

© К. Ц. Главацький, канд. техн. наук,
доцент кафедри,
ORCID: 0000-0003-0921-9845,
e-mail: kazimir.glavatskij@gmail.com;
© М. М. Біневський, інженер-механік,
e-mail: kolyanbinyevskiy@ukr.net;
© В. Е. Черкудінов, магістр,
старший викладач кафедри,
ORCID: 0000-0003-3164-0329,
e-mail: volodymyrcherkudinov@gmail.com;
© П. Г. Анофрієв, канд. техн. наук,
доцент кафедри,
ORCID: 0000-0001-7997-3523,
e-mail: anofrievp@ukr.net
(Український державний університет
науки і технологій)

© Kazimir Hlavatskyi, Candidate of Technical
Sciences, Associate Professor of the Department,
ORCID: 0000-0003-0921-9845,
e-mail: kazimir.glavatskij@gmail.com;
© Mykola Binevsky, mechanical engineer,
e-mail: kolyanbinyevskiy@ukr.net;
© Volodymyr Cherkudinov, Master, Senior Lecturer
of the Department,
ORCID: 0000-0003-3164-0329,
e-mail: volodymyrcherkudinov@gmail.com;
© Pavlo Anofriev, Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor of the Department,
ORCID: 0000-0001-7997-3523,
e-mail: anofrievp@ukr.net
(Ukrainian State University of Science
and Technologies)

ПОШУКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ З ПЛАВНОЮ ЗМІНОЮ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ДЛЯ АВТОМАТИЧНИХ ТРАНСМІСІЙ

EXPLORATORY RESEARCH ON GEAR TRANSMISSION WITH SMOOTH GEAR RATIO CHANGE FOR AUTOMATIC TRANSMISSIONS

Анотація. З метою вдосконалення конструкції варіаторної трансмісії виконано обґрунтування доцільності розробки нової конструкції безступеневої зубчастої варіаторної передачі з зубцями у вигляді тіла обертання, для чого запропоноване принципове технічне рішення, розроблений і виготовлений прототип наявної моделі зубчастого варіатора, виконані дослідження на комп'ютерній 3D-моделі, проаналізовані їхні результати, розроблений механізм зміни передаточного числа, розроблена початкова конструкція зубчастої варіаторної трансмісії та визначені її основні структурні компоненти, виконано порівняння запропонованої конструкції зубчастого варіатора з відомими прототипами, окреслені перспективи застосування запропонованої схеми трансмісії із зубчастим варіатором.

Ключові слова: зубець, варіатор, модель, схема, модель, обґрунтування, дослідження, конструкція, навантаження, сила, параметри, передача, аналіз.

Abstract. In order to improve the design of the variator transmission, eliminate slippage in friction variators, increase the maximum torque and expand the range of gear ratio adjustment, a justification of the feasibility of developing a new design of a stepless gear variator with teeth in the form of a body of rotation was carried out, for which a principle technical solution of the tooth and tooth placement surfaces was proposed, a prototype-model of the current model of the gear variator was developed, manufactured and tested, which proved the possibility of implementing the proposed variator gear, preliminary prospective and search studies were performed on a computer 3D model of a gear transmission with teeth in the form of bodies of rotation, their results were analyzed, which allow us to confirm the feasibility of further development of the proposed technical solution, variants of the gear ratio change mechanism were developed and the initial version of the gear reducer with teeth in the form of bodies of rotation was developed, a tooth placement scheme on a toroidal gear was proposed wheel, an initial 3D model of the design of a toothed variator transmission was developed and its main structural components were determined, a variant of possible overall dimensions of the transmission with a toroidal toothed variator was presented, a comparison of the proposed design of a toothed variator with known prototypes was made, and the prospects for the application of the proposed transmission scheme with a toothed variator were outlined.

When developing the proposed design of a variator transmission, structural and technological features related to reliability, durability, maintainability, interchangeability, unification, and the possibility of optimal selection of materials for component parts were taken into account.

Keywords: tooth, variator, model, scheme, model, justification, research, design, load, force, parameters, transmission, analysis.

Вступ

Трансмісія є невід'ємною технічною частиною будь-якого колісного транспортного засобу, оскільки вона здійснює передачу крутного моменту від двигуна до ведучих коліс.

Одними з найголовніших показників будь-якої трансмісії є максимальний розрахунковий крутний момент та можливий діапазон регулювання передаточного числа. І в цьому сенсі маємо чітку градацію щодо застосування того чи іншого виду трансмісії. Автоматична трансмісія, зокрема варіаторна, не є винятком.

Застосування варіаторів є доцільним лише у випадку порівняно невеликих крутних моментів і нешироких діапазонів регулювання передаточного числа.

Головна їхня перевага – це можливість плавної зміни передаточного числа без розриву крутного моменту. За своєю природою це пристрої, у яких перетворення крутного моменту відбувається за рахунок сил тертя. І ця обставина суттєво впливає на основні показники, які згадані вище, і тим самим суттєво звужує сферу застосування варіаторів. Натомість цю нішу для енергоємних перетворювачів крутного моменту з нерозривним регулюванням зайняли гідравлічний привод (гідродинамічний та гідростатичний) та електроприводи.

Технології, що застосовуються в сучасному автомобілебудуванні, спрямовані на підвищення літрової потужності двигунів. І часто трапляються випадки, коли компактний та невеликий за розмірами двигун розвиває таку велику потужність, що застосовувати для нього варіатор не є можливим, а разом і з цим втрачається можливість безступеневого регулювання крутного моменту. Застосовувати гідростатику чи електропередачу в такому разі не доцільно, тому зараз ця проблема вирішується за допомогою багатоступеневих механічних автоматів, з великим набором планетарних рядів, гальм та багатодискових муфт, які суттєво ускладнюють конструкцію, збільшують її вагу та вартість.

З огляду на вищезазначене вдосконалення конструкції сучасних варіаторів з метою розширення їхніх експлуатаційних можливостей є перспективним та актуальним напрямом.

Метою даної роботи є вдосконалення конструкції варіаторної трансмісії (варіатора), підвищення максимального крутного моменту та розширення діапазону регулювання для створення деякої «перехідної» трансмісії, для випадків, коли застосовувати звичайний варіатор уже неможливо через обмеження

щодо крутного моменту, а застосовувати гідро- чи електропривод недоцільно через великі габарити і вагу таких приводів.

