



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MANUÁLNÍ PŘEVODOVKY MOTOROVÝCH VOZIDEL

MOTOR VEHICLES MANUAL GEARBOXES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LIBOR SKULA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR HEJTMÁNEK

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Libor Skula

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Manuální převodovky motorových vozidel

v anglickém jazyce:

Motor Vehicles Manual Gearboxes

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Souhrnný přehled technických řešení manuálních stupňových převodovek motorových vozidel a moderní trendy ve vývoji a konstrukci manuálních převodovek.

Cíle bakalářské práce:

- Uveďte základní vztahy pro výpočet stupňové převodovky.
- Vytvořte detailní popis základních typů manuálních převodovek.
- Zevrubně popište varianty základních funkčních systémů převodovek (synchronizace, změna převodového stupně, mechanismus řazení, ad.).
- Charakterizujte dvoutoké manuální převodovky a uveďte jejich výhody.

Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, F. Převody motorových vozidel. ISBN 80-239-6463-1, Nakladatelství VLK, Brno 2006.
[2] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. Automobily 2: Převody. AVID, Brno 2001.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Hejtmánek

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 4.11.2010



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

L.S.



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá manuálními převodovkami motorových vozidel. Je zde vysvětlen výpočtový návrh převodovky, konkrétně převodové poměry a jejich odstupňování. Dále se zabývá základními typy manuálních převodovek a podrobným popisem jejich funkčních součástí, jimiž jsou synchronizace, řadicí a ovládací ústrojí. Nakonec jsou charakterizovány dvoutoké převodovky a jejich druhy.

KLÍČOVÁ SLOVA

manuální převodovka, převodový poměr, synchronizace, řadicí ústrojí, DSG

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with motor vehicles manual gearboxes. A computational design of a gearbox is explained here, specifically gear ratios and their graduation. Then, basic types of gearboxes are described and functional parts synchromesh, gearshift and control mechanism are given in detail. Finally double-flow gearboxes and their types are characterized.

KEYWORDS

manual gearbox, gear ratio, synchromesh, gearshift mechanism, DSG



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKULA, L. *Manuální převodovky motorových vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 51 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Petra Hejtmánka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2011

.....

Libor Skula



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Petru Hejtmánkovi za cenné rady při vypracování této práce a své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	11
1 Návrh převodovky – základní vztahy	12
1.1 Celkový převodový poměr	12
1.2 Krajiní převodová čísla	13
1.2.1 Jízdní odpory	14
1.2.2 Minimální převodový poměr	16
1.2.3 Maximální převodový poměr	17
1.3 Odstupňování převodovky	18
1.3.1 Geometrické odstupňování	19
1.3.2 Progresivní odstupňování	20
2 Základní typy manuálních převodovek	22
2.1 Dvouhřídelové převodovky	22
2.2 Tříhřídelové převodovky	23
2.2.1 Víceskupinové převodovky	25
3 Základní funkční systémy převodovky	26
3.1 Synchronizační systém	26
3.1.1 Synchronizace s pružně omezenou silou	27
3.1.2 Jištěná synchronizace s blokovacím kroužkem	28
3.1.3 Dvojitá synchronizace	29
3.1.4 Vnější synchronizace	30
3.1.5 Blokovací synchronizace porsche se servoúčinkem	31
3.1.6 Další systémy synchronizace	32
3.2 Řadící ústrojí	33
3.2.1 Mechanická převodovka 02K	34
3.2.2 Mechanická převodovka 02J	35
3.2.3 Sekvenční řazení	36
3.3 Ovládací ústrojí	37
3.3.1 Převod tyčemi	37
3.3.2 Lanový převod	37
3.3.3 Elektropneumatické ovládání	39
3.3.4 Hydraulické ovládání	40
3.4 Řazení zpětného chodu	40
4 Dvoutoké převodovky	42
4.1 DSG převodovka	42
4.1.1 Přebodovka DSG-6	42



4.1.2	Převodovka DSG-7	44
4.2	PDK převodovka	45
4.3	Převodovka PowerShift	46
	Závěr	47
	Použité informační zdroje	48
	Seznam použitých zkratek a symbolů	50



ÚVOD

Převodovka je součástí každého stroje s motorem, u kterého je požadavek měnit otáčky výstupního hřídele v určitém rozsahu. Asi nejznámější použití převodovky je v automobilech jako doplněk spalovacího motoru. Ten totiž není schopen sám splnit všechny požadavky na jízdní komfort a jízdu samotnou. Tím se dostáváme k hlavním účelům převodovek v automobilech:

- změna otáček hřídele hnané nápravy
- přenos krouticího momentu motoru a jeho změna
- změna smyslu otáčení hnané nápravy (zpětný chod)
- umožnění běhu motoru u déle stojícího vozidla (tzv. volnoběh či neutrál)

Převodovka v automobilech zajišťuje také hospodárny provoz v případě, kdy je požadavek na vysokou rychlost, ale není potřeba velké hnací síly. Tehdy je zařazen nejvyšší rychlostní stupeň a otáčky motoru jsou ve správném rozmezí. Takovému převodu se také někdy říká rychloběh a je nejvíce používán při dálkových cestách na dálnicích. Opačný případ je první rychlostní stupeň, který se používá při rozjezdu a jízdě do prudkého stoupání, kde je naopak požadavek vysoké hnací síly při nízké rychlosti.

V automobilovém průmyslu je mnoho druhů převodovek, například manuálních či automatických a stupňovitých či s plynule měnitelným převodem. Dnes nejvíce používané převodovky pro automobilovou dopravu v České republice i většině evropských zemí je stupňovitá hřídelová převodovka.



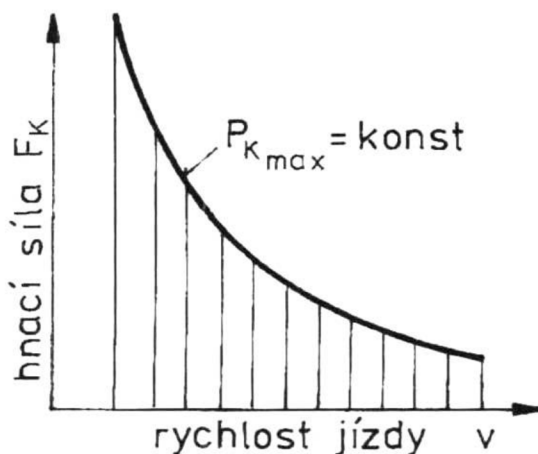
1 NÁVRH PŘEVODOVKY – ZÁKLADNÍ VZTAHY

Konstrukce a provedení převodovky primárně závisí na motoru, s kterým bude navrhovaná převodovka pracovat. Každý typ motoru je charakteristický svým výkonem, točivým momentem, maximálními a optimálními otáčkami. Proto převodovka musí být navrhována pro tyto specifické hodnoty. Jako příklad můžeme vzít převodovky použité v automobilu Škoda Octavia se vznětovým motorem. Zatímco u motoru 1,9 SDI/50 kW je použita převodovka modelové řady 02K, pro motor 1,9 TDI/81 kW se montuje model 02J. Tyto převodovky se od sebe liší vnitřní konstrukcí, převodovými poměry jednotlivých rychlostních stupňů, řadicím a ovládacím systémem atd. Tato kapitola byla zpracována pomocí [1] až [6].

Jako základ pro návrh převodovky se používá křivka konstantního výkonu vynesená v silové charakteristice F - v , která udává závislost hnací síly na nápravě vozidla F_H na rychlosti vozidla v . Ze vztahu pro výkon

$$F_H v = P_{n \max} \eta_m, \quad (1)$$

kde $P_{n \max}$ je výkon motoru při maximálních otáčkách a η_m je mechanická účinnost hnacího ústrojí, je vidět, že křivka konstantního výkonu je rovnoosá hyperbola (Obr 1.1). Ta určuje nejlepší využití výkonu motoru v každé rychlosti.



Obr. 1.1 Hyperbola konstantního výkonu v F - v diagramu [4]

1.1 CELKOVÝ PŘEVODOVÝ POMĚR

Každý převod převodového ústrojí je charakterizován číslem převodového poměru. Celkový převodový poměr i_c je podíl mezi otáčkami motoru n_m a otáčkami hnaného kola n_k :

$$i_c = \frac{n_m}{n_k}. \quad (2)$$

Převod do pomala je určen převodovým číslem $i_c > 1$. To znamená, že otáčky kola jsou menší než otáčky motoru, ale točivý moment se o stejný poměr zvýší. To vyplývá ze vztahu mezi



hnací silou F_H a krouticím momentem motoru M_m , ve kterém je točivý moment kola M_H roven točivému momentu vystupujícímu z převodové skříně na hnaná kola

$$M_H = F_H r_d = M_m i_c \eta_m, \quad (3)$$

kde r_d je dynamický poloměr kola. Převod do rychla, kdy jsou otáčky kola větší než otáčky motoru a točivý moment se zmenší, je určen převodem $0 < i_c < 1$.

Celkový převodový poměr se skládá ze stálého převodu i_s a měnitelného převodu i_p podle vztahu

$$i_c = i_s i_p, \quad (4)$$

kteřý se u sériových vozidel pohybuje zhruba mezi 3-16. Použití stálého převodového poměru je velice výhodné, pokud tento poměr je větší než jedna. Tím snížíme číslo měnitelného převodu, který je určen podílem počtu zubů hnacího a hnaného kola. To zajišťuje menší konstrukci převodovky a snížení hmotnosti rotujících částí hnacího ústrojí. Stálý převod slouží k přenosu síly z hnaného hřídele na klec diferenciálu, takže jeho zařazení do celkového převodu být musí, a proto se dá bez jakýchkoli dalších ztrát využít jako převod do pomala.

1.2 KRAJNÍ PŘEVODOVÁ ČÍSLA

Základem návrhu každé převodovky je určení krajních převodových čísel, to znamená určení maximálního a minimálního převodu. Je zaveden vztah mezi těmito veličinami, který se nazývá rozsah převodových stupňů R_i

$$R_i = \frac{i_{c \max}}{i_{c \min}}, \quad (5)$$

kde $i_{c \max}$ je maximální celkový převod a $i_{c \min}$ je minimální celkový převod (někdy nazývaný jako základní). Jak už bylo řečeno, celkový převod se skládá ze stálého a měnitelného převodového čísla, a protože stálý převod je stejný pro jakýkoli měnitelný převod, lze rozsah rychlostních stupňů vyjádřit jen pomocí měnitelného převodového čísla

$$R_i = \frac{i_{p \max}}{i_{p \min}}, \quad (6)$$

kde $i_{p \max}$ je maximální měnitelný převod a $i_{p \min}$ je minimální měnitelný převod.

Pro výpočet krajních převodových čísel jsou použitelné dvě metody. Pro první metodu je potřeba určit relaci mezi otáčkami kola n_k a rychlostí vozidla v podle vztahu

$$v = 2\pi r_d n_k. \quad (7)$$

Z této závislosti určíme otáčky kola jako



$$n_k = \frac{v}{2\pi r_d} . \quad (8)$$

Tento vztah dosadíme do rovnice (2). Po následných úpravách vyjde výsledný vzorec, který je použitelný pro oba krajní převody. Pro otáčky motoru n_m [min^{-1}], dynamický poloměr kola r_d [m] a rychlost v [km/h] je tedy

$$i_c = 0,377 \frac{n_m r_d}{v} . \quad (9)$$

Druhá metoda vychází z jízdních odporů. Na vozidlo při jízdě působí řada odporových sil, a to zejména odpor vzduchu O_v , odpor valení pneumatiky po vozovce O_f a při jízdě do kopce se musí pohon vypořádat také s tíhovou složkou vozidla O_s (odpor stoupání), která je určena úhlem vozovky v kopci vůči vodorovné podložce, tedy úhlem stoupání. Součet těchto jízdních odporů je porovnáván s hnací silou motoru bez převodu F_m . Tedy pro celkový převodový poměr můžeme psát

$$i_c = \frac{O_v + O_f + O_s}{F_m} . \quad (10)$$

Hnací síla motoru bez převodu je závislá na točivém momentu motoru, na dynamickém poloměru hnaného kola a nesmíme zapomenout ani na mechanickou účinnost hnacího ústrojí, proto

$$F_m = \frac{M_m \eta_m}{r_d} . \quad (11)$$

To jsou obecně odvozené dvě metody určení krajních převodových čísel. Dříve, než se budeme podrobněji zabývat konkrétním určením minimálního (základního) a maximálního převodu, osvětlíme si určení jízdních odporů.

1.2.1 JÍZDNÍ ODPORY

Ve výkladu se omezím na základní jízdní odpory potřebné pro určení krajních převodových čísel, konkrétně na odpor valivý, vzdušný a odpor stoupání a to ve zjednodušené formě. Podrobnější vysvětlení problematiky jízdních odporů lze nalézt v publikaci Dynamika motorových vozidel [4].

ODPOR VALIVÝ

Valivý odpor je určen deformací stykových ploch pneumatiky kola a vozovky při jízdě vozidla. Deformace v přední části pneumatiky je větší než v části zadní, proto se působí reakce vozovky na pneumatiku posune od svislé osy kola a vznikne tak moment valení M_{fK} proti hnacímu momentu na kolech

$$M_{fK} = O_{fK} r_d = Z_K e , \quad (12)$$



kde O_{fK} je valivý odpor kola, Z_K je reakce vozovky a e je posunutí reakce před svislou osu kola. Úpravou této rovnice dostaneme vztah pro valivý odpor kola

$$O_{fK} = Z_K \frac{e}{r_d} = Z_K f_K, \quad (13)$$

kde $f_k = e/r_d$ je součinitel valivého odporu kola. Ten je závislý nejvíce na druhu povrchu vozovky (Tab. 1), ale také na deformaci pneumatiky vlivem nahuštění, rozkmitání bočních stěn pneumatiky při vyšších rychlostech či typu a provedení pneumatiky.

Tab. 1 Součinitel valivého odporu kola pro různé povrchy vozovek [4]

Povrch	f_K [-]	Povrch	f_K [-]
asfalt	0,01 – 0,02	travnatý terén	0,08 – 0,15
beton	0,015 – 0,025	hluboký písek	0,15 – 0,3
dlažba	0,02 – 0,03	čerstvý sníh	0,2 – 0,3
makadam	0,03 – 0,04	bahnitá půda	0,2 – 0,4
polní cesta – suchá	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025
polní cesta - mokrá	0,08 – 0,2		

Pokud budeme předpokládat, že součinitel valivého odporu je pro každé kolo stejný, lze napsat celkový valivý odpor vozidla při jízdě po rovině jako

$$O_f = f_K G, \quad (14)$$

kde G je tíha vozidla.

ODPOR VZDUŠNÝ

Při jízdě obtéká vzduch vozidlo a za ním se víří. Tak vzniká vzdušný odpor O_v . Jsou zde zahrnuty všechny odpory, jako je normálový tlak vzduchu na karoserii, třecí síly vzduchu o kapotu, odpory vzduchu průchodem chladičem a odpory vzduchu vlivem otáčejících se kol. Celkový vzdušný odpor lze určit aerodynamickým vztahem

$$O_v = c_x \frac{\rho}{2} S_x v_r^2, \quad (15)$$

kde c_x je součinitel vzdušného odporu, ρ je měrná hmotnost vzduchu, S_x je čelní plocha vozidla a v_r je rychlost proudění vzduchu kolem vozidla.

Rychlost proudění vzduchu v_r je součet rychlosti vozidla a větru (či jejich rozdíl v případě stejného směru větru se směrem vozidla). Měrná hmotnost vzduchu se většinou uvažuje $\rho = 1,25 \text{ kgm}^{-3}$ při tlaku vzduchu $p_a = 101,3 \text{ kPa}$ a teplotě $t_0 = 15^\circ\text{C}$. Čelní plocha vozidla S_x je určena čelní projekcí vozidla na rovinnou plochu. Součinitel vzdušného odporu c_x závisí především na tvaru karoserie vozidla a určuje se experimentálně v aerodynamických tunelech. Příklady součinitele vzdušného odporu a čelní plochy vozidla je uveden v (Tab. 2).



Tab. 2 Příklady hodnot součinitele vzdušného odporu a čelní plochy vozidel [4]

Typ vozidla	c_x [-]	S_x [m ²]
osobní automobily	0,3 – 0,4	1,6 – 2
sportovní vozy	0,3 – 0,35	1,3 – 1,6
závodní vozy – nekrytá kola	0,4 – 0,6	0,7 – 1,3
závodní vozy – krytá kola	0,25 – 0,35	0,8 – 1,5
nákladní vozy – valník	0,8 – 1	4 – 7
nákladní vozy – s plachtou	0,6 – 0,8	5 – 8
nákladní vozy – s přívěsem	1 – 1,2	5 – 8
nákladní vozy – s kontejnerovým návěsem	1 – 1,2	9
autobusy	0,5 – 0,7	5 – 7

ODPOR STOUPÁNÍ

Odpor stoupání je složka tíhy vozidla působící při stoupání do svahu proti hnací síle vozidla, který je vyjádřen vztahem

$$O_s = G \sin \alpha_s, \quad (16)$$

kde α_s je úhel, který svírá rovina vozovky s vodorovnou rovinou (tedy úhel stoupání). V praxi se obvykle využívá hodnota stoupání (sklonu svahu) s , tedy vztah

$$O_s = Gs. \quad (17)$$

Stoupání je určeno jako tangens úhlu stoupání ($s = \tan \alpha_s$). Pro hodnoty $\alpha_s = 17^\circ$, tedy $s = 0,3 = 30\%$ je chyba vztahu (17) kolem 5%, proto do těchto hodnot jsou obě rovnice prakticky stejné. Maximální stoupání vozovky bývá do 12%, na dálnicích do 6%.

