

ВСТУП

Подальший розвиток промисловості вимагає створення і впровадження принципово нових знарядь праці, матеріалів, технологічних процесів, що перевершують за своїми техніко-економічними показниками кращі вітчизняні і світові досягнення, підвищення ефективності устаткування, поліпшення якості і його надійності. Рішення цієї найважливішої технічної задачі багато в чому залежить від підвищення довговічності деталей і вузлів машин.

Механічні передачі гірничих машин вирізняються передачею механічної енергії високого рівня з перетворенням швидкостей і моментів на декілька порядків. Причому до таких передач висуваються високі вимоги з надійності при значних динамічних навантаженнях при відносно малих габаритах. Такі вимоги пов'язані з особливостями роботи гірничих машин, що взаємодіють з гірською породою, що і пояснює важкі умови їх експлуатації. Однією з найвідповідальніших і високонавантажених ланок будь-якої гірничої машини поєднання привода та робочого органу.

Механічні передачі, що уповільнюють рух, набули більшого поширення ніж прискорюючі через те, що швидкості обертання валів приводних двигунів різного виду, зазвичай, значно вище швидкостей валів робочих машин. Більш швидкохідні двигуни мають менші розміри в порівнянні з тихохідними двигунами тієї ж потужності, оскільки зі збільшенням частоти обертання зменшуються сили та моменти, що діють на деталі двигуна. До того ж при уповільненні швидкості відповідно збільшується обертальний момент на робочому органі.

Не менш важливим є обмеження на габаритні розміри та вагу механічних передач, яке особливо актуальне для підземних гірничих машин.

У переважній більшості існуючих редукторів використовуються евольвентні зубчасті колеса та, порівняно не багато, зачеплення Новікова. Зубчасті евольвентні зачеплення мають обмеження на можливості подальшого суттєвого покращення

міцнісних та якісних показників зачеплення, що висуває завдання пошуку нових конструкційних рішень.

Розв'язанням цих проблем та забезпечення висунутих вимог можливо за рахунок застосування циклоїдного (циклоїдального, планетарно-цівкового, цевного) редуктору, в якому збільшення обертального моменту відбувається не завдяки зубчастому зачепленню, а за допомогою складного плоско-паралельного обертання циклоїдних дисків. Перевагами такої циклоїдної передачі є висока стійкість до ударних перевантажень, високі надійність, передавальні відносини в одному ступені, компактність, ККД, різноманітні варіанти монтажу просторі.

Отже дослідження процесу роботи циклоїдної передачі у приводах гірничих машин та визначення раціональних параметрів такого редуктору є **актуальним науково-технічним завданням**.

Метою роботи є покращення режиму роботи гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів приводних редукторів з циклоїдною передачею.

Об'єкт досліджень – процес роботи приводних редукторів з циклоїдною передачею.

Предмет дослідження – параметри циклоїдної передачі.

1. АНАЛІЗ МЕХАНІЧНИХ ЦИКЛОЇДАЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ

1.1. Аналіз відомих механічних редукторів та механічних передач, що використовуються у них

Механічні передачі, що лежать в основі будь-якого механізму передають роботу двигуна виконавчому органу гірничої машини. Додатково під час передаючи механічної енергії, вони одночасно можуть виконувати такі функції:

- зниження або підвищення кутових швидкостей, що підвищує або знижує обертові моменти;
- регулювання кутових швидкостей робочого органу гірничої машини;
- реверсування руху;
- перетворення одного виду руху на інший;
- розподіл роботи двигуна поміж декількома виконавчими механізмами гірничої машини.

Механічні передачі залежно від принципу дії можна поділити на такі групи:

- передачі за допомогою зачеплення (зубчасті, ланцюгові, черв'якові);
- передачі за допомогою тертя (фрикційні, ремінні);

Найбільш за усе розповсюджені зубчасті передачі через наступні переваги:

- сталість передавального числа;
- відсутність прослизання;
- велика несуча здатність при порівняно малих габаритах і масі;
- велика довговічність;
- робота у широкому діапазоні навантажень;
- здатність передавати енергію між валами, як завгодно розташованими в просторі;
- порівняно малі навантаження на вали та їх опори;
- високий ККД (до 0,995);
- простота обслуговування і догляду.

Недоліками зубчастих передач є:

- високі вимоги до точності виготовлення зубчастих коліс і складання передач;
- необхідність підвищеної жорсткості корпусів, опор, валів;
- шум, особливо при великих частотах обертання та недостатньої точності, вібрації;
- низька демпфуюча здатність.

Евольвентні передачі. Основною зубчастою передачею є передачі з евольвентним профілем зуба, профілі зубів якого окреслені по евольвенті кола, а в конічних - сферичними евольвенти. Сама евольвента це така крива, яку описує точка прямої лінії, що перекочується без ковзання по колу діаметром осі званою основною. Евольвента має такі властивості [7]:

- відстань між евольвентами завжди однакова і постійна;
- нормаль до евольвенти є дотичною до основного кола;
- радіус кривизни евольвенти дорівнює дузі основного кола, розташованого під цим радіусом.

На сьогоднішній день це зачеплення має широке застосування через те, що зуби можуть бути оброблені інструментом з прямолінійною ріжучою кромкою, а також нечутливість до зміни міжосьової відстані [18].

Евольвентні передачі в певних межах допускають зміну міжосьової відстані, зберігаючи при цьому сталість передавального відношення [10]. У таких передачах передатне відношення коливається від 0 до 6 оскільки при $1 > 6$ збільшуються габарити передачі, в результаті в місці контакту зубів виникають великі контактні напруження [39].

Переваги евольвентного зачеплення [22, 26, 39]:

- технологічна простота виготовлення та контролю;
- простота форми зуборізного інструменту;
- перевальне відношення залишається постійним при зміні міжцентрової відстані коліс внаслідок похибок монтажу;
- нечутливість (у певних межах) до технологічних похибок у радіальному напрямку порівняно з зачепленням Новікова;

- високий ККД у порівнянні з передачею Нечаєва;
 - надійність та довговічність роботи;
- Недоліки [22, 26, 39]:
- у кілька разів менша навантажувальна здатність порівняно з зачепленням Новікова та з передачею Нечаєва;
 - надзвичайно чутливе до технологічних похибок кутового виду (перекоси і паралельність осей коліс зубчастої пари, похибки напрямку зуба і т. д.);
 - мале передатне відношення порівняно з передачею Нечаєва;
 - модуль в 2-2,5 рази менше при однакових розмірах, що в 3-4 рази знижує згинальні напруги в порівнянні з передачею Нечаєва;
 - габаритні розміри і маса в 1,5 - 2,5 рази більше, ніж у передачі Нечаєва.

Зачеплення Новікова. Передача Новікова або колоутвинтове зачеплення є механічною передачею, альтернативною евольвентному типу зачеплення.

Нестандартність пропозиції Новікова полягала в тому, щоб від лінійного торкання зубів перейти до поверхневого. Кривизна торцевих профілів зубів коліс Новікова не підпорядковуються співвідношенню Ейлера-Саварі, що дозволяє їх проектувати як опуклий та увігнутий профілі з малою різницею кривизни [10].

Зуби коліс у торцевому перерізі окреслені колами найближчих радіусів. Майданчик контакту зубів переміщається не за профілем зуба, як у прямозубому евольвентному зачепленні, а вздовж нього. Кут тиску та швидкість переміщення не змінюється.

Розрізняють два види зачеплень Новікова:

- з однією лінією зачеплення за полюсні або до полюсні;
- із двома лініями зачеплення (ДЛЗ) дозаполюсні.

Підхід заміни лінійного контакту поверхні зуба точковим дозволив змінити вид профілів зубів, що спостерігається в торцевому перерізі: замість взаємоогиначальних кривих використовуються зубці, окреслені колами радіусів, що мають мінімальну різницю кривизни. При цьому один із профілів зазвичай виконують опуклим, а другий - увігнутим. Однак в окремих випадках зубці шестерні та колеса можуть мати інший профіль.

Для зачеплення Новікова характерно те, що воно має нульовий торцевий коефіцієнт перекриття, тому його працездатність може забезпечити лише косі або шевроні зубів.

Використання передач Новікова ДЛЗ з вихідним контуром [8] за ГОСТ 15023-76 замість евольвентних покращених коліс збільшує зносостійкість і довговічність роботи зубчастих передач, але тільки в тих випадках, коли передачі Новікова замінюються еквівалентними за параметрами та матеріалом евольвентними колесами, які термічній або хіміко-термічній обробці та мають твердість зубів 190-300 од. Брінеля.

Використовується зачеплення в механізмах з високими навантаженнями та при обмежених габаритах передачі.

Переваги (порівняно з евольвентним зачепленням) [8, 27]:

- більш висока здатність навантаження по контактним напругам в 1,5 - 2 рази (при твердості поверхні зубів до 350 НВ);
- малий рівень шуму [3];
- вищі передатні числа (через різницю габаритів в 20-25%);
- передача менш чутлива до перекосів зубчастих коліс внаслідок точкового контакту зубів;
- вища стабільність величини навантажень, що ламають зуби.

Недоліки [5, 17]:

- помітна чутливість та залежність від зміни міжосьової відстані;
- при зростанні навантаження відзначається суттєве збільшення осьової складової, що призводить до ускладнення конструкції вузлів опорних підшипників;
- при виготовленні передачі з однією лінією зачеплення потрібна наявність двох спеціальних фрез (одна для нарізки зубів колеса, а друга – шестерні);
- найменша міцність зуба на вигин у порівнянні з евольвентними.

Зубчасті передачі з циклоїдальним профілем зуба. Циклоїда є траєкторією точки, що створює коло, яке котиться по деякій прямій без ковзання. Циклоїди бувають трьох видів [11, 12]:

- укорочена - точка, що описує циклоїду, знаходиться всередині контуру;
- подовжена - точка, що описує циклоїду, знаходиться зовні контуру;
- звичайна - точка знаходиться на самому контурі.

Циклоїдо описується графічно, і аналітично за допомогою параметричного рівняння можна знайти координату точки, розташованої на колі. З кожним поворотом кола точка змінює положення в просторі, тим самим формуючи циклоїду. За наявності відомих параметрів напрямного та вихідного контурів циклоїду можна побудувати при визначенні закономірностей, яким підпорядковується точка, що рухається.

Циклоїдальні криві (циклоїда, епіциклоїда, гіпоциклоїда, тріоїда, астроїда) застосовуються в техніці для побудови профілів: зубів, шестерень, обриси багатьох типів ексцентриків, а також деталей машин, які здійснюють одночасно рівномірний обертальний і поступальний рух [13].

Циклоїдальне зачеплення – вид зачеплення, при якому профілі зубів окреслені по ділянках циклоїд: епіциклоїд та гіпоциклоїд. При профілюванні зубів використовують лише укорочені циклоїди, оскільки для звичайних та подовжених циклоїд властиві самоперетинання та загострення контурів [6]. При зовнішньому зачепленні голівку зуба окреслює епіциклоїда, а ніжку зуба – гіпоциклоїда. При внутрішньому зачепленні – навпаки.

Переваги циклоїдального зачеплення [6, 13]:

- менша швидкість ковзання профілів та відсутність перехідних ділянок, а отже, більш плавна та безшумна робота;
- вищий ККД (близько 95%);
- коефіцієнт перекриття більше 2;
- відсутність підрізування ніжки зуба;
- широкий діапазон регулювання геометричних параметрів;
- можливість отримання профілю з будь-яким числом зубів (на відміну евольвентного);
- зберігає високий ККД навіть за менш точного виготовлення.

Головний недолік циклоїдального зачеплення є складність виготовлення

інструменту і, як наслідок, його висока ціна, оскільки профілем циклоїдальної рейки є дві циклоїди, а не пряма, як у евольвентному зачепленні.

Цівкове зачеплення. Одним із різновидів циклоїдального зачеплення є цівкове зачеплення, у якому зубці одного колеса замінено цівками - циліндрами, вставленими між дисками, закріпленими на осі [13].

Цівки одночасно перебувають у дотику з зубами іншого колеса. Таким чином, центри всіх цівок знаходяться на відповідних гілках подовжених епіциклоїд або гіпоциклоїд. Хоча в одночасному зачепленні можуть бути всі цівки, навантаження може передаватися максимально лише половиною їх загального числа [26].

Переваги цівкового зачеплення [15, 20, 23, 40]:

плавність ходу та низький рівень шуму порівняно з евольвентним зачепленням;
високий ресурс та надійність за рахунок того, що навантаження на цівці розподілене по всій її поверхні;
менші габарити при однаковому моменті, що передається, в порівнянні з евольвентним зачепленням;
передавальне відношення від 6 до 190;
висока кінематична точність.

Недоліки цівкового зачеплення [15, 20, 23, 40]:

- чутливість до зміни міжосьової відстані;
- висока вартість;
- високі вимоги до точності виготовлення (при зміні положення цівки на диску змінюється та продуктивність передачі);
- складність форми зуба вихідного контуру зуборізного інструмента за методом обкату.

Ексцентрово-циклоїдальне зачеплення. У ексцентрово-циклоїдальному зачепленні профілі зубів шестерні в торцевих перерізах окреслені дугами ексцентрично зміщених кіл, а зуби більшого колеса в тих же перерізах окреслені ділянками циклоїдальних кривих [41]. Цей вид зачеплення не є новим видом зачеплення, а є технологічним варіантом епіциклоїдально-цівкового зачеплення, в

якому цівка замінена зубами, профілі яких в торцевих перерізах окреслені дугами ексцентрично зміщених кіл, розрахунок геометрії ЕЦ-зачеплення збігається з розрахунком геометричних параметрів циклоїдально-цівкового зачеплення.

Порівняльний аналіз з відомими видами зачеплень (евольвентне, зачеплення Новікова та ін.), проведений у роботі [33], показав, що ЕЦ-зачеплення має комплекс переваг по ряду характеристик (ККД, передатне відношення, крутний момент, надійність, питомі масогабаритні показники, собівартість виготовлення та ін.).

Переваги ЕЦ-зачеплення [33]:

- високий ККД (до 99%);
- висока несуча здатність;
- низький рівень шуму;
- забезпечує широкий діапазон передавальних відносин (за рахунок можливості зменшення кількості зубів ведучого колеса до 1), за мінімальної величини відносної маси;
- менш вимогливо до перекосів у порівнянні з евольвентним зачепленням і менш вимогливо до міжцентрового зазору в порівнянні з зачепленням Новікова.
- згинальна жорсткість зубів вища, тому передбачувані значення коефіцієнта питомої жорсткості зубів вищі орієнтовно на 20 %;
- номінальне питома навантаження вище, оскільки сумарна довжина контактних ліній пропорційна коефіцієнту торцевого перекриття;
- максимальний переданий обертальний момент більше до 7 разів;
- собівартості виготовлення нижче в 1,5-2 рази, за рахунок менших метало- та енергоємності;
- нижча віброактивність;
- менші габарити при здатності навантаження, або підвищена здатність навантаження при однакових габаритах;
- максимальний переданий момент більше на 25%;
- температура масла в редуктор нижче на 4,5 градуса при максимальному

моменті, що передається.

Недоліки ЕЦ-зачеплення [41]:

- збільшення міжосьової відстані внаслідок деформації опор та валів, а також похибок виготовлення корпусу – збільшує концентрацію питомого навантаження та контактних напруг у навколополюсній зоні;
- прослизання між ексцентриком та циклоїдальним;
- існує можливість підібрати передачу з евольвентним зачепленням, що має велику здатність навантаження.

Торцеві передачі. Торцеві передачі бувають двох основних видів [10]:

- з проміжними тілами (кульковими або роликовими) - містить набір тіл кочення, що зачіпаються, пов'язаних з провідним і веденим валом за допомогою шайб. Однак такі передачі складні у виготовленні та вимагають обов'язкової наявності мастила, що обмежує їх застосування у відкритих передачах.
- два зубчасті колеса, зчеплені між собою торцевими зубами. Зуби першого колеса мають профіль, обмежений площиною, а зубці другого колеса - круговий профіль, тобто форма зуба складається з усіченого конуса, циліндра або бочкоподібного тіла.

Передача руху відбувається поверхнями зубів шестерні і колеса зачепленням, що забезпечує можливість рівномірного розподілу зносу робочих поверхонь в безперервному процесі передачі (без зупинок на регламентне обслуговування). Особливістю даної передачі є те, що конструкційна посадка для розміщення ніжки зуба першого колеса в гнізді її вінця призначається така, що момент тертя ковзання в кінематичній парі «зуб шестерні – зуб колеса» незначно (до 5 %) перевершує протилежний момент тертя спокою в кінематичній парі «ніжка зуба першого колеса – гніздо у її вінці». У цьому випадку при роботі передачі забезпечено кочення без ковзання у відносному русі двох коліс, при якому виконується умова рівномірного розподілу інтенсивності зношування їх робочих поверхонь. Для зниження коефіцієнта тертя в кінематичній парі «ніжка зуба першого колеса - гніздо в її вінці» між бічною (робочою) поверхнею ніжки зуба та поверхнею гнізда

розміщується проміжний шар металу, наприклад, свинцю, власна пластичність якого перевершує пластичність матеріалу зуба шестірні та її вінця. Створення цього шару, що виконує роль твердого «мастила», на бічній поверхні ніжки зуба виконується, наприклад, шляхом плазмового напилення або гальванопокриттям [29].

Переваги [10]:

- простота та менша вартість виготовлення порівняно з евольвентною передачею;
- для нарізування зубів шестерні та колеса використовується один інструмент;
- висока згинальна та контактна міцність порівняно з евольвентною передачею;
- високе передатне відношення в одному ступені порівняно з евольвентною передачею;
- високий ступінь ремонтпридатності та взаємозамінності;
- торцеве розташування зубів дозволяє створювати компактніші приводи;
- при однакових габаритах розмір зубів може бути збільшений у 2-2,5 рази порівняно з евольвентним зачепленням, що знижує згинальні напруги.

Недоліки [29,30]:

- висока точність при монтажі для збереження лінійного контакту профілів у порівнянні з передачею Новікова, однак приблизно така сама, як і для евольвентного зачеплення;
- велика швидкість ковзання профілів у порівнянні з евольвентним зачепленням;
- менший коефіцієнт перекриття (менша плавність роботи);
- більший знос профілів у порівнянні з евольвентною передачею.

Передача Нечаєва. Передача, розроблена Нечаєвим А.І. в 1975 [28], являє собою два зубчасті колеса, зчеплені між собою торцевими зубами та здатна працювати в умовах, в яких робота евольвентних передач неможлива. Зуби веденого зубчастого колеса виконані з плоскими робочими поверхнями, а ведучої шестерні – з опуклими робочими поверхнями, обмежені кривими сімейства

«равликів Паскаля». Завдяки особливій формі даної кривої коефіцієнт перекриття в такому зачепленні збільшений до двох, що надає високу плавність і малу шумність. Зачеплення зубів підтверджується теоремою Ейлера-Саварі [28], яка свідчить: прямі, що з'єднують центри кривизни центроїд та відповідні центри кривизни сполучених профілів, повинні перетинатися в одній точці з лінією, проведеною через точку дотику центроїд перпендикулярно профільної нормалі.

Принцип роботи передачі полягає в наступному: при обертанні ведучого колеса його зуб входить у зачеплення із зубом веденого колеса і передає йому обертальний рух. Взаємне обкатування профілів зубів відбувається по всій висоті з постійним передатним ставленням, що знижує ймовірність ударів кромок при пересполученні зубів. Через що досягається висока плавність роботи [28].

Переваги [1, 28]:

- підвищена здатність навантаження в порівнянні з евольвентними зачепленнями в 1,6 разів;
- контактна напруга більше на 20-25% , або у 1,5-2 рази в порівнянні з евольвентними зачепленнями;
- модуль у 2-2,5 рази більший за однакових розмірів, що у 3-4 рази знижує згинальні напруги порівняно з евольвентним зачепленням;
- можливість утворення передачі без підрізання та загострення з достатньою плавністю зачеплення;
- габаритні розміри та маса в 1,5-2,5 рази менше, ніж у евольвентних передачах;
- при зменшенні габаритів та металоємності передачі Нечаєва відбувається збільшення передавального відношення порівняно з евольвентними передачами;
- тому що лінія зачеплення передачі Нечаєва має форму ділянки зовнішньої петлі «равлика Паскаля», забезпечується високий коефіцієнт перекриття.

