

Литовченко В. В.; Підгорний М. В., к.т.н., доц.

СТРУКТУРНИЙ СИНТЕЗ СИНХРОНІЗАТОРА НАТЯГУ ПАСУ ВІДЦЕНТРОВОГО ВАРІАТОРА

Застосування структурного синтезу, дозволило створити конструкцію відцентрового варіатора, в якому зменшена ймовірність проковзування пасу та досягнуто синхронності зачеплення усіх сегментів вхідної ланки. Конструкція дозволяє уникнути підвищеної зношуваності та розтягнення гнучкого елемента відцентрового варіатора.

Вступ. Сформована практика проектування складних об'єктів містить у собі два зустрічних домінуючі процеси. Процес макропроектування, тобто визначення основних параметрів головних підсистем об'єкта на ранніх етапах його проектування. Русійним принципом цього процесу є принцип головного конструктора, метою - вибір конкурентоздатних комплексів технічних засобів, що забезпечують досяжність цілей об'єкта, і визначення основних параметрів головних підсистем об'єкта. Результати вирішення завдань цього процесу визначають простір припустимих проектних рішень завдань проектування підсистем об'єкта.

Сучасні безступеневі механічні трансмісії (БМТ) з клинопасовими варіаторами змінюють передатне відношення за рахунок тангенціальних сил [1]. У більшості випадків вхідна та вихідна ланки, це геометрично подібні клинові диски, що лінійно переміщуються вздовж своєї обертової вісі. Але процес керування трансформацією передатного відношення, реалізований у кожного запропонованого рішення індивідуально.

Авторами запропоновано застосовувати для перетворення не тангенціальні сили, а сили прямої дії, наприклад, відцентрова сила робочих елементів БМТ та варіатора. Застосування вказаного зусилля, має багатоваріантне рішення. Зокрема, мова йде про вхідну ланку відцентрового варіатора.

На робочий механізм накладається ряд вимог, а саме:

Механічні: одна ступінь свободи, неголономний зв'язок елементів;

Експлуатаційні: миттєва реакція на сигнали керування, широкий діапазон регулювання, велика область застосування

Технологічні: простота виготовлення та складання, взаємозамінність складових;

Економічні: низька собівартість, рентабельність.

Головною проблемою проектування та конструювання БМТ з гнучкими в'язями, є неповноцінне застосування внутрішніх властивостей та структурних особливостей даного типу варіаторів. При аналізі існуючих конструкцій передбачається тільки введення в структуру додаткових механізмів-регуляторів. Але є ряд потенційно оптимальних конструкцій, що не розглядаються виробником трансмісій.

Метою роботи є реалізація принципів системного підходу до задач проектування відцентрового варіатора.

Аналіз існуючих рішень. Нетипове рішення конструкції БМТ без додаткових регуляторів розглянутий в роботі Згонник І. П. [2]. Тут варіант технічного розв'язку клинопасового варіатора, геометрична форма шківів одного або обох ланок математично є однополосний гіперболоїд обертання, принципове технічне виконання запропонованого варіанта ескізного проекту показане на рис. 1.

У вихідному положенні фланці 1 і 3 перебувають на мінімальній відстані один від одного, при цьому однополосний гіперболоїд обертання, утворений несучими прямолінійними стрижнями 5, має мінімальний розмір діаметра в горловому перетині, при цьому фланець 3 утворює з валом 2 рухомий зв'язок 4.

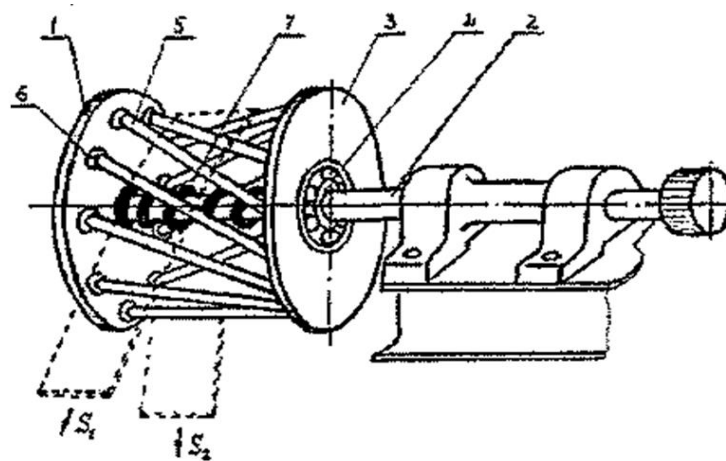


Рисунок 1 – Шків-гіперболоїд зі змінюваною геометрією:

