

УДК 621.822.6

ДО ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ АВТОМАТИЧНИХ БЕЗСТУПІНЧАТИХ РЕГУЛЬОВАНИХ ПЕРЕДАЧ З РОЗСУВНИМИ ШКІВАМИ І ГНУЧКОЮ ПРОМІЖНОЮ ЛАНКОЮ

О.В.Мальцев, доктор техн. наук.

Одеський державний аграрний університет

Коефіцієнт корисної дії машин в світі сучасної техніки стає домінуючим чинником, що визначає як напрями наукових досліджень, так і конструкторські рішення при створенні механізмів і машин найрізноманітнішого функціонального призначення. Визначена міцність витрат варіаторів з розсувними шківками і гнучкою проміжною ланкою при регулюванні в залежності від характеристики швидкодії..

Ключові слова: коефіцієнт корисної дії, потужність, варіатор, безступінчатє регулювання швидкості, сили інерції.

Вступ. Переважна більшість об'єктів сучасної техніки побудована по схемі двигун - передавальний механізм – робоча машина. Безступінчатє регулювання швидкості випробувальних органів робочих машин, яке визначається особливостями технології виробництва, очевидно найдоцільніше вести в автоматичному режимі. Автоматизація регулювання швидкості залежно від умов руху, вельми ефективна в транспортних машинах. У переважній більшості випадків як переміщення транспортного засобу, так і автоматизм управління його передавальним механізмом здійснюється від одного джерела енергії-теплового двигуна.

Проблема. Незалежно від того, як здійснюється безступінчатє регулювання приводу автономним джерелом енергії або від основного двигуна, як у транспортних машин, коефіцієнт корисної дії (ККД) безступінчатє регульованого приводу визначається як втратами енергії в системі приводу при передачі потужності від ведучого до відомої ланки, так і енергією, яка необхідна на плавні зміни передавального відношення приводу на всьому діапазоні регулювання з різною швидкістю.

Аналіз останніх досліджень та публікацій: ККД безступінчатє регульованих приводів, як впливає з досліджень [1,2,3], що проводилися, змінюється залежно від значення передавального відношення приводу. ККД, клинопасових, ланцюгових, передач, що відбуваються зачепленням і тертям

різного конструктивного виконання потужності, одержані для умов дискретно-статичного значення передавального відношення без урахування енергії необхідної для регулювання передачі.

Мета досліджень: Теоретичне визначення витрат потужності варіатора при регулюванні.

Результати досліджень: Витрати енергії на регулювання приводу необхідно віднести до втрат. Оскільки витрати енергії на регулювання варіатора залежать від швидкості регулювання, тобто швидкості переміщення ланок передачі за допомогою яких здійснюється зміна передавального відношення, то оцінюватимемо ККД через втрати потужності. Потужність втрат $N_{пот}$, яка витрачається на регулювання безступінчатої передачі визначається:

$$N_{пот} = N_1 + N_p, \quad (1)$$

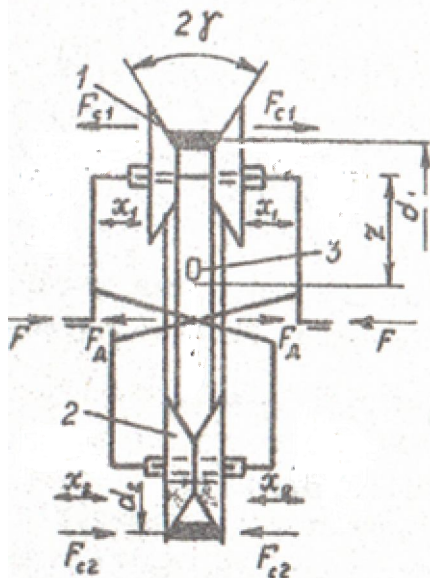
а КПД з такої передачі подається

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N_{пол} + N_1 + N_p} \quad (2)$$

де N_1 -втрати потужності варіатора на діапазоні регулювання; N_p – потужність необхідна для регулювання варіатора $N_{пол}$ - потужність на вихідному валу безступінчатої передачі. Результати експериментальних досліджень варіаторів по визначенню N_1 приведені в технічній літературі [3].

Визначимо N_p для випадку коли регулювання варіатора відбувається при зміні робочих діаметрів d_1 і d_2 провідного і відомого шківів, яке здійснюється синхронним переміщенням всіх чотирьох дисків шківів варіатора (рис.1). Потужність необхідна для регулювання варіатора визначається як

$$N_p = F \cdot dx/dt, \quad (3)$$



де F - зусилля необхідне для регулювання безступінчатої передачі, що прикладається до вхідної ланки пристрою при зміні передавального відношення варіатора; $x = x_1 = x_2$, dx/dt – переміщення і швидкість переміщення вхідної ланки пристрою регулювання і що ідентично переміщенню і швидкості дисків шківів варіатора.

Рис.1. Схема регулювання варіатором.

Сила F визначається так

$$F = \pm(F_{c1} - F_{c2}) + F_{T1} + F_{T2} + F_{\delta} \quad (4)$$

де F_{c1}, F_{c2} - зусилля, розпорів, на провідному і відомому шківках; F_{mb}, F_{ml} сили тертя в направляючих дисках при регулюванні F_{δ} - сили інерції від переміщених при регулюванні, гнучкої ланки і дисків. Знак \pm визначає напрями сили F . Сили F_{c1} і F_{c2} визначені з різним ступенем точності в технічній літературі [2,3,4,5], а F_{ml} і F_{mb} є сумарні сили тертя в направляючих дисках від дії обертаючих моментів зусиль, розпорів, сили натягнення гілок гнучкої ланки, сил інерції дисків гнучкої ланки додатків до дисків. Методика визначення цих сил за винятком сил інерції є в технічній літературі [4,6,7].

