



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Porovnání stupňových převodovek
s planetovým mechanismem

Comparison of stepped transmissions
with planetary mechanism

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2021

Vojtěch Čejka

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kaněra

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Čejka** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **482436**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Porovnání stupňových převodovek s planetovým mechanismem

Název bakalářské práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši dvou vhodných devítistupňových samočinných převodovek s planetovým soukolím (zjistěte zejm. mechanické zapojení, počty zubů jednotlivých planetových soukolí, hmotnost, použití atd...). Porovnejte jejich mechanické zapojení (na všechny převodové stupně), celkový rozsah a přeskoky mezi rychlostmi. Porovnejte také pilový diagram a trakční charakteristiku pro zvolený motor.

Seznam doporučené literatury:

Automotive transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application, Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz J., Novak W.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jaroslav Kaněra, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **07.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

Ing. Jaroslav Kaněra
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Vojtěch Čejka

Název práce: Porovnání stupňových převodovek s planetovým mechanismem

Anglický název: Comparison of stepped transmissions with planetary mechanism

Rozsah práce:

54 stran

35 obrázků

26 tabulek

8 grafů

Akademický rok: 2020/2021

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kaněra

Klíčová slova: automatická převodovka, planetové soukolí, hydrodynamický měnič, pilový diagram, trakční charakteristika

Key words: automatic transmission, planetary gear set, torque converter, saw profile diagram, traction characteristic



Abstrakt

Tato práce se zabývá rešerší dvou devítistupňových samočinných převodovek s planetovým soukolím. Nejprve jsou stručně popsány jednotlivé typy samočinných převodovek používaných v osobních automobilech a vysvětleny základní principy převodovek s planetovým soukolím. Následně jsou představeny obě porovnávané převodovky a proveden rozbor jejich mechanického zapojení. V rámci rešerše je následně zpracován přehled použití těchto převodovek v různých automobilech. Ve výpočtové části jsou uvedeny výpočty převodových poměrů na jednotlivé převodové stupně, přeskoky mezi rychlostmi a také celkový rozsah. Dále jsou sestaveny pilové diagramy a na závěr porovnány trakční charakteristiky obou převodovek.

Abstract

This research deals with two nine-speed automatic transmissions with planetary gear set. First, the different types of automatic transmissions used in passenger cars are briefly described and the elementary principles of planetary transmissions are explained. Second, both compared transmissions are introduced and it's mechanical design is analyzed. As a part of the research, the use of these transmissions in various cars is summarized. The calculation section presents calculations of gear ratios for individual gears, steps between gears and the total transmission ratio spread. Third, the saw profile diagrams are created and finally the traction characteristics of both transmissions are compared.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Porovnání stupňovitých převodovek s planetovým mechanismem” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé práce Ing. Jaroslavu Kaněrovi za ochotu při konzultování problematiky a za odborné poznatky.



Obsah

1. Úvod	9
2. Samočinné převodovky v osobních automobilech	10
2.1. Automatizovaná manuální převodovka.....	10
2.2. Dvouspojková převodovka.....	11
2.3. Bezstupňová převodovka.....	12
2.4. Planetová převodovka s hydrodynamickým měničem.....	13
2.4.1. Hydrodynamický měnič točivého momentu	13
2.4.2. Planetová soukolí.....	15
3. Představení porovnávaných převodovek.....	17
3.1. GM 9T50.....	17
3.2. ZF 9HP48	18
4. Konstrukce.....	20
4.1. ZF 9HP48	20
4.1.1. Mechanické zapojení.....	20
4.1.1. Řadící elementy	22
4.2. GM 9T50.....	23
4.2.1. Mechanické zapojení.....	23
4.2.1. Řadící elementy	24
5. Aplikace převodovek	27
5.1. ZF 9HP48	27
5.2. GM 9Txx	29
6. Výpočet převodových poměrů.....	30
6.1. ZF 9HP48	31
6.1.1. První rychlostní stupeň.....	32
6.1.2. Druhý rychlostní stupeň	33
6.1.3. Třetí rychlostní stupeň.....	34
6.1.4. Čtvrtý rychlostní stupeň	35
6.1.5. Pátý rychlostní stupeň	36
6.1.6. Šestý rychlostní stupeň.....	37
6.1.7. Sedmý rychlostní stupeň	38
6.1.8. Osmý rychlostní stupeň	39
6.1.9. Devátý rychlostní stupeň.....	40



6.2.	GM 9T50.....	41
6.2.1.	První rychlostní stupeň.....	42
6.2.2.	Druhý rychlostní stupeň.....	43
6.2.3.	Třetí rychlostní stupeň.....	44
6.2.4.	Čtvrtý rychlostní stupeň.....	45
6.2.5.	Pátý rychlostní stupeň.....	46
6.2.6.	Šestý rychlostní stupeň.....	47
6.2.7.	Sedmý rychlostní stupeň.....	48
6.2.8.	Osmý rychlostní stupeň.....	49
6.2.9.	Devátý rychlostní stupeň.....	50
6.3.	Srovnání převodových poměrů.....	51
6.3.1.	Celkový rozsah rychlostních stupňů.....	52
6.3.2.	Převodové kroky.....	52
7.	Trakční charakteristiky.....	56
8.	Závěr.....	62
9.	Seznam použitých obrázků.....	63
10.	Seznam tabulek.....	64
11.	Seznam zdrojů.....	65



1. Úvod

Pro pohyb vozidel se spalovacím motorem je nezbytný převodový mechanismus, který umožňuje spalovacímu motoru pracovat ve vhodných otáčkách při proměnlivé rychlosti vozidla, dosáhnout požadované hnací síly a v neposlední řadě také dovoluje měnit smysl otáčení hnaných kol.

Převodovky můžeme podle ovládání rozdělit na převodovky s přímým řazením, tedy manuální, převodovky s nepřímým řazením (poloautomatické), mezi které patří například převodovka sekvenční. Poslední skupinou jsou převodovky samočinné neboli automatické, které ke své práci nepotřebují zásah řidiče.

Zatímco v nedávné minulosti byla samočinná převodovka výsadou automobilů vyšší střední třídy, dnes je již zcela běžně k dispozici v nižší střední třídě, a dokonce není žádným překvapením ani u malých městských vozů. Procentuální zastoupení manuální převodovky na trhu pomalu klesá a postupem času lze i v souvislosti s rozvojem hybridních pohonů očekávat, že se manuální převodovka bude stávat spíše alternativou při nižších stupních výbavy, nebo prostředkem k dosažení lepšího řidičského zážitku, zejména u sportovních automobilů.

V současnosti je napříč automobilovým průmyslem veliká snaha o snižování spotřeby paliva a s tím spojené snižování emisí vozidel. S tímto souvisí požadavek na práci motoru v ideálním spektru otáček, kterého dosáhneme s využitím vícestupňových převodovek. Právě potřebu zvyšování počtu rychlostních stupňů je možné realizovat pomocí samočinných převodovek s planetovým mechanismem, jichž se týká tato bakalářská práce.

Jako vhodná ke srovnání se nabízí převodovka ZF 9HP od německého výrobce ZF Friedrichshafen AG s převodovkou GM Hydra-Matic 9T50 vyráběnou automobilovým koncernem General Motors. Právě tato dvojice převodovek si sobě odpovídá nejen počtem rychlostních stupňů, kterých je v obou případech devět, ale také příčným způsobem zástavby do vozidel. Dalším důvodem k porovnávání těchto samočinných převodovek je také jejich použití v podobně zaměřených automobilech.



2. Samočinné převodovky v osobních automobilech

S vývojem převodovek přišlo mnoho rozdílných technických řešení, z nichž každé má své výhody i nevýhody. Automatické převodovky můžeme u osobních automobilů rozdělit na čtyři základní druhy, přičemž tři z nich se vyznačují stupňovitou změnou převodového poměru.

2.1. Automatizovaná manuální převodovka

Jako první zmíním převodovku, která konstrukčně vychází z klasické manuální převodovky, která je osazena elektromechanickým nebo elektrohydraulickým ovládáním řazení a spojky. Tento typ převodovky se nazývá automatizovaná nebo také robotizovaná manuální převodovka, v angličtině AMT (Automatic Manual Transmission). Její výhodou je nižší cena a hmotnost. V době rozvoje těchto převodovek byla navíc výhodou také nižší spotřeba paliva ve srovnání s převodovkami s hydrodynamickým měničem. To však již dnes zcela neplatí, díky podstatnému zvýšení účinnosti planetových samočinných převodovek, kterého bylo dosaženo zejména nárůstem počtu převodových stupňů, optimalizací vnitřního olejového hospodářství a také uzamykáním hydrodynamického měniče. Nevýhoda robotizované převodovky spočívá v dlouhé době trvání změny převodového stupně, což je dáno samotným principem této převodovky. Řazení totiž probíhá s přerušením toku výkonu, stejně jako u standardní manuální převodovky. U některých sportovních vozů tato převodovka dokáže řadit rychle, avšak s negativním dopadem na komfort jízdy a také na životnost samotného ústrojí.



Obrázek 1 - Robotizovaná převodovka Easytronic Opel [1]



2.2. Dvouspojková převodovka

Dalším typem samočinné převodovky je převodovka dvouspojková, v angličtině DCT (Dual Clutch Transmission). Jedná se o poměrně novodobé řešení, jehož první využívání začalo v 80. letech minulého století v závodních vozech Porsche a první aplikace v sériově vyráběném voze byla až v roce 2003 a to koncernem Volkswagen. Koncern Volkswagen využívá pro tyto převodovky označení DSG (Direkt-Schalt-Getriebe) (Obrázek 2).



Obrázek 2 - Dvouspojková převodovka VW DSG [2]

Dvouspojková převodovka se skládá v podstatě ze dvou paralelně uspořádaných manuálních dvouhřídelových převodovek. Má tedy dva vstupní hřídele, přičemž jeden zajišťuje liché převodové stupně a druhý stupně sudé. S motorem je spojena buď jedna nebo druhá vstupní hřídel, a to pomocí dvojice lamelových spojek. Převodovka má vždy zařazeny současně dva po sobě jdoucí převodové stupně a podle toho, která spojka je sepnuta, je přenášen točivý moment přes požadovaný převodový stupeň. Samotné přeřazení je realizováno současným uvolněním jedné spojky a spojením spojky druhé. Toto technické řešení přináší výhodu v podobě velmi rychlého řazení bez přerušení toku výkonu a také vysokou účinnost. Problém nastává při potřebě rychlého podřazení o dva rychlostní stupně, protože převodovka musí toto přeřazení provést postupně. Lamelové spojky mohou být buď suché, nebo v olejové lázni. Použití suchých spojek je však limitováno maximálním přenositelným točivým momentem a rozjíždění je méně plynulé, protože spojce nemůže být umožněn takový prokluz. Na straně druhé, olejová lázeň má nevýhodu v podobě vyšších ztrát. Kromě Volkswagenu tento typ převodovek již využívá řada dalších automobilek, jako třeba Hyundai, BMW, nebo Ford. Existují skříně pro příčné i podélné uložení.



2.3. Bezstupňová převodovka

Převodovek s plynule měnitelným převodovým poměrem, které se označují z angličtiny zkratkou CVT (Continuously Variable Transmission) existuje více, a to s naprosto rozdílným principem. Pokud pomineme hybridní ústrojí ve vozech Toyota, tak se plynulé změny převodu dosahuje variátorem. Nejpoužívanější variátor se skládá ze dvou řemenic a speciálního článkovaného řemenu nebo řetězu. Řemenice jsou tvořeny dvěma kuželovými kotouči, které se vůči sobě axiálně posouvají, čímž je docíleno změny převodového poměru. Samotný točivý moment je přenášen pouze třením mezi řemenem a kotouči.

Nespornou výhodou CVT převodovek je možnost udržovat otáčky motoru trvale v ideálním pásmu, ať už s ohledem na spotřebu paliva, nebo na maximální využití výkonu. Naopak nevýhodou je náchylnost na správné napnutí řemene a opotřebení dotykových ploch. Lze uvažovat také nevýhodu v podobě pocitu z jízdy, kdy při zrychlování nejprve vzrostou otáčky motoru a pak vozidlo již bez změny otáček motoru zrychluje. To lze částečně eliminovat takzvanými virtuálními převodovými stupni, které simulují práci stupňovité převodovky pomocí předem definovaných poloh kotoučů variátoru. Asi nejznámější je aplikace tohoto typu převodovky ve vozech Subaru (Obrázek 3), ale najdeme ji také ve automobilech Audi, Nissan, nebo Honda.



Obrázek 3 - Bezstupňová převodovka Lineartronic [3]

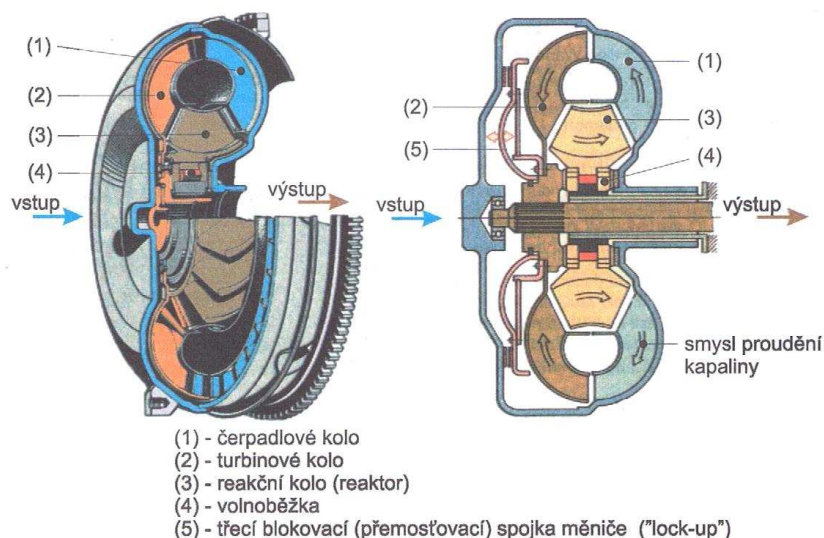


2.4. Planetová převodovka s hydrodynamickým měničem

Nejrozšířenějším typem automatické převodovky je právě planetová převodovka s hydrodynamickým měničem, proto se často označuje jako klasická či konvenční automatická převodovka a v angličtině nese zkratku AT (Automatic Transmission). Jak napovídá již samotný název, tento typ převodovky se skládá ze soustavy planetových soukolí, lamelových či zubových spojek a hydrodynamického měniče. Princip fungování spočívá ve vhodném uspořádání planetových soukolí, některé části jsou vzájemně spojeny napevno mechanicky, jiné spolu interagují pomocí lamelových spojek. Právě spínáním a uvolňováním těchto spojek jsou realizovány jednotlivé převodové poměry. Pro rozjezd vozidla je, na rozdíl od jiných typů převodovek, namísto lamelové spojky využíván hydrodynamický měnič točivého momentu.

2.4.1. Hydrodynamický měnič točivého momentu

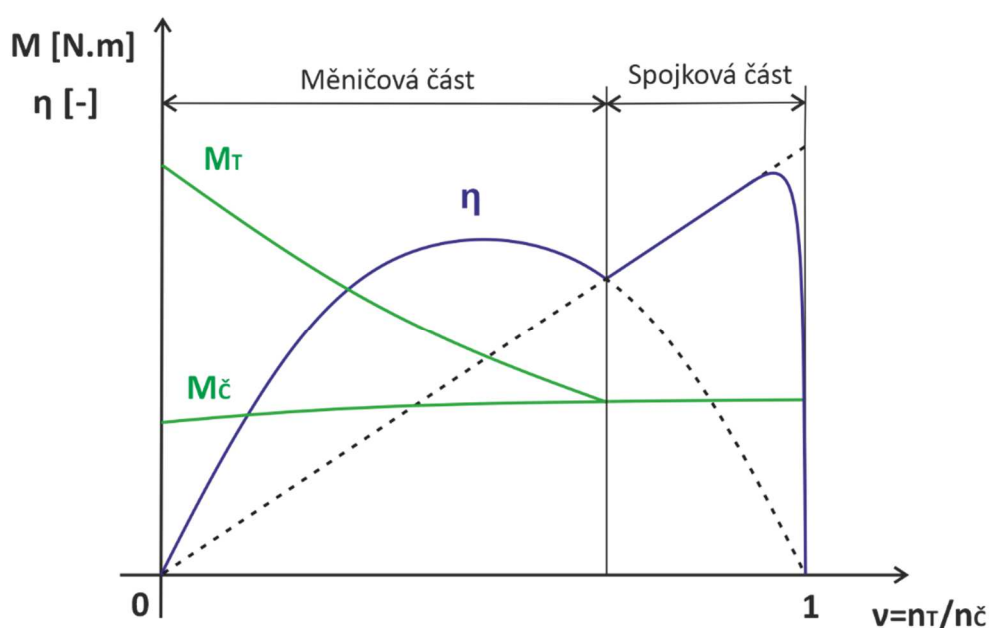
Hydrodynamický měnič je umístěn na vstupu do převodovky a umožňuje, že při rozjezdu vozidla není motor nijak mechanicky spojen s převodovým, respektive jízdním ústrojím. Díky tomu lze docílit dokonale plynulého rozjezdu a pohybu vozidla v rychlostech blízkých nule. Konstrukce měniče je tvořena čerpadlovým, turbínovým a reakčním kolem (Obrázek 4). Čerpadlové kolo je napevno spojeno s klikovým hřídelem motoru, zatímco turbínové kolo je spojeno se vstupním hřídelem převodovky.



Obrázek 4 - Hydrodynamický (kapalinový) měnič [4]



Z důvodu tvarování lopatek čerpadlového kola proudí kapalina vlivem odstředivé síly na obvod, kde vstupuje na lopatky turbíny. Pomocí lopatek na turbínovém kole kapalina mění směr a tím turbínové kolo roztáčí. Mezi čerpadlem a turbínou je na volnoběžce uloženo reakční kolo, které má za úkol usměrňovat kapalinu před opětovným vstupem do čerpadla. V okamžiku, kdy se vyrovná točivý moment čerpadla a turbíny, se reakční kolo díky volnoběžce začne otáčet spolu s turbínou, čímž měnič začne pracovat jako kapalinová spojka. Jakmile se rychlost turbíny přiblíží rychlosti čerpadla, tak kapalina přestává proudit a předávat hybnost, takže účinnost klesá k nule. Z charakteristiky hydrodynamického měniče je patrné, že při rozjezdu dochází k násobení točivého momentu motoru (Obrázek 5).



Obrázek 5 - Charakteristika Hydrodynamického měniče

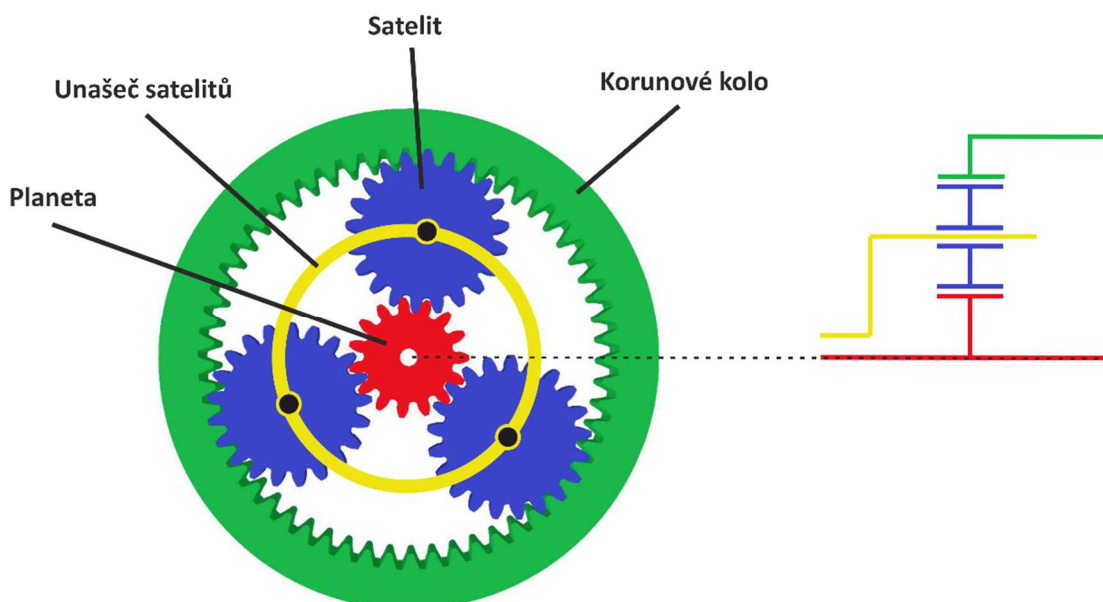
Abychom se vyhnuli části charakteristiky s výrazným poklesem účinnosti, tak je hydrodynamický měnič vybaven přemosťovací neboli blokovací spojkou, která pevně spojí motor s převodovkou. Tato přemosťovací spojka je u novodobých převodovek během jízdy sepnuta, aby nedocházelo ke ztrátám energie na hydrodynamickém měniči. Spojka je navíc doplněna tlumičem torzních kmitů.



