

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Katedra vozidel a pozemní dopravy



## **Historický vývoj a konstrukce převodovek**

Bakalářská práce

Vedoucí práce: Ing. Jakub Mařík, Ph.D.

Autor práce: Valta Lukáš

Praha 2021

# ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Lukáš Valta

Technika a technologie v dopravě a spojích  
Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

**Historický vývoj a konstrukce převodovek**

Název anglicky

**Historical development and design of gearboxes**

---

### Cíle práce

Cílem práce je literární rešerše zabývající se historickým vývojem a konstrukcí převodovek.

### Metodika

1. Úvod
2. Cíl práce
3. Přehled řešené problematiky
4. Závěr
5. Seznam použitých zdrojů
6. Přílohy

### **Doporučený rozsah práce**

30-40 str. včetně obrázků, tabulek a grafů

### **Klíčová slova**

Převodovka, řazení, spojka

---

### **Doporučené zdroje informací**

FIRST, Jiří. Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry. Praha: S&T CZ, 2008. ISBN: 978-80-254-1850-5.

CHLUPÁČ, Martin. Historie převodovek Laurin & Klement a Škoda. Praha: Moto Public, 2019. ISBN: 978-80-906693-4-5.

NAUNHEIMER, Harald. BERTSCHE, Bernd. RYBORZ, Joachim. NOVAK, Wolfgang. Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application. Heidelberg: Springer, 2011. ISBN: 978-3-642-16213-8.

VLK, František. Převodová ústrojí motorových vozidel. Brno: Vlk, 2003. ISBN: 80-239-0025-0.

---

### **Předběžný termín obhajoby**

2020/2021 LS – TF

### **Vedoucí práce**

Ing. Jakub Mařík, Ph.D.

### **Garantující pracoviště**

Katedra vozidel a pozemní dopravy

---

Elektronicky schváleno dne 29. 1. 2020

**Ing. Martin Kotek, Ph.D.**

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 19. 2. 2020

**doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.**

Děkan

V Praze dne 28. 11. 2020

---

### **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci na téma: „Historický vývoj a konstrukce převodovek“ vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním bakalářské práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby. Jsem si vědom, že moje bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom že, na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

V Praze dne 14. 5. 2021

---

Lukáš Valta

## **Poděkování**

Rád bych tímto způsobem poděkoval Ing. Jakobovi Maříkovi, Ph.D., vedoucímu bakalářské práce, za jeho odborné rady, vstřícný přístup, věcné připomínky a pomoc při zpracování bakalářské práce.

## **Historický vývoj a konstrukce převodovek**

**Abstrakt:** Cílem této bakalářské práce bylo popsat historický vývoj a konstrukci automobilových převodovek. Úvodní kapitola „Problematika automobilových převodovek“ se zabývá návrhem automobilových převodovek, jejich charakteristikám a stručným popisem dalších částí převodového ústrojí. V kapitole „Manuální převodovky“ jsou popsány klasické manuální převodovky, jejich historický vývoj, konstrukce a charakteristika jejich součástí. V kapitole „Automatické převodovky s měniči točivého momentu“ jsou stejným způsobem popsány klasické automatické převodovky. V kapitole „Ostatní převodovky“ jsou stručněji popsány ostatní typy automobilových převodovek, větší pozornost je věnována historickému vývoji a konstrukci dvouspojkových převodovek a mechanických variátorů. V závěru je shrnutí dosavadního vývoje a současných trendů a diskutován možný budoucí vývoj.

**Klíčová slova:** převodovka, řazení, spojka

## **Historical development and design of gearboxes**

**Summary:** The goal of this bachelor thesis was to describe historical development and design of automotive gearboxes. The introduction chapter “Problematics of automotive transmissions” deals with the design of automotive gearboxes, their characteristics and briefly describes other transmission components. In the chapter “Manual gearboxes” are described conventional manual gearboxes, their historical development, design and the characteristics of their components. In the chapter “Automatic gearboxes with torque converters” are in similar way described conventional automatic gearboxes. In the chapter “Other gearboxes” are briefly described other types of automotive gearboxes with a focus on historical development and design of dual clutch transmissions and mechanical CVTs. The thesis is concluded with the evaluation of historical development, current trends and discussions of possible future development.

**Key words:** gearbox, gear change, clutch

## Obsah

|          |                                                     |           |
|----------|-----------------------------------------------------|-----------|
| <b>1</b> | <b>Úvod</b> .....                                   | <b>1</b>  |
| <b>2</b> | <b>Cíl práce</b> .....                              | <b>2</b>  |
| <b>3</b> | <b>Metodika práce</b> .....                         | <b>2</b>  |
| <b>4</b> | <b>Problematika automobilových převodovek</b> ..... | <b>3</b>  |
| 4.1      | Charakteristiky spalovacích motorů .....            | 3         |
| 4.2      | Trakční hyperbola .....                             | 3         |
| 4.3      | Jízdní odpory.....                                  | 4         |
| 4.3.1    | Odpor vzduchu .....                                 | 4         |
| 4.3.2    | Valivý odpor.....                                   | 4         |
| 4.3.3    | Odpor stoupání .....                                | 5         |
| 4.3.4    | Účinnost pohonného ústrojí .....                    | 5         |
| 4.4      | Převodové poměry .....                              | 5         |
| 4.4.1    | Maximální převodový poměr .....                     | 6         |
| 4.4.2    | Minimální převodový poměr.....                      | 6         |
| 4.4.3    | Počet rychlostních stupňů.....                      | 7         |
| 4.4.4    | Rozdělení rychlostních stupňů .....                 | 8         |
| 4.5      | Spojení motoru s převodovkou .....                  | 8         |
| 4.6      | Ostatní části převodového ústrojí .....             | 8         |
| 4.6.1    | Redukční převodovky .....                           | 9         |
| 4.6.2    | Dělicí převodovky .....                             | 9         |
| 4.6.3    | Rozvodovky .....                                    | 9         |
| 4.7      | Síly v převodovce .....                             | 10        |
| 4.7.1    | Ozubená kola.....                                   | 10        |
| 4.7.2    | Hřídele .....                                       | 10        |
| 4.7.3    | Ložiska .....                                       | 10        |
| 4.7.4    | Ostatní komponenty .....                            | 11        |
| <b>5</b> | <b>Manuální převodovky</b> .....                    | <b>12</b> |
| 5.1      | Historický vývoj .....                              | 12        |
| 5.1.1    | 18. a 19. století .....                             | 12        |
| 5.1.2    | 1. polovina 20. století .....                       | 13        |
| 5.1.3    | 2. polovina 20. století a 21. století.....          | 15        |
| 5.2      | Konstrukce .....                                    | 17        |

|          |                                                               |           |
|----------|---------------------------------------------------------------|-----------|
| 5.2.1    | Hlavní spojky .....                                           | 18        |
| 5.2.2    | Převody.....                                                  | 20        |
| 5.2.3    | Synchronizace .....                                           | 21        |
| 5.2.4    | Řadící ústrojí .....                                          | 22        |
| 5.2.5    | Mazací soustava .....                                         | 23        |
| <b>6</b> | <b>Automatické převodovky s měniči točivého momentu .....</b> | <b>24</b> |
| 6.1      | Historický vývoj .....                                        | 24        |
| 6.1.1    | 1. polovina 20. století .....                                 | 24        |
| 6.1.2    | 2. polovina 20. století a 21. století.....                    | 25        |
| 6.2      | Konstrukce .....                                              | 27        |
| 6.2.1    | Hydrodynamické měniče.....                                    | 27        |
| 6.2.2    | Planetové převody .....                                       | 29        |
| 6.2.3    | Jízdní režimy .....                                           | 31        |
| <b>7</b> | <b>Ostatní převodovky .....</b>                               | <b>32</b> |
| 7.1      | Dvouspojkové převodovky .....                                 | 32        |
| 7.1.1    | Historický vývoj.....                                         | 32        |
| 7.1.2    | Konstrukce .....                                              | 34        |
| 7.2      | Mechanické variátory .....                                    | 37        |
| 7.2.1    | Historický vývoj.....                                         | 37        |
| 7.2.2    | Konstrukce .....                                              | 39        |
| 7.3      | Ostatní druhy převodovek.....                                 | 42        |
| <b>8</b> | <b>Závěr.....</b>                                             | <b>43</b> |
| <b>9</b> | <b>Seznam použitých zdrojů.....</b>                           | <b>45</b> |
| 9.1      | Literatura.....                                               | 45        |
| 9.2      | Obrázky.....                                                  | 47        |
| 9.3      | Rovnice .....                                                 | 47        |



# 1 Úvod

Jak vyplývá z údajů Ročenky dopravy České republiky, silniční doprava je jednou z největších oblastí hospodářství státu (stejně tak automobilový průmysl) a dosavadní vývoj nenaznačuje, že by tomu v budoucnosti mělo být jinak. Vybrané údaje z Ročenky, o dopravě v roce 2010 a 2019 včetně relativních změn, jsou uvedeny v **tabulce 1**. [1]

Tabulka 1: Statistické údaje o dopravě v České republice

| Statistický údaj                                                        | Stav v roce |               | Relativní změna |
|-------------------------------------------------------------------------|-------------|---------------|-----------------|
|                                                                         | 2010        | 2019          |                 |
| Celková délka silnic a dálnic [km]                                      | 55 751      | 55 768        | 0,029 %         |
| Počet evidovaných osobních automobilů                                   | 4 496 232   | 5 924 995     | 31,777 %        |
| Počet evidovaných motocyklů                                             | 924 291     | 1 163 140     | 25,841 %        |
| Počet evidovaných nákladních automobilů a silničních tahačů             | 597 966     | 723 678       | 21,023 %        |
| Počet evidovaných autobusů a mikrobusů                                  | 19 653      | 21 484        | 9,317 %         |
| Hmotnost přepravených věcí pod silnici [tis. t]                         | 355 911     | 504 099       | 41,636 %        |
| Celkový výkon přepravy věcí [mil. tkm]                                  | 51 832      | 39 059        | - 24,643 %      |
| Počet osob přepravených individuální automobilovou dopravou [mil. osob] | 1 970,0     | 2 616,6       | 32,822 %        |
| Celkový přepravní výkon individuální automobilové dopravy [mil. oskm]   | 63 570      | 81 179        | 27,700 %        |
|                                                                         | <b>2010</b> | <b>2018 *</b> |                 |
| Množství energie spotřebované silniční dopravou [TJ]                    | 35 782      | 46 443        | 29,793 %        |

\* údaje k roku 2019, nebyly v době psaní této práce k dispozici

Zdroj: Vlastní zpracování na základě údajů z Ročenky dopravy České republiky 2019 [1]

Každé silniční motorové vozidlo musí vybaveno převodovým ústrojím umožňujícím převod (násobení) točivého momentu a otáček, tak aby tyto parametry vyhovovaly potřebám jízdy. Vhodně navržené převodové ústrojí dokáže vozidlu zajistit lepší akceleraci, stoupavost, větší tažnou sílu, nižší spotřebu energií, nižší emise, lepší komfort a bezpečnost jízdy, snazší obsluhu i vyšší spolehlivost.

## **2 Cíl práce**

Cílem této bakalářské práce je vytvoření literární rešerše o problematice automobilových převodovek, jejich historickém vývoji a popisu jejich konstrukce. Větší pozornost byla věnována klasickým manuálním převodovkám a automatickým převodovkám s hydrodynamickým měničem točivého momentu, menší dvouspojkovým převodovkám a mechanickým variátorům.

## **3 Metodika práce**

Tato bakalářská práce je rešeršní povahy. Presentované informace jsou čerpány z odborné literatury a technických článků, které se věnují tématu automobilových převodovek. Zároveň, aby některé údaje mohly být uvedeny do kontextu, jsou použity informace z odborných publikací, které se věnují spalovacím motorům, návrhu strojních součástí nebo také údaje ze statistických ročenek.

Je zřejmé, že nelze podrobně popsat všechny druhy převodovek používaných v automobilech ani jejich kompletní historii. Navíc je třeba zdůraznit, že vývoj různých typů převodovek probíhal mnohdy souběžně a neustále se objevovaly nejen nové typy, ale také slepé uličky vývoje a někdy též konstrukční řešení, která předběhla svou dobu, byla nadlouho „zapomenuta“ a znovu se objevila až o mnoho let později (například dvouspojkové převodovky nebo variátory).

Jsou popisovány zejména konstrukce nejpoužívanějších současných převodovek, starší, dnes již nepoužívaná nebo netypická, málo používaná, konstrukční řešení budou popsána pouze velmi stručně.

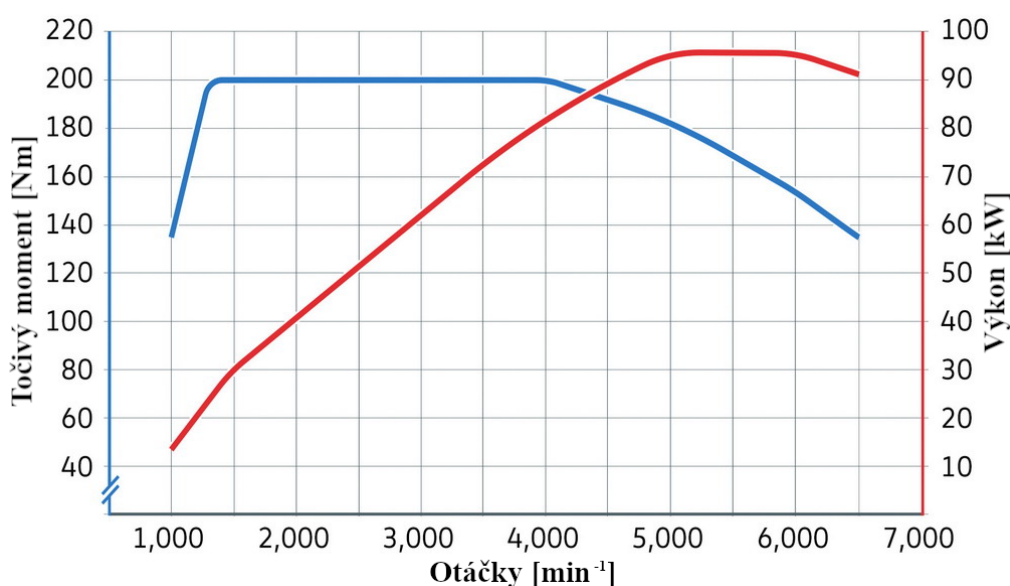
## 4 Problematika automobilových převodovek

Podle Ročenky dopravy České republiky bylo v roce 2019, z celkového počtu 5 924 995 osobních automobilů, evidováno pouze 8 180 vozidel s elektrickým pohonem (0,138 %). Zatímco vozidlům s elektrickým pohonem díky vhodné otáčkové charakteristice točivého momentu elektrického motoru stačí obvykle pouze jeden stálý převodový poměr, běžné automobily poháněné pístovým spalovacím motorem musí být vybaveny převodovkou s více rychlostními stupni, zpětným chodem a také spojkou umožňující oddělení motoru od převodovky a plynulý rozjezd. [1]

### 4.1 Charakteristiky spalovacích motorů

Na rozdíl od elektrických motorů, nemají pístové spalovací motory optimální otáčkovou charakteristiku točivého momentu. Mají minimální otáčky, určené otáčkami volnoběžnými, které vyžadují zařízení umožňující oddělení motoru od zbytku pohonného ústrojí, když vozidlo stojí, a zároveň umožňující plynulý rozjezd, tzv. spojku. Maximální otáčky jsou obvykle určeny omezovačem otáček. Výkon spalovacího motoru není konstantní, ale dosahuje vrcholu při určitých otáčkách, stejně tak točivý moment. Pístový spalovací motor není přetížitelný. Příklad vnější otáčkové charakteristiky přeplňovaného zážehového motoru je na **obrázku 1**. [2]

Obrázek 1: Vnější otáčková charakteristika motoru Volkswagen 1.5 TSI 96 kW (EA211 EVO)



Zdroj: <http://www.cleanmpg.com/community/index.php?media/30210/full&d=1462061169> (přeloženo do českého jazyka)

### 4.2 Trakční hyperbola

Pro optimální jízdní vlastnosti je vhodné, aby hnací síla na nápravě vozidla byla největší při nejnižší rychlosti a naopak nejmenší při nejvyšší rychlosti, ideálně při konstantním výkonu. Grafem hnací síly se tak stane rovnoosá „trakční“ hyperbola, která je určena **rovnici 1**.

*Rovnice 1: Požadovaná hnací síla na nápravě*

$$F_{h,p} = \frac{P}{v}$$

$F_{h,p}$  [N] je hnací síla na nápravě,  $P$  [W] je výkon motoru a  $v$  [m/s] je rychlost vozidla.

Z hlediska návrhu převodovek je žádoucí se vhodnou volbou počtu rychlostních stupňů, převodových poměrů a případně i spojovacího elementu (v případě hydrodynamického měniče točivého momentu) této křivce co nejvíce přiblížit. Tomuto požadavku nejlépe vyhovují elektromobily, automobily vybavené kombinací spalovacího motoru a mechanického variátoru (viz kapitulu 7.2) a v menší míře také automobily vybavené automatickou převodovkou s hydrodynamickým měničem (viz kapitulu 6). [3]

### 4.3 Jízdní odpory

Během jízdy na vozidlo působí proti směru pohybu odporové síly. Rozdíl mezi výkonem potřebným pro překonání těchto sil a maximálním výkonem motoru při daných otáčkách nazýváme tzv. výkonovou rezervou (rezervou pro akceleraci).

#### 4.3.1 Odpor vzduchu

Na každé těleso, pohybující se v tekutém prostředí, působí odporová síla. Zjednodušeně (bez uvažování stlačitelnosti vzduchu), lze výkon potřebný k překonání odporu vzduchu vypočítat z **rovnice 2**, z které vyplývá, že potřebný výkon roste s třetí mocninou rychlosti. [3]

*Rovnice 2: Výkon potřebný k překonání odporu vzduchu*

$$P_{ov} = \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot c_o \cdot S \cdot v^3$$

$P_{ov}$  [W] je výkon potřebný na překonání odporu vzduchu,  $\rho_v$  [kg/m<sup>3</sup>] je hustota vzduchu (závisí na jeho teplotě, tlaku a vlhkosti),  $c_o$  [-] je součinitel odporu (závisí na tvaru vozidla, zjišťuje se experimentálně),  $S$  [m<sup>2</sup>] je čelní plocha vozidla a  $v$  [m/s] je rychlost vozidla.

