

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: Dopravní a manipulační technika

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Koncept 6-rychlostní automatické převodovky se třemi planetovými  
převody

Autor: **Bc. Petr CHÁRA**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**

Akademický rok 2017/2018

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
Fakulta strojní  
Akademický rok: 2017/2018

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr CHÁRA**  
Osobní číslo: **S16N0010P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Název tématu: **Koncept 6-rychlostní automatické převodovky se třemi planetovými převody**  
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Vyberte existující, nebo vytvořte nové uspořádání 6-rychlostní automatické převodovky pro auto segmentu D. Vytvořte 3-D model uspořádání v takové úrovni detailů, aby bylo možné posoudit sestavitelnost a včetně olejových kanálů. Vhodně nadimenzujte planetové převody a jejich ložiska, pro ostatní součásti postačí odhad. Dále proveďte simulaci jízdního cyklu WLTP za účelem ověření základních parametrů pohonného ústrojí.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Úvod
2. Rešerše, specifikace požadavků
3. Teoretické řešení úkolu
4. Konstrukční návrh
5. Zhodnocení, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999**

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 2. Praha: Computer Press, 2000**

**VLK, F. Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky : převodovky : rozvodovky : diferenciály : hnací hřídele : klouby. Brno: VLK, 2000**

**BOLEK, A., KOCHMAN, J. Části strojů. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990**

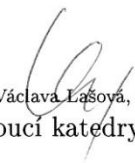
*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Tomáš Rabík**  
Ricardo Prague, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2017**  
Termín odevzdání diplomové práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2017

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

V první řadě bych chtěl uvést na pravou míru, že po sestavení a odevzdání zadání DP došlo ve firmě Ricardo Engineering Prague ke změně konzultanta diplomové práce z pana Ing. Tomáše Rabíka na pana Ing. Karla Fořtla, který byl autorem tohoto zadání.

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce, doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc., za odborné vedení diplomové práce a dále pak svému konzultantovi, Ing. Karlu Fořtlovi, za cenné rady a vedení v rámci teoretické i praktické části práce.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Chára	Jméno Petr	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav	
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Koncept 6-rychlostní automatické převodovky se třemi planetovými převody		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	97	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	89	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	8
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>Předmětem diplomové práce je provedení koncepčního návrhu řešení 6-ti rychlostní automatické převodovky se třemi planetovými soukolími. Zaměření práce je na návrh planetových soukolí a ložisek převodovky.</p> <p>Ke zpracování výpočtů, 3D modelů a technické dokumentace byly využity následující programy: MO Excel, SABR, SABR GEAR a NX 11.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>	šestirychlostní, automatická planetová převodovka s hydrodynamickým měničem, 3 planetová soukolí, jízdní cyklus, NEDC, WLTC, BSFC mapa motoru, spotřeba paliva, pilový diagram převodovky, životnost ložisek, SABR, SABR GEAR, NX

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Chára	Name Petr
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301T001 “Transport and handling machinery“	
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS	
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Delete when not applicable	
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Concept 6-speed of automatic transmission with 3 planetary gears	

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	97	<b>TEXT PART</b>	89	<b>GRAPHICAL PART</b>	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>	Subject of the diploma thesis is execution of the conception solution design of the 6speed of automatic transmission with 3 planetary gears. The thesis aim is planetary gears and transmission’s bearings design.
<b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	For the processing of calculation, 3D models, and technical documentation were used following programmes: MO Excel, SABR, SABR GEAR and NX 11.
<b>KEY WORDS</b>	sixspeed, automatic transmission with torque converter, 3 planetary gears, drive cycle, NEDC, WLTC, BSFC map, gearbox saw diagram, fuel consumption, bearing lifetime, SABR, SABR GEAR, NX 11

## Obsah:







Seznam použitých zkratk a symbolů .....	9
Teoretická část .....	1
1 Úvod.....	1
1.1 Zpřesnění a doplnění zadání .....	1
1.2 Představení zadávající organizace.....	2
1.3 Uvedení do řešené problematiky.....	2
1.3.1 Spolupráce motoru s převodovkou.....	2
1.3.2 BSFC mapa .....	5
1.3.3 Jízdní cykly .....	6
2 Vyjasnění a rozpracování požadavků na technický systém (TS).....	10
2.1 Vyjasnění zadání .....	10
2.2 Stav techniky.....	10
2.2.1 Typy automatických převodovek.....	10
2.2.2 Hlavní konstrukční díly automatické planetové převodovky s hydrodynamickým měničem .....	12
2.2.3 Historie automatických planetových převodovek.....	26
2.2.4 Současné provedení automatických převodovek .....	34
2.2.5 Tržní podíl typů převodovek.....	45
2.3 Analýza problému .....	47
2.4 Analýza realizovatelnosti.....	47
2.5 Specifikace parametrů vozidla a motoru pro návrh převodovky .....	47
2.6 Časový plán řešení.....	49
Praktická část .....	50
3 Navržení koncepčních variant .....	50
3.1 Výchozí rozhodnutí .....	50
3.2 Koncepční varianty.....	50
3.3 Hodnocení a výběr optimální koncepční varianty .....	53
4 Navržení konstrukčního řešení TS s příklady výkresové dokumentace TS.....	54
4.1 Návrh konstrukčního řešení TS.....	54
4.2 Výpočtové hodnocení navrženého konstrukčního řešení TS.....	54
4.2.1 Návrh převodových poměrů jednotlivých planetových soukolí .....	54
4.2.2 Stanovení spotřeby paliva při jízdním cyklu WLTC .....	60
4.2.3 Tvorba modelu .....	64
4.2.4 Kontrola vlastních frekvencí.....	66

4.2.5	Definování zátěžných stavů .....	67
4.2.6	Kontrola životnosti ložisek .....	68
4.2.7	Kontrola maximálních napětí.....	70
4.2.8	Kontrola deformací, naklopení a nesouososti.....	72
4.2.9	Kontrola životnosti ozubených kol .....	73
4.2.10	Ověření sestavitelnosti.....	77
4.3	Ukázky dokumentace navržené převodovky pro výrobu .....	77
5	Hodnocení návrhu.....	77
6	Závěr .....	78
7	Použité obrázky .....	79
8	Použité grafy.....	83
9	Zdroje .....	84



## Seznam použitých zkratk a symbolů

<b>WLTC</b> .....	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle – jízdní cyklus WLTC pro osobní automobily
<b><math>M_k</math></b> .....	výstupní točivý moment na kolech vozidla
<b><math>n_k</math></b> .....	otáčky kol vozidla
<b>BSFC</b> .....	Brake Specific Fuel Consumption – měrná spotřeba paliva měřená na dynamometru
<b>NEDC</b> .....	New European Driving Cycle - jízdní cyklus NEDC
<b>FTP-75</b> .....	Federal Test Procedure - jízdní cyklus FTP-75
<b>ECE-15</b> .....	Economic Commission for Europe – jízdní cyklus ve městě
<b>UDC</b> .....	Urban Driving Cycle – jízdní cyklus ve městě
<b>EUDC</b> .....	Extra-Urban Driving Cycle – jízdní cyklus mimo město
<b>v</b> .....	rychlost jízdy vozidla
<b>t</b> .....	čas
<b>UNECE</b> .....	United Nations Economic Commission for Europe – skupina pro ekonomickou spolupráci mezi jejími členy
<b>PWr</b> .....	Power – Weight ratio – poměr výkonu a váhy
<b>CVT</b> .....	Continuously Variable Transmission – převodovka s plynulou změnou převodu
<b>AMT</b> .....	Automated Manual Transmission – robotizovaná (též nazývána automatizovaná) manuální převodovka
<b>DSG</b> .....	Direkt-Schalt-Getriebe / Direct-Shift Gearbox – dvouspojková převodovka
<b>DCT</b> .....	Dual-Clutch Transmission – dvouspojková převodovka
<b>IAV GmbH</b> ...	Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr Gesellschaft mit beschränkter Haftung
<b>VW</b> .....	Volkswagen - výrobce automobilů, pocházející z Německa
<b>JATCO</b> .....	Japanese Automatic Transmission Company – japonský výrobce automatických převodovek
<b>USA</b> .....	United States of America – Spojené Státy Americké
<b>ECU</b> .....	Engine Control Unit – řídicí jednotka motoru
<b>TCU</b> .....	Transmission Control Unit – řídicí jednotka převodovky
<b>TCM</b> .....	Transmission Control Module – řídicí modul převodovky
<b><math>m_{\text{auta}}</math></b> .....	hmotnost vozidla (1562 [kg])
<b><math>m_{\text{řidič}}</math></b> .....	hmotnost řidiče (75 [kg])
<b>A</b> .....	čelní plocha vozidla (2.11 [m <sup>2</sup> ])
<b><math>c_d</math></b> .....	tvarový součinitel odporu vzduchu ( 0,275 [1])
<b>R</b> .....	poloměr pneumatiky (0,325 [m])
<b><math>C_{rr}</math></b> .....	součinitel ramena valivého odporu (0,01 [1] )
<b><math>v_{\text{max}}</math></b> .....	maximální rychlost vozidla ( 240 [km/h])
<b><math>l_{p \text{ max}}</math></b> .....	maximální délka skříně převodovky ( 350 [mm])
<b><math>z_{p1}</math></b> .....	počet zubů planetového kola planetového soukolí 1 (PG1)
<b><math>z_{r1}</math></b> .....	počet zubů korunového kola planetového soukolí 1 (PG1)

- $z_{s1}$** .....počet zubů slunce planetového soukolí 1 (PG1)
- $n_{si}$** .....otáčky slunce  $i$ -tého planetového soukolí
- $n_{ci}$** .....otáčky planetového unašeče  $i$ -tého planetového soukolí
- $n_{ri}$** .....otáčky korunového kola  $i$ -tého planetového soukolí
- $B_i$** .....převodový poměr  $i$ -tého planetového soukolí
- FD**.....Final Drive – diferenciál / koncový převod diferenciálu
- $G_{auta}$** .....tíha vozidla
- $F_{val}$** .....valivý odpor
- $g$** .....tíhové zrychlení (9,81 [m/s<sup>2</sup>])
- $F_p$** .....odpor přívěsu – zanedbán
- $F_s$** .....odpor stoupání vozidla – zanedbán
- $\alpha_s$** .....úhel stoupání vozovky – zanedbán
- $F_v$** .....odpor vzduchu
- $\rho_{vz}$** .....hustota vzduchu (1,225 [kg/m<sup>3</sup>])
- $v$** ..... rychlost jízdy vozidla
- $F_z$** ..... odpor zrychlení
- $m_{celk}$** ..... celková hmotnost vozidla
- $a$** ..... zrychlení vozidla v daném časovém okamžiku
- $v_{i+1}$** ..... rychlost vozidla v následujícím časovém okamžiku
- $v_i$** ..... rychlost vozidla v daném časovém okamžiku
- $\Delta t$** ..... časový přírůstek (1 [s])
- $F_{trac}$** ..... celková potřebná trakční síla na kolech vozidla
- $\eta_t$** ..... tepelná účinnost motoru
- LHV**..... Lower Heating Value – množství uvolněného tepla při spálení paliva (pro běžný benzín - 0,012222 [kW.h/g] )
- $M_{m\ min}$** ..... minimální potřebný točivý moment motoru
- $n_m$** ..... otáčky motoru
-  .....symbol brzdy v programu SABR
-  .....symbol spojení hřídelí (spojka, drážkování, atd. ...) v programu SABR
-  .....symbol lineárního spoje dílů v programu SABR
-  .....symbol radiálního otvoru dílu (otvor olejových kanálů) v programu SABR
-  .....symbol silového účinku na díl v programu SABR
-  .....symbol označení místa vstupu / výstupu výkonu v programu SABR
- LOAMA** ..... Line Of Action Misalignment Angle - změna úhlu záběrové přímky

## Teoretická část

### 1 Úvod

Cílem práce je provedení průzkumu současných řešení automatických automobilových převodovek a následné provedení návrhu vlastní, či již existující koncepce automatické šestirychlostní převodovky se třemi planetovými soukolími pro zvolené vozidlo segmentu D - nebo-li pro vozidlo střední třídy, v USA nazývané taktéž Mid-Size.

Tyto vozy bývají buď v provedení sedan, liftback či kombi a jedná se o větší rodinné vozy. Pro ukázkou jsou zde zobrazeny 2 příklady zástupců této třídy.



Obr. 1: Příklad vozidla segmentu D (střední třídy) – Mazda 6, viz [1].



Obr. 2: Příklad vozidla segmentu D (střední třídy) - Volkswagen Passat Variant R-Line, viz [2].

#### 1.1 Zpřesnění a doplnění zadání

Zadání je z hlediska obsahu návrhu zařízení srozumitelné a jasně udává, na které komponenty se má během návrhu řešení soustředit pozornost. Konkrétně je potřeba se zabývat planetovými převody a ložisky planetových kol. Prvotním úkolem samotné konstrukční práce bude provedení volby převodových poměrů jednotlivých planetových soukolí, jejichž kombinace, s ohledem na zvolenou konfiguraci, bude následně ovlivňovat převodové poměry rychlostních stupňů převodovky.

Co se týče výpočtů pro dimenzování ozubení a ložisek planetových kol, tak vzhledem k obsáhlosti práce a opakování výpočtů pro tři planetová soukolí bude postačovat provedení výpočtů pouze pro jedno z nich. Na druhou stranu je však požadováno, aby tyto výpočty byly provedeny velice důkladně. Jako zatěžovací cykly se využijí jízdní cyklus WLTC a (zvolený) jízdní cyklus pro plné zatížení převodovky.

## 1.2 Představení zadávající organizace

Téma diplomová práce bylo zadáno firmou Ricardo Prague s.r.o., která je pražskou pobočkou nadnárodní konzultační firmy Ricardo. Její zaměstnanci řeší „náročné projekty v oblasti konstrukce spalovacích motorů, převodových ústrojí, vozidel, hybridních a elektrických systémů, i v oblasti analýzy dopadů na životní prostředí. Aktivita dále zasahuje do oblasti osobních, nákladních a kolejových vozidel, vojenských vozidel, motocyklů, stavebních a zemědělských strojů, lodní dopravy, i do oblasti obnovitelných zdrojů energie.

*Mezi klienty patří nejvýznamnější výrobci originálních dopravních dílů, dodavatelské řetězce, energetické společnosti, finanční instituce a vládní agentury,“ viz [3]. V této společnosti se zabývají provedením samotných konstrukčních návrhů, nejrůznějších analýz a simulací, návrhem elektroniky a řízení, vývojem vlastního softwaru a zajištěním podpory v oblasti informačních technologií pro celou skupinu Ricardo.*

## 1.3 Uvedení do řešené problematiky

V dnešní uspěchané době je všudypřítomná neustálá potřeba lidí přemísťovat se z bodu A do bodu B. Ať se již jedná o každodenní dojíždění do práce, cesty na pracovní schůzky, provedení nákupu (např. potravin apod.), či cestování v rámci rodinných výletů po domovské vlasti nebo i vzdálenějších destinací, ve většině z těchto případů bývá člověku „věrným společníkem“ osobní automobil, který mu umožňuje dostat se na místa dle jeho libosti.

### 1.3.1 Spolupráce motoru s převodovkou

I když se v dnešní době neustále zpřísnují emisní limity a velmi často je možné se doslechnout z různých zdrojů o rozvoji elektromobility, v drtivé většině případů se stále využívají osobní vozy se spalovacím motorem - ať již zážehovým, nebo vznětovým. Dalo by se říci, že mezi základní vlastnosti motorů patří rozsah jejich pracovních otáček. U již zmíněných zážehových a vznětových motorů je důležitý fakt, že bez zatížení motoru dokážou fungovat od volnoběžných otáček. Tyto se pohybují v řádech několika stovek otáček (běžně na úrovni pod 1 000 ot/min).

Přímé spojení motoru a hnacích kol automobilu však není vhodné (ne-li dokonce nemožné, s přihlédnutím na opotřebování dílů-především spojek), jelikož je potřeba uvést vozidlo do pohybu z nulových otáček kol. Proto je zde potřeba otáčky motoru vhodně převodovat a při rozjezdu automobilu tak snížit rozdíl mezi (nulovými) otáčkami kol a otáčkami hnací hřídele pohonného ústrojí. K tomuto účelu ve vozidlech slouží převodovka, která je nedílnou součástí pohonného ústrojí.

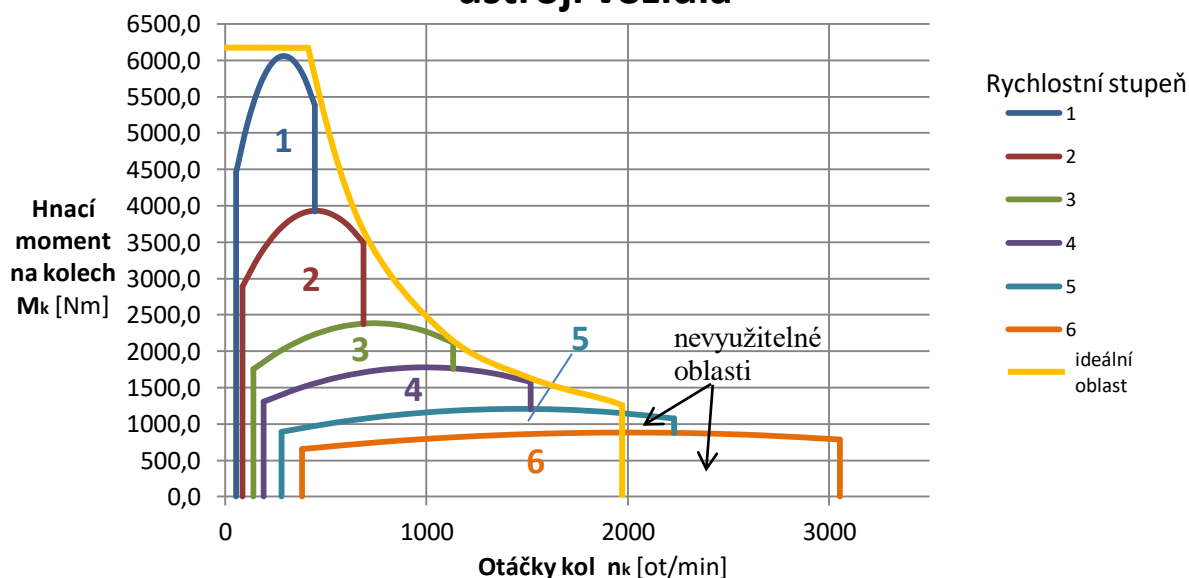
Zároveň každý uživatel při provozu vozidla dozajista sleduje ekonomiku provozu, pro což je výhodné udržovat motor oblasti otáček, kde má co nejnižší spotřebu paliva, při dostatečném výkonu. Každý motor má totiž určitou oblast otáček, v níž je dle výrobce doporučené se pohybovat - u analogových otáčkoměrů bývala tato oblast zvýrazněna zelenou barvou. Dalším důvodem, proč používat převodovku, je fakt, že s vozidlem je také zapotřebí se pohybovat při různých rychlostech jízdy a s různou potřebou velikosti tahové síly, která bude dozajista různá při cestování s prázdným automobilem a např. při jízdě se zapojeným naloženým přívěsem.

Proto se u vozidel postupně začaly využívat vícestupňové převodovky, které se snaží co nejvíce přiblížit k ideální charakteristice hnacího ústrojí a vyplnit tak co největší část ideálního pole. Tomu napomáhá vhodná volba převodových poměrů jednotlivých rychlostních stupňů.

Ideální rychlostní charakteristika nám udává závislost hnací síly (nebo točivého momentu) kol, vynesené na svislé ose, na rychlosti vozidla (nebo počtu otáček kol za minutu), zobrazené na vodorovné ose. Jen pro úplnost - při volbě zobrazovaných parametrů se jedná pouze o přepočít, v němž hlavní roly zastává rozměr kol.

V tomto diagramu omezuje ideální oblast (Pozn.: zde zobrazena pouze ilustrativně) hodnota maximálního výkonu na kolech (uvažuje se konstantní hodnota), maximální moment na kolech, omezený adhezí (viz horizontální omezení v levé horní části) a dále maximální rychlost vozidla daná jízdami odpory vozidla při jízdě (viz vertikální omezení v pravé části).

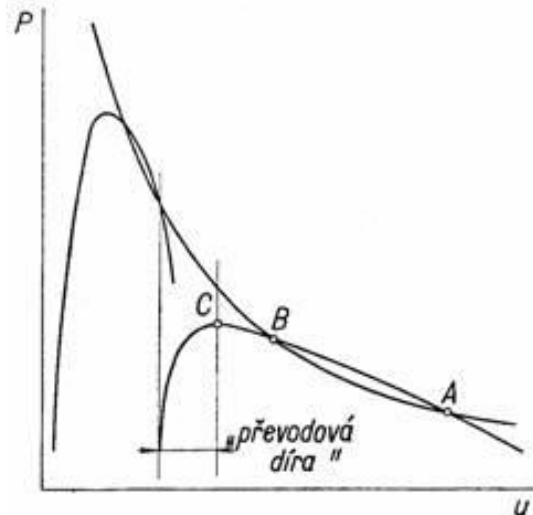
## Ideální rychlostní charakteristika pohonného ústrojí vozidla



Graf 1: Ukázka ideální rychlostní charakteristiky pohonného ústrojí vozidla.

U oblastí jednotlivých převodových stupňů je pak důležité to, aby se tyto plochy dostatečně překrývaly a nevznikaly tzv. „převodové díry,“ jako je tomu na ukázce, viz obr. 3. Zde je totiž výhodné, aby momentová křivka, reprezentující přenášený točivý moment nižšího převodového stupně, protínala momentovou křivku přenášeného točivého momentu vyššího převodového stupně až za jeho vrcholem. To napomáhá zlepšit další akceleraci vozidla, kdy se motor pohybuje v oblasti s větším výkonem a většinou i dobrou spotřebou.

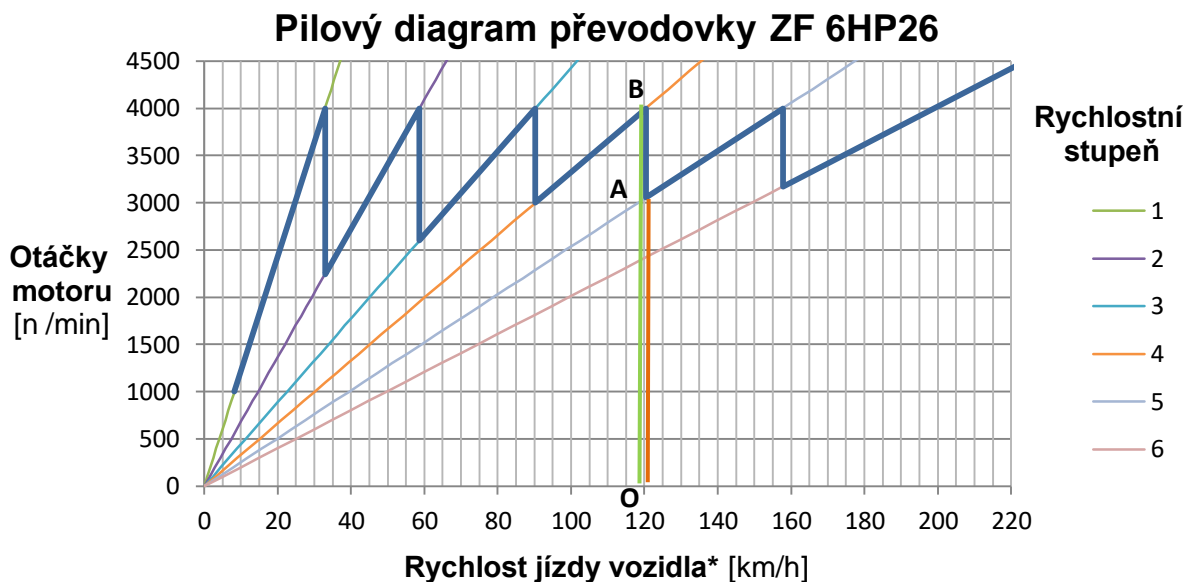
Ne vždy však platí, že čím jsou otáčky motoru nižší, tím je i nižší spotřeba paliva. Spotřeba paliva totiž závisí kromě otáček motoru i na jeho zatížení. Tato závislost je pak zobrazena prostřednictvím tzv. BSFC mapy motoru (z anglického pojmenování Brake Specific Fuel Consumption map), která však bude popsána později.



Obr. 3: Znárodnění nevhodné volby převodových poměrů navazujících rychlostních stupňů převodovky, viz [4].

V případě zobrazeném na obr. 3 by po přeřazení na vyšší rychlostní stupeň došlo k výraznému poklesu otáček motoru a jeho následného velmi pomalému roztáčení do vyšších otáček a tím pádem i pomalé akceleraci vozidla. V horším případě by kvůli nedostatku výkonu dokonce mohlo dojít naopak k dalšímu snižování otáček motoru, snižování rychlosti jízdy a nutnosti opět zařadit nižší rychlostní stupeň.

Volba velikosti převodových poměrů jednotlivých rychlostních stupňů se pak projeví v tzv. „pilovém digramu“ motoru, jehož ilustrační příklad (konkrétně pro automatickou planetovou převodovku ZF 6HP26) je zobrazen v následujícím grafu 2. Tento zobrazuje závislost otáček motoru (svislá osa) na rychlosti jízdy (vodorovná osa) pro jednotlivé rychlostní stupně 1 až 6.



\* pro pneumatiky xxx/55 R16

Graf 2: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky ZF 6HP26 s koncovým převodem 3,46 :1 pro zvolené pneumatiky.

Z pilového diagramu je možné zjistit, při jakých otáčkách motoru se při zrychlování automobilu přerazuje na další rychlostní stupeň a na jakou úroveň klesnou otáčky motoru při zařazení vyššího rychlostního stupně. Jednotlivé polopřímky zobrazují počet otáček motoru za 1 minutu v závislosti na rychlosti vozidla. Směrnice těchto přímk jsou dány velikostí převodových poměrů odpovídajících rychlostních stupňů a dynamickým poloměrem pneumatiky.

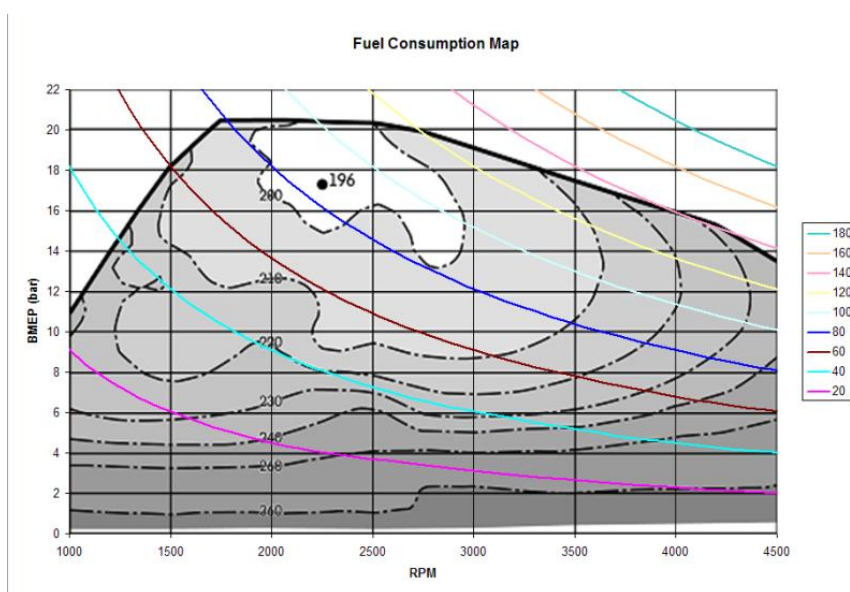
S poklesem otáček motoru je spojený termín „krok,“ jenž je možno určit kromě jednoduchého výpočtu taktéž graficky z pilového diagramu. V diagramu nám udává poměr mezi délkami dílů vertikálních úseček pro navazující rychlostní stupně. Početně se určí jednoduchým vydělením převodových poměrů navazujících rychlostních stupňů (v čitateli se zadá převodový poměr nižšího rychlostního stupně a ve jmenovateli převodový poměr vyššího rychlostního stupně), jeho hodnotu pro ukázkou označme  $n$ .

Nyní se zaměříme na grafickou metodu a podíváme se opět na graf 2, kde např. pro přechod ze 4. na 5. rychlostní stupeň uděláme na rychlosti 120,4 km/hod vertikální polopřímku (na horizontální ose s hodnotami rychlostí si zavedme bod O). Tato se protne ve 3 053 ot/minutu s polopřímkou 5. rychlostního stupně (označme ho pro vysvětlení bod A) a ve 4 000 ot/min s polopřímkou 4. rychlostního stupně (např. bod B). Když nyní porovnáme délky úseček OA (zvýrazněna oranžově) a OB (zvýrazněna světle zeleně), tak zjistíme, že úsečka OB je právě  $n$ -krát delší než úsečka OA. Proto je možné přibližně zjistit „krok“ i grafickou metodou.

### 1.3.2 BSFC mapa

Pro porovnávání spotřeby paliva různých spalovacích motorů je možné využít tzv. měrnou spotřebu paliva měřenou na dynamometru označovanou BSFC (z anglického Brake Specific Fuel Consumption). Ta „je měřítkem účinnosti využití energie paliva jakéhokoliv vozidla, spalujícího palivo a generujícího rotačního pohybu. Typicky je využívána pro porovnání účinnosti motorů s vnitřním spalováním s výstupem na hřídeli.“

Je definována jako podíl průtoku paliva (v gramech za sekundu) a generovaného výkonu (ve watttech). ... Umožňuje přímé porovnání využití paliva u rozdílných motorů,“ viz [5]. Tyto hodnoty se pak vynášejí do digramu, jehož příklad je vidět v grafu 3. Na vertikální ose se zpravidla vynáší efektivní tlak v pracovním prostoru motoru a na horizontální ose otáčky klikového hřídele.



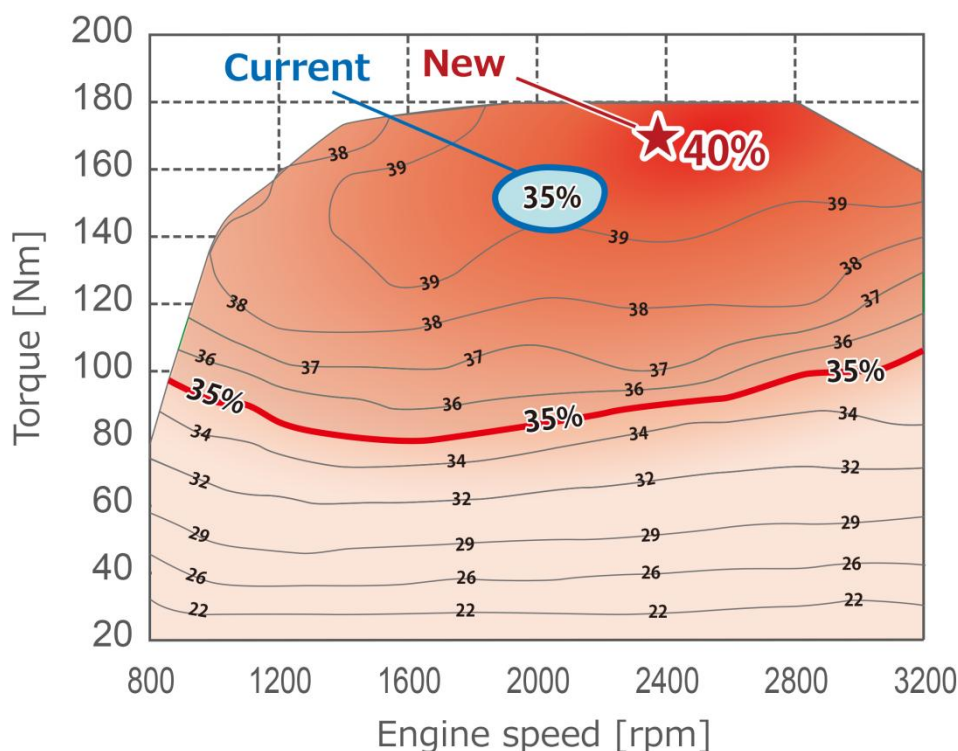
Graf 3: Ukázka možné podoby BSFC mapy s vyznačením izochar konstantního výkonu, viz [6].

Jak je již z názvu patrné, hodnoty BSFC se měří na dynamometru při různých otáčkách motoru a zatížení, na kterých je spotřeba paliva závislá. Při pohledu na graf je možné si všimnout určitých oblastí, kde se hodnoty BSFC pohybují v určitých intervalech ohraničených čerchovanými čarami. Nejlepších hodnot se v tomto případě dosahuje cca při 2 250 otáčkách motoru za minutu a při zatížení cca. 90 kW.

Při detailnějším pohledu na graf 3 – konkrétně na izočáry výkonu - si můžeme všimnout, že měrná spotřeba paliva ve většině případu při konstantním zatížení klesá se snižováním otáček motoru. Nicméně to platí pouze do určité meze. Např. pro izočáru s výkonem 80 kW (tmavě modrá) klesá spotřeba až cca k 2 100 – 2 250 otáčkám za minutu a následně opět začne pozvolna růst.

Zároveň si můžeme všimnout, že u izočáry s výkonem 80 kW se při snižování otáček motoru poměrně výrazně mění hodnoty měrné spotřeby paliva. Kdežto pro izočáru s výkonem 20 kW dochází k pozvolnější změně měrné spotřeby paliva. Z toho tedy vyplývá fakt, že je lepší se při návrhu převodového ústrojí zaměřit právě na oblast s vyšším zatížením motoru, kde lze docílit výraznějších úspor.

Z hodnot BSFC je pak s pomocí hodnoty výhřevnosti spalovaného paliva možné stanovit tepelnou účinnost motoru. Tu je možné zobrazit v diagramu tepelné účinnosti motoru, jehož možná podoba je zobrazena v následujícím grafu. Pro upřesnění - graf je pouze ilustrační a nijak nenavazuje na data z předchozí BSFC mapy.



Graf 4: Porovnání tepelné účinnosti 2,5 litrového zážehového motoru Toyota, představeného v roce 2016, s jeho předchůdcem, viz [7].

### 1.3.3 Jízdní cykly

V reálném světě se setkáváme se zařízeními, která jsou při své činnosti určitým způsobem zatížena. Ne vždy je však toto zatížení stále stejné a v průběhu času se může i výrazně lišit. Proto je při jejich návrhu (obzvláště u těch nepracujících neustále v jednom pracovním režimu) zapotřebí při stanovení jejich životnosti postihnout proměnlivost zátěžových stavů.



Převodovky dopravních prostředků jsou jedním z typických zástupců zařízení, které jsou zatěžovány rozmanitým spektrem zatížení. V provozu je totiž v závislosti na typu prostředí, hustoty provozu apod. zapotřebí pohybovat se s vozidlem různou rychlostí při různém zatížení.

Proto je nutné při návrhu nového pohonného ústrojí zvolit zatěžovací jízdní cyklus, pro který se dimenzují ložiska a ozubené převody. Díky tomu je pak možné stanovit životnost, či míru poškození zmiňovaných komponent. Každá automobilka si pro tento návrh může stanovit vlastní jízdní cykly, které jsou součástí jejího know-how.

S provozem vozidla také úzce souvisí spotřeba, která může být jedním z parametrů při porovnávání vozidel různých výrobců nejen dané kategorie, ale třeba i mezi vozidly jednoho typu stejného výrobce s odlišnou konfigurací pohonného ústrojí, spočívající v možnosti zákaznickovy volby kombinace motoru a převodovky. Dalším důležitým aspektem pro výrobce vozidel je také homologace vozidla s ohledem na plnění emisních norem.

Proto, aby si každý výrobce nestanovoval vlastní způsob zjišťování těchto hodnot, které by se pak případně nedaly porovnávat s konkurencí, byly v minulosti zavedeny určité normy, které přesně stanovují požadavky jak na samotný průběh jízdního cyklu, tak na podmínky, při nichž je možné měření provádět (jako např. huštění pneumatik, zapnutí / vypnutí některých systémů vozidla (klimatizace, světla, apod.) atd.).

Je vhodné zmínit, že se tyto testy provádějí v laboratorních podmínkách na brzdové válcové stolici (dynamometru), kdy je na vozidlo foukán vzduch ventilátorem pro zajištění podobných podmínek chlazení motoru, odpovídajících běžné jízdě a dále jsou odváděny výfukové plyny.



Obr. 4: Měření jízdních charakteristik vozu na brzdové válcové stolici (dynamometru), viz [8].

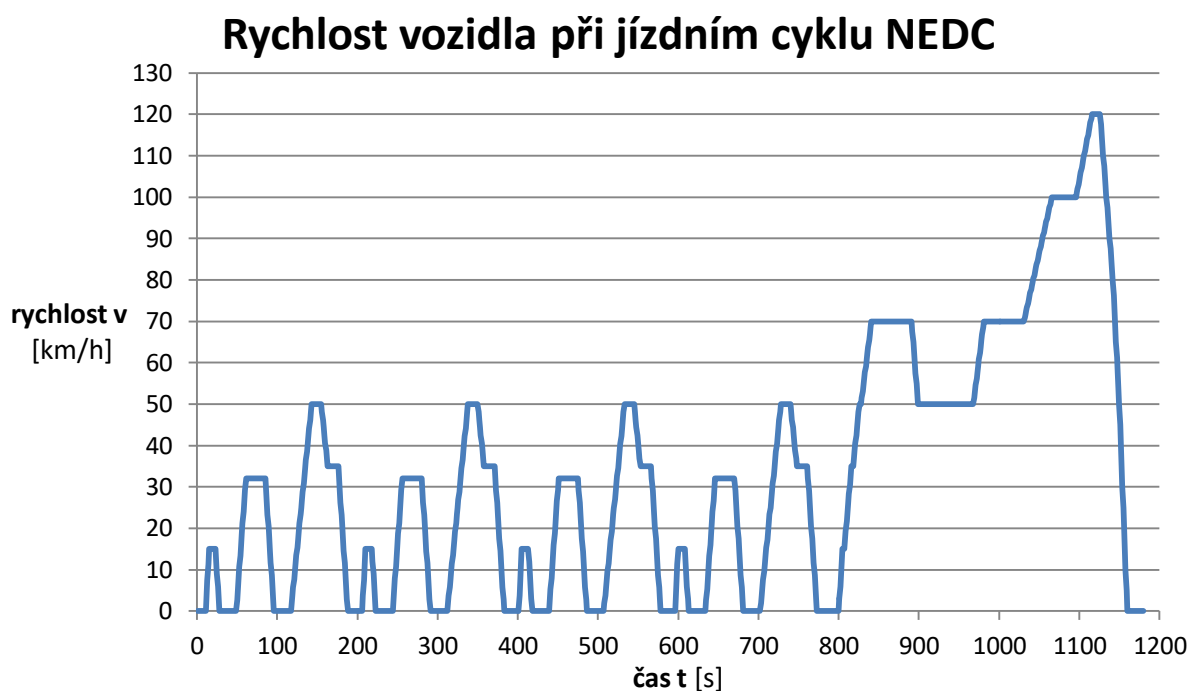
Mezi nejznámější jízdní cykly patří NEDC (z anglického názvu New European Driving Cycle) využívaný pro automobily na evropský trh, FTP-75 (z anglického názvu Federal Test Procedure) používaného pro vozidla v USA a WLTC (z anglického názvu Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle), který platí celosvětově.<sup>1</sup> Dále se při popisu zaměříme pouze na jízdní cykly NEDC a WLTC.

<sup>1</sup> Informace byly čerpány ze zdrojů, viz [9], [10] a [11].

## Jízdní cyklus NEDC <sup>2</sup>

Tento jízdní cyklus byl prvotně vytvořen pro osobní automobily se zážehovým motorem, využívá se i pro automobily se vznětovým motorem a u elektromobilů pro odhad spotřeby elektrické energie. Skládá se ze dvou základních částí. V první z nich se 4x po sobě opakuje městský cyklus, popisující (simulující) jízdu ve městě - tento je označován ECE-15, taktéž označován jako UDC – z anglického názvu Urban Driving Cycle), který vznikl v roce 1970.

Později (v roce 1990) byla ještě přidána druhá část, která již proběhne pouze jednou, označovaná EUUDC – z anglického názvu Extra-Urban Driving Cycle. Tato popisuje (simuluje) jízdu mimo město (včetně krátké jízdy po dálnici). Na následujícím obrázku je zobrazen graf rychlosti vozidla během jízdního cyklu NEDC. Graf byl vytvořen z dat, poskytnutých konzultantem DP z firmy Ricardo.



Graf 5: Průběh simulované rychlosti vozidla v závislosti na čase u jízdního cyklu NEDC.

Jak již bylo zmíněno dříve, z grafu rychlosti vozidla při jízdním cyklu NEDC je patrné, že v prvních 2/3 času se 4x opakuje cyklus ECE-15 (UDC) a ve zbylé třetině času pak proběhne EUUDC cyklus. Dále si můžeme všimnout, že vozidlo vždy akceleruje s téměř konstantním zrychlením, jsou zde úseky s konstantní rychlostí jízdy a že celý jízdní cyklus trvá přibližně 20 minut.

V nedávné době se však průběh tohoto jízdního cyklu stával terčem kritiky, jelikož byl koncipován pro vozidla a provoz době svého vzniku, přičemž dnes se již automobily i silniční provoz odlišují. Proto se od tohoto testovacího jízdního cyklu upouští a přechází se na nový jízdní cyklus WLTC.

<sup>2</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [9].

### Jízdní cyklus WLTC <sup>3</sup>

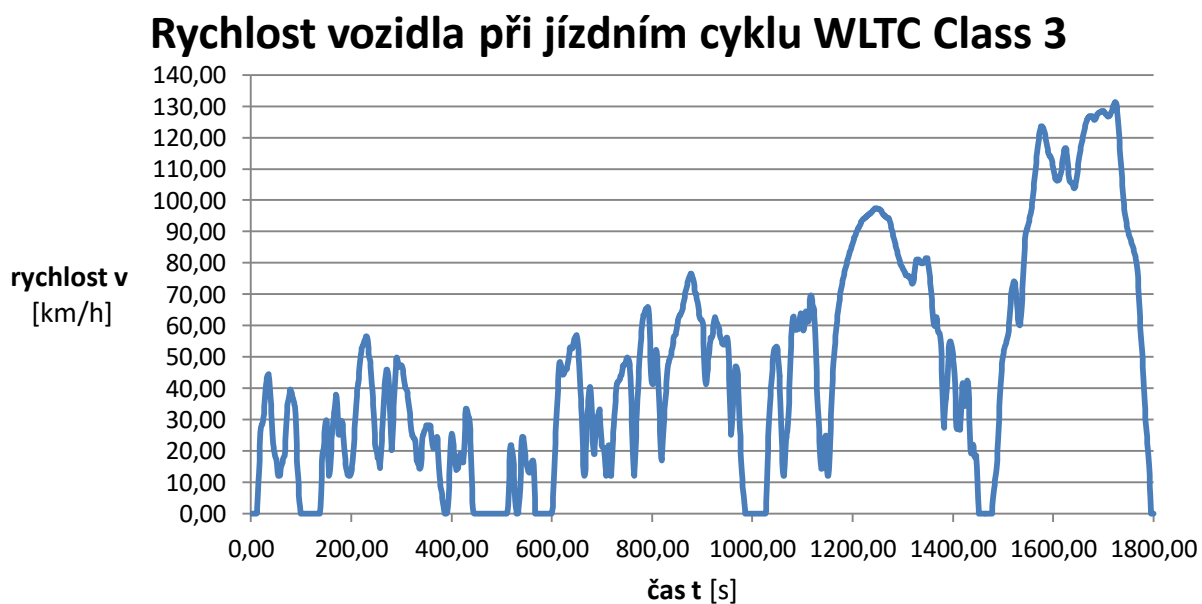
Jak již víme, WLTC cyklus se stal nástupcem předchozích jízdních cyklů. První verze vznikla v roce 2015 a v současnosti přichází v platnost. Vyvíjejí jej experti z Evropské Unie, Japonska a Indie pod záštitou Světového fóra pro harmonizaci předpisů pro vozidla skupiny států pojmenované UNECE (z anglického názvu United Nations Economic Commission for Europe).

Celkem existují 3 třídy (typy) jízdního cyklu WLTC, které jsou pro měření přiřazovány vozidlům podle poměru výkonu a váhy (tzv. PWr, z anglického pojmenování Power – Weight ratio, s jednotkou [kW / t]). Rozdělení vozidel do tříd je zobrazeno v následující tabulce.

Třída vozidla	PWr [kW / t]	Typ vozidla
Class 1	$PWr \leq 22$	vozidla s nízkým výkonem
Class 2	$22 < PWr \leq 34$	vozidla se středně velkým výkonem
Class 3	$34 < PWr$	vozidla s velkým výkonem

Tab. 1: Rozdělení vozidel dle poměru jejich výkonu a hmotnosti do skupin jízdního cyklu WLTC, viz [11].

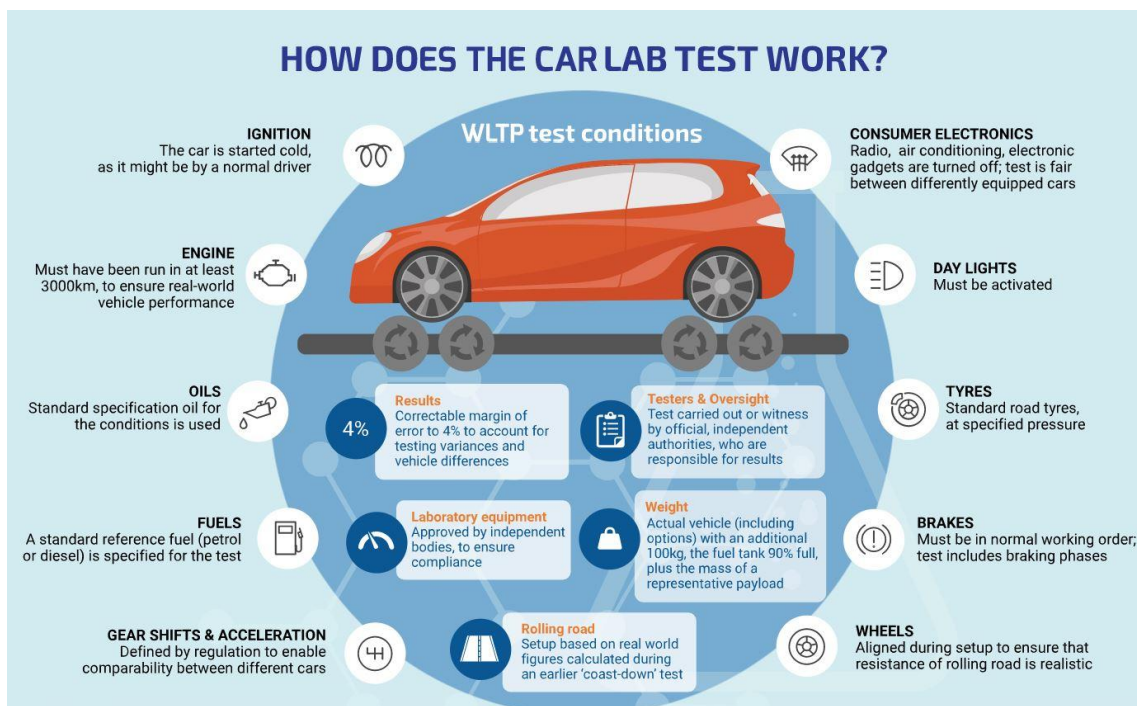
Pro diplomovou práci bude využit jízdní cyklus WLTC 3. třídy, jehož průběh rychlosti v čase je vidět v následujícím grafu. Graf byl vytvořen z dat, poskytnutých konzultantem DP z firmy Ricardo.



Graf 6: Průběh simulované rychlosti vozidla v závislosti na čase u jízdního cyklu WLTC.

Podmínky testu jízdního cyklu WLTC jsou pak uvedeny na následujícím schematicém obrázku.

<sup>3</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [11].



Obr. 5: Schematický obrázek s popisem podmínek, za kterých probíhá testování vozidla při použití WLTC cyklu, viz [12].

## 2 Vyjasnění a rozpracování požadavků na technický systém (TS)

### 2.1 Vyjasnění zadání

Obsah zadání byl doplněn o některé požadavky, které již byly uvedeny v podkapitole 1.1 Zpřesnění a doplnění zadání.

### 2.2 Stav techniky

#### 2.2.1 Typy automatických převodovek

V dnešní době se u osobních automobilů můžeme setkat se čtyřmi nejčastějšími druhy automatických převodovek, které umožňují ve většině případů stupňovitou změnu převodového poměru, nebo v případě CVT převodovek (z anglického pojmenování Continuously Variable Transmission) plynulou změnu převodového poměru.

Zástupci automatických převodovek se stupňovitou změnou převodových poměrů jsou:

- automatizovaná manuální převodovka, pro niž se užívá zkratka AMT (z pojmenování v angličtině Automated Manual Transmission), taktéž někdy označovaná robotizovaná manuální převodovka,
- dvouspojková převodovka, pro kterou se vžilo označení zkratkou DSG (z pojmenování v němčině Direkt-Schalt-Getriebe, případně v angličtině Direct-Shift Gearbox nebo také označovaná DCT z anglického Dual-Clutch Transmission),
- automatická planetová převodovka s hydrodynamickým měničem, označovaná zkratkou AT (z anglického pojmenování Automatic Transmission).

Popis jednotlivých typů převodovek byl původně součástí zpracované rešerše, nicméně vzhledem k rozsahu diplomové práce byl přesunut do příloh (viz příloha 1) a blíže se podíváme pouze na automatické planetové převodovky s hydrodynamickým měničem.

### **Automatická převodovka s planetovými koly a hydrodynamickým měničem (AT)**

Tento typ automatické převodovky je v současnosti nejrozšířenější. Základními konstrukčními prvky jsou hydrodynamický měnič momentu, planetová soukolí, ovládací spojky a brzdy, ventilový blok, hydraulické čerpadlo, mechanická parkovací západka a převodkovská skříň. Pro ukázkou je na následujícím obrázku vidět osmi-rychlostní automatickou planetovou převodovku s hydrodynamickým měničem Aisin TL-80SN.



Obr. 6: Ukázka automatické osmistupňové převodovky Aisin TL-80SN ve čtvrtinovém řezu skříní převodovky a hydrodynamickým měničem momentu, viz [13].

V prvopočátcích se místo hydrodynamického měniče používala hydrodynamická spojka, jejímiž hlavními díly jsou pouze čerpadlo a turbína. Podstatným rozdílem je, že hydrodynamická spojka nemá schopnost zvětšovat velikost točivého momentu. Tuto schopnost získal hydrodynamický měnič momentu tím, že byl mezi vstup čerpadla a výstup turbíny vložen ještě jeden prvek – a to stator, nazývaný také reaktor.

Podrobnější popis konstrukce bude proveden v následujícím oddílu 2.2.2 *Hlavní konstrukční díly automatické planetové převodovky s hydrodynamickým měničem*.

Hlavním principem fungování tohoto typu převodovek je využití několika sad planetových soukolí, spojek a brzd, které jsou díky vhodnému způsobu propojení a jejich počtu schopné dosahovat různého počtu rychlostních stupňů. To je zajištěno tím, že se ve většině případů aktivací vybraných spojek nebo brzd spojí, respektive zastaví pohyb některých konstrukčních celků.

Nicméně u nejmodernějších převodovek s větším počtem rychlostních stupňů se již můžeme setkat i s případem, že se u některých rychlostních stupňů žádný z těchto přenosových dílů převodovky aktivací brzd nezastavuje, nýbrž se využívá kombinace jejich různých obvodových rychlostí. Jako příklad můžeme uvést již zmíněnou převodovku Aisin TL-80SN.

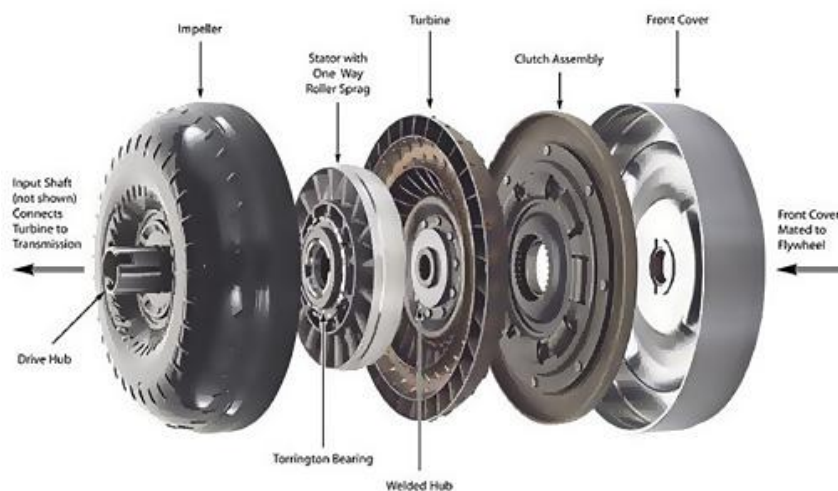
Zároveň se tento typ automatických převodovek odlišuje od ostatních tím, že zde, v závislosti na konfiguraci (pospojování) jednotlivých konstrukčních celků, může docházet ke větvení toku výkonu.

## 2.2.2 Hlavní konstrukční díly automatické planetové převodovky s hydrodynamickým měničem

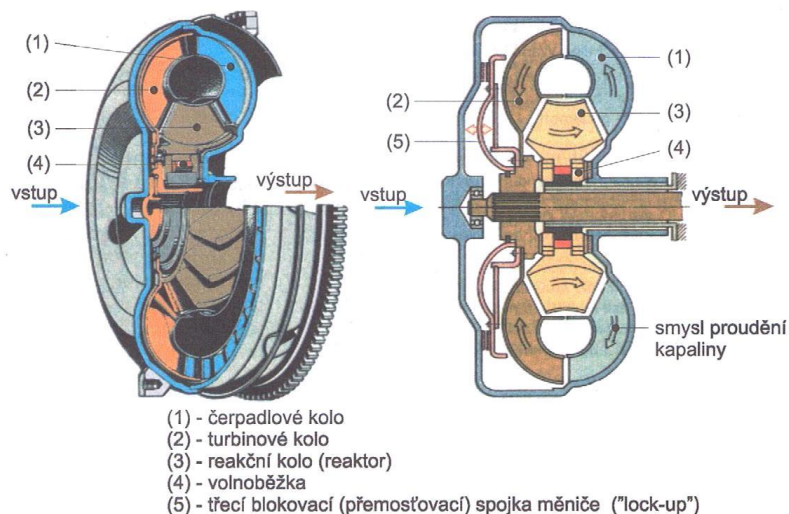
Nyní by bylo vhodné se zmínit o základních skupinách dílů, které tvoří konstrukci automatických planetových převodovek s hydrodynamickým měničem točivého momentu. Při jejich popisu bude nadále zvolen postup popisu tak, jak bývají tyto díly umístěné v převodovce směrem od vstupu točivého momentu (od motoru) po výstup z převodovky.