1.2.2 MINIMÁLNÍ PŘEVODOVÝ POMĚR

Na tento základní převod dosahuje automobil své maximální konstrukční rychlosti, je to tedy nejvyšší převodový stupeň (např. u pětistupňové převodovky je zařazený pátý rychlostní stupeň). Při maximální rychlosti vozidla v_{max} na rovině bude mít motor maximální otáčky n_{max} a podle první metody určení krajních převodů přejde rovnice (9) do tvaru

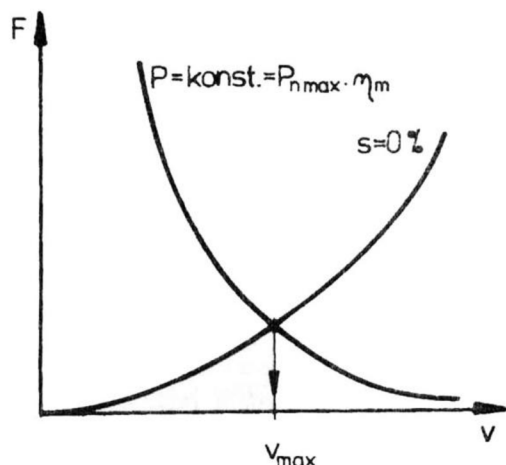
$$i_{c \min} = 0,377 \frac{n_{max} r_d}{v_{max}}. \quad (18)$$

Určit maximální rychlost můžeme dvěma způsoby. Jedním z nich je F-v charakteristika konstantního výkonu. Z této závislosti lze snadno zjistit maximální rychlost jízdy vozidla po rovině, kdy do grafu zakreslíme křivku jízdních odporů, která je součtem odporu vzduchu O_v a odporu valení O_f . Složka tíhové síly vozidla při jízdě po rovině je nulová, proto je i odpor

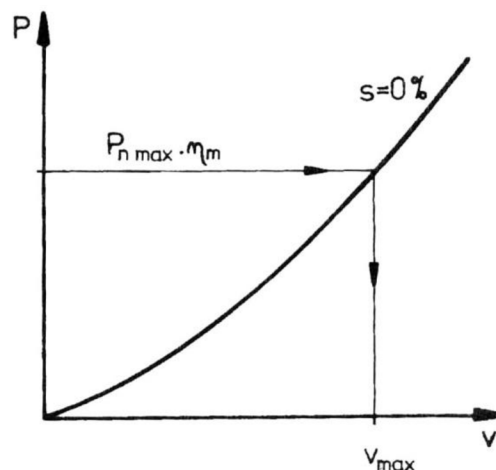


stoupání nulový. Souřadnice průsečíku těchto dvou závislostí nám určuje maximální rychlost v_{max} (Obr. 1.2).

Druhý způsob je obdobný, ale nyní se uplatní diagram P-v. Do této závislosti vykreslíme křivku výkonu jízdních odporů (vzduchu a valení) $P_v + P_f$ a maximální rychlost v_{max} určuje výkon při maximálních otáčkách motoru $P_{n\ max} \eta_m$ dle (Obr. 1.3).



Obr. 1.2 Určení maximální rychlosti na rovině z F-v diagramu [3]



Obr. 1.3 Určení maximální rychlosti na rovině z P-v diagramu [3]

Druhá metoda určení základního převodu je zcela rovnocenná první metodě, možná i mírně jednodušší. Pro hnací sílu motoru na obvodu kola je zde určující hnací moment při maximálních otáčkách motoru $M_{n\ max}$, tedy

$$F_{n\ max} = \frac{M_{n\ max} \eta_m}{r_d}, \quad (19)$$

kde $F_{n\ max}$ je hnací síla při maximálních otáčkách motoru. Protože určujeme hnací sílu při maximálních otáčkách na rovině, je odpor stoupání nulový, a proto předchozí rovnici (19) budeme dosazovat do upraveného vztahu pro minimální převodový poměr

$$i_{c\ min} = \frac{O_v + O_f}{F_{n\ max}}. \quad (20)$$

1.2.3 MAXIMÁLNÍ PŘEVODOVÝ POMĚR

Je to převod při zařazení prvního rychlostního stupně. Ten slouží pro pomalou jízdu, rozjezd a jízdu do prudkého stoupání. Je proto nutné maximální převod zvolit vhodně s ohledem na malou rychlost a velký točivý moment.

Pro silniční vozidla je hlavním kritériem schopnost vyjet dané stoupání, k čemuž je potřeba největší točivý moment motoru. Je tedy výhodnější použít pro výpočet maximálního převodu druhé metody. Nejprve určíme maximální hnací sílu $F_{M\ max}$, kterou vozidlo vyvine při maximálním točivém momentu M_{max} . Rovnice (11) tedy přejde do tvaru



$$F_{M \max} = \frac{M_{\max} \eta_m}{r_d}. \quad (21)$$

Vozidlo při jízdě do prudkého stoupání pojede relativně pomalu, proto lze ve vztahu pro celkový převodový poměr (10) úplně zanedbat odpor vzduchu O_v . Zato odpor stoupání O_s bude v tomto případě maximální. Tedy maximální převodový poměr se určí jako

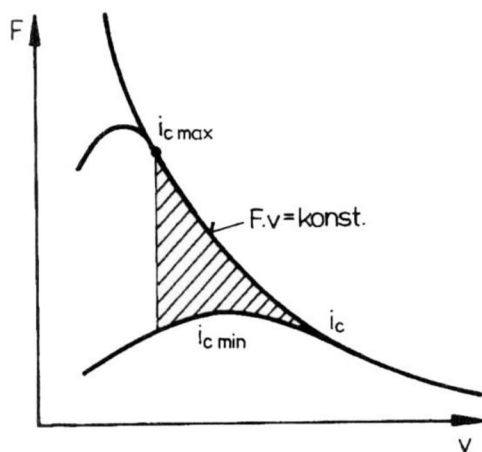
$$i_c = \frac{O_v + O_{s \max}}{F_{M \max}}. \quad (22)$$

První metoda určení maximálního převodu je s výhodou použita pro terénní automobily. Zde bývá požadavek na minimální rychlost v_{\min} (většinou kolem 5 km/h) při otáčkách motoru, které odpovídají maximálnímu točivému momentu $n_{M \max}$. Výsledný vztah je ve tvaru

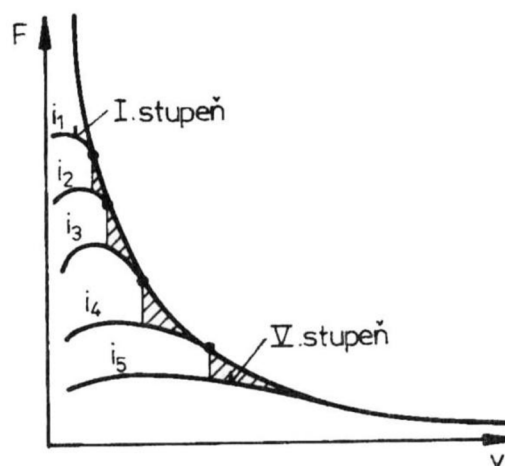
$$i_{c \min} = 0,377 \frac{n_{M \max} r_d}{v_{\min}}. \quad (23)$$

1.3 Odstupňování převodovky

Toto základní odstupňování krajními převody nestačí na všechny potřeby jízdy vozidla. Proto znovu využijeme diagram F - v s hyperbolou konstantního výkonu. Pokud by vozidlo bylo vybaveno bezstupňovou převodovkou s plynule měnícím převodovým číslem, změna převodu by se řídila právě křivkou konstantního výkonu. Stupňovou převodovkou se k této křivce snažíme co nejvíce přiblížit a kopírovat její průběh. Vykreslením krajních převodů ke křivce konstantního výkonu (Obr. 1.4) můžeme pozorovat velkou šrafovanou plochu, která ukazuje nevyužitý výkon motoru.



Obr. 1.4 Dvoustupňový převod v diagramu F - v [3]



Obr. 1.5 Pětistupňový převod v diagramu F - v [3]

Je tedy zřejmé, že vložení dalších převodů mezi krajní převody je nutností. Obecně platí, že čím více převodových stupňů je použito, tím lepší je využití výkonu motoru. Na druhou stranu nesmí být až příliš převodových stupňů z důvodu větší náročnosti na obsluhu, velikosti převodovky, konstrukční náročnosti a také ekonomiky výroby. Na obrázku (Obr. 1.5) je F - v diagram převodovky s pěti stupni. V porovnání s dvoustupňovou převodovkou (Obr. 1.4)



využívá pětistupňová mnohem lépe výkon motoru v celém rozsahu rychlostí a zajišťuje větší jízdní komfort.

Existuje podmínka pro maximální přípustný poměr dvou po sobě jdoucích převodů q_{max} . Ta vychází ze situace, že vozidlo jede do stoupání s plně sešlápnutým pedálem akcelarátoru na maximální otáčky motoru n_{max} , potom pro přeřazení na vyšší rychlostní stupeň tyto otáčky nesmějí klesnout pod $n_{M max}$ odpovídající maximálnímu točivému momentu motoru. Pokud by toto nebylo splněno, došlo by po přeřazení na vyšší rychlostní stupeň při snížení rychlosti k poklesu točivého momentu a tím k dalšímu snižování rychlosti, až do zastavení. Matematicky se podmínka vyjádří takto:

$$q_{max} \leq \frac{n_{max}}{n_{M max}}. \quad (24)$$

Pro návrh správného odstupňování se využívá dvou základních způsobů.

1.3.1 GEOMETRICKÉ ODSUPŇOVÁNÍ

Geometrické odstupňování je charakteristické tím, že poměry dvou po sobě jdoucích převodů q jsou stejné, neboli

$$q = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_3}{i_4} = \dots = \frac{i_{z-1}}{i_z} = konst., \quad (25)$$

kde z je číslo nejvyššího rychlostního stupně a i_1, i_2, \dots, i_z je převodový poměr jednotlivých rychlostních stupňů.

Tato závislost lze také napsat ve tvaru

$$i_1 = i_2 q = i_3 q^2 = i_4 q^3 = \dots = i_z q^{z-1}. \quad (26)$$

Krajní převodová čísla i_1 a i_z známe z předchozího postupu určení. Pokud známe také počet rychlostních stupňů z , pak z rovnice (26) plyne

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_1}{i_z}} = \sqrt[z-1]{\frac{i_{max}}{i_{min}}}, \quad (27)$$

a pro ostatní převody platí vztah

$$i_2 = \frac{i_1}{q}; i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{i_1}{q^2}; i_4 = \frac{i_3}{q} = \frac{i_1}{q^3}; i_{z-1} = \frac{i_{z-2}}{q} = \frac{i_1}{q^{z-2}}. \quad (28)$$

Může také nastat situace, kdy známe poměr dvou po sobě jdoucích převodů a potřebujeme určit počet převodových stupňů. K tomu využijeme rozsah rychlostních stupňů, pro který platí

$$R_i = \frac{i_1}{i_z} = q^{z-1}. \quad (29)$$

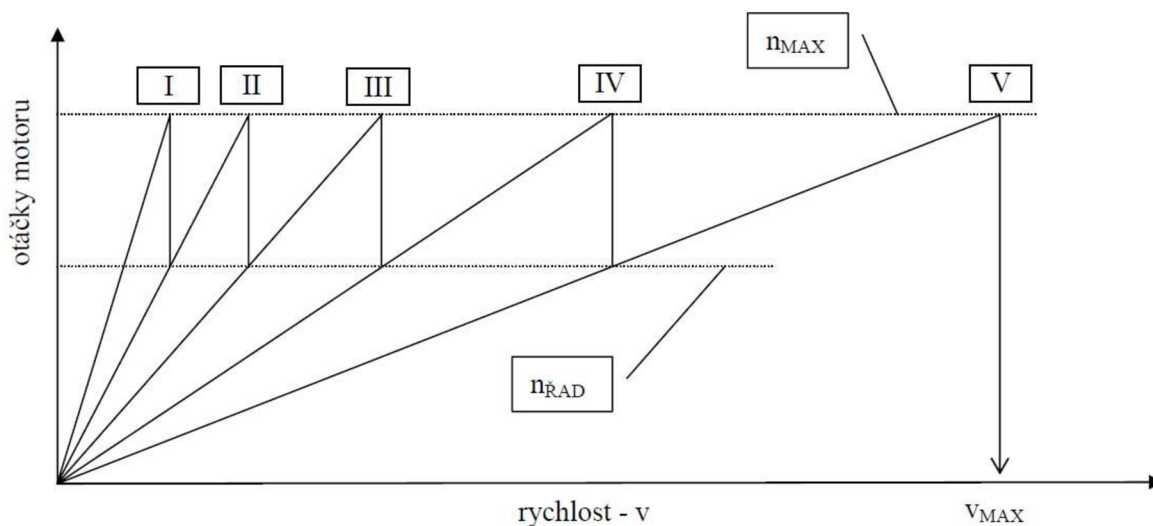


Logaritmováním a následnou úpravou této rovnice lze vyjádřit vztah pro počet rychlostních stupňů

$$z = \frac{\log R_i}{\log q} + 1. \quad (30)$$

Vypočítaný počet převodových stupňů je nutno zaokrouhlit na nejbližší vyšší číslo a tím se po přepočítání nepatrně změní hodnota poměru dvou po sobě jdoucích převodů.

Dobrou představu o určeném odstupňování udává tzv. pilový diagram. Je to závislost rychlosti vozidla na otáčkách motoru při jednotlivých rychlostních stupních. Pilový diagram umožňuje odečíst rychlosti při řadicích a maximálních otáčkách při určitém rychlostním stupni. Na obrázku (Obr. 1.6) je příklad geometrického odstupňování pětistupňové převodovky. Zde je vidět nevýhoda tohoto odstupňování, totiž poměrně veliký rozdíl v maximální rychlosti na čtvrtý a pátý rychlostní stupeň. Tento problém odstraňuje progresivní odstupňování.



Obr. 1.6 Geometrické odstupňování pětistupňové převodovky [6]

1.3.2 PROGRESIVNÍ ODSUPŇOVÁNÍ

Toto odstupňování je charakteristické tím, že poměr dvou po sobě jdoucích převodů není konstantní, jak tomu bylo u geometrického odstupňování. Tedy poměr q je proměnný a je zmenšující se pro zvyšující se rychlostní stupeň

$$q_{1-2} > q_{2-3} > q_{3-4} > \dots > q_{(z-1)-z}. \quad (31)$$

Čili platí také

$$\frac{i_1}{i_2} > \frac{i_2}{i_3} > \frac{i_3}{i_4} > \dots > \frac{i_{z-1}}{i_z}. \quad (32)$$



Proto se zavádí stupeň progresivity y , který dává do relace dva sousední poměry po sobě jdoucích převodů, který se nejčastěji volí jako konstantní, tedy

$$y = \frac{q_{1-2}}{q_{2-3}} = \frac{q_{2-3}}{q_{3-4}} = \frac{q_{3-4}}{q_{4-5}} = \dots = \frac{q_{(z-2)-(z-1)}}{q_{(z-1)-z}} = konst., \quad (33)$$

S využitím předchozích rovnic platí také

$$q_{1-2} = y q_{2-3} = y^2 q_{3-4} = \dots = y^{z-2} q_{(z-1)-z} = y \frac{i_2}{i_3} = y^2 \frac{i_3}{i_4} = \dots = y^{z-2} \frac{i_{z-1}}{i_z}. \quad (34)$$

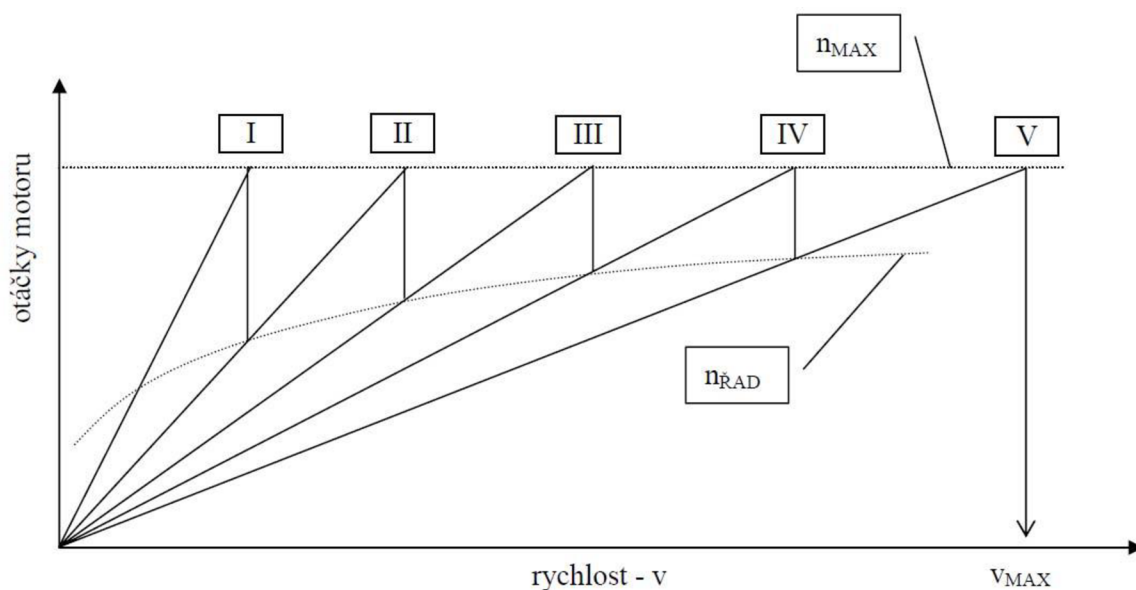
Převody jednotlivých rychlostních stupňů se počítají ze vztahů

$$i_2 = \frac{i_1}{q_{1-2}}; i_3 = \frac{i_2}{q_{2-3}}; i_{z-1} = \frac{i_{z-2}}{q_{(z-2)-(z-1)}}; i_z = \frac{i_{z-1}}{q_{(z-1)-z}}. \quad (35)$$

Pro určení stupně progresivity y využijeme vztah pro rozsah rychlostních stupňů dle rovnice (5). Dosazením za krajní převody, následnou úpravou a vyjádřením dostaneme

$$y = \frac{z^2 - 3z + 2}{2} \sqrt{\frac{R_i}{q_{(z-1)-z}^{z-1}}}. \quad (36)$$

Pro tento výpočet stupně progresivity je třeba vypočítat rozsah rychlostních stupňů R_i s využitím známých krajních převodů podle rovnice (5). Dále se musí zvolit nejmenší poměr dvou po sobě jdoucích převodů $q_{(z-1)-z}$ a počet rychlostních stupňů z . Pilový diagram progresivního odstupňování pro pětistupňovou převodovku je na obrázku (Obr. 1.7). Rozdíl rychlostí při maximálních otáčkách mezi čtvrtým a pátým převodovým stupněm je zde mnohem menší než u geometrického odstupňování.