1 - фланець; 2 - ведений вал; 3 - рухомий фланець; 4 - підшипник з ходовою посадкою на валу 2; 5 - несучі стрижні; 6 - шарнір стрижня; 7 - пружина розтягання; S2 – холостий вузол передачі; S1 - робочий вузол

При збільшенні навантаження на ведучому валу 2 фланець 3 повертається й зміщується щодо ведучого валу 2, розтягуючи пружину 7, тим самим діаметральний розмір гіперболоїда в горловому перетині змінюється в більшу сторону, що приводить до автоматичного збільшення передатного відношення автоваріатору, що забезпечує однорежимну стаціонарну роботу двигуна в умовах змінного зовнішнього навантаження.

Керування й регулювання плоского пасу варіатора [3] здійснюється за допомогою гідравлічного приводу в кожному із двох шківів. Привід обертає внутрішній набір дисків кожного шківа щодо зовнішнього набору дисків. Це приводить до того, що елементи приводного пасу розташовуються за необхідним діаметром (див. рис. 2), при цьому один диск рухомий, а інший стаціонарний. Вставні елементи для натягу пасу, примусово переміщуються по пазах дисків. Тиск задається в гідравлічному приводі, щоб забезпечити необхідний натяг пасу з необхідним передатним відношенням.

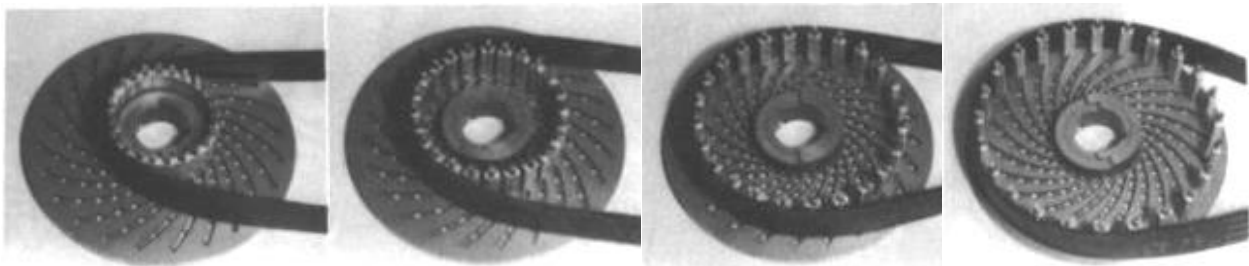


Рисунок 2 – Загальний вигляд розсувних шківів Kumm and Kraver з демонстрацією зміни радіусу обертання ведучої ланки

Подібно гнучким клиновим передачам і редукторам він з металевим натискним пасом, плоский ремінь варіатора здатний забезпечувати діапазон високих передатних відношень. Один з недоліків, полягає в тому, що варіатор із плоским пасом, зумовлені комплексним керуванням для підтримки натягу пасу, але коли натяг підтримується належним чином, то варіатор, не тільки мало зношується, а його здатність передачі крутного моменту наближається до 450 Н/м.