2.4.2. Planetová soukolí

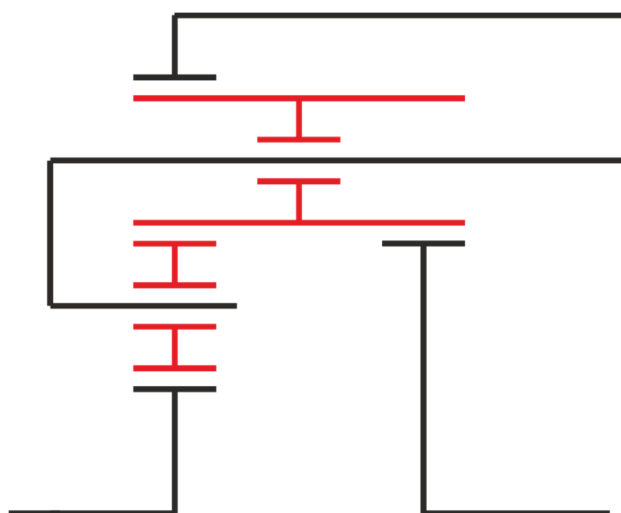
V automobilových převodovkách se využívá složených planetových soukolí, která vzniknou vzájemným spojením za sebou uložených jednoduchých planetových soukolí, nebo kombinací jednoduchých soukolí s řešením typu Ravigneaux či Simpson.

Základní jednoduché planetové soukolí je tvořeno jedním unašečem, v němž jsou otočně uloženy satelity, těch bývá zpravidla tři až pět kusů, záleží na přenášeném točivém momentu. Každý satelit koná složený pohyb skládající se z rotace kolem své osy a z rotace kolem centrální osy planetového soukolí. Satelity zabírají jednak s planetou, která se nachází uprostřed soukolí, jednak s korunovým kolem, jenž má vnitřní ozubení (Obrázek 6) [5].



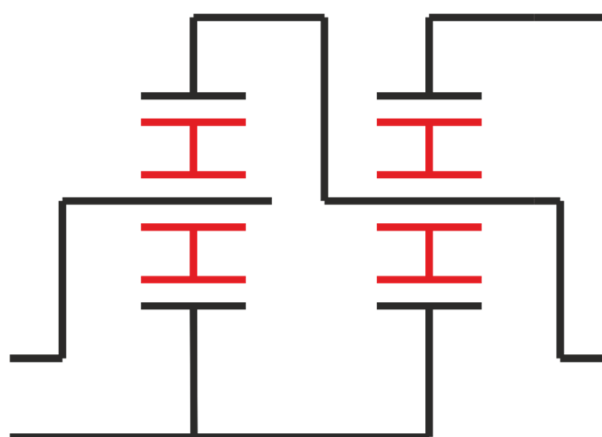
Obrázek 6 - Jednoduché planetové soukolí

Soukolí typu Ravigneaux se skládá ze dvou planet o rozdílných průměrech, jednoho unašeče se dvěma sadami satelitů a jednoho korunového kola. Konstrukce soukolí Ravigneaux umožňuje získat několik převodových stupňů vpřed a také zpětný chod pomocí jediného soukolí, dochází tím k úspoře prostoru. Na následujícím obrázku (Obrázek 7) je schematicky znázorněno uspořádání tohoto soukolí, přičemž je zobrazena pouze jedna polovina od centrální osy, stejně jako v dalších schématech této práce.



Obrázek 7 - Schéma soukolí Ravigneaux

Dalším využívaným typem planetového soukolí je Simpsonovo. Toto soukolí je složeno ze dvou zpravidla shodných jednoduchých soukolí, které sdílí jednu společnou planetu. Unašeč jednoho ze soukolí je typicky spojen s korunovým kolem soukolí druhého. Jednotlivé výstupy na schématu (Obrázek 8) mohou být spolu v interakci pomocí spojek, to však již záleží na konkrétním řešení celé převodovky. [6]



Obrázek 8 - Schéma soukolí Simpson

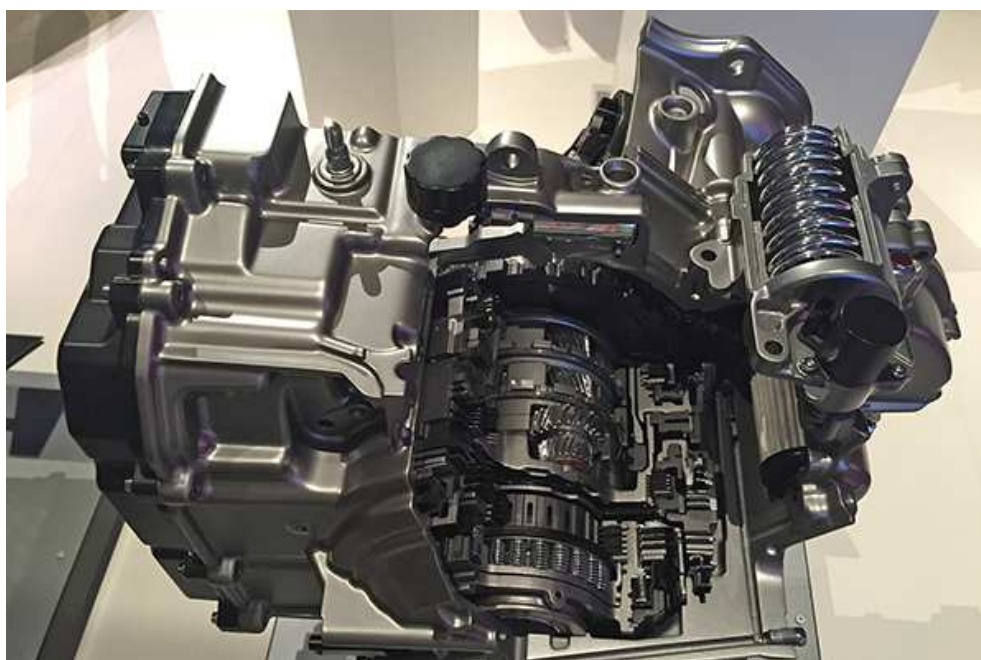
Výhodou planetových soukolí oproti klasickému soukolí s čelními koly jsou menší rozměry pro přenesení daného točivého momentu, vyšší efektivita v určitých typech zapojení a při daných rozměrech možnost dosáhnout větších převodových poměrů. Výhodou je také možnost dosáhnout velkého počtu dopředných rychlostí při menším počtu soukolí a řadicích elementů, než by bylo nutné s čelním ozubením. Naopak nevýhodou je dražší výroba náročná na přesnost.



3. Představení porovnávaných převodovek

3.1. GM 9T50

Jak již bylo zmíněno, porovnávané převodovky mají koncepci uložení napříč. Základ převodovky GM Hydra-Matic 9T50 vychází z šestistupňové Hydra-Matic 6T50. Požadavkem při vývoji bylo zachování rozměrů, aby bylo možné převodovku použít do stávajících architektur vozidel. To se podařilo a rozměry převodovky narostly o pouhých 16,7 mm v axiálním směru. [7] Na následujícím obrázku (Obrázek 9) je převodovka GM 9T50 zobrazena v částečném řezu. V popředí vidíme sestavu lamelových spojek, za nimi poté planetové soukolí se stupňovitými satelity a dále další dvě planetová soukolí. Hydrodynamický měnič se nachází na odvrácené straně.



Obrázek 9 - Řez převodovkou GM Hydra-Matic 9T50 [8]

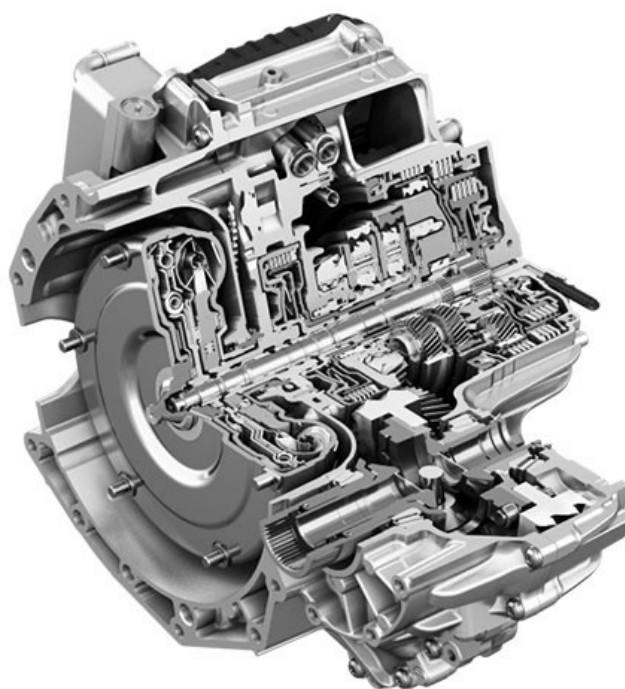
Devítistupňová převodovka od General Motors je vyráběna v několika výkonových verzích, přičemž označení verze je poslední dvojčíslí – 9Txx. U verze 9T50 je uváděn maximální točivý moment 380 N.m. Hmotnost včetně olejové náplně 9T50 činí 96 kg.



3.2. ZF 9HP48

Na rozdíl od devítistupňové převodovky od General Motors, převodovka ZF nenavazuje na předchozí model, jelikož šestistupňová i osmistupňová převodovka tohoto výrobce má koncepci podélného uložení, které je pro uložení napříč vzhledem k axiálním rozměrům a samotnému uspořádání nepoužitelné.

Na následujícím obrázku (Obrázek 10) je převodovka ZF 9HP48 zobrazena ve čtvrtinovém řezu. V popředí je hydrodynamický měnič s přemostovací spojkou a tlumičem torzních kmitů, za zmínku stojí jeho velmi úzká konstrukce. Za měničem následuje výstup z převodovky a následně sada planetových soukolí. Na samotném konci převodovky je patrná soustava lamelových spojek.

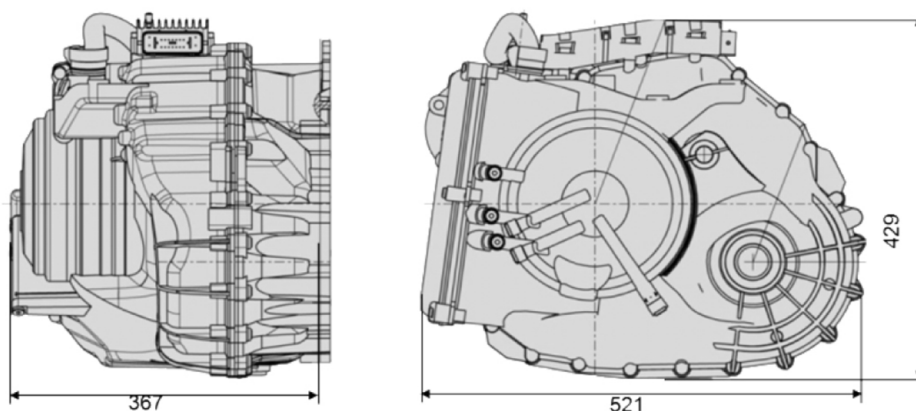


Obrázek 10 - Čtvrtinový řez převodovkou ZF 9HP48 [9]

U ZF najdeme v označení převodovky údaj o maximálním točivém momentu, na který je dimenzována. ZF 9HP48 má udávaný maximální točivý moment motoru 480 N.m při 4000 min⁻¹. Hmotnost včetně olejové náplně je 90 kg. [10]

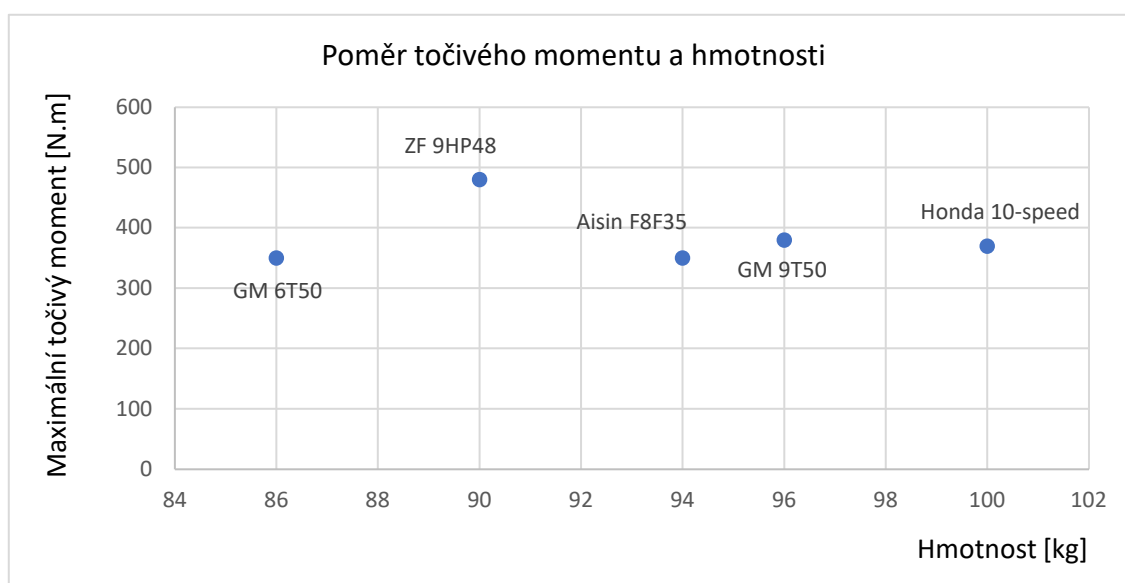


Na obrázku (Obrázek 11) jsou uvedeny základní rozměry převodovky ZF 9HP48.



Obrázek 11 - Rozměry převodovky ZF 9HP48 v milimetrech [10]

Pro názorné porovnání poměru výkonu a hmotnosti převodovky slouží diagram na jehož svislé ose je vynesena maximální přenášený točivý moment a na ose vodorovné pak hmotnost. Kromě obou porovnávaných převodovek je v diagramu zobrazeno i několik dalších automatických převodovek s planetovými soukolími a s koncepcí příčného uložení (Graf 1).



Graf 1 - Diagram poměru točivého momentu a hmotnosti



4. Konstrukce

Vzhledem k tomu, že se jedná o převodovky uložené napříč, tak se jejich konstrukce odvíjí od požadavku na malé rozměry v axiálním směru a celkovou kompaktnost skříně s ohledem na zástavbu.

4.1. ZF 9HP48

Samotné převodové ústrojí devítistupňové převodovky ZF se skládá ze čtyř jednoduchých planetových soukolí a šesti řadicích elementů.

Točivý moment je přiváděn na vstupní hřídel převodovky přes hydrodynamický měnič s přemostovací spojkou a tlumičem torzních kmitů.

Výstup z převodovky je řešen pomocí vloženého ozubeného kola, přes které se točivý moment přenáší na klec diferenciálu, přičemž zde dochází ještě k redukci otáček. Zapojení tedy používá dva stálé převody. Na schématu (Obrázek 12) je znázorněn diferenciál pro vozidla s pohonem přední nápravy, nicméně ZF poskytuje různé možnosti úpravy pro pohon všech čtyř kol, a to například pomocí přidané axiálně paralelní hřídele, nebo rozšíření klece diferenciálu. [10]

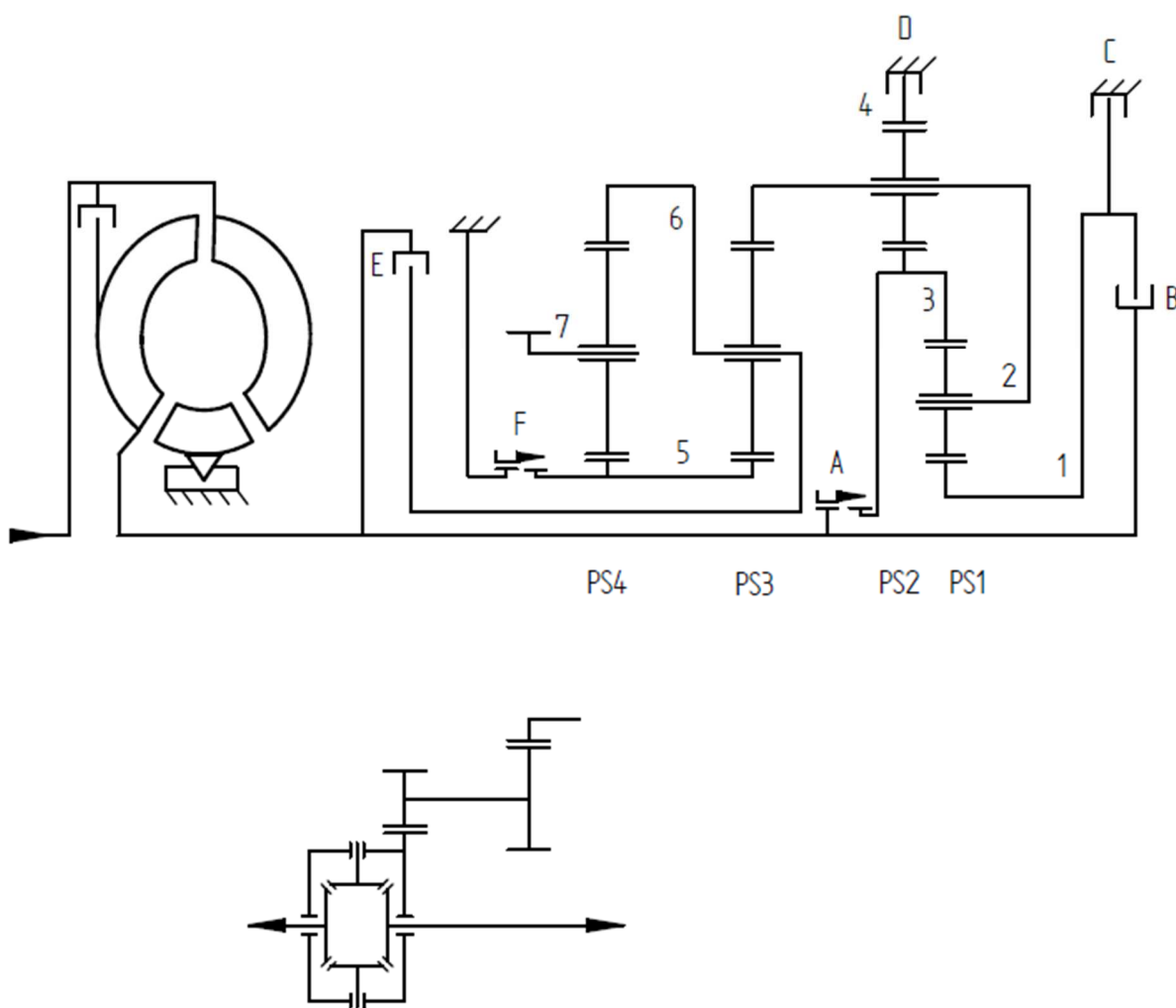
4.1.1. Mechanické zapojení

Mechanické zapojení převodovky ZF 9HP48 (Obrázek 12) je řešeno tak, že jsou axiálně za sebou umístěna pouze tři planetová soukolí, čímž dochází k úspoře místa v axiálním směru. Planetová soukolí č.1 a č.2 jsou vnořena do sebe, přičemž korunové kolo (3) soukolí č.1 tvoří svým vnějším obvodem zároveň planetu soukolí č.2 a obě soukolí mají společný unašeč (2). Vnořená soukolí jsou v záběru obě zároveň pouze při zařazeném devátém rychlostním stupni a při zpětném chodu, proto není problém s nadměrnou hlučností nebo s přehříváním. [10]



Planetová soukolí č.3 a č.4 tvoří složené soukolí, které se nazývá Simpsonovo. Tento typ soukolí se vyznačuje tím, že dvě jednoduchá planetová soukolí sdílí společnou planetu (5). V případě ZF 9HP48 je pak unašeč satelitů (6) soukolí č.3 spojen s korunovým kolem v soukolí č.4. Unašeč satelitů (7) čtvrtého planetového soukolí je výstupním členem z převodovky. [6]

Tyto dva celky jsou vzájemně spojeny tak, že unašeč (2) tvoří korunové kolo pro soukolí č.3 a dle konkrétního převodového stupně jsou pak také jednotlivé součásti převodovky spojeny pomocí řadicích elementů (Tabulka 1).



Obrázek 12 - Schéma mechanického zapojení ZF 9HP48



Tabulka 1 - Řadicí elementy ZF 9HP48

Převodový stupeň	Aktivní řadicí elementy					
	A	B	C	D	E	F
R		•		•		•
N				•		•
1	•			•		•
2	•		•			•
3	•	•				•
4	•				•	•
5	•	•			•	
6	•		•		•	
7	•			•	•	
8			•	•	•	
9		•		•	•	

4.1.1. Řadicí elementy

Šest řadicích elementů, které jsou v této převodovce využity, můžeme rozdělit na dvě skupiny.

První skupinu tvoří čtyři lamelové spojky (B, C, D, E). Spojky B a E spojují dva pohyblivé členy, zatímco spojky C a D spojují pohyblivý člen se skříní převodovky čili můžeme je nazývat jako lamelové brzdy. Spojka B spojuje vstupní hřídel s planetou (1) soukolí č.1, zatímco brzda C brzdí tuto planetu vůči skříní. Spojka E spojuje vstupní hřídel s unašečem satelitů (6) soukolí č.3. Brzda D spojuje korunové kolo (4) v planetovém soukolí č.2 se skříní.

