

KLASICKÉ AUTOMATICKÉ PŘEVODOVKY A JEJICH HYDRAULICKÉ OBVODY

Gabriela KOREISOVÁ

Katedra provozní spolehlivosti, diagnostiky a mechaniky

Úvod

Automatické převodovky osobních vozidel jsou vybaveny zařízením pro automatickou změnu převodových stupňů podle měnících se jízdních podmínek vozidla a podle stavu parametrů nastavovaných řidičem. U prvních, (klasických), automatických převodovek byla automatická změna převodového stupně realizována hydraulickým systémem. Základem všech druhů automatických převodovek pro osobní vozidla jsou planetové převody.

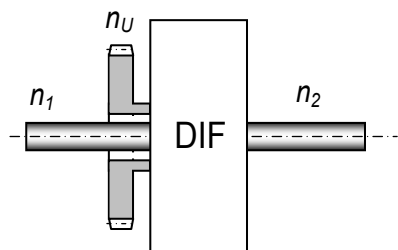
1. Planetové převody

Planetové převody umožňují řazení převodových stupňů bez přerušování přenosu výkonu a jsou základem všech mechanických automatických převodovek s ozubenými koly, jak v konstrukci silničních vozidel, tak i v mobilních pracovních strojích.

1.1 Základní uspořádání planetové řady a základní vztahy

Základem planetových převodů je tříčlenný diferenciální mechanismus. Jeho tři kinematické členy mohou mít libovolné otáčky, vázané navzájem základní kinematickou rovnicí. Znehybněním jednoho ze základních kinematických členů tříčlenného diferenciálu vznikne jednoduchý planetový převod, u kterého je mezi vstupními a výstupními otáčkami jednoznačná závislost, daná převodovým poměrem.

Ve stavbě planetových převodovek se konstrukční uspořádání diferenciálního mechanismu nazývá „Planetová řada“. Složený planetový převod, je potom tvořen několika vhodně propojenými planetovými řadami.



Obr. 1 Schéma obecného diferenciálu

Zjednodušené blokové schéma obecného tříčlenného diferenciálu je naznačeno na **obr. 1**. Uvnitř obecného bloku DIF jsou ozubená kola rotující okolo centrální osy otáčkami n_1 a n_2 , unašeč satelitů rotující rovněž okolo centrální osy otáčkami n_U , a satelity konající orbitální pohyb. (Dvojitá rotace). Základní kinematické členy planetové řady jsou dvě ozubená kola rotující kolem centrální osy a unašeč

satelitů, který rovněž rotuje okolo centrální osy.

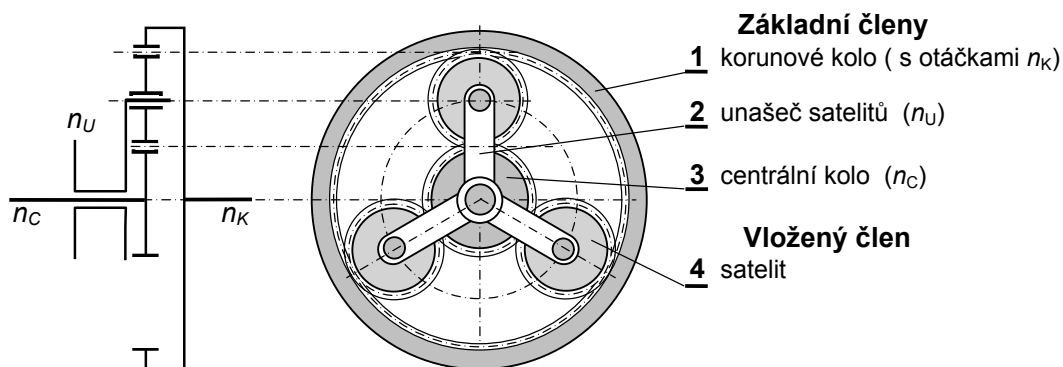
Pro všechny druhy planetových řad platí jedna univerzální kinematická rovnice ve tvaru:

$$n_1 = (1 \pm k) \cdot n_U \mp k \cdot n_2 \quad (1)$$

Existuje několik možností uspořádání planetové řady. Různá uspořádání se rozlišují zkratkami v názvu. V automatických převodovkách se používají jen dva druhy planetových řad s korunovým kolem.

1.1.1 Planetová řada C1.S1

Planetová řada C1.S1 má jedno centrální kolo a jednoduché satelity v záběru s korunovým kolem. Uspořádání je ukázáno na **obr.2**.



Obr. 2 Planetová řada C1.S1, - diferenciální mechanismus

V univerzální kinematické rovnici (1) je symbolem k označen tzv. modul planetové řady. Jeho číselnou hodnotu a znaménko určuje základní převodový poměr planetové řady při nehybném unašeči satelitů. Dosazením $n_U = 0$ do univerzální rovnice (1) se získá vztah $n_1 = \mp k \cdot n_2$. Pokud otáčky n_1 a n_2 mají stejný směr, je modul k planetové řady

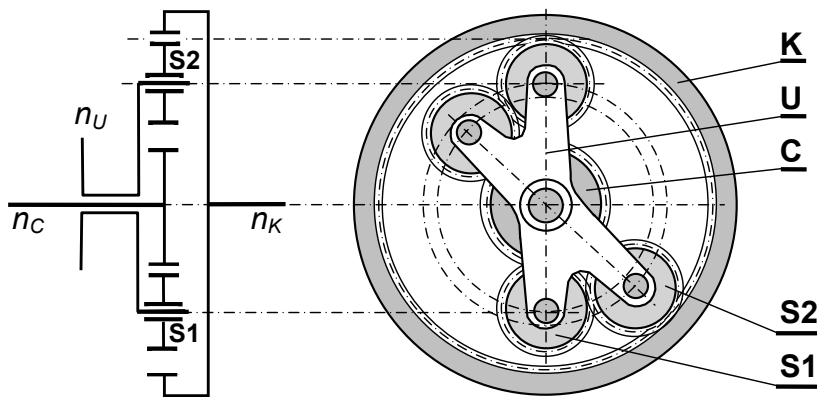
kladný. V opačném případě je k záporné číslo. U planetové řady C1.S1 jsou při nehybném unášeči otáčky korunového kola opačného směru, jako otáčky centrálního kola a proto platí:

$$\begin{aligned} \omega_U = 0, & \Rightarrow \omega_C = -k \cdot \omega_K, & \omega = 2\pi \cdot n, & n_C = -k \cdot n_K \\ \omega_U \neq 0, & \Rightarrow n_C = (1 + k) \cdot n_U - k \cdot n_K \end{aligned} \quad (2)$$

