

КИНЕМАТИЧНИ И СИЛОВИ ПАРАМЕТРИ НА МОДУЛИ НА ХИДРОМЕХАНИЧНА ТРАНСМИСИЯ С РАЗДЕЛЯНЕ НА МОЩНОСТНИЯ ПОТОК ЗА АВТОБУСИ, ТЕЖКИ АВТОМОБИЛИ И СПЕЦИАЛНИ ТРАНСПОРТНИ МАШИНИ

Пенко Цветков Петков
tt@vtu.bg

*Катедра „Транспортна техника”,
Висше транспортно училище „Тодор Каблешков” Гео Милев 158, София 1574,
БЪЛГАРИЯ*

Ключови думи: модул на хидромеханична предавка, автотранспортно средство, хидротрансформатор, диференциално звено, кинематично и силово предавателно число, коефициент на натоварване

Резюме: Понастоящем в трансмисиите на автобуси, магистрални авто-влакове, тежки самосвални автомобили и специални транспортни машини най-голямо приложение са намерили хидромеханични предавки (ХМП) с т. нар. външно разделяне на мощностния поток. Независимо от големия обхват на регулиране на силовия поток, този тип предавки имат нисък коефициент на полезно действие. Стремелът за повишаване на скоростните, енергийно-икономическите и екологичните показатели на автотранспортните средства (АТС) е непосредствено свързан с непрекъснатото развитие и усъвършенстване на техните конструкции. Едно от направленията за постигане на тези показатели е разработването и внедряването на нови типове предавателни механизми.

Обект на разглеждане в работата са модули на двупоточни (диференциални) ХМП, предназначени за автоматични трансмисии на различни видове АТС. Характерна особеност на този тип предавки е, че мощността се разделя на два потока чрез паралелно работещи механични и хидравлични звена. На базата на примерни диференциални модулни схеми на ХМП с външно разделяне на мощностния поток е извършен кинематичен и силов анализ. Определени са основни параметри и характеристики на модулите, които дават възможност за сравнение и оценка на различни варианти двупоточни ХМП. Посочени са предимствата и недостатъците на двата възможни варианта модули на ХМП с външно разделяне на мощностния поток.

Резултатите от разработката могат да бъдат използвани при проектиране, конструиране и изчисляване на автоматични хидромеханични трансмисии за различни видове АТС.

Увод

Развитието на конструкциите на съвременните автотранспортни средства (АТС) е насочено към повишаване на тяхната производителност (главно чрез увеличаване на

средните скорости на движение), енергийно-икономическите и екологичните им показатели и подобряване условията на работа на водача. Постигането на тези показатели е непосредствено свързано с усъвършенстване на съществуващите трансмисии и разработване на нови типове предавателни механизми, от параметрите на които в значителна степен зависят също надеждността и дълготрайността на АТС.

Създаването на автоматични системи за управление на многофункционални обекти на базата на микропроцесорна техника се отрази върху конструкцията на механичните, хидравличните, електрическите и комбинираните трансмисии. Съвременните системи предоставят възможност за решаване на широк кръг от задачи по отношение на управлението и диагностиката на механизмите от трансмисията и осигуряват различни режими на движение на АТС в условията на експлоатация. Основните направления при усъвършенстване на съществуващи и създаване на нови типове трансмисии на настоящия етап са насочени към осигуряване на непрекъснато изменение на предавания въртящ момент, широк обхват на регулиране на скоростите на движение, подобряване на параметрите (коефициент на полезно действие, надеждност, ергономичност), гарантиране на конкурентноспособност и високо ниво на унификация на механизмите.

В последно време приоритет се отдава на усъвършенстването на хидромеханичните предавки (ХМП) (хидротрансформатор, работещ съвместно с механични предавки). Автоматични ХМП се вграждат в трансмисиите на градските, някои между-градски и туристически автобуси, магистрални товарни автомобили, както и в енергонаситени трактори и бързоходни верижни машини. Обект на разглеждане в настоящата работа са особеностите на кинематичните и силови параметри на модули на ХМП с т. нар. външно разделяне на силовия поток.