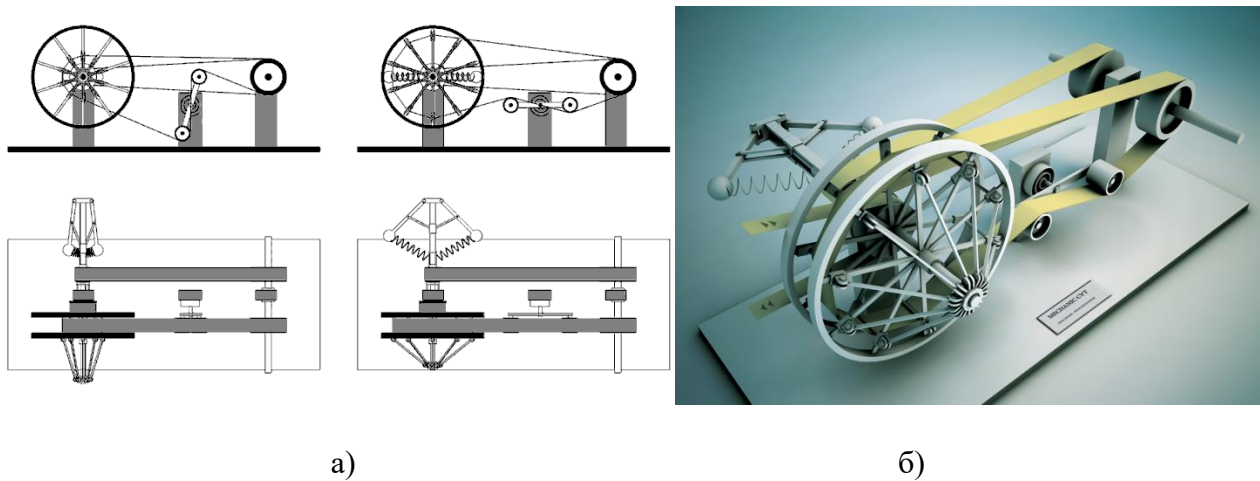


Рисунок 3 – Варіатор з відцентровим регулятором ведучої ланки:

а) – схема зміни передатного відношення; б) – загальний вигляд діючої фізичної моделі

На рис. 3 показано механізм автоматичної трансмісії [4] для легких транспортних засобів. Ідея тут полягає в тому, щоб в основному повертати активну вісь із колесом зі змінюваним діаметром (основне колесо) і використовувати значення частоти обертання, яке трансформується в активній вісі, щоб повертати відцентровий регулятор, що у свою чергу змінює передатне відношення. Під час цього циклу важелі відцентрового регулятора переміщуються назовні або усередину щодо пружини залежно від швидкості обертання. Ця дія тягне й штовхає центральний вал, що проходить через основне колесо, відповідним чином змінюючи його діаметр.

Результати дослідження. При проектуванні складних систем (відцентровий варіатор) часто здійснюється вибір одного з деякого числа можливих варіантів системи. Критерієм для такого вибору служить, у першу чергу, значення показника ефективності системи, причому перевага з еквівалентних показників ефективності одержує менше складний із них. Під складністю, наслідуючи роботі, будемо розуміти характеристику [7]

$$S = \sum_{i=1}^n S_i \cdot K_i \cdot (1 + \nu \cdot \alpha), \quad (1)$$

де S_i – складності окремих елементів ($i=1,2,\dots,n$); K_i – число елементів варіатора i -го типу, що входять у систему; ν – коефіцієнт, що враховує складність зв'язків у порівнянні зі складністю елементів системи; $\alpha = \frac{M^*}{N \cdot (N-1)}$ – відносне число реалізованих зв'язків; M^* – фактичне число зв'язків, реалізованих у системі варіатора; $N(N-1)$ – максимальне число зв'язків між елементами; $N = \sum_{i=1}^n K_i$ – число елементів системи.

Таким чином, даний показник складності може використовуватися при оцінці комплексів як складних систем керування двигун-трансмісія-колеса.

Проектування механізму по заданим вхідним і вихідним умов називається синтезом. Синтез механізмів є найвідповідальнішим етапом при створенні майбутнього варіатора. Синтез представляє собою складну задачу, яка зазвичай має різноманітне рішення. Тому для вибору найбільш відповідного варіанту необхідно проводити додатковий аналіз.

Неоднозначність рішень при синтезі відбувається через те, що:

по-перше, на етапі розробки технічного завдання щодо створення нового механізму (варіатора) зазвичай неможливо правильно і однозначно сформулювати вимоги, що пред'являються до нього;

по-друге, одні й ті ж умови можуть бути відтворені як кількома різними за структурою механізмами, так і одним механізмом, що мають різні розміри ланок варіатора.

Традиційно синтез механізмів [5, 6] проводять в наступні два етапи:

1. Визначають структуру майбутнього механізму (структурний синтез). Структурний синтез - це проектування такої структурної схеми механізму, на якій вказуються стійка, рухомі ланки, види кінематичних пар і їх взаємне розташування.

2. За заданими кінематичними або динамічними властивостям механізму визначають розміри його ланок - параметричний синтез.

В останні роки також починає активно розвиватися структурно-параметричний синтез механізмів [5, 6], при якому одночасно визначаються і структура механізму, і розміри його ланок. В даній публікації розглядається структурний синтез прототипів для прогнозування майбутньої конструкції механізму ведучої ланки клинопасового варіатора, для дотримання наведених вище вимог.