Závislost (2) je základní kinematická rovnice planetové řady C1.S1. Optimální hodnota modulu planetové řady C1.S1 je $k = 3$. (Korunové kolo má minimální rozměry).

1.1.2 Planetová řada C1.2S1 (s dvojnásobným satelitem)

Jedno centrální kolo (C1) a dva spolu zabírající satelity (2S1), jsou v symbolickém názvu této planetové řady. Uspořádání planetové řady C1.2S1 je naznačeno na obr. 3.



Obr. 3 Planetová řada C1.2S1 s dvojnásobným satelitem

Satelit S1 je ve stálém záběru s centrálním kolem C a satelitem S2. Satelit S2 je ve stálém záběru se satelitem S1 a korunovým kolem K. Satelity jsou řazeny seriově. Při nehybném unášeči mají otáčky centrálního a korunového kola stejný směr. Základní kinematická rovnice planetové řady C1.2S1 je:

$$n_{C1} = (1 - k) \cdot n_U + k \cdot n_K \quad (3)$$

V rovnicích (2) a (3) jsou jen opačná znaménka. Existují také čelní diferenciály bez korunového kola, se dvěma centrálními koly.

2. Planetové převodovky silničních vozidel

Nejčastějším provozním režimem silničních vozidel je jízda po upravené vozovce na nejvyšším převodovém stupni, v oblasti blízké k maximální rychlosti. Základní požadavkem kladeným na převodovky pro silniční vozidla je, aby při zařazeném nejvyšším převodovém stupni měly dobrou účinnost. Při nejvyšším převodovém stupni jsou planetové řady zablokovány řadícími spojkami, otáčejí se jako jeden celek

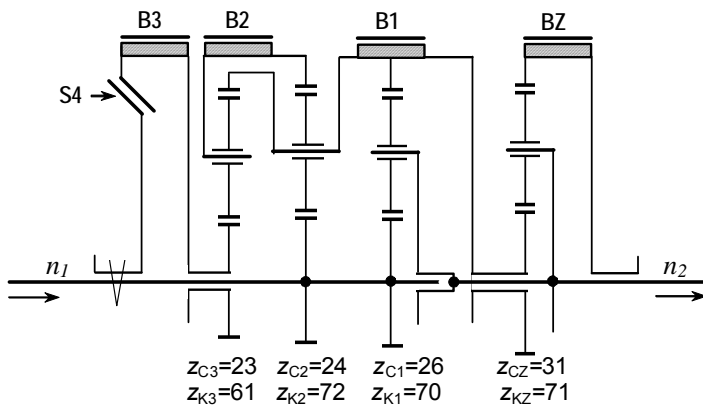
s jednotkovým převodovým poměrem a s jednotkovou účinností. Řazení převodových stupňů se uskutečňuje zabrzděním některých základních členů planetových řad brzdami, nebo spojením základních členů sousedních planetových řad spojkami.

U nejstarších planetových převodovek (1930÷1940) byla změna převodového stupně svěřena řidičovi vozidla. Automaticky pracující mechanicko-hydraulický řadící systém byl zaveden do výroby v padesátých letech. Realizoval řidičem požadovanou změnu převodového stupně, bez jakékoliv další manipulace. Vozidlo mělo „dvoupedálové ovládání“ bez spojkového pedálu. Pro snadný automatický rozjezd vozidla a dosažení potřebného převodového rozsahu, je před planetovou převodovkou vložen hydrodynamický měnič. Automatické ovládání řadících brzd a spojek zabezpečuje hydrostatický obvod, tvořený obvykle zubovým hydrogenerátorem, ovládacími hydraulickými válci působícími přímo na řadící prvky (brzdy a spojky), a řídícími hydraulickými prvky, jejichž uspořádání zabezpečuje logiku automatického řazení převodových stupňů.

2.1 Planetová převodovka WILSON, 4x vpřed, 1x vzad

Planetovou převodovkou Wilson byly vybaveny jedny z prvních vozů Ford (model T) vyráběných ve třicátých letech, a později řada dalších. Používala se i v obráběcích strojích a dalších zařízeních. Převodovka je tvořena čtyřmi planetovými řadami C1.S1.

Schéma uspořádání planetové převodovky Wilson je na **obr. 4**, s uvedením počtu zubů kol původního provedení.



Pro čtyři planetové řady platí obecný systém čtyř základních kinematických rovnic.

$$\begin{aligned}
 n_{C1} &= (1+k_1) \cdot n_{U1} - k_1 \cdot n_{K1}, & n_{C2} &= (1+k_2) \cdot n_{U2} - k_2 \cdot n_{K2} \\
 n_{C3} &= (1+k_3) \cdot n_{U3} - k_3 \cdot n_{K3}, & n_{C4} &= (1+k_4) \cdot n_{U4} - k_4 \cdot n_{K4}
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Některé členy sousedních planetových řad jsou spojeny pevnými mechanickými vazbami. Z toho plynou podmínky vazeb, ztotožňující některé otáčky. Např. unašeč satelitů **U3** je pevně spojen s korunovým kolem **K2**. Do systému rovnic (4) se dosadí $n_{U3} = n_{K2}$. Podle obr.4 je možné některé základní členy jednotlivých planetových řad znehybnit brzdami. Např. zabrzděná brzda **B3** znehybní centrální kolo **C3**. To se vyjádří relací IF B3=1 THEN $n_{C3} = n_{B3} = 0$. Při uvolněné brzdě **B3** platí IF B3=0 THEN $n_{C3} = n_{B3}$. Do systému rovnic (4) se dosadí $n_{C3} = n_{B3}$. Sepnutím spojky **S4** se vytvoří doplňková podmínka vazby $n_{S4} = n_{B3} = n_1$. Dosazením podmínek vazby, přiřazení brzd a podmínky $n_B = 0$ do systému rovnic (4) se určí vztahy pro převodové poměry jednotlivých převodových stupňů.