1. Състояние на проблема и цел на разработката

Известно е, че обхватът на изменение на силовото предавателно число на хидродинамичните предавки е сравнително малък ($u_{XT} = k_{XT} = \frac{M_T}{M_P} = 2,5 \div 3,5; M_T$ и

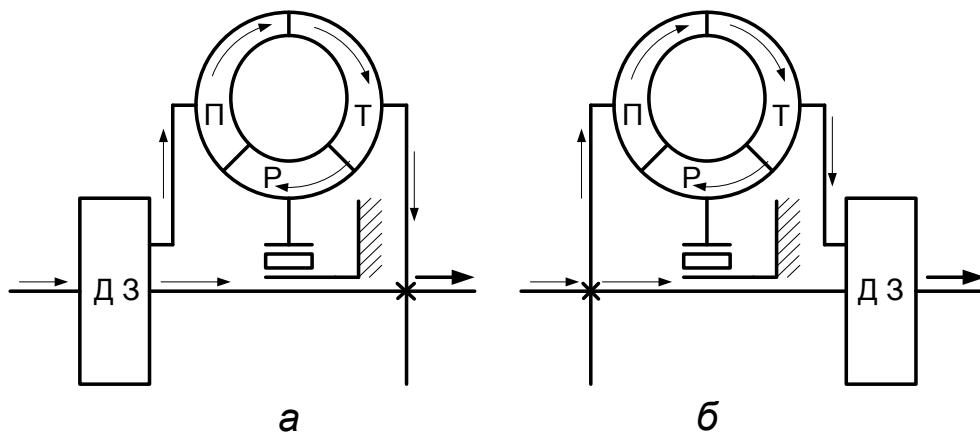
M_P са съответно въртящите моменти върху вала на турбинното колело и вала на помпеното колело, Nm) [3],[4],[8],[9]. Това ограничение не удовлетворява напълно изискванията, предявявани към трансмисиите на АТС. Освен това въртящият момент на турбинния вал на хидродинамичната предавка не се изменя синхронно с изменението на ъгловата скорост на въртене на колянвия вал на двигателя поради пробуксуването на работните колела. За увеличаване на обхвата на изменение на задвижващата сила в трансмисиите на АТС се съчетават хидродинамични и степенни механични предавки, известни с наименованието ХМП. Основните предимства и недостатъци на ХМП в сравнение със степенните механични предавателни кутии са добре известни [1],[6],[7].

Най-голямо разпространение в трансмисиите на АТС са получили ХМП, изпълнени по т. нар. пълнопоточна схема (с вътрешно разделяне на силовия поток), при която отделните звена са съединени последователно. При тях цялата мощност от двигателя (Д) се предава на помпеното колело на хидротрансформатора (ХТ), а турбинното колело е свързано със задвижващия вал на механичния редуктор. Коефициентът на полезно действие (к. п. д.) $\eta_{ХМП}$, кинематичното $i_{ХМП}$ и силовото $u_{ХМП}$ предавателно число на такъв тип ХМП са равни на произведенията на к. п. д. и предавателните числа на съответстващите механизми. Тези предавки имат голям диапазон на регулиране на силовия поток, но нисък к. п. д. [5],[10]. За повишаване на к. п. д. в различни конструкции ХМП от този тип пред ХТ се монтира триещ съединител,

чрез който на високите предавки се блокира ХТ. В случая предаването на въртящия момент към задвижващите колела на АТС се осъществява само чрез механичните предавки.