Завданням структурного синтезу є розробка структурної схеми майбутнього механізму по заданій рухливості з урахуванням бажаних структурних, кінематичних і динамічних властивостей. Результати структурного синтезу механізмів зазвичай багатоваріантні. Це пов'язано з тим, що, використовуючи одні й ті ж кінематичні пари, але по-різному їх розставивши, можна отримати різні за структурою механізми. Тому остаточний вибір раціональної структурної схеми майбутньої БМТ виконується з урахуванням параметрів:

- кінематичних і динамічних властивостей тієї чи іншої схеми;
- технологічності і надійності ланок і кінематичних пар, в неї входять;
- умов побудови та експлуатації й інших умов.
- Проектування варіатора (системний підхід).

Нехай задано:

X – простір умов експлуатації варіатора;

Y – множина елементів (маховик, вали, мультиплікаційна ланка відцентрового варіатора, напрямні, шківни, редукційна ланка відцентрового варіатора, пас, сегменти, зубчаті колеса, синхронізатор, елементи з'єднання, пружний елемент, розподільник імпульсів, реєстратор інформації), з яких складається відцентровий варіатор.

Елементом простору умов експлуатації БМТ будемо вважати вектор $x \in X$: $x = \{x_1, x_2, \dots, x_y\}$, компонентами якого є числові значення параметрів, що характеризують зовнішні умови, що впливають на елементи варіатора в процесі експлуатації варіатор-ДВЗ. Для кожного компонента векторах $x \in X$ можна визначити значення $x_{ij}; j = 1, 2, 3, \dots, J_i$; $i = 1, 2, 3, \dots, I$; які є границями якісної зміни характеру зовнішніх умов. Приналежність $i - \bar{i}$; $i = 1, 2, 3, \dots, I$; компоненти вектора x до інтервалу $(x_{i,j-1}, x_{i,j})$; $j = 1, 2, 3, \dots, J_i$; буде називатися $j - m$ станом $i - \bar{i}$ компоненти вектора зовнішніх умов.

Якщо збільшення індексу j відповідає зміні в напрямку жорсткості умов експлуатації варіатора, то простір X може бути розбитий на підмножини $X_j = \{x_i : x_i \leq x_{ij}, j = 1, 2, 3, \dots, J_i, i = 1, 2, 3, \dots, I\}$, які задовольняючим умовам:

$$1. X_j \subseteq X_{j+1}, j = 1, 2, \dots, \max_i J_i;$$

$$2. \bigcap_{j=1}^{\max J_i} X_j = X^0 \quad X^0 - \text{умова ідеальної експлуатації};$$

$$3. \bigcup_{j=1}^{\max J_i} X_j = X.$$

Так як J_i, I - скінчені, то множина $\{X_j\}$, $j = 1, 2, \dots, \max_i J_i$ - скінчені, при цьому

$$\text{card}\{X_j\} \leq \prod_{i=1}^l J_i \leq \aleph_0$$

Множина Y елементів варіатора має кінчене число підмножин:

- 1) $Y_1 = \{y_{\mu 1}, \mu = 1, 2, \dots, M_1\}$ - маховик;
- 2) $Y_2 = \{y_{\mu 2}, \mu = 1, 2, \dots, M_2\}$ - вали;
- 3) $Y_3 = \{y_{\mu 3}, \mu = 1, 2, \dots, M_3\}$ - мультиплікаційна ланка відцентрового варіатора;
- 4) $Y_4 = \{y_{\mu 4}, \mu = 1, 2, \dots, M_4\}$ - напрямні;
- 5) $Y_5 = \{y_{\mu 5}, \mu = 1, 2, \dots, M_5\}$ - шківів;
- 6) $Y_6 = \{y_{\mu 6}, \mu = 1, 2, \dots, M_6\}$ - редуційна ланка відцентрового варіатора;
- 7) $Y_7 = \{y_{\mu 7}\}$ - пас;
- 8) $Y_8 = \{y_{\mu 8}\}$ - сегменти;
- 9) $Y_9 = \{y_{\mu 9}\}$ - зубчаті колеса;
- 10) $Y_{10} = \{y_{\mu 10}\}$ - синхронізатор;
- 11) $Y_{11} = \{y_{\mu 11}\}$ - елементи з'єднання;
- 12) $Y_{12} = \{y_{\mu 12}\}$ - пружний елемент;
- 13) $Y_{13} = \{y_{\mu 13}\}$ - розподільник імпульсів;
- 14) $Y_{14} = \{y_{\mu 14}\}$ - реєстратор інформації.