Недоліки [1]:

- складне профілювання малих зубчастих коліс (шестерень) у порівнянні з евольвентними колесами;
- індивідуальне виготовлення шестірні, тобто виготовлення нових

інструментів та оснасток;

- утруднене відновлення зношених робочих поверхонь та низький рівень ремонтпридатності;
- невисоке ККД передачі (0,94-0,96).

Торцеве цівкове зачеплення. Торцеве цівкове зачеплення має профіль зубів одного з коліс є круговим, що дозволяє виготовити кожен зуб без особливих труднощів, наприклад на токарному верстаті. Профіль поверхні сполучення повинен відповідати вимогам основної теореми зачеплення, реалізацію яких можна забезпечити методом обкатки, що є найпоширенішим способом виготовлення зубчастих коліс.

У передачі Нечаєва здійснюється контакт опуклої поверхні з площиною, а в торцевій передачі з цівковим зачепленням кругова поверхня зубів першого колеса контактує з увігнутою поверхнею другого колеса, що зменшує контактну напругу.

Якщо зубці першого колеса виготовлені у вигляді ролика з повним круговим профілем, можна закріпити його на осі з можливістю обертання та отримати торцеву цевку передачу. Таке рішення має перевагу перед звичайними передачами, наприклад, менші габарити [38].

Розглянемо тепер редуктори.

Загалом парк редукторів, що забезпечують роботоспроможність гірничих машин дуже широкий: від маленьких редукторів на долі Вт до надпотужних мегаватних установок.

На сьогоднішній день у механічних системах гірничих машин використовуються декілька типів редукторів, у яких реалізовано багато різновидів механічних передач зокрема для передачі обертового моменту між механізмами [2, 3, 4, 24, 25, 36].

Редуктори характеризуються такими вхідними (індекс 1) і вихідними (індекс 2) параметрами [2, 3, 4, 24, 25, 36]:

- потужність N_1, N_2 ;
- обертовий момент M_1, M_2 ;
- кількість обертів n_1, n_2 ;

- ККД;
- Маса редуктора;
- Габарити редуктора.

Розглянемо основні типу редукторів.

Редуктор, як механізм, що впливає на характеристики обертального моменту і змінює потужність двигуна, найчастіше класифікують за передачею, формою шестірні та типом зубчастого зачеплення. Редуктори за даними ознаками поділяються на [9, 31]

- циліндричні;
- хвильові;
- конічні;
- планетарні;
- черв'ячні;
- комбіновані.

Циліндричні редуктори. Цей тип редукторів широко розповсюджені у промисловості. Поверхні зубчастих коліс мають форму циліндра. Передавальні числа - від 2 до 200 [9, 31].

За кінематичною схемою [9, 31]:

- розгалужені
- прямолінійні.

За кількістю ступенів [9, 31]:

- одноступінчасті;
- двоступінчасті;
- триступінчасті.

За формою зубів поділяють на [9, 31]:

- шевронні,
- косозубі
- прямозубі
- із зачепленням Новікова.

Прямозубі зубчасті колеса мають високий ККД, оскільки зубці вступають у контакт по всій довжині під час зачеплення. Тертя практично відсутнє, спостерігається мінімальне навантаження на підшипники, а механізм не нагрівається. Основний недолік – сильний шум [9, 31].

Косозубі колеса мають зубці, розташовані під кутом. У них більша площа контакту при порівняно однаковій з циліндричними колесами ширині обода. Косозуба пара працює з низьким шумом, високою плавністю ходу та перевантажувальною здатністю. Основний недолік – сильне тертя та перегрів деталей під час роботи [9, 31].

Шевронні колеса являють собою як би два косозубі колеса на одному валу із сильним нахилом зубів у зворотному напрямку. Шевронні зачеплення практично безшумні у роботі, але технологія нарізування зубів надто складна.

Черв'ячні редуктори. Основними у конструкції черв'ячного редуктора є приводний червоподібний гвинт (черв'як) і шестерня циліндричної форми із зубами на поверхні, що поєднується з ним. Вони працюють плавно і безшумно, але виділяють багато тепла, швидко зношуються та мають порівняно низький ККД.

Діапазон обертового моменту, N_m 4...3500. Номінальна потужність, кВт 0,09...15, Передатне відношення 3,5...100 [9, 31].

Конічні редуктори. У цих механізмах, шестерню та колесо відрізняє конічна форма поверхні. Вали розташовуються під кутом, а зуб шестерні радіальний та прямий. Конічні передачі потрібні в понижувальних або комбінованих вузлах. Обертання може бути спрямоване в будь-який бік, а ведучим виступати колесо. У більшості моделей конічних передавальних механізмів використовується одна передача [9, 31].

Планетарні редуктори. Колесо планетарного редуктора жорстко фіксується у корпусі. Джерелом обертання є двигун, а інша частина представлена планетарною шестернею. У середині розташовуються інші деталі, редуктор кріпиться до двигуна за допомогою фіксуючих елементів. У центрі конструкції розташовується сонячна шестерня та отримує основне обертання [9, 31].

Центральний елемент завжди знаходиться у зачепленні з шестернями на колі.

З коронною шестернею зачіплюються сателіти. Редуктори планетарного типу поділяють на одноступінчасті та багатоступінчасті за кількістю щаблів, прості та диференціальні за складністю конструкції. Переваги планетарного редуктора у його компактності, низькому рівні шуму, малому навантаженні на зуби. Основний недолік – відносно низький ККД [9, 31].

Хвильові редуктори. Основні елементи хвильового редуктора: колесо, що не деформується, закріплене в корпусі і гнучке колесо, встановлене на генератор хвиль. Коли генератор хвиль обертається, гнучке колесо деформується, а точки дотику внутрішньої та зовнішньої шестерні переміщуються. За рахунок меншого числа зубів на гнучкому колесі забезпечується плавний хід механізму. Вони компактні, не шумлять, не вібрують, готові до серйозних навантажень [9, 31].

Комбіновані редуктори. Дані редуктори є багатоступеневими і використовують передачі різного типу. Часто в одному корпусі з'єднуються конічні або черв'ячні пари з циліндричними. Ці моделі компактні, довговічні, працюють плавно і мають добрий ККД. Комбіновані типи редукторів мають широкий спектр застосування, тому їх можна використовувати у різних сферах діяльності [9, 31].

У циліндро - черв'ячних редукторів перший ступінь - циліндричний, другий ступінь - черв'ячний. Дозволяють оптимально вирішити проблему приєднання редуктора до обладнання. Редуктори забезпечують можливість застосування обмежувачів крутного моменту, гальмівних пристроїв та варіаторів. Діапазон крутного моменту, Нм 10...1200; Номінальна потужність, кВт 0,09...4; Передавальне число 40...460 [9, 31].

Кутові редуктори створені передачі руху під прямим кутом. Це зручно під час проектування синхронізованої системи приводів. Діапазон крутного моменту, Нм 3...3000. Номінальна потужність кВт, 0,15..91. Передавальні числа 1,0..7,4 [9, 31].

Варіатори дозволяють плавно змінювати швидкість обертання вихідного валу та вибрати оптимальну швидкість. Плавність та безшумність у роботі. Високий ККД. Мінімальне обслуговування під час експлуатації. Співвісне виконання у поєднанні з компактністю корпусу та малими габаритами. Діапазон

крутного моменту, Нм 1.9...150. Номінальна потужність, кВт 0,12...11. Глибина регулювання 1: 5,3 [9, 31].

Додатково наведемо деякі відомості щодо потужностей і кількості обертів робочих механізмів гірничих машин

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики двохвалкових дробарок з гладкими валками [31]

Показники	ДГ 400х250	ДГ 600х400	ДГ 800х500	ДГ 1000х550	ДГ 1500х600
Частота обертання валків, об/хв	200	180	150	100	83
Приводний двигун: кількість частота обертання, об/хв потужність, кВт	2 730 2х4,5	2 725 2х7,5	1 735 28	1 735 40	1 1470 55

Таблиця 1.2 - Характеристики двигунів змінного і постійного струму [31]

№ п/п	Позначення двигуна	Потужність, N, кВт	Число обертів, n, об/хв	Діаметр вихідного валу, мм	Номінальний обертаючий момент M, кНм
1	АТ 2-21-39-16У1	2000	375	320	320
2	АТ 2-21-49-16У1	3150	375	320	504
3	ДАФ3-16-94-8У4	5000	750	250	400
4	ФАЗМ-ХСУХЛ4	4000	3000	-	80
5	АКН2-18-53-12МУХЛ4	2000	500	220	240
6	2АЗМП-5000/6000 У4	5000	2985	160	100,5025
7	2АЗМП-4000/6000 У4	4000	2985	160	80,40201
8	4АЗМ-8000/10000 УХЛ4	8000	2985	180	160,804
9	4АЗМ-6300/10000 УХЛ4	6300	2985	169	126,7606
10	АЩ2-20-81-12У1	5000	500	320	600
11	ВДА-173/99-6-2ЛУХЛ4	5600	1000	-	336
12	ВАЗ 215/109-6АМ05	8000	1000	-	480
13	СДТ 3200-60 УХЛ4	3200	16	-	12000
14	П2-26/51-2,25 УХЛ4	2250	40	530	3375
15	МП-5600-300Т3	5600	300	450	1120
16	П2-25/130-9 ХЛ4	9000	63	730	8571,429
17	МП-7100-125	7100	125	530	3408
18	П2-23/106-7,1 У4	7100	80	630	5325

Продовження табл. 1.2

19	П2-23/170-8 УХЛ4	8000	50	830	9600
20	П2-800-237-14	9000	90	710	6000
21	П2-1000-238-14	9000	71	750	7605,634
22	П2-1000-247-14	10000	80	750	7500
23	П2-1000-257-14	10000	63	850	9523,81
24	П2-1000-257-14ХЛ4	12500	71	850	10563,38
25	МП 6300-32 У3	6300	32	-	11812,5
26	МПС12500-63 У4	12500	63	-	11904,76

1.2. Аналіз конструкції редукторів з циклоїдальними механічними передачами

Як зазначалося вище, для гірничих машин характерним є передача великих потужностей і обертальних моментів з відносно не великою швидкістю.

Розглянемо ще один тип редукторів з планетарно цівковими (циклоїдними) передачами.

В даний час планетарно-цівкові редуктори використовують головним чином у робототехніці, верстатобудуванні, хімічному машинобудуванні, приводах вантажопідіймальних машин, ланцюгових конвеєрів, поворотних механізмах екскаваторів, буровому обладнанні. Також існують мультиплікатори та прецизійні передачі для точного позиціонування з цівковим зачепленням. Застосування таких передач є перспективним для гірничого машинобудування [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

Головними компонентами планетарно-цівкової або циклоїдальної передачі є швидкохідний вал з ексцентриками, внутрішній фланцевий тихохідний вал, циклоїдні диски і корпус редуктора, показаний на рис 1.1. Така механічна передача має багато контактних точок, що забезпечують одночасний рівномірний розподіл робочого навантаження на усю поверхню дисків. Цівковий редуктор надійний завдяки тому, що коефіцієнт перекриття передачі, що становить 66%. На практиці це означає, що в одночасному контакті в будь-який момент часу знаходяться 66% зубів циклоїдних дисків. Тому ця передача може витримувати миттєве піковий динамічний (ударний) обертальний момент, який в 5 разів перевищує розрахунковий обертальний момент. Будь-який інший вид передачі має коефіцієнт

перекриття в десятки разів менше, тому мають перевантажувальну здатність не вище 200% від номінального обертового моменту [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

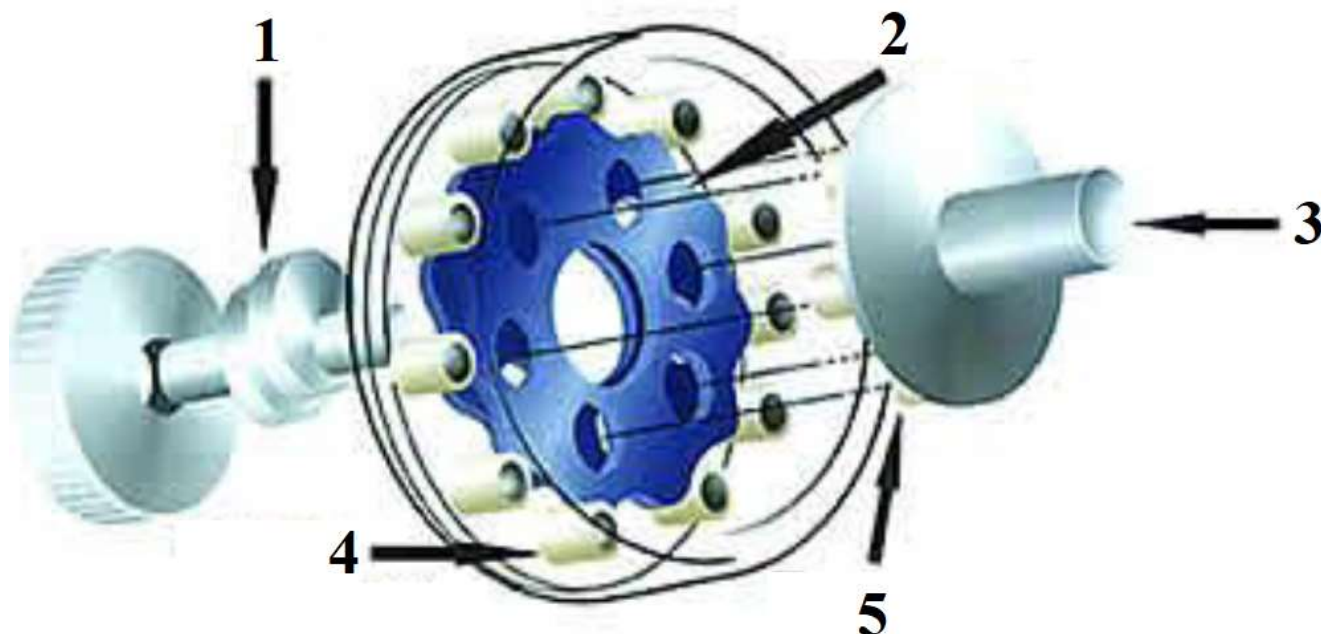


Рис 1.1 – Планетарно-цівковий (циклоїдальний) редуктор [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:
1 – швидкохідний вал з ексцентриком; 2 – циклоїдний диск; 3 – тихохідний вал; 4 – корпус з внутрішнім зубчастим вінцем; 5 – пальці тихохідного валу

Подібний редуктор працює наступним чином. Ексцентрик 1, що обертається, прокочує циклоїдні диски 2 по внутрішній периферії стаціонарного зубчастого вінця 4. Результуюча дія виявляється подібною до дії перекочування диска за внутрішнім зубчастим вінцем. Циклоїдальний диск 2 рухається за годинниковою стрілкою в корпусі зубчастого вінця і при цьому повільно обертається навколо осі проти годинникової стрілки. У цій системі циклоїдальний профіль диска поступово входить у зачеплення з роликами нерухомого внутрішнього зубчастого вінця, щоб зробити зворотне обертання на малій швидкості. За кожен повний оберт швидкохідного валу циклоїдальний диск повертається на один крок циклоїдального зубчастого зачеплення в протилежному напрямку [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

На диску на один циклоїдальний зуб менше, ніж роликів в нерухомому корпусі зубчастого вінця, що визначає передатне відношення редуктора, і за кількістю дорівнює кількості циклоїдальних зубів на диску. Уповільнене обертання

циклоїдальних дисків передається на тихохідний вал редуктора за допомогою приводних пальців, які входять у зачеплення з отворами, розташованими симетрично навколо осі кожного диска [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

Передатне відношення цівкового редуктора в загальному випадку розраховується як кількість цівок на одному циклоїдному диску зменшену на 1. Фактично це означає, що за 1 оберт ексцентрика циклоїдний диск робить перехід на одну цівку. Таким чином, циклоїдний диск здійснює повний оборот навколо своєї осі при кількості оборотів вхідного валу редуктора (тобто ексцентрика) на кількість цівок на диску зменшену на 1. Це дозволяє мати високі передатні відносини в 1 ступені редуктора - до 119. Будь-який відомий вид передачі в цьому випадку реалізовуватиме таке передатне відношення в декількох ступенях, що неминуче позначиться на зростанні габаритів та конструктивному ускладненні редуктора [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

Основні переваги [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

- малі габарити та низька відносна маса;
- широкий діапазон передавальних відношень одного ступеня (3...191);
- високий коефіцієнт корисної дії (0,80...0,97);
- високі надійність та довговічність (до 15 років роботи в одну зміну з постійною навантаженням або до 50 000 год));
- висока стійкість до перевантажень (до 500%);
- мала інерційність та низький рівень шуму (до 70 дБА);
- компактність при високій несучій здатності (питома матеріаломісткість - відношення маси редуктора до обертового моменту вихідного валу - становить 0,02 ... 0,05 кг/(Нм));
- можливість встановлення як у горизонтальному, так і вертикальному положенні, вихідним валом вгору або вниз;
- підвищену крутильну жорсткість з мінімальною гістерезисом;
- мінімальне обслуговування.

Основні недоліки [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

- підвищені вимоги до точності виготовлення та монтажу (для

забезпечення складання планетарних передач необхідно дотримуватися умов співвісності (збіг геометричних центрів коліс);

- різке зниження ККД передачі зі збільшенням передатного відношення.

Загалом циклоїдою називають плоску криву, що описується точкою, що знаходиться на фіксованій відстані від центру кола, що котиться без ковзання по напрямній у вигляді прямої або кола. Якщо напрямна є колом і коло котиться по ній зовні, то криву називають епіциклоїдою. Якщо ж коло котиться всередині напрямного кола, то криву називають гіпоциклоїдою. Якщо, наприклад, точка А (рис 1.2) знаходиться всередині кола радіусом r , що котиться по напрямному колі радіусом R . Відстань на відстані $OA = e$ від центру, криву називають укороченою епіциклоїдою. Відношення $e/r = \lambda$ називають коефіцієнтом скорочення епіциклоїди.

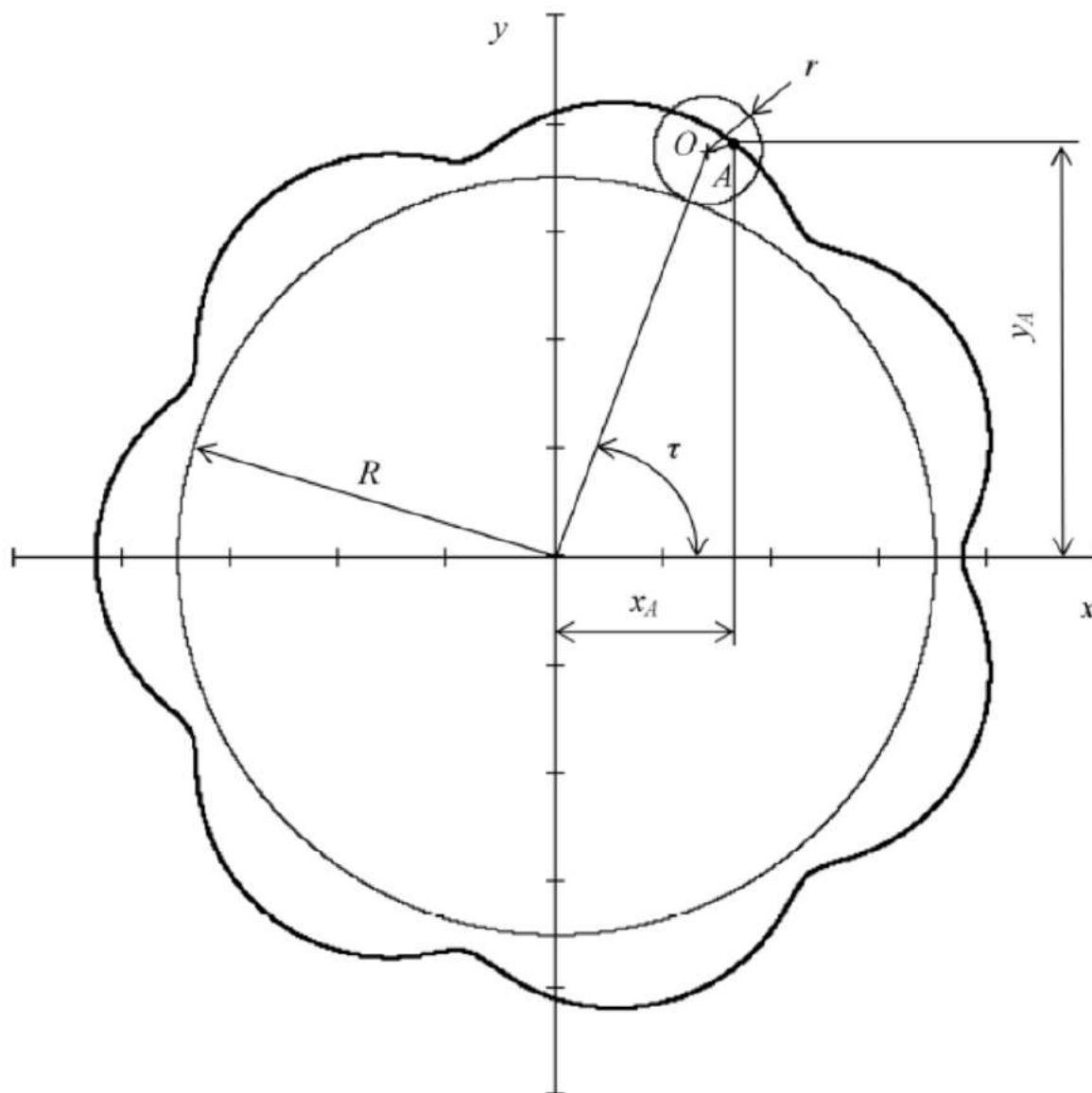


Рис 1.2 – Формування укороченої епіциклоїди [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

Рівняння укороченої епіциклоїди у параметричній формі мають вигляд [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

$$\begin{cases} x = (R+r) \cdot \cos(\tau) - \lambda \cdot r \cdot \cos\left(\frac{R+r}{r} \cdot \tau\right) \\ y = (R+r) \cdot \sin(\tau) - \lambda \cdot r \cdot \sin\left(\frac{R+r}{r} \cdot \tau\right) \end{cases} \quad (1.1)$$

де τ - Незалежний параметр, $\tau = 0 \dots 2\pi$. Координати точки А (x_A , y_A) отримують підстановкою рівняння (1.1) відповідного значення параметра τ . Число зубів колеса з циклоїдальним профілем дорівнює відношенню радіусів: $z_1 = R/r$.