Напоследък в трансмисиите на различни АТС (градски автобуси, тежки високопроходими автомобили и др.) се прилагат двупоточни (с външно разделяне на силовия поток) ХМП [11]. При тях мощността се предава по два потока чрез паралелно работещи механични и хидравлични звена. Такъв тип ХМП включва ХТ и диференциално звено (ДЗ), изпълнено във вид на тризвенен диференциален механизъм със смесено или външно зацепване на зъбните колела [2]. Чрез ХТ се предава само част от мощността, а останалата част се предава от механичната предавка, която има значително по-висок к. п. д. в сравнение с ХТ. На изхода двата потока мощности се сумират върху задвижвания вал.

В зависимост от разположението на ДЗ по отношение на ХТ двупоточните ХМП се разделят на две подгрупи – с ДЗ на входа (фиг.1 а) и ДЗ на изхода (фиг.1 б). Различните начини на свързване на вала на помпеното колело и вала на турбинното колело на ХТ с елементите на ДЗ (планетното и коронното зъбни колела и водилото) определят свойствата и характеристиките на ХМП.



Фиг.1. Принципи схеми на модули на ХМП с външно разделяне на силовия поток:
а – с ДЗ на входа (с разделителен диференциален механизъм);
б – с ДЗ на изхода (със сумиращ диференциален механизъм)
ДЗ – диференциално звено; П – помпа; Т – турбина; Р – реактор

От особена важност е удовлетворяването на изискванията към трансмисиите за различните видове АТС, които включват оптимизиране на съвместната работа на ХТ с Д, повишаване на к. п. д. и други специфични проблеми, свързани с ХМП. В специалната техническа литература се посочват препоръки и различни методи за съгласуване на характеристиките на съвместната работа на Д и ХТ, но не се среща подробен кинематичен и силов анализ на двупоточните ХМП. Целта на настоящата разработка е да се определят основните кинематични и силови параметри на модули на ХМП с външно разделяне на силовия поток.

2. Кинематичен и силов анализ на модули на двупоточна ХМП

Основните параметри на ХМП с външно разделяне на силовия поток са кинематичното $i_{ХМП}$ и силовото $u_{ХМП}$ предавателни числа и к. п. д. $\eta_{ХМП}$. За определяне на тези параметри може да се използва кинематичната схема на един от най-често

прилаганите в трансмисиите модул на двупоточна ХМП, представен на фиг.2. ДЗ при тази схема е разположено на изхода.

В разглежданата предавка първият поток от мощността се предава от задвижващия вал по чисто механичен път чрез планетното колело и сателитите на водилото, свързано със задвижвания вал. Вторият поток от мощността се предава от турбината на ХТ на коронното зъбно колело и чрез сателитите на водилото. По такъв начин върху водилото на тривъзвения диференциален механизъм се сумират двата потока на мощността.

Кинематичното предавателно число за разглеждания модул на ХМП се определя от уравнението на кинематиката на тривъзвения диференциален механизъм

$$(1) \quad \omega_P + k\omega_K - (1+k)\omega_B = 0,$$

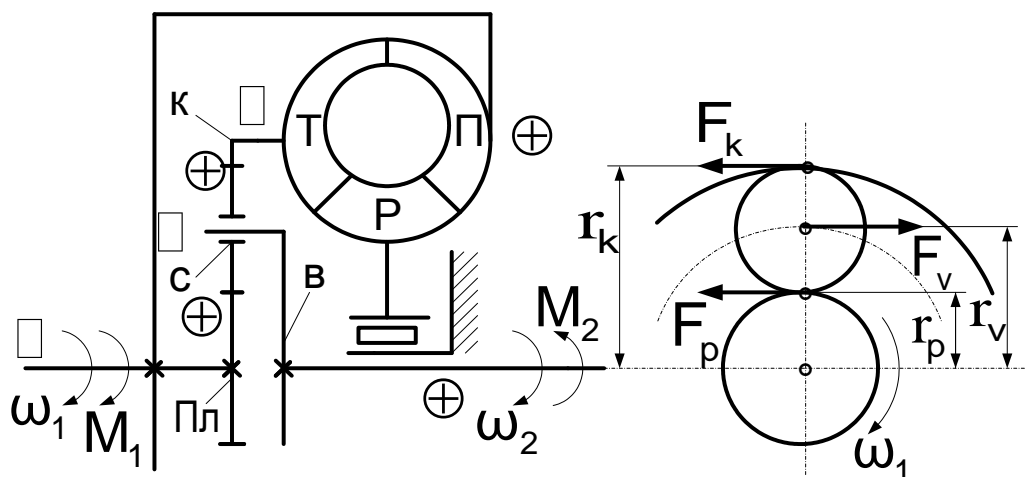
където $\omega_1 = \omega_{PL} = \omega_P$ са съответно ъгловите скорости на задвижващия вал,