### Hydrodynamický měnič točivého momentu

Vynálezcem tohoto zařízení je Dr. Ing. Hermann Föttinger, který si svůj nápad nechal roku 1905 patentovat. Prvotně byl vyvíjen pro použití u plavidel, kde by „umožňoval plynule přenášet točivý moment z parních turbín na velké a těžké lodní vrtule ponořené pod vodou. Právě takovým zařízením se staly hydrodynamická spojka i hydrodynamický měnič,“ viz [14].



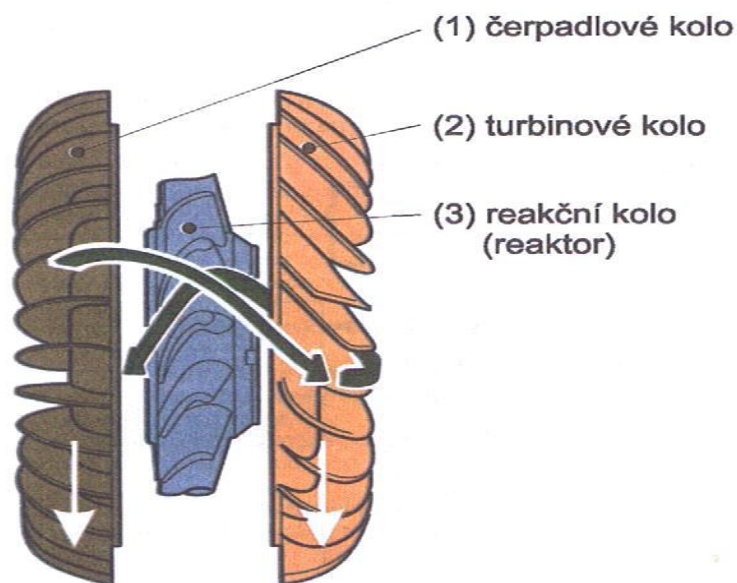
Obr. 7: Pohled na rozstřel sestavy hydrodynamického měniče točivého momentu s popisem jednotlivých dílů, viz [14].



Obr. 8: Schéma hydrodynamického měniče točivého momentu s popisem základních dílů, viz [15].

Jak je z výše zobrazeného obrázku patrné, hydrodynamický měnič točivého momentu se skládá z čerpadla, turbíny, statoru (reaktoru) s volnoběžkou a dnes běžně také třecí přemosťovací (blokovací) spojky s tlumičem torzních kmitů.

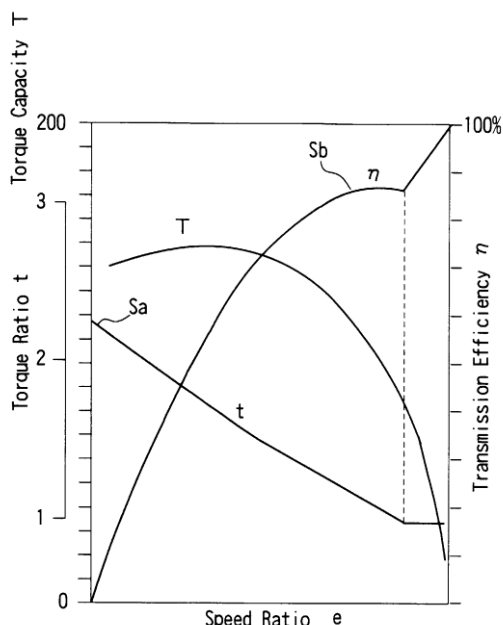
Čerpadlo a přední kryt tvoří jeden plně uzavřený svařovaný díl (na obr. 7 se jedná o díly označené „impeller“ a „front cover“), který je při provozu naplněn olejem s aditivou proti pění. „Vzhledem k tomu, že čerpadlové kolo je pevně spojeno s klikovým hřídelem motoru, tak při běhu motoru, proudí vlivem odstředivé síly kapalina mezi lopatkami čerpadlového kola na jeho obvod, kde je usměrněna a proudí na lopatky turbínového kola. Vlivem pohybové energie kapaliny dojde k roztáčení turbínového kola.



Obr. 9: Schéma zobrazující tok kapaliny v hydrodynamickém měniči (konkrétně při rozjezdu vozidla), viz [15].

*Kapalina dále proudí do reaktorového kola a má snahu otáčet reaktorovým kolem proti smyslu otáčení turbínového i čerpadlového kola. Volnoběžka reaktorového kola zabraňuje opačnému otáčení. Směr proudění kapaliny je zakřivením lopatek změněn asi o 90°, vyniká tak reakční síla, která má za následek zvýšení točivého momentu turbínového kola. Lopatky reaktorového kola vedou proud kapaliny pod vhodným úhlem opět na lopatky čerpadla a tím je okruh proudění kapaliny uzavřen.*

*Lopatky na jednotlivých kolech hydrodynamického měniče nebývají radiální, ale vhodně zakřivené. O co více jsou lopatky zakřivené, tím většího znásobení krouticího momentu se dosáhne, což však má své meze. V praxi se tedy dosahuje pouze dvou až trojnásobného zvýšení krouticího momentu na turbínovém kole,“ viz [15]. Na následujícím obrázku je zobrazen příklad charakteristiky měniče točivého momentu od výrobce automatických převodovek JATCO.*



Obr. 10: Charakteristika hydrodynamického měniče točivého momentu od firmy JATCO, viz [16].

Nyní blíže prozkoumáme obr. 10 s charakteristikou hydrodynamického měniče točivého momentu. Na horizontální ose se vynáší poměr počtu otáček turbíny ku počtu otáček čerpadla hydrodynamického měniče (na obr. označený  $e$ ). Na levé vertikální ose se odečítá poměr zvětšení točivého momentu (reprezentován křivkou označenou  $t$ ) a velikost přenášeného točivého momentu (zobrazen křivkou  $T$ ). Na pravé vertikální ose se pak odečítá účinnost hydrodynamického měniče točivého momentu (zobrazena křivkou  $\eta$ ).

Ze zobrazené charakteristiky je patrné, že se jedná o hydrodynamický měnič točivého momentu s přemostřovací spojkou, která se spíná při poměru  $e$  (odhadem) přibližně 0,9. To lze usoudit z průběhu křivek  $t$  a  $\eta$  v pravé části, kde je poměr  $t$  konstantní (roven 1) a také u průběhu účinnosti došlo ke změně na lineární závislost.

Zároveň je možné zjistit, že hydrodynamický měnič točivého momentu dosahuje největšího převodu točivého momentu  $t$  přibližně 2,2 až 2,3. Toho je dosahováno při rozjezdu, kdy se poměr počtu otáček turbíny a čerpadla blíží (je roven) 0 (turbína se neotáčí). Zde je však současně nejmenší účinnost hydrodynamického měniče točivého momentu.

*„Z těchto skutečností plyne výhoda hydrodynamického měniče, který na rozdíl od klasické kapalinové spojky při rozbíhání turbínového kola umožní zvýšit jeho hnací sílu. Tento jev nastává u rozjíždění automobilu, kdy motor po sešlápnutí plynového pedálu uvedeme do otáček, kdežto hnací hřídel převodovky se teprve začne pomalu uvádět do otáčivého pohybu současně s koly automobilu. V této situaci hydrodynamický měnič momentu umožní snadnějšího rozjíždění vozidla, což je pro lepší dynamiku vozidla velice příznivé,“* viz [15].

*„Podle míry rozběhu vozidla, skluz rotace turbínového kola v poměru k oběžnému klesá, až nastane moment, kdy průtok kapaliny kolo statoru zvedne a začne ho otáčet ve směru jednosměrné spojky. Hydrodynamický měnič přestává násobit točivý moment a přejde do režimu normální hydrodynamické spojky. V tomto režimu má účinnost, která nepřesahuje 85%, což vede k uvolňování nadměrného tepla a zvyšování spotřeby paliva. Aby se zvýšení spotřeby paliva zabránilo, hydrodynamické měniče se vybavují automatickou blokovací spojkou,“* viz [14].

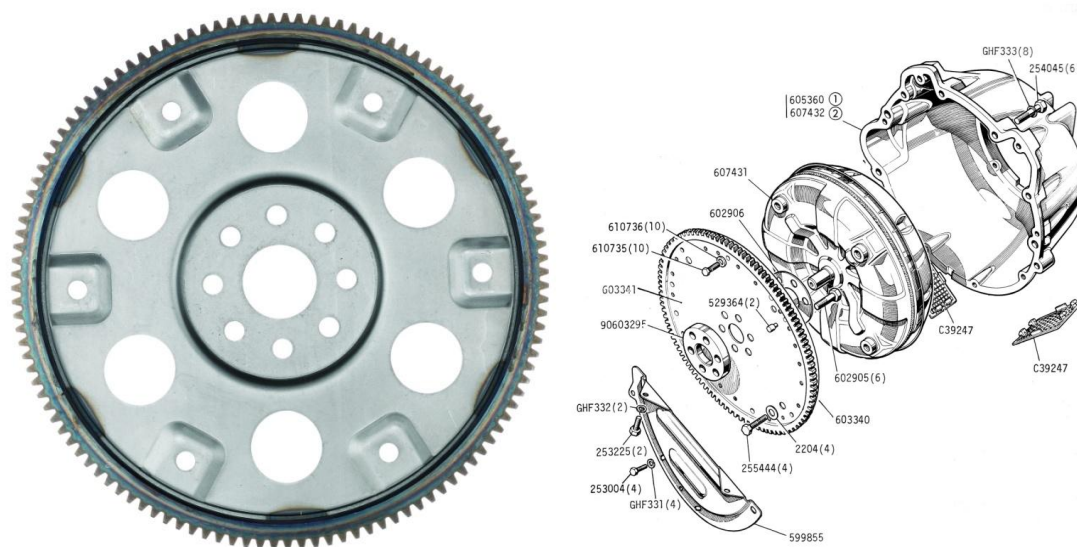


Aktivace blokovací (taktéž nazývané přemostovací) spojky se většinou využívá u nejvyšších rychlostních stupňů, ale najdou se i příklady, kdy se aktivuje u všech rychlostních stupňů (jako například u převodovky ZF 6HPxx) a také při brzdění vozidla motorem, jelikož hydrodynamický měnič točivého momentu je schopný přenášet točivý moment pouze jedním směrem.

Jak již bylo zmíněno, tak při činnosti hydrodynamického měniče točivého momentu dochází vlivem víření oleje ke vzniku značného množství tepla, které je většinou odváděno jeho pláštěm. Nicméně se již běžně „používá přídavné olejové čerpadlo, které prohání olej z měniče přes speciální olejový chladič,“ viz [15].

Se vznikem tepla úzce souvisí i změna rozměrů zapříčiněná tepelnou roztažností materiálu. Aby bylo možné zajistit určitou změnu rozměrů ve směru podélné osy (osy rotace) ve spojení klikového hřídele motoru – hydrodynamický měnič a tím zároveň snížit namáhání dílů v pohonném ústrojí axiální silou, využívá se uložení hydrodynamického měniče točivého momentu na vstupním hřídeli převodovky, umožňující jejich vzájemný axiální posuv.

Hydrodynamický měnič točivého momentu se připojuje k přírubě klikového hřídele prostřednictvím pružného plechového dílu (tzv. flex plate). Účelem flex platu je zajištění spojení klikového hřídele a hydrodynamického měniče s možností jejich nesouososti, která však nemůže být příliš velká. Možné provedení je na následujícím obrázku vlevo. Na obrázku vpravo je pak patrné uspořádání flex platu a hydrodynamického měniče točivého momentu na vstupu převodovky (na obrázku je vpravo nahoře zobrazena pouze část skříně převodovky).



Obr. 11 a 12: Ukázka flex platu z automatické převodovky Toyota A340 (vlevo), viz [17] a běžné uspořádání dílů na vstupu automatické převodovky s hydrodynamickým měničem u jiné převodovky (vpravo), viz [18].

Dále je také vhodné zmínit, že s použitím hydrodynamického měniče se poji někdy relativně nevhodná vlastnost, kterou je „trvalý přenos i minimálního výkonu. Vozidlo se může samovolně rozjet, pokud není zařazen parkovací režim, při kterém je výstupní hřídel převodovky mechanicky zablokována. Při zařazení do polohy D může při nastartování vozidla dojít k jeho samovolnému rozjetí. U vozidla se starší konstrukcí automatické převodovky, která nemá elektronické zajištění proti pohybu, je zapotřebí kontrolovat polohu volicí páky před vystoupením z vozu, nebo případně vypnout motor,“ viz [15].

## Olejové čerpadlo

Dalším konstrukční skupinou automatické převodovky je olejové čerpadlo, které je zdrojem tlakového oleje pro ovládání (spínání) spojek a brzd, pro mazání uložených pohyblivých komponent převodovky a dále pak i plnění a výměnu oleje hydrodynamického měniče točivého momentu přes chladič oleje. Sestava čerpadla bývá zpravidla umístěna u vstupu převodovky a to konkrétně hned za hydrodynamickým měničem točivého momentu, od něhož je zároveň poháněno (konkrétně od čerpadla hydrodynamického měniče). Proto odpovídají otáčky olejového čerpadla otáčkám motoru.

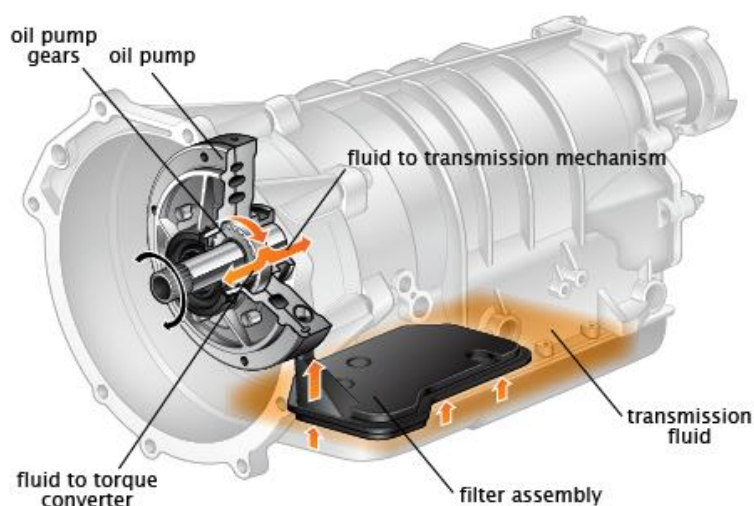


Image courtesy of ClearMechanic.com

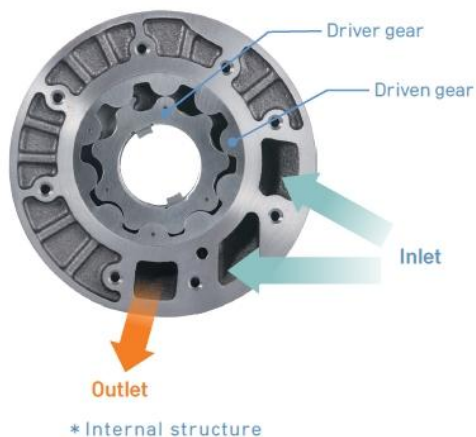
Obr. 13: Ukázka umístění olejového čerpadla a olejového filtru u automatické převodovky s planetovými koly s popisem základních částí, viz [19].

„Olejové čerpadlo je navrženo tak, aby i při volnoběžných otáčkách motoru vytvářelo tlak na dostatečné mazání všech potřebných částí převodovky. Olejové čerpadlo nasává olej přes olejový filtr, přičemž velikost pracovního tlaku čerpadla se obvykle pohybuje na úrovni 2 – 3 MPa. Tento tlak je následně upravován regulačními ventily pro konkrétní části převodovky (např. mazací tlak se pohybuje na úrovni 0,3 až 0,6 MPa, řídicí tlak 0,1 až 1,2 MPa, atd.).

Velikost pracovního tlaku čerpadla je kontrolována regulačním ventilem pracovního tlaku. Přebytečný olej je při vyšších otáčkách odváděn zpět do systému. V olejové vaně se shromažďuje olej, který přitéká z odtoku jednotlivých ventilů a z mazacích míst automatické převodovky,“<sup>4</sup> viz [20].

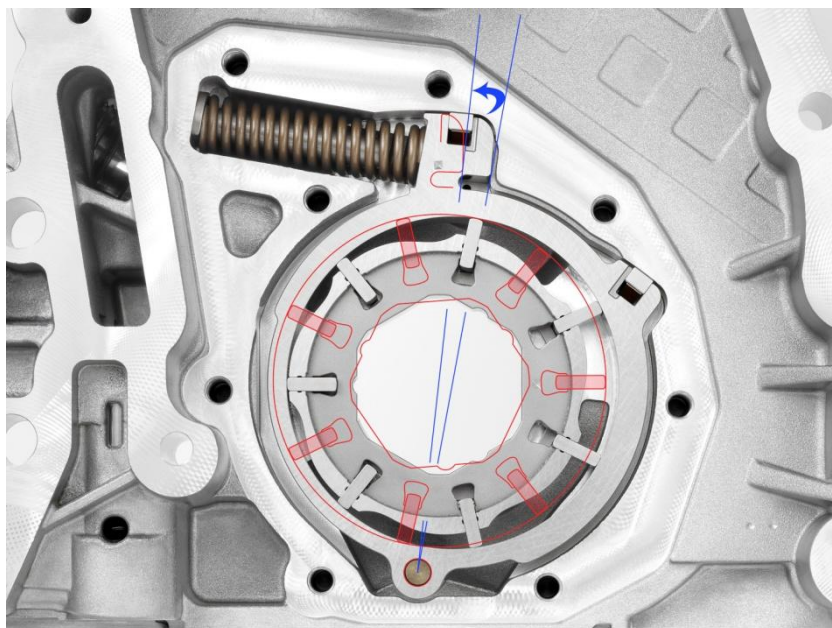
Provedení olejového čerpadla je obdobné jako u olejových čerpadel používaných pro mazání motorů. Nejčastěji se využívají především zubová čerpadla s vnitřním ozubením, které je možné uložit souose s hřídelem převodovky – konkrétně např. rotační olejové „G“ čerpadlo (tzv. Gerotor, nazývané také trochoidní), srpkové a lamelové. Tyto jsou pro ukázkou zobrazeny na následujících obrázcích.

<sup>4</sup> Přepis původního textu ve Slovenštině.

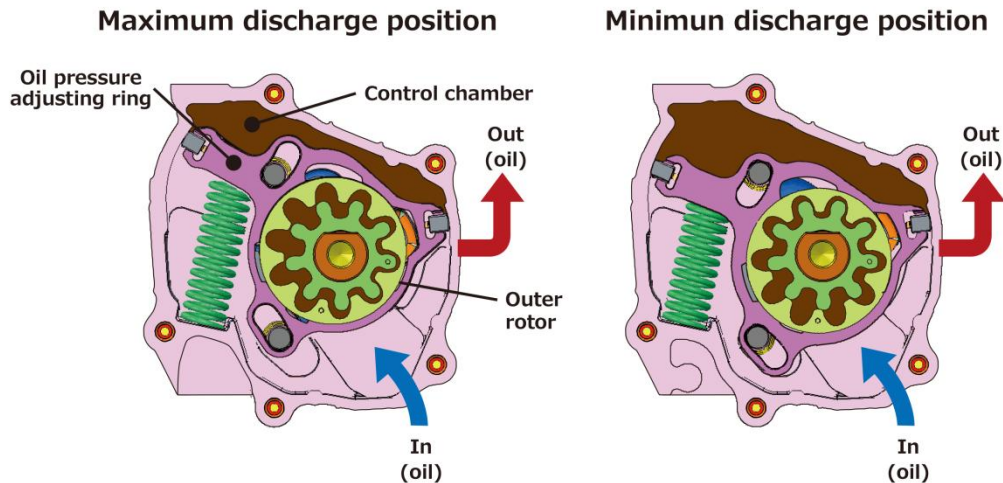


Obr. 14 a 15: Rotační olejové „G“ čerpadlo (Gerotor) (vlevo), viz [21] a olejové čerpadlo srpkové s vnitřním ozubením spolu s tělesem olejového čerpadla, v němž jsou patrné olejové kanálky pro rozvod tlakového oleje (vpravo), viz [22].

V poslední době, kdy se stále zpřísňují emisní limity pro provoz vozidel, se výrobci vozidel snaží zvýšit efektivitu provozu (včetně spotřeby paliva) tím, že se například snaží snižovat energetickou náročnost zařízení, instalovaných ve vozidle. Právě u olejových čerpadel se může nacházet určitý prostor pro úsporu a to konkrétně v době, kdy není tak výrazná potřeba dodávky oleje o maximální tlaku a průtoku (např. při stání vozidla, či jízdě při nižším zatížení). Proto se využívají čerpadla s proměnným geometrickým objemem. Příklady jejich provedení jsou zobrazeny na následujících obrázcích.



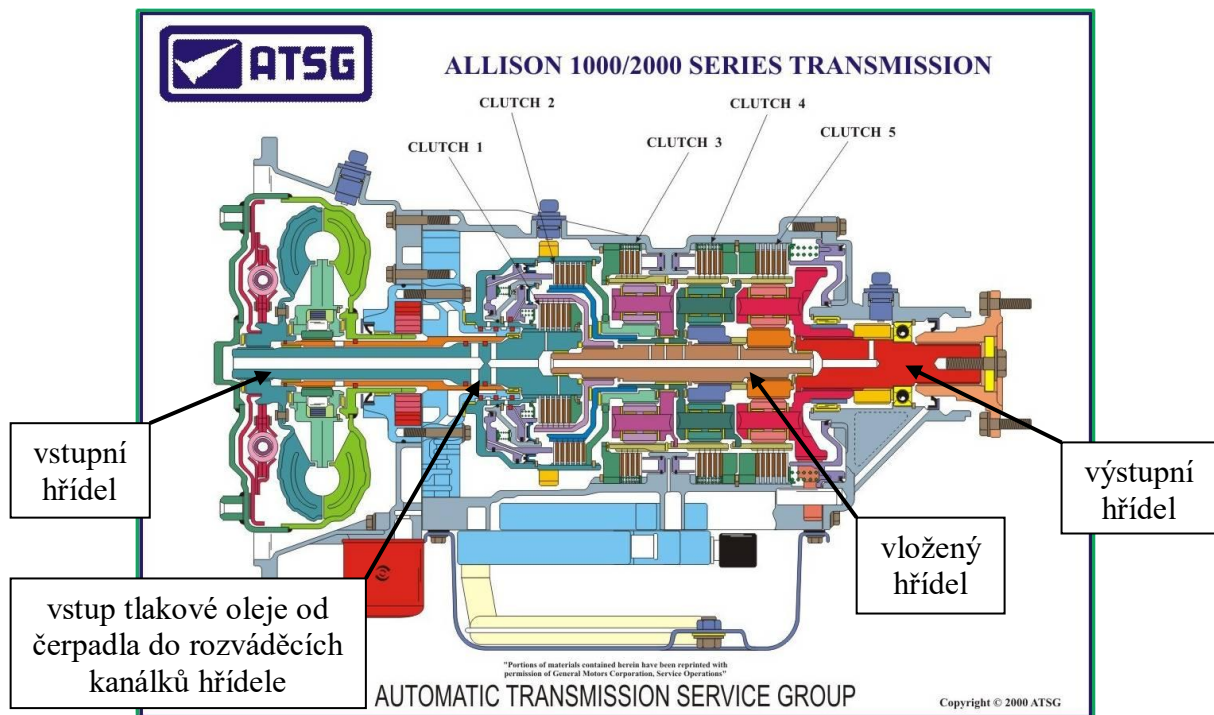
Obr. 16: Lamelové olejové čerpadlo s proměnným geometrickým objemem. Červeně je vyznačena druhá krajní poloha dílů čerpadla, viz [23].



Obr. 17: Rotační olejové čerpadlo Gerotor s proměnným průtokem oleje, viz [24].

### Hřídele s olejovými kanálky

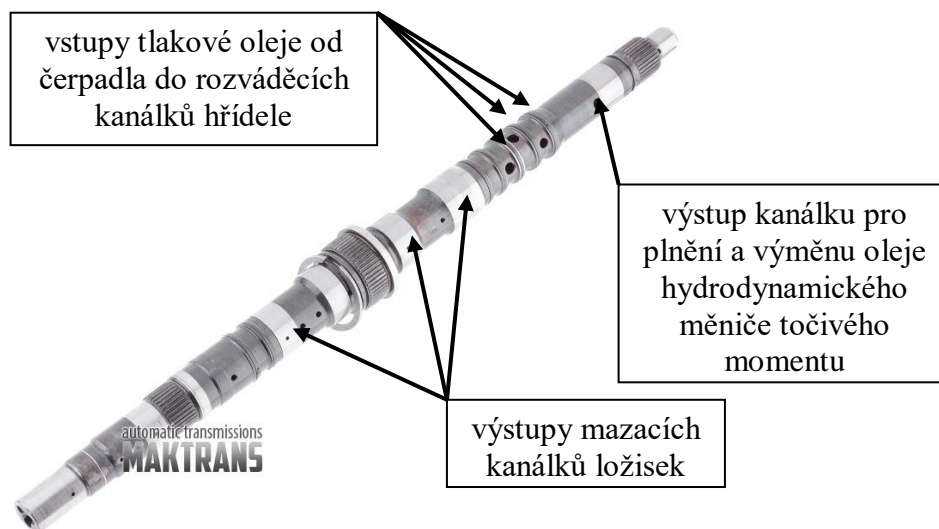
Další nedílnou součástí převodovek obecně jsou hřídele. Jejich počet se může lišit dle typu převodovky, výrobce a i složitosti samotné konstrukce. U automatických převodovek se můžeme setkat minimálně se dvěma hřídeli a více. Zpravidla se jedná o vstupní hřídel (INPUT shaft) a výstupní hřídel (OUTPUT shaft), které pak mohou být doplněny vloženým hřídelem (INTERMEDIATE shaft). Pro ukázkou je zde zobrazeno schéma automatické planetové převodovky a hydrodynamickým měničem Allison série 1000 a 2000.



Obr. 18: Ukázka automatické planetové převodovky Allison série 1000 a 2000 s popisem typů hřídelí, viz [25].

Hřídele se vyrábějí s osovými a radiálními otvory (kanálky), které slouží pro rozvod tlakového oleje do míst, kam je potřeba – k hydrodynamickému měničivému momentu, mazání ložisek a k ovládacím pístům spojek. Pro ukázkou je na následujícím obrázku zobrazen

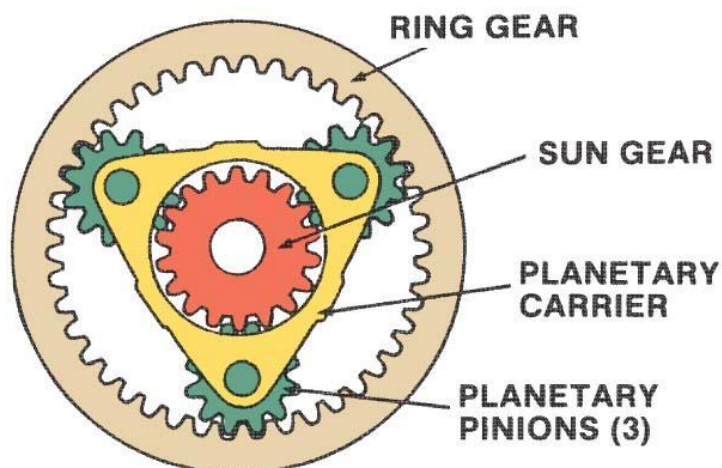
vstupní hřídel automatické planetové převodovky ZF 8HP70, na kterém jsou patrné otvory rozvodu oleje.



Obr. 19: Vstupní hřídel převodovky ZF 8HP70, viz [26].

### Planetová soukolí

Jak je obecně známo, převody ozubenými koly jsou srdcem většiny převodovek. U automatických planetových převodovek s hydrodynamickým měničem se využívají komplexnější druhy ozubených soukolí, které se nazývají planetová soukolí. Jedná se o tzv. diferenciály, což je typ mechanismu se dvěma stupni volnosti. To tedy znamená, že pro zajištění funkce se musí definovat pro některé 2 díly podmínky jejich chování (slunce, unašeče, či koruny – pojmenování dílů bude popsáno následně), abychom byli schopni zjistit chování třetího dílu. Na následujícím obrázku je zobrazeno uspořádání jednoduchého planetového soukolí s pojmenováním dílů v angličtině.



Obr. 20: Ukázka jednoduchého planetového soukolí s popisem dílů (v angličtině), viz [27].

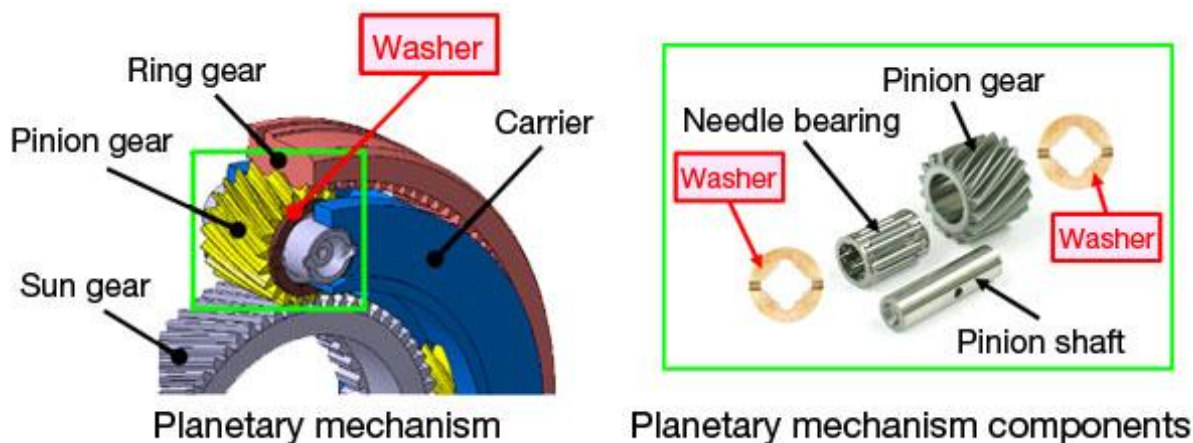
Při pojmenování dílů se v českém překladu využívá více variant označení, proto bude pro přehlednost nadále používán překlad z angličtiny (jelikož se i v jiných jazycích (než v angličtině) používá obdobné pojmenování). V samotném středu planetového soukolí se nachází **slunce** (viz anglické pojmenování **SUN gear**, které se také v češtině označuje jako centrální kolo, či planeta), které je většinou v kontaktu <sup>5</sup> s minimálně třemi **planetami**

<sup>5</sup> Kontaktem je myšlen kontakt (záběr) boků zubů ozubených kol.

(viz anglické pojmenování **PLANETARY** gear, či **PLANETARY** pinion, v češtině označovaný jako satelit).

Planety jsou otočně uloženy v dílu, nazývaném **unašeč** (v angličtině Planetary **CARRIER**) a jsou dále v kontaktu s tzv. **korunovým kolem** (viz v angličtině **RING** gear, či annulus gear, kterému se také někdy v češtině říká centrální kolo).

Nyní se podíváme blíže na uložení planet v unašeči, které je znázorněno na následujícím obrázku. Planety, v jejichž otvoru je ložisko - dnes často jehličkové (needle bearing) - se s unašečem spojí pomocí dutého kolíku s radiálním otvorem (pojmenovaném v angličtině pinion shaft). Otvor slouží pro přívod oleje k dráze jehličkového ložiska pro jeho mazání. U čelních stykových ploch se mezi planety a unašeč vkládají podložky (na obrázku označené washer) vyráběné z plastu či slitin mědi nebo axiální jehličková ložiska.



Obr. 21: Ukázka uspořádání dílů unašeče planetového soukolí s popisem dílů v angličtině, viz [28].

U automatických planetových převodovek s hydrodynamickým měničem je možné využít více způsobů uspořádání planetových soukolí. Kromě jednoduchých planetových soukolí se využívají i složitější uspořádání, jako například soukolí typu Ravigneaux, které využívá stupňovité planety a velmi zjednodušeně by se dalo říci, že se jedná o 2 planetová soukolí spojená do jednoho. O něm však bude podrobněji pojednáno později v oddílu 2.2.3 *Historie automatických převodovek*.

Jejich největší výhodou oproti soukolím s čelními koly je fakt, že jsou zde radiální síly, vznikající v záběrech zubů, zachytávány korunovým kolem. Tím pádem nejsou hřídele a skříň převodovky tolik zatěžovány ohybovým momentem. Zároveň se tok výkonu rozloží mezi jednotlivá planetová kola, čímž mezi ozubenými koly působí menší stykové síly, a tudíž je možné použít menší modul (a celkově rozměry) ozubených kol apod.

Naopak za nevýhody lze považovat náročnější výrobu korunového kola (vnitřního ozubení) a požadavek na přesnost výroby (především unašeče, který má vliv na rozdělení výkonu mezi jednotlivé planety).

### Spojky a brzdy

Aby bylo možné provádět u automatické planetové převodovky změnu rychlostních stupňů (tzn. řazení), obsahují ve své konstrukci spojky a brzdy (někteří výrobci však používají název spojky i pro brzdy). Pro upřesnění je vhodné vysvětlit význam těchto dílů, jelikož se nemusí ve své konstrukci příliš odlišovat. V současné době se v obou případech většinou využívají provedení mokrých lamelových spojek a brzd. Dříve se také využívaly brzdy v provedení pásovém s jednoduchým, nebo dvojnásobným opásáním (tzv. single wrapped

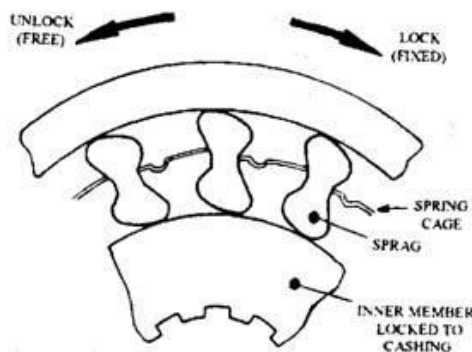
a double wrapped). „Pásová brzda s dvojitým opásáním dosahuje větší svěrné síly a vyžaduje nižší hydraulický tlak pro dosažení stejného brzdného výkonu jako u brzdy s jednoduchým opásáním,“ viz [29]. To je dáno také tím, že vláknové (také označované jako pásové) tření je závislé na úhlu opásání, který se ve vztahu pro stanovení třecí síly vyskytuje v exponentu základu v podobě Eulerova čísla.

Od tohoto řešení, které je možné považovat za prostorově úspornější, se však v současnosti upouští kvůli vzniku radiálních sil, které pak více zatěžují uložení hřídelí a namáhají hřídele na ohyb. Navíc dochází k nerovnoměrnému opotřebení obložení vlivem proměnné velikosti přitlačné síly po obvodu pásu. Na následujícím obrázku je zobrazena pásová brzda s dvojnásobným opásáním.



Obr. 22: Pásová brzda s dvojnásobným opásáním z automatické planetové převodovky výrobce GM, viz [30].

V minulosti se také využívaly jednosměrné spojky (tzv. sprag clutch), které umožňují otáčení dílu pouze v jednom směru, ale v opačném nikoliv. Jejich použití mělo spíše jistící charakter, jelikož ovládání spojek a brzd nebylo v porovnání s dneškem na stejné úrovni. Princip funkce spočívá ve vzpříčení elementů mezi vnitřním a vnějším kroužkem při otáčení jedním směrem a jejich následným uvolněním a smýkání při otáčení opačným směrem. Zjednodušené schéma provedení jednosměrné spojky je na následujícím obrázku.



Obr. 23: Ukázka jednosměrné spojky s vyznačeným směrem otáčení a blokace, viz [31].

Za spojku jsou považovány prvky, které u automatické planetové převodovky spojují přenosové rotační díly převodovky, které následně rotují společně (zjednodušeně řečeno „jako jeden díl“). Kdežto brzdy zajišťují spojení přenosových rotačních dílů převodovky s její skříní a při aktivaci pak znemožňují jejich rotaci. Vhodnou kombinací aktivovaných spojek a brzd se pak dosahuje jednotlivých převodových poměrů, potažmo rychlostních stupňů.

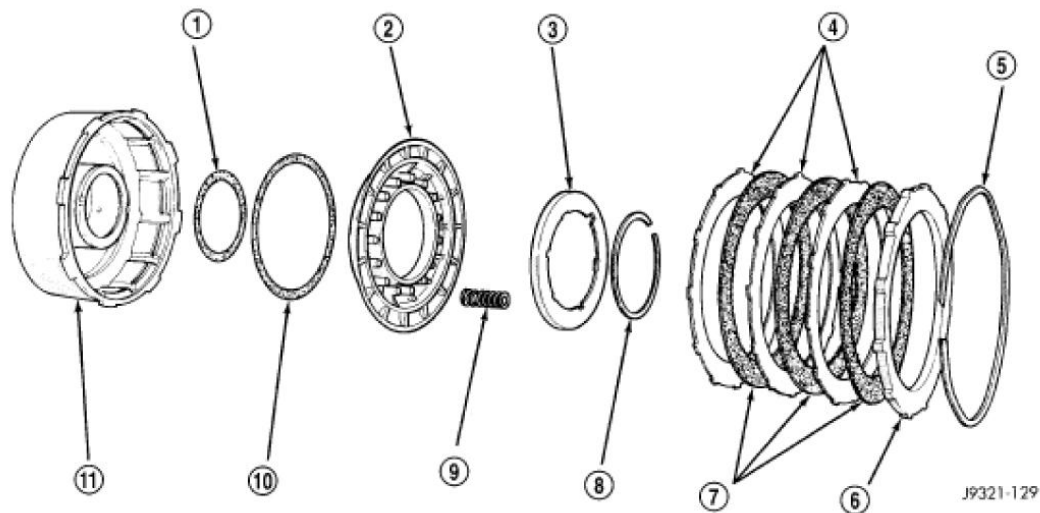


Fig. 95 Front Clutch Components

- |                                   |                               |
|-----------------------------------|-------------------------------|
| 1 - INNER PISTON SEAL             | 7 - CLUTCH DISCS              |
| 2 - CLUTCH PISTON                 | 8 - RETAINER SNAP-RING        |
| 3 - CLUTCH PISTON SPRING RETAINER | 9 - CLUTCH PISTON SPRINGS (9) |
| 4 - CLUTCH PLATES                 | 10 - OUTER PISTON SEAL        |
| 5 - CLUTCH PACK SNAP-RING (WAVED) | 11 - FRONT CLUTCH RETAINER    |
| 6 - REACTION PLATE                |                               |

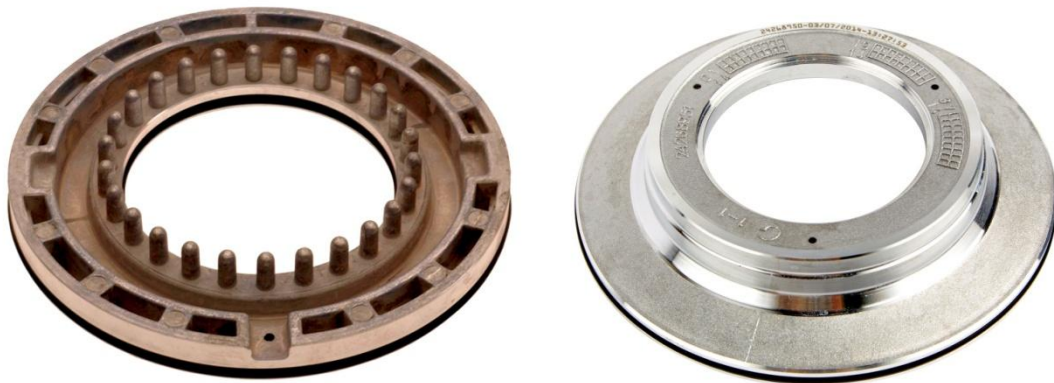
Obr. 24: Schéma s rozštělem sestavy možného řešení lamelové spojky automatické planetové převodovky s popisem dílů v angličtině, viz [32].

Na předchozím obrázku je vidět schéma rozštělu sestavy spojky (tzv. clutch packu). Provedení jednotlivých dílů se může mírně odlišovat. Při popisu z levé strany máme vnější spojkový koš (díl č. 11), ve kterém je vytvořen prostor pro ovládací píst (díl č. 2) s vnitřním a vnějším těsněním (díly č. 1 a 10). Vnější koš může být vyroben jako odlitek, případně se moderně využívá tvářený díl z plechu, který přináší úsporu hmotnosti, viz následující obrázek.



Obr. 25: Vnější spojkový koš vyrobený tvářením plechu a svařováním, viz [33].

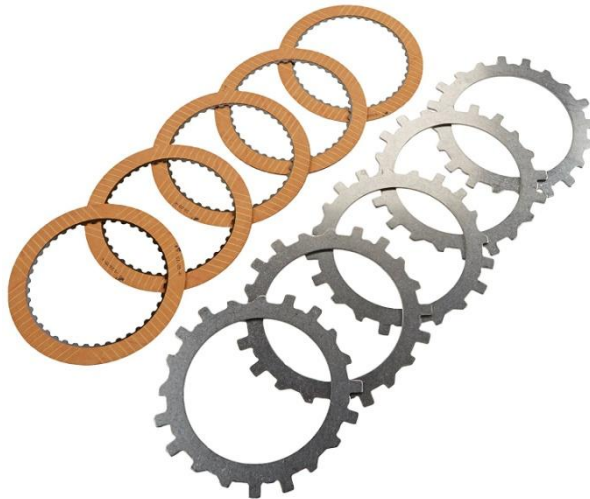




Obr. 26 a 27: Možná provedení ovládacích pístů z automatických převodovek, viz [34] a [35].

Na ovládací píst působí vratné pružiny (díl č. 9), které jsou zapřené o držák pružin (díl č. 3), pojištěný ve spojkovém koši (proti vysunutí) pomocí pojistného kroužku (díl č. 8). Pružiny mají za úkol uvolňovat (odstraňovat) přítlak pístu na lamely při deaktivaci spojky.

Dále jsou zde uloženy ocelové lamely (díly č. 4), které jsou střídavě prokládány lamelami s obložením (díly č. 7). Ocelové lamely mají po vnějším obvodu vytvořeny drážkování (zuby), které zapadá do drážkování vnějšího koše spojky. Lamely s obložením mají naopak drážkování vytvořeny na vnitřním průměru, které pak zapadá do drážkování na vnitřním spojkovém koši (ten na obr. 24 chybí). Ukázka jejich provedení je na následujícím obrázku.

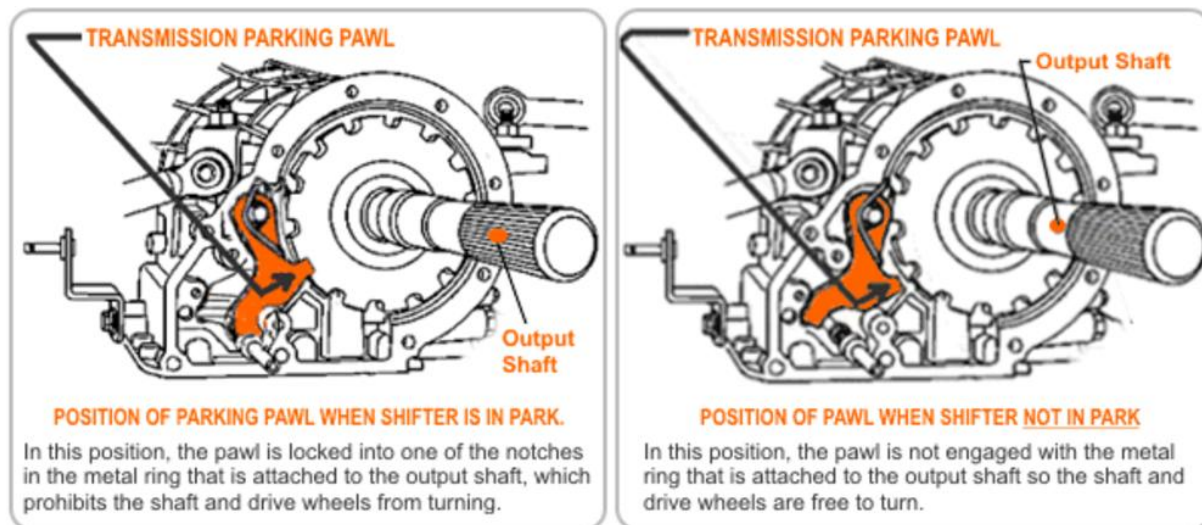


Obr. 28: Ukázka lamel ze spojky automatické převodovky GM, viz [36].

### **Mechanismus parkovací západky**

Parkovací západka (v angličtině nazývána parking pawl) je bezpečnostní zařízení automatických převodovek, které zabráňuje mechanickou cestou samovolnému rozjetí vozidla při jeho parkování. „Parkovací západka funguje, při zařazené parkovací poloze (poloha P) řadicím voličem, na principu zapadnutí zubu kovové západky do jednoho ze zářezů (zubových mezer) na kovovém kotouči (parkovacím kole), který je pevně propojen s výstupním hřídelem převodovky.

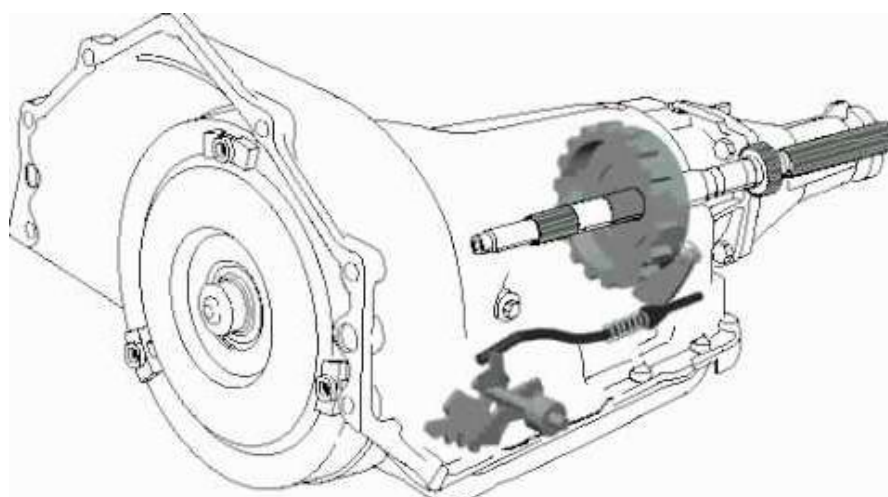
*Pokud je západka v této pozici, tak se výstupní hřídel nemůže otáčet a tím pádem neumožňuje ani otáčení kol. Parkovací západka se deaktivuje při posunutí řadicího voliče z parkovací polohy, což opět umožní volné otáčení výstupního hřídele a kol,<sup>6</sup> viz [37].*



Obr. 29: Ukázka parkovací západky v poloze při parkování (vlevo) a během jízdy vozidla (vpravo), viz [37].

„Tento mechanismus se většinou skládá z parkovacího kola se zuby, parkovací západky, ovládací tyče, objímky vačky, vačkových pák, otočného čepu a vratné pružiny,“ viz [38]. Ukázka uspořádání hlavních dílů je na obr. 29. Mechanismus je ovládán hydraulicky nebo v dnešní době případně i přímo elektricky. Při poruše ovládacího systému je pak možné provést deaktivaci západky manuálně pomocí páčky.

Mechanismus se používá jako prevence rozjetí vozidla při selhání parkovací (ruční) brzdy a to z toho důvodu, že jednotlivé rychlostní stupně se řadí aktivací spojek a brzd. Tyto pro svou činnost potřebují dodávku tlakového oleje od čerpadla, které však při odstavení vozidla s vypnutým motorem není v činnosti. Navíc ani hydrodynamický měnič točivého momentu neposkytuje pevnou vazbu s klikovým hřídelem motoru, proto je zapotřebí provést mechanické zajištění například touto cestou.



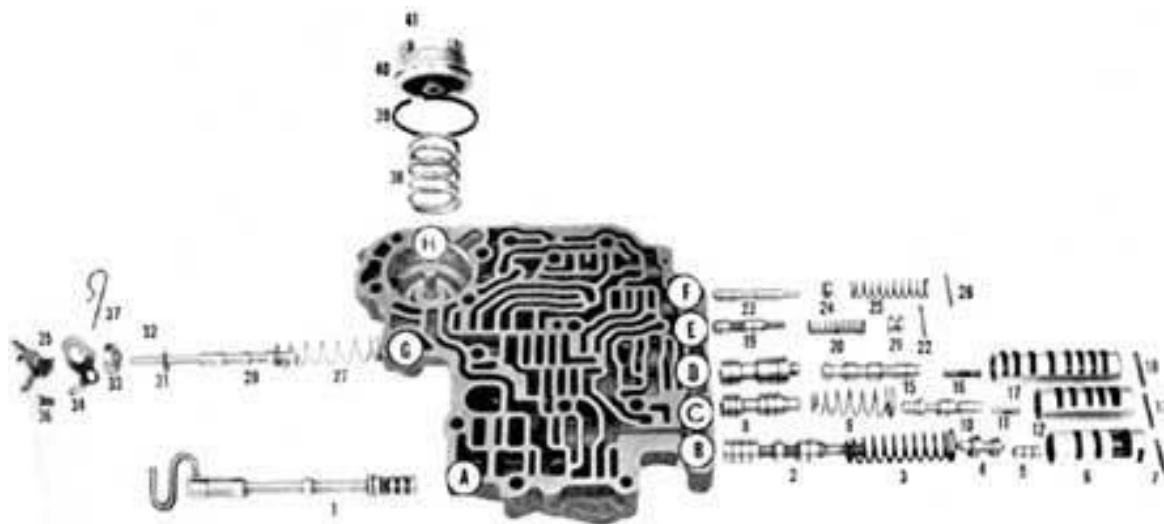
Obr. 30: Uspořádání dílů mechanismu parkovací západky, viz [39].

<sup>6</sup> Překlad původního textu v angličtině.

## Ventilový blok

Ventilový blok je zásadním konstrukčním celkem, který slouží k ovládání a regulaci všech funkčních členů (spojek, brzd a hydrodynamického měniče) automatické planetové převodovky. Většinou bývá uložen v olejové vaně převodovkové skříně.

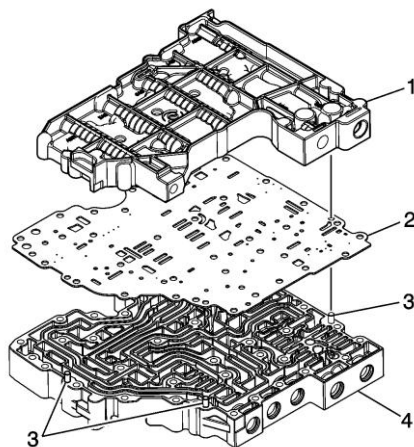
V prvopočátcích, kdy ještě neexistovaly počítače, veškerou „logiku řazení“ zajišťoval právě ventilový blok (a to „hydraulickou cestou,“ ovlivňováním tlaku a rychlostí průtoku oleje), prostřednictvím poměrně složitě tvarovaných kanálků, viditelných na obr. 31 (Pozn.: tento patří ještě k těm méně složitým), šoupátek, zpětných ventilů a clonek.



Exploded view of a valve body section. Another section containing additional valves is mated to it. On some units, a third section will contain electrical components.

Obr. 31: Pohled na rozstřel sestavy ventilového bloku, viz [40].

S postupem času a rozvojem výpočetní techniky se „logika řazení“ přenesla na řídicí jednotky, které jsou dnes součástí tohoto bloku a ovládají prostřednictvím tzv. solenoidů a vratných pružin šoupátka, ovládající olejem o nižším tlaku další šoupátka, která již usměrňují průtok oleje o vysokém (pracovním) tlaku ke spojkám a brzdám.



Obr. 32: Pohled na díly těla (1 a 4) ventilového bloku, oddělovací destičku (2) s otvory (clonkami) rozváděcích kanálků a montážní středící kolíky (3), viz [41]. Pozn.: pro ještě lepší utěsnění kanálků se z obou stran oddělovací destičky někdy dává papírové těsnění.

## 2.2.3 Historie automatických planetových převodovek

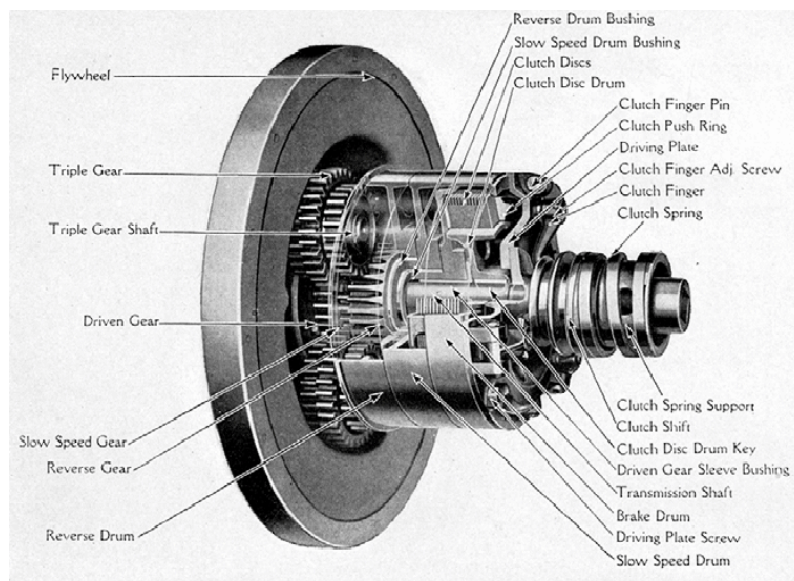
### Koncept bratrů Sturtevantů

Historie automatických převodovek se datuje do doby, kdy začala vznikat vozidla současné koncepce – tedy v době rozmachu vozidel se spalovacími motory na začátku 20. století. První automatickou převodovku vytvořili v roce 1904 bratři Sturtevantové, která byla opatřena dvěma rychlostmi vpřed. Řazení rychlostí bylo zajištěno samočinně, plně mechanicky pomocí rotujícího dvouhmotového závaží (fungujícího zřejmě na způsob Wattova odstředivého regulátoru) poháněného motorem. Bohužel tato převodovka trpěla poruchami, plynoucích z problémů s materiálem.<sup>7</sup>

### Převodovka Ford T

Dalším významným krokem pro posun k automatickým převodovkám bylo využití planetových soukolí u prvního velkosériově vyráběného automobilu na světě – konkrétně se jednalo o legendární Ford model T, který prvně spatřil světlo světa v roce 1908. I v tomto případě využívalo mechanické ovládání řazení rychlostí. „Převodovka byla ovládána pomocí tří pedálů a páky, umístěné u řidičova sedadla na straně přivrácené ke středu vozovky. Plyn byl ovládán páčkou na sloupku řízení. Levý pedál se používal na zařazení rychlosti.