$$\text{První převodový stupeň. } B1=1, n_{B1} = 0 \quad i_I = \frac{n_{2I}}{n_1} = \frac{1}{1+k_1} \quad (7)$$

$$\text{Druhý převodový stupeň. } B2 = 1, n_{B2} = 0 \quad i_{II} = \frac{n_{2II}}{n_1} = \frac{1+k_1+k_2}{(1+k_1)(1+k_2)} \quad (8)$$

$$\text{Třetí převodový stupeň. } B3 = 1, n_{B3} = 0 \quad i_{III} = \frac{n_{2III}}{n_1} = \frac{1+k_2+k_3+k_1(1+k_3)}{(1+k_1)(1+k_2+k_3)} \quad (9)$$

$$\text{Čtvrtý převodový stupeň. } S4 = 1, n_{B3} = n_1 \quad i_{IV} = \frac{n_{2IV}}{n_1} = 1 \quad (10)$$

$$\text{Zpětný chod. } BZ = 1, n_{BZ} = 0 \quad i_Z = \frac{n_{2Z}}{n_1} = -\frac{1}{k_1 \cdot k_2 - 1} \quad (11)$$

Číselné hodnoty modulů jednotlivých planetových řad podle počtu zubů uvedených v **obr. 4** jsou $k_1= 2,692$; $k_2= 3,0$; $k_3= 2,652$; $k_Z= 2,290$. Hodnoty převodových poměrů získané dosazením hodnot modulů planetových řad do odvozených vztahů jsou uvedeny v tabulce stavů řadících prvků.

Tabulka stavů řadících prvků a převodových poměrů převodovky Wilson.

Převodový		Stav řadících prvků				
stupeň	poměr	B1	B2	B3	S4	BZ
R	-0,1935	0	0	0	0	1
N	0,0000	0	0	0	0	0
1	0,2708	1	0	0	0	0
2	0,5532	0	1	0	0	0
3	0,6711	0	0	1	0	0
4	1	0	0	0	1	0

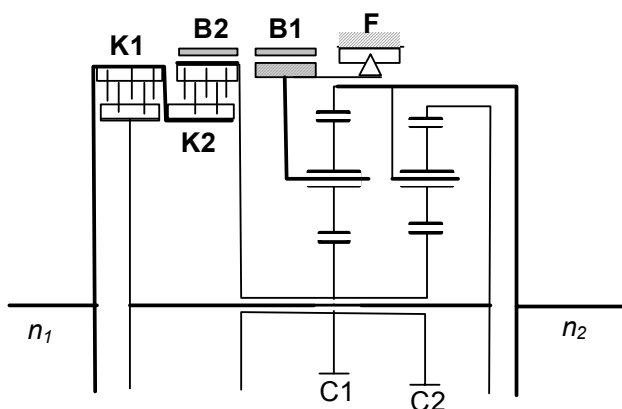
Čtyři převodové stupně pro jízdu vpřed umožňují používat převodovku Wilson bez předřazeného hydrodynamického měniče. Pro rozběh vozidla na prvním převodovém stupni se používá patřičně dimenzovaná pásová brzda B1. Každý převodový stupeň vyžaduje sepnutí jen jednoho řadícího prvku. Systém ovládání změny převodových

stupňů je jednoduchý. Řazení převodových stupňů u prvních aplikací ovládal řidič, pomocí mechanického ovládacího systému.

2.2 Planetová převodovka Tourque-Flite, 3x vpřed, 1x vzad

Je určena pro spolupráci s předřazeným hydrodynamickým měničem, kde tři převodové stupně postačují. Převodovka je vybavena hydraulickým obvodem pro automatickou změnu převodových stupňů bez přerušení přenosu výkonu, s předvolbou automatických režimů a s možností ručního ovládání. Je požit planetový převod Simpson, tvořený jen dvěma planetovými řadami typu C1.S1 se společným korunovým kolem. Převodovka Tourque – Flite byla vyvinuta v roce 1955 firmou Chrysler.

Touto převodovkou vedle vozů Chrysler byly vybaveny také vozy Plymouth, Dodge, De Soto a Imperial. Schéma uspořádání je na **obr. 5**.



Obr. 5 Uspořádání převodovky Tourque-Flite

Spojky jsou označeny symbolem K (Kupplung). Brzda B1 znehybňuje unašec satelitů první planetové řady při zařazeném prvním převodovém stupni a při zpětném chodu. Je doplněna volnoběžkou F. Při akceleraci vozidla na prvním převodovém stupni působí moment brzdy B1 ve směru, který volnoběžka F blokuje a sama přenáší bez pohybu celý brzdový moment na skříň převodovky. Při deceleraci vozidla je směr momentu opačný a celý ho přenáší brzda B1. Podobně se zapíná volnoběžka při zpětném chodu.