Obr. 1.7 Progresivní odstupňování pětistupňové převodovky [6]

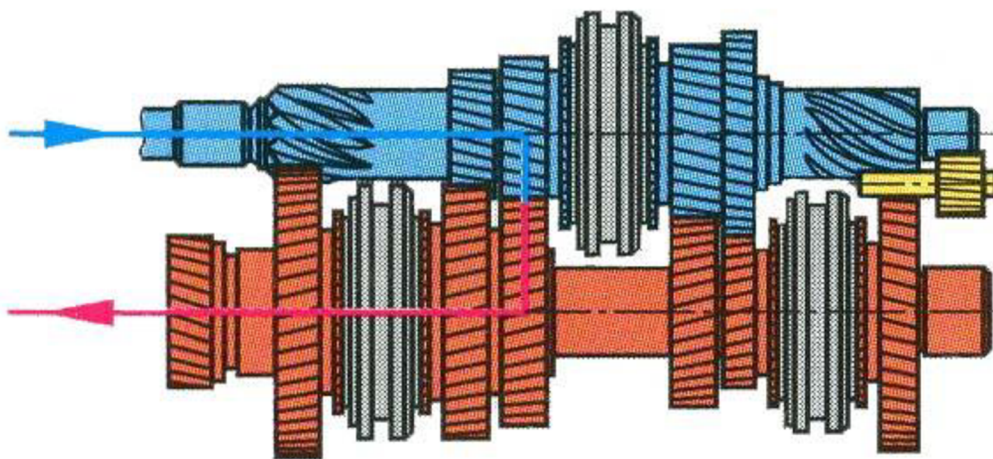


2 ZÁKLADNÍ TYPY MANUÁLNÍCH PŘEVODOVEK

Nejvíce používané manuální převodovky v automobilovém průmyslu jsou takzvané hřídelové převodovky, kde je točivý moment přenášen z hnacího hřídele jedním či více ozubenými soukolími na hnany hřídel. Podle počtu hřídelů můžeme rozlišit převodovky dvouhřídelové a tříhřídelové. Tato kapitola byla zpracována pomocí [1] až [3], [7] a [8].

2.1 DVOUHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

Skládají se z hnacího (vstupního) hřídele a předlohového hřídele, který je zároveň hřídelem výstupním. Každý z hřídelů je osazen několika ozubenými koly, která jsou trvale v záběru s koly na druhém hřídeli, a počet těchto soukolí odpovídá počtu převodových stupňů. Jedno kolo převodového stupně je pevně spojeno na hřídeli, zatímco druhé se volně otáčí a přenos síly se neuskutečňuje. Až zapojením zubové spojky dojde ke spojení kola a hřídele. Přenos točivého momentu je uskutečňován vždy jen jedním soukolím, proto účinnost tohoto systému je vysoká, přibližně 99% (účinnost jednoho soukolí, ztráty v ložiscích jsou zanedbány). Zpětný převod je realizován posuvným kolem, kterým se změni smysl otáčení výstupního hřídele. Dvouhřídelová převodovka je používána u automobilů s motorem u hnací nápravy (nejčastěji motor uložený vpředu s přední poháněnou nápravou), jedná se o tzv. blokovou konstrukci. Je používána pro motory s menšími výkony a tam, kde není potřeba jemné odstupňování. Nevýhoda jsou velké konstrukční rozměry, proto je nepoužitelná pro více převodových stupňů. Grafické zobrazení dvouhřídelové převodovky je na obrázku (Obr. 2.1).



Obr. 2.1 Schéma dvouhřídelové převodovky [9]

Účinnost čelního ozubeného soukolí je závislá na mnoha faktorech. Mezi nimi je především součinitel tření (ten je určen drsností boků zubů a vlastnostmi mazacího oleje), modul ozubení, roztečná kružnice a úhel sklonu zubu. Účinnost soukolí η_o vyjádřený v procentech se spočítá pomocí ztrátového výkonu P_Z na ozubeném soukolí, tedy

$$\eta_o = 100 - P_Z . \quad (37)$$

Ztrátový výkon P_Z je určen jako procento ztrátového příkonu



$$P_Z = \frac{50\mu}{F} \frac{H_k^2 + H_p^2}{H_k + H_p}, \quad (38)$$

kde μ je součinitel tření, F je součinitel druhu čelního ozubení, H_k je součinitel velikosti kola a H_p je součinitel velikosti pastorku.

Pro čelní ozubení se šikmými zuby platí pro součinitel druhu čelního ozubení F následující vztah

$$F = \frac{\cos[\arctan(\tan \alpha \cos \beta)]}{(\cos \beta)^2}, \quad (39)$$

kde α je úhel záběru soukolí a β je úhel sklonu zubu na roztečném válci.

Součinitel velikosti kola H_k je určen rovnicí

$$H_k = (i + 1) \left[\sqrt{\left(\frac{D_a}{D}\right)^2 - (\cos \alpha)^2} - \sin \alpha \right], \quad (40)$$

kde i je převodový poměr soukolí, D_a je hlavová kružnice kola a D je roztečná kružnice kola.

Podobným způsobem se určí součinitel velikosti pastorku H_p

$$H_p = \frac{i + 1}{i} \left[\sqrt{\left(\frac{d_a}{d}\right)^2 - (\cos \alpha)^2} - \sin \alpha \right], \quad (41)$$

kde d_a je hlavová kružnice pastorku a d je roztečná kružnice pastorku.

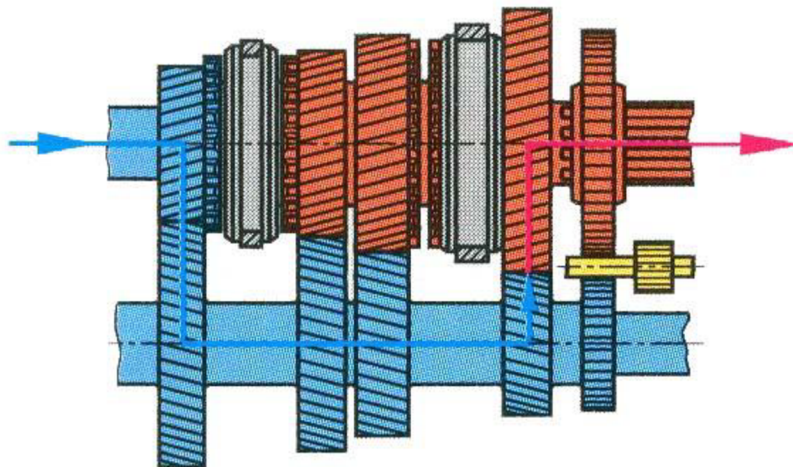
2.2 TŘÍHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

Druhá používaná konstrukce převodovky je se třemi hřídeli. Vstupní hřídel je souosý s výstupním a k nim je rovnoběžný předlohový hřídel (Obr. 2.2). Přenos točivého momentu je realizován dvěma ozubenými soukolími, kde první soukolí je mezi vstupním a předlohovým hřídelem, které je stále v záběru a obě kola jsou pevně spojena s hřídelem, a druhý převod přenáší moment dále na výstupní hřídel. Na předlohovém hřídeli jsou kola druhého převodu většinou pevně spojena s hřídelem, druhé kolo převodu se může na výstupním hřídeli volně otáčet. Převodů mezi předlohou a výstupem je více a každý z nich charakterizuje výsledný převodový stupeň převodovky. Řazení jednotlivých stupňů se většinou provádí synchronizační zubovou spojkou, ta ozubené kolo pevně spojí s výstupním hřídelem a je umožněn přenos síly až na výstup převodovky. Kvůli dvěma převodům je účinnost této převodovky menší než dvouhřídelové, obvykle se pohybuje v rozmezí 96% až 98%, protože účinnosti jednotlivých soukolí η_o se násobí, tedy vztah pro účinnost tříhřídelové převodovky η_t při zanedbání účinnosti ložisek je

$$\eta_t = \eta_{o1} \eta_{o2}, \quad (42)$$

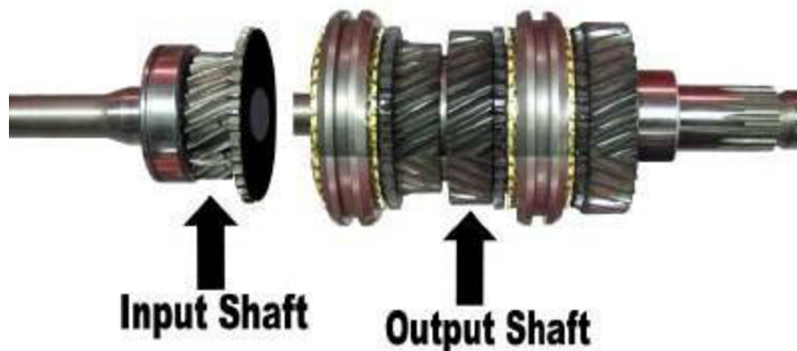


kde η_{o1} je účinnost jednoho páru ozubených kol a η_{o2} je účinnost druhého páru ozubených kol.



Obr. 2.2 Schéma tříhřídelové převodovky [9]

Výjimku tvoří přímý záběr, kdy se spojí vstupní a výstupní hřídel přímo zubovou spojkou. V tomto případě se přenos momentu neuskutečňuje žádným soukolím, převodový poměr je roven jedné, nevznikají žádné ztráty v ozubení, a proto účinnost dosahuje 100%. Tento přímý záběr umožňuje speciální uložení obou hřídelů. Výstupní hřídel je uložen přímo ve vstupním přes válečkové nebo jehlové ložisko (Obr. 2.3). Pro menší konstrukční rozměry je vnitřní kroužek ložiska tvořen čepem výstupního hřídele a vnější kroužek tvoří díra vstupního hřídele. Na první pohled se tedy zdá, že oba hřídele jsou jeden celek.



Obr. 2.3 Uložení výstupního a vstupního hřídele [10]

Tříhřídelové převodovky se používají pro přenos větších výkonů a pro větší počet rychlostních stupňů. Protože převodovka nemění smysl otáčení ze vstupu na výstup, je užívaná pro tzv. standardní pohon, kdy motor, převodovka a hnaná náprava jsou za sebou (např. motor vpředu a hnaná zadní náprava).

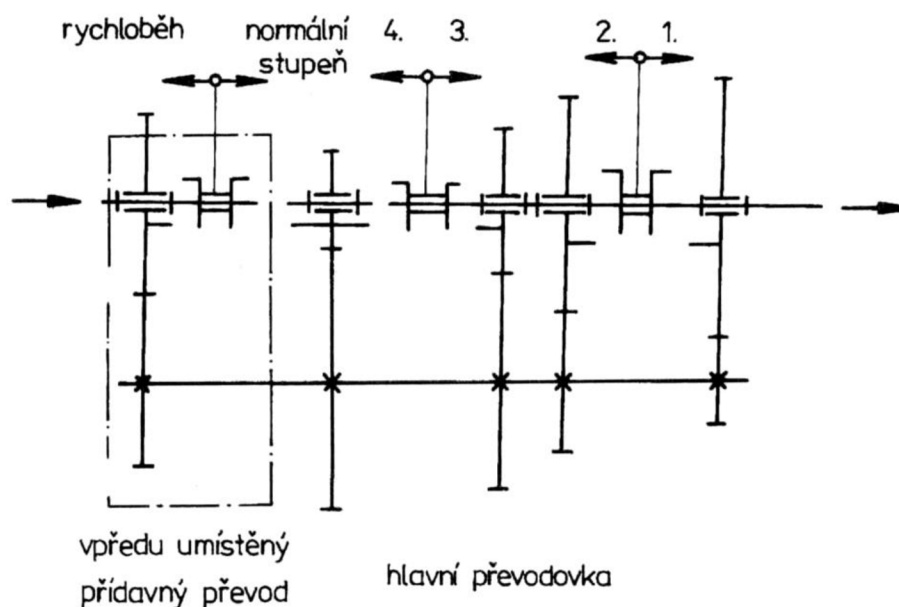
Konstrukční uspořádání, jako je na (Obr. 2.2), je použitelné maximálně do sedmi rychlostních stupňů, další navyšování převodů by mělo za následek příliš velké rozměry. Takovým převodovkám se říká jednoskupinové.



2.2.1 VÍCESKUPINOVÉ PŘEVODOVKY

Víceskupinové převodovky mají osm až šestnáct převodových stupňů při malém zvětšení celkových rozměrů. Jak už název napovídá, skládají se ze dvou či více jednoskupinových převodovek a jejich převody se navzájem kombinují k dosažení žádaného převodového poměru.

Jako příklad můžeme vzít dvouskupinovou převodovku (Obr. 2.4) se čtyřstupňovou převodovkou jako hlavní část a předřazený (či vzadu umístěný) přidavný převod (dvoustupňová převodovka), který zdvojnásobuje počet převodových stupňů. Výsledná převodovka tak má osm rychlostních stupňů při malé hmotnosti a malých rozměrech. Přidavný převod je obvykle konstruován tak, že základní čtyři převody rozděluje přibližně napůl. Taková převodovka ovšem klade i větší nároky na obsluhu, kdy ke klasickému řazení přibude ještě ovládání přidavného převodu. To je většinou realizováno páčkou na řadicí páce, kdy řidič před samotným řazením hlavní části převodovky přesune páčku do požadované polohy a po rozpojení spojky dojde k samočinnému elektropneumatickému zařazení předlohy.



Obr. 2.4 Dvouskupinová převodovka s vpředu umístěným převodem [3]

Při kombinaci vpředu umístěného přidavného převodu, hlavní převodovky (čtyřstupňová) a vzadu umístěného přidavného převodu vznikne převodovka třískupinová s celkem šestnácti převodovými stupni. Ta je použitelná u nákladních automobilů převážejících velmi těžké náklady a je nutno co nejvíce využít výkon motoru. Nevýhodou ale může být menší účinnost, protože točivý moment může být přenášen až čtyřmi soukolími. Druhou nevýhodou je náročnost na obsluhu, kdy při přeřazení na další rychlostní stupeň mohou být ovládány až tři řadicí prvky najednou. To lze částečně odstranit sekvenčním řazením a o kombinaci převodů se stará elektronika. Takové řešení zase zvyšuje nároky na řadicí ústrojí.

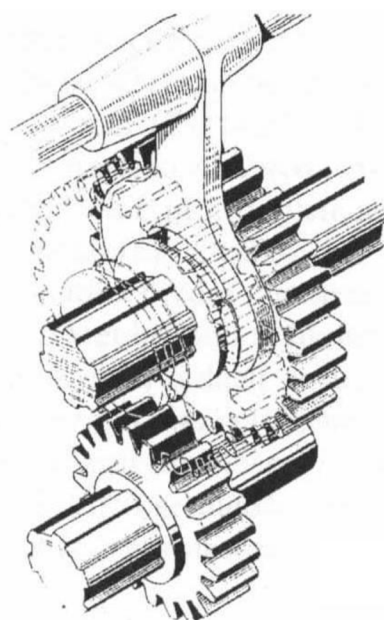


3 ZÁKLADNÍ FUNKČNÍ SYSTÉMY PŘEVODOVKY

Převodovka jako celek je tvořena mnoha systémy, jako je například synchronizační systém, řadicí ústrojí, zařazení zpětného chodu a podobně. V této kapitole se budu snažit vysvětlit základní princip nejdůležitějších systémů a jejich rozmanitá konstrukční řešení, která se v průběhu času prosadila. Tato kapitola byla zpracována pomocí [1] až [3] a [9] až [16].

3.1 SYNCHRONIZAČNÍ SYSTÉM

Nejzajímavější a zároveň nejdůležitější část převodovky je synchronizační systém. Ten zajišťuje vřazení požadovaného kola do záběru se svým odpovídajícím kolem a následným přenosem točivého momentu na výstup převodovky. Historicky první a nejjednodušší systém je posunutí kola na drážkovaném hřídeli do záběru s k němu odpovídajícím kolem, tzv. bezsynchronní řazení (Obr. 3.1). Aby se tak vůbec uskutečnilo, řazení šlo plynule bez použití velké síly, nevznikaly rázy na ozubení a nedošlo k poškození kol, musí se nejdříve vyrovnat obvodové rychlosti obou kol. To je u systému posuvných kol velký problém. Při řazení na vyšší stupeň se po rozpojení spojky musí hřídel zpomalit. To se děje samovolně vlivem odporů v převodovce, ale pro rychlejší přeřazení se musí sepnout spojka při vyřazené rychlosti, hřídel se zpomalí pomocí motoru, jehož otáčky klesají rychleji, a po opětovném rozepnutí spojky se může zařadit vyšší rychlost. V případě řazení na nižší stupeň se naopak hřídel musí zrychlit. Toho dosáhneme tzv. meziplynem, kdy při vyřazeném rychlostním stupni sepneme spojku a mírně sešlápneme plyn akcelérátoru. Při dalším sešlápnutí spojkového pedálu už je možné zařadit nižší rychlostní stupeň. Je zřejmé, že takový systém klade velké požadavky na obsluhu, přeřazení je složité a zdlouhavé. Další nevýhodou je nutnost použít přímé ozubení kol.