#### 4.3.2 Valivý odpor

Na kolo vozidla, valící se po podložce, působí proti směru pohybu síla, kterou nazýváme valivý odpor. Valivý odpor je způsoben deformací pneumatiky a vozovky. Zjednodušeně, lze výkon potřebný k překonání valivého odporu vypočítat z **rovnice 3**. [3]

*Rovnice 3: Výkon potřebný k překonání valivého odporu*

$$P_{vo} = c_v \cdot F_N \cdot v$$

$P_{vo}$  [W] je výkon potřebný na překonání valivého odporu,  $c_v$  [-] je koeficient valivého odporu (závisí na tuhosti vozovky, tuhosti pneumatiky a jejím tlaku),  $F_N$  [N] je normálová síla působící na kolo (normálová složka zatěžující síly) a  $v$  [m/s] je rychlost vozidla.

Z uvedené rovnice vyplývá, že potřebný výkon roste lineárně s rychlostí. Ve skutečnosti však závisí na třetí mocnině rychlosti, protože koeficient valivého odporu pneumatik roste s druhou mocninou rychlosti a lze vyjádřit empirickým vztahem. [4]

### 4.3.3 Odpor stoupání

Na vozidlo pohybující se po nakloněné rovině, působí síla tvořená tečnou složkou tíhy vozidla. Tato síla působí proti směru pohybu, pohybuje-li se vozidlo na pozitivně nakloněné rovině (jízda „do kopce“), respektive ve směru jízdy, pohybuje-li se na negativně nakloněné rovině (jízda „z kopce“). Výkon potřebný pro jízdu (resp. výkon vzniklý jízdou) po nakloněné rovině lze vypočítat z **rovnice 4**. [3]

*Rovnice 4: Výkon potřebný pro jízdu (resp. výkon vzniklý jízdou) po nakloněné rovině*

$$P_{nr} = m_v \cdot g \cdot \sin(\alpha_{nr}) \cdot v$$

$P_{nr}$  [W] je výkon potřebný pro jízdu (resp. výkon vzniklý jízdou) po nakloněné rovině,  $m_v$  [kg] je hmotnost vozidla,  $g$  [ $m/s^2$ ] je tíhové zrychlení,  $\alpha_{nr}$  [°] je úhel sklonu nakloněné roviny od vodorovné roviny a  $v$  [m/s] je rychlost vozidla.

### 4.3.4 Účinnost pohonného ústrojí

Výkon motoru přenášený na kola je snižován o ztráty v pohonném ústrojí vozidla. Tyto ztráty jsou způsobené ztrátami v ložiscích, ozubených převodech, pohybem součástí v mazivu a případně i ztrátami ve spojovacím elementu mezi motorem a převodovkou. Část výkonu také může být využita pro pohon spotřebičů nezbytných pro provoz vozidla (například olejové čerpadlo, vodní čerpadlo, alternátor atd.) nebo spotřebičů komfortních (například kompresor klimatizace, kompresor vzduchového systému vozidla, chladírenské zařízení atd.). Celková účinnost je dána součinem dílčích účinností (některé dílčí účinnosti závisí na otáčkách a/nebo přenášeném točivém momentu) a její přesnou hodnotu je obvykle potřeba zjistit experimentálně, například měřením dynamometrem. [3]

## 4.4 Převodové poměry

Celkový převodový poměr převodového ústrojí vozidla je dán součinem dílčích převodových poměrů a lze vypočítat z **rovnice 5**.

*Rovnice 5: Celkový převodový poměr*

$$i_c = i_{dp} \cdot i_{hp} \cdot i_{rp} \cdot i_r$$

Kde  $i_c$  [-] je celkový převodový poměr,  $i_{dp}$  [-] je převodový poměr dělicí převodovky (je-li jí vozidlo vybaveno),  $i_{hp}$  [-] je převodový poměr hlavní převodovky,  $i_{rp}$  [-] je převodový poměr redukční převodovky (je-li jí vozidlo vybaveno) a  $i_r$  [-] je převodový poměr rozvodovky.

Hnací sílu na nápravě lze vypočítat z **rovnice 6**:

*Rovnice 6: Hnací síla na nápravě*

$$F_h = \frac{M_m \cdot i_c}{r_{dyn}}$$

$F_h$  [N] je hnací síla na nápravě,  $M_m$  [Nm] je točivý moment motoru,  $i_c$  [-] je celkový převodový poměr a  $r_{dyn}$  [m] je dynamický poloměr kol (mění se vlivem deformace pneumatiky při jízdě).

#### 4.4.1 Maximální převodový poměr

Největší celkový převodový poměr  $i_{c,max}$  bývá obvykle zvolen tak, aby umožňoval plynulý rozjezd vozidla a zajišťoval dostatečnou hnací sílu pro akceleraci, jízdu po pozitivně nakloněné rovině, případně pro tažení přípojných vozidel. Zároveň by převodový poměr měl být tak velký, aby maximální hnací síla nápravy výrazně nepřevyšovala maximální možnou sílu  $F_{h,max}$ , kterou lze nápravou přenést (při překročení její hodnoty dochází k prokluzu kol). Tato síla je závislá na adhezi a lze vypočítat z **rovnice 7**. Výjimku tvoří některá speciální vozidla (například zametače silnic) nebo traktory, kde je žádoucí použít velkých převodových poměrů, které umožňují vozidlu velmi pomalý plynulý pohyb. [3]

*Rovnice 7: Maximální hnací síla, kterou náprava dokáže přenést*

$$F_{h,max} = F_N \cdot \mu_a$$

$F_{h,max}$  [N] je maximální hnací síla, kterou náprava dokáže přenést,  $F_N$  [N] je normálová síla působící na nápravu a  $\mu_a$  [-] je součinitel adheze (závisí na pneumatikách a vozovce).

#### 4.4.2 Minimální převodový poměr

Nejmenší celkový převodový poměr je obvykle zvolen tak, aby umožňoval maximální možnou rychlost vozidla. Maximální rychlost vozidla závisí na jízdních odporech (viz kapitulu 4.3). Optimální je zvolit tento převodový poměr tak, aby bylo maximální možné rychlosti vozidla dosaženo při takových otáčkách motoru, při kterých má největší výkon. Optimální minimální převodový poměr lze vypočítat z **rovnice 8**. [3]

*Rovnice 8: Optimální minimální celkový převodový poměr*

$$i_{c,min,opt} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n_{Pmax} \cdot r_{dyn}}{v_{max}}$$

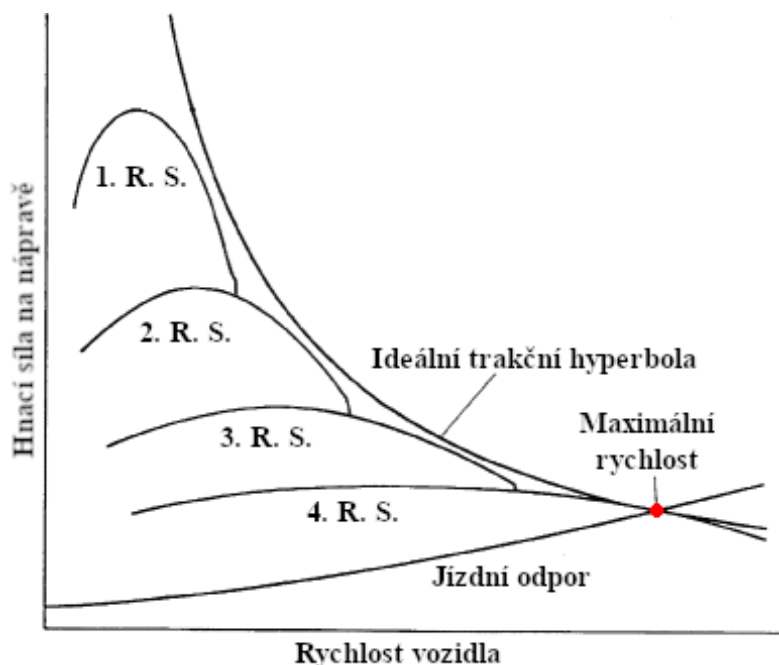
Kde  $i_{c,min,opt}$  [-] je optimální minimální celkový převodový poměr,  $n_{Pmax}$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky motoru, při kterých je dosahováno maximálního výkonu,  $r_{dyn}$  [m] je dynamický poloměr kol a  $v_{max}$  [m/s] je maximální rychlost vozidla (určená jízdními odpory).

V některých případech může být zvolený minimální celkový převodový poměr jiný než optimální, tak aby vyhovoval potřebám vozidla. Může být větší (je-li vyžadována větší hnací síla pro lepší akceleraci, jízdu po pozitivně nakloněné rovině nebo pro tažení přípojných vozidel) nebo menší, tzv. „rychloběh“ (jsou-li vyžadované nižší provozní otáčky motoru pro nižší spotřebu paliva, emise výfukových plynů nebo hlučnost). [3]

#### 4.4.3 Počet rychlostních stupňů

Pro přiblížení hnací síly vozidla poháněného pístovým spalovacím motorem trakční hyperbole, je potřeba vybavit vozidlo dalšími rychlostními stupni, které svým převodovým poměrem leží mezi největším a nejmenším převodovým poměrem. Jejich počet závisí na parametrech vozidel, v nichž bude převodovka nainstalována, otáčkové charakteristice motoru, požadavcích zákazníků a rozhodnutí výrobce. Větší počet rychlostních stupňů obvykle umožňuje více se přiblížit trakční hyperbole a lepší možnost provozu motoru v optimálních otáčkách, zároveň však zvyšuje frekvenci změny rychlostního stupně, zástavbové rozměry, hmotnost a cenu převodovky. Počtem rychlostních stupňů se většinou rozumí počet dopředných rychlostních stupňů, rychlostní stupně zpětného chodu se nezapočítávají. Nákladní automobily mají obvykle více rychlostních stupňů (případně i více rychlostních stupňů zpětného chodu) než automobily osobní (mívají pouze jeden rychlostní stupeň zpětného chodu). Příklad hnací charakteristiky automobilu vybaveného spalovacím motorem a čtyřrychlostní převodovkou, trakční hyperboly, jízdních odporů a maximální rychlosti (bod B) je na **obrázku 2**. [3]

Obrázek 2: Trakční hyperbola a hnací charakteristika automobilu vybaveného spalovacím motorem a čtyřrychlostní převodovkou



Zdroj: [https://media.springernature.com/original/springer-static/image/chp%3A10.1007%2F978-3-540-89083-6\\_1/MediaObjects/978-3-540-89083-6\\_1\\_Fig15\\_HTML.gif](https://media.springernature.com/original/springer-static/image/chp%3A10.1007%2F978-3-540-89083-6_1/MediaObjects/978-3-540-89083-6_1_Fig15_HTML.gif) (přeloženo do českého jazyka)

#### 4.4.4 Rozdělení rychlostních stupňů

Rozdělení jednotlivých rychlostních stupňů lze vyjádřit prostřednictvím koeficientu, poměru mezi převodovými poměry sousedících rychlostních stupňů. Koeficient lze vypočítat pomocí **rovnice 9**. [3]

*Rovnice 9: Koeficient sousedících rychlostních stupňů*

$$q = \frac{i_j}{i_{j+1}}$$

Kde  $q$  [-] je koeficient sousedících rychlostních stupňů,  $i_j$  [-] je převodový poměr nižšího rychlostního stupně a  $i_{j+1}$  [-] je převodový poměr vyššího rychlostního stupně. Hodnoty koeficientů záleží na požadavcích vozidla a jsou obvykle voleny podle jedné ze dvou řad:

#### Geometrická řada

Všechny koeficienty sousedících rychlostních stupňů jsou přibližně stejné. Tím je způsoben větší absolutní rozdíl pojezdových rychlostí u vyšších rychlostních stupňů, který je nežádoucí u převodovek osobních automobilů. Rozdělení geometrickou řadou je vhodné pro použití u nákladních automobilů a téměř nezbytné u vozidel vybavených dělicí a/nebo redukční převodovkou, aby nevznikaly „nadbytečné“ rychlostní stupně (stupně s velmi podobným převodovým poměrem). [3]

#### Progresivní řada

Hodnota koeficientu mezi sousedícími vyššími rychlostními stupni je menší než mezi sousedícími nižšími rychlostními stupni. Absolutní rozdíl mezi pojezdovými rychlostmi zůstává přibližně stejný. Obvykle se používá u osobních automobilů. [3]

### 4.5 Spojení motoru s převodovkou

Pístový spalovací motor nemůže být trvale pevně spojen s převodovkou. Minimální (volnoběžné) otáčky motoru vyžadují oddělení motoru od převodovky stojícího vozidla a možnost prokluzu (rozdílné otáčky motoru a vstupní hřídele převodovky) při rozjezdu. Během řazení rychlostního stupně, dojde k výrazné změně otáček vstupního hřídele převodovky, které se budou lišit od otáček motoru. Proto musí být mezi motorem a převodovkou spojení umožňující prokluz a vyrovnání otáček. [3]

### 4.6 Ostatní části převodového ústrojí

Samotná převodovka pro převod točivého momentu a otáček motoru nestačí. V osobních automobilech je dále zapotřebí rozvodovky, v terénních obvykle také redukční převodovky a u těžkých nákladních automobilů ještě dělicí převodovky a retardéru („odlehčovací“ brzda



pro sjíždění „z kopce“). Úkolem redukčních a dělicích převodovek je zvýšit počet převodových stupňů bez nutnosti zvýšit počet rychlostních stupňů hlavní převodovky. [3]

#### **4.6.1 Redukční převodovky**

Redukční převodovky vždy zvětšují celkový převodový poměr a celkový rozsah rychlostních stupňů. Převodový poměr redukční převodovky musí být zvolen tak, aby převodový poměr nejvyššího rychlostního stupně s redukcí byl větší než převodový poměr nejnižšího rychlostního stupně bez redukce. Redukční převodovky mohou být s čelním, případně kuželovým soukolím nebo planetové a většinou se umísťují za hlavní převodovku, protože zvětšují točivý moment. Pokud by byly umístěny před hlavní převodovku, musela by hlavní převodovka být dimenzována na vyšší točivý moment. [3]

#### **4.6.2 Dělicí převodovky**

Mohou zvětšovat nebo zmenšovat celkový převodový poměr a vyplňují rozsah rychlostních stupňů. Převodový poměr je blízký hodnotě 1 a musí být volen tak, aby převodové poměry rychlostních stupňů při použití dělicí převodovky svou hodnotou ležely mezi převodovými poměry rychlostních stupňů bez použití dělicí převodovky. Tzn., že každý interval mezi sousedícími rychlostními stupni hlavní převodovky je rozdělen jedním rychlostním stupněm při použití dělicí převodovky. Stejně jako převodovky redukční mohou být s čelním, případně kuželovým soukolím nebo planetové. Většinou se umísťují na opačnou stranu hlavní převodovky, než na které je redukční převodovka (obvykle tedy před hlavní převodovku). Pokud v tomto případě dělicí převodovka zvětšuje točivý moment, musí být na větší točivý moment dimenzována hlavní převodovka. [3]

#### **4.6.3 Rozvodovky**

Rozvodovky rozdělují točivý moment mezi kola nápravy (nápravové) nebo mezi jednotlivé nápravy vozidla (mezinápravové). Skládají se ze stálého převodu a diferenciálu.

#### **Stálé převody**

Mezinápravová rozvodovka má převodový poměr většinou jeden, případně může být převodových poměrů více, je-li zároveň kombinována s redukční převodovkou. Nápravová rozvodovka má převodový poměr pouze jeden, vždy větší než 1. Pastorek a talířové kolo bývají obvykle kuželové (je-li motor umístěn kolmo k nápravě) nebo čelní (je-li motor umístěn rovnoběžně s nápravou) s přímým nebo častěji šikmým ozubením. [3]

#### **Diferenciály**

Diferenciál je speciální typ planetové převodovky k přenosu točivého momentu umožňující rozdílné otáčky na jeho výstupních hřídelích (resp. různé otáčky kol nebo náprav, například při průjezdu zatáčkou). Tento typ diferenciálu je nazýván „otevřený“, pro dosažení

lepších jízdních vlastností mohou být diferenciály konstruovány jako diferenciály s omezeným prokluzem nebo být vybaveny uzávěrkou. [3]

## **4.7 Síly v převodovce**

Přenášený točivý moment namáhá všechny komponenty v převodovce. Jejich návrh a dimenzování závisí na přenášeném točivém momentu, požadovaných vstupních a výstupních otáčkách, požadované spolehlivosti a dalších parametrech. Přesný výpočet působících silových účinků je problematický a nemusí zohledňovat všechny provozní faktory. Díky rychlému rozvoji výpočetní techniky nacházejí často uplatnění také výpočty pomocí metody konečných prvků. Základní druhy namáhání komponentů jsou uvedeny v následujících kapitolách 4.7.1 až 4.7.4. Pro správně navrženou převodovku a její komponenty je nezbytné také rozsáhlé zkoušení na zkušebních zařízeních i v reálném provozu. Pro návrh mechanických variátorů jsou zohledňovány jiné parametry než uvedené. [3]

### **4.7.1 Ozubená kola**

Ozubená kola a mazivo musí být zvoleny tak, aby během provozu nedocházelo k ulamování zubů (úplnému nebo částečnému) v důsledku únavy materiálu vlivem přetížení nebo vibrací, pittingu (vytváření důlků), který je způsoben částicemi maziva nebo otěru v důsledku nedostatečného mazání. Mezi faktory, které je třeba zohlednit při výpočtu únosnosti a životnosti ozubených kol, patří kromě působících silových účinků také tvar a materiál kola, přesnost výroby, povrchová úprava a vlastnosti maziva. Zjednodušené výpočtové vzorce jsou většinou empirické. [3] [5]

### **4.7.2 Hřídele**

Hřídele jsou namáhány zejména krutem, ohybem a kmitáním. Nadměrné namáhání v krutu lze omezit použitím hřídelí s větším průřezem. Ohyby a kmitání hřídelí způsobují vychylování ozubených kol a tím nerovnoměrný styk zubů, doprovázený zvýšenými kontaktní tlaky a opotřebením. Ohyb lze eliminovat vhodným rozmístěním ložisek a kol. Kmitání zvýšením kritických otáček (opět vhodným rozmístěním ložisek a kol a také snížením hmotnosti rotujících částí). Vzhledem k dynamické povaze silových účinků je vhodné eliminovat ostré hrany, ostré přechody a zářezy v hřídelích (splnění těchto požadavků není možné u drážkových hřídelí). [3]

