

УДК 621:\62-91:\004.942

О.М.Пилипенко, В.В.Литовченко, Г.І.Ткаченко

Черкаський державний технологічний університет

РОЗРОБКА БЕЗСТУПЕНЕВОЇ МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ БЕЗ ЗАСТОСУВАННЯ ЗМАЩУВАЛЬНИХ РІДИН

В статті розглядається розробка безступеневої механічної трансмісії (БМТ) без змащувальних рідин (ЗР). Дана умова досягається виготовленням або покриттям напрямних для переміщення робочих ланок, матеріалом з малим коефіцієнтом тертя.

Ключові слова: безступенева механічна трансмісія, варіатор, змащувальна рідина, капролон, фторопласт, обгонна муфта.

Сучасні моделі БМТ потребують індивідуальної змащувальної рідини. Неоднорідність рідин змінюється для різних їх типів. З іншого боку до мастил висувають жорсткі експлуатаційні вимоги. В значній мірі це впливає на час експлуатації та призводить до виходу з ладу відповідальних механізмів [1].

Номенклатура вказаних рідин не велика, з причин тенденції поширення застосування на автомобілях БМТ [2, 3]. Тому виробники мастил мають знати умови, в яких працює та чи інша БМТ [1].

Розроблена фізична модель БМТ [4], яка показує характеристику зміни передаточного відношення. На рис. 1 вказана схема складових нового варіатора. Обертаючись, маховик 1 поступово заходить в зачеплення з кульками механізму зачеплення 2, які лінійно переміщуються в напрямних за допомогою повзунків механізму зачеплення. В свою чергу, в механізмі зачеплення розміщені пружини, які притискають повзунки разом з кульками до маховика. Зміна частоти оберту відбувається при переміщенні механізму жорсткості 3, на якій закріплені напрямні. Детальніше механізм зачеплення розглянутий на рис. 3.

Порівнюючи кінематичні схеми вже існуючої моделі [4] з новою (рис. 2), слід зазначити, що діапазон застосування першої моделі значно ширше, але необхідно застосовувати ЗР.

Нова БМТ за процесом зміни передаточного відношення схожа на варіатор Гавалла [2] та на гідростатичну трансмісію роторно – поршневого радіального типу [5]. Але за конструктивними ознаками має індивідуальну схему, що вказана на рис. 1.

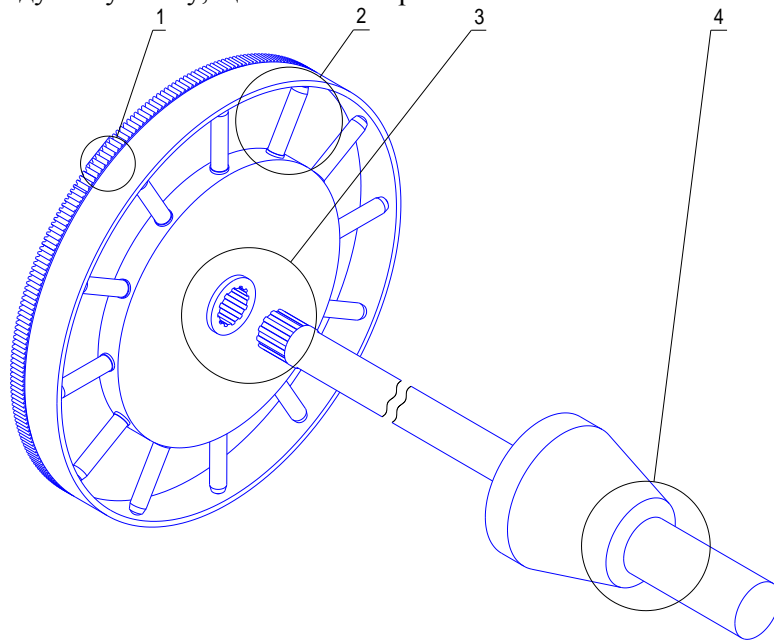


Рис. 1. Схема складових варіатора: 1 – маховик, вихідна частина колінчатого валу; 2 – механізм зачеплення з робочою поверхнею маховика (кулька, повзун, напрямні, пружина); 3 – механізм жорсткості конструкції та з'єднання (ступиця та прижимний диск), елементи для керування (вальниця, коліно та соленоїд); 4 – вихідна частина валу БМТ