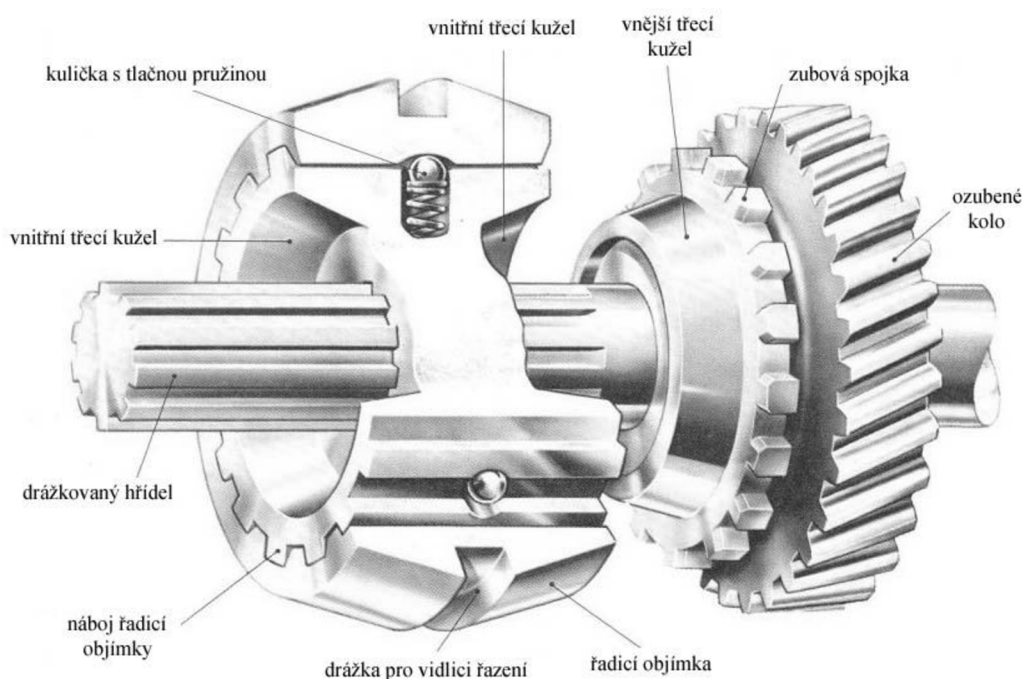


Obr. 3.1 Bezsynchronní řazení [1]



3.1.1 SYNCHRONIZACE S PRUŽNĚ OMEZENOU SILOU

Další vývoj tohoto systému tedy byl zaměřen na odstranění těchto nedostatků. Nejvýznamnějším pokrokem byla myšlenka, že soukolí bude trvale v záběru, ale jedno kolo se bude volně otáčet na hřídeli. To pak bude připojováno zubovou spojkou k hřídeli, která umožní přenos točivého momentu. Trvalý záběr soukolí dovolil použít místo přímého například šikmé ozubení (dnes nejpoužívanější) či šípové ozubení (jehož autorem je automobilka Citroën). Použitím šikmých zubů se dosáhne větších přenesených sil a zároveň klidnější a tišší chod, nevýhoda ovšem je vznik axiálních sil působících na hřídel. Axiální síly se navzájem vyruší při použití šípového ozubení, zde je však problém s výrobou zubů a tím také zvýšení nákladů. Dalším výrazným krokem vpřed je použití třecích kuželových spojek na synchronizaci otáček hřídele s volně se otáčejícím kolem.



Obr. 3.2 Synchronizace s pružně omezenou silou [11] (obrázek opatřen českými popisky)

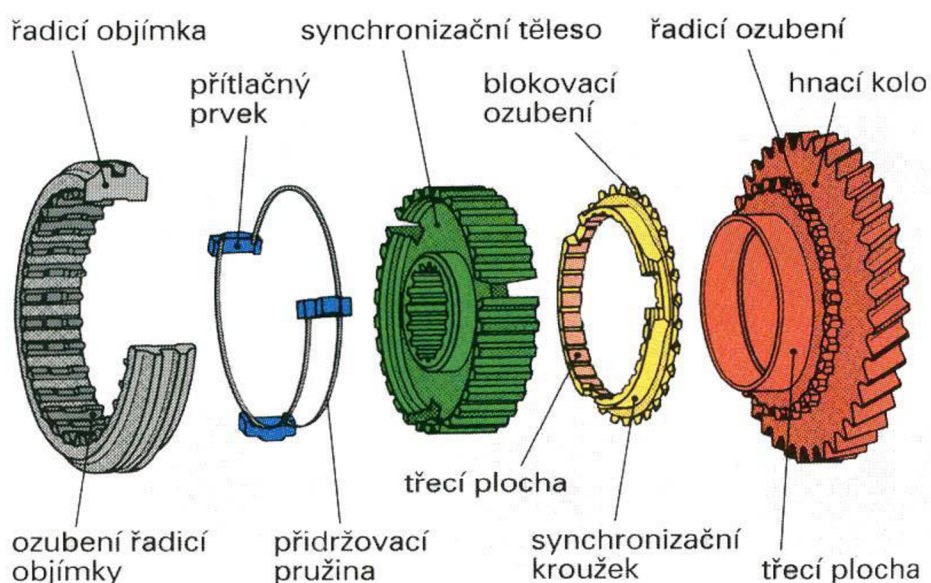
Jako první generaci a základ všech synchronizovaných převodovek můžeme označit synchronizaci s pružně omezenou silou (Obr. 3.2). Jednu část tvoří ozubené kolo s vnějším třecím kuželem a zuby zubové spojky, to vše tvoří jeden celek (také může být vyrobeno z jednoho kusu). Druhá část se skládá z řadící objímky s vnitřním ozubením, která je nasunutá na náboji řadící objímky. Ta je posuvně uložena na drážkovaném hřídeli a je na ni vnitřní třecí kužel. Řadící objímka je na náboji posuvná a jejímu samovolnému posuvu brání několik po obvodu náboje uložených kuliček s vinutou tlačnou pružinkou, které zapadají do vnitřní obvodové drážky objímky. Na objímce je další, tentokrát vnější, drážka, do které zapadá vidlice řazení. Posunem této vidlice dojde k posuvu objímky s nábojem na drážkovaném hřídeli, až dojde k dotyku obou třecích kuželů. Tření způsobí vyrovnání otáček hřídele a ozubeného kola, rychlost této synchronizace závisí na přítlačné síle. Maximální přítlačná síla je určena kuličkami s pružinou, větší síla zatlačí kuličky do náboje, objímka se volně přesune a zapadne do ozubení na synchronizovaném kole. Dojde tak k mechanickému spojení kola a hřídele, tím je řazení převodového stupně dokončeno.



Nedostatek systému s pružně omezenou silou napovídá už jeho název. Při zvětšování řadicí síly se na třecí kužely přenesou stále stejná přitlačná síla, což nevede ke zkrácení času synchronizace otáček. Dříve, než se otáčky stačí vyrovnat, řadicí objímka přetlačí kuličky s pružinami a dojde k předčasnému kontaktu se zubovou spojkou kola. V takovém případě je řazení hlučné a dochází k poškozování ozubení na obou členech.

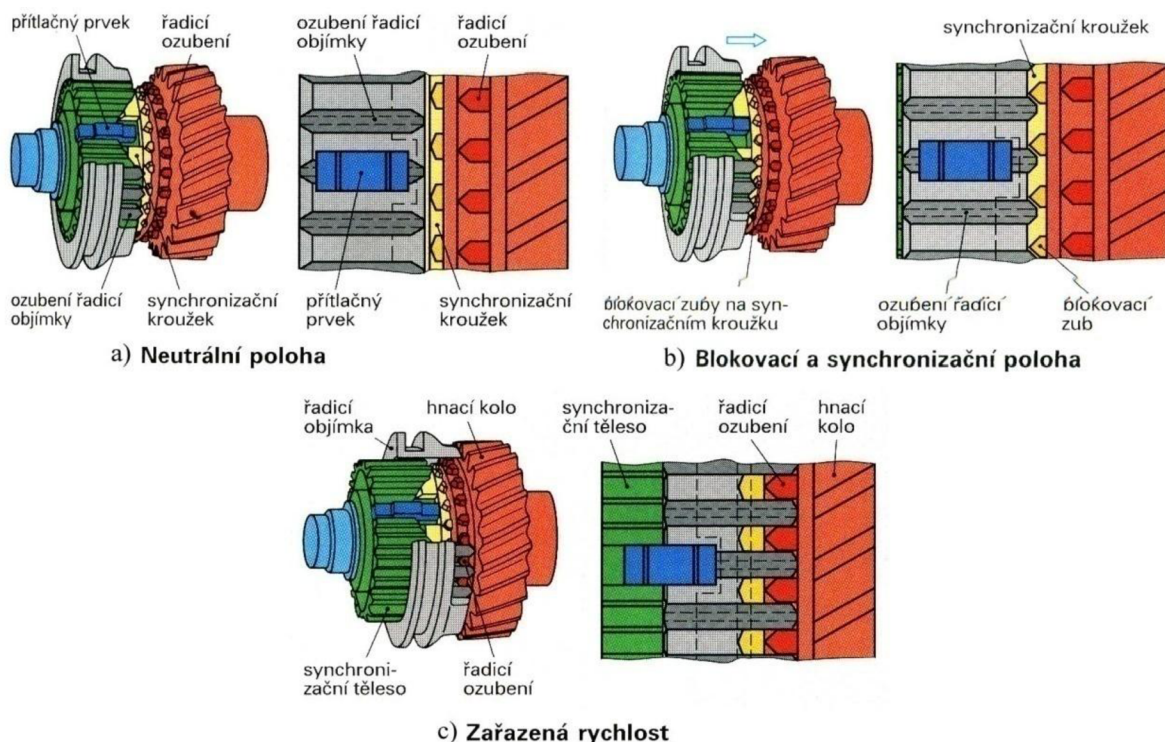
3.1.2 JIŠTĚNÁ SYNCHRONIZACE S BLOKOVACÍM KROUŽKEM

Předčasnému zařazení je zabráněno u jištěné synchronizace. Takový systém nedovolí řazení dříve, než jsou otáčky spojovaných součástí vyrovnány. Přehled všech částí jištěné synchronizace s blokovacím kroužkem je na obrázku (Obr. 3.3).



Obr. 3.3 Jištěná synchronizace s blokovacím kroužkem [9]

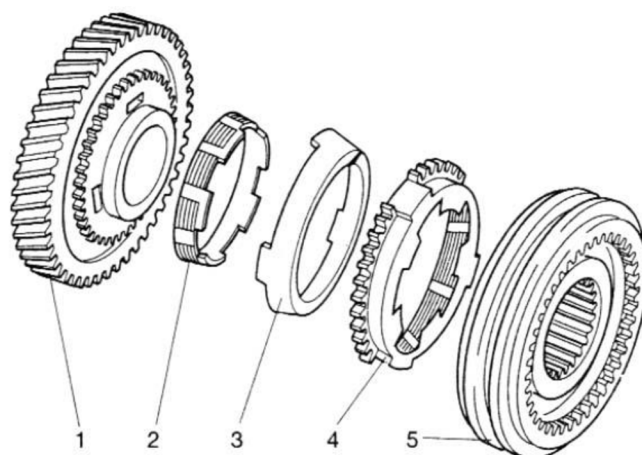
Funkce je zobrazena ve třech krocích na obrázku (Obr. 3.4). Na rozdíl od předchozího systému se v tomto případě synchronizační těleso axiálně neposouvá po hřídeli a ani nemá třecí kužel (třecí kužel je nyní na synchronizačním kroužku). Tyto funkce jsou nahrazeny synchronizačním kroužkem s jisticím ozubením. Další odlišnost je nahrazení kuliček s pružinami třemi jisticími tělisky s pružnými kroužky. Tělíska jsou umístěna v synchronizačním tělese a pružnými kroužky jsou tlačena do vnitřní drážky řadicí objímky, čímž ji drží v základní poloze. Posunutím řadicí objímky směrem ke zvolenému ozubenému kolu rychlostního stupně dojde také k posunutí tělísek. Čelo jisticího tělíska se opře o synchronizační kroužek, ten dosedne svým třecím kuželem na kužel ozubeného kola. Tak vznikne brzdící moment, který pootočí vnější ozubení synchronizačního kroužku proti ozubení objímky. Pokračujícím pohybem objímky dojde k přetlačení pružných kroužků a tělíska se zatlačí do synchronizačního tělesa. Boky zkosení obou ozubení na sebe dosednou, čímž se může přenést větší přitlačná síla na třecí kužele. Jakmile dojde k vyrovnání otáček, brzdící moment působící na kroužek zanikne a poté je možné přesunout vnitřní ozubení objímky přes ozubení kroužku a řadicí ozubení ozubeného kola. Tím je rychlostní stupeň zařazen.



Obr. 3.4 Funkce jištěné synchronizace [9]

3.1.3 DVOJITÁ SYNCHRONIZACE

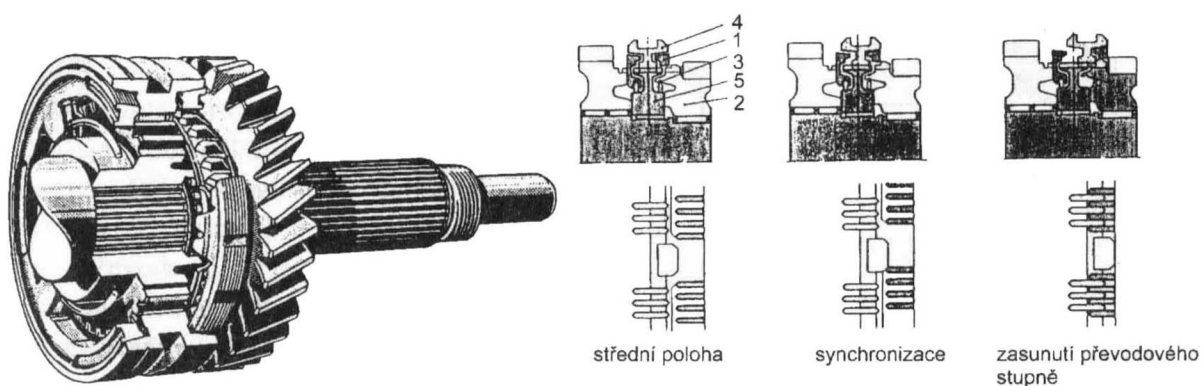
Obdobou a určitým vylepšením předchozího funkčního systému je dvojitá synchronizace, kterou používá koncern Volkswagen (Obr. 3.5). Na ozubeném kole rychlostního stupně chybí třecí kužel. Ten je nahrazen vnitřním synchronizačním kroužkem, který má vnější třecí kužel a může se vůči kolu volně otáčet i axiálně posouvat. Vnitřní kroužek zapadá svým vedením do vnějšího synchronizačního kroužku s vnitřním třecím kuželem, proto se otáčí společně. Mezi nimi se nachází prstenec s vnitřní i vnější třecí plochou, ten zapadá vedením do drážek ozubeného kola, otáčejí se stejně, ale prstenec se může axiálně posouvat. Postup řazení je následující. Posunem řídicí objímky směrem ke kolu se vysunují jisticí tělíska, která axiálně posunují vnější synchronizační kroužek (obdobně jako jištěná synchronizace s blokovacím kroužkem). Posunem vnějšího kroužku dojde ke styku s třecí plochou prstence, který dále nabíhá na vnitřní kroužek. Tak vznikne dvojnásobná třecí plocha, proto název dvojitá synchronizace. Největšími výhodami jsou menší opotřebení třecích ploch, snížení času řazení a menší přitlačná síla. Proto je tento systém používán u prvního a druhého rychlostního stupně, kde je největší rozdíl otáček synchronizovaných součástí. Jako nevýhodu by se daly uvést větší konstrukční rozměry a více rotujících součástí.



Obr. 3.5 Dvojitá synchronizace: 1- ozubené kolo převodu; 2- vnitřní synchronizační kroužek; 3- vnější prstenc; 4- vnější synchronizační kroužek; 5- řadící objímka s tělesem [12]

3.1.4 VNĚJŠÍ SYNCHRONIZACE

Dalším druhem těchto systémů je vnější synchronizace zkonstruovaná automobilkou Mercedes-Benz (Obr. 3.6). Hlavní rozdíl od předešlých systémů je ten, že třecí kužel je většího průměru, než synchronizační ozubení. Synchronizační kroužek má vnější třecí plochu a je opatřen vnitřním synchronizačním ozubením, které je v základní poloze ve stálém záběru se synchronizačním ozubením kola převodového stupně. Do této výchozí polohy je kroužek tlačěn prstencovou pružinou. Posunem řadící objímky, která je opatřena vnitřním třecím kuželem, dojde k náběhu třecích ploch. Vznikne brzdny moment, který mírně pootočí synchronizační kroužek o vůli, která je mezi zuby synchronizačního ozubení kroužku a kola, a boky zubů se o sebe zapřou. Tak dojde k blokaci zařazení řadící objímky. Po vyrovnání otáček se přitlačnou silou kroužek pootočí zpět, řadící objímka posune kroužek dále po synchronizačním ozubení kola a objímka se může volně zasunout do unášecího ozubení kola. Dojde tak ke tvarovému spojení kola a hřídele přes objímku a synchronizační těleso a tím k přenosu sil. Největší výhoda této konstrukce spočívá ve větším průměru třecí plochy, což umožní rychlejší synchronizaci otáček a menší přitlačnou sílu při stejném synchronizačním momentu.