*Když byl plně sešlápnut, byl zařazen pomalý převod. Když byl držen v prostřední poloze, bylo vyřazeno (poloha neutrál). Vyřazení se dalo dosáhnout i vytáhnutím páky do svislé polohy. Když byla páka tlačena dopředu a řidič sundal nohu z levého pedálu, model T zařadil vyšší převodový stupeň. Automobil mohl takto jet, i když řidič neměl sešlápnutý žádný pedál. Nebyl zde spojkový pedál.*



(Cut No. 13) Transmission showing all gears in mesh

Obr. 33: Převodovka vozu Ford model T s popisem dílů, viz [43].

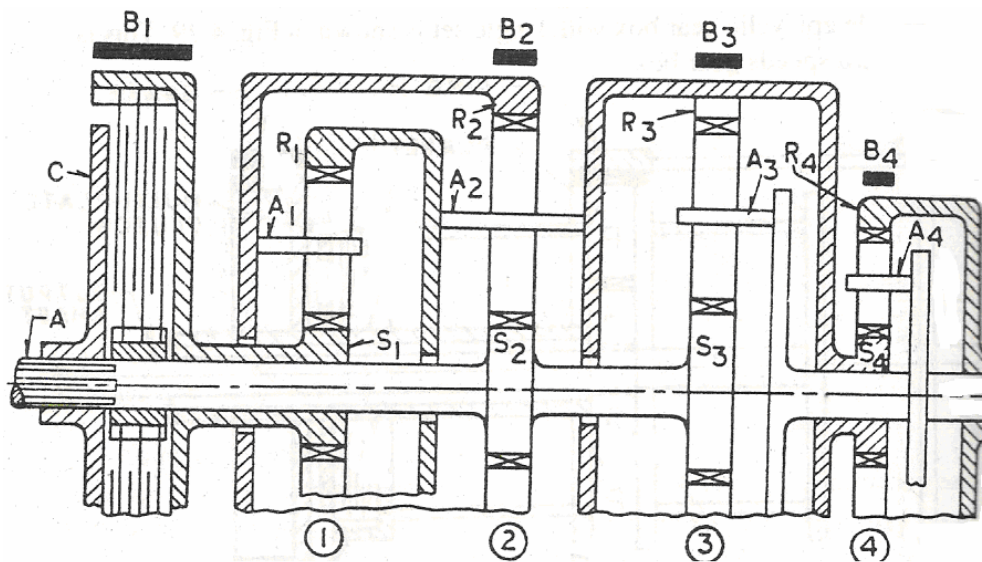
*Prostřední pedál se používal pro zařazení zpětného chodu a pravý pedál ovládal motorovou brzdu. Levý pedál se používal také k ovládání parkovací brzdy, která byla v provozu, pokud byl pedál přesunut do zadní polohy. Zároveň sloužil jako nouzová brzda,“ viz [44].* Tato převodovka již využívala obdobu planetových soukolí, avšak tato neměla žádná korunová kola. Kinematiku zde měly nestarosti tři ztrojené planety (tím jsou myšlena 3 ozubená kola spojená v jeden díl), které byly usazeny na čepech setrvačníku.

<sup>7</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [42].

## Převodovka Wilson

V roce 1928 si nechal patentovat Walter Gordon Wilson své řešení převodovky s předvolbou rychlostních stupňů. Disponovala čtyřmi rychlostmi vpřed a jedním rychlostním stupněm vzad, což bylo na svou dobu velmi pokrokové. Řazení se provádělo volbou rychlostního stupně pomocí páčky pod volantem a samotný povel k přeřazení prostřednictvím řadicího pedálu.

Převodovka se skládala ze čtyř planetových soukolí, čtyř pásových brzd a jedné lamelové, nebo kuželové třecí spojky (v závislosti na provedení převodovky). Wilsonova originalita uspořádání (spojení) dílů se později stala inspirací pro mnohé automatické převodovky.



Obr. 34: Schéma uspořádání dílů převodovky Wilson, na obrázku v provedení s lamelovou spojkou viz [45].

V následující tabulce jsou uvedeny převodové poměry jednotlivých rychlostních stupňů.

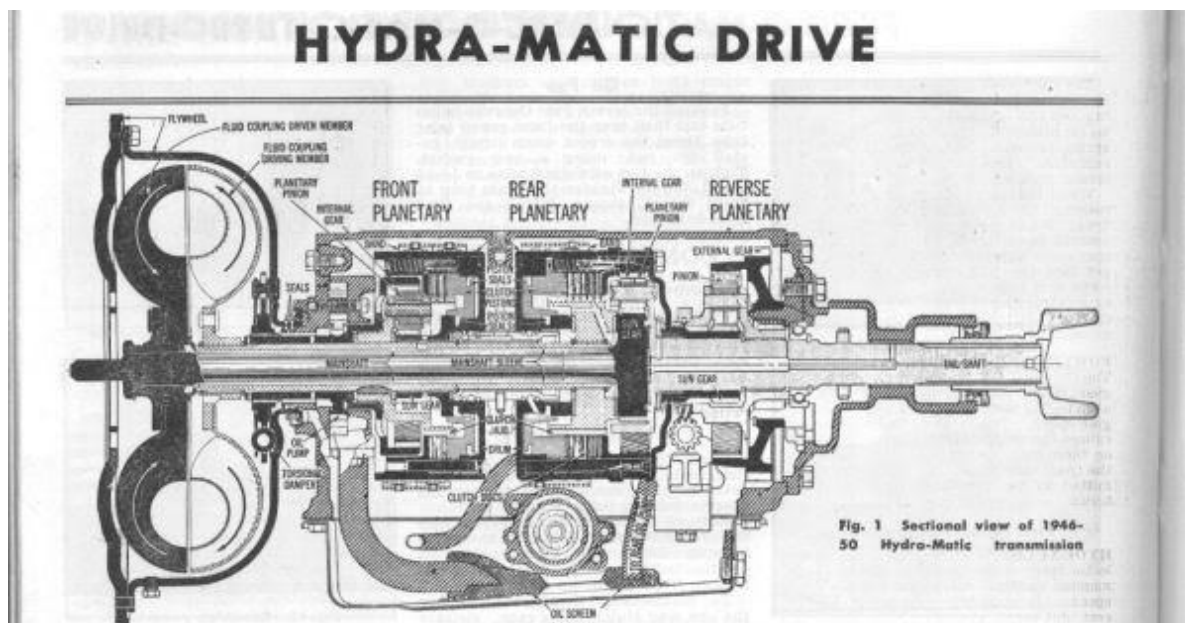
Rychlostní stupeň	1	2	3	4	R
Převodový poměr - osobní automobily	5,00 : 1	3,57 : 1	2,78 : 1	1,00 : 1	7,00 : 1

Tab. 2: Převodové poměry převodovky Wilson, viz [45].

## Hydra-Matic

Dalším vývojovým krokem bylo v roce 1939 vyrobení první hromadně vyráběné, plně automatické převodovky nazvané Hydra-Matic firmou Oldsmobile, spadající pod koncern General Motors. Své využití našla i u některých vojenských vozidel během druhé světové války. „Hydra-Matic byla následně přejata Cadillacem a Pontiacem a byla prodána dalším různým výrobcům automobilů, jako například Bentley, Hudson, Kaiser, Nash a Rolls-Royce,“<sup>8</sup> viz [42].

<sup>8</sup> Překlad původního textu v angličtině.



Obr. 35: Převodovka Hydra-Matic v řezu s popisem základních konstrukčních celků, viz [46].

Tato položila základ konceptu automatických převodovek, jenž se využívá dodnes. Základními prvky byly hydraulická spojka (čerpadlo s turbínou, bez satoru) a 3 sady planetových soukolí (poslední z nich se využívalo čistě pro zařazení zpátečky), přičemž motor poháněl korunové kolo prvního planetového soukolí.

Pro řazení rychlostí vpřed se využívaly dvě lamelové spojky spolu se dvěma pásovými brzdami. Pro zařazení zpátečky se aktivovala pásová brzda prvního planetového soukolí a synchronizační kuželová spojka (pro snížení rychlosti otáčení korunového kola reverzačního planetového soukolí) spolu se západkou, která zastavuje korunové kolo třetího planetového – tato páka vizuálně připomíná dnešní parkovací západku. V následující tabulce jsou uvedeny použité převodové poměry.

Rychlostní stupeň	1	2	3	4
Převodový poměr - osobní automobily	3,82 :1	2,63 :1	1,45 : 1	1,00 : 1
Převodový poměr – lehké nákladní vozy a ostatní využití	4,08 :1	2,63 :1	1,55 : 1	1,00 : 1

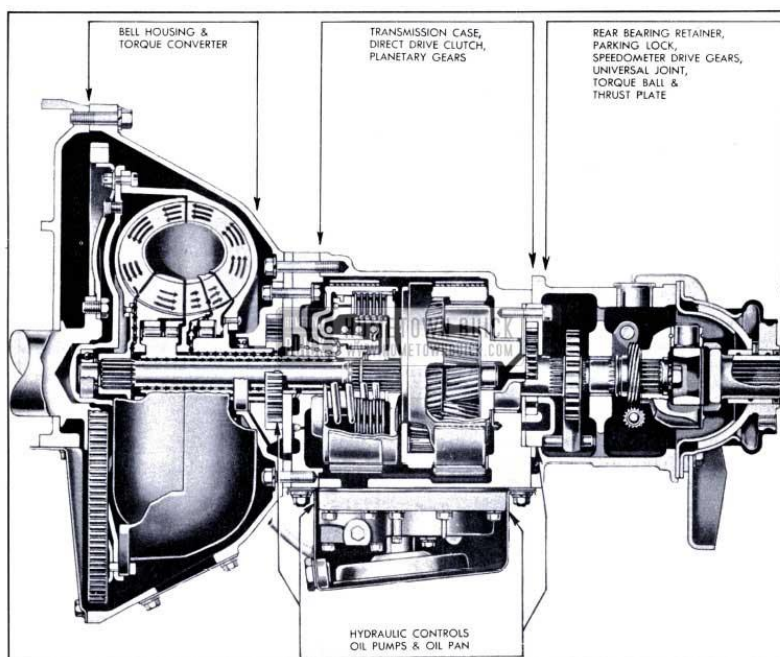
Tab. 3: Převodové poměry převodovek Hydra-Matic dle oblasti využití, viz [47].

Velmi zajímavý je zde čtvrtý rychlostní stupeň díky konfiguraci uspořádání komponentů, kdy pracuje převodovka v režimu přímého pohonu (tzv. „direct drive“ – převodový poměr 1:1) v plně mechanickém režimu (jako mechanická převodovka), kdy je výkon přenášen plně pomocí mechanických komponent.

## Dynaflow

V roce 1948 vyrobil Buick, spadající taktéž pod koncern General Motors, převodovku Dynaflow. Ta již využívala hydrodynamický měnič momentu, jehož obdoba se využívá dodnes, nicméně oproti těm dnešním se skládal z většího počtu dílů. Na něj pak navazovalo jedno planetové soukolí, přičemž jejich spolupráci se dosahovalo využití dvou rychlostních rozsahů vpřed a jednoho vzad.

V době využívání této převodovky v automobilech (v letech 1947 – 1964) prošla mnoha úpravami, které spočívaly ve změně konfigurace hydrodynamického měniče a i samotné označení převodovky se měnilo (Twin Turbine Dynaflow, Triple Turbine). Zajímavostí u verze Twin Turbine Dynaflow je fakt, že měnič obsahoval i planetové soukolí, jehož korunové kolo bylo spojeno s jednou turbínou a planetový unašeč s druhou turbínou.<sup>9</sup> Na následujícím obrázku je vidět první verze převodovky Dynaflow v řezu.



Obr. 36: Řez převodovkou Dynaflow s popisem základních částí, viz [49].

Převodové poměry jsou uvedeny v tabulce, přičemž takto nízké hodnoty bylo možné zvolit díky maximálnímu převodovému poměru hydrodynamického měniče 2,25:1.<sup>10</sup>

Rychlostní stupeň	1	2	R
Převodový poměr	1,82 :1	1,00 :1	1,82 : 1

Tab. 4: Převodové poměry převodovky Dynaflow, viz [50].

## Soukolí Ravigneaux

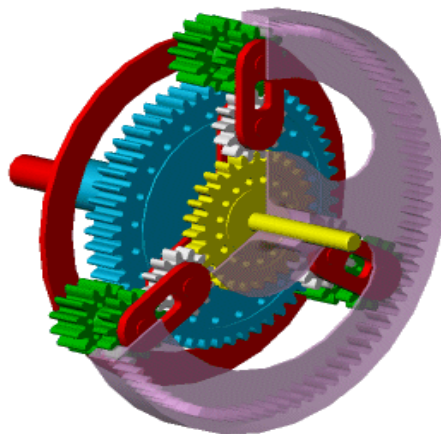
V roce 1949 si nechal Pol Ravigneaux patentovat dvojitě (složené) planetové soukolí. Toto poskytovalo čtyři rychlostní rozsahy vpřed (jeden z nich byl převod dorychla) a jeden rychlostní stupeň vzad. Jak již bylo zmíněno, jedná se o složené planetové soukolí ze dvou planetových sad. Jedna sada se skládá z velkého slunce a unašeče s planetami (tyto mohou být sdílené s druhou sadou planetového soukolí). Korunové kolo může, ale nemusí být sdíleno

<sup>9</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [48].

<sup>10</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [50].

s druhou sadou planetového soukolí. Tento aspekt má vliv na úsporu materiálu (tudíž i hmotnosti) a zjednodušení výroby.

Druhá sada se skládá z menšího slunce, zdvojených planetových kol (dvě sady, přičemž jedna z nich je sdílená s druhou sadou planetového soukolí) a o korunovém kole již bylo pojednáno v předchozím odstavci. Na následujícím obrázku je vidět ukázka možné konfigurace na zjednodušeném 3D modelu.



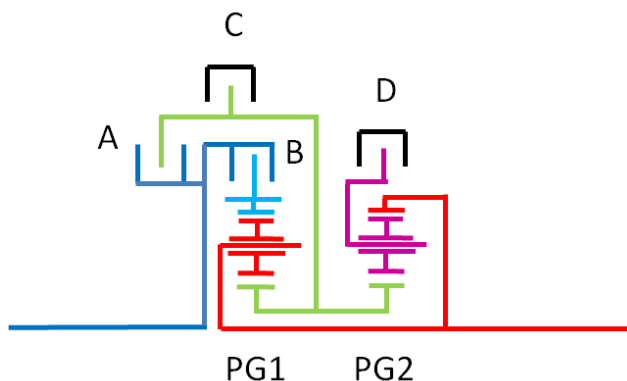
Obr. 37. Zjednodušený 3D model soukolí Ravigneaux s barevným odlišením jednotlivých dílů (pouze pro ukázkou), viz [51].

Vstup točivého momentu může být pro rychlostní stupně vpřed veden přes menší centrální kolo nebo přes planetový unašeč. Pro zařazení zpětného chodu automobilu je zapotřebí přivést točivý moment na velké centrální kolo. Točivý moment je dále na nápravu odebrán u všech zařazených rychlostních stupňů z korunového kola.

### Soukolí Simpson

O rok později, tedy v roce 1950, se podařilo Howardovi Simpsonovi vyvinout a patentovat svůj koncept, jenž se označuje jako Simpsonovo soukolí. Jedná se o kombinaci dvou úplně totožných planetových soukolí, která sdílejí jedno slunce. Převodovka THM400 s tímto soukolím disponuje třemi rychlostmi vpřed a jedním zpětným chodem. Celkově má sice schopnost dosáhnout čtyř rychlostí vpřed, nicméně právě kvůli volbě dvou identických planetových soukolí jsou pak dva převodové poměry totožné.

Na následujícím obrázku je zobrazeno zjednodušené schéma převodovky, u něhož je vykreslena pouze jedna polovina pohledu, jelikož se jedná o rotační součásti. Tento systém zobrazení zjednodušených schémat bude využit i ve zbylé části práce.



Obr. 38: Překreslené zjednodušené schéma převodovky Simpson.



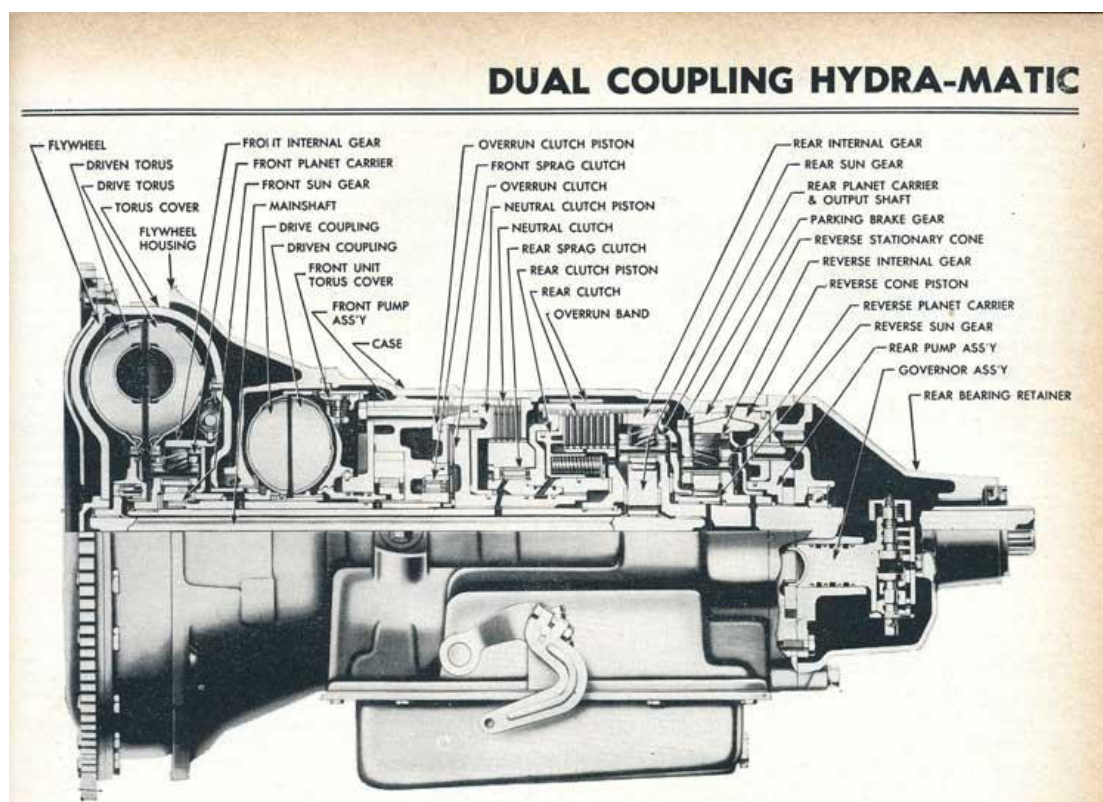
Pro svou funkci a řazení rychlostních stupňů obsahuje dvě lamelové spojky, dvě pásové brzdy a jednu jednosměrnou spojku. Lamelové spojky zajišťují přenos točivého momentu buď na společné centrální kolo, nebo na korunové kolo předního planetového soukolí (PG1), pásové brzdy blokují pohyb společného centrálního kola a planetového unašeče zadního planetového soukolí, u něhož navíc jednosměrná spojka umožňuje otáčení pouze v jednom směru.

První nasazení do výroby se dočkala v tří-rychlostní převodovce Torqueflite společnosti Chrysler Corporation v roce 1955, o rok později v převodovce Turbo Hydramatic od General Motors, v roce 1964 v převodovce Cruise-O-Matic od Fordu a v sedmdesátých letech byla využita i ve vozech Mercedes-Benz.<sup>11</sup>

V současné době je však již zastaralé, jelikož „jiná soukolí dosahují čtyř rychlostních stupňů vpřed ve spojení pouze se dvěma planetovými soukolími. Většina současných převodovek využívá soukolí Ravigneaux, které má čtyři rychlosti vpřed z jednoho složeného planetového soukolí, nebo Lepelletierova soukolí, které poskytuje šest a více převodových stupňů vpřed přidáním dalšího klasického planetového soukolí k soukolí Ravigneaux,“<sup>12</sup> viz [54].

### Jetaway

V koncernu General Motors (přesněji v divizi Oldsmobile) dále pracovali na dalším vylepšení Hydra-Maticu a v roce 1956 spatřila světlo světa čtyřstupňová převodovka Jetaway, taktéž nazývána Dual Coupling Hydramatic, která disponovala dvěma hydraulickými spojkami pro ještě plynulejší chod. Převodové poměry měly tyto hodnoty: 1. st. 3,96:1, 2. st. 2,55:1, 3. st. 1,55:1, 4. st. 1,00:1 a zpátečka 3,74:1, nebo 4,30:1. Využití našla např. u vozidel Cadillac a Pontiac.<sup>13</sup> Řez touto převodovkou spolu s popisem základních dílů je na obr. 39.



Obr. 39: Převodovka Dual Coupling Hydra-Matic (Jetaway), viz [56].

<sup>11</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [53].

<sup>12</sup> Překlad původního textu v angličtině.

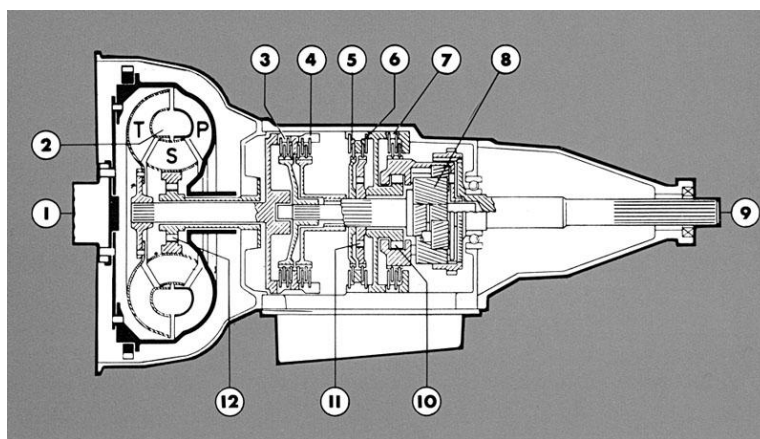
<sup>13</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [50] a [55].

## Highway Torqmatic

Zajímavostí je, že v témže roce představila firma Allison automatickou převodovku pro nákladní automobily, určenou především pro dálniční provoz. Převodovka disponovala šesti rychlostmi vpřed a jednou rychlostí vzad a ve svých vozech je využívaly firmy General Motors, Ford a Dodge.<sup>14</sup>

## ZF 3HPxx

„Koncem šedesátých let minulého století většina čtyřstupňových a dvoustupňových převodovek s hydraulickou spojkou vymizela ve prospěch třístupňových verzí s hydrodynamickým měničem momentu,“<sup>15</sup> viz [42]. Například v roce 1965 vyvinul německý výrobce ZF Friedrichshafen AG svou první třístupňovou automatickou převodovku pro osobní vozy s označením 3HP12. Byla vyráběna pro vozidla s pohonem zadní nápravy. Na následující obrázku je vidět řez touto převodovkou s vyznačením jejích částí.



Obr. 40: Řez převodovkou ZF 3HP12 s vyznačením hlavních dílů. 1 – vstupní hřídel, 2 – hydrodynamický měnič momentu, 3 a 4 – rotační kotouče spojek, 5 až 7 – pevné kotouče vícelamelových spojek, 8 – sada planetových kol (Ravigneaux), 9 – výstupní hřídel, 10 a 11 – volná kola pro zjemnění řazení, viz [58].

„První pro Peugeot 404 byla třístupňová samočinná převodovka ZF 3HP12 s kapalinovým měničem momentu (ten dodávala firma Fichtel & Sachs), jednou planetovou sadou ozubených kol Ravigneaux a pěti řadicími elementy (lamelové spojky, brzdy),“ viz [58]. Tento model byl schopný přenést točivý moment motoru až 120 Nm.<sup>16</sup>

Během následujících deseti let se v ZF vyvinuly další verze (3HP20 a 3HP22) schopné přenést větší točivý moment – konkrétně v případě převodovky 3HP22 až 320 Nm. Ta již navíc byla vyráběna ve verzi pro zadní nebo přední pohon vozidla. Využívala se u vozů Alfa Romeo, BMW, Citroen, Fiat a Peugeot až do roku 1990 a převodové poměry této převodovky jsou uvedeny v tab. 5.<sup>17</sup>

Rychlostní stupeň	1	2	3	R
Převodový poměr	2,478 : 1	1,478 : 1	1,000 : 1	2,090 : 1

Tab. 5: Převodové poměry převodovky 3HP22, viz [60].

<sup>14</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [57].

<sup>15</sup> Překlad původního textu v angličtině.

<sup>16</sup> Informace čerpány ze zdroje, viz [58].

<sup>17</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [59] a [60].

*„V počátcích osmdesátých let byly třístupňové automatické převodovky doplněny, případně nahrazeny převodovkami s převodem dorychla, poskytujícími čtyři a více rychlostních stupňů pro jízdu vpřed. Spousta převodovek disponovala uzamykatelným hydrodynamickým měničem momentu (mechanickou spojkou spojující čerpadlo a turbínu hydrodynamického měniče pro eliminaci prokluzu během jízdy) pro zlepšení spotřeby paliva,“<sup>18</sup> viz [42].*

Ve vývoji automatických převodovek se taktéž výrazně projevil nástup výpočetní techniky. *„Jakmile se počítačové řídicí jednotky motorů (ECU – v angličtině Engine Control Unit) staly schopnějšími, velká část řízení převodovky pomocí ventilového bloku se přenesla na řídicí jednotku motoru. Někteří výrobci používali samostatnou řídicí jednotku převodovky (TCU - v angličtině Transmission Control Unit), taktéž nazývanou řídicí modul převodovky (TCM – v angličtině Transmission Control Module), která sdílí informace s managementem řízení motoru.*

*V tomto případě jsou solenoidy aktivovány a deaktivovány prostřednictvím počítačových řadicích schémat a převodových poměrů, na rozdíl od použití pružinou předepnutých ventilů ve ventilových blocích. To umožňuje přesnější řízení okamžiku řazení, kvalitní řazení, kratší řadicí časy a (na některých novějších automobilech) poloautomatické řazení, kde dá řidič povel počítači kdy přeřadit. Výsledkem je pozoruhodná kombinace účinnosti a jemnosti. Některé řídicí jednotky dokonce rozpoznají styl řízení řidiče a tomu se co nejlépe přizpůsobují,“ viz [42].*

### **Soukolí Lepelletier**

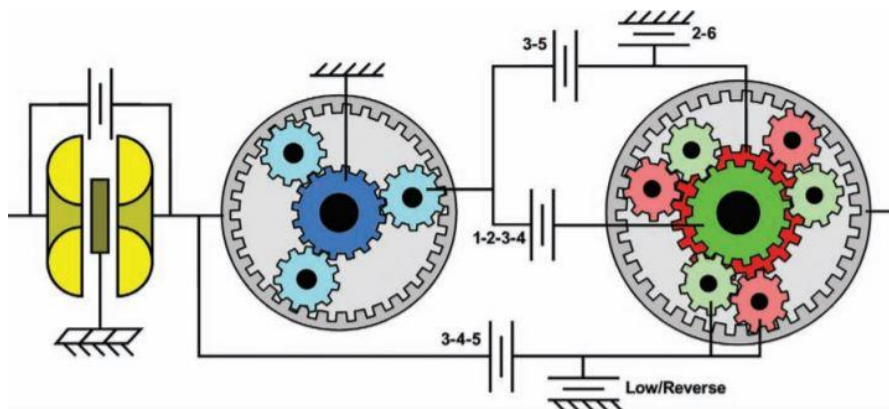
V roce 2000 přišla jako první na světě firma ZF s první šestistupňovou převodovkou, která využívala konstrukční uspořádání, jež je dnes známé jako Lepelletierovo soukolí. Toto uspořádání je pojmenováno po svém francouzském vynálezci Pierrovi Lepelletierovi a konstrukční návrh spatřil světlo světa již v roce 1990, nicméně prvního nasazení se dočkal právě až u firmy ZF.

Lepelletierovo soukolí využívá pro dosažení šesti rychlostí vpřed kombinace soukolí typu Ravigneaux, před kterým je ještě umístěné běžné planetové soukolí. Zde je však nutné zmínit fakt, že samotné běžné planetové soukolí během jízdy nikdy neřadí. To je dáno tím, že slunce je pevně spojeno s držákem statoru hydrodynamického měniče.<sup>19</sup>

Z toho vyplývá, že odebráním jednoho stupně volnosti se z diferenciálu (tj. zařízení se dvěma stupni volnosti) stal mechanismus (tj. zařízení s jedním stupněm volnosti) a pro zajištění pohyblivosti již není možné odebrat žádný další stupeň volnosti. Na obr. 41 je zobrazeno velmi zjednodušené schéma upořádání soukolí.

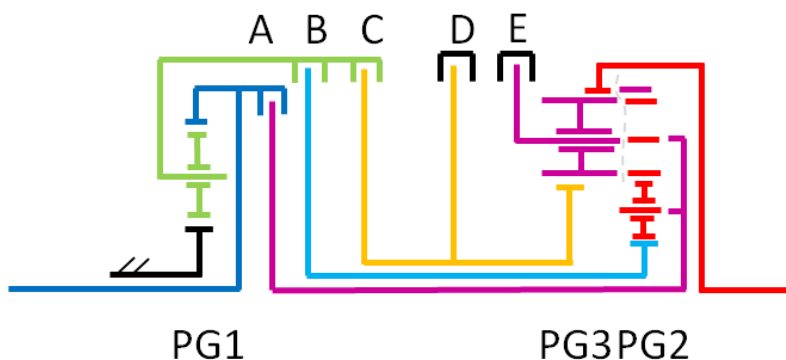
<sup>18</sup> Překlad původního textu v angličtině.

<sup>19</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [61].



Obr. 41: Zjednodušené schéma uspořádání hlavních komponent Lepelletierova soukolí s vyznačením vazeb a rychlostního stupně aktivace spojky / brzdy, viz [61].

Pro větší přehlednost je na dalším obrázku zobrazeno uspořádání dílů trochu jiným způsobem.



Obr. 42: Zjednodušené překreslené schéma uspořádání komponent převodovek 6HPxx.

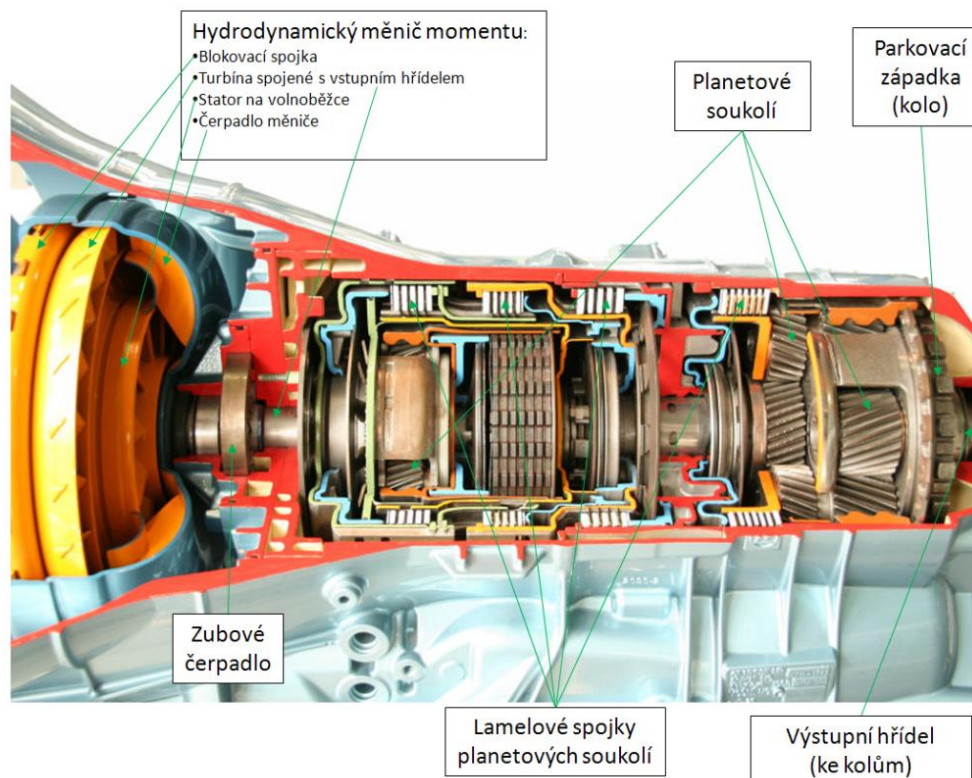
Pohon od motoru prochází přes hydrodynamický měnič na korunové kolo běžného planetového soukolí a dále může být odebrán z planetového unašeče (s převodem dopomala, konkrétně 1,53 : 1) nebo z korunového kola dále na soukolí Ravigneaux (tedy přenos otáček motoru na soukolí Ravigneaux s převodem 1 : 1). Vstupy a výstup točivého momentu jsou v tomto případě shodné s tím, jak to již bylo uvedeno v oddílu 2.2.2 *Historie automatických převodovek* - konkrétně u *Soukolí Ravigneaux*.

## 2.2.4 Současné provedení automatických převodovek

### ZF 6HPxx

(6HP19, 6HP19A, 6HP21, 6HP26, 6HP26A, 6HP26X, 6HP28 a 6HP32; verze A je určena pro vozidla s pohonem všech kol, verze X - obdoba A, ale převodovka je u vozu uložena samostatně)

První šestistupňovou automatickou převodovkou pro osobní automobily na světě vyvinula v roce 2000 společnost ZF Friedrichshafen AG a nesla označení ZF 6HP26. Celkově bylo navrženo 8 různých verzí šestistupňové převodovky a ještě byla plánovaná jedna (6HP34), nicméně ta se nedostala do výroby. V současné době již ZF dodává druhou generaci těchto převodovek, u nichž se oproti první generaci přenáší více výkonu při nižší spotřebě paliva.



Obr. 43: Pohled na převodovku ZF6HP26 v řezu s popisem hlavních komponentů, viz [62].

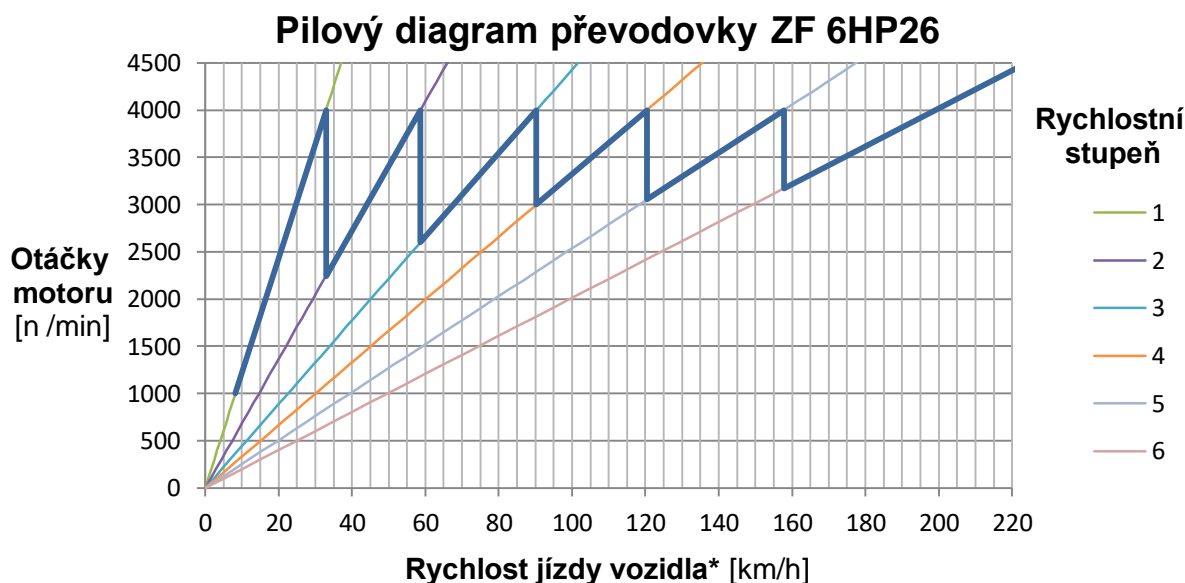
Zvolený koncept převodovky „6HP využívá Lepelletierova typu planetových soukolí, které poskytuje více rychlostních stupňů při použití podstatně menšího počtu komponent. Proto je 6HP26 ve skutečnosti lehčí, než její pěti-rychlostní předchůdce 5HP. Zároveň má schopnost uzamknout hydrodynamický měnič točivého momentu ve všech šesti rychlostních stupních a úplně rozpojit v klidu, čímž se dramaticky zmenšuje rozdíl v efektivnosti využití paliva mezi automatickou a manuální převodovkou,“<sup>20</sup> viz [63].

V tab. 6 jsou uvedeny převodové poměry převodovky 6HP26. Tyto jsou pak kombinovány ještě s koncovým převodem 2:81 :1, 3,65 :1, nebo 3,46 :1 (záleží na použití převodovky). Najdeme ji v luxusních vozech BMW řad 5 – 7, Jaguar S-Type a XJ, Aston Martin Rapide, SUV Kia Mohave, Ford Territory, Grand Toureru Jaguar XK, a dalších vozech, viz [63].

Rychlostní stupeň	1	2	3	4	5	6	R
Převodový poměr	4,171 : 1	2,34 : 1	1,521 : 1	1,143 : 1	0,867 : 1	0,691:1	3,40 : 1

Tab. 6: Převodové poměry převodovky 6HP26, viz [63].

<sup>20</sup> Překlad původního textu v angličtině.



\* pro pneumatiky xxx/55 R16

Graf 7: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky ZF 6HP26 s koncovým převodem 3,46 :1 pro zvolené pneumatiky.

### Allison série 1000 a 2000

(1000, 1000 MH, 1000 SP, 2100, 2100 MH, 2100 SP, 2200, 2200 MH, 2200 SP, 2500, 2500 MH, 2500 SP, 2550 a 2550 SP)

Výše uvedeni jsou další zástupci šestistupňových automatických převodovek, které vyrábí americká firma Allison Transmission. Její výrobky (obecně) se využívají ve velmi rozsáhlém spektru vozidel, od (pro americký trh) typických pick-upů, přes autobusy, zemědělské stroje, záchranné vozy, vojenská vozidla, až po těžké těžební stroje.

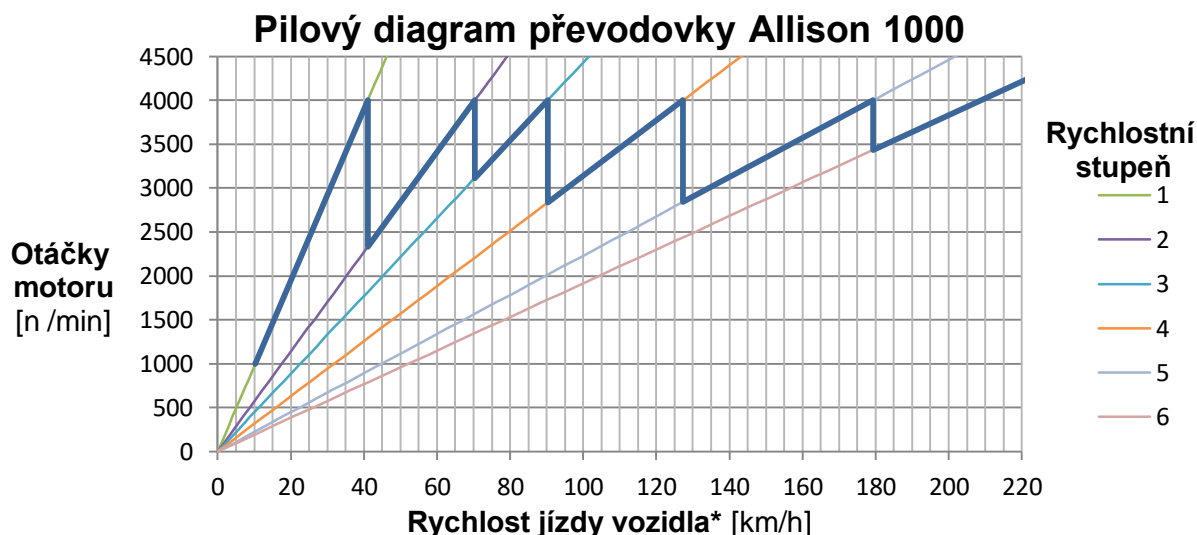
Pro pokrytí celého spektra v současnosti nabízí produkty ve třinácti sériích, odstupňovaných dle přenášeného výkonu a točivého momentu. Valná většina produktů disponuje šesti rychlostmi vpřed a jednou rychlostí vzad, nicméně jsou nabízeny i některé verze se sedmi a osmi rychlostními stupni vpřed a verze se dvěma rychlostními stupni vzad.

V této práci se však zaměříme na dvě nejnižší série (1000 a 2000), které jsou využívány ve vozidlech, které mají k běžným osobním automobilům nejbližší. Konkrétně v případě série 1000 se původně jednalo o pětirychlostní převodovku. U čtvrté generace převodovky, představené v roce 2005, se již jedná o šestistupňovou převodovku s jedním rychlostním stupněm vzad, jejíž převodové poměry jsou uvedené v následující tabulce. Tyto jsou dále kombinovány například u vozu Chevrolet Silverado 2500HD s koncovým převodem 3,73 : 1, viz [64].<sup>21</sup>

Rychlostní stupeň	1	2	3	4	5	6	R
Převodový poměr	3,10 : 1	1,81 : 1	1,41 : 1	1,0 : 1	0,71 : 1	0,61 : 1	4,49 : 1

Tab. 7: Převodové poměry převodovek Allison série 1000, viz [65].

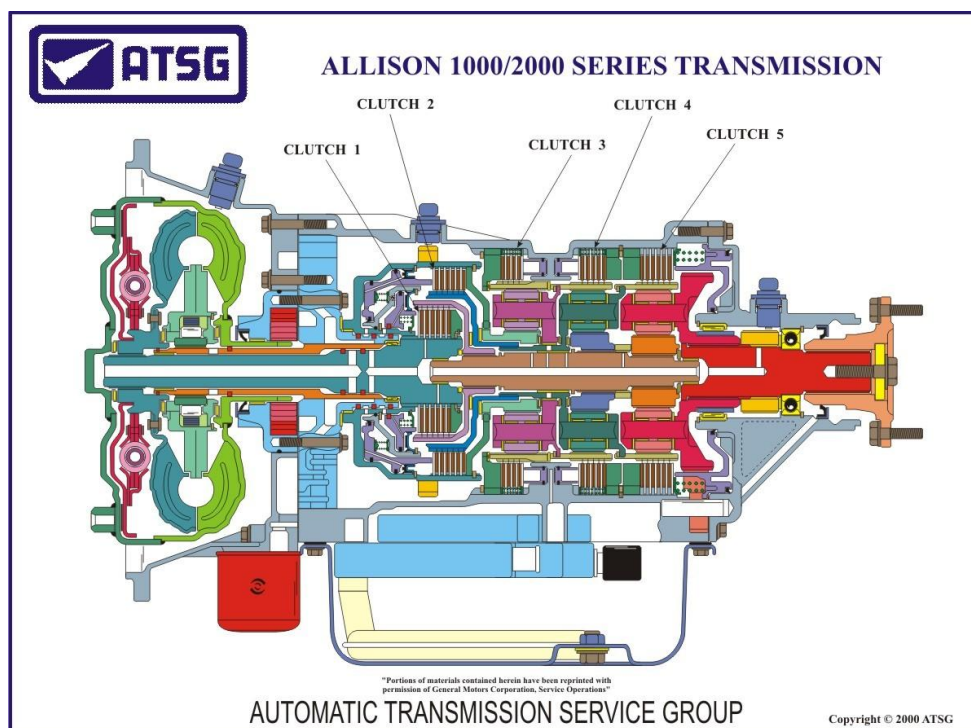
<sup>21</sup> Informace byly čerpány ze zdrojů, viz [65] a [66].



Graf 8: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky Allison 1000 s koncovým převodem 3,73 :1 pro zvolené pneumatiky.

V závislosti na provedení (1000, 1000 MH<sup>22</sup> a 1000 SP<sup>23</sup>) a oblasti použití, je převodovka schopna přenést točivý moment od 705 až do 895 Nm při výkonu motoru od 200 - 340 hp. Hmotnost převodovky dosahuje hodnoty 150 kg.

Využití našla například u pick-upů Chevrolet Silverado, GMC Sierra, SUV Hummer H1 nebo také u školních autobusů Chevrolet a GMC série B. Konstrukční uspořádání převodovek sérií 1000 a 2000 je zobrazeno na obr. 44.

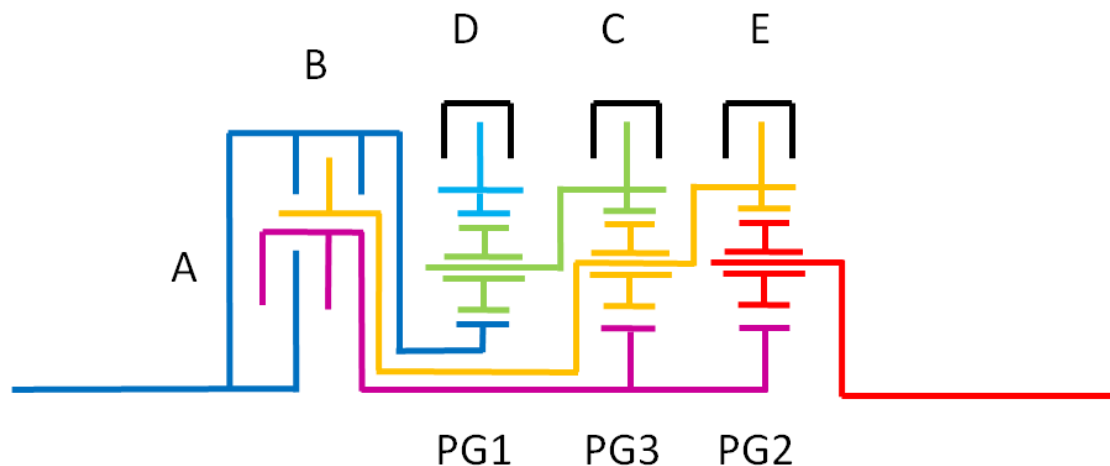


Obr. 44: Schéma převodovky Allison série 1000 a 2000, zobrazené v řezu, viz [25].

<sup>22</sup> Zkratka MH odkazuje na využití u obytných vozů (motorových karavanů (Motor Home)) viz [65].

<sup>23</sup> Zkratka SP odkazuje na využití u speciálních vozidel (SPecial vehicles) viz [65].

Pro řazení využívá dvě lamelové spojky, tři lamelové brzdy a třídílný hydrodynamický měnič s přemostovací spojkou. U série 1000 se dodávají celkem čtyři různé typy hydrodynamických měničů s maximálním převodovým poměrem od 1,58 : 1 až po 2,05 : 1. Dále jsou zde tři planetová soukolí, která jsou řazena za sebou, a jejich propojení je zobrazeno na náčrtu v následujícím obrázku - na něm je zobrazena pouze horní polovina soukolí.



Obr. 45: Schéma propojení jednotlivých komponent planetových soukolí převodovek Allison série 1000 a 2000.

Z náčrtu je patrné, že některé komponenty planetových soukolí jsou vzájemně propojeny v „kaskádovém“ uspořádání. Točivý moment od hydrodynamického měniče je neustále přiveden na centrální kolo prvního planetového soukolí (pozn.: první od vstupu převodovky) a je ho možné přivést na planetový unašeč druhého planetového soukolí nebo současně na centrální kola druhého a třetího planetového soukolí. Z převodovky je pak točivý moment odebírán z planetového unašeče třetího planetového soukolí (označeného PG2).

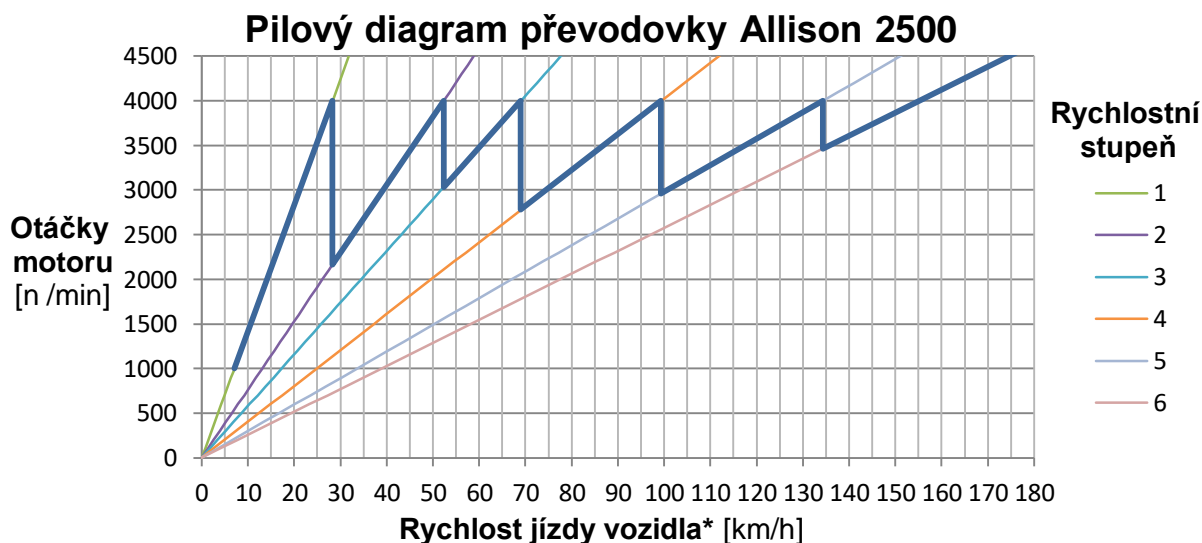
V případě série převodovek 2000 při porovnání základních technických údajů (počet rychlostních stupňů, rozsah točivého momentu a výkonu vozidel, zástavbové rozměry, hmotnost apod.) se prakticky jedná o totožné převodovky. Dodávají se v sériích 2100 a 2200 a dále pak 2500 a 2550.

U posledních dvou zmíněných se již převodové poměry liší. Jejich hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce. Tyto jsou dále kombinovány například u obytného vozu Newmar Ventana LE 3412 s koncovým převodem 4,78 : 1, viz [67].

Rychlostní stupeň	1	2	3	4	5	6	R
Převodový poměr	3,51 : 1	1,90 : 1	1,44 : 1	1,0 : 1	0,74 : 1	0,64 : 1	5,09 : 1

Tab. 8: Převodové poměry převodovek Allison série 2500 a 2550, viz [68].



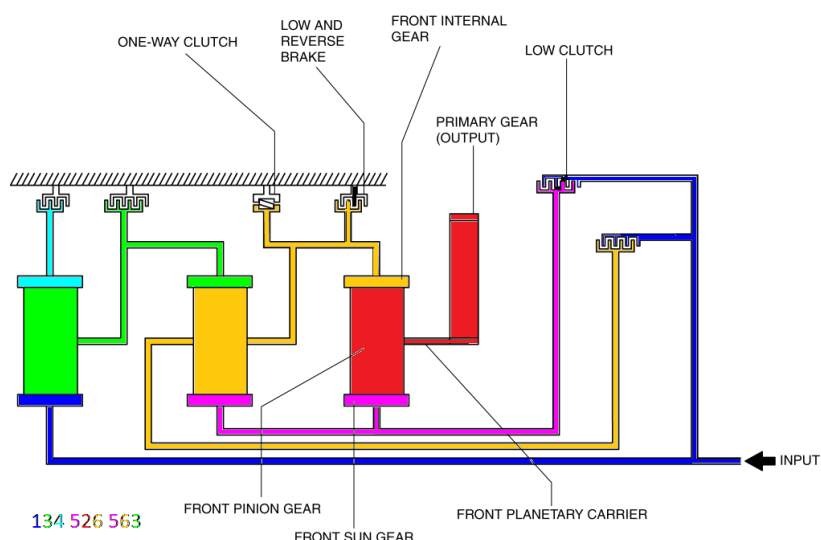


Graf 9: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky Allison 2500 s koncovým převodem 4,78 :1 pro zvolené pneumatiky.

V označení převodovky se taktéž vyskytují zkratky MH a SP, které mají totožný význam jako u série 1000. Převodovky série 2000 byly využity u středně těžkých a těžkých nákladních vozů, jako je například Ford F-650, International XT, u prototypu vozidla vojenské pěchoty Cheetah MMPV a nákladních vozů Ford série C.<sup>24</sup>

### MAZDA FW6A-EL

Obdobnou architekturu, jakou mají převodovky Allison, používá ve svých vozech i automobilka Mazda. Konkrétně je využita ve vozidlech Mazda 2, 3, 6, CX-3, CX-5 a CX-9, které jsou vybaveny motory SkyActive, viz [69]. Jedná se o převodovku pro vozidla s příčnou zástavbou motoru a převodovky. Na následujícím obrázku je vidět zjednodušené schéma uspořádání dílů.



Obr. 46: Schéma architektury automatické převodovky FW6A-EL, používané automobilkou Mazda. Obrázek byl poskytnut konzultantem firmy Ricardo.