Druhá skupina je tvořena dvěma zubovými spojkami. Spojka A slouží ke spojení vstupní hřídele s korunovým kolem (3) planetového soukolí č.1, spojka F spojuje planetu (5) se skříní převodovky. Výhodou zubových spojek jsou jejich malé rozměry, mohou tedy být umístěny pod samotnými planetovými soukolími a tím dochází k úspoře prostoru převodovky. Další výhodou jsou menší viskózní brzdící momenty při volném protáčení, a tedy nižší ztráty v porovnání s lamelovou spojkou. Lamelovou spojku můžeme však nahradit spojkou zubovou pouze za předpokladu, že při změně převodového stupně, při které spojka sepne, dojde ke zmenšení rozdílu otáček spojovaných součástí a řazení nesmí probíhat pod příliš vysokým zatížením. Tuto synchronizaci řídí elektronika, a to s využitím ostatních vícelamelových spojek nebo například i zvýšením otáček motoru. Spojka A spíná při přeřazení z neutrálu na první rychlostní stupeň a poté již zůstává sepnutá až do stupně sedmého, zatímco spojka F je aktivní od zpětného chodu po čtvrtý rychlostní stupeň. Samotné zubové spojky jsou ovládány hydraulickým tlakem.



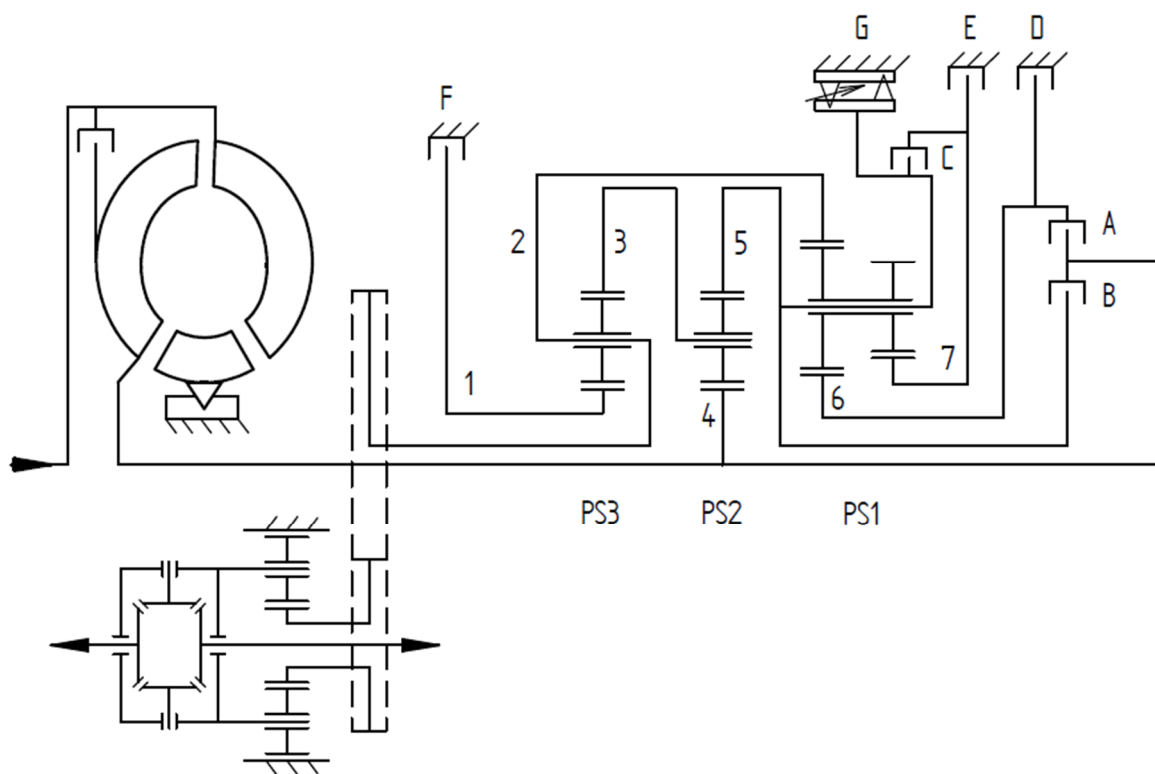
4.2. GM 9T50

Převodovka 9T50 koncepčně vychází z šestistupňové 6T50, která se skládá ze tří jednoduchých planetových soukolí. U devítistupňové skříně bylo jedno z těchto soukolí nahrazeno jednoduchým soukolím s dvojitým satelitem a dvěma planetami. Dále bylo nutné zvýšit počet elementů pro řazení převodových stupňů z pěti u šestistupňové na sedm u devítistupňové verze (Tabulka 2). [7]

Přenos točivého momentu z převodovky na diferenciál je uskutečněn pomocí řetězového převodu a následného planetového soukolí, sloužícího jako reduktor otáček. Korunové kolo tohoto soukolí je pevně spojeno se skříní, planeta je spojena s řetězovým kolem a unašec satelitů je spojen s klecí diferenciálu (Obrázek 13).

4.2.1. Mechanické zapojení

Převodovka se skládá ze tří jednoduchých planetových soukolí, která jsou umístěna axiálně za sebou. Vstupní hřídel převodovky prochází středem všech planetových soukolí až na konec převodovky, kde je spojena s hřídeli spojek A a B. Se vstupní hřídelí je nastalo spojena planeta druhého soukolí (4).



Obrázek 13 - Schéma mechanického zapojení GM 9T50



Planetové soukolí č.2 je spojeno se sousedními soukolími tím způsobem, že jeho unašeč (3) tvoří korunové kolo v planetovém soukolí č.3 a jeho korunové kolo (5) tvoří unašeč v planetovém soukolí č.1.

Tabulka 2 - Řadicí elementy GM 9T50

Převodový stupeň	Aktivní řadicí elementy						
	A	B	C	D	E	F	G
R	•						•
N							
1						•	•
2					•	•	
3				•		•	
4			•			•	
5	•					•	
6		•				•	
7	•	•					
8		•		•			
9		•			•		

První a třetí planetové soukolí je vzájemně spojeno tak, že korunové kolo (2) PS1 je zároveň unašečem satelitů PS3. Tento člen (2) je zároveň spojen s výstupním řetězovým kolem, odkud je točivý moment odváděn na paralelní hřídel.

Řešení planetového soukolí č.1 jako jednoduchého s dvojitým stupňovitým satelitem a se dvěma planetami ušetřilo prostor jak v axiálním, tak v radiálním směru oproti tomu, kdyby bylo použito soukolí se dvěma satelity (Ravigneaux), vznikl zde tak prostor pro lamelovou spojku C.

4.2.1. Řadicí elementy

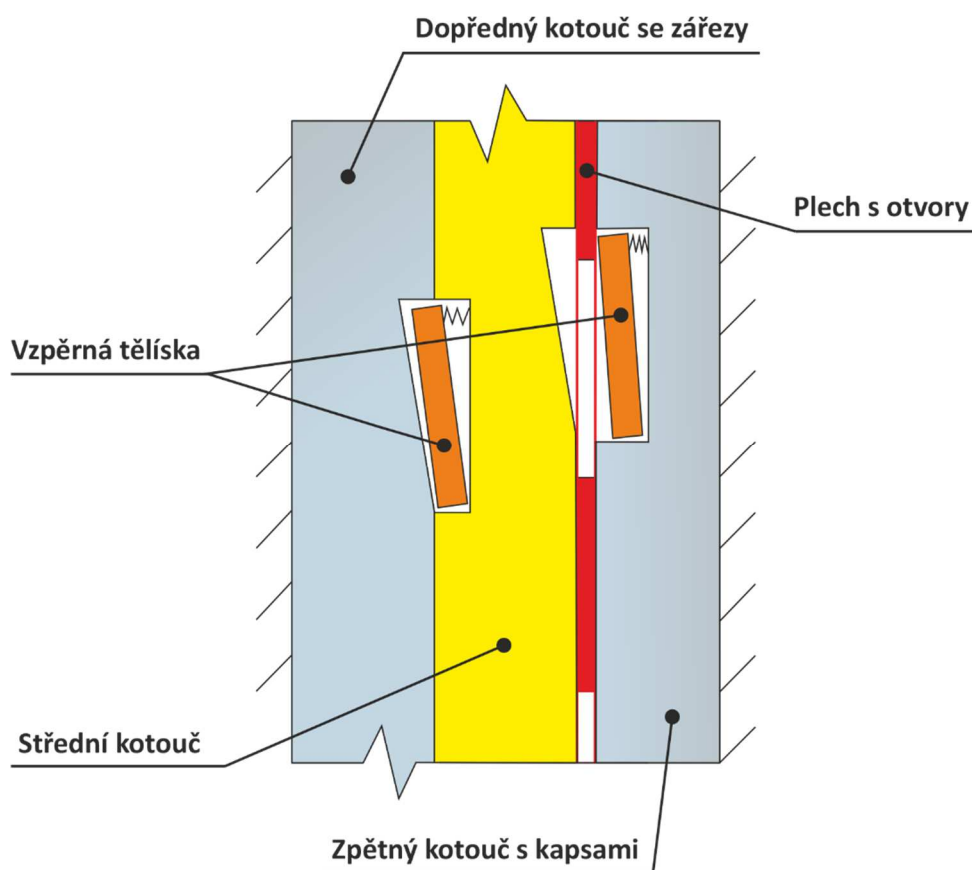
Vícamelové spojky A, B a D jsou poskládány radiálně na konci převodovky, tím je dosaženo úspory axiálního prostoru, ostatní řadicí elementy pak obklopují planetová soukolí.

V převodovce GM 9T50 jsou použity tři lamelové spojky mající funkci brzdy. Spojka D slouží k zastavení planety (6) v planetovém soukolí č.1 vůči skříni převodovky, spojka E zastavuje druhou planetu téhož soukolí (7) a spojka F brzdí vůči skříni planetu (1) v planetovém soukolí č.3. Rotující lamelové spojky, které spojují dva otočné členy jsou v převodovce také tři. Dvě z nich jsou spojeny se vstupní hřídelí – A a B. Spojka A spojuje vstupní hřídel s planetou (6) planetového soukolí č.1 a spojka B s unašečem (5), téhož soukolí.



Poslední lamelovou spojkou je spojka C, která funguje jako synchronizační spojka pro planetové soukolí č.1, tedy pokud je aktivována, tak je relativní rychlost mezi planetou a unašečem rovna nule, čímž se soukolí otáčí jako jeden celek.

Kromě vícelamelových spojek je v konstrukci převodovky 9T50 použita ovladatelná volnoběžka SOWC (Selectable One Way Clutch), ve schématu (Obrázek 13) označená písmenem G. Tato volnoběžka se skládá ze dvou kotoučů pevně spojených se skříňí převodovky – dopředného se zářezy a zpětného s kapsami, mezi nimiž je prostřední kotouč, který má kapsy na straně přivrácené ke kotouči dopřednému a zářezy na straně ke kotouči zpětnému (Obrázek 14). Tento prostřední kotouč je spojený s unašečem satelitů (5) prvního planetového soukolí. V kapsách kotoučů se nachází vzpěrná tělíska a mezi středním a zpětným kotoučem je navíc vložen plech s otvory. Interakce mezi dopředným a středním kotoučem zajišťuje, že se unašeč (5) nemůže otáčet s opačnými otáčkami než vstupní hřídel převodovky. To je funkce jednoduché volnoběžky.



Obrázek 14 - Principiální schéma ovladatelné volnoběžky (SOWC)



Další funkce elementu G spočívá v ovladatelném plechu s otvory mezi středním a zpětným kotoučem. Hydraulicky může být tento plech pootočen tak, že jeho otvory se nachází v místech vzpěrných tělísek, a těm je tak umožněno zapadnout do zářezů středního kotouče a znemožnit tak jeho pohyb v závěrném směru. Závěrný směr mezi dopředným a středním kotoučem je přitom protiběžný oproti závěrnému směru mezi středním a zpětným kotoučem, z toho důvodu se v aktivovaném režimu celek chová jako brzda vůči skříní převodovky a neumožňuje žádný pohyb. [7], [11]

Na následujícím obrázku je vyobrazena skutečná podoba volnoběžky, včetně její klece a výstupů hydraulického ovládání (Obrázek 15).



Obrázek 15 - Fotografie ovladatelné volnoběžky (SOWC) [12]

Volnoběžka je aktivována, a má tedy funkci brzdy při zpátečce a při prvním rychlostním stupni. Výhodou tohoto řešení je plynulé podřazení z druhého na první rychlostní stupeň. Při tomto podřazení se nejprve rozepe spojka E, tím začnou růst relativní otáčky vstupu vůči výstupu z převodovky a unašeč (5) začne zpomalovat až na nulové otáčky. Pokud se jedná o podřazení při zatížení, tedy při prudší akceleraci z druhého rychlostního stupně, pak má unašeč (5) tendenci se po dosažení nulových otáček začít točit opačně, to mu ale nedovolí volnoběžka, čímž je dosaženo ustáleného převodového poměru, tedy prvního rychlostního stupně. Pokud se jedná o podřazení při brždění, je unašeč (5) po dosažení téměř nulových otáček elementem G zablokován a při poklesu vstupních otáček dochází k brždění motorem. [7]



5. Aplikace převodovek

Obě porovnávané převodovky nachází uplatnění ve vozech s pohonným ústrojím umístěným napříč, nemusí se přitom jednat pouze o automobily s pohonem přední nápravy, ale i o automobily s přípojitelným pohonem všech čtyř kol.

Nahrazení šestistupňových převodovek devítistupňovými verzemi má za cíl zvýšení využitelnosti optimálních otáček motoru, čímž dochází ke snížení spotřeby paliva, zlepšení akcelerace a v neposlední řadě zlepšení jízdního komfortu. Výrobce ZF uvádí úsporu paliva až 16 % v případě SUV se vznětovým motorem v porovnání s šestistupňovými automatickými převodovkami. [13]

5.1. ZF 9HP48

Převodovka ZF 9HP48 je vyráběna nejen přímo firmou ZF, pak nese právě označení 9HP48, ale i Chryslerem, přičemž tato verze nese označení 948 TE. Obě verze se vizuálně velmi podobají, nicméně některé součásti nejsou vzájemně kompatibilní. Rozdíly nalezneme například v designu skříně převodovky a v dalších záležitostech týkajících se zástavby převodovky. [14]

Značky koncernu Fiat-Chrysler využívají obě verze převodovky. Mechanickým zapojením jsou obě verze převodovky totožné, takže dále není rozlišeno, která verze je v daném automobilu využita.

Dalšími automobilkami využívajícími ve svých vozech devítistupňovou převodovku ZF jsou Jaguar, Land Rover, nebo Honda.

Převodovka byla k dispozici poprvé v roce 2014 ve voze Jeep Cherokee.

Přehled aplikací převodovky ZF 9HP48 je uveden v tabulce (Tabulka 3). [15]



Tabulka 3 - Aplikace převodovky ZF 9HP48

Značka	Model	Typ motoru	Maximální výkon	Maximální točivý moment
Chrysler	Pacifica	zážehový 3.6 L V6	214 kW při 6400 min ⁻¹	355 N.m při 4000 min ⁻¹
	Voyager	zážehový 3.6 L V6	214 kW při 6400 min ⁻¹	355 N.m při 4000 min ⁻¹
	200	zážehový 3.6 L V6	220 kW při 6350 min ⁻¹	355 N.m při 4250 min ⁻¹
		zážehový 2.4 L	137 kW při 6250 min ⁻¹	235 N.m při 4600 min ⁻¹
Fiat	Ducato	vznětový 2.3 L	130 kW při 3000 min ⁻¹	450 N.m při 1500 min ⁻¹
	500X	vznětový 2.0 L	103 kW při 4000 min ⁻¹	350 N.m při 1750 min ⁻¹
		zážehový 1.4 L	125 kW při 5500 min ⁻¹	250 N.m při 2500 min ⁻¹
		zážehový 2.4 L	134 kW při 6400 min ⁻¹	237 N.m při 3900 min ⁻¹
Ram	ProMaster City	zážehový 2.4 L	134 kW při 6400 min ⁻¹	237 N.m při 3800 min ⁻¹
Jeep	Renegade	zážehový 2.4 L	134 kW při 6400 min ⁻¹	237 N.m při 3900 min ⁻¹
		vznětový 2.0 L	125 kW při 3750 min ⁻¹	350 N.m při 1750 min ⁻¹
		zážehový 1.3 L	132 kW při 5750 min ⁻¹	285 N.m při 1750 min ⁻¹
		zážehový 1.4 L	125 kW při 5500 min ⁻¹	250 N.m při 2500 min ⁻¹
	Compass	zážehový 2.4 L	134 kW při 6400 min ⁻¹	237 N.m při 3900 min ⁻¹
		vznětový 2.0 L	125 kW při 3750 min ⁻¹	350 N.m při 1750 min ⁻¹
		zážehový 2.0 L	125 kW při 5500 min ⁻¹	250 N.m při 2500 min ⁻¹
	Cherokee	zážehový 2.4 L	134 kW při 6400 min ⁻¹	237 N.m při 3900 min ⁻¹
		vznětový 2.0 L	125 kW při 3750 min ⁻¹	350 N.m při 1750 min ⁻¹
		zážehový 3.2 L V6	202 kW při 6500 min ⁻¹	324 N.m při 4400 min ⁻¹
		vznětový 2.2 L	147 kW při 3500 min ⁻¹	440 N.m při 2500 min ⁻¹
	Jaguar	E-PACE	zážehový 2.0 L	221 kW při 5500 min ⁻¹
vznětový 2.0 L			177 kW při 4000 min ⁻¹	500 N.m při 1500 min ⁻¹
Land Rover	Range Rover Evoque	zážehový 2.0 L	221 kW při 5500 min ⁻¹	400 N.m při 1500 min ⁻¹
		vznětový 2.0 L	177 kW při 4000 min ⁻¹	500 N.m při 1500 min ⁻¹
	Discovery sport	zážehový 2.0 L	213 kW při 5500 min ⁻¹	400 N.m při 1500 min ⁻¹
		vznětový 2.0 L	132 kW při 4000 min ⁻¹	430 N.m při 1500 min ⁻¹
		vznětový 2.2 L	140 kW při 3600 min ⁻¹	420 N.m při 1750 min ⁻¹
Honda	Civic	vznětový 1.6 L	88 kW při 4000 min ⁻¹	300 N.m při 2000 min ⁻¹
	CR-V	vznětový 1.6 L	118 kW při 4000 min ⁻¹	350 N.m při 2000 min ⁻¹
	Pilot	zážehový 3.5 L V6	290 kW při 6000 min ⁻¹	355 N.m při 4700 min ⁻¹
	Odyssey	zážehový 3.5 L V6	290 kW při 6000 min ⁻¹	355 N.m při 4700 min ⁻¹
	Passport	zážehový 3.5 L V6	290 kW při 6000 min ⁻¹	355 N.m při 4700 min ⁻¹
	Ridgeline	zážehový 3.5 L V6	290 kW při 6000 min ⁻¹	355 N.m při 4700 min ⁻¹



5.2. GM 9Txx

Převodovka GM je vyráběna v několika verzích dle dovoleného zatížení.

Devítistupňovou převodovku využívá General Motors výhradně v automobilech koncernových značek Cadillac, Buick, GMC a Chevrolet.

Převodovka se poprvé na trhu objevila v roce 2017 a to ve voze Chevrolet Malibu.

Přehled aplikací převodovky GM 9Txx je uveden v tabulce (Tabulka 4). [15]

Tabulka 4 - Aplikace převodovky GM 9Txx

Značka	Model	Typ motoru	Maximální výkon	Maximální točivý moment
Chevrolet	Malibu	zážehový 2.0 L	186 kW při 5300 min ⁻¹	353 N.m při 2000 min ⁻¹
	Equinox	zážehový 2.0 L	186 kW při 5300 min ⁻¹	353 N.m při 2000 min ⁻¹
	Cruze	vznětový 1.6 L	102 kW při 3750 min ⁻¹	240 N.m při 2000 min ⁻¹
Cadillac	XT4	zážehový 2.0 L	177 kW při 5000 min ⁻¹	350 N.m při 1500 min ⁻¹
	XT5	zážehový 2.0 L	177 kW při 5000 min ⁻¹	350 N.m při 1500 min ⁻¹
		zážehový 3.6 L V6	230 kW při 6600 min ⁻¹	367 N.m při 5000 min ⁻¹
GMC	Terrain	zážehový 1.5 L	127 kW při 5600 min ⁻¹	275 N.m při 2000 min ⁻¹
		zážehový 2.0 L	188 kW při 5500 min ⁻¹	353 N.m při 2500 min ⁻¹
	Acadia	zážehový 2.0 L	172 kW při 5000 min ⁻¹	350 N.m při 1500 min ⁻¹
		zážehový 2.5 L	144 kW při 6300 min ⁻¹	255 N.m při 4400 min ⁻¹
		zážehový 3.6 L V6	230 kW při 6600 min ⁻¹	367 N.m při 5000 min ⁻¹
Buick	Envision	zážehový 2.0 L	188 kW při 5500 min ⁻¹	400 N.m při 3000 min ⁻¹
	Enclave	zážehový 3.6 L V6	231 kW při 6800 min ⁻¹	360 N.m při 2800 min ⁻¹
Opel	Insignia	zážehový 2.0 L	169 kW při 5000 min ⁻¹	350 N.m při 1500 min ⁻¹
	Astra	vznětový 1.5 L R3	90 kW při 3500 min ⁻¹	285 N.m při 1500 min ⁻¹



6. Výpočet převodových poměrů

Pro výpočet převodových poměrů planetových převodovek na jednotlivé rychlostní stupně je využita maticová metoda, která vychází z Willisových formulí. Tato metoda spočívá v sestavení matic kinematiky. Řádky matic představují jednotlivá planetová soukolí a sloupce tvoří jednotlivé členy mechanismu. Tyto členy spolu kinematically vážou jednotlivá jednoduchá planetová soukolí. Podle toho, jakou roli plní daný člen v daném soukolí se stanoví koeficient matice kinematiky (Tabulka 6). [5]

Tabulka 5 - Koeficienty matice kinematiky

Planeta	Unašeč	Korunové kolo	Nefiguruje v soukolí
1	$i^r - 1$	$-i^r$	0

Základní převod planetového soukolí i^r se vypočítá jako poměr počtu zubů korunového kola a planety, podle vzorce (1):

$$i^r = \frac{Z_{korunové\ kolo}}{Z_{planeta}} \cdot (-1)^j \quad [1] \quad (1)$$

, kde konstanta j je počet vnějších záběrů (řad satelitů).