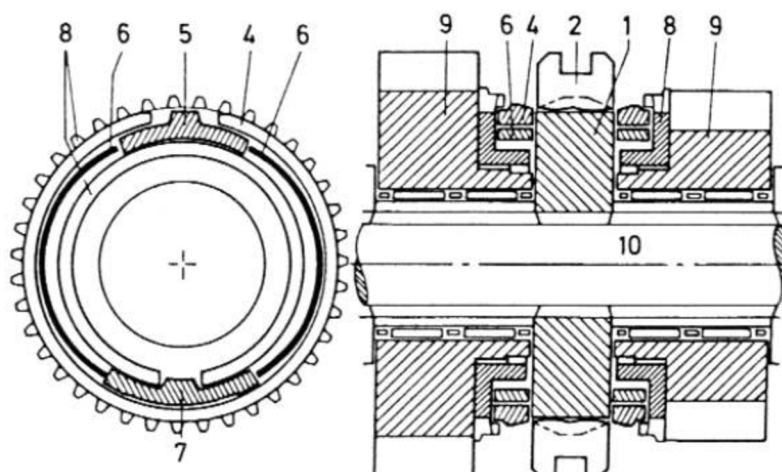


Obr. 3.6 Vnější synchronizace: 1 – clonící kroužek; 2 – ozubené kolo; 3 – prstencová pružina; 4 – řadící objímka; 5 – těleso řadící objímky [3]



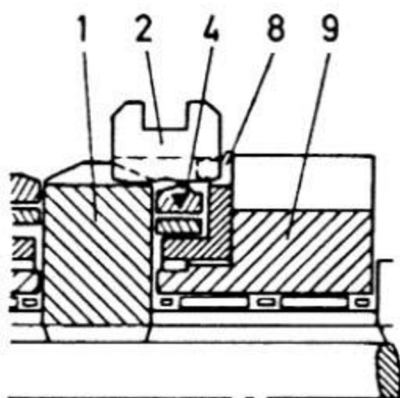
3.1.5 BLOKOVACÍ SYNCHRONIZACE PORSCHE SE SERVOUČINKEM

Se zajímavým konstrukčním řešením synchronizace rychlostního stupně přišla automobilka Porsche (Obr. 3.7). Zvláštností systému je to, že tření se uskutečňuje mezi vnější plochou pružného rozříznutého prstence a přímo ozubením řadičí objímky.



Obr. 3.7 Synchronizace se servoučinkem: 1- těleso synchronizace; 2- řadičí objímka; 4- synchronizační kroužek; 5- kámen; 6- blokovací pásek; 7- doraz; 8- těleso spojky; 9- ozubené kolo; 10- drážkovaný hřídel [12]

Řazení za klidu, tj. pokud se hřídel ani kolo neotáčí, je naznačeno na obrázku (Obr. 3.8). Řazením rychlostního stupně dochází k posunu řadičí objímky, která stlačuje pružný prsteneček až na průměr vnitřního ozubení. Dalším posunem dojde k záběru unášecího ozubení kola a objímky.

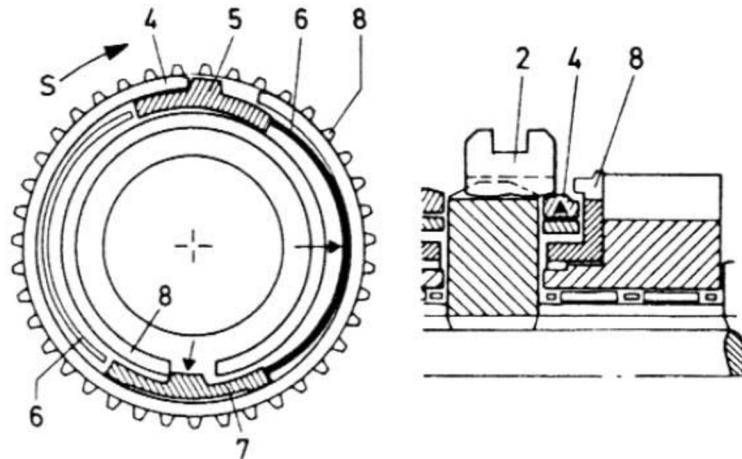


Obr. 3.8 Synchronizace se servoučinkem - řazení za klidu: 1- těleso synchronizace; 2- řadičí objímka; 4- synchronizační kroužek; 8- těleso spojky; 9- ozubené kolo [12]

Ovšem za jízdy vozidla jsou všechny tyto části v pohybu. Funkce synchronizace je vidět na obrázku (Obr. 3.9). Jakmile přesuneme řadičí objímku směrem ke kolu, dotkne se třecí plocha ozubení objímky vnější třecí plochy prstence a vznikne tak třecí moment, který pootočí prstencem. Prsteneček tak tlačí na výstupek kamene ve své mezeře. Tento kámen uvnitř prstence přitlačuje blokovací pásek na vnitřní průměr prstence, a tím se snaží prsteneček rozevřít. Pásek navíc dosedá na doraz, jenž je zapřen v drážce tělesa spojky, a díky zkosnému boku také



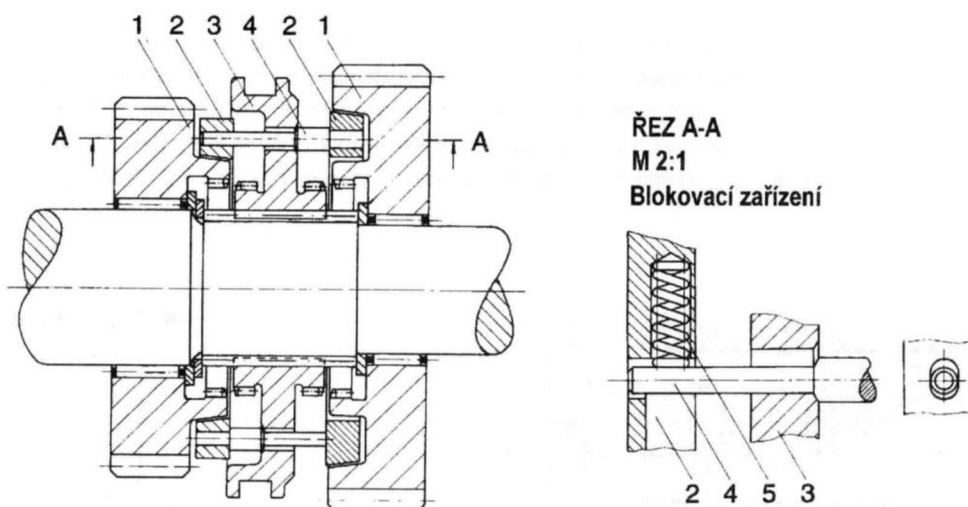
působí silou na prsteneček, který rozevívá. Snaha prstence rozevívát se je v rozporu se stlačováním prstence řadící objímkou. Tak vzniká velká přitlačná síla na třecí plochy a tím synchronizace obou celků. Po vyrovnání otáček zanikne třecí moment, prsteneček přestane klást odpor a stlačí se. Následně velice malou silou dojde k zařazení převodu. To odpovídá řazení za klidu.



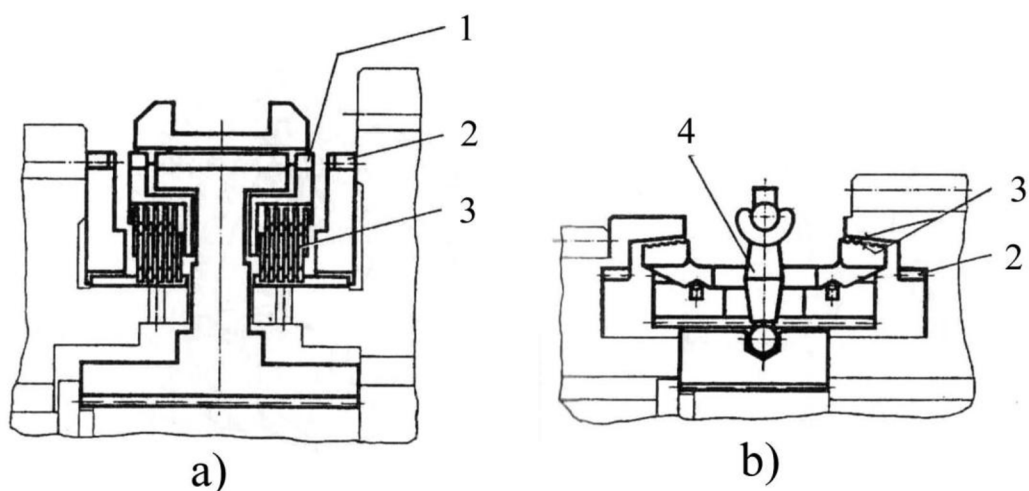
Obr. 3.9 Činnost blokovací synchronizace: 2- řadící objímka; 4- synchronizační kroužek; 5- kámen; 6- blokovací pásek; 7- doraz; 8- těleso spojky; [12]

3.1.6 DALŠÍ SYSTÉMY SYNCHRONIZACE

Dříve uvedená konstrukční řešení jsou základními druhy k pochopení problematiky synchronizace řazení. Existuje mnoho dalších systémů synchronizace, které fungují na jiných principech, či to jsou modifikace dříve uvedených konstrukcí. Na obrázku (Obr 3.10) a (Obr. 3.11) jsou znázorněny příklady nových směrů vývoje synchronizace.



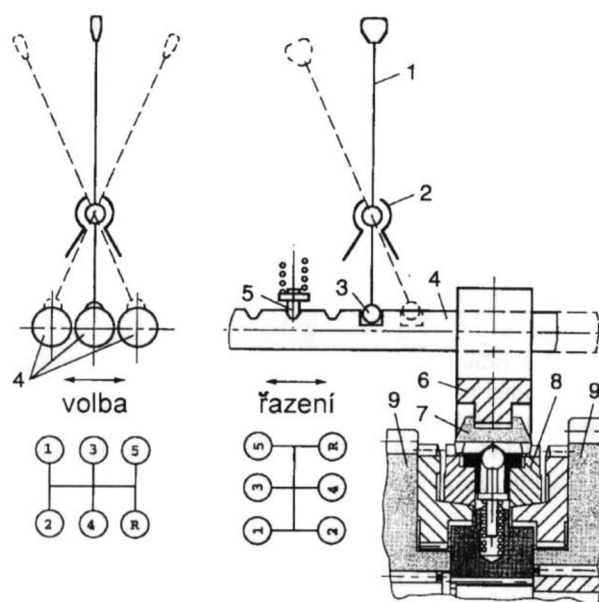
Obr. 3.10 Synchronizace s blokujícím čepem: 1- ozubené kolo; 2- synchronizační kroužek; 3- řadící objímka; 4- blokovací čep; 5- tlačná pružina [3]



Obr. 3.11 Nové systémy synchronizace a) lamelová, b) pákově zesílená: 1- blokovácí ozubení; 2- unášecí ozubení; 3- třecí plochy; 4- blokovácí plocha [3]

3.2 ŘADICÍ ÚSTROJÍ

Jak již bylo zmíněno, řazení převodových stupňů je prováděno posunutím řadicí objímky systému synchronizace. Tento pohyb je ovládán řadicí vidlicí, která zapadá do vnější drážky objímky synchronizace. Základní provedení vnitřního systému řazení v pětistupňové převodovce se třemi řadicími tyčemi je na obrázku (Obr. 3.12).



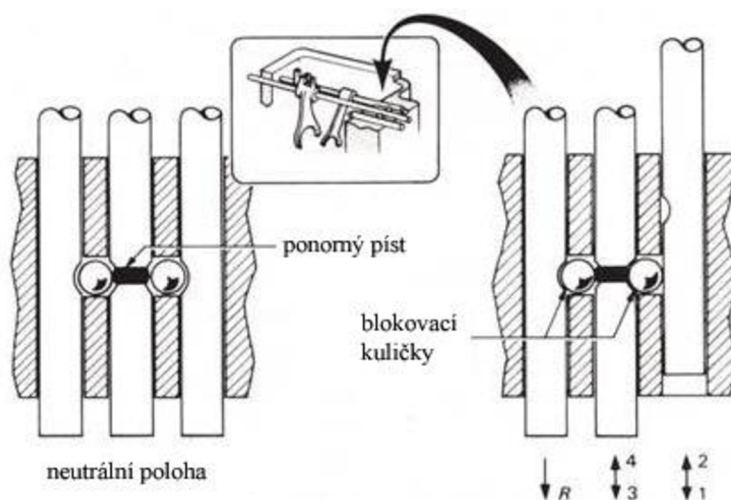
Obr. 3.12 Řadicí ústrojí pětistupňové převodovky: 1- řadicí páka; 2- kulový kloub; 3- řadicí palec; 4- řadicí tyč; 5- aretace; 6- řadicí vidlice; 7- řadicí objímka; 8- synchronizace; 9- ozubené kolo [1]

Každá vidlice umožňuje řadit dva rychlostní stupně a je připevněna k jedné řadicí tyči. Vlastní řazení se provádí pohybem řadicí páky, jejíž druhý konec v převodovce (řadicí palec) zapadá



do výřezu tyče a posouvá tyč s vidlicí. Ta má tedy tři axiální polohy posunutí: dvě při zařazeném rychlostním stupni a jednu střední (vyřazeno). Tyč v každé z těchto poloh drží aretace. Aretace je vinutou pružinou tlačena do drážek řadící tyče a znemožňuje samovolný posun. Axiální posun tyče je tedy řadící pohyb. Dalším pohybem při řazení je tzv. volící pohyb. Ten se děje posunem řadící páky v druhém směru, při kterém se palec přesune z drážky jedné tyče do drážky tyče ovládající jiné dva rychlostní stupně. Zařazení převodu se tedy skládá z volícího pohybu (výběr tyče) a řadícího pohybu (posun tyče).

Neméně důležitá část je zajišťovací zařízení. Pokud by došlo při volícím pohybu k nepřesnému vybrání řadící tyče, mohlo by se stát, že řadící palec bude zasahovat do drážek dvou tyčí. Následným řadícím pohybem dojde k řazení dvěma vidlicemi dvou rychlostních stupňů. To je velice nebezpečná situace, kdy by mohlo dojít k závažnému poškození synchronizací. Vznik této situace právě odstraňuje zajišťovací zařízení (Obr. 3.13). To je například tvořeno dvěma kuličkami a ponorným pístem. Kuličky zapadají do výřezů v krajních řadících tyčích a jejich vzájemná vzdálenost je určena ponorným pístem procházejícím prostřední tyčí. Tím je vymezena vůle mezi kuličkami a tyčemi. Vlastní funkce zajišťovacího zařízení je taková, že například při posunu jedné z krajních tyčí je do výřezu druhé krajní tyče zasunuta kulička, vůle tím zanikne. Poté není možné jakoukoli další tyč posunout, dokud nejsou všechny tyče v základní poloze. Obdobně systém funguje pro posun dvou tyčí najednou, vymezená vůle je přesně tak velká, že umožní pohyb jen jedné tyče.



Obr. 3.13 Zajišťovací zařízení [13] (obrázek opatřen českými popisky)

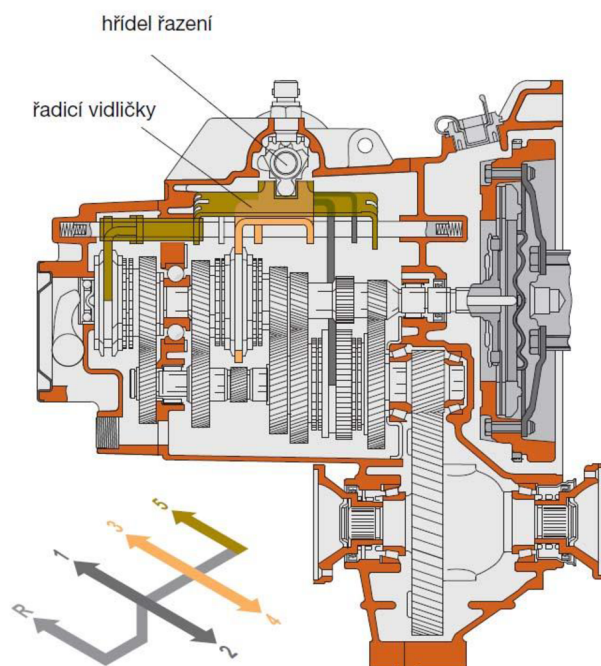
Další způsoby konstrukce řadícího ústrojí budou ukázány na převodovkách Škoda Auto.

3.2.1 MECHANICKÁ PŘEVODOVKA 02K

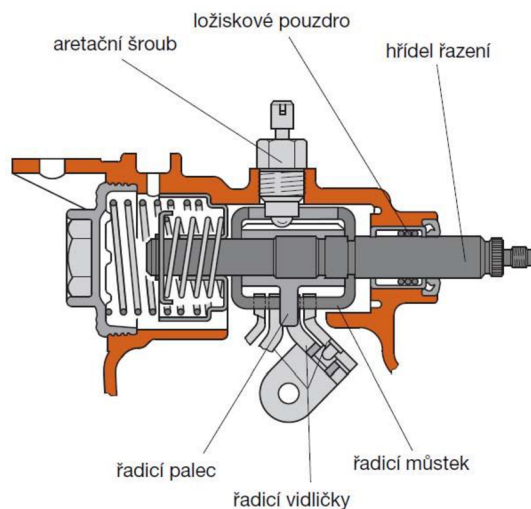
Pětistupňová převodovka 02K je montovaná do vozidel Škoda Octavia slabších motorizací. Řadící vidlice jsou uloženy na jedné společné tyči s vůlí (plovoucí). Řadící palec zapadá do drážek jednotlivých vidlic (Obr. 3.14). Volba a řazení se provádí krátkým hřídelem řazení, na němž je uchycen palec řazení (Obr. 3.15). Volící pohyb je definován jako axiální posun řadícího hřídele, kdy se palec, podobně jako u předchozího systému, posouvá do drážky správné vidlice. Řadící pohyb je uskutečněn otočením hřídele, tím palec posune vidlici a



zařadí převod. Řadicí můstek zabráňuje zařazení více vidlic a je přidržován aretačním šroubem.