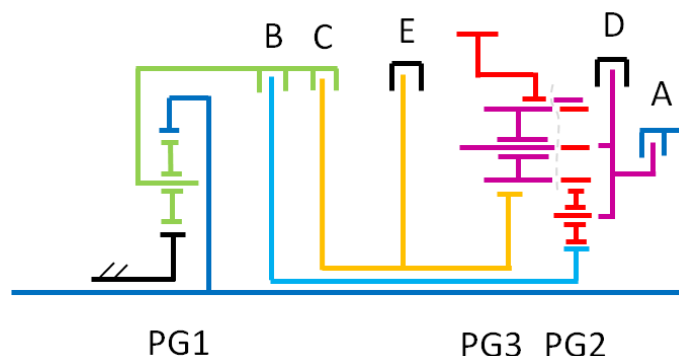
<sup>24</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [66].

### AISIN AW TF-60SN

(dnešní nabídka - označení dle Aisinu: AWF6F16, TM-60LS, AWF6F25 a AWF6F45)

Jedním z významných výrobců automatických planetových převodovek s hydrodynamickým měničem je také japonská korporace Aisin Seiki, která dnes patří pod Toyota Group. Dnes se nabízí celkem 4 verze převodovek pro vozidla s pohonem předních kol (na to pravděpodobně odkazuje v označení písmeno F = zřejmě jako Front – přední).<sup>25</sup>

Na následujícím obrázku je zobrazeno zjednodušené schéma architektury převodovky Aisin AW TF-60SN. Při jeho podrobnějším prozkoumání je zde patrné, že architektura této převodovky je obdobou převodovky ZF 6HPxx. Jsou zde jen malé odlišnosti v konstrukci.



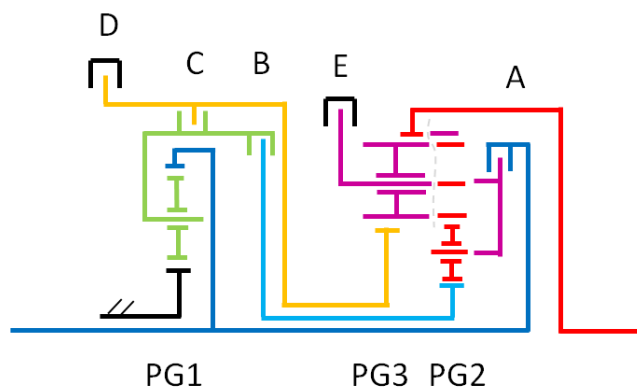
Obr. 47: Zjednodušené schéma uspořádání automatické Aisin AW TF-60SN, vytvořené dle předlohy od konzultanta DP.

### AISIN AW TR-60SN

(dnešní nabídka - označení dle Aisinu: AWR6B45, TB-65SN, TB-61SN a TB-68LS)

Aisin Seiki taktéž, jako ostatní přední výrobci, vyrábí převodovky v provedení s pohonem zadních kol. Dnes se nabízí celkem 4 verze převodovek pro vozidla s pohonem zadních kol (na to pravděpodobně odkazuje v označení písmeno B = zřejmě jako Back – zadní).<sup>26</sup>

Na obr. 48 je zobrazeno zjednodušené schéma architektury převodovky Aisin AW TR-60SN. Z něho je vidět, že její architektura je velice podobná převodovce ve verzi pro pohon předních kol, potažmo také ZF 6HPxx. I zde se nacházejí určité odlišnosti v uspořádání dílů, které však na způsob fungování převodovky nemají vliv.



Obr. 48: Zjednodušené schéma uspořádání automatické Aisin AW TR-60SN.

<sup>25</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [70].

<sup>26</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [70].

## JATCO JF613E

Jedná se o produkt japonského výrobce automatických převodovek JATCO, který je vlastněn automobilkami Nissan, Mitsubishi a Suzuki, kromě nichž vyrábí převodovky dále pro automobilky Renault a General Motors. Vedle automatických planetových převodovek s hydrodynamickým měničem taktéž vyrábí plynulé převodovky pro vozidla prakticky napříč všemi třídami.

Jedná se o převodovku pro vozidla s pohonem předních kol. Můžeme se s ní setkat například u vozidel Mitsubishi Outlander a Delica D:5, Nissan Murano, Qashqai a Xtrail a Renault Koleos, Laguna, Scenic, Grand Scenic a Renault Samsung SM7 (nazývaný taktéž Renault Talisman, viz [71]), [72] a [73].

Obdobně jako velká část zde zmiňovaných 6-ti rychlostních převodovek, její architektura vychází z Lepelletierova uspořádání, avšak je zde jedna výraznější odlišnost. „Podobně jako GM a Ford používají slunce a sestavu spojovacího bubnu slunce, avšak slunce není připevněno k držáku statoru, to je na něm uloženo prostřednictvím jednosměrné spojky, tudíž se může volně otáčet jedním směrem.

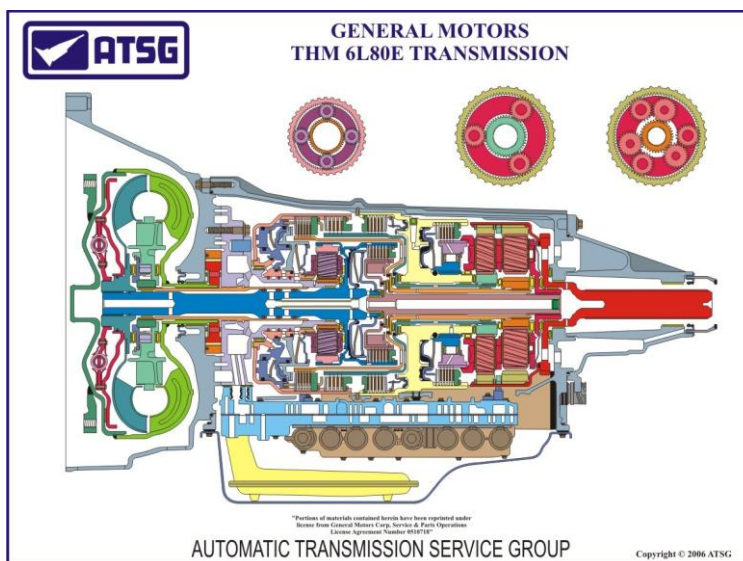
Zároveň, když je potřeba, využívá pro prevenci volného otáčení pásovou brzdu. Sestava spojovacího bubnu slunce je uložena na držáku statoru, přední planetové soukolí je spojeno se sluncem a korunové kolo je spojeno s bubnem na vstupním hřídeli. Na rozdíl od uspořádání planetových soukolí u GM a Fordu poskytuje navíc toto uspořádání převodový poměr 1 : 1,“ viz [74].

Dále se dosahuje „super rychloběhu“ tím, že je poháněno korunové kolo a výstup je na slunci. Avšak tento převod dorychla je prakticky nevyužitelný, a proto se dále redukuje převodem ostatních planetových soukolí.

## GM 6Lxx

(6L45, 6L50, 6L80 a 6L90)

Druhým americkým výrobcem vozidel s automatickými planetovými převodovkami s hydrodynamickým měničem je koncern General Motors. První variantou šestistupňové automatické planetové převodovky, která je zde uvedena, je provedení pro vozidla s pohonem zadních kol 6Lxx. Písmeno L zde odkazuje na uložení motoru a převodovky ve vozidle podélně (tzv. Longitudal = podélné).

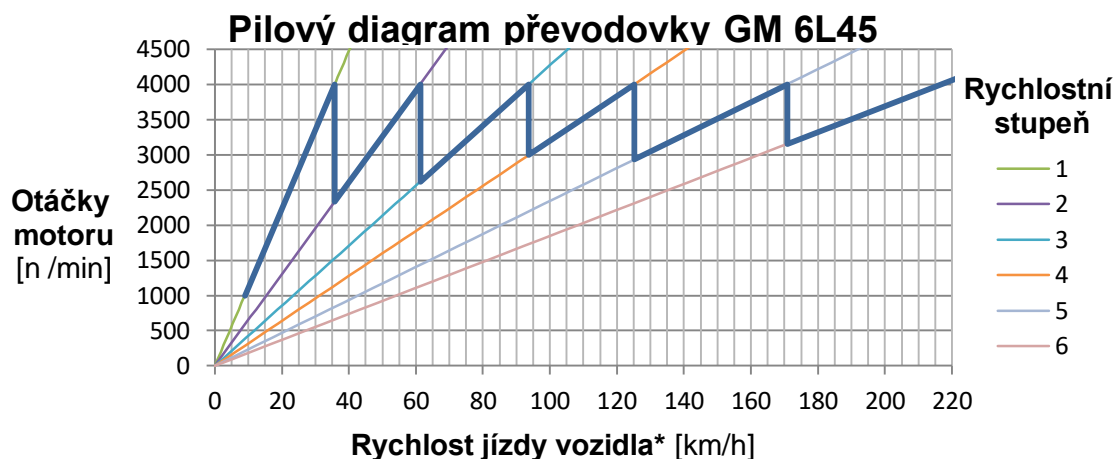


Obr. 49: Schéma uspořádání komponent u převodovky General Motors 6L80E, viz [75].

V následující tabulce jsou uvedeny převodové poměry, na které je naladěna verze převodovky GM 6L45, které se ještě dále kombinují například u vozu Cadillac ATS s koncovým převodem diferenciálu 2,37 : 1, nebo 2,45 : 1, viz [76].

Rychlostní stupeň	1	2	3	4	5	6	R
Převodový poměr	4,06 : 1	2,37 : 1	1,55 : 1	1,16 : 1	0,85 : 1	0,67 : 1	3,2 : 1

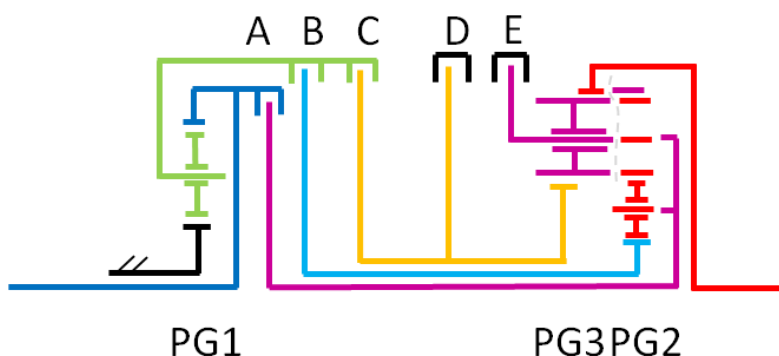
Tab. 9: Převodové poměry převodovky GM 6L45 u vozu Cadillac, viz [76] a [77].



\* pro pneumatiky xxx/55 R16

Graf 10: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky GM 6L45 s koncovým převodem 3,27 : 1 pro zvolené pneumatiky.

Převodovky 6L45 se používají ve vozidlech typu sedan Cadillac ATS Sedan, Cadillac ATS Coupe Cadillac CTS Sedan a Chevrolet Caprice PPV.<sup>27</sup> Na následujícím obrázku je zobrazeno zjednodušené schéma uspořádání planetových soukolí a spojek. Při bližším prozkoumání architektury této převodovky je možné přijít na to, že se prakticky shoduje s architekturou převodovky ZF 6HPxx, jelikož taktéž využívá Lepelletierovo uspořádání planetových soukolí. Liší se však naladěním převodových poměrů a mírně odlišným uložením spojek ve skříni převodovky (myšleno jejich polohou ve skříni).



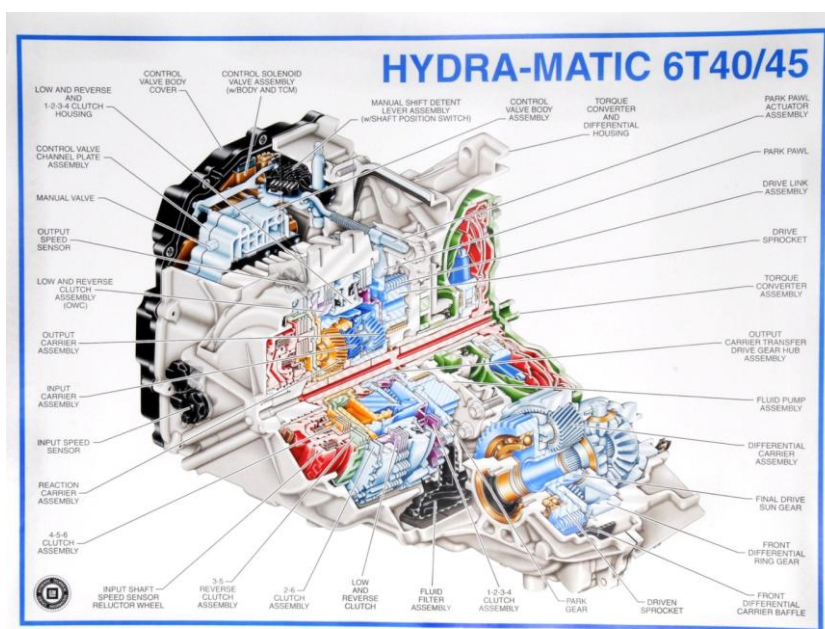
Obr. 50: Zjednodušené schéma uspořádání planetových soukolí, spojek a brzd automatické převodovky GM 6L80.

<sup>27</sup> Informace čerpány ze zdroje, viz [77].

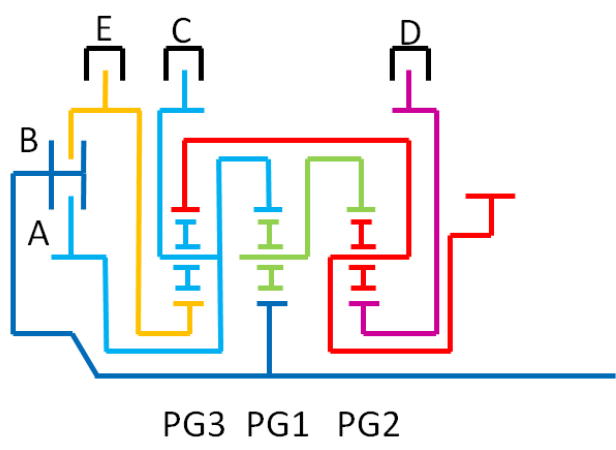
### GM 6Txx

(6T30, 6T40, 6T45, 6T50, 6T70, 6T75 a 6T80)

V koncernu General Motors taktěž využívají šestistupňové planetové převodovky pro vozidla s pohonem předních kol, které se označují 6Txx, kde písmeno T odkazuje příčnou zástavbu motoru a převodovky ve vozidle (tzv. Transverse = příčné). Převodovka je taktěž nazývána Hydra-matic po svých předchůdcích z minulosti. Na následujícím obrázku je vidět řez převodovkou GM 6T40 / GM 6T45 s popisem dílů.



Obr. 51: Automatická převodovka General Motors 6T40/6T45 ve čtvrtinovém řezu s popisem základních dílů, viz [78].

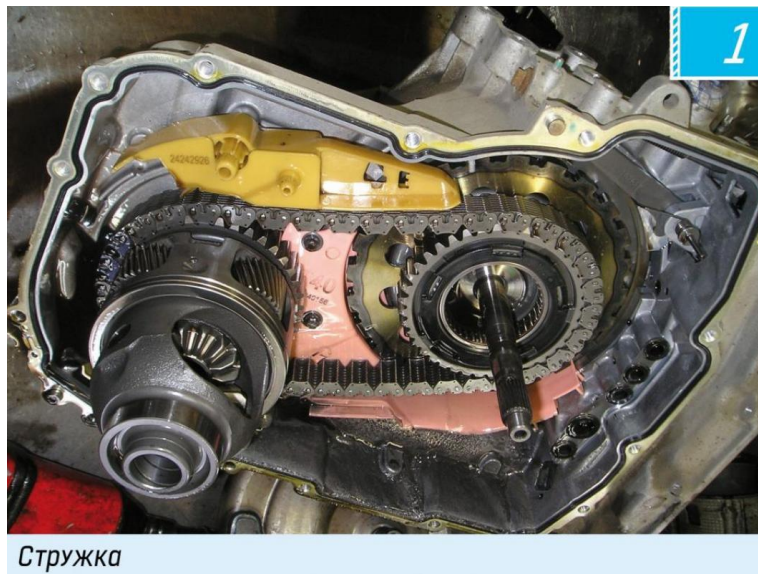


Obr. 52: Schéma propojení jednotlivých komponent planetových soukolí (vytvořeno dle předlohy od konzultanta DP).

Architektura převodovky však není z obr. 51 příliš rozlišitelná a také proto je na obr. 52 překresleno její zjednodušené schéma. Z něho je patrné, že jsou zde použita 3 samostatná planetová soukolí, u nichž je patrné převažující kaskádovité spojování dílů. Pro řazení rychlostních stupňů se zde využívají 2 lamelové spojky a 3 lamelové brzdy.

Výstup k diferenciálu (na schématu vybarven červenou barvou) je vyveden ze strany vstupu převodovky, hned za olejovým čerpadlem. Přenos točivého momentu z výstupu planetových

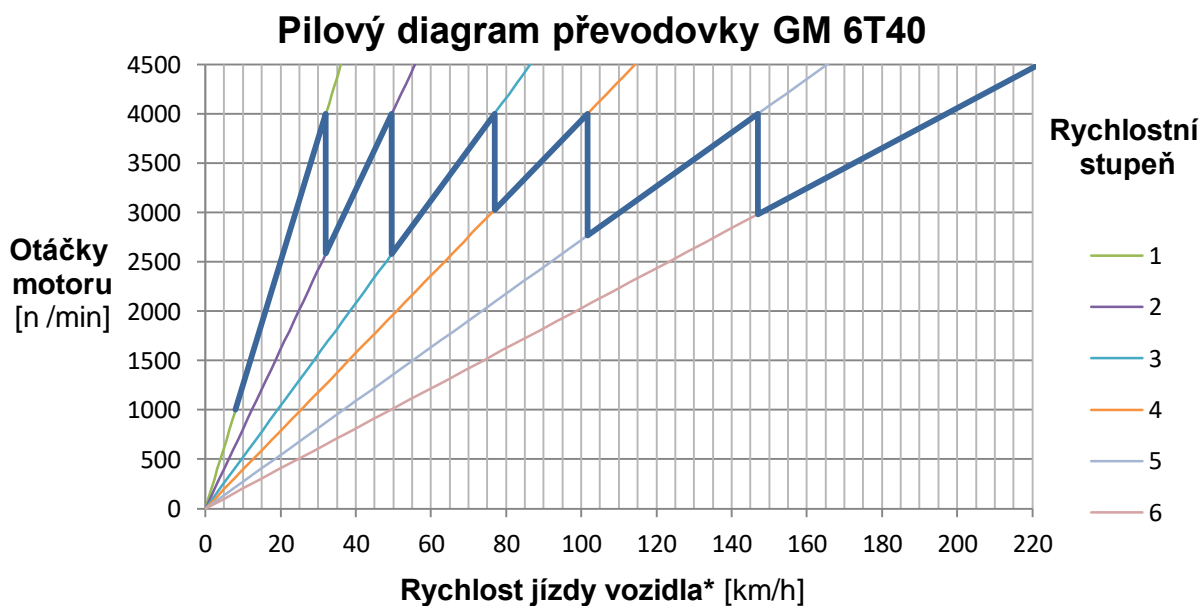
kol na diferenciál je řešen pomocí řetězu. Koncový převod diferenciálu je přitom dosažen použitím dalšího planetového soukolí, jež je jeho součástí, kdy je poháněno slunce, koruna stojí a výstup je na unašeči. To je zobrazeno na následujícím obrázku.



Obr. 53: Pohled na hnací řetěz diferenciálu převodovek GM 6T, viz [79].

Rychlostní stupeň	1	2	3	4	5	6	R
Převodový poměr	4,58 : 1	2,96 : 1	1,91 : 1	1,45 : 1	1 : 1	0,75 : 1	2,94 : 1

Tab. 10: Převodové poměry převodovky GM 6T40, které se kombinují s koncovým převodem 3,87: 1, viz [80].



Graf 11: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky GM 6T40 s koncovým převodem 3,23 :1 pro zvolené pneumatiky.

V předchozí tabulce jsou uvedeny převodové poměry převodovky GM 6T40, které se využívají u převodovek 6T30 až 6T50, pro verze 6T70, 6T75 a 6T90 se používají řádově zhruba o 0,1 nižší hodnoty převodů jednotlivých rychlostních stupňů v kombinaci s přibližně o 0,1 větším převodem diferenciálu (koncového převodu).

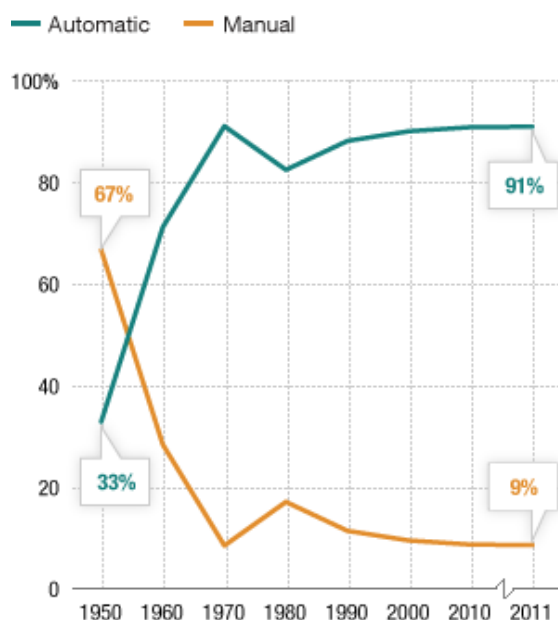
Popisovaná převodovka se používá například ve vozidlech typu sedan Buick Verano CX a CXL, Buick Regal, Chevrolet Cruze, Chevrolet Sonic (také ve verzi hatchback) a ve vozidlech typu SUV Buick Encore a Chevrolet Trax.<sup>28</sup>

Obdoba této převodovky se využívá i ve vozidlech Ford, kde je označována 6F35 a odlišuje se použitím kaskády čelních ozubených kol (oproti řetězovému převodu u GM) pro přenos točivého momentu na diferenciál.

### 2.2.5 Tržní podíl typů převodovek

Při průzkumu současného stavu techniky by bylo vhodné také zmínit jaký je v dnešní době zájem o automatické převodovky v porovnání s manuálními. V současnosti jsou automatické (planetové) převodovky nejrozšířenější v USA, což může být dáno poměrně dlouhou historií vývoje, jelikož (jak již bylo uvedeno v oddílu 2.24 *Historie automatických planetových převodovek*) jejich základy a první sériové použití se pojí právě s USA.

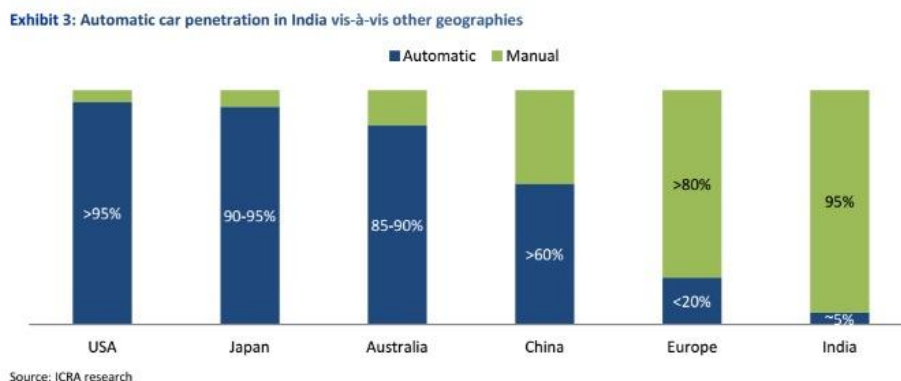
Jak je patrné z grafu 12, od roku 1950 prodej automobilů s automatickou převodovkou neustále rostl (tedy kromě 80. let minulého století, kde se projevila vliv ropné krize). Z posledního údaje grafu se v roce 2011 prodalo 91% vozů s automatickou převodovkou, kdežto pouze 9% v manuálním provedení. Oblíbenosti tohoto typu převodovek také nahrává jednoduchost jejich používání.



Graf 12: Porovnání historických dat prodeje vozidel vyrobených v USA s manuálními a automatickými převodovkami, viz [81].

Naopak když se v Evropě rozhlédneme kolem sebe, uvidíme zde naprosto opačný podíl v zastoupení. To potvrzuje i předpokládaný vývoj prodeje v roce 2020, zpracovaný indickou společností ICRA Ltd., který je zobrazen v grafu 13. Zde je sice vzájemný podíl rozdílnější, nicméně je zde stále vidět výrazná nadvláda instalací manuálních převodovek.

<sup>28</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, [80].

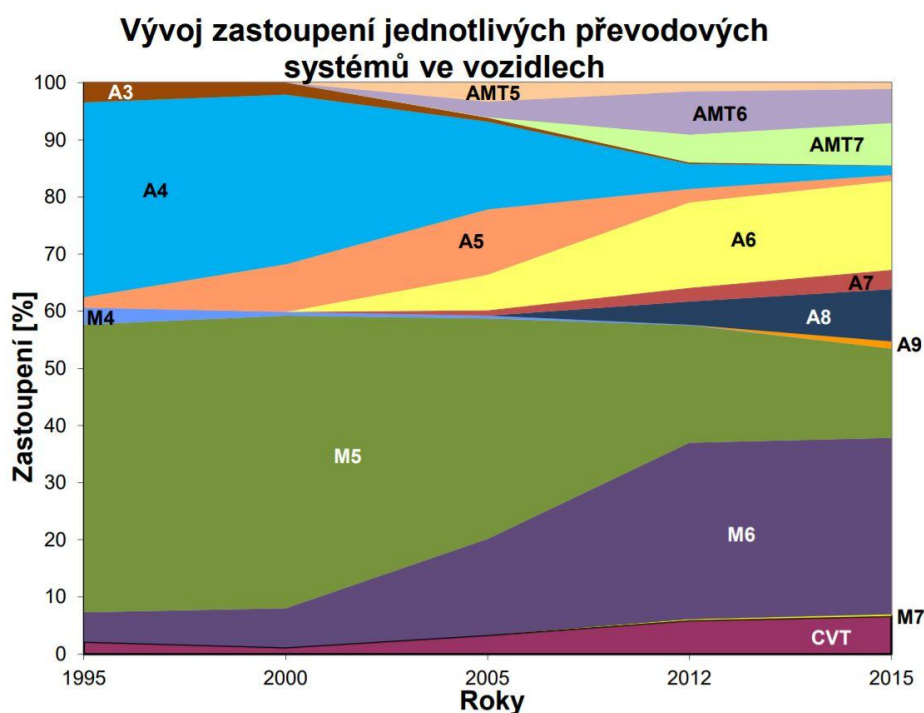


Graf 13: Odhad tržních podílů manuálních a automatických převodovek na vybraných trzích v roce 2020, viz [82].

Na dalším obrázku (obr. 54) je pak zobrazen vývoj zastoupení převodovek dle jejich typů a počtu rychlostních stupňů v rozmezí let 1995 až 2015. Zde jsou zobrazeny podíly manuálních převodovek se 4mi až 7mi rychlostními stupni (M4 až M7), automatických planetových převodovek se 3-mi až 9-ti rychlostními stupni (A3, až A9), automatizovaných manuálních převodovek s 5-ti až 7-mi rychlostními stupni (AMT5, AMT6 a AMT7) a plynulých převodovek.

Dvouspojkové převodovky (DCT) jsou ve srovnání zahrnuty ve skupině automatizovaných manuálních převodovek (AMT), „*neboť v minulých letech nebyly automatizované převodovky rozdělovány na tyto dva podtypy a byly do statistik zadávány pod jednotným označením, a to jako převodovky automatizované,*“ viz [83].

Při bližším pohledu je také možné si všimnout, že s postupem času se u všech typů převodovek (vyjma plynulých převodovek, které nemají pevně dané převodové poměry) postupně zvyšuje počet jejich rychlostních stupňů. Typy s vyšším počtem rychlostních stupňů pozvolna nahrazují ty s nižším počtem. Zároveň se také postupně snižuje podíl manuálních převodovek na úkor mírného růstu podílů automatických převodovek (jako celku).



Obr. 54: Graf zobrazující tržní podíl jednotlivých typů převodovek v letech 1995 až 2015, viz [83].



Jedním z možných aspektů pro další vývoj automatických převodovek (jako celku) se v budoucnosti může zároveň jevit jejich využití v autonomních vozidlech, u nichž se počítá s řízením vozidla prostřednictvím počítače, případně s určitým podílem nutnosti zásahu řidiče v krizových situacích (v závislosti na úrovni autonomie).

## 2.3 Analýza problému

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1 Úvod a podkapitole 1.3 Zpřesnění zadání, tématem diplomové práce je provedení konstrukčního návrhu existujícího, případně nového (vlastního) uspořádání 6-ti rychlostní automatické planetové převodovky s hydrodynamickým měničem.

V současnosti patří 6-ti rychlostní automatické planetové převodovky k těm častěji používaným a jsou prakticky považovány za základ, od něhož výrobci převodovek v dnešní době vycházejí. Tím je myšlen fakt, že výroba automatických převodovek s menším počtem rychlostí se postupně utlumuje a naopak v posledních letech přibývají varianty s větším počtem rychlostí (7, 8, 9, 10 rychlostí).

## 2.4 Analýza realizovatelnosti

Co se týká samotné výroby dílů automatické převodovky, pak je obecně potřebné zohlednit sériovost výroby. Samotný vývoj takto složitého mechanismu se v dnešní době vyplatí pro velké série prodaných kusů, proto bude uvažována velkosériová výroba.

## 2.5 Specifikace parametrů vozidla a motoru pro návrh převodovky

Pro návrh převodovky byly zadány parametry vozidla a motoru, které jsou uvedeny v následující tabulce.

Parametr	Parametr - význam	Hodnota
<b>Parametry vozidla</b>		
$m_{\text{auta}}$	Hmotnost vozidla	1562 kg
$m_{\text{řidič}}$	Hmotnost řidiče	75 kg
A	Čelní plocha vozidla	2,11 m <sup>2</sup>
$c_d$	Součinitel odporu vzduchu	0,275
R	Poloměr pneumatiky	0,325 m
$C_{rr}$	Součinitel ramena valivého odporu pneu	0,01
$v_{\text{max}}$	Maximální rychlost jízdy vozidla	240 km/h
<b>Parametry motoru</b>		
viz příložená aproximace BSFC mapy tepelné účinnosti motoru a tabulka s maximálními hodnotami točivého momentu dle otáček motoru		
<b>Požadavky na převodovku</b>		
-	Počet rychlostních stupňů	6 vpřed, 1 vzad
-	Typ zástavby ve vozidle	příčná zástavba
$l_{p \text{ max}}$	Maximální délka skříně převodovky	cca 350 mm

Tab. 11 – Tabulka se souhrnem základních parametrů pro návrh převodovky.

Jak již bylo zmíněno v tabulce výše, motor, s nímž bude převodovka spolupracovat, byl definován prostřednictvím aproximace BSFC mapy tepelné účinnosti motoru, viz tab. 13. Zde je vhodné zmínit fakt, že pro zpracování diplomové práce nebylo možné zadat data pro konkrétní (existující) motor některého z výrobců, proto byla využita pouze aproximace.

Pro vizuální rozlišení hodnot tepelné účinnosti bylo navíc použito odlišení pomocí barevné škály. Vysoké hodnoty jsou zvýrazněny červenou barvou a s klesající hodnotou přechází zbarvení přes oranžovou, žlutou a zelenou barvu až ke světle modré barvě pro nízké hodnoty.

Dále byla zadána tabulka (tab. 12) s maximálními hodnotami točivého momentu motoru v závislosti na jeho otáčkách. Z ní je patrné, že maximální hodnoty točivého momentu 337,3 Nm je dosahováno při 5000 ot/min. Tyto hodnoty byly následně zpracovány do otáčkové charakteristiky motoru, která je zobrazena v grafu 15.

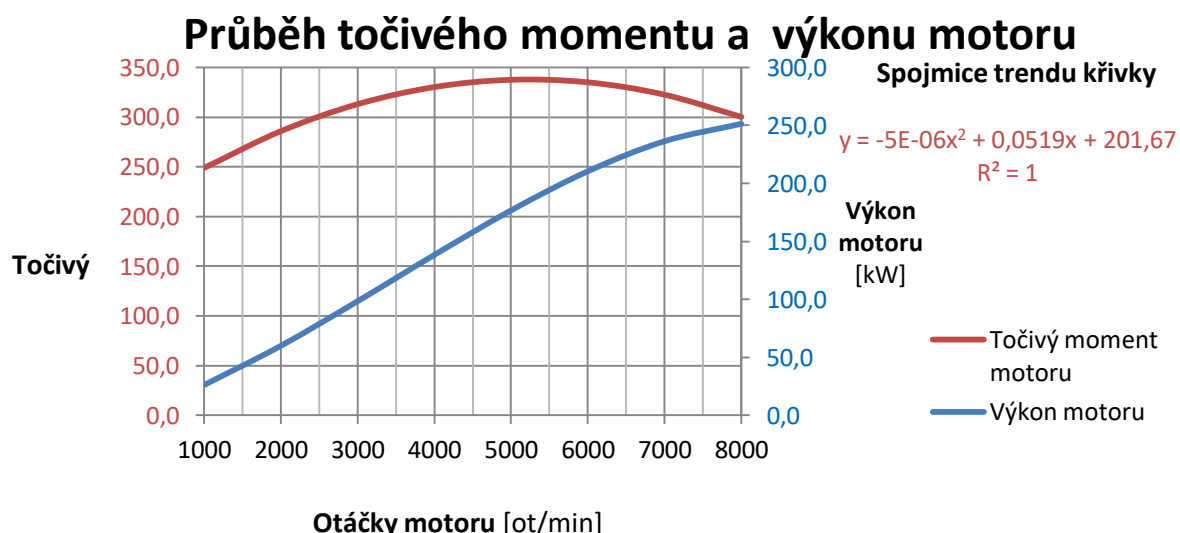
n [ot/min]	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000
$T_{max}$ [Nm]	248,59	285,63	312,76	330,00	337,34	334,79	322,34	300,00

Tab. 12: Hodnoty maximálního točivého momentu v závislosti na otáčkách motoru.

V grafu je zároveň pro představu zobrazena křivka, reprezentující přibližný výkon motoru. Zde je však nutné zdůraznit fakt, že výkon motoru byl stanoven prostřednictvím výpočtu pouze z otáček a točivého momentu motoru, bez zahrnutí vnitřních ztrát motoru apod. Proto je třeba brát tento průběh pouze pro orientaci, v jaké oblasti se přibližně bude výkon pohybovat.

T [Nm]								
320				0,321	0,320	0,271	0,198	
300			0,281	0,329	0,328	0,277	0,202	
280		0,219	0,291	0,336	0,335	0,283	0,206	0,147
260	0,152	0,234	0,303	0,344	0,341	0,288	0,209	0,137
240	0,165	0,255	0,318	0,351	0,346	0,292	0,212	0,139
220	0,181	0,281	0,335	0,358	0,349	0,294	0,214	0,140
200	0,199	0,311	0,354	0,364	0,352	0,296	0,215	0,141
180	0,216	0,339	0,372	0,369	0,354	0,297	0,216	0,141
160	0,228	0,359	0,384	0,372	0,354	0,297	0,216	0,141
140	0,232	0,365	0,387	0,371	0,353	0,296	0,215	0,141
120	0,226	0,357	0,381	0,368	0,350	0,295	0,214	0,140
100	0,213	0,335	0,366	0,362	0,346	0,292	0,212	0,139
80	0,195	0,305	0,346	0,353	0,341	0,288	0,209	0,137
60	0,177	0,274	0,324	0,344	0,335	0,283	0,206	0,136
40	0,160	0,245	0,304	0,334	0,328	0,277	0,202	0,134
20	0,146	0,223	0,286	0,324	0,320	0,271	0,198	0,131
0	0,137	0,207	0,272	0,313	0,312	0,264	0,194	0,129
n [ot/min]	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000

Tab. 13: Aproximace BSFC mapy tepelné účinnosti motoru, se kterým má převodovka ve vozidle spolupracovat.



Graf 14: Otáčková charakteristika motoru, zobrazující maximální točivý moment a přibližný průběh výkonu motoru.

U grafu 15 byla zároveň přidána spojnice trendu křivky reprezentující průběh točivého momentu, která je vidět vpravo nahoře. Hodnota x odpovídá otáčkám motoru, y je točivý moment a parametr R udává spolehlivost (přesnost) popisu křivky – zde je naprosto dostačující. Prostřednictvím internetové aplikace WolframAlpha bylo ještě ověřeno maximum točivého momentu, které bylo stanoveno z předpisu spojnice trendu při 5 190 ot/min, viz [84]. Hodnota maximálního točivého momentu pro ni po výpočtu odpovídá  $T_{\max} = 336,4$  Nm.

Zde je však nutné vzít v úvahu, že křivka není prokládána přímo zadanými body, tudíž mohlo dojít k určitému zkreslení. Nadále bude uvažována maximální hodnota točivého momentu motoru zaokrouhlena na  $T_{\max} = 340$  Nm při 5 190 ot/min. Tím případně vznikne určitý prostor pro větší nadimenzování dílů.

## 2.6 Časový plán řešení

Období	Provedení činnosti
říjen	zadání DP, úvodní konzultace, studium podkladů, formátování práce
listopad	úvod, historie automatických převodovek, současné automatické převodovky
prosinec	popis typů automatických převodovek
leden	pilové diagramy 6° automatických planet. převodovek, popis konstrukčních dílů automatických planet. převodovek, školení s programy SABR a SABR GEAR
únor	kompletace rešerše, výpočty pro WLTC, návrh vlastních variant architektur
březen	volba architektury převodovky a převodových poměrů, tvorba pilového diagramu, stanovení spotřeby paliva dle WLTC, volba architektury převodovky
duben	úprava převodových poměrů a rozměrů konstrukčních dílů, redukce WLTC jízdního cyklu, kontrola životnosti ložisek, ověření životnosti ozubení planetového soukolí
květen	kompletace diplomové práce, tvorba modelů planetového soukolí a tvorba výkresů

Tab. 14 – Časový plán řešení DP

## Praktická část

### 3 Navržení koncepčních variant

#### 3.1 Výchozí rozhodnutí

Při návrhu konstrukčních variant je vhodné se inspirovat u již existujících řešení a řídit se určitými zákonitostmi, které se při jejich návrhu použily. Již při zběžném pohledu je vidět, že šestistupňové převodovky využívají pro řazení rychlostních stupňů 5 řadících elementů (spojek a brzd ve vzájemném poměru 3:2 nebo 2:3). S nimi je nutné pro běžné osobní automobily dosáhnout 6-ti rychlostí vpřed a alespoň 1 zpátečky, a to s reálně využitelnými převody. Tyto by měly být navíc vhodně odstupňované, což by se projevilo i na vzhledu pilového diagramu.

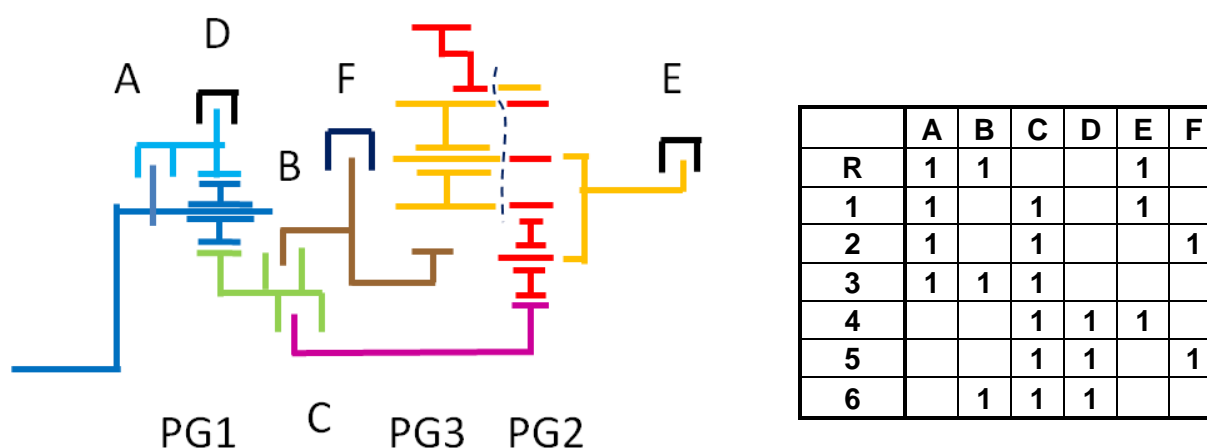
Dále jsou pro dosažení jednotlivých rychlostních stupňů v jeden okamžik aktivní vždy 2 řadící elementy a při řazení by se měl měnit vždy maximálně 1 řadící element za 1 jiný. Také je možné si všimnout, že tyto převodovky se skládají z 6-ti konstrukčních celků. Proto se budou tato fakta při návrhu taktéž zohledňovat.

#### 3.2 Koncepční varianty

Během tvorby konstrukčních variant byla snaha využít částí již v minulosti existujících uspořádání a jejich zkombinování pak vytvořit nové uspořádání. Vždy byl (zběžně) prováděn návrh i se zvolenými převody planetových kol (převody B), aby se ověřila „užitečnost“ převodu, skoky a rozsah a stanovovala se přibližná spotřeba paliva při WLTC jízdním cyklu pro zadané vozidlo. Tyto výpočty však byly v určitých ohledech mírně zjednodušeny, o tom však bude pojednáno později.

Celkem bylo navrženo o několik modifikací více (i s odlišným uspořádáním). Nicméně zde budou uvedeny jen některé, které poskytovaly 6 rychlostí vpřed, a měly vhodnější odstupňování rychlostí při běžném rozsahu převodovky.

##### Varianta 1



Obr. 55: Schéma architektury a řadící mapa převodovky varianty 1.

Konstrukce využívá soukolí Ravigneaux, před kterým je přiřazeno 1 planetové soukolí, které plní funkci násobiče. Je zde využito 6 řadících elementů, 7 konstrukčních celků a pro řazení je

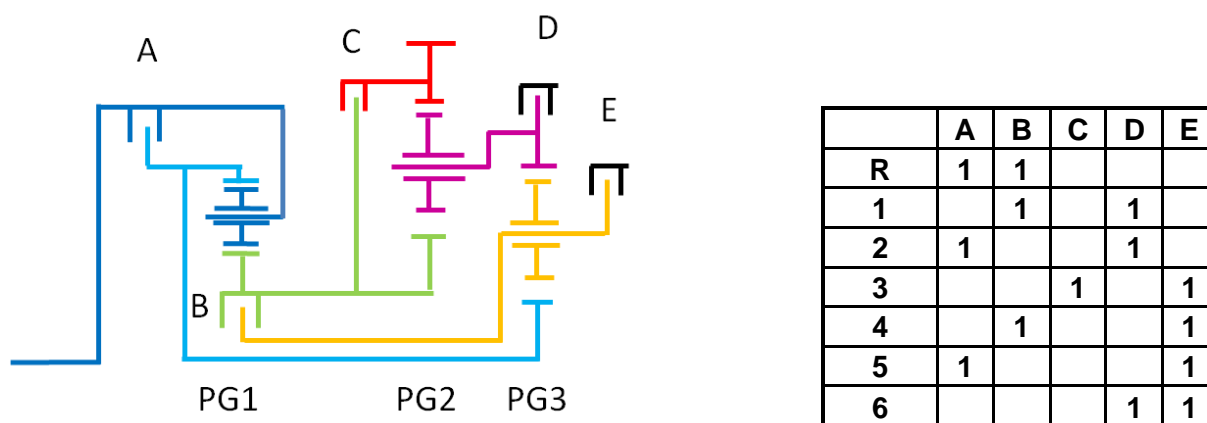
zapotřebí využití 3 aktivních řadicích elementů. Navíc při přechodu mezi rychlostmi 3 a 4 se mění najednou 2 dvojice řadicích elementů.

Další nevýhodou je, že v tomto uspořádání poskytovala (při ručním ladění převodových poměrů planetových soukolí) malé převody dopomala a nevyužitelné převody dorychla. Proto by se ještě muselo přepracovat její uspořádání.

### Varianta 2

V tomto případě se již převodovka skládá z 6 konstrukčních celků a využívá 5 řadicích elementů. Odstupňování převodovky bylo již výrazně lepší než u předchozí, nicméně její rozsah je větší, než bývá u šestistupňových převodovek a také při řazení mezi 2 - 3 dochází k výměně 2 dvojic řadicích elementů.

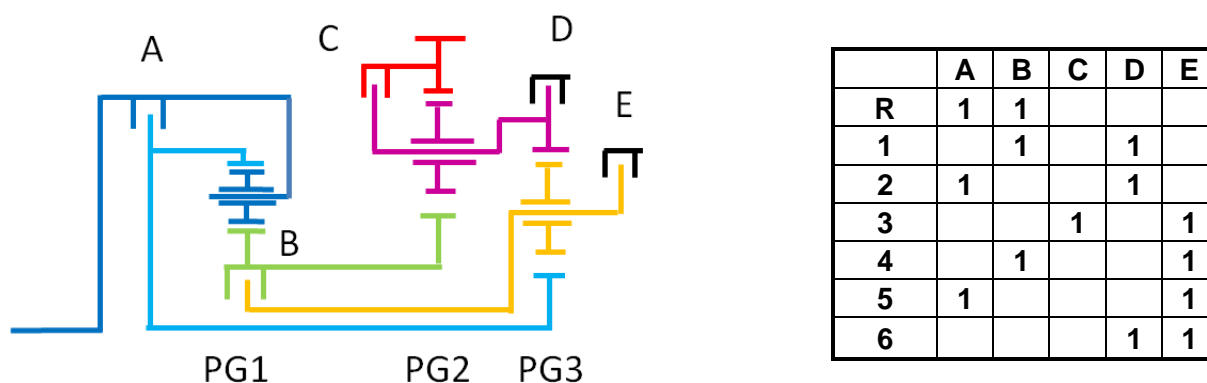
Zajímavostí u této konstrukční varianty je, že se pro jízdu automobilu vpřed otáčí výstupní díl (korunové kolo planetového soukolí 2) v opačném smyslu vůči vstupnímu hřídeli. Při WLTC jízdním cyklu vycházela při zvolené konfiguraci převodů planetových soukolí spotřeba paliva přibližně 7,23 l/100 km (avšak - jak již bylo zmíněno - při větším rozsahu převodovky).



Obr. 56: Schéma architektury a řadicí mapa převodovky varianty 2.

### Varianta 3

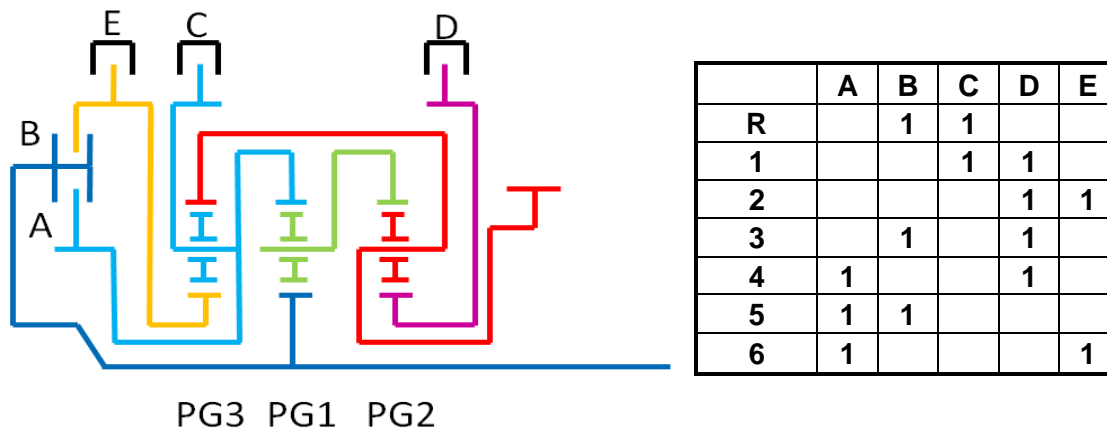
Tato konstrukční varianta vychází z té předchozí, pouze zde bylo zajištění direktu u 2. planetového soukolí propojení korunového kola s unašečem, místo propojení korunového kola se sluncem. Jinak se zde uplatňují stejné principy. Zde však byly nastaveny převodové poměry i s ohledem na rozsah převodovky. Při WLTC jízdním cyklu vycházela při zvolené konfiguraci převodů planetových soukolí spotřeba paliva přibližně 7,27 l/100 km



Obr. 57: Schéma architektury a řadicí mapa převodovky varianty 3.

### Varianta 4 – GM 6T

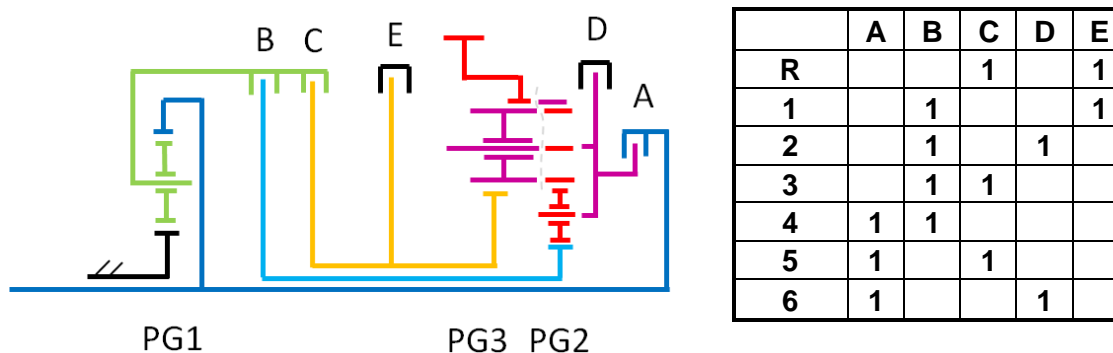
Čtvrtou konstrukční variantou byla zvolena již existující architektura převodovky, používaná firmou General Motors ve svých vozidlech s příčnou zástavbou, jejíž převody planetových soukolí byly naladěny pro zadanou aplikaci. Při výpočtu přibližné spotřeby paliva během WLTC cyklu byla stanovena hodnota přibližně 7,139 l/ 100 km.



Obr. 58: Schéma architektury a řídicí mapa převodovky GM 6T u varianty 4.

### Varianta 5 – AISIN AW-TF 60SN (Lepelletier)

Další konstrukční variantou byla taktéž zvolena obdoba existující architektury převodovky, a to od firmy AISIN, konkrétně AW-TF 60 SN. Při výpočtu přibližné spotřeby paliva během WLTC cyklu byla stanovena hodnota přibližně 7,143 l/ 100 km.



Obr. 59: Schéma architektury a řídicí mapa převodovky AISIN AW-TF 60 SN u varianty 5.

### 3.3 Hodnocení a výběr optimální koncepční varianty

Pro hodnocení jednotlivých koncepčních variant, které je uvedeno v následující tabulce, bylo použito škály v rozmezí od 1 do 5, přičemž hodnota 1 odpovídá nejlepší hodnotě a 5 nejhorší.

Var.	Počet řadicích elementů	Počet aktivních řad. elementů	Výměna řadicích elementů	Počet dílů	Rovnoměrnost odstupňování	Přibližná spotřeba paliva dle WLTC	Celkové hodnocení
1	2	3	4	2	5	5	5
2	1	1	4	1	4	3	4
3	1	1	4	1	3	4	3
4	1	1	1	1	2	1	1
5	1	1	1	1	1	2	2

Tab. 15: Hodnocení konstrukčních variant, škála od 1 (nejlepší) do 5 (nejhorší).

**Varianta 1** není vhodná, jelikož je celkově špatná – je zde nutností mít 6 řadicích elementů, z nichž 3 mají být aktivní, navíc jednou se mění 2 dvojice a ve výsledku poskytovala nevyužitelné převody. Proto byla hodnocena jako nejhorší.

**Varianta 2** již je mírně lepší, nicméně zde opět dochází k výměně 2 dvojic řadicích elementů a také rozsah převodovky je větší, než bývá zvykem u šestistupňových převodovek. I tato varianta tedy byla hodnocena jako nevhodná.

Jak již bylo zmíněno, **varianta 3** je prakticky totožná s variantou 2, nicméně zde se provedla změna naladění převodových poměrů a alespoň rozsah převodovky se blížil běžným hodnotám a odstupňování rychlostí bylo také rovnoměrnější. Nicméně opět kvůli výměně 2 dvojic řadicích elementů je nevhodná.

Dále byly voleny již existující architektury. Jako první byla „laděna“ architektura používaná firmou Allison. Sice dosahovala obdobné spotřeby jako navržené verze od GM a AISINu (tím jsou myšleny varianty 4 a 5), avšak odstupňování v pilovém digramu nebylo až tak rovnoměrné, a i proto byla tato architektura vyřazena z výběru.

**Varianta 4** byla v porovnání s ostatními hodnocena jako nejvhodnější. Tato varianta je v hodnocení velmi vyrovnaná s variantou 5, a proto bylo rozhodování poměrně těžké. Především přibližná spotřeba paliva vycházela u obou variant srovnatelně. Sice je její uspořádání výrazně složitější než u ostatních, nicméně její výhodou byla větší „volnost“ ve volbě převodů jednotlivých planetových soukolí.

Tím je myšlen fakt, že u **varianty 5** je výrazně omezena volba převodů planetových soukolí 2 a 3 (soukolí Ravigneaux), které mají společné korunové kolo a jednu sadu planetových kol, k čemuž přibývá, kromě podmínky smontovatelnosti, ještě podmínka sousostí. Naopak výhodou varianty 5 vůči ostatním bylo nejrovnoměrnější progresivní odstupňování jednotlivých rychlostních stupňů a poměrně jednoduché uspořádání konstrukčních celků.

Přesto byla upřednostněna při výběru koncepční varianty možnost větší „volnosti“ ve volbě převodů jednotlivých planetových soukolí a především přibližná spotřeba paliva. Jelikož se dá očekávat, že by cena pohonných hmot do budoucna mohla stále stoupat (s tím, jak bude postupně docházet ropa), mohl by se i takto malý rozdíl ve spotřebě během užívání vozidla nasčítat a ušetřit tak nemalou finanční částku.