У планетарно-цвнговій передачі сателіт виконують із циклоїдальним профілем. Робочий профіль сателіту отримують як криву, що обгинає, кіл, центри яких розташовані на укороченій епіциклоїді (рис 1.3).

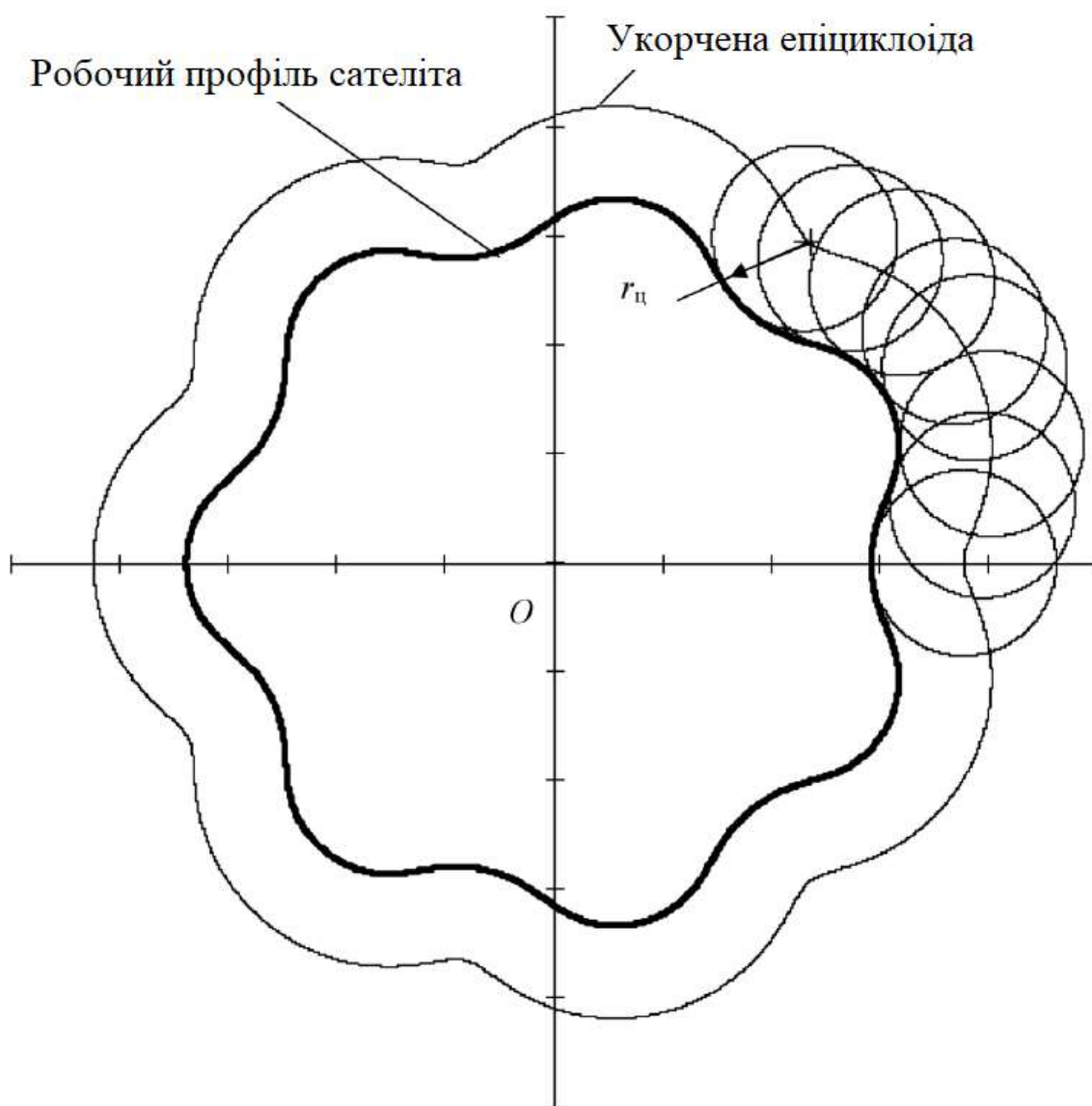


Рис 1.3 – Формування робочого профілю сателіту [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

Радіус цих кіл дорівнює радіусу цівок гц. Таким чином, саме еквідистантна крива укороченої епіциклоїди є робочим профілем циклоїдальних зубів, яка відстає від укороченої епіциклоїди на відстань радіусу цівки [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

Рівняння укороченої епіциклоїди можна записати так, якщо враховувати, що $r = e/\lambda$, $R = z_1 r$, при числі цевок $z_2 = z_1 + 1$ [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

$$\begin{cases} x(\tau) = \frac{e \cdot z_2}{\lambda} \cdot \cos(\tau) - e \cdot \cos(z_2 \cdot \tau) \\ y(\tau) = \frac{e \cdot z_2}{\lambda} \cdot \sin(\tau) - e \cdot \sin(z_2 \cdot \tau) \end{cases} \quad (1.2)$$

Рівняння робочого профілю сателіту мають вигляд [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

$$\begin{cases} x_c = x(\tau) - r \cdot \cos(z_2 \cdot \tau - \varphi(\tau)) \\ y_c = y(\tau) - r \cdot \sin(z_2 \cdot \tau - \varphi(\tau)) \end{cases} \quad (1.3)$$

Цівки - зубці, які виготовлені у вигляді роликів або втулок на осях, з круглим профілем. Розрахунок на вигин циклоїдальних зубів не актуальний, оскільки форма циклоїдальних зубів практично виключає їх поломку.

На малюнку 1.4 показана схема планетарно-цівкової передачі, яка містить цівкове колесо 1 із закріпленими на ньому цівками 2 у вигляді роликів та сателіт 3 з циклоїдальним профілем зубів. Сателіт 3 встановлений на роликовому підшипнику ексцентрика 4 5, який в даному випадку є водилом. Радіус водила дорівнює міжосьовій відстані $OO_1 = e$. Обертання ексцентрика 5 навколо точки O_1 змушує сателіт обкатуватись по цівках і повільно повертатися навколо осі обертання сателіту, позначеною точкою O [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

Підвищена здатність навантаження планетарно-цівкових передач обумовлена багатопарністю зачеплення і більш сприятливою з точки зору роботи на вигин формою зубів у порівнянні з евольвентною формою. Якщо різниця чисел зубців цівкового колеса 1 і сателіту 3 дорівнює одиниці, теоретично в зачепленні знаходиться приблизно половина загальної кількості цівок [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

Усереднення похибки профілів зубів та кроків при багатопарному зачепленні призводить до підвищення кінематичної точності та плавності роботи передачі [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

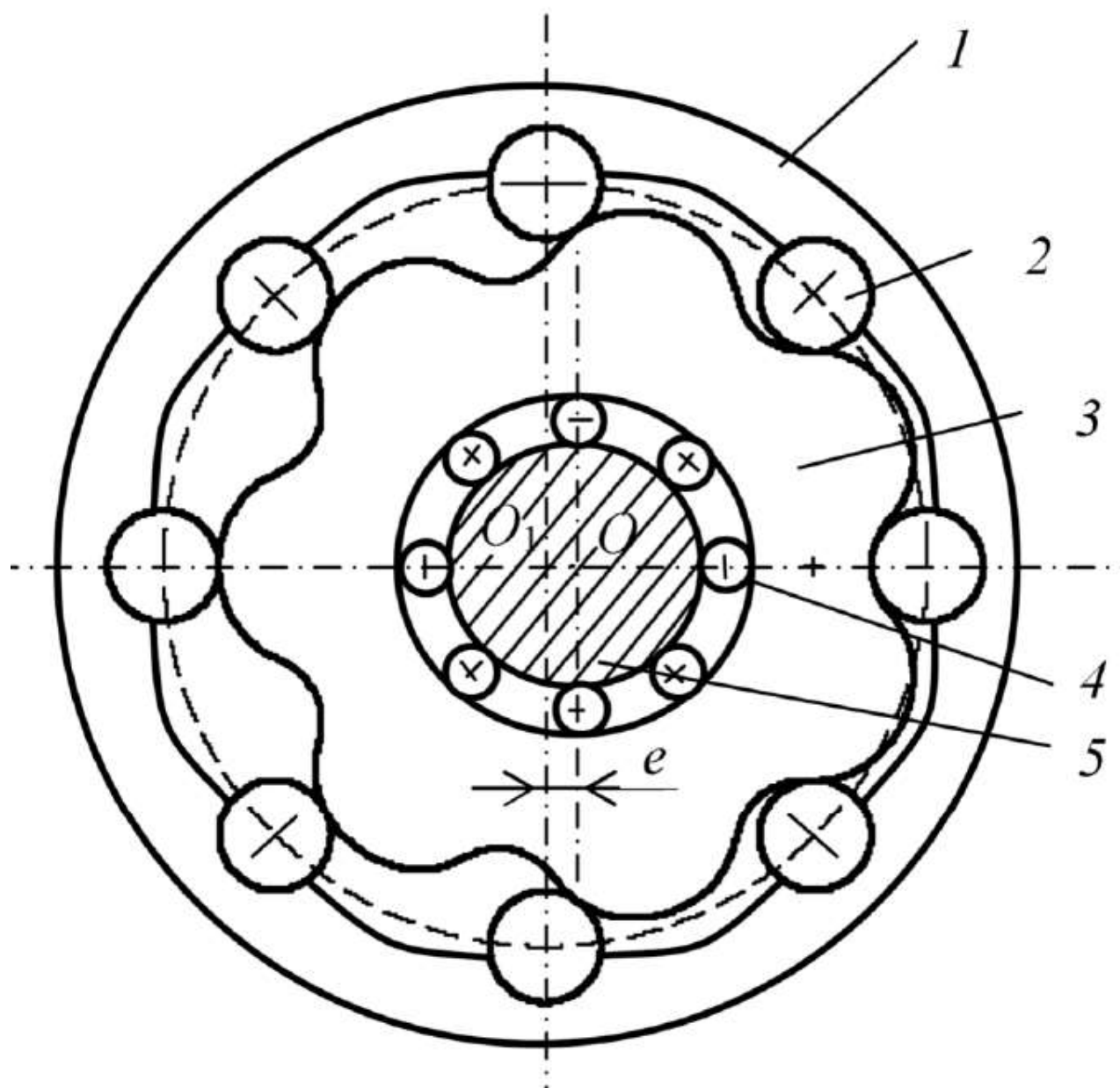


Рис 1.4 – Схема планетарно-цівкової передачі [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]: 1 - цівкове колесо; 2 - цівки; 3 - сателіт; 4 - роликовий підшипник; 5 - ексцентрик

Порівняльні схеми навантаження зуба сателіту планетарної передачі з циклоїдальними та евольвентними профілями показані на малюнку 1.1.4. На малюнку видно, що нормальна сила в зачепленні F_n та її плече щодо небезпечного перерізу ніжки зуба циклоїдального профілю значно менша, ніж у тому випадку, коли зуб має евольвентний профіль. Це пояснюється тим, що при цівковому зачепленні кількість зубів, що одночасно передають навантаження, істотно більше, ніж при реалізації такої передачі з евольвентними зубами [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

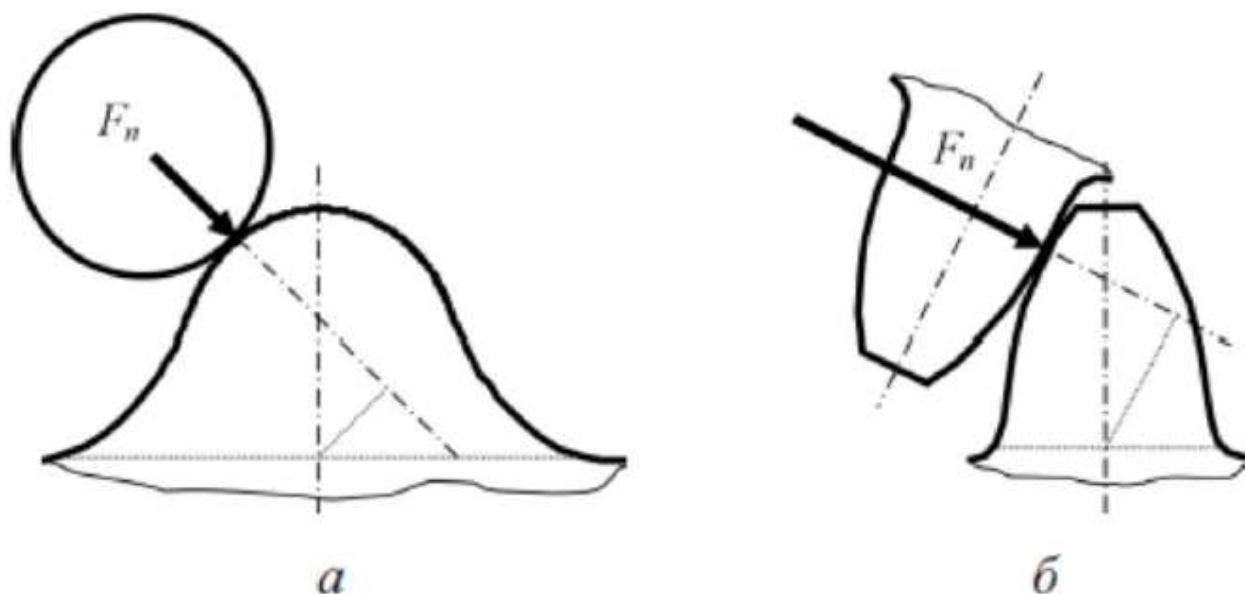


Рис 1.5 – Схеми радіального навантаження зуба сателіту [14, 16 32, 35, 37, 42, 43] (а – циклоїдального профілю; б – евольвентного профілю)

У планетарно-цівкових редукторах застосовують планетарні передачі видів: k-h-v, 2k-v, 2k-h. (рис 1.6)

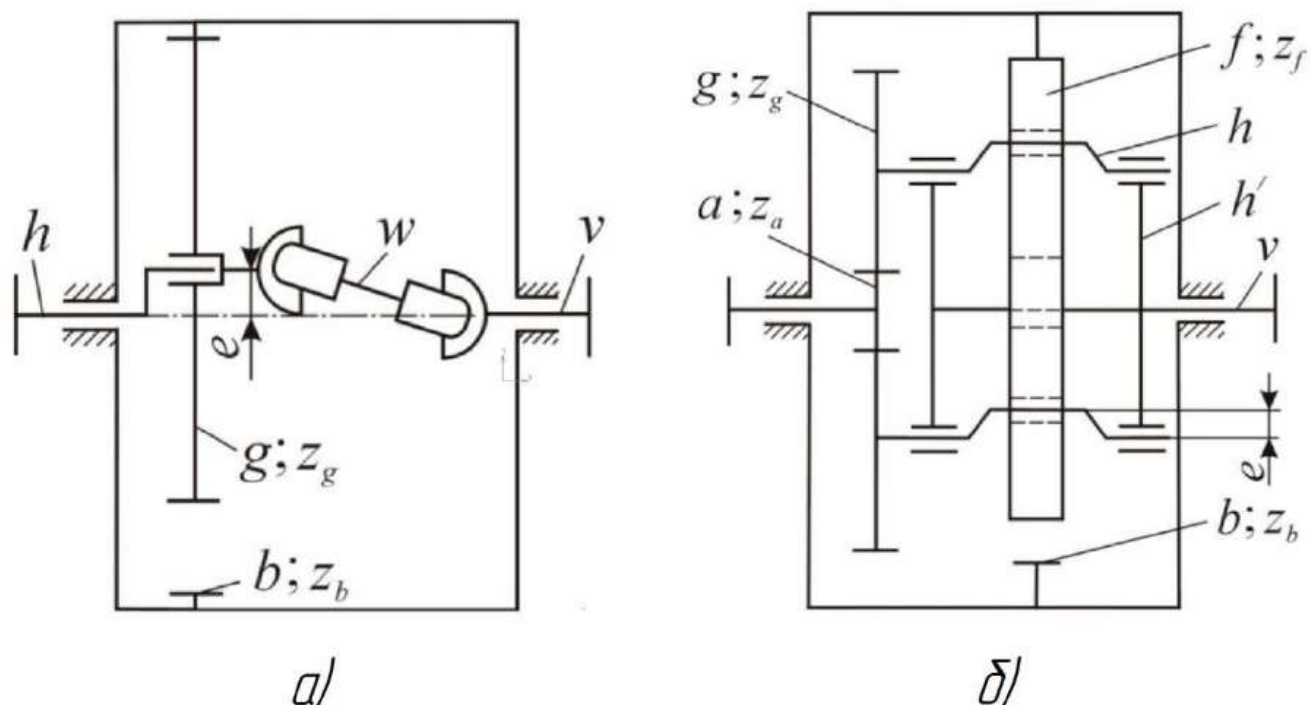


Рис. 1.6 – Кінематичні схеми планетарно-цівкових редукторів [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]: а – схема k-h-v, б – схема 2k-v.

Схема k-h-v: h – провідний швидкохідний вал; e - ексцентрик; g - сателіт; b - цівкове колесо; w - механізм паралельних кривошипів; v - ведений тихохідний вал.

Схема 2k-v: 1 – провідний швидкохідний вал; a – сонячна шестерня; g - сателіт із зубами евольвентного профілю; h - кривошип; f - сателіт із зубами циклоїдального профілю; h' - водило; v - ведений тихохідний вал; b - цеве колесо.

Планетарна передача, побудована за схемою k-h-v (рисунок 1.6 а), складається з провідного валу h з ексцентриком e і сателіту g з циклоїдальним профілем зубів. При обертанні ведучого валу h сателіт g з числом зубів z_g обкочується по цівковому колесу b з числом цевок z_b , встановленому в корпусі, і повільно повертається в напрямку зворотному напрямку обертання провідного валу. Обертальний момент від сателіту передається за допомогою механізму паралельних кривошипів w на ведений вал v. Передатне відношення (передаточне число з урахуванням знака) редуктора із закріпленим корпусом [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

$$u = -\frac{z_g}{z_b - z_g} \quad (1.4)$$

Знак мінус означає, що провідний вал і сателіт обертаються у різні боки. Різниця чисел зубів ($z_b - z_g$) зазвичай дорівнює одиниці або рідше двом. Якщо ця різниця дорівнює одиниці, то передатне число редуктора дорівнює кількості зубів сателіту.