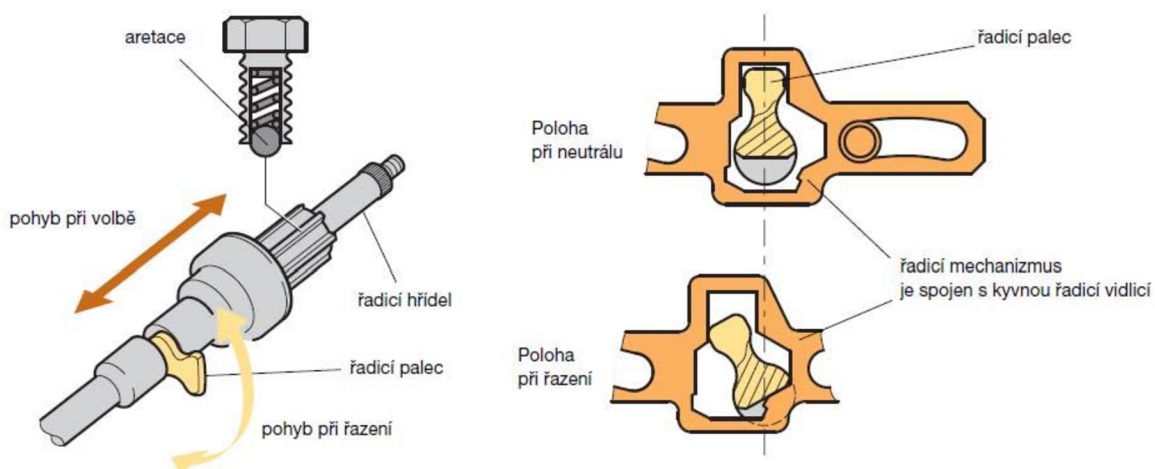
Obr. 3.14 Převodovka 02K od firmy Škoda Auto [14]



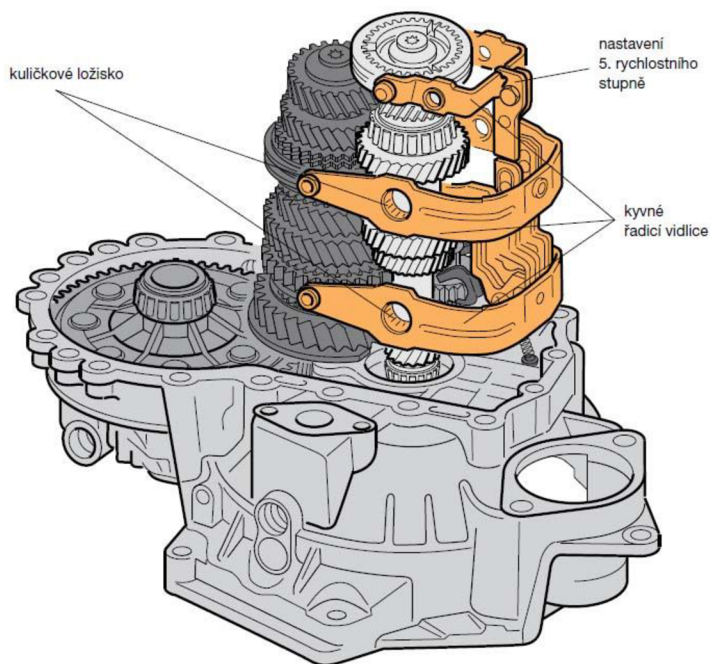
Obr. 3.15 Detail hřídele řazení [14]

3.2.2 MECHANICKÁ PŘEVODOVKA 02J

Opět pětistupňová převodovka užívaná pro vozidla Škoda Octavia osazená výkonnějšími motory. Změna oproti předchozí verzi je v řadicích vidlicích, které jsou uloženy ze stran ke skříni převodovky na kuličkových ložiscích, jsou výkyvné, a tedy není třeba použití řadicích tyčí (Obr. 3.17). Volba a řazení převodu je obdobná jako u převodovky 02K, kdy řadicí nos řadicí hřídele zapadá do mechanismu spojeného s výkyvnou vidlicí a otočením řadicí hřídele dojde k zařazení (Obr. 3.16).



Obr. 3.16 Proces řazení převodovky 02J [14]



Obr. 3.17 Uspořádání řídicích vidlic v převodovce 02J [14]

3.2.3 SEKVENČNÍ ŘAZENÍ

Je to systém řazení, který je nejvíce používán u sportovních či závodních automobilů. Řadící pohyb je vyvozen otáčením řadícího válce (Obr. 3.18). Ten má na svém obvodu drážky, do kterých zapadají řídicí vidlice. Pootočením válce dojde k pohybu vidlice na řadící tyči a zařazením rychlostního stupně. Drážka také udržuje vidlici v neutrální nebo zařazené poloze. Sekvenční řazení umožňuje pouze změnu po sobě jdoucích převodů, což může být nevýhoda.



Obr. 3.18 Řadící válec převodovky Kaps Transmission [15]

Způsobů konstrukčních provedení řadícího systému uvnitř převodovky je mnoho, proto jsem zde uvedl jen některé.

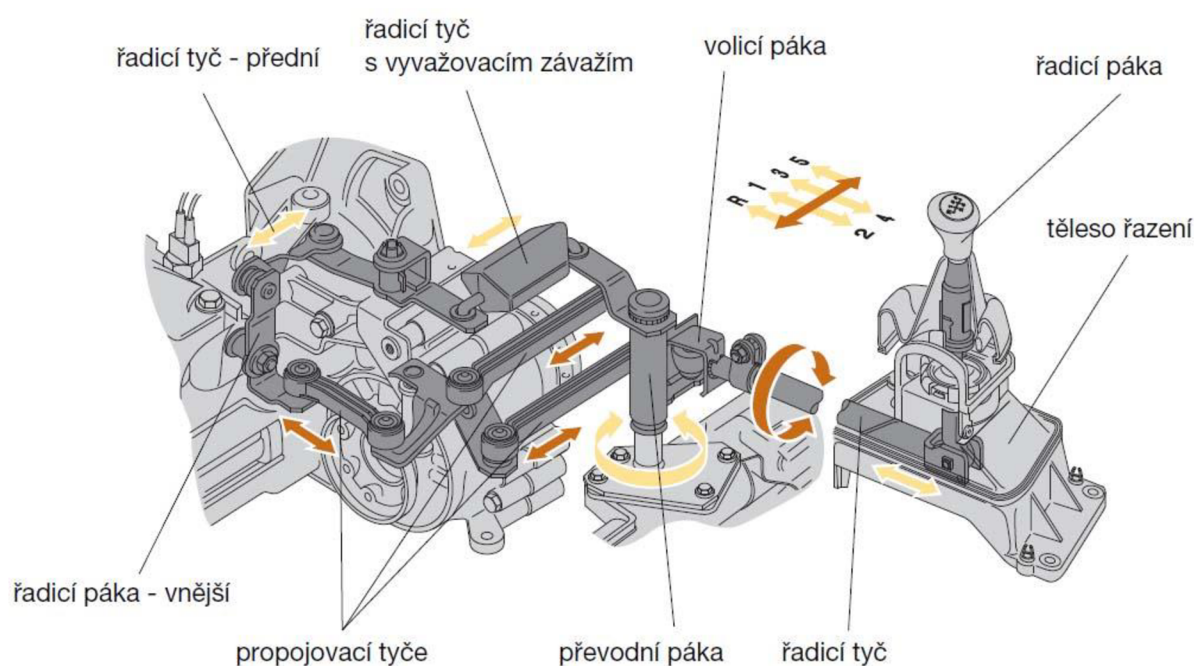


3.3 OVLÁDACÍ ÚSTROJÍ

U téměř žádného automobilu není řadicí páka připevněna přímo na víko převodovky. Je to dáno koncepcí vnitřních komponentů vozidla, kdy například při uložení motoru vpředu a přední poháněné nápravě je převodovka také vpředu a nezasahuje do prostoru posádky. Ovládací ústrojí má za úkol propojit převodovku a řadicí páku a přenést řadicí a volící pohyb k řadicímu ústrojí převodovky.

3.3.1 PŘEVOD TYČEMI

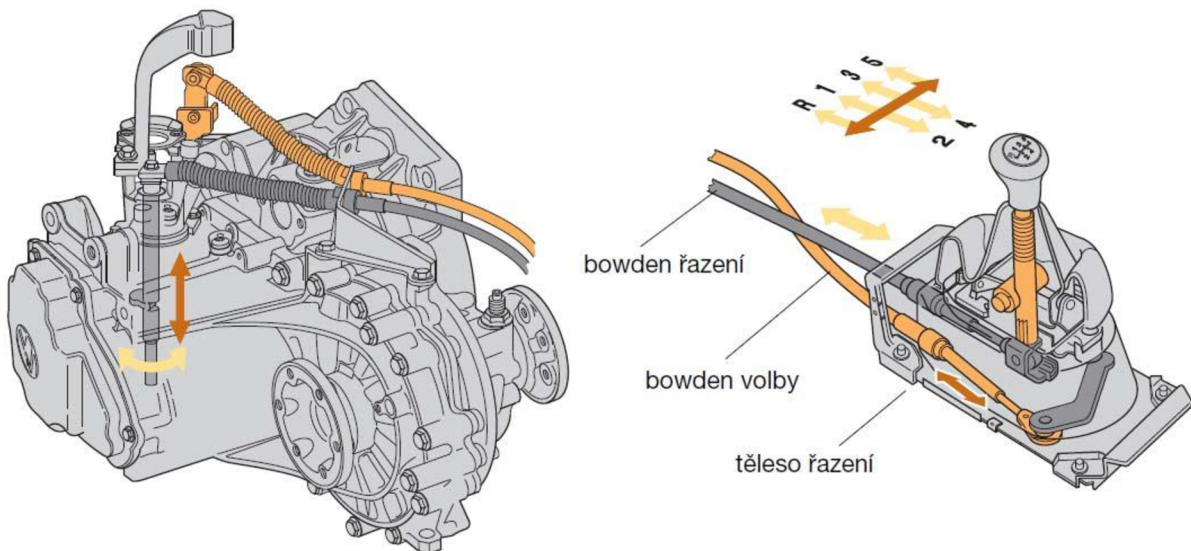
Na obrázku (Obr. 3.19) je zobrazeno ovládací ústrojí k převodovce 02K. Řadicí páka je připevněna přes kulový čep na těleso řazení středového tunelu interiéru. Pohyby řadicí páky jsou přenášeny na řadicí tyč, která se natočí při volbě a posune při řazení. Oba tyto pohyby jsou přenášeny kinematickým převodem až na víko převodovky. Propojovací tyče znemožňují přenos relativního pohybu převodovky vůči karoserii. Nevýhodou je přenos vibrací na řadicí páku interiéru.



Obr. 3.19 Ovládací převod tyčemi převodovky 02K [14]

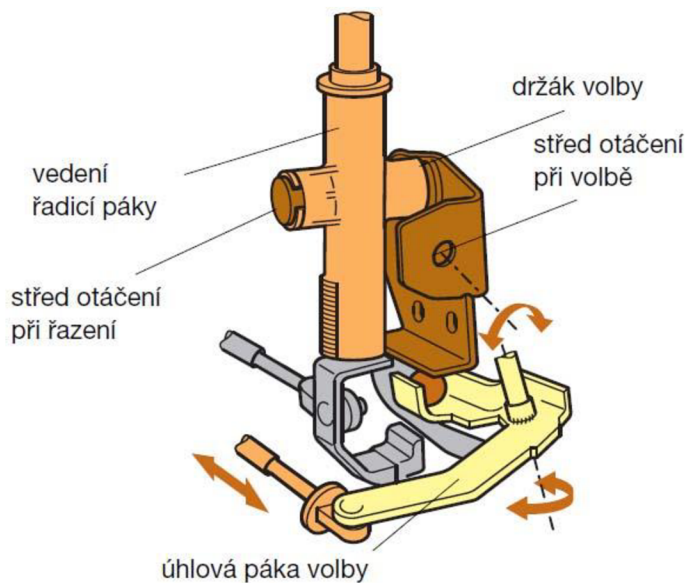
3.3.2 LANOVÝ PŘEVOD

Lanový převod (Obr. 3.20) je užíváný pro převodovku 02J a má oproti převodu tyčemi řadu výhod. Největšími z nich jsou malé konstrukční rozměry, použitelnost na dlouhé vzdálenosti a minimalizace přenosu vibrací a hluku do interiéru vozidla.



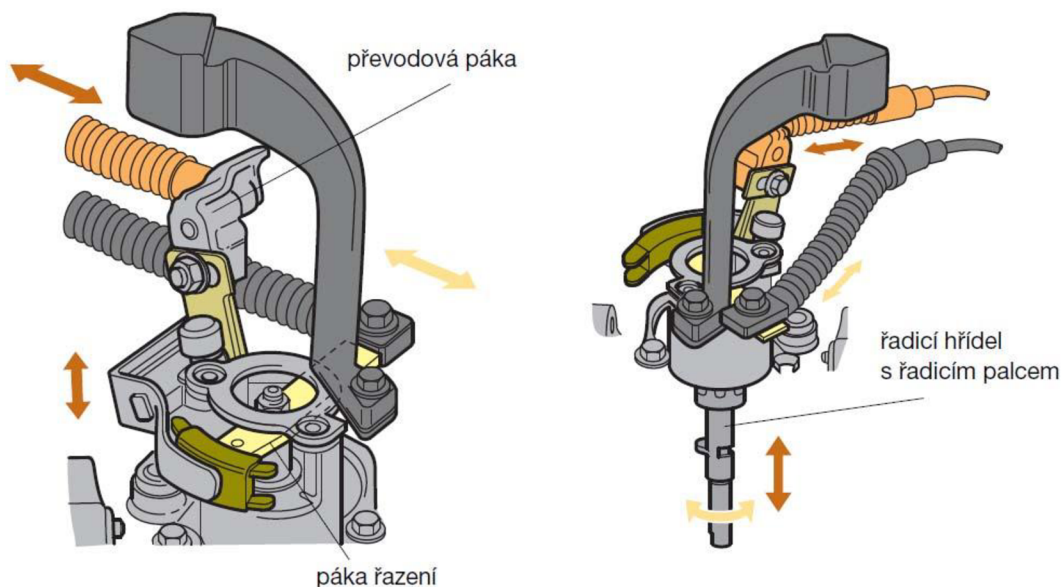
Obr. 3.20 Lanový převod ovládacích pohybů převodovky 02J [14]

Volící a řadící pohyb je převáděn na lanka v bowdenech. Volící pohyb z řadící páky je přenášen pomocí kulového čepu a úhlové páky volby na tah či tlak lanka podle obrázku (Obr. 3.21). Řadící pohyb je přenášen přímo na lanko.



Obr. 3.21 Přenos volícího pohybu přes kulový čep [14]

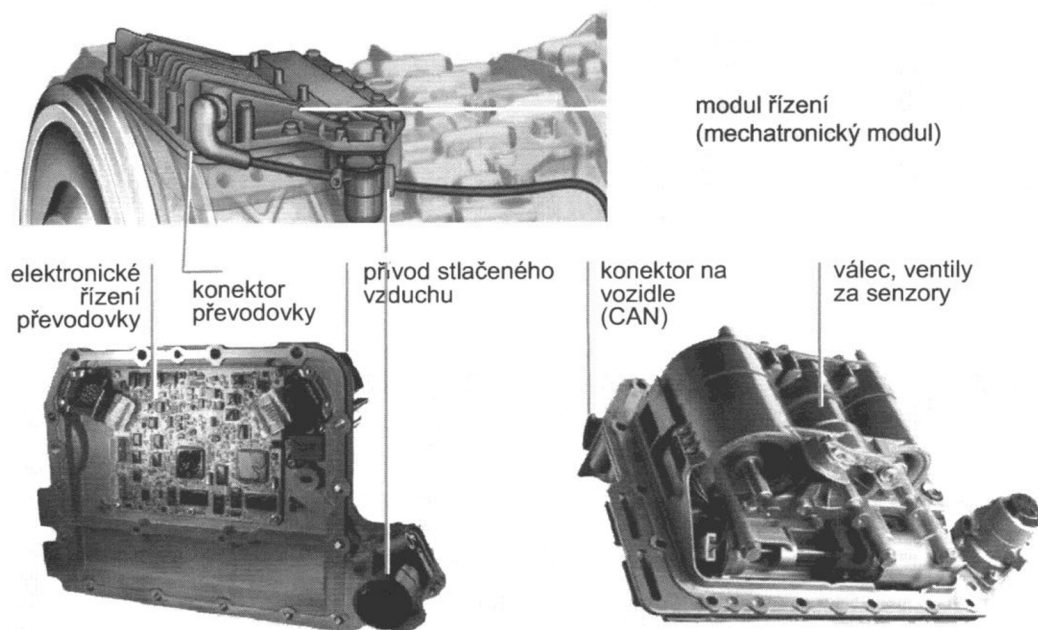
Lanový převod přenáší všechny pohyby na páky umístěné na víku převodovky (Obr. 3.22). Lanovod volby pohybuje převodovou pákou. Ta je spojena s řadícím hřídelem a posunuje jím v axiálním směru. Řadící lanovod je připojen na páku řazení, která otáčí řadícím hřídelem. Řadící palec tak zařadí požadovaný rychlostní stupeň.