## 4 Navržení konstrukčního řešení TS s příklady výkresové dokumentace TS

### 4.1 Návrh konstrukčního řešení TS

Provedení konstrukce automatické planetové převodovky bude vycházet z již existující převodovky GM 6Txx s patřičnou úpravou rozměrů a tvaru konstrukčních dílů dle potřeby.

### 4.2 Výpočtové hodnocení navrženého konstrukčního řešení TS

#### 4.2.1 Návrh převodových poměrů jednotlivých planetových soukolí

Tím, že byla zvolena již existující architektura převodovky GM 6Txx, započal samotný návrh převodovky pro danou aplikaci volbou počtu zubů jednotlivých ozubených kol a tím zároveň převodové poměry planetových soukolí. U planetových soukolí se běžně udává jejich převod při zablokovaném unašeči a je dán jako podíl otáček slunce (v čitateli) a otáček koruny (ve jmenovateli).

Převody planetových soukolí byly voleny v první řadě tak, aby bylo, pokud možno, dosaženo co nejlepší spotřeby paliva při jízdním cyklu WLTC. O tomto výpočtu bude pojednáno později. Dalším aspektem při volbě převodových poměrů byl rozsah převodovky, který by se měl pohybovat kolem hodnoty 6, jako je tomu u ostatních šestirychlostních převodovek a zároveň aby bylo dosaženo dobrého odstupňování jednotlivých rychlostních stupňů, které by se projevilo v pilovém diagramu.

Při volbě počtu zubů taktéž sehrál svou roli fakt, že by počet zubů neměl být příliš malý a zároveň vzájemný poměr velikostí sluncí a planet neměl být příliš velký (například velké slunce a výrazně menší planety, nebo naopak). Docházelo by totiž k výraznějšímu namáhání zubů na ohyb u ozubeného kola s menším počtem zubů (jelikož by muselo být častěji v záběru). Optimální hodnotou v případě běžných planetových soukolí (tím je myšleno s jednou sadou planet) je převodový poměr planetového soukolí kolem 2 až 3.

Samotná volba počtu zubů byla prováděna v programu Microsoft Office Excel, kde byl vytvořen výpočet spotřeby paliva při jízdním cyklu WLTC. Dále zde byl vytvořen graf pilového diagramu a graf, zobrazující ideální rychlostní charakteristiku, aby bylo rovnou vidět, jak se jednotlivé změny projeví na spotřebě paliva a odstupňování rychlostních stupňů. To vše je vidět na následujícím obrázku.



Obr. 60: Část výpočtu spotřeby paliva při jízdním cyklu WLTC v programu Microsoft Office Excel – zadané parametry a volba převodových poměrů.



Zadávané parametry jsou zde zvýrazněny světle modrým podbarvením buněk a vypočítávané hodnoty jsou zvýrazněny žlutým podbarvením buněk a tučným písmem. Počty zubů sluncí, korunových kol a počtu planet jednotlivých planetových soukolí se zadávaly do buněk, viditelných na obrázku v dolní části uprostřed. Detailní pohled na tuto tabulku je na následujícím obrázku.

Počty zubů	S	R	B	P	počet planet	Sestavitelné?? (Musí být celé číslo !!!!)
PG1	37	89	<b>2,4054</b>	<b>26</b>	3	<b>42,00</b>
PG2	47	100	<b>2,1277</b>	<b>26,5</b>	3	<b>49,00</b>
PG3	38	103	<b>2,7105</b>	<b>32,5</b>	3	<b>47,00</b>

Obr. 61: Volba počtu zubů (převodových poměrů) planetových soukolí.

V této tabulce jsou uvedeny tyto hodnoty (zleva): Označení soukolí - PG 1 až PG3, S – počet zubů sluncí, R – počet zubů korunových kol, B – převod planetového soukolí se zastaveným unašečem, P – počet zubů planetových kol, zvolený počet planet v planetovém unašeči a ověření sestavitelnosti planetových soukolí.

Počet zubů planet byl stanoven z průměrů roztečných kružnic (potažmo z potřeby dodržet osové vzdálenosti jednotlivých kol), kdy postačovalo počítat s počty zubů. U planetových soukolí 2 a 3 nevyšlo celé číslo, proto bylo s ohledem na počty zubů sluncí zvoleno zaokrouhlení směrem nahoru s tím, že tato soukolí bude nutné korigovat. Pro ukázkou je zde ukázán výpočet počtu planet planetového soukolí 1 (PG1):

$$z_{p1} = \frac{z_{r1} - z_{s1}}{2}$$

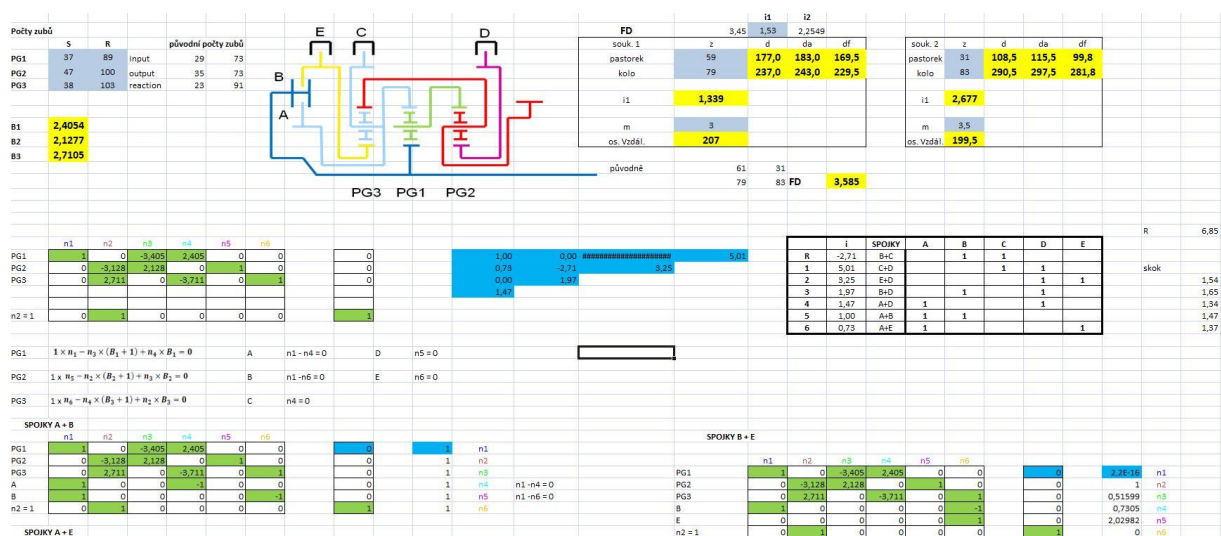
$$z_{p1} = \frac{89 - 37}{2} = 26 \text{ zubů}$$

Dále byla kontrolována sestavitelnost planetového soukolí. Tím je myšleno, zda bude možné při patřičném pootočení jednotlivých komponent zasunout slunce, unašeč s planetami a korunové kolo do vzájemného záběru. Vztah pro kontrolu sestavitelnosti běžného planetového soukolí je uveden zde:

$$\frac{z_{r1} + z_{s1}}{\text{počet planet}} = \text{celé číslo}$$

$$\frac{89 + 37}{3} = 42 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Dále byly ze získaných převodových poměrů jednotlivých planetových soukolí vypočteny převodové poměry pro rychlostní stupně. Ty jsou uvedeny na obr. 60, vlevo od tabulky pro zadávání počtu zubů ozubených kol. Pro kontrolu byly odvozeny vztahy pro výpočet převodových poměrů rychlostních stupňů ručně. Nicméně byl také využit výpočet, vytvořený v programu Microsoft Office Excel, kde se využívá Willisova formule (zjednodušeně řečeno rovnice) pro planetová soukolí a rovnice pro spojky a brzdy.



Obr. 62: Ukázka části výpočtů převodových poměrů planetové převodovky a vpravo nahoře volba převodu koncového převodu na diferenciál.

Pro tento výpočet je nutné jednotlivé konstrukční celky očíslovat. Zde je využito značení dle jednotného systému, používaného konzultantem práce ve firmě Ricardo, v němž se pro přehlednost zároveň využívá i barevné odlišení pro jednotlivé díly dle čísla. Stejného systému značení je možné si povšimnout již v předešlé části diplomové práce.

Do Willisovy formule se zadávají otáčky slunce ( $n_s$ ), planetového unašeče ( $n_c$ ), korunového kola ( $n_r$ ) a převodový poměr daného planetového soukolí (B); index i pak značí, o které planetové soukolí se jedná. Willisova formule má tento tvar:

$$n_{si} - (1 + B_i) \times n_{ci} + B_i \times n_{ri} = 0$$

Dále se zde využívají již zmíněné rovnice spojek a brzd, ve kterých se jednoduše řekne, že u spojek jsou otáčky jednoho konstrukčního celku rovny otáčkám druhého konstrukčního celku a u brzd se řekne, že otáčky daného konstrukčního celku jsou rovny 0 (stojí). Zde jsou uvedeny všechny potřebné rovnice:

PG1	$1 \times n_1 - n_3 \times (B_1 + 1) + n_4 \times B_1 = 0$	A	$n_1 - n_4 = 0$	D	$n_5 = 0$
PG2	$1 \times n_5 - n_2 \times (B_2 + 1) + n_3 \times B_2 = 0$	B	$n_1 - n_6 = 0$	E	$n_6 = 0$
PG3	$1 \times n_6 - n_4 \times (B_3 + 1) + n_2 \times B_3 = 0$	C	$n_4 = 0$		

Obr. 63: Rovnice planetových soukolí (Willisovy formule) (vlevo) a rovnice spojek a brzd (vpravo).

U šestirychlostní převodovky se využívá maticového počtu pro řešení soustav 6 lineárních rovnic o 5 neznámých – jeden parametr se zde volí (zde konkrétně výstupní otáčky převodovky = 1). Do odpovídajících buněk se zadávají koeficienty, které jsou v rovnicích u otáček daného konstrukčního celku – levá tabulka 6 x 6. Dále je sloupec pravých stran o velikosti 1 x 6 a poslední sloupec již obsahuje výsledné hodnoty.

Výsledkem mohou být poměry otáček jednotlivých konstrukčních celků převodovky vůči výstupním. Toho je využito pro stanovení převodových poměrů jednotlivých rychlostí, protože zde se postačuje podívat na poměr otáček vstupního hřídele, který je právě roven převodovému poměru daného rychlostního stupně. Tento je zvýrazněn světle modrým podbarvením buňky. Zde je pro ukázkou uveden výpočet převodového poměru pro 3. rychlostní stupeň, který se dosáhne kombinací spojky B a D:

SPOJKY B + D									
	n1	n2	n3	n4	n5	n6			
PG1	1	0	-3,405	2,405	0	0	0	1,97105	n1
PG2	0	-3,128	2,128	0	1	0	0	1	n2
PG3	0	2,711	0	-3,711	0	1	0	1,47	n3
B	1	0	0	0	0	-1	0	1,2617	n4
D	0	0	0	0	1	0	0	0	n5
n2 = 1	0	1	0	0	0	0	1	1,97105	n6

Obr. 64: Ukázka výpočtu převodového poměru pro 3. rychlostní stupeň.

Pokud bychom však zadali přímo (libovolnou) hodnotu otáček výstupního hřídele, pak jsou výsledné hodnoty rovny přímo otáčkám jednotlivých konstrukčních celků převodovky. To je vidět na následující ukázce, kde byly náhodně zvoleny výstupní otáčky převodovky  $n_2 = 1\ 723$  ot/min.

SPOJKY B + D									
	n1	n2	n3	n4	n5	n6			
PG1	1	0	-3,405	2,405	0	0	0	3396,11	n1
PG2	0	-3,128	2,128	0	1	0	0	1723	n2
PG3	0	2,711	0	-3,711	0	1	0	2532,81	n3
B	1	0	0	0	0	-1	0	2173,91	n4
D	0	0	0	0	1	0	0	0	n5
n2 = 1	0	1	0	0	0	0	1723	3396,11	n6

Obr. 65: Ukázka výpočtu otáček jednotlivých konstrukčních celků převodovky pro 3. rychlostní stupeň

Při návrhu nové převodovky se tento postup využívá tak, že se nejdříve sepíší Willisovy formule a rovnice spojek a brzd. Následně se vezmou Willisovy formule, které se dále již nemění a mění se pouze kombinace spojek a brzd tak, aby se prošly veškeré kombinace. V případě šestirychlostních převodovek se využívá celkem 5 řadicích elementů a 2 z nich jsou vždy aktivní. Z toho plyne fakt, že lze teoreticky dosáhnout celkem 10 kombinací spojek a brzd (tedy i rychlostních stupňů).

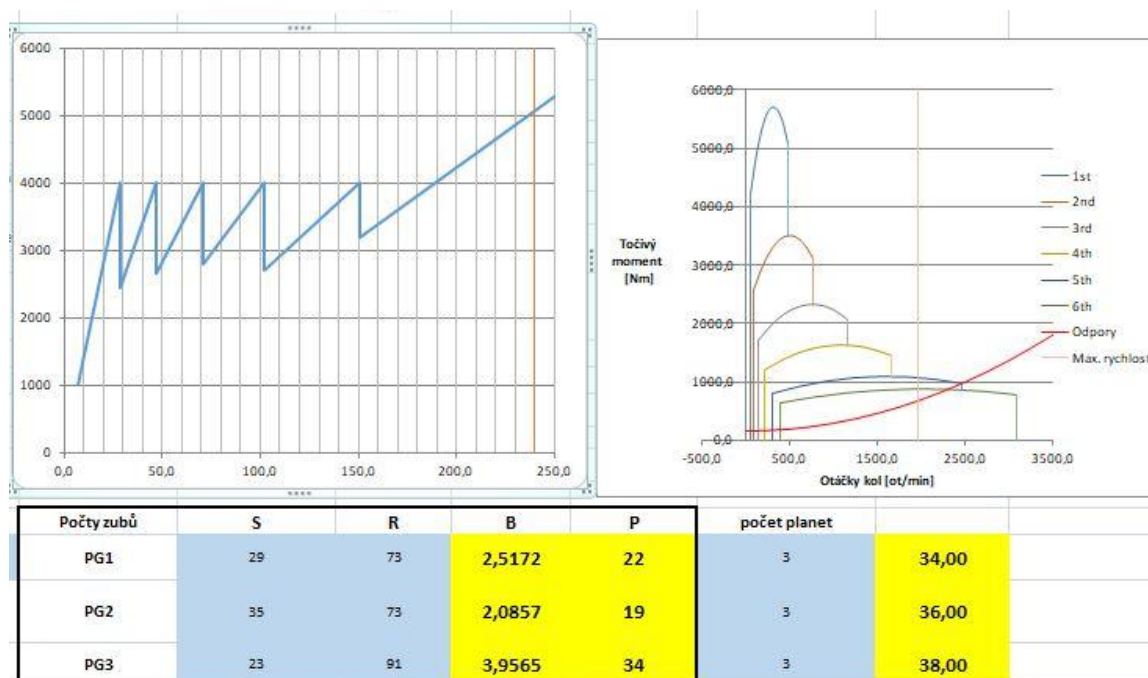
Vyberou se výsledné (využitelné) převodové poměry, které se seřadí sestupně a tím se získá řadicí mapa převodovky. To je vidět na následujícím obrázku, kde jsou vlevo vidět výsledné převodové poměry pro jednotlivé kombinace spojek a brzd a vpravo již vybrané převodové poměry rychlostních stupňů a řadicí mapa převodovky.

1,00	0,00	28832775127879000,00	5,01					
0,73	-2,71	3,25						
0,00	1,97							
1,47								

	i	SPOJKY	A	B	C	D	E
R	-2,71	B+C		1	1		
1	5,01	C+D			1	1	
2	3,25	E+D				1	1
3	1,97	B+D		1		1	
4	1,47	A+D	1			1	
5	1,00	A+B	1	1			
6	0,73	A+E	1				1

Obr. 66: Výsledné převodové poměry, výběr vhodných poměrů a mapa řazení převodovky.

Na počátku bylo počítáno s jinou kombinací počtu zubů jednotlivých ozubených kol, která je vidět na následujícím obrázku.



Obr. 67: První návrh počtu zubů planetových soukolí, odpovídající pilový diagram převodovky a ideální rychlostní charakteristika.

Zde bylo dosaženo rovnoměrnějšího progresivního odstupňování, rozsahu převodovky 6,52 a přijatelné spotřeby paliva, která by se mohla dále snížit volbou většího převodu na diferenciál. Nicméně při modelování převodovky v programu SABR bylo zjištěno, že je potřeba zvětšit počet zubů slunci planetových soukolí 2 a 3, aby bylo možné dosáhnout potřebných průměrů hřídelí s ohledem na maximální napětí.

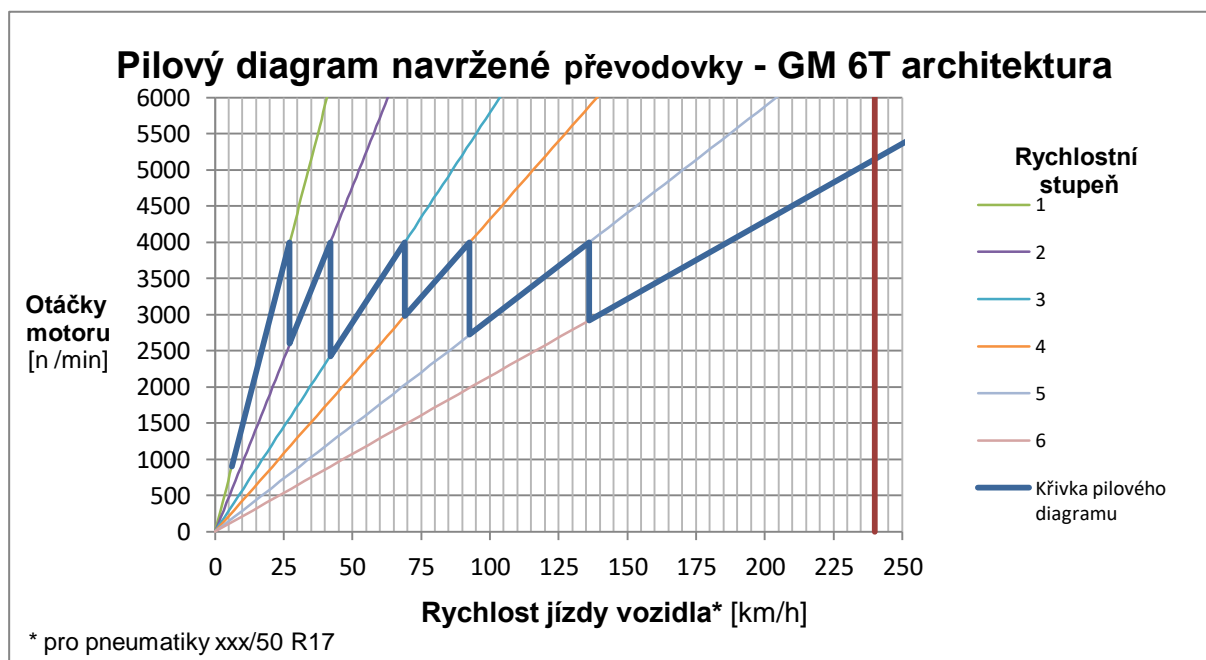
Se zvětšením počtu zubů slunci bylo následně potřeba změnit i počty zubů planet a korunových kol a modulu ozubení, aby bylo dosaženo kompaktnějších rozměrů celé převodovky. Zároveň s tím vstoupil do návrhu problém s vlastními frekvencemi v kombinaci s koncovým převodem na diferenciál, který musel být taktéž mnohokrát měněn. Po určitém počtu iterací a kompromisů byla zvolena kombinace počtu zubů, která byla počátku této podkapitoly – konkrétně na obr. 61.

Tím bylo dosaženo spotřeby paliva při jízdním cyklu WLTC 7,118 l/100 km, rozsahu převodovky 6,85 (bohužel většího než bývá zvykem) a následujících převodových poměrů, které jsou uvedeny v tabulce na obr. 68 – v první řádce jsou uvedeny převodové poměry (vyplývající z převodových poměrů planetových soukolí (označení FD – Final Drive) a celkové architektury převodovky) a převod koncového převodu na diferenciál. V druhé řádce jsou vidět kroky pro jednotlivá řazení. Poslední řádka obsahuje celkové převodové poměry převodovky.

Převodovka	Chára gears- GM 6T						Rozsah	6,85
	1	2	3	4	5	6	R	FD
i	5,006	3,249	1,971	1,470	1,000	0,730	-2,711	3,585
krok:		1,54	1,65	1,34	1,47	1,37		
ic	17,95	11,65	7,07	5,27	3,59	2,62	-9,72	

Obr. 68: Finální verze převodových poměrů navržené převodovky.

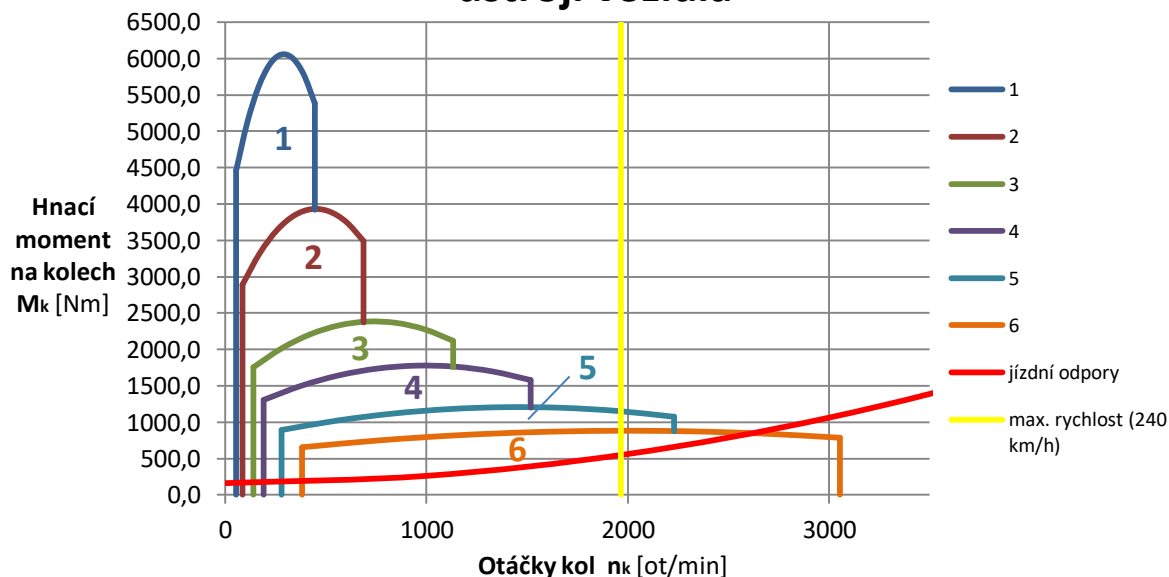
Tyto změny se samozřejmě taktéž projeví i na pilovém diagramu převodovky a ideální rychlostní charakteristice, které jsou zobrazeny v následujících grafech.



Graf 15: Pilový diagram navržené převodovky.

Při porovnání pilových diagramů navržené převodovky a originální GM 6T40 je u navržené varianty větší krok při řazení mezi 2. a 3. rychlostním stupněm, oproti kroku mezi 1. a 2. (originální převodovka má tyto kroky stejné). Jinak další kroky přibližně odpovídají originální převodovce GM 6T40 a to, že nejsou tolik rovnoměrné, vyplývá taktéž z architektury převodovky. V tomto ohledu musel být přijat kompromis, kvůli spotřebě paliva při WLTC jízdním cyklu, sestavitelnosti planetových soukolí a velikosti převodovky.

## Ideální rychlostní charakteristika pohonného ústrojí vozidla



Graf 16: Ideální rychlostní charakteristika pohonného ústrojí vozidla navržené převodovky.

Na předchozím grafu je vidět ideální charakteristika pohonného ústrojí vozidla, kde jsou vyznačeny i celkové jízdní odpory a maximální rychlost vozidla. Jak je z grafu patrné, vozidlo by teoreticky mohlo dosáhnout maximální rychlosti jízdy kolem 300 – 320 km/hod, což by výrazně překračovalo zadanou hodnotu maximální rychlosti 240 km/h.

Nicméně je nutné zdůraznit, že výpočet jízdních odporů nezahrnoval vliv rychlosti proudění větru, zvětšení přítlaku vozidla k vozovce při vyšších rychlostech vlivem aerodynamiky (=> zvětšení valivého odporu), také vliv stoupání vozovky a hmotnost dalších pasažérů a nákladu. Např. při zvětšení stoupání vozovky na hodnotu 2° je přibližně dosaženo požadované maximální rychlosti 240 km/h.

Jinak je zde patrné, že zde nejsou žádné převodové díry a odstupňování poskytuje dostatečné překrytí momentových křivek jednotlivých rychlostních stupňů.

### 4.2.2 Stanovení spotřeby paliva při jízdním cyklu WLTC

Jak již bylo zmíněno, pro výpočet spotřeby paliva při jízdním cyklu WLTC byl vytvořen mírně zjednodušený výpočet v programu Microsoft Office Excel, jehož úvodní část bylo možné vidět na obr. 60. Zjednodušení při výpočtech bylo taktéž popsáno výše.

WLTC jízdní cyklus byl definován zadáním rychlosti jízdy vozidla po časových intervalech, rovnajících se 1 sekundě. Z těchto hodnot bylo dopočteno zrychlení vozidla a následně veškeré jízdní odpory.

Tíha vozidla se stanovila takto:

$$G_{auta} = (m_{auta} + m_{řidič}) \times g$$

$$G_{auta} = (1562 + 75) \times 9.81 \cong 16\,059 \text{ [N]}$$

Odpor valení se stanovil dle vztahu:

$$F_{val} = \frac{G_{auta} \times C_{rr}}{R}$$

$$F_{val} = \frac{16\,059 \times 0,01}{0,325} \cong 494,12 \text{ [N]}$$

Stejným způsobem byl připraven vztah pro valení přívěsu vozidla, nicméně ten také nebyl do výpočtů zahrnut ( $F_p = 0 \text{ [N]}$ )

Odpor stoupání se stanoví dle vztahu:

$$F_s = G_{auta} \times \sin(\alpha_s)$$

Tento taktéž nebyl při výpočtech uvažován.

Odpor vzduchu se stanoví ze vztahu:

$$F_v = \frac{1}{2} \times \rho_{vz} \times v^2 \times c_d \times A$$

Odpor zrychlení se stanoví ze vztahu:

$$F_z = m_{celk} \times a$$

Zrychlení se počítalo v daném časovém okamžiku vždy jako podíl rozdílu následující rychlosti jízdy a rychlosti jízdy v daný časový okamžik a časového přírůstku, který byl roven 1 [s]. Jedná se o tzv. dopřednou diferenci.

$$a = \frac{v_{i+1} - v_i}{\Delta t}$$

Celková potřebná trakční síla na kole se pak určí součtem všech zohledněných jízdních odporů:

$$F_{trac} = F_{val} + F_p + F_s + F_v + F_z$$

Z této síly se pak určil s pomocí poloměru kola potřebný točivý moment, výkon motoru a otáčky kol při dané rychlosti. To je možné vidět na ukázce na následujícím obrázku.

čas t [s]	rychlost v [km/h]	delta t [s]přírůstek času	rychlost v [m/s]	Přírůstek vzdálenosti sp [m]	Ujetá vzdálenost s [m]	zrychlení a [m/sec2]	odpor vzduchu Fv [N]	odpor zrychlení Fz [N]	trakční síla Fv [N]	trakční moment M [Nm]	otáčky kola nk [ot/min]
1,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
2,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
3,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
4,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
5,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
6,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
7,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
8,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
9,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
10,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	494,12	160,59	0,00
11,00	0,00	1,0	0,00	0,00	0,00	-0,06	0,00	90,94	585,07	190,15	0,00
12,00	0,20	1,0	0,06	0,06	0,06	-0,42	0,00	682,08	1176,21	382,27	1,63
13,00	1,70	1,0	0,47	0,47	0,53	-1,03	0,08	1682,47	2176,67	707,42	13,88
14,00	5,40	1,0	1,50	1,50	2,03	-1,25	0,80	2046,25	2541,17	825,88	44,07
15,00	9,90	1,0	2,75	2,75	4,78	-0,89	2,69	1455,11	1951,92	634,37	80,80
16,00	13,10	1,0	3,64	3,64	8,42	-1,06	4,71	1727,94	2226,77	723,70	106,92
17,00	16,90	1,0	4,69	4,69	13,11	-1,33	7,83	2182,67	2684,62	872,50	137,93

Obr. 69: Výpočet spotřeby paliva při WLTC jízdním cyklu – jízdní odpory, trakční moment.







Dále již postačovalo vypočítat sumu objemu spáleného paliva a vydělit ji ujetou vzdáleností při jízděm cyklu WLTC a vynásobit 100x. Tímto jsme se dostali k přibližné hodnotě měrné spotřeby paliva 7,118 [l/100 km].

Nyní se ještě krátce vrátíme ke kontrole řazení. Pokud docházelo k přerazování mezi 2mi rychlostmi pouze na krátkou dobu (jednalo by se o zbytečné řazení), byl vybrán rychlostní stupeň, který byl zařazen po delší dobu před, nebo naopak teprve bude zařazen po daném časovém okamžiku.

3rd	3rd	0,34	44,44	4319,72	0,00	PRAVDA
3rd	3rd	0,34	44,57	4360,09	0,00	PRAVDA
3rd	3rd	0,34	46,80	4400,46	0,00	PRAVDA
5th	3rd	0,34	46,96	4446,60	0,00	NEPRAVDA
3rd	3rd	0,34	42,93	4492,74	0,00	PRAVDA
3rd	3rd	0,34	40,96	4527,34	0,00	PRAVDA
5th	3rd	0,34	45,24	4556,18	0,00	NEPRAVDA
3rd	5th	0,34	85,32	2332,04	0,00	NEPRAVDA
5th	5th	0,34	89,68	2349,59	0,00	PRAVDA
5th	5th	0,34	85,84	2370,07	0,00	PRAVDA

Obr. 74: Kontrola zbytečného přerazování a jeho úprava.

K těmto výpočtům byl taktéž vytvořen přehled podílu doby zařazení jednotlivých rychlostních stupňů. V prostředním sloupci je uveden celkový podíl doby zařazení jednotlivých rychlostních stupňů včetně doby zařazeného neutrálu. V pravém sloupci jsou uvedeny podíly čistě během jízdy (bez doby, kdy je zařazen neutrální).

Rychlostní stupeň	Podíl doby oba zařazení rychlostí v [%]						
	N	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
Celkový podíl během WLTC	12,95%	36,46%	16,40%	14,90%	8,17%	3,56%	7,56%
Bez započítání doby neutrálu	-	41,89%	18,84%	17,11%	9,39%	4,09%	8,68%

Tab. 16: Podíl doby zařazení jednotlivých rychlostních stupňů během jízděm cyklu WLTC.

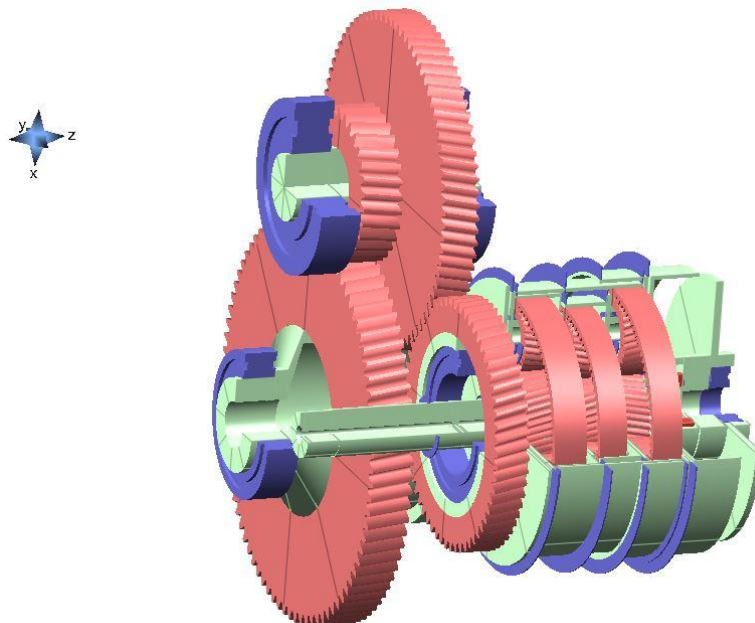
Jak je vidět výše, nejčastěji zařazeným rychlostním stupněm je 1. a to přibližně 2/5 času. To je dáno jednak průběhem jízděm cyklu WLTC, kdy podstatná část jízděm cyklu probíhá při rychlostech do 50 km/h, a také zadaná BSFC mapa tepelné účinnosti motoru udělala své. Již při zblěžném pohledu je vidět, že maximální tepelné účinnosti je dosahováno v oblasti kolem 3 000 – 4 000 ot/min. Proto během jízděm cyklu WLTC dochází k vytáčení motoru až k těmto hodnotám.

### 4.2.3 Tvorba modelu

Dále již byl vytvořen zjednodušený model v programu SABR, ve kterém nebylo provedeno detailní modelování jednotlivých komponent. Konkrétně zde nebyly modelovány spojky, brzdy a podrobněji ani jejich veškeré konstrukční části. Taktéž nebyly modelovány spoje drážkováním apod., jelikož to program SABR neumožňuje. Nicméně prvky, zastupující veškeré silové účinky těchto zjednodušených komponent namodelovány byly.

Jak již bylo zmíněno, konstrukce vycházela z již existující verze převodovky GM 6Txx, která byla modifikována pro dané použití. V modelu byl taktéž zahrnut i koncový převod na diferenciál přední nápravy, který by byl součástí převodovky. Nicméně tento byl modelován velmi zjednodušeně dle odhadu a při návrhu mu nebyla věnována taková pozornost jako

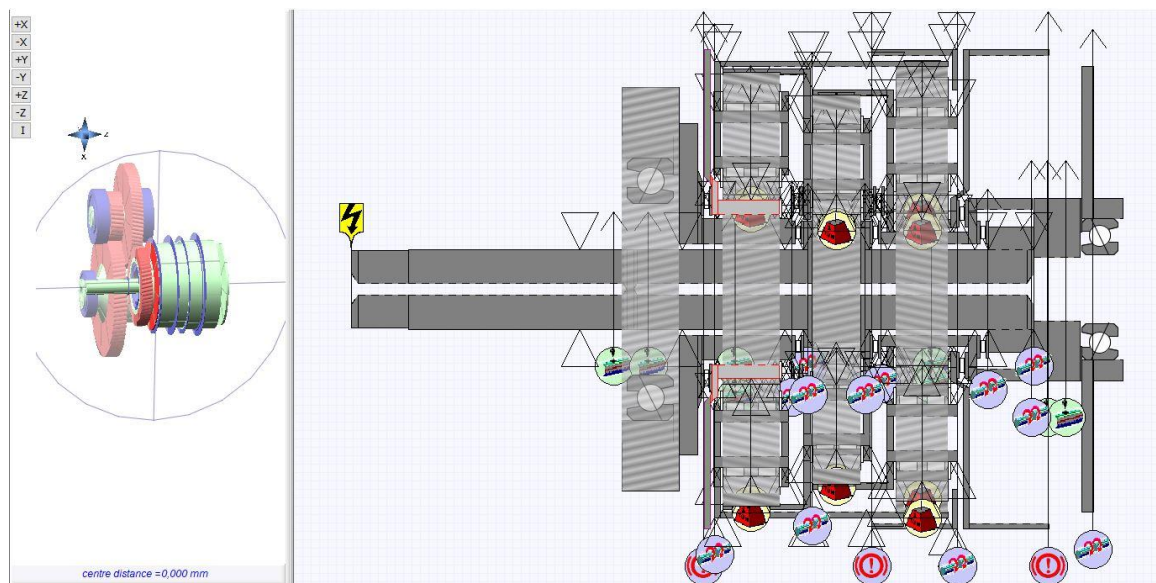
hlavní části převodovky s planetovými soukolími. Vytvořený 3D model je vidět na následujícím obrázku.



Obr. 75: Pohled na 3D model v programu SABR.

U všech 3 planetových soukolí je stejný počet planet – konkrétně 3. Jen pro upřesnění představy – největší ozubené kolo na obrázku (na diferenciálu) má průměr hlavové kružnice přibližně 300 mm a hlavní část převodovky má od čela vstupního hřídele po čelní plochu bubnu spojek délku přibližně 340 mm a maximální průměr bubnu činí 210 mm

V popředí vpravo je vidět hlavní část převodovky s planetovými soukolími spolu s koncovým převodem na diferenciál, provedeným kaskádově přes předlokový hřídel. Stejné uspořádání používá ve své převodovce (označení 6F35) Ford, která je odvozena od převodovky GM 6Txx. Na dalším obrázku je pak vidět hlavní část převodovky „v řezu“ – přesněji řečeno 2D pohledu SABRu.



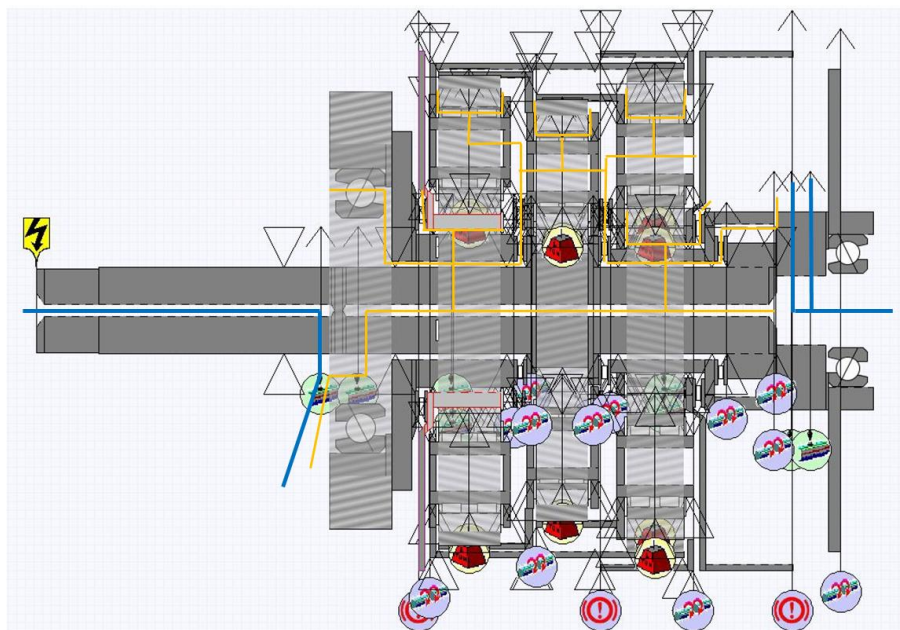
Obr. 76: 2D pohled na model převodovky v programu SABR

Vzhledem k potřebě dosažení, pokud možno, co nejmenších rozměrů, byly ve většině případů voleny rotační uložení pomocí jehličkových ložisek (především pro uložení planetových kol na dutých kolících), axiální podložky u planetových kol, dále pak kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a v případě uložení diferenciálu i kuželíková ložiska.

Jehličková ložiska planetových kol však bylo zapotřebí zvolit speciálně vyráběná, jelikož jiná vhodná v databázi nebyla. Aby se však alespoň částečně vykompenzovala potřeba výroby ložisek na zakázku, jsou zde použita na všech planetových soukolích stejná, tzn.  $3 \times 3 \times 2 = 18$  kusů v jedné převodovce.

Následně byla ověřena jejich životnost při plném zatížení (o tom bude pojednáno v dalším oddílu), při němž bylo ověřeno, že na radiální uložení hřídelí a bubnů se slunci, planetovými unašeči a korunami působí zanedbatelné síly. Planetová soukolí mívají totiž tu vlastnost, že při vhodném návrhu negenerují radiální síly na hřídele a ložiska. Proto byla tato valivá ložiska nahrazena klznými pouzdry (ta však v modelu nebyla modelována, ale nahrazena pouze lineárními spoji).

Při tvorbě modelu bylo taktéž myšleno na vytvoření potřebných olejových kanálů pro mazání všech ložisek. V některých konstrukčních dílech proto bylo potřeba definovat polohu radiálních otvorů. Program SABR pak při kontrole napětí v jednotlivých dílech bere v úvahu i koncentrátoři napětí (tvaru přechodů, radiální otvory a spoje pery), což bude později vidět na obrázcích s rozložením napětí. Zjednodušené schéma toku oleje pro mazání (světle oranžová barva) a pro ovládání spojek a měnič točivého momentu (tmavě modrá barva) je vidět na následujícím obrázku.



Obr. 77: Zjednodušené schéma toku oleje pro mazání (světle oranžová barva) a pro ovládání spojek a měnič točivého momentu (tmavě modrá barva).

#### 4.2.4 Kontrola vlastních frekvencí

Jak již bylo zmíněno dříve, na volbu počtu zubů ozubených kol měla taktéž zásadní vliv orientační kontrola vlastních frekvencí, kterou provádí program SABR automaticky. Po mnoha iteracích se nakonec povedlo nalézt taková naladění, která se při běžných rychlostech jízdy od 30 km/h až po požadovanou rychlost 240 km/h (při kroku 10 km/h) nepřibližovala rezonanci.

Při této kontrole se vycházelo z programu MO Excel s vypočteným WLTC jízdním cyklem, kdy byly dohledávány požadované rychlosti jízdy a odpovídající zatížení (velikost momentu), otáčky motoru a zařazený rychlostní stupeň. Pro některé rychlosti (konkrétně v rozmezí 60 až 110 km/h) byly ověřovány i jiné možnosti zařazených rychlostních stupňů pro případ, kdyby náhodou bylo potřeba při jízdě zařadit jiný rychlostní stupeň.

Bylo zjištěno, že při rychlosti 120 km/h a zařazeném 6. rychlostním stupni se k sobě blíží frekvence planetových soukolí PG2 a PG3. Nicméně je vhodné zmínit, že i zatížení (potřebný moment motoru) má na tento problém vliv, jelikož postačuje snížit, či naopak zvýšit zatížení o několik Nm a na problém s frekvencemi již uživatel není upozorňován. Proto je nutné brát tuto kontrolu pouze jako orientační.

The screenshot shows the MO Excel software interface with two main tables. The top table is 'Powerflow List' and the bottom table is 'Load Case List'. Both tables have a red circle around the 6th gear row, which is labeled 'NVH?'.

Name	Ratio	Input	Output	Check	LC count
R	-9,717	input_shaft	Diferencial_shaft	OK	2
1st	17,946	input_shaft	Diferencial_shaft	OK	1
2nd	11,647	input_shaft	Diferencial_shaft	OK	2
3rd	7,066	input_shaft	Diferencial_shaft	OK	2
4th	5,270	input_shaft	Diferencial_shaft	OK	4
5th	3,585	input_shaft	Diferencial_shaft	OK	4
6th	2,619	input_shaft	Diferencial_shaft	NVH?	16

Load Case	Time (Hrs)	% Total	Temp (°C)	input_shaft Speed (rpm)	input_shaft Torque (Nm)	Input Power (W)	Drive / Coast	Forward / Reverse	Check
6th-90km/h	1,000	2,860	90,000	1928,000	112,000	22612,765	drive	forward	OK
6th-100km/h	1,000	2,860	90,000	2146,000	190,000	42698,433	drive	forward	OK
6th-110km/h	1,000	2,860	90,000	2355,000	199,000	49076,390	drive	forward	OK
6th-120km/h	1,000	2,860	90,000	2580,000	173,000	46740,616	drive	forward	NVH?
6th-130km/h	1,000	2,860	90,000	2780,000	147,000	42794,775	drive	forward	OK
6th-140km/h	1,000	2,860	90,000	3020,000	147,000	46489,288	drive	forward	OK
6th-150km/h	1,000	2,860	90,000	3240,000	145,000	49197,341	drive	forward	OK
6th-160km/h	1,000	2,860	90,000	3460,000	145,000	52537,901	drive	forward	OK
6th-170km/h	1,000	2,860	90,000	3680,000	146,000	56263,830	drive	forward	OK
6th-180km/h	1,000	2,860	90,000	3890,000	146,000	59474,538	drive	forward	OK
6th-190km/h	1,000	2,860	90,000	4090,000	148,000	63388,962	drive	forward	OK
6th-200km/h	1,000	2,860	90,000	4300,000	150,000	67544,242	drive	forward	OK
6th-210km/h	1,000	2,860	90,000	4500,000	160,000	75398,224	drive	forward	OK
6th-220km/h	1,000	2,860	90,000	4720,000	190,000	93912,676	drive	forward	OK
6th-230km/h	1,000	2,860	90,000	4940,000	250,000	1,293E5	drive	forward	OK
6th-240km/h	1,000	2,860	90,000	5160,000	340,000	1,837E5	drive	forward	OK

Obr. 78: Kontrola vlastních frekvencí převodovky pro rychlost jízdy od 30 do 240 km/h.

#### 4.2.5 Definování zátěžných stavů

Kromě WLTC jízdního cyklu byl taktéž definován zvolený jízdní cyklus pro plné zatížení převodovky (maximální vstupní točivý moment motoru), který byl využit pro dimenzování jednotlivých dílů převodovky. Původně byl pro každý rychlostní stupeň zvolen 1 zátěžný stav, a to 340 Nm při 5 190 ot/min a pro zpátečku a 1. rychlostní stupeň ještě zátěžný stav 445 Nm při 900 ot/min, simulující rozjezd vozidla se zahrnutím vlivu znásobení točivého momentu hydrodynamickým měničem. Pro tento cyklus pak byly nadimenzovány rozměry dílů převodovky (především jejich potřebné průměry).

Nicméně pro následnou redukci pro různé exponenty u výpočtů životnosti (o nich bude pojednáno dále) bylo zapotřebí vytvořit více různých zátěžných stavů. Ty jsou uvedeny v tabulce, viz příloha 2. Zde byly voleny úrovně otáček od 900 do 5 190 otáček za minutu a pro ně odpovídající maximální točivý moment motoru, dle zadání v tabulce s maximálními hodnotami točivého momentu motoru dle jeho otáček.

Výpočtem bylo stanoveno, že při tomto cyklu by se vozidlem ujelo přibližně 1 955,8 km. Pro redukováné zátěžné stavy se braly maximální hodnoty otáček i točivého momentu, aby byla stanovena životnost dílů pro uvažované maximální zatížení.

Dále byl využit WLTC jízdní cyklus. Jelikož jsou v něm definovány parametry po 1 vteřině, celkově tedy obsahoval 1 800 záznamů. Ty pak bylo nutné zredukovat pro jednotlivé rychlostní stupně, kdy byl zvolen počet zátěžných cyklů 4 na 1 rychlostní stupeň, celkově tedy 24 zátěžných stavů.

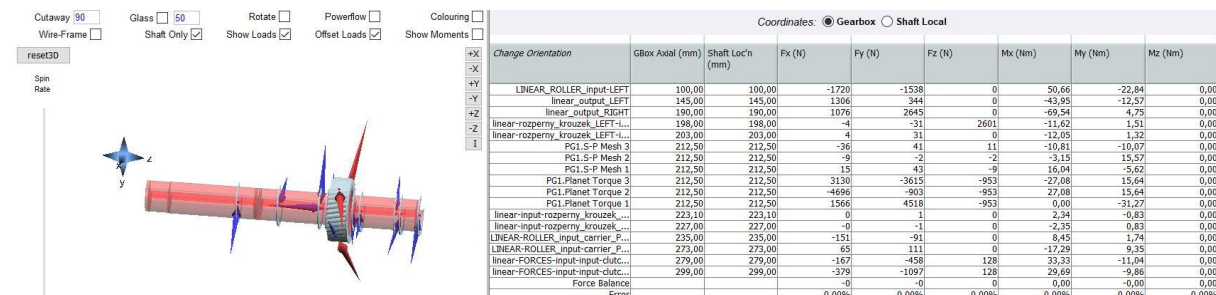
Také je vhodné zmínit, že pro určení životnosti ložisek byl do programu SABR WLTC jízdní cyklus načten tak, že místo 1s trval každý záznam 1 hodinu. Tento postup byl použit, aby se projevilo poškození způsobené během WLTC jízdního cyklu, jelikož je zde zatížení poměrně nízké. Tzn. jako by WLTC jízdní cyklus ve finále proběhl 3 600 x, což bylo nutné brát v úvahu při následném vyhodnocování. Tudíž celkový nájezd vozidla by odpovídal přibližně 83 520 km.

Pro redukce bylo zvoleno, že se hodnota otáček motoru bude brát jako medián a hodnoty momentů se braly maximální. Zároveň bylo nutné provést tuto redukci pro různé exponenty, potřebné při výpočtu životnosti – konkrétně exponent 3 pro ložiska s bodovým stykem a 3,333 pro ložiska s čárovým stykem.

Při redukci se používá předpoklad, že poškození ložiska nově vygenerovaným (zredukováným) zátěžným cyklem musí být stejné jako součet poškození dílčích (původních) zátěžných stavů. Velikost exponentu se pak projeví v délce trvání zredukováného cyklu.

Dále byla provedena redukce pro exponent 8 pro stanovení životnosti ozubených kol dle RICARDO metody (konkrétně pro slunce a planetových kol) na ohyb a  $6,75/2$  a  $17,5/2$  pro kontakt. Taktéž byla pro jistotu provedena i redukce s exponenty pro životnost ozubených kol dle ISO metody, a to 8,738 a 13,222. Všechny tyto exponenty pro stanovení životnosti ozubených kol jsou uvedeny v programu SABR GEAR u definování materiálových vlastností.

Ze zátěžných stavů pak program SABR vypočítal veškeré působící síly a reakce, potřebné pro další výpočty. Pro ukázkou jsou vidět výsledky výpočtu na vstupním hřídeli.



Obr. 79: Síly, působící na vstupním hřídeli při maximálním momentu 445 Nm na 1. rychlostní stupeň.

#### 4.2.6 Kontrola životnosti ložisek

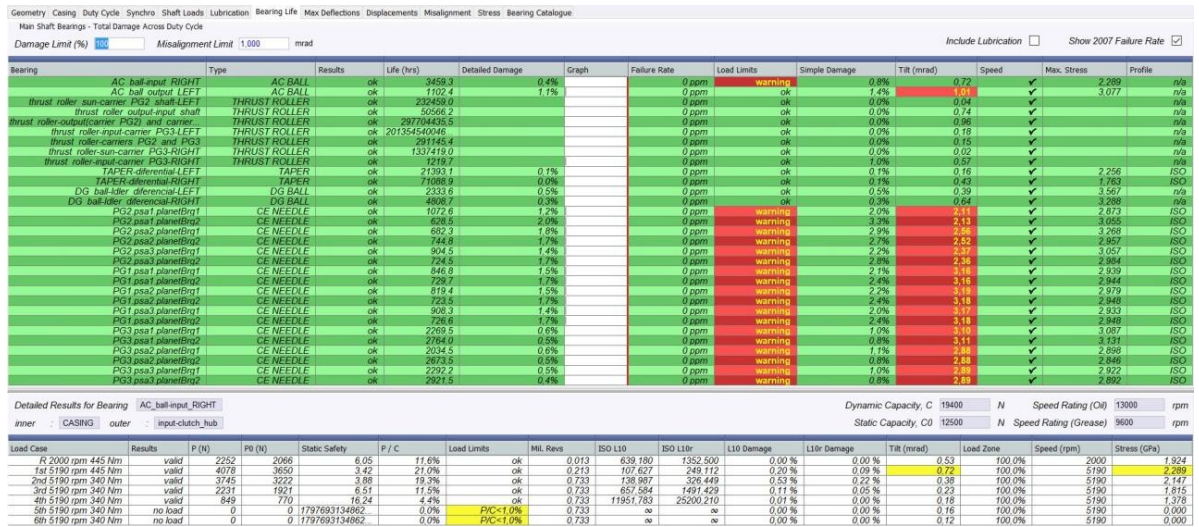
Jednou z funkcí programu SABR je taktéž stanovení životnosti ložisek. Na této kartě je uveden souhrn výsledků pro všechna valivá ložiska, použitá v modelu, spolu detailnějším výpisem výsledků pro jednotlivé zátěžné stavy (v dolní části obrazovky). Hodnoty životnosti jsou určovány pro předpoklad, že 90% ložisek těchto hodnot dosáhne.

Ukázka kontroly životnosti ložisek s čárovým stykem pro cyklus plného zatížení převodovky je na obr. 80. V celkovém přehledu (v horní části) jsou uvedeny hodnoty životnosti ložisek v hodinách provozu pro daný zátěžný cyklus (vypočtené dle normy ISO 16281:2008), detailní poškození, které bylo způsobeno během tohoto jízdního cyklu (v procentech a vedle graficky), celkové poškození (dle normy ISO 281), vzájemný náklon jízdních drah ložisek

a napětí pod valivými elementy. Ve všech zde zobrazených případech je zobrazena nejhorší hodnota, která nastala při zadaném zátěžném cyklu.

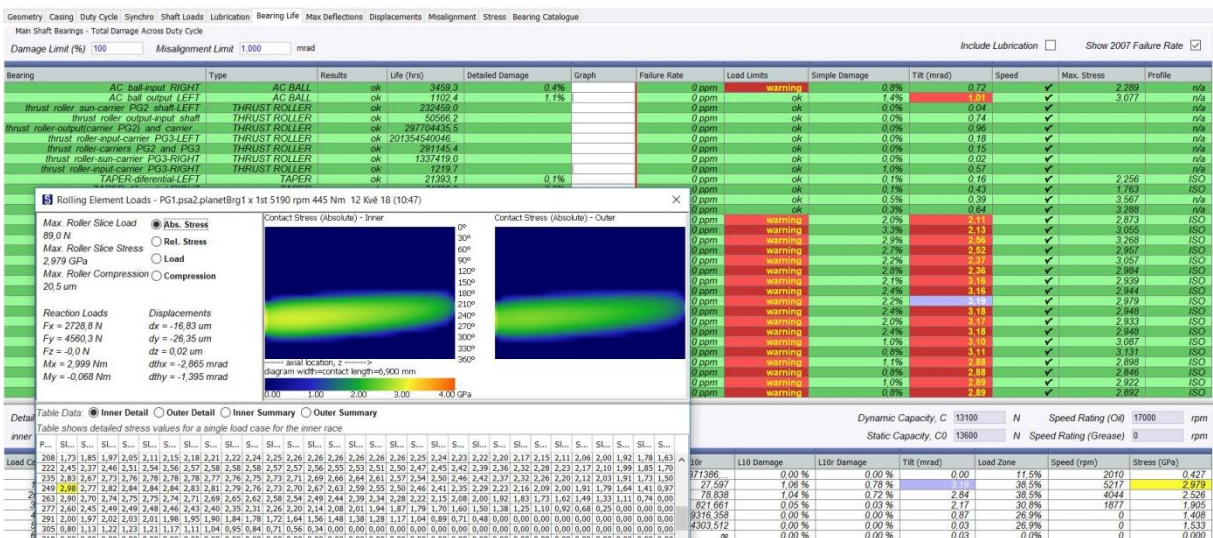
Také je zde zobrazována kontrola mezních otáček ložiska a upozornění přetížení, či naopak příliš nízkého zatížení, což v naprosté většině byl také tento případ. Nicméně volba ložisek byla dána potřebou dynamické únosnosti ložisek pro všechny zátěžné stavy.