Převodový poměr vypočítáme z matice kinematiky pomocí Cramerova pravidla. Nejprve vypočítáme determinant Δ , což je determinant matice soustavy a následně vypočítáme determinant Δ_n , což je determinant matice vzniklé z matice soustavy záměnou prvního sloupce za sloupec pravých stran (sloupec vstupu). Podílem těchto determinantů pak dostáváme výsledný převodový poměr na daný rychlostní stupeň.



6.1. ZF 9HP48

Na základě vzorce (1) spočítáme základní převody jednotlivých planetových soukolí. Údaje o počtu zubů jednotlivých kol planetových soukolí nalezneme v tabulce (Tabulka 6).

Tabulka 6 - Počty zubů jednotlivých ozubených kol ZF 9HP48

Planetové soukolí	Planeta	Korunové kolo
PS1	42	86
PS2	94	138
PS3	42	110
PS4	42	110

$$i^{r1} = \frac{Z_{korunové\ kolo\ 1}}{Z_{planeta\ 1}} \cdot (-1)^1 = \frac{86}{42} \cdot (-1) = -2.05$$

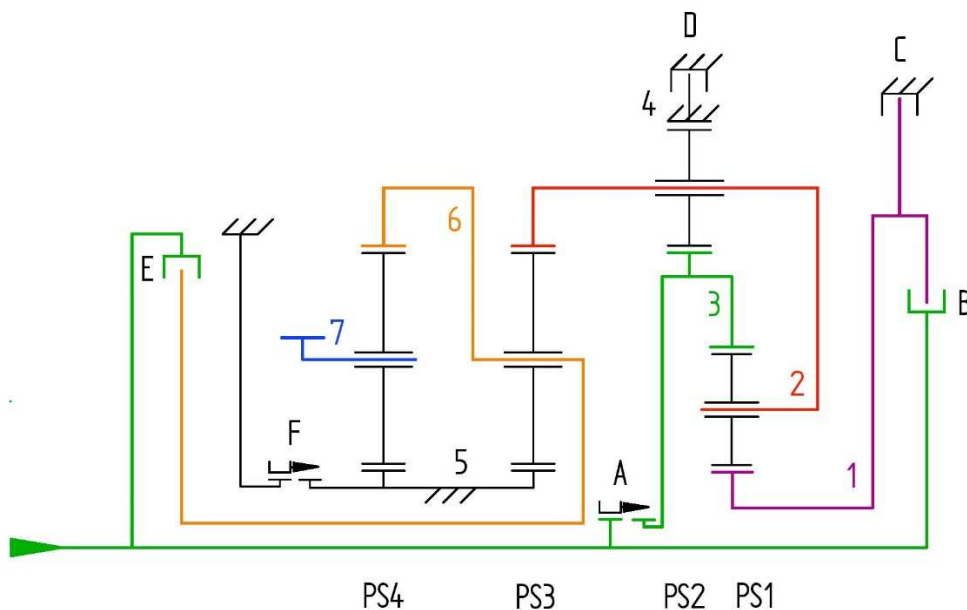
$$i^{r2} = \frac{Z_{korunové\ kolo\ 2}}{Z_{planeta\ 2}} \cdot (-1)^1 = \frac{138}{94} \cdot (-1) = -1.47$$

$$i^{r3} = \frac{Z_{korunové\ kolo\ 3}}{Z_{planeta\ 3}} \cdot (-1)^1 = \frac{110}{42} \cdot (-1) = -2.62$$

$$i^{r4} = \frac{Z_{korunové\ kolo\ 4}}{Z_{planeta\ 4}} \cdot (-1)^1 = \frac{110}{42} \cdot (-1) = -2.62$$



6.1.1. První rychlostní stupeň



Obrázek 16 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 1. rychlostní stupeň

Tabulka 7 - Matice kinematiky ZF 9HP48 1. rychlostní stupeň

1	Výstup	Člen 1	Člen 2	Člen 6	Vstup
PS1	0	1	i^{r^1-1}	0	$-i^{r^1}$
PS2	0	0	i^{r^2-1}	0	1
PS3	0	0	$-i^{r^3}$	i^{r^3-1}	0
PS4	i^{r^4-1}	0	0	$-i^{r^4}$	0

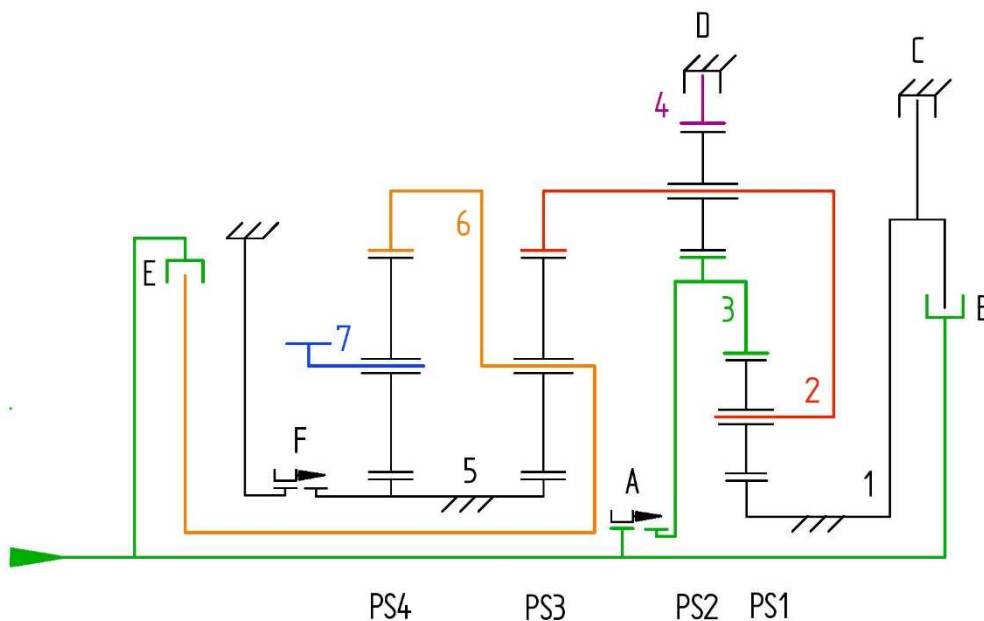
$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & 1 & -3.048 & 0 \\ 0 & 0 & -2.468 & 0 \\ 0 & 0 & 2.619 & -3.619 \\ -3.619 & 0 & 0 & 2.619 \end{vmatrix} = 32.3238$$

$$\Delta_n = \begin{vmatrix} 2.048 & 1 & -3.048 & 0 \\ 1 & 0 & -2.468 & 0 \\ 0 & 0 & 2.619 & -3.619 \\ 0 & 0 & 0 & 2.619 \end{vmatrix} = -6.8592$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta_n} = -\frac{32.3238}{-6.8592} = 4.713$$



6.1.2. Druhý rychlostní stupeň



Obrázek 17 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 2. rychlostní stupeň

Tabulka 8 - Matice kinematiky ZF 9HP48 2. rychlostní stupeň

2	Výstup	Člen 2	Člen 4	Člen 6	Vstup
PS1	0	i^{r^1-1}	0	0	$-i^{r^1}$
PS2	0	i^{r^2-1}	$-i^{r^2}$	0	1
PS3	0	$-i^{r^3}$	0	i^{r^3-1}	0
PS4	i^{r^4-1}	0	0	$-i^{r^4}$	0

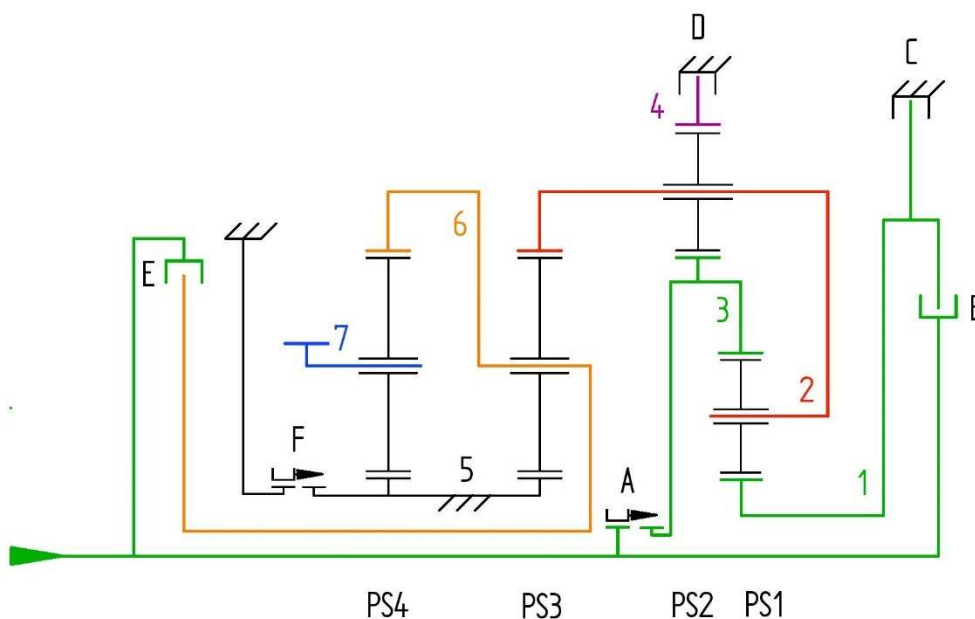
$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & -3.048 & 0 & 0 \\ 0 & -2.468 & 1.468 & 0 \\ 0 & 2.619 & 0 & -3.619 \\ -3.619 & 0 & 0 & 2.619 \end{vmatrix} = 58.6028$$

$$\Delta_n = \begin{vmatrix} 2.048 & -3.048 & 0 & 0 \\ 1 & -2.468 & 1.468 & 0 \\ 0 & 2.619 & 0 & -3.619 \\ 0 & 0 & 0 & 2.619 \end{vmatrix} = -20.622$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta_n} = -\frac{58.6028}{-20.622} = 2.842$$



6.1.3. Třetí rychlostní stupeň



Obrázek 18 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 3. rychlostní stupeň

Tabulka 9 - Matice kinematiky ZF 9HP48 3. rychlostní stupeň

3	Výstup	Člen 2	Člen 4	Člen 6	Vstup
PS1	0	i^{r^1-1}	0	0	$-i^{r^1+1}$
PS2	0	i^{r^2-1}	$-i^{r^2}$	0	1
PS3	0	$-i^{r^3}$	0	i^{r^3-1}	0
PS4	i^{r^4-1}	0	0	$-i^{r^4}$	0

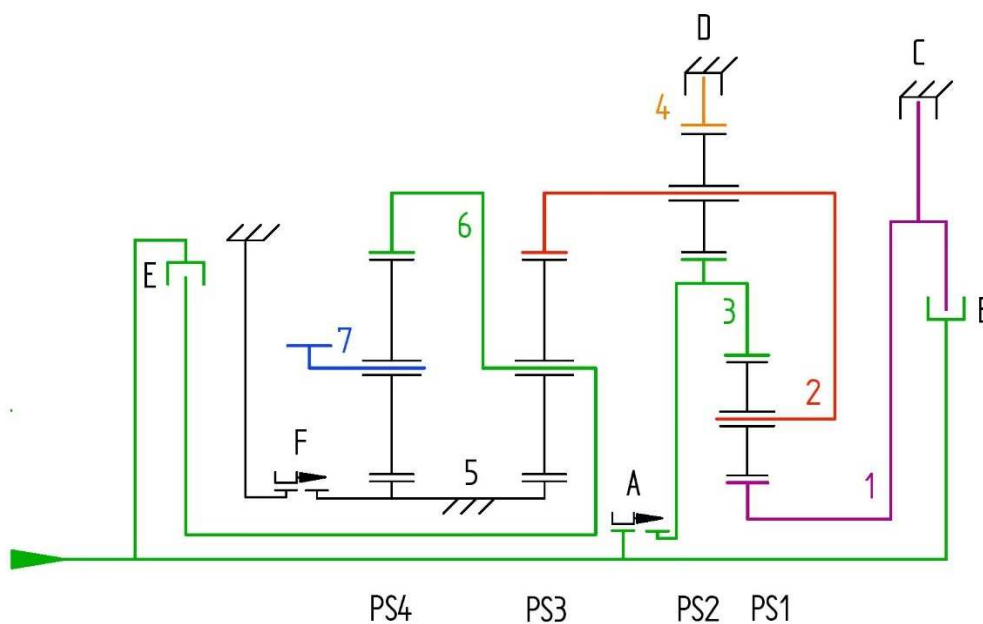
$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & -3.048 & 0 & 0 \\ 0 & -2.468 & 1.468 & 0 \\ 0 & 2.619 & 0 & -3.619 \\ -3.619 & 0 & 0 & 2.619 \end{vmatrix} = 58.6028$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 2.048 & -3.048 & 0 & 0 \\ 1 & -2.468 & 1.468 & 0 \\ 0 & 2.619 & 0 & -3.619 \\ 0 & 0 & 0 & 2.619 \end{vmatrix} = -30.691$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{58.6028}{-30.691} = 1.909$$



6.1.4. Čtvrtý rychlostní stupeň



Obrázek 19 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 4. rychlostní stupeň

Tabulka 10 - Matice kinematiky ZF 9HP48 4. rychlostní stupeň

4	Výstup	Člen 1	Člen 2	Člen 4	Vstup
PS1	0	1	i^{r^1-1}	0	$-i^{r^1}$
PS2	0	0	i^{r^2-1}	$-i^{r^2}$	1
PS3	0	0	$-i^{r^3}$	0	i^{r^3-1}
PS4	i^{r^4-1}	0	0	0	$-i^{r^4}$

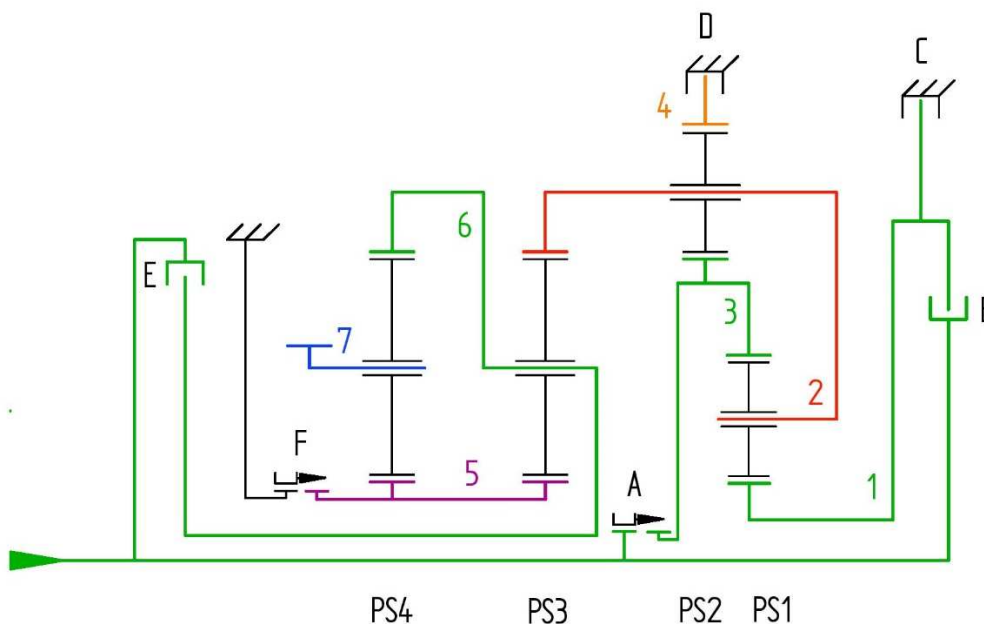
$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & 1 & -3.048 & 0 \\ 0 & 0 & -2.468 & 1.468 \\ 0 & 0 & 2.619 & 0 \\ -3.619 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} = -13.914$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 2.048 & 1 & -3.048 & 0 \\ 1 & 0 & -2.468 & 1.468 \\ -3.619 & 0 & 2.619 & 0 \\ 2.619 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 10.0692$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{-13.914}{10.0692} = 1.382$$



6.1.5. Pátý rychlostní stupeň



Obrázek 20 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 5. rychlostní stupeň

Tabulka 11 - Matice kinematiky ZF 9HP48 5. rychlostní stupeň

5	Výstup	Člen 2	Člen 4	Člen 5	Vstup
PS1	0	i^{r^1-1}	0	0	$-i^{r^1+1}$
PS2	0	i^{r^2-1}	$-i^{r^2}$	0	1
PS3	0	$-i^{r^3}$	0	1	i^{r^3-1}
PS4	i^{r^4-1}	0	0	1	$-i^{r^4}$

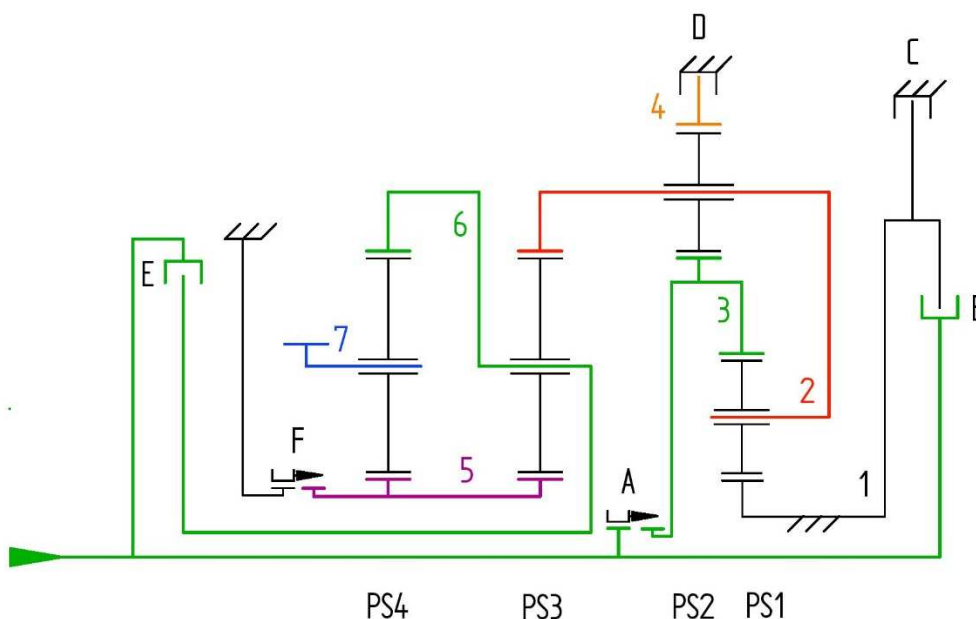
$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & -3.048 & 0 & 0 \\ 0 & -2.468 & 1.468 & 0 \\ 0 & 2.619 & 0 & 1 \\ -3.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -16.193$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 3.048 & -3.048 & 0 & 0 \\ 1 & -2.468 & 1.468 & 0 \\ -3.619 & 2.619 & 0 & 1 \\ 2.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 16.193$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{-16.193}{16.193} = 1.000$$



6.1.6. Šestý rychlostní stupeň



Obrázek 21 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 6. rychlostní stupeň

Tabulka 12 - Matice kinematiky ZF 9HP48 6. rychlostní stupeň

6	Výstup	Člen 2	Člen 4	Člen 5	Vstup
PS1	0	i^{r^1-1}	0	0	$-i^{r^1}$
PS2	0	i^{r^2-1}	$-i^{r^2}$	0	1
PS3	0	$-i^{r^3}$	0	1	i^{r^3-1}
PS4	i^{r^4-1}	0	0	1	$-i^{r^4}$