### **4.7.3 Ložiska**

Ložiska umožňují vzájemný pohyb součástí a zároveň přenášejí síly, vznikající v soukolí, na převodovou skříň. V automobilových převodovkách se používají převážně ložiska valivá, méně často kluzná. Obvykle je v jedné převodovce několik druhů ložisek, volba konkrétního druhu závisí na zatížení, zástavbových rozměrech a ceně. Dimenzují se s ohledem na velikost působících sil a požadovanou životnost (je zřejmé, že například u nákladních automobilů bude

požadována delší životnost i servisní intervaly než u automobilů osobních). Mnohé parametry potřebné pro výpočet uvádějí již výrobci ložisek (získané na základě poznatků z jimi provedených zkoušek) přímo ve svých katalozích. [3] [6]

#### **4.7.4 Ostatní komponenty**

Ostatní součásti převodovky jako skříň, synchronizační mechanismy, řadící ústrojí, spojovací materiál, těsnění, olejová čerpadla atd. musí být navrženy tak, aby byly optimálním kompromisem mezi vysokou mechanickou odolností, nízkou hmotností, vhodnými rozměry, schopností tlumit vibrace a nízkou výrobní cenou. [3]

## 5 Manuální převodovky

Jsou převodovky, u kterých jsou změna rychlostního stupně i rozjezd obsluhovány řidičem vozidla. Díky své nižší hmotnosti, nižší výrobní ceně a provozním nákladům a vyšší účinnosti se používají zejména v menších a lehčích automobilech, obvykle nižších tříd. Z hlediska historického vývoje, jsou častěji zastoupeny u automobilů staršího roku výroby. Z hlediska geografického, v evropských, asijských a afrických zemích. [3]

### 5.1 Historický vývoj

#### 5.1.1 18. a 19. století

Není přesně známo, kdy bylo ozubené kolo vynalezeno, ale podle odhadů se dřevěná ozubená kola objevila (nejdříve s válcovými kolíky rovnoběžnými s hřídelí, namísto zubů, později také kola šneková) několik tisíc let před naším letopočtem, po vynálezu kola, hřídele a posléze vozíku. V průběhu století a tisíciletí, prošla ozubená kola i teorie jejich mechaniky postupným vývojem, stále se však používala pouze ve stacionárních strojích. Důležitým milníkem je rok 1754, kdy švýcarský matematik Leonhard Euler popsal zákony ozubení a ozubení evolventní. Evolventní bok zubu je nejpoužívanějším profilem boku zubu. [7]

V roce 1769 zkonstruoval francouzský vynálezce Nicolas Joseph Cugnot vůz „Fardier à vapeur“, první vozidlo schopné samostatného pohybu na světě. Vůz měl dvouválcový jednočinný vertikální parní stroj, který poháněl přední kolo prostřednictvím dvou rohatkových mechanismů a vážil 2,5 tuny. Koncem 18. a začátkem 19. století experimentovaly s vozíky a vozy poháněnými parním strojem (již s klikovým mechanismem) například britští vynálezci William Murdoch, Richard Trevithick a George Stephenson (roku 1814 sestrojil historicky první parní lokomotivu) nebo také český vynálezce Josef Božek. [8]

Z jejich pokusů začalo být jasné, že pro pohon vozidla, které se nepohybuje po železničních tratích, je k rozjezdu a jízdě po pozitivně nakloněné rovině nezbytné použít zařízení umožňující zvýšit převodový poměr. Již v roce 1784 si nechal skotský vynálezce James Watt patentovat dvourychlostní převodovku, jejíž ozubená kola byla ve stálém záběru a s výstupní hřídelí byla spojována pomocí zubových spojek. Roku 1821, Julius Griffith (také z Anglie) navrhl dvourychlostní převodovku s řazením ozubených kol do záběru po drážkové hřídeli. V roce 1827, sestavil francouzský hodinář Onésiphore Pecqueur první mechanický diferenciál. [7]

Roku 1832, Angličan William Henry James sestrojil první převodovku s diferenciálem a o 2 roky později, švýcarský vynálezce Johann Georg Bodmer, sestrojil první planetovou převodovku, jejíž korunové kolo bylo možné zastavit pomocí pásové brzdy. V roce 1879, americký vynálezce George Baldwin Selden, podal patent na čtyřkolové vozidlo s pístovým motorem a převodovkou, která měla vlastní skříň, řazení ozubených kol do záběru po drážkové

hřídeli, spojku a zpětný chod. Roku 1885, německý vynálezce Siegfried Marcus zkonstruoval ocelovou kuželovou spojku pro jednorychlostní převodovku svého pokusného automobilu a o rok později, němečtí vynálezci Carl Friedrich Benz a Gottlieb Wilhelm Daimler, představili (nezávisle na sobě) veřejnosti svá vozidla se spalovacím motorem. Daimlerův vůz byl kočár se zastavěným motorem, Benzův vůz byla tříkolka „Benz Patent-Motorwagen“, vybavená jednorychlostní převodovkou bez spojky. Řazení rychlostního stupně probíhalo pomocí ruční páky, která přesouvala pás spojený s motorem mezi fixní kladkou a kladkou spojenou s nápravou. Pozdější modifikace „Motorwagenu“ již používaly dvourychlostní převodovku, stále však s posouváním pásem. V roce 1889, Daimler spolu s Wilhelmem Maybachem, sestrojili čtyřrychlostní převodovku s kuželovou spojku a řazením ozubených kol do záběru pomocí drážkových hřídelí. [3] [9]

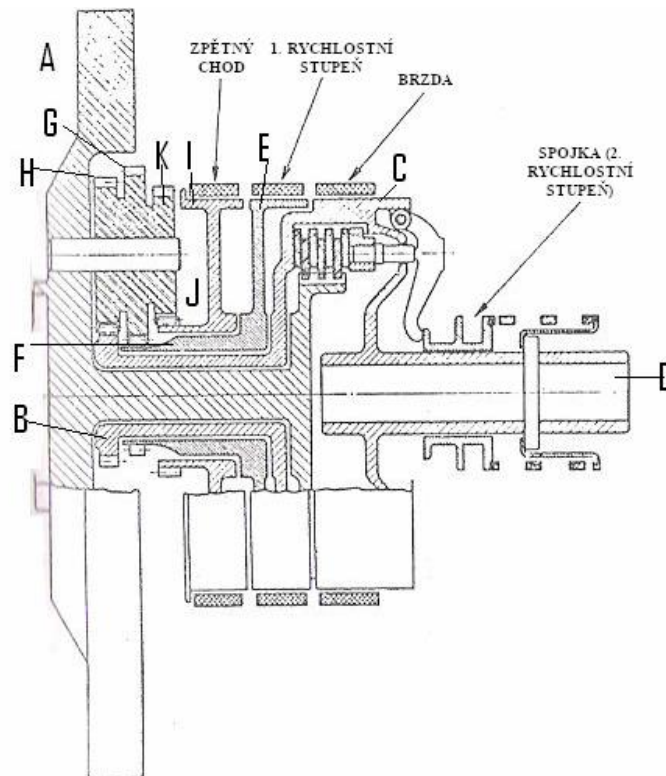
První automobily byly „kočárového“ typu s motorem uloženým vzadu a poháněnou zadní nápravou, teprve těsně před koncem 19. století se začaly objevovat automobily tzv. klasické koncepce, tj. s motorem uloženým vpředu podélně a pohonem zadních kol. Klasická koncepce, poprvé použita v roce 1895 francouzským výrobcem automobilů Panhard, většinou používala tříhřídelovou převodovku (viz kapitolu 5.2) a měla velmi dominantní postavení na trhu s osobními automobily až do poloviny 20. století. Koncem 19. století začal být samozřejmostí také zpětný chod. První automobilové převodovky byly od spojky oddělené a s ní spojené hřídeli, později byly přesunuty k motoru a spolu se spojku tvořily jeden celek. [8]

Zajímavou variantou klasické koncepce je tzv. trans-axle koncepce, u které je převodovka spojena s rozvodovkou zadní poháněné nápravy. Toto řešení umožňuje rovnoměrnější rozložení hmotnosti (vhodné pro sportovní osobní automobily) a použití tenčí kloubové hřídele spojující spojku s převodovkou (díky menšímu zatěžujícímu točivému momentu, který není násoben převodovkou), ale zároveň vyšší vibrace (kvůli vyšším otáčkám) a větší opotřebování synchronizačního mechanismu, který musí navíc brzdit také setrvačnou hmotu kloubového hřídele. [3]

### 5.1.2 1. polovina 20. století

Roku 1900 společnost Diamant Speed Gear Company vyrobila první převodovku s ozubenými koly se šikmými zuby (tento typ kol je použit ve většině současných i historických automobilových převodovek). Počátkem 20. století byly automobily především výsadou bohatých skupin obyvatelstva, většina z nich byla vybavena tří nebo čtyřrychlostními převodovkami s manuálním řazením a koženou kuželovou spojku nebo modernější kotoučovou spojku s vinutými pružinami. 1. října 1908, americká společnost Ford Motor Company prodala první vůz Ford Model T, těchto automobilů bylo do roku 1927 celkem vyrobeno více než 15 milionů. Za zmínku stojí jeho převodovka, jejíž funkce bude stručně popsána. Model T měl tři pedály (levý – spojkový, prostřední – reverzační a pravý – provozní brzda) a planetovou převodovkou s dvěma dopřednými a jedním zpětným rychlostním stupněm. Její schéma je na **obrázku 3**. [3]

Obrázek 3: Schéma planetové převodovky Fordu Model T



Zdroj: <https://1.bp.blogspot.com/-ldIILefkU7Q/NP3bMu2AEPI/AAAAAAAAABzo/ftIqgfBKNGA/s1600/1.png>  
(přeloženo do českého jazyka)

Setrvačnick motoru byl zároveň unašečem planetové převodovky **A**, na něm byly umístěny tři sady satelitů (**H**, **G** a **K**), každá sada byla tvořena třemi satelity, měla svoje centrální kolo (**B**, **F** a **J**) a odlišný převodový poměr. Aby nebyl zařazen žádný rychlostní stupeň („neutrál“), musel být spojkový pedál udržován uprostřed dráhy svého pohybu (nohou nebo pomocí ruční brzdy). Pro zařazení prvního rychlostního stupně bylo zabrzděno (pomocí pásové bubnové brzdy **E**) centrální kolo **F** sešlápnutím spojkového pedálu do dolní krajní polohy. Pro zařazení druhého rychlostního stupně bylo třecí spojkou **C** spojeno centrální kolo **B** s dutou výstupní hřídelí **D** (v takovém případě byl převodový poměr roven 1) ponecháním spojkového pedálu v horní krajní poloze. Pro zařazení zpětného chodu bylo zabrzděno (pásovou bubnovou brzdou **I**) centrální kolo **J**, k tomu musel být spojkový pedál udržován v prostřední poloze a zároveň reverzační pedál sešlápnutý do dolní krajní polohy. [10]

Nástupce Modelu T, Ford Model A, již byl vybaven „klasickou“ třírychlostní manuální převodovkou s řazením ozubených kol do záběru pomocí drážkových hřídelí. Planetová převodovka už nemohla být kvůli velkému opotřebování bavlněných pásových brzd z důvodu vyššího točivého momentu výkonnějšího motoru použita. Roku 1918, zkonstruoval americký inženýr Earl Avery Thompson první synchronizační spojku (viz kapitolu 5.2.3), která umožnila výrazně usnadnit změnu rychlostních stupňů. Historicky první, částečně synchronizované převodovky používaly americké automobily Cadillac (již od roku 1928), ale většina automobilů stále používala nesynchronizované převodovky až do 50. let, některé ještě později. V roce 1925

německá společnost ZF začala vyrábět první standardizovanou převodovku pro nákladní automobily s řazením ozubených kol (s přímými zuby) do záběru po drážkové hřídeli. Standardizace umožnila použití stejné skříně i některých dalších dílů pro převodovky s různými sadami ozubených soukolí, což zjednodušilo a zlevnilo výrobu více modelových typů. O 3 roky později, německý konstruktér Karl Maybach (syn Wilhelma Maybacha) navrhl převodovku s „rychloměhem“ a ozubenými koly s šikmými zuby, tato opatření pomohla výrazně snížit hlučnost provozu. [3]

V roce 1929, začala společnost ZF vyrábět převodovku „Aphon“ s výrazně nižší hlučností a snadnější obsluhou díky šikmým zubům a synchronizaci pomocí vícelamelových spojek na soukolích 2., 3. a 4. rychlostního stupně. O 5 let později, začala vyrábět čtyřrychlostní převodovku, s šikmými zuby a již všemi dopřednými rychlostními stupni synchronizovanými. Roku 1938 začala vyrábět převodovku používající jištěnou synchronizaci (viz kapitolu 5.2.3), v roce 1950 šestirychlostní převodovku AK6-55 s řazením všech rychlostních stupňů pomocí zubových spojek. [11]

### **5.1.3 2. polovina 20. století a 21. století**

Na počátku 50. let už měla většina osobních automobilů převodovku s alespoň některými (těmi nejpoužívanějšími) rychlostními stupni se šikmým ozubením a synchronizací. První manuální převodovku se všemi (konkrétně čtyřmi) dopřednými rychlostními stupni synchronizovanými měl od roku 1952 německý sportovní vůz Porsche 356. V roce 1957, společnost ZF zahájila výrobu šestirychlostní převodovky S 6-55, první produkční převodovky, pro nákladní automobily se všemi rychlostními stupni synchronizovanými, na světě. O 5 let později, irská společnost Eaton zahájila výrobu devítirychlostní převodovky pro nákladní automobily se dvěma předlohovými hřídelemi, které umožnily zkrátit délku skříně. [3] [11]

Začátkem 60. let se u osobních automobilů začalo od klasické koncepce přecházet ke koncepci s motorem napříč a pohonem předních kol (například britský automobil Mini designéra Aleca Issigonise), toto uspořádání umožnilo umístit rozvodovku do jedné skříně s převodovkou (obvykle dvouhřídelovou, rovnoběžnou s motorem) a současně zmenšit motorový prostor a zvětšit prostor pro posádku. Tato koncepce je v současnosti nejpoužívanější pro osobní automobily nižších tříd a lehké nákladní automobily. Klasická koncepce je v dnešní době používána především pro sportovní, větší osobní a těžší nákladní automobily. [3]

Roku 1970, společnost ZF začala vyrábět devítirychlostní převodovku 5K/S 110 GP pro nákladní automobily se zubovými, případně synchronizačními spojkami a redukční převodovkou (planetového typu) umístěnou za hlavní převodovkou. O 9 let později, šestnáctirychlostní převodovku „Ecosplit“ s dělicí převodovkou umístěnou před a redukční převodovkou umístěnou za hlavní převodovkou (tato kombinace je dodnes nejpoužívanější u těžkých nákladních automobilů). V roce 1983, společnost Eaton zahájila výrobu dvanáctirychlostní převodovky „Fuller TwinSplitter“ pro nákladní automobily, která byla

tvořena dvěma dělicími převodovkami umístěnými za hlavní čtyřrychlostní převodovkou (celkový počet rychlostních stupňů není vždy prostým součinem počtu rychlostních stupňů jednotlivých převodovek, někdy může být menší, pokud se některé rychlostní stupně „překrývají“ – mají podobný převodový poměr). [3]

Ačkoli se první pětirychlostní manuální převodovky objevily ve sportovních automobilech již začátkem 50. let, v běžných osobních automobilech se používají až od konce let sedmdesátých (tehdy již se všemi rychlostními stupni synchronizovanými), důvodem bylo zejména snižování spotřeby paliva (první ropná krize nastala v říjnu 1973), zvýšení komfortu jízdy a také používání menších spalovacích motorů se „strmějšími“ výkonovými křivkami a vyššími provozními otáčkami. Během 80. let, začaly být vznětové motory kromě nákladních automobilů instalovány také do osobních. Nižší provozní otáčky a vyšší točivý moment vznětových motorů vyžadují převodovky s menšími převodovými poměry a zároveň s komponenty s větší pevností. První šestirychlostní manuální převodovka ve vozidle určeném pro silniční provoz, byla převodovka v Alfě Romeo 33 Stradale (rok 1967), ale většinou se začaly objevovat až začátkem 90. let ve sportovních automobilech a v běžných osobních automobilech dokonce až na přelomu tisíciletí. [3]

Od počátku 21. století dochází na trhu s automobily ke snižování podílu manuálních převodovek (stále se však jedná o nejlevnější a nejpoužívanější variantu) a k jejich nahrazování automatickými převodovkami s hydrodynamickým měničem točivého momentu nebo převodovkami dvouspojkovými. Současné manuální převodovky pro osobní automobily jsou obvykle pěti nebo šesti, výjimečně sedmirychlostní. První sedmirychlostní manuální převodovka pro osobní automobily na světě ZF S7-45 se objevila v roce 2012 v sedmé generaci Porsche 911 (interní označení 991.1). Manuální převodovky pro osobní automobily s osmi nebo více rychlostními stupni se prozatím nevyrábějí. Současné těžké nákladní automobily mají díky kombinaci hlavní převodovky s redukční a/nebo dělicí převodovkou většinou k dispozici 8 až 18 dopředných rychlostních stupňů a obvykle 2 stupně pro jízdu vzad. [3] [12]

Postupný vývoj manuálních převodovek ve 20. století lze názorně vidět také v **tabulce 2**, kde jsou uvedeny vybrané nejvýznamnější osobní automobily české značky Škoda Auto (Laurin & Klement do r. 1925) a jejich převodovky. Poslední převodovkou českého (respektive československého) původu byla Škoda 14H (konstrukčně vycházející z převodovky ve Škodě 781), vyráběná až do roku 2003 pro Škodu Fabii s motory 1.0 MPI a 1.4 MPI (konstrukčně vycházející z motoru ve Škodě 1000 MB), které byly zároveň posledními motory zcela českého (československého) původu a jejichž výroba skončila ve stejném roce. Od roku 2004 už používají všechny automobily Škoda výhradně převodovky Volkswagen. [7]