На рис 1.6 б показана кінематична схема планетарної передачі 2k-v з одним сателітом, що має циклоїдальний профіль зубів. Ведучий швидкохідний вал із сонячною шестернею a входить у зачеплення із сателітами g, що мають евольвентний профіль зубів. Сателіти g встановлені на валах з кривошипами h, що входять у бічні отвори сателіту f з циклоїдальним профілем зубів. Вал кривошипа h обертається у підшипниках, встановлених у диску водила h', який з'єднаний з веденим тихохідним валом v. Обертання кривошипів h навколо власної осі змушує сателіт f з числом зубів z_f обкочуватися по цівковому колесу b з числом цівок z_b , закріпленому в корпусі, і обертати водило h' з валом v. Передатне відношення

редуктора із закріпленим корпусом визначають за формулою [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

$$u = 1 + \frac{z_g}{z_a} \frac{z_b}{z_b - z_f} \quad (1.5)$$

Планетарно-цвкові передачі, виконані за схемою 2k-v, мають більш високий ККД порівняно з передачами, виконаними за схемою k-h-v, а також мають корисну в ряді випадків властивість самогальмування.

Для зменшення неврівноваженості планетарно-цвкових передач зазвичай використовують два або три сателіти з циклоїдальним профілем зубів. Число зубців (цвков) цвкового колеса має бути парним і кратним числу сателітів.

Досліджувані редуктори побудовані за схемою 2k-h (рис 1.7), перевага цієї схеми полягає в можливості отримання високих передатних відносин (500-800). Її ми й розглянемо надалі.

У двовінцевих передачах 2k-h обидва центральні колеса а і b мають внутрішні зуби.

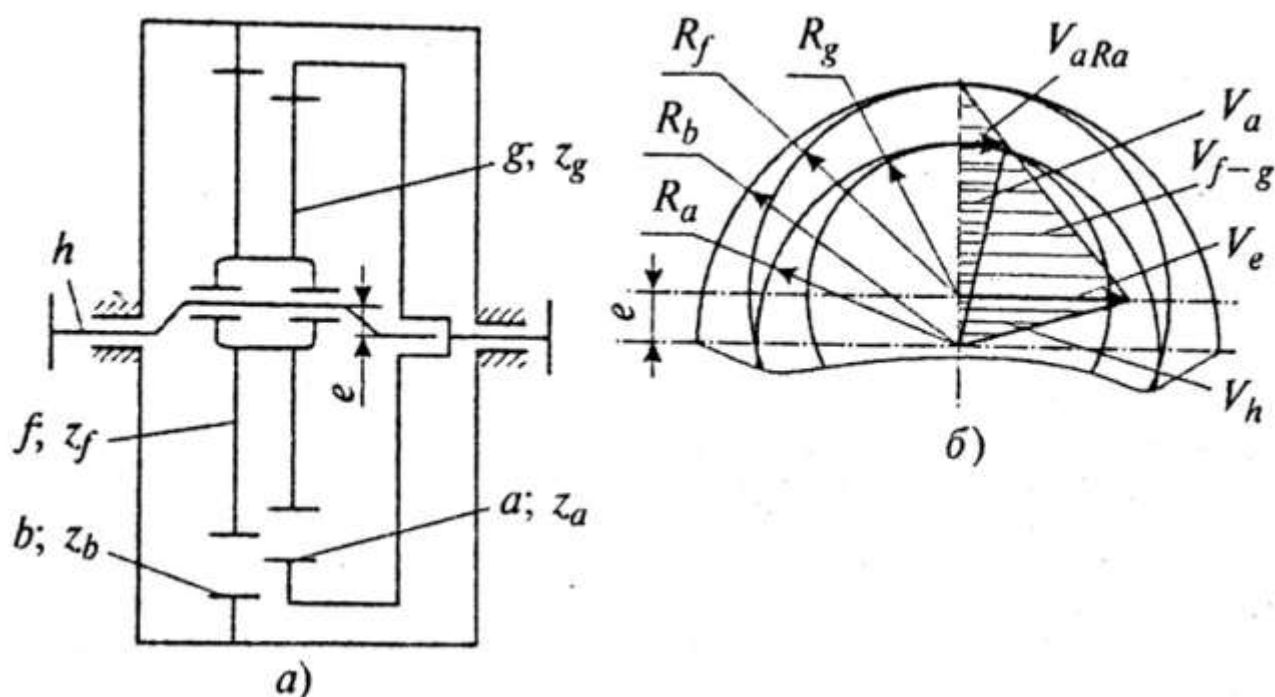


Рис 1.7 - Кінематична схема планетарно-цвкових редукторів при фіксації колеса b [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]

При фіксації колеса цегового b (рис 1.7, а) водило h є вхідною ланкою, до якої підводиться крутний момент. Воно має форму ексцентрикового валу. на якому обертається двовінцевий сателіт $f-g$. На наведеному плані швидкостей (рис 1.7 б) позначено: e - ексцентриситет коліна ексцентрикового валу; z_a та z_b - числа цівок цівкового колеса та корпусу; z_g та z_f - числа зубів циклоїдальних сателітів g і f ; R_a , R_b , R_g , R_f - радіуси цівкового колеса, розташування цівок корпусу, сателітів g і f [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

Якщо виконується умова $z_f z_a > z_b z_g$ (тобто при $z_b > z_a$), то вихідний вал, пов'язаний з цівковим колесом a . буде обертатися у той самий бік, як і вхідний. Якщо умова не виконується (тобто при $z_b < z_a$.) вихідний вал обертатиметься у бік, протилежний обертанню вхідного валу. Передатне відношення в обох випадках можна визначити за такою формулою [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

$$i_{2kh}^b = \frac{w_h}{w_a} = \frac{V_e}{R_e} \frac{R_a}{V_{aRa}} = \frac{z_f z_a}{z_f z_a - z_b z_g} \quad (1.6)$$

де, w_h , w_a - частоти обертання вхідної та вихідної ланок; V_{aRa} - швидкість ланки a на радіусі R_a .

Максимального передавального відношення можна досягти і під час трьох умов [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

$$\begin{cases} z_f = z_b - 1; \\ z_a = z_f; \\ z_g = z_a - 1. \end{cases} \quad (1.7)$$

Таким чином, передатне відношення двовінцевого планетарно-цівкового редуктора з передачею $2k-h$ може бути дуже великим при невеликій кількості цівок.

Оскільки діаметр цівкового колеса визначається. в основному, крутним моментом на вихідному валу, при невеликій кількості цівок їх діаметр може бути досить великим. Це дозволяє використовувати як цівок ролики на голчастих підшипниках, консольно закріплені в цівковому колесі та корпусі.

При фіксації водила h (рис 1.8 а) цівкове колесо b стає вхідною ланкою, до якого підводиться крутний момент.

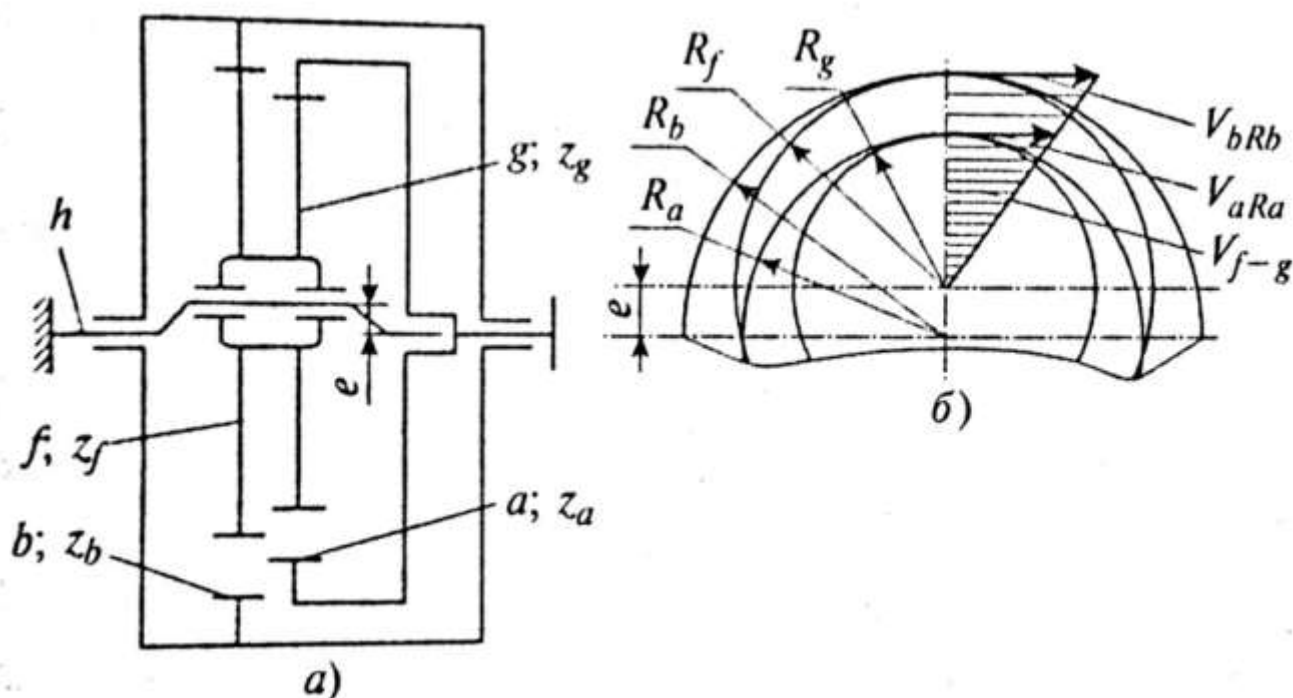


Рис 1.8 – При фіксації водила h [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]

Відповідно до плану швидкостей (рис 1.8, б) передатне відношення становить [14, 16 32, 35, 37, 42, 43]:

$$i_{2kh}^h = \frac{w_b}{w_a} = \frac{V_{bRb}}{R_b} \frac{R_a}{V_{aRa}} = \frac{z_b z_g}{z_f z_a} \quad (1.8)$$

де , w_b , w_a - частоти обертання вхідної та вихідної ланок; V_{aRa} - швидкість ланки а на радіусі R_a ; V_{bRb} - швидкість ланки b на радіусі R_b [14, 16 32, 35, 37, 42, 43].

1.3. Аналіз методик розрахунку циклоїдальних зачеплень

У книзі [46] містяться відомості щодо синтезу циклоїдальної передачі, розрахунку на міцність та втому.

У статті [44] містяться відомості щодо розрахунку основних геометричних розмірів деталей циклоїдної передачі.

У статті [45] містяться відомості з побудови циклоїди за заданими параметрами. Представлено процес моделювання циклоїдального зубчастого колеса. Повний профіль планетарної передачі визначається за такими параметрами: передавальне число приводу, величина ексцентриситету, еквідистант (радіус

ролика зубчастого колеса), передавальне число епіциклоїди, діаметр розміщення ролика в зубчастому вінці. Матеріал статті може бути використаним для визначення контуру профілю циклоїдних зубчастих зубців. У статті наведено точкову діаграму з плавними лініями та маркерами, що представляють повний контур циклоїдальної шестерні.

У статті [47] наведено ґрунтовне дослідження щодо методики оптимізації параметрів циклоїдального зачеплення. У цій статті представлена багатокритеріальна оптимальна модель планетарного редуктора з циклоїдною цапфою К-Н-V. Оптимальну модель встановлюють, беручи цільові функції об'єму редуктора, сили підшипника поворотного важеля та максимального напруження вигину цапфи. Оптимізація спрямована на зниження цих цілей і отримує набір оптимальних рішень за Парето. Щоб покращити поширення фронту Парето, метрика оцінки щільності (відстань скупчення) генетичного алгоритму II недомінованого сортування замінено на k відстань найближчого сусіда. Потім покращений алгоритм використовується для вирішення цієї оптимальної моделі. Результати показують, що модифікований алгоритм може отримати кращі оптимальні за Парето рішення, ніж розв'язок за допомогою рутинного дизайну.

У статті [34] наведено методику визначення навантажень у деталях циклоїдної передачі. У роботі наведено основні залежності, що описують редуктор, визначено поняття модифікованого профілю зуба. В результаті проведених досліджень розроблено методи визначення значень навантажень у найбільш навантажених вузлах: зачеплення зубів колеса та шестерні, обкатування поверхонь отворів шестерні на поверхні опорних пальців. Наведено результати дослідження розподілу навантаження у зачепленні зубів редуктора. Дані результати показують, що завдяки модифікованому профілю зуба, навантаження розподіляється відразу на кілька зубів у зачепленні, що підвищує допустиму здатність навантаження редуктора. Отримані методи та результати дозволили провести такі дослідження, метою якого є визначення можливості зменшення габаритних розмірів редуктора без зміни передавального числа та збільшення передавального числа без зміни габаритних розмірів.

Стаття [19] містить відомості щодо розрахунку неевольвентних зачеплень, у тому числі циклоїдних, за допомогою пакету CAE ANSYS. Виконано аналіз напружено-деформованого стану контактів з неевольвентним зачепленням у середовищі ANSYS для циклоїдного, ексцентриково-циклоїдального та черв'ячних редукторів. Для кожного з цих редукторів розглянуті діючі напруги та їх розподіл, пляма та статус контакту. Мінімальна площа контакту реалізується в циклоїдному редукторі, максимальна - в ексцентриково-циклоїдальному зачепленні, де ексцентрик працює в умовах тривісного напруженого стану. Відповідно до аналізу напружено-деформованого Найбільший коефіцієнт корисної дії слід очікувати в циклоїдному редукторі, а найменший - в ексцентриково-циклоїдальному. Результати проведеного дослідження показали, що ексцентриково-циклоїдальне зачеплення не має жодних переваг перед іншими конструкціями. Встановлено, що серед розглянутих на основі аналізу напружено-деформованого стану зачеплень найкращими технічними характеристиками має циклоїдний редуктор.

Стаття [21] містить відомості щодо математичної моделі циклоїди та спряжених з нею пальців. Наведено основні положення алгоритму розрахунку геометрії хвильового зачеплення з циклоїдальною формою зубів коліс. Виконаний порівняльний аналіз переваг та недоліків хвильових механізмів з циклоїдальною та евольвентною формами зубів. Показано, що висока ефективність циклоїдальної форми зумовлена більш ніж триразовим перевищенням кроку зуба над його висотою, що дозволяє за рахунок рознесення концентраторів напруг суттєво підвищити втомний ресурс гнучких зубчастих вінців і більш ніж 2 рази знизити нижній поріг передавальних відносин. Обґрунтовано практичну доцільність застосування у хвильових механізмах циклоїдальної форми.

У результаті аналізу відомих методик розрахунку циклоїдальних передач встановлено, що цілісної методики поки не існує, а є окремі розрахункові залежності для побудови циклоїди та перевірки на міцність вже якимось чином обраних деталей.

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

Метою роботи є покращення режиму роботи гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів приводних редукторів з циклоїдною передачею.

Об'єкт досліджень – процес роботи приводних редукторів з циклоїдною передачею.

Предмет дослідження – параметри циклоїдної передачі.

Завдання дослідження

1. Розробка математичної моделі циклоїдального зачеплення ;
2. Перевірка адекватності роботи методики та визначення навантажень у деталях передачі;
3. Удосконалення математичної моделі циклоїдального зачеплення
4. Розробка параметричного ряду циклоїдальних редукторів.

2. ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІ ЦИКЛОЇДНОЇ ПЕРЕДАЧІ

2.1. Загальна методика досліджень

Задля досягнення поставленої мети покращення режиму роботи приводів гірничих машин за рахунок обґрунтування раціональних експлуатаційних параметрів приводних редукторів з циклоїдною передачею плануються наступні етапи дослідження.

На першому етапі на основі аналізу відомих результатів дослідження та літературних джерел планується синтез математичної моделі циклоїдального зачеплення. Причому, оскільки відомості про повноцінну методику розрахунку у літературних джерелах інформації не знайдено, то така методика формується у декілька циклів з поступовим наближенням до адекватних результатів.

На першому циклі перевірка адекватності роботи методики здійснюється шляхом розрахунку сигнальної циклоїдної передачі та визначення навантажень у її деталях.

Подальше удосконалення математичної моделі циклоїдального зачеплення ведеться при розробці параметричного ряду циклоїдальних редукторів для надпотужних механічних передач гірничих машин.

2.2. Математична модель циклоїдальної передачі

Математична модель циклоїдальної передачі умовно можна розділити на два блоки: синтезу та аналізу.

У першому блоці за заданими параметрами орієнтовно приймаються розміри деталей передачі, а у другому – аналіз створених деталей на міцність.

Як було зазначено у п.1.3 повноцінної методики розрахунку циклоїдальної передачі не має – відсутні відомості для першого блоку, тобто первинного синтезу деталей передачі. Отже, ґрунтуючись на параметрах відомих передач створимо розрахункові залежності для первинного синтезу деталей циклоїдної передачі.

Вихідні дані

Вхідний обертальний момент, M_1 , Нм / вхідна потужність N , Вт;

Вхідна кількість обертів, n_1 , об/хв

Вихідна кількість обертів n_2 , об/хв

Розрахунок

Якщо задана вхідна потужність, визначимо обертальний момент, Нм

$$M_1 = \frac{30 \cdot N_1}{\pi \cdot n_1} \quad (2.1)$$

Якщо задано вхідний обертальний момент, визначимо потужність, Вт

$$N_1 = \frac{\pi \cdot M_1 \cdot n_1}{30} \quad (2.2)$$

Передавальне відношення

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.3)$$

З іншого боку передавальне відношення

$$i = \frac{N_\varepsilon}{N_n - N_\varepsilon}, \quad (2.4)$$

де, N_n – кількість пальців; N_ε – кількість виступів на циклоїдальному диску.
Максимальне передавальне відношення буде при мінімально можливій різниці між кількістю пальців і кількістю виступів на циклоїдальному диску, тобто $N_n - N_\varepsilon = 1$

Блок 1. Синтез деталей передачі

Кількість пальців

$$N_n = i + 1 \quad (2.5)$$

Кількість зубів циклоїдного колеса

$$N_\varepsilon = i \quad (2.6)$$

Діаметр пальця, м

$$d_n = (3,014 \cdot 10^{-4} \dots 4,525 \cdot 10^{-4}) \cdot M_1 \quad (2.7)$$

Діаметр кола розташування пальців, м

$$D_n = \frac{N_n}{\pi} \cdot (d_n + [0,06785 \dots 0,0754]), \quad (2.8)$$

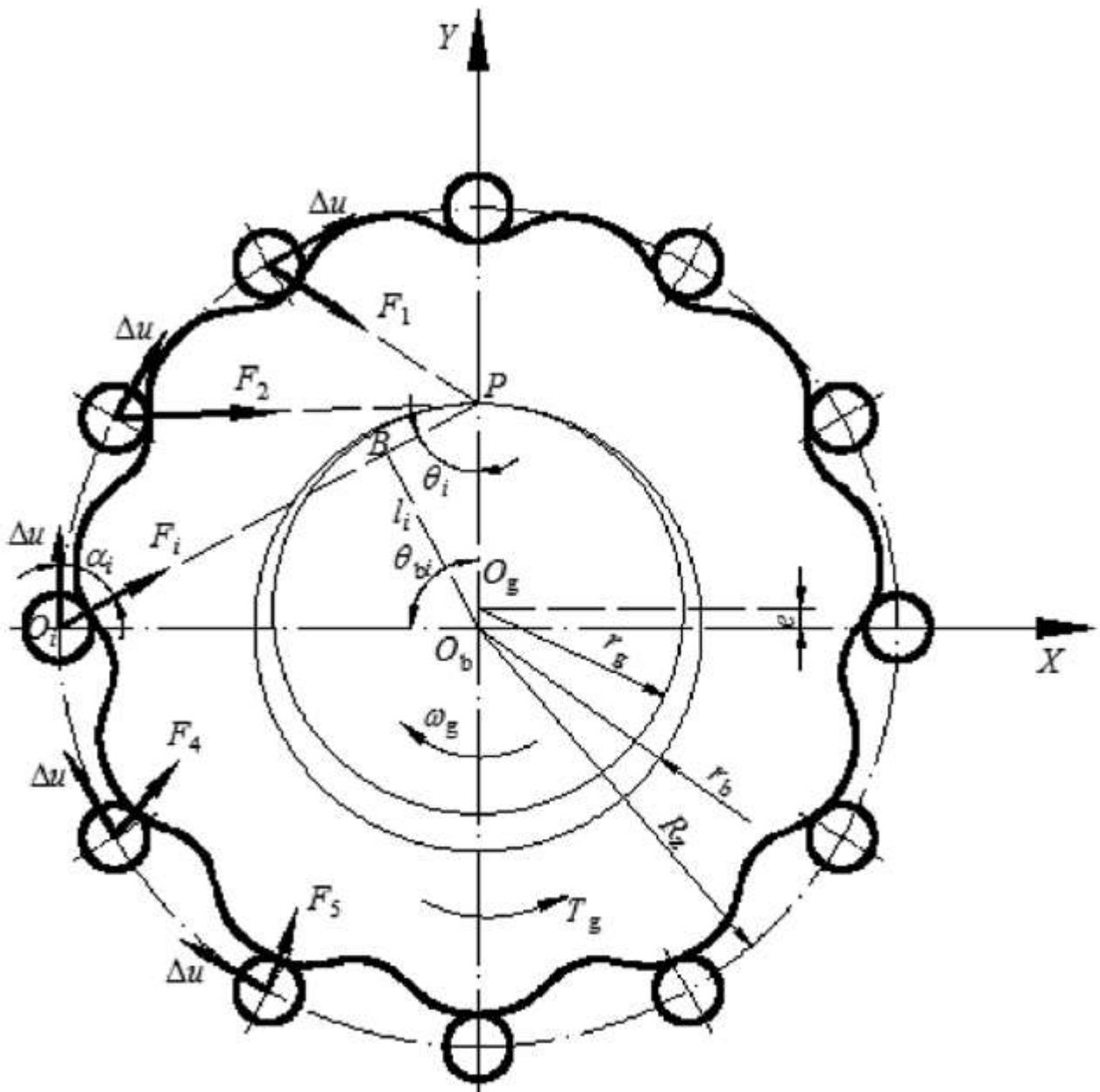


Рис 2.2 – Схема циклоїдного зачеплення [47]