планетното зъбно колело и помпеното колело на ХТ, s^{-1} ;

$\omega_B = \omega_2$ - ъгловите скорости на водилото и задвижвания вал на предавката, s^{-1} ;

$\omega_T = \omega_K$ - ъгловите скорости на турбината и коронното зъбно колело, s^{-1} ;

k - предавателното число на ДЗ при спряно водило (характеристика на планетния ред) [2].



К – коронно зъбно колело; С – сателитни зъбни колела;
Пл – планетно зъбно колело; В – водило

Фиг.2. Схема на модул на двупоточна ХМП (със сумиращ диференциален механизъм) за определяне на кинематичните и силови параметри

Като се вземат предвид посочените равенства за ъгловите скорости на съответните елементи от ХМП, урavn. (1) приема вида

$$\omega_1 + k\omega_T - (1+k)\omega_2 = 0,$$

или (2)

$$\omega_1 + k\omega_T \frac{\omega_P}{\omega_P} - (1+k)\omega_2 = 0.$$

Отчитайки, че в урavn. (2) $\omega_T/\omega_P = 1/i_{XT}$ и $\omega_P = \omega_1$, се получава

$$\omega_1 + k \frac{\omega_1}{i_{XT}} - (1+k)\omega_2 = 0,$$

където i_{XT} е кинематичното предавателното число на ХТ.

От последния израз се определя кинематичното предавателно число на модула на ХМП

$$(3) \quad i_{XMP} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1+k}{1+k/i_{XT}}.$$

Силовото предавателно число на модула на ХМП според схемата от фиг.2 е

$$(4) \quad u_{XMP} = \frac{M_2}{M_1},$$

където M_2 и M_1 са съответно въртящите моменти върху задвижвания и задвижващия вал, Nm.

С отчитане посоките на действащите моменти, условието за равновесие на задвижващия вал е

$$(5) \quad M_1 = M_P + M_{PL}, \text{ Nm},$$

където M_P и M_{PL} са съответно въртящите моменти на помпата на ХТ и планетното зъбно колело, Nm.

От условието за равновесие на силите, действащи на сателитите (фиг. 2) следва, че

$$F_K = F_P = \frac{F_V}{2} = \frac{M_2}{2r_V}, \text{ N}.$$

От друга страна $F_K = \frac{M_K}{r_K}$, $F_P = \frac{M_{PL}}{r_P}$ и $r_V = \frac{r_P + r_K}{2}$, при което за въртящите моменти върху планетното и коронното зъбни колела на ДЗ се получават изразите

$$M_{PL} = M_2 \frac{r_P}{r_P + r_K} = M_2 \frac{1}{1+k};$$

$$M_K = M_2 \frac{r_K}{r_P + r_K} = M_2 \frac{k}{1+k},$$

където r_P, r_K и r_V са радиусите на зацепване на планетното и коронното зъбно колело и радиусът на водилото, m.

Въртящият момент върху помпеното колело на ХТ е

$$M_P = \frac{M_T}{u_{XT}} = \frac{M_K}{u_{XT}} = M_2 \frac{k}{u_{XT}(1+k)},$$

където u_{XT} е силовото предавателно число на ХТ.