Tabulka 2: Přehled převodovek vybraných automobilů Laurin & Klement a Škoda

| Název                           | Rok výroby      | Spojka | Počet RS    | Ozubení        | Synchronizace                    | Os. vzd. | Poznámka        |
|---------------------------------|-----------------|--------|-------------|----------------|----------------------------------|----------|-----------------|
| L&K typ A                       | 1905 - 07       | K      | 3           | Rovné          | Ne                               | 73 mm    | 3H, PZ na 3. RS |
| L&K typ G                       | 1908 - 11       | K      | 3           | Rovné          | Ne                               | 79 mm    | 3H, PZ na 3. RS |
| L&K typ K                       | 1911 - 15       | L      | 4           | Rovné          | Ne                               | 108 mm   | 3H, PZ na 4. RS |
| L&K typ M                       | 1917 - 23       | L      | 4           | Rovné          | Ne                               | 103 mm   | 3H, PZ na 4. RS |
| ŠK 110                          | 1925 - 29       | VL     | 4           | Rovné          | Ne                               | 78 mm    | 3H, PZ na 4. RS |
| ŠK 430                          | 1929 - 36       | VL     | 3           | Rovné          | Ne                               | 67 mm    | 3H, PZ na 3. RS |
| ŠK 420<br>Popular, Rapid        | 1934 - 38       | L      | 4           | Š (2. RS)      | NJ (2. a 3. RS)                  | 60,5 mm  | 3H, PZ na 3. RS |
| ŠK 640 Superb                   | 1934 - 39       | L      | 4           | Š (3. RS)      | NJ (3. a 4. RS)                  | 78 mm    | 3H, PZ na 4. RS |
| ŠK 1101/1102                    | 1946 - 52       | L      | 4           | Š (2. a 3. RS) | NJ (3. a 4. RS)                  | 60,5 mm  | 3H, PZ na 4. RS |
| ŠK 1200/1201                    | 1952 - 61       | L      | 4           | Š (2. a 3. RS) | NJ (3. a 4.,<br>později i 2. RS) | 63,5 mm  | 3H, PZ na 4. RS |
| ŠK Spartak,<br>Octavia, Felicia | 1955 - 64       | L      | 4           | Š (2. a 3. RS) | J (3. a 4.,<br>později i 2. RS)  | 73 mm    | 3H, PZ na 4. RS |
| ŠK 1000 MB                      | 1964 - 69       | L      | 4           | Š (všechny RS) | J (všechny RS)                   | 66,25 mm | Dvouhřídelová   |
| ŠK 100/110                      | 1969 - 77       | L      | 4           | Š (všechny RS) | J (všechny RS)                   | 66,25 mm | Dvouhřídelová   |
| ŠK typ 742/743                  | 1976 - 90       | L      | 4 nebo<br>5 | Š (všechny RS) | J (všechny RS)                   | 66,25 mm | Dvouhřídelová   |
| ŠK Favorit<br>(typ 781)         | 1987 - 94       | L      | 5           | Š (všechny RS) | J (všechny RS)                   | 70 mm    | Dvouhřídelová   |
| ŠK Felicia<br>(typ 791)         | 1994 -<br>2001  | L      | 5           | Š (všechny RS) | J (všechny RS)                   | 70 mm    | Dvouhřídelová   |
| ŠK Fabia<br>(typ 6Y)            | 1999 -<br>2003* | L      | 5           | Š (všechny RS) | J (všechny RS)                   | 70 mm    | Dvouhřídelová   |

\* až do roku 2007 pouze s převodovkami Volkswagen

Vysvětlivky: L&K – Laurin & Klement, ŠK – Škoda, K – kuželová spojka, L – lamelová spojka, VL – vícelamelová spojka, RS – dopředný rychlostní stupeň, Š – šikmé ozubení, NJ – nejištěná synchronizace, J – jištěná synchronizace, Os. vzd. – osová vzdálenost hřídelí, 3H – tříhřídelová převodovka, PZ – přímý záběr. Červeně vyznačené automobily měly klasickou koncepci, zeleně vyznačené motor umístěný podélně za zadní nápravou a pohon zadních kol, modře vyznačené motor uložený vpředu napříč a pohon předních kol.

Zdroj: Vlastní zpracování na základě údajů z publikace *Historie převodovek Laurin & Klement a Škoda* (CHLUPÁČ Martin, Moto Public, 2019) [7]

## 5.2 Konstrukce

Manuální převodovky jsou tvořeny alespoň dvěma hřídelemi. Vstupní (hnací), jednou nebo více výstupními (hnanými) a v některých případech také jednou nebo více předlohovými. Na nich se nacházejí pevná, otočná nebo posuvná (po drážkové hřídeli) ozubená kola. Zjednodušeně lze převodovky rozdělit na dvouhřídelové a tříhřídelové. Existují také čtyři nebo vícehřídelové převodovky, které ovšem stále vycházejí z dvou nebo tříhřídelových převodovek. Běžné manuální převodovky obvykle dosahují mechanické účinnosti 90 až 97 %. [3]

## Dvouhřídelové převodovky

Mají jen vstupní a výstupní hřídele, které jsou umístěny rovnoběžně. Na jedné z hřídelí jsou pevně uložena ozubená kola, na druhé jsou volně uložena kola (spojovaná s hřídelí pomocí zubových nebo synchronizačních spojek) nebo posuvně uložena kola (je-li hřídel drážková). Dvouhřídelové převodovky se většinou používají v automobilech, které mají motor uložený na hnané nápravě (například motor uložený vpředu napříč a pohon předních kol). [7]

## Tříhřídelové převodovky

Obvykle mají navíc ještě předlohou hřídel, na které jsou pevně uložena ozubená kola, a která je poháněna soukolím stálého převodu od vstupní hřídele. Na výstupní hřídeli jsou volně uložena nebo posuvná kola. Vstupní a výstupní hřídele bývají souose umístěny, tím je umožněno jejich spojení přesuvnou spojkou, tzv. přímý záběr (s převodovým poměr rovným jedné, vyšší mechanickou účinností a nižší hlučností i vibracemi, protože točivý moment není přenášen přes ozubená kola, kola ve stálém záběru se samozřejmě dále volně otáčejí). Takové převodovky se obvykle používají u automobilů s klasickou koncepcí. [7]

Jiná varianta tříhřídelové převodovky má jednu vstupní a dvě výstupní hřídele (všechny rovnoběžně). Obě výstupní hřídele zabírají do společného kola stálého převodu rozvodovky. Hnaná kola některých rychlostních stupňů jsou na jedné výstupní hřídeli, zbytek hnaných kol je na hřídeli druhé. Toto uspořádání dovoluje zkrácení hřídelí (a tím celé převodovky) při zachování většího počtu rychlostních stupňů. [3]

### 5.2.1 Hlavní spojky

Hlavní spojky u manuálních převodovek umožňují plynulý rozjezd vozidla a přerušeni výkonového toku od motoru během řazení rychlostního stupně (zkušený řidič dokáže řadit i bez použití spojky, pokud během změny rychlostního stupně citlivě zachází s řadící pákou a plynovým pedálem vyrovná otáčky ozubeného kola a hřídele). Převážná většina manuálních převodovek používá třecí spojky, které lze rozdělit do třech základních skupin:

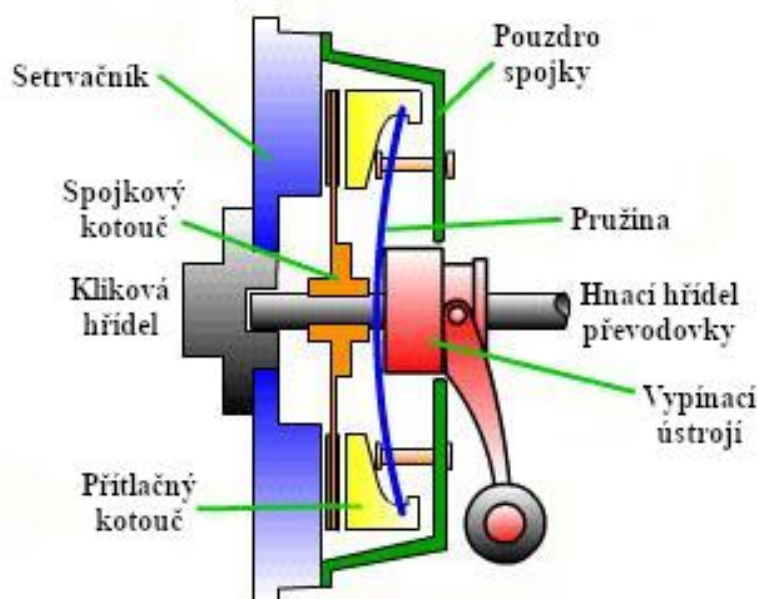
- Kuželové – nejstarší typ, používaný v automobilech ještě začátkem 20. století.
- Lamelové – nejpoužívanější typ.
- Vícelamelové – na rozdíl od (jedno)lamelových spojek mají více lamel řazených za sebou. Tím je zvýšen počet třecích ploch a maximální možný přenášený točivý moment při zachování malých rozměrů spojky. Používají se především v automobilech s výkonnými motory, některých motocyklech a ve dvouspojkových převodovkách. [3]

Na **obrázku 4** bude popsáno zjednodušené schéma lamelové třecí spojky. Spojková sada obvykle bývá umístěna na setrvačnicku. Setrvačník snižuje nerovnoměrnost chodu motoru, tvoří jednu z třecích ploch spojky, pomáhá odvádět teplo vznikající třením a má ozubený věnec,

který je používán ke spuštění motoru. Za setrvačником se nachází spojkový kotouč (axiálně posuvný po drážkované části hnací hřídele převodovky), který je tvořen ocelovým plechem s přinýtovaným nebo přilepeným spojkovým obložením (z obou stran). Za spojkovým kotoučem se nachází přitlačný kotouč (spojený čepy s pouzdem), který je na něj tlačěn pružinou. Pružiny lze podle tvaru rozdělit do třech skupin:

- Vinuté
- Talířové – mají příznivější průběh silové charakteristiky oproti vinutým.
- Membránové – podobné talířovým pružinám, mají navíc radiální zářezy. [3]

Obrázek 4: Zjednodušené schéma lamelové třecí spojky



Zdroj: <http://cdn.pearltrees.com/s/pic/la/plate-clutch-69634309> (přeloženo do českého jazyka)

K přenosu točivého momentu dochází díky tření mezi setrvačником a spojkovým kotoučem a mezi spojkovým a přitlačným kotoučem. Pro spojkové obložení se používají organické (například skleněná nebo uhlíková vlákna), případně teplotně odolnější anorganické materiály (například spékáný bronz nebo železo). K rozpojení dojde oddálením přitlačného kotouče po překonání přitlačné síly pružiny tlakem na ložisko vypínacího ústrojí (obvykle hydraulickým válcem, ovládaným spojkovým pedálem). Spojky musí být dimenzovány na větší točivý moment, než je maximální točivý moment motoru, aby s rezervou (pro postupné snižování součinitele tření, ke kterému dochází opotřebením během doby provozu) dokázaly pokrýt také vznikající dynamické účinky. Maximální točivý moment, který třecí spojka dokáže přenést lze vypočítat pomocí **rovnice 10**. [3]

Rovnice 10: Maximální točivý moment, který třecí spojka dokáže přenést.

$$M_{s,max} = F_p \cdot \mu \cdot i_{tp} \cdot \frac{d_1 + d_2}{4}$$

$M_{s,max}$  [Nm] je maximální točivý moment,  $F_p$  [N] je přítláčná síla,  $\mu$  [-] je součinitel tření,  $i_{tp}$  [-] je počet třecích ploch,  $d_1$  [mm] je vnější průměr obložení a  $d_2$  [mm] je vnitřní průměr obložení na spojkovém kotouči.

### 5.2.2 Převody

Převody jsou tvořeny hřídelemi a ozubenými koly. Hlavním údajem určujícím velikost i únosnost převodovky je osová vzdálenost hřídelí, jejíž hodnota má zásadní vliv na rozměry ozubených kol, ložisek, synchronizačních mechanismů, řadicích vidlic a dalších důležitých komponentů. Většina manuálních převodovek má ozubená kola válcová čelní, s šikmým nebo výjimečně přímým ozubením. [3]

#### Přímé ozubení

Ozubená kola s přímým ozubením byla v minulosti, kvůli jednodušší a levnější výrobě, upřednostňována před koly s šikmým ozubením. Soukolí s přímými zuby má hlučnější chod, ale nevznikají v něm axiální síly (případně pouze velmi malé axiální síly způsobené vůlemi součástí), není tak potřeba na tyto síly dimenzovat ložiska. V současnosti se používá nejvýše u kol zpětného chodu nebo v převodovkách určených pro závodní automobily. Díky svému tvaru umožňuje řazení do záběru po drážkové hřídeli (pro tento účel mohou být boky zubů zaobleny). [3]

#### Šikmé ozubení

V současnosti nejpoužívanější typ, jehož výroba je oproti přímému ozubení složitější a nákladnější. Díky sklonu mají zuby delší čáru styku a soukolí větší kontaktní plochu. Tím je zvýšena jeho únosnost a zároveň snížena jeho hlučnost. Negativem je vznik axiálních sil (jedná se o tangenciální složky obvodových sil v soukolí), které je potřeba zachytit v ložiscích. Šikmé ozubení neumožňuje řazení kol do záběru po drážkové hřídeli, ozubená kola proto musí být ve stálém záběru a s hřídelemi spojovány pomocí synchronizačních mechanismů. [3]

#### Zpětný chod

Pro zajištění zpětného chodu je nutné změnit smysl otáčení výstupní hřídele vložení dalšího ozubeného kola (uloženém na samostatné krátké hřídeli) mezi hnací a hnanou hřídel převodovky (v některých velmi starých převodovkách bylo ozubené kolo vkládáno přímo mezi hnací a hnané kolo prvního rychlostního stupně – v takovém případě nemohlo být soukolí prvního stupně ve stálém záběru). Starší manuální převodovky pro zpětný chod používaly ozubená kola s přímými zuby (proto byla jízda vzad doprovázena větší hlučností, která je ovšem vzhledem k malému podílu jízdy vzad při běžném provozu vozidla málo významná) a bez synchronizace (nesynchronizovaný zpětný chod obvykle také není problémem, protože je řazen, když se automobil nepohybuje). Většina moderních převodovek má soukolí zpětného chodu se šikmými zuby a případně také se synchronizací. [3]

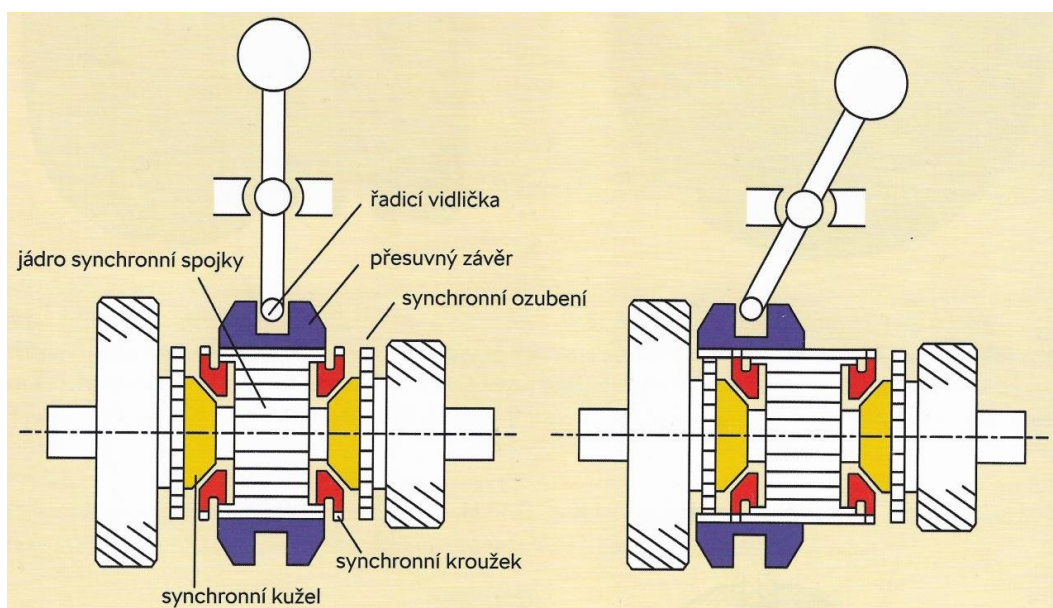
### 5.2.3 Synchronizace

Pro zařazení rychlostního stupně, který má ozubené kolo ve stálém záběru, je nutné vyrovnat otáčky volně otočného kola s otáčkami hřídele, na které se kolo nachází, dříve než dojde k jejich spojení pomocí zubové spojky. U nesynchronizovaných převodovek je nezbytné upravovat otáčky vstupní hřídele meziplýnem nebo dvojitým vyšlapáváním spojkového pedálu (otáčky výstupní hřídele nelze upravovat, protože je spojena s koly vozidla). Pro usnadnění obsluhy, zvýšení komfortu řidiče a zvýšení spolehlivosti bývají manuální převodovky vybaveny synchronizačním mechanismem s kuželovou brzdou. Synchronizaci lze rozlišit na nejištěnou a jištěnou. [7]

#### Nejištěná synchronizace

Jedná se o starý způsob synchronizace, který vyžaduje zkušenějšího řidiče. Synchronizační spojka, jejíž schéma je na **obrázku 5**, se skládá z jádra (pevně spojeného s hřídelí), přesuvného závěru (spojeného drážkami s jádrem) a synchronního kroužku. Ozubené kolo rychlostního stupně má kromě hlavního ozubení ještě synchronní ozubení a synchronní kužel. Při řazení nejprve přesuvný závěr (posouvaný řadicí vidličkou) přitlačí synchronní kroužek k synchronnímu kuželu kola. Jakmile se zpomalením nebo zrychlením ozubeného kola vyrovnají jeho otáčky s otáčkami hřídele, lze posunout přesuvný závěr na synchronní ozubení a tím kolo s hřídelí spojit. Nelze však zabránit (například pokud řidič zatlačí řadicí páku do koncové polohy příliš brzy nebo rychle) styku přesuvného závěru se synchronním ozubením dříve, než jsou vyrovnány otáčky kola a hřídele. V takovém případě do sebe závěr s ozubením (se značným mechanickým opotřebením) narážejí, dokud se jejich otáčky nevyrovnají. [7]

Obrázek 5: Schéma nejištěné synchronizace



Zdroj: *Historie převodovek Laurin & Klement a Škoda (CHLUPÁČ Martin, Moto Public, 2019)* [7]

## **Jištěná synchronizace**

Již velkou spoustu let se jedná o výhradně používanou synchronizaci. Princip její funkce je stejný jako u nejištěné synchronizace, ale synchronizační spojka je navíc vybavena zařízením zabraňujícím posunutí přesuvného závěru, dokud nejsou otáčky kola a hřídele vyrovnány. Obvykle je mezi závěrem a synchronním ozubením kola ještě clonící kroužek (také s ozubením). Během změny rychlostního stupně je clonící kroužek závěrem (který se otáčí) strháván a jeho zuby tak brání posunu přesuvného závěru na synchronní ozubení kola. Teprve po vyrovnání otáček kola a hřídele lze řadící páku zatlačit do koncové polohy. [7]

Existují ještě další druhy synchronizačních mechanismů, většinou se jedná o modifikace klasické synchronizační spojky, ale synchronizovat rychlostní stupně lze také například pomocí vícelamelových spojek. [3]