елементами яких є технічні засоби передачі, розподілу й трансформації потужності двигуна. Очевидно, що при цьому повинні виконуватися умови:

1. $Y_l \cap Y_j = \emptyset, \forall l \neq j = 1, 2, \dots, L;$
2. $\bigcup_{l=1}^L Y_l = Y.$

Кожний елемент множини $Y_l; l = 1, 2, \dots, L;$ визначений набором ознак (властивостей), що дозволяють однозначно відповісти на запитання про можливість використання даного елемента при заданих зовнішніх умовах $X_j.$

Вибір множини елементів варіатора, властивості яких допускають використання їх при умовах експлуатації, що очікуються опираються на відображення $F: Y \rightarrow X,$ володіють наступними властивостями:

1. $\forall y_{\mu l} \in Y, \exists x_{ij} \in X_j : F(y_{\mu l}) = x_i \in (x_{ij-1}, x_{ij});$
 $\mu = 1, 2, \dots, M_l; l = 1, 2, \dots, L; j = 1, 2, \dots, J_j; i = 1, 2, \dots, I;$
2. Якщо $F(y_{\mu l}) = x_i \in X_j, F(y_{\mu+l}) = x_k \in X_{j+1},$ то
 $y_{\mu l} \leq y_{\mu+l}; \mu = 1, 2, \dots, M_l; l = 1, 2, \dots, L; j = 1, 2, \dots, J_j; i, k = 1, 2, \dots, K.$

Друга вказана властивість дозволяє частково впорядкувати множину елементів варіатора по ступені їхньої відповідності можливим умовам експлуатації, а перша властивість гарантує закінченість процесу вибору.

Проаналізуємо процес взаємодії множин X і Y при проектуванні варіатора. Елемент варіатора $y_{\mu l}$ буде розташований в $R_{\mu l}$ місці варіатора з наступною його експлуатацією протягом відрізка часу $[t_0, T].$ При цьому допускаємо, що відомий процес зміни зовнішніх умов у $r - m, r = 1, 2, \dots, R_{\mu l};$ місці варіатора, і задається послідовністю $\{X_r(t)\}, r = 1, 2, \dots, R_{\mu l};$ $t \in [t_0, T].$ Природно думати, що вибір елемента з індексами μl буде визначатися умовами:

$$F(y_{\mu l}) \leq \left\{ \max_{r \in R_{\mu l}} \max_t x_{ir}(t) \right\} = X_{Rt}^0 \subset X_j^0; \quad (2)$$

$$(X_j^0 \setminus X_{Rt}^0) \cap \bar{X}_j^0 = \emptyset; \quad (3)$$

$$x_{ij}^0 \geq x_{ir}(t), \forall i = 1, 2, 3 \dots I \quad (4)$$

Рішення про вибір $\mu - zo, \mu = 1, 2, \dots, M_l$, елемента $l - i$ групи, $l = 1, 2, \dots, L$, експлуатація якого буде проходити в умовах, обумовлених X_j^0 , приймається відповідно до правила:

$$R_{\mu l j} = R(y_{\mu l}, X_j^0) = \begin{cases} 1, (F(y_{\mu l}) \Delta X_j^0) \cap \bar{X}_j^0 = \emptyset; \\ 0, (F(y_{\mu l}) \Delta X_j^0) \cap \bar{X}_j^0 \neq \emptyset; \end{cases}$$