Уравнението (5) за равновесие на задвижващия вал с отчитане на изразите за M_P и M_{PL} приема вида

$$(6) \quad M_1 = M_2 \frac{1}{1+k} + M_2 \frac{k}{u_{XT}(1+k)}.$$

След заместване на израза (6) в (4) за силовото предавателно число на ХМП се получава

$$(7) \quad u_{XMP} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1+k}{1+\frac{k}{u_{XT}}}.$$

Коефициентът на полезно действие на ХМП е

$$(8) \quad \eta_{XMP} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{u_{XMP}}{i_{XMP}},$$

където P_1 е мощността върху задвижващия вал на ХМП, kW;

P_2 - реализираната върху задвижвания вал мощност, kW.

За разгледания модул от фиг.2 $\eta_{XMP} > \eta_{XT}$, което показва, че в силовия контур на предавката няма циркулация на паразитна мощност ($P_{TZ} = 0$).

Коефициентът на натоварване на помпеното колело на ХТ, който отчита частта от въртящия момент, предаван върху помпата е

$$(9) \quad \alpha_P = \frac{M_P}{M_1} = \frac{k}{u_{XT} + k}.$$

Следователно въртящият момент върху помпеното колело на ХТ е

$$M_P = \alpha_P M_1.$$

Коефициентът на натоварване на планетното зъбно колело на диференциалния механизъм е

$$(10) \quad \alpha_{PL} = \frac{M_{PL}}{M_1} = \frac{u_{XT}}{u_{XT} + k}.$$

Чрез коефициента α_{PL} се определя частта от въртящия момент, предаван от планетното колело на ДЗ, т. е.

$$M_{PL} = \alpha_{PL} M_1.$$

Външната характеристика на модула на двупоточната ХМП представлява зависимост на въртящите моменти на задвижващия M_1 и задвижвания M_2 вал и

к. п. д. η_{XMP} от отношението $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ при $\omega_1 = const$. За нейното построяване се използва

външната характеристика на ХТ и изразите (3), (4), (7), (8) и (9) при зададена стойност на предавателното число на планетния ред.

Въртящият момент на задвижващия вал на ХМП по аналогия на ХТ се представя във вида

$$(11) \quad M_1 = \rho \lambda_{XMP} \omega_1^2 D_a^5 = \frac{M_P}{\alpha_P} = \frac{\rho \lambda_P \omega_P^2 D_a^5}{\alpha_P},$$

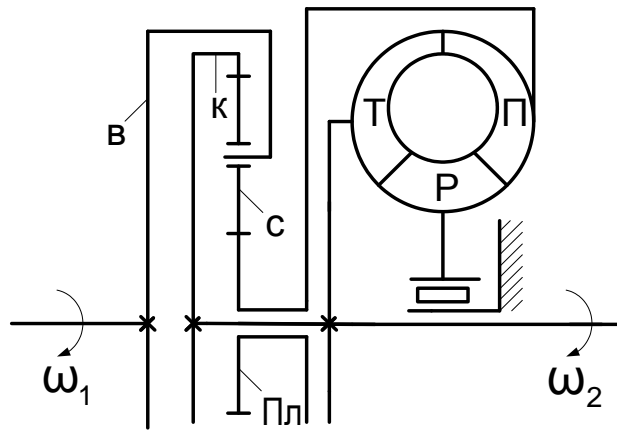
където ρ е плътността на работната течност на ХТ, kg/m^3 ;

λ_{XMP} - коефициентът на въртящия момент, приложен върху задвижващия вал на ХМП;

λ_P - коефициентът на момента на помпеното колело;

D_a - активният диаметър на ХТ, m .

На фиг.3 е показана примерна кинематична схема на модул на ХМП, при който ДЗ е разположено на входа (с разделителен диференциален механизъм). За определяне на параметрите е приложен същият подход, както за разгледания по-горе модул на двупоточна ХМП с ДЗ на изхода.