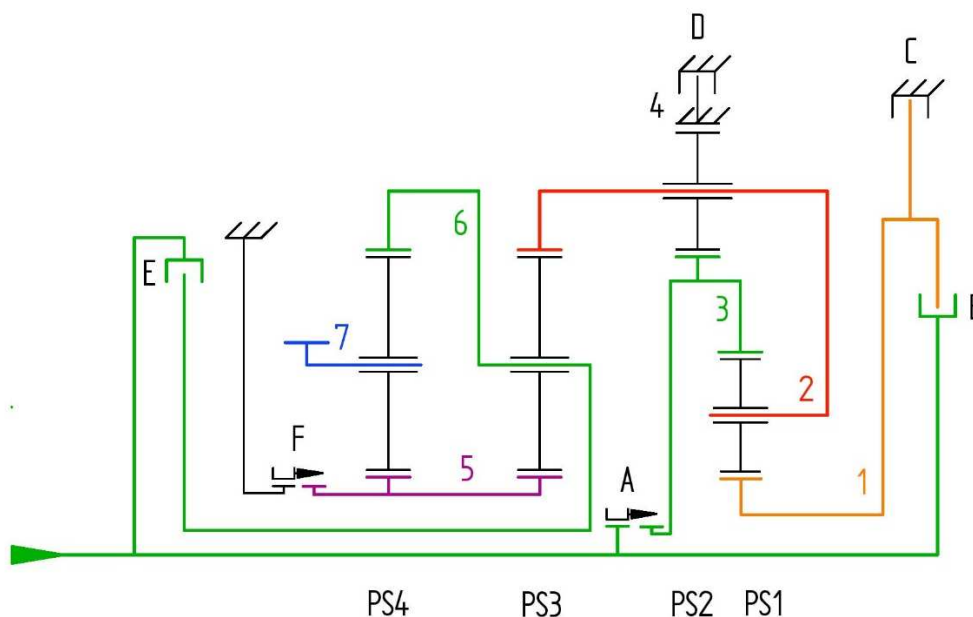
$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & -3.048 & 0 & 0 \\ 0 & -2.468 & 1.468 & 0 \\ 0 & 2.619 & 0 & 1 \\ -3.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -16.193$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 2.048 & -3.048 & 0 & 0 \\ 1 & -2.468 & 1.468 & 0 \\ -3.619 & 2.619 & 0 & 1 \\ 2.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 20.0378$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{-16.193}{20.0378} = \mathbf{0.808}$$



6.1.7. Sedmý rychlostní stupeň



Obrázek 22 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 7. rychlostní stupeň

Tabulka 13 - Matice kinematiky ZF 9HP48 7. rychlostní stupeň

7	Výstup	Člen 1	Člen 2	Člen 5	Vstup
PS1	0	1	i^{r^1-1}	0	$-i^{r^1}$
PS2	0	0	i^{r^2-1}	0	1
PS3	0	0	$-i^{r^3}$	1	i^{r^3-1}
PS4	i^{r^4-1}	0	0	1	$-i^{r^4}$

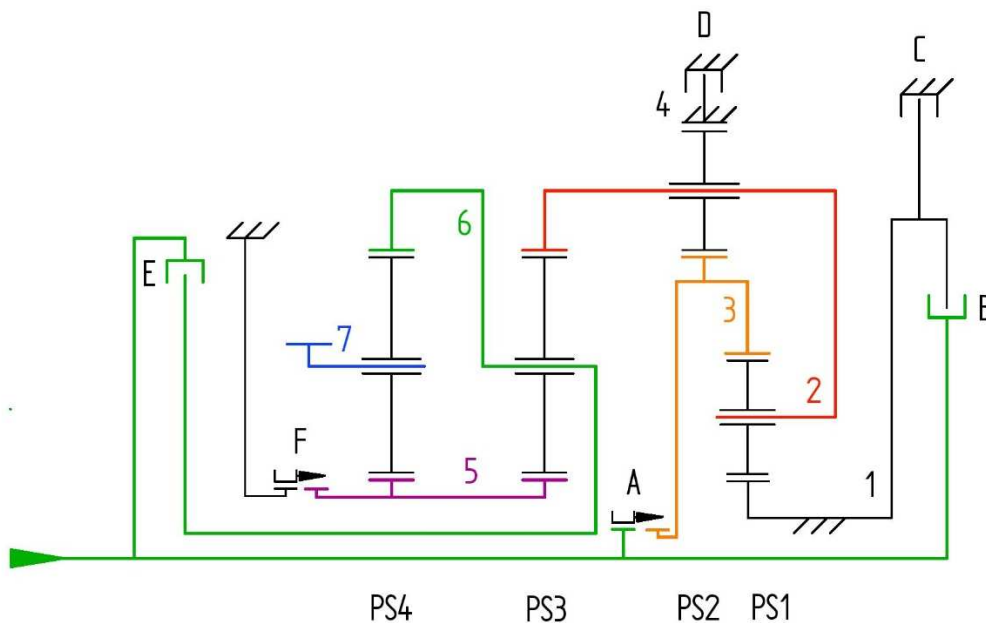
$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & 1 & -3.048 & 0 \\ 0 & 0 & -2.468 & 0 \\ 0 & 0 & 2.619 & 1 \\ -3.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -8.9317$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 2.048 & 1 & -3.048 & 0 \\ 1 & 0 & -2.468 & 0 \\ -3.619 & 0 & 2.619 & 1 \\ 2.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 12.7764$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{-8.9317}{12.7764} = 0.699$$



6.1.8. Osmý rychlostní stupeň



Obrázek 23 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 8. rychlostní stupeň

Tabulka 14 - Matice kinematiky ZF 9HP48 8. rychlostní stupeň

8	Výstup	Člen 2	Člen 3	Člen 5	Vstup
PS1	0	i^{r^1-1}	$-i^{r^1}$	0	0
PS2	0	i^{r^2-1}	1	0	0
PS3	0	$-i^{r^3}$	0	1	i^{r^3-1}
PS4	i^{r^4-1}	0	0	1	$-i^{r^4}$

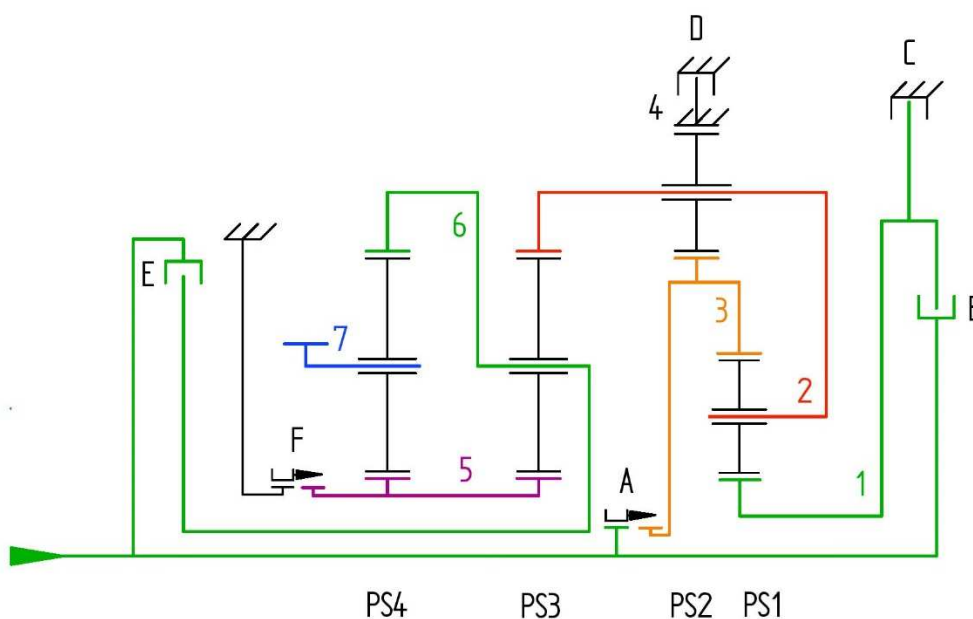
$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & -3.048 & 2.048 & 0 \\ 0 & -2.468 & 1 & 0 \\ 0 & 2.619 & 0 & 1 \\ -3.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 7.2614$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 0 & -3.048 & 2.048 & 0 \\ 0 & -2.468 & 1 & 0 \\ -3.619 & 2.619 & 0 & 1 \\ 2.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -12.516$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{7.2614}{-12.516} = 0.580$$



6.1.9. Devátý rychlostní stupeň



Obrázek 24 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 9. rychlostní stupeň

Tabulka 15 - Matice kinematiky ZF 9HP48 9. rychlostní stupeň

9	Výstup	Člen 2	Člen 3	Člen 5	Vstup
PS1	0	i^{r^1-1}	$-i^{r^1}$	0	1
PS2	0	i^{r^2-1}	1	0	0
PS3	0	$-i^{r^3}$	0	1	i^{r^3-1}
PS4	i^{r^4-1}	0	0	1	$-i^{r^4}$

$$\Delta = \begin{vmatrix} 0 & -3.048 & 2.048 & 0 \\ 0 & -2.468 & 1 & 0 \\ 0 & 2.619 & 0 & 1 \\ -3.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 7.2614$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 1 & -3.048 & 2.048 & 0 \\ 0 & -2.468 & 1 & 0 \\ -3.619 & 2.619 & 0 & 1 \\ 2.619 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = -15.135$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{7.2614}{-15.135} = \mathbf{0.480}$$



6.2. GM 9T50

Na základě vzorce (1) spočítáme základní převody jednotlivých planetových soukolí. Údaje o počtu zubů jednotlivých kol planetových soukolí nalezneme v tabulce (Tabulka 16).

Tabulka 16 - Počty zubů jednotlivých ozubených kol GM 9T50

Planetové soukolí	Planeta	Korunové kolo
PS1	25 (P6)	-
	46 (P7)	74
PS2	37	83
PS3	37	83

$$i^{r1-P6} = \frac{Z_{korunové\ kolo\ 1}}{Z_{planeta\ 1-P6}} \cdot (-1)^1 = \frac{74}{25} \cdot (-1) = -2.96$$

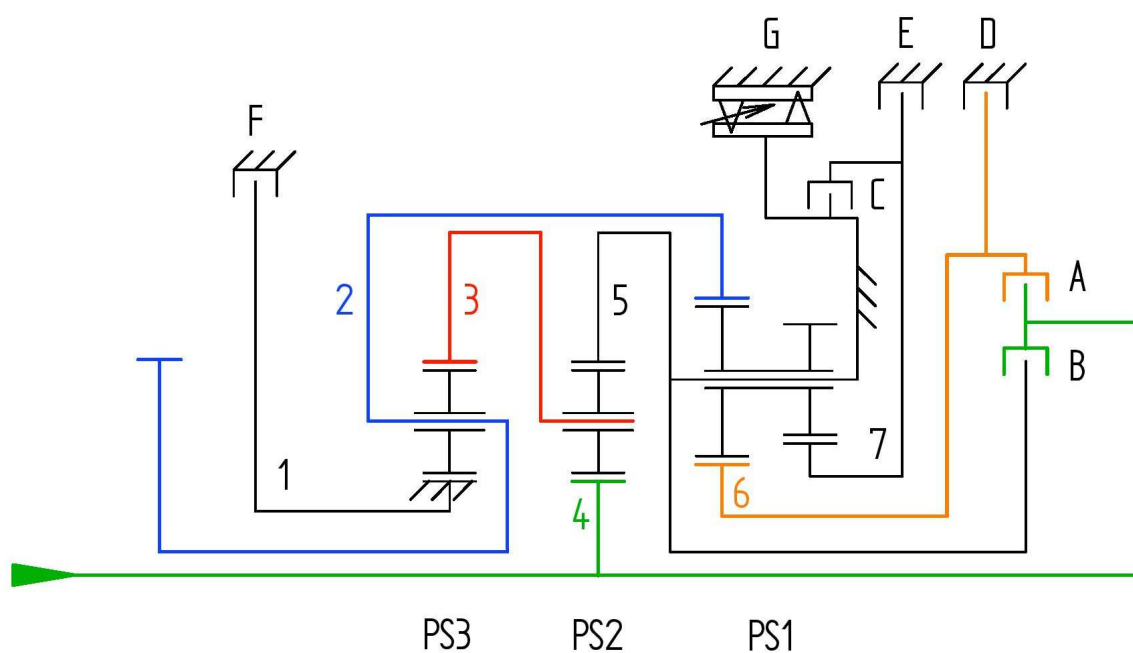
$$i^{r1-P7} = \frac{Z_{korunové\ kolo\ 2}}{Z_{planeta\ 2-P7}} \cdot (-1)^1 = \frac{74}{46} \cdot (-1) = -1.609$$

$$i^{r2} = \frac{Z_{korunové\ kolo\ 2}}{Z_{planeta\ 2}} \cdot (-1)^1 = \frac{83}{37} \cdot (-1) = -2.243$$

$$i^{r3} = \frac{Z_{korunové\ kolo\ 3}}{Z_{planeta\ 3}} \cdot (-1)^1 = \frac{83}{37} \cdot (-1) = -2.243$$



6.2.1. První rychlostní stupeň



Obrázek 25 - Mechanické zapojení GM 9T50 1. rychlostní stupeň

Tabulka 17 - Matice kinematiky GM 9T50 1. rychlostní stupeň

1	Výstup	Člen 3	Člen 6	Vstup
PS1	$-i^{r1-p6}$	0	1	0
PS2	0	i^{r2-1}	0	1
PS3	i^{r3-1}	$-i^{r3}$	0	0

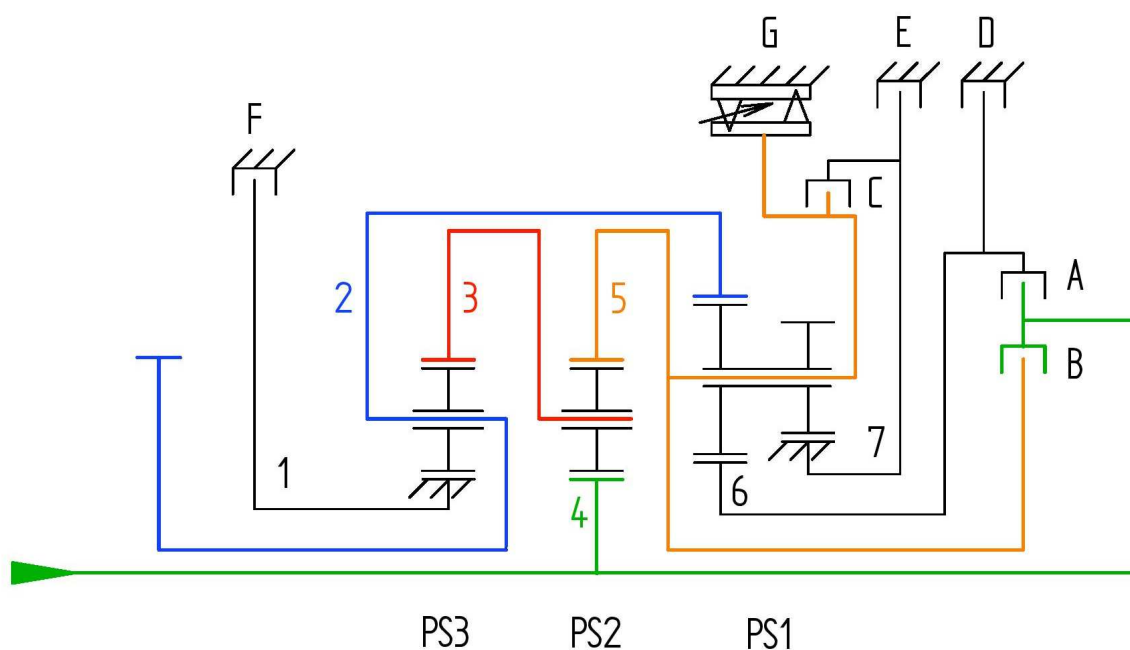
$$\Delta = \begin{vmatrix} 2.69 & 0 & 1 \\ 0 & -3.243 & 0 \\ -3.243 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = -10.517$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & -3.243 & 0 \\ 0 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = 2.243$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{-10.517}{2.243} = 4.69$$



6.2.2. Druhý rychlostní stupeň



Obrázek 26 - Mechanické zapojení GM 9T50 2. rychlostní stupeň

Tabulka 18 - Matice kinematiky GM 9T50 2. rychlostní stupeň

2	Výstup	Člen 3	Člen 5	Vstup
PS1	$-jr^{1-p7}$	0	jr^{1-p7-1}	0
PS2	0	jr^2-1	$-jr^2$	1
PS3	jr^3-1	$-jr^3$	0	0

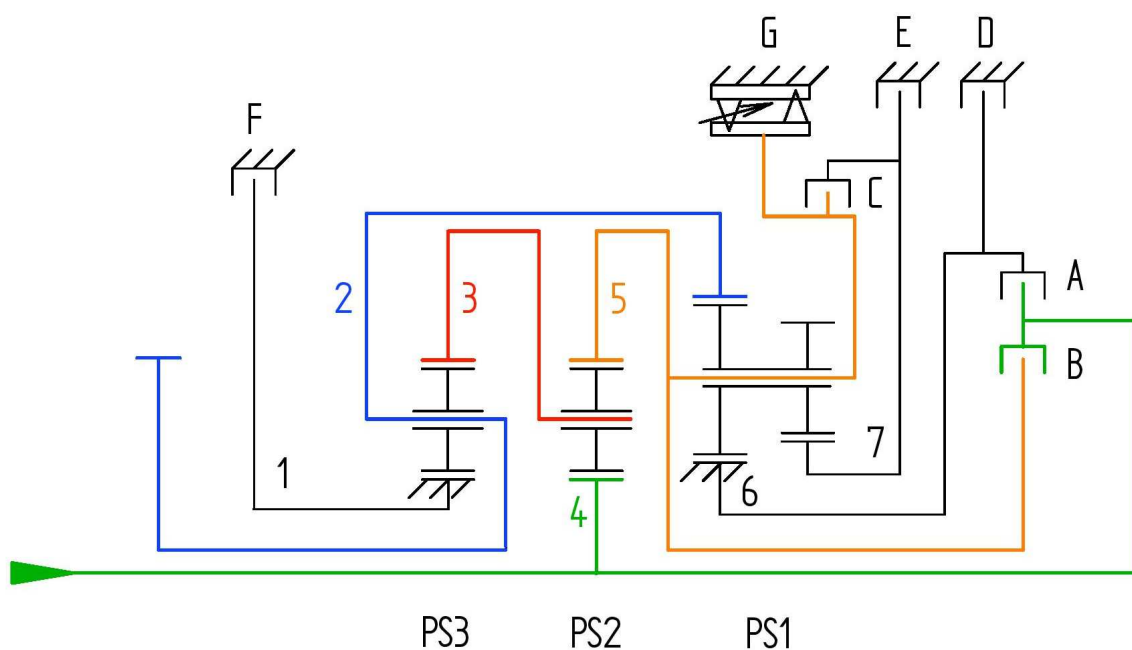
$$\Delta = \begin{vmatrix} 1.609 & 0 & -2.609 \\ 0 & -3.243 & 2.243 \\ -3.243 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = 19.344$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 0 & 0 & -2.609 \\ 1 & -3.243 & 2.243 \\ 0 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = -5.852$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{19.344}{-5.852} = 3.31$$



6.2.3. Třetí rychlostní stupeň



Obrázek 27 - Mechanické zapojení GM 9T50 3. rychlostní stupeň

Tabulka 19 - Matice kinematiky GM 9T50 3. rychlostní stupeň

3	Výstup	Člen 3	Člen 5	Vstup
PS1	$-jr^{1-P6}$	0	jr^{1-P6-1}	0
PS2	0	jr^{2-1}	$-jr^2$	1
PS3	jr^{3-1}	$-jr^3$	0	0

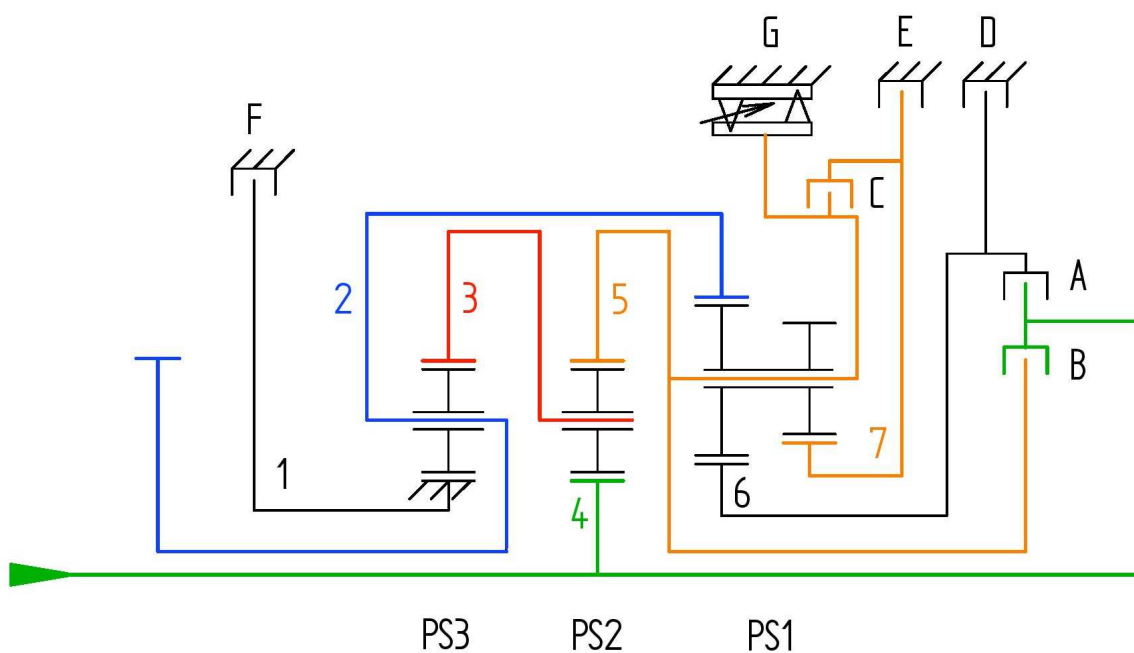
$$\Delta = \begin{vmatrix} 2.96 & 0 & -3.96 \\ 0 & -3.243 & 2.243 \\ -3.243 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = 26.756$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 0 & 0 & -3.96 \\ 1 & -3.243 & 2.243 \\ 0 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = -8.882$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{26.756}{-8.882} = 3.01$$