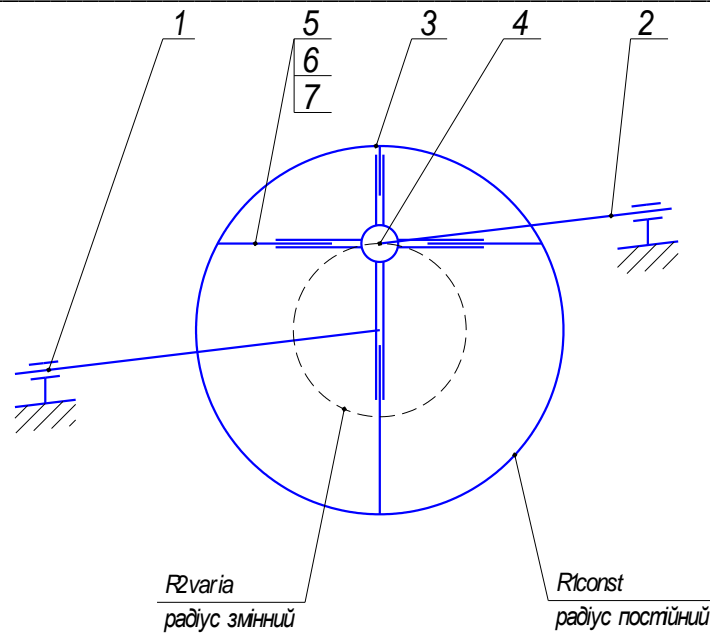


Рис. 2. Кінематична схема нового фрикційного варіатора: 1. ведучий вал; 2. ведений вал; 3. диск; 4. ступиця; 5. напрямна; 6. повзун; 7. кулька

Порівнюючи з гідростатичною трансмісією роторно – поршневого радіального типу, нова БМТ має ряд переваг:

1. працює в середовищі вільному від ЗР та без застосування складних гідравлічних установ;
2. має більший ККД. Це обумовлено тим, що новий варіатор не використовує елементів гідравліки;
3. зменшена кількість складальних елементів.

Якщо порівняти з варіатором Гавалла, то є наступні переваги:

1. внутрішній простір маховика замінює корпус БМТ;
2. удосконалена конструкція для зміни передаточного відношення та керування;
3. виключається потреба застосування ЗР;
4. менші габаритні розміри при однакових діапазонах передаточного відношення та ККД.

Найбільш відповідальна частина конструкції – це механізм зачеплення з робочою поверхнею маховика: кулька, повзун, напрямна (рис. 4). Механізм собою нагадує та має властивості обгінних муфт.

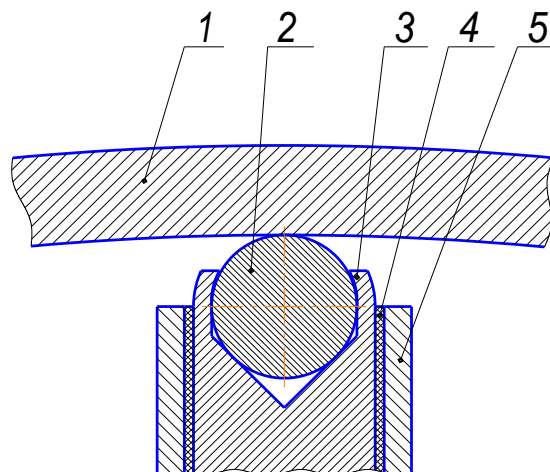


Рис. 3. Елементи зачеплення БМТ в розрізі: 1. – маховик; 2 – кулька; 3 – повзун; 4 – проміжний матеріал з низьким коефіцієнтом тертя; 5 – напрямна

На рис. 4 показана схема сил, діючих в точках контакту кульки з внутрішніми поверхнями маховика і повзунка. Сила P передається з маховика на повзунок через кульку.