Коефіцієнт короткої амплітуди

$$K_1 = (1...1.5) \cdot D_n \quad (2.11)$$

Величина ексцентриситету валу, м

$$e = K_1 \cdot \frac{D_n}{2 \cdot N_y} \quad (2.12)$$

Діаметр вихідних циліндричних осей, м

$$d_w = (6 \cdot 10^{-4} ... 9 \cdot 10^{-4}) \cdot M_1 \quad (2.13)$$

Рівняння циклоїди колеса [47]

$$\begin{cases} x(\varphi) = 0,5 \cdot D_n \cdot \left(\sin(\varphi) - \frac{K_1}{N_n} \cdot \sin(N_n \cdot \varphi) \right) \\ y(\varphi) = 0,5 \cdot D_n \cdot \left(\cos(\varphi) - \frac{K}{N_n} \cdot \cos(N_n \cdot \varphi) \right) \end{cases} \quad (2.14)$$

Товщина стінки корпусу, м [47]

$$\Delta = (d_n \dots B) \quad (2.13)$$

Задля зменшення габаритів передачі, товщини зазорів приймаємо мінімальні

$$\delta' = 0,5 \dots 2 \text{ мм}; \quad \delta = 0,5 \dots 1,5 \text{ мм} \quad (2.14)$$

Вихідний обертальний момент, Нм

$$M_2 = M_1 \cdot i \quad (2.15)$$

Діаметр вихідного валу, м

$$d_{\text{вих}} = k \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_2}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (2.16)$$

Кількість вихідних осей

$$N_{\text{вих}} = \frac{d_{\text{вих}}^2}{d_w^2} \quad (2.17)$$

Діаметр отворів під вихідні осі на циклоїдному колесі, м

$$d_{ow} = d_w + 2 \cdot e \quad (2.18)$$

Діаметр розташування отворів під вихідні осі на циклоїдному колесі, м

$$D_{ow} = \frac{1,8 \cdot d_{ow} \cdot N_{\text{вих}}}{\pi} \quad (2.18)$$

Блок 2. Перевірка на міцність деталей зачеплення

Найтоншим місцем, що сприймає навантаження є пальці. Тому достатнім буде перевірка пальців на згин.

Положення характерних точок [47]

$$L_1 = 0,5 \cdot B + \delta' + 0,5 \cdot \Delta \quad (2.19)$$

$$L_2 = 1,5 \cdot B + \delta' + \delta + 0,5 \cdot \Delta \quad (2.20)$$

$$L = L_1 + L_2 \quad (2.21)$$

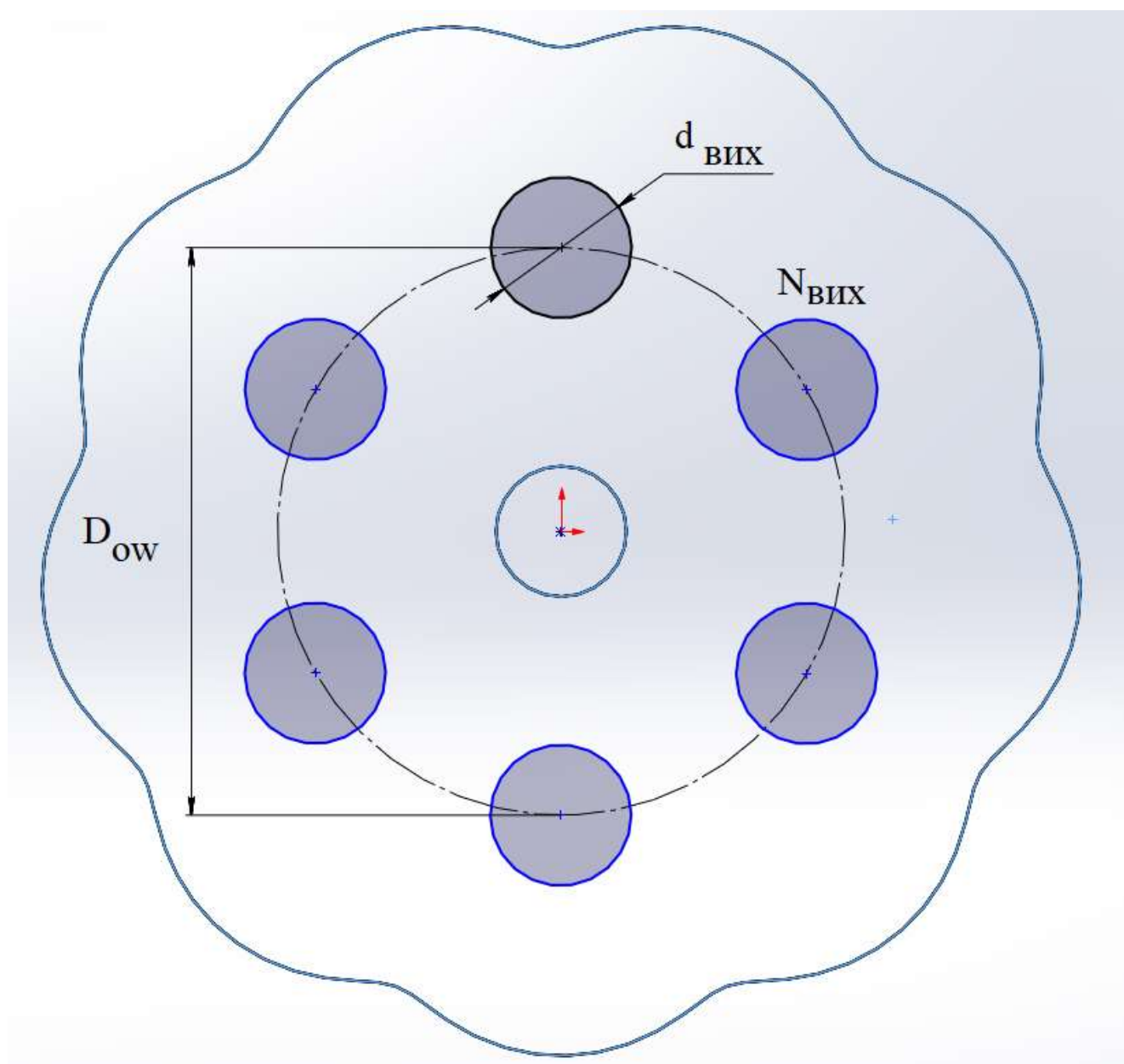


Рис 2.3 – Вихідні отвори

Напруження згину на пальці, Па [47]

$$\sigma_F = \frac{44 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot M_1}{L \cdot K_1 \cdot D_n \cdot N_n \cdot d_n^3} < [\sigma] \quad (2.22)$$

Радіальна сила на валу для визначення марки підшипника, Н [47]

$$F_s = \frac{1,43 \cdot M_1}{K_1 \cdot D_n \cdot N_y} \quad (2.23)$$

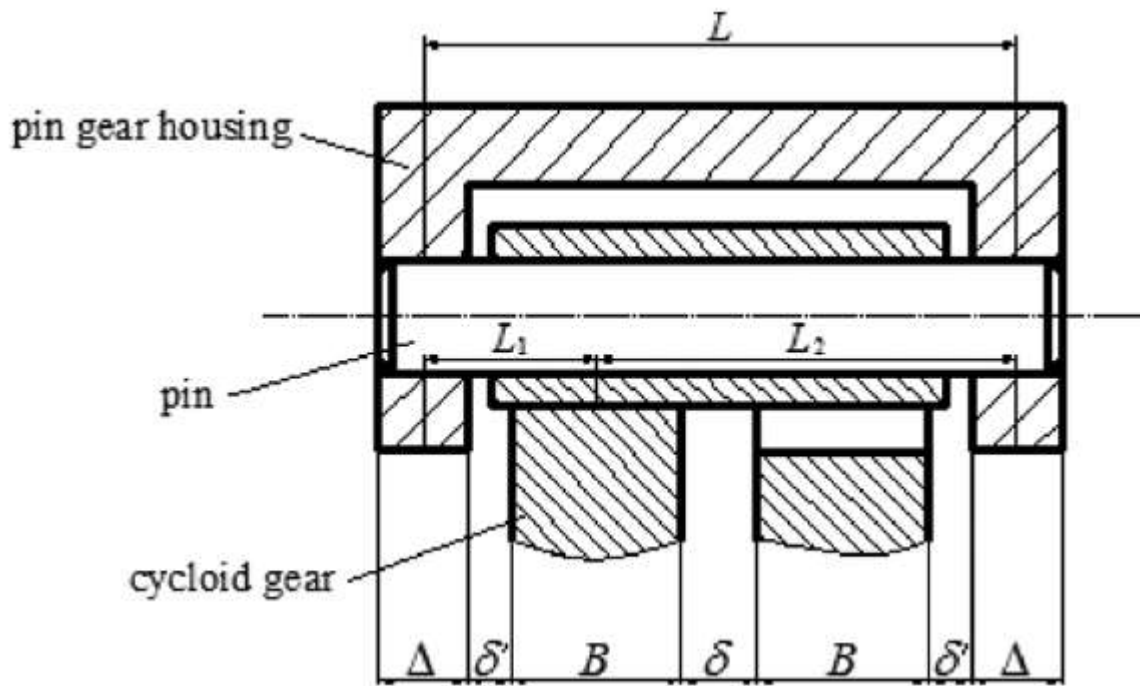


Рис 2.4 – Встановлення пальців у корпус [47]

Приклад розрахунку циклоїдної передачі

Вхідні дані

Вхідна частота обертання, об/хв	$n_1 := 1000$
Вихідна частота обертання, об/хв	$n_2 := 100$
Вхідна потужність, Вт	$N_1 := 4000$
Граничне напруження кручення сталі, Па	$\tau_{\max} := 100 \cdot 10^6$
Граничне напруження на згиб, Па	$\sigma_{\max} := 250 \cdot 10^6$
Коефіцієнт запасу міцності	$k_3 := 3$

Розрахунок

Вхідний обертальний момент, Нм	$M_1 := \frac{30 \cdot N_1}{\pi \cdot n_1} = 38.197$
Передавальне відношення	$i := \frac{n_1}{n_2} = 10$
Кількість пальців	$N_n := i + 1$
Кількість пелюсток циклоїдного колеса	$N_c := i$

Діаметр пальця, м

$$d_{n_min} := 3.014 \cdot 10^{-4} \cdot M_1 = 0.012 \quad d_{n_max} := 4.525 \cdot 10^{-4} \cdot M_1 = 0.017 \quad d_n := 0.014$$

Діаметр кола розташування пальців, м

$$D_{n_min} := \frac{N_n}{\pi} \cdot (0.06785 + d_n) = 0.287 \quad D_{n_max} := \frac{N_n}{\pi} \cdot (0.0754 + d_n) = 0.313 \quad D_n := 0.3$$

Товщина циклоїдального колеса, м

$$B_{min} := 4.525 \cdot 10^{-4} \cdot M_1 = 0.017 \quad B_{max} := 6.41 \cdot 10^{-4} \cdot M_1 = 0.024 \quad B := 0.019$$

Діаметр ексцентрикової частини вхідного валу, м

$$d_g := 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_1}{\pi \cdot \tau_{max}}} = 0.037$$

Коефіцієнт короткої амплітуди

$$K_{1_min} := 1 \cdot D_n = 0.3 \quad K_{1_max} := 1.5 \cdot D_n = 0.45 \quad K_1 := 0.4$$

Величина ексцентриситету валу, м

$$e := K_1 \cdot \frac{D_n}{2 \cdot N_c} = 6 \times 10^{-3}$$

Діаметр циліндричних осей, м

$$d_{w_min} := 6 \cdot 10^{-4} \cdot M_1 = 0.023 \quad d_{w_max} := 9 \cdot 10^{-4} \cdot M_1 = 0.034 \quad d_w := 0.028$$

Вихідний обертальний момент, Нм

$$M_2 := M_1 \cdot i = 381.972$$

Діаметр вихідного валу, м

$$d_{вих} := 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_2}{\pi \cdot \tau_{max}}} = 0.081$$

Кількість вихідних осей

$$N_{вих} := \frac{d_{вих}^2}{d_w^2} = 8.303 \quad N_{вих} := 8$$

Діаметр отворів під вихідні осі на циклоїдальному колесі, м

$$d_{ow} := d_w + 2 \cdot e = 0.04$$

Діаметр розташування отворів під вихідні осі, м

$$D_{ow} := \frac{1.8 \cdot d_{ow} \cdot N_{вих}}{\pi} = 0.183$$

Рівняння циклоїди

$$\varphi := 0, 0.01 \dots 2 \cdot \pi$$

$$X(\varphi) := \frac{D_n}{2} \cdot \left(\sin(\varphi) - \frac{K_1}{N_c} \cdot \sin(N_c \cdot \varphi) \right)$$

$$Y(\varphi) := \frac{D_n}{2} \cdot \left(\cos(\varphi) - \frac{K_1}{N_c} \cdot \cos(N_c \cdot \varphi) \right)$$

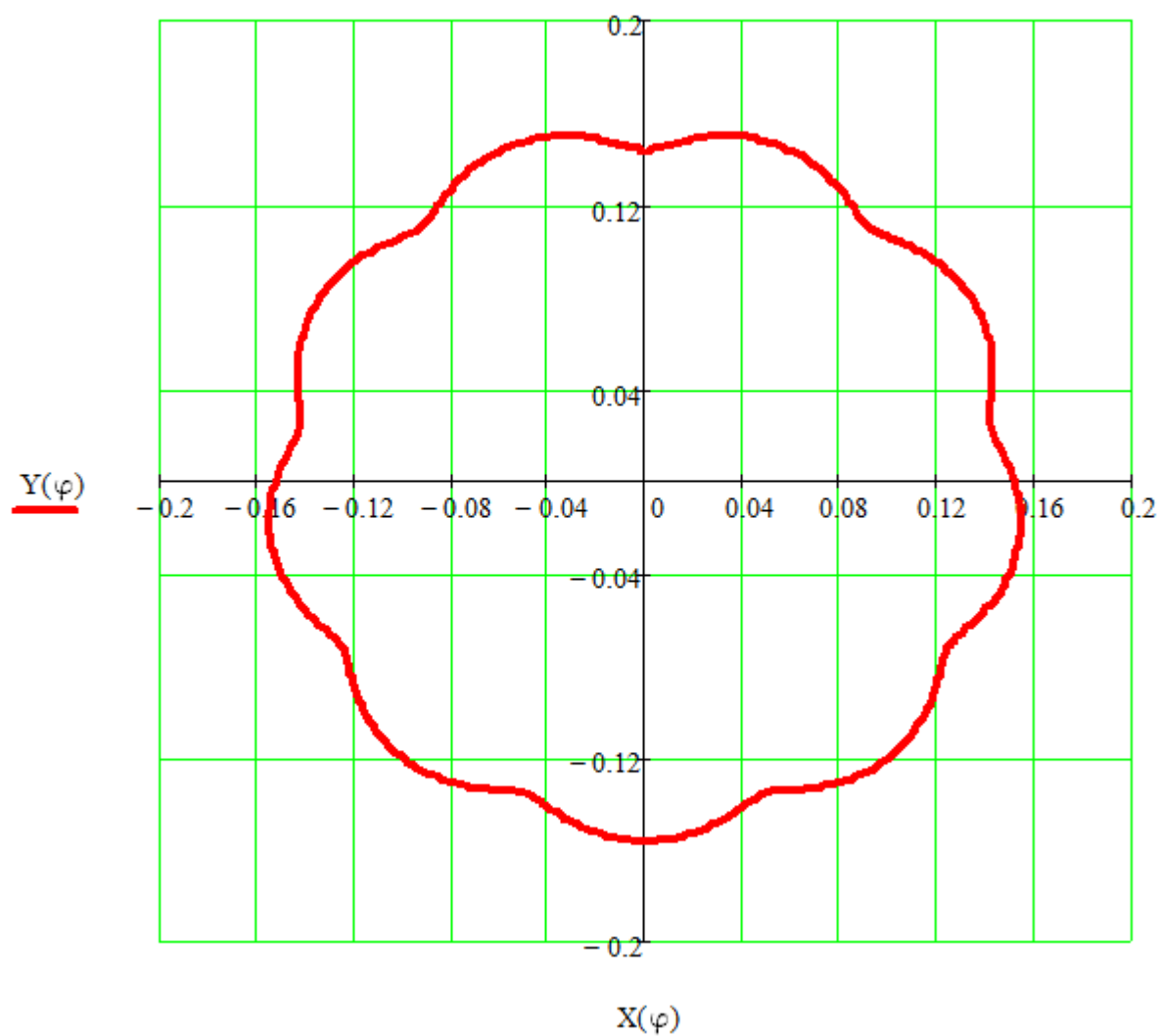


Рис 2.5 - Циклоїда

Бічна товщина корпусу, м

$$\Delta_{\min} := d_n = 0.014 \quad \Delta_{\max} := B = 0.019 \quad \Delta := 0.016$$

Лінійні розміри зазорів

$$\delta_1 := 0.0015 \quad \delta := 0.001$$

Лінійні розміри пальців, м

$$L_1 := 0.5 \cdot B + \delta_1 + 0.5 \cdot \Delta = 0.019 \quad L_2 := 1.5 \cdot B + \delta_1 + \delta + 0.5 \Delta = 0.039 \quad L := L_1 + L_2 = 0.058$$

Напруження згину на пальцях, Па

$$\sigma_F := \frac{44 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot M_1}{L \cdot K_1 \cdot D_n \cdot d_n^3 \cdot N_c} = 6.521 \times 10^6 \quad \sigma_{\max} = 2.5 \times 10^8$$

Радіальне зусилля на валу під підшипником, Н

$$F_n := \frac{1.43 \cdot M_1}{K_1 \cdot D_n \cdot N_c} = 45.518$$

Очевидно, що розрахована передача досить міцна.

Побудуємо розраховану передачу у пакеті САПР SolidWorks.

На рис 2.6 – 2.11 наведені деталі побудовані згідно з розрахованими параметрами. Причому циклоїда побудовано за визначеним параметричним рівнянням (рис2.11).