Сили інерції F_{δ} визначається так

$$F_{\delta} = F_1 + F_2 + F_{\Gamma} \quad (5)$$

де F_1, F_2 , - сили інерції дисків ведучого і відомого шківів; F_{Γ} - сила інерції гнучкої ланки .

F_1, F_2 запишемо

$$F_1 = m_1 d^2 x / dt^2 ; F_2 = m_2 d^2 x / dt^2 , \quad (6)$$

де m_1, m_2 - маси дисків ведучих і відомого шківів. F_{Γ} - визначиться

$$F_{\Gamma} = 0,5gL(d^2 z / dt^2) \cdot g(\gamma - \beta), \quad (7)$$

де q, L - погонна маса і довжина гнучкої ланки, Z - координата центру тяжкості гнучкої ланки; β - кут тертя гнучкої ланки при його русі по дисках в радіальному напрямі. Розглядаючи контур гнучкої ланки, що складається з прямолінійних ділянок і дуг обхвату на шківках, відповідних діаметрам d_1 і d_2 , одержимо

$$z = 0,125 \left\{ \begin{aligned} & [d_2^2 - d_1^2 + 2d_1(d_2 - d_1) + 4a_w^2] \cdot [4a_w - L + 0,5\pi(d_2 + d_1)] + \\ & + 4a_w d_2 (\pi a_w + d_2 - d_1) / (a_w L) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Оскільки $d_1 = d_{\min} + 2x \operatorname{ctg} \gamma, d_2 = d_{\max} - 2x \operatorname{ctg} \gamma$,

де d_{\max}, d_{\min} максимальні і мінімальні значення діаметрів на ведучому і відомому шківках, то

$$F_T = 0,5gtg(\gamma - \beta)L^{-1}[(a_{11}x_1 + a_{12})d^2x/dt^2 + a_{13}(dx/dt)^2]ctg\gamma, \quad (9)$$

де

$$a_{11} = 4 \left[\frac{4}{a_w} - 2 + 0,5\pi(d_{\max} + d_{\min}) / a_w \right] ctg\gamma,$$

$$a_{12} = (4d_{\max} - 2d_{\min} + \pi a_w) \left[4 - \frac{L}{a_w} + 0,5\pi(d_{\max} + d_{\min}) / a_w \right],$$

$$a_{13} = 2 \left[4 + \frac{L}{a_w} - 0,5\pi(d_{\max} + d_{\min}) / a_w \right] ctg\gamma.$$

З урахуванням залежності (9) витрати потужності N_∂ на регулювання передачі залежать від динамічної, яка складає зусилля регулювання F_∂ , визначаються

$$N_\partial = K(m_1 + m_2)a_{11}x dx/dt d^2x/dt^2 + ka_{12}(dx/dt)^3, \quad (10)$$

де $K = 0,5qtg(\gamma - \beta) \cdot ctg\gamma$.

Висновки. Вираз (10) пов'язує параметри руху рухливих дисків шківів варіатора - $x, dx/dt, d^2x/dt^2$, які визначають його швидкість, з потужністю N_∂ . При заданих умовах регулювання привода, тобто заданих функціях $x, dx/dt, d^2x/dt^2$, можна визначити вагу N_∂ в загальному балансі потужності затрат и ККД варіатора при регулюванні.

ЛІТЕРАТУРА

1. Выработов Р.В. Тяговые свойства фрикционных передач М., 1982
2. Красненков В.И. Применение теории контактных деформаций к расчету усилий управления бесступенчатыми фрикционными передачами // Расчеты на мощность.- 1964. Вып.10.-С. 104-115
3. Мальцев А.В. Автоматические управляемые бесступенчатые приводы Киев, «Либідь», 1993.- С.207.
4. Мальцев В.Ф., Ковальов П.А. Аванесянц А.Г. Определение распорных усилий, на дисках шкивов клиноременных передач // Детали машин. - 1974. Вып. 19.-С. 28-33.
5. Gresnder H/ Die Verstell- geschwindigkeit bei Antirieben mit verstellbarer Drehzahl // Antriebstechnik.-1974.№7.-P.423-424.

6. Venn S.C. Stufenloser Drehmoment Drehzahlwandler Transmatik // Antriebstechnik.-1977.№4.-P.217-222.

**К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ
АВТОМАТИЧЕСКИХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ РЕГУЛИРУЕМЫХ
ПЕРЕДАЧ С РАЗДВИГАЮЩИМИСЯ ШКИВАМИ И ГИБКИМ
ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ЗВЕНОМ**

А.В.Мальцев

Ключевые слова: коэффициент полезного действия, мощность, вариатор, бесступенчатое регулирование скорости, силы инерции.

Резюме

Коэффициент полезного действия машин в мире современной техники становится доминирующим фактором определяющим как направления научных исследований, так и конструкторские решения при создании механизмов и машин самого разнообразного функционального назначения. Определена мощность потер вариаторов с раздвигающимися шкивами и гибким промежуточным звеном при регулировании в зависимости от характеристики быстроедействия.

**TO DETERMINATION OF OUTPUT-INPUT RATIO OF THE AUTOMATIC
BESSTUPENHATIX MANAGED TRANSMISSION WITH THE MOVED
APART PULLEYS AND FLEXIBLE INTERMEDIATE**

A.V. Malzew

Keywords: output-input ratio, power, variator, besstupenhatoe adjusting of speed, force of inertia.

Summary

Power of losses of variatorow is certain with the moved apart pulleys and flexible intermediate at adjusting depending on description of fast-acting.