Obr. 3.22 Převod řadicího a volicího pohybu na viku převodovky [14]

3.3.3 ELEKTROPNEUMATICKÉ OVLÁDÁNÍ

Dalším z mnoha typů ovládacích systémů je systém elektropneumatický. Ten se používá převážně u nákladních automobilů a autobusů. Jde o poloautomatické řazení, kdy řidič volí řadicí pákou řazení nahoru, řazení dolů, neutrál a zpětný chod. Signál o řazení je přenášen do modulu řízení převodovky. Ten pak ovládá systém se stlačeným vzduchem, který vyvodí mechanickou sílu k přeřazení rychlostního stupně uvnitř převodovky. Tento systém je například používaný pro převodovku ZF-AS Tronic (Obr. 3.23).

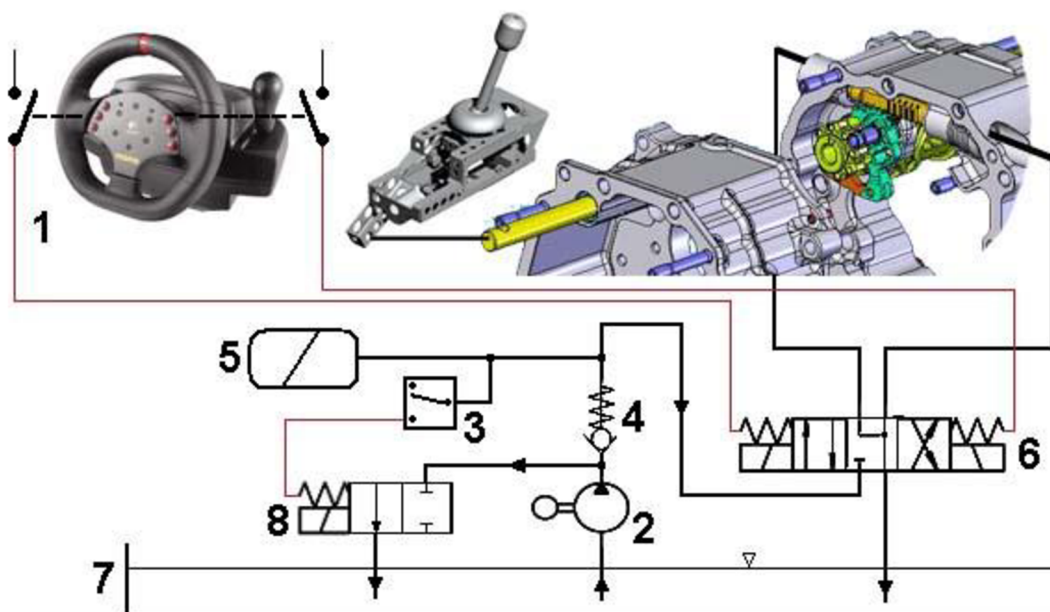


Obr. 3.23 Mechatronický modul elektropneumatického ovládaní převodovky ZF-AS Tronic [16]



3.3.4 HYDRAULICKÉ OVLÁDÁNÍ

Systém hydraulického ovládání je v zásadě stejný jako elektropneumatické ovládání, který místo stlačeného vzduchu využívá hydraulickou kapalinu. Princip bude vysvětlen na ovládání sekvenční převodovky firmy KAPS Transmission určené pro závodní vozy.

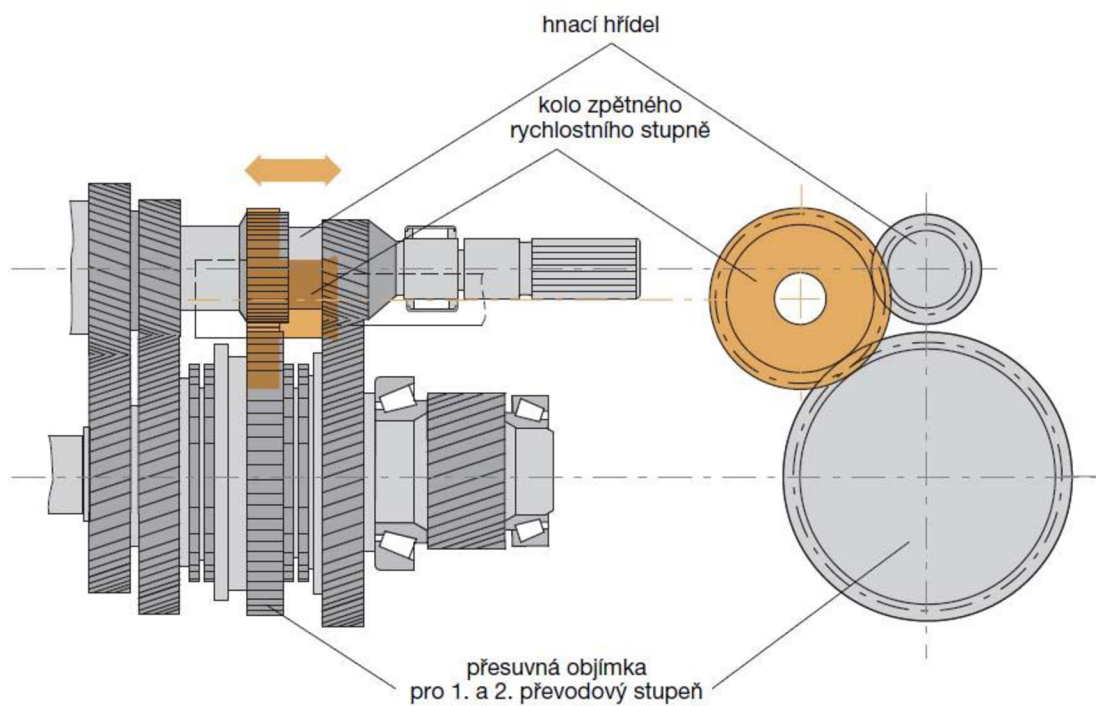


Obr. 3.24 Schéma hydraulického ovládání sekvenční převodovky Kaps Transmission [15]

Na obrázku (Obr. 3.24) je zobrazeno schéma hydraulického ovládání sekvenční převodovky, které posunováním hřebenové tyče ovládá natočení řadicího válce. Zdrojem hydraulické kapaliny v obvodu je akumulátor tlaku (5), který udržuje kapalinu na tlaku 50 barů. Do akumulátoru je kapalina na tento tlak načerpána hydraulickým čerpadlem (2) ze zásobníku kapaliny (7) přes jednosměrný ventil (4). Při dostatečném tlaku v akumulátoru sepne tlakové relé (3), které ovládá odlehčovací ventil (8) pro odvod přebytečné kapaliny zpět do zásobníku. Hydraulické čerpadlo je poháněno motorem vozidla, což nepatrně snižuje celkovou účinnost. Stisknutím páčkami pod volantem se ovládá hydraulický rozbočovač. Ten rozvádí tlak hydraulické kapaliny na příslušné písty na hřebenové tyči. Ta je posouvána a přes hřebenové ozubení otáčí řadicím válcem. Tak dojde k přeřazení převodu.

3.4 ŘAZENÍ ZPĚTNÉHO CHODU

Řazení zpětného chodu je většinou řešeno přesuvným kolem s přímým ozubením, které se vřadí mezi dvě ozubená kola (Obr. 3.25). Tím propojí vstupní a výstupní hřídel a změní smysl otáčení. Zpětný chod u většiny automobilů není synchronizován. To je z důvodu, že k řazení dochází při stojícím vozidle, proto není třeba synchronizovat otáčky. Pro úsporu místa je jedno ozubené kolo zpětného chodu vyrobeno na obvodu synchronizačního kroužku prvního a druhého rychlostního stupně.



Obr. 3.25 Řazení zpětného chodu převodovky 02K [14]



4 DVOUTOKÉ PŘEVODOVKY

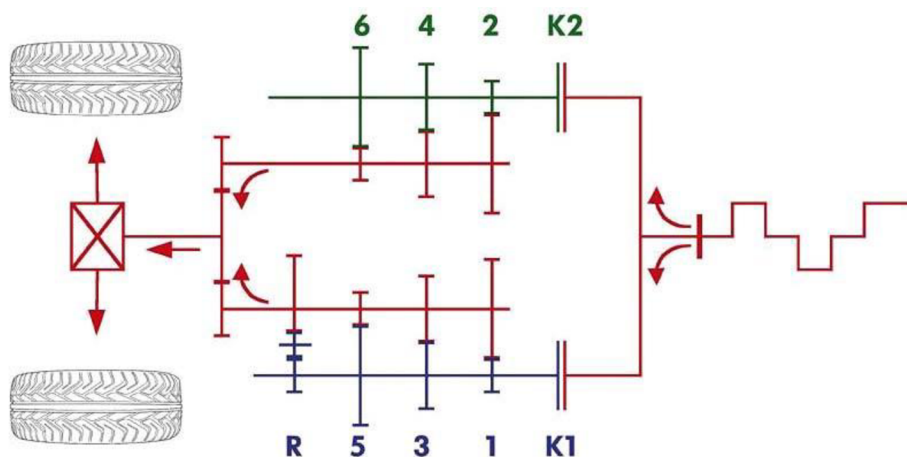
Dvoutoké převodovky začínají být v dnešní době stále více žádaným produktem. Proto se jejich vývojem začíná zabývat více automobilek a výrobců převodovek. Jedná se o poloautomatickou převodovku, která může být přepnuta do plně automatického režimu. Všechny druhy dvoutokých převodovek pracují na stejném principu, proto základní funkční systémy budou vysvětleny na DSG převodovce, která se v současnosti nejvíce prosadila. Tato kapitola byla zpracována pomocí [1] až [3] a [17] až [26].

4.1 DSG PŘEVODOVKA

Tato převodovka byla vyvinuta koncernem Volkswagen a společností BorgWarner. Zkratka DSG je odvozena od anglického pojmenování Direct Shift Gear (respektive z německého Direktschaltgetriebe). Je to převodovka, která v sobě snoubí účinnost a nízkou spotřebu mechanické převodovky s jízdním komfortem převodovky automatické. Existují dvě generace, které se od sebe liší počtem převodových stupňů a použitou spojkou.

4.1.1 PŘEVODOVKA DSG-6

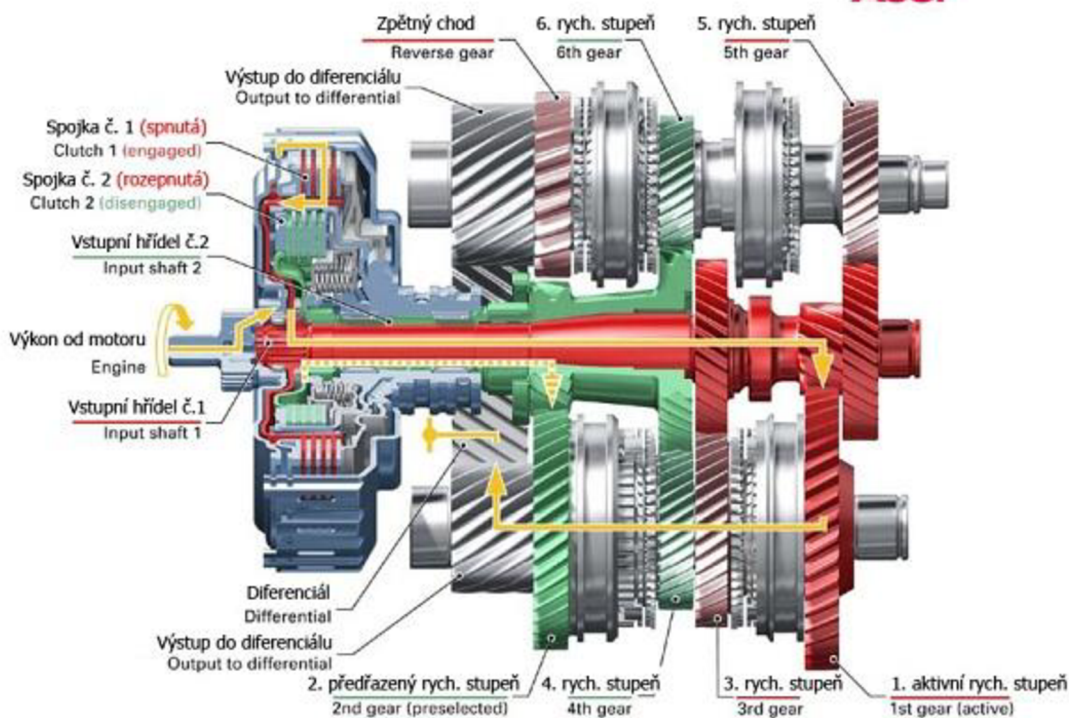
První generace, jak již název napovídá, poskytuje šest rychlostních stupňů, které mohou být zařazeny, plus samozřejmě zpětný chod. DSG-6 je určena pro uložení motoru napříč, tedy i převodovka je zastavěna ve vozidle napříč, a je určena pro maximální točivý moment motoru 350 Nm. Pevodovka DSG je jakoby tvořena dvěma paralelními převodovkami, tudíž obsahuje dva vstupní a dva výstupní hřídele (Obr. 4.1). Vstupní hřídele na první pohled vypadají jako jedna, ale není tomu tak. Jeden hřídel je dutý a jím prochází druhý hřídel. Takové řešení je použito z důvodu minimalizace rozměrů (Obr. 4.2).



Obr. 4.1 Schéma dvoutoké převodovky [18]

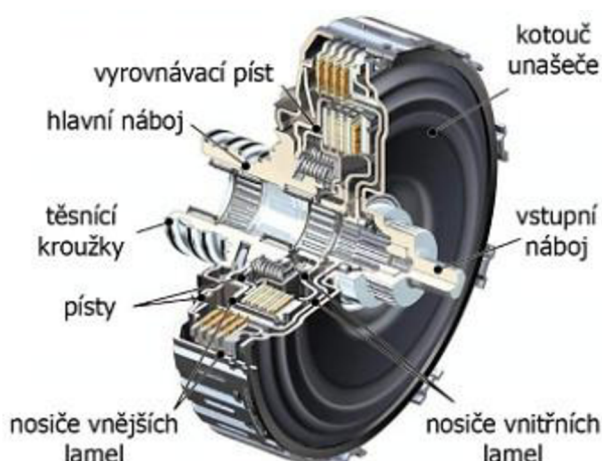


Převodovka DSG



Obr. 4.2 Funkce dvoutoké převodovky DSG [20]

Další velice důležitá část je dvojitá vícelamelová spojka (Obr. 4.3). Ta rozvádí hnací sílu z motoru na tu hřídel, na které je požadovaný rychlostní stupeň. Je tvořena dvěma lamelovými spojkami, každá ovládá jeden hřídel. Spojka pracuje v olejové lázni, která maže a chladí lamely. Tzv. mokrá spojka má delší životnost, ale je nutné zajistit cirkulaci oleje pomocí zubového čerpadla, což snižuje účinnost celé převodovky.



Obr. 4.3 Dvojitá vícelamelová spojka [20]

Vnitřní vstupní hřídel převodovky nese ozubená kola pro rychlostní stupně 1, 3, 5 a je ovládán lamelovou spojkou s větším průměrem z důvodu přenašení většího zatížení při jízdě

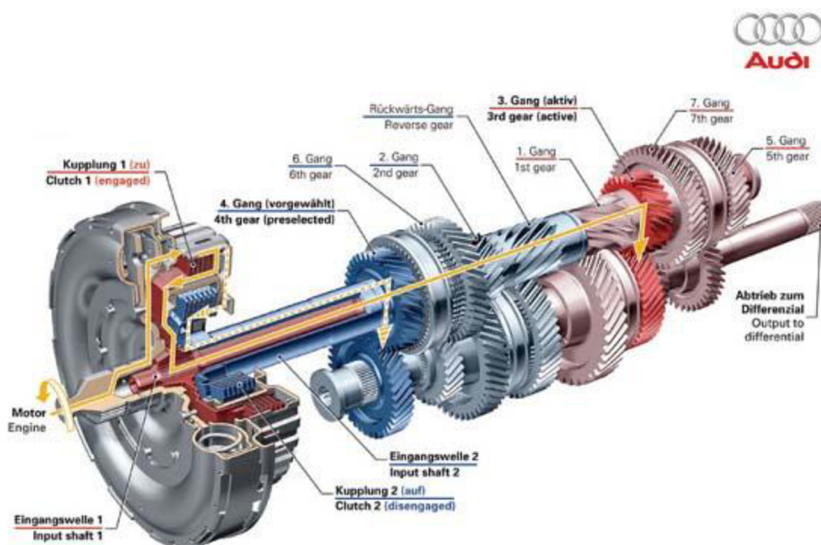


na první rychlostní stupeň. Dutá vstupní hřídel je osazena koly pro rychlostní stupeň 2, 4, 6 a zpětný chod a je ovládaná druhou částí lamelové spojky. Při jízdě je v činnosti příslušná spojka jedné hřídele, druhá je rozpojena.