### **5.2.4 Řadící ústrojí**

Volbu rychlostního stupně umožňuje řidiči řadící páka (obvykle umístěná v kabině na podlaze nebo středovém tunelu), spojená táhly nebo bowdeny s řadícím ústrojím převodovky. Řadící ústrojí je tvořeno zasouvacím a pojistným ústrojím. Zasouvací ústrojí může být řadové, kulisové nebo nejčastěji kulové. [7]

#### **Řadové zasouvací ústrojí**

Staré, dnes již nepoužívané řešení, které neumožňuje synchronizaci. Řadící páka se pohybuje pouze v jedné ose a jedinou řadící vidlicí posouvá po drážkové hřídeli zároveň ozubená kola všech rychlostních stupňů. Kola jsou proto na hřídelích uspořádána podle pořadí a rozmístěna tak, aby posunem vidlice bylo jedno soukolí vyřazeno ze záběru a poté další soukolí do záběru zařazeno. Rychlostní stupně lze řadit pouze postupně. [7]

#### **Kulové zasouvací ústrojí**

Nejpoužívanější řešení, jehož princip je podobný jako u řadového zasouvání, avšak převodovka má řadících vidlic několik. Každá vidlice ovládá pouze jeden nebo dva rychlostní stupně, díky tomu může posouvat ozubená kola po drážkách nebo přesuvný závěr po synchronizační spojce. Řadící páka se pomocí kulového kloubu pohybuje příčně nebo podélně, příčný pohyb umožňuje volbu mezi vidlicemi (v daný okamžik tak může být posouvána pouze jedna vidlice), podélný pohyb posouvá zvolenou vidlici. Řazení z jednoho rychlostního stupně na druhý probíhá vždy přes „neutrál“ (prostřední polohu řadící páky). [7]

#### **Kulisové zasouvací ústrojí**

Staré, velmi málo používané řešení, s principem podobným kulovému zasouvání avšak řadící páka se pohybuje na hřídeli, podélným pohybem posouvá řadícími vidlicemi, příčným pohybem střídá vidlice. [7]

## Pojistné ústrojí

Zabraňuje zařazení více rychlostních stupňů zároveň a také samovolnému vyřazení nebo zařazení. Nejčastěji používaný pojišťovací mechanismus má pojišťovací kolíky a řadící vidlice opatřené drážkami. Je-li jednou z vidlic zařazen rychlostní stupeň, pojišťovací kolíky se zasunou do drážek ostatních vidlic a brání jejich posunu. Uvolní se po vrácení řadící vidlice do neutrální polohy. [7]

### 5.2.5 Mazací soustava

Úlohou olejové náplně převodovky je nejen mazání, ale také chlazení exponovaných součástí (především ozubených kol a ložisek) a jejich ochrana před korozi. Pro historicky první automobilové převodovky bylo charakteristické nekryté ozubení (navíc mazané jen plastickým mazivem), které se stávalo příčinou velké hlučnosti, nadměrného opotřebování, v nejhorším případě zadírání. Pozdější převodovky už byly mazané olejem, který bylo kvůli rychle přibývajícím množství otěrových částic nutné měnit například každé dva tisíce kilometrů (v kontrastu s moderními převodovkami, které mají velmi dlouhý nebo vůbec žádný interval výměny oleje) a kvůli nedostatečnému utěsnění doplňovat ještě častěji. [7]

V prvních automobilových převodovkách bylo řešeno pouze mazání ozubených kol (broděním v oleji), v průběhu let (s narůstajícím přenášeným točivým momentem a otáčkami hřídelí) se začalo ukazovat, že je potřeba věnovat pozornost také mazání (tehdy výhradně kluzných) ložisek. Zpočátku bylo jejich mazání řešeno příčným a šikmým, později také podélným navrtáním hřídele, kterým byl olej dopravován do drážky v ložisku. Dalším zavedeným opatřením bylo příčně navrtávání ozubených kol, (konstruktéři předpokládali, že olej bude do otvoru natlačen protikolem), toto řešení bylo používáno několik desítek let, než se ukázalo, že vlivem odstředivé síly se do otvorů v kolech dostane oleje jen velmi málo (zejména u rychle se otáčejících hřídelí). [7]

Později začala být kluzná ložiska nahrazována valivými (kuličkovými, válečkovými nebo jehlovými), která jsou méně náročná na mazání a konstruktéři tak mohli navrtávání kol a hřídelí omezit. Další problém nastal při použití dvouřadých kuželíkových ložisek. Kuželíkové ložisko se totiž od vnitřního průměru směrem ven chová jako čerpadlo, proto musely být opět použity hřídele s podélným a příčným navrtáním tak, aby byl olej odstředivou silou dopravován do středu ložiska. [7]

Současné manuální převodovky mají ložiska mazaná olejem odstříkujícím od ozubených kol. Pouze do míst, kam se olej odstříkovaním nedostane, je přiváděn systémem kanálků a žlábků, případně také podélně a příčně navrtaných hřídelí. [3]

## 6 Automatické převodovky s měniči točivého momentu

Automatická převodovka s měničem točivého momentu je typem převodovky, u které jsou změna rychlostního stupně a rozjezd automatizovány pomocí kombinace hydrodynamického měniče točivého momentu a většinou planetové převodovky. Obvykle jsou jimi vybaveny větší a těžší automobily vyšších tříd. Z hlediska historického vývoje, jsou častěji zastoupeny u automobilů novějšího roku výroby. Z hlediska geografie jsou nejběžnější v Severní Americe. [3]

### 6.1 Historický vývoj

#### 6.1.1 1. polovina 20. století

Roku 1834, německý vynálezce Johann Georg Bodmer navrhl planetovou převodovku, která částečně umožňovala řazení pod zatížením pomocí zubových spojek a korunového kola brzděného pásovou brzdou. V roce 1904, američtí bratři Sturtevanové vyvinuli první prototyp samočinné převodovky, měla dva rychlostní stupně, volba mezi nimi byla řízena odstředivým regulátorem na motoru (při vyšších otáčkách byl zařazen druhý rychlostní stupeň). O rok později si Hermann Föttinger, konstruktér u německého výrobce lodí AG Vulcan, nechal patentovat hydrodynamický princip přenosu energie a také první hydrodynamický měnič točivého momentu. Zpočátku byl hydrodynamický měnič používán pouze v některých lodích namísto běžných převodovek, které tehdy nezvládaly velké výkony lodních motorů. Postupně však tato nevýhoda byla odstraněna a koncem 20. let došlo k úpadku hydrodynamických měničů v lodních pohonných ústrojích. [3] [7]

Roku 1921 společnost ZF představila veřejnosti čtyřrychlostní manuální převodovku „Soden“ s ozubenými koly ve stálém záběru a s možností „předvolby“ rychlostního stupně. Řidič si mohl pomocí voliče převodovky „vybrat“ požadovaný rychlostní stupeň, zatímco stávající zůstal zařazen a pak pouhým sešlápnutím pedálu zařadit stupeň nový. Tím byl značně zvýšen komfort a bezpečnost, avšak kvůli vysoké ceně se tato převodovka velké popularity nedočkala. Obdobný způsob řazení však dodnes používají některé převodovky v menších nákladních nebo speciálních vozidlech. V roce 1925, německý konstruktér Hermann Rieseler sestrojil prototyp automatické převodovky s měničem točivého momentu a planetovým soukolím a položil tak základy pro všechny další „klasické“ automatické převodovky. V následujících letech pak probíhalo zkoušení různých prototypů převodovek s hydrodynamickými spojovacími elementy v pohonech pozemních vozidel. [3] [7]

V roce 1926 začala výroba francouzské třírychlostní převodovky „Cotal“ s možností „předvolby“ rychlostního stupně, měla planetové soukolí a řazení bylo automatizované pomocí třech elektromagnetických spojek. Tato převodovka byla mimo jiné nabízena také jako příplatková výbava Škody Rapid ve 30. letech. Roku 1928, na konsorciu v německém Karlsruhe, byl představen „Trilok“ měnič – hydrodynamický měnič točivého momentu



s blokovací spojkou (viz kapitolu 6.2.1). Měníče s blokovací spojkou jsou téměř výhradně používány v současných automatických převodovkách. [3]

Roku 1939, americký výrobce automobilů General Motors zahájil výrobu čtyřrychlostní automatické převodovky „Hydra-Matic“ s planetovými převody a hydrodynamickou spojkou (v kontrastu s první Rieselerovou automatickou převodovkou s hydrodynamickým měničem). Hydra-Matic se tak stala první hromadně vyráběnou automatickou převodovkou na světě (celkem bylo vyrobeno více než 13 milionů kusů). Nejdříve byla instalována do Oldsmobilů řady 60 a 70, později také do automobilů Cadillac (všechny s motorem uloženým vpředu podélně a pohonem zadních kol). Během druhé světové války se převodovka Hydra-Matic používala také v pohonných ústrojích malých armádních vozidel. [3]

V roce 1948, americká automobilka Buick (divize General Motors) zahájila výrobu dvourychlostní automatické převodovky „Dynaflow“, první automatické převodovky na světě s hydrodynamickým měničem točivého momentu a Ravigneauxovým planetovým soukolím (viz kapitolu 6.2.2). Poprvé byla použita ve čtvrté generaci Buicku Roadmaster s řadovým osmiválcovým motorem, uloženým vpředu podélně a pohonem zadních kol. Roku 1950, americká značka luxusních automobilů Packard zahájila výrobu dvourychlostní převodovky „Ultramatic“ s měničem točivého momentu s blokovací spojkou (viz kapitolu 6.2.1). Automatické převodovky s měniči točivého momentu se postupem času v U.S.A. staly natolik populární, že v současnosti jsou nabízeny téměř ve všech tammích prodávaných automobilech (některé modely v mnohých případech ani s jiným typem převodovky zakoupit nelze). [3]

### **6.1.2 2. polovina 20. století a 21. století**

Roku 1952 americká společnost BorgWarner spustila výrobu třírychlostní automatické převodovky „Warner-Gear“ s planetovými převody a měničem točivého momentu. O rok později, společnost ZF vyrobila třírychlostní převodovku „Hydromedia“ s měničem točivého momentu a hydraulicky ovládanými vícelamelovými spojkami planetových převodů. Ve stejný rok, německý výrobce automobilových komponentů Borgward vyrobil třírychlostní automatickou převodovku s čelním soukolím a elektrohydraulickým systémem řazení. V roce 1955 společnost Borgward zahájila hromadnou výrobu první automatické převodovky s hydrodynamickým měničem pro osobní automobily v Německu, převodovka měla dva rychlostní stupně. [3] [11]

V roce 1961, společnost Daimler vyvinula první vlastní automatickou převodovku, s hydrodynamickou spojkou, dvěma planetovými soukolími a čtyřmi rychlostními stupni. V roce 1965, společnost ZF zahájila výrobu třírychlostní automatické převodovky „3HP12“ s měničem točivého momentu, Ravigneauxovým planetovým soukolím a hydraulickým systémem řazení. V polovině 60. let se také objevily hydrodynamické měniče s blokovací spojkou v některých automatických převodovkách nákladních vozidel. [3]

Roku 1967 Volkswagen začal vyrábět třírychlostní poloautomatickou převodovku „Autostick“ s měničem točivého momentu a převody čelním soukolím. Převodovka byla nabízena jako alternativa k manuální převodovce ve Volkswagenu Brouk (motor uložený podélně za zadní nápravou, pohon zadních kol). [3]

Od 40. let do konce 70. let k velkým změnám v konstrukci automatických převodovek nedošlo, většinou se jednalo pouze o modifikace předcházejících typů. Teprve začátkem 80. let přišla revoluce v podobě mikroprocesorového řízení. Dalším krokem bylo zavedení adaptivního řazení automobilkou Porsche v roce 1989 (změna rychlostního stupně závisí na jízdním stylu řidiče, například pokud řidič preferuje „sportovnější“ styl jízdy, převodovka řadí při vyšších otáčkách motoru). [3]

Většina automatických převodovek měla až do konce 20. století nejvýše čtyři rychlostních stupně, teprve začátkem 90. let začaly některé prémiové značky používat automatické převodovky s pěti rychlostními stupni, hydrodynamickým měničem točivého momentu s blokovací spojkou a elektrohydraulickým systémem řazení. Roku 1994 byla zahájena výroba pětirychlostní automatické převodovky ZF 5HP30. [3]

V roce 1997, společným úsilím německých firem Mercedes-Benz a Siemens vznikla převodovka W5A 180, která měla veškeré řídicí prvky (elektronickou řídicí jednotku, senzory, hydraulické akční členy atd.) zkombinované do jedné mechatronické jednotky, kterou bylo možné uložit přímo do skříně převodovky. O rok později, společnost ZF vyrobila plně automatickou převodovku pro nákladní automobily „AS-Tronic“ s 12, případně 16 rychlostními stupni. [3]

V následujících pěti odstavcích budou uvedena historická prvenství v počtu rychlostních stupňů automatických převodovek pro motory uložené podélně i pro motory uložené napříč. Vždy je uveden rok zahájení výroby převodovky, nikoli modelový rok vozidel, do kterých byla poprvé nainstalována (který je, vzhledem k charakteru produkce, obvykle o 1 až 2 roky později).

První šestirychlostní automatickou převodovkou na světě pro motory uložené podélně byla ZF 6HPXX (symboly XX reprezentují dvojčíslí specifikující konkrétní model převodovky), vyráběná od roku 2000. První šestirychlostní automatickou převodovkou pro motory uložené napříč byla převodovka TF-60SN, vyráběná japonskou společností Aisin Corporation (člen skupiny Toyota Group) od roku 2002. [3] [12]

Od roku 2003 vyrábí společnost Daimler AG převodovku W7A (s obchodním názvem 7G-Tronic), první automatickou převodovku určenou pro motory uložené podélně se sedmi rychlostními stupni. Sedmirychlostní automatické převodovky v automobilech s motorem uloženým napříč dosud nikdy nebyly použity. [13]

V roce 2006 Aisin Corporation zahájila výrobu převodovky AA80E, první osmirychlostní automatické převodovky na světě, určené pro osobní automobily s motory uloženými podélně. První osmirychlostní automatickou převodovkou učenou pro motory uložené napříč, byla Aisin řady AW F8FXX. [3]

Prvními automatickými převodovkami s devíti rychlostními stupni na světě byly ZF 9HPXX určená pro motory uložené napříč a W9A (9G-Tronic) společnosti Daimler AG pro motory uložené podélně. Obě vyráběné od roku 2013. [12] [14]

Prvními desetirychlostní automatickými převodovkami pro podélně uložené motory byly převodovky Ford řady 10RXX a GM řady 10LXX, vzniklé společným úsilím Ford Motor Company a General Motors, vyráběné od roku 2017. Desetirychlostní automatické převodovky se v osobních automobilech s motorem uloženým napříč prozatím nepoužívají. Automatické převodovky s jedenácti nebo více rychlostními stupni se prozatím nevyrábějí. [15]

V současnosti stoupá popularita automatických převodovek s měniči točivého momentu, postupně snižují dominantní zastoupení manuálních převodovek i na evropských trzích a v některých případech dokonce nahradily převodovky dvouspojkové (především u automobilů osazených motory s velkým točivým momentem, například aktuální generace Audi RS4 má osmirychlostní automatickou převodovku ZF 8HP, zatímco předchůdce měl sedmirychlostní dvouspojkovou převodovku). Oproti manuálním převodovkám jsou těžší, dražší na výrobu, mají větší servisní náklady, menší mechanickou účinnost (způsobující větší spotřebu a větší produkci emisí výfukových plynů). Nespornou výhodou je větší komfort jízdy (zejména v městském provozu) a snadná obsluha. Automatické převodovky jsou nabízeny v nepřeberném množství osobních automobilů střední a vyšší třídy. Díky komfortu jízdy jsou preferovány v luxusních automobilech a díky snadnějšímu rozjezdu i schopnosti hydrodynamického měniče násobit točivý moment jsou preferovány v automobilech určených pro jízdu v těžkém terénu. Moderní automatické převodovky obvykle mají 6 až 10 rychlostních stupňů, z nichž několik může být rychloběžných.

## **6.2 Konstrukce**

Základem „klasických“ automatických převodovek je hydraulický spojovací element a převodovka tvořená soustavou planetových soukolí. Automatické převodovky osobních automobilů obvykle dosahují mechanické účinnosti 86 až 94 %. [3]

### **6.2.1 Hydrodynamické měniče**

Na rozdíl od automobilů s manuální převodovkou, nemají automobily s klasickou automatickou převodovkou na motoru setrvačnick, ale pouze ozubený věnec, který je spojen s hydrodynamickým měničem a chod motoru stabilizuje jejich celková setrvačná hmota. [3]

Rané automatické převodovky používaly hydrodynamické spojky. Hydrodynamická spojka je tvořena skříní, ve které je hydraulická kapalina (většinou speciální hydraulický olej s malou viskozitou), čerpadlovým a turbínovým kolem. Čerpadlové kolo je spojeno s motorem, turbínové kolo je spojeno s planetovou převodovkou. Motorem roztáčené čerpadlové kolo způsobuje proudění hydraulické kapaliny, která následně dopadá na lopatky turbínového kola a roztáčí ho, tím dochází k přenosu točivého momentu. Je zřejmé, že čím větší bude rozdíl mezi rychlostí proudící kapaliny a obvodovou rychlostí turbínového kola, tím větší bude síla na kolo působící (a tím větší točivý moment) a také, že ve chvíli, kdy byl rozdíl rychlostí nulový, byla by nulová i síla působící na turbínové kolo. Z tohoto důvodu vyplývá, že otáčky turbínového kola jsou vždy menší než otáčky čerpadlového kola. Tento jev je nazýván skluz, hodnotu skluzu lze vypočítat z **rovnice 11**. [3]

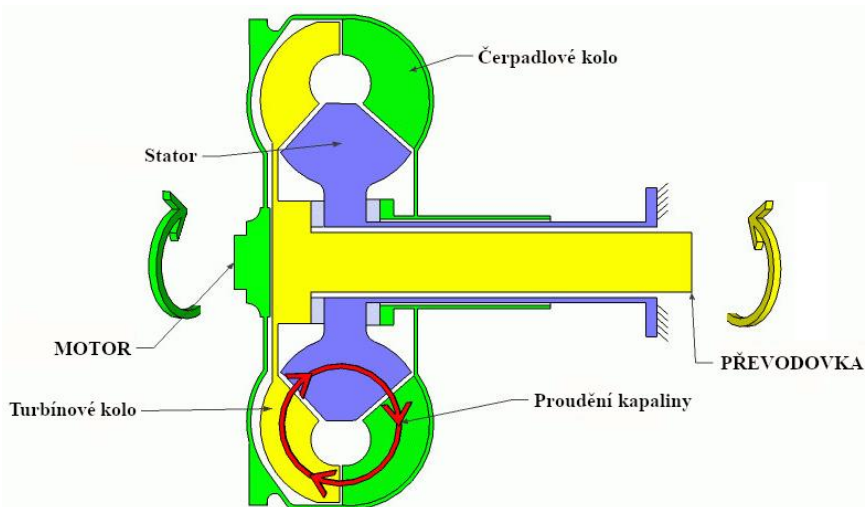
Rovnice 11: Skluz hydrodynamické spojky

$$s = \frac{n_c - n_t}{n_c}$$

Kde  $s$  [-] je skluz spojky,  $n_c$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky čerpadlového kola a  $n_t$  [ $\text{min}^{-1}$ ] jsou otáčky turbínového kola. Minimální hodnota skluzu bývá okolo 4 až 5%. Z nenulového skluzu také vyplývá, že účinnost hydrodynamické spojky nikdy nemůže být 100 %. Vždy dochází ke ztrátám způsobeným vnitřním třením a turbulencemi v kapalině a přeměně části mechanické energie na teplo. Na rozdíl od hydrodynamického měniče, u hydrodynamických spojek nedochází k násobení točivého momentu. Hydrodynamické spojky zároveň účinně tlumí torzní kmity mezi motorem a převodovkou. [3]

Později byly hydrodynamické spojky nahrazeny jejich modifikovanou variantou, hydrodynamickým měničem točivého momentu. Zjednodušené schéma měniče je na **obrázku 6**.