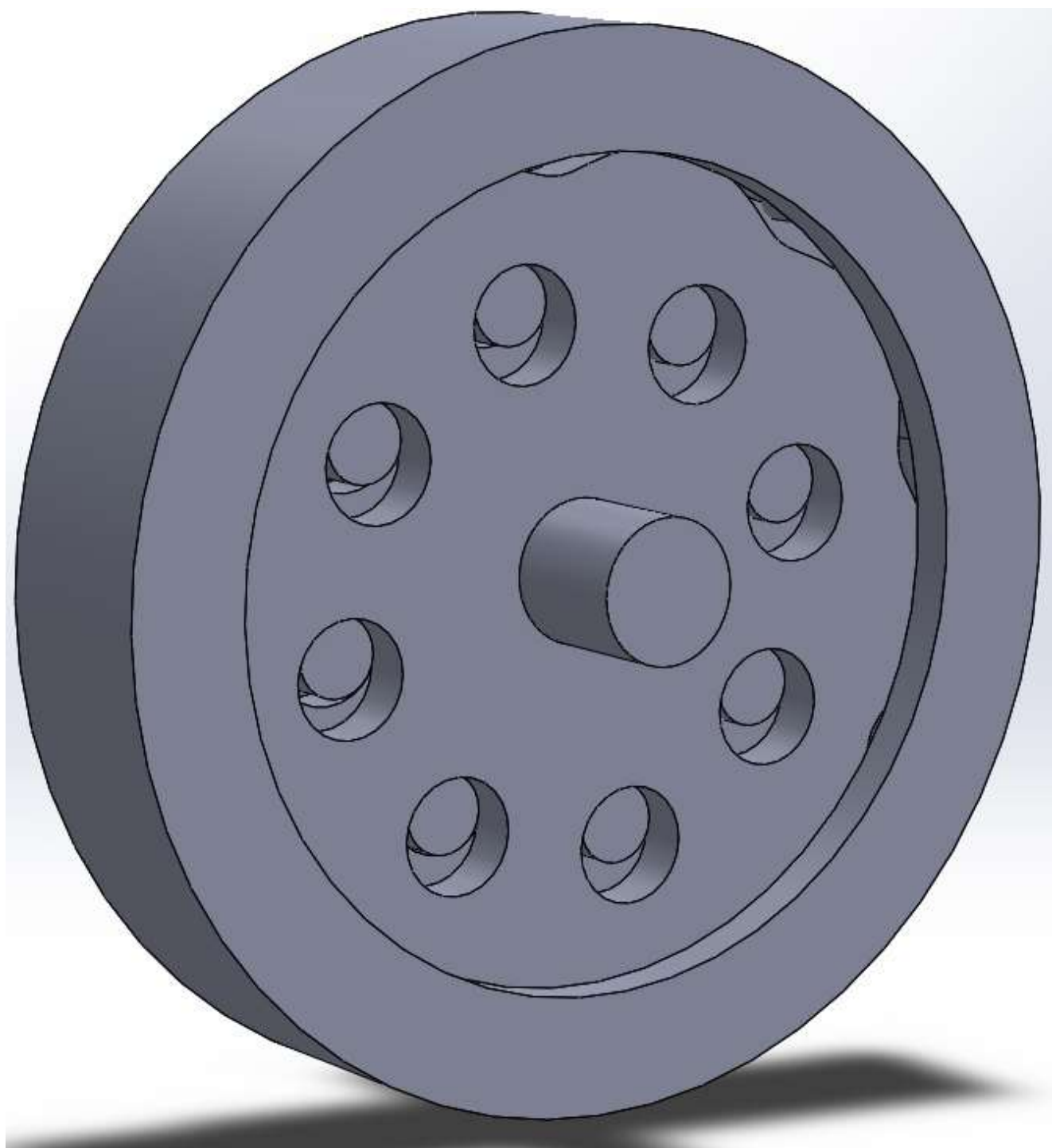


Рис 2.6 – Загальний вид циклоїдної передачі

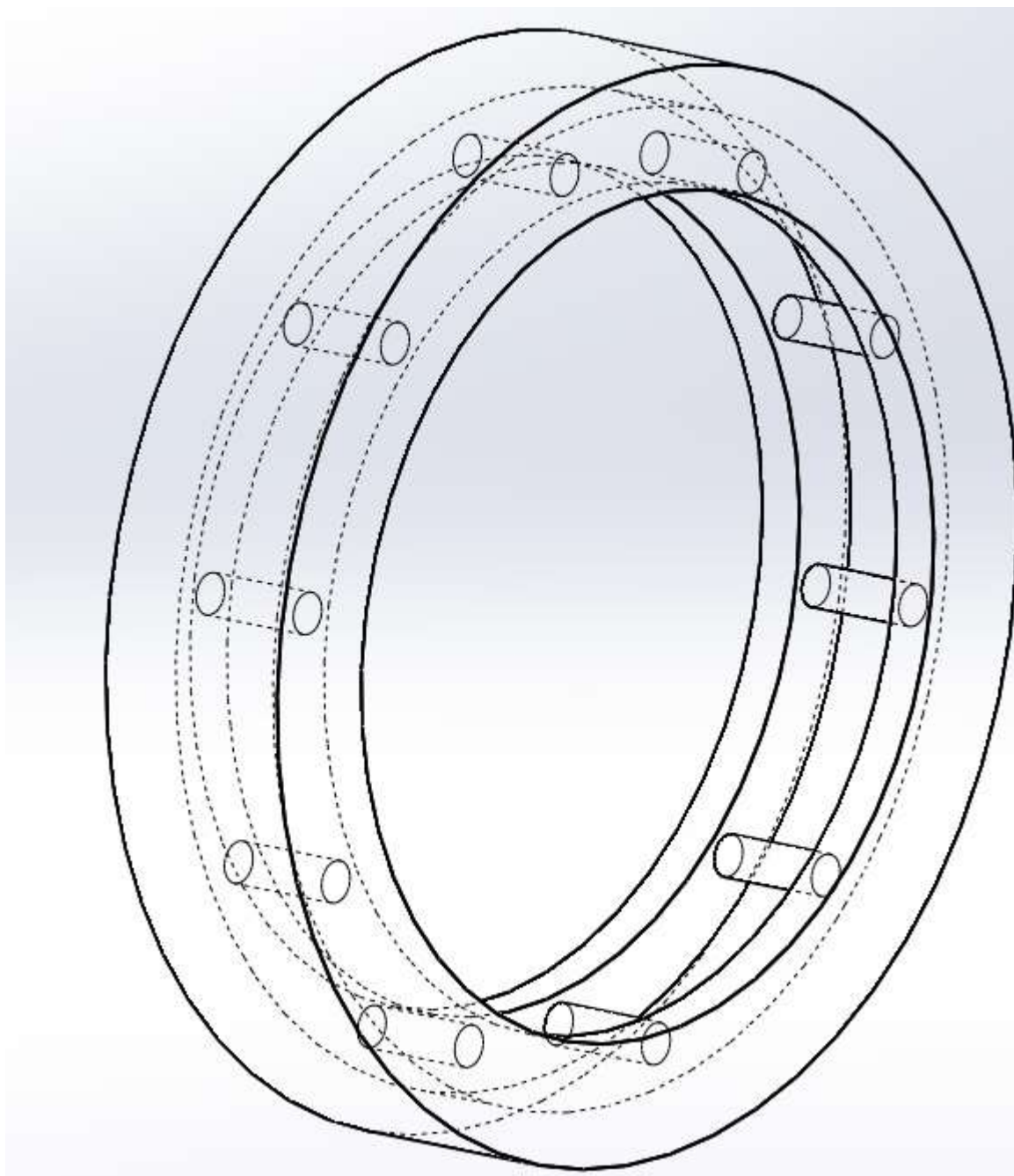


Рис 2.7 – Корпус з пальцями

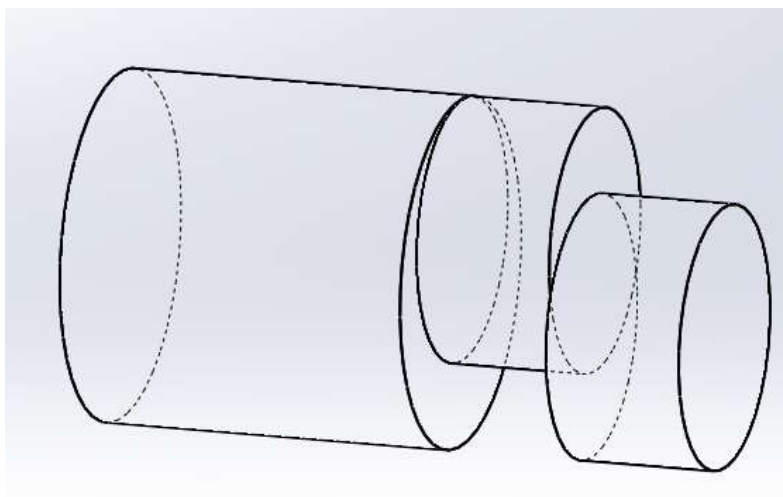


Рис 2.8 – Вхідний вал

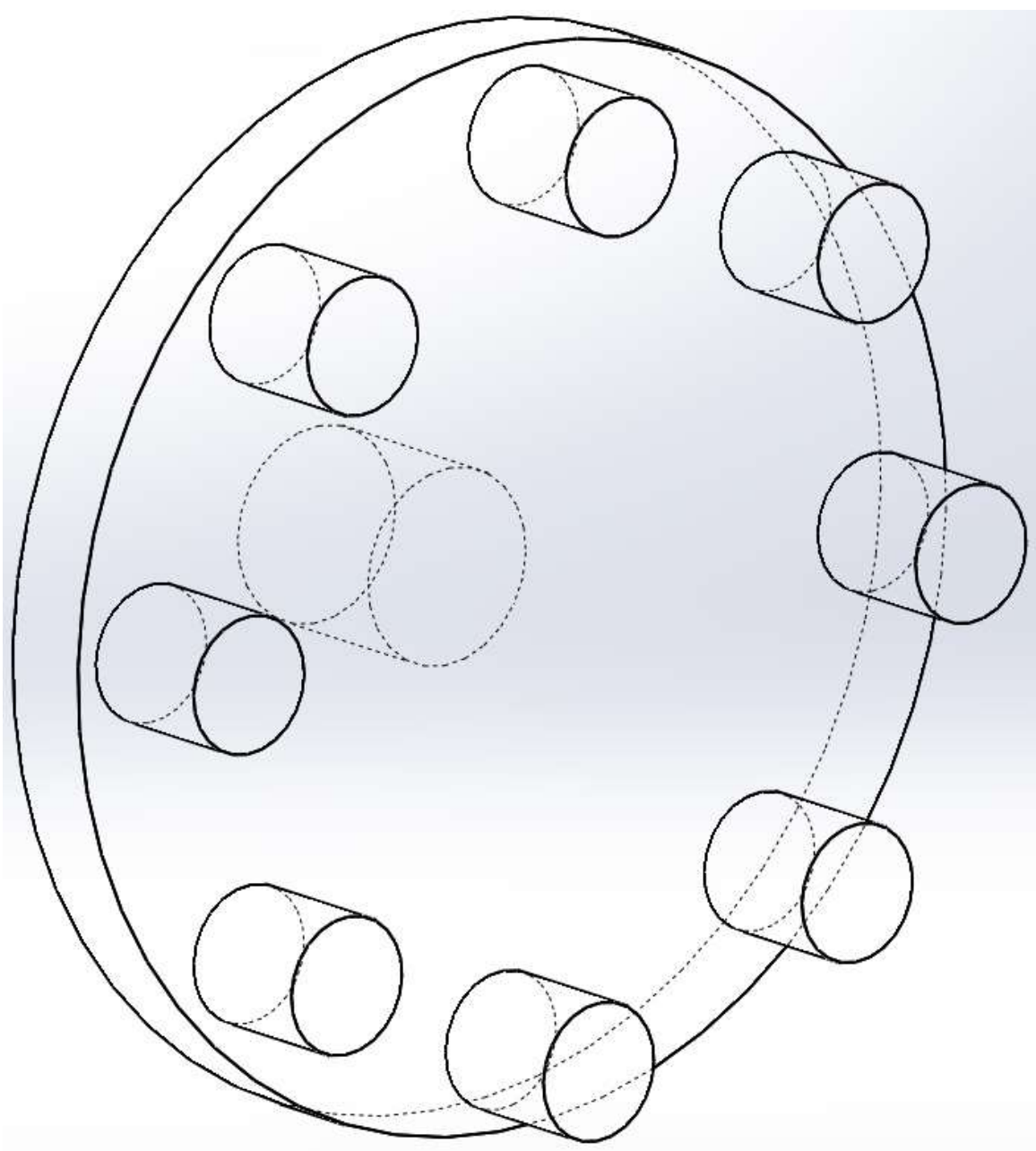


Рис 2.9 – Вихідний вал

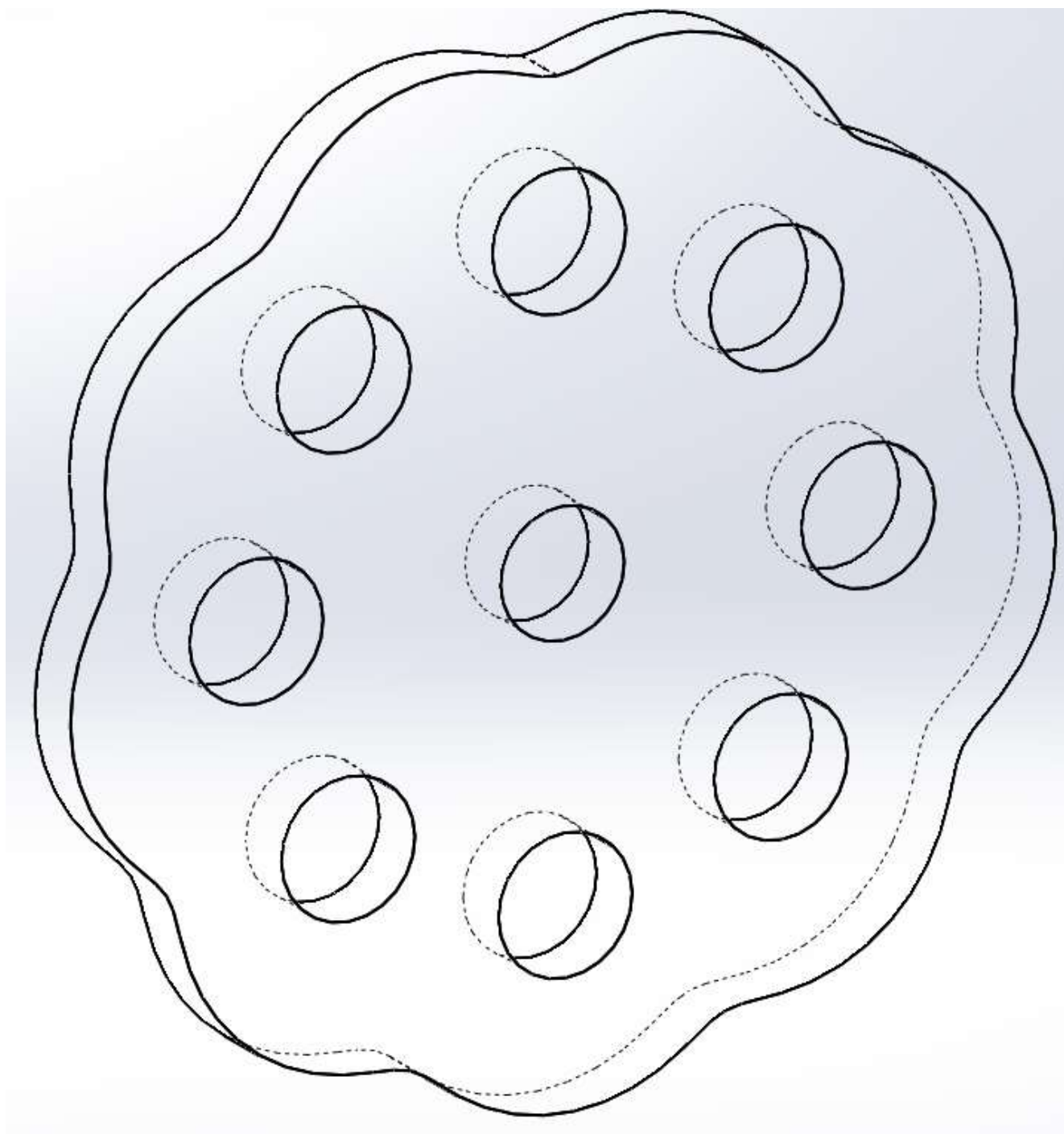


Рис 2.10 – Циклоїдальне колесо

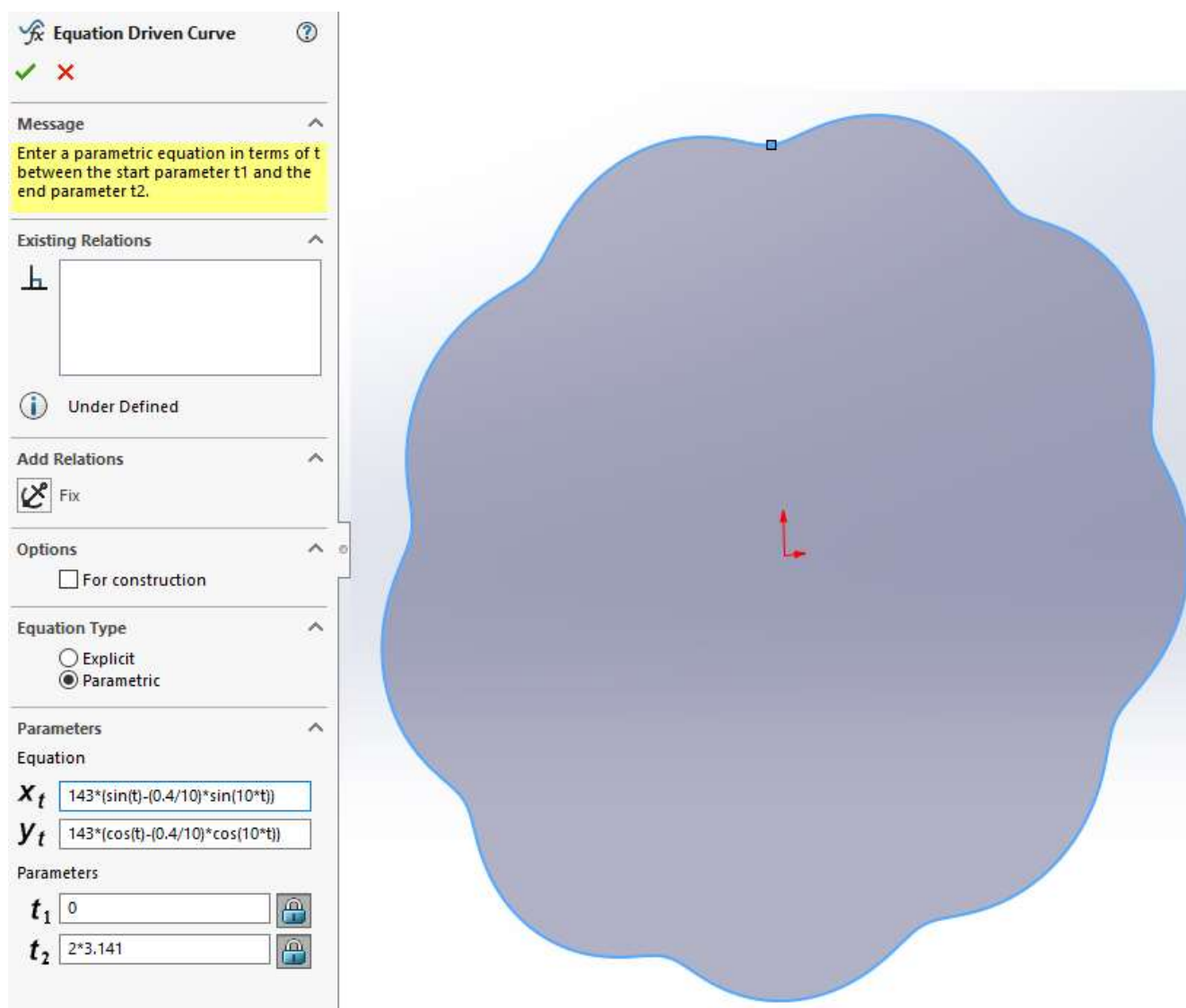


Рис 2.11 - Побудова циклоїди колеса

Усі деталі у складанні зв'язані вірно, отже можна сказати, що наведена математична модель циклоїдального зачеплення адекватна.

Проведемо перевірку на міцність основних деталей передачі – циклоїдного колеса та пальця, що сприймають найбільші навантаження.

На рис 2.12 наведено схема прикладання навантаження від 3х пальців що одночасно знаходяться у зачепленні. На рис 2.13 наведено результат розрахунку, який підтвержує, що побудована деталь достатньо міцна.

На рис 2.14 наведено розрахункову схему пальця, а на рис. 2.15 результат розрахунку на міцність. Палець також достатньо міцний.