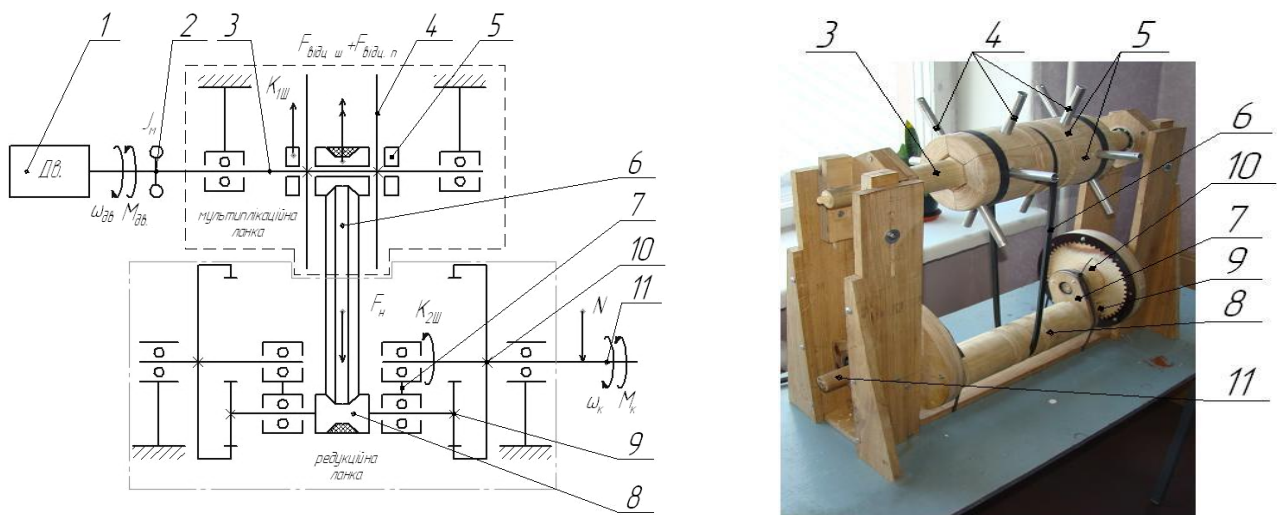
де Δ - знак логічної операції «Симетрична різниця».

Якщо використати умову 2, то рішення про вибір елемента $y_{\mu l}, \mu = 1, 2, \dots, M_l; l = 1, 2, \dots, L$, може бути представлене у вигляді:

$$R_{\mu l} = \bigcap_{j=I_0} R_{\mu l j} = 1 \Rightarrow Y = \{y_{\mu l}, l = 1, 2, \dots, L\}; \quad (5)$$

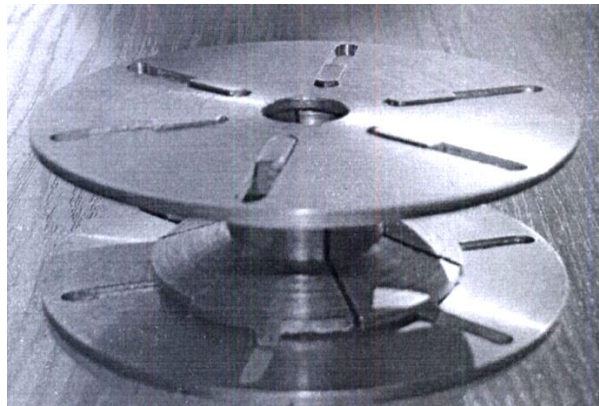
де I_0 - множина номерів індекса $j: \bigcup_{j=1}^{J_0} X_j = X_j^0$.

Запропонований підхід до проектування дозволив створити фізичну та діючу модель варіатора нового типу (ведучої ланки) (див. рис. 4) де обертовий момент двигуна внутрішнього згоряння 1 (ДВЗ) передається через маховик 2 на ведучий вал 3 мультиплікаційної ланки відцентрового варіатора до якої входить жорстко закріплені напрямні 4, по яким переміщуються роздвигні ведучі шківів 5 (в розглянутому випадку, їх шість) [9]. В початковому положенні роздвигні шківів складають суцільний ведучий шків, що пов'язаний напряму з веденим шківом 7 редукційної ланки пасом 6. При рівних діаметрах ведучого та веденого шківів передаточне відношення прирівнюється до одиниці, а положення веденого шківів максимально віддалене від вісі ведучого валу. При умові, що сила натягу клинових пасів (або пасу), в залежності від потужності ДВЗ, їх кількості та профілю, достатня для передачі обертового моменту ДВЗ до редукційно ланки відцентрового варіатора без втрат, для збереження роботоздатності обох шківів та номінальної відстані від канавки одного спряженого роздвигного шківів до канавки веденого шківів. Якщо задані умови виконуються, то тягові зусилля ДВЗ передаються без втрат на редукційну ланку відцентрового варіатора. Вказана ланка складається з: водила 7, веденого шківів 8, вал-шестерні 9, зубчастого колеса 10. При вищевказаному положенні роздвигних шківів 5, водила зберігають положення вал-шестерні, яка в свою чергу обертає зубчасте колесо, що жорстко закріплене на вихідному валу. Завдяки різниці діаметрів шестерні на валу-шестерні та зубчастого колеса обертовий момент від веденого шківів на ведений вал 11 передається по силовому передаточному відношенню (тобто $U < 1$). При обертанні ведучого валу варіатора виникає відцентрова сила $F_{відц.ш}$, яка намагається перемістити від вісі валу по напрямним частини ведучого шківів, тим самим збільшуючи радіус вхідної частини. Тобто зі збільшенням кутової швидкості вхідного валу збільшується передатне відношення частот обертання вхідного та вихідного валів.