Dále je zde upozornění na náklon jízdních drah, kdy je vhodné dosáhnout co nejnižších hodnot. Hodnoty náklonů se pohybovaly až po 3,19 mrad, což je trochu vyšší hodnota, nicméně pak ještě záleží na rozložení napětí. Sice maximum bylo hlavně při zvětšení toč. momentu hydrodynamickým měničem koncentrováno u hrany ložiska, avšak nejednalo se o příliš odlišnou hodnotu (peek) oproti napětí dále od hrany, tudíž tento problém by se dal vyřešit s výrobcem prostřednictvím změny soudečkovitosti valivých elementů.



Obr. 80: Výsledky výpočtu životnosti ložisek pro maximální zatížení bez zahrnutí vlivu mazání.

Zároveň hodnoty maximálních napětí nedosahovaly běžné maximální dovolené hodnoty 4 GPa (maximum cca 3,3 GPa), proto i v tomto ohledu lze považovat výsledek za dostačující. Rozložení tlaku na dráze ložisek je také možné zkontrolovat otevřením okna s detailním popisem rozložení tlaku, což je vidět na následujícím obrázku.



Obr. 81: Detail rozložení stykového tlaku valivých elementů v ložisku.

Když se nyní zaměříme na životnost ložisek s čárovým stykem v hodinách (tyto vycházely s nižší životností), tak nejpoškozenějším ložiskem je zde jehličkové ložisko pod jednou z planet planetového soukolí PG2, s dobou životnosti 474,6 hodin. Pokud uvážíme, že zredukovaný zátěžný cyklus trvá 12,556 hodin, pak celkově může teoreticky proběhnout 37,8 x a celkový nájezd vozidla by pak mohl být pro plné zatížení přibližně 73 931 km (bez uvážení vlivů mazání ložisek). Pokud však bude uvažován i vliv mazání (pro středně znečištěný olej), pak životnost klesne přibližně na pětinu (101,9 hodin), čemuž odpovídá nájezd přibližně 15 873 km.

Pro jízdní cyklus WLTC bylo stanoveno, že nejpoškozenějším ložiskem je jedno z jehličkových ložisek planet planetového soukolí PG3, a to s životností 16 326 hodin, zredukovaný cyklus trvá 268,7 hodin, tudíž může teoreticky proběhnout 60,8 x (v souhrnu celkově 218 736 x, vzhledem k načtení WLTC cyklu v hodinách) a tomu odpovídá nájezd vozidla přibližně 5 074 675 km, což lze považovat za doživotní životnost. Zde náklony dosahovaly maximálně 1,84 mrad a stykový tlak v ložiskách taktéž dosahoval nižších hodnot.

Pokud i zde uvážíme vliv mazání ložisek, opět životnost klesne – konkrétně na cca 5 612 hodin. Teoreticky by pak mohl zredukovaný WLTC jízdní cyklus proběhnout přibližně 20,9 x, čemuž odpovídá nájezd vozidla 1 745 568 km, čili opět prakticky doživotní životnost.

Pozn.: Pro mazání ložisek byl orientačně volen průtok oleje 0,3 l/min na ložisko, a to konkrétně olejem Shell ATF M-1375.4, který je použit např. i v automatických planetových převodovkách ZF 6HPxx.

Životnost ložisek s bodovým stykem byla pro jízdní cyklus WLTC mnohonásobně vyšší (řadově cca 5 x i více), proto zde výsledky nebudou dále rozváděny. Celkový souhrn hodnot je pro přehlednost uveden v následující tabulce.

Jízdní cyklus	Typ ložisek	Mazání	Životnost [h]	Počet průběhů redukt. cyklu [1 x]	Celkový nájezd vozidla[km]
Plné zatížení převodovky	Čárový styk	ne	474,6	37,8	73 931
		ano	101,9	8,1	15 873
	Bodový styk	ne	1 059,6	82,7	161 807
		ano	311,4	24,3	47 560
WLTC	Čárový styk	ne	16 326,0	60,8	5 074 675
		ano	5 612,2	20,9	1 745 568
	Bodový styk	ne	236 519,5	812,9	67 894 267
		ano	276 450,8	950,2	79 356 528

Tab. 17: Souhrn výsledků životnosti ložisek pro ložiska daného typu s nejnižší životností.

#### 4.2.7 Kontrola maximálních napětí

Program SABR taktéž dokáže určit deformace a napětí jednotlivých součástí, kdy počítá se zjednodušenou verzí MKP. Jak již bylo zmíněno, dokáže také zahrnout vliv koncentrace napětí. Jednotlivé výsledky si je opět možné prohlédnout detailněji pro každou součást a zátěžný stav zvlášť. Zde se opět zaměříme na výsledky pro zredukovaný jízdní cyklus maximálního zatížení, od kterého se odvíjelo dimenzování dílů.



V souhrnné tabulce napětí jsou pak zobrazeny hodnoty napětí pro nejhorší zátěžný stav a lze si zde jednoduše filtrovat výsledky dle zvoleného dovoleného napětí. Na následujícím obrázku je vidět souhrn výsledků napětí s nastavenou hodnotou „dovoleného“ napětí 300 MPa – u vyšších hodnot se ihned změnilo podbarvení buňky červeně.

Load Case \ Shaft	input_shaft	input-clutch_hub	output_shaft	sun_PG2_shaft	carrier_PG_2-ring_PG_3_shaft	carrier_PG_3-shaft-left	ring_PG1_shaft	carrier_PG_3-to-brake	carrier_PG_3-shaft-to-clutch_A	sun_PG3_shaft	Diferencial_shaft	Idler_diferencial_shaft	rozperny_krouzek-LEFT-input-carrier_PG2	rozperny_krouzek-RIGHT-input-carrier_PG3	* EPI * PG1	* EPI * PG2	* EPI * PG3
R 2000 r...	341 MPa	75 MPa	206 MPa	0 MPa	14 MPa	0 MPa	0 MPa	17 MPa	197 MPa	71 MPa	208 MPa	92 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	1 MPa	21 MPa
1st 5190...	344 MPa	6 MPa	379 MPa	64 MPa	1 MPa	19 MPa	16 MPa	11 MPa	8 MPa	0 MPa	384 MPa	172 MPa	1 MPa	0 MPa	24 MPa	122 MPa	0 MPa
2nd 519...	259 MPa	4 MPa	188 MPa	49 MPa	7 MPa	14 MPa	12 MPa	0 MPa	98 MPa	35 MPa	190 MPa	85 MPa	0 MPa	0 MPa	18 MPa	88 MPa	11 MPa
3rd 5190...	258 MPa	23 MPa	114 MPa	30 MPa	4 MPa	9 MPa	7 MPa	0 MPa	59 MPa	21 MPa	115 MPa	52 MPa	0 MPa	0 MPa	11 MPa	57 MPa	9 MPa
4th 5190...	258 MPa	41 MPa	85 MPa	14 MPa	0 MPa	4 MPa	4 MPa	0 MPa	108 MPa	0 MPa	86 MPa	39 MPa	0 MPa	0 MPa	8 MPa	36 MPa	12 MPa
5th 5190...	258 MPa	57 MPa	58 MPa	0 MPa	4 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	210 MPa	20 MPa	59 MPa	26 MPa	0 MPa	0 MPa	4 MPa	31 MPa	16 MPa
6th 5190...	258 MPa	57 MPa	42 MPa	0 MPa	3 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	153 MPa	15 MPa	43 MPa	19 MPa	0 MPa	0 MPa	4 MPa	58 MPa	15 MPa

Obr. 82: Kontrola největších napětí v konstrukčních dílech.

Jak je zde patrné, tak zvolená „dovolená“ hodnota byla překročena na vstupní hřídeli při zpátečce a při 1. rychlostním stupni a dále pak na výstupním hřídeli a diferenciálu při 1. rychlostním stupni. Při tvorbě modelu byl celý koncový převod až po diferenciál modelován pouze orientačně, proto mu nebyla věnována taková pozornost. U ostatních konstrukčních dílů se již napětí většinou pohybuje pod úrovní 200 MPa.

Ke zvětšení momentu dochází hlavně, když se automobil rozjíždí, tudíž u zpátečky a 1. rychlostního stupně, případně ještě během přerazování – zde však pravděpodobně nebude tak výrazný nárůst. Proto lze uvažovat, že nebude docházet k tak velkému zatížení dlouhodobě. Navíc při běžné (klidnější) jízdě by k tak velké potřebě točivého momentu nemuselo ani docházet. Když se podíváme na výsledky napětí při jízdním cyklu WLTC, tak nejvyšší hodnoty jsou zde kolem 130 MPa, viz obr. 83.

To se dalo očekávat i s ohledem na výpočty jízdního cyklu WLTC v programu MO Excel, kde se hodnoty potřebného točivého momentu motoru nárazově pohybovaly maximálně cca do 200 Nm, většinu času však ještě výrazně níže. Faktem však zůstává, že i jízdní cyklus WLTC stále není až tak agresivní, jak by asi vypadala běžná jízda v provozu.

Load Case \ Shaft	input_shaft	input-clutch_hub	output_shaft	sun_PG2_shaft	carrier_PG_2-ring_PG_3_shaft	carrier_PG_3-shaft-left	ring_PG1_shaft	carrier_PG_3-to-brake	carrier_PG_3-shaft-to-clutch_A	sun_PG3_shaft	Diferencial_shaft	Idler_diferencial_shaft	rozperny_krouzek-LEFT-input-carrier_PG2	rozperny_krouzek-RIGHT-input-carrier_PG3	* EPI * PG1	* EPI * PG2	* EPI * PG3
1st 2150 rpm -36 Nm	34 MPa	1 MPa	31 MPa	5 MPa	0 MPa	2 MPa	1 MPa	1 MPa	3 MPa	0 MPa	31 MPa	14 MPa	0 MPa	0 MPa	2 MPa	9 MPa	0 MPa
1st 2150 rpm 59 Nm	46 MPa	1 MPa	50 MPa	8 MPa	0 MPa	2 MPa	2 MPa	1 MPa	1 MPa	0 MPa	51 MPa	23 MPa	0 MPa	0 MPa	3 MPa	14 MPa	0 MPa
1st 5649 rpm -36 Nm	34 MPa	1 MPa	31 MPa	5 MPa	0 MPa	2 MPa	1 MPa	1 MPa	3 MPa	0 MPa	31 MPa	14 MPa	0 MPa	0 MPa	2 MPa	10 MPa	0 MPa
1st 5649 rpm 59 Nm	46 MPa	1 MPa	50 MPa	8 MPa	0 MPa	2 MPa	2 MPa	1 MPa	1 MPa	0 MPa	51 MPa	23 MPa	0 MPa	0 MPa	3 MPa	15 MPa	0 MPa
2nd 3921 rpm -52 Nm	44 MPa	1 MPa	29 MPa	7 MPa	1 MPa	2 MPa	2 MPa	0 MPa	15 MPa	5 MPa	29 MPa	13 MPa	0 MPa	0 MPa	3 MPa	14 MPa	2 MPa
2nd 3921 rpm 64 Nm	49 MPa	1 MPa	35 MPa	9 MPa	1 MPa	3 MPa	2 MPa	0 MPa	18 MPa	7 MPa	36 MPa	16 MPa	0 MPa	0 MPa	3 MPa	16 MPa	2 MPa
2nd 6060 rpm -52 Nm	44 MPa	1 MPa	29 MPa	7 MPa	1 MPa	2 MPa	2 MPa	0 MPa	15 MPa	5 MPa	29 MPa	13 MPa	0 MPa	0 MPa	3 MPa	16 MPa	2 MPa
2nd 6060 rpm 64 Nm	49 MPa	1 MPa	35 MPa	9 MPa	1 MPa	3 MPa	2 MPa	0 MPa	18 MPa	7 MPa	36 MPa	16 MPa	0 MPa	0 MPa	3 MPa	19 MPa	2 MPa
3rd 2929 rpm -13 Nm	11 MPa	1 MPa	4 MPa	1 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	2 MPa	1 MPa	4 MPa	2 MPa	0 MPa	0 MPa	1 MPa	4 MPa	2 MPa
3rd 2929 rpm 130 Nm	99 MPa	9 MPa	44 MPa	11 MPa	2 MPa	3 MPa	3 MPa	0 MPa	23 MPa	8 MPa	44 MPa	20 MPa	0 MPa	0 MPa	6 MPa	27 MPa	8 MPa
4th 3002 rpm 45 Nm	34 MPa	5 MPa	11 MPa	2 MPa	0 MPa	1 MPa	0 MPa	0 MPa	14 MPa	0 MPa	11 MPa	5 MPa	0 MPa	0 MPa	2 MPa	7 MPa	4 MPa
4th 3002 rpm 139 Nm	103 MPa	17 MPa	35 MPa	6 MPa	0 MPa	2 MPa	1 MPa	0 MPa	44 MPa	0 MPa	35 MPa	16 MPa	0 MPa	0 MPa	3 MPa	14 MPa	4 MPa
4th 4565 rpm 45 Nm	34 MPa	5 MPa	11 MPa	2 MPa	0 MPa	1 MPa	0 MPa	0 MPa	14 MPa	0 MPa	11 MPa	5 MPa	0 MPa	0 MPa	5 MPa	13 MPa	9 MPa
4th 4565 rpm 139 Nm	103 MPa	17 MPa	35 MPa	6 MPa	0 MPa	2 MPa	1 MPa	0 MPa	44 MPa	0 MPa	35 MPa	16 MPa	0 MPa	0 MPa	5 MPa	19 MPa	9 MPa
5th 2367 rpm 110 Nm	84 MPa	19 MPa	19 MPa	0 MPa	1 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	68 MPa	6 MPa	19 MPa	8 MPa	0 MPa	0 MPa	1 MPa	6 MPa	4 MPa
5th 2367 rpm 166 Nm	126 MPa	28 MPa	28 MPa	0 MPa	2 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	102 MPa	10 MPa	29 MPa	13 MPa	0 MPa	0 MPa	1 MPa	6 MPa	4 MPa
5th 3338 rpm 110 Nm	84 MPa	19 MPa	19 MPa	0 MPa	1 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	68 MPa	6 MPa	19 MPa	8 MPa	0 MPa	0 MPa	2 MPa	13 MPa	6 MPa
5th 3338 rpm 166 Nm	126 MPa	28 MPa	28 MPa	0 MPa	2 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	102 MPa	10 MPa	29 MPa	13 MPa	0 MPa	0 MPa	2 MPa	13 MPa	7 MPa
6th 2255 rpm 120 Nm	91 MPa	20 MPa	15 MPa	0 MPa	1 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	54 MPa	5 MPa	15 MPa	7 MPa	0 MPa	0 MPa	1 MPa	11 MPa	3 MPa
6th 2255 rpm 173 Nm	131 MPa	29 MPa	22 MPa	0 MPa	1 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	78 MPa	7 MPa	22 MPa	10 MPa	0 MPa	0 MPa	1 MPa	11 MPa	4 MPa
6th 2703 rpm 120 Nm	91 MPa	20 MPa	15 MPa	0 MPa	1 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	54 MPa	5 MPa	15 MPa	7 MPa	0 MPa	0 MPa	1 MPa	11 MPa	4 MPa
6th 2703 rpm 173 Nm	131 MPa	29 MPa	22 MPa	0 MPa	1 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa	78 MPa	7 MPa	22 MPa	10 MPa	0 MPa	0 MPa	1 MPa	16 MPa	5 MPa

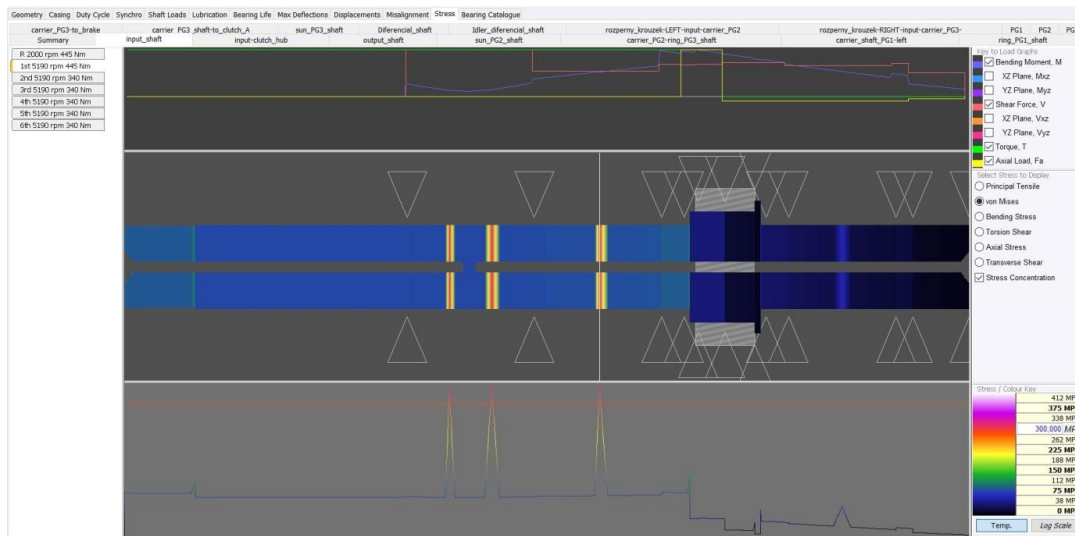
Obr. 83: Souhrnný přehled maximálních napětí v konstrukčních dílech při jízdním cyklu WLTC.

Nicméně převodovka musí být nadimenzovaná i pro případ maximálního zatížení, z čehož plyne fakt, že vzhledem k únavovému namáhání bude muset být použit především

u vstupního a výstupního hřídele materiál s lepšími mechanickými vlastnostmi. Proto u těchto dílů bude využita ocel 42CrMo4, která bude zušlechtněna.

Když se nyní blíže podíváme na napětí (pro cyklus plného zatížení převodovky – viz obr. 82) ve vstupním hřídeli, nejhorší stav je při 1. rychlostním stupni (344 MPa). Po bližším prozkoumání zjistíme, že se jedná o koncentraci napětí u výstupního otvoru pro rozvod oleje na mazání ložisek. Právě radiální otvory rozvodu oleje jsou při kontrole výsledků napětí dobře rozpoznatelné.

Kromě rozložení napětí v součásti, zobrazené v řezu součásti (uprostřed a v dolní části obrazovky prostřednictvím grafu), se v horní části obrazovky zobrazuje i působící zatížení. To vše je patrné na následujícím obrázku.



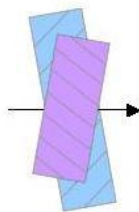
Obr. 84: Detailní pohled na rozložení zatížení (nahore) a napětí (uprostřed a dole) na vstupním hřídeli.

#### 4.2.8 Kontrola deformací, naklonění a nesouososti

Jedním z úkolů při kontrole návrhu převodovek je také ověření deformací a naklonění dílů v radiálním směru, podélně orientovaných rovinách a ve směru podélné osy. Opět si je zde možné prohlédnout detailní výsledky pro jednotlivé díly a zátěžné stavy. Tato kontrola byla prováděna opět pro zvolený jízdní cyklus maximálního zatížení.

Při této kontrole bylo zjištěno, že hodnoty deformací se pohybovaly v řádech několika setin mm, maximálně do 0,13 mm. Hodnoty naklonění dílů se pohybovaly ve většině případů v řádu setin mrad, maximálně však kolem 1 mrad. Proto lze považovat výsledky za přijatelné. V příloze 3 je ukázka výsledků deformací vstupního hřídele pro zátěžný cyklus plného zatížení při zařazeném 1. rychlostním stupni.

Spolu s deformacemi souvisí i změna pracovního úhlu záběru, která se označuje LOAMA (z anglického pojmenování Line Of Action Misalignment Angle – což se dá přeložit jako změna úhlu záběrové přímky). Tento výsledek spojuje dohromady účinek naklonění spoluzabírajících ozubených kolem obou os, kolmých na podélné osy ozubených kol. Na následujícím obrázku je zobrazena ukázka jednoho z naklonění ozubených kol, druhé naklonění je realizováno v rovině ležící na podélné ose (na obrázku zobrazené jako černá šipka) a kolmé na list tohoto papíru.



Obr. 85: Ukázka vzájemného naklopení ozubených kol z nápovědy programu SABR.

V souhrnu se opět uvádí v horní části okna výsledky pro nejhorší zátěžný stav a v dolní části pak detailnější výsledky pro dílčí zátěžné stavy. Na obr. 86 jsou zobrazeny výsledky, kdy se hodnoty pohybují do 1,15 mrad, tudíž i zde je možné považovat výsledky za uspokojivé.

Misalignment for Parallel Gears									
LOAMA Limit (mrad) <input type="text" value="1.500"/> <input type="button" value="Help"/>									
Gear Mesh	Min LOAMA (mrad)	Max LOAMA (mrad)	Worst LOAMA (mrad)	FbetaX (µm)	FbetaX / mn	Load Case	Min ΔCD (mm)	Max ΔCD (mm)	Validity
Diferencial-Idle...	-0.545	0.327	-0.545	-16.4	-0.5%	R 2000 rpm 4...	0.024	0.106	OK
Diferencial-Idle...	-0.564	0.504	-0.564	-14.1	-0.5%	R 2000 rpm 4...	-0.039	0.150	OK
PG1.SP Mes...	-0.073	1.151	1.151	24.2	1.4%	1st 5190 rpm ...	0.009	0.042	OK
PG1.AP Mes...	-0.035	1.092	1.092	22.9	1.3%	1st 5190 rpm ...	-0.035	0.044	OK
PG1.SP Mes...	-0.070	1.085	1.085	22.8	1.3%	1st 5190 rpm ...	-0.035	0.035	OK
PG1.AP Mes...	-0.008	0.993	0.993	20.9	1.2%	1st 5190 rpm ...	-0.034	0.042	OK
PG1.SP Mes...	-0.055	1.021	1.021	21.4	1.2%	1st 5190 rpm ...	-0.014	0.065	OK
PG1.AP Mes...	-0.018	1.012	1.012	21.3	1.2%	1st 5190 rpm ...	-0.023	0.067	OK
PG2.SP Mes...	0.202	1.025	1.025	25.6	1.5%	1st 5190 rpm ...	-0.027	0.029	OK
PG2.AP Mes...	0.182	1.271	1.271	31.8	1.8%	1st 5190 rpm ...	-0.039	0.037	OK
PG2.SP Mes...	0.155	0.713	0.713	17.8	1.0%	1st 5190 rpm ...	0.015	0.036	OK
PG2.AP Mes...	-0.114	0.526	0.526	13.2	0.8%	2nd 5190 rpm ...	0.019	0.069	OK
PG2.SP Mes...	0.163	0.788	0.788	19.7	1.1%	1st 5190 rpm ...	-0.031	0.029	OK
PG2.AP Mes...	-0.068	0.720	0.720	18.0	1.0%	1st 5190 rpm ...	-0.049	0.054	OK
PG3.SP Mes...	-0.982	-0.082	-0.982	-22.6	-1.3%	R 2000 rpm 4...	-0.028	0.038	OK
PG3.AP Mes...	-0.985	-0.164	-0.985	-22.7	-1.3%	R 2000 rpm 4...	0.024	0.041	OK
PG3.SP Mes...	-0.965	-0.087	-0.965	-22.2	-1.3%	R 2000 rpm 4...	0.010	0.038	OK
PG3.AP Mes...	-1.078	-0.177	-1.078	-24.8	-1.4%	R 2000 rpm 4...	-0.048	0.052	OK
PG3.SP Mes...	-1.010	-0.069	-1.010	-23.2	-1.3%	R 2000 rpm 4...	-0.042	0.033	OK
PG3.AP Mes...	-1.140	-0.142	-1.140	-26.2	-1.5%	R 2000 rpm 4...	-0.072	0.036	OK

Results per Load Case for Diferencial-Idler_gears_2																
Gear A = pinion		Shaft A = Idler_diferencial_shaft				Gear B = wheel		Shaft B = Diferencial_shaft				Centre Distance = 199,500 mm				
Load Case	A Skew	A NRB Skew	B Skew	B NRB Skew	Total Skew	A Slope	A NRB Slope	B Slope	B NRB Slope	Total Slope	LOAMA	FbetaX	FbetaX/mn	Delta-CD	A Valid	B Valid
R 2000 ...	-0.331	n/a	-0.109	n/a	-0.440	0.310	n/a	0.089	n/a	0.399	-0.545	-16.352	-0.47%	0.024	VALID	VALID
1st 519...	0.175	n/a	0.254	n/a	0.429	-0.240	n/a	-0.005	n/a	-0.244	0.327	9.825	0.28%	0.106	VALID	VALID
2nd 519...	0.128	n/a	0.161	n/a	0.289	-0.137	n/a	0.001	n/a	-0.136	0.230	6.886	0.20%	0.065	VALID	VALID
3rd 519...	0.098	n/a	0.118	n/a	0.216	-0.095	n/a	0.003	n/a	-0.092	0.175	5.250	0.15%	0.046	VALID	VALID
4th 519...	0.084	n/a	0.098	n/a	0.182	-0.077	n/a	0.003	n/a	-0.074	0.148	4.445	0.13%	0.038	VALID	VALID
5th 519...	0.067	n/a	0.077	n/a	0.144	-0.060	n/a	0.003	n/a	-0.057	0.118	3.545	0.10%	0.030	VALID	VALID
6th 519...	0.055	n/a	0.064	n/a	0.119	-0.050	n/a	0.003	n/a	-0.047	0.098	2.928	0.08%	0.024	VALID	VALID

Notes:

- LOAMA = Line-of-Action Misalignment Angle measured in the plane of action
- Mesheres are omitted where the mesh is not under load in any load case
- All skew, slope and LOAM angles are in milli-Radians (mRad)
- FbetaX values are in micron (µm)
- Worst LOAMA values are highlighted
- Skew and slope for the B shaft and NRB are inverted so that total is a sum
- FbetaX = LOAMA x facewidth ~ lead correction required at maximum torque
- Delta-CD is change in centre distance due to shaft displacement under load
- Delta-CD is positive if the shafts move away from each other

Obr. 86: Kontrola vlivu nesouososti na změnu pracovního úhlu záběru soukolí.

#### 4.2.9 Kontrola životnosti ozubených kol

Při dalším postupu návrhu se již pokračovalo v programu SABR GEAR, který slouží k podrobnějšímu nastavení geometrie ozubených soukolí a ověření jejich životnosti pro daný zatěžovací jízdní cyklus. Stejně jako v předchozím případě byla prováděna kontrola životnosti pro zvolený jízdní cyklus plného zatížení, a to pro různé exponenty, o nichž již bylo pojednáno dříve. Jak již bylo zmíněno v podkapitole 1.1 Zpřesnění a doplnění zadání, kontrola životnosti byla provedena pro zvolené planetové soukolí – konkrétně planetové soukolí PG1.

Práce započala tak, že do programu SABR byl načten jízdní cyklus plného zatížení, který byl následně zredukován s odpovídajícím exponentem a původní geometrie, včetně zátěžného cyklu, byla uložena do souboru pro program SABR GEAR. Po jeho otevření již bylo

automaticky rozpoznáno, že se jedná o záběr slunce a planetového kola, případně planetového a korunového kola a bylo možné výchozí geometrii měnit. Při práci bylo vhodné provádět úpravy geometrie styku slunce – planeta a planeta – koruna paralelně ve 2 oknech, aby se nestalo, že by pak měla ozubená kola (především planety) jiné rozměry.

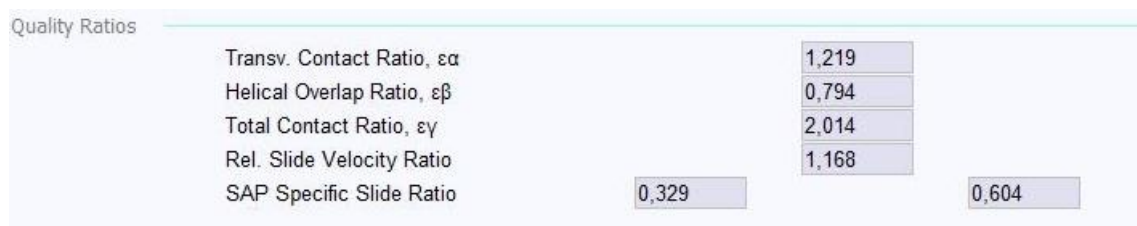
Dobrym pomocníkem při změně geometrie byla upozornění, varující před nevhodnými hodnotami parametrů soukolí prostřednictvím červených otazníků či vykřičníků (v nepřipustném případě) u problémového parametru. Ihned po načtení výchozí geometrie se některá z nich objevila u korunového kola, a proto bylo nutné provést některé změny. V programu SABR GEAR je také zakomponována funkce optimalizace, která hledá optimální nastavení, avšak tato nebyla použita (cíleně z důvodu procvičení). Navržené parametry soukolí jsou vidět na obrázcích v příloze 4.

První provedenou změnou byla změna osové vzdálenosti slunce – planeta, se kterou se pojila potřeba provedení korekce. Ve výsledku činila  $-0,486$  mm u slunce,  $+0,043$  mm u planety a u koruny pak  $+0,400$  mm. Rozdělení bylo voleno s ohledem na počty zubů slunce a planety. V tomto případě má planeta menší počet zubů, navíc u ní dochází ke střídavému namáhání na ohyb, a proto u ní byla snaha provést kladnou korekci, kterou se zvětší tloušťka zubů a tím se zvýší její odolnost (životnost) na ohyb.

Dalšími měněnými rozměry byly průměry hlavových kružnic, kdy byly voleny hodnoty zaokrouhlené na jedno desetinné místo, aby se usnadnilo seřízení při jejich soustružení. Dále byly doplněny mezní hodnoty podélného sražení hran zubů a vůlí kol (v angličtině označovaných backlash), nezbytných pro možnost určitého vzájemného radiálního ustavení spoluzabírajících ozubených kol.

Úhel sklonu boků zubů byl zvolen pouze  $12^\circ$ , který bohužel neposkytuje spolu s dalšími parametry dosáhnout většího celkového součinitele trvání záběru, potřebného pro klidnější a tišší chod. Tato hodnota totiž vyplynula z omezení naklápění planetových kol na čepech unašeče, které následně způsobuje naklápění jízdních drah jehličkových ložisek a z toho plynoucí nerovnoměrné rozložení stykového tlaku pod valivými elementy. Viz problém maximální náklonu jízdních drah ložisek, o němž bylo pojednáno v oddílu 4.2.6 *Kontrola životnosti ložisek*.

Všechna tato opatření byla provedena pro dosažení vyhovující životnosti ozubených kol, poměru měrných skluzů blízkých 1,0, dále celkový součinitel trvání záběru přibližně rovného 2. Na následující obrázku jsou uvedeny součinitele trvání záběru a poměr měrných skluzů pro horší případ, kterým byl kontakt planeta – koruna.



Quality Ratios	
Transv. Contact Ratio, $\epsilon\alpha$	1,219
Helical Overlap Ratio, $\epsilon\beta$	0,794
Total Contact Ratio, $\epsilon\gamma$	2,014
Rel. Slide Velocity Ratio	1,168
SAP Specific Slide Ratio	0,329
	0,604

Obr. 87: Tabulka s hodnotami součinitelů záběru ozubených kol planeta – koruna a poměr měrných skluzů.

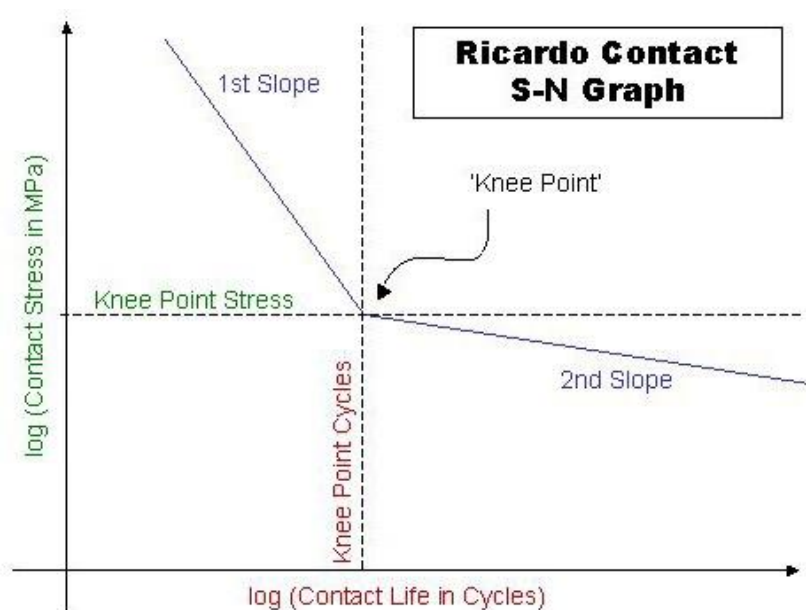
Když se nyní podíváme na samotnou kontrolu životnosti ozubených kol, program SABR GEAR provádí výpočet dle normy ISO 6336 a dle RICARDO metody, u níž se jedná o určitou úpravu normy ISO. Dle domluvy s konzultantem práce bylo požadováno provedení kontroly výsledků dle RICARDO metody. Pro kontrolu však byla provedena kontrola i dle

ISO metody, nicméně v této práci nebude nijak rozváděna kvůli současné rozsáhlosti diplomové práce. Data jsou nahrána na příloženém CD.

U obou norem se provádí kontrola ozubení na ohyb a na kontakt. RICARDO metoda však neprovádí kontrolu záběru planetových kol a korunového, jelikož je většinou náročnější záběr slunce – planety. Korunová kola totiž mívají oproti slunečním výrazně větší počty zubů a navíc vnitřní ozubení mívá mohutnější zuby. Proto, pokud vyjde požadovaná životnost u záběru slunce – planety dobře, tak se uvažuje i vyhovující záběr planety – koruna.

Nejdříve se tedy podíváme na výsledky životnosti pro ohyb zubů slunce – planety. Pro jejich kontrolu bylo potřeba zredukovat jízdní cyklus exponentem 8, který vychází z definice materiálových vlastností. V programu SABR GEAR byly ponechány výchozí materiálové hodnoty, které by měly odpovídat materiálu 27MnCr5 po kalení. Pro ozubená kola však bude využita ocel 20NiCrMo2, která má obdobné vlastnosti a navíc je vhodná k cementování. Exponent je dán směrnici přímky v grafu aproximace Wöhlerovy křivky (v angličtině označované S-N curve).

Na následujícím obrázku je ukázka grafu RICARDO metody aproximace pro křivku kontaktní únavy, která je oproti ohybové upravena sklonem křivky (označené 2nd Slope) od zlomu (označeného jako „knee point“). U kontaktu jsou tyto směrnice (tedy i exponenty) rovny 6,75 a 17,5, které se při redukci ještě podělily 2mi (při zahrnutí vlivu tepelného zpracování). U grafu pro ohyb je již v části trvalé pevnosti křivka rovnoběžná s horizontální osou.



Obr. 88: Ukázka aproximace S-N křivky pro kontakt ozubených kol z nápovědy programu SABR GEAR.

Dle výpočtu životnosti ozubených kol (slunce a planet) na ohyb vyšlo, že při cyklu plného zatížení nedošlo ke vzniku žádného celkového poškození, tudíž zuby mají na ohyb doživotní životnost. To je vidět na následujícím obrázku. Také jsou zde uvedeny výsledky pro poškození na kontakt, nicméně tyto jsou nepřesné (prakticky neplatné) kvůli jinému exponentu.

Input Data	Inspection & Relief	Misalignment	Materials	Duty Cycle	ISO 6336	Ricardo Life	ISO Life	Gear Geometry
Overall Results								
Count of Load Cases				7				
Total Duration				10,212	hour			
RICARDO method		sun			planet1			
Total Bending Damage	0,000	%				0,000	%	
Total Contact Damage (Flank P)	0,401	%				0,190	%	
Total Contact Damage (Flank N)	0,000	%				0,000	%	
Total Shot-Peened Bend. Damage	0,000	%				0,000	%	
Total Treated Cont Dmg (Flank P)	0,200	%				0,095	%	
Total Treated Cont Dmg (Flank N)	0,000	%				0,000	%	

Obr. 89: Výsledek výpočtu ohybové životnosti slunce – planety dle RICARDO metody.

Při výpočtu životnosti na kontakt byl využit exponent  $6,75/2$  vzhledem k působícímu napětí na bocích zubů, které se pohybuje v oblasti časované pevnosti (1st Slope). Zde vyšlo, že v horším případě (zde na slunci) došlo během jízdního cyklu ke vzniku celkového poškození 0,535% (v příloze 5 jsou vidět podrobné výsledky). V tomto případě navíc pouze z jedné strany, jelikož ve zvoleném jízdním cyklu nebylo uvažováno brzdění motorem a během řazení jednotlivých rychlostních stupňů přenáší planetové soukolí PG1 točivý moment pouze jedním směrem.

Z toho vyplývá, že tento cyklus by tedy mohl teoreticky celkově proběhnout 186,86x, což při nájezdu 1 955,9 km během jednoho cyklu odpovídá celkovému nájezdu vozidla přibližně 365 480 km.

Input Data	Inspection & Relief	Misalignment	Materials	Duty Cycle	ISO 6336	Ricardo Life	ISO Life
Overall Results							
Count of Load Cases				7			
Total Duration				12,526	hour		
RICARDO method		sun			planet1		
Total Bending Damage	0,000	%			0,000	%	
Total Contact Damage (Flank P)	1,070	%			0,508	%	
Total Contact Damage (Flank N)	0,000	%			0,000	%	
Total Shot-Peened Bend. Damage	0,000	%			0,000	%	
Total Treated Cont Dmg (Flank P)	0,535	%			0,254	%	
Total Treated Cont Dmg (Flank N)	0,000	%			0,000	%	

Obr. 90: Výsledek výpočtu kontaktní životnosti slunce – planety dle RICARDO metody.

Jak již bylo zmíněno, kontrola životnosti ozubených kol byla provedena i pro metodu dle normy ISO 6336. Tato již zahrnovala i kontrolu záběru planety – koruna. Výsledky jsou uvedeny v následující tabulce. K nejhoršímu poškození došlo ve všech případech u planet, proto jsou zde uvedeny tyto (nejhorší) hodnoty.

Typ zatížení	Spoluzabírající prvky	Celkové poškození planety [%]	Počet průběhů cyklu [1 x]	Celkový přibližný nájezd vozidla [km]
ohyb	slunce - planety	0,002	50 000,00	97 790 000
	planety - koruna	3,370	29,67	58 037
kontakt	slunce - planety	2,788	35,87	70 152
	planety - koruna	0,000	∞	∞

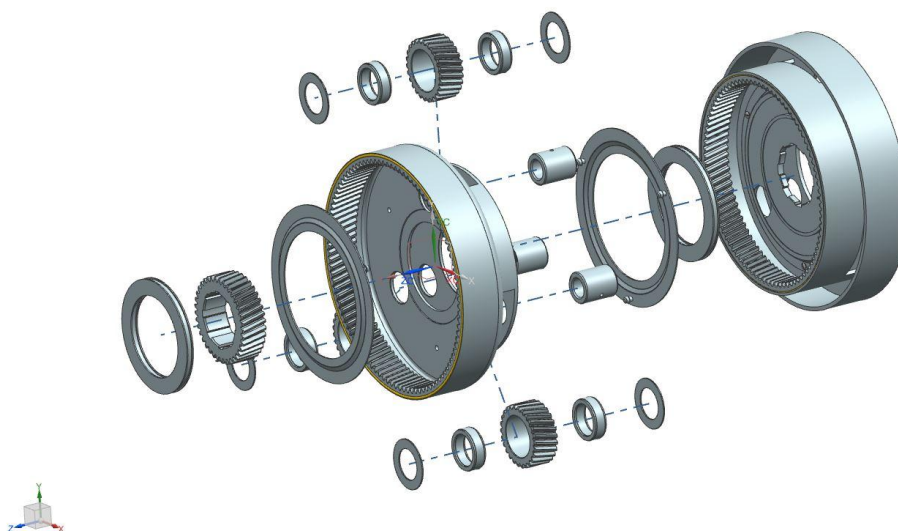
Tab. 18: Výsledky výpočtu životnosti ozubených kol dle normy ISO 6336.

Z tabulky je patrné, že nejhoršího výsledku je dosaženo pro ohybové namáhání záběru planety – koruna a to konkrétně 3,37%, což odpovídá přibližnému nájezdu vozidla 58 037 km. Zde je ještě pro doplnění vhodné zmínit, že hodnoty poškození se v tomto případě nesčítají. To je dáno tím, že při záběru ozubených kol planetového soukolí dochází ke kontaktu u záběru slunce – planeta na jednom boku zubů planety a u záběru planeta – koruna na druhém (opačném) boku zubů planety.

#### 4.2.10 Ověření sestavitelnosti

Jedním z úkolů, požadovaných v zadání diplomové práce, bylo ověření sestavitelnosti. Tento krok byl proveden pro zvolené planetové soukolí PG1, které se stalo hlavním předmětem návrhu a výpočtového hodnocení celé diplomové práce. Samotné ověření sestavitelnosti bylo provedeno prostřednictvím rozstřelu sestavy, což bylo možné provést po vytvoření modelů potřebných konstrukčních dílů v programu NX 11. Ukázka je vidět na obr. 91.

Tyto sice ještě nebyly modelovány do posledního detailu, nicméně pro ověření sestavitelnosti by měly být postačující. Právě i díky tomuto kroku byly objeveny před dokončením práce některé chyby v konstrukci, které byly původně v programu SABR přehlédnuty. Konkrétně se jednalo o vnější průměry disků planetových unašečů, kdy by nebylo možné zasunout korunová kola do záběru.



Obr. 91: Ověření sestavitelnosti planetového soukolí PG1 prostřednictvím rozstřelu sestavy.

### 4.3 Ukázky dokumentace navržené převodovky pro výrobu

Viz vložené přílohy DP.

## 5 Hodnocení návrhu

Vzhledem k faktu, že se jedná o koncepční návrh automatické planetové převodovky s hydrodynamickým měničem, jehož předmětem byl návrh planetových převodů a ložisek, nebyla konstrukce zpracována do velkých detailů. Proto bude hodnocení zaměřeno pouze na oblast provedených činností.

Jak již bylo zmíněno, tak navržená převodovka dosahuje při jízdním cyklu WLTC přibližné spotřeby paliva 7,1 l/100 km, což je oproti konkurenčním vozům vyšší hodnota. To je však především dáno optimální oblastí motoru při vyšších otáčkách, než je běžné. Při úpravě BSFC

mapy na běžné hodnoty by však vycházela spotřeba nižší (cca 6,7 l/100 km), která by již odpovídala realitě více, nicméně zadání BSFC mapy motoru bylo takto dané.

Dále by bylo vhodné ve výpočtu spotřeby paliva upřesnit parametry při zařazeném neutrálu a při požadavku docílit přesnějšího výpočtu ještě zahrnout vliv hydrodynamického měniče. Nicméně pro potřeby diplomové práce byly zpracované výpočty dostačující.

Co se týče naladění převodových poměrů, tak by nemělo při běžných rychlostech jízdy docházet k problémům s vlastními frekvencemi ozubení. Proti běžným zvyklostem má převodovka vyšší rozsah (konkrétně 6,85), nicméně tento parametr nemá až tak zásadní vliv. Životnost ozubení planetového soukolí PG1 by měla dosahovat při plném zatížení nejnižší hodnoty cca 58 000 km, což sice není mnoho, avšak takto „extrémní“ zatížení se při běžné jízdě nevyskytuje příliš často, proto lze uvažovat, že by skutečná hodnota životnosti dosahovala výrazně vyšších hodnot.

Obdobně tomu bylo i v případě životnosti ložisek, kde byly pozorovány výrazné rozdíly výsledků pro plné zatížení a jízdní cyklus WLTC. Zde při zanedbání vlivu mazání dosahovala životnost při plném zatížení převodovky nejpoškozenějšího ložiska řádově stejné hodnoty (cca 74 000 km), při uvážení vlivu mazání pak klesla přibližně na pětinu. Zároveň je však třeba zmínit, že mazání bylo při návrhu uvažováno pouze orientačně, jelikož by tato problematika vyžadovala podrobnější řešení, které by vystačilo na téma samostatné závěrečné práce.

Tyto hodnoty se opět mohou jevit jako nízké, ovšem při jízdním cyklu WLTC vyšla naopak prakticky doživotní životnost. Ve skutečném provozu by se pak životnost pohybovala někde mezi těmito extrémy. Tudíž lze předpokládat, že i v případě ložisek bude jejich životnost více než dostatečná.

Když se nyní zaměříme na celkové rozměry převodovky, celková délka 340 mm by měla vyhovovat požadavku maximální délky skříně 350 mm. Co se týká průměrů konstrukčních dílů hlavní části převodovky s planetovými soukolími, byl by zde dozajista určitý prostor pro zlepšení (redukce průměrů). To by vyžadovalo zpracování návrhu do větších podrobností. Také přichází v úvahu možnost, že při volbě jiné architektury převodovky by mohlo být dosaženo lepších výsledků, co se celkových rozměrů týče.

## 6 Závěr

Na základě zadání DP byl proveden koncepční návrh 6-rychlostní automatické převodovky pro vozidlo střední třídy. Ke zpracování bylo využito CAD programů SABR, SABR GEAR a NX 11. Téma práce bylo velice zajímavé, jeho zpracování vyžadovalo využití znalostí z mnoha oblastí strojírenství a prověřilo dovednosti, získané nejen během studia na vysoké škole.

Přínosem diplomové práce byla taktéž nutnost se seznámit se specializovaným softwarem SABR a SABR GEAR, vyvinutým a používaným ve společnosti Ricardo, který koncepční návrh převodovky výrazně usnadnil. Zároveň došlo k podstatnému prohloubení znalostí, týkající se problematiky automobilových převodovek a především jejich návrhu. Byla to velká životní zkušenost.

Po zpracování návrhu do větších podrobností by měl navržený koncept v souhrnu vyhovovat požadavkům, na něho kladeným. Je sice škoda, že nebyla nalezena vlastní použitelná koncepce, nicméně se přesně ukázalo, že problematika automatických planetových převodovek není úplně lehkou záležitostí.