Stejným postupem jako u převodovky Wilson se určí vztahy pro převodové poměry.

$$\text{První převodový stupeň. } K1=1, n_{K2} = n_1, B1=1, n_{B1} = 0, \quad i_{I} = \frac{n_{2I}}{n_1} = \frac{k_2}{1 + k_1 + k_2} \quad (12)$$

$$\text{Druhý převodový stupeň. } K1=1, n_{K2} = n_1, B2=1, n_{B2} = 0, \quad i_{II} = \frac{n_{2II}}{n_1} = \frac{k_2}{1 + k_2} \quad (13)$$

$$\text{Třetí převodový stupeň. } K1=1, n_{K2} = n_1, K2=1, n_{C1} = n_{C2} = n_1, \quad i_{III} = \frac{n_{2III}}{n_1} = 1 \quad (14)$$

Gabriela Koreisová:

Zpětný chod. $K_2=1$, $n_{C1} = n_{C2} = n_1$, $B_1=1$, $n_{B1} = 0$,
$$i_z = \frac{n_{2z}}{n_1} = -\frac{1}{k_1} \quad (15)$$

V převodovce Chrysler Tourque-Flite byly použity moduly planetových řad $k_1= k_2 = 2,22$. V tabulce stavů řadících prvků jsou uvedeny odpovídající hodnoty převodových poměrů.

Tabulka stavů řadících prvků převodovky Tourque-Flite

Převodový		Stav řadících prvků				
stupeň	poměr	K1	K2	B2	B1	F
R	-0,450	0	1	0	1	1
N	0,000	0	0	0	0	0
1	0,408	1	0	0	1	1
2	0,689	1	0	1	0	0
3	1,000	1	1	0	0	0

Tabulka stavů řadících prvků převodovky je základním podkladem pro stavbu hydraulického ovládání automatické změny převodových stupňů. Volnoběžka F se zapíná a vypíná samočinně, podle směru přenášeného momentu, a není napojena na řídicí systém. Brzdy a spojky jsou ovládány řídicím hydraulickým obvodem pro automatickou změnu převodových stupňů.

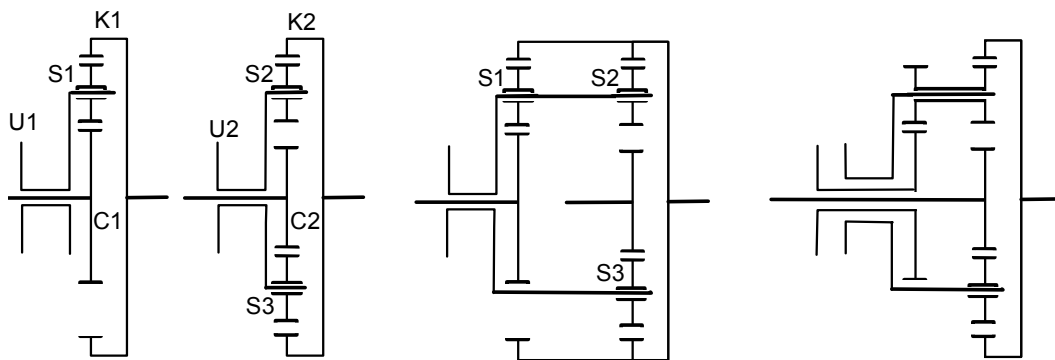
2.3 Planetová převodovka FORD – MERCURY

Automatická planetová převodovka „Ford-Mercury“ vznikla v r. 1950 a v pozdější době byla používána v řadě jiných vozů (např. Lincoln, ale i Volha). Má hydrodynamický měnič a jen tři převodové stupně pro jízdu vpřed a jeden pro jízdu vzad. Planetový převod je tvořen jednou planetovou řadou typu C1.S1 a jednou planetovou řadou typu C1.2S1. Způsob vytvoření pevných vazeb je naznačen na **obr. 6**.

Systém obecných základních kinematických rovnic je ve tvaru:

$$\begin{aligned} n_{C1} &= (1 + k_1) \cdot n_{U1} - k_1 \cdot n_{K1} \\ n_{C2} &= (1 - k_2) \cdot n_{U2} + k_2 \cdot n_{K2} \end{aligned} \quad (16)$$

Na **obr. 6a** jsou znázorněny dvě samostatné planetové řady. První je typu C1.S1 s jedním centrálním kolem C1 a jedním satelitem S1. Druhá planetová řada je typu C1.2S1 a má jedno centrální kolo C2, které je v záběru s větším satelitem S3. Menší satelit S2 je v záběru se satelitem S3 a korunovým kolem K2.



a) dvě planetové řady b) společné korunové kolo a unášeč satelitů c) společný satelit

Obr. 6 Planetový převod vytvořený pevnými vazbami mezi planetovými řadami

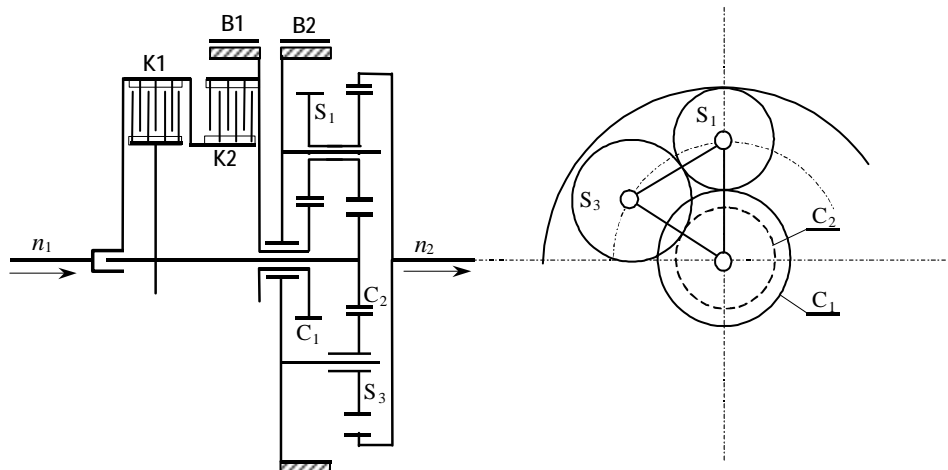
Korunová kola K1 a K2 obou planetových řad jsou stejně velká. Rovněž menší satelit druhé planetové řady S2 je stejně velký jako satelit první planetové řady S1. Čepy na unášečích satelitů obou planetových řad jsou na stejně velké roztečné kružnici a pro obě planetové řady lze použít jen jeden unášeč satelitů a jedno společné korunové kolo.