а)

б)



в)

Рисунок 4 – Відцентровий варіатор з клиновим пасом:

а) – кінематична схема; б) – загальний вигляд діючої фізичної моделі; в) – загальний вигляд діючої ведучої ланки відцентрового варіатора; 1 – двигун внутрішнього згоряння; 2 – маховик; 3 – ведучий вал; 4 – напрямні; 5 – роздвигні ведучі шківи; 6 – клиновий пас; 7 – водило; 8 – цільний ведений шків; 9 – вал-шестерня; 10 – зубчасте колесо; 11 – ведений вал

Висновки. Об'єктна й поетапна декомпозиція процесу проектування (складання) варіатора дала можливість визначити основне завдання проектування у вигляді чотирьох послідовних задач проектування елементів варіатора, об'єднаних логічною схемою проектування.

Можливість розв'язання локальних задач проектування варіатора визначається кінцевим числом ітераційних процедур, при їхньому рішенні, і наявністю необхідних вихідних даних.

Принципова можливість розв'язання завдання проектування варіатора визначається умовами:

- структура логічної схеми проектування запропонованого варіатора має форму дерева з висячими вершинами;
- число ітераційних циклів процесу проектування є скінченним;
- множина локальних задач проектування варіатора впорядкована так, щоб рішення їх у процесі проектування поповнювало масиви вихідних даних наступних задач.

Результатом дослідження стало те, що змінивши структуру існуючого клинопасового варіатора, було створено відцентровий варіатор з новими властивостями.

Список літературних джерел

1. Харитонов С. А. Автоматические коробки передач / С. А. Харитонов. - М.: ООО «Издательство Астрель» : ООО «Издательство Аст», 2003. - 335, [1] с. с ил.;
2. Балакин П. Д., Згонник И. П. синтез адаптивного автовариатора для механических приводов технологических и транспортных машин // Динамика систем, механизмов и машин. – 2009. – №. 1. – С. 8-11;
3. Andersen, Brian S., "An Investigation of a Positive Engagement, Continuously Variable Transmission" (2007). All Theses and Dissertations. 910;
4. Personal project - competition – 2010 Exhibited at Machine Components, R&D Project Market and Turkey Innovation Week 2013;
5. Коловский, М. З. Динамика машин / М. З. Коловский. — Л., 1989;
6. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. — М., 1988;
7. Тимченко А. А., Системні дослідження в науці та техніці. Частина III. Гносеологія наукових досліджень [Текст]; Міністерство освіти і науки України, Черкас. держ. технол. ун-т. – Черкаси: ЧДТУ, 2008. – 32 с. – (Бібліотечка науково-технічного журналу «Вісник ЧДТУ»).
8. Литовченко В. В., Крейда А. М., Підгорний М. В. Інформаційна модель керування транспортним засобом з безступеневою трансмісією //Автоматика–2017: XXIV Міжнародна конференція з автоматичного управління, м. Київ, Україна, 13–15 вересня 2017 року: тези конференції. Київ. 2017. 267 с. – 2017. – С. 209.
9. Пилипенко, О. М., Литовченко, В. В., Удоденко, В. С., Вільовка, Д. І. (2011). Рациональний розподіл керуючих зусиль варіаторів з гнучкими в'язями. Вісник СевНТУ, (122), С. 118-120.

Литовченко Володимир Володимирович – викладач кафедри дизайну, Черкаський державний технічний університет, e-mail: akronimail@gmail.com

Підгорний Микола Володимирович – к.т.н., доцент, декан факультету комп'ютеризованих технологій машинобудування та дизайну, Черкаський державний технічний університет, e-mail: pmv1971pmv@gmail.com