6.2.4. Čtvrtý rychlostní stupeň



Obrázek 28 - Mechanické zapojení GM 9T50 4. rychlostní stupeň

Tabulka 20 - Matice kinematiky GM 9T50 4. rychlostní stupeň

4	Výstup	Člen 3	Člen 5	Vstup
PS1	$-j^{r1-p7}$	0	$j^{r1-p7}-1+1$	0
PS2	0	j^{r2-1}	$-j^{r2}$	1
PS3	j^{r3-1}	$-j^{r3}$	0	0

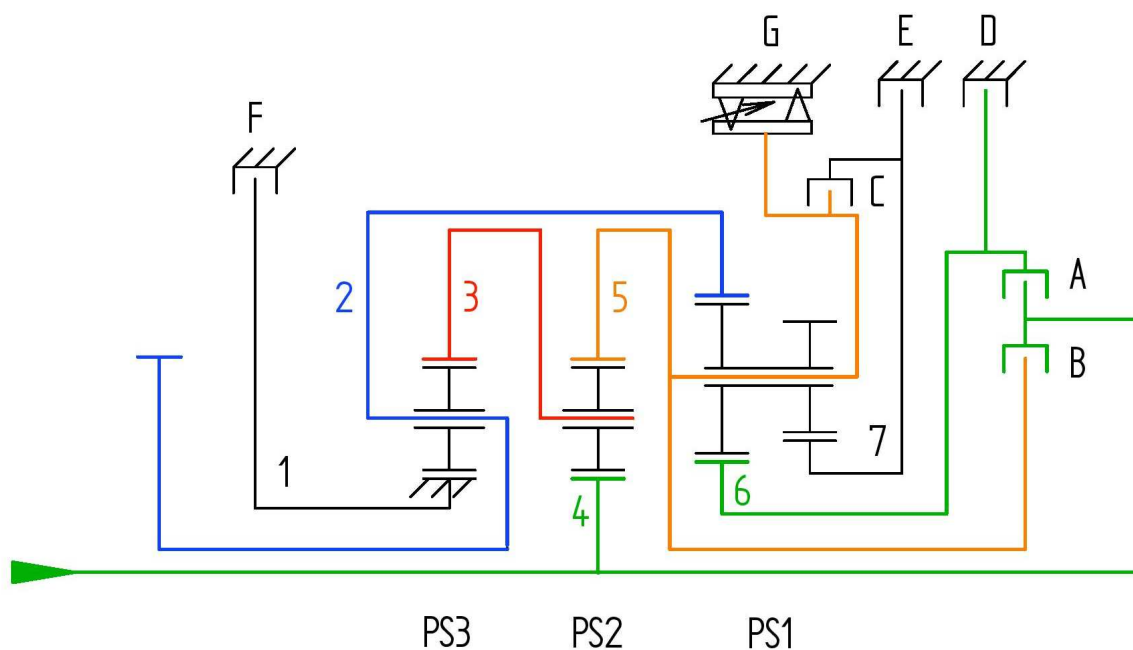
$$\Delta = \begin{vmatrix} 1.609 & 0 & -1.609 \\ 0 & -3.243 & 2.243 \\ -3.243 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = 8.827$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 0 & 0 & -1.609 \\ 1 & -3.243 & 2.243 \\ 0 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = -3.609$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{8.827}{-3.609} = 2.45$$



6.2.5. Pátý rychlostní stupeň



Obrázek 29 - Mechanické zapojení GM 9T50 5. rychlostní stupeň

Tabulka 21 - Matice kinematiky GM 9T50 5. rychlostní stupeň

5	Výstup	Člen 3	Člen 5	Vstup
PS1	$-jr^{1-P6}$	0	jr^{1-P6-1}	1
PS2	0	jr^{2-1}	$-jr^2$	1
PS3	jr^{3-1}	$-jr^3$	0	0

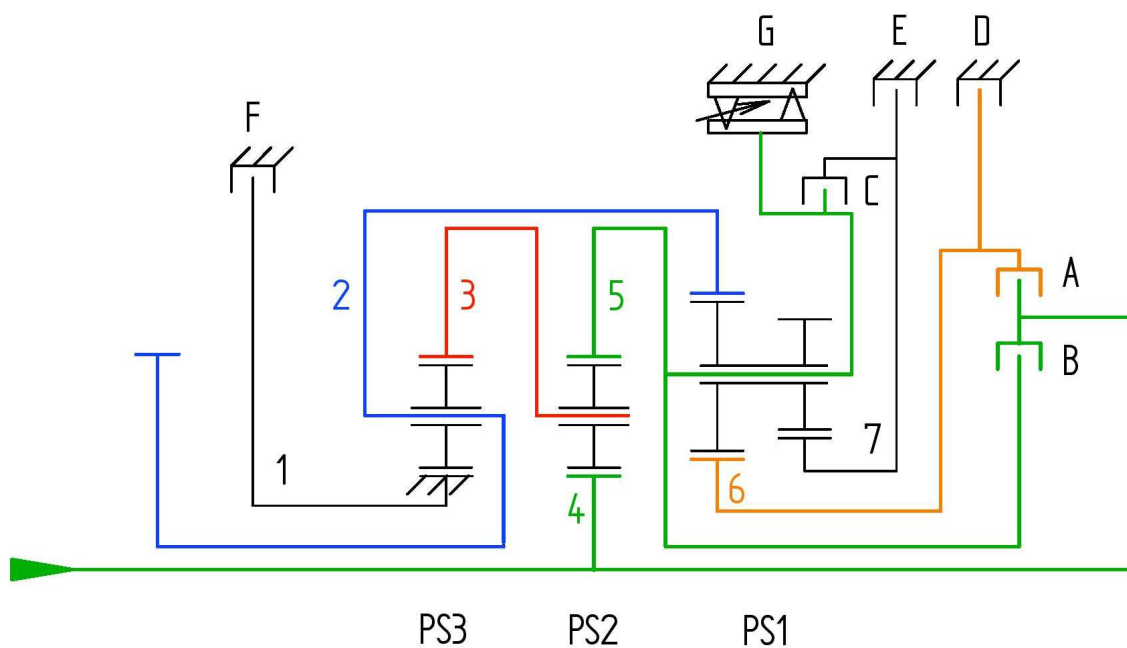
$$\Delta = \begin{vmatrix} 2.96 & 0 & -3.96 \\ 0 & -3.243 & 2.243 \\ -3.243 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = 26.756$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} 1 & 0 & -3.96 \\ 1 & -3.243 & 2.243 \\ 0 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = -13.913$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{26.756}{-13.913} = 1.92$$



6.2.6. Šestý rychlostní stupeň



Obrázek 30 - Mechanické zapojení GM 9T50 6. rychlostní stupeň

Tabulka 22 - Matice kinematiky GM 9T50 6. rychlostní stupeň

6	Výstup	Člen 3	Člen 6	Vstup
PS1	$-j^{r1-P6}$	0	1	$j^{r1-P6-1}$
PS2	0	j^{r2-1}	0	$-j^{r2+1}$
PS3	j^{r3-1}	$-j^{r3}$	0	0

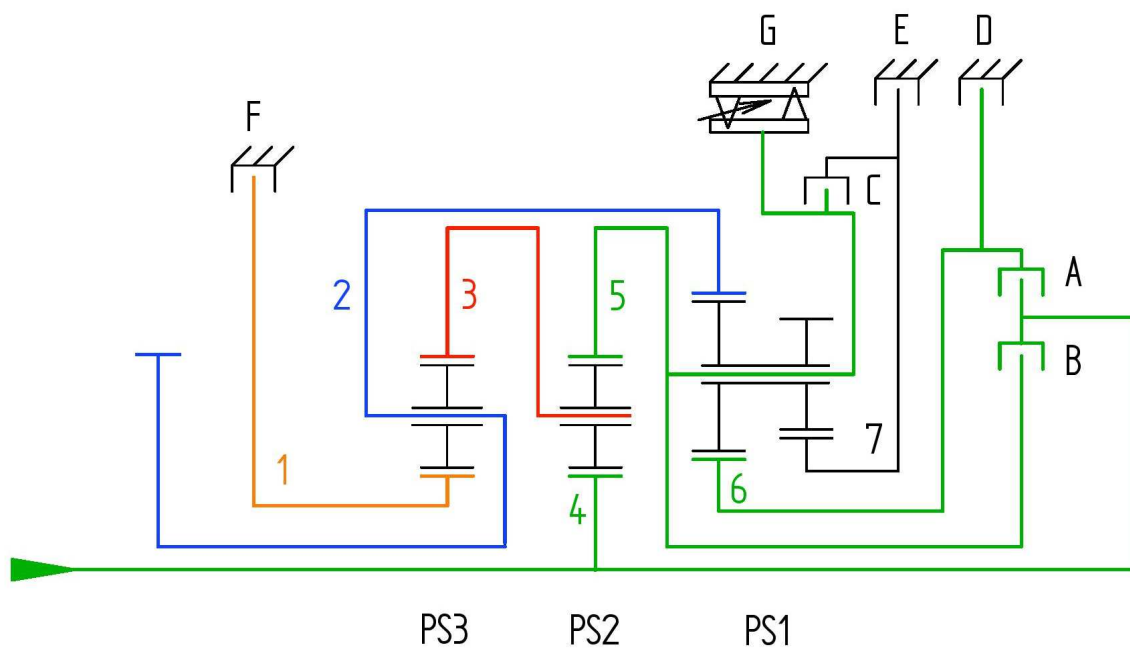
$$\Delta = \begin{vmatrix} 2.96 & 0 & 1 \\ 0 & -3.243 & 0 \\ -3.243 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = -10.517$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} -3.96 & 0 & 1 \\ 3.243 & -3.243 & 0 \\ 0 & 2.243 & 0 \end{vmatrix} = 7.274$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{-10.517}{7.274} = 1.45$$



6.2.7. Sedmý rychlostní stupeň



Obrázek 31 - Mechanické zapojení GM 9T50 7. rychlostní stupeň

Tabulka 23 - Matice kinematiky GM 9T50 7. rychlostní stupeň

7	Výstup	Člen 3	Člen 1	Vstup
PS1	$-j^{r1-P6}$	0	0	$j^{r1-P6-1+1}$
PS2	0	j^{r2-1}	0	$-j^{r2+1}$
PS3	j^{r3-1}	$-j^{r3}$	1	0

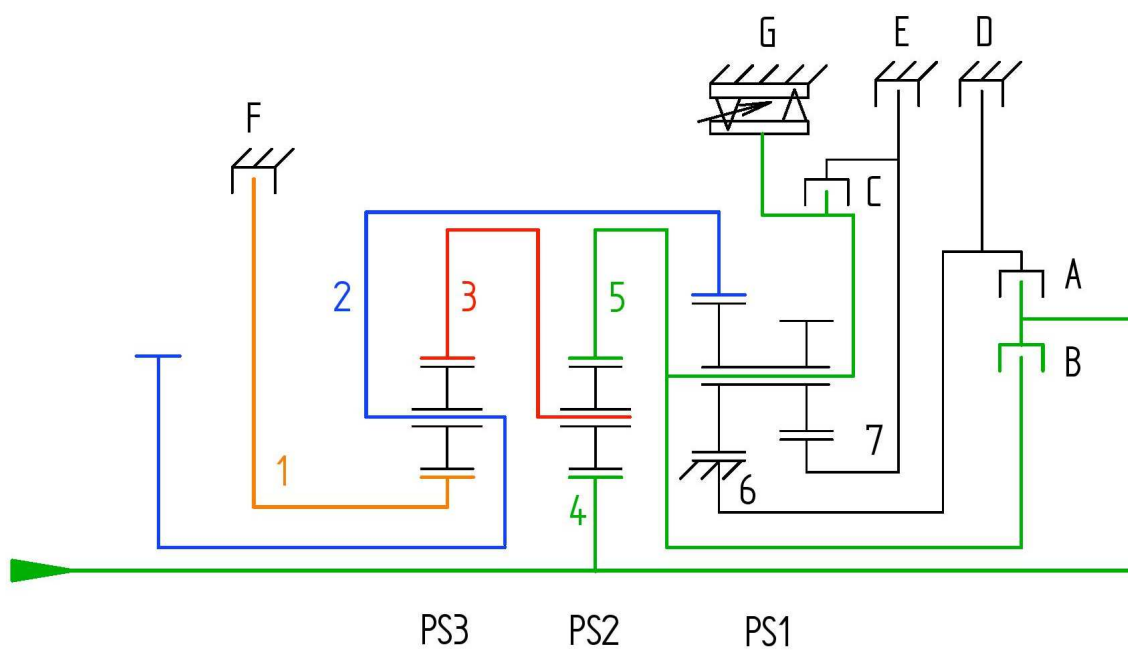
$$\Delta = \begin{vmatrix} 2.96 & 0 & 0 \\ 0 & -3.243 & 0 \\ -3.243 & 2.243 & 1 \end{vmatrix} = -9.599$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} -2.96 & 0 & 0 \\ 3.243 & -3.243 & 0 \\ 0 & 2.243 & 1 \end{vmatrix} = 9.599$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{-9.599}{9.599} = 1.00$$



6.2.8. Osmý rychlostní stupeň



Obrázek 32 - Mechanické zapojení GM 9T50 8. rychlostní stupeň

Tabulka 24 - Matice kinematiky GM 9T50 8. rychlostní stupeň

8	Výstup	Člen 3	Člen 1	Vstup
PS1	$-jr^{1-P6}$	0	0	jr^{1-P6-1}
PS2	0	jr^2-1	0	$-jr^2+1$
PS3	jr^3-1	$-jr^3$	1	0

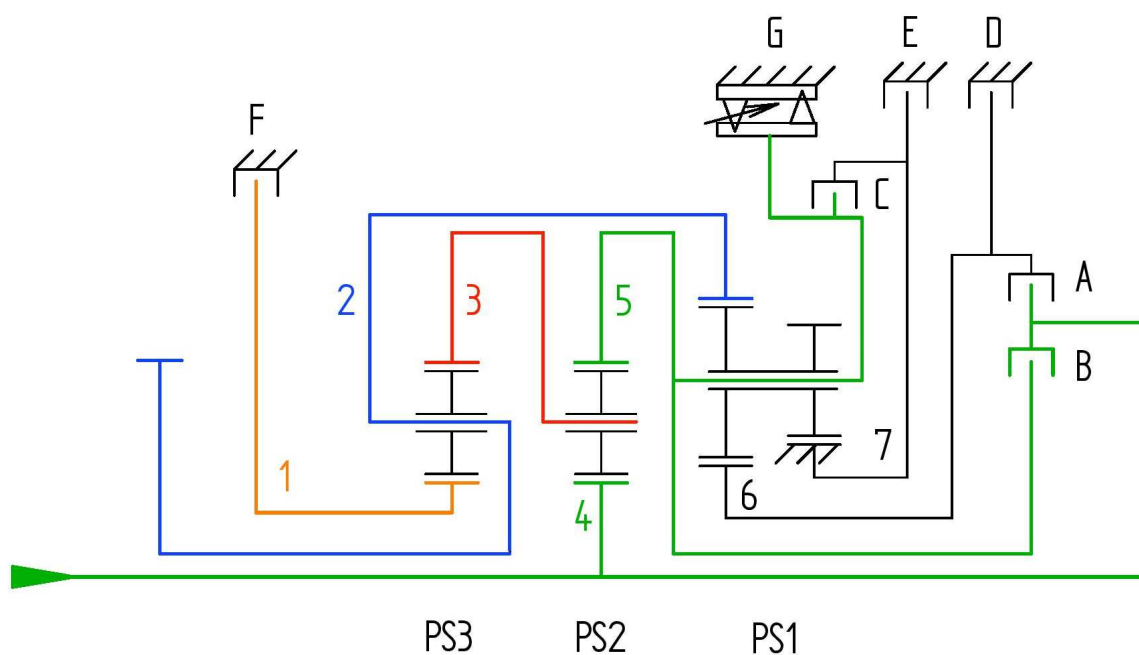
$$\Delta = \begin{vmatrix} 2.96 & 0 & 0 \\ 0 & -3.243 & 0 \\ -3.243 & 2.243 & 1 \end{vmatrix} = -9.599$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} -3.96 & 0 & 0 \\ 3.243 & -3.243 & 0 \\ 0 & 2.243 & 1 \end{vmatrix} = 12.842$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{-9.599}{12.842} = 0.75$$



6.2.9. Devátý rychlostní stupeň



Obrázek 33 - Mechanické zapojení GM 9T50 9. rychlostní stupeň

Tabulka 25 - Matice kinematiky GM 9T50 9. rychlostní stupeň

9	Výstup	Člen 3	Člen 1	Vstup
PS1	$-jr^{1-P7}$	0	0	$jr^{1-P7}-1$
PS2	0	jr^2-1	0	$-jr^2+1$
PS3	jr^3-1	$-jr^3$	1	0

$$\Delta = \begin{vmatrix} 1.609 & 0 & 0 \\ 0 & -3.243 & 0 \\ -3.243 & 2.243 & 1 \end{vmatrix} = -5.218$$

$$\Delta n = \begin{vmatrix} -2.609 & 0 & 0 \\ 3.243 & -3.243 & 0 \\ 0 & 2.243 & 1 \end{vmatrix} = 8.461$$

$$i = -\frac{\Delta}{\Delta n} = -\frac{-5.218}{8.461} = 0.62$$

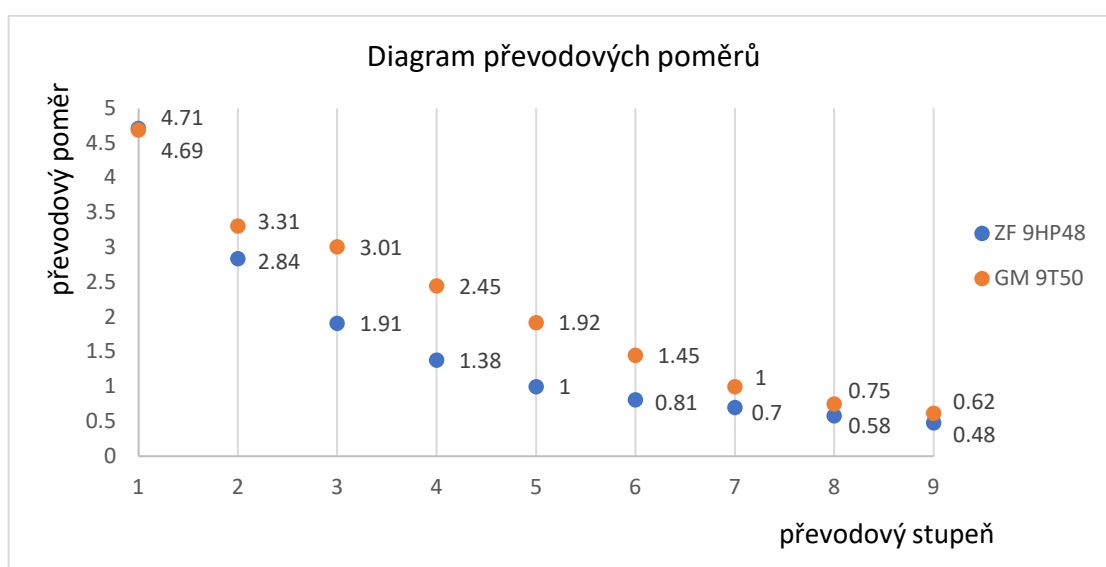


6.3. Srovnání převodových poměrů

Při porovnání vypočítaných převodových poměrů (Tabulka 26), (Graf 2) je patrné, že převodovka ZF 9HP48 má převodový poměr 1.00 při zařazeném pátém rychlostním stupni, zatímco převodovka GM 9T50 dosáhne tohoto poměru až na sedmý rychlostní stupeň. Převodovka ZF má tedy více převodových stupňů do rychla. Obě převodovky přitom disponují na první rychlostní stupeň obdobným převodovým poměrem (4.71 v případě ZF a 4.69 v případě GM), zatímco v případě posledního stupně se značně liší, osmý stupeň převodovky ZF odpovídá přibližně devátému, tedy poslednímu stupni převodovky GM. Z tohoto důvodu lze při použití srovnatelného vozidla se srovnatelným motorem a rozvodovkou předpokládat nižší otáčky motoru a lepší cestovní komfort v dálničních rychlostech s převodovkou ZF.