Na **obr. 6.b** je naznačeno uspořádání obou planetových řad se společným korunovým kolem a společným unášečem satelitů. Menší, stejně velké satelity S1 a S2 jsou uloženy na jednom čepu. Čep satelitu S3 je na společném unášeči, ale na jiném roztečném poloměru. Nabízí se možnost zjednodušení. Dva stejně velké satelity S1 a S2 se sjednotí do jednoho dlouhého satelitu, který bude na jedné straně v záběru s centrální kolem C1 a na druhé straně s korunovým kolem K2. Tím se ušetří výroba korunového kola K1, které už není použito, neboť jeho funkci přebírá korunové kolo K2 druhé planetové řady.

Na **obr. 6c** je znázorněn jeden dlouhý satelit menšího průměru a není tam korunové kolo K1. Současně je dutým hřídelem centrálního kola C1 protáhnut na vstupní stranu hřídel centrálního kola C2. Jediný výstup je ze společného korunového kola. Na levé straně tři vstupní hřídele jsou určeny k připojení řadících brzd a spojek. Uspořádání podle **obr. 6c** představuje planetový převod Ravigneaux, který byl použit v převodovce Ford Mercury již v roce 1950 a používá se dodnes i v nejmodernějších automatických planetových převodovkách.

Paletový převod (Simpson, nebo Ravigneaux), složený z několika vhodně propojených planetových řad ještě není planetová převodovka. Teprve připojením řadících prvků (brzd a spojek) vznikne převodovka umožňující automatické řazení převodových stupňů. V převodovce Ford Mercury byl planetový převod Ravigneaux využit pro tři převodové stupně vpřed a jeden převodový stupeň pro jízdu vzad.

Základní schéma připojení řadících prvků převodovky Ford Mercury je na **obr. 7**.



Obr. 7 Uspořádání řadících prvků převodovky Ford Mercury

Výstup je trvale ze společného korunového kola s otáčkami $n_2 = n_{K1} = n_{K2}$. Společný unašeč satelitů obou planetových řad je spojen s brzdou B2 má otáčky $n_U = n_{B2}$.

Pro dvě planetové řady uvedeného typu po dosažení podmínek vazby platí systém základních kinematických rovnic:

$$\begin{aligned} n_{C1} &= (1 + k_1) \cdot n_{B2} - k_1 \cdot n_2 \\ n_{C2} &= (1 - k_2) \cdot n_{B2} + k_2 \cdot n_2 \end{aligned} \quad (17)$$

Centrální kolo první planetové řady je trvale spojeno s brzdou **B1** a výstupem spojky **K2**. Centrální kolo **C2** druhé planetové řady je trvale spojeno s výstupem spojky **K1**. Vstupní člen obou spojek je spojen se vstupním hřídelem převodovky s otáčkami n_1 . Pro dvě planetové řady jsou použity čtyři řadící prvky. Při každém zařazeném převodovém stupni jsou vždy nejméně dva řadící prvky sepnuty. To je markantní rozdíl oproti převodovce Wilson, kde při každém zařazeném převodovém stupni byl sepnut vždy jen jeden řadící prvek. Zmenšení počtu planetových řad při tvorbě planetového převodu Ravigneaux sice snižuje rozměry a hmotnost převodovky, ale současně zvyšuje nároky na řízení automatické změny převodových stupňů.

Vztahy pro určení převodových poměrů na jednotlivých převodových stupních se odvodí stejným způsobem jako u převodovky. Základem jsou dvě kinematické rovnice použitých planetových řad v obecném tvaru, do kterých se dosadí podmínky vazeb a hodnoty otáček podle stavu řadících prvků.

První převodový stupeň. $K1=1, n_{C2}=n_1, B2=1, n_{B2}=0,$

$$i_I = \frac{n_{2I}}{n_1} = \frac{1}{k_2} \quad (18)$$

Druhý převodový stupeň. $K1=1, n_{C2}=n_1, B1=1, n_{C1}=0,$

$$i_{II} = \frac{n_{2II}}{n_1} = \frac{1+k_1}{k_1+k_2} \quad (19)$$

Třetí převodový stupeň. $K1=1, S2=1, n_{C2}=n_{C1}=n_1,$ $i_{III} = \frac{n_{2III}}{n_1} = 1$ (20)

Zpětný chod. $K2=1, n_{C1}=n_1, B2=1, n_{B2}=0,$ $i_Z = \frac{n_{2Z}}{n_1} = -\frac{1}{k_1}$ (21)

Podle rozměrů centrálních kol lze odhadnout moduly planetových řad. Nechť je $k_1 = 2$ a $k_2 = 2,5$. Podle odvozených vztahů potom číselné hodnoty převodových poměrů na jednotlivých převodových stupních budou $i_I = 0,4; i_{II} = 0,666; i_{III} = 1; i_Z = 0,5$. To zhruba odpovídá skutečnosti a vyhovuje pro spolupráci s hydrodynamickým měničem. Předřazený HDM při zatížení pracuje s převodovým poměrem výrazně menším než jedna a tím snižuje hodnotu výsledného převodového poměru. Při rozjezdu na prvním převodovém stupni je tato vlastnost HDM výhodná. Při jízdě po rovině na třetím převodovém stupni je skluz HDM nežádoucí a nižší účinnost HDM zvyšuje spotřebu paliva vozidla.