## 7 Použité obrázky

Obr. 1: Příklad vozidla segmentu D (střední třídy) – Mazda 6, viz [1].....	1
Obr. 2: Příklad vozidla segmentu D (střední třídy) - Volkswagen Passat Variant R-Line, viz [2]..	1
Obr. 3: Znázornění nevhodné volby převodových poměrů navazujících rychlostních stupňů převodovky, viz [4]. .....	4
Obr. 4: Měření jízdních charakteristik vozu na brzdové válcové stolici (dynamometru), viz [8]....	7
Obr. 5: Schematický obrázek s popisem podmínek, za kterých probíhá testování vozidla při použití WLTC cyklu, viz [12].....	10
Obr. 6: Ukázka automatické osmistupňové převodovky Aisin TL-80SN ve čtvrtinovém řezu skříní převodovky a hydrodynamickým měničem momentu, viz [13].....	11
Obr. 7: Pohled na rozstřel sestavy hydrodynamického měniče točivého momentu s popisem jednotlivých dílů, viz [14].....	12
Obr. 8: Schéma hydrodynamického měniče točivého momentu s popisem základních dílů, viz [15]. .....	12
Obr. 9: Schéma zobrazující tok kapaliny v hydrodynamickém měniči (konkrétně při rozjezdu vozidla), viz [15]. .....	13
Obr. 10: Charakteristika hydrodynamického měniče točivého momentu od firmy JATCO, viz [16]. .....	14
Obr. 11 a 12: Ukázka flex platu z automatické převodovky Toyota A340 (vlevo), viz [17] a běžné uspořádání dílů na vstupu automatické převodovky s hydrodynamickým měničem u jiné převodovky (vpravo), viz [18].....	15
Obr. 13: Ukázka umístění olejového čerpadla a olejového filtru u automatické převodovky s planetovými koly s popisem základních částí, viz [19]. .....	16
Obr. 14 a 15: Rotační olejové „G“ čerpadlo (Gerotor) (vlevo), viz [21] a olejové čerpadlo srpkové s vnitřním ozubením spolu s tělesem olejového čerpadla, v němž jsou patrné olejové kanálky pro rozvod tlakového oleje (vpravo), viz [22]. .....	17
Obr. 16: Lamelové olejové čerpadlo s proměnným geometrickým objemem. Červeně je vyznačena druhá krajní poloha dílů čerpadla, viz [23].....	17
Obr. 17: Rotační olejové čerpadlo Gerotor s proměnným průtokem oleje, viz [24].....	18
Obr. 18: Ukázka automatické planetové převodovky Allison série 1000 a 2000 s popisem typů hřídel, viz [25].....	18
Obr. 19: Vstupní hřídel převodovky ZF 8HP70, viz [26].....	19
Obr. 20: Ukázka jednoduchého planetového soukolí s popisem dílů (v angličtině), viz [27]..	19
Obr. 21: Ukázka uspořádání dílů unašeče planetového soukolí s popisem dílů v angličtině, viz [28].....	20
Obr. 22: Pásová brzda s dvojnásobným opásáním z automatické planetové převodovky výrobce GM, viz [30]. .....	21
Obr. 23: Ukázka jednosměrné spojky s vyznačeným smyslem otáčení a blokace, viz [31]. ...	21
Obr. 24: Schéma s rozstřelem sestavy možného řešení lamelové spojky automatické planetové převodovky s popisem dílů v angličtině, viz [32]. .....	22

Obr. 25: Vnější spojkový koš vyrobený tvářením plechu a svařováním, viz [33].	22
Obr. 26 a 27: Možná provedení ovládacích pístů z automatických převodovek, viz [34] a [35].	23
Obr. 28: Ukázka lamel ze spojky automatické převodovky GM, viz [36].	23
Obr. 29: Ukázka parkovací západky v poloze při parkování (vlevo) a během jízdy vozidla (vpravo), viz [37].	24
Obr. 30: Uspořádání dílů mechanismu parkovací západky, viz [39].	24
Obr. 31: Pohled na rozstřel sestavy ventilového bloku, viz [40].	25
Obr. 32: Pohled na díly těla (1 a 4) ventilového bloku, oddělovací destičku (2) s otvory (clonkami) rozváděcích kanálků a montážní středící kolíky (3), viz [41]. Pozn.: pro ještě lepší utěsnění kanálků se z obou stran oddělovací destičky někdy dává papírové těsnění.	25
Obr. 33: Převodovka vozu Ford model T s popisem dílů, viz [43].	26
Obr. 34: Schéma uspořádání dílů převodovky Wilson, na obrázku v provedení s lamelovou spojkou viz [45].	27
Obr. 35: Převodovka Hydra-Matic v řezu s popisem základních konstrukčních celků, viz [46].	28
Obr. 36: Řez převodovkou Dynaflow s popisem základních částí, viz [49].	29
Obr. 37. Zjednodušený 3D model soukolí Ravigneaux s barevným odlišením jednotlivých dílů (pouze pro ukázkou), viz [51].	30
Obr. 38: Překreslené zjednodušené schéma převodovky Simpson.	30
Obr. 39: Převodovka Dual Coupling Hydra-Matic (Jetaway), viz [56].	31
Obr. 40: Řez převodovkou ZF 3HP12 s vyznačením hlavních dílů. 1 – vstupní hřídel, 2 – hydrodynamický měnič momentu, 3 a 4 – rotační kotouče spojek, 5 až 7 – pevné kotouče vícelamelových spojek, 8 – sada planetových kol (Ravigneaux), 9 – výstupní hřídel, 10 a 11 – volná kola pro zjemnění řazení, viz [58].	32
Obr. 41: Zjednodušené schéma uspořádání hlavních komponent Lepelletierova soukolí s vyznačením vazeb a rychlostního stupně aktivace spojky / brzdy, viz [61].	34
Obr. 42: Zjednodušené překreslené schéma uspořádání komponent převodovek 6HPxx.	34
Obr. 43: Pohled na převodovku ZF6HP26 v řezu s popisem hlavních komponentů, viz [62].	35
Obr. 44: Schéma převodovky Allison série 1000 a 2000, zobrazené v řezu, viz [25].	37
Obr. 45: Schéma propojení jednotlivých komponent planetových soukolí převodovek Allison série 1000 a 2000.	38
Obr. 46: Schéma architektury automatické převodovky FW6A-EL, používané automobilkou Mazda. Obrázek byl poskytnut konzultantem firmy Ricardo.	39
Obr. 47: Zjednodušené schéma uspořádání automatické Aisin AW TF-60SN, vytvořené dle předlohy od konzultanta DP.	40
Obr. 48: Zjednodušené schéma uspořádání automatické Aisin AW TR-60SN.	40
Obr. 49: Schéma uspořádání komponent u převodovky General Motors 6L80E, viz [75].	41
Obr. 50: Zjednodušené schéma uspořádání planetových soukolí, spojek a brzd automatické převodovky GM 6L80.	42

Obr. 51: Automatická převodovka General Motors 6T40/6T45 ve čtvrtinovém řezu s popisem základních dílů, viz [78]. .....	43
Obr. 52: Schéma propojení jednotlivých komponent planetových soukolí (vytvořeno dle předlohy od konzultanta DP). .....	43
Obr. 53: Pohled na hnací řetěz diferenciálu převodovek GM 6T, viz [79]. .....	44
Obr. 54: Graf zobrazující tržní podíl jednotlivých typů převodovek v letech 1995 až 2015, viz [83]. .....	46
Obr. 55: Schéma architektury a řadicí mapa převodovky varianty 1. ....	50
Obr. 56: Schéma architektury a řadicí mapa převodovky varianty 2. ....	51
Obr. 57: Schéma architektury a řadicí mapa převodovky varianty 3. ....	51
Obr. 58: Schéma architektury a řadicí mapa převodovky GM 6T u varianty 4. ....	52
Obr. 59: Schéma architektury a řadicí mapa převodovky AISIN AW-TF 60 SN u varianty 5. ....	52
Obr. 60: Část výpočtu spotřeby paliva při jízdním cyklu WLTC v programu Microsoft Office Excel – zadané parametry a volba převodových poměrů. ....	54
Obr. 61: Volba počtu zubů (převodových poměrů) planetových sokolů. ....	55
Obr. 62: Ukázka části výpočtů převodových poměrů planetové převodovky a vpravo nahoře volba převodu koncového převodu na diferenciál. ....	56
Obr. 63: Rovnice planetových soukolí (Willisovy fromule) (vlevo) a rovnice spojek a brzd (vpravo). ....	56
Obr. 64: Ukázka výpočtu převodového poměru pro 3. rychlostní stupeň. ....	57
Obr. 65: Ukázka výpočtu otáček jednotlivých konstrukčních celků převodovky pro 3. rychlostní stupeň. ....	57
Obr. 66: Výsledné převodové poměry, výběr vhodných poměrů a mapa řazení převodovky. ....	57
Obr. 67: První návrh počtu zubů planetových soukolí, odpovídající pilový diagram převodovky a ideální rychlostní charakteristika. ....	58
Obr. 68: Finální verze převodových poměrů navržené převodovky. ....	59
Obr. 69: Výpočet spotřeby paliva při WLTC jízdním cyklu – jízdní odpory, trakční moment. ....	61
Obr. 70: Výpočet spotřeby paliva při WLTC jízdním cyklu – potřebný moment na výstupu převodovky a otáčky na vstupu převodovky. ....	62
Obr. 71: Výpočet spotřeby paliva při WLTC jízdním cyklu – potřebný točivý moment na vstupu převodovky a otáčky motoru. ....	62
Obr. 72: Výpočet spotřeby paliva při WLTC jízdním cyklu-určení jízdního režimu, počtu možných rychlostních stupňů pro danou rychlost, tepelné účinnosti motoru a výběr optimálního rychlostního stupně. ....	63
Obr. 73: Výpočet spotřeby paliva při WLTC jízdním cyklu – úprava řazení rychlostních stupňů, kontrola změny rychlostních stupňů a finální výpočet spotřeby paliva v jednotlivých časových úsecích. ....	63
Obr. 74: Kontrola zbytečného přerazování a jeho úprava. ....	64
Obr. 75: Pohled na 3D model v programu SABR. ....	65

Obr. 76: 2D pohled na model převodovky v programu SABR.....	65
Obr. 77: Zjednodušené schéma toku oleje pro mazání (světle oranžová barva) a pro ovládání spojek a měnič točivého momentu (tmavě modrá barva). ....	66
Obr. 78: Kontrola vlastních frekvencí převodovky pro rychlost jízdy od 30 do 240 km/h. ....	67
Obr. 79: Síly, působící na vstupním hřídeli při maximálním momentu 445 Nm na 1. rychlostní stupeň. ....	68
Obr. 80: Výsledky výpočtu životnosti ložisek pro maximální zatížení bez zahrnutí vlivu mazání. ....	69
Obr. 81: Detail rozložení stykového tlaku valivých elementů v ložisku. ....	69
Obr. 82: Kontrola největších napětí v konstrukčních dílech. ....	71
Obr. 83: Souhrnný přehled maximálních napětí v konstrukčních dílech při jízdním cyklu WLTC. ....	71
Obr. 84: Detailní pohled na rozložení zatížení (nahore) a napětí (uprostřed a dole) na vstupním hřídeli. ....	72
Obr. 85: Ukázka vzájemného naklopení ozubených kol z nápovědy programu SABR. ....	73
Obr. 86: Kontrola vlivu nesouososti na změnu pracovního úhlu záběru soukolí. ....	73
Obr. 87: Tabulka s hodnotami součinitelů záběru ozubených kol planeta – koruna a poměr měrných skluzů. ....	74
Obr. 88: Ukázka aproximace S-N křivky pro kontakt ozubených kol z nápovědy programu SABR GEAR. ....	75
Obr. 89: Výsledek výpočtu ohybové životnosti slunce – planety dle RICARDO metody. ....	76
Obr. 90: Výsledek výpočtu kontaktní životnosti slunce – planety dle RICARDO metody. ....	76
Obr. 91: Ověření sestavitelnosti planetového soukolí PG1 prostřednictvím rozstřelu sestavy. ....	77

## 8 Použité grafy

Graf 1: Ukázka ideální rychlostní charakteristiky pohonného ústrojí vozidla. ....	3
Graf 2: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky ZF 6HP26 s koncovým převodem 3,46 :1 pro zvolené pneumatiky. ....	4
Graf 3: Ukázka možné podoby BSFC mapy s vyznačením izočar konstantního výkonu, viz [6]. ..	5
Graf 4: Porovnání tepelné účinnosti 2,5 litrového zážehového motoru Toyota, představeného v roce 2016, s jeho předchůdcem, viz [7]. ....	6
Graf 5: Průběh simulované rychlosti vozidla v závislosti na čase u jízdního cyklu NEDC. ....	8
Graf 6: Průběh simulované rychlosti vozidla v závislosti na čase u jízdního cyklu WLTC. ....	9
Graf 7: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky ZF 6HP26 s koncovým převodem 3,46 :1 pro zvolené pneumatiky. ....	36
Graf 8: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky Allison 1000 s koncovým převodem 3,73 :1 pro zvolené pneumatiky. ....	37
Graf 9: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky Allison 2500 s koncovým převodem 4,78 :1 pro zvolené pneumatiky. ....	39
Graf 10: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky GM 6L45 s koncovým převodem 3,27 :1 pro zvolené pneumatiky. ....	42
Graf 11: Sestrojený pilový diagram automatické převodovky GM 6T40 s koncovým převodem 3,23 :1 pro zvolené pneumatiky. ....	44
Graf 12: Porovnání historických dat prodeje vozidel vyrobených v USA s manuálními a automatickými převodovkami, viz [81]. ....	45
Graf 13: Odhad tržních podílů manuálních a automatických převodovek na vybraných trzích v roce 2020, viz [82]. ....	46
Graf 15: Otáčková charakteristika motoru, zobrazující maximální točivý moment a přibližný průběh výkonu motoru. ....	49
Graf 16: Pilový diagram navržené převodovky. ....	59
Graf 17: Ideální rychlostní charakteristika pohonného ústrojí vozidla navržené převodovky. 60	

## 9 Zdroje

- [1]. Mazda6. *Autoblog*. [Online] ©2018. [Citace: 1. 2. 2018.] <https://www.autoblog.com/mazda/mazda6/>.
- [2]. Volkswagen – Passat Variant R-Line paket HL 2,0 TDI BMT 6G. *TOP operák*. [Online] © 2017. [Citace: 1. 2. 2018.] <https://topoperak.cz/vozidla/volkswagen-passat-variant-r-line-paket-hl-20-tdi-bmt-6g-2a/>.
- [3]. Úvod. *Ricardo Prague s.r.o.* [Online] Webmium.com, nedatováno. [Citace: 3. 11. 2017.] <http://ricardo-prague.cz/>.
- [4]. Převodovky 2. *Autodily Mjauto*. [Online] ©2017. [Citace: 12. 11. 2017.] <http://www.mjauto.cz/prevodovky-2>.
- [5]. Brake specific fuel consumption. *Wikipedia*. [Online] editováno 5.2.2018. [Citace: 13. 2. 2018.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Brake\\_specific\\_fuel\\_consumption](https://en.wikipedia.org/wiki/Brake_specific_fuel_consumption).
- [6]. How can I calculate the best brake specific fuel consumption (BSFC) line of an internal combustion engine? *Research Gate*. [Online] 2014. [Citace: 13. 2. 2018.] [https://www.researchgate.net/post/How\\_can\\_I\\_calculate\\_the\\_best\\_brake\\_specific\\_fuel\\_consumption\\_BSFC\\_line\\_of\\_an\\_internal\\_combustion\\_engine](https://www.researchgate.net/post/How_can_I_calculate_the_best_brake_specific_fuel_consumption_BSFC_line_of_an_internal_combustion_engine).
- [7]. New 2.5-liter Direct-injection, Inline 4-cylinder Gasoline Engine. *Toyota Global Newsroom*. [Online] 6. 10. 2016. [Citace: 8. 2. 2018.] upraveno. <https://newsroom.toyota.co.jp/en/powertrain/engine/>.
- [8]. ABT Sportsline Upgrades Proven on MAHA Dynamometer. *Fourtitude*. [Online] 31. 7. 2014. [Citace: 1. 2. 2018.] [http://fourtitude.com/news/aftermarket\\_tuner\\_news/abt-sportsline-upgrades-proven-maha-dynamometer/](http://fourtitude.com/news/aftermarket_tuner_news/abt-sportsline-upgrades-proven-maha-dynamometer/).
- [9]. New European Driving Cycle. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 1. 2. 2018.] [https://en.wikipedia.org/wiki/New\\_European\\_Driving\\_Cycle](https://en.wikipedia.org/wiki/New_European_Driving_Cycle).
- [10]. FPT-75. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 1. 2. 2018.] <https://en.wikipedia.org/wiki/FPT-75>.
- [11]. Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 1. 2. 2018.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Worldwide\\_harmonized\\_Light\\_vehicles\\_Test\\_Procedure](https://en.wikipedia.org/wiki/Worldwide_harmonized_Light_vehicles_Test_Procedure).
- [12]. How does the car lab test works. *Car Emission Testing Facts*. [Online] nedatováno. [Citace: 1. 2. 2018.] <http://www.caremissionstestingfacts.eu/nedc-how-do-lab-tests-work/>.
- [13]. Aisin leads GM into 8-speed territory with 2014 automatic. *SAE International*. [Online] 21. 3. 2013. [Citace: 14. 11. 2017.] upraveno. <http://articles.sae.org/11942/>.
- [14]. Hydrodynamický měnič točivého momentu (Hydroměnič). *Suvik*. [Online] nedatováno. [Citace: 11. 12. 2017.] <http://suvik.cz/clanky/hydromenic.html>.
- [15]. Hydraulické spojky. *ELUC*. [Online] 14. 4. 2014. [Citace: 21. 1. 2018.] <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1474>.
- [16]. Torque converter for motor vehicle. *Google Patent*. [Online] 10. 6. 1998. [Citace: 7. 2. 2018.] upraveno. <https://www.google.com/patents/EP0846893A2?cl=en>.
- [17]. Toyota Automatic Transmission Flex Plate - 5VZFE to A340 by Toyota (32101-35010). *Low Range Off Road*. [Online] © 2012. [Citace: 21. 1. 2018.]

<http://www.lowrangeoffroad.com/toyota-automatic-transmission-flex-plate-5vzfe-to-a340-by-toyota-32101-35010.html>.

[18]. Drive Plate, Torque Converter & Housing. *Rover Classics*. [Online] nedatováno. [Citace: 21. 1. 2018.] [http://www.rover-classics.co.uk/images/reference/thumbnailv8/autobox/gallery/pages/Drive%20Plate,%20Torque%20Converter%20&%20Housing\\_jpg.htm](http://www.rover-classics.co.uk/images/reference/thumbnailv8/autobox/gallery/pages/Drive%20Plate,%20Torque%20Converter%20&%20Housing_jpg.htm).

[19]. Transmission Repair & Service. *Westgate High-Tech Auto Care*. [Online] nedatováno. [Citace: 21. 1. 2018.] <http://westgatehightech.com/transmission.htm>.

[20]. <http://www.autorubik.sk/clanky/automaticka-prevodovka-a-hydrodynamicky-menic-krutiaceho-momentu/>. *Autorubik*. [Online] 21. 10. 2013. [Citace: 21. 1. 2018.] <http://www.autorubik.sk/clanky/automaticka-prevodovka-a-hydrodynamicky-menic-krutiaceho-momentu/>.

[21]. Oil Pump (Automatic transmission oil pump). *Motonic Corporation*. [Online] © 2008 - 2018. [Citace: 21. 1. 2018.] [http://motonic.tradekorea.com/product/detail/P351750/Oil-Pump-\(Automatic-transmission-oil-pump\).html?minisiteprodgroupno=](http://motonic.tradekorea.com/product/detail/P351750/Oil-Pump-(Automatic-transmission-oil-pump).html?minisiteprodgroupno=).

[22]. ACDelco 24243327 GM Original Equipment Automatic Transmission Fluid Pump Body Kit with Gears and Seal. *Amazon*. [Online] © 1996-2018. [Citace: 21. 1. 2018.] <https://www.amazon.com/ACDelco-24243327-Equipment-Automatic-Transmission/dp/B0049Z5B7Y>.

[23]. Special Oil Pump Helps Chevrolet Cruze Conserve Fuel. *GM Corporate Newsroom*. [Online] 25. 10. 2010. [Citace: 8. 2. 2018.] [http://media.gm.com/media/us/en/gm/news.detail.html/content/Pages/news/us/en/2010/Aug/0825\\_cruze.html](http://media.gm.com/media/us/en/gm/news.detail.html/content/Pages/news/us/en/2010/Aug/0825_cruze.html).

[24]. New 2.5-liter Direct-injection, Inline 4-cylinder Gasoline Engine. *Toyota Global Newsroom*. [Online] 6. 12. 2016. [Citace: 8. 2. 2018.] <https://newsroom.toyota.co.jp/en/powertrain/engine/>.

[25]. ALLISON 1000/2000 Color Cutaway Poster. *Automatic Transmission Service Group*. [Online] ©2017. [Citace: 4. 12. 2017.] <https://www.atsg.us/atsg/allison-1000-2000-color-cutaway-poster-1.html>.

[26]. Input shaft, automatic transmission ZF 8HP70 11-up. *Maktrans - automatic transmission parts online shop*. [Online] © 2018. [Citace: 9. 2. 2018.] <https://maktrans.net/ZF8HP70SH>.

[27]. Planetary Gear set Components. *Mechanical Engineer Community*. [Online] 13. 6. 2015. [Citace: 8. 2. 2018.] <https://mechanical-engg.com/gallery/image/1234-planetary-gear-set-components/>.

[28]. NSK Develops the World's Smallest Roller Thrust Needle Bearing for Automotive Automatic Transmission Planetary Gear Mechanisms. *NSK Ltd*. [Online] 30. 10. 2015. [Citace: 8. 2. 2018.] <http://www.nsk.com/company/news/2015/press1030a.html>.

[29]. Automatic Transmission Bands. *Free ASE Study Guides*. [Online] ©2017. [Citace: 9. 2. 2018.] <https://www.freeasestudyguides.com/transmission-brake-band.html>.

[30]. ACDelco® - GM Original Equipment™ Automatic Transmission Band. *CARiD*. [Online] ©2003-2018. [Citace: 9. 2. 2018.] <https://www.carid.com/acdelco/gm-original-equipment-automatic-transmission-band.html>.

- [31]. Unidirectional Clutch (Free-wheel) (Automobile). *What, when, how*. [Online] nedatováno. [Citace: 13. 2. 2018.] <http://what-when-how.com/automobile/unidirectional-clutch-free-wheel-automobile/>.
- [32]. 46RH/46RE/47RH/47RE/48RE (A518 / A618) ALTO HP Powerpack Direct / Front clutch. *eBay*. [Online] ©1995-2018. [Citace: 9. 2. 2018.] <https://www.ebay.com/itm/46RH-46RE-47RH-47RE-48RE-A518-A618-ALTO-HP-Powerpack-Direct-Front-clutch-/360877816223>.
- [33]. ZF5HP24 ZF5HP24A TRANSMISSION A CLUTCH DRUM WITH SHAFT 1996 AND UP BMW VW JAGUAR. *Amazon*. [Online] ©1996-2018. [Citace: 9. 2. 2018.] <https://www.amazon.com/ZF5HP24-ZF5HP24A-TRANSMISSION-CLUTCH-JAGUAR/dp/B00A6PP8ZG>.
- [34]. ACDelco® - GM Original Equipment™ Automatic Transmission Clutch Pack Piston. *CARiD*. [Online] ©2003-2018. [Citace: 9. 2. 2018.] <https://www.carid.com/acdelco/gm-original-equipment-automatic-transmission-clutch-pack-piston.html>.
- [35]. ACDelco® - GM Original Equipment™ Automatic Transmission Clutch Piston Dam. *CARiD*. [Online] ©2003-2018. [Citace: 9. 2. 2018.] <https://www.carid.com/2016-chevy-camaro-transmission-parts/acdelco-gm-original-equipment-automatic-transmission-clutch-piston-damper-621006297.html>.
- [36]. ACDelco 24232835 GM Original Equipment Automatic Transmission Forward Clutch Plate Kit with Fiber and Steel Plates (Pack of 10). *Amazon*. [Online] ©1996-2018. [Citace: 9. 2. 2018.] <https://www.amazon.com/ACDelco-24232835-Equipment-Automatic-Transmission/dp/B0013FU1ZK>.
- [37]. Transmission Parking Pawl. *Street Smart Transmission*. [Online] ©2018. [Citace: 11. 2. 2018.] <https://estimate.myautomatictransmission.com/transmission-parking-pawl/>.
- [38]. Parking Pawl. *Wikipedia*. [Online] editováno 2018. [Citace: 12. 2. 2018.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Parking\\_pawl](https://en.wikipedia.org/wiki/Parking_pawl).
- [39]. 4L60 Park linkage. *YouTube*. [Online] 23. 3. 2012. [Citace: 11. 2. 2018.] upraveno. <https://www.youtube.com/watch?v=IwpaLNXIYS4>.
- [40]. Automatic Transmissions. *Car Parts*. [Online] ©2000-2018. [Citace: 9. 2. 2018.] <https://www.carparts.com/transmission.htm>.
- [41]. Control Valve Body Assembly Disassemble Automatic Transmission Unit Control Valve Body. *GMC Sierra*. [Online] ©2018. [Citace: 12. 2. 2018.] <http://gmcsierra.org/products/control-valve-body-assembly-disassemble-automatic-transmission-unit-control-valve-body>.
- [42]. Automatic transmission. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 13. 11. 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Automatic\\_transmission](https://en.wikipedia.org/wiki/Automatic_transmission).
- [43]. Model T Ford Specifications. *The Frontenac Motor Company*. [Online] ©2016. [Citace: 17. 11. 2017.] <http://modelt.ca/specifications/>.
- [44]. Ford model T. *Wikipedie*. [Online] editováno 2017. [Citace: 13. 11. 2017.] [https://cs.wikipedia.org/wiki/Ford\\_model\\_T](https://cs.wikipedia.org/wiki/Ford_model_T).
- [45]. Wilson gear box. *Srmncrauto Blogspot*. [Online] 2015. [Citace: 24. 11. 2017.] [http://srmncrauto.blogspot.cz/2015/03/wilson-gear-box\\_9.html](http://srmncrauto.blogspot.cz/2015/03/wilson-gear-box_9.html).



- [46]. The Bright And Shiny Rise Of The Hydramatic Transmission. *History Garage*. [Online] © 2017. [Citace: 14. 11. 2017.] <http://historygarage.com/bright-shiny-rise-hydramatic-transmission/>.
- [47]. Hydramatic. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 13. 11. 2017.] <https://en.wikipedia.org/wiki/Hydramatic>.
- [48]. Dynaflo. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 24. 11. 2017.] <https://en.wikipedia.org/wiki/Dynaflo>.
- [49]. 1951 Buick Dynaflo transmission maintenance. *Hometown Buick*. [Online] ©2013-2017. [Citace: 14. 11. 2017.] <https://www.hometownbuick.com/1951-buick-dynaflo-transmission-maintenance/>.
- [50]. Gear Ratios. *Astra*. [Online] 2006. [Citace: 14. 11. 2017.] <http://www.atra.com/Dash/Ratios/GearRatios.pdf>.
- [51]. Ravigneaux Gear. *MathWorks*. [Online] ©1994-2017. [Citace: 27. 11. 2017.] <https://www.mathworks.com/help/physmod/sdl/ref/ravigneauxgear.html>.
- [52]. Howard Simpson. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 27. 11. 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Howard\\_Simpson](https://en.wikipedia.org/wiki/Howard_Simpson).
- [53]. Simpson planetary gearset. *Wikipedia*. [Online] 2016. [Citace: 27. 11. 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Simpson\\_planetary\\_gearset](https://en.wikipedia.org/wiki/Simpson_planetary_gearset).
- [54]. Automatické převodovky – I. Historie. *123Auta*. [Online] © 2017. [Citace: 14. 11. 2017.] <https://123auta.cz/magazin/automaticke-prevodovky-i-historie/>.
- [55]. Original autos-Hydra Matic. *KAPS Automatic*. [Online] ©2017. [Citace: 17. 11. 2017.] <http://eng.kaps.cz/original-autos-hydra-matic-news-1003>.
- [56]. HISTORY + HERITAGE. *Allison transmission*. [Online] ©2017. [Citace: 1. 12. 2017.] <http://www.allisontransmission.com/company/history-heritage>.
- [57]. ZF Friedrichshafen AG – Půl století... *Automobil Revue*. [Online] 4. 12. 2015. [Citace: 18. 11. 2017.] [https://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/historie/zf-friedrichshafen-ag-pul-stoleti\\_44541.html](https://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/historie/zf-friedrichshafen-ag-pul-stoleti_44541.html).
- [58]. List of ZF transmissions. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 18. 11. 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/List\\_of\\_ZF\\_transmissions](https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_ZF_transmissions).
- [59]. ZF 3HP22 transmission. *Wikipedia*. [Online] 2016. [Citace: 18. 11. 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/ZF\\_3HP22\\_transmission](https://en.wikipedia.org/wiki/ZF_3HP22_transmission).
- [60]. Introducing . *Automatic Transmissions Rebuilders Association*. [Online] 2006. [Citace: 4. 12. 2017.] [http://www.atraonline.com/gears/2006/2006-11/2006\\_11\\_10.pdf](http://www.atraonline.com/gears/2006/2006-11/2006_11_10.pdf).
- [61]. File:ZF 6HP26.PNG. *Wikimedia Commons*. [Online] 2010. [Citace: 13. 11. 2017.] [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:ZF\\_6HP26.PNG](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:ZF_6HP26.PNG).
- [62]. ZF 6HP transmission. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 18. 11. 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/ZF\\_6HP\\_transmission#6HP26X](https://en.wikipedia.org/wiki/ZF_6HP_transmission#6HP26X).
- [63]. CHEVROLET SILVERADO 2500HD - SILVERADO 2500HD. *Chevrolet Pressroom*. [Online] ©2016. [Citace: 26. 2. 2018.] <http://media.chevrolet.com/media/us/en/chevrolet/vehicles/silveradohd/2018.tab1.html>.

- [64]. 1000 Series. *Allison Transmission*. [Online] 2013. [Citace: 4. 12. 2017.] [http://www.allisontransmission.com/docs/default-source/specification-sheets/int1000\\_jun13.pdf?sfvrsn=2](http://www.allisontransmission.com/docs/default-source/specification-sheets/int1000_jun13.pdf?sfvrsn=2).
- [65]. Allison 1000 transmission. *Wikipedia*. [Online] editováno 2017. [Citace: 4. 12. 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Allison\\_1000\\_transmission](https://en.wikipedia.org/wiki/Allison_1000_transmission).
- [66]. 2018 Newmar Ventana 3412. *Mount Comfort RV*. [Online] nedatováno. [Citace: 26. 2. 2018.] <https://www.mountcomfortrv.com/default.asp?page=xspecs&trimid=6942231>.
- [67]. 2500/2550 series. *Allison transmission*. [Online] 2013. [Citace: 5. 12. 2017.] [http://www.allisontransmission.com/docs/default-source/specification-sheets/int2500\\_sa5340\(201306\)blk.pdf?sfvrsn=2](http://www.allisontransmission.com/docs/default-source/specification-sheets/int2500_sa5340(201306)blk.pdf?sfvrsn=2).
- [68]. Aisin Warner FW6A-EL. *Motospecs*. [Online] 9. 2017. [Citace: 8. 3. 2018.] [http://www.motospecs.com.au/assets/files/downloads/Drivetechn\\_Aisin\\_Warner\\_FW6A-EL\\_Repair\\_Components.pdf](http://www.motospecs.com.au/assets/files/downloads/Drivetechn_Aisin_Warner_FW6A-EL_Repair_Components.pdf).
- [69]. Product Lineup. *Aisin AW CO., LTD*. [Online] nedatováno. [Citace: 22. 2. 2018.] <http://www.aisin-aw.co.jp/en/products/drivetrain/lineup/index.html>.
- [70]. Renault Samsung SM7. *Wikipedia*. [Online] editováno 25.2. 2018. [Citace: 27. 2. 2018.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Renault\\_Samsung\\_SM7](https://en.wikipedia.org/wiki/Renault_Samsung_SM7).
- [71]. Jatco 6speed Intro. *SCRIBD*. [Online] nedatováno. [Citace: 27. 2. 2018.] <https://www.scribd.com/document/264813406/Jatco6speed-Intro>.
- [72]. JF613E Product Information. *Jatco*. [Online] nedatováno. [Citace: 27. 2. 2018.] <https://www.jatco.co.jp/english/products/jf613e.html>.
- [73]. Lots More Gear Ranges, and Super Overdrive! *ATRA Online*. [Online] srpen 2007. [Citace: 27. 2. 2018.] [http://www.atraonline.com/gears/2007/2007-08/2007\\_08\\_55.pdf](http://www.atraonline.com/gears/2007/2007-08/2007_08_55.pdf).
- [74]. GM 6L80-E 18 X 24 Color Cutaway Poster. *Automatic Transmission Service Group*. [Online] ©2017. [Citace: 6. 12. 2017.] <https://www.atsg.us/atsg/gm-6l80-e-18-x-24-color-cutaway-poster.html>.
- [75]. Cadillac ATS - ATS. *Cadillac Pressroom*. [Online] editováno 7.9.2012. [Citace: 26. 2. 2018.] <http://media.gm.com/media/us/en/cadillac/vehicles/ats/2013.tab1.html>.
- [76]. GM 6-Speed 6L45 MYA Hydra-Matic Automatic Transmission. *GM Authority*. [Online] © 2018. [Citace: 22. 1. 2018.] <http://gmauthority.com/blog/gm/gm-transmissions/mya/>.
- [77]. GM/Opel Hydra-Matic 6T40. *Flicker*. [Online] nedatováno. [Citace: 5. 1. 2018.] <https://www.flickr.com/photos/astrablog/4351486702/sizes/o/>.
- [78]. Automatic transmission GM 6T: A Rebuilder's Joy. *The AKPPro Magazine*. [Online] ©2016-2018. [Citace: 22. 2. 2018.] <https://akppro.ru/en/archive/article/gm6t>.
- [79]. *GM Authority*. [Online] ©2018. [Citace: 22. 1. 2018.] <http://gmauthority.com/blog/gm/gm-transmissions/mh8/>.
- [80]. Car Guru: Stop Downshift In Manual Transmissions. *National Public Radio*. [Online] 26. 3. 2012. [Citace: 19. 2. 2018.] <https://www.npr.org/2012/03/26/149398112/car-guru-stop-downshift-in-manual-transmissions>.
- [81]. 15% of New car sales by 2020 to have automatic transmission : ICRA. *GaadiKey*. [Online] 16. 8. 2016. [Citace: 19. 2. 2018.] <https://blog.gaadikey.com/15-new-car-sales-2020-automatic-transmission-icra/>.

- [82]. **KOTRČ, Jiří.** *Přehled a trendy ve vývoji převodovek osobních automobilů.* [Bakalářská práce (Bc.)]. Praha : České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2016. 2016-09-08.
- [83]. *WolframAlpha.* [Online] [Citace: 26. 2. 2018.] [http://www.wolframalpha.com/input/?i=f\(x\)%3D-0.000005\\*x%5E2+%2B+0.0519\\*x+%2B+201.67](http://www.wolframalpha.com/input/?i=f(x)%3D-0.000005*x%5E2+%2B+0.0519*x+%2B+201.67).
- [84]. Automatic manual transmission. *Wikipedia.* [Online] 2016. [Citace: 12. 12. 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Automatic\\_manual\\_transmission](https://en.wikipedia.org/wiki/Automatic_manual_transmission).
- [85]. Robot mechanics or machine: we choose the optimal transmission. *WebBlack.* [Online] ©2014-2015. [Citace: 12. 12. 2017.] <http://webblack.net/robot-mechanics-or-machine-we-choose-the-optimal-transmission/>.
- [86]. Automatizované manuální převodovky: Proč při řazení šklubou? *Auto.cz.* [Online] 6. 9. 2016. [Citace: 12. 12. 2017.] <http://www.auto.cz/technika-automatizovane-manualni-prevodovky-proc-pri-razeni-skubou-97985>.
- [87]. Direct-shift gearbox. *Wikipedia.* [Online] editováno 2017. [Citace: 12. 12. 2017.] [https://en.wikipedia.org/wiki/Direct-shift\\_gearbox](https://en.wikipedia.org/wiki/Direct-shift_gearbox).
- [88]. Volkswagen Group's DSG Gearbox Explained. *Autoevolution.* [Online] 14. 11. 2014. [Citace: 12. 12. 2017.] <https://www.autoevolution.com/news/volkswagen-group-s-dsg-gearbox-explained-88928.html#>.
- [89]. Audi Multitronic Transmission. *KAPS Automatic.* [Online] 2004. [Citace: 13. 12. 2017.] <http://eng.kaps.cz/audi-multitronic-transmission-news-918>.
- [90]. Variable speed: trust – not to trust? *HybridTechCar.* [Online] 12. 4. 2014. [Citace: 14. 12. 2017.] <http://hybridtechcar.com/variable-speed-trust-trust-15-photos/>.
- [91]. Lineartronic. *Autolexikon.* [Online] ©2017. [Citace: 13. 12. 2017.] <http://www.autolexikon.net/cs/articles/lineartronic/>.
- [92]. **Vlk, František.** *Převody motorových vozidel-Spojky,převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby.* Brno : František Vlk, 2006. str. 371. ISBN 80-239-6463-1.
- [93]. CVT belt with chromium nitride coating . *Google Patenty.* [Online] 25. 8. 2005. [Citace: 14. 12. 2017.] <http://www.google.com.pg/patents/US20050187056>.
- [94]. ATX 01J cvt chain auto transmission for VW gearbox parts belt 01J331301BQ. *Alibaba.* [Online] © 1999-2017. [Citace: 14. 12. 2017.] upraveno. [https://www.alibaba.com/product-detail/ATX-01J-cvt-chain-auto-transmission\\_60325423933.html](https://www.alibaba.com/product-detail/ATX-01J-cvt-chain-auto-transmission_60325423933.html).
- [95]. Electronically Controlled Automatic Transmission (Automobile). *What-When-How.* [Online] nedatováno. [Citace: 24. 11. 2017.] <http://what-when-how.com/automobile/electronically-controlled-automatic-transmission-automobile/>.
- [96]. PŘEHLED A TRENDY VE VÝVOJI PŘEVODOVEK OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ. *ČVUT DSpace.* [Online] nedatováno. [Citace: 19. 2. 2018.] <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/65595/F2-BP-2016-Kotrc-Jiri-PREHLED%20A%20TRENDY%20VE%20VÝVOJI%20PŘEVODOVEK%20OSOBNÍCH%20AUTOMOBILU.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.

## Přílohy vevázané

### PŘÍLOHA č. 1

#### Typy automatických převodovek

##### Robotizovaná (automatizovaná) manuální převodovka (AMT)

Jako první se nejdříve podíváme na robotizovanou manuální převodovku, která se také někdy označuje jako automatizovaná manuální převodovka, pro niž se užívá zkratka AMT (z pojmenování v angličtině Automated Manual Transmission). V porovnání s ostatními typy automatických převodovek je ze všech nejlevnější. První kusy se začaly objevovat v devadesátých letech, avšak největšího rozmachu dosáhly až na začátku nového tisíciletí. Na následující obrázku je vidět robotizovaná automatická převodovka Easy-R, která se dodává na vozy Dacia Logan, Logan MCV a Sandero, viz [85].



Obrázek 1: Pohled na převodovku Easy-R, která se využívá u vozů automobilky Dacia (spadající pod skupinu Renault), s oranžově zvýrazněnými aktuátory pro ovládnání spojky a posouvání řadicích vidliček, viz [86].

Zásadním rozdílem „je konstrukce skříně. Zatímco samočinná převodovka s měničem momentu je od základu samostatně vyvinutým zařízením (to samé platí pro dvouspojkovou skříně), automatizovaná manuální převodovka už svým názvem naznačuje, co je jejím základem.

*Prostě se vezme běžná ručně řazená skříně, na niž se namontuje dodatečné zařízení, které nahrazuje funkci řidiče. Tedy ovládá běžnou třecí spojku v setrvačnicku i táhla řazení a tím volí jednotlivé převody. Na rozdíl od planetové převodovky nebo dvouspojkové převodovky lze robotizovanou manuální převodovku odvodit z každé manuální skříně, kterou si navíc automobilka mnohdy vyrábí sama,“ viz [87].*

Pro samotné řazení jednotlivých rychlostních stupňů se využívají dva základní principy. V počátcích výroby robotizovaných manuálních převodovek se využívaly pro posouvání řadicích vidliček a třecí spojky elektromotory, kdy pro každou řadicí vidličku a mechanismus ovládnání spojky se využívaly samostatné elektromotory.

Druhou variantou ovládnání je pak využití elektrohydrauliky, kde se jako zdroj tlakového oleje využívá hydraulické čerpadlo poháněné elektromotorem. Součástí řídicího systému je taktéž tlakový akumulátor.<sup>29</sup>

<sup>29</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [87].

*„Největší předností těchto skříní je cena. Cílovou skupinu tak představují zejména vozidla nižších segmentů. Sofistikovanější automatické převodovky s planetovými převody a hydrodynamickým měničem momentu jsou sice při jízdě mnohem příjemnější, avšak také o dost dražší. Druhou předností robotizovaných převodovek je teoretický předpoklad zachování příznivé spotřeby paliva v porovnání s převodovkami s měničem momentu.*

*Měníč momentu sice poskytuje zcela plynulý záběr a tedy přenos hnací síly, avšak obrácenou stranou mince je jeho nezbytný prokluz, který zvyšuje spotřebu paliva. A také zhoršuje dynamiku vozidla v přímce. Eliminovat toto lze z větší části jeho účinným přemostováním,“ viz [87].*

Naopak nevýhodou těchto převodovek je vznik rázů, které jsou cítit během řazení. To je dáno tím, že během přerazování rychlostních stupňů dojde rozepnutím spojky k přerušení přenosu točivého momentu od motoru do převodovky. Nejdříve se rozepne spojka, následuje přerazení, u něhož má svůj vliv využití synchronizačního zařízení (nutnost vyrovnání otáček jednotlivých elementů) a poté je spojka opět sepnuta. Pro dosažení plynulejšího řazení navíc řídicí elektronika spolupracuje s motorem, který při řazení krátkodobě sníží otáčky.

Bohužel automatizované řazení sice umožňuje rychlejší změnu rychlostních stupňů, nicméně zde není tak dobrá citlivost během spínání spojky, jako je tomu u běžné manuální převodovky, kdy řidič dokáže díky většímu citu dosáhnout plynulejší změny.

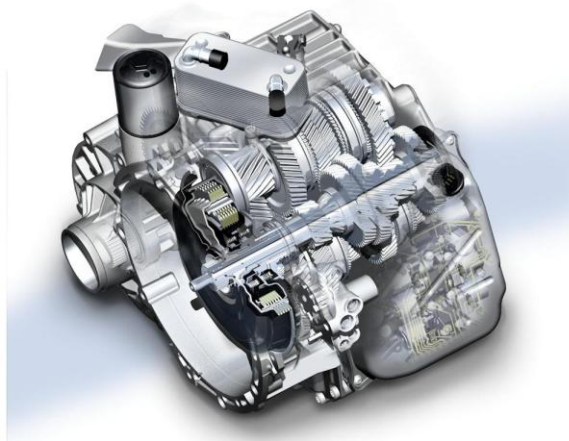
### **Dvouspojková převodovka (DSG)**

Dalším zástupcem mezi typy automatických převodovek je dvouspojková převodovka, pro kterou se zažilo označení zkratkou DSG (z pojmenování v němčině Direkt-Schalt-Getriebe, případně v angličtině Direct-Shift Gearbox nebo také označovaná DCT z anglického Dual-Clutch Transmission). První předchůdce dnešních dvouspojkových převodovek byl využit v osmdesátých letech minulého století na závodních autech Porsche 962.

Prvního nasazení u sériově vyráběných vozů se dočkala až v roce 2003 u vozů koncernu Volkswagen Group, která získala licenci od společnosti BorgWarner, která při jejím vývoji spolupracovala se společností IAV GmbH.<sup>30</sup> Původně se jednalo o převodovku v konfiguraci pro příčné uložení v automobilu a pohon předních kol, v roce 2008 pak byla vytvořena i verze pro pohon zadních kol.<sup>31</sup> Na následujícím obrázku je vidět ukázka převodovky DSG od Volkswagenu – konkrétně typ DQ500.

<sup>30</sup> Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr Gesellschaft mit beschränkter Haftung

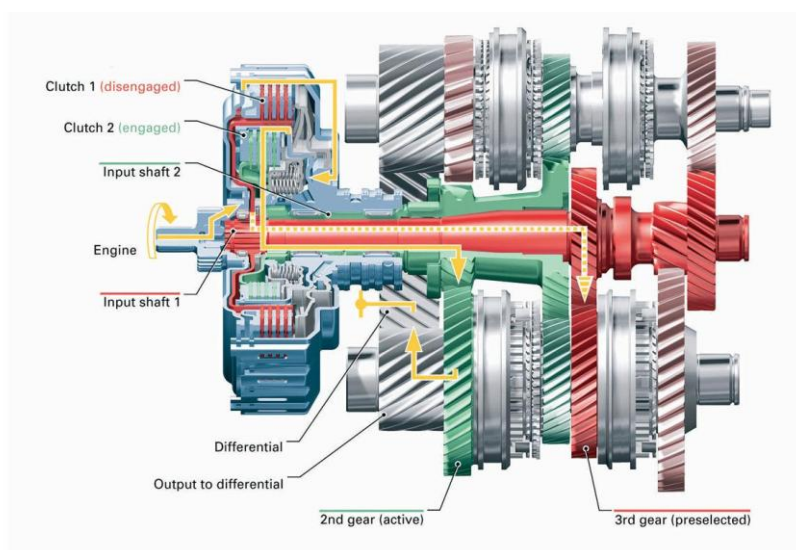
<sup>31</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [88].



Obrázek 2: Převodovka DQ500 od koncernu Volkswagen Group se zobrazením vnitřního uspořádání hřídelí s ozubenými koly, viz [89].

„Ve své podstatě se u převodovky DSG jedná o dvě samostatné převodovky s čelními soukolími a nezávislými spojkami, uloženými v jedné převodovkové skříni a pracujícími jako jedna jednotka (převodovka)... Právě díky využití dvou nezávislých spojek dokáže převodovka DSG dosáhnout kratších řadicích časů a oproti většině současných automatických planetových převodovek nemá hydrodynamický měnič točivého momentu,“ viz [88].

Na následujícím obrázku je vidět schéma s ukázkou toku výkonu u dvouspojkové převodovky DQ250.



Obrázek 3: Schéma s ukázkou toku výkonu u převodovky DQ250 s vyznačením aktuálně zařazeného 2. rychlostního stupně (zelená větev) a předřazeného 3. rychlostního stupně (červená větev), viz [89].

Běžná dvouspojková převodovka se skládá ze dvou třecích spojek, dvou hnacích hřídelí, dvou hnaných hřídelí, předlohového hřídele pro zpátečku, diferenciálu, ovládacích (akčních) členů (pohybujících řadicími vidličkami a řadicími objímkami čelních zubových spojek) a řídicí jednotky. Třecí spojka pro první převodový stupeň a zpátečku je zároveň rozjezdová a bývá nadimenzovaná na větší zatížení (tepelné), spojené s prokluzem při rozjezdech vozidla.

Podstatou převodovky je, že každá ze spojek je spojena s jedním hnacím hřídelem, přičemž na jednom jsou upevněna ozubená kola lichých rychlostních stupňů a zpátečky a na druhém

hnacím hřídeli ozubená kola sudých rychlostních stupňů. Samotné přeřazení na vyšší rychlostní stupeň pak proběhne během pouhých osmi milisekund.<sup>32</sup>

Při jízdě se postupně řadí jednotlivé rychlosti (dle aktuální potřeby) tak, že se zařadí například 1. rychlostní stupeň, sepne se spojka lichých rychlostních stupňů (zároveň označována jako rozjezdová), před dosažením rychlosti pro 2. rychlostní stupeň se tento mezitím předřadí, v potřebný moment se uvolní spojka hřídele s lichými rychlostními stupni a aktivuje se spojka hřídele se sudými. Tímto způsobem se spojky postupně střídají až do dosažení nejvyššího rychlostního stupně. Podřazování pak probíhá obdobným způsobem.

Výhodami tohoto typu převodovky bývají lepší spotřeba paliva oproti klasické planetové automatické převodovce a u některých modelů i oproti manuálním převodovkám, během řazení nedochází k přerušení toku výkonu z motoru na hnací kola, rychlost přeřazení se pohybuje kolem osmi milisekund, jemnější průběh při přeřazování a podřazení proběhne během šesti set milisekund (v závislosti na nastavení plynového pedálu a řadicím módu).

Naopak nevýhodami jsou nižší účinnost oproti manuálním převodovkám, potřeba použití speciálních, dražších, nízkoviskozních provozních tekutin a maziv s přísadami, dražší výroba, větší váha a ještě některé další.<sup>33</sup>

Zásadní nevýhodou je pak při nutnosti rychlého podřazení (hlavně při předjíždění; tzv. „kick down“) podřazování jednoho stupně po druhém (nelze například najednou podřadit o dva rychlostní stupně), jelikož se při řazení musí jednotlivé spojky střídát. Teoreticky je však možné u dvouspojkové převodovky s větším počtem rychlostních stupňů (a tedy s menšími převodovými skoky) uvažovat o podřazení o 3 rychlostní stupně

V následující tabulce jsou uvedeny jednotlivé verze převodovek DSG, které jsou využívány v koncernu Volkswagen Group pro osobní automobily.

Označení	Uložení ve vozidle	Počet rychlostních stupňů	Maximální přenášený točivý moment	Typ spojek
DQ200	příčné	7	250	suché
DQ250	příčné	6	400	mokré
DQ400	příčné	6	400	mokré
DQ381	příčné	7	420	mokré
DQ501	příčné	7	600	mokré
DQ511	příčné	10	550	mokré
DL382	podélné	7	400	mokré
DL501	podélné	7	600	mokré
DL1300 TU by Ricardo	podélné	7	1600	mokré

Tabulka 1: Typy DSG převodovek s uvedením základních technických parametrů, viz [88] a data poskytnuté konzultantem.

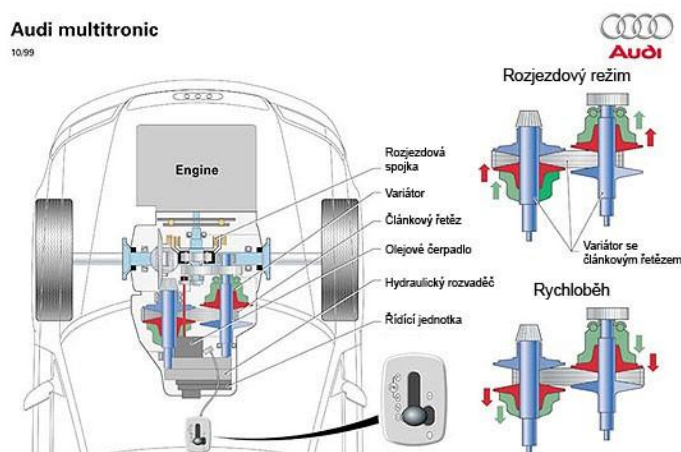
<sup>32</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [88].

<sup>33</sup> Informace byly čerpány ze zdroje, viz [88].

## Převodovka s plynulou změnou převodu (CVT)

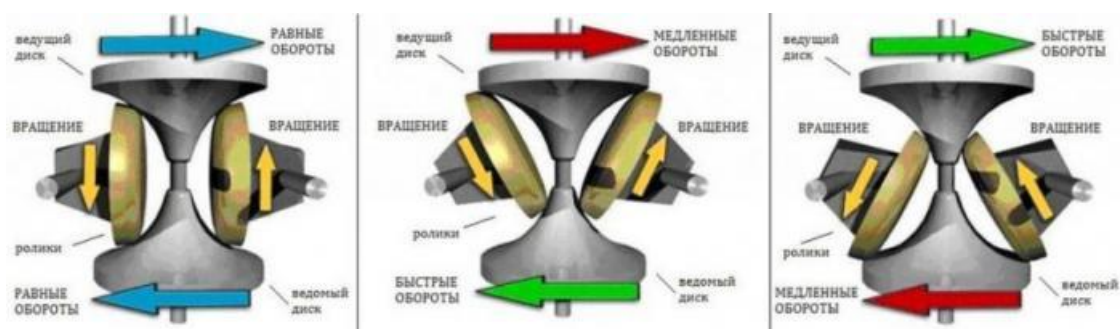
Tento typ automatických převodovek se od ostatních liší v jednom zásadním pohledu. Tím je již zmíněná bezstupňová (plynulá) změna převodového poměru. Tuto výraznou vlastnost zajišťuje tzv. variátor. Jeho princip bývá nejčastěji založen na změně styčných poloměrů hnací a hnané kuželové řemenice s řemenem/řetězem.

U běžných CVT převodovek se využívá princip, kdy se u jedné řemenice kuželové kotouče vůči sobě přibližují a nutí tak přenosový řemen/řetěz stoupat na větší poloměr kuželových ploch a naopak u druhé řemenice probíhá opačný děj. Kvůli zajištění potřebné napínací síly řemenu se využívá hydraulické napínací zařízení. Pro ukázkou je zvolen obrázek převodovky Multitronic, kde je právě také vidět tato změna.



Obrázek 4: Schéma převodovky Multitronic s popisem hlavních dílů a ukázkou změny převodového poměru variátoru, viz [90].

Existuje však i jedna zvláštní verze CVT převodovek, která se označuje Extroid CVT a využívá ji například automobilka Nissan Motors. U této převodovky se využívají kotouče se stykovou plochou ve tvaru vydutého čtvrtkruhu, které se nijak neposouvají a změnu převodového poměru zajišťuje naklápění speciálních kladek (třecích kol). Toto je naznačeno na následujícím obrázku.



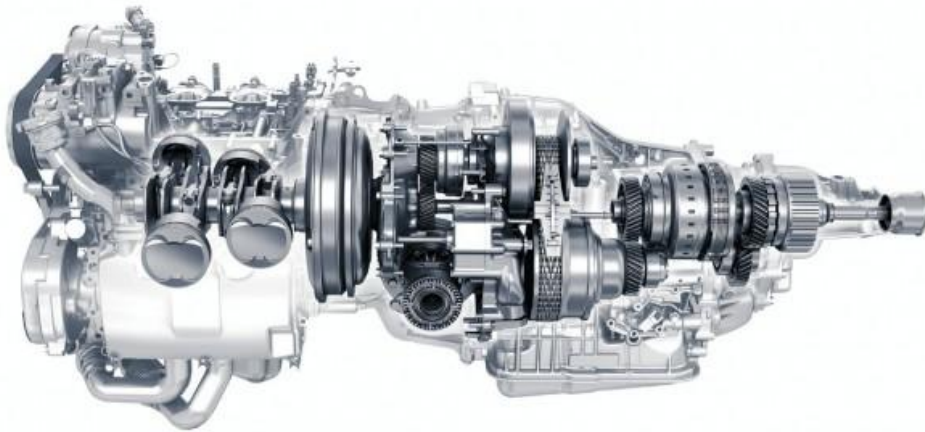
Obrázek 5: Ukázka významných poloh speciálních kladek, tvořící základ převodovky Extroid CVT, viz [91].

Dalšími základními komponentami dnešních CVT převodovek jsou, při popisu popořadě dle toku výkonu, na vstupu převodovky hydrodynamický měnič točivého momentu, následovat



může<sup>34</sup> planetové soukolí, převod čelními ozubenými koly, dále již zmíněný variátor, za kterým mohou následovat další čelní soukolí (pro dosažení potřebné osové vzdálenosti vstupu a výstupu) a dále diferenciál.

Uspořádání a použití některých komponent se může lišit dle výrobce. Jako například u automobilů značky Seat a Audi, kde se využívá CVT převodovka s označením Multitronic, u níž není použit hydrodynamický měnič momentu, dále například Subaru u své převodovky Lineartronic pro změnu umístil planetové soukolí k výstupu převodovky. Na následujícím obrázku je vidět právě tato převodovka (spolu s motorem).

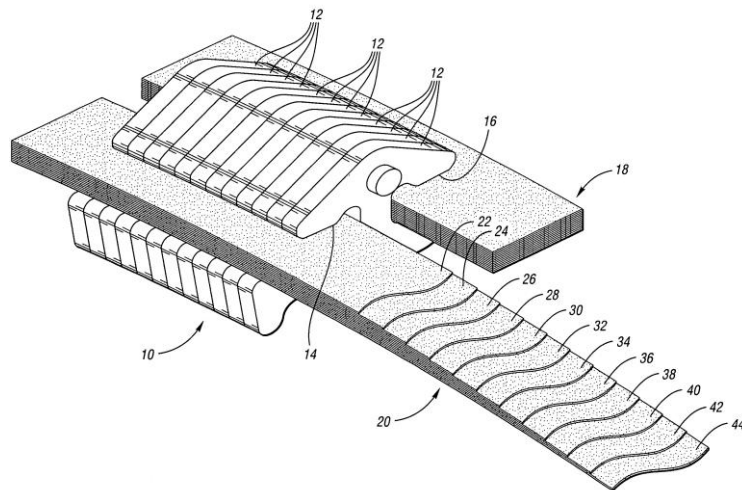


Obrázek 6: Pohonné ústrojí vozidel Subaru – spalovací motor typu boxer a CVT převodovka Lineartronic, viz [92].

Planetové soukolí je u CVT převodovek nezbytným konstrukčním celkem, jelikož zajišťuje zpětný chod (jízdu na zpátečku) automobilu. Zároveň se využívá spolu v kombinaci s převody čelními ozubenými koly pro dosažení větších převodových poměrů, jelikož vzhledem k rozměrům kuželových kotoučů variátoru tento dosahuje malého rozsahu převodových poměrů (u CTX převodovky je to například od 0,44 : 1 až do 2:47 :1, viz [93], str. 221).

Další zásadní komponentou, tvořící variátor, je pak řemen, nebo řetěz. Řemen bývá tvořen ocelovými pásy, mezi kterými jsou vloženy tenké ocelové segmenty z vysokopevnostní oceli s povlakem nitridu chromu (kvůli omezení opotřebení). CVT převodovky, využívající tohoto typu přenosového členu mezi hnací a hnanou kladkou variátoru, přenáší točivý moment především větví řemenu, kde působí tlak (proto je v angličtině nazýván „push belt“). To je oproti běžným řemenovým převodům naprosto opačný princip. Následující obrázek zobrazuje část řemenu (tzv. push beltu) plynulé převodovky.

<sup>34</sup> Tím je myšleno, že planetové soukolí je možné zařadit v převodovém ústrojí poblíž vstupu převodovky, případně dále, blíže k výstupu převodovky. Podstatou zůstává, že planetové soukolí bývá nezbytným konstrukčním celkem CVT převodovek (popsáno dále).



Obrázek 7: Ukázka konstrukce řemenu CVT převodovky. 10 – řemen CVT, 12 – přenosové elementy, 14 a 16 – výběry pro uložení ocelových pásů (18 a 20), 22 až 44 – dílčí ocelové pásy, viz [94].

Dále se u plynulých převodovek využívá již zmiňovaný řetěz, jenž je tvořen plochými články, které jsou paralelně uspořádány v několika řadách. Tento je využíván například v plynulých převodovkách Multitronic. Na následujícím obrázku je zobrazeno možné provedení řetězu plynulé převodovky.



Obrázek 8: Řetěz pro CVT převodovky od VW, viz [95].

Za nejvýraznější výhodu CVT převodovek lze považovat fakt, že motor může při libovolné rychlosti jízdy neustále pracovat ve své ideální pracovní oblasti otáček a tím šetřit palivo. Naopak nevýhodou je již zmíněná potřeba velké napínací síly řemenu / řetězu a s tím související opotřebení stykových ploch, která se projevuje zvláště u starších typů plynulých převodovek bez regulace napínací síly a bez čerpadla s proměnným geometrickým objemem.

## PŘÍLOHA č. 2

### Tabulka zvoleného zátěžného cyklu pro plné zatížení převodovky

Powerflow	Load Case	Time (hrs)	Temperature (°)	Speed (rpm) input_shaft	Torque (Nm) input_shaft
R	R 900 rpm 445 Nm	0,05	90	900	445
R	R 1000 rpm 249 Nm	0,2	90	1000	249
R	R 1500 rpm 260 Nm	0,2	90	1500	260
R	R 2000 rpm 286 Nm	0,2	90	2000	286
1st	1st 900 rpm 445 Nm	0,05	90	900	445
1st	1st 2000 rpm 286 Nm	1	90	2000	286
1st	1st 3000 rpm 313 Nm	1	90	3000	313
1st	1st 5190 rpm 340 Nm	1	90	5190	340
2nd	2nd 2000 rpm 286 Nm	1	90	2000	286
2nd	2nd 3000 rpm 313 Nm	1	90	3000	313
2nd	2nd 4000 rpm 330 Nm	1	90	4000	330
2nd	2nd 5190 rpm 340 Nm	1	90	5190	340
3rd	3rd 2000 rpm 286 Nm	1	90	2000	286
3rd	3rd 3000 rpm 313 Nm	1	90	3000	313
3rd	3rd 4000 rpm 330 Nm	1	90	4000	330
3rd	3rd 5190 rpm 340 Nm	1	90	5190	340
4th	4th 2000 rpm 286 Nm	1	90	2000	286
4th	4th 3000 rpm 313 Nm	1	90	3000	313
4th	4th 4000 rpm 330 Nm	1	90	4000	330
4th	4th 5190 rpm 340 Nm	1	90	5190	340
5th	5th 2000 rpm 286 Nm	1	90	2000	286
5th	5th 3000 rpm 313 Nm	1	90	3000	313
5th	5th 4000 rpm 330 Nm	1	90	4000	330
5th	5th 5190 rpm 340 Nm	1	90	5190	340
6th	6th 2000 rpm 286 Nm	1	90	2000	286
6th	6th 3000 rpm 313 Nm	1	90	3000	313
6th	6th 4000 rpm 330 Nm	1	90	4000	330
6th	6th 5190 rpm 340 Nm	1	90	5190	340

Tabulka 2: Zátěžný cyklus plného zatížení převodovky.