Tabulka 26 - Porovnání převodových poměrů

Převodový stupeň	ZF 9HP48	GM 9T50
1	4.71	4.69
2	2.84	3.31
3	1.91	3.01
4	1.38	2.45
5	1.00	1.92
6	0.81	1.45
7	0.70	1.00
8	0.58	0.75
9	0.48	0.62



Graf 2 - Diagram převodových poměrů



6.3.1. Celkový rozsah rychlostních stupňů

Celkový rozsah převodovky je definován jako podíl převodových poměrů na první a poslední rychlostní stupeň.

$$\varphi_{ZF} = \frac{i_{1 ZF}}{i_{9 ZF}} = \frac{4.71}{0.48} = 9.82$$

$$\varphi_{GM} = \frac{i_{1 GM}}{i_{9 GM}} = \frac{4.69}{0.62} = 7.56$$

Převodovka ZF 9HP48 má celkový rozsah oproti převodovce GM přibližně o 30 % větší, což je dáno menší číselnou hodnotou převodového poměru na devátý rychlostní stupeň v případě převodovky ZF.

Pokud bychom tyto hodnoty porovnali s hodnotami konkurenčních převodovek jiné koncepce, tak devítistupňová podélně uložená planetová převodovka Mercedes 9G-Tronic dosahuje celkového rozsahu 9.15. Dalším příkladem je dvouspojková sedmistupňová převodovka DQ381 využívaná koncernem Volkswagen, ta má celkový rozsah 4.83, což je přibližně polovina oproti ZF 9HP48. [16]

6.3.2. Převodové kroky

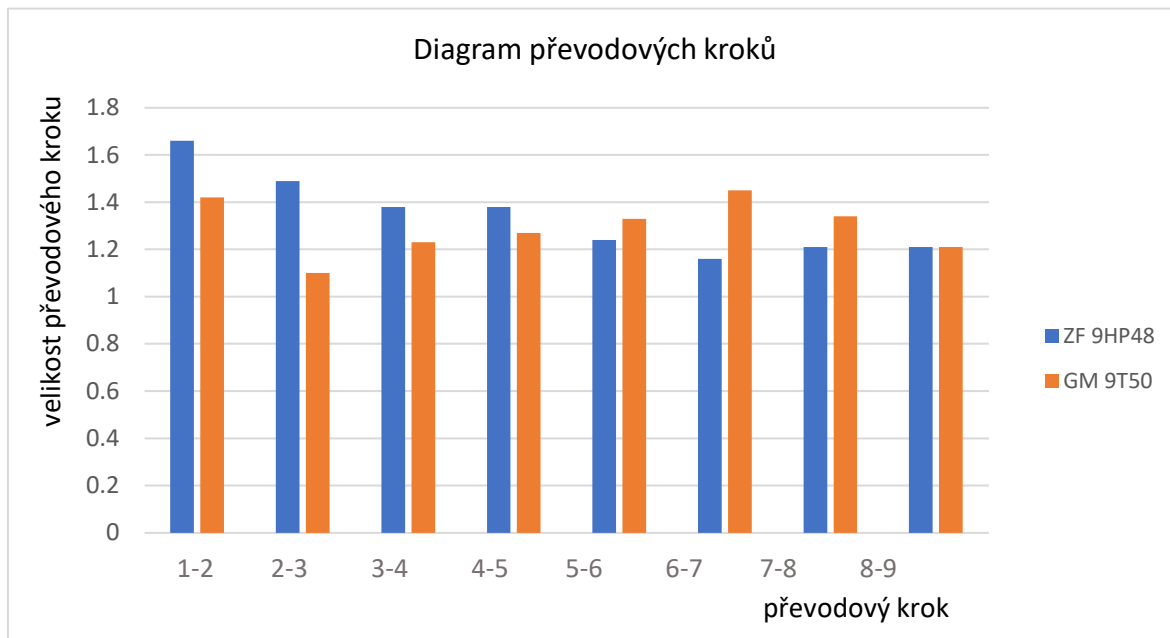
Přechod mezi dvěma sousedními převodovými stupni je vyjádřen převodovým krokem, jenž je definován jako poměr dvou po sobě jdoucích převodů. Menšími převodovými kroky dosáhneme vyššího využití výkonu motoru. Při porovnání převodových kroků převodovek 9HP48 a 9T50 zjistíme (Tabulka 27), že převodovka ZF má větší kroky mezi převody do pomala, zatímco GM má naopak větší kroky mezi vyššími převodovými stupni, to koresponduje s tím, že převodovka ZF má převodových stupňů do rychla více než GM.

Tabulka 27 – Převodové kroky mezi jednotlivými rychlostními stupni

Převodové kroky	ZF 9HP48	GM 9T50
1-2	1.66	1.42
2-3	1.49	1.10
3-4	1.38	1.23
4-5	1.38	1.27
5-6	1.24	1.33
6-7	1.16	1.45
7-8	1.21	1.34
8-9	1.21	1.21



Z grafického porovnání převodových kroků (Graf 3) je patrné, že odstupňování převodovky ZF 9HP48 je řešeno přibližně jako progresivní, což znamená, že se zvyšujícím se převodovým stupněm se zmenšuje převodový krok. V případě převodovky GM 9T50 to však tvrdit nelze.

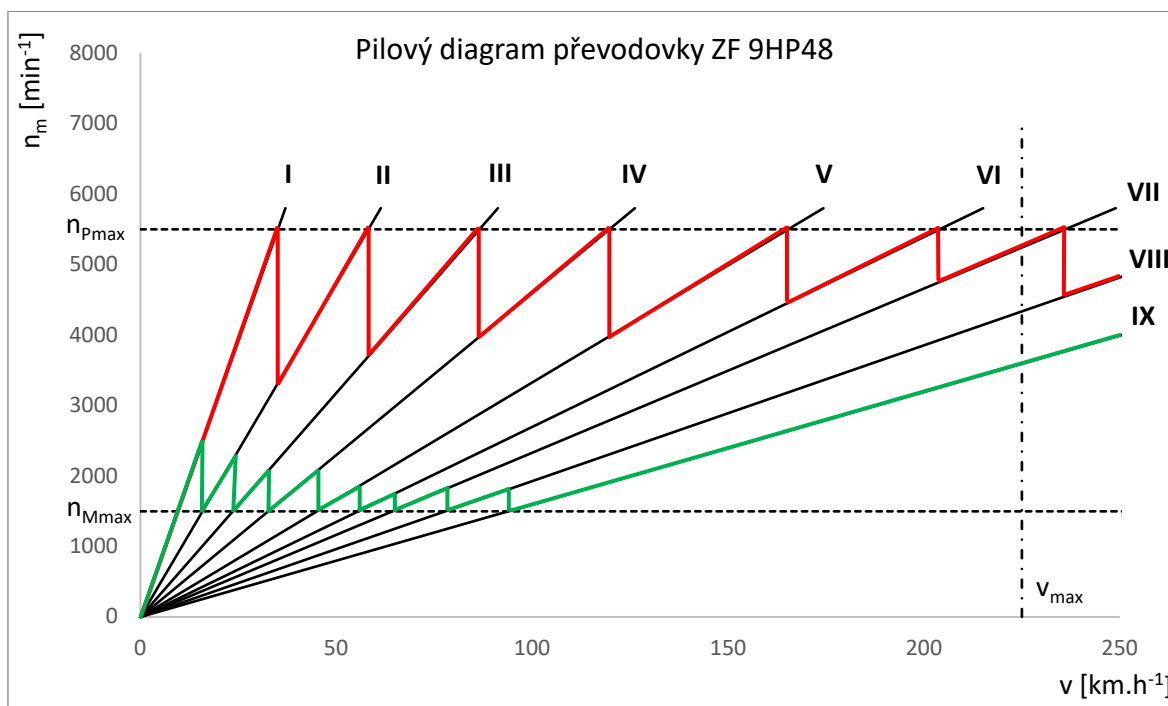


Graf 3 - Diagram převodových kroků

Velikost převodového kroku mezi jednotlivými rychlostními stupni je také patrná z takzvaného pilového diagramu, který znázorňuje závislost otáček motoru a rychlosti vozidla při řazení převodových stupňů. Jednotlivé polopřímky z počátku diagramu představují jednotlivé převodové stupně. Směrnice polopřímek jsou dány velikostmi celkových převodových poměrů a také dynamickým poloměrem pneumatik. Pro obě převodovky bylo počítáno s rozměrem pneumatik 225/65 R17 a pro jednoduchost byl použit jmenovitý poloměr pneumatik místo dynamického, který je závislý na rychlosti, jelikož vnesená chyba není pro tyto účely významná. Celkový převodový poměr mezi motorem a poháněnými koly vozidla je dán součinem stálého převodu a převodového poměru konkrétního rychlostního stupně, který je realizován samotnou převodovkou. Stálý převod je realizován rozvodovkou a liší se v závislosti na konkrétním vozidle s konkrétní motorizací.



V pilových diagramech (Graf 4, Graf 5) jsou znázorněny dva způsoby řazení. Červeně je znázorněno řazení rychlostních stupňů při dosažení otáček motoru, při kterých výkon motoru dosahuje svého maxima, jedná se tedy o dynamickou jízdu. Naopak zelená křivka zobrazuje takový způsob řazení, aby otáčky po přeřazení dosahovaly hodnoty, při které motor dosahuje maxima točivého momentu.



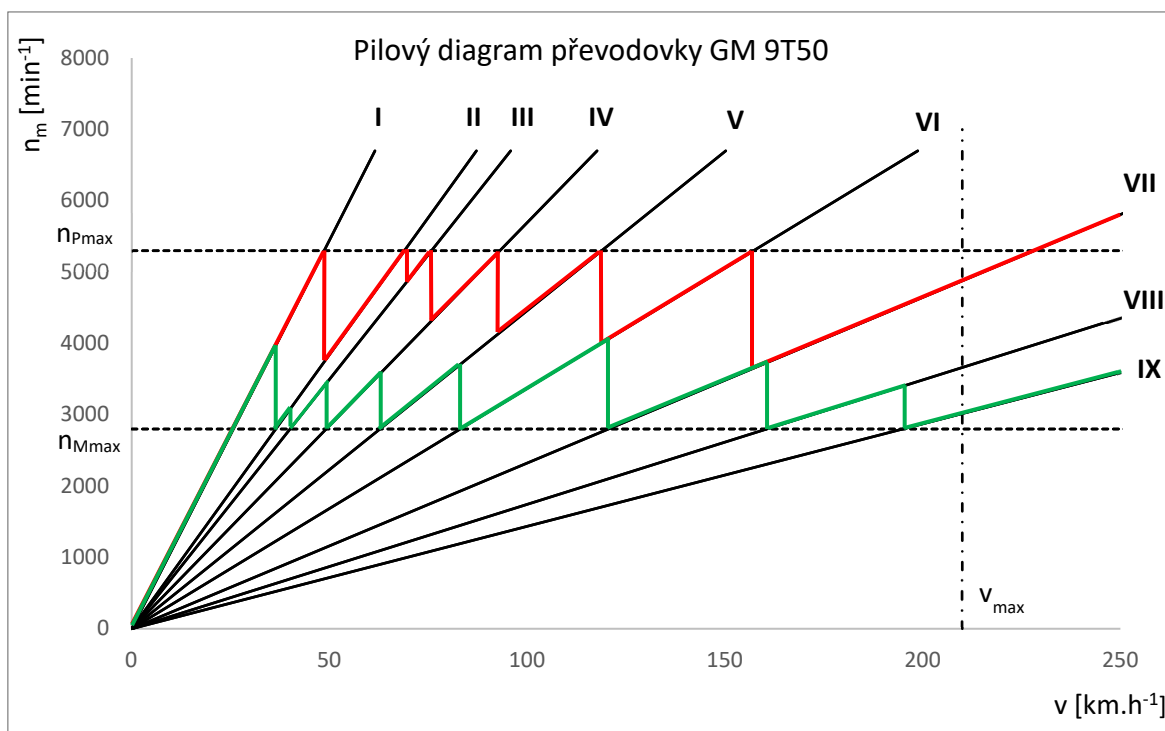
Graf 4 - Pilový diagram převodovky ZF 9HP48 se stálým převodem 4.54:1

Z Pilového diagramu (Graf 4) je patrné, že při dálniční rychlosti $130 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ při zařazeném devátém rychlostním stupni se budou otáčky motoru vozidla s daným stálým převodem pohybovat okolo 2000 min^{-1} .



Jednotlivé svislé úsečky v pilových diagramech zobrazují poměrnou velikost převodových kroků, v případě převodovky GM (Graf 5) je zajímavostí zejména velmi malý krok mezi druhým a třetím převodovým stupněm.

Otáčky motoru automobilu s převodovkou GM 9T50 se stálým převodem 3.17:1 se budou pohybovat při dálniční rychlosti 130 km.h⁻¹ a zařazeném devátém rychlostním stupni těsně pod 2000 min⁻¹ (Graf 5).



Graf 5 - Pilový diagram převodovky GM 9T50 se stálým převodem 3.17:1



7. Trakční charakteristiky

Trakční charakteristika neboli diagram hnací síly zobrazuje závislost hnací síly na rychlosti vozidla při jednotlivých převodových stupních. Jednotlivé části trakční charakteristiky jsou dány vnější momentovou charakteristikou motoru a celkovým převodovým poměrem na daný rychlostní stupeň. Ideální průběh hnací síly je dán hyperbolou nejvyššího (konstantního) výkonu, přičemž při rozjezdu vozidla je přenos hnací síly na vozovku omezen adhezí. Čím více má převodovka převodových stupňů, tím se trakční charakteristika více přibližuje právě hyperbole nejvyššího výkonu.

Při sestavování trakčních charakteristik je třeba uvažovat konkrétní aplikaci převodovky ve vozidle. Zvolena byla vozidla stejné kategorie s podobnými pohonnými jednotkami o přibližně stejných parametrech, tak aby vynikl právě rozdíl způsobený samotnými převodovkami. Na jedné straně byl tedy vybrán Chevrolet Equinox se zážehovým přeplňovaným motorem 2.0 I, který disponuje maximálním výkonem 186 kW při 5300 min⁻¹ a točivým momentem 353 N.m při 2000-5000 min⁻¹, který je spřažený s převodovkou GM 9T50 (Obrázek 34).



Obrázek 34 - Chevrolet Equinox 2.0 T [17]

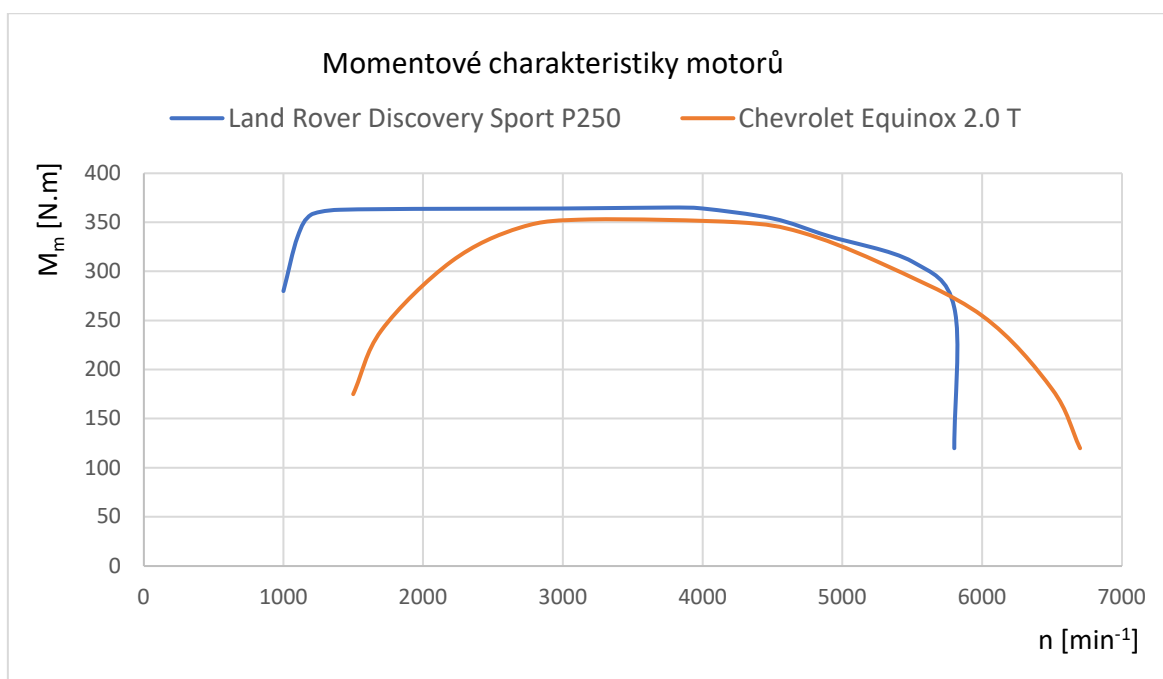


Na straně druhé byl vybrán Land Rover Discovery Sport s převodovkou ZF 9HP48 a opět se zážehovým přeplňovaným motorem 2.0 I, mající ve verzi P250 maximální výkon 183 kW při 5500 min^{-1} a točivý moment 365 N.m při $1400\text{-}4500 \text{ min}^{-1}$ (Obrázek 35).



Obrázek 35 - Land Rover Discovery Sport P250 [18]

Průběhy točivého momentu obou motorů jsou uvedeny v následujícím grafu (Graf 6).



Graf 6 - Srovnání momentových charakteristik uvažovaných motorů, dle [19], [20]



Hnací síly na jednotlivé převodové stupně byly spočítány pro osamocené body vnější momentové charakteristiky motoru (Graf 6), podle vztahu (2). Pomocí jednotlivých bodů byly následně vykresleny spojité křivky.

$$F_T = \frac{M_m \cdot i_c \cdot \eta \cdot \mu}{r} [N] \quad (2)$$

, kde: M_m [N.m] je točivý moment motoru

i_c [1] je celkový převodový poměr daného převodového stupně

η [1] je celková mechanická účinnost pohonného ústrojí

μ [1] je součinitel adheze

r [m] je jmenovitý poloměr pneumatiky

Celkový převodový poměr i_c je dán součinem převodového poměru na konkrétní rychlostní stupeň a stálého převodu, který je v případě vozu Chevrolet Equinox v dané specifikaci 3.17:1 a v případě vozu Land Rover Discovery sport 4.54:1.

Mechanická účinnost pohonného ústrojí byla zvolena odhadem jako tabulková hodnota $\eta = 0.93$. Součinitel adheze μ byl zvolen 0.8, což odpovídá suché vozovce. Pro oba automobily byl zvolen rozměr pneumatik 225/65 R17, čemuž odpovídá jmenovitý poloměr pneumatiky $r = 0.362$ m.

Pro sestavení trakčního diagramu je potřeba na vodorovnou osu vynést rychlost vozidla, která se určí ze vztahu (3).

$$v = 2\pi \cdot \frac{n_m}{60 \cdot i_c} \cdot r [m \cdot s^{-1}] \quad (3)$$

, kde: n_m [min^{-1}] jsou otáčky motoru

i_c [1] je celkový převodový poměr

r [m] je jmenovitý poloměr pneumatiky

Hnací síla nemůže být větší, než je síla adhezní, proto je potřeba tuto sílu do trakční charakteristiky také zanést. Vzhledem k tomu, že zvolená vozidla disponují pohonem obou náprav, tak je velikost adhezní síly uvažována jako prostý součin provozní hmotnosti vozidla, gravitačního zrychlení $g = 9.81$ $m \cdot s^{-2}$ a součinitele adheze $\mu = 0.8$. V případě Chevroletu Equinox je provozní hmotnost 1770 kg, a tak je hnací síla $F_{ad} = 13890$ N.



Land Rover Discovery Sport má provozní hmotnost 2070 kg, takže dostáváme adhezní sílu $F_{ad} = 16245 \text{ N}$. Adhezní síla obecně závisí na rychlosti vozidla, pro případ suché vozovky lze však tuto závislost pro jednoduchost zanedbat.