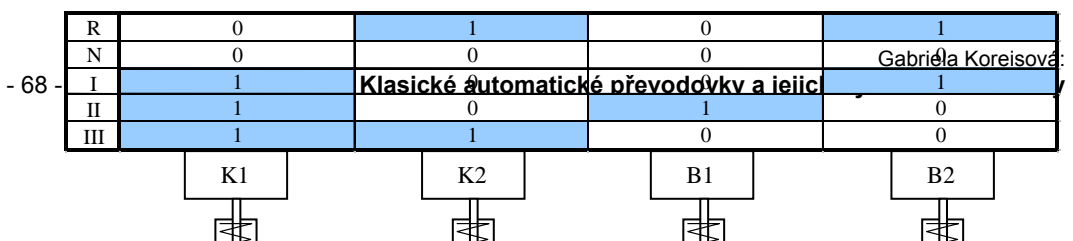
Pro automatickou změnu převodových stupňů je převodovka vybavena hydraulickým řadícím obvodem. Jsou použity dva zubové hydrogenerátory. „Přední“ hydrogenerátor je připojen ke spalovacímu motoru s otáčkami n_1 . Je v činnosti vždy, když je v činnosti spalovací motor. Druhý (zadní) hydrogenerátor je poháněn od výstupního hřídele převodovky a má otáčky n_2 (otáčky turbíny HDM), úměrné rychlosti jízdy vozidla. Tlak ve vstupním tlakovém vedení zabezpečuje ten hydrogenerátor, který má v daném okamžiku vyšší průtok. Všechny ovládací válce pro spojení a rozpojení řadících prvků jsou tlakově řízeny. Vypínání spojek a brzd zabezpečují vratné (rozpínací) pružiny, a sepnutí řadících prvků je zabezpečeno přivedením řídicího (spínacího) tlaku na píst ovládacího válce. Každá řadící spojka a každá řadící brzda je spínána a rozpínána vlastním ovládacím válcem.

Pro každý převodový stupeň je v tabulce stavů určeno, které řadící prvky mají být sepnuty a které mají být rozepnuty. Tomu odpovídá určitá konfigurace distribuce spínacího tlaku, zabezpečovaná distribučními rozvaděči.

Automatická změna převodového stupně vyžaduje pouze automatickou změnu polohy distribučních rozvaděčů, uskutečněnou tak, aby konfigurace distribuce spínacího tlaku se změnila potřebným způsobem.

Schéma uspořádání hydraulických obvodů pro automatické ovládání změny převodového stupně, obsahující nahoře tabulku stavů řadících prvků a sestavené z normalizovaných značek hydraulických prvků podle ČSN 01 3722, je na **obr. 8**.

Všechny starší automatické planetové převodovky mají v základních rysech stejný hydraulický obvod pro ovládání řazení převodových stupňů. Tabulka stavů řadících prvků převodovky Tourque-Flite je stejná jako tabulka stavů převodovky Ford Mercury. Proto mohou mít obě převodovky stejný hydraulický ovládací obvod.



Obr. 8 Schéma hydraulických obvodů pro automatického řazení převodových stupňů

Na obr. 8 je označeno:	10 Zpoždovací ventil signálu prvku 9
1 Přední hydrogenerátor	11 Hlavní rozvaděč (Ovladač)
2 Zadní hydrogenerátor	12 První distribuční rozvaděč (řadí II. a III. st.)
3 Pojistný ventil napájecího tlaku	13 Druhý distribuční rozvaděč (řadí I. a II.st.)
4 Jednosměrné ventily	14 Oddělovací ventily
5 Redukční ventil obvodu HDM	15 Ovládací válec spojky S1
6 Redukční ventil obvodu mazání	16 Ovládací válec spojky S2
7 Snímač polohy akcelérátoru	17 Ovládací válec brzdy B1
8 Zpoždovací ventil signálu prvku 7	18 Ovládací válec brzdy B2
9 Snímač otáček n_2	19 Oddělovací ventily 2

Pro změnu polohy distribučních rozvaděčů slouží následující informace.

➤ Poloha hlavního vstupního rozvaděče, nastavovaná ovládací pákou řidičem ručně, která určuje typické provozní režimy vozidla.

➤ Poloha akcelérátoru (plynového pedálu), která je mechanicky převedena na polohu prvního řídicího rozvaděče. Poloze akcelérátoru jsou úměrné otáčky spalovacího motoru, zatěžovaného jen čerpadlovou charakteristikou hydrodynamického měniče. Polohou prvního řídicího rozvaděče je potom určena hodnota prvního ovládacího tlaku p_{n1} , úměrná otáčkám spalovacího motoru. První ovládací tlak je přiveden na jednu stranu hydraulického ovládacího distribučních rozvaděčů.

➤ Signál odstředivého snímače výstupních otáček převodovky n_2 , kterým je úměrná rychlost jízdy vozidla. Výstupní signál odstředivého snímače je výchylka, která se mechanicky převádí na výchylku šoupátka druhého řídicího rozvaděče. Polohou druhého řídicího rozvaděče je potom určena hodnota druhého ovládacího tlaku p_{n2} .

Hlaví rozvaděč (ovladač), je mechanicky spojen s řadící pákou (pákovým převodem, nebo bovdenem) a má **5 řidičem nastavitelných poloh**:

P - Parkování. Je zařazeno několik převodových stupňů současně a tím je blokován výstupní hřídel převodovky. Turbína HDM se neotáčí. Čerpadlo HDM, připojené k motoru, se může otáčet jen nízkými, (volnoběžnými), otáčkami. Motor lze nastartovat.

R - Zpětný chod (Reverz, Rück). V této poloze rozvaděče je direktivně nastaven zpětný chod. Vstupní hydraulická vedení distribučních rozvaděčů jsou propojena do beztlakého svodu (do nádrže). Automatické ovládací je vyřazeno.

N - Neutrál. Ovládací válce řadících prvků S1, S2, B1 jsou připojeny na beztlaký svod do nádrže. Přívod tlaku k ovládacímu válci brzdy B2 je uzavřen. Na **obr. 8** je ovladač v poloze N. Všechny řadící prvky (spojky a brzdy) jsou rozpojeny. Přenos výkonu je přerušen. Tento režim je pro startování motoru vhodnější než režim P.