Obrázek 6: Schéma hydrodynamického měniče točivého momentu



Zdroj: <https://x-engineer.org/wp-content/uploads/2017/02/Torque-converter-schematic.jpg?c2d694&c2d694>  
(přeloženo do českého jazyka)

V podstatě se jedná o hydrodynamickou spojku s vloženým reakčním prvkem (třetí lopatkové kolo, někdy nazývané stator) mezi čerpadlo a turbínu. Právě reakční prvek umožňuje násobení točivého momentu (při rozjezdu téměř trojnásobně). Hydraulická kapalina vykonává současně dva pohyby, poměrový (od středu čerpadlového kola k jeho okraji) a přenosný (od čerpadlového kola k turbínovému). Při velkém skluzu, lopatky statoru směřují přenosovou kapalinu na lopatky turbínového kola, díky tomu je využívána kinetická energie přenosového i poměrového pohybu kapaliny, část energie kapaliny, která není přeměněna na mechanickou energii se přes stator vrací zpět na čerpadlové kolo, díky čemuž dochází ke zvýšení točivého momentu. Čím je skluz menší, tím menší je také násobení točivého momentu. [3]

### **Blokovací spojka**

Pro zvýšení účinnosti mohou být hydrodynamické měniče doplněny blokovací spojkou, která je „přemostňuje“ mechanickým spojením čerpadlového a turbínového kola speciální třecí (obvykle vícelamelovou) spojkou. Tím jsou eliminovány ztráty vnitřním třením a turbulencemi v hydraulické kapalině a je dosažena 100% účinnost měniče. Ke spojení dojde po dosažení určité stanovené hodnoty skluzu. Pokud skluz opět přesáhne stanovenou hodnotu (například po sešlápnutí plynového pedálu), spojka se rozpojí. O vhodnosti spojení nebo rozpojení rozhoduje řídicí jednotka. Některé převodovky používají blokovací spojku pouze u vyšších rychlostních stupňů. Blokovací spojky jsou používány ve všech moderních automatických převodovkách. Pro tlumení torzních kmitů musí být spojky vybaveny torzními tlumiči. [3]

### **6.2.2 Planetové převody**

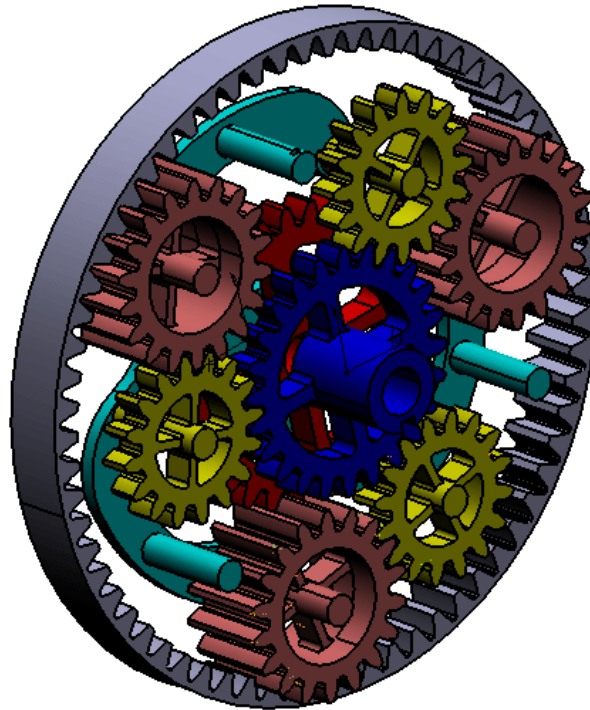
V běžných automatických převodovkách je většinou uspořádáno několik planetových soukolí za sebou. Starší i současné automatické převodovky používaly (používají) obvykle některé z těchto typů planetových převodovek:

- Běžná planetová převodovka – Nabízí dva dopředné a jeden zpětný rychlostní stupeň.
- Ravigneauxova planetová převodovka – Planetová převodovka se dvěma centrálními koly s různým počtem zubů. Každé centrální kolo má své satelity. Satelity menšího centrálního kola jsou v záběru se satelity většího centrálního kola, ale nejsou v záběru s korunovým kolem. Satelity většího centrálního kola jsou v záběru se satelity menšího centrálního kola i s korunovým kolem. Nabízí až čtyři dopředné a jeden zpětný rychlostní stupeň. Její zjednodušené schéma je na **obrázku 7**.
- Simpsonova planetová převodovka – Dvě běžné planetové převodovky řazené za sebou. Nabízí až tři dopředné (teoreticky čtyři, ale dva z nich mají stejný převodový poměr) a jeden zpětný rychlostní stupeň.
- Wilsonova planetová převodovka – Dvě běžné planetové převodovky řazené za sebou, unašeč prvního soukolí je spojen s korunovým kolem druhého soukolí.

- Lepelletierova planetová převodovka – Kombinace běžné planetové převodovky a za ní umístěné Ravigneauxovy planetové převodovky. Nabízí až šest dopředných a jeden zpětný rychlostní stupeň. [3]

Případně mohou automatické převodovky používat různé kombinace výše uvedených planetových soukolí.

Obrázek 7: Ravigneauxova planetová převodovka



Zdroj: <https://www.researchgate.net/profile/Slavica-Miladinovic/publication/311949225/figure/fig1/AS:616386581766145@1523969421090/Ravigneaux-planetary-gear-set-1-4-5-central-gears-2-3-satellites-h-satellite-carrier.png>

Všechna korunová kola, některá centrální kola a některé unašeče planetových převodovek jsou vybaveny vícelamelovými třecími spojkami (princip funkce vícelamelových spojek bude popsán v kapitole 7.1.2), které umožňují jejich spojení se skříní převodovky, případně s jinými částmi převodového ústrojí. Řazení rychlostních stupňů probíhá spojováním, respektive rozpojováním různých spojek (která spojka má být pro který rychlostní stupeň spojena/rozpojena závisí na uspořádání převodovky). Obdobným způsobem je zařazen také zpětný rychlostní stupeň. [3]

Vícelamelové spojky jsou stlačovány hydraulickými písty ovládanými elektronickou řídicí jednotkou. Starší typy automatických převodovek místo elektronické řídicí jednotky používaly hydraulické logické obvody. [3]

### 6.2.3 Jízdní režimy

Pro změnu jízdních režimů má řidič k dispozici volič převodovky, obvykle na podlaze, středovém tunelu nebo pod volantem. Mezi základní režimy převodovky patří:

- P (parkovací západka) – Protože stojící vozidlo nemá kola mechanicky spojená s motorem, nelze jej na rozdíl od vozidel s manuální převodovkou „zabrzdit“ ponecháním zařazeného rychlostního stupně. Pro tento účel je většinou výstupní hřídel převodovky vybavena západkovým mechanismem, který zablokuje její otáčení.
- R (z anglického Reverse) – Zpětný chod.
- N (neutrál) – V převodovce není zařazen žádný rychlostní stupeň.
- D (z anglického Drive) – Běžný režim pro jízdu vpřed. [3]

Starší automatické převodovky většinou také nabízely možnost „zablokovat“ některé rychlostní stupně, tzn. nedovolit převodovce přeradit na vyšší rychlostní stupeň (například při tažení přívěsu). Pro použití této funkce musel být volič převodovky přesunut do polohy označené nejvyšším pořadovým číslem rychlostního stupně (například poloha označená symbolem „2“ umožňovala převodovce zařadit pouze první nebo druhý rychlostní stupeň). [3]

Některé moderní automatické převodovky nabízí také sportovní nebo manuální režim řazení. Sportovní režim (aktivovaný posunutím voliče do polohy „S“) funguje obdobně jako běžný režim „D“, ale změna rychlostního stupně probíhá při vyšších otáčkách motoru. Manuální režim řidiči umožňuje přeradit na vyšší rychlostní stupeň posunutím voliče do polohy „+“, respektive podržet na nižší rychlostní stupeň posunutím voliče do polohy „-“. U některých vozidel mohou stejnou funkci zastávat ovladače pod volantem. S podobným uspořádáním voliče převodovky a označením jízdních režimů se lze setkat také u dvouspojkových převodovek. [3]

## 7 Ostatní převodovky

Kromě klasických manuálních a automatických převodovek lze především v nových automobilech nalézt ještě další druhy převodovek. Zejména dvouspojkové převodovky a mechanické variátory.

### 7.1 Dvouspojkové převodovky

Jsou samočinné převodovky, které mají dvě spojky (jak již název napovídá) a automatizovaný rozjezd i změnu rychlostních stupňů. Někdy bývají označovány zkratkou DCT (z anglického Dual-Clutch Transmission).

#### 7.1.1 Historický vývoj

Ačkoli se dvouspojkové převodovky v osobních automobilech začaly používat relativně nedávno, jejich kořeny lze najít už ve 30. letech minulého století, když konstruktéři hledali možné náhrady za tehdejší manuální převodovky, které se vyznačovaly obtížnou obsluhou a nízkým komfortem jízdy. Jedním z nich byl také francouzský vojenský inženýr Adolphe Kégresse, který v roce 1935 podal patent na dvouspojkovou převodovku nazvanou AutoServe. Převodovka se však nikdy nedostala do sériové výroby a vytvořen byl pouze jediný prototyp, který byl v roce 1939 zkoušen ve voze Citroën Traction Avant. První sériově vyráběná DCT byla vytvořena až britskou společností Smiths Industries v roce 1958. Měla tři rychlostní stupně, elektromagnetické spojky (spojky přenášející točivý moment přes zmagnetizovaný železný prášek), řazení pomocí solenoidů a pod názvem „Easidrive“ byla nabízena jako automatická převodovka pro britský automobil Hillman Minx. Kvůli své nízké spolehlivosti se však s velkou popularitou nesečkala. [3]

Ke „znovuobjevení“ DCT došlo až koncem 70. let konstruktéry automobilky Porsche, kteří hledali způsob, jak omezit pokles plnicího tlaku turbodmychadel během řazení u závodních vozů. Systémy přepřínování turbodmychadly byly tehdy ve svých počátcích a vyznačovaly se pomalým nárůstem plnicí tlaku a velkou prodlevou po sešlápnutí plynového pedálu. Přitom, systémy ALS (z anglického Anti-Lag System) se neobjevily dříve než v polovině 80. let. Bylo proto žádoucí minimalizovat dobu, po kterou je motor bez zatížení (tzn. při řazení), protože během ní dochází ke snížení množství výfukových plynů a následnému poklesu otáček turbodmychadla. První testy nové převodovky proběhly v roce 1984 v prototypu Porsche 956. První nasazení v závodě pak roku 1986 v Porsche 962 C. Převodovka dostala název PDK (označení, které Porsche používá dodnes, zkratka z německého Porsche DoppelKupplung), měla 5 rychlostních stupňů a pilot řadil pomocí tlačítek na volantu. Kromě jediného vítězství se však prototyp s velkým úspěchem nesečkal a většinou byl pomalejší než ostatní Porsche 962 C s manuálními převodovkami. Všechny následující závodní vozy Porsche už místo DCT používaly opět manuální, sekvenční manuální nebo sekvenční poloautomatické



převodovky. Další PDK převodovka se objevila až v roce 2009, tentokrát ve sportovním automobilu – šesté generaci Porsche 911 (interní označení 997.2). [16]

Za určitého předchůdce DCT lze považovat automatizované manuální převodovky, které začaly být používány přibližně od poloviny 90. let (ovšem jejich kořeny lze nalézt už v letech padesátých, v poloautomatických převodovkách). Tyto převodovky konstrukčně vycházejí z manuálních převodovek, ale spojku a/nebo řazení mají automatizovanou elektrohydraulickým nebo elektromechanickým systémem. V minulosti takovými převodovkami byly například BMW SMG, Ferrari F1, Honda I-SHIFT, Volkswagen ASG a další. U mnohých řidičů si však získaly špatnou reputaci, zejména kvůli relativně nízkému komfortu jízdy (zejména v městském provozu) a nižší spolehlivosti. V současnosti jsou používány pouze velmi zřídka, příkladem mohou být převodovky Hyundai iMT nebo Lamborghini ISR. [3]

V osobním automobilu byla dvouspojková převodovka poprvé použita až v roce 2003, ve Volkswagenu Golf R32 (čtvrté generace). Vůz měl motor uložený vpředu napříč a systém pohonu všech kol typu Haldex. Převodovka byla vyvinuta ve spolupráci se společností BorgWarner, dostala název DSG (zkratka z německého Direktschaltgetriebe, někdy jsou touto zkratkou nesprávně nazývány i DCT jiných automobilek než těch, které patří do koncernu Volkswagen Group) a označení DQ250. Měla mokré spojky, šest rychlostních stupňů a mnoho dalších let byla instalována do automobilů s motorem uloženým vpředu napříč s maximálním točivým momentem přibližně do 350 Nm a pohonem předních kol nebo pohonem všech kol typu Haldex. Maximální vstupní točivý moment je většinou omezen nastavením software řídicí jednotky převodovky (zejména tlakem hydraulického pístu na spojkové lamely) a lze potenciálně zvýšit (s určitými kompromisy) jeho modifikací. Tento limit má většina DCT. [17]

Úplně první sériově vyráběnou sedmirychlostní dvouspojkovou převodovkou na světě se roku 2005 stala DCT od anglické společnosti Ricardo plc v Bugatti Veyron EB 16.4 (motor uložený podélně mezi nápravami, pohon všech kol typu Haldex). V roce 2007 byla zahájena výroba menší a lehčí DSG převodovky s označením DQ200. Byla odvozena od DQ250, ale má suché spojky (jako jediná ze všech DSG převodovek) a sedm rychlostních stupňů. Lze ji nalézt v menších automobilech koncernu Volkswagen Group, s motorem uloženým vpředu napříč a maximálním točivým momentem přibližně do 250 Nm. Od roku 2009 je vyráběna sedmirychlostní DL501, určená výhradně pro vozy Audi s pohonem všech kol typu quattro a sedmirychlostní DQ500, z počátku instalována pouze do Volkswagenu Transporter (5. generace) a o 2 roky později také do větších koncernových osobních automobilů. Šestirychlostní DQ400 je vyráběna od roku 2014 a je určena výhradně pro automobily s hybridním pohonem, proto má ještě třetí spojkovou sadu spojující elektromotor s převodovkou. Ve stejný rok byla zahájena výroba sedmirychlostní DL800 (výhradně pro Audi R8 2. generace a příbuzný model Lamborghini Huracán). O rok později začala výroba sedmirychlostních převodovek DQ380 a DL382. DQ380 byla roku 2017 vylepšena a dostala označení DQ381. Převodovkami s největší únosností jsou DQ500 a DL800, které mají maximální vstupní točivý moment omezen přibližně na 600 Nm. [17]

DSG převodovky s písmenem Q (zkratka z německého Quer) v označení jsou určeny pro automobily s motorem uloženým napříč, s písmenem L (z německého Längs) pro automobily s motorem uloženým podélně. Jsou nabízeny ve většině automobilů značek Volkswagen, Seat a Škoda pod názvem DSG jako alternativa k manuální převodovce (obvykle za příplatek). Jsou rovněž instalovány v některých automobilech značky Audi (pod názvem S tronic), které nemají motory s příliš velkým maximálním točivým momentem.