## PŘÍLOHA č. 3

### Výsledné hodnoty deformací vstupního hřídele při zátěžném cyklu plného zatížení převodovky a zařazeném 1. rychlostním stupni



Obrázek 9: Kontrola deformací a naklonení dílů převodovky.

## PŘÍLOHA č. 4

### Navržené rozměry ozubených kol planetového soukolí PG1

Gear Names	sun	planet1
Sun/Planet	is Sun	is Planet
Number of Planets	3	
Planet Load Share	<input checked="" type="radio"/> Equal Load Share <input type="radio"/> Unequal Load Share	
Number of Teeth, z	37	26
ISO Pinion	FALSE	TRUE
Default Gear Ratio	0,703	
Normal Module, mn	1,750 mm	
Normal Pressure Angle, $\alpha_n$	20,000 °	
Helix Angle, $\beta$	12,000 °	
Helix Hand	LEFT RIGHT	
Centre Distance, a	55,900 mm	
Total Profile Shift Coefficient	-0,253	
<b>Stress Calculation Inputs</b>		
Default Reverse Bending	<input type="radio"/> NO <input type="radio"/> YES	
Default Driver	Driver NOT Driver	
Max. Tip Chamfer	0,300 mm	
Min. Tip Chamfer	0,100 mm	
Facewidth	21,000 mm	
Axial Location	0,000 mm	
Facewidth Overlap	21,000 mm	
Overlapping Facewidth, b	21,000 mm	
Active Facewidth	<input type="radio"/> 21,000 mm <input type="radio"/> 21,000 mm	
Tolerance on OD	0,000 mm	
<b>Optimisation Variables</b>		
Profile Shift (Zero Backlash)	-0,486 mm 0,043 mm	
Profile Shift Coefficient	-0,278 0,025	
Dedendum, hf	1,500 1,500	
Outside Diameter (ha=1)	68,725 mm 50,103 mm	
Outside Diameter, da	<input checked="" type="radio"/> 69,300 mm <input checked="" type="radio"/> 49,600 mm	
Addendum, ha	1,164 0,856	
Max. Tool Radius (per module)	0,342 0,342	
Actual Tool Radius (per module)	<input type="radio"/> 0,342 <input type="radio"/> 0,342	
<b>Backlash</b>		
Enter Circumferential / Normal	<input checked="" type="radio"/> Circumferential <input type="radio"/> Normal	
Gear max circumferential Backlash	0,075 mm 0,075 mm	
Gear min circumferential Backlash	0,050 mm 0,050 mm	
Pair max circumferential backlash	0,150 mm	
Pair min circumferential backlash	0,100 mm	
Profile Shift for Max. Backlash	-0,587 mm -0,058 mm	
Profile Shift for Min. Backlash	-0,553 mm -0,024 mm	
Min. Centre Distance	<input type="radio"/> 55,900 mm	
Min. Extreme Backlash	100,000 $\mu$ m	

Obrázek 10: Parametry planetového soukolí PG1 - soukolí slunce – planeta.

Gear Names	annulus	planet1
Planet/Annulus	is Annulus	is Planet
Number of Planets	3	
Planet Load Share	<input checked="" type="radio"/> Equal Load Share <input type="radio"/> Unequal Load Share	
Number of Teeth, z	89	26
ISO Pinion	FALSE	TRUE
Default Gear Ratio	0,292	
Normal Module, mn	1,750 mm	
Normal Pressure Angle, $\alpha_n$	20,000 °	
Helix Angle, $\beta$	12,000 °	
Helix Hand	RIGHT	RIGHT
Centre Distance, a	55,900 mm	
Total Profile Shift Coefficient	0,253	

---

Stress Calculation Inputs		
Default Reverse Bending	<input type="radio"/> NO	<input type="radio"/> YES
Default Driver	Driver	NOT Driver
Max. Tip Chamfer	0,300 mm	0,300 mm
Min. Tip Chamfer	0,100 mm	0,100 mm
Facewidth	21,000 mm	21,000 mm
Axial Location	0,000 mm	0,000 mm
Facewidth Overlap		
Overlapping Facewidth, b	21,000 mm	
Active Facewidth	<input type="radio"/> 21,000 mm	<input type="radio"/> 21,000 mm
Tolerance on OD	<input type="radio"/> 0,000 mm	<input type="radio"/> 0,000 mm

---

Optimisation Variables		
Profile Shift (Zero Backlash)	0,400 mm	0,043 mm
Profile Shift Coefficient	0,229	0,024
Dedendum, hf	1,500	1,500
Outside Diameter (ha=1)	154,930 mm	50,102 mm
Outside Diameter, da	<input checked="" type="radio"/> 155,600 mm	<input checked="" type="radio"/> 49,600 mm
Addendum, ha	0,808	0,857
Max. Tool Radius (per module)	0,316	0,342
Actual Tool Radius (per module)	<input type="radio"/> 0,316	<input type="radio"/> 0,342

---

Backlash		
Enter Circumferential / Normal	<input checked="" type="radio"/> Circumferential <input type="radio"/> Normal	
Gear max circumferential Backlash	0,075 mm	0,075 mm
Gear min circumferential Backlash	0,050 mm	0,050 mm
Pair max circumferential backlash	0,150 mm	
Pair min circumferential backlash	0,100 mm	
Profile Shift for Max. Backlash	0,299 mm	-0,058 mm
Profile Shift for Min. Backlash	0,333 mm	-0,024 mm
Min. Centre Distance	<input type="radio"/> 55,900 mm	
Min. Extreme Backlash	100,000 $\mu$ m	

Obrázek 11: Parametry planetového soukolí PG1- soukolí planeta - koruna.

## PŘÍLOHA č. 5

### Ukázka výsledků výpočtu kontaktní životnosti dle RICARDO metody pro záběr kol slunce – planeta

#### BASIC GEAR DATA

Number of Teeth z	37	26
Gear Ratio i		0,703
Normal Module $m_n$ (mm)		1,75
Helix Angle $\beta$ (deg)		12
Normal Pressure Angle $\alpha_n$ (deg)		20
Centre Distance $a_w$ (mm)		55,9
Actual Addendum Modification (mm)	-0,486	0,043
Total Addendum Modification (mm)		-0,443
Outside Diameter $d_a$ (mm)	69,3	49,6
Tolerance on Outside Diameter (mm)	0	0
Tooth Dedendum $h_f$ (mm)	3,195	2,666
Tooth Addendum $h_a$ (mm)	1,552	1,542
Tool Radius (mm)	0,598	0,598
Maximum Tip Chamfer (mm)	0,3	0,3
Minimum Tip Chamfer (mm)	0,1	0,1
FaceWidth b (mm)	21	21
Overlapping FaceWidth (mm)		21
Active FaceWidth (mm)	21	21
Normal LandWidth (mm)	0,486	0,862
Transverse LandWidth (mm)	0,497	0,884
Normal Tooth Thickness $s_n$ (mm)	2,334	2,719
Transverse Tooth Thickness $s_t$ (mm)	2,386	2,78
Fillet Clearance (mm)	0,509	0,156
Root Clearance (mm)	1,18	0,641
Transverse Contact Ratio		1,449
Helical Overlap Ratio		0,794
Total Contact Ratio		2,243
Normal Circular Pitch (mm)		5,498

#### BACKLASH DATA

Maximum Normal Backlash (mm)		0,138
Minimum Normal Backlash (mm)		0,092
Maximum Transverse Backlash (mm)		0,15
Minimum Transverse Backlash (mm)		0,1
Maximum Normal Backlash (mm)	0,069	0,069
Minimum Normal Backlash (mm)	0,046	0,046
Maximum Transverse Backlash (mm)	0,075	0,075
Minimum Transverse Backlash (mm)	0,05	0,05
Root Diameter for Maximum Backlash (mm)	59,773	41,151

## BENDING STRESS PARAMETERS

Root Fillet Radius /Module	0,715	0,635
Root Normal Chord /Module	2,058	2,069
Load Point Distance /Module	2,166	1,836
Root Radius / Normal Chord	0,348	0,307
Stress Concentration Factor	1,735	1,809

## MATERIAL DATA

Material Type	none specified	none specified
Stress at Bending Endurance Limit (MPa)	558	558
Slope of Bending S-N Graph	8	8
Life at Endurance Limit (million cycles)	10	10
Reverse Bending Factor	0,7	0,7
1st Slope of Contact S-N Graph	6,75	6,75
2nd Slope of Contact S-N Graph	17,5	17,5
Stress at Contact S-N Knee Point	1400	1400
Life at Contact S-N Knee Point	27,1	27,1
Shot-Peen Stress Reduction (MPa)	100	100
Surface-Treatment Life Increasing	2	2

## OVERALL RESULTS (Damage in %)

Count of Load Cases	7	
Total duration (hours)	12,526	
Total Bending Damage	0	0
Total Contact Damage (Flank P)	1,07	0,508
Total Contact Damage (Flank N)	0	0
Total Shot-Peened Bend. Damage	0	0
Total Treated Cont Dmg (Flank P)	0,535	0,254
Total Treated Cont Dmg (Flank N)	0	0

## LOAD CASE: R 2000 rpm 445 Nm

### No Warnings

## GEAR LOAD DATA

Sun/Planet	is Sun		is Planet
Sun Torque (Nm)		0	
Max Load Share (%)		33,333	
Torque (Nm)	0		0
Sun Speed (rpm)		2000	
Carrier Speed (rpm)		587,302	
Speed through Mesh (rpm)	4238,095		2010,379
Required Life (hours)		0,106	
Required Life (million cycles)	0,027		0,013
Driver	NOT Driver		Driver
Reverse Bending	NO		YES

## GEAR FORCES

Tangential Tooth Load (N)	0
Axial Gear Load (N)	0
Separating Gear Load (N)	0



## STRESS DATA

Nominal Bending Stress (MPa)	0	0
Radial Bending Stress (MPa)	0	0
Lateral Bending Stress (MPa)	0	0
Stress Concentration Factor	1,735	1,809
Maximum Bending Stress (MPa)	0	0
Reverse Bending	NO	YES
Bending Life (million cycles)	INFINITE	INFINITE
Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Contact Stress (MPa)		0
Contact Life (million cycles)	6,65E+140	6,65E+140
Contact Life (hours)	2,62E+141	5,51E+141

## POST-TREATED DATA

Post-Treated Life Factor	2	2
Treated Contact Life (hours)	5,23E+141	1,10E+142
Shot-Peened Reduction (MPa)	100	100
Shot-Peened Bending Stress (MPa)	0	0
Shot-Peened Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE

## TIP RELIEF DATA

Relief Type		Short (50%)	
Maximum Relief Diameter (mm)	68,417		48,666
Minimum Relief Diameter (mm)	67,717		47,966
Amount of Tip Relief (µm)	25,023		25,023
Tip Relief Design Torque (%)		100	
Lead Correction Design Torque (%)		50	

## LOAD CASE: 1st 5190 rpm 445 Nm

### No Warnings

## GEAR LOAD DATA

Sun/Planet	is Sun		is Planet
Sun Torque (Nm)		445	
Max Load Share (%)		33,65	
Torque (Nm)	149,741		105,223
Sun Speed (rpm)		5190	
Carrier Speed (rpm)		1524,048	
Speed through Mesh (rpm)	1,10E+04		5216,932
Required Life (hours)		0,675	
Required Life (million cycles)	0,445		0,211
Driver	Driver		NOT Driver
Reverse Bending	NO		YES

## GEAR FORCES

Tangential Tooth Load (N)	4561,075
Axial Gear Load (N)	961,633
Separating Gear Load (N)	1580,593

## STRESS DATA

Nominal Bending Stress (MPa)	243,959	203,252
Radial Bending Stress (MPa)	20,898	20,786
Lateral Bending Stress (MPa)	223,062	182,465
Stress Concentration Factor	1,735	1,809
Maximum Bending Stress (MPa)	387,073	330,052
Reverse Bending	NO	YES
Bending Life (million cycles)	INFINITE	INFINITE
Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Contact Stress (MPa)	1348,616	
Contact Life (million cycles)	52,139	52,139
Contact Life (hours)	79,015	166,571

## POST-TREATED DATA

Post-Treated Life Factor	2	2
Treated Contact Life (hours)	158,029	333,143
Shot-Peened Reduction (MPa)	100	100
Shot-Peened Bending Stress (MPa)	287,073	230,052
Shot-Peened Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE

## TIP RELIEF DATA

Relief Type		Short (50%)	
Maximum Relief Diameter (mm)	68,417		48,666
Minimum Relief Diameter (mm)	67,717		47,966
Amount of Tip Relief (µm)	40,209		40,209
Tip Relief Design Torque (%)		100	
Lead Correction Design Torque (%)		50	

## LOAD CASE: 2nd 5190 rpm 340

**Nm**

**No Warnings**

## GEAR LOAD DATA

Sun/Planet	is Sun		is Planet
Sun Torque (Nm)		340	
Max Load Share (%)		33,583	
Torque (Nm)	114,183		80,237
Sun Speed (rpm)		5190	
Carrier Speed (rpm)		2348,34	
Speed through Mesh (rpm)	8524,981		4043,901
Required Life (hours)		2,349	
Required Life (million cycles)	1,202		0,57
Driver	Driver		NOT Driver
Reverse Bending	NO		YES

## GEAR FORCES

Tangential Tooth Load (N)	3478,005
Axial Gear Load (N)	733,284
Separating Gear Load (N)	1205,266

## STRESS DATA

Nominal Bending Stress (MPa)	186,029	154,988
Radial Bending Stress (MPa)	15,935	15,85
Lateral Bending Stress (MPa)	170,094	139,137
Stress Concentration Factor	1,735	1,809
Maximum Bending Stress (MPa)	295,159	251,678
Reverse Bending	NO	YES
Bending Life (million cycles)	INFINITE	INFINITE
Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Contact Stress (MPa)	1177,659	
Contact Life (million cycles)	558,941	558,941
Contact Life (hours)	1092,75	2303,636

## POST-TREATED DATA

Post-Treated Life Factor	2	2
Treated Contact Life (hours)	2185,501	4607,272
Shot-Peened Reduction (MPa)	100	100
Shot-Peened Bending Stress (MPa)	195,159	151,678
Shot-Peened Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE

## TIP RELIEF DATA

Relief Type		Short (50%)	
Maximum Relief Diameter (mm)	68,417		48,666
Minimum Relief Diameter (mm)	67,717		47,966
Amount of Tip Relief (µm)	36,603		36,603
Tip Relief Design Torque (%)		100	
Lead Correction Design Torque (%)		50	

## LOAD CASE: 3rd 5190 rpm 340

**Nm**

**No Warnings**

## GEAR LOAD DATA

Sun/Planet	is Sun		is Planet
Sun Torque (Nm)		206,277	
Max Load Share (%)		33,579	
Torque (Nm)	69,266		48,674
Sun Speed (rpm)		5190	
Carrier Speed (rpm)		3870,687	
Speed through Mesh (rpm)	3957,939		1877,484
Required Life (hours)		2,349	
Required Life (million cycles)	0,558		0,265
Driver	Driver		NOT Driver
Reverse Bending	NO		YES

## GEAR FORCES

Tangential Tooth Load (N)	2109,843
Axial Gear Load (N)	444,828
Separating Gear Load (N)	731,144

## STRESS DATA

Nominal Bending Stress (MPa)	112,85	94,019
Radial Bending Stress (MPa)	9,667	9,615
Lateral Bending Stress (MPa)	103,183	84,404
Stress Concentration Factor	1,735	1,809
Maximum Bending Stress (MPa)	179,051	152,674
Reverse Bending	NO	YES
Bending Life (million cycles)	INFINITE	INFINITE
Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Contact Stress (MPa)	917,233	
Contact Life (million cycles)	4,43E+04	4,43E+04
Contact Life (hours)	1,87E+05	3,94E+05

## POST-TREATED DATA

Post-Treated Life Factor	2	2
Treated Contact Life (hours)	3,73E+05	7,87E+05
Shot-Peened Reduction (MPa)	100	100
Shot-Peened Bending Stress (MPa)	0	0
Shot-Peened Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE

## TIP RELIEF DATA

Relief Type		Short (50%)	
Maximum Relief Diameter (mm)	68,417		48,666
Minimum Relief Diameter (mm)	67,717		47,966
Amount of Tip Relief (µm)	32,053		32,053
Tip Relief Design Torque (%)		100	
Lead Correction Design Torque (%)		50	

## LOAD CASE: 4th 5190 rpm 340

**Nm**

**No Warnings**

## GEAR LOAD DATA

Sun/Planet	is Sun		is Planet
Sun Torque (Nm)		99,841	
Max Load Share (%)		33,6	
Torque (Nm)	33,547		23,574
Sun Speed (rpm)		5190	
Carrier Speed (rpm)		5190	
Speed through Mesh (rpm)	0		0
Required Life (hours)		2,349	
Required Life (million cycles)	0		0
Driver	Driver		NOT Driver
Reverse Bending	NO		YES

## GEAR FORCES

Tangential Tooth Load (N)	1021,837
Axial Gear Load (N)	215,439
Separating Gear Load (N)	354,107

## STRESS DATA

Nominal Bending Stress (MPa)	54,655	45,535
Radial Bending Stress (MPa)	4,682	4,657
Lateral Bending Stress (MPa)	49,973	40,879
Stress Concentration Factor	1,735	1,809
Maximum Bending Stress (MPa)	86,718	73,943
Reverse Bending	NO	YES
Bending Life (million cycles)	INFINITE	INFINITE
Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Contact Stress (MPa)		638,33
Contact Life (million cycles)	2,52E+07	2,52E+07
Contact Life (hours)	INFINITE	INFINITE

## POST-TREATED DATA

Post-Treated Life Factor	2	2
Treated Contact Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Shot-Peened Reduction (MPa)	100	100
Shot-Peened Bending Stress (MPa)	0	0
Shot-Peened Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE

## TIP RELIEF DATA

Relief Type		Short (50%)	
Maximum Relief Diameter (mm)	68,417		48,666
Minimum Relief Diameter (mm)	67,717		47,966
Amount of Tip Relief (µm)	29,104		29,104
Tip Relief Design Torque (%)		100	
Lead Correction Design Torque (%)		50	

## LOAD CASE: 5th 5190 rpm 340

**Nm**

**No Warnings**

## GEAR LOAD DATA

Sun/Planet	is Sun		is Planet
Sun Torque (Nm)		0	
Max Load Share (%)		33,333	
Torque (Nm)	0		0
Sun Speed (rpm)		5190	
Carrier Speed (rpm)		5190	
Speed through Mesh (rpm)	0		0
Required Life (hours)		2,349	
Required Life (million cycles)	0		0
Driver	Driver		NOT Driver
Reverse Bending	NO		YES

## GEAR FORCES

Tangential Tooth Load (N)	0
Axial Gear Load (N)	0
Separating Gear Load (N)	0

## STRESS DATA

Nominal Bending Stress (MPa)	0	0
Radial Bending Stress (MPa)	0	0
Lateral Bending Stress (MPa)	0	0
Stress Concentration Factor	1,735	1,809
Maximum Bending Stress (MPa)	0	0
Reverse Bending	NO	YES
Bending Life (million cycles)	INFINITE	INFINITE
Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Contact Stress (MPa)		0
Contact Life (million cycles)	3,02E+145	3,02E+145
Contact Life (hours)	INFINITE	INFINITE

## POST-TREATED DATA

Post-Treated Life Factor	2	2
Treated Contact Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Shot-Peened Reduction (MPa)	100	100
Shot-Peened Bending Stress (MPa)	0	0
Shot-Peened Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE

## TIP RELIEF DATA

Relief Type		Short (50%)	
Maximum Relief Diameter (mm)	68,417		48,666
Minimum Relief Diameter (mm)	67,717		47,966
Amount of Tip Relief (µm)	25,023		25,023
Tip Relief Design Torque (%)		100	
Lead Correction Design Torque (%)		50	

## LOAD CASE: 6th 5190 rpm 340

**Nm**

**No Warnings**

## GEAR LOAD DATA

Sun/Planet	is Sun		is Planet
Sun Torque (Nm)		0	
Max Load Share (%)		33,333	
Torque (Nm)	0		0
Sun Speed (rpm)		5190	
Carrier Speed (rpm)		5190	
Speed through Mesh (rpm)	0		0
Required Life (hours)		2,349	
Required Life (million cycles)	0		0
Driver	Driver		NOT Driver
Reverse Bending	NO		YES

## GEAR FORCES

Tangential Tooth Load (N)	0
Axial Gear Load (N)	0
Separating Gear Load (N)	0

**STRESS DATA**

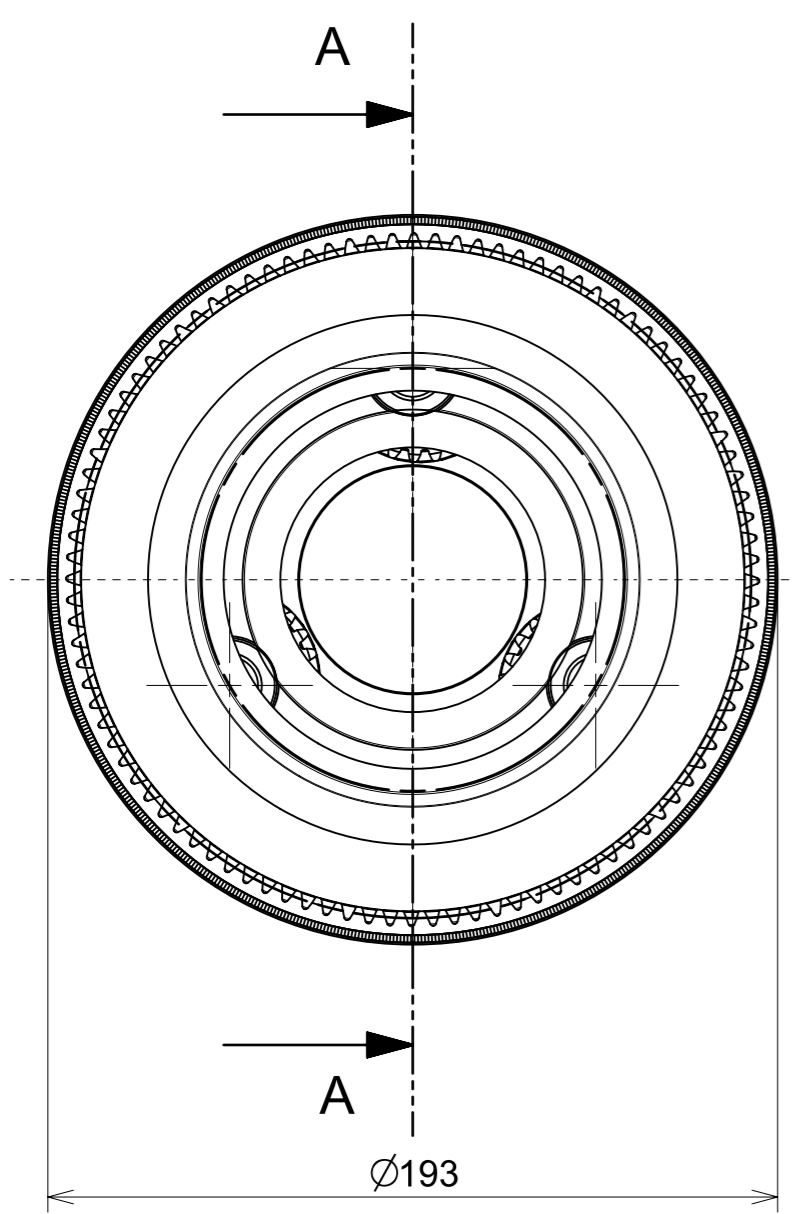
Nominal Bending Stress (MPa)	0	0
Radial Bending Stress (MPa)	0	0
Lateral Bending Stress (MPa)	0	0
Stress Concentration Factor	1,735	1,809
Maximum Bending Stress (MPa)	0	0
Reverse Bending	NO	YES
Bending Life (million cycles)	INFINITE	INFINITE
Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Contact Stress (MPa)		0
Contact Life (million cycles)	Infinity	Infinity
Contact Life (hours)	INFINITE	INFINITE

**POST-TREATED DATA**

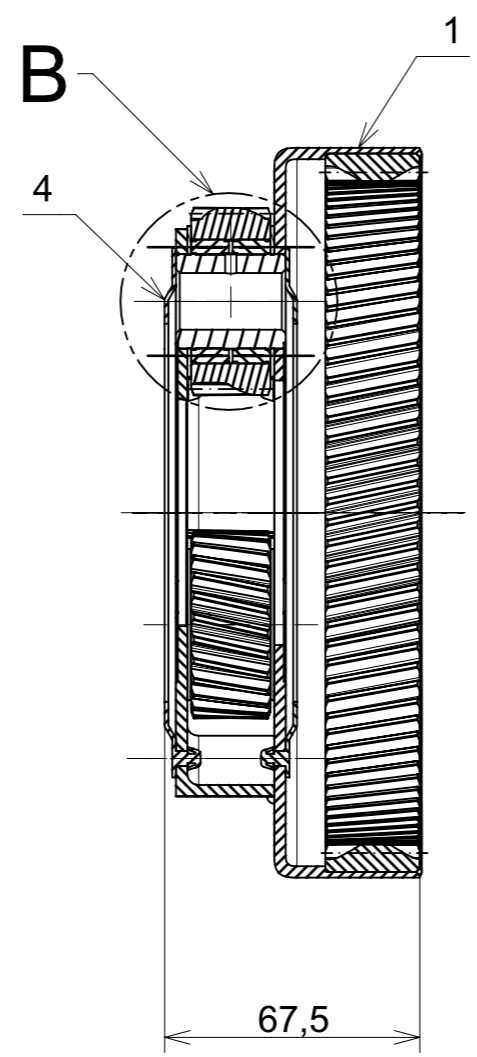
Post-Treated Life Factor	2	2
Treated Contact Life (hours)	INFINITE	INFINITE
Shot-Peened Reduction (MPa)	100	100
Shot-Peened Bending Stress (MPa)	0	0
Shot-Peened Bending Life (hours)	INFINITE	INFINITE

**TIP RELIEF DATA**

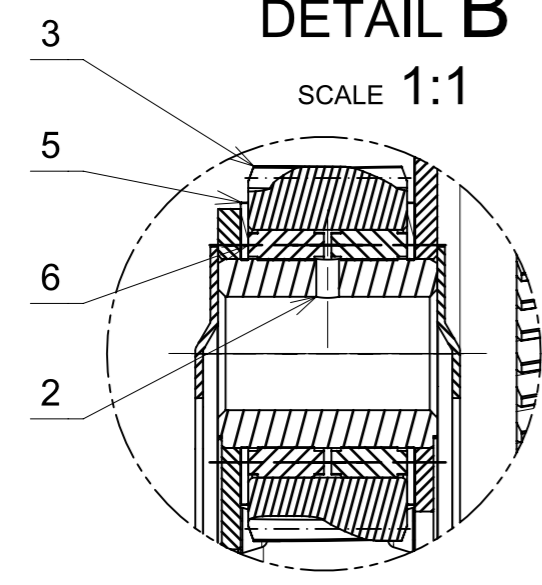
Relief Type		Short (50%)	
Maximum Relief Diameter (mm)	68,417		48,666
Minimum Relief Diameter (mm)	67,717		47,966
Amount of Tip Relief (µm)	NaN		NaN
Tip Relief Design Torque (%)		100	
Lead Correction Design Torque (%)		50	



### SECTION A-A



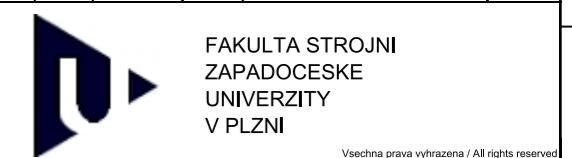
### DETAIL B SCALE 1:1



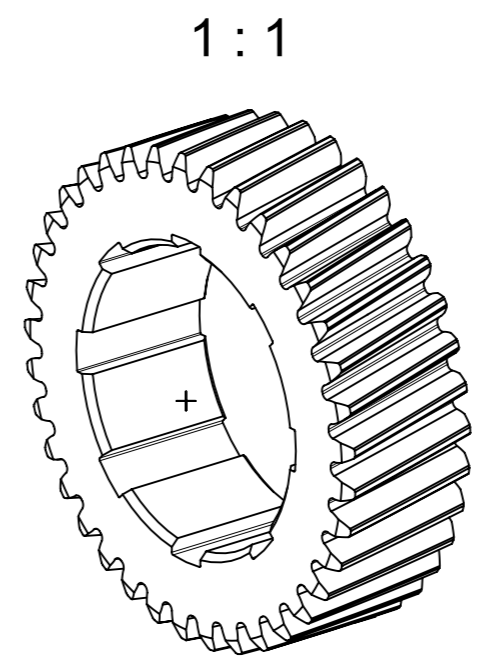
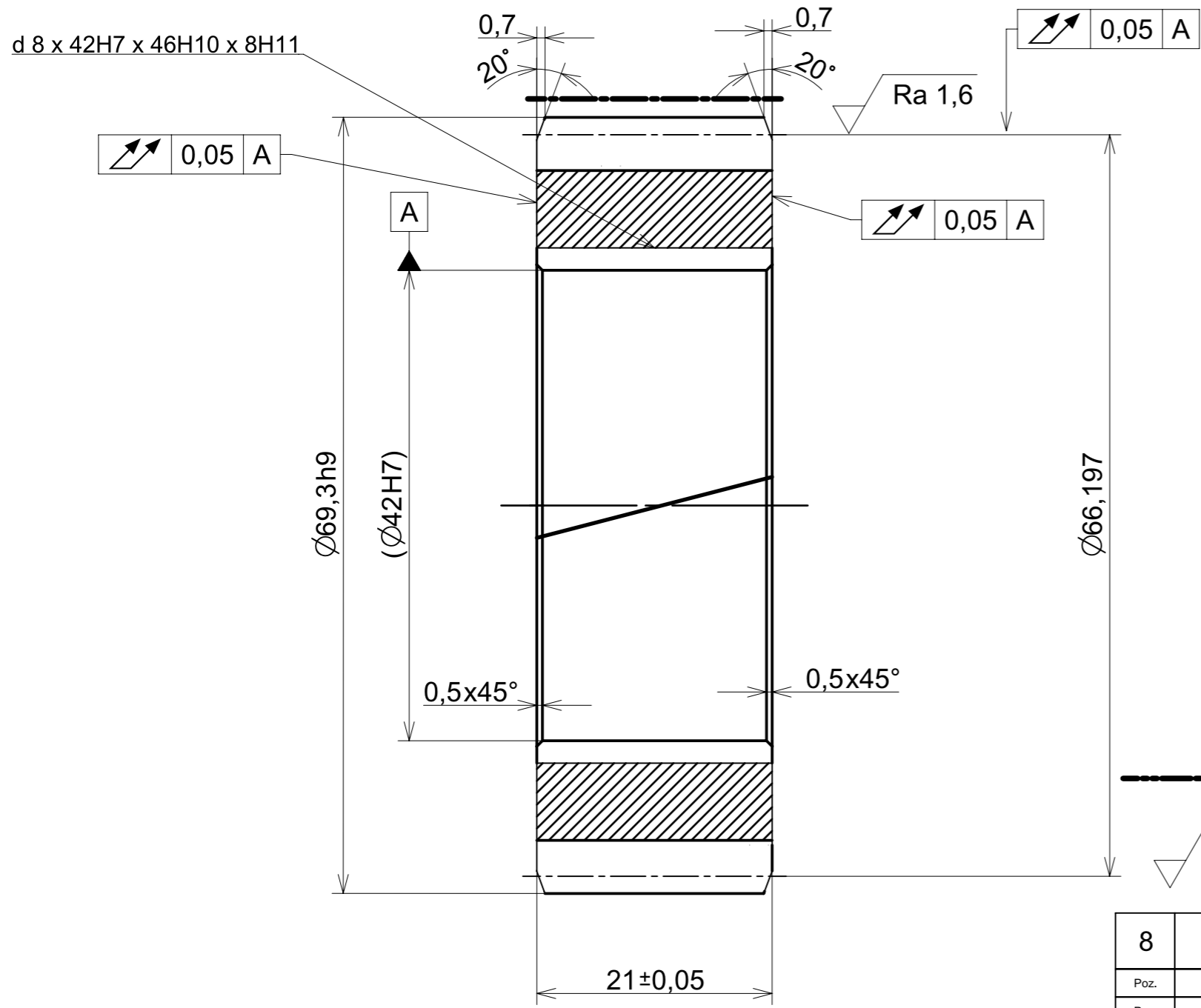
PO CELKOVÉM SESTAVENÍ NANĚST KONZERVAČNÍ OLEJ KX 10  
PŘED NAsAZENÍM SBĚRAČŮ OLEJE ODMAsTIT PŘÍPRAVKEM AQUA B204

---	KONZERVAČNÍ OLEJ KX 10	---	---	---	---	---	---	---	---
---	ODMAŠŤOVAČ AQUA B204	---	---	---	---	---	---	---	---
6	JEHLIČKOVÉ LOŽISKO - SPECIAL	---	---	---	0,020	---	---	---	6
5	AXIÁLNÍ TŘECÍ LOŽISKO	---	---	---	0,001	---	---	---	6
4	SBĚRAČ OLEJE	VÝSTRÍK	PA66	---	0,010	---	DP KKS 18 - 100	---	2
3	PLANETOVÉ KOLO PG1	Ø55 - 28 ČSN 42 5510.01	20NiCrMo2Q / 20NiCrMo2N	023	0,137	---	DP KKS 18 - 100	---	3
2	ČEP UNAŠEČE	Ø30 - 35 ČSN 42 5510.01	C35Q / C35N	002	0,068	---	DP KKS 18 - 100	---	3
1	PLANETOVÝ UNAŠEČ PG1 - SVAŘENEC	---	---	---	2,668	---	DP KKS 18 - 100	---	1
---	---	---	---/---	---	2,688	---	DP KKS 18 - 000	---	-

Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kresil / Drawn by	13.5.2018	PETR CHÁRA						
Prezkoušel / Checked by	---	---						
Schválil / Approved by	---	---						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		Meritko / Scale		
ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK		Carrier_PG1-v2		---		1:2		
		Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.		DP KKS 18 - 000		
		Carrier_PG1-v2		Cislo vykresu / Drawing No.		0 DP KKS 18 - 100		
Nazev / Title				Rev.		Cislo vykresu / Drawing No.		Format
PLANETOVÝ UNAŠEČ PG1				0		DP KKS 18 - 100		A3
VÝKRES SESTAVY				List / sheet no.		Pocet listu / sheets		
				1		1		








CEMENTOVÁNO A POVRCHOVĚ KALENO NA  $60_{-2}^{+1}$  HRC, CHD  $0,5_{+0,0}^{+0,2}$  mm


Ra 3,2 ( Ra 1,6 )

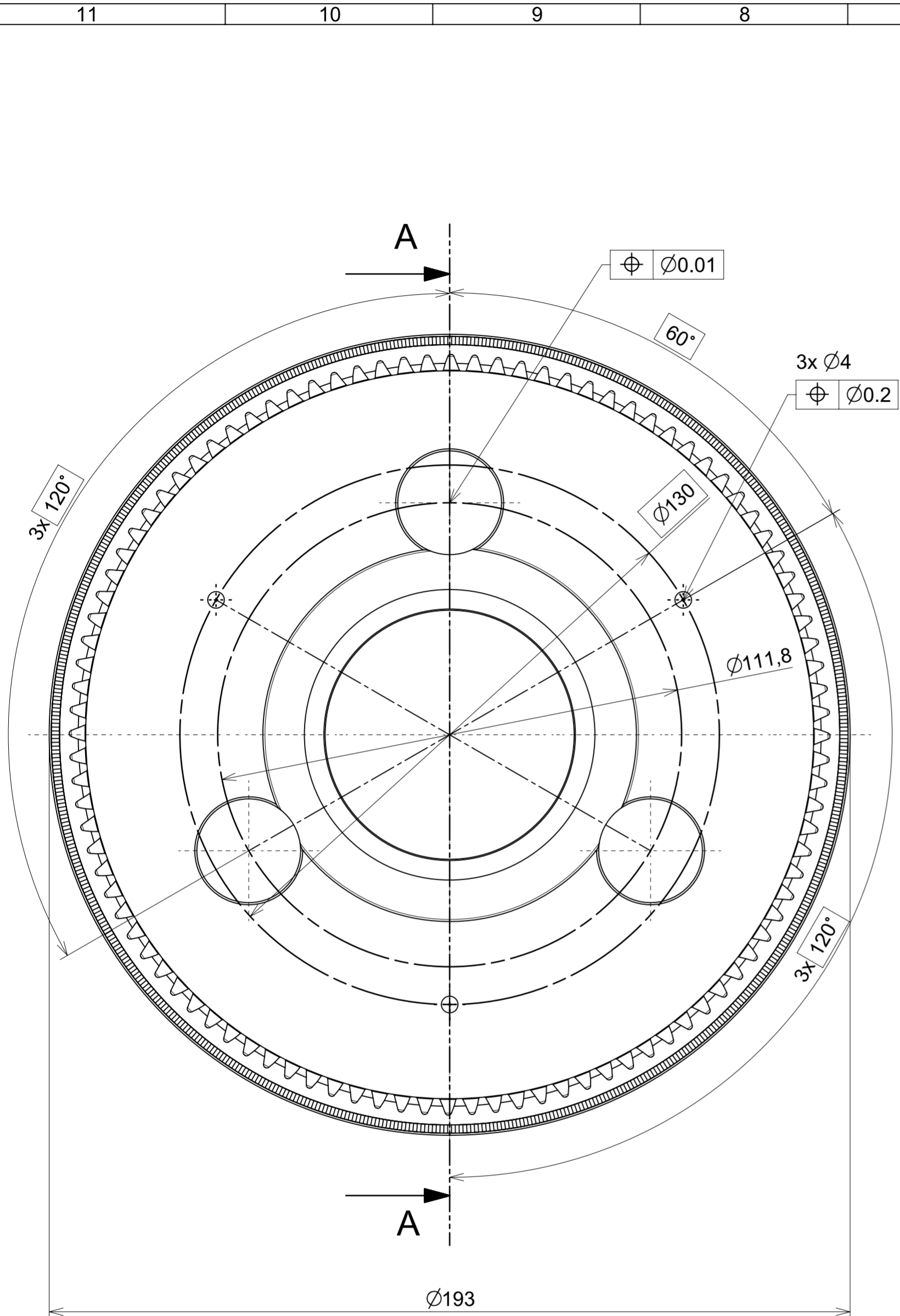
PARAMETRY OZUBENÉHO KOLA		
POČET ZUBŮ	z	37
TYP OZUBENÍ	-	VNĚJŠÍ
NORMÁLOVÝ MODUL	mn	1,75
TEČNÝ MODUL	mt	1,79
ÚHEL SKLONU BOKU ZUBŮ	$\beta$	12°
SMYSL STOUPÁNÍ ŠROUBOVICE	-	LEVÝ
NORMÁLOVÝ ÚHEL ZÁBĚRU	an	20°
TEČNÝ ÚHEL ZÁBĚRU	at	20,4°
ROZTEČNÝ PRŮMĚR	d	66,197 mm
JEDNOTKOVÉ POSUNUTÍ PROFILU	x	-0,278
POSUNUTÍ PROFILU	-	-0,486 mm
PRŮMĚR ZÁKLADNÍ KRUŽNICE	db	62,041 mm
PRŮMĚR PATNÍ KRUŽNICE	df	59,773 mm
VALIVÁ OSOVÁ VZDÁLENOST	aw	55,900 mm
MAXIMÁLNÍ VŮLE OZUBENÍ NA ROTEČNÉM PRŮMĚRU	-	0,15 mm
MINIMÁLNÍ VŮLE OZUBENÍ NA ROZTEČNÉM PRŮMĚRU	-	0,10 mm
PRŮMĚR HLAVOVÉ KRUŽNICE	da	69,300 mm
ŠÍŘKA OZUBENÍ	b	21,0 mm
CELKOVÁ HLOUBKA ZUBU	h	4,747 mm
KONTROLNÍ ROZMĚRY		
POČET ZUBŮ PRO MĚŘENÍ ROZTEČE	-	5
MAXIMÁLNÍ ROZTEČ ZUBŮ	-	23,836 mm
MINIMÁLNÍ ROZTEČ ZUBŮ	-	23,813 mm
PRŮMĚR MĚŘICÍCH VÁLEČKŮ / KULIČEK	-	3,5 mm
MAXIMÁLNÍ ROZMĚR PŘES VÁLEČKY	-	71,101 mm
MINIMÁLNÍ ROZMĚRY PŘES VÁLEČKY	-	71,042 mm
TLOUŠŤKA ZUBU	-	2,334 mm
NOMINÁLNÍ VÝŠKA HLAVY ZUBU	-	1,552 mm
PRŮMĚR KRUŽNICE POČÁTKU AKTIVNÍHO PROFILU ZUBU	SAP	63,466 mm
SKUTEČNÝ POČÁTEČNÝ PRŮMĚR EVOLVENTY	TIF	62,448 mm
PRŮMĚR KRUŽNICE KONCE AKTIVNÍHO PROFILU ZUBU	EAP	68,7 mm
ROZMĚRY ZUBŮ (VZHLEDEM K MODULU)		
VÝŠKA HLAVY ZUBU	ha*	1,164
VÝŠKA PATY ZUBU	hf*	1,5
POLOMĚR ZAOKLENÍ ZUBŮ FRÉZY	r*	0,342
SPOLUZABÍRAJÍCÍ KOLO		PLANETOVÉ KOLO PG1
ČÍSLO VÝKRESU	---	DP KKS 18 - 103
POČET ZUBŮ	z	26
ÚHEL OS	---	0°

8	---	Ø 80-28 ČSN 42 5510.01	20NiCrMo2Q / 20NiCrMo2N	023	0,300	---	DP KKS 18 - 000	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecný/vychozí	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

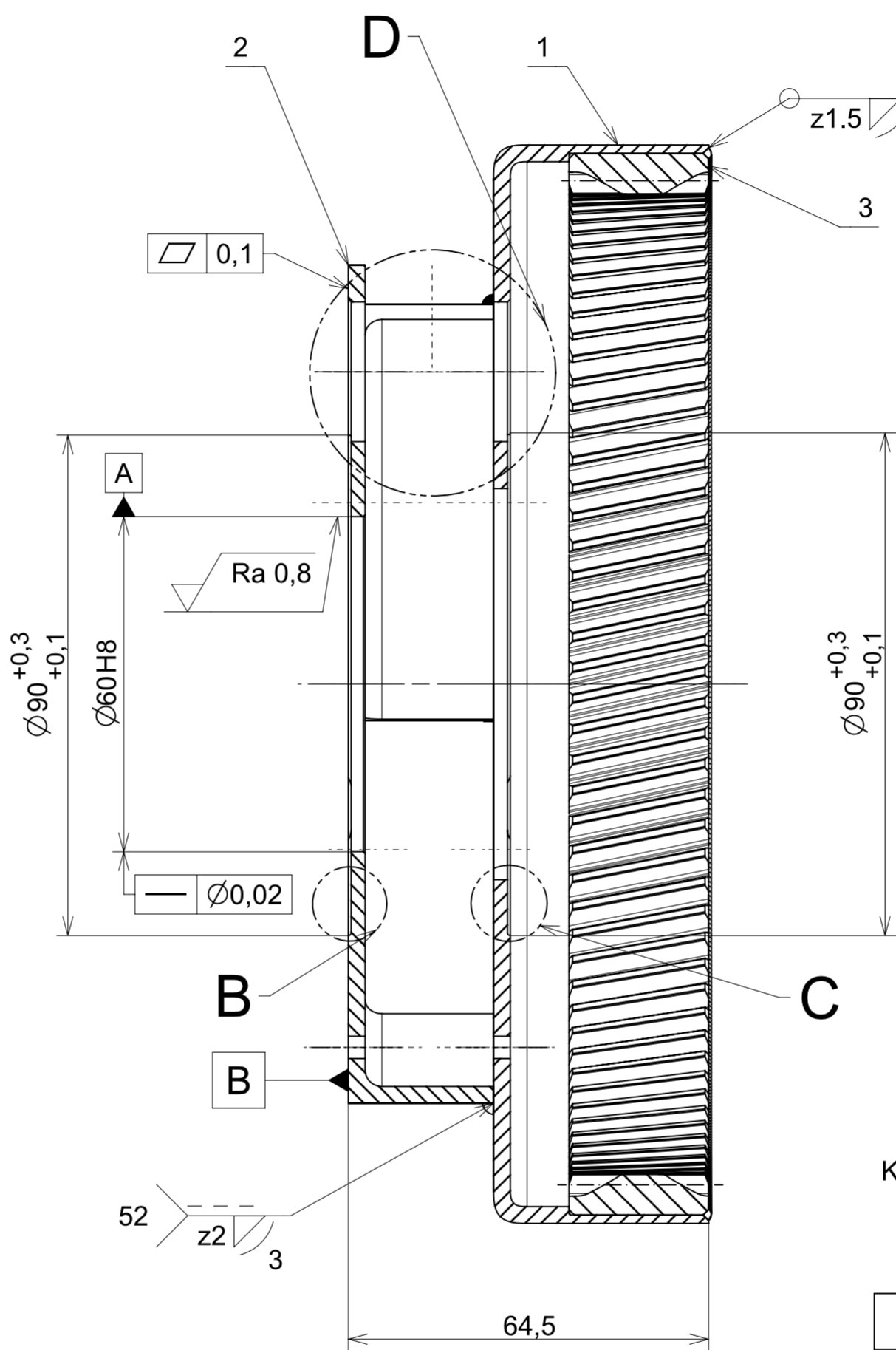
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name	 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>					
Kreslil / Drawn by	14.5.2018	PETR CHÁRA						
Prezkoušel / Checked by	---	---						
Schválil / Approved by	---	---						

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			

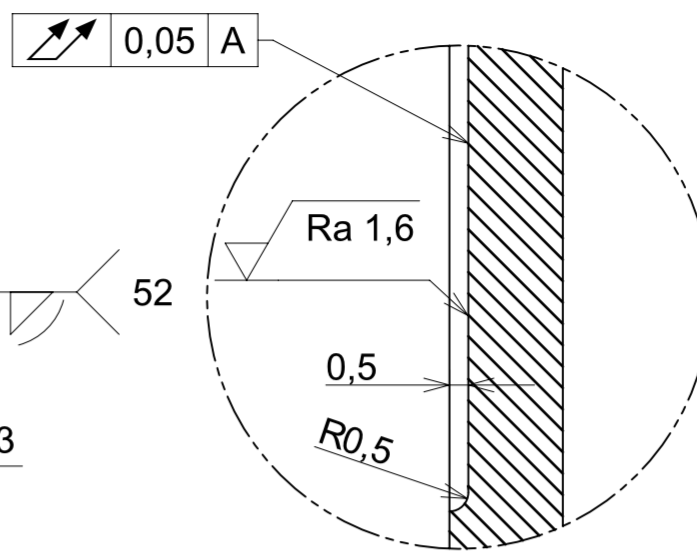
 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	Sun_PG1		Projekt / Project:	---	Meritko / Scale	
	Soubor-vykres / DRW-file	Sun_PG1		C.sestavy / Assembly No.	DP KKS 18 - 000		2:1
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		Format
<b>OZUBENÉ KOLO - SLUNCE PG1</b>				0	<b>DP KKS 18 - 008</b>		<b>A3</b>
VÝROBNÍ VÝKRES				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1



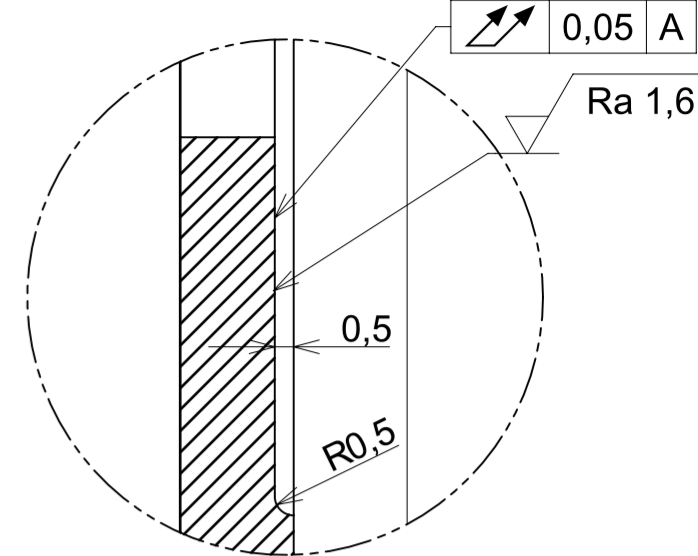
SECTION A-A



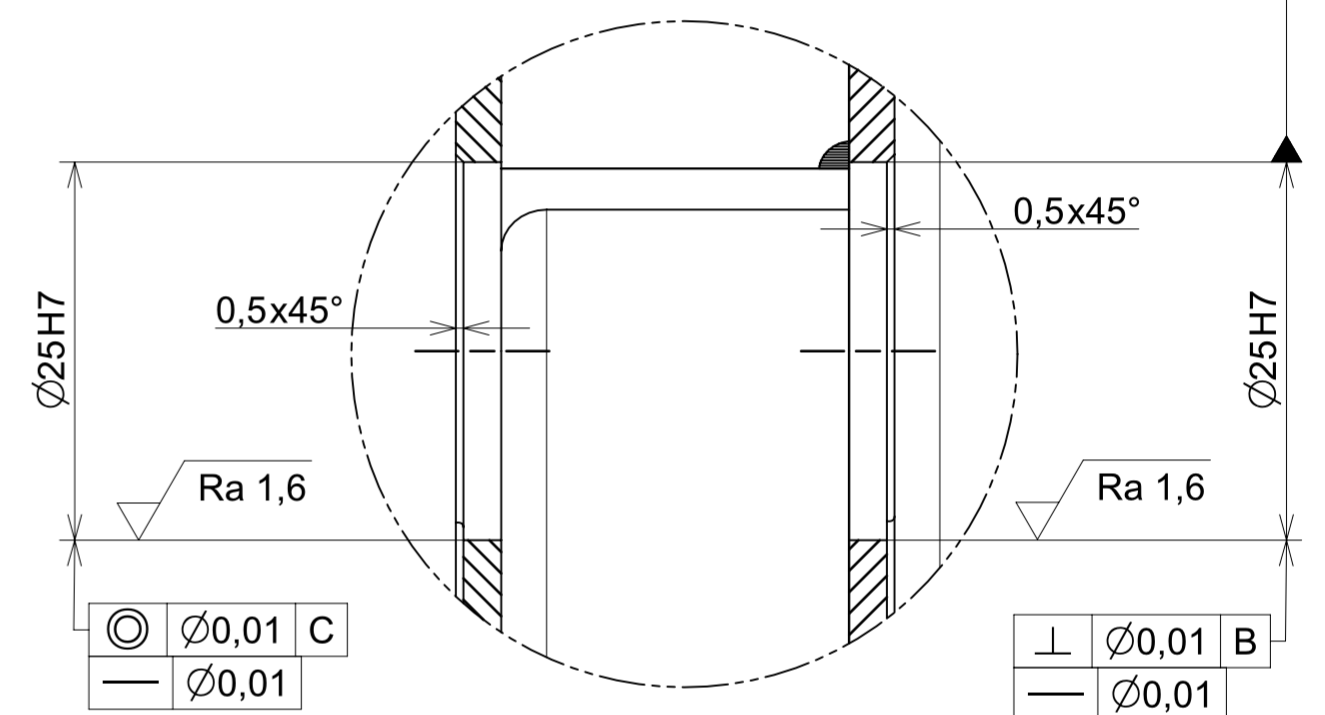
DETAIL B (C-6)  
SCALE 5:1



DETAIL C (C-5)  
SCALE 5:1



DETAIL D (D-6)  
SCALE 2:1



KORUNOVÉ KOLO NALISOVAT NA DORAZ

✓ ( Ra 0,8 , Ra 1,6 )

3	KORUNOVÉ KOLO PG2	VÝKOVEK	20NiCrMo2Q / 20NiCrMo2N	023	0,617	---	DP KKS 18 - 101	1
2	DISK UNAŠEČE PG1 - M	PŘÍSTRŮH Ø220	S355JR+N / S355JR+N	005	0,450	---	DP KKS 18 - 101	1
1	DISK UNAŠEČE PG1 - V	PŘÍSTRŮH Ø280	S355JR+N / S355JR+N	005	0,862	---	DP KKS 18 - 101	1
---	---	---	---	---	2,734	---	DP KKS 18 - 000	-
Poz.	Název - rozměr	Polotovár	Material konečný/vychází	T.O.	C.hmot.	H.hmot.	Číslo výkresu sestavy	Počet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

cad 1	Datum / Date	Jmeno / Name	FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		
Kreslil / Drawn by	13.5.2018	PETR CHÁRA			
Prezkoušel / Checked by	---	---			
Schválil / Approved by	---	---			
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP			Datum / Date
---	---	---	---	---	Poznámka / Note:
---	---	---	---	---	---
ISO 128	Tolerance / Tolerování	Soubor-model / ASM-file	Carrier_PG1-v2-svařenec	Projekt / Project:	---
ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-výkres / DRW-file	Carrier_PG1-v2-svařenec	Meritko / Scale	1:1	
Název / Title			Rev.	Číslo výkresu / Drawing No.	Format
PLANETOVÝ UNAŠEČ PG1-SVAŘENEC			0	DP KKS 18 - 101	A2
VÝROBNÍ VÝKRES - SVAŘENEC			List / sheet no.	Počet listů / sheets	1