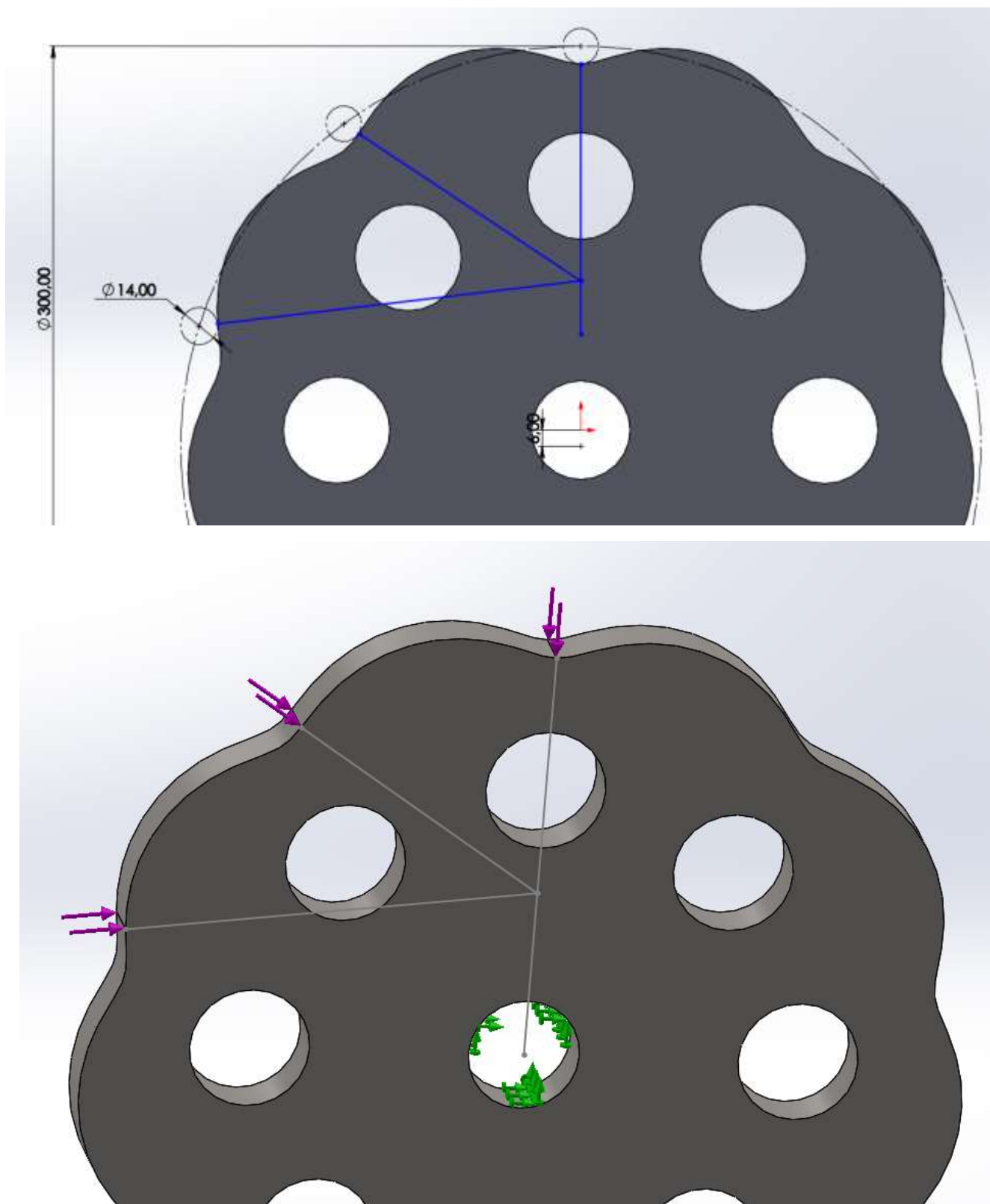


Рис 2.12 – Визначення контактних точок пальців і прикладення від них навантаження

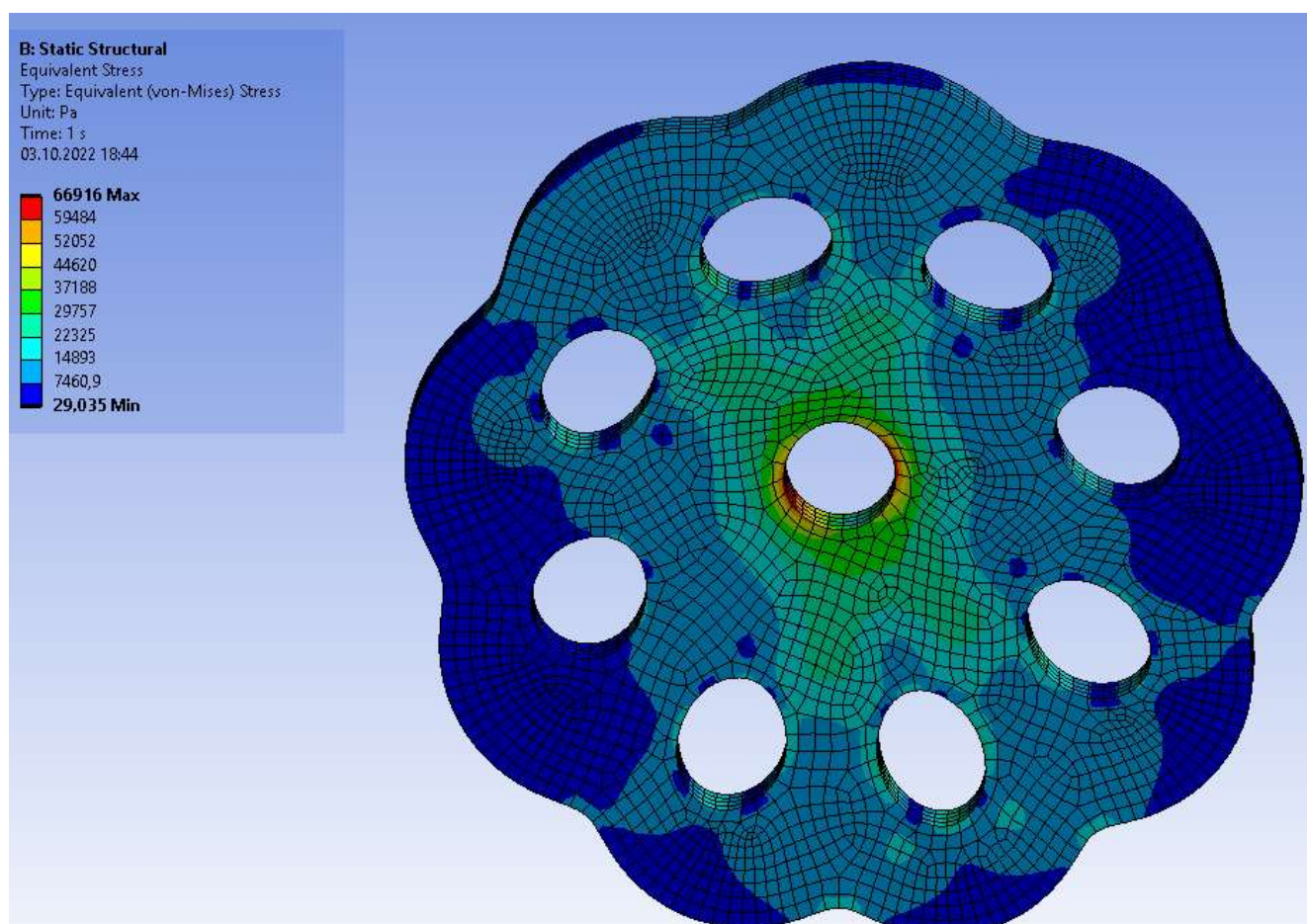


Рис 2.13 – Результат розрахунку циклоїдного колеса на міцність

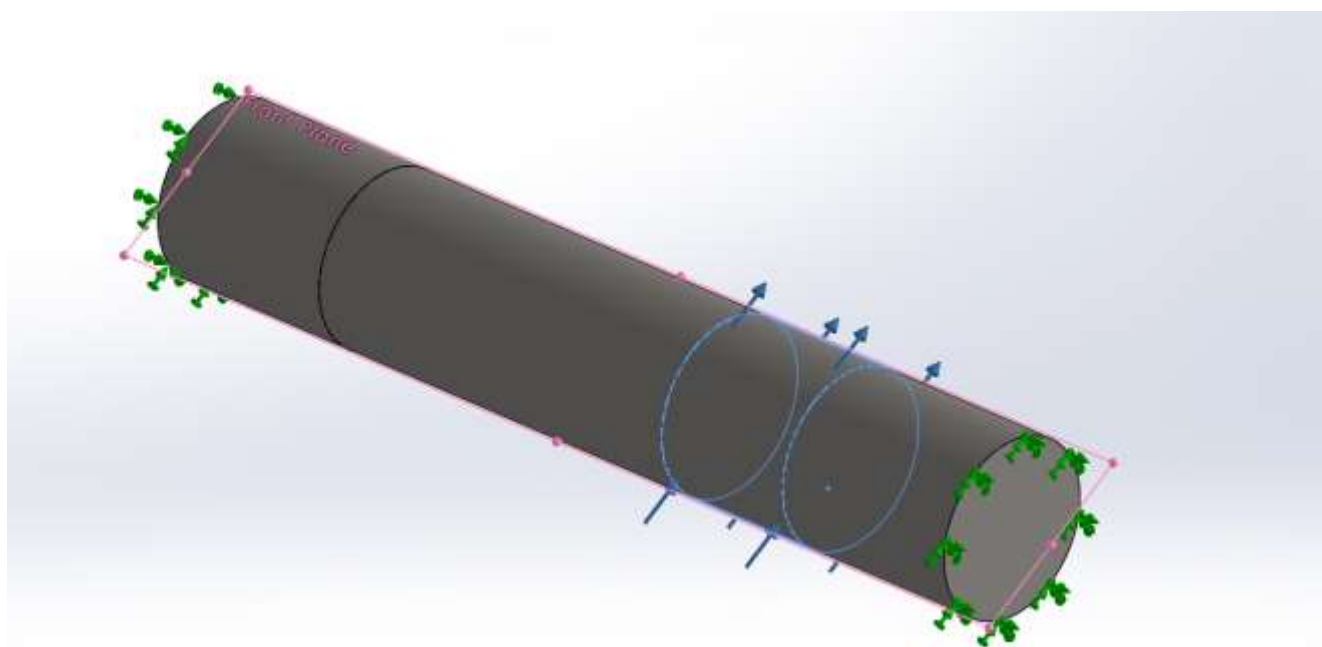


Рис 2.14 – Розрахункова схема пальця

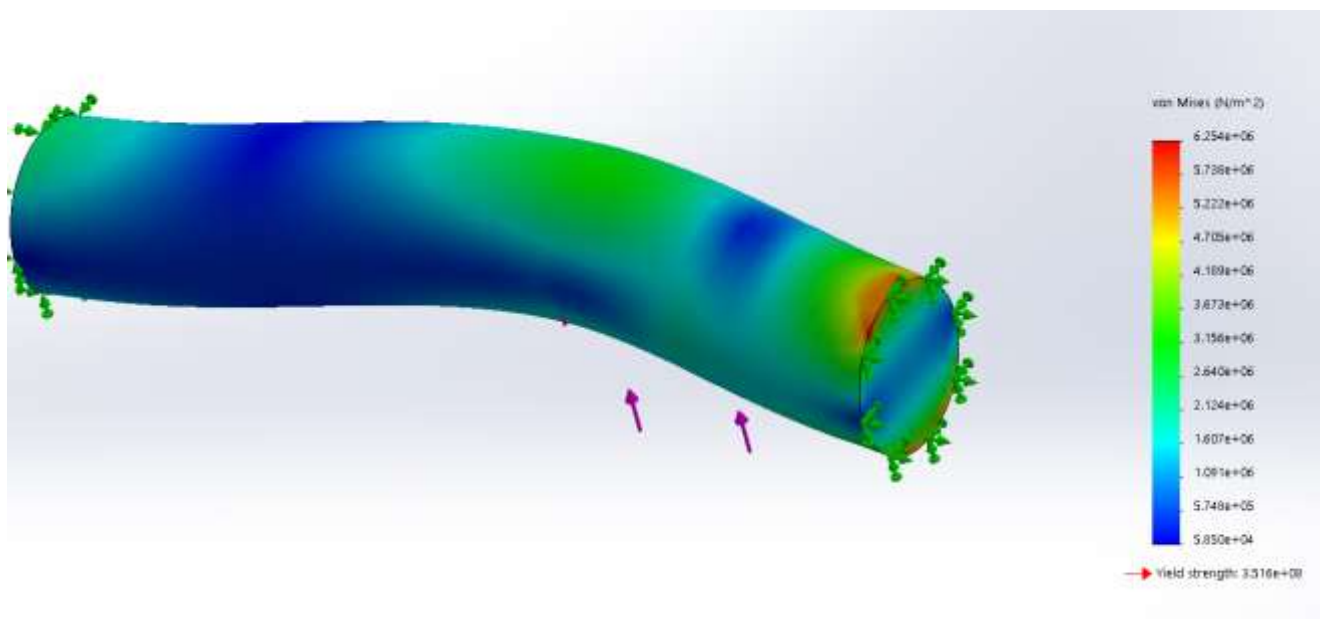


Рис 2.15 – Результат розрахунку пальця на згин.

Таким чином, підтверджено, що передача, побудована на основі розробленої математичної моделі достатньо міцна.

Висновки до розділу 2

1. Розроблено загальну методику подальшого дослідження, що дозволяє досягти поставленої мети роботи;
2. Вперше синтезовано математичну модель циклоїдального зачеплення на основі аналізу відомих результатів дослідження та літературних джерел;
3. Перевірено адекватність моделі за допомогою розрахунку базової конструкції циклоїдальної передачі;
4. Встановлено, що отримані залежності дозволяють визначити основні розміри деталей передачі з достатню міцністю.

3. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО РОЗРОБКИ ПАРАМЕТРИЧНОГО РЯДУ ЦИКЛОЇДНИХ ОДНОСТУПЕНЕВИХ РЕДУКТОРІВ

Користуючись даними табл 1.1, 1.2, розробимо параметричний ряд циклоїдних одноступеневих редукторів для надпотужних передач гірничих машин.

Таблиця 3.1 – Узагальнені параметри надпотужних передач гірничих машин

№ п/п	Потужність, N1, кВт	Число обертів на вході, n1, об/хв	Число обертів на виході, n2, об/хв
1	28	735	150
2	40	735	100
3	55	1470	83
4	2000	375	65
5	2000	500	150
6	4000	2985	100
7	4000	3000	150
8	5000	500	60
9	5000	750	75
10	5000	2985	150
11	8000	2985	160
12	6300	2985	150
13	8000	1000	100

Використовуючи розроблену математичну модель, проведемо розрахунок параметричного ряду циклоїдних передач за початковими параметрами з табл. 3.1.

Результати розрахунку наведені у табл 3.2.

Аналізуючи результати розрахунку очевидно, що розроблена математична модель працює не вірно для передач великої потужності. Це пояснюється тим, що прийнята у моделі гіпотеза про лінійну залежність між геометричними параметрами зачеплення та вхідним обертальним моментом є помилковою. Отже ці залежності потребують коригування.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку циклоїдних передач за розробленою методикою

N1, кВт	n1	n2	M1, Нм	i	Nn	Nc	dn, м	Dn,м	B,м	Delta	L1,м	L2,м	L,м	K1	Sigma	К запасу
55	1470	83	357,47	17,71	19,00	18,00	0,13	1,25	0,19	0,16	0,45	0,36	0,82	1,56	36715,99	6809,02
28	735	150	363,97	4,90	6,00	5,00	0,14	0,40	0,19	0,16	0,46	0,37	0,83	0,50	1271344,29	196,64
40	735	100	519,95	7,35	8,00	7,00	0,20	0,68	0,27	0,23	0,66	0,52	1,18	0,85	217531,12	1149,26
4000	3000	150	12738,85	20,00	21,00	20,00	4,80	32,60	6,63	5,72	16,11	12,80	28,92	40,75	1,36	184005126,74
4000	2985	100	12802,87	29,85	31,00	30,00	4,83	48,36	6,66	5,74	16,20	12,87	29,06	60,45	0,41	610482071,24
5000	2985	150	16003,58	19,90	21,00	20,00	6,03	40,83	8,33	7,18	20,24	16,08	36,32	51,04	0,69	362645947,15
6300	2985	150	20164,52	19,90	21,00	20,00	7,60	51,32	10,49	9,05	25,51	20,26	45,77	64,15	0,35	721919733,05
8000	2985	160	25605,74	18,66	20,00	19,00	9,65	61,94	13,32	11,49	32,39	25,73	58,12	77,43	0,20	1268695831,65
2000	500	150	38216,56	3,33	4,00	3,00	14,41	18,45	19,88	17,15	48,34	38,40	86,74	23,06	9,43	26510281,61
2000	375	65	50955,41	5,77	7,00	6,00	19,21	42,99	26,51	22,86	64,45	51,20	115,65	53,73	0,65	383938478,05
5000	750	75	63694,27	10,00	11,00	10,00	24,01	84,37	33,14	28,58	80,56	64,00	144,56	105,47	0,08	3081655373,89
8000	1000	100	76433,12	10,00	11,00	10,00	28,82	101,20	39,77	34,29	96,68	76,80	173,47	126,50	0,05	5319822054,08
5000	500	60	95541,40	8,33	9,00	8,00	36,02	103,45	49,71	42,86	120,85	95,99	216,84	129,31	0,04	5558861612,44

Таблиця 3.3 – Результати ручного підбору параметрів циклоїдних передач

N1, кВт	n1	n2	M1, Нм	i	Nn	Nc	dn, м	Dn	B,м	Delta	L1	L2	L	K1	Sigma	Кзапасу
10	500	83	191,08	5,00	6,00	5,00	0,03	0,19	0,04	0,03	0,09	0,07	0,17	0,24	78623717,66	3,18
10	1000	150	95,54	10,00	11,00	10,00	0,01	0,29	0,01	0,01	0,04	0,03	0,06	0,36	64859268,24	3,85
10	1500	100	63,69	15,00	16,00	15,00	0,01	0,39	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,49	65875867,12	3,80
100	500	150	1910,83	5,00	6,00	5,00	0,07	0,26	0,09	0,08	0,22	0,18	0,40	0,33	69768515,39	3,58
100	1000	100	955,41	10,00	11,00	10,00	0,03	0,34	0,03	0,03	0,09	0,07	0,15	0,42	71200341,83	3,51
100	1500	150	636,94	15,00	16,00	15,00	0,01	0,43	0,02	0,02	0,05	0,04	0,08	0,54	73881515,22	3,38
1000	500	150	19108,28	5,00	6,00	5,00	0,13	0,39	0,18	0,15	0,44	0,35	0,79	0,48	79791100,39	3,13
1000	1000	160	9554,14	10,00	11,00	10,00	0,06	0,45	0,08	0,07	0,19	0,15	0,34	0,56	80232658,84	3,12
1000	1500	150	6369,43	15,00	16,00	15,00	0,03	0,54	0,05	0,04	0,11	0,09	0,20	0,67	72764257,76	3,44
5000	500		95541,40	5,00	6,00	5,00	0,21	0,54	0,29	0,25	0,71	0,56	1,27	0,67	78282535,54	3,19
5000	1000		47770,70	10,00	11,00	10,00	0,10	0,59	0,13	0,11	0,32	0,26	0,58	0,73	81464962,61	3,07
5000	1500		31847,13	15,00	16,00	15,00	0,06	0,66	0,08	0,07	0,19	0,15	0,35	0,82	80067153,37	3,12
10000	500	65	191082,80	5,00	6,00	5,00	0,26	0,63	0,36	0,31	0,87	0,70	1,57	0,79	73641609,66	3,39
10000	1000	75	95541,40	10,00	11,00	10,00	0,12	0,67	0,17	0,14	0,40	0,32	0,73	0,84	77132129,34	3,24
10000	1500	100	63694,27	15,00	16,00	15,00	0,08	0,75	0,10	0,09	0,25	0,20	0,46	0,94	71015989,75	3,52

Аналізуючи залежності математичної моделі, виділимо основні параметри.

Базовими параметрами, які визначають переважну більшість інших параметрів є діаметр пальця d_n , а базовими вхідними параметрами є обертальний момент і передатне відношення.

Отже використовуючи розроблену модель уручну підберемо такі значення діаметру пальця d_n , яке б забезпечувало рівень напружень у матеріалі, що б не перевищувало б граничне напруження на прогин, враховуючі коефіцієнт запасу міцності.