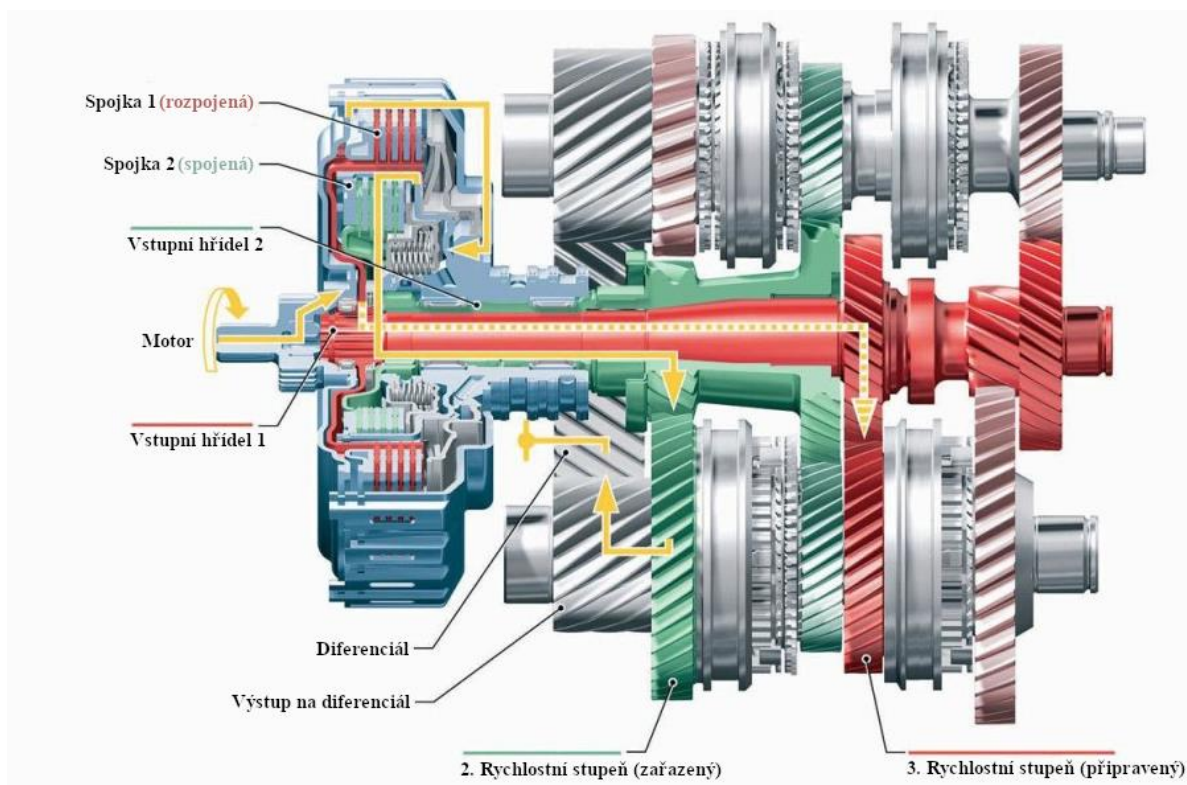
O několik let později po první DSG převodovce, začaly DCT používat také ostatní automobilky, které jimi postupně nahrazovaly starší automatické převodovky s hydrodynamickým měničem a začaly je nabízet obvykle jako alternativu k manuálním převodovkám. Současné DCT mají většinou 6 až 8 rychlostních stupňů a jsou k dispozici v nepřeberném množství automobilů, obvykle střední třídy nebo sportovních automobilech. Většinou, nejsou k dispozici v automobilech malých (kvůli vyšší pořizovací ceně), těžkých luxusních (kvůli méně hladkému chodu a omezení z hlediska maximálního přenášeného točivého momentu) a terénních (třecí spojky a absence redukční převodovky nejsou vhodným předpokladem pro pohyb v těžkém terénu). Naopak, téměř výhradně se DCT používají v supersportovních automobilech. Výjimečně se s nimi lze setkat také v motocyklech nebo tahačích návěsů. Dvouspojkové převodovky vyrábějí společnosti BorgWarner, FPT (Fiat Powertrain Technologies), Magna PT (dříve známá pod jménem Getrag), LuK, Tremec, ZF Friedrichschafen a další. Různé automobilky používají pro DCT různé názvy, například Alfa Romeo TCT (Twin Clutch Transmission), BMW M-DCT, Ford Powershift, Renault EDC (Efficient Dual Clutch) atd.

Jedinou devítirychlostní DCT na světě je převodovka v druhé generaci Hondy NSX (Acury NSX v Severní Americe), s motorem uloženým podélně mezi nápravami a pohonem všech kol, vyráběné od roku 2016. DCT s deseti nebo více rychlostními stupni se pro osobní automobily prozatím nevyrábějí (kromě prototypů, například desetirychlostní DSG DQ511). [18]

### 7.1.2 Konstrukce

Schéma jedné z možných konfigurací dvouspojkové převodovky je na **obrázku 8**. V podstatě jsou DCT tvořeny dvěma automatizovanými manuálními převodovkami (pozn.: pro účely dalšího popisu budou nazývány „podpřevodovkami“) uloženými v jedné skříni, z nichž jedna má pouze liché rychlostní stupně (na obrázku vyznačená červeně) a druhá pouze sudé rychlostní stupně (na obrázku vyznačená zeleně). Každá z „podpřevodovek“ má vlastní spojkovou sadu a celý proces řazení i obsluhy spojky je automatizován pomocí mechatronické řídicí jednotky. DCT obvykle dosahují mechanické účinnosti 90 až 95 %. [3]

Obrázek 8: Schéma dvouspojkové převodovky



Zdroj: <http://www.autos.ca/wp-content/uploads/2015/04/26-pixgood-DCT-Explained-1024x625.jpg> (přeloženo do českého jazyka)

## Spojkové sady

Aby mohly být obě spojkové sady spojeny se setrvačником motoru, musí být soustředné. Toho je docíleno tím, že vnitřní průměr větší spojky 1 (u DSG převodovek označené K1, spojené se vstupní hřídelí 1) je větší než vnější průměr menší spojky 2 (u DSG označené K2, spojené se vstupní hřídelí 2), jak lze vidět na **obrázku 8**. Se zmenšujícím se průměrem lamel se zároveň zmenšuje maximální možný přenášený točivý moment, (zejména u menší spojky 2), proto jsou spojkové sady u DCT vícelamelové. Lamely s menším průměrem mají také horší odvod tepla, což je problematické zejména při rozjezdech, z tohoto důvodu je větší spojka 1 obvykle určena pro „podpřevodovku“ s prvním rychlostním stupněm. [3]

Vícelamelová spojka má (jak již název napovídá) oproti běžné spojce manuálních převodovek více lamel. Tím je zvýšen počet třecích ploch a maximální možný přenášený točivý moment (viz **rovnici 10** v kapitole 5.2.1) při zachování kompaktních rozměrů spojky. Lamely jsou řazeny za sebou, je jim umožněn axiální posuv a jsou střídavě spojeny ozubením s hnací a hnanou částí spojky, hnací lamely mají obvykle vnější ozubení, hnané lamely vnitřní ozubení. Pro přenos točivého momentu je spojena hnací a hnaná část stlačením lamel tlakem oleje na píst, zpětný pohyb zajišťují vratné pružiny. Funkce je tedy opačná než u spojek manuálních převodovek a při vypnutí motoru jsou obě spojky rozpojené, protože není v činnosti

hydraulické čerpadlo, které by vytvářelo potřebný tlak oleje na lamely. Existují dva základní typy vícelamelových spojek používaných ve dvouspojkových převodovkách:

- Mokrý – spojkové lamely obíhají v olejové lázni, která ochlazuje třecí povrchy (díky tomu se obložení méně opotřebovává a lépe snáší časté rozjezdy a změny rychlostních stupňů), ale zároveň snižuje součinitel tření (a tím maximální možný přenášený točivý moment) a vlivem viskozity oleje zvyšuje výkonové ztráty.
- Suchý – spojkové lamely v žádné lázni neobíhají. [3]

Ačkoli suché spojky nabízejí díky většímu součiniteli tření teoreticky větší maximální možný přenášený točivý moment, ve skutečnosti je tato výhoda převážena nevýhodou horšího odvodu tepla a tak je maximální točivý moment menší. Používají se proto spíše v převodovkách určených pro menší, méně výkonné motory (například, z DSG převodovek používá suché spojky pouze „nejslabší“ DQ200). [3]

## Převody

Protože obě „podpřevodovky“ mají vstupní hřídele se společnou osou, musí jedna z nich (obvykle ta se sudými rychlostními stupni) mít dutou vstupní hřídel (na **obrázku 8** označena jako vstupní hřídel 2), kterou prochází vstupní hřídel „podpřevodovky“ druhé (vstupní hřídel 1). DCT, stejně jako moderní manuální převodovky mají převody ve stálém záběru s čelními ozubenými koly s šikmými zuby. „Podpřevodovka“ s lichými rychlostními stupni i „podpřevodovka“ se sudými stupni mají společnou výstupní hřídel, respektive společný diferenciál (je-li integrován do jedné skříně s převodovkou). [3]

Všechny rychlostní stupně jsou řazené jistěnou synchronizací, avšak přesuvné závěry jsou posouvány řadícími vidlicemi ovládanými hydraulickými pístky. Na řadících vidlicích jsou umístěny magnetické senzory polohy, které řídicí jednotce podávají informaci o přesné poloze vidlic. Na vstupních i výstupních hřídelích jsou senzory otáček. Samotná synchronizace probíhá stejně jako jistěná synchronizace u moderních manuálních převodovek (viz kapitolu 5.2.3). [3]

## Princip funkce

Způsob změny rychlostního stupně bude zjednodušeně popsán na **obrázku 8**. Jedoucí vozidlo má zařazený 2. rychlostní stupeň, tzn. spojka 2 spojuje setrvačnick motoru s dutou vstupní hřídelí 2 zeleně vyznačené „podpřevodovky“. Na základě aktuálního charakteru jízdy, řídicí jednotka DCT připraví (synchronizací otáček výstupní hřídele a kola) následující rychlostní stupeň na červeně vyznačené „podpřevodovce“. V tomto případě vozidlo akcelerovalo a proto byl připraven vyšší (třetí) rychlostní stupeň, pokud by brzdilo, byl by připraven nižší (první) rychlostní stupeň (ve skutečnosti je řídicí logika komplexnější, ale pro představu tento popis stačí). Ke změně rychlostního stupně dojde při dosažení stanovených otáček (na základě programu v řídicí jednotce) nebo při zásahu řidiče pomocí voliče

převodovky (nabízí-li převodovka manuální režim). Změna rychlostního stupně probíhá plynulým rozpojením spojky 2 a současně plynulým spojením setrvačnicku motoru se vstupní hřídelí 1 spojkou 1, tím je zařazen 3. rychlostní stupeň. Díky tomu je výkonový tok na kola vozidla téměř konstantní a řazení velmi rychlé (charakteristická vlastnost DCT). Řazení ostatních rychlostních stupňů probíhá obdobně, vždy lze řadit pouze rychlostní stupeň o 1 nižší nebo vyšší než aktuální. [3]

Pokud dojde k požadavku na opačný rychlostní stupeň, než který řídící jednotka předpokládala (zejména při zásahu řidiče, náhlé akceleraci nebo brzdění), je doba řazení několikanásobně delší, protože musí být rychlostní stupeň nejprve synchronizován. Úlohou řídící jednotky je samozřejmě také zabránit nesprávným zásahům řidiče (pokus o změnu rychlostního stupně, která by způsobila podtáčení nebo přetáčení motoru, zařazení zpětného chodu při jízdě dopředu, aktivaci parkovacího zámku, pokud se vozidlo pohybuje atd.). Případně může komunikovat s řídící jednotkou motoru a ovlivňovat tak jeho chování během řazení (změna předstihu zapalování, přizpůsobení jeho otáček otáčkám vstupní hřídele „podpřevodovky“ s kterou bude spojen apod.) pro komfortnější jízdu. [3]

### **Parkovací západka**

Je-li vypnutý motor vozidla, jsou obě spojky rozpojeny a na rozdíl od manuálních převodovek nelze „zabrzdit“ kola stojícího vozidla ponecháním zařazeného rychlostního stupně. Proto je klec diferenciálu (je-li integrován v převodovce) nebo výstupní hřídel vybavena západkovým mechanismem, který ji zabrzdí. Parkovací západka je u některých vozidel aktivována přesunutím voliče převodovky do polohy „P“ nebo automaticky po vypnutí motoru stojícího vozidla. [3]

## **7.2 Mechanické variátory**

Mechanický variátor je typ automatické převodovky, která má proměnný převodový poměr, jenž umožňuje lépe přiblížit hnací charakteristiku vozidla ideální trakční hyperbole. Někdy se také lze setkat s označením bezestupňová převodovka nebo CVT (zkratka z anglického Continuously Variable Transmission). [3]

### **7.2.1 Historický vývoj**

V počátcích automobilů se objevilo několik trendů směru vývoje převodovek, mezi ně patřily také převodovky s proměnným převodem pracující nejen na mechanickém, ale také na pneumatickém nebo hydraulickém principu. První mechanický variátor sestrojil již v roce 1879 Milton Reeves (U.S.A.) pro transformaci točivého momentu a otáček v pile (ve významu dřevozpracujícího podniku). V automobilech se s variátory začalo experimentovat až na přelomu 19. a 20. století (lze se setkat se jmény jako Buchet, Krauser/Schmidt, Oliverson-Killingsbeck, nebo již zmiňovaný Reeves). [3]

Do hromadné výroby se však kvůli svým tehdejším nevýhodám (zejména nízká účinnost, nízký maximální přenášený výkon, složitá konstrukce, drahá výroba a nízká spolehlivost) nedostaly. Manuální převodovky v té době zaznamenaly rychlý vývoj a získaly dominantní postavení na trhu s automobily. Bezestupňové převodovky byly na dlouhou dobu „zapomenuty“. [3]

Ke „znovuobjevení“ mechanických variátorů došlo až roku 1950, Hubertem van Doorne (původem ze Spojených států amerických, ještě v dětství se s rodinou přestěhovali do Nizozemska). Doorne zkonstruoval mechanický variátor s názvem „Variomatic“. Variomatic měl pryžový klínový řemen a kladky s axiálně posuvnými kuželovými koly. Posuv kuželového kola hnací kladky byl zajištěn odstředivými závažími a membránou, na kterou působil podtlak. Posuv kola hnané kladky byl zajištěn pružinou. [3]

Původní návrh byl postupně zdokonalován, až se roku 1958 stal prvním hromadně vyráběným mechanickým variátorem pro osobní automobily na světě. Prvním vozidlem používajícím Variomatic byl DAF 600 (malý automobil s motorem umístěný vpředu podélně a poháněnou zadní nápravou) nizozemského výrobce (dnes již pouze nákladních) automobilů DAF (zakladatelem byl Hubert van Doorne). Převodovka byla umístěna před zadní nápravou, každé kolo mělo svůj systém kladek a řemene a na hnané kladce byl ještě koncový převod. Toto pozoruhodné uspořádání umožňovalo rozdílné otáčky poháněných kol a nahrazovalo tím diferenciál. Variomatic byl používán i následnících DAFu 600, modelech 750, 33, 44, 46, 55 a 66 (vyráběném až do roku 1975). Variomatic vydržel ve výrobě ještě o 5 let déle, byl instalován do Volva 66, které konstrukčně vycházelo z DAFu 66 (společnost DAF tehdy patřila pod švédskou společnost Volvo). [3]

V průběhu výroby této převodovky se ukázalo, že limitujícím faktorem pro maximální přenášený točivý moment jsou pryžové klínové řemeny (Variomatic byl omezen točivým momentem do cca. 100 Nm). Doorne proto začal v roce 1970 vyvíjet mechanický variátor s odolnějším ocelovým řemenem. První, plně funkční prototyp byl vyroben roku 1975, avšak jeho hromadná výroba začala až v roce 1987, pro malé automobily Ford Fiesta (2. generace) a Fiat Uno (1. generace), oba s motorem uloženým vpředu napříč a poháněnou přední nápravou. [3]

Na přelomu 80. a 90. let vyvinuly vlastní mechanické variátory také japonští výrobci automobilů (například ECVT od Subaru). V roce 1996 byla zahájena výroba CVT „Multi Matic“ pro Hondu Civic šesté generace (motor uložený vpředu napříč, pohon předních kol), převodovka měla hydrodynamický měnič točivého momentu, který zastával funkci spojovacího prvku mezi motorem a převodovkou. Koncem 90. let, již většina japonských automobilek v některých svých modelech nabízela mechanické variátory jako alternativu k manuálním převodovkám, v roce 1999 se dokonce objevil první toroidní variátor (v Nissanu Cedric s motorem uloženým vpředu podélně a pohonem všech kol). Mechanické variátory používaly také evropské automobilky, například Mercedes-Benz, Renault, Rover nebo Volkswagen

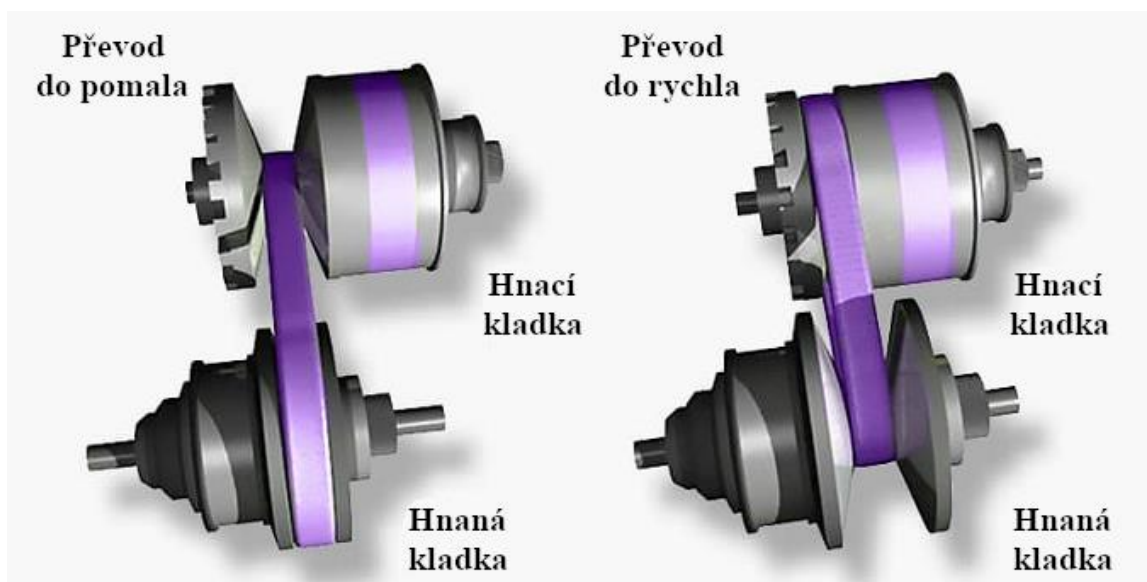
(převodovka Multitronic s mokrou třecí spojkou, vyráběná od roku 1999 do roku 2014). V Evropě se však variátory v osobních automobilech nikdy s velkým úspěchem nesetkaly. [3]

V současnosti jsou mechanické variátory pro osobní automobily nabízeny téměř výhradně japonskými výrobci (například Honda, Subaru, Toyota atd.). Většinou jsou nabízeny jako alternativa k manuálním (případně „klasickým automatickým“) převodovkám v automobilech střední třídy (téměř výhradně s pohonem předních kol) s menšími, méně výkonnými motory (obvykle uloženými vpředu napříč). Stále jsou omezeny relativně malým maximálním přenášeným točivým momentem (většinou okolo 300 Nm), jsou tedy nevhodné pro vznětové motory. Dalšími nevýhodami jsou vyšší hmotnost, nižší mechanická účinnost (která má negativní vliv na spotřebu paliva a emise výfukových plynů), vyšší výrobní cena, kratší životnost a vyšší servisní náklady. Navíc některým řidičům vadí (ve srovnání s mechanickými převodovkami) odlišný charakter jízdy (například relativně konstantní otáčky motoru při akceleraci). Výjimečně se s mechanickými variátory lze setkat v zemědělské technice. Naopak téměř výhradně se používají ve skútrech.

## 7.2.2 Konstrukce

Většina mechanických variátorů je tvořena dvěma kladkami, jednou hnací a druhou hnanou, mezi kterými se nachází spojovací element, který obíhá po jejich obvodu. Zjednodušené schéma mechanického variátoru s řemenem je na **obrázku 9**.