Мета та постановка задачі. Як уже згадувалося, метою даної роботи є створення деякої «перехідної» трансмісії – для застосування в енергоємних та водночас компактних приводах із можливістю безступеневого та безрозривного регулювання передаточного числа. Тому основна увага повинна бути приділена покращенню таких показників, як: максимальний крутний момент, діапазон регулювання передаточного числа, а також компактність. Ще одним важливим аспектом є спосіб регулювання передаточного числа. З огляду на сучасні технології він повинен передбачати керування від деякого електричного блоку, який буде підв'язаний до блоку керування транспортного засобу.

Основна частина

Запропоноване технічне рішення передбачає, що передусім необхідно змінити сам принцип передачі силового потоку, який у традиційному варіаторі здійснюється за рахунок сил тертя, оскільки для такого принципу характерні негативні ознаки:

- великі значення притискних сил у місці контакту;
- проковзування, яке неминуче виникає внаслідок самої природи такої передачі.

В силу існування цих ознак доводиться застосовувати для конструювання матеріали (зокрема, сталі) високої міцності. Це, з одного боку, не повністю вирішує проблему, а з іншого – технологія виробництва таких конструкцій є досить складною і дорогою. Також ця обставина негативно впливає на компактність конструкцій.

Пропонується замінити принцип передачі силового потоку у варіаторі в такий спосіб, щоб передача крутного моменту відбувалась не за рахунок виникнення сил тертя між ведучою і веденою ланкою (в деяких випадках також проміжною), а завдяки взаємодії поверхонь з обкочуванням одна відносно одної, як у традиційному зубчастому зачепленні. Варто зазначити, що в цьому аспекті відомо багато технічних рішень та патентів на винаходи [1-5], одне з них наведено нижче (**рис. 1**).

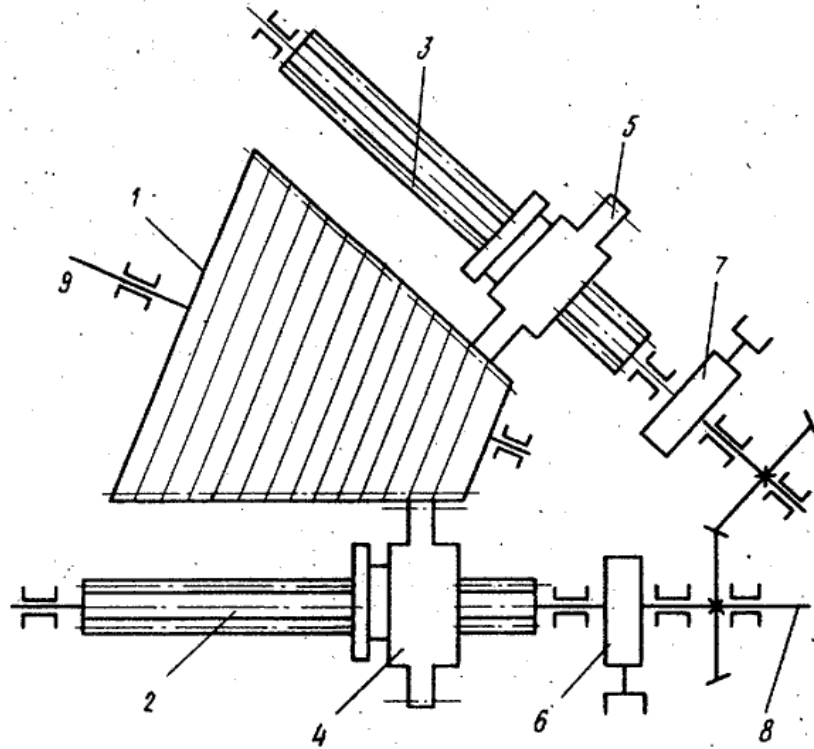


Рис. 1. Зубчатий варіатор: 1 – блок евольвентно-конічних коліс; 2 – основний шліцевий вал; 3 – додатковий шліцевий вал; 4, 5 – зубчасті колеса; 6 – муфта; 7 – додаткова електромагнітна муфта; 8 – вал ведучий

Без аналізу роботи наявних моделей важко оцінити ефективність цих конструкцій, але з рисунків аналогів однозначно можна зробити висновок, що представлені конструктивні рішення мають багато додаткових кінематичних зв'язків, низький рівень технологічності виготовлення (суцільні конусні зубчасті колеса), вузький діапазон регулювання передаточного числа і є досить громіздкими.

Очевидно, що для вирішення проблеми необхідно розробити певну нову зубчасту передачу, яка б працювала за принципом традиційного зубчастого зачеплення (обкочування двох евольвентних поверхонь одна відносно одної), характеризувалася сталим значенням модуля, але, наприклад, мала б подільне коло змінного діаметру.

Така передача дозволила б уникнути використання додаткових деталей та зв'язків між ними. Для цього пропонується конструкція зубчастого зачеплення, в якому використовуються зубці, утворені обертанням деякої кривої (наприклад, евольвентної) навколо вертикальної осі зубця, а також розміщення цих зубців на бічній поверхні зрізаного конуса по спіральній кривій із певним кроком, який визначає модуль зубчастої передачі (**рис. 2**).

Без навантаження площа плями контакту зубців буде мінімальною, а з навантаженням відповідно буде збільшуватися. Такий контакт двох поверхонь зубців дозволяє створити зубчасту передачу зі змінним передаточним числом. Однак такий характер контакту викликає надмірні значення напруження матеріалу зубців. Тому для такої конструкції необхідно розробити заходи для уникнення руйнування зубців від надмірного навантаження, яке зосереджене на мінімальній площі плями контакту.

Для вирішення проблеми проведемо аналогію із вузлами і складальними одиницями, в яких виникає подібне явище, наприклад – кулькові підшипники. Характер контакту тіл кочення у вигляді кульок з біговими доріжками кілець підшипника має дуже схожу ситуацію. Кульки не руйнуються оскільки, по-перше, матеріалом для кульок слугують спеціальні марки сталей, по-друге, навантаження передається через декілька кульок одночасно.

Попередньо скористаємось першим варіантом і призначимо матеріалом для зубців варіатора високоміцні і стійкі до спрацювання марки сталей.

Оскільки зубчасте колесо тепер є складальною одиницею, з'являється можливість

окремого виготовлення конусної маточини колеса і власне зубців. Це дозволить призначати різні марки сталей для деталей

зубчастого колеса, що також значно поліпшить технологічність виготовлення та ремонту.