Dalším omezením v trakčním diagramu je maximální rychlost vozidla, která je dána jízdními odpory. Křivka jízdních odporů je dána součtem aerodynamického odporu O_{vzd} a odporu valení kol O_f , vliv stoupání vozovky a odpor ze zrychlení není uvažován. Celková odporová síla je tedy počítána dle vztahu (4).

$$F_o = O_f + O_{vzd} = m \cdot g \cdot f + c_x \cdot A_0 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \text{ [N]} \quad (4)$$

, kde: m [kg] je provozní hmotnost vozidla

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je gravitačního zrychlení

f [1] je součinitel valivého odporu

c_x [1] je součinitel aerodynamického odporu

A_0 [m^2] je průmět čelní plochy vozidla

ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota vzduchu

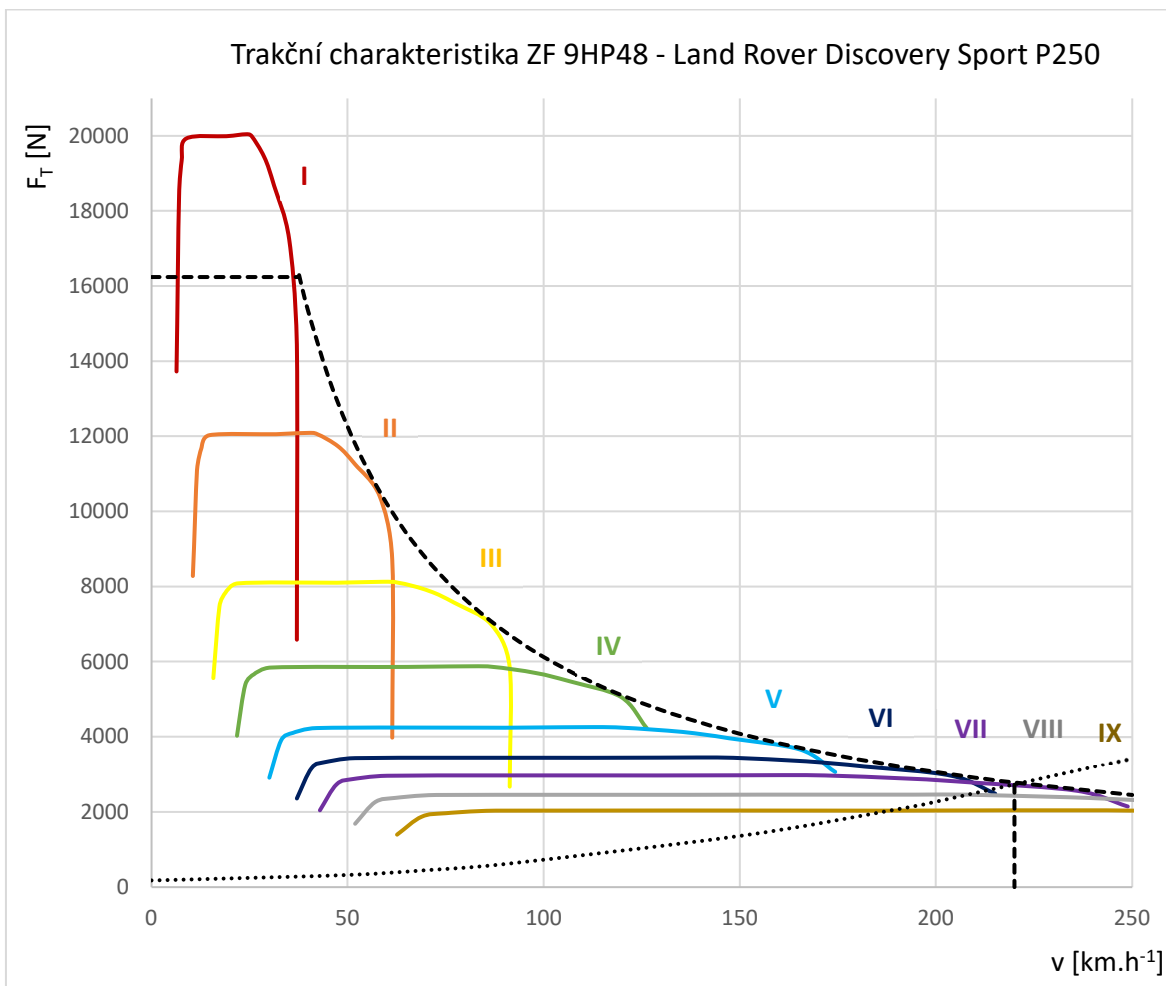
v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rychlost vozidla

Pro oba automobily je počítáno se součinitelem aerodynamického odporu $c_x = 0,34$ a průmětem čelní plochy $A_0 = 1,75 \text{ m}^2$. Součinitel valivého odporu je uvažován $f = 0,01$ a hustota vzduchu $\rho = 1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

Maximální rychlost může být limitována samotným převodovým poměrem na nejvyšší rychlostní stupeň, k tomu ale v případě srovnávaných devítistupňových převodovek nedošlo. Další omezení maximální rychlosti může být dáno požadavky na bezpečnost a stabilitu vozidla.



Ze sestavené trakční charakteristiky pro převodovku ZF 9HP48 (Graf 7) je patrné, že při námi uvažované provozní hmotnosti automobilu a koeficientu tření dojde u prvního rychlostního stupně k omezení hnací síly adhezí, plný potenciál hnací síly by mohl být využit při větším zatížení vozidla a za optimální přilnavosti.



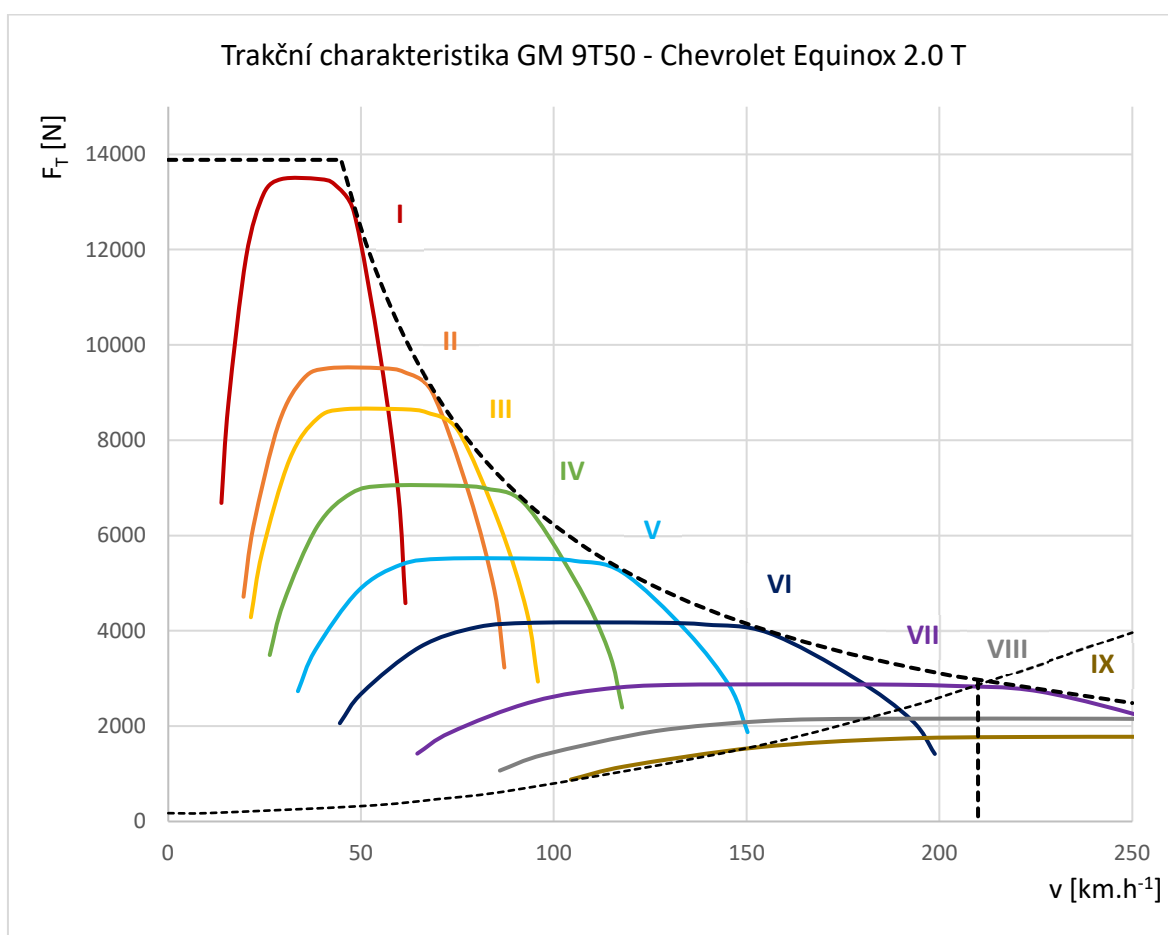
Graf 7 - Trakční charakteristika převodovky ZF 9HP48 (Land Rover Discovery Sport P250)



Maximální rychlost je v případě vozu Discovery sport P250 omezena na 220 km.h⁻¹, této rychlosti by ale s maximálním výkonem dosáhl již sedmý rychlostní stupeň, je tedy vidět, že poslední dva převodové stupně jsou zde za účelem snížení otáček motoru a tím pádem snížení spotřeby paliva při dálničních rychlostech a zlepšení cestovního komfortu.

U trakční charakteristiky převodovky GM (Graf 8) k adheznímu omezení pro námi zvolené podmínky nedojde, na rozdíl od převodovky ZF. To je však dáno zejména hodnotou stálého převodu, nejedná se tedy o rozdíl daný samotnými převodovkami, ty mají převodový poměr na první rychlostní stupeň velmi podobný.

Chevrolet Equinox má v dané konfiguraci maximální rychlost omezenou na 210 km.h⁻¹ a stejně jako v případě Land Roveru maximální rychlosti dosáhneme i na sedmý rychlostní stupeň.



Graf 8 - Trakční charakteristika převodovky GM 9T50 (Chevrolet Equinox 2.0 T)



8. Závěr

V této práci byli porovnány dvě devítistupňové samočinné převodovky s planetovým soukolím, a to konkrétně převodovka ZF 9HP48 s převodovkou GM 9T50. Tyto převodovky si sobě odpovídají počtem rychlostních stupňů, příčným způsobem uložení do vozidel, možností aplikace s pohonem obou náprav a v neposlední řadě také využitím ve srovnatelných automobilech.

V rámci rešerše bylo porovnáno mechanické zapojení těchto převodovek. Převodovka ZF je tvořena čtyřmi jednoduchými planetovými soukolími, přičemž dvě jsou do sebe vnořena a další dvě tvoří Simpsonovo soukolí. Naopak převodovku GM tvoří dvě standardní jednoduchá planetová soukolí a jedno planetové soukolí s dvojitým satelitem a dvěma planetami. S mechanickým zapojením rovněž souvisí použití řadicích elementů, šesti v případě ZF a sedmi v případě GM. Obě převodovky kromě standardních lamelových spojek využívají k řazení převodových stupňů také další řešení, která jsou specifická pro danou převodovku. V konstrukci převodovky ZF byly použity zubové spojky mající výhodu v podobě menších rozměrů a nižších ztrát, jejich nevýhodou je však nutnost synchronizace otáček spojovaných součástí a nemožnost řazení pod plným zatížením. Převodovka GM má své specifikum v podobě ovladatelné volnoběžky SOWC, která zastává buď funkci jednoduché volnoběžky, anebo funkci brzdy vůči skříní převodovky. Plní tedy úlohu dvou samostatných elementů, čímž došlo k úspoře hmotnosti a zástavbového prostoru. Odlišné je také technické řešení přenosu točivého momentu z převodovky na diferenciál. V případě převodovky ZF je použito vložené ozubené kolo, zatímco převodovka GM využívá řetězový převod v kombinaci s dalším planetovým soukolím.

S využitím maticové metody byly spočítány převodové poměry na jednotlivé převodové stupně. Číselné hodnoty převodových poměrů byly následně porovnány a vyneseny do grafů. Z porovnání vyplývá, že převodovka ZF má celkový rozsah téměř o třetinu větší oproti převodovce GM. Převodovka ZF má více převodových stupňů do rychla, což koresponduje s většími převodovými kroky u nižších převodových stupňů v případě této převodovky.

Z pilových diagramů je patrné, že u obou převodovek s daným stálým převodem se při dálniční rychlosti $130 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a zařazeném devátém rychlostním stupni budou otáčky motoru vozidla pohybovat v těsném okolí dvou tisíc otáček za minutu, což je jeden z předpokladů pro dobrý cestovní komfort a příznivou spotřebu paliva. Na závěr byly sestaveny trakční charakteristiky, u kterých byla uvažována konkrétní vozidla, a to automobily kategorie SUV s obdobnými zážehovými pohonnými jednotkami, které můžeme považovat za konkurenční. Z těchto charakteristik vyplývá závislost trakční síly vozidla na rychlosti a daném převodovém stupni.



9. Seznam použitých obrázků

Obrázek 1 - Robotizovaná převodovka Easytronic Opel [1].....	10
Obrázek 2 - Dvoustupňová převodovka VW DSG [2]	11
Obrázek 3 - Bezstupňová převodovka Lineartronic [3]	12
Obrázek 4 - Hydrodynamický (kapalinový) měnič [4].....	13
Obrázek 5 - Charakteristika Hydrodynamického měniče	14
Obrázek 6 - Jednoduché planetové soukolí.....	15
Obrázek 7 - Schéma soukolí Ravigneaux	16
Obrázek 8 - Schéma soukolí Simpson	16
Obrázek 9 - Řez převodovkou GM Hydra-Matic 9T50 [8]	17
Obrázek 10 - Čtvrtinový řez převodovkou ZF 9HP48 [9]	18
Obrázek 11 - Rozměry převodovky ZF9HP48 v milimetrech [10].....	19
Obrázek 12 - Schéma mechanického zapojení ZF 9HP48.....	21
Obrázek 13 - Schéma mechanického zapojení GM 9T50	23
Obrázek 14 - Principiální schéma ovladatelné volnoběžky (SOWC).....	25
Obrázek 15 - Fotografie ovladatelné volnoběžky (SOWC) [12].....	26
Obrázek 16 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 1. rychlostní stupeň	32
Obrázek 17 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 2. rychlostní stupeň	33
Obrázek 18 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 3. rychlostní stupeň	34
Obrázek 19 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 4. rychlostní stupeň	35
Obrázek 20 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 5. rychlostní stupeň	36
Obrázek 21 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 6. rychlostní stupeň	37
Obrázek 22 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 7. rychlostní stupeň	38
Obrázek 23 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 8. rychlostní stupeň	39
Obrázek 24 - Mechanické zapojení ZF 9HP48 9. rychlostní stupeň	40
Obrázek 25 - Mechanické zapojení GM 9T50 1. rychlostní stupeň.....	42
Obrázek 26 - Mechanické zapojení GM 9T50 2. rychlostní stupeň.....	43
Obrázek 27 - Mechanické zapojení GM 9T50 3. rychlostní stupeň.....	44
Obrázek 28 - Mechanické zapojení GM 9T50 4. rychlostní stupeň.....	45
Obrázek 29 - Mechanické zapojení GM 9T50 5. rychlostní stupeň.....	46
Obrázek 30 - Mechanické zapojení GM 9T50 6. rychlostní stupeň.....	47
Obrázek 31 - Mechanické zapojení GM 9T50 7. rychlostní stupeň.....	48
Obrázek 32 - Mechanické zapojení GM 9T50 8. rychlostní stupeň.....	49
Obrázek 33 - Mechanické zapojení GM 9T50 9. rychlostní stupeň.....	50
Obrázek 34 - Chevrolet Equinox 2.0 T [17].....	56
Obrázek 35 - Land Rover Discovery Sport P250 [18].....	57



10. Seznam tabulek

Tabulka 1 - Řadící elementy ZF9HP48	22
Tabulka 2 - Řadící elementy GM9T50.....	24
Tabulka 3 - Aplikace převodovky ZF 9HP48.....	28
Tabulka 4 - Aplikace převodovky GM 9Txx.....	29
Tabulka 5 - Koeficienty matice kinematiky.....	30
Tabulka 6 - Počty zubů jednotlivých ozubených kol ZF 9HP48	31
Tabulka 7 - Matice kinematiky ZF 9HP48 1. rychlostní stupeň	32
Tabulka 8 - Matice kinematiky ZF 9HP48 2. rychlostní stupeň	33
Tabulka 9 - Matice kinematiky ZF 9HP48 3. rychlostní stupeň	34
Tabulka 10 - Matice kinematiky ZF 9HP48 4. rychlostní stupeň	35
Tabulka 11 - Matice kinematiky ZF 9HP48 5. rychlostní stupeň	36
Tabulka 12 - Matice kinematiky ZF 9HP48 6. rychlostní stupeň	37
Tabulka 13 - Matice kinematiky ZF 9HP48 7. rychlostní stupeň	38
Tabulka 14 - Matice kinematiky ZF 9HP48 8. rychlostní stupeň	39
Tabulka 15 - Matice kinematiky ZF 9HP48 9. rychlostní stupeň	40
Tabulka 16 - Počty zubů jednotlivých ozubených kol GM 9T50.....	41
Tabulka 17 - Matice kinematiky GM 9T50 1. rychlostní stupeň.....	42
Tabulka 18 - Matice kinematiky GM 9T50 2. rychlostní stupeň.....	43
Tabulka 19 - Matice kinematiky GM 9T50 3. rychlostní stupeň.....	44
Tabulka 20 - Matice kinematiky GM 9T50 4. rychlostní stupeň.....	45
Tabulka 21 - Matice kinematiky GM 9T50 5. rychlostní stupeň.....	46
Tabulka 22 - Matice kinematiky GM 9T50 6. rychlostní stupeň.....	47
Tabulka 23 - Matice kinematiky GM 9T50 7. rychlostní stupeň.....	48
Tabulka 24 - Matice kinematiky GM 9T50 8. rychlostní stupeň.....	49
Tabulka 25 - Matice kinematiky GM 9T50 9. rychlostní stupeň.....	50
Tabulka 26 - Porovnání převodových poměrů	51



11. Seznam zdrojů

- [1] ING. JAN SAJDL, Ph.D. *Autolexicon.net* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/prevodovka-asg/>
- [2] AUTOWEB.CZ. Dvouspojková převodovka DSG od Volkswagenu slaví 15 let. Naučila Evropany kupovat automaty. *Autoweb* [online]. 2018 [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <https://www.autoweb.cz/dvouspojkoiva-prevodovka-dsg-od-volkswagenu-slavi-15-let-naucila-evropany-kupovat-automaty/>
- [3] SUBARU, CORPORATION. *Subaru Vysočina* [online]. [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: <http://www.subaruvysocina.cz/prevodovka-lineartronic.html>
- [4] ŽĎÁNSKÝ, Bronislav a Zdeněk JAN. *Automobily 2 - Převody*. AVID spol.s r.o, 2001.
- [5] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. Vydavatelství ČVUT, 2005. Dostupné z: doi:ISBN 80-01-03245-0
- [6] SEVERSON, Aaron. *Secrets of the Simpson Gearset. Ate Up With Motor* [online]. Los Angeles: Ate Up With Motor, 2017 [cit. 2020-12-19]. Dostupné z: <https://ateupwithmotor.com/terms-technology-definitions/simpson-gearset/>
- [7] MARTIN, Thomas a James HENDRICKSON. General Motors Hydra-Matic 9T50 Automatic Transaxle. *SAE Technical Paper 2018-01-0391* [online]. 2018 [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: doi:10.4271/2018-01-0391
- [8] *GM Techlink* [online]. 2017 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://gm-techlink.com/?p=7575>
- [9] ZF FRIEDRICHSCHAFEN AG. *9-Speed Automatic Transmission* [online]. 2017 [cit. 2021-02-18]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/cars/products_29299.html
- [10] GAERTNER, Lutz a Michael EBENHOCH. The ZF Automatic Transmission 9HP48 Transmission System, Design and Mechanical Parts. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* [online]. 2013 [cit. 2020-12-17]. ISSN 1946-4002. Dostupné z: doi:10.4271/2013-01-1276
- [11] GARRET, Steve . *Selectable One-Way Clutch Technology* [online]. 2018 [cit. 2020-06-12]. Dostupné z: <https://gearsmagazine.com/magazine/one-way-selectable-one-way-clutch-technology/>



- [12] MEANS INDUSTRIES. *MEANS LAUNCHES SELECTABLE ONE WAY CLUTCH IN GM 9 SPEED AUTOMATIC TRANSMISSION* [online]. 2017 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://meansindustries.com/news/2017/01/means-launches-selectable-one-way-clutch-gm-9-speed-automatic-transmission>
- [13] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG. *9-Speed Automatic Transmission* [Prezentace ve formátu PDF]. Saarbrücken Germany: ZF Friedrichshafen AG, 2017 [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/media/en/product_media/cars_5/zf_pkw_getriebe/roschuere2017_de_web.pdf
- [14] ALLPAR. *Ray's Garage: ZF HP9 vs Mopar 948TE* [online]. Canada: Allpar, 2015 [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: <https://www.allpar.com/threads/ray-s-garage-zf-hp9-vs-mopar-948te.233809/>
- [15] *Ultimate Specs* [online]. Ultimate Specs, 2020 [cit. 2020-12-17]. Dostupné z: <https://www.ultimatespecs.com/car-specs>
- [16] DAIMLER AG. *Media.daimler.com* [online]. 2021 [cit. 2021-02-16]. Dostupné z: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Discovering-the-inside-of-the-9G-TRONIC-Innovative-solutions-for-maximum-comfort-and-outstanding-energy-efficiency.xhtml?oid=9904505>
- [17] MOTORTREND. *2018 Chevrolet Equinox 1.5T vs. 2.0T* [online]. 2017 [cit. 2021-04-29]. Dostupné z: <https://www.motortrend.com/cars/chevrolet/equinox/2018/2018-chevrolet-equinox-15t-vs-20t/>
- [18] JAGUAR LAND ROVER. *DISCOVERY SPORT* [online]. 2021 [cit. 2021-04-29]. Dostupné z: <https://www.landrover.cz/vehicles/discovery-sport/index.html>
- [19] CPA CHIPTUNING. 2021 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://www.cpa-chiptuning.cz/304-chiptuningjaguarxe.htm>
- [20] DYNO-CHIPTUNINGFILES.COM. *Chevrolet Equinox 2.0T 260hp* [online]. 2018 [cit. 2021-02-18]. Dostupné z: <https://www.dyno-chiptuningfiles.com/tuning-file/chevrolet-equinox-20t-260hp/>