D - Základní automatický režim (Drive, Direkte Steuerung). První distribuční rozvaděč je napojen na napájecí tlak a zabezpečuje automatickou změnu z druhého na

třetí převodový stupeň při akceleraci a ze třetího na druhý převodový stupeň při deceleraci. V běžném provozu se vozidlo rozjíždí na druhém převodovém stupni. Po dosažení nastavené přeřazovací rychlosti jízdy (80÷100 km/hod, podle druhu vozidla) se automaticky zařadí třetí převodový stupeň. Při deceleraci, když klesne rychlost vozidla při jízdě do svahu, se automaticky zařadí druhý převodový stupeň.

L - Terénní (horský) automatický režim (Low, Land = Geländeverhältnisse). Druhý distribuční rozvaděč je napojen na napájecí tlakový obvod a zabezpečuje automatickou změnu z prvního na druhý převodový stupeň při akceleraci a z druhého na první převodový stupeň při deceleraci. Ve velmi prudkém svahu, nebo v těžkém terénu, se vozidlo rozjíždí na prvním převodovém stupni. Po dosažení nastavené přeřazovací rychlosti jízdy (30÷40 km/hod podle druhu vozidla) se automaticky zařadí druhý převodový stupeň. Při deceleraci, když klesne rychlost vozidla při jízdě do svahu, se automaticky zařadí první převodový stupeň.

Při konstantní poloze akcelerátoru dochází k automatické změně převodového stupně při určité (nastavené) přeřazovací rychlosti vozidla. Rychlost jízdy vozidla může kolísat okolo nastavené přeřazovací rychlosti. Aby nedocházelo k opakované automatické změně převodového stupně, je mezi snímač výstupních otáček n_2 a hydraulické ovládání distribučních rozvaděčů vložen zpoždovací ventil 10. Zpoždovací ventil je hydraulicky řízený šoupátkový řídicí prvek, s vhodně voleným tlumením rychlosti pohybu šoupátka.

Hodnota přeřazovací rychlosti je nastavena předpětím pružiny odstředivého snímače 9. Teoretická hodnota přeřazovací rychlosti v režimu **D** nechť je $v_T = 80$ km/hod. Při akceleraci v okamžiku dosažení této rychlosti při akceleraci, překoná odstředivá síla rotujícího závaží sílu od předpětí pružiny a šoupátko snímače se přesune do polohy otevřené pro vysoký tlak. Na vstupu zpoždovacího ventilu skokem vzroste tlak, ale jeho šoupátko je ještě v uzavřené poloze. Na počáteční přírůstek tlaku reaguje zpoždovací ventil přesunutím šoupátka do otevřené polohy, pomalým pohybem, tlumením nastavenou potřebnou rychlostí.

Za určitou (nastavitelnou) dobu se i šoupátko zpoždovacího ventilu přesune do plně otevřené polohy a vyšší tlak se přivede na řídicí hydraulický vstup distribučního rozvaděče. Při trvajícím akceleraci vozidla se distribuční rozvaděč přesune a zařadí třetí převodový stupeň až při skutečné rychlosti jízdy $v_A = v_T + \Delta v_A = 90$ km/hod. Při deceleraci, (při jízdě do svahu na třetím převodovém stupni) se při poklesu otáček odstředivého regulátoru jeho šoupátko přesune působením vratné pružiny do polohy otevřené do beztlakého svodu. To se stane skokem při stejné teoretické přeřazovací rychlosti $v_T = 80$ km/hod. Tím poklesne tlak na hydraulickém ovládání zpoždovacího ventilu a vratná pružina přesune šoupátko ventilu do otevřené polohy s určitým časovým zpožděním. Se stejným zpožděním se přesune také distribuční rozvaděč, a zařadí druhý převodový stupeň při nižší rychlosti $v_D = v_T - \Delta v_D = 70$ km/hod. Tím je zabráněno opakovanému přeřazování převodových stupňů v okolí teoretické přeřazovací rychlosti. Stejným způsobem funguje zpoždovací ventil 8, ovládaný výstupním tlakem snímače

Gabriela Koreisová:

polohy akcelérátoru 7. Na rychlé a opakované změny polohy plynového pedálu obvod nereaguje. Teprve delší dobu trvající změna tlakového signálu snímače polohy akcelérátoru způsobí automatickou změnu převodového stupně.

Z **obr. 8** je zřejmé, k čemu slouží oddělovací ventily 14 a 19, řízené vstupním tlakem distribučních rozvaděčů. Je-li na vstupu distribučního rozvaděče nulový tlak, je hydraulický výstup distribučního rozvaděče uzavřen oddělovacím ventilem 14. Tím je zabráněno vzájemnému ovlivňování činnosti distribučních rozvaděčů. Současně je jedním z oddělovacích ventilů 19 oddělen vstup na distribučním rozvaděčem neovládaný řadící prvek. Toto systémové opatření je vynuceno skutečností, že oba distribuční rozvaděče řídí spínání a rozpínání jedné brzdy B1. Na společném výstupu obou hydrogenerátorů jsou redukční ventily 5 a 6, snižující hodnotu tlaku pro chlazení HDM a mazací obvod.

Hydraulický obvod pro automatickou změnu převodového stupně se používal až do devadesátých let 20-tého století, u všech druhů vyráběných planetových automatických převodovek. Hydraulické řídicí obvody vynikají vysokou provozní spolehlivostí, ale jejich možnosti komplexního řízení jsou omezeny složitostí obvodu. Z toho potom plyne omezení automatizace řízení změny převodových stupňů. U všech druhů automatických převodovek, (i novodobých), je použit řídicím nastavitelný ovladač s polohami P, R, N, D, L. Pouze v polohách D a L je u hydraulických řídicích obvodů realizována automatická změna převodového stupně. V základním provozním režimu D se automaticky řadí druhý a třetí převodový stupeň, v terénním režimu L se automaticky řadí první a druhý převodový stupeň.