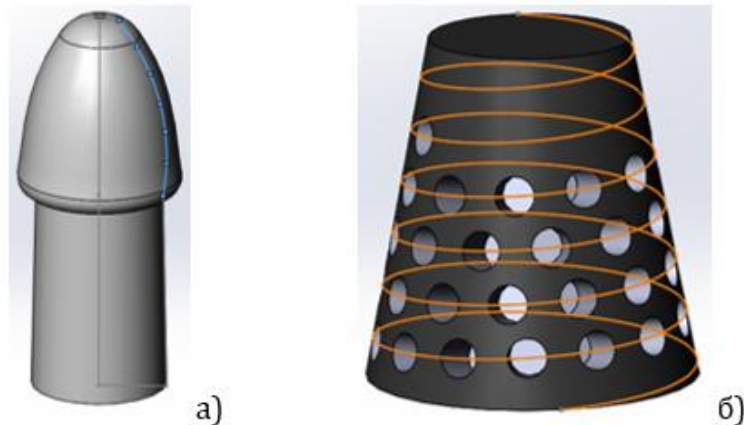


Рис. 2. Особливості конструкції зубчатих конусних коліс: а – утворення робочої поверхні зубця; б – схема розміщення отворів для встановлення зубців

Але для початку треба перевірити сам факт можливості існування зубчастої передачі зі змінним передаточним числом, а також упевнитися у її нормальній роботі, відсутності заїдання зубців унаслідок можливого явища інтерференції тощо. Для цього автори розробили й виготовили макет, який має спрощену конструкцію і виготовлений із матеріалів, які легко обробляються. Така модель дозволить у першому наближенні підтвердити існування концепції варіаторного зубчастого зачеплення, а також допомогти у вивченні кінематичного зв'язку.

Для виготовлення спрощеної робочої моделі (рис. 3) використані такі матеріали, як епоксидна смола (маточини конусного та

циліндричного коліс), алюмінієвий пруток (для виготовлення зубців), кулькові підшипники. Ведучий вал має суцільну різьбу, що дозволяє використовувати його також для регулювання передаточного числа шляхом переміщення вздовж його осі ведучої шестерні.

Очевидно, що модель, виготовлена з описаних матеріалів, не призначена для вивчення роботи варіатора під значними навантаженнями, проте вона гарно наочно демонструє можливість передачі обертання з можливістю регулювання передаточного числа. Також вона дозволяє впевнитися у відсутності таких негативних явищ, як заїдання та інтерференція в даному зубчастому зачепленні.



Рис. 3. Прототип зубчатого варіатора (діюча модель)

Оскільки можливість існування варіаторної зубчастої передачі підтверджена за допомогою діючої моделі, можна рухатися далі.

Наступний етап – визначення зусиль і напружень, які виникають у місці контакту двох зубців. Це врешті дозволить зробити висновок щодо максимального крутного моменту, який може передати (перетворити) варіатор.

Оскільки діюча модель виготовлена з матеріалів, що не дозволяють провести таке

визначення шляхом експерименту, скористаємося засобами комп'ютерного моделювання. Виконаємо попередній статичний аналіз досліджуваного зубчастого зачеплення з модулем 10 та навантаженням 2000 Н·м. Матеріал зубців та маточин – сталь AISI4340, найближчі аналоги якої: 40ХН2МА, 40Х2Н2. Діаметр маточини колеса встановимо 75 мм (рис. 4).

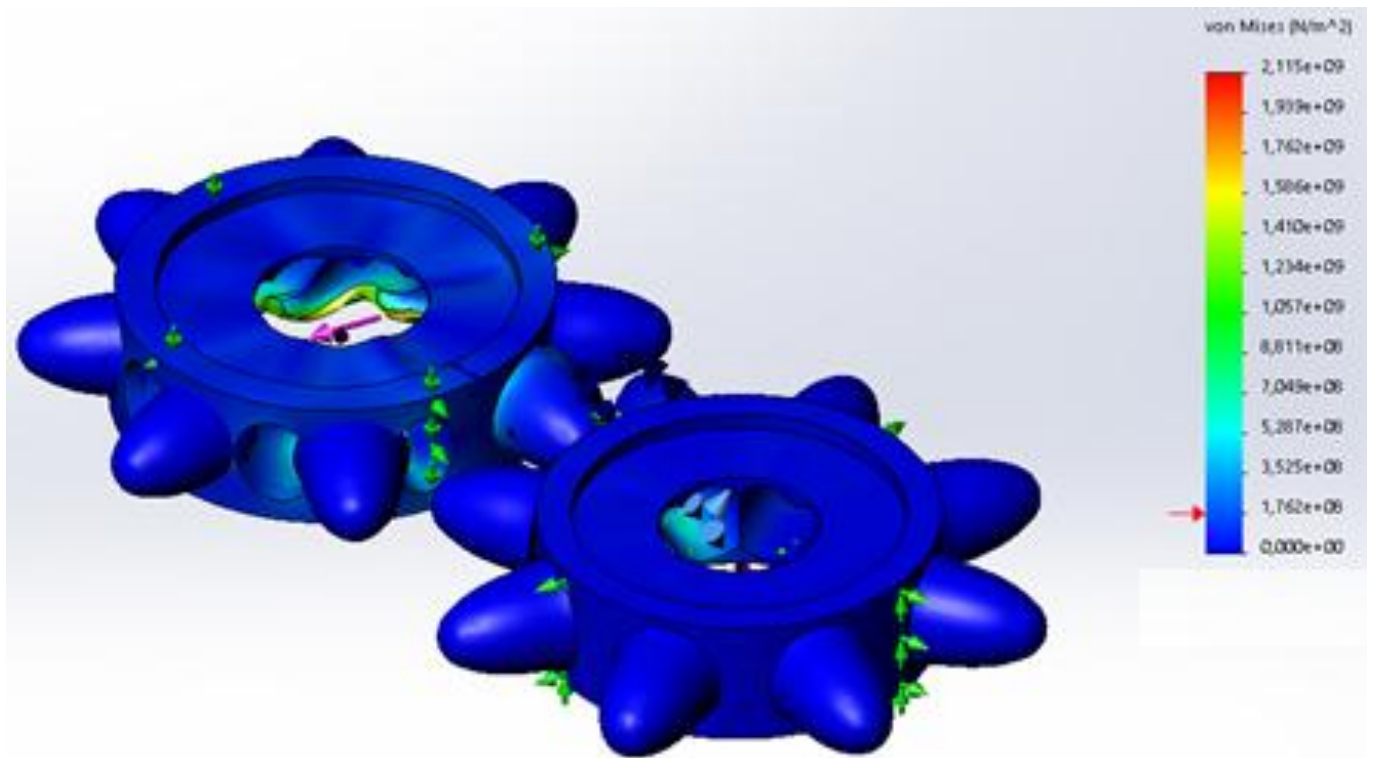


Рис. 4. Попередній статичний аналіз варіаторного зубчастого зачеплення

Такий експеримент демонструє прийнятний результат, оскільки в деталях не виникли граничні напруження. Деяке збільшення напруження спостерігається в корені робочої частини зубця та на ободі в місці кріплення зубця, що легко усувається конструктивними та технологічними засобами. Подальші дослідження та конструктивні розрахунки можуть бути проведені з метою оптимізації розмірів та форми зубчатих коліс, а також розрахунку варіатора під конкретний приводний двигун та навантаження.