Pokud je zvolen automatický systém řazení, tzn. páka řazení přepnutá do režimu D či S, pak při akceleraci řídicí jednotka převodovky předvídá další zařazení a předřadí očekávaný rychlostní stupeň na druhém nezátíženém hřídeli. Jakmile je vydán pokyn ke změně převodu, sepne se spojka druhého hřídele současně s rozpojením dříve sepnuté spojky. Na malou chvíli jsou obě spojky sepnuté a dochází k přenesení točivého momentu z jedné spojky na druhou. Takové přeřazení trvá pouhých 8 ms. Převodovka DSG ovšem umožňuje i sekvenční řazení páčkami pod volantem či řídicí pákou. Doba řazení v tomto režimu je mezi 0,3 až 0,4 sekundami. Ihned po vydání signálu přeřazení dojde k přesunutí objímky synchronizace zvoleného převodu (předřazení) a následnému přesměrování toku hnací síly pomocí spojky. Takové přeřazení platí pouze mezi sousedními rychlostními stupni nebo mezi sudým a lichým číslem převodového stupně. V případě řazení např. ze čtvrtého na druhý rychlostní stupeň musí být na malou chvíli zařazen i lichý třetí stupeň, a proto čas pro přeřazení se zvýší na 0,9 sekund. Ale i toto řazení je rychlejší než manuální řazení.

4.1.2 PŘEVODOVKA DSG-7

Druhá generace je vybavena sedmi rychlostními stupni. Převodovka DSG-7 byla určena pro podélnou zástavbu ve vozidle (např. motor vpředu se zadními poháněnými koly). Byl zachován koncept dvou vstupních hřídelů, které ale přenášejí hnací sílu na jediný výstupní hřídel (Obr. 4.4). To mělo za následek zmenšení šířky převodovky na úkor celkového prodloužení. Pro podélné uložení ve vozidle ale delší převodovka není nijak na škodu.



Obr. 4.4 DSG převodovka se sedmi rychlostními stupni [20]

Další velký rozdíl oproti první generaci je v použité spojce. Je to opět dvojitá vícelamelová, ale tzv. suchá spojka. To znamená, že nepotřebuje žádné mazání a brodění v oleji a není zde použité zubové čerpadlo oleje. Díky tomuto kroku má převodovka DSG-7 větší účinnost než DSG-6. Účinnost se vyrovná klasické manuální převodovce a některé zdroje dokonce uvádějí



nižší spotřebu paliva při použití převodovky DSG-7 pro zážehové motory, než jaká je v porovnání s tradiční manuální převodovkou. Ovšem suchá spojka má i nevýhodu, jakou je přenesení točivého momentu v maximální hodnotě 250 Nm. Další funkční systémy a činnost řazení zůstávají stejné s generací DSG-6.

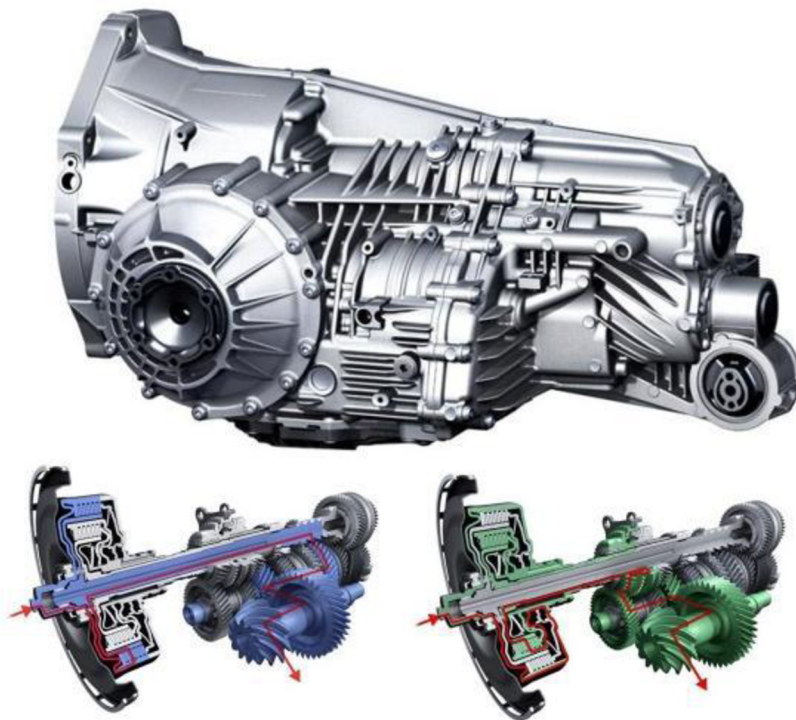
Automobilka Volkswagen také vyvinula DSG převodovku se sedmi převodovými stupni pro příčnou zástavbu (Obr. 4.5). Jde o kombinaci obou generací DSG převodovek. Na první pohled je skoro nerozeznatelná od DSG-6. Přebodovka opět disponuje dvěma výstupními hřídeli, což snižuje konstrukční délku, a je ovládána suchou dvojitou vícelamelovou spojkou pro zvýšení účinnosti. Omezující faktor pro použití ve vozidlech je opět maximální přenesený točivý moment 250 Nm.



Obr. 4.5 Přebodovka DSG-7 pro příčnou zástavbu [22]

4.2 PDK PŘEVODOVKA

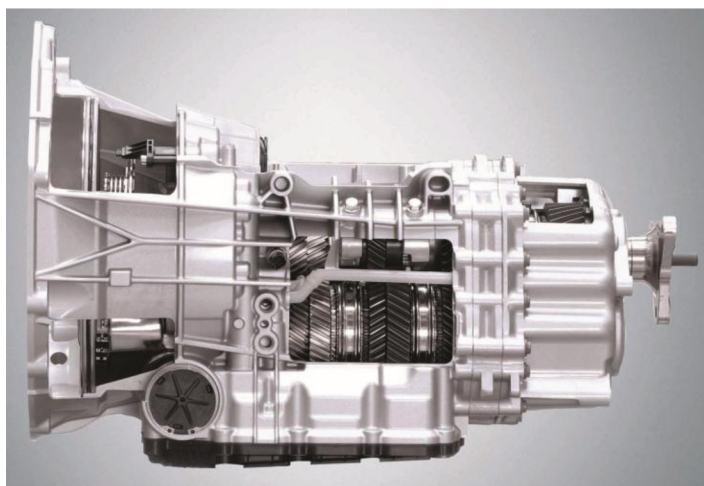
Byla to historicky první konstrukce dvoutoké převodovky, kterou měla na svědomí automobilka Porsche. PDK převodovka byla ovšem použita pouze pro závodní speciály Porsche 956 a 962. Dnešní generace této převodovky používaná u současných vozů Porsche je konstrukčně velice podobná převodovce DSG, což je vidět i z obrázku (Obr. 4.6).



Obr. 4.6 PDK převodovka od Porsche [23]

4.3 PŘEVODOVKA POWERSHIFT

Další druh dvoutoké převodovky je PowerShift, kterou vyvinula německá firma Getrag. Tato převodovka je určena pro vozy automobilky Ford, Volvo či Mitsubishi a zajímavostí je, že se mimo jiné vyrábí na východním Slovensku. Existuje několik verzí převodovky PowerShift, které jsou určeny pro různé točivé momenty (od 280 Nm do 750 Nm) a pro příčnou či podélnou zástavbu do vozidla. Na obrázku (Obr. 4.7) je příklad jedné převodovky PowerShift pro maximální točivý moment 600 Nm a pro podélnou zástavbu.



Obr. 4.7 Getrag PowerShift 7DCI600 [25]



ZÁVĚR

Tato bakalářská práce se nejdříve zabývala výpočtovými vztahy pro základní určení převodových poměrů. Nejprve se určují krajní převodová čísla, tedy maximální a minimální převodový poměr. K tomu lze využít dvou metod. První z nich je určena rychlostí vozidla a otáčkami motoru, druhá metoda vychází ze známých jízdních odporů vozidla a hnací síly motoru. Minimální převodový poměr se většinou určuje první metodou, kdy jsou známy nejvyšší otáčky motoru a požadovanou maximální rychlost. Pro maximální převodový poměr je využito druhé metody pro požadavek maximálního stoupání a hnací síly při maximálním točivém momentu motoru. Pro další převodové poměry, tedy celkové odstupňování převodovky, se většinou používá geometrické nebo progresivní odstupňování.

Práce se dále zabývala základními typy manuálních převodovek, jimiž jsou dvouhřídelová a tříhřídelová převodovka. Prvně jmenovaný typ převodovky je používán pro příčnou zástavbu do automobilu, zatímco tříhřídelová převodovka je primárně používána pro zástavbu podélnou. Tříhřídelová převodovka je nejvíce používána pro nákladní automobily, protože základní převodovka lze doplnit o přídatný převod. Tak vznikne převodovka víceskupinová s více převodovými stupni než jednoskupinová.

Velká část práce byla věnována základním funkčním systémům převodového ústrojí. Jedním z těchto systémů je synchronizace zajišťující rychlou a snadnou změnu převodového poměru. Byly popsány základní i netradiční konstrukce synchronizace, vysvětleny principy činnosti a uvedeny jejich výhody i nevýhody. V dnešní době již obsahují všechny převodovky systém synchronizace převodů. Neméně důležitým systémem je řadicí a ovládací ústrojí. Většina těchto ústrojí byla ukázána na převodovkách automobilky Škoda Auto, kde jsou vidět odlišné přístupy ke konstrukci.

Na závěr bakalářské práce byly charakterizovány dvoutoké převodovky. Princip byl vysvětlen na převodovce DSG, která je v této době nejpoužívanější dvoutoká převodovka. Ostatní druhy fungují na stejném či obdobném principu.

Podle mého názoru se bude vývoj ubírat právě směrem dvoutokých převodovek. Ty totiž splňují komfort jízdy automatické a účinnost manuální převodovky. Možnost sekvenčního řazení uspokojí i sportovně založené řidiče.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, F. *Převody motorových vozidel*. ISBN 80-239-6463-1, Nakladatelství VLK, Brno 2006.
- [2] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. *Automobily 2: Převody*. AVID, Brno 2001.
- [3] VLK, F. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. ISBN 80-239-0025-0, Nakladatelství VLK, Brno 2003.
- [4] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000.
- [5] ČECH, Jiří. *Škoda techweb: Převodová ústrojí II*. [online]. c1999-2010, 20.7.2004 [cit.2011-02-01]. <<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=436>>
- [6] NĚMEČEK, Pavel. *Kolové dopravní a manipulační stroje I: Převodovky* [online]. c2009, [cit.2011-02-05]. <<http://www.ksd.tul.cz/studenti/texty/Kdms1/2-Prevodovky+Odstupnovani.pdf>>
- [7] *AUTO.CZ: Slovník pojmů* [online]. c1997-2010, [cit.2011-02-19]. <<http://www.auto.cz/main.php?site=slovník&akce=pojem&id=171>>
- [8] *RoyMech: Gear Efficiency* [online]. poslední revize 30.4.2010 [cit.2011-04-16]. <http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Gear_Efficiency.html>
- [9] *Mechanické převodovky se synchronizací* [online]. [cit.2011-02-27]. <http://www.stredniskolarymarov.cz/soubory/htm/dokumenty/zaverecky/18_MECHANICKE%20PREVODOVKY%20SE%20SINCHRONIZACI.doc>
- [10] *R3V Limited Forums* [online]. c2000-2011, [cit.2011-02-27]. <<http://www.r3vlimited.com/board/showthread.php?t=148000&page=4>>
- [11] *Motor Era: Dictionary of Automotive Terms* [online]. c1998-2008, [cit.2011-02-27]. <<http://www.motorera.com/dictionary/SY.HTM>>
- [12] *Autoexpert, praktická dílna: Mechanické stupňové převodovky* [online]. 3.2007, [cit.2011-03-04]. <http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/03_dilna%20mechanické%20stupňové%20převodovky.pdf>
- [13] *The Gearbox (Transmission)* [online]. poslední revize 28.1.2010, [cit.2011-03-06]. <http://thecartech.com/subjects/auto_eng/Auto_eng_3.htm>
- [14] *Převodovky Škoda* [online]. 17.8.1997, [cit.2011-03-06]. <<http://www.skolahostivar.cz/DownloadPF/18.pdf>>
- [15] *ewrc.cz: Jak funguje sekvenční převodovka?* [online]. 11.6.2006, [cit.2011-03-18]. <<http://www.ewrc.cz/ewrc/show.php?id=3441>>



- [16] ZF Friedrichshafen AG. *ZF-AS Tronic – automatický převodový systém pro moderní autobusy*. [200-] [cit.2011-04-26].
- [17] ČECH, Jiří. *Škoda techweb: Přebodová ústrojí III*. [online]. c1999-2010, 20.7.2004 [cit.2011-04-01]. <<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=437>>
- [18] LITZMAN, Marek. *DSG: sekvenční řazení se dvěma spojkami (jak to funguje)* [online]. 7.2.2005 [cit.2011-04-01]. <http://www.autorevue.cz/dsg-sekvencni-razeni-se-dvema-spojками-jak-to-funguje_1>
- [19] KAPS Automatic s.r.o. *Jak řadí převodovka DSG* [online]. 15.8.2006 [cit.2011-04-09]. <<http://www.kaps.cz/news-2006.html>>
- [20] *Autolexicon.net: Přebodovka DSG* [online]. c2011 [cit.2011-04-10]. <<http://cs.autolexicon.net/articles/prevodovka-dsg>>
- [21] KAPS Automatic s.r.o. *VW DSG 7 speed* [online]. 23.2.2009 [cit.2011-04-10]. <http://www.kaps.cz/news/vw_dsg_7_speed_-946.html>
- [22] Import Volkswagen Group s.r.o. *DSG* [online]. c2006-2009 [cit.2011-04-10]. <<http://www.volkswagen.cz/technika/dsg/>>
- [23] *Autolexicon.net: PDK (Porsche Doppelkupplung)* [online]. c2011 [cit.2011-04-16]. <<http://cs.autolexicon.net/articles/pdk-porsche-doppelkupplung>>
- [24] *Autolexicon.net: PowerShift* [online]. c2011 [cit.2011-04-16]. <<http://cs.autolexicon.net/articles/powershift>>
- [25] GETRAG Corporate Group. *Press downloads PowerShift* [online]. [2009?] [cit.2011-04-17]. <<http://www.getrag.de/de/1099>>
- [26] VOKÁČ, Luděk. *Dvě spojky jsou lepší než jedna* [online]. 11.2.2008 [cit.2011-04-17]. <http://auto.idnes.cz/dve-spojky-jsou-lepsi-nez-jedna-d3d-/ak_aktual.aspx?c=A080206_235217_ak_aktual_vok>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c_x	[-]	součinitel vzdušného odporu
D	[m]	roztečná kružnice kola
d	[m]	roztečná kružnice pastorku
D_a	[m]	hlavová kružnice kola
d_a	[m]	hlavová kružnice pastorku
e	[m]	posunutí reakce před svislou osu kola
F	[-]	součinitel druhu čelního ozubení
F_H	[N]	hnací síla na nápravě vozidla
f_K	[-]	součinitel valivého odporu kola
F_m	[N]	hnací síla motoru bez převodu
$F_{M \max}$	[N]	hnací síla při maximálním krouticím momentu
$F_{n \max}$	[N]	hnací síla při maximálních otáčkách motoru
G	[N]	tíha vozidla
H_k	[-]	součinitel velikosti kola
H_p	[-]	součinitel velikosti pastorku
i	[-]	převodový poměr soukolí
i_c	[-]	celkový převodový poměr
$i_{c \max}$	[-]	maximální celkový převod
$i_{c \min}$	[-]	minimální celkový převod
i_{\max}	[-]	maximální převodový poměr
i_{\min}	[-]	minimální převodový poměr
i_p	[-]	měnitelný převodový poměr
$i_{p \max}$	[-]	maximální měnitelný převod
$i_{p \min}$	[-]	minimální měnitelný převod
i_s	[-]	stálý převodový poměr
M_{fk}	[Nm]	moment valení
M_H	[Nm]	krouticí moment kola
M_m	[Nm]	krouticí moment motoru
M_{\max}	[Nm]	maximální krouticí moment motoru
$M_{n \max}$	[Nm]	hnací moment při maximálních otáčkách motoru
n_k	[s ⁻¹]	otáčky hnaného kola
n_m	[s ⁻¹]	otáčky motoru
$n_{M \max}$	[s ⁻¹]	otáčky motoru při maximálním krouticím momentu
n_{\max}	[s ⁻¹]	maximální otáčky motoru



O_f	[N]	odpor valení
O_{fk}	[N]	valivý podpor kola
O_s	[N]	odpor stoupání
$O_{s \max}$	[N]	maximální odpor stoupání
O_v	[N]	odpor vzduchu
P_f	[W]	výkon valivého odporu
$P_{n \max}$	[W]	výkon motoru při maximálních otáčkách
P_v	[W]	výkon vzdušného odporu
P_Z	[%]	procento ztrátového příkonu
q	[-]	poměr po sobě jdoucích převodů
q_{\max}	[-]	maximální poměr po sobě jdoucích převodů
r_d	[m]	dynamický poloměr kola
R_i	[-]	rozsah převodových stupňů
s	[-]	sklon svahu
S_x	[m ²]	čelní plocha vozidla
v	[ms ⁻¹]	rychlost vozidla
v_{\max}	[ms ⁻¹]	maximální rychlost vozidla
v_{\min}	[ms ⁻¹]	minimální rychlost vozidla
v_r	[ms ⁻¹]	rychlost proudění vzduchu kolem vozidla
y	[-]	stupeň progresivity
z	[-]	číslo nejvyššího rychlostního stupně
Z_K	[N]	reakce vozovky na zatížení kola
α	[°]	úhel záběru soukolí
α_s	[°]	úhel sevřený rovinou vozovky a vodorovnou rovinou
β	[°]	úhel sklonu zubu na roztečném válci
η_m	[%]	mechanická účinnost hnacího ústrojí
η_o	[%]	účinnost ozubeného soukolí
η_t	[%]	účinnost tříhřídelové převodovky
μ	[-]	součinitel tření
ρ	[kgm ⁻³]	měrná hmotnost vzduchu