Фиг.3. Схема на модул на двупоточна ХМП с разделителен диференциален механизъм (означенията са, както на фиг.2)

За основните параметри на модула са получени следните изрази:

$$i_{XMP} = \frac{i_{XT} + k}{1 + k} \text{ - кинематично предавателно число;}$$

$$u_{XMP} = \frac{u_{XT} + k}{1 + k} \text{ - силово предавателно число;}$$

$$\alpha_P = \frac{k}{1 + k} \text{ - коефициент на натоварване на помпеното колело на ХТ;}$$

$$\alpha_{PL} = \frac{1}{1 + k} \text{ - коефициент на натоварване на планетното зъбно колело на ДЗ.}$$

В силовия контур на модула не циркулира паразитна мощност, т. е. $P_{TZ} = 0$.

3. Заключение

В зависимост от начините на свързване на елементите на тризвения диференциален механизъм с помпеното и турбинното колело на ХТ са възможни различни вариантни кинематични схеми на двупоточни ХМП от двата вида модули. За всеки вариант по изложения в т.2 подход могат да бъдат изведени изчислителните формули за определяне на основните кинематични и силови параметри на ХМП. Получените зависимости дават възможност да се направи сравнителна оценка на параметрите и свойствата на ХМП, изпълнени по отделните вариантни схеми.

При някои от вариантните кинематични схеми на ХМП с външно разделяне на силовия поток е възможно получаването на циркулираща паразитна мощност ($P_{TZ} \neq 0$) в техните силови контури. Вследствие на циркулиращата мощност к. п. д. на такава предавка е $\eta_{ХМП} < \eta_{ХТ}$. Независимо от по-големия силов обхват циркулиращата мощност допълнително натоварва хидравличните или механичните звена на предавката. Това води до увеличаване на размерите на ХТ или на елементите на диференциалния механизъм.

Най-голямо приложение в трансмисиите на АТС са намерили двупоточни ХМП, изпълнени по кинематични схеми без циркуляция на паразитна мощност. Те се характеризират с висок к. п. д. и намалени размери на ХТ в сравнение с пълнопоточните предавки. Двупоточните ХМП имат възможност за разделяне на мощностния поток и само на определени работни режими (например при потегляне на АТС), а на останалите – да се изключи ХТ, при което предавката се превръща в чисто механична [11].

Представеният метод за кинематичен и силов анализ на модули на ХМП с външно разделяне на мощностния поток може да бъде прилаган при проектиране, конструиране и изчисляване на хидромеханични трансмисии на различни видове АТС.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Антонов А. С., В. К. Голяк и др. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. Часть первая. М., Воениздат, 1970. 543 с.
- [2]. Гладов Г. И. Планетарные передачи транспортных средств. М., МАДИ, 1986. 65 с.
- [3]. Гришкевич А. И., Б. У. Бусел, Г. Ф. Бутусов и др. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. М., Машиностроение, 1984. 272 с.
- [4]. Лаптев Ю. Н. Автотракторные гидротрансформаторы. М., Машиностроение, 1973. 280 с.
- [5]. Львовский К. Я., Ф. А. Черпак и др. Трансмиссии тракторов. М., Машиностроение, 1976. 280 с.
- [6]. Мазалов Н. Д., С. М. Трусов. Гидроахатические коробки передач. М., Машиностроение, 1971. 296 с.
- [7]. Машиностроение. Энциклопедия, том IV – 15. Колесные и гусеничные машины. М., Машиностроение, 1997. 688 с.
- [8]. Некрасов В. Г. Трансмиссия автомобиля: механика или гидравлика? Автомобильная промышленность, 2001, № 2. с. 10 – 13.
- [9]. Трусов С. М. Автомобильные гидротрансформаторы. М., Машиностроение, 1977. 268 с.
- [10]. Hans Joachim Förster. Automatische Fahrzeuggetriebe. Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Springen – Verlag, 1991. 335 s.
- [11]. Voith Turbo GmbH & Co KG. DIWA - Getriebe @Voith.com; www.voithturbo.com