Obrázek 9: Schéma mechanického variátoru s řemenem



Zdroj: <https://cdn.actronics.nl/uploads/cvt-werking.jpg> (přeloženo do českého jazyka)

Okamžitý převodový poměr mechanického variátoru je určen poměrem „okamžitého“ obvodu hnané kladky a „okamžitého“ obvodu hnací kladky. Samotný variátor nemá dostatečně velké převodové poměry, proto je obvykle kombinován s redukční převodovkou (umístěnou

většinou za variátorem, aby nebyl namáhán velkým točivým momentem). Redukční převodovka je obvykle planetová, protože zároveň umožňuje zpětný chod. [3]

## **Spojky**

Protože u variátorů nedochází ke skokové změně převodového poměru, potřebují spojku pouze pro oddělení spalovacího motoru od převodového ústrojí stojícího vozidla a pro plynulý rozjezd. K tomu se většinou používají odstředivé třecí spojky, které ovšem nedokážou přenášet velké točivé momenty (jsou vhodné například pro skútry), klasické třecí spojky (viz kapitolu 5.2.1) nebo hydrodynamické měniče točivého momentu (viz kapitolu 6.2.1). [3]

## **Kladky**

Každá kladka je tvořena dvěma kuželovými koly (kužely s velkým vrcholovým úhlem) uloženými na hřídeli „vrcholy“ k sobě, které tvoří drážku pro řemen/řetěz. Jedno z kol je s hřídelí pevně spojeno, druhému je umožněn axiální posuv. Hnací kladka má pevné kolo blíže ke vstupu, posuvné kolo hnané kladky musí být na opačné straně než posuvné kolo hnací kladky. Přibližováním, respektive oddalováním kol se zvětšuje, resp. zmenšuje „okamžitý“ obvod (obvod, po kterém obíhá řemen/řetěz). Posuv kuželových kol může být zajištěn hydraulicky, odstředivou silou nebo pružinou. [3]

## **Řemeny a řetězy**

Pro přenos točivého momentu (respektive obvodové síly) mezi kladkami se používají speciální spojovací elementy:

- Pryžové klínové řemeny – Oproti ocelovým řemenům a řetězům jsou tišší a levnější, ale nezvládají přenášet velký točivý moment. Používají se například ve skútrech.
- Ocelové řemeny – Tvořené velkým množstvím tenkých ocelových elementů, spojených většinou ocelovými pásy. Zvládají přenášet větší točivý moment, ale jsou hlučnější a dražší.
- Ocelové řetězy – Široké a relativně nízké řetězy, tvořené velkým množstvím řetězových článků vedle sebe. Nejdolnější, ale zároveň nejhlučnější typ spojovacích elementů. [3]

Obvodová síla je přenášena adhezí mezi spojovacím elementem a kladkou. Aby byla zajištěna co největší kontaktní plocha, musí být tvar profilu spojovacího elementu podobný tvaru drážky v kladce. [3]

## **Princip funkce**

Při rozjezdu a pomalé jízdě je žádoucí, aby měla převodovka velký převodový poměr. V takovém případě jsou kuželová kola hnací kladky od sebe vzdálena a řemen/řetěz obíhá po malém obvodu, naopak kuželová kola hnané kladky jsou k sobě přiblížena a řemen/řetěz



obíhá po velkém obvodu. Tím je zajištěn velký převodový poměr, větší než 1 (převod „do pomalá“). Při akceleraci vozidla se k sobě postupně přibližují kuželová kola hnací kladky (roste obíhaný obvod) a současně postupně oddalují kola hnané kladky (obíhaný obvod klesá). Tím se zmenšuje převodový poměr, zmenšuje točivý moment hnané kladky a rostou její otáčky. Během posouvání kuželových kol musí kružnice, po jejichž obvodu obíhá řemen/řetěz zůstat v stejné rovině, proto se obě posuvná kola musí pohybovat stejným směrem a proto je posuvné kolo hnané kladky na opačné straně než posuvné kolo hnací kladky. Dalším důvodem je zachování dostatečného napnutí řemene/řetězu. [3]

Posouvání kuželových kol nezávisí jen na rychlosti vozidla, ale také na poloze plynového pedálu. Je-li sešlápnutí plynového pedálu malé (například při jízdě konstantní rychlostí po vodorovné vozovce), variátor zmenší svůj převodový poměr, aby byl spalovací motor provozován v nižších otáčkách, při kterých má větší účinnost. Je-li plynový pedál sešlápnut hodně (například při akceleraci), převodový poměr se zvětší, aby byl motor provozován ve vyšších otáčkách, při kterých má větší výkon. Starší mechanické variátory používaly jako referenční údaj o poloze plynového pedálu podtlak v sacím potrubí, moderní variátory používají přímo údaje z elektronického snímače polohy plynového pedálu. [3]

Při obíhání spojovacího elementu po kladkách a při posouvání kuželových kol dochází k opotřebování, které je příčinou (obvykle) kratší životnosti mechanických variátorů. Kvůli ztrátám třením spojovacích elementů, případně také ztrátám v hydrodynamickém měniči mají mechanické variátory menší účinnost než ostatní převodovky používané v silničních vozidlech, (obvykle 87 až 93 % při plném zatížení, s klesajícím zatížením klesá i mechanická účinnost). [3]

### **Toroidní mechanický variátor**

Relativně neobvyklým typem mechanického variátoru je toroidní variátor. Je tvořen dvěma disky (hnacím a hnaným) tvaru zakřiveného kuželu mezi které jsou vložena výkyvná kola toroidního tvaru. Výkyvem se mění převodový poměr. Pokud jsou kola osově vychýlena směrem od hnacího disku, obíhají po jeho menším obvodu a zároveň po větším obvodu disku hnaného (převodový poměr je velký). Naklápěním (ovládaným hydraulickými písty) kol směrem k hnacímu disku se převodový poměr zmenšuje. [3]

Toroidní CVT zvládají přenášet větší točivý moment než variátory s řemenem/řetězem, jsou proto vhodnější pro větší a výkonnější motory. Typickým zástupcem je převodovka Nissan „Extroid CVT“ používající hydrodynamický měnič točivého momentu a dvojici toroidních mechanických variátorů řazených za sebou. [19]

### 7.3 Ostatní druhy převodovek

Další druhy převodovek pro silniční vozidla, budou vzhledem k jejich velmi malému zastoupení u osobních nebo nákladních automobilů popsány pouze velmi stručně:

- Kombinace mechanických převodovek nebo mechanických variátorů s elektrickými motory. Používají se u některých automobilů s paralelním hybridním pohonem (například Toyota Prius). [3]
- Hydrostatické – Převodovka s proměnným převodovým poměrem. Hydraulické čerpadlo (poháněné motorem) dodává hydraulické kapalině tlakovou energii, která je v hydromotoru přeměněna zpět na energii mechanickou. Někdy se používají u vozidel určených pro pohyb v těžkém terénu, mají relativně nízkou účinnost (obvykle 80 až 86 %). První hydrostatickou převodovku vyrobila společnost Pittler v roce 1905. [3]
- Kombinace hydrostatických převodovek s mechanickými převodovkami nebo mechanickými variátory. [3]
- LST (Light Speed Transmission) – Projekt švédské automobilky Koenigsegg. Převodovka má tři hřídele, vstupní a střední hřídel spojují tři páry ozubených kol, střední a výstupní hřídel také. Každé z šesti soukolí může být s hřídelí spojeno prostřednictvím mokré vícelamelové spojky. Celkem převodovka nabízí  $3 \times 3 = 9$  dopředných rychlostních stupňů. Soukolí zpětného chodu spojující vstupní a výstupní hřídel má také svoji spojku. Řazení probíhá podobně jako u DCT, tzn. plynulým rozpojením jedné a současně plynulým spojením druhé spojky, ale na rozdíl od DCT tato převodovka nepotřebuje rychlostní stupeň předem synchronizovat. Spojky také eliminují potřebu synchronizačních mechanismů i řadicích vidlic a zároveň umožňují plynulý rozjezd. [20]

## 8 Závěr

### Shrnutí bakalářské práce

Tato bakalářská práce je literární rešerší na téma automobilových převodovek. Kapitola „Problematika automobilových převodovek“ se stručně zabývá otáčkovou charakteristikou spalovacích motorů, optimální hnací charakteristikou automobilů, jízdními odpory, volbou optimálních převodových poměrů, počtu rychlostních stupňů a zatěžujícími silovými účinky, které se v převodovkách objevují. V kapitole „Manuální převodovky“ je popsán historický vývoj manuálních převodovek od 18. století až do současnosti, nejdůležitější historické mezníky a popsána jejich konstrukce. Následující kapitola „Automatické převodovky s měniči točivého momentu“ se zabývá historickým vývojem automatických převodovek od počátku 20. století do současnosti, nejdůležitějšími historickými mezníky a popisem jejich konstrukce. V poslední kapitole „Ostatní převodovky“ je popsán historický vývoj a konstrukce dvouspojkových převodovek a mechanických variátorů.

### Shrnutí dosavadního vývoje

V historii automobilových převodovek se objevilo mnoho různých konstrukčních řešení, z nichž se jako nejvhodnější ukázaly manuální převodovky s čelními ozubenými koly a třetí spojkou a automatické převodovky s planetovými soukolími a hydrodynamickým měničem točivého momentu, V současnosti lze u většiny automobilových převodovek pozorovat několik vývojových trendů:

- Nahrazování manuálních převodovek automatickými (s hydrodynamickým měničem točivého momentu nebo dvouspojkovými) nebo mechanickými variátory. Popularita automatických převodovek u zákazníků roste, navíc u některých automobilů výrobci přestali manuální převodovky nabízet.
- Zvyšování počtu rychlostních stupňů, včetně rychloběžných (zejména u automatických převodovek) umožňující snížení spotřeby paliva, snížení emisí výfukových plynů, zlepšení aproximace trakční hyperboly a snížení provozních otáček motoru (posléze i jeho hlučnosti).
- Zvyšování účinnosti použitím mazacích olejů s lepšími vlastnostmi, použitím blokovacích spojek u hydrodynamických měničů, snižováním ztrát v ložiscích a ozubených převodech atd.
- Snižování hlučnosti a vibrací převodů vhodnou geometrií ozubených kol, přesnější výrobou, použitím materiálů tlumících vibrace atd.
- Zvyšování spolehlivosti přesnější výrobou, lepším mazáním atd.

## **Budoucí vývojové trendy**

Nelze s jistotou předpovědět budoucnost automobilových převodovek ba ani automobilů samotných. Vzhledem k neustále se zpřísňujícím limitům emisí výfukových plynů v mnoha zemí světa, jsou čím dál častěji upřednostňována vozidla s elektrickým pohonem oproti tradičním spalovacím motorům. Pokud tedy skutečně dojde k výraznému zlepšení kapacity současných baterií a následnému vzestupu popularity elektromobilů (zejména v bohatších zemích), lze očekávat snížení počtů vyráběných převodovek a zpomalení jejich technického vývoje, protože běžný elektromobil má pouze jeden stálý převodový poměr. To ovšem neznamená, že pro něj vícerychlostní převodovka nemůže být benefitem. Například některé vozy 1. sezóny (2014 až 2015) Formule E používaly pětirychlostní sekvenční manuální převodovky (samozřejmě bez spojky), které umožňovaly lepší využití výkonu elektromotoru při nízkých rychlostech a současně zachování dostatečné maximální rychlosti. Pohled do historie potvrzuje, že některé technologie používané v závodních automobilech se mohou po několika letech dostat i do automobilů silničních. Za předpokladu, že revoluce elektromobilů (zejména u těžkých nákladních vozidel) nenastane, lze očekávat, že vývoj převodovek bude pokračovat podobným trendem jako v současnosti. [21]

## 9 Seznam použitých zdrojů

### 9.1 Literatura

1. Ministerstvo dopravy ČR. Ročenka dopravy České republiky 2019. *sydos.cz*. [Online] 2019. [Citace: 5. února 2021.] Dostupné z: [https://www.sydos.cz/cs/rocenka\\_pdf/Rocenka\\_dopravy\\_2019.pdf](https://www.sydos.cz/cs/rocenka_pdf/Rocenka_dopravy_2019.pdf). ISSN: 1801-3090.
2. HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory*. Praha : Grada, 2011. ISBN: 978-80-247-3475-0.
3. NAUNHEIMER, Harald, a další. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application - Second Edition*. Heidelberg : Springer, 2011. ISBN: 978-3-642-16213-8.
4. engineeringtoolbox.com. Rolling Resistance - The Engineering Toolbox. *engineeringtoolbox.com*. [Online] [Citace: 30. listopadu 2020.] Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/rolling-friction-resistance-d\\_1303.html](https://www.engineeringtoolbox.com/rolling-friction-resistance-d_1303.html).
5. ZACHARIÁŠ, Ladislav. *Části strojů, I. díl*. Praha : Česká zemědělská univerzita, 1997. ISBN: 80-213-0355-7.
6. AB SKF. Výrobky společnosti SKF. *skf.com*. [Online] [Citace: 2. února 2021.] Dostupné z: <https://www.skf.com/cz>.
7. CHLUPÁČ, Martin. *Historie převodovek Laurin & Klement a Škoda*. Mladá Boleslav : Moto Public, 2019. ISBN: 978-80-906693-4-5.
8. REMEK, Branko. *Automobil a spalovací motor*. Praha : Grada, 2012. ISBN: 978-80-247-3538-2.
9. Mercedes-Benz AG. Digitální archiv Mercedes-Benz AG. *mercedes-benz-publicarchive.com*. [Online] [Citace: 2. února 2021.] Dostupné z: <https://mercedes-benz-publicarchive.com/marsClassic/en/instance/ko.xhtml?oid=34685039>.
10. GYURECZ, György a BOGGESS, Trent. *A Technical Examination of the Planetary Transmission of the Ford Model T*. Budapešť, 2008.
11. ZF Friedrichshafen AG. Historie společnosti ZF Friedrichshafen. *zf.com*. [Online] [Citace: 4. února 2021.] Dostupné z: [https://www.zf.com/mobile/en/company/heritage\\_zf/heritage.html](https://www.zf.com/mobile/en/company/heritage_zf/heritage.html).
12. ZF Friedrichshafen AG. Produkty společnosti ZF Friedrichshafen. *zf.com*. [Online] [Citace: 4. května 2021.] Dostupné z: <https://www.zf.com/products/en/cars/productfinder/cars.html?filter=&filterLang=en>.

13. Mercedes-Benz AG. První sedmirychlostní automatická převodovka na světě - Mercedes-Benz. *mercedes-benz-media.co.uk*. [Online] [Citace: 4. května 2021.] Dostupné z: <https://www.mercedes-benz-media.co.uk/en-gb/releases/355>.
14. DÖRR, Christoph, a další. Převodovka 9G-Tronic. *documents.epfl.ch*. [Online] [Citace: 4. května 2021.] Dostupné z: <https://documents.epfl.ch/users/f/fr/froulet/www/Mechanics/Nine-speed%20Automatic%20Transmission%209G-Tronic.pdf>.
15. CSERE, Csaba. Informace o převodovkách řady 10RXX/10LXX - Car and Driver. *caranddriver.com*. [Online] [Citace: 4. května 2021.] Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/features/g15377492/ford-10-speed-automatic-transmission/>.
16. Stuttcars.com. Historie modelů značky Porsche. *stuttcars.com*. [Online] [Citace: 22. dubna 2021.] Dostupné z: <https://www.stuttcars.com/porsche-models/all/>.
17. TVS Engineering. Přehled převodovek DSG - TVS Engineering. *tvseengineering.com*. [Online] [Citace: 20. dubna 2021.] Dostupné z: <https://tvseengineering.com/en/dsg-gearbox/>.
18. Acura. Dvouspojkové převodovky v automobilech značky Acura. *acura.com*. [Online] [Citace: 4. května 2021.] Dostupné z: <https://www.acura.com/performance/modals/dual-clutch-transmission>.
19. Nissan Motor Company, Ltd. Převodovka Extroid CVT - Nissan. *nissan-global.com*. [Online] [Citace: 7. května 2021.] Dostupné z: [https://www.nissan-global.com/PDF/tcvt\\_e.pdf](https://www.nissan-global.com/PDF/tcvt_e.pdf).
20. FENSKE, Jason. Převodovka LST - Road & Track. *roadandtrack.com*. [Online] [Citace: 5. května 2021.] Dostupné z: <https://www.roadandtrack.com/new-cars/car-technology/a28230198/koenigsegg-jesko-seven-clutch-gearbox-how-it-works/>.
21. Car. Pohonné ústrojí Formule E - Car. *carmagazine.co.uk*. [Online] [Citace: 6. května 2021.] Dostupné z: <https://www.carmagazine.co.uk/electric/formula-e-powertrain/>.

## 9.2 Obrázky

|                                                                                                                                 |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Obrázek 1: Vnější otáčková charakteristika motoru Volkswagen 1.5 TSI 96 kW (EA211 EVO) .....                                    | 3  |
| Obrázek 2: Trakční hyperbola a hnací charakteristika automobilu vybaveného spalovacím motorem a čtyřrychlostní převodovkou..... | 7  |
| Obrázek 3: Schéma planetové převodovky Fordu Model T.....                                                                       | 14 |
| Obrázek 4: Zjednodušené schéma lamelové třecí spojky.....                                                                       | 19 |
| Obrázek 5: Schéma nejištěné synchronizace.....                                                                                  | 21 |
| Obrázek 6: Schéma hydrodynamického měniče točivého momentu.....                                                                 | 28 |
| Obrázek 7: Ravigneauxova planetová převodovka .....                                                                             | 30 |
| Obrázek 8: Schéma dvouspojkové převodovky .....                                                                                 | 35 |
| Obrázek 9: Schéma mechanického variátoru s řemenem.....                                                                         | 39 |

## 9.3 Rovnice

|                                                                             |    |
|-----------------------------------------------------------------------------|----|
| Rovnice 1: Požadovaná hnací síla na nápravě.....                            | 4  |
| Rovnice 2: Výkon potřebný k překonání odporu vzduchu.....                   | 4  |
| Rovnice 3: Výkon potřebný k překonání valivého odporu.....                  | 4  |
| Rovnice 4: Výkon potřebný pro jízdu po nakloněné rovině.....                | 5  |
| Rovnice 5: Celkový převodový poměr.....                                     | 5  |
| Rovnice 6: Hnací síla na nápravě.....                                       | 6  |
| Rovnice 7: Maximální hnací síla, kterou náprava dokáže přenést.....         | 6  |
| Rovnice 8: Optimální minimální celkový převodový poměr.....                 | 6  |
| Rovnice 9: Koeficient sousedících rychlostních stupňů.....                  | 8  |
| Rovnice 10: Maximální točivý moment, který třecí spojka dokáže přenést..... | 19 |
| Rovnice 11: Skluz hydrodynamické spojky.....                                | 28 |