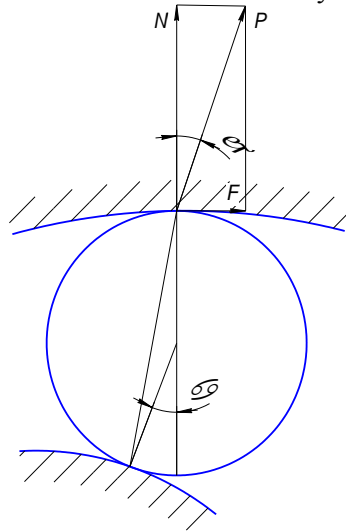


Рис. 4. Схема розподілу сил в точці контакту робочих елементів

Розкладемо силу P , з якою кулька діє на повзунок, на нормальну N і тангенціальну або дотичну F складові. Зв'язок між цими двома складовими описується залежністю:

$$F = N \cdot f = N \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (1)$$

де φ – кут нахилу, f – коефіцієнт тертя.

Тангенціальна складова F прагне змусити кульку ковзати по внутрішній поверхні повзунка. Для того, щоб конструкція працювала без ковзання, кут φ має бути дещо менше, ніж кут тертя α . Якщо кут φ більше кута тертя α , то кулька не зможе передавати крутний момент. З іншого боку, якщо кут φ буде значно менше кута тертя α , то для отримання необхідної дотичної сили буде потрібно велику нормальну силу, а оскільки ця сила обмежується напругою стискування кульки та повзунка, що допускається, то максимальна допустима дотична сила і величина крутного моменту кульки, також буде обмежена. Тому рекомендується кут $\varphi > \alpha$ і приблизно дорівнював 6° .

При заданій конструкції центральний кут φ залишається незмінним не залежно від діаметру кульки. Для цього заклинююча виконана у формі логарифмічної кривої. Схема елементів зачеплення із заклинюючою поверхнею рис. 6, передбачає криволінійну поверхню у вигляді логарифмічної кривої.

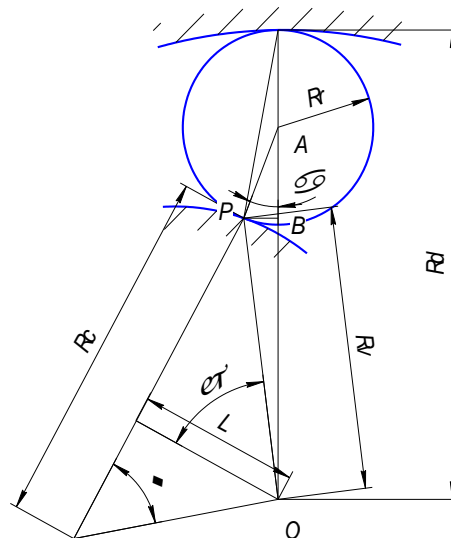


Рис. 5. Схема елементів зачеплення із заклинюючою поверхнею: R_r – радіус кульки; R_d – радіус циліндричної поверхні маховика; R_c – радіус кривизни в точці контакту (сума довжин направляючої та повзунка в крайньому положенні); R_v – радіус – вектор в точці контакту; L – довжина перпендикуляра, проведеного з осі ступиці до радіусу кульки, проведеного через точку його контакту з повзунком

Лінія, що сполучає дві точки контакту кульки, утворює з діаметром кульки, проведеним через одну з цих точок, кут φ . Кут між цим діаметром і радіусом ролика, проведеним до іншої точки контакту, рівний $2 < \varphi$.

Зі схеми на рис. 5 витікає, що:

$$R_c = \frac{R_v}{\sin \omega} \quad (2)$$

$$L = (R_d - R_r) \cdot \sin 2\varphi \quad (3)$$

$$\cos \omega = \frac{L}{R_v} = \frac{(R_d - R_r)}{R_v} \sin 2\varphi \quad (4)$$

В результаті деяких перетворень отримаємо залежність:

$$R_v = (R_d - R_r) \cdot \frac{\sin 2\varphi}{\cos \omega} \quad (5)$$

Крім того, враховуючи, що $\sin 2\omega = 2 \sin \omega \cdot \cos \omega$ та $\sin \omega \cdot \cos \omega = \frac{\sin 2\omega}{2}$ отримаємо залежність:

$$R_c = 2(R_d - R_r) \cdot \frac{\sin 2\varphi}{\sin 2\omega} \quad (6)$$

Із двох суміжних трикутників ОРВ та АРВ рис. 5 знаходимо рівність:

$$R_r = \sin 2\varphi = R_v \cos(2\varphi + \omega) \quad (7)$$

$$R_v = \frac{\sin 2\varphi}{\cos(2\varphi + \omega)} \cdot R_r \quad (8)$$

Прирівнюючи вирази 7 та 8, отримаємо рівняння

$$(R_d - R_r) \frac{\sin 2\varphi}{\cos \omega} = R_r \frac{\sin 2\varphi}{\cos(2\varphi + \omega)}, \quad (9)$$