Регулювання передаточного числа може здійснюватись одним із можливих видів приводу: електричним, гідравлічним або механічним. У компактній схемі зубчастого варіатора (рис. 5) регулювання передаточного числа відбувається шляхом переміщення ведучої шестерні вздовж шліцьового ведучого вала за

допомогою гвинтового регулювального механізму.

Зубчасте конусне колесо буває як монолітним, так і складальною одиницею. Окремо виготовлені зубці можуть бути певним чином закріплені в отворах конусного колеса. При цьому можливо досягти таких, на наш погляд, позитивних результатів:

1) можливості виготовлення зубців та конусного колеса з різних матеріалів, наприклад, для зубців можна вибрати високоміцні зносостійкі марки сталей, а для конусних коліс – звичайні конструкційні марки сталей;

2) можливості застосування різних видів термообробки для зубців та конусних коліс;

3) відсутності необхідності у вартісних операціях з утворення (нарізання) зубців, натомість можуть бути використані дешевші та

продуктивніші способи виготовлення, наприклад, штампування;

4) високої ремонтпридатності виробу;

5) можливості розміщення в одному корпусі з іншими деталями та вузлами, які працюють у масляній ванні;

6) використання недорогого мастильного матеріалу для варіатора.

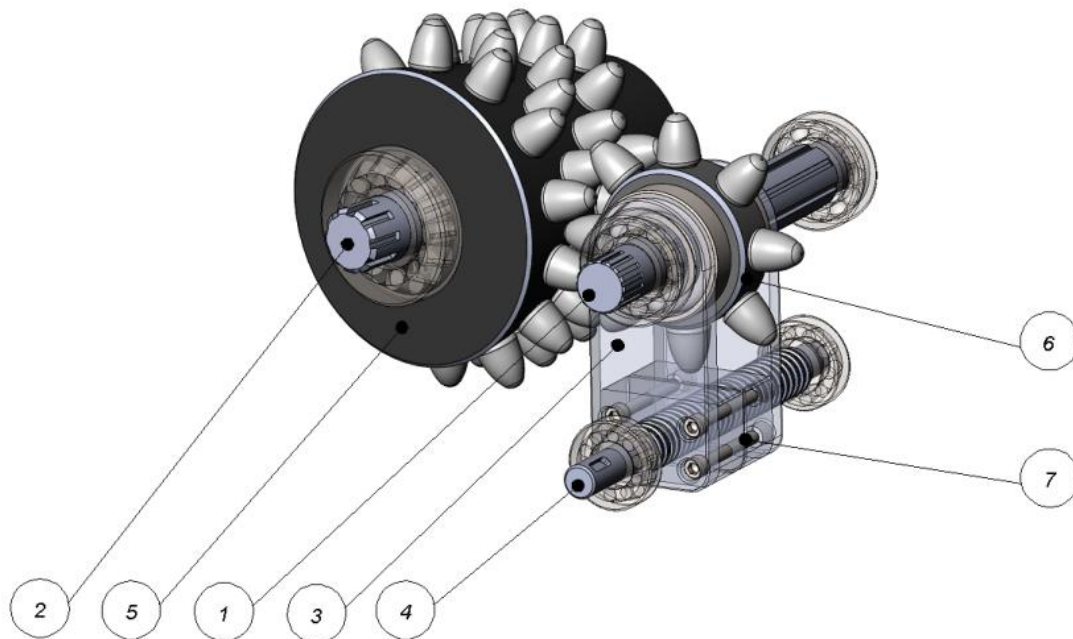


Рис. 5. Зубчастий варіатор: 1 – вал ведучий; 2 – вал ведений; 3 – кронштейн механізму регулювання передавального числа; 4 – гвинт механізму регулювання передавального числа; 5 – конусне зубчасте колесо; 6 – шестерня з ковзаючою муфтою; 7 – стяжний гвинт

Попередній висновок: зубчастий варіатор із варіаторним зубчастим зачепленням:

- по-перше, існує (всупереч традиційній теорії механізмів і машин);
- по-друге, має дуже багато сильних сторін порівняно з варіаторами тертя, а також наявними рішеннями зубчастих варіаторів.

Однак для практичного застосування в сучасній техніці розглянута компоновальна схема з конусним зубчастим колесом є не дуже прийнятною, оскільки таке колесо – досить металомістке та габаритне. Осі ведучого та веденого зубчастих коліс лежать в одній площині, але не паралельні. Також діапазон регулювання передаточного числа є недостатнім для використання в трансмісіях транспортних засобів і в кращому разі становить 1:1...1:2. Тому подальшу роботу щодо зубчастого варіатора спрямовуємо на пошук вирішення зазначених недоліків.

Одним із можливих варіантів вирішення проблеми є пошук оптимальної компоновальної схеми варіатора. Для цього проведемо порівняння схем варіаторів тертя (**рис. 6**). Розглянувши відомі наявні схеми варіаторів,

робимо висновок, що найбільш прийнятною для вирішення поставлених задач (розширення діапазону регулювання передаточного числа, зменшення ваги, габаритних розмірів, паралельність ведучого та веденого валів) є схема сферично-конічного (**в**) або торового (**д**) варіатора. Ведуче та ведене колесо такого варіатора мають певну схожість із конусними зубчастими колесами, проте твірною такого колеса вже є не пряма лінія, а деяка крива, радіус якої обумовлений радіусом повороту сателітних коліс. Потік потужності в такому варіаторі розподіляється на два потоки, що дає змогу вдвічі зменшити навантаження на зубчасту передачу, порівняно із конусним варіатором, або вдвічі збільшити навантажувальну здатність варіатора по крутному моменту. Механізм регулювання передаточного числа в такому варіаторі можна розмістити в центрі варіатора, між його робочими колесами, що дозволить додатково досягнути компактності конструкції.

Для початку необхідно впевнитися в тому, що принцип розміщення зубців на тороїдному зубчастому колесі по спіральній кривій з

однаковим кроком так само можливий, як на конусному. Для цього побудуємо 3D модель та проведемо порівняння (рис. 7).