У результаті встановлена явна нелінійна залежність діаметру пальця d_n від вхідного обертального моменту і передавального відношення (рис 3.1).

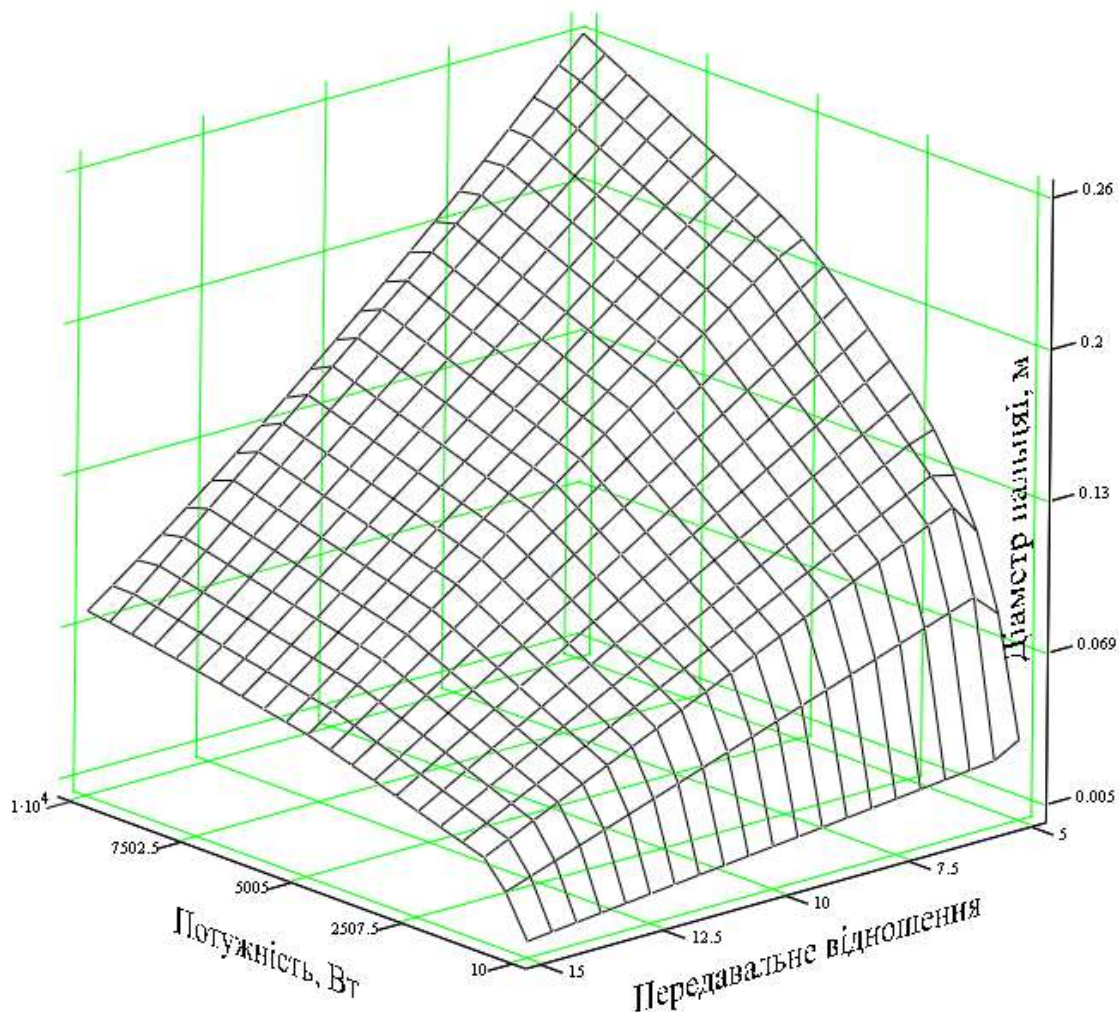


Рис 3.1 - Залежність діаметру пальця d_n від вхідного обертального моменту і передавального відношення

Використовуючи можливості ПКА MathCAD, визначимо регресіне рівняння, що описує залежність діаметру пальця d_n від вхідного обертового моменту і передавального відношення.

$$\begin{aligned}
 zz &:= \begin{pmatrix} 10 & 5 & 0.027 \\ 10 & 10 & 0.01 \\ 10 & 15 & 0.005 \\ 100 & 5 & 0.065 \\ 100 & 10 & 0.025 \\ 100 & 15 & 0.013 \\ 1000 & 5 & 0.13 \\ 1000 & 10 & 0.056 \\ 1000 & 15 & 0.033 \\ 5000 & 5 & 0.21 \\ 5000 & 10 & 0.095 \\ 5000 & 15 & 0.057 \\ 10000 & 5 & 0.26 \\ 10000 & 10 & 0.12 \\ 10000 & 15 & 0.075 \end{pmatrix} \\
 zx^{(0)} &:= zz^{(0)} \\
 zx^{(1)} &:= zz^{(1)} \\
 A1 &:= \text{regress}(zx, zz^{(2)}, 2) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -1.454 \times 10^{-6} \\ 1.052 \times 10^{-3} \\ -0.027 \\ 0.172 \\ 4.165 \times 10^{-5} \\ -1.501 \times 10^{-9} \end{pmatrix} \\
 gg(x, y) &:= \text{interp}\left[A1, zx, zz^{(2)}, \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix}\right]
 \end{aligned}$$

$$Nterms(nvar, deg) := \frac{(nvar + deg)!}{deg! \cdot nvar!}$$

The number of variables of the polynomial is: $Nvars := cols(zx)$

The number of data points is: $Ndata := rows(zx)$

The degree of the fitting function: $deg := 2$

Here are the two programs that extract the coefficients:

```

Step(v, Nvar, deg) :=
  for i ∈ 0..deg if Nvar == 1
    vi,0 ← vi,0 + i
  for i ∈ 0..Nvar - 1 if deg == 1
    vi,i ← vi,i + 1
  otherwise
    inc ← Nterms(Nvar, deg - 1)
    for i ∈ 0..inc - 1
      vi,Nvar-1 ← vi,Nvar-1 + 1
    v ← stack(Step(submatrix(v, 0, inc - 1, 0, cols(v) - 1), Nvar, deg - 1), Step(submatrix(v, inc, rows(v) - 1, 0, cols(v) - 1), Nvar - 1, deg))
  v

COrder(Nvar, deg) :=
  vNterms(Nvar, deg)-1, Nvar-1 ← 0
  Step(v, Nvar, deg)

```

Call the program COrder(Nvars, deg) using the definitions above, and strip the vector, R, of its first three terms.

$I := COrder(Nvars, deg)$ $coeffs := submatrix(A1, 3, rows(A1) - 1, 0, 0)$

$$I = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ 0 & 2 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 2 & 0 \end{pmatrix} \quad coeffs = \begin{pmatrix} -1.454 \times 10^{-6} \\ 1.052 \times 10^{-3} \\ -0.027 \\ 0.172 \\ 4.165 \times 10^{-5} \\ -1.501 \times 10^{-9} \end{pmatrix}$$

$$d_n(M_1, i) := -1.454 \times 10^{-6} \cdot M_1 \cdot i + 1.052 \times 10^{-3} \cdot i^2 + -0.027 i + 0.172 + 4.165 \times 10^{-5} \cdot M_1 + -1.501 \times 10^{-9} \cdot M_1^2$$

Виконуємо перерахунок параметричного ряду циклоїдних редукторів.

Вхідні дані

			N1	n1	n2
Вхідна частота обертання, об/хв	n1		28	735	150
Вихідна частота обертання, об/хв	n2		40	735	100
Вхідна потужність, Вт	N1		55	1470	83
j := 0..12			2000	375	65
			2000	500	150
			4000	2985	100
Граничне напруження кручення сталі, Па	$\tau_{\max} := 100 \cdot 10^6$	$I_n :=$	4000	3000	150
Граничне напруження на згин, Па	$\sigma_{\max} := 250 \cdot 10^6$		5000	500	60
Коефіцієнт запасу міцності	$k_3 := 3$		5000	750	75
			5000	2985	150
			8000	2985	160
			6300	2985	150
			8000	1000	100

Розрахунок

Вхідний обертальний момент, Нм	$M_{1,j} := \frac{30 \cdot In_{j,0} \cdot 1000}{\pi \cdot In_{j,1}}$
Передавальне відношення	$i_j := \frac{In_{j,1}}{In_{j,2}}$
Кількість пальців	$N_{n_j} := \text{round}(i_j + 1)$
Кількість пелюсток циклоїдного колеса	$N_c := \text{round}(i)$

$M_1 =$		0	$i =$		0	$N_n =$		0	$N_c =$		0
	0	363.783		0	4.9		0	6		0	5
	1	519.69		1	7.35		1	8		1	7
	2	357.287		2	17.711		2	19		2	18
	3	$5.093 \cdot 10^4$		3	5.769		3	7		3	6
	4	$3.82 \cdot 10^4$		4	3.333		4	4		4	3
	5	$1.28 \cdot 10^4$		5	29.85		5	31		5	30
	6	$1.273 \cdot 10^4$		6	20		6	21		6	20
	7	$9.549 \cdot 10^4$		7	8.333		7	9		7	8
	8	$6.366 \cdot 10^4$		8	10		8	11		8	10
	9	$1.6 \cdot 10^4$		9	19.9		9	21		9	20
	10	$2.559 \cdot 10^4$		10	18.656		10	20		10	19
	11	$2.015 \cdot 10^4$		11	19.9		11	21		11	20
12	$7.639 \cdot 10^4$	12	10	12	11	12	10				

Діаметр пальця, м

$$d_{n_j} := -1.454 \times 10^{-6} \cdot \ln_{j,0} \cdot i_j + 1.052 \times 10^{-3} \cdot (i_j)^2 + -0.027 \cdot i_j + 0.172 + 4.165 \times 10^{-5} \cdot \ln_{j,0} +$$

$$D_{n_j} := \frac{N_{n_j}}{\pi} \cdot \left(0.071625 + d_{n_j} \right)^{-1.501 \times 10^{-9} \cdot (\ln_{j,0})}$$

Діаметр кола розташування пальців, м

Товщина циклоїдального колеса, м

$$B_{\min} := 1.27 \cdot d_n$$

$$B_{\max} := 1.49 \cdot d_n$$

$$B := 0.5 \cdot (B_{\min} + B_{\max})$$

Діаметр ексцентрикової частини вхідного валу, м

$$d_g := 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_1}{\pi \cdot \tau_{\max}}}$$

Коефіцієнт короткої амплітуди

$$K_1 := 1.25 \cdot D_n$$

	0
0	0.066
1	0.032
2	0.025
3	0.112
4	0.161
5	0.272
6	0.079
7	0.13
8	0.105
9	0.077
10	0.055
11	0.072
12	0.128

	0
0	0.263
1	0.263
2	0.582
3	0.409
4	0.297
5	3.395
6	1.007
7	0.578
8	0.619
9	0.996
10	0.803
11	0.959
12	0.699

	0
0	0.091
1	0.044
2	0.034
3	0.154
4	0.223
5	0.376
6	0.109
7	0.18
8	0.145
9	0.107
10	0.075
11	0.099
12	0.177

	0
0	0.079
1	0.089
2	0.079
3	0.412
4	0.375
5	0.26
6	0.26
7	0.508
8	0.444
9	0.28
10	0.328
11	0.303
12	0.472

	0
0	0.328
1	0.329
2	0.728
3	0.511
4	0.371
5	4.243
6	1.259
7	0.723
8	0.774
9	1.245
10	1.004
11	1.199
12	0.874

Величина ексцентриситету валу, м

$$e_j := K_{1_j} \cdot \frac{D_{n_j}}{2 \cdot N_{c_j}}$$

Діаметр циліндричних осей, м

$$d_w := 1.8 \cdot d_n$$

Вихідний обертальний момент, Нм

$$M_{2_j} := M_{1_j} \cdot i_j$$

Діаметр вихідного валу, м

$$d_{\text{вих}_j} := 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{2_j}}{\pi \cdot \tau_{\max}}}$$

	0		0		0		0
0	$8.626 \cdot 10^{-3}$	0	0.119	0	$1.783 \cdot 10^3$	0	0.135
1	$6.171 \cdot 10^{-3}$	1	0.057	1	$3.82 \cdot 10^3$	1	0.174
2	0.012	2	0.044	2	$6.328 \cdot 10^3$	2	0.206
3	0.017	3	0.201	3	$2.938 \cdot 10^5$	3	0.739
4	0.018	4	0.29	4	$1.273 \cdot 10^5$	4	0.559
5	0.24	5	0.49	5	$3.82 \cdot 10^5$	5	0.807
6	0.032	6	0.142	6	$2.546 \cdot 10^5$	6	0.705
7	0.026	7	0.234	7	$7.958 \cdot 10^5$	7	1.03
8	0.024	8	0.189	8	$6.366 \cdot 10^5$	8	0.957
9	0.031	9	0.139	9	$3.183 \cdot 10^5$	9	0.759
10	0.021	10	0.098	10	$4.775 \cdot 10^5$	10	0.869
11	0.029	11	0.129	11	$4.011 \cdot 10^5$	11	0.82
12	0.031	12	0.23	12	$7.639 \cdot 10^5$	12	1.017

Кількість вихідних осей $N_{\text{вих}} := \text{round} \left(\frac{d_{\text{вих}}^2}{d_w^2} \right)$

Діаметр отворів під вихідні осі на циклоїдальному колесі, м $d_{\text{ow}} := d_w + 2 \cdot e$

Діаметр розташування отворів під вихідні осі, м $D_{\text{ow}_j} := \frac{1.2 \cdot d_{\text{ow}_j} \cdot N_{\text{вих}_j}}{\pi}$

Бічна товщина корпусу, м $\Delta := 0.5 \cdot (d_n + B)$

Бічна товщина корпусу, м $\Delta := 0.5 \cdot (d_n + B)$

$N_{\text{вих}} =$	0		$d_{\text{ow}} =$	1		$D_{\text{ow}} =$	0		$\Delta =$	0	
	0	1		0			0	0.052		0	0.078
	1	9		1			1	0.238		1	0.038
	2	21		2			2	0.545		2	0.029
	3	14		3			3	1.262		3	0.133
	4	4		4			4	0.5		4	0.192
	5	3		5			5	1.112		5	0.324
	6	25		6			6	1.965		6	0.094
	7	19		7			7	2.08		7	0.155
	8	26		8			8	2.357		8	0.125
	9	30		9			9	2.306		9	0.092
	10	78		10			10	4.191		10	0.065
	11	40		11			11	2.854		11	0.085
	12	19		12			12	2.116		12	0.152

Лінійні розміри зазорів, м

$$\delta_1 := 0.0015 \quad \delta := 0.001$$

Лінійні розміри пальців, м

$$L_1 := 0.5 \cdot B + \delta_1 + 0.5 \cdot \Delta$$

$$L_2 := 1.5 \cdot B + \delta_1 + \delta + 0.5 \Delta$$

$$L := L_1 + L_2$$

Напруження згину на пальцях, Па

$$\sigma_F := \frac{44 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot M_1}{L \cdot K_1 \cdot D_n \cdot d_n^3 \cdot N_c}$$

Коефіцієнт запасу міцності пальців на згин

$$k_{\text{зп}} := \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_F}$$

Радіальне зусилля на валу під підшипником, Н

$$F_{n_j} := \frac{1.43 \cdot M_{1_j}}{K_{1_j} \cdot D_{n_j} \cdot N_{c_j}}$$

L =		0	$\sigma_F =$		0	$k_{зп} =$		0	$F_n =$		0
	0	0.264		0	$3.496 \cdot 10^3$		0	$7.152 \cdot 10^4$		0	$1.206 \cdot 10^3$
	1	0.129		1	$3.567 \cdot 10^3$		1	$7.009 \cdot 10^4$		1	$1.229 \cdot 10^3$
	2	0.101		2	953.654		2	$2.621 \cdot 10^5$		2	66.962
	3	0.445		3	$4.078 \cdot 10^5$		3	613.02		3	$5.816 \cdot 10^4$
	4	0.641		4	$6.117 \cdot 10^5$		4	408.68		4	$1.656 \cdot 10^5$
	5	1.08		5	$2.049 \cdot 10^4$		5	$1.22 \cdot 10^4$		5	42.348
	6	0.316		6	$3.059 \cdot 10^4$		6	$8.174 \cdot 10^3$		6	717.801
	7	0.518		7	$5.735 \cdot 10^5$		7	435.925		7	$4.085 \cdot 10^4$
	8	0.42		8	$3.059 \cdot 10^5$		8	817.36		8	$1.899 \cdot 10^4$
	9	0.31		9	$3.842 \cdot 10^4$		9	$6.506 \cdot 10^3$		9	922.574
	10	0.22		10	$6.472 \cdot 10^4$		10	$3.863 \cdot 10^3$		10	$2.388 \cdot 10^3$
	11	0.288		11	$4.842 \cdot 10^4$		11	$5.164 \cdot 10^3$		11	$1.254 \cdot 10^3$
	12	0.51		12	$3.67 \cdot 10^5$		12	681.133		12	$1.789 \cdot 10^4$

Таким чином, параметричний ряд циклоїдних редукторів розраховано. Скорегована математична модель показала свою роботоспроможність і розраховані передачі для надпотужних двигунів за своїми максимальними габаритами відповідають габаритам (а іноді і менші) за габарити приводних двигунів, при цьому навантаження на деталі передач знаходяться у безпечних межах та характеризуються підвищеним запасом міцності.

Висновки до розділу 3

1. Використовуючи розроблену математичну модель, проведено розрахунок параметричного ряду циклоїдних редукторів для надпотужних механічних передач. Встановлено, що розроблена математична модель працює не вірно для передач великої потужності. Це пояснюється тим, що прийнята у моделі гіпотеза про лінійну залежність між геометричними параметрами зачеплення та вхідним обертальним моментом є помилковою.
2. Встановлено базовим розрахунковим параметри математичної моделі, що визначають переважну більшість інших параметрів, якими є діаметр пальця d_n , а базовими вхідними параметрами є обертальний момент і передатне відношення.
3. Встановлено нелінійну залежність другого порядку діаметру пальця d_n від вхідного обертального моменту і передавального відношення. На базі цієї залежності скорегована математична модель.
4. Використовуючи можливості ПКА MathCAD, визначимо регресійне рівняння, що описує залежність діаметру пальця d_n від вхідного обертального моменту і передавального відношення.
5. Скорегована математична модель показала свою роботоспроможність і розраховані передачі для надпотужних двигунів за своїми максимальними габаритами відповідають габаритам (а іноді і менші) за габарити приводних двигунів, при цьому навантаження на деталі передач знаходяться у безпечних межах та характеризуються підвищеним запасом міцності.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі розв'язано актуальне науково-технічне завдання, що полягає в є покращення режиму роботи приводів гірничих машин за рахунок застосування циклоїдної передачі у приводах гірничих машин.

1. Вперше синтезовано математичну модель циклоїдального зачеплення на основі аналізу відомих результатів дослідження та літературних джерел;
2. Перевірено адекватність моделі за допомогою розрахунку базової конструкції циклоїдальної передачі;
3. Встановлено, що отримані залежності дозволяють визначити основні розміри деталей передачі з достатню міцністю.
4. Використовуючи розроблену математичну модель, проведено розрахунок параметричного ряду циклоїдних редукторів для надпотужних механічних передач. Встановлено, що розроблена математична модель працює не вірно для передач великої потужності. Це пояснюється тим, що прийнята у моделі гіпотеза про лінійну залежність між геометричними параметрами зачеплення та вхідним обертальним моментом є помилковою.
5. Встановлено базовим розрахунковим параметри математичної моделі, що визначають переважну більшість інших параметрів, якими є діаметр пальця d_n , а базовими вхідними параметрами є обертальний момент і передатне відношення.
6. Встановлено нелінійну залежність другого порядку діаметру пальця d_n від вхідного обертального моменту і передавального відношення. На базі цієї залежності скорегована математична модель.
7. Використовуючи можливості ПКА MathCAD, визначимо регресійне рівняння, що описує залежність діаметру пальця d_n від вхідного обертального моменту і передавального відношення.
8. Скорегована математична модель показала свою роботоспроможність і розраховані передачі для надпотужних двигунів за своїми максимальними

габаритами відповідають габаритам (а іноді і менші) за габарити приводних двигунів, при цьому навантаження на деталі передач знаходяться у безпечних межах та характеризуються підвищеним запасом міцності.