Článek je prezentací výsledků řešení dílčí výzkumné úlohy IV 2542 institucionálního výzkumu DFJP řešené pracovníky katedry v roce 2003.

Lektoroval: Prof. Ing. Rudolf Kaloč, CSc.

Předloženo: 08.03.2004

Literatura

1. FOLF M. *Hydrodynamické spojky a měniče*. SNTL, Praha (1965).
2. GILES I. G. *Automatic and Fluid Transmissions*. Odhams Pres, Londýn (1961).
3. YUNGRENA H. T., ENGLISCHE H. G. *Ford Mercury automatic Transmission, SAE Quarterly Transaction*, říjen (1950), str. 513.
4. KOLLMAN K., FÖRSTER H. J. *Amerikanische Fahrzeuggetriebe mit automatischer Gangschaltung. ATZ 52*. Vieweg Verlag, Wiesbaden (1950), str.89.

Resumé

KLASICKÉ AUTOMATICKÉ PŘEVODOVKY A JEJICH HYDRAULICKÉ OBVODY

Gabriela KOREISOVÁ

V článku je popsáno uspořádání nejstarší planetové převodovky Wilson. Dále je uvedeno schéma uspořádání planetové převodovky Tourque – Flite s planetovým převodem Simpson, která byla vyvinuta v roce 1955 firmou Chrysler. Touto převodovkou, vedle vozů Chrysler, byly vybaveny také vozy Plymouth, Dodge, De Soto a Imperial.

Podrobněji je popsána převodovka Ford Mercury, která vznikla v r.1950. Planetový převod převodovky Ford Mercury je tvořen jednou planetovou řadou typu C1.S1 a jednou planetovou řadou typu C1.2S1. Ukázané uspořádání planetových řad je známé jako planetový převod Ravigneaux. Převodovka Ford Mercury má tři převodové stupně pro jízdu vpřed a jeden pro jízdu vzad. Schéma hydraulického ovládacího obvodu Ford Mercury na obr. 8. Převodovky Tourque-Flite a Ford Mercury mají stejnou tabulku stavů řadicích prvků a proto mohou mít v principu stejné uspořádání hydraulických obvodů pro automatickou změnu převodových stupňů.

V článku je popsána automatická činnost ovládacích hydraulických obvodů při všech nastavitelných polohách řadicí páky, označených P, R, N, D, L. Základní polohy řadicí páky P, R, N, D zůstaly zachovány i u nejmodernějších automatických převodovek. Jen hydraulické automaticky pracující ovládací obvody byly nahrazeny elektro-hydraulickými, řízenými palubním počítačem vozidla.

Abstract

CLASSICAL AUTOMATIC TRANSMISSION AND THEIS HYDRAULICS CIRCUITS

Gabriela KOREISOVÁ

Key words: passenger car, self-changing gearbox, sun-and-planet gearing, gear ratio, speed gear, automatic gear shifting, clutch gear shifting, brake gear shifting, table of combinations, hydraulic circuit, automatic control.

All types of automatic gear units for passenger cars are based on planetary gearing. In the 30's, Ford used planetary gearing Wilson in his passenger cars for the first time (Model T). Planetary gearing enables to change gears without interruption of the performance transfer. In the article, the basic arrangement of two types of planetary lines with a coronary wheel (Pictures 2 and 3) is presented.

Each planetary gear unit consists of several planetary lines. In order to decrease the number of degrees of freedom, some of the kinematic elements of neighboring planetary lines are fixed. It is possible to fix the remaining free elements by a slipping clutch or to immobilize them by a friction brake. Thus, the result of selection of planetary lines, arrangement of fixed connections and attachment of gearing elements (gear units and brakes) is a typical scheme of a planetary gear unit. In the article, the arrangement of the oldest planetary gear unit Wilson is described, (Picture 4). The gearing ratios for individual gears are derived and there is also a chart of positions of gearing elements. Furthermore, the scheme of planetary gear unit Simpson is presented. The planetary gear unit Simpson only consists of two planetary lines C1.S1.

It was designed in 1955 by the company Chrysler under the commercial title „Gear unit Tourque – Flite“. This gear unit was used not only in Chrysler automobiles, but also in Plymouth, Dodge, De Soto and Imperial. The arrangement scheme is in the Picture 5.

A more detailed description is available for the gear unit Ford Mercury, that was later used in other cars (for instance Lincoln, but also Volha). The planetary gear consists of one planetary line C1.S1 and one planetary line C1.2S1. The fixed connections can be seen in the Picture 6. The presented arrangement of planetary lines is known as the Ravigneaux planetary gear. The palett gear consisting of several suitably connected planetary lines does not make a planetary gear unit. Only by attachment of gear elements (brakes, gear units) arises a gear unit enabling automatic

Gabriela Koreisová:

gearing. In the gear unit Ford Mercury, the Ravigneaux planetary gear was used for three forward gears and one backward gear. The elementary scheme of conception of gear elements in the Ford Mercury gear unit can be seen in the Picture 7. Friction gear units and brakes (gear elements) are used in order to change gear. The change of gear depends on variable driving capacities of the vehicle and on the parameters set by the driver.

For automatic gear, the gear unit Ford Mercury is provided by a hydraulic gear circuit. All older automatic planetary gear units are provided with the same hydraulic gear circuit for gear operating. In the Picture 8, there is a more detailed scheme of the arrangement of hydraulic circuits for automatic gear operating. There is also a chart of positions of gearing elements compiled of normalized names of hydraulic elements. In the article, the automatic operation of maneuvering hydraulic elements in all positions of the gear control lever is described; the positions being marked P, R, N, D, L. The basic positions of the gear control lever P, R, N, D were preserved in the latest automatic gear units. The hydraulic automatic maneuvering circuits were replaced by electronic ones, with the possibility of automatic controlling of gear change by the built-in computer in the vehicle.