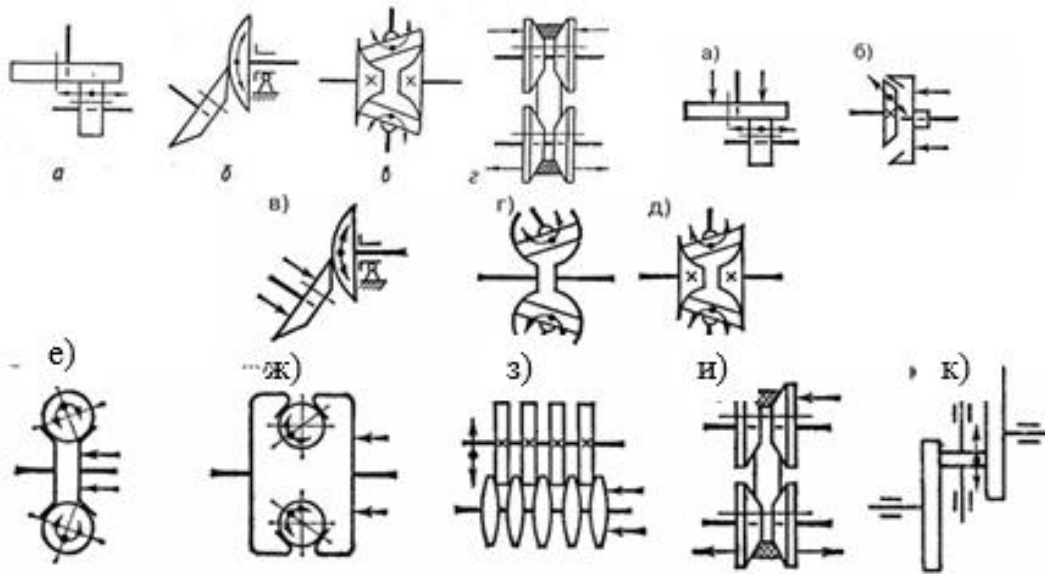


Рис. 6. Основні схеми фрикційних варіаторів: а) – лобовий; б) – конусний; в) – сферично-конічний; г), д) – торові; е), ж) – кульові; з) – дисковий (багатодисковий); и) – клинопасовий; к) – лобовий дводисковий

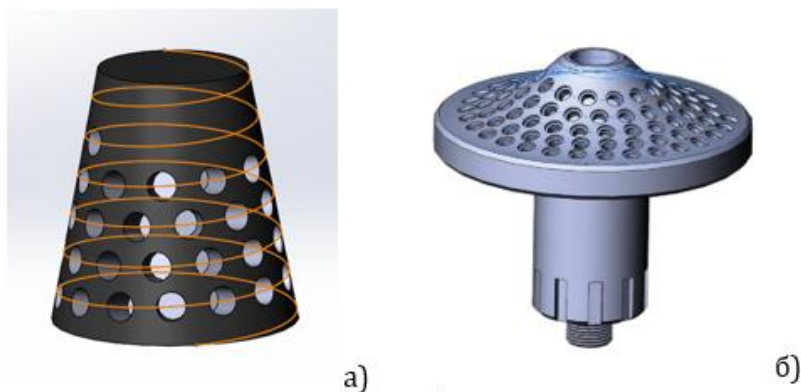


Рис. 7. Схеми розміщення зубців на конусному (а) та тороїдному (б) зубчастих колесах

Співставляючи отримані результати робимо **висновок:** на тороїдному зубчастому колесі розміщення зубців по спіральній кривій з деяким сталим кроком так само можливе, як на конусному. Це дозволяє рухатися далі у створенні тороїдного зубчастого варіатора.

У запропонованій схемі торового варіатора (рис. 8) для нежорсткого з'єднання ведучого вала із приводним двигуном у конструкції використовується гідродинамічний трансформатор крутного моменту 1. Він також дозволяє додатково змінювати передаточне число трансмісії відповідно до режиму роботи. Варіатор

складається власне з корпусу 3, передньої 2 та задньої 6 кришок. У кришках 2 і 6 розміщені підшипникові вузли ведучого та веденого торових коліс варіатора, а також ущільнення. У верхній та нижній частинах корпусу 3 – механізми коливання сателітів 4.

У центрі конструкції між тороїдними колесами та колесами сателітів міститься механізм зміни передаточного числа 7. У даній конструкції цей механізм виконаний як пара «гвинт – гайка». Привод механізму здійснюється від крокового двигуна 9 через черв'ячний редуктор 10 та конусну зубчасту передачу.

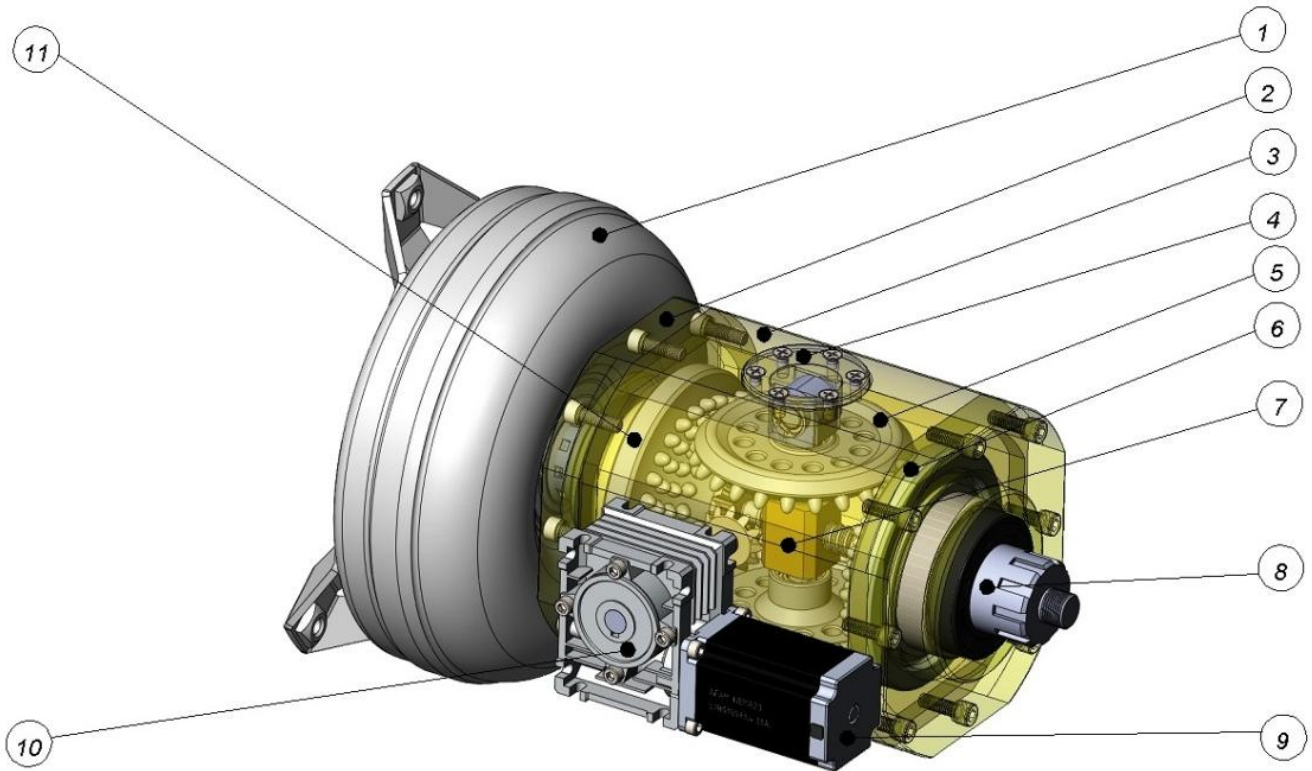


Рис. 8. Загальна будова зубчастої варіаторної трансмісії: 1 – гідротрансформатор; 2 – передня кришка; 3 – корпус; 4 – механізм коливання сателіту; 5 – сателіт; 6 – задня кришка; 7 – механізм зміни передаточного числа; 8 – ведений вал; 9 – кроковий двигун; 10 – черв'ячний редуктор; 11 – тороїдне зубчасте колесо із ведучим валом

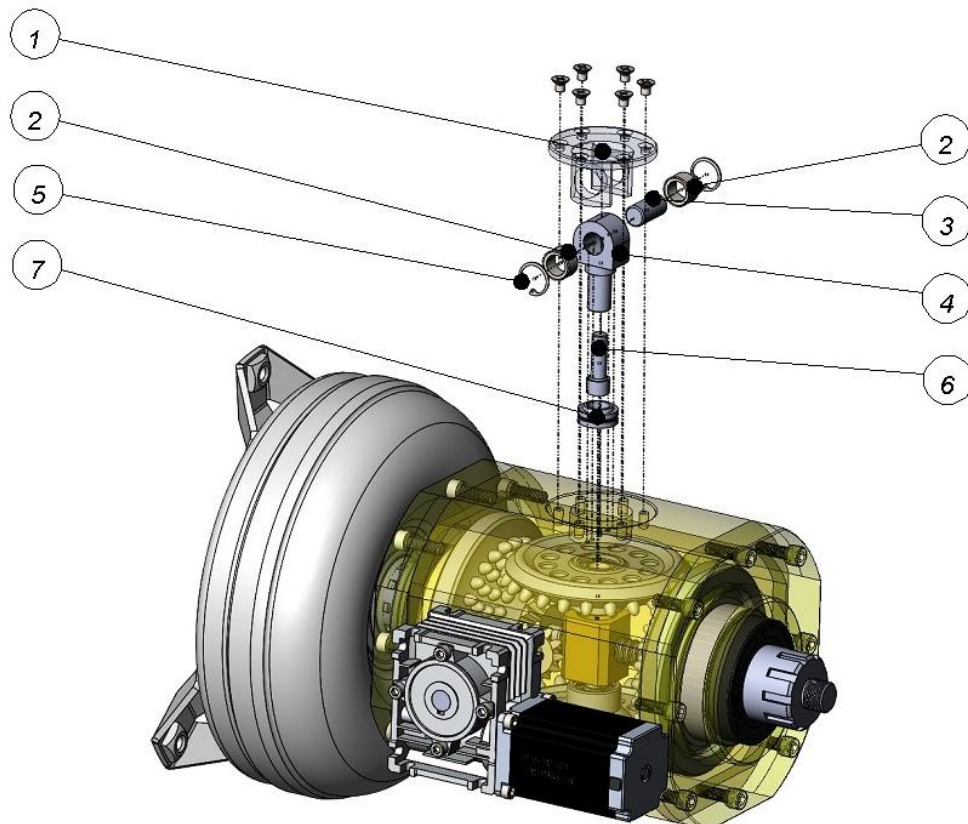


Рис. 9. Будова механізму коливання сателітів: 1 – кронштейн; 2 – голкові підшипники; 3 – вісь коливання; 4 – кривошип; 5 – стопорні кільця; 6 – шток; 7 – підшипник типу ШС

Таке конструктивне рішення має низку переваг:

- керування варіатором можливе від електричного блоку керування через драйвер;
- дуже проста, надійна та комерційно доступна схема.

Гайка механізму 7 містить підшипники типу ШС (GE), завдяки яким можна змінювати кут нахилу телескопічних осей сателітних коліс. Зміна передаточного числа варіатора можлива завдяки повороту сателітів 5 відносно осей механізму коливання сателітів 4.

У механізмі коливання сателітів (рис. 9) у корпус кронштейна 1 встановлені голкові підшипники 2. Кривошип 4 має можливість обертатися навколо вісі 3. Шток 6 та кривошип 4 в зборі утворюють вісь сателіта. Характерною особливістю такої конструкції є можливість зміни довжини осі, тобто телескопування. Це необхідно, оскільки зі зміною кута нахилу осі сателіту змінюється її довжина.

Зі ввімкненням механізму зміни передаточного числа обертальний рух від крокового електродвигуна через черв'ячний редуктор та конічну зубчасту передачу передається парі «гвинт-гайка», в результаті чого остання починає здійснювати поступальний рух. Оскільки підшипники 7 запресовані в гайку, поступальний рух передається на шток 6, що спричинює обертальний рух кривошипа 4 навколо осі 3. Завдяки цьому вісь сателіта змінює кут свого нахилу, що спричинює зміну передаточного числа варіатора.

З метою попередньої критичної оцінки отриманої трансмісії із зубчастим торовим варіатором виконаємо пошук новітніх конструкцій варіаторних трансмісій та спробуємо провести порівняння їхніх конструктивних особливостей. Для прикладу розглянемо одну з останніх розробок – Double Roller Full Toroidal Variator based IVT (DFTV-IVT) (рис. 10).

Тип представленого варіатора – тороїдний. З метою вдосконалення конструкції обертання від ведучого шківів до веденого передається не через одне тіло кочення (в даному випадку ролик), а через два. Таке конструктивне рішення дає низку переваг:

- ведучий і ведений шків мають однаковий напрям обертання;
- збільшення плями контакту тіл кочення, а отже – збільшення інтенсивності потужності та навантажувальної здатності конструкції;

- суттєве зменшення осьових сил у підшипникових вузлах роликів;

- відсутнє осьове навантаження у підшипникових вузлах ведучого та веденого шківів, очевидно через те, що в якості підшипників вибраний з лівого боку – кульковий радіальний, з правого – голковий або роликівий.

Також у цій конструкції передбачена можливість реверсу руху та можливість довготривалого від'єднання від приводного двигуна. Для цього використовується додаткова механічна коробка швидкостей із багатодисковими муфтами зчеплення та планетарна передача.

Порівнюючи варіаторну трансмісію (рис. 10) із трансмісією із зубчастим торовим варіатором, можна зробити такі висновки:

- конструктивна схема сучасного варіатора тертя значно поліпшена та відповідає дуже високому технологічному рівню. Проте вона не дозволяє повністю уникнути проковзування у місці контакту тіл кочення, на відміну від схеми, в якій використовується зубчасте зачеплення;

- відсутність осьових навантажень у підшипникових вузлах варіатора із подвійним роликом дає можливість суттєво зменшити навантаження на корпус агрегату, що дозволяє застосовувати для його конструювання менш міцні матеріали (наприклад, алюмінієві сплави замість сталі та чавуну) або меншу їхню кількість;

- сучасний торовий варіатор тертя та зубчастий торовий варіатор мають приблизно співставні розміри, однак у випадку першого маємо повноцінну автомобільну трансмісію з можливістю реверсу та тривалого від'єднання двигуна, тоді як зубчастий варіатор з тими ж розмірами не має таких можливостей.

Також, порівнюючи сучасні варіатори тертя (які б вони не були досконалі) із запропонованим варіантом зубчастого варіатора слід також враховувати один дуже важливий момент: *абсолютно всі варіатори тертя не стійкі до різкої зміни навантаження.*

Це означає, що навіть якщо варіатор тертя розрахований на великий крутний момент шляхом впровадження найновітніших технологій, він усе одно в силу своєї природи та принципу передачі енергії не буде стійким до ривків, крутильних коливань тощо – а вони завжди мають місце у важкій енергоємній техніці.

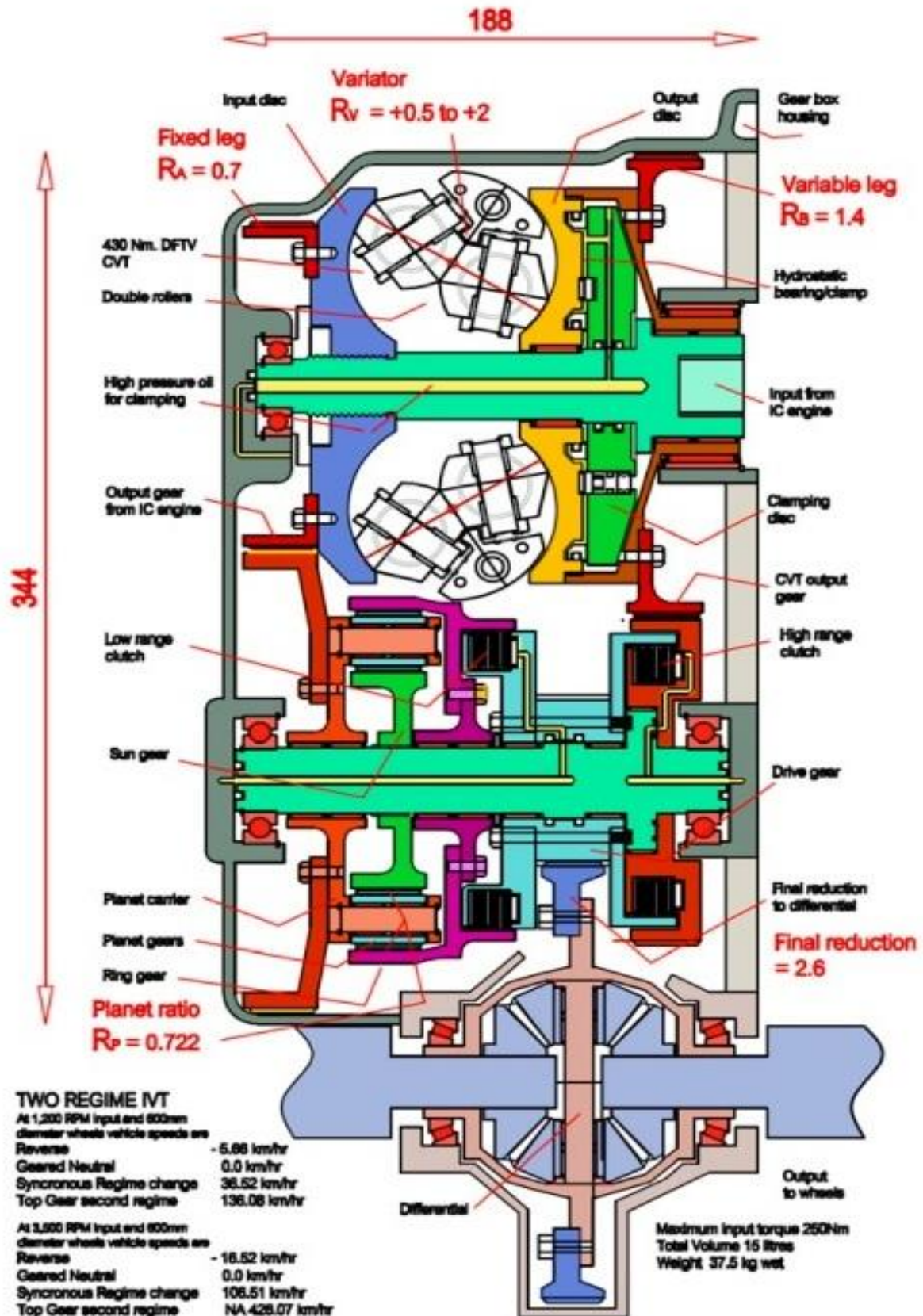


Рис. 10. Трансмсія Double Roller Full Toroidal Variator based IVT (DFTV-IVT)

А тому в такій техніці поки що використовують агрегати, які зазвичай є конструктивними поєднаннями автоматичної багатоступеневої трансмісії з одним із видів гідроприводу (гідродинамічний або гідростатичний). Для

візуального порівняння наведена схема варіаторної трансмісії сучасної тракторної техніки із гідростатичним модулем (рис. 11).

Перспективи застосування запропонованої схеми трансмісії із зубчастим варіатором.

В енергетичній галузі

З'єднуючи дизельний двигун з генератором через зубчастий варіатор, можна досягти кращої паливної економічності завдяки роботі двигуна на найбільш оптимальних обертах за умови сталого значення обертів генератора та відповідно до навантаження.

В архітектурі побудови мостів електричної мобільності

На відміну від легкового електротранспорту, великоваговий та енергоємний електротранспорт потребує трансмісії зі змінним передаточним числом.

Застосування трансмісії із зубчастим варіатором значно розширить експлуатаційні показники таких застосувань.

Сучасні електричні рішення в царині тракторної техніки

Трансмісія електричного трактора New Holland T4 має у своєму складі механічну 12-швидкісну коробку зміни передач із електричним керуванням.

Заміна такої трансмісії на трансмісію із зубчастим варіатором дасть змогу суттєво покращити експлуатаційні показники трактора.

У гібридних силових установках

Гібридні силові установки знайшли широке розповсюдження здебільшого в конструюванні автобусів як компромісне рішення для забезпечення балансу між жорсткими екологічними нормами та експлуатаційними показниками.

Застосування варіаторної трансмісії в таких приводах дасть змогу спростити конструкцію та покращити експлуатаційні показники.



Рис. 11. Варіаторна трансмісія для тракторів фірми ZF із гідростатичним варіатором

Висновки

У результаті виконаної роботи ми отримали варіант моделі конструкції трансмісії із торовим зубчастим варіатором, який має можливість змінювати передаточне число в діапазоні від 1:2 до 2:1, що вже є достатнім для використання його у складі трансмісій енергоємних машин. При цьому він має досить компактні розміри (**рис. 12**).

Оскільки кінцевою метою даної роботи є обґрунтування конструкції деякого «перехідного» типу трансмісії, яка б могла бути використана у тих випадках, коли застосування трансмісії з варіатором тертя було б неможливим через обмеження крутного моменту, будемо вважати поставлену мету досягнутою. Для досягнення цієї мети було виконано такі дії:

- заміна принципу передачі енергії у варіаторі шляхом впровадження нового типу варіаторного зубчатого зачеплення;
- перевірка кінематичної концепції варіаторного зубчатого зачеплення шляхом побудови діючої моделі;
- виконання попереднього статичного розрахунку варіаторного зубчатого зачеплення засобами CAD Solid Works Simulation;
- пошук найбільш оптимальної схеми для зубчастого варіатора;
- перевірка можливості розміщення зубців на поверхні тороїдного колеса по спіральній кривій із сталим кроком, який визначає модуль передач;
- розробка загальної конструктивної схеми трансмісії з торовим зубчастим варіатором;
- детальне опрацювання схеми конструкції, окремих вузлів та деталей.

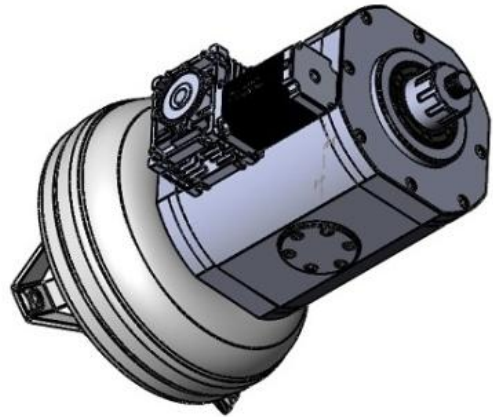
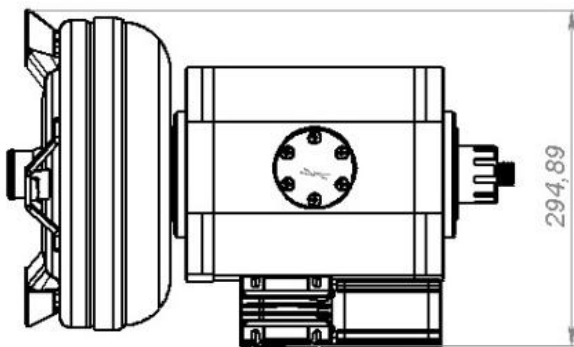
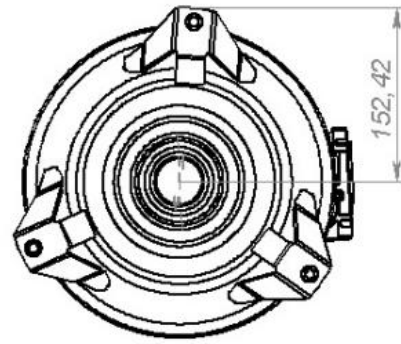
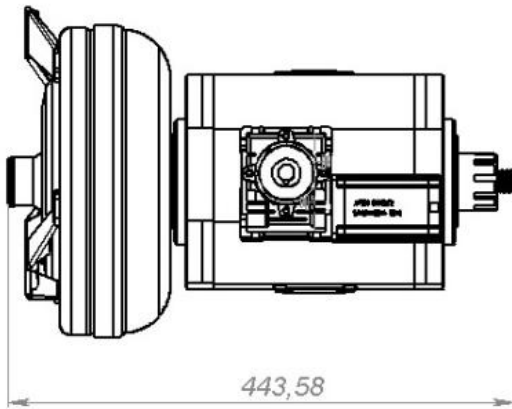


Рис. 12. Габаритні розміри трансмісії із торовим зубчатим варіатором

References

1. Shakhnazarov K. A. (1980). Author's certificate 771385. Planetary gear variator. Shakhnazarov K. A. №2399913/25-28; filed on 08/16/1976; published on 10/15/80. Bulletin, 38.
2. Labkovsky B. A. (1983). Author's certificate 1048201 A. Toothed variator. Labkovsky B. A. Izhevsk Agricultural Institute. №2745030/25-28; statement 04.09.79; published 15.10.83. Bulletin, 38.

3. Kuklin A. N. (1992). Author's certificate 1746099 A1. Gear speed variator. Kuklin A. N. № 4655550/28; statement 27.02.89; published 07.07.92. Bulletin, 25.

4. Belostotsky Yu. G. (1974). Author's certificate 426090. Gear variator. Belostotsky Yu. G. № 1747856/25-28; filed 01/25/72; published 04/30/74. Bulletin, 16.

5. Gashaw, Anteneh. (2023). DFD Equipment from Anteneh. Electronic resource.

Retrieved from
<https://hackaday.io/project/191683-antenehs-dfd-gear>