звідки слідує, що

$$\operatorname{tg} \omega = \operatorname{ctg} 2\varphi - \frac{R_r}{(R_d - R_r) \cdot \sin 2\varphi} \quad (10)$$

Перетворивши рівняння 9 та знаючи кути φ і ω , знаходимо

$$R_d = R_r \left[1 + \frac{\cos \omega}{\cos(2\varphi + \omega)} \right] \quad (11)$$

При роботі БМТ максимальна напруга виникає в місцях контакту між кульками і повзунками. Оскільки сили з усіх боків кульки рівні і площа контакту між кулькою і опуклою внутрішньою поверхнею повзунка менша, ніж між кулькою і внутрішньою циліндричною поверхнею (маховик), то найбільша напруга повинна виникати на поверхні дотику кульки з повзунком. Цією напругою і визначається гранична величина моменту, що передається БМТ.

Контактна напруга на поверхні може бути визначено за формулою Герца:

$$\sigma = \sqrt{\frac{NE \left(\frac{1}{R_r} + \frac{1}{R_c} \right)}{7R}}, \quad (12)$$

де окрім вказаних вище величин:

N – нормальна сила, діюча на кожну кульку, Н;

E – модуль пружності матеріалу, Па;

R – радіус кульки, м

Крутий момент, який передається кулькою на повзунк з заданою їх кількістю n , визначається за формулою:

$$M = \frac{7nR\sigma^2 R_r R_d \operatorname{tg} \varphi}{E} \quad (13)$$

Нова конструкція фрикційної механічної БМТ виключає застосування будь – якої рідини в робочій області, тому що:

- немає потреби в мастилi, як у витратному матеріалі;
- уникнення рідинного тертя фрикційних елементів;
- зменшення кількості датчиків та керуючих ланок;

Проектування БМТ без конструктивних рішень для заливу, зберігання, контролю та утилізації ЗР значно скорочує час матеріальних та часових затрат для виготовлення, але підвищує ймовірність швидкого зносу фрикційних деталей. Для запобігання цьому, необхідно використовувати деталі з робочими поверхнями, матеріали яких мають малий коефіцієнт тертя (фторопласт, капролон).

Висновок

При проектуванні нової БМТ розроблено конструкцію, що усуває недоліки відомих варіантів безступеневої трансмісії і дозволяє: відмовитись від індивідуальних змащувальних рідин; має ширший діапазон швидкісних характеристик з конструктивними ознаками, гідростатичної роторно – поршневої трансмісії радіального типу; в порівнянні з варіатором Гавалла, має актуальну конструктивну схему; захищена від непередбачуваних проковзувань елементів зачеплення.

Також у розробленій конструкції застосовано матеріали з малим коефіцієнтом тертя для уникнення проковзування елементів зачеплення. Розглянуті пропозиції дають нові конструктивні рішення існуючої фізичної моделі з покращеними експлуатаційними властивостями, що є підґрунтям для виготовлення дослідної моделі авторами даної статті.

1. Гулиа Н.В., Петракова Е.А., Юрков С.А., Ковчегин Д.А., Волков Д.А. Расчет основных параметров фрикционного дискового вариатора / Довідник. Іженерний журнал. –2001. -№1. – 48
2. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). 2-е изд., перераб.и доп. – М.:Машиностроение, 1967.- 404 стор., іл.
3. Механические вариаторы скорости. Под редакцией Г. П. Кудрявцев, М. А. Василенко. К. «Техника» - 1961 г., 219 стор.;
4. Пилипенко О. М., Литовченко В. В., Черкес В. А. Стаття «Безступенева механічна трансмісія автомобіля». Збірник наукових праць «Сільськогосподарські машини» №17. Луцький державний технічний університет, м. Луцьк 2008 р. 96-102 стор.
5. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач/С.А. Харитонов. – М.: ООО «Издательство Астрель» : ООО «Издательство Аст», 2003. – 335, [1] с. : ил.