



**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

Fakulta strojní

**Ústav automobilů,
spalovacích motorů
a kolejových vozidel**

**Málostupňová převodovka
pro elektrický pohon vozidla**

**Gearbox with low number of
geaers for powertrain of electric
vehicle**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE
2024**

Bc. Šimon PELANT

Program: N0716A270001 Dopravní a transportní technika
Zaměření: Motorová vozidla
Vedoucí: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pelant** Jméno: **Šimon** Osobní číslo: **492656**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Motorová vozidla**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Málostupňová převodovka pro elektrický pohon vozidla

Název diplomové práce anglicky:

Gearbox with low number of gears for powertrain of electric vehicle

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte rešerši pohonů elektrických vozidel s důrazem na použití řaditelných převodovek. Vyberte si vhodné malé osobní vozidlo, proveďte výběr elektromotoru a vypočítejte rozsah převodovky. Navrhněte kinematické schéma převodovky se dvěma maximálně třemi rychlostními stupni. Výhodou bude integrace rozvodovky přímo do převodovky. Při návrhu se pokuste postup co nejvíce zobecnit tak, aby se dal využít jako metodika návrhu/výběru málostupňové převodovky s integrovanou rozvodovkou. Při výběru kinematického schématu zohledněte možnost využití kompozitních materiálů. Volbu schématu podpořte potřebnými kinematickými a energetickými výpočty se zohledněním konstrukčních a provozních hledisek převodovky.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání diplomové práce: **16.04.2024**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2024**

Platnost zadání diplomové práce: _____

doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
podpis vedoucí(ho) práce

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit obecnou metodiku pro návrh kinematického schématu málostupňové převodovky pro elektrické vozidlo, který zahrnuje i možnost použití integrovaného diferenciálu.

Byla provedena rešerše převodových ústrojí současných elektrických vozidel a patentů, ze kterých byl zvolen hlavní koncept málostupňové převodovky pro tuto práci. V hlavním konceptu jsou málostupňová převodovka a symetrický diferenciál koncipovány na jedné ose. To umožňuje uložit motor a převodovku s diferenciálem do skříně válcového tvaru, u které se nabízí možnost výroby z kompozitních materiálů.

Integrovaný diferenciál představuje nekonvenční kombinaci stupňové převodovky a symetrického diferenciálu. V této práci byly odvozeny potřebné vztahy pro jeho správnou funkčnost a byl zakomponován do schémat v obecné metodice.

Pro konkrétní řešení byly vybrány parametry vozidla, elektromotoru a provozních podmínek a z toho byly navrženy převodové poměry. Pomocí vytvořené metodiky bylo sestaveno celkem pět různých schémat převodovek, přičemž dvě z nich jsou jednostupňové a tři dvoustupňové. Sestavená schémata jsou podpořena kinematickými a energetickými výpočty se zohledněním konstrukčních a provozních hledisek.

KLÍČOVÁ SLOVA

Elektrické vozidlo; Převodové ústrojí; Málostupňová převodovka; Jednostupňová převodovka; Dvoustupňová převodovka; Metodika; Diferenciál; Integrovaný diferenciál; Kompozity; Kinematické schéma.



ABSTRACT

The aim of this thesis was to develop a general methodology for designing the kinematic diagram of a multi-speed transmission for an electric vehicle, which also includes the possibility of using an integrated differential.

A review of the transmission systems of current electric vehicles and patents was conducted, from which the main concept of the multi-speed transmission for this work was chosen. In the main concept, the multi-speed transmission and symmetrical differential are designed on a single axis. This allows the motor and transmission with differential to be housed in a cylindrical-shaped casing, offering the possibility of manufacturing it from composite materials.

The integrated differential represents an unconventional combination of a geared transmission and a symmetrical differential. In this work, the necessary relationships for its proper functionality were derived and incorporated into the diagrams in the general methodology.

For a specific solution, the parameters of the vehicle, electric motor, and operating conditions were selected, and from these, the gear ratios were designed. Using the created methodology, a total of five different transmission diagrams were assembled, two of which are single-speed and three are two-speed. The assembled diagrams are supported by kinematic and energy calculations, taking into account design and operational considerations.

KEYWORDS

Battery Electric Vehicle; Transmission System; Multi-Speed Transmission; Single-Speed Transmission; Two-Speed Transmission; Methodology; Differential; Integrated Differential; Composites; Kinematic Diagram.



PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Dr. Ing. Gabriely Achtenový. Veškeré použité podklady, ze kterých jsem čerpal informace, jsou uvedeny v seznamu použité literatury a citovány v textu podle normy ČSN ISO 690.

.....
Datum

.....
Podpis



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat paní doc. Dr. Ing. Gabriely Achtenové za cenné rady a vstřícný přístup při vedení této práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině a přátelům, kteří mě po dobu mého studia podporovali.



OBSAH

ABSTRAKT.....	V
KLÍČOVÁ SLOVA.....	V
ABSTRACT.....	VI
KEYWORDS.....	VI
PROHLÁŠENÍ.....	VII
PODĚKOVÁNÍ.....	VIII
OBSAH.....	IX
ZAVEDENÉ ZNAČENÍ A NOMENKLATURA.....	XIII
1. ÚVOD.....	- 1 -
2. REŠERŠE A HLAVNÍ KONCEPT.....	- 4 -
2.1 BEV s jednostupňovou převodovkou.....	- 4 -
2.2 BEV s dvoustupňovou převodovkou.....	- 7 -
2.3 BEV s plynulou změnou převodu.....	- 12 -
2.4 Patenty na převodovky pro BEV.....	- 12 -
2.5 Hlavní koncept.....	- 17 -
3. ZÁKLADY PLANETOVÝCH SOUKOLÍ.....	- 18 -
3.1 Terminologie planetových soukolí.....	- 18 -
3.2 Převodový poměr a jeho úpravy.....	- 22 -
3.3 Podmínka symetrie.....	- 26 -
3.4 Převodový poměr při přímé jízdě.....	- 27 -
4. METODIKA NÁVRHU.....	- 28 -
4.1 Vstupní parametry.....	- 31 -
4.2 Volba převodových stupňů.....	- 32 -
4.2.1 Dvoustupňová převodovka.....	- 32 -
4.2.1.1 Maximální převod.....	- 32 -
4.2.1.2 Minimální převod.....	- 33 -
4.2.2 Jednostupňová převodovka.....	- 33 -
4.3 Volba schématu a konfigurace zapojení.....	- 34 -
4.3.1 Volba typu schématu.....	- 34 -
4.3.1.1 Schémata s jedním planetovým soukolím.....	- 35 -
4.3.1.1.1 Schéma typu (D).....	- 35 -
4.3.1.1.2 Schémata s dvěma planetovými soukolími.....	- 36 -
4.3.1.2.1 Schéma typu P(D).....	- 36 -
4.3.1.2.2 Schéma typu (DP).....	- 40 -
4.3.1.2.3 Schéma typu (DD).....	- 42 -



4.3.1.3 Schémata s třemi planetovými soukolími.....	- 42 -
4.3.1.3.1 Schéma typu 2°(D)	- 43 -
4.3.1.3.2 Schéma typu P(DP).....	- 46 -
4.3.1.3.3 Schéma typu P(DD).....	- 47 -
4.3.1.3.4 Schéma typu D(DD).....	- 48 -
4.3.1.3.5 Schéma typu (DDD).....	- 49 -
4.3.1.3.6 Schéma typu (DPP).....	- 49 -
4.3.1.4 Porovnání jednotlivých schémat	- 51 -
4.4 Volba konfigurace zapojení.....	- 52 -
4.4.1 Minimalizace radiálních rozměrů	- 53 -
4.4.1.1 Nejmenší možné soukolí	- 53 -
4.4.1.2 Volba počtu minimálních zubů	- 56 -
4.4.1.3 Redukce radiálních rozměrů použitím VS	- 58 -
4.4.2 Minimalizace axiálních rozměrů	- 60 -
4.4.3 Konstrukční omezení.....	- 63 -
4.5 Výpočet parametrů soukolí.....	- 64 -
4.5.1 Základní převod.....	- 64 -
4.5.2 Podmínka sousosti.....	- 64 -
4.6 Volba počtu satelitových řad.....	- 66 -
4.6.1 Podmínka smontovatelnosti	- 66 -
4.6.2 Podmínka sousedství.....	- 67 -
4.7 Výpočet měrných veličin	- 68 -
4.7.1 Kinematika	- 68 -
4.7.2 Účinnost.....	- 69 -
4.7.3 Momenty	- 71 -
4.7.4 Výkony.....	- 72 -
5. KONKRÉTNÍ ŘEŠENÍ	- 73 -
5.1 Volba vstupních parametrů.....	- 73 -
5.2 Výpočet hodnot převodových stupňů.....	- 74 -
5.2.1 Dvoustupňová převodovka.....	- 74 -
5.2.1.1 Maximální převod	- 74 -
5.2.1.2 Minimální převod	- 75 -
5.2.2 Jednostupňová převodovka	- 76 -
5.3 Volba schématu.....	- 76 -
5.4 Převodovka P1	- 77 -
5.4.1 Volba zapojení.....	- 77 -



5.4.2 Výpočet parametrů soukolí	- 78 -
5.4.3 Volba počtu satelitových řad.....	- 78 -
5.4.4 Výpočet měrných veličin	- 80 -
5.4.4.1 Kinematika	- 80 -
5.4.4.2 Účinnost.....	- 80 -
5.4.4.3 Momenty	- 81 -
5.4.4.4 Závěr.....	- 82 -
5.5 Převodovka P2	- 83 -
5.5.1 Volba zapojení.....	- 83 -
5.5.2 Výpočet parametrů soukolí	- 84 -
5.5.3 Volba počtu satelitových řad.....	- 85 -
5.5.4 Výpočet měrných veličin	- 86 -
5.5.4.1 Kinematika	- 86 -
5.5.4.2 Účinnost.....	- 87 -
5.5.4.3 Momenty	- 88 -
5.5.4.4 Závěr	- 89 -
5.6 Převodovka P3	- 90 -
5.6.1 Volba zapojení.....	- 90 -
5.6.2 Výpočet parametrů soukolí	- 91 -
5.6.3 Volba počtu satelitových řad.....	- 91 -
5.6.4 Výpočet měrných veličin	- 93 -
5.6.4.1 Kinematika	- 93 -
5.6.4.2 Účinnost.....	- 95 -
5.6.4.3 Momenty	- 97 -
5.6.4.4 Závěr.....	- 98 -
5.7 Převodovka P4	- 99 -
5.7.1 Volba zapojení.....	- 99 -
5.7.2 Výpočet parametrů soukolí	- 100 -
5.7.3 Volba počtu satelitových řad.....	- 101 -
5.7.4 Výpočet měrných veličin	- 103 -
5.7.4.1 Kinematika	- 103 -
5.7.4.2 Účinnost.....	- 105 -
5.7.4.3 Momenty	- 107 -
5.7.4.4 Závěr.....	- 109 -
5.8 Převodovka P5	- 110 -
5.8.1 Volba zapojení.....	- 110 -



5.8.2 Výpočet parametrů soukolí.....	- 111 -
5.8.3 Volba počtu satelitových řad.....	- 112 -
5.8.4 Výpočet měrných veličin.....	- 113 -
5.8.4.1 Kinematika.....	- 113 -
5.8.4.2 Účinnost.....	- 115 -
5.8.4.3 Momenty.....	- 116 -
5.8.4.4 Závěr.....	- 117 -
6. ZÁVĚR.....	- 118 -
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	- 120 -
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	- 122 -
SEZNAM TABULEK.....	- 124 -
SEZNAM GRAFŮ.....	- 126 -
SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE.....	- 126 -
SEZNAM PŘÍLOH.....	- 126 -



ZAVEDENÉ ZNAČENÍ A NOMENKLATURA

Níže jsou uvedeny všechny zkratky a symboly použité v práci.

Tabulka 1: Zkratky použité v práci

JS	- jednoduché satelity	D	- JPS v zapojení <i>diferenciál</i>
VS	- vícevěncové satelity	P	- JPS v zapojení <i>převod</i>
JPS	- jednoduchá planetová soukolí	BEV	- battery electric vehicle
SPS	- složená planetová soukolí		

Tabulka 2: Latinská abeceda použité v práci

a, b	- vstupní členy
A, B, C, AB	- jednotlivá soukolí
C_a, C_b	- smontovatelnost - konstanty zohledňující počet zubů u VS [1]
C_c	- smontovatelnost - libovolné celé číslo [1]
C_d	- smontovatelnost - největší společný dělitel [1]
C_s	- smontovatelnost - počet satelitových řad [1]
C_{VS}	- základní převod - konstanta zohledňující počet zubů VS [1]
c_x	- součinitel odporu vzduchu [1]
d_i	- roztečná kružnice [mm]
e, f, g	- ostatní členy
f_{val}	- součinitel valivého odporu [1]
$F_{z, hn}$	- radiální reakce na hnací kola [N]
g	- gravitační zrychlení [m/s ²]
h_a^*	- Poměrná výška hlavy zubu [1]
i_{pk}^r, i^r	- základní převod [1]
i^X	- základní převod soukolí X [1]
i_{p1^o}	- minimální převod [1]
i_{max}	- maximální převod [1]
$i_{x \rightarrow mn}$	- převod při přímé jízdě [1]
i_{xy}^z	- obecný převodový poměr [1]
$j_{vnější}$	- počet záběrů vnějšího ozubení [1]
$j_{vnitřní}$	- počet záběrů vnitřního ozubení [1]
k	- koruna
K	- počet centrálních kol [1]
l	- rozvor vozidla [mm]
l_{hn}	- vzdálenost hnací nápravy od těžiště vozidla [mm]
m	- výstupní člen
m_{celk}	- celková hmotnost vozidla [kg]
m_x	- modul x [mm]
m_{na}	- momentová násobnost [1]
M_a^M	- maximální moment motoru [Nm]
\vec{M}	- vektor momentů [Nm]
M_M	- matice koeficientů pro momenty [1]
\overline{M}_x	- poměrný moment členu x vztažený k vstupnímu členu [1]
\underline{M}_x	- poměrný moment členu x vztažený k výstupnímu členu [1]
M_ω	- matice koeficientů pro úhlové rychlosti [1]
M_ω^η	- rozšířená matice koeficientů pro úhlové rychlosti [1]
n	- výstupní člen



N	- počet pohyblivých členů [1]
n_{max}	- maximální otáčky motoru [RPM]
o	- počet záběrů ozubených kol [1]
O_f	- odpor valení [N]
O_{celk}	- celkové odpory [N]
O_v	- odpor vzduchu [N]
p	- planeta
P_{max}	- maximální výkon motoru [W]
P_{podm}	- počet podmínek sousostí (resp. smontovatelnosti) [1]
\bar{P}	- poměrný výkon [1]
r	- unašeč
r_d	- dynamický poloměr kola [m]
R_{max}	- maximální radiální rozměr [mm]
s	- satelit
s_{max}	- max. požadovaná stoupavost [1]
S_x	- čelní plocha vozidla [m ²]
v_{max}	- max. požadovaná rychlost vozidla [km/h]
x, y	- obecné proměnné
z_{min}	- minimální počet zubů [1]
z_x	- počet zubů členu x [1]

Tabulka 3: Řecká abeceda použitá v práci

α	- úhel sklonu vozovky [°]
α_n	- normální úhel záběru [°]
α_t	- čelní úhel záběru [°]
β	- úhel sklonu zubu [°]
η_p	- celková účinnost hnacího ústrojí [1]
η^r	- účinnost soukolí v náhradním mechanismu [1]
μ_{adh}	- součinitel adheze [1]
μ_x	- poměrný potenciální výkon pro člen x [1]
ζ^r	- ztráty v náhradním mechanismu [1]
$\zeta_{vnější}^r$	- ztráty záběru vnějšího ozubení v náhradním mechanismu [1]
$\zeta_{vnitřní}^r$	- ztráty záběru vnitřního ozubení v náhradním mechanismu [1]
ρ_{vzd}	- hustota vzduchu [kg/m ³]
σ_F	- napětí v ohybu [MPa]
σ_H	- napětí v dotyku [MPa]
ω_x	- úhlová rychlost členu x
$\vec{\omega}$	- vektor úhlových rychlostí [rad/s]
$\frac{\omega_x}{\omega_X}$	- poměrná úhlová rychlost členu x vztažená k vstupnímu členu [1]
$\frac{\omega_x}{\omega_X}$	- poměrná úhlová rychlost členu x vztažená k výstupnímu členu [1]
$\vec{\omega}^{\eta}$	- rozšířený vektor úhlových rychlostí [rad/s]

Tabulka 4: Značení schémat

P	- JPS ve funkčním stavu <i>převod</i>
D	- JPS ve funkčním stavu <i>diferenciál</i>
()	- členy v těchto závorkách vykonávají funkci symetrického diferenciálu
2°	- dvoustupňová převodovka bez diferenciálu
V_i	- verze i

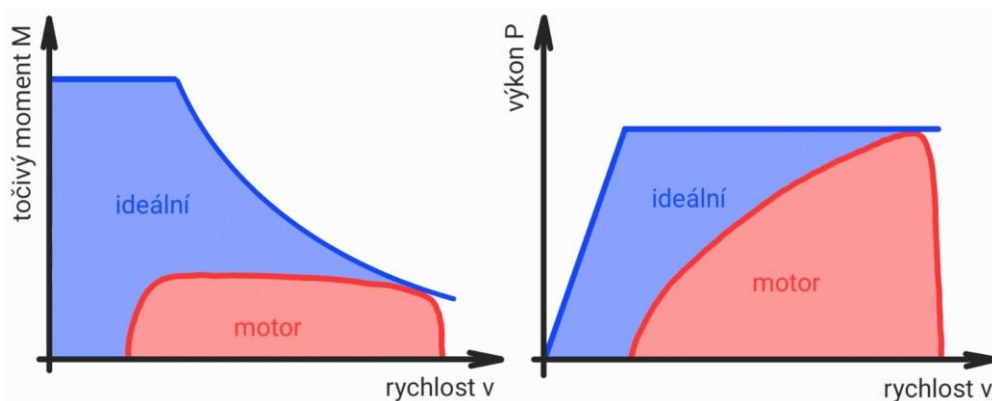
1. ÚVOD

V této úvodní kapitole jsou uvedeny základní otázky, které formulují tuto závěrečnou práci, a jejich odpovědi. Je zde vysvětlena myšlenka integrovaného diferenciálu a původ jejího vzniku.

Proč se v BEV běžně nepoužívají vícestupňové převodovky?

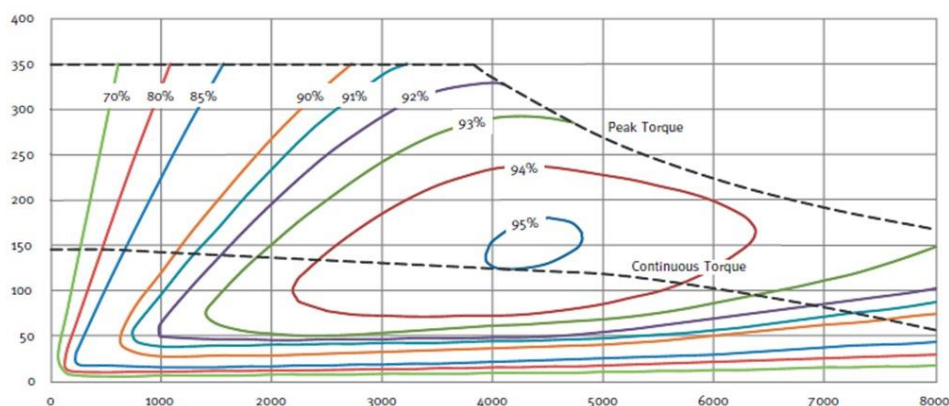
Vícestupňové převodovky u BEV (Battery Electric Vehicle) dnes nejsou běžné. Největším důvodem je to, že charakteristika elektromotoru má oproti spalovacímu motoru mnohem lepší průběh.

Spalovací motor nedokáže generovat točivý moment z nulových otáček a jeho charakteristika pokrývá pouze část ideální (viz obr. (1)). Z tohoto důvodu je u spalovacích motorů nutné používat převodovku a spojku, případně hydrodynamický měnič. [5]



Obrázek 1: Hnací charakteristika a charakteristika spalovacího motoru [5, str. 7]

U charakteristiky elektromotoru (viz obr. (2)) tyto nedostatky nejsou, tedy nutnost použití jakékoliv převodovky či spojky zde odpadá, zvláště pokud tento krok znamená nižší celkové náklady a hmotnost.



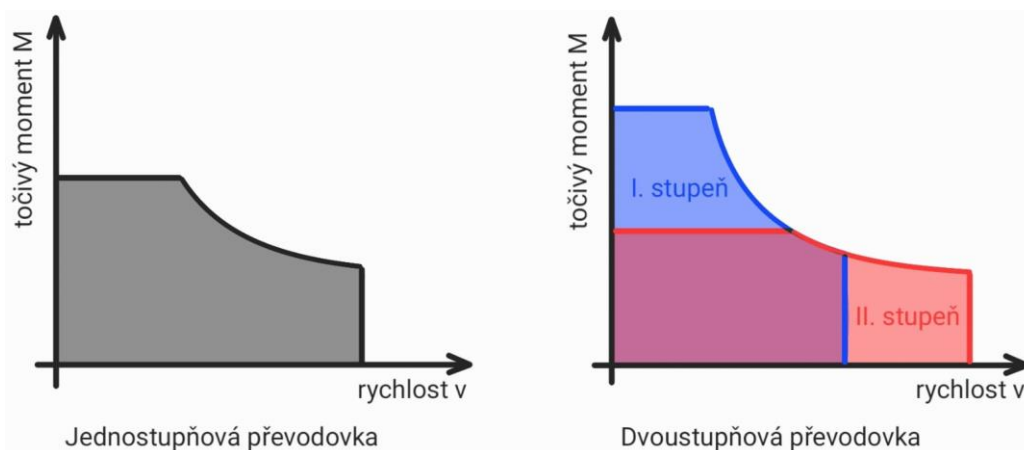
Obrázek 2: Momentová charakteristika elektrického motoru AF-130 [6]

Jaké výhody s sebou přináší vícestupňová převodovka u BEV?

To, že je charakteristika elektromotoru sama o sobě dostačující, ještě neznamená, že by elektromotor během jízdy nebylo možné využívat lépe. Pokud vozidlo disponuje vícestupňovým převodem, znamená to, že se celá charakteristika proporcionalně posouvá a transformuje. To s sebou přináší dvě potenciální výhody.

První výhoda souvisí s mapou účinnosti, která je v procentech zobrazená na obr. (2). Díky přítomnosti stupňového převodu by bylo možné dosáhnout vyšších účinností během různých fází jízdy díky posouvání této mapy.

Druhá výhoda souvisí s max. momentem a rychlostí vozidla. Během rozjezdu je žádoucí výkon elektromotoru reprezentovat co největším momentem, aby bylo možné např. dosáhnout velkých akcelerací nebo překonat velká stoupání. Pro dosažení vysokých rychlostí je naopak potřeba dosahovat vysokých otáček kol. Tyto dvě vlastnosti jsou bohužel protichůdné a bez použití proměnného převodu dochází ke kompromisu. Na obr. (3) jsou ukázány momentové charakteristiky BEV. Nalevo vozidlo disponuje pouze stálým převodem (jednostupňovou převodovkou) a napravo vozidlo disponuje dvoustupňovou převodovkou.

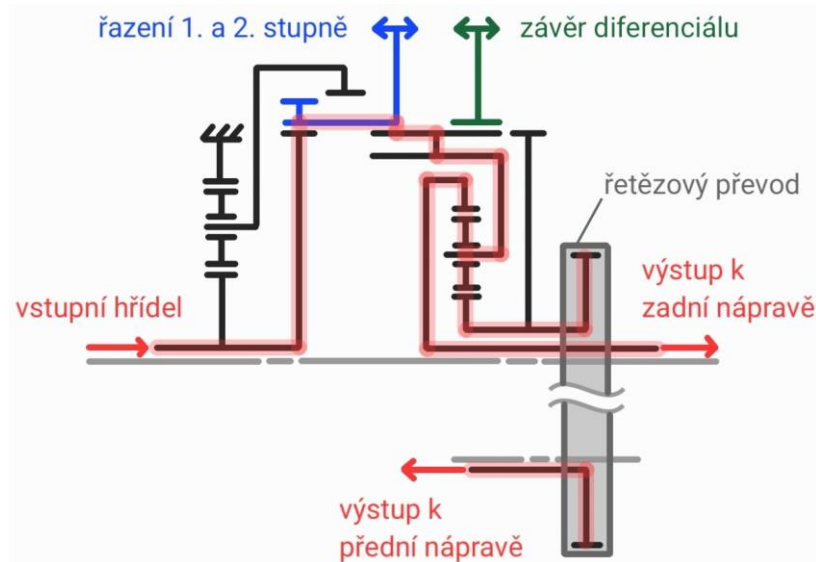


Obrázek 3: Jednostupňová a dvoustupňová převodovka - Porovnání

Toto jsou dva hlavní argumenty, proč se zabývat otázkou implementace stupňového převodu do BEV. Konečnou otázkou potom zůstává, zdali tyto výhody převáží dříve zmíněné nevýhody v podobě vyšší hmotnosti a ceny.

Integrovaný diferenciál a vznik této myšlenky

Myšlenka na integrovaný diferenciál vzešla z mezinápravových diferenciálů, které se používají např. ve vozidle Toyota Land Cruiser. [7, str. 216]



Obrázek 4: Toyota Land Cruiser - mezinápravový diferenciál [7, str. 216]

Mezinápravový diferenciál na obr. (4) je kombinací diferenciálu a dvoustupňové převodovky. Takovýto diferenciál by ale nešlo použít jako nápravový, protože není symetrický, což je nutná podmínka, díky které dochází ke správným kinematickým a momentovým poměrům mezi pravým a levým kolem na jedné nápravě. Nabízí se ale otázka, jestli by bylo možné takový mechanismus vytvořit. Tedy takový mechanismus, který by disponoval dvěma až třemi převodovými stupni, jeho výstupy by pro každý tento stupeň byli vůči sobě symetrické a zároveň by toto řešení bylo konkurenceschopné. Toto je koncept, který je obecně v této práci nazýván jako integrovaný diferenciál.

2. REŠERŠE A HLAVNÍ KONCEPT

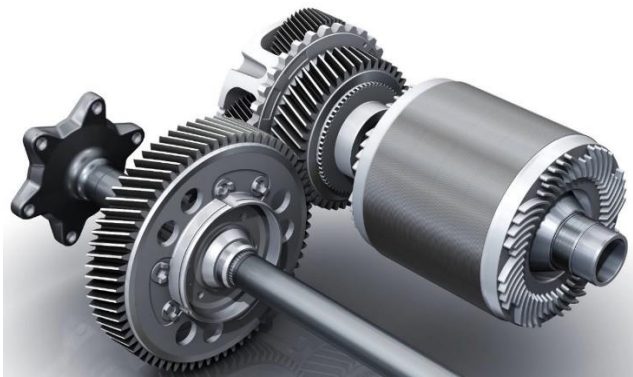
Tato kapitola se zabývá rešerší současných převodových ústrojí v BEV a existujících patentů na toto téma. Na konci této kapitoly je vybrán hlavní koncept převodovky, na který se poté zaměřuje zbytek této práce.

2.1 BEV s jednostupňovou převodovkou

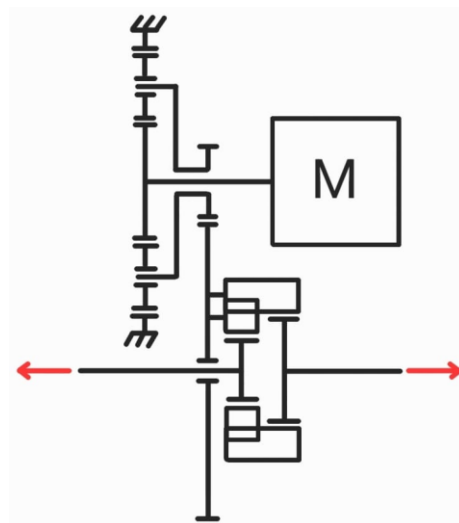
Počet BEV v posledních letech rapidně roste (viz [8]) a drtivá většina z nich používá jednostupňovou převodovku (stálý převod). Většina provedení si je principiálně velmi podobná (viz [9, od str. 17]), proto tu jsou uvedena pouze ta provedení, která se od sebe v něčem odlišují.

Audi e-tron

Motor spolu s jednostupňovou převodovkou vozu Audi e-tron sestává z dvou paralelních os. Vstupní hřídel připojená na elektromotor má na svém konci pastorek, který představuje planetu v planetovém soukolí. Reakčním členem je zde koruna a výstupem je tedy potom unašeč. Unašeč je spojený s dalším kolem, které je duté a prochází jím hřídel. Toto kolo je dále v záběru s dalším ozubeným kolem, který je součástí diferenciálu s čelním ozubením, z něhož vystupují hřídele na pravé a levé kolo. Vnitřní uspořádání je ukázáno na obr. (5) a schéma na obr.(6). [10]



Obrázek 5: Audi e-tron - Vnitřní uspořádání převodovky [10]



Obrázek 6: Audi e-tron - Schéma

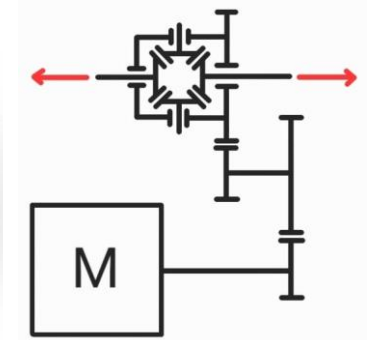


Volkswagen e-Golf

Motor spolu s jednostupňovou převodovkou vozu Volkswagen e-Golf sestává ze tří paralelních os a tří párů ozubených čelních kol. Poslední ozubené kolo je součástí diferenciálu, z něhož vystupují hřídele na pravé a levé kolo. Rozložené hnací ústrojí je na obr. (7) a schéma na obr. (8). [11]



Obrázek 7: VW e-Golf - Rozložené hnací ústrojí [11]



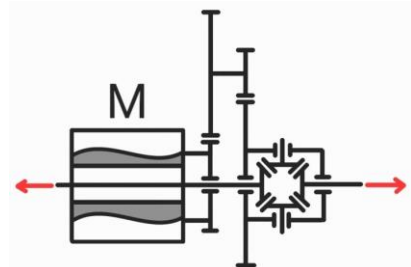
Obrázek 8: VW e-Golf - Vnitřní schéma hnacího ústrojí

Chevrolet Bolt EV

Motor spolu s jednostupňovou převodovkou vozu Chevrolet Bolt EV sestává ze dvou os. Toto provedení se odlišuje tím, že vstupní a výstupní hřídele jsou koaxiální. Toto provedení je tedy kompaktnější, ale vyžaduje průchozí elektromotor. Na obr. (9) je ukázáno hnací ústrojí a na obr. (10) schéma. [12]



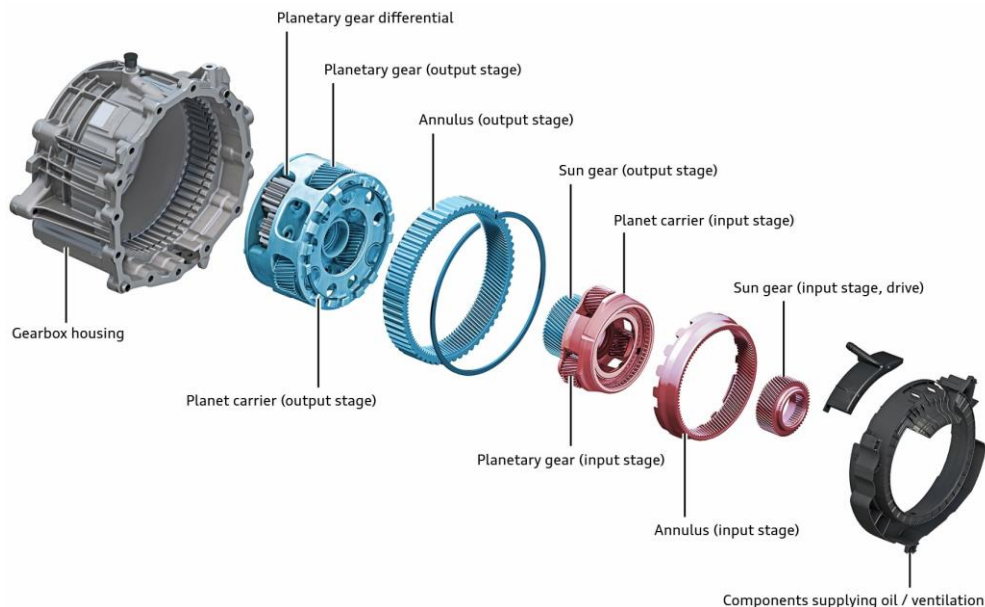
Obrázek 9: Chevrolet Bolt EV - Hnací ústrojí [12]



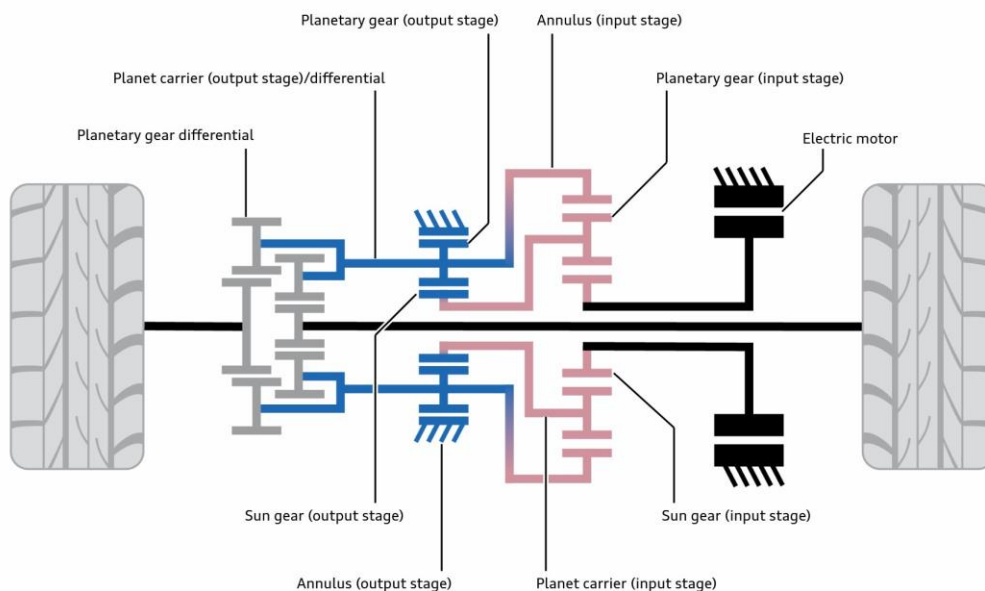
Obrázek 10: Chevrolet Bolt EV - Vnitřní schéma hnacího ústrojí

Přední náprava Porsche Taycan a Audi e-tron GT

Některé modely¹ Porsche Taycan a Audi e-tron GT disponují jednostupňovou převodovkou na přední nápravě. Tato převodovka je specifická tím, že je tvořena pouze planetovými soukolími a všechny díly tedy mají společnou osu rotace (vyjma satelitů samozřejmě). Jedná se tedy o kompaktnější řešení vůči předchozím zmíněným. Vnitřní uspořádání je na obr. (11) a schéma na obr. (12). [13] [14]



Obrázek 11: Audi e-tron GT - Jednostupňová převodovka - Rozložená [13, str. 40]



Obrázek 12: Audi e-tron GT - Jednostupňová převodovka - Schéma [13, str. 41]

¹ Konkrétně se jedná o modely Taycan 4S, Taycan Turbo a Taycan Turbo S. [14]

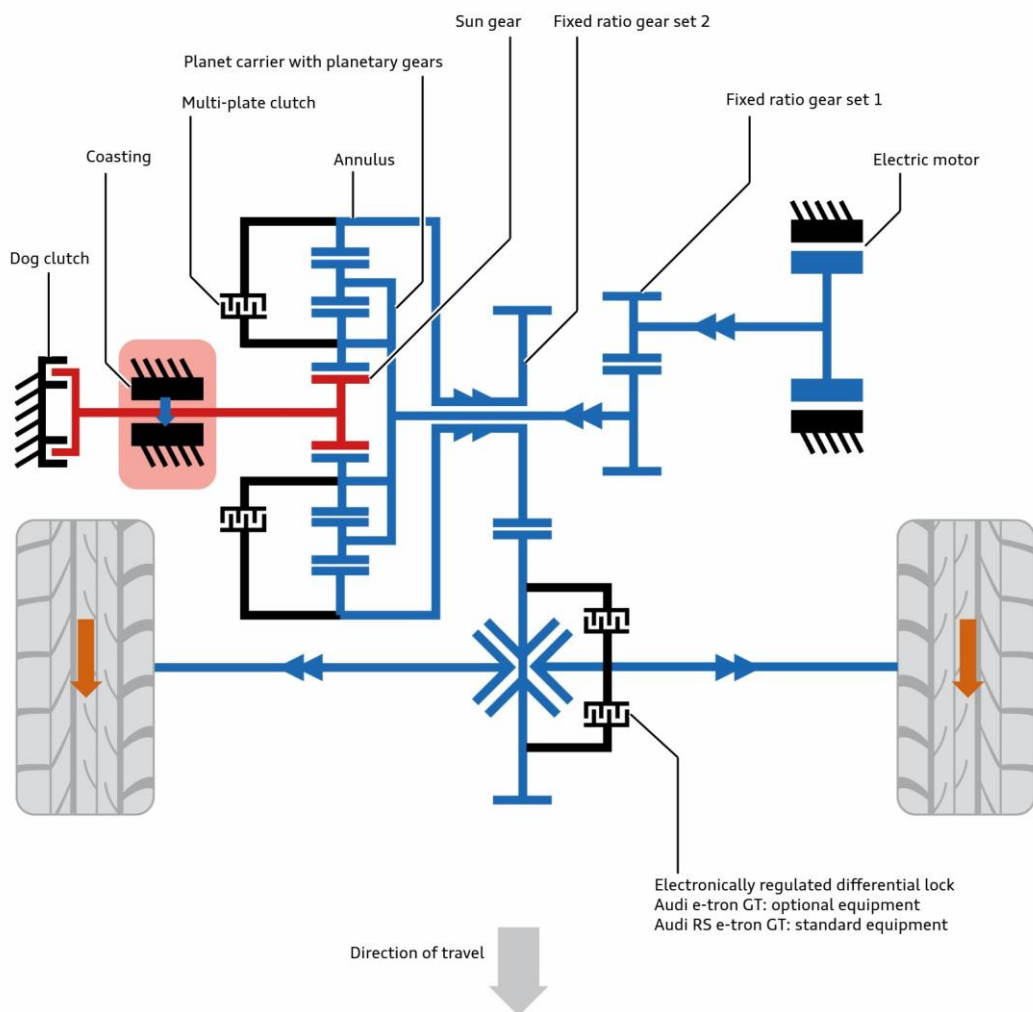
2.2 BEV s dvoustupňovou převodovkou

V této kapitole je uvedeno několik současných BEV s dvoustupňovou převodovkou, samostatná hnací ústrojí nabízená od dodavatelů, nebo možné budoucí koncepty.

Zadní náprava Porsche Taycan a Audi e-tron GT

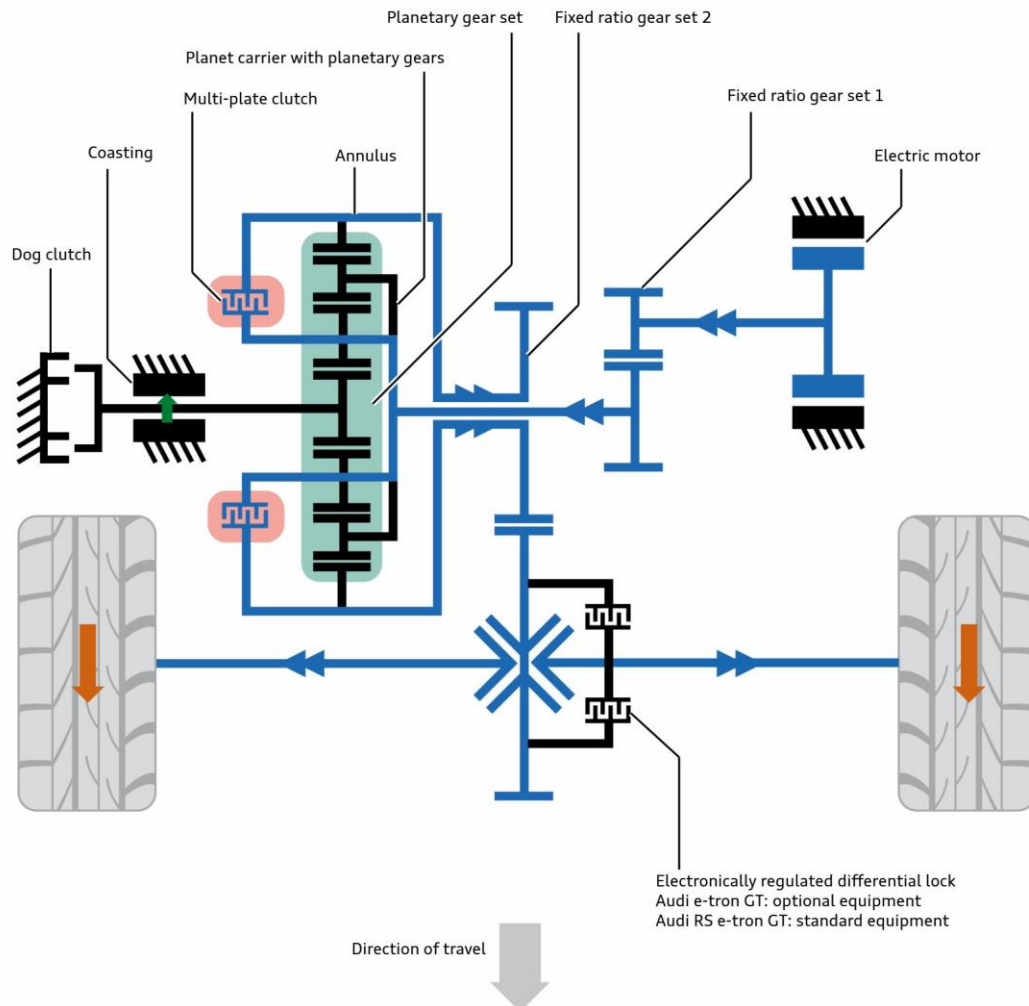
Porsche Taycan bylo první BEV, které disponovalo dvoustupňovou převodovkou. [15] Později byla stejná převodovka použita i ve voze Audi e-tron GT. V obou případech je tato převodovka umístěna na zadní nápravě. [13] [14]

Princip dvoustupňové převodovky je popsán na schématech níže. Na obr. (13) je zařazený první stupeň a motor pohání kola. V této chvíli je planeta (sun gear) zablokována pomocí volnoběžky (coasting). [13, str. 59] V případě, že by docházelo k rekuperaci (hnací ústrojí je poháněné koly), planeta (sun gear) by byla zablokována pomocí zubové spojky (dog clutch). [13, str. 60] Při couvání (reversing) se pouze otočí smysl otáčení motoru a tím pádem i smysl momentu. [13, str. 61]



Obrázek 13: Audi e-tron GT - První stupeň - Transmise [13, str. 59]

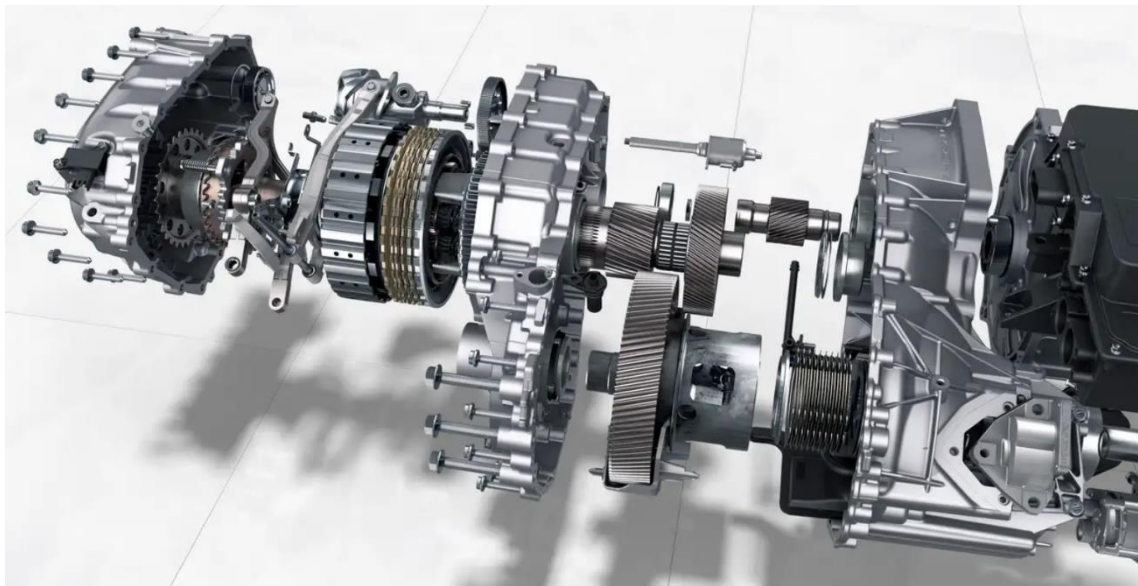
Na obr. (14) je zařazený druhý stupeň. Ten se zařadí díky lamelové spojce (multi-plate clutch), která spojí unašeč a korunu planetového soukolí, čímž z něj udělá direkt². [13, str. 62]



Obrázek 14: Audi e-tron GT - Druhý stupeň [AUDI, str. 62]

Parkování je zde vyřešeno tak, že se současně zablokuje lamelová spojka a zubová spojka, případně pokud mají kola tendenci odvalovat se dozadu, pomáhá zubové spojce dříve zmíněná volnoběžka. [13, str. 63-64] Pro lepší představu je celé převodové ústrojí dvoustupňové převodovky rozloženo na obr. (15). [16]

² Celé planetové soukolí se pohybuje jako celek (nepohybují se vůči sobě).



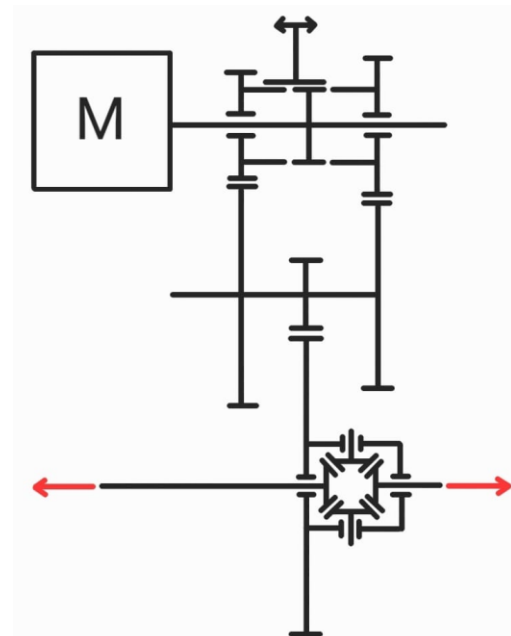
Obrázek 15: Porsche Taycan - Rozložená dvoustupňová převodovka [16]

GKN Automotives's Multi-Speed eAxle

Společnost GKN nabízí svou verzi dvoustupňové převodovky pro BEV. Toto byla první vyprodukovaná dvoustupňová převodovka pro BEV na světě. Motor spolu s převodovkou jsou tvořené třemi osami, kde řazení stupňů probíhá pomocí synchronizační spojky. Vnitřní uspořádání je na obr. (16) a schéma na obr. (17). [17] [18]



Obrázek 16: GKN - 2-Speed eAxle for Hybrids and EVs [18]

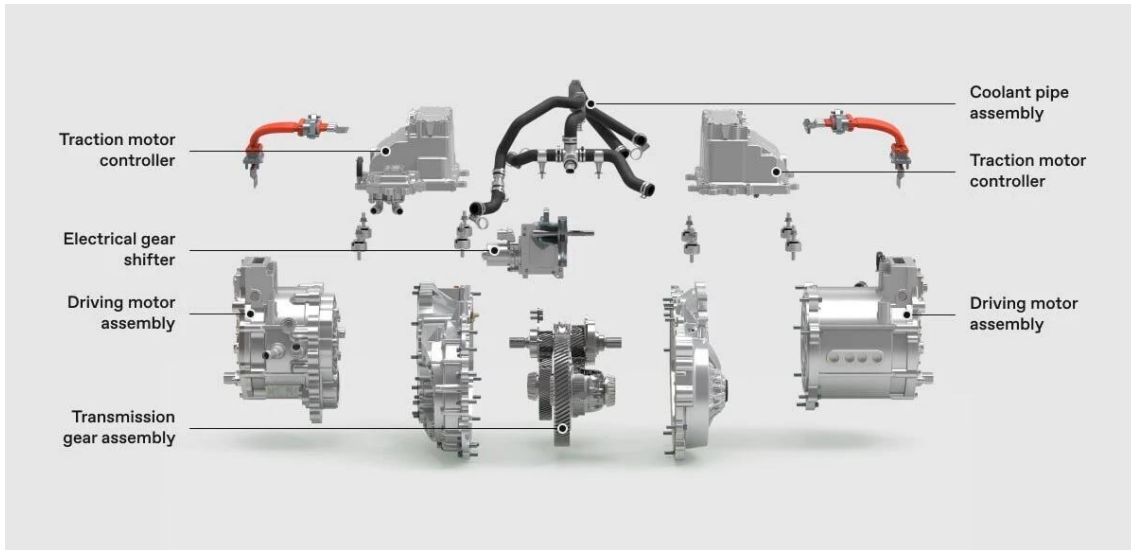


Obrázek 17: GKN - 2-Speed eAxle for Hybrids and EVs - Schéma



MG Marvel R Electric

MG Marvel R Electric od společnosti MG Motor disponuje dvoustupňovou převodovkou, která je poháněná dvěma nezávislými elektromotory. Způsob, jakým je celá převodovka koncipovaná, silně připomíná převodovku od GKN zmíněnou dříve, pouze jsou zde na jedné hřídeli dva motory. Bohužel to, jestli se jedná o tu samou převodovku pouze s dalším připojeným elektromotorem, se nepodařilo dohledat. Rozložené hnací ústrojí je na obr. (18) a schéma je zde principálně identické jako na obr. (17). [19]



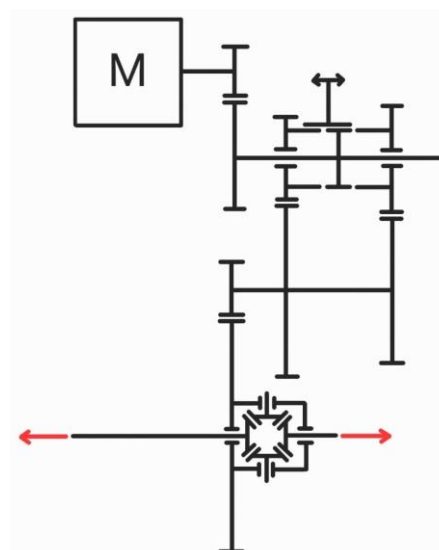
Obrázek 18: MG Marvel R Electric - Rozložené hnací ústrojí [19]

Dana Incorporated – 2-Speed e-Gearbox

Další dvoustupňovou převodovku nabízí společnost Dana Incorporated. Tato převodovka je principiálně velmi podobná té od GKN, pouze má zde přidáný ještě jeden pár ozubených kol viz. obr. (19 a 20). [20]



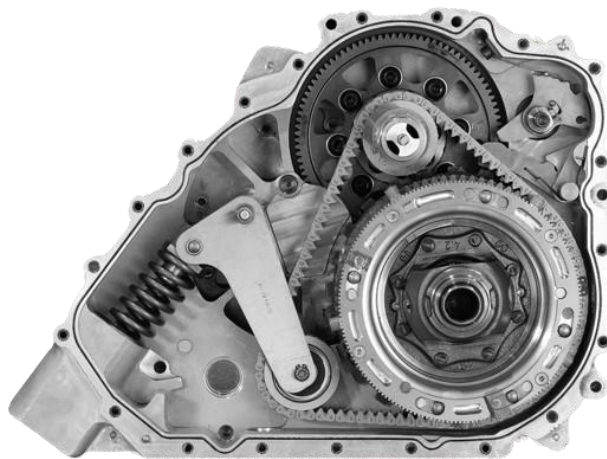
Obrázek 19: Dana Incorporated - 2-Speed e-Gearbox [21]



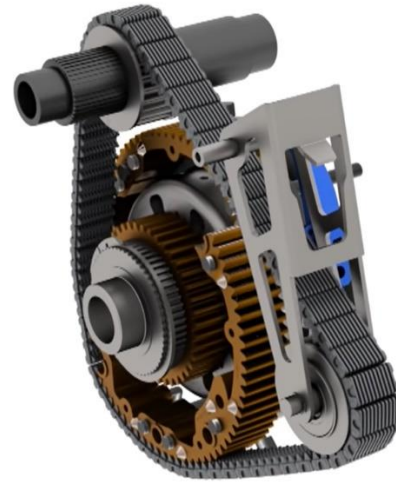
Obrázek 20: Dana Incorporated - 2-Speed e-Gearbox - Schéma

Inmotive Inc. a Suzuki

Společnost Inmotive Inc. uzavřela se Suzuki dohodu, že se budou společně podílet na vývoji dvoustupňové převodovky pro budoucí elektrické vozidlo Suzuki. Tato převodovka je naprosto atypická svým způsobem řazení, které probíhá díky postupnému axiálnímu vysouvání a zasouvání většího poloměru řetězového kola (viz. video na [23]). Tato převodovka by měla být schopná zařadit jiný stupeň za 19 ms. [22] [23]



Obrázek 21: Inmotive Inc. - Odkrytá převodovka [22]



Obrázek 22: Inmotive Inc. - Část převodovky ve fázi přerazování stupně [23]

Ostatní

Zde je vypsán seznam dalších BEV s dvoustupňovou převodovkou, samostatných dvoustupňových převodovek a konceptů, ke kterým se ale nepodařilo dohledat dostatek podrobných informací:

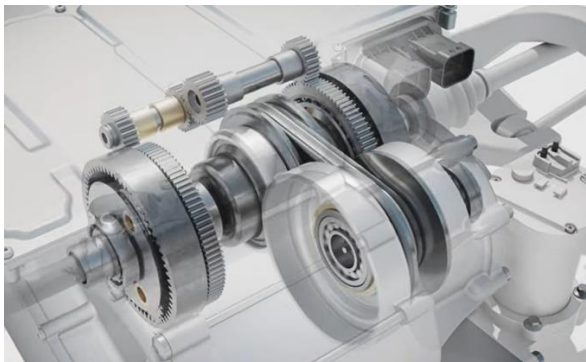
- ZF 2-speed Drive for Passenger Cars [24]
- Mercedes-Benz koncept CLA-Class [25] [26]
- Lotus Eletre R [27]
- Polestar 5 [28]

2.3 BEV s plynulou změnou převodu

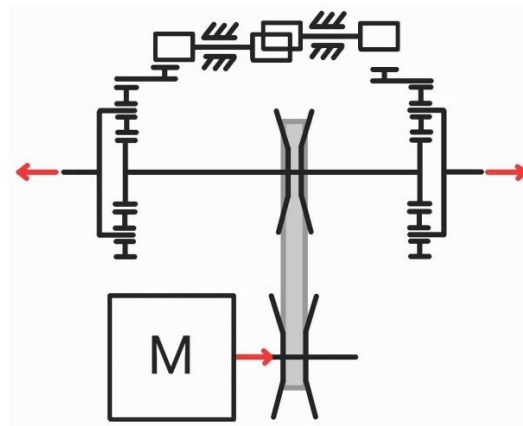
V této kapitole je zmíněný koncept převodovky s plynulou změnou převodu od společnosti Bosch.

Bosch – CVT with pushbelt for electric vehicles

Bosch nabízí svou verzi převodovky s plynulou změnou převodu pro BEV. Tato převodovka se od ostatních zde zmíněných odlišuje tím, že se jedná o CVT (continuously variable transmission), tedy nejsou zde řadící stupně a převod se mění plynule. Toto řešení může mimo zvýšenou max. akceleraci a max. rychlost umožnit i velmi dobrou účinnost jízdy. [29]



Obrázek 23: Bosch - CVT - Hnací ústrojí [29]



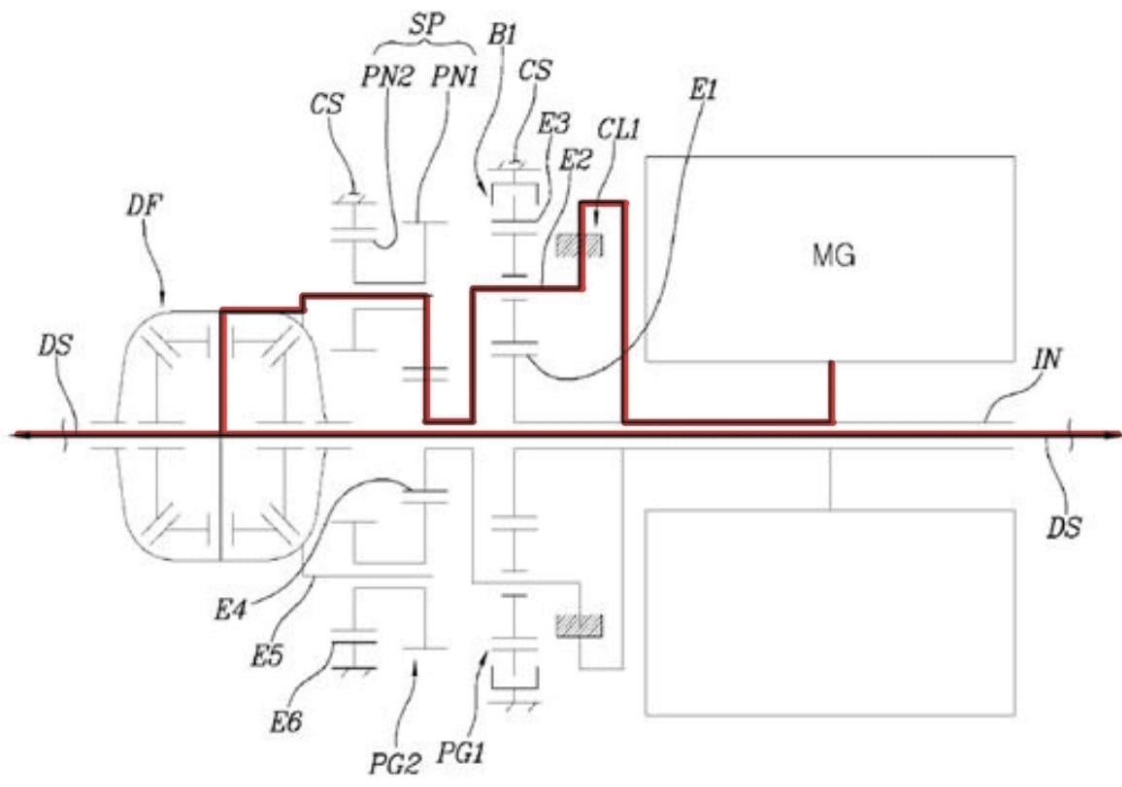
Obrázek 24: Bosch - CVT – Schéma

2.4 Patenty na převodovky pro BEV

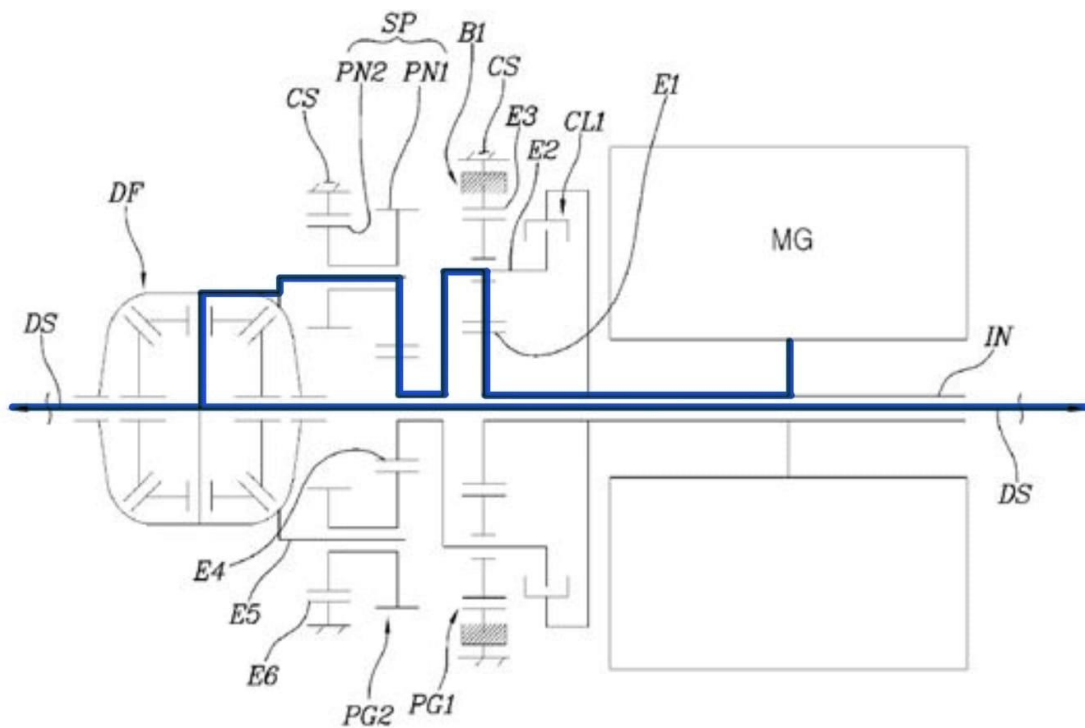
V této kapitole je uvedeno několik patentů na dvoustupňovou převodovku. Takovýchto patentů existuje velké množství, proto jsou zde uvedeny pouze ty, které se od sebe něčím odlišují a jsou něčím zajímavé.

Patent US20220364632A1 – Dvoustupňová převodovka

Tento patent sestává z elektromotoru, dvoustupňové převodovky a kuželového diferenciálu. Tento patent je velmi zajímavý tím, že je celé hnací ústrojí uloženo na jedné ose. První zařazený stupeň je na obr. (25) a je zařazený sepnutou spojkou CL1. Druhý zařazený stupeň je na obr. (26) a je zařazený sepnutou brzdou B1. [30]



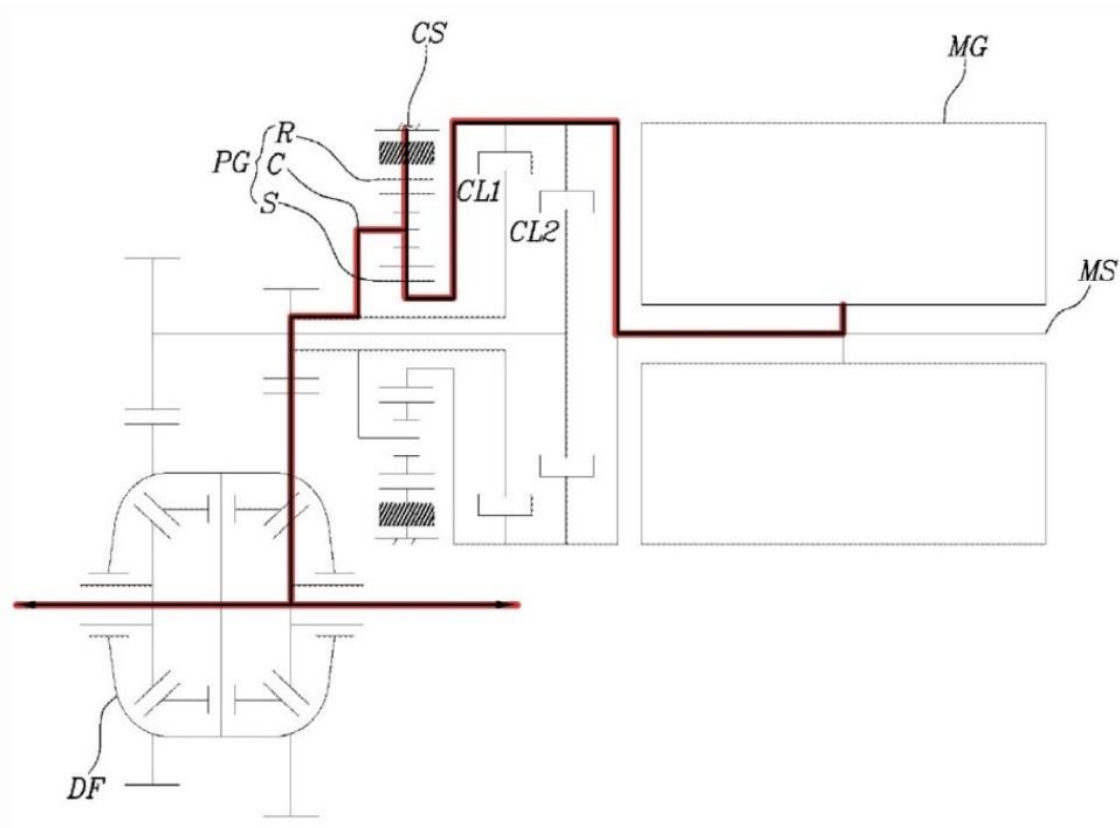
Obrázek 25: Patent US20220364632A1 - První stupeň [30]



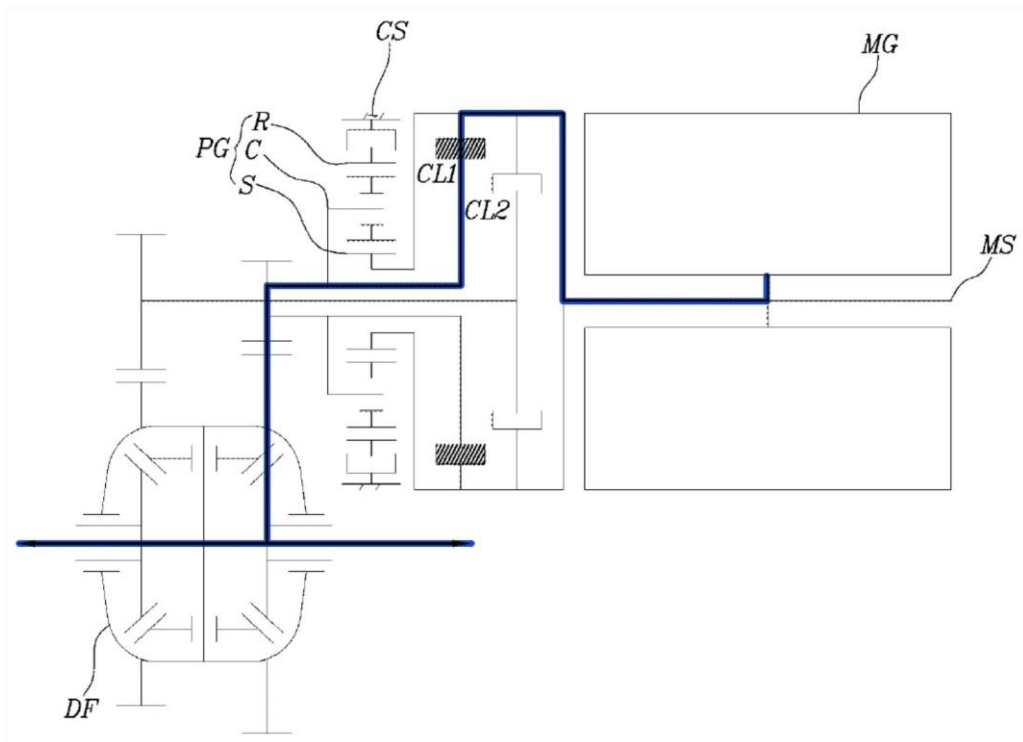
Obrázek 26: Patent US20220364632A1 - Druhý stupeň [30]

Patent US2023008891A1 – Třístupňová převodovka

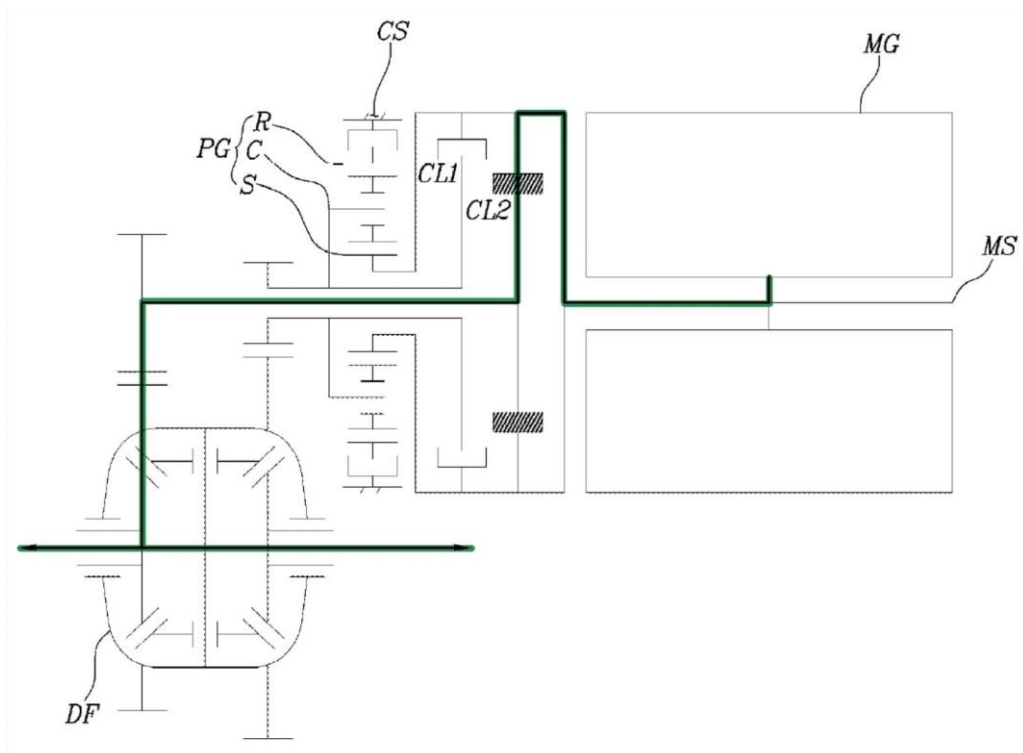
Tento patent je první převodovkou v této práci, která disponuje třemi převodovými stupni. Jednotlivé zařazené stupně jsou na obr. (27 až 29). Při prvním stupni je sepnutá brzda B1, při druhém stupni je sepnutá spojka CL1 a při třetím stupni je sepnutá spojka CL2. [31]



Obrázek 27: Patent US2023008891A1 - První stupeň [31]



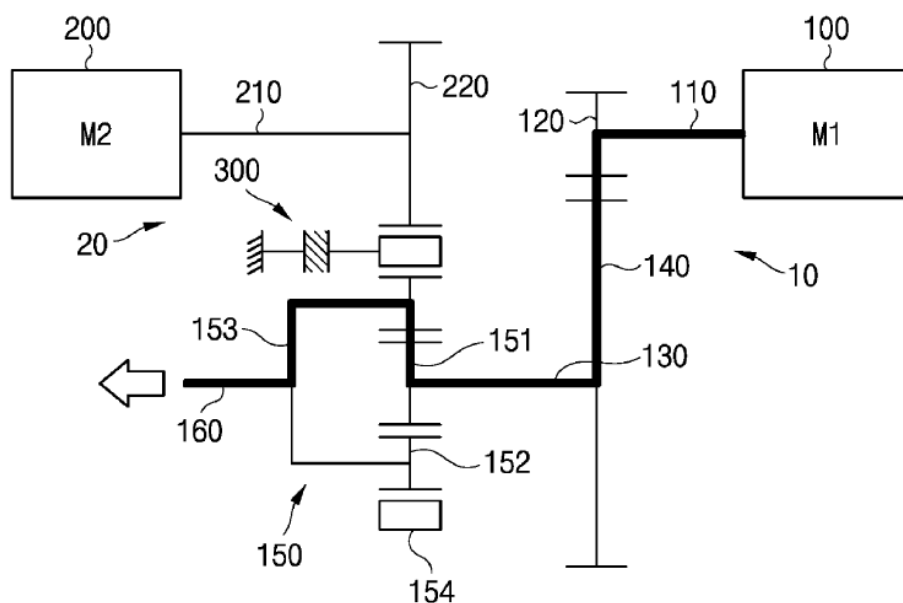
Obrázek 28: Patent US2023008891A1 - Druhý stupeň [31]



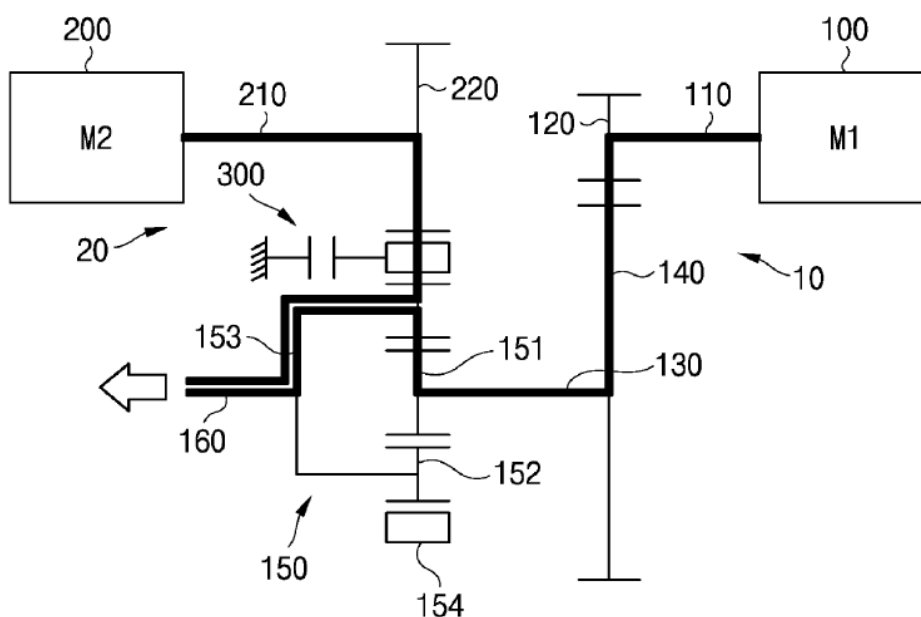
Obrázek 29: Patent US2023008891A1 - Třetí stupeň [31]

Patent KR20220089260A – Kombinace dvou motorů

Tento patent se odlišuje tím, že v jednom hnacím ústrojí kombinuje dva elektromotory. To znamená, že je celé hnací ústrojí značně těžší. Zároveň to ale může znamenat určité výhody. Jeden mód provozu je zobrazený na obr. (30), kdy pracuje pouze jeden motor M1, druhý motor M2 je vypnutý a reakční člen je zajištěný pomocí sepnuté brzdy 300. V druhém módu provozu na obr. (31) jsou zapnuté oba motory a brzda je vypnutá. V tomto případě dochází ke kombinaci obou motorů ať už jde o sčítání výkonu, nebo v podstatě vytvoření mechanické verze CVT, protože jsou oba připojené na planetové soukolí pracující jako diferenciál. Samotný nápravový diferenciál zde ale chybí. [32]



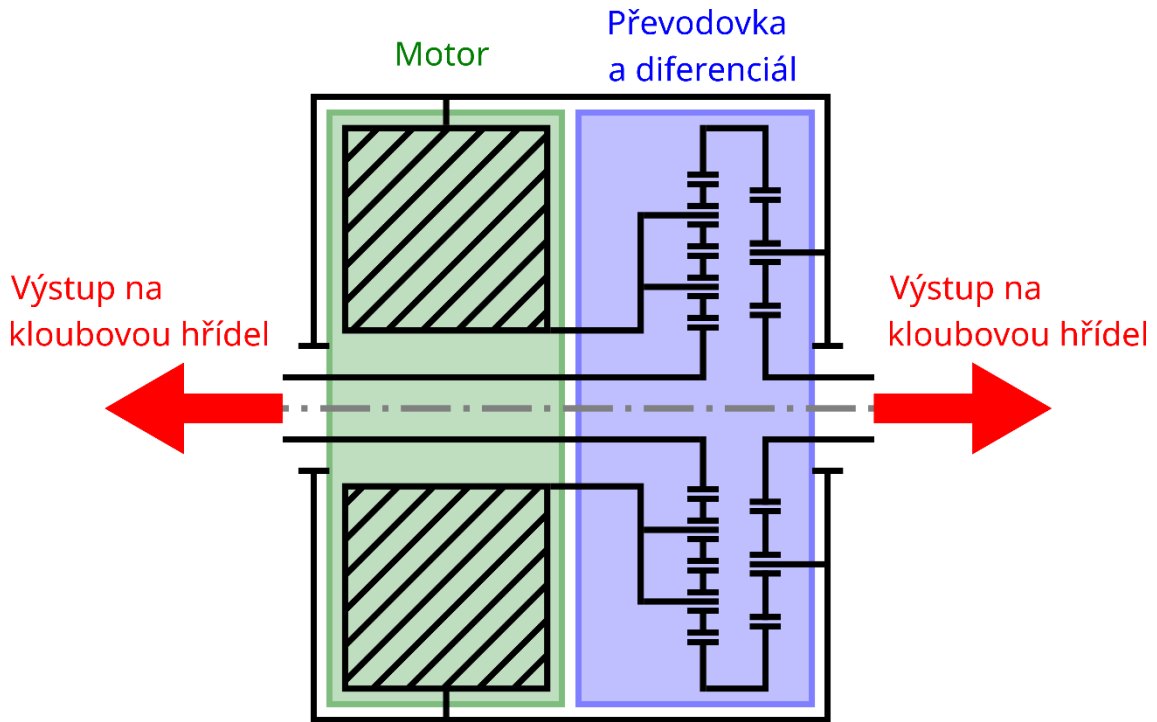
Obrázek 30: Patent KR20220089260A - Pracuje pouze jeden motor [32]



Obrázek 31: Patent KR20220089260A - Pracují oba motory [32]

2.5 Hlavní koncept

Jako hlavní koncept této práce bylo vybráno schéma převodovky, které je celé koncipováno na jedné ose. Tento koncept se inspiruje patentem US20220364632A1 a je schematicky zobrazen na obr. (32) níže.



Obrázek 32: Hlavní koncept – Schéma

Tento koncept byl vybrán z následujících důvodů:

Planetová soukolí

Pomocí planetového soukolí lze vytvořit diferenciál i převodovku, a to v mnoha různých provedeních. Jsou zde vytvořena schémata s konvenčním i integrovaným diferenciálem.

Malé rozměry

Vše je na jedné ose, což samo o sobě představuje oproti víceosým mechanismům značný potenciál menších rozměrů. Navíc planetová soukolí dokáží při zachování malých rozměrů přenášet relativně velký výkon díky rozdělení jeho toku do několika satelitových řad.

Vhodné tvary pro kompozity

Jelikož je celé převodové ústrojí i s diferenciálem rotačně symetrické, nebylo by náročné celý mechanismus umístit do skříně válcovitého tvaru. Tvar takové skříně by byl vhodný na výrobu z kompozitů.

3. ZÁKLADY PLANETOVÝCH SOUKOLÍ

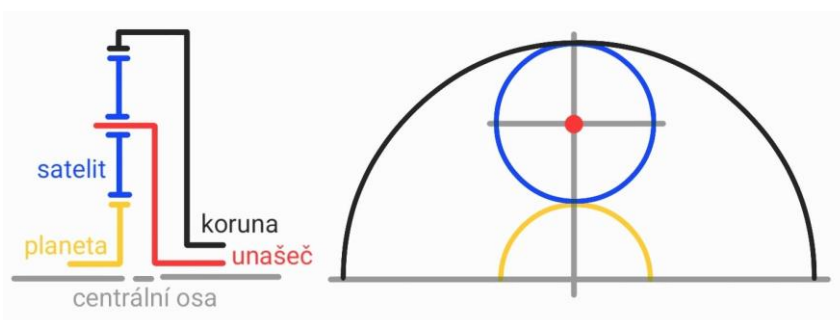
V této kapitole je uveden stručný souhrn základů problematiky planetových soukolí. Je zde uvedena používaná terminologie a základní kinematické vztahy potřebné při výpočtech převodového ústrojí s diferenciálem.

3.1 Terminologie planetových soukolí

V této kapitole je uvedena základní terminologie planetových soukolí.

Členy JPS

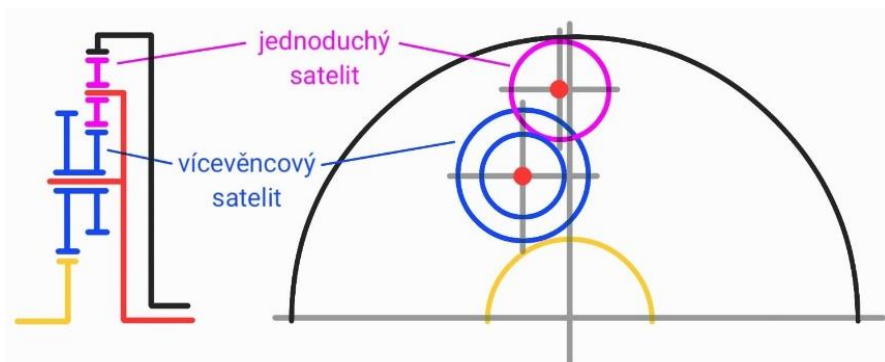
Planetová soukolí jsou tvořena ozubenými koly (planeta, koruna, satelit³) a unašeči. Planeta a koruna jsou centrálními koly a společně s unašečem jsou centrálními členy. Centrální členy konají pouze rotaci kolem společné (centrální) osy. Satelity konají navíc rotaci kolem vlastní osy na čepch unašeče. [1] [2]



Obrázek 33: Jednoduché planetové soukolí [1]

Klasifikace satelitů

Satelity se rozlišují podle počtu ozubených věnců. Jednoduchý satelit (dále JS) je tvořen pouze jedním ozubeným věncem, vícevěncový satelit (dále VS) je tvořen z více ozubených věnců⁴. Satelitů může být i více za sebou v jedné řadě (ať už JS nebo VS). Satelitových řad může v jednom JPS více, pokud je to možné z konstrukčního hlediska. [1]



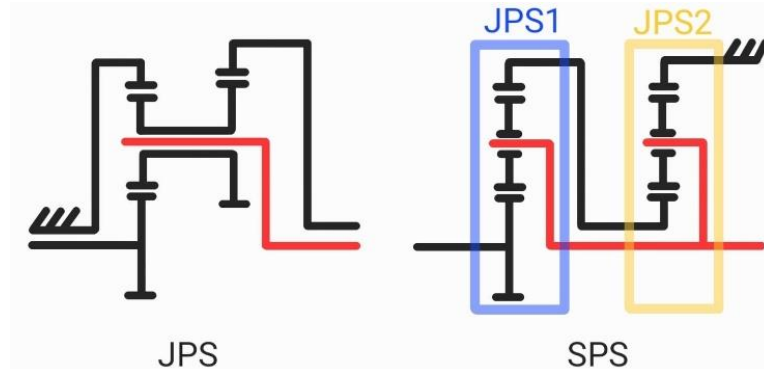
Obrázek 34: Vícevěncový satelit a více satelitů v řadě [1]

³ Je třeba dávat pozor na značení v cizích jazycích, konkrétně potom v angličtině (sun gear, ring gear, planet gear), kde se jako centrální reference určilo slunce namísto planety. [3]

⁴ Mohou se také označovat podle počtu věnců (dvojitý satelity, trojitý satelity atd.). [1]

Klasifikace planetových soukolí

Planetová soukolí se dělí na jednoduchá (dále JPS) a složená (dále SPS). JPS sestává pouze z jednoho unašeče. SPS je tvořené spojením dvou či více JPS. [1] [2]

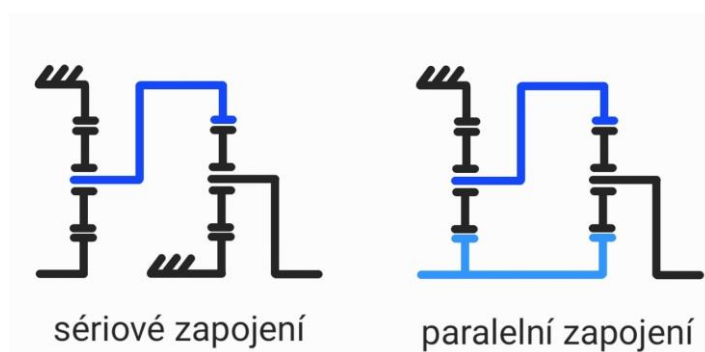


Obrázek 35: Porovnání JPS a SPS [2]

Klasifikace SPS

SPS jsou tvořené spojením dvou či více JPS. Je důležité dále rozlišovat, jakým způsobem jsou jednotlivá JPS spojena. Spojení mohou být: [1]

1. sériová (jednotoká)
2. paralelní (vícetoká)
3. kombinovaná



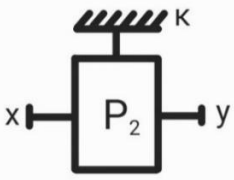
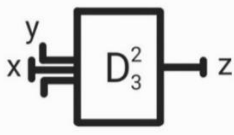
Obrázek 36: Sériové a paralelní zapojení SPS



Klasifikace podle počtu vnějších hřídelí a stupňů volnosti

Další způsob, jakým lze charakterizovat daný mechanismus, je jeho počet stupňů volnosti a počet vnějších hřídelí (členů). Přehled různých zapojení je možné najít např. v [3, str. 4, tab. 1.1]. Pro tuto práci jsou relevantní dva případy zapojení uvedené v tab. (5) včetně rovnic kinematických a momentových vazeb. [2] [3]

Tabulka 5: Rovnice kinematických a momentových vazeb [3, str. 4, tab. 1.1]

Schéma	Rovnice kinemat. vazeb	Rovnice moment. vazeb
 dvouhřídelový převod	$\omega_y = i_{yx}^k \omega_x$	$M_x + i_{yx}^k M_y = 0$ $M_x + i_{kx}^y M_k = 0$
 tříhřídelový diferenciál	$\omega_z = i_{zx}^y \omega_x + i_{zy}^x \omega_y$	$M_x + i_{zx}^y M_z = 0$ $M_y + i_{zy}^x M_z = 0$

Funkční schéma

Funkce členů v mechanismu může být popsána pomocí tzv. funkčního (pracovního) schématu. Např. níže uvedené schéma znamená, že vstupní člen je x , výstupní y a stojící z . [1]

$$(x \rightarrow y)^z$$

Funkční schéma lze vytvořit i pro případ, kdy je více vstupních/výstupních členů: [1]

$$(x_1 + x_2 \rightarrow y)^z$$

Počet stupňů volnosti

Počet stupňů volnosti se určuje obdobně jako u rovinného mechanismu⁵. Nicméně jelikož se zde vyskytuje pouze rotační pohyb, který konají všechny pohyblivé členy, a obecné dvojice odpovídají záběrům ozubených kol, tak se výsledný vztah zjednoduší. Výsledný vztah je platný pro JPS i SPS: [1]

$$w = N - o \quad (1)$$

N - počet pohyblivých členů⁶

o - počet záběrů ozubených kol

⁵ Ačkoliv odvození vychází z rovinného mechanismu, rovnice platí i pro soukolí tvořená jakýmkoli typem ozubených kol (např. diferenciál tvořený kuželovými koly). [2]

⁶ Je potřeba počítat s pouze takovým počtem členů, kolik jich je nezbytně nutných z kinematického hlediska. [1]

Strukturní symbol JPS

JPS jsou tvořeny pouze jedním unašečem, nicméně co se týče centrálních kol, tak těch může být více. Obecně lze říci, že každý věnec satelitu může mít svou vlastní planetu a korunu. Typ JPS podle počtu centrálních kol je označován tzv. strukturním symbolem (vzorcem). Obecně pak $kk+r$ značí soukolí s k centrálními koly a jedním unašečem. [1]



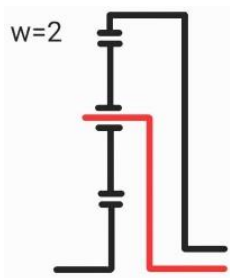
Obrázek 37: 3k+r JPS s ukázkou dalších možných centrálních kol

Pokud unašeč nezastává žádnou funkci (vstupní/výstupní/reakční člen, vazba), ve strukturním symbolu se neuvádí. V takovém případě by strukturní symbol schématu na obr. (37) byl $3k$.

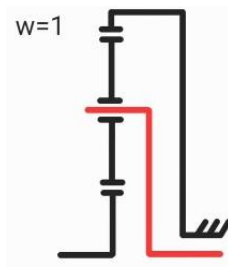
Funkční stavy JPS

U JPS mohou nastat tyto tři případy zapojení (S je spojka): [1]

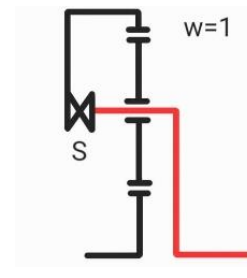
a) Diferenciál (D)



b) Převod (P) ($i \neq 1$)



c) Direkt ($i = 1$)



Obrázek 38: Funkční stavy JPS [1]

Jak je vidět na obr. (38) za c), spojením dvou členů na jednom JPS se všechny členy otáčejí stejnou úhlovou rychlostí neboli soukolí se chová jako direkt.

Poměrné otáčky

Poměrné otáčky je relativní veličina kinematických vlastností dvou členů. Poměrné otáčky libovolného členu vztažené na vstup jsou označovány jedním pruhem a členu vztažené na výstup jsou označovány dvěma pruhy. [1]

$$\overline{\omega}_X = \frac{\omega_X}{\omega_a} \quad (2)$$

$$\overline{\overline{\omega}}_X = \frac{\omega_X}{\omega_n} \quad (3)$$



Poměrný moment (momentová násobnost)

Poměrný moment (nebo také momentová násobnost) je relativní veličina momentových vlastností dvou členů. Jedná se o obdobu poměrných otáček. Může být značen malým písmenem m , nebo velkým písmenem M s jedním pruhem (resp. dvěma pruhy), pokud se jedná o poměr vůči vstupnímu (resp. výstupnímu) momentu. Nakonec se ještě rozlišuje, jestli se uvažují ztráty v mechanismu. Vztah bez uvažování ztrát: [1]

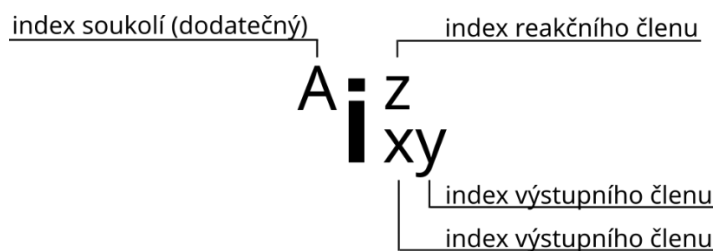
$$m_{na} = \overline{M}_n = \frac{M_n}{M_a} = -i_{an}^{\kappa} \quad (4)$$

Vztah s uvažováním ztrát: [1]

$$m_{na} = \overline{M}_n = \frac{M_n}{M_a} = -i_{an}^{\kappa} \cdot \eta_{an}^{\kappa} \quad (5)$$

3.2 Převodový poměr a jeho úpravy

Převodový poměr je relativní veličinou z hlediska kinematiky mezi dvěma členy. Jelikož u planetových soukolí může u jednoho mechanismu docházet k mnoha různým funkčním stavům, je potřeba tento stav definovat. Jedním ze způsobů je dříve zmíněný *funkční schéma*, nebo se pro jednoduché zapisování do rovnice doplňuje převodový poměr horními a dolními indexy: [1]



Obrázek 39: Význam indexů u převodového poměru [1]

Obecný vztah pro převodový poměr lze vyjádřit pomocí úhlových rychlostí vstupního a výstupního členu. [1]

$$i_{an} = \frac{\omega_a}{\omega_n} \quad (6)$$

Základní převod

Jedná se o převodový poměr při zastaveném unašeči. Základní převod bývá značený horním indexem r nebo v případě více soukolí písmenem symbolizujícím konkrétního soukolí. [1]

- i^r - základní převod
- i^A - základní převod soukolí A

Lze ho vypočítat z kinematiky nebo z geometrie. Je zde nutné zohledňovat smysl otáčení. Počty zubů JS se vykrátí, a ovlivňují tedy pouze znaménko převodového poměru. Naproti tomu zuby VS se nevykrátí, a ovlivňují tedy znaménko i hodnotu převodového poměru. [1]



$$i_{pk}^r = i^r = i^A = \frac{\omega_p}{\omega_k} = \frac{z_k}{z_p} \cdot C_{VS} \cdot (-1)^{j_{\text{vnější}}} \quad (7)$$

- $\omega_{p,k}$ - úhlové otáčky planety, resp. koruny
- $z_{p,k}$ - počet zubů planety, resp. koruny
- $j_{\text{vnější}}$ - počet vnějších záběrů
- C_{VS} - konstanta zohledňující počty zubů VS

Základní převod je vždy mezi dvěma členy, přičemž záleží i na tom, který je vstupním a který výstupním. Za účelem zachování jednoznačnosti se zde zavádí konvence, že základní převod je vždy z planety na korunu.

V případě, že je v daném JPS celkový počet centrálních kol K , je potřeba definovat celkem $K - 1$ základních převodů daného JPS.

Převrácená hodnota převodu

Převrácená hodnota převodu znamená to, že si vstupní a výstupní člen prohodili funkci. V takovém případě je hodnota převodu inverzní: [3]

$$i_{xy}^z = \frac{1}{i_{yx}^z} \quad (8)$$

Willisova formulka

Pomocí Willisovy formulky je možné vypočítat převodový poměr v případě, kdy není zastavený unašeč. Willisova formulka (poučka) je odvozena pomocí metody superpozice, kdy se celému mechanismu udělí záporná rychlost zastaveného členu. Výsledný obecný vztah je potom následující: [1]

$$i_{xy}^z = 1 - i_{xz}^y \quad (9)$$

Vztah (9) lze následně přepsat do tvaru: [3]

$$\omega_x - i_{xy}^z \cdot \omega_y = 0 \quad (10)$$

Willisovu formulku je možné též vyjádřit pro planetové soukolí ve funkci diferenciálu⁷. [1]

$$\omega_x = i_{xy}^z \omega_y + i_{xz}^y \omega_z \quad (11)$$

Předchozí tvary Willisových formulek se vztahovaly na centrální členy. Je ovšem možné vztah upravit i pro relativní rychlost satelitu vůči unašeči⁸: [1]

$$\omega_{sr} = i_{sy}^r (\omega_y - \omega_r) \quad (12)$$

⁷ Jak lze vidět, Willisovy formulky pro převod (vztah (10)) a pro diferenciál (vztah (11)) jsou ekvivalentní rovnicím kinematických vazeb v tab. (5).

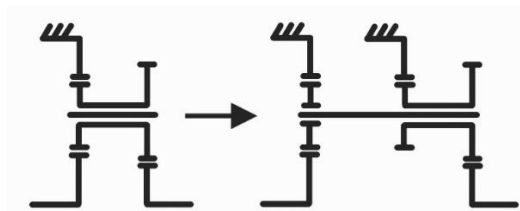
⁸ Za člen y je nutné zvolit člen JPS, který není unašečem nebo zastaveným členem.



Pokud se používají Willisovy formule, musí být jedním z členů vždy unašeč. Pokud unašeč není vstupem, výstupem ani zastaveným členem (např. mechanismus s nezatíženým unašečem – $3k$), musí se vyšetřovaný převod rozdělit na dva sériově zapojené převody, v nichž je unašeč jednou členem výstupním a podruhé členem vstupním. [1]

$$i_{xy}^z = i_{xr}^z \cdot i_{ry}^z \quad (13)$$

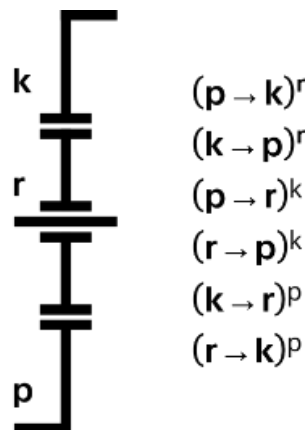
Tento vztah je možné vizualizovat, když se původní JPS rozdělí na dvě sériově řazená JPS viz obr. (40):



Obrázek 40: JPS s nezatíženým unašečem – rozložení na sériové SPS

Závislost převodových poměrů na jednom soukolí

Na jednom JPS ve funkci převodu je možné vytvořit šest⁹ různých převodů podle toho, co je výstupním, vstupním a reakčním členem. Nicméně jelikož je možné jednotlivé převody vůči sobě odvodit pomocí Willisových formulek a převrácené hodnoty převodu, znamená to, že jsou všechny převody na sobě závislé. Jinak řečeno, pokud se zvolí jedna hodnota převodu, jsou pevně dané i ostatní hodnoty převodu. Průběh hodnot jednotlivých převodů na jednom soukolí je zobrazený později v grafu (2) v kapitole 4.4.1.1.

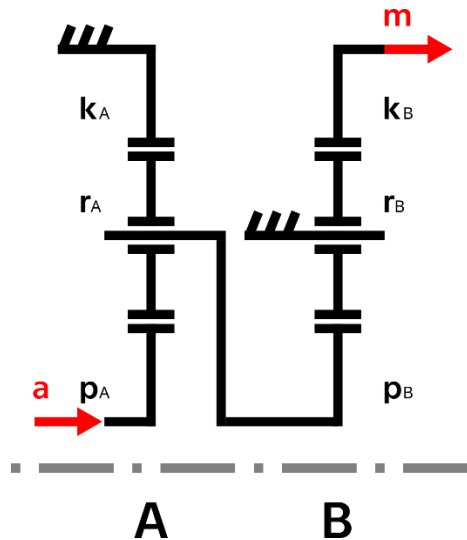


Obrázek 41: Převodové poměry na jednom JPS

⁹ Sedm, pokud se uvažuje i direkt.

Převodový poměr u sériově zapojených SPS

Pokud je sériově zapojené SPS, celkový převod mechanismus se určí jednoduše součinem převodů jednotlivých JPS.

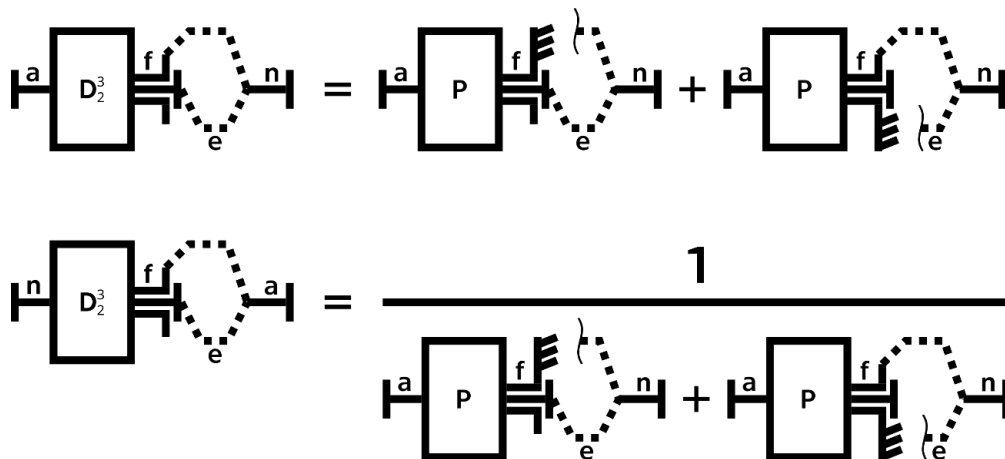


Obrázek 42: Sériově zapojená SPS

$$i_{am} = i_{pA, rA}^{kA} \cdot i_{pB, kB}^{rB} \quad (14)$$

Převodový poměr u paralelně zapojených SPS

Pokud je potřeba zjistit celkový převod mechanismu u paralelně zapojených SPS, je možné použít analytické vztahy, jejichž princip je uvedený níže:



Obrázek 43: Převodový poměr u paralelně zapojených SPS – Vztahy [1]



3.3 Podmínka symetrie

Nutnou podmínkou, aby mohl být diferenciál použitý jako nápravový, je jeho symetrie. Symetrie musí být dodržena z hlediska kinematiky a momentů. V obou případech je konečnou podmínku možné vyjádřit z rovnic kinematických a momentových vazeb uvedených v dříve zmíněné tab. (5) pro tříhřídelový diferenciál. Rovnice pro kinematickou vazbu je zde následující:

$$\omega_a = i_{am}^n \cdot \omega_m + i_{an}^m \cdot \omega_n \quad (15)$$

Symetrii z hlediska kinematiky je možné vyjádřit následovně:

$$\omega_m(\omega_n = 0, \omega_a = konst) = \omega_n(\omega_m = 0, \omega_a = konst) \quad (16)$$

Tento vztah (16) říká, že pokud se při konstantní úhlové rychlosti vstupního členu ω_a zastaví libovolný výstupní člen (např. ω_n), tak potom úhlová rychlost druhého výstupního členu (např. ω_m) bude v obou případech stejná.

Pokud se do vztahu (15) dosadí nejdříve levá strana vztahu (16) a následně pravá strana vztahu (16), tak potom oba tyto tvary se musí také rovnat. Po úpravách vychází výsledný vztah:

$$i_{am}^n \cdot 0 + i_{an}^m \cdot \omega_n = i_{am}^n \cdot \omega_m + i_{an}^m \cdot 0 \quad (17)$$

$$i_{an}^m = i_{am}^n \quad (18)$$

Rovnice momentových vazeb jsou u tříhřídelového diferenciálu následující:

$$M_m + i_{am}^n \cdot M_a = 0 \quad (19)$$

$$M_n + i_{an}^m \cdot M_a = 0 \quad (20)$$

Symetrii z hlediska momentů lze jednoduše vyjádřit tak, že výsledný moment na kolech (tedy výstupních členech, pokud za nimi nejsou dodatečné převody) musí být stejný, tedy:

$$M_m = M_n \quad (21)$$

Kombinací vztahů (19), (20) a (21) vyjde výsledný vztah, který je stejný jako výsledný vztah u symetrie z hlediska kinematiky:

$$(21) \rightarrow (19) \Rightarrow M_n + i_{am}^n \cdot M_a = 0 \quad (22)$$

$$(20) = (22) \rightarrow M_n + i_{an}^m \cdot M_a = M_n + i_{am}^n \cdot M_a = 0 \quad (23)$$

$$i_{an}^m = i_{am}^n \quad (18)$$

Tento vztah (18) je tedy nutnou a postačující podmínkou pro dodržení symetrie u diferenciálu z kinematického i momentového hlediska.

Pokud jednotlivé členy a , m , n představují členy na jednom JPS, je možné vztah (18) dále upravit dle Willisových formulek:

$$i_{mn}^a = (1 - (i_{an}^m)^{-1})^{-1} = 1 - (i_{am}^n)^{-1} \quad (24)$$



Kombinací vztahu (18) a (24) a následnými úpravami lze dosáhnout číselného výsledku:

$$i_{an}^m = i_{am}^n = x \text{ (substituce)} \quad (25)$$

$$(1 - (x)^{-1})^{-1} = 1 - x^{-1} \quad (26)$$

$$\frac{x}{x-1} = \frac{x-1}{x} \quad (27)$$

$$2x = 1 \quad (28)$$

$$x = \frac{1}{2} = i_{an}^m = i_{am}^n \quad (29)$$

Dosazením této hodnoty zpět do vztahu (18) vyjde číselná hodnota pro i_{mn}^a :

$$i_{mn}^a = \left(1 - \left(\frac{1}{2}\right)^{-1}\right)^{-1} = 1 - \left(\frac{1}{2}\right)^{-1} = -1 \quad (30)$$

Závěr

Nutnou a postačující podmínkou pro zajištění symetričnosti diferenciálu je dodržení vztahu (18) $i_{an}^m = i_{am}^n$. Pokud členy a , m , n představují členy jednoho JPS, je možné vztah (18) upravit i do podoby (30) $i_{mn}^a = -1$.

3.4 Převodový poměr při přímé jízdě

Až doposud bylo počítáno s převodovými poměry, během kterých byl zastavený buďto vstupní člen (např. i_{mn}^a), nebo jeden z výstupních členů (např. i_{am}^n). Nicméně při návrhu převodových poměrů je potřeba znát hodnotu převodu při přímé jízdě, kdy se otáčí jak vstupní, tak i oba výstupní členy. Tento převod se odvodí z dříve zmíněného vztahu (15):

$$\omega_a = i_{am}^n \cdot \omega_m + i_{an}^m \cdot \omega_n \quad (15)$$

Při přímé jízdě jsou otáčky obou výstupních členů identické¹⁰:

$$\omega_m = \omega_n \quad (31)$$

A dle vztahu (18) jsou identické i následující převodové poměry:

$$i_{am}^n = i_{an}^m \quad (18)$$

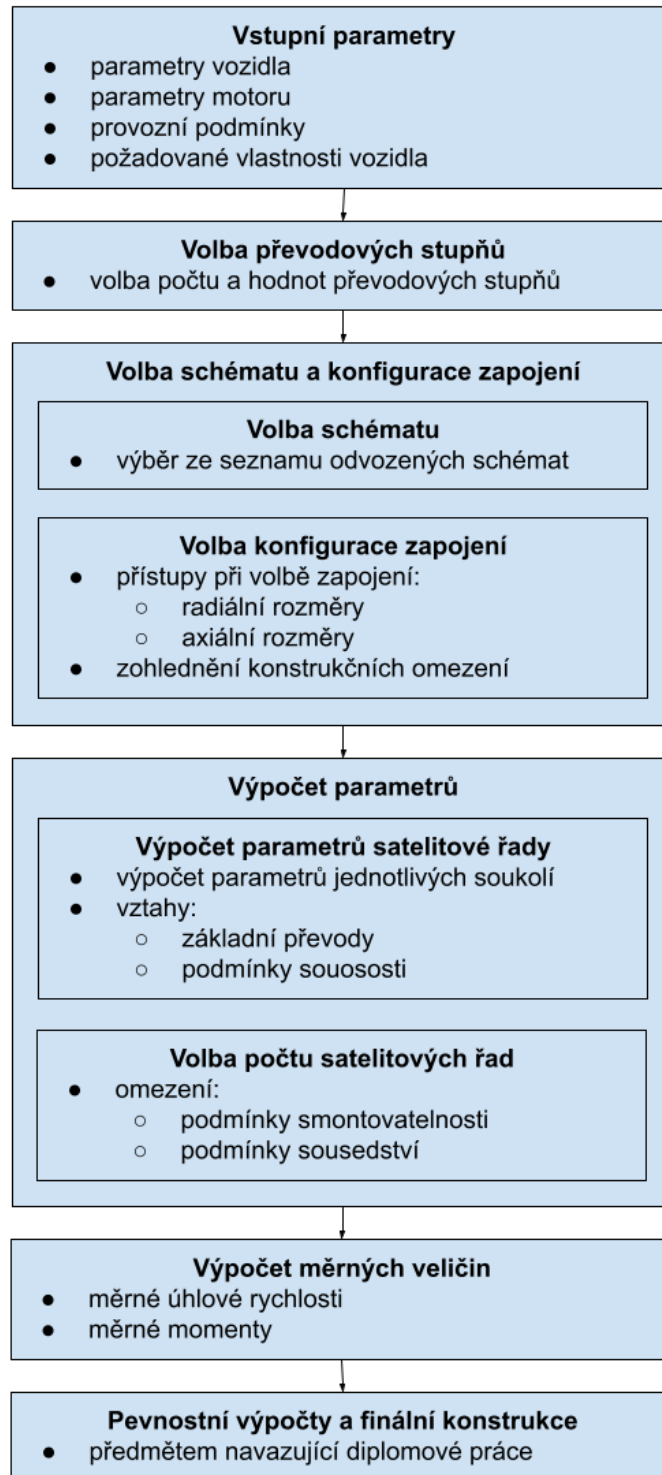
Dosazením vztahu (31) a (18) do vztahu (15) vznikne výsledný vztah pro převod při přímé jízdě:

$$i_{a \rightarrow mn} = \frac{\omega_a}{\omega_m} = \frac{\omega_a}{\omega_n} = 2 \cdot i_{am}^n = 2 \cdot i_{an}^m \quad (32)$$

¹⁰ Pokud uvažujeme, že za výstupními členy nejsou další převody. Tento předpoklad je splněný pro hlavní koncept v této práci.

4. METODIKA NÁVRHU

Návrh málostupňové převodovky s diferenciálem pro BEV lze rozdělit do několika fází. V této kapitole jsou jednotlivé fáze uvedené a podrobně popsány. Sled jednotlivých fází lze vidět na obr. (44).



Obrázek 44: Metodika návrhu málostupňové převodovky



Vstupní parametry a volba převodových stupňů

Vstupní parametry představují parametry vozidla, motoru, provozní podmínky a požadované vlastnosti. Vzhledem k těmto parametrům se následně určuje počet a hodnoty převodových stupňů.

Volba schématu a konfigurace zapojení

Při znalosti parametrů z předchozí kapitoly je možné navrhnout výslednou podobu schématu převodového ústrojí. V této práci je postup tohoto návrhu shrnutý v následujících krocích.

1. Krok – Volba schématu

V kapitole 4.3 je odvozeno několik typů schémat, přičemž každý z nich se od sebe odlišuje ať už počtem soukolí anebo principem zapojení. Pro jednotlivé typy schémat jsou odvozené výsledné vztahy, které jsou dvojího typu. Tyto vztahy jsou platné pro jakýkoliv typ konfigurace, pokud se dodrží princip daného schématu.

Vztahy pro hodnoty základních převodů

Prvním typem jsou vztahy pro hodnoty základních převodů. Hodnoty základních převodů (pro každé soukolí jsou vždy plně definované podle daného schématu a podle hodnot převodů při přímé jízdě):

$$i^r = f(i_{x \rightarrow mn}; i_{y \rightarrow mn}; \text{typ schématu}) \quad (33)$$

Omezující podmínky

Druhý typ výsledných vztahů představuje podmínky, které omezují volbu hodnot převodů při přímé jízdě. Tyto podmínky jsou dané typem schématu a znamenají buďto pevné definování hodnoty převodu při přímé jízdě:

$$i_{x \rightarrow mn} = \text{hodnota} \quad (34)$$

Nebo představují vztah daného převodu při přímé jízdě k jinému převodu při přímé jízdě:

$$i_{x \rightarrow mn} = f(i_{y \rightarrow mn}) \quad (35)$$

Všechny výše zmíněné vztahy jsou tedy plně definované podle toho, jaké schéma se zvolí a jaké hodnoty převodů při přímé jízdě se navrhnou.

2. Krok – Volba konfigurace zapojení

Z 1. kroku vyšly po volbě schématu a převodů při přímé jízdě hodnoty základních převodů pro jednotlivá soukolí daného mechanismu. Jak již bylo řečeno, tak pokud se dodrží princip daného schématu, je možné vytvořit velké množství konfigurací zapojení. Tyto konfigurace budou mít za následek přemístění jednotlivých členů a změnu hodnot základních převodů soukolí v nových konfiguracích.

Pro schémata, která jsou schopná pracovat jako jednostupňová nebo dvoustupňová převodovka se symetrickým diferenciálem, byl na tomto principu vytvořený excel soubor pro jednoduchý a rychlý návrh konfigurace *Návrh schémat*.



Výpočet parametrů

Při výpočtu parametrů je potřeba nejdříve určit parametry jedné satelitové řady, a poté teprve navrhnout počet satelitových řad.

Parametry jedné satelitové řady jsou počty zubů a velikosti modulů jednotlivých členů. Tyto parametry se určují pomocí vztahů pro:

- základní převody
- podmínky sousostnosti

Při volbě počtu satelitových řad je potřeba jednotlivá soukolí zkontrolovat na:

- podmínku smontovatelnosti
- podmínku sousedství

Pokud některé z těchto parametrů nevycházejí, je potřeba upravit předchozí kroky, což může znamenat až volbu jiného typu schématu.

Výpočet měrných veličin

Když už jsou navrhnuté všechny parametry, je možné vypočítat měrné veličiny u jednotlivých členů. Těmito veličinami jsou:

- měrné úhlové rychlosti (i pro satelity)
- měrné momenty



4.1 Vstupní parametry

Při návrhu málostupňové převodovky pro BEV je potřeba znát několik vstupních parametrů. Seznam těch nejdůležitějších je uvedený v této kapitole.

Parametry vozidla

Relevantními parametry vozidla při návrhu málostupňové převodovky jsou parametry týkající se jízdních vlastností. Konkrétně to jsou ty parametry, které se projeví při určování jízdních odporů. Vzhledem k výpočtům v následující kapitole je potřeba předem stanovit následující parametry vozidla:

- r_d - dynamický poloměr kola¹¹
- m_{celk} - celková hmotnost vozidla
- l - rozvor vozidla
- l_{hn} - vzdálenost hnací nápravy od těžiště vozidla
- c_x - součinitel odporu vzduchu
- S_x - čelní plocha vozidla
- η_p - celková účinnost hnacího ústrojí

Parametry motoru

Při návrhu málostupňové převodovky je u motoru nutné znát číselně průběh jeho charakteristiky (momentové, výkonové). Je to nutné kvůli tomu, že při určování min. převodového stupně (pro max. rychlost vozidla) se posuzuje vzájemná poloha křivky odporů a vnější charakteristika motoru.

Provozní podmínky

Zde jsou uvedené ostatní parametry, které jsou potřeba při návrhu převodových stupňů. Tyto parametry nesouvisí s vozidlem ani motorem, ale s okolím vozidla.

- μ_{adh} - součinitel adheze¹²
- f_{val} - součinitel valivého odporu¹³
- ρ_{vzd} - hustota vzduchu ($\rho_{vzd} = 1,29 \text{ kg/m}^3$) [36]
- g - gravitační zrychlení ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$) [33]

Požadované vlastnosti vozidla

Na vozidlo je při návrhu kladeno velké množství požadavků. Při návrhu převodového ústrojí jsou v této práci uvažované následující požadavky:

- v_{max} - max. požadovaná rychlost vozidla
- s_{max} - max. požadovaná stoupavost¹⁴

¹¹ Hodnoty dynamického poloměru kola pro některé pneumatiky viz [34, str. 38].

¹² Hodnoty součinitele adheze μ pro různé povrchy viz [35, str. 44].

¹³ Hodnoty součinitelů valivého odporu f_{val} pro různé povrchy a vozidla viz [34, str. 8]

¹⁴ Hodnoty požadovaných stoupavostí pro různá vozidla viz [34, str. 65] (p_i^M)



4.2 Volba převodových stupňů

Volba počtu a hodnot převodových stupňů se odvíjí od parametrů vozidla a požadovaných jízdních vlastností. V této práci je ukázaný výpočet hodnot převodových stupňů pro:

- dvoustupňovou převodovku
- jednostupňovou převodovku

4.2.1 Dvoustupňová převodovka

U dvoustupňové převodovky se počítá maximální a minimální převod. Způsob, jak tyto převody vypočítat, je ve skriptech [34, od str. 62].

4.2.1.1 Maximální převod

Maximální převod je možné navrhovat z několika hledisek. V této práci jsou zohledněné dvě: [34]

- 1) prokluz kol vlivem adheze
- 2) dosažení maximální požadované stoupavosti

Prokluz kol vlivem adheze

Toto kritérium říká jednoduše to, že nemá smysl navrhovat max. moment na kole větší, než jaký je kolo schopné přenést vzhledem k jeho předpokládaným adhezním schopnostem. Výsledný vztah popisující toto kritérium je následující:

$$i_{max} \leq \frac{(F_{z,hn} \cdot \mu_{adh} + O_f) \cdot r_d}{M_a^M \cdot \eta_p} \quad (36)$$

- i_{max} - maximální převod
 $F_{z,hn}$ - radiální reakce na hnací kola
 O_f - odpor valení
 M_a^M - maximální moment motoru

Odpor valení O_f je definovaný vztahem¹⁵: [34]

$$O_f = m_{celk} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_{val} \approx m_{celk} \cdot g \cdot f_{val} \quad (37)$$

α - úhel sklonu vozovky

Radiální reakce na hnací kola $F_{z,hn}$ závisí na poloze těžiště vozidla a na tom, která náprava je hnací. Pokud těžiště motoru leží na podélné ose vozidla a je poháněná pouze jedna náprava, je výsledný vztah následující:

$$F_{z,hn} = m_{celk} \cdot g \cdot \frac{(l - l_{hn})}{l} = m_{celk} \cdot g \cdot \left(1 - \frac{l_{hn}}{l}\right) \quad (38)$$

¹⁵ Pro standardní sklon vozovek se hodnota $\cos \alpha$ blíží 1.



Výsledný vztah pro kritérium prokluzu kol vlivem adheze je kombinací vztahů (36), (37) a (38) následující:

$$i_{max} \leq \frac{m_{celk} \cdot g \cdot \left(\left(1 - \frac{l_{hn}}{l} \right) \cdot \mu_{adh} + f_{val} \right) \cdot r_d}{M_a^M \cdot \eta_p} \quad (39)$$

Dosažení maximální požadované stoupavosti

Toto kritérium zajišťuje to, aby bylo vozidlo schopné vyjet max. požadovanou stoupavost: [34]

$$i_{pI^o} \geq \frac{r_d \cdot m_{celk} \cdot g \cdot s_{max}}{M_a^M \cdot \eta_p} \quad (40)$$

i_{pI^o} - minimální převod

Tyto dvě kritéria definují interval maximálního převodu, ze kterého je potom možné zvolit výslednou hodnotu.

4.2.1.2 Minimální převod

Tento převod je definovaný zpravidla jedním kritériem – požadavek max. rychlosti. Zde je potřeba kromě odporu valení O_f uvažovat i odpor vzduchu O_v : [34]

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot v^2 \cdot c_x \cdot S_x \quad (41)$$

O_v - odpor vzduchu

Celkové odpory O_{celk} jsou potom následující:

$$O_{celk} = O_v + O_f = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot v^2 \cdot c_x \cdot S_x + m_{celk} \cdot g \cdot f_{val} \quad (42)$$

O_{celk} - celkové odpory

Vztah (42) představuje funkci, jejíž proměnnou je kvadrát rychlosti v . Pokud se tato funkce promítne do hnací charakteristiky vozidla (proporcionálně posunutá momentová charakteristika elektromotoru), musí být v místě max. požadované rychlosti hodnota celkový odporů nižší, než hodnota hnací síly (viz kapitola 5.2).

4.2.2 Jednostupňová převodovka

Co se týče výpočtu převodového stupně u jednostupňové převodovky, tak zde již bohužel není možné dodržet všechny parametry, jako např. max. požadované stoupavosti s_{max} nebo max. požadované rychlosti v_{max} . Je tedy potřeba zvolit převod podle toho, který parametr je důležitější, nebo zvolit vhodný kompromis.



4.3 Volba schématu a konfigurace zapojení

Tato kapitola je rozdělená na dvě menší kapitoly:

1. Volba typu schématu
2. Volba konfigurace zapojení

4.3.1 Volba typu schématu

Tato kapitola pojednává o typech schémat planetových soukolích. Schémata jsou rozebírána od těch nejjednodušších až po schémata se třemi soukolími. Celkem jsou v této kapitole rozebírána následující schémata:

- Schémata s jedním planetovým soukolím
 - Schéma typu (D) (dvě verze)
- Schémata se dvěma planetovými soukolími
 - Schéma typu P(D) (tři verze)
 - Schéma typu (DP)
 - Schéma typu (DD)
- Schémata se třemi planetovými soukolími
 - Schéma typu 2°(D) (tři verze)
 - Schéma typu P(DP)
 - Schéma typu P(DD)
 - Schéma typu D(DD)
 - Schéma typu (DDD)
 - Schéma typu (DPP)

Značení schémat

Schématu daných mechanismů se značí v provozním stavu, tedy ve stavu nezastaveného vstupu a výstupních členů. Způsob značení je shrnutý níže:

- P - JPS ve funkčním stavu *převod*
- D - JPS ve funkčním stavu *diferenciál*
- () - členy v těchto závorkách vykonávají funkci symetrického diferenciálu
- 2° - dvoustupňová převodovka bez diferenciálu
- V1 - verze 1

Výsledné vztahy a hodnocené parametry

U každého schématu jsou v závěru uvedené jeho výsledné vztahy, které se potom používají při konfiguraci. Mimo to se u daného schématu ještě hodnotí následující parametry, které jsou shrnuté na konci této kapitoly v tab. (7):

- schopnost tvořit jednostupňovou převodovku se sym. diferenciálem
- schopnost tvořit dvoustupňovou převodovku se sym. diferenciálem
- hodnoty převodů jednotlivých stupňů
- typ diferenciálu (ne/integrovaný)
- počet lamelových spojek¹⁶

¹⁶ Bylo by možné používat i jiný typ spojky, nicméně aby bylo možné jednotlivá schémata porovnat z hlediska složitosti řadičích systémů, byl zde zvolený jeden typ spojky – lamelové.

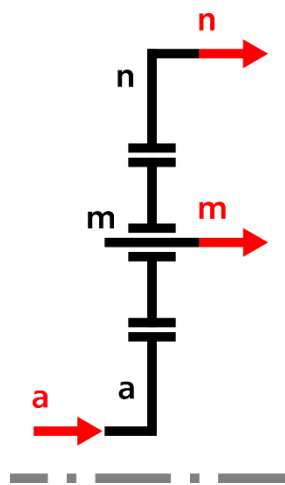
4.3.1.1 Schémata s jedním planetovým soukolím

V této kapitole jsou rozebírány možnosti schémat s jedním planetovým soukolím. Bohužel vzhledem k malému počtu dílů lze vytvořit jenom jeden principiální typ zapojení, a to schéma typu (D) (dvě verze).

4.3.1.1.1 Schéma typu (D)

V této kapitole je ukázané schéma typu (D), přičemž nejdříve je soukolí typu $2k + r$ a poté typu $3k$.

Soukolí typu $2k+r$



Obrázek 45: Schéma typu (D) – $2k+r$

Princip zapojení typu (D) je na obr. (45). Jako první je potřeba dodržet podmínku symetrie mezi výstupními členy. Jelikož zde vstup i výstupy představují členy na jednom soukolí, je možné použít upravený vztah pro dodržení symetrie (30). Tento vztah lze následně upravit.

$$i_{mn}^a = -1 \quad (30)$$

$$i_{am}^n = (i_{ma}^n)^{-1} = (1 - i_{mn}^a)^{-1} = (1 - (-1))^{-1} = \frac{1}{2} \quad (43)$$

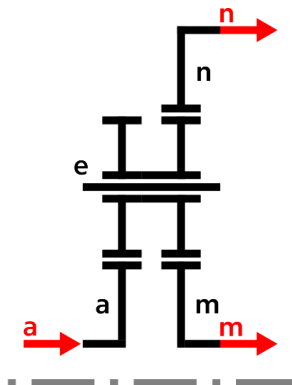
$$i_{a \rightarrow mn} = 2 \cdot i_{am}^n = 2 \cdot \frac{1}{2} = 1 \quad (44)$$

Vztah (44) říká, že nezávisle na volbě vstupního a výstupních členů bude převod při přímé jízdě vždy roven 1 (direkt).

Závěr

U schématu typu (D) není možné vytvořit převodovku se symetrickým diferenciálem, kde by hodnota převodu byla různá od 1.

Soukolí s více centrálními koly



Obrázek 46: Schéma typu (D) – 3k

Na obr. (46) je zapojení typu (D), přičemž nyní se jedná o soukolí typu $3k$. Jelikož je zde pouze jeden unašeč, lze používat stejné vztahy a úpravy jako u předchozího soukolí typu $2k + r$. To znamená, že i u tohoto schématu bude převod při přímé jízdě vždy roven 1. Větší počet centrálních kol by situaci neovlivnil (stále bude jeden unašeč).

Závěr

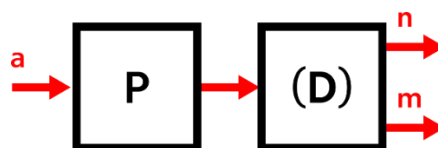
Větší počet centrálních kol u soukolí typu (D) nezmění jeho vlastnosti z hlediska schopnosti vytvořit převodovku se symetrickým diferenciálem, kde hodnota převodu by byla různá od 1.

4.3.1.2 Schémata s dvěma planetovými soukolími

V této kapitole jsou rozebírány možnosti schémat se dvěma planetovými soukolími. Celkem jsou v této kapitole rozebírány tři typy schématu:

- Schéma typu P(D) (tři verze)
- Schéma typu (DP)
- Schéma typu (DD)

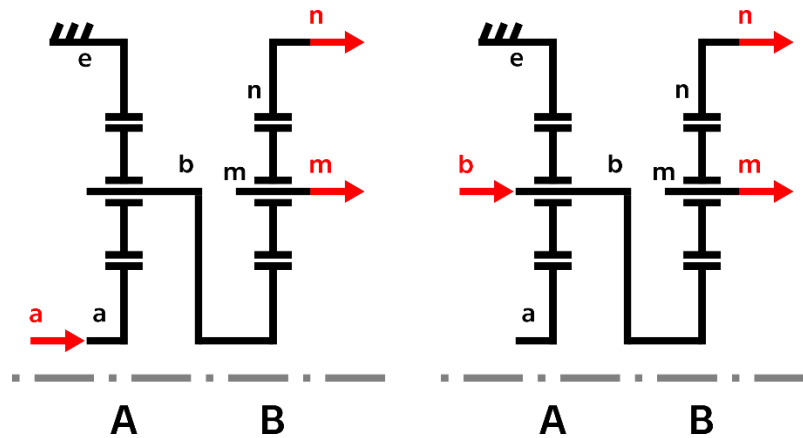
4.3.1.2.1 Schéma typu P(D)



Obrázek 47: Schéma typu P(D) - Blokové schéma

Princip zapojení typu P(D) je zobrazený blokovým schématem na obr. (47). Soukolí (D) představuje diferenciál stejný jako v předchozí kapitole *Schéma typu (D)* a soukolí P představuje převodovku. Převodovka P je zde vytvořena třemi různými verzemi (V1-V2). Podmínka symetrie je zajištěna díky poslednímu soukolí a převod posledního soukolí při přímé jízdě je roven 1. Diferenciál je pouze na jednom soukolí, nejedná se tedy o integrovaný diferenciál.

Schéma typu P(D)V1



Obrázek 48: Schéma typu P(D)V1

Na obr. (48) je schéma typu P(D)V1. První soukolí A lze využít jako jednostupňovou převodovku s libovolnou hodnotou převodu, nebo jako dvoustupňovou převodovku s tím, že druhým převodovým stupněm je direkt. Nalevo na obr. (49) je zařazený první stupeň a napravo druhý stupeň. Vztahy pro převody při přímé jízdě jsou pro toto konkrétní zapojení následující:

$$i_{am}^n = i_{pA,rA}^{kA} \cdot i_{pB,rB}^{kB} = (1 - i^A) \cdot \frac{1}{2} \quad (45)$$

$$i_{a \rightarrow mn} = 2 \cdot i_{am}^n = 1 - i^A \quad (46)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = 1 \quad (47)$$

Symetrie je zajištěna na soukolí B dle vztahu (30):

$$i_{mn}^b = -1 \quad (30)$$

$$i_{bn}^m = (1 - (i_{mn}^b)^{-1})^{-1} = (1 - (-1)^{-1})^{-1} = \frac{1}{2} \quad (48)$$

Závěr

Výsledné vztahy pro hodnoty základních převodů jsou následující:

$$i_{ae}^b = 1 - i_{a \rightarrow mn} \quad (49)$$

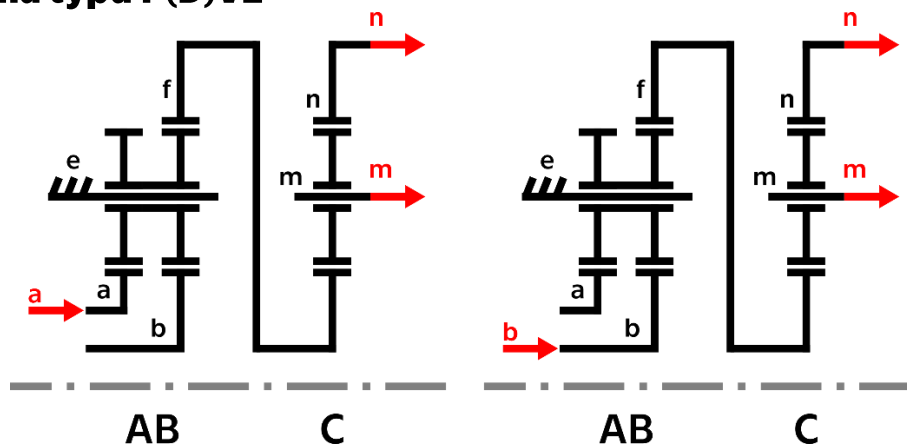
$$i_{bn}^m = \frac{1}{2} \quad (50)$$

Je zde jedna omezující podmínka pro volbu převodu při přímé jízdě:

$$i_{b \rightarrow mn} = 1 \quad (51)$$

Toto schéma tedy lze použít jako jednostupňovou převodovku se symetrickým diferenciálem s libovolnou hodnotou převodu, nebo jako dvoustupňovou převodovku s tím, že druhým stupněm bude direkt.

Schéma typu P(D)V2



Obrázek 49: Schéma typu P(D)V2

Na obr. (49) je schéma typu P(D)V2, kde soukolí A je typu 3k a představuje dvoustupňovou¹⁷ převodovku. Na levé straně obr. (50) je zařazený první stupeň a na pravé straně stupeň druhý. U soukolí A existuje mnoho kombinací, a tedy i velká svoboda při volbě převodových stupňů. Vzhledem k přítomnosti VS je zde nutné při výpočtu převodů uvažovat zuby věnců.

Závěr

Výsledné vztahy pro hodnoty základních převodů jsou následující:

$$i_{af}^e = i_{a \rightarrow mn} \quad (52)$$

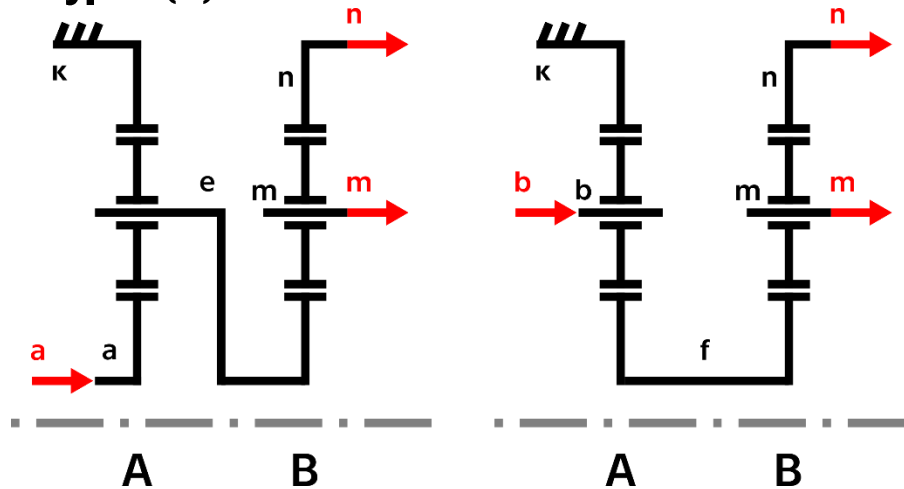
$$i_{bf}^e = i_{b \rightarrow mn} \quad (53)$$

$$i_{fn}^m = \frac{1}{2} \quad (54)$$

Toto schéma tedy lze použít jako jednostupňovou i dvoustupňovou převodovku se symetrickým diferenciálem, přičemž obě hodnoty převodu při přímé jízdě lze zvolit libovolně.

¹⁷ Přidáním dalšího satelitu na VS a další jedné spojky by šlo velmi jednoduše vytvořit třístupňovou převodovku, kde všechny převodové stupně můžou být různé od 1.

Schéma typu P(D)V3



Obrázek 50: Schéma typu P(D)V3

Na obr. (50) je schéma typu P(D)V3, kde nalevo je zařazený první stupeň a napravo druhý stupeň. U tohoto schématu je to omezení, že oba převody i_{ae}^k a i_{bf}^n představují převod na jednom soukolí. To znamená, že hodnota jednoho převodu je závislá na druhé. Průběhy hodnot převodových poměrů na jednom soukolí jsou později ukázané v grafu (2) (kapitola 4.4.1.1). Navíc je dále vhodné volit takovou dvojici převodů, u kterých funkce jednoho členu zůstává konstantní za účelem snížení složitosti řídicího systému (např. na obr. (51) se ponechal stejný reakční člen). Vhodné dvojice převodových poměrů jsou v tab. (6).

Tabulka 6: Schéma typu P(D)V3 - Vhodné dvojice převodů

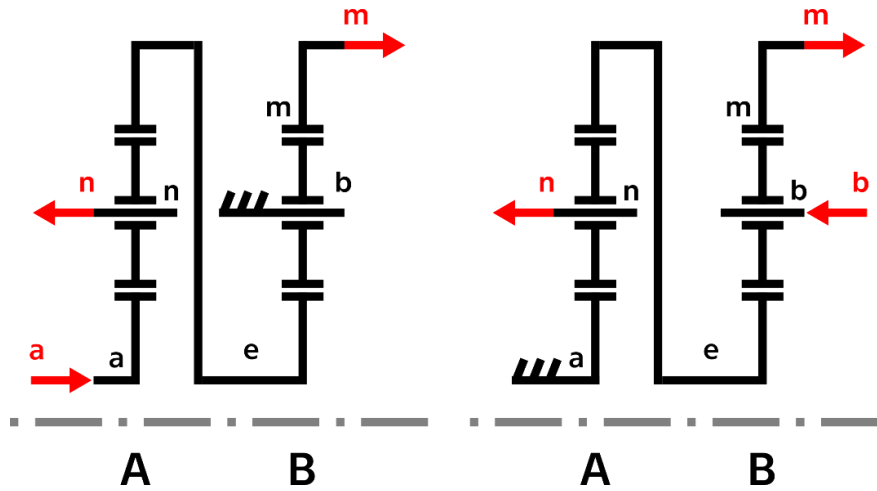
Nezměněný vstup	Nezměněný výstup	Nezměněný reakční člen
$(p \rightarrow k)^r, (p \rightarrow r)^k$	$(k \rightarrow p)^r, (r \rightarrow p)^k$	$(r \rightarrow k)^p, (k \rightarrow r)^p$
$(r \rightarrow p)^k, (r \rightarrow k)^p$	$(p \rightarrow r)^k, (k \rightarrow r)^p$	$(p \rightarrow k)^r, (k \rightarrow p)^r$
$(k \rightarrow p)^r, (k \rightarrow r)^p$	$(p \rightarrow k)^r, (r \rightarrow k)^p$	$(p \rightarrow r)^k, (r \rightarrow p)^k$

Řídicí systém je zde o něco složitější, protože je potřeba při jednom řazení měnit funkci dvou členů.

Závěr

Toto schéma dokáže tvořit dvoustupňovou převodovku s hodnotami převodů při přímé jízdě různými od 1 a disponuje integrovaným diferenciálem. Na druhou stranu jsou zde nevýhody v podobě závislosti hodnot jednotlivých převodů při přímé jízdě dle grafu (2) a složitý řídicí systém.

4.3.1.2.2 Schéma typu (DP)



Obrázek 51: Schéma typu (DP)

Na obr. (51) je schéma typu (DP). Nalevo je zařazený první stupeň a napravo druhý stupeň. Jako první je potřeba dodržet podmínku symetrie dle vztahu (18) a to pro zařazený první i druhý stupeň. Podmínka symetrie při vstupním členu a je pro toto konkrétní zapojení vyjádřena následovně:

$$i_{an}^m = i_{pA,rA}^{kA} = (1 - i^A) \quad (55)$$

$$i_{am}^n = i_{pA,kA}^{rA} \cdot i_{pB,kB}^{rB} = i^A \cdot i^B \quad (56)$$

$$i_{an}^m = i_{am}^n \Rightarrow (1 - i^A) = i^A \cdot i^B \quad (57)$$

Nyní je potřeba vyjádřit podmínku symetrie i při vstupním členu b :

$$i_{bn}^m = i_{rB,pB}^{kB} i_{kA,rA}^{pA} = (1 - i^B)^{-1} \cdot (1 - (i^A)^{-1}) \quad (58)$$

$$i_{bm}^n = i_{rB,kB}^{pB} = (1 - (i^B)^{-1})^{-1} \quad (59)$$

$$i_{bn}^m = i_{bm}^n \Rightarrow (1 - i^B)^{-1} \cdot (1 - (i^A)^{-1}) = (1 - (i^B)^{-1})^{-1} \quad (60)$$

Vztahy (57) a (60) je nutné dodržet pro zajištění symetrie. Níže jsou úpravy této soustavy dvou rovnic. Nejdříve úpravy vztahu (57):

$$(1 - i^A) = i^A \cdot i^B \quad (61)$$

$$i^B = \frac{1 - i^A}{i^A} \quad (62)$$

Nyní se tento vztah (62) dosadí do vztahu (60):

$$\left(1 - \frac{1 - i^A}{i^A}\right)^{-1} \cdot (1 - i^{A^{-1}}) = \left(1 - \frac{i^A}{1 - i^A}\right)^{-1} \quad (63)$$

$$\frac{i^A}{2 \cdot i^A - 1} \frac{i^A - 1}{i^A} = \frac{i^A - 1}{2 \cdot i^A - 1} \quad (64)$$

$$1 = 1 \quad (65)$$

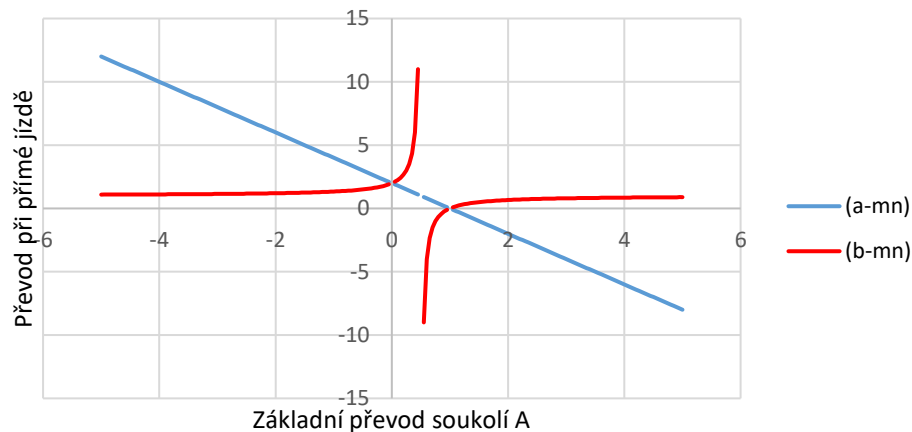


Z toho vyplývá, že soustava rovnic má nekonečně mnoho řešení. Nicméně stále platí vztah (62) mezi převodem i^A a i^B a vztahy pro převod při přímé jízdě jsou potom dle vztahu (32) následující:

$$i_{a \rightarrow mn} = 2 \cdot i_{an}^m = 2 \cdot (1 - i^A) = 2 - 2 \cdot i^A \quad (66)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = 2 \cdot i_{bm}^n = 2 \cdot (1 - (i^B)^{-1})^{-1} = 2 \cdot \left(1 - \frac{i^A}{1 - i^A}\right)^{-1} = 1 + \frac{1}{1 - 2 \cdot i^A} \quad (67)$$

Obě hodnoty převodů při přímé jízdě jsou závislé na parametru i^A . Tato závislost je vynesena do grafu (1).



Graf 1: Soukolí (DP) - Průběh převodů při přímé jízdě

Jak je vidět, tak se vzrůstající hodnotou jednoho převodu druhá hodnota převodu klesá, což ve většině případů není žádoucí, takže schéma typu (DP) není moc vhodné pro dvoustupňovou převodovku. Zároveň stejně jako u schématu P(D)V3 je zde složitější řídicí systém, protože je potřeba při jednom řazení změnit funkci dvou členů.

Závěr

Výsledné vztahy pro hodnoty základních převodů jsou následující:

$$i_{ae}^n = 1 - \frac{i_{a \rightarrow mn}}{2} \quad (68)$$

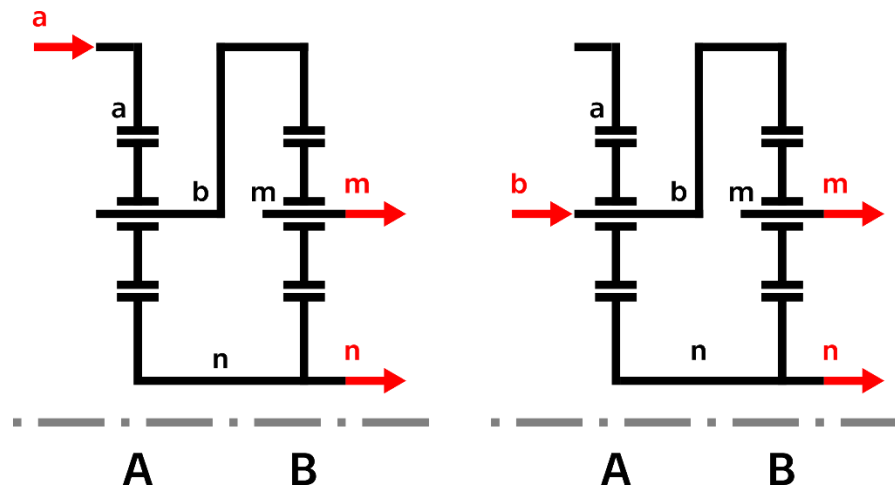
$$i_{em}^b = \frac{1 - i_{ae}^n}{i_{ae}^n} \quad (62)$$

Je zde jedna omezující podmínka pro volbu převodu při přímé jízdě:

$$i_{b \rightarrow mn} = 1 + \frac{1}{1 - 2 \cdot i_{ae}^n} \quad (69)$$

Toto schéma tedy lze použít jako jednostupňovou převodovku se symetrickým diferenciálem s libovolnou hodnotou převodu, nebo jako dvoustupňovou převodovku s tím, že jeden stupeň je závislý na druhém. Bohužel závislost převodů při přímé jízdě není ideální a je zde složitý řídicí systém.

4.3.1.2.3 Schéma typu (DD)



Obrázek 52: Schéma typu (DD)

Na obr. (52) je schéma typu (DD). Nalevo je zařazený první stupeň a napravo druhý stupeň. Při přímé jízdě je stejná úhlová rychlost pro oba výstupy m a n . Pokud tento případ nastane u dvou členů jednoho soukolí, potom se celé soukolí chová jako direkt. V tomto případě se tedy soukolí B chová jako direkt a díky tomu se i soukolí A chová jako direkt. Tedy u tohoto soukolí nezávisle na volbě vstupu a nebo b bude hodnota převodu při přímé jízdě vždy rovna 1.

Závěr

U soukolí typu (DD) není možné vytvořit převodovku se symetrickým diferenciálem, kde hodnota převodu by byla různá od 1.

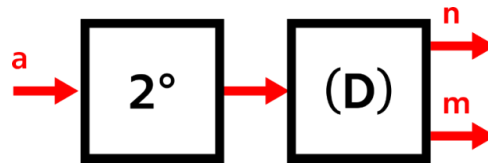
4.3.1.3 Schémata s třemi planetovými soukolími

V této kapitole jsou rozebírány možnosti schémat se třemi planetovými soukolími. Některá schémata v této kapitole vychází ze schémat z předchozí kapitoly. Celkem jsou v této kapitole rozebírány tyto typy schémat:

- Schéma typu $2^{\circ}(D)$ (tři verze)
- Schéma typu P(DP)
- Schéma typu P(DD)
- Schéma typu D(DD)
- Schéma typu (DDD)

V této kapitole již nejsou rozebírány jednostupňové převodovky, protože ty lze vytvořit bez problémů pomocí dvou soukolí. Všechna schémata v této kapitole jsou samozřejmě schopná pracovat jako jednostupňová převodovka, ale vzhledem ke složitosti nedává smysl navrhovat jednostupňové převodovky pomocí tří soukolí.

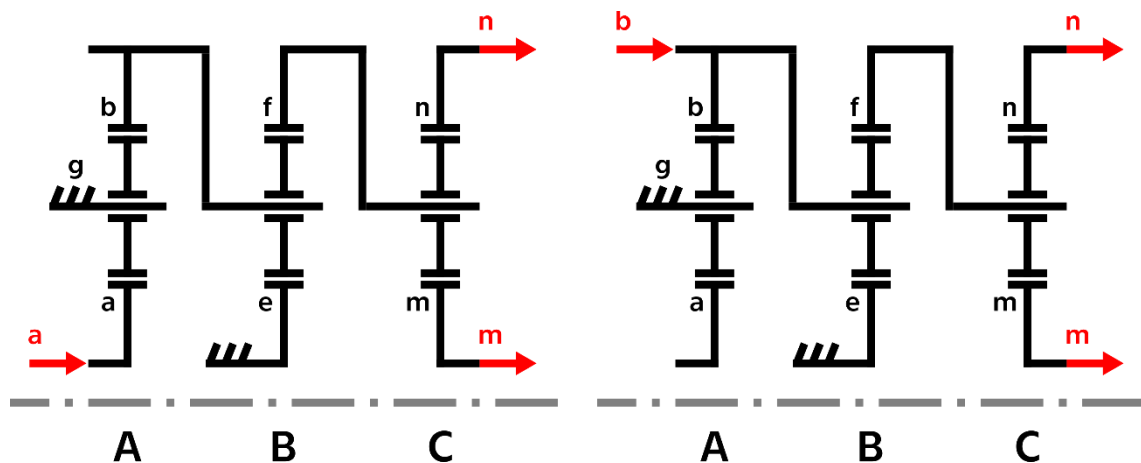
4.3.1.3.1 Schéma typu 2°(D)



Obrázek 53: Schéma typu 2°(P) - Blokové schéma

Schéma typu 2°(P) rozšiřuje dříve zmíněné soukolí (D) o další dvě soukolí, která představují dvoustupňovou převodovku. Jedná se tedy o sériově zařazenou převodovku a diferenciál, tedy integrovaný diferenciál zde není. Dvoustupňovou převodovku lze vytvořit několika způsoby a v této kapitole jsou popsány tři. U všech schémat v této kapitole platí, že podmínka symetrie je dodržena dle kapitoly schéma typu (D) a převod tohoto soukolí je při přímé jízdě roven 1.

Schéma typu PP(D)



Obrázek 54: Schéma typu PP(D)

Na obr. (54) je schéma typu PP(D). Na levé straně je zařazený první stupeň a na pravé straně druhý stupeň. Vztahy celkových převodových poměrů při přímé jízdě pro toto konkrétní zapojení jsou následující:

$$i_{a \rightarrow mn} = i_{pA, kA}^{rA} \cdot i_{rB, kB}^{pB} = i^A \cdot (1 - (i^B)^{-1})^{-1} \quad (70)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = i_{rB, kB}^{pB} = (1 - (i^B)^{-1})^{-1} \quad (71)$$

Ze vztahů (70) a (71) lze vidět, že je možné zvolit nezávisle hodnoty převodů při přímé jízdě pro oba převodové stupně.

Závěr

Výsledné vztahy pro hodnoty základních převodů jsou následující:

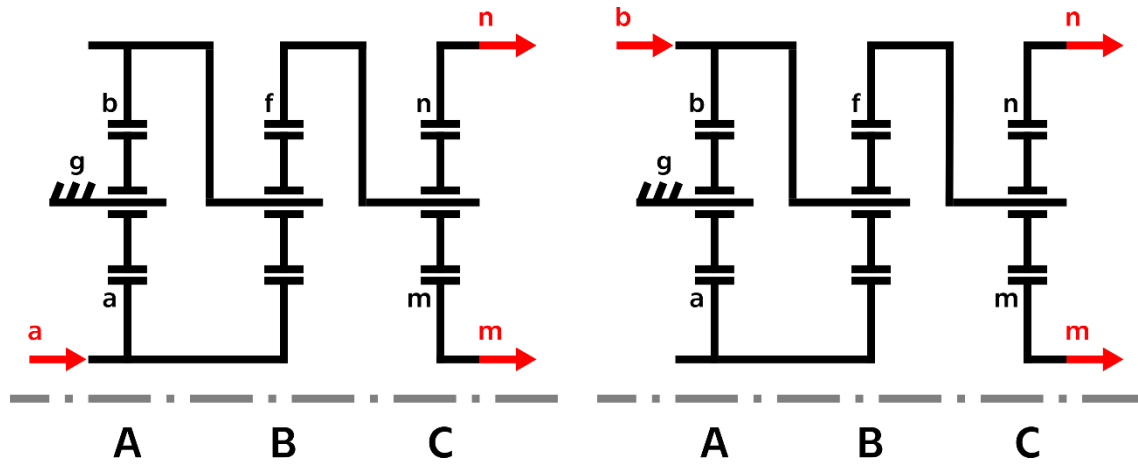
$$i_{ab}^g = \frac{i_{a \rightarrow mn} \cdot (i_{ef}^b - 1)}{i_{ef}^b} \quad (72)$$

$$i_{ef}^b = \frac{i_{b \rightarrow mn}}{i_{b \rightarrow mn} - 1} \quad (73)$$

$$i_{mn}^f = -1 \quad (74)$$

Toto schéma tedy lze použít jako jednostupňovou i dvoustupňovou převodovku se symetrickým diferenciálem s libovolnými hodnotami převodů při přímé jízdě.

Schéma typu PD(D)



Obrázek 55: Schéma typu PD(D)

Na obr. (55) je schéma typu PD(D). Na levé straně je zařazený první stupeň a na pravé straně druhý stupeň. Vztahy převodů při přímé jízdě pro toto konkrétní zapojení jsou následující:

$$i_{a \rightarrow mn} = i_{pA,KA}^{rA} \cdot i_{rB,kB}^{pB} + i_{pB,kB}^{rB} = i^A \cdot (1 - (i^B)^{-1})^{-1} + i^B \quad (75)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = i_{kA,pA}^{rA} \cdot i_{pB,kB}^{rB} + i_{rB,kB}^{pB} = (i^A)^{-1} \cdot i^B + (1 - (i^B)^{-1})^{-1} \quad (76)$$

Jak je vidět ze vztahů (75) a (76), tak i u tohoto schématu je možné zvolit nezávisle hodnoty převodů při přímé jízdě pro oba převodové stupně. Tyto soustavu dvou rovnic lze dále řešit:

$$(75) \Rightarrow i_{a \rightarrow mn} = i^A \cdot \frac{i^B}{i^B - 1} + i^B \quad (77)$$

$$i^A = \frac{(i_{a \rightarrow mn} - i^B)(i^B - 1)}{i^B} \quad (78)$$

$$(78) \rightarrow (76): i_{b \rightarrow mn} = \frac{(i^B)^2}{(i_{a \rightarrow mn} - i^B)(i^B - 1)} + \frac{i^B}{i^B - 1} \quad (79)$$

$$(i^B)^2(i_{b \rightarrow mn}) - i^B(i_{a \rightarrow mn} \cdot i_{b \rightarrow mn} - i_{a \rightarrow mn} + i_{b \rightarrow mn}) + i_{a \rightarrow mn} \cdot i_{b \rightarrow mn} = 0 \quad (80)$$



$$D = (i_{a \rightarrow mn} \cdot i_{b \rightarrow mn} - i_{a \rightarrow mn} + i_{b \rightarrow mn})^2 + 4 \cdot i_{a \rightarrow mn} \cdot (i_{b \rightarrow mn})^2 \quad (81)$$

$$i^B = \frac{(i_{a \rightarrow mn} \cdot i_{b \rightarrow mn} - i_{a \rightarrow mn} + i_{b \rightarrow mn}) \pm \sqrt{D}}{2 \cdot (i_{b \rightarrow mn})} \quad (82)$$

Závěr

Výsledné vztahy pro hodnoty základních převodů jsou následující:

$$i_{ab}^g = \frac{(i_{a \rightarrow mn} - i_{af}^b)(i_{af}^b - 1)}{i_{af}^b} \quad (78)$$

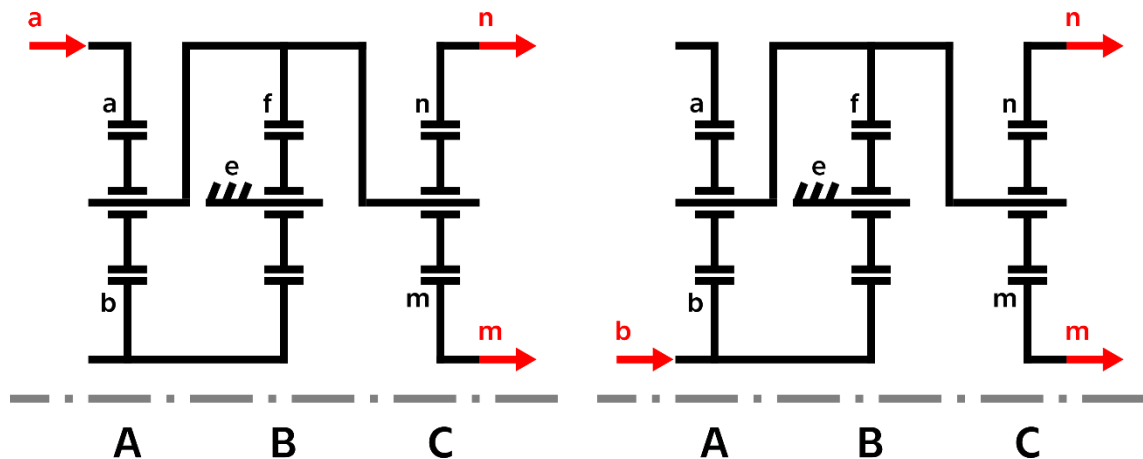
$$i_{af}^b = \frac{(i_{a \rightarrow mn} \cdot i_{b \rightarrow mn} - i_{a \rightarrow mn} + i_{b \rightarrow mn}) \pm \sqrt{D}}{2 \cdot (i_{b \rightarrow mn})} \quad (83)$$

$$D = (i_{a \rightarrow mn} \cdot i_{b \rightarrow mn} - i_{a \rightarrow mn} + i_{b \rightarrow mn})^2 - 4 \cdot i_{a \rightarrow mn} \cdot (i_{b \rightarrow mn})^2 \quad (84)$$

$$i_{mn}^f = -1 \quad (85)$$

Toto schéma tedy lze použít jako jednostupňovou i dvoustupňovou převodovku se symetrickým diferencíalem s libovolnými hodnotami převodů při přímé jízdě.

Schéma typu DP(D)



Obrázek 56: Schéma typu DP(D)

Na obr. (56) je schéma typu DP(D). Na levé straně je zařazený první stupeň a na pravé straně druhý stupeň. Vztahy celkových převodových poměrů při přímé jízdě pro toto konkrétní zapojení jsou následující:

$$i_{a \rightarrow mn} = i_{kA,rA}^{pA} + i_{kA,pA}^{rA} \cdot i_{pB,kB}^{rB} = (1 - (i^A)^{-1}) + (i^A)^{-1} \cdot i^B \quad (86)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = i^B \quad (87)$$

Jak je vidět, i u tohoto schématu je možné zvolit nezávislé hodnoty převodů při přímé jízdě pro oba převodové stupně.

Závěr

Výsledné vztahy pro hodnoty základních převodů jsou následující:

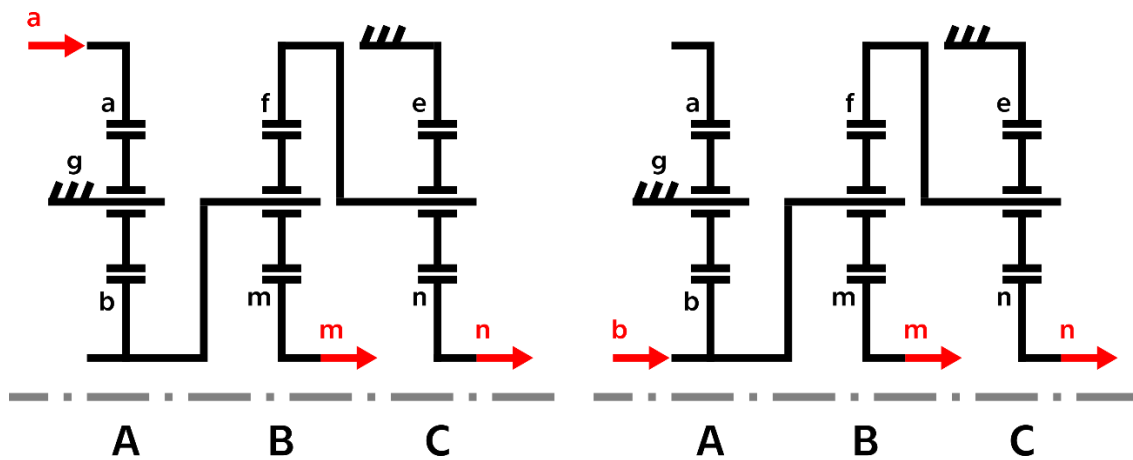
$$i_{ba}^f = \frac{i_{b \rightarrow mn} - 1}{i_{a \rightarrow mn} - 1} \quad (88)$$

$$i_{bf}^e = i_{b \rightarrow mn} \quad (87)$$

$$i_{mn}^f = -1 \quad (89)$$

Toto schéma tedy lze použít jako jednostupňovou i dvoustupňovou převodovku se symetrickým diferenciálem s libovolnými hodnotami převodů při přímé jízdě.

4.3.1.3.2 Schéma typu P(DP)



Obrázek 57: Schéma typu P(DP)

Na obr. (57) je schéma typu P(DP). Na levé straně je zařazený první stupeň a na pravé straně druhý stupeň. Níže je vyjádřena podmínka pro zajištění symetrie:

$$i_{bm}^n = i_{rB,pB}^{kB} = (1 - i^B)^{-1} \quad (90)$$

$$i_{bn}^m = i_{rB,kB}^{pB} \cdot i_{rC,pC}^{kC} = (1 - (i^B)^{-1})^{-1} (1 - i^C)^{-1} \quad (91)$$

$$i_{bm}^n = i_{bn}^m \Rightarrow (1 - i^B)^{-1} = (1 - (i^B)^{-1})^{-1} (1 - i^C)^{-1} \quad (92)$$

Tento vztah lze následně upravit:

$$(1 - i^B)^{-1} = (1 - (i^B)^{-1})^{-1} (1 - i^C)^{-1} \quad (93)$$

$$\frac{1}{1 - i^B} = \frac{i^B}{i^B - 1} \frac{1}{1 - i^C} \quad (94)$$

$$i^B = i^C - 1 \quad (95)$$

Tímto je odvozená závislost mezi hodnotami základních převodů soukolí B a C, díky čemuž je zaručená symetrie. Nyní je možné odvodit vztahy pro hodnoty celkových převodů při přímé jízdě pro toto konkrétní zapojení:



$$i_{b \rightarrow mn} = 2 \cdot i_{bm}^n = 2 \cdot (1 - i^B)^{-1} \quad (96)$$

$$i_{a \rightarrow mn} = 2 \cdot i_{kA,pA}^r \cdot i_{bm}^n = 2 \cdot (i^A)^{-1} (1 - i^B)^{-1} \quad (97)$$

Tímto je tedy dokázáno, že pro tento druh schématu je možné vytvořit dvě nezávislé hodnoty celkových převodových poměrů při zachování symetrie.

Závěr

Výsledné vztahy pro hodnoty základních převodů jsou následující:

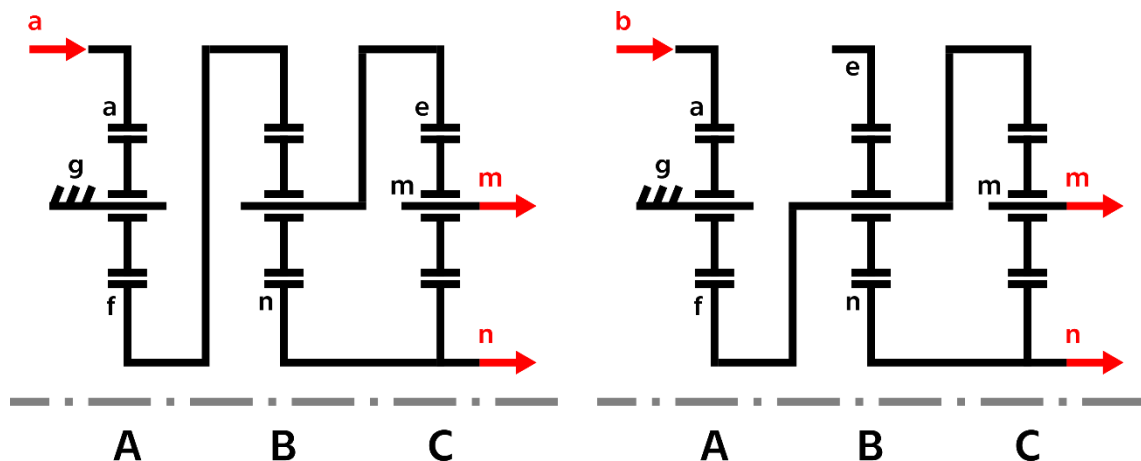
$$i_{ba}^g = \frac{2}{i_{a \rightarrow mn} \cdot (1 - i_{mf}^b)} \quad (98)$$

$$i_{mf}^b = 1 - \frac{2}{i_{b \rightarrow mn}} \quad (99)$$

$$i_{ne}^f = i_{mf}^b + 1 \quad (100)$$

Toto schéma tedy lze použít jako jednostupňovou i dvoustupňovou převodovku se symetrickým diferenciálem s libovolnými hodnotami převodů při přímé jízdě.

4.3.1.3.3 Schéma typu P(DD)



Obrázek 58: Schéma typu P(DD)

Na obr. (58) je schéma typu P(DD), nalevo je zařazený první stupeň a napravo je zařazený druhý stupeň.

Dvoustupňová převodovka

V kapitole schéma typu (DD) bylo odvozeno, že není možné navrhnout schéma typu (DD), které by pracovalo jako dvoustupňová převodovka. Z toho vyplývá, že není možné navrhnout ani schéma typu P(DD), které by pracovalo jako dvoustupňová převodovka.

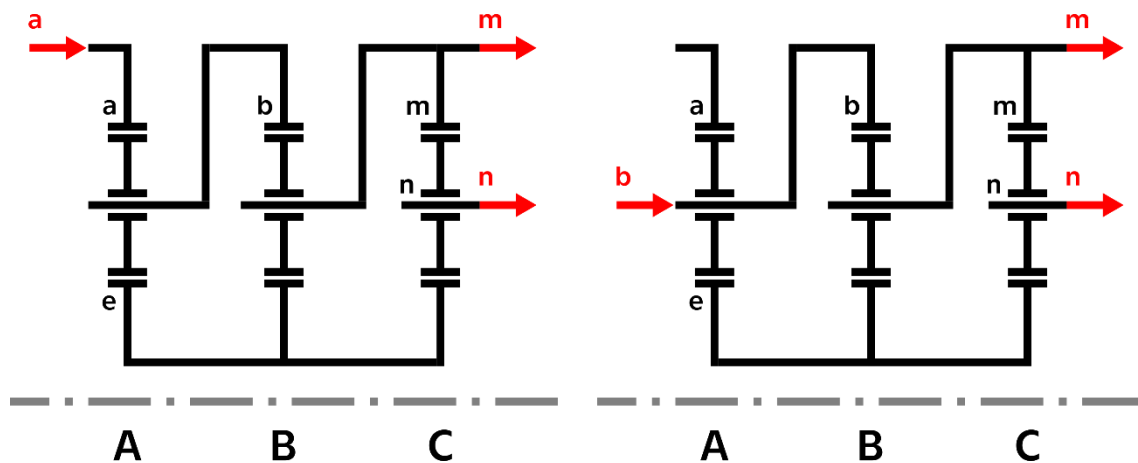
Jednostupňová převodovka

Pomocí tohoto schématu lze vytvořit jednostupňovou převodovku. Soukolí (DD) by zajistilo symetrii a soukolí P by zajistilo libovolný převodový poměr (případně i druhý převodový poměr v podobě direktu). Na druhou toto schéma by ve výsledku mělo stejné vlastnosti, jako schéma typu P(D)V1, které je menší o jedno soukolí. Jediným rozdílem by zde bylo to, že diferenciál je tvořený dvěma soukolími.

Závěr

Toto schéma je schopné pracovat jako jednostupňová převodovka se symetrickým diferenciálem, kde hodnotu převodu při přímé jízdě lze zvolit libovolně. Na druhou stranu způsob vytvoření symetrického diferenciálu je zde zbytečně složitý a nepřináší žádné výhody.

4.3.1.3.4 Schéma typu D(DD)



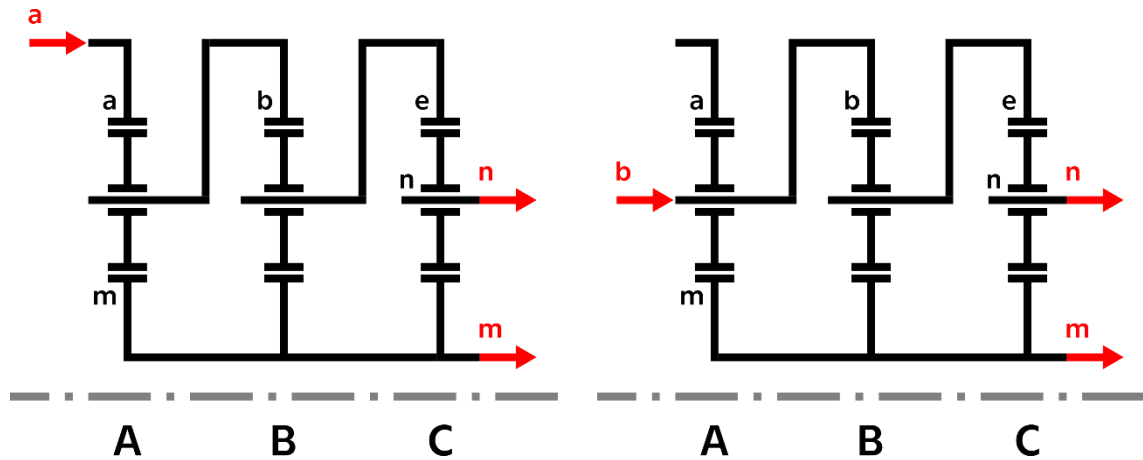
Obrázek 59: Schéma typu D(DD)

Na obr. (59) je schéma typu D(DD), nalevo je zařazený první stupeň a napravo je zařazený druhý stupeň.

Závěr

Toto schéma disponuje stejnou vlastností jako schéma typu (DD) a při přímé jízdě se celé chová jako direkt.

4.3.1.3.5 Schéma typu (DDD)



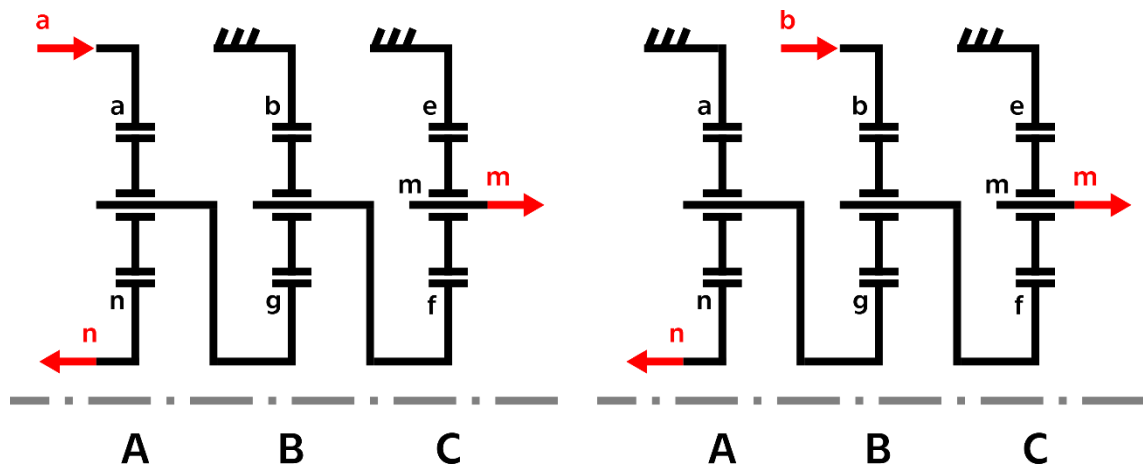
Obrázek 60: Schéma typu (DDD)

Na obr. (60) je schéma typu (DDD), nalevo je zařazený první stupeň a napravo je zařazený druhý stupeň.

Závěr

Toto schéma disponuje stejnou vlastností jako schéma typu (DD) a při přímé jízdě se celé chová jako direkt.

4.3.1.3.6 Schéma typu (DPP)



Obrázek 61: Schéma typu (DPP)

Na obr. (61) je schéma typu (DDD), nalevo je zařazený první stupeň a napravo je zařazený druhý stupeň. Je nutné dodržet podmínku symetrie pro první i druhý zařazený stupeň. Níže je vyjádřená podmínka symetrie v případě, že je vstupním členem člen a :

$$i_{am}^n = i_{kA,rA}^{pA} \cdot i_{pB,rB}^{kB} \cdot i_{pC,rC}^{kC} = (1 - (i^A)^{-1})(1 - i^B)(1 - i^C) \quad (101)$$

$$i_{an}^m = i_{kA,pA}^{rA} = (i^A)^{-1} \quad (102)$$

$$i_{am}^n = i_{an}^m \Rightarrow (1 - (i^A)^{-1})(1 - i^B)(1 - i^C) = (i^A)^{-1} \quad (103)$$



Pro zařazený vstupní člen b je podmínka symetrie následující:

$$i_{bm}^n = i_{kB,rB}^{pB} \cdot i_{pC,rC}^{kC} = (1 - (i^B)^{-1})(1 - i^C) \quad (104)$$

$$i_{bn}^m = i_{kB,pB}^{rB} \cdot i_{rA,pA}^{kA} = (i^B)^{-1}(1 - i^A)^{-1} \quad (105)$$

$$i_{bm}^n = i_{bn}^m \Rightarrow (1 - (i^B)^{-1})(1 - i^C) = (i^B)^{-1}(1 - i^A)^{-1} \quad (106)$$

Pro zajištění symetrie je potřeba dodržet vztahy (103) a (106). Níže je úprava soustavy rovnic začínaje vztahem (106).

$$(1 - (i^B)^{-1})(1 - i^C) = (i^B)^{-1}(1 - i^A)^{-1} \quad (106)$$

$$\frac{i^B - 1}{i^B} (1 - i^C) = \frac{1}{i^B} \frac{1}{i^A - 1} \quad (107)$$

$$i^C = 1 - \frac{1}{(i^A - 1)(i^B - 1)} \quad (108)$$

Vztah (108) se dosadí do vztahu (103):

$$\frac{i^A - 1}{i^A} (1 - i^B) \left(1 - 1 + \frac{1}{(i^A - 1)(i^B - 1)} \right) = \frac{1}{i^A} \quad (109)$$

$$\frac{1}{i^A} = \frac{1}{i^A} \quad (110)$$

Z toho vyplývá, že převody i^A a i^B jsou vůči sobě nezávislé. Pro zajištění symetrie je ale stále nutná závislost převodu $i^C = f(i^A, i^B)$ dle vztahu (108). Převodové poměry při přímé jízdě jsou potom následující:

$$i_{a \rightarrow mn} = 2 \cdot i_{an}^m = 2 \cdot (i^A)^{-1} \quad (111)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = 2 \cdot i_{bn}^m = 2 \cdot (i^B)^{-1}(1 - i^A)^{-1} \quad (112)$$

Z těchto vztahů lze vidět, že je možné zvolit dvě nezávislé hodnoty převodových stupňů pro tento typ schématu.

Závěr

Výsledné vztahy pro hodnoty základních převodů jsou následující:

$$i_{na}^g = \frac{2}{i_{a \rightarrow mn}} \quad (113)$$

$$i_{gb}^f = \frac{2}{i_{b \rightarrow mn} \cdot (1 - i_{na}^g)} \quad (114)$$

$$i_{fe}^m = 1 - \frac{1}{(i_{na}^g - 1)(i_{gb}^f - 1)} \quad (108)$$

Toto schéma tedy lze použít jako jednostupňovou i dvoustupňovou převodovku se symetrickým diferenciálem s libovolnými hodnotami převodů při přímé jízdě.



4.3.1.4 Porovnání jednotlivých schémat

Níže v tab. (7) je souhrn dříve zmíněných schémat a výpis jejich nejdůležitějších parametrů.

Tabulka 7: Porovnání jednotlivých schémat

Schéma	Převodovka		Hodnota převodu		Integrovaný diferenciál	Počet lamelových spojek (2°)	
	1°	2°	1.	2.			
(D)	ne ¹⁸	ne	1	-	ne	-	
P(D)	P(D)V1	ano	ne	nezávislá	1	ne	-
	P(D)V2	ano	ano	nezávislá	nezávislá	ne	2
	P(D)V3	ano	ano	nezávislá	závislá	ano	4
(DP)	ano	ano	nezávislá	závislá	ano	4	
(DD)	ne	ne	1	-	ano	-	
2°(D)	PP(D)	ano	ano	nezávislá	nezávislá	ne	2
	PD(D)	ano	ano	nezávislá	nezávislá	ne	2
	DP(D)	ano	ano	nezávislá	nezávislá	ne	2
P(DP)	ano	ano	nezávislá	nezávislá	ano	2	
P(DD)	ano	ne	nezávislá	1	ano	-	
D(DD)	ne	ne	1	-	ano	-	
(DDD)	ne	ne	1	-	ano	-	
(DPP)	ano	ano	nezávislá	nezávislá	ano	4	

4.4 Volba konfigurace zapojení

Tato kapitola se zabývá volbou konfigurace zapojení pro dané schéma. Oproti vzorovým schémátům uvedeným v kapitole 4.3 totiž existuje mnoho dalších možných zapojení. Tato zapojení budou mít stejné kinematické vlastnosti dle odvozených vztahů z kapitoly 4.3., avšak jejich rozměry se mohou lišit. Tato kapitola se zaměřuje na dva hlavní přístupy při volbě konfigurace zapojení:

- Minimalizace radiálních rozměrů
- Minimalizace axiálních rozměrů

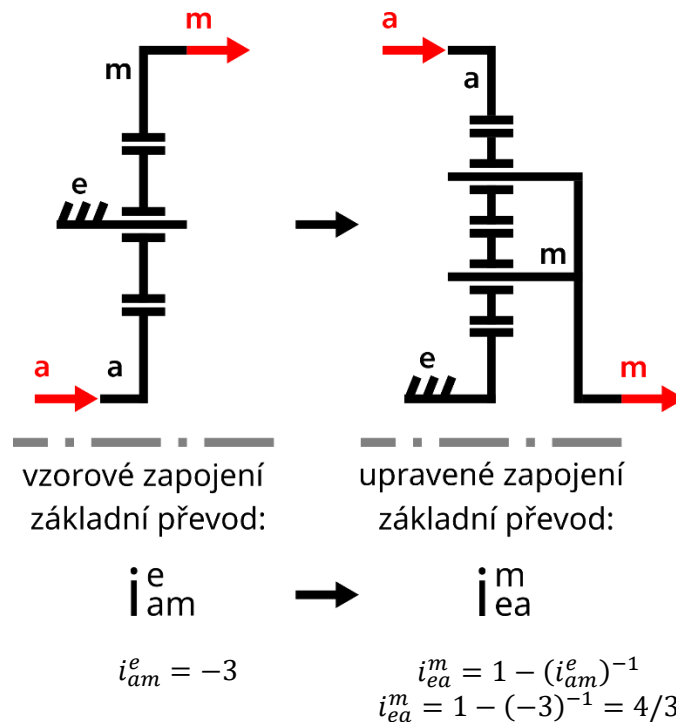
Při volbě zapojení je také třeba zohlednit konstrukční omezení, která některé možnosti zapojení u daných schémat vylučují. Tato omezení jsou podrobně rozebrána na konci této kapitoly.

Pravidla při konfiguraci zapojení a úprava výsledných vztahů

Při konfiguraci zapojení je nutné zachovat princip schématu. Tím je myšleno, že pokud je např. na soukolí X vstupní člen, vazba e a reakční člen f , musí tyto funkce na tomto soukolí zůstat. Mezi funkce patří: vstup, výstup, vazba, reakční člen. Nicméně je možné:

- prohazovat funkcím na jednotlivých soukolích pozici: planeta, koruna, unašeč
- měnit typ (vnější/vnitřní) ozubení centrálních kol
- měnit počet a druh satelitů (JS, VS)
- měnit pořadí jednotlivých soukolí

Pokud dojde ke konfiguraci zapojení, změní se tím i tvar a hodnota základního převodu u daných soukolí, jak je principiálně ukázáno níže na obr. (62).



Obrázek 62: Princip změny zapojení

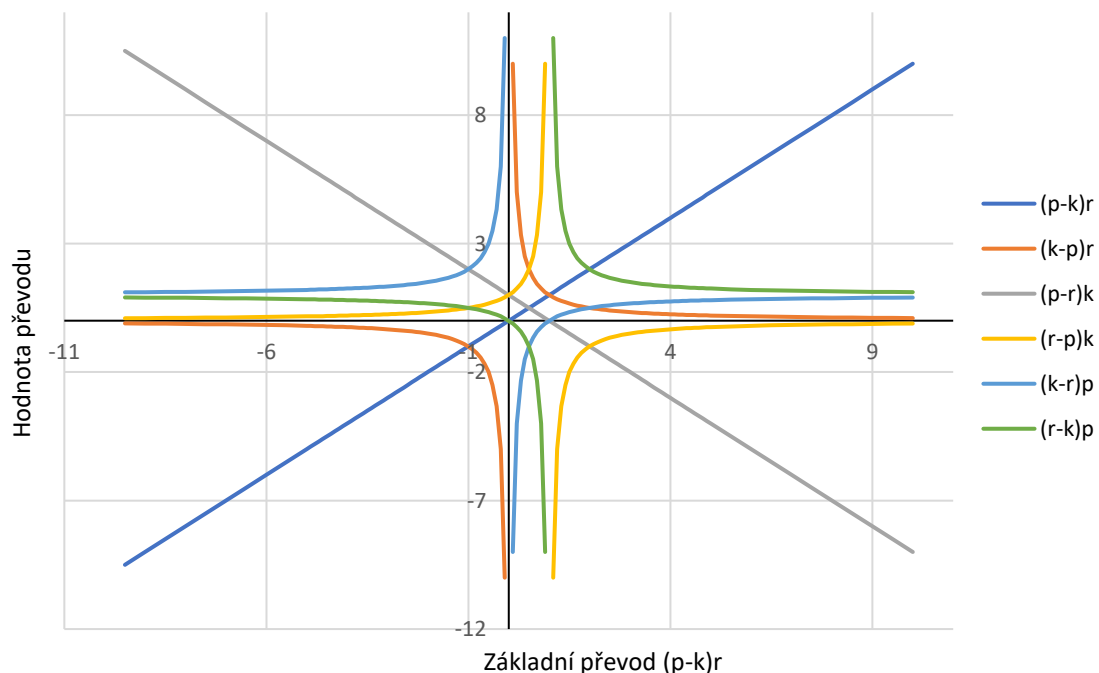


4.4.1 Minimalizace radiálních rozměrů

Tato kapitola se zabývá snahou minimalizovat radiální rozměry jednotlivých soukolí. Základní myšlenka je taková, že největšího potenciálu malých rozměrů se dosáhne, pokud se u co nejvíce členů u soukolí dosáhne minimálního počtu zubů.

4.4.1.1 Nejmenší možné soukolí

Jak již bylo zmíněno, na jednom soukolí existuje šest možných převodů. Na grafu (2) níže je znázorněn průběh jejich hodnot v závislosti na základním převodu.



Graf 2: Průběh převodových poměrů na jednom JPS

Z grafu lze vyčíst, že všechny převody umožňují dosáhnout všech hodnot (s výjimkou asymptot u některých převodů, které na vertikální i horizontální ose procházejí hodnotami 0 a 1). Nabízí se otázka, který převod pro danou hodnotu zvolit, přičemž jedním z důležitých parametrů může být velikost radiálních rozměrů. Graf (2) je z excel souboru *Průběh převodových poměrů na jednom soukolí*.

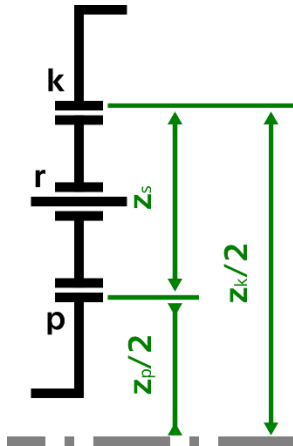
V této kapitole je odvozeno, jaké nejmenší soukolí existuje (proporcionálně), což je následně orientační bod pro výběr vhodného převodu na soukolí. Při odvozování záleží na typu (vnější/vnitřní) ozubení centrálních kol (planeta a koruna). Mohou nastat celkem čtyři případy:

- planeta s vnějším ozubením a koruna s vnitřním ozubením
- planeta s vnitřním ozubením a koruna s vnějším ozubením
- planeta i koruna s vnějším ozubením
- planeta i koruna s vnitřním ozubením



Planeta s vnějším ozubením a koruna s vnitřním ozubením

Při snaze dosáhnout co nejmenších radiálních rozměrů je žádoucí, aby co nejvíce členů mělo minimální počet zubů. U soukolí, kde má planeta vnější ozubení a koruna vnitřní ozubení, jsou těmito členy planeta a satelity. Níže je odvozena hodnota základního převodu pro minimální radiální rozměry:



Min. počty zubů:

$$z_p = z_s = z_{min} \quad (115)$$

Podmínka souososti:

$$z_k = z_p + 2 \cdot z_s = z_{min} + 2 \cdot z_{min} = 3 \cdot z_{min} \quad (116)$$

Hodnota zákl. př. pro min. radiální rozměry:

$$i^r = \frac{z_k}{z_p} \cdot (-1)^j = \pm \frac{3 \cdot z_{min}}{1 \cdot z_{min}} = \pm 3 \quad (117)$$

Jak lze vidět z výše uvedených vztahů, nejmenších radiálních hodnot se dosáhne, pokud se základní převod daného soukolí blíží hodnotám ± 3 .

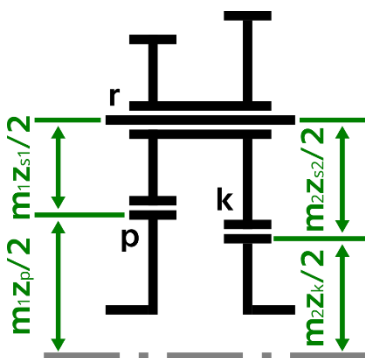
Planeta s vnitřním ozubením a koruna s vnějším ozubením

Pokud má planeta vnitřní ozubení a koruna vnější ozubení, stačí si uvědomit, že je to jako kdyby si v předchozí kapitole prohodily role. Postup je tedy naprosto stejný, pouze hodnota základního převodu pro minimální radiální rozměry je inverzní:

$$i^r = \pm \frac{1}{3} \quad (118)$$

Planeta i koruna s vnějším ozubením

U soukolí, kde mají planeta i koruna vnější ozubení, je při řešení rozměrů potřeba zohlednit moduly, protože ty mohou být rozdílné pro každý věnec VS. Níže jsou uvedeny vztahy pro minimální radiální rozměry:



Min. počty zubů:

$$z_p = z_k = z_{s1} = z_{s2} = z_{min} \quad (119)$$

Podmínka souososti:

$$m_1 \cdot (z_p + 2 \cdot z_{s1}) = m_2 \cdot (z_k + 2 \cdot z_{s2}) \quad (120)$$

$$m_1 \cdot (z_{min} + 2 \cdot z_{min}) = m_2 \cdot (z_{min} + 2 \cdot z_{min}) \quad (121)$$

Moduly potom musí být:

$$m_1 = m_2 \quad (122)$$

Hodnota zákl. př. pro min. radiální rozměry:

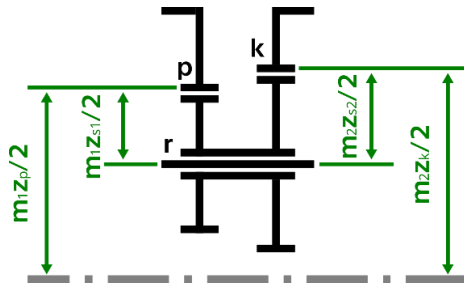
$$i^r = \frac{z_k}{z_p} \cdot \frac{z_{s1}}{z_{s2}} \cdot (-1)^j = \pm \frac{z_{min}}{z_{min}} \cdot \frac{z_{min}}{z_{min}} = \pm 1 \quad (123)$$

Jak lze vidět z výše uvedených vztahů, nejmenších radiálních hodnot se dosáhne, pokud se základní převod daného soukolí blíží hodnotě ± 1 .



Planeta i koruna s vnitřním ozubením

U soukolí, kde mají planeta i koruna vnitřní ozubení, bude postup velmi podobný. Je však potřeba dbát na to, aby satelity nezasahovaly do centrální osy, protože by pak nebylo možné vytvořit více satelitových řad.



Min. počty zubů:

$$z_{s1} = z_{s2} = z_{min} \quad (124)$$

Satelity nesmí zasahovat do centrální osy:

$$z_p > 2 \cdot z_{s1} \quad (125)$$

$$z_k > 2 \cdot z_{s2} \quad (126)$$

Z toho vyplývají další min. počty zubů:

$$z_p = z_k = 2 \cdot z_{min} \quad (127)$$

Podmínka souososti:

$$m_1 \cdot (z_p + 2 \cdot z_{s1}) = m_2 \cdot (z_k + 2 \cdot z_{s2}) \quad (128)$$

Moduly potom musí být:

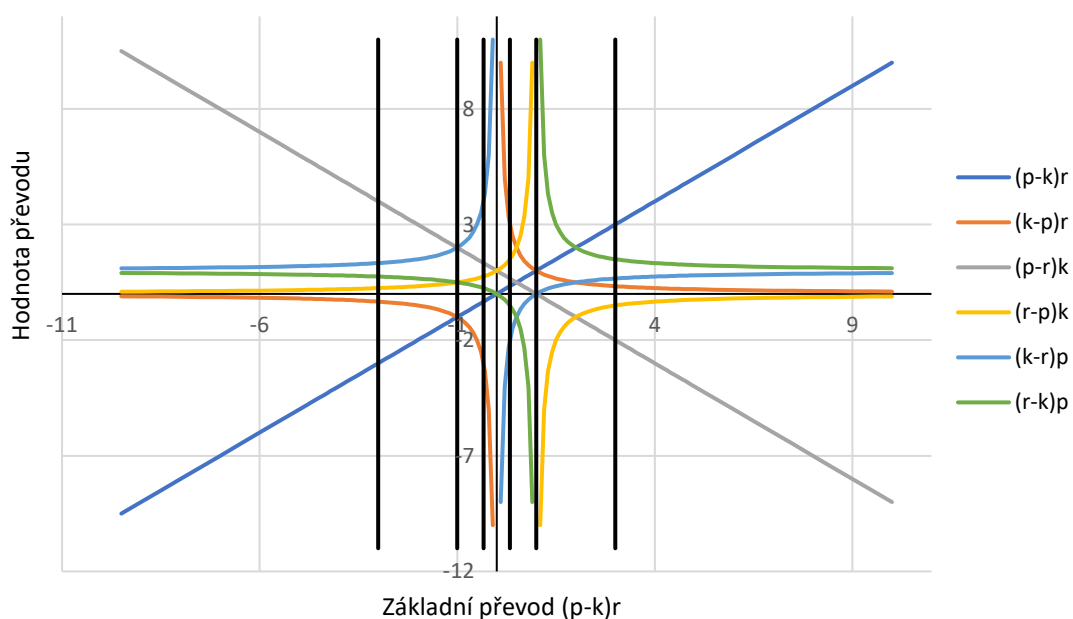
$$m_1 = m_2 \quad (129)$$

Hodnota základ. př. pro min. radiální rozměry:

$$i^r = \frac{z_k}{z_p} \cdot \frac{z_{s1}}{z_{s2}} (-1)^j = \pm \frac{2 \cdot z_{min}}{2 \cdot z_{min}} \cdot \frac{z_{min}}{z_{min}} = \pm 1 \quad (130)$$

Závěr

Hodnoty základního převodu, jejichž blízkost je ideální pro zajištění co nejmenších radiálních rozměrů, jsou označeny svíslicemi v grafu (3) níže. Konkrétní vhodné kombinace jsou uvedeny v tab. (8) níže.



Graf 3: Hodnoty základ. př. pro min. radiální rozměry

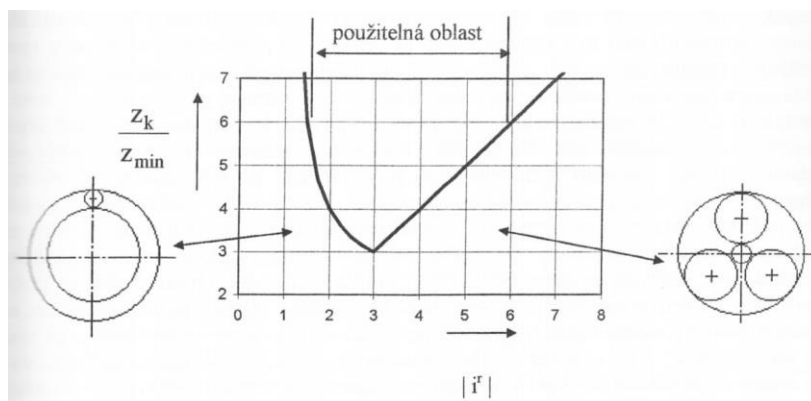
Tabulka 8: Tabulka vhodných převodů pro danou hodnotu

Hodnota převodu (nebo v blízkosti)	Vhodný převod	Typ ozubení vnitřní/vnější planety/koruny	Hodnota základního převodu
$+\infty$	$(r \rightarrow p)^k$	stejný	< 1
4	$(p \rightarrow r)^k$	různý	-3
3	$(p \rightarrow k)^r$	různý	3
2	$(p \rightarrow r)^k$	stejný	-1
3/2	$(r \rightarrow k)^p$	různý	3
4/3	$(k \rightarrow r)^p$	různý	-3
1	$(p \rightarrow k)^r$	stejný	1
3/4	$(r \rightarrow k)^p$	různý	-3
2/3	$(r \rightarrow k)^p$	různý	3
1/2	$(r \rightarrow p)^k$	stejný	-1
1/3	$(k \rightarrow p)^r$	různý	3
1/4	$(k \rightarrow r)^p$	různý	-3
0	$(p \rightarrow r)^k$	stejný	1
-1/3	$(k \rightarrow p)^r$	různý	-3
-1/2	$(r \rightarrow p)^k$	různý	3
-1	$(p \rightarrow k)^r$	stejný	-1
-2	$(p \rightarrow r)^k$	různý	3
-3	$(p \rightarrow k)^r$	různý	-3
$-\infty$	$(r \rightarrow p)^k$	stejná	> 1

U všech řádků v tab. (8) je možné vytvořit inverzní soukolí, kdy se u vhodného převodu prohodí funkce planety a koruny a hodnota základního převodu se stane inverzní.

4.4.1.2 Volba počtu minimálních zubů

U soukolí, kde mají planeta a koruna různý typ (vnější/vnitřní) ozubení, lze graficky ukázat vztah k dříve odvozeným hodnotám ± 3 , resp. $\pm 1/3$. Na obr. (63) je zobrazen graf, kde dochází k minimalizaci jednotlivých členů až na minimální počet zubů. U tohoto soukolí jsou těmito členy planeta a satelity. Při hodnotě ± 3 jsou počty zubů planety i satelitů na minimální hodnotě a menší soukolí již nelze vytvořit. [1, str. 82-83]



Obrázek 63: Použitelná oblast z hlediska minimálního počtu zubů [1, str. 83]



Z grafu lze vyčíst, že pokud je hodnota základního převodu $|i^r| < 3$ (resp. $|i^r| > 3$), je z hlediska minimálních radiálních rozměrů vhodné navrhnout minimální počet zubů u satelitu (resp. u planety). [1, str. 82-83]

Minimální počet zubů

Při malém počtu zubů může u docházet k podřezávání, a to má za následek snížení pevnosti. Minimální počet zubů je dán vztahem (131) ze zdroje [4, str. 34].

$$z_{min} = \frac{2h_a^* \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} \quad (131)$$

- h_a^* - poměrná výška hlavy zubu
- β - úhel sklonu zubu
- α_t - čelní úhel záběru

Vztah pro určení čelního úhlu záběru α_t se určí dle vztahu (132) [4, str. 20, vztah 8]:

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right) \quad (132)$$

- α_n - normální úhel záběru

V tab. (9) jsou pro orientaci vypočteny min. počty zubů pro různé parametry. Buňka reprezentující hodnotu pro nejběžnější parametry ozubení je v tab. (9) červeně zvýrazněná. [4, str. 34]

Tabulka 9: Hodnoty minimálního počtu zubů pro různé parametry [4]

α_n		15°			17,5°			20°		
		0°	15°	30°	0°	15°	30°	0°	15°	30°
h_a^*	0,8	23,9	21,6	15,9	17,7	16,1	11,8	13,7	12,4	9,2
	1,0	29,9	27,0	19,8	22,1	20,1	14,8	17,1	15,5	11,5
	1,2	35,8	32,4	23,8	26,5	24,1	17,8	20,5	18,6	13,8
	1,4	41,8	37,9	27,8	30,9	28,1	20,7	23,9	21,7	16,1
	1,6	47,8	43,3	31,7	35,4	32,1	23,7	27,4	24,9	18,5

Z těchto informací je důležité si uvědomit, že změna parametrů ozubení nebo případné korigování může velmi pomoci při návrhu. Nicméně tato problematika je velmi komplexní a obsáhlá.

V této práci se uvažuje pouze nekorigované soukolí N (terminologie viz [4, str. 22]). Parametry ozubení jsou zde zvoleny dle tab. (9) pro červeně zvýrazněnou buňku s hodnotou 17,1.

4.4.1.3 Redukce radiálních rozměrů použitím VS

Pokud není možné použít ideální převod na soukolí dle tab. (8), ať už z důvodu potřeby jiné hodnoty převodu nebo jiného funkčního schématu, je možné radiální rozměry zmenšit použitím VS. To je možné díky tomu, že počty zubů VS ovlivňují hodnotu základního převodu (na rozdíl od JS).

Níže je porovnání dvou soukolí, kde jedno disponuje JS a druhé naopak VS. Níže jsou uvedené vztahy pro definování všech parametrů včetně zakótovaných maximálních radiálních rozměrů R_{max}^{19} .



Základní převod:

$$i_{pk}^r = \frac{z_k}{z_p} (-1)^1 \quad (133)$$

$$i_{pk}^r = \frac{z_k z_{s1}}{z_p z_{s2}} (-1)^1 \quad (136)$$

Podmínka souososti: (vysvětlená později v kapitole 4.5.2)

$$m_1(z_p - z_{s1}) = m_1(z_k + z_{s1}) \quad (134) \quad m_1(z_p - z_{s1}) = m_2(z_k + z_{s2}) \quad (137)$$

Maximální radiální rozměr:

$$R_{max} = \frac{z_k}{2} \cdot m_1 \quad (135) \quad R_{max1} = m_1 \cdot \left(\frac{z_p}{2} + z_{s1} \right) \quad (138)$$

$$R_{max2} = m_2 \cdot \frac{z_k}{2} \quad (139)$$

Ze vztahů uvedených výše lze vidět, že důležitými parametry zde jsou i moduly m_1 a m_2 . Ty souvisí jednak s konstrukcí, jak je ukázáno výše, ale také s pevnostními výpočty ozubení, které jsou velmi komplexní. Aby bylo možné při návrhu kinematického schématu nějak určit moduly u dvojitého satelitu, je zde zavedený velmi zjednodušený předpoklad, který pomůže s první iterací při návrhu.

Ozubení se počítají na napětí v dotyku a v ohybu [4, od str. 175]. Tato napětí lze vyjádřit následujícími vztahy [4, str. 178 a 191]:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B,D} \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H}{b_{wH} \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} [MPa] \quad (140)$$

$$\sigma_F = \frac{F_{tF} \cdot K_F}{b_{wF} \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{Sarel} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon [MPa] \quad (141)$$

¹⁹ Úplně správně by bylo potřeba uvažovat i rozměry koruny, ale to se velmi špatně odhaduje bez vytvoření konkrétní konstrukce a pevnostních výpočtů.



Významy jednotlivých proměnných jsou uvedené ve skriptech [4]. Jak je vidět, u obou vztahů je v poměru obvodová síla F a modul m , protože průměr lze vyjádřit následovně:

$$d_i = m_i \cdot z_{si} \quad (142)$$

Zjednodušený předpoklad pro první iteraci vychází z toho, že se tento poměr zachová u dvojitého satelitu na obou věncích, tedy:

$$\frac{m_i}{F_i} = konst \quad (143)$$

U dvojitého satelitu je průběh momentu M konstantní a lze vyjádřit následovně:

$$M_i = F_i \cdot R_i = F_i \cdot \frac{d_i}{2} = konst \quad (144)$$

Kombinací vztahů (142-144) lze vyjádřit výsledný vztah pro poměrů modulů u dvojitého satelitu:

$$\frac{m_i \cdot d_i}{M_i \cdot 2} = \frac{m_i^2 \cdot z_{si}}{M_i \cdot 2} = konst \quad (145)$$

$$\frac{m_1^2 \cdot z_{s1}}{M \cdot 2} = \frac{m_2^2 \cdot z_{s2}}{M \cdot 2} \quad (146)$$

$$\frac{m_2}{m_1} = \sqrt{\frac{z_{s1}}{z_{s2}}} \quad (147)$$

Tento předpoklad (147) je spolu se vztahy (136-139) použitý v excel souboru *Dvojitý satelit*, který může pomoci při návrhu parametrů dvojitého satelitu.

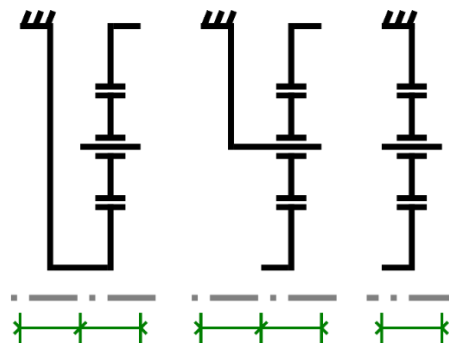
Ke konci je potřeba říct, že tato první iterace je pouze výchozí bod při návrhu a výsledné parametry je potřeba podrobit podrobným pevnostním výpočtům.

4.4.2 Minimalizace axiálních rozměrů

Tato kapitola se zabývá minimalizací axiálních rozměrů převodovky. Níže je ukázáno několik příkladů zapojení a jejich porovnání z hlediska axiálních rozměrů.

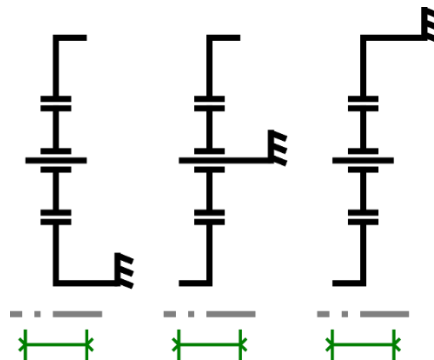
Reakční člen

Z hlediska axiálních rozměrů je nejlepší jako reakční člen volit kolo s vnějším ozubením, jak je ukázáno na obr. (64).



Obrázek 64: Axiální rozměry - Reakční člen - 1

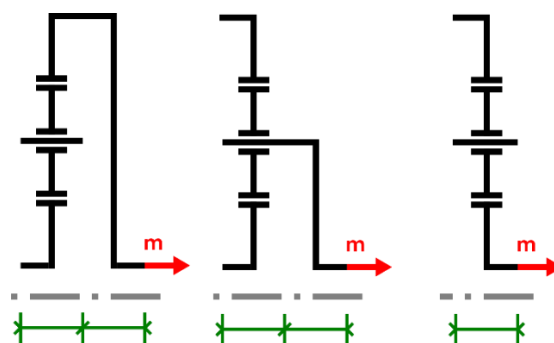
Samozřejmě pokud je vedle daného soukolí přímo skříň převodovky, na volbě pozice reakčního členu nezáleží viz obr. (65).



Obrázek 65: Axiální rozměry - Reakční člen - 2

Výstupní člen

Jelikož výstupní členy vychází z převodovky jako hřídele koaxiální s centrální osou, je z axiálních rozměrů nejlepší jako výstupní členy volit centrální kola s vnějším ozubením viz obr. (66).

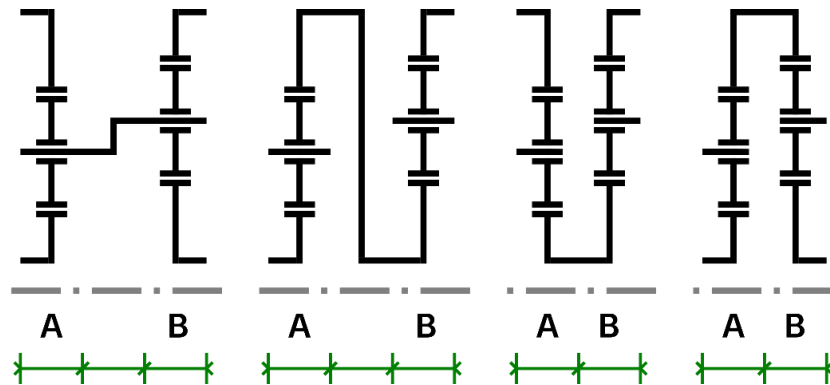


Obrázek 66: Axiální rozměry - Výstupní člen



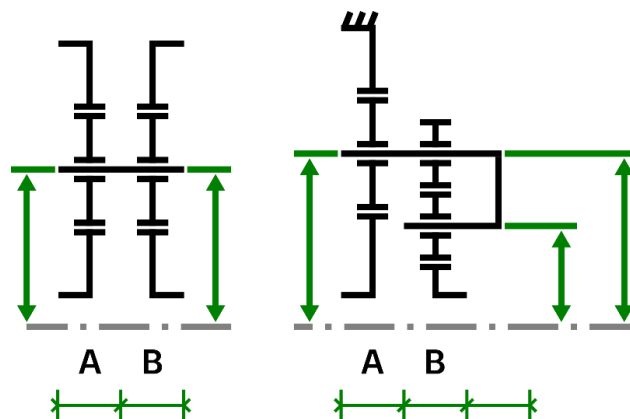
Vazba

Z hlediska axiálních rozměrů je nejlepší volit vazbu mezi dvěma centrálními koly se stejným typem (vnější/vnitřní) ozubení viz obr. (67).



Obrázek 67: Axiální rozměry - Vazba - 1

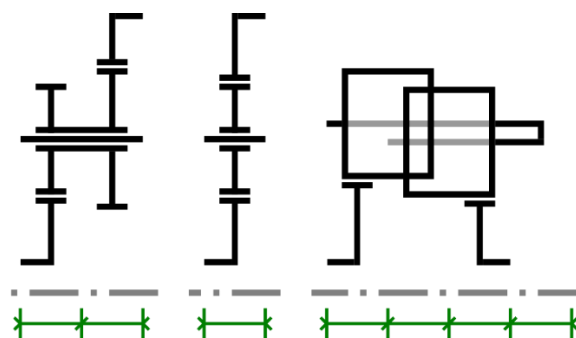
Co se týče vazby mezi unašeči, tak pokud se pomocí podmínky souososti zajistí, že čepy všech satelitů na obou unašečích budou na stejné roztečné kružnici, bude to také znamenat menší axiální rozměry viz obr. (68).



Obrázek 68: Axiální rozměry - Vazba - 2

Typ a uspořádání satelitů

Volba typu a uspořádání satelitů ovlivňuje axiální rozměry viz obr. (69).

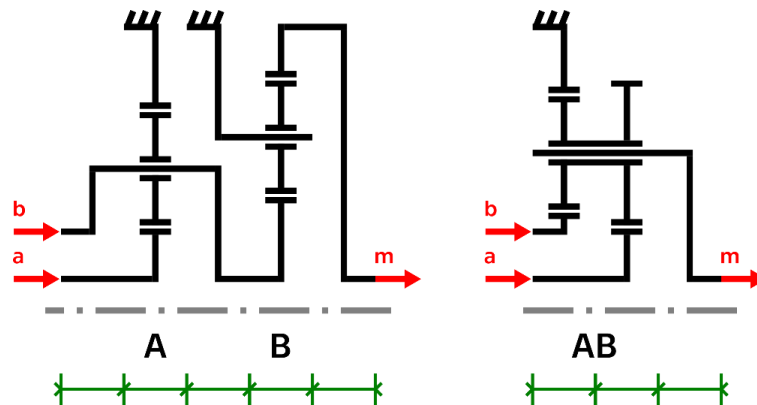


Obrázek 69: Axiální rozměry - Typ a uspořádání satelitů



Více centrálních kol

Na obr. (70) jsou ukázané výhody soukolí s větším počtem centrálních členů z hlediska axiálních rozměrů. Obě převodovky disponují stejnými vlastnostmi, ale velmi se liší z hlediska axiálních rozměrů.

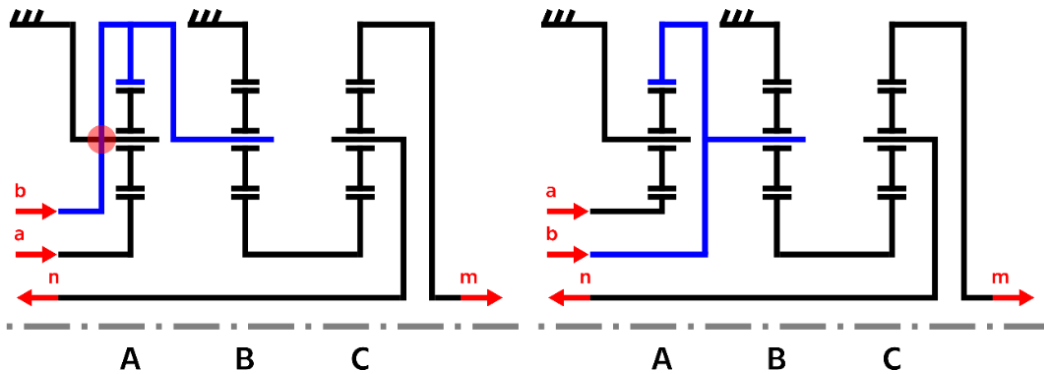


Obrázek 70: Axiální rozměry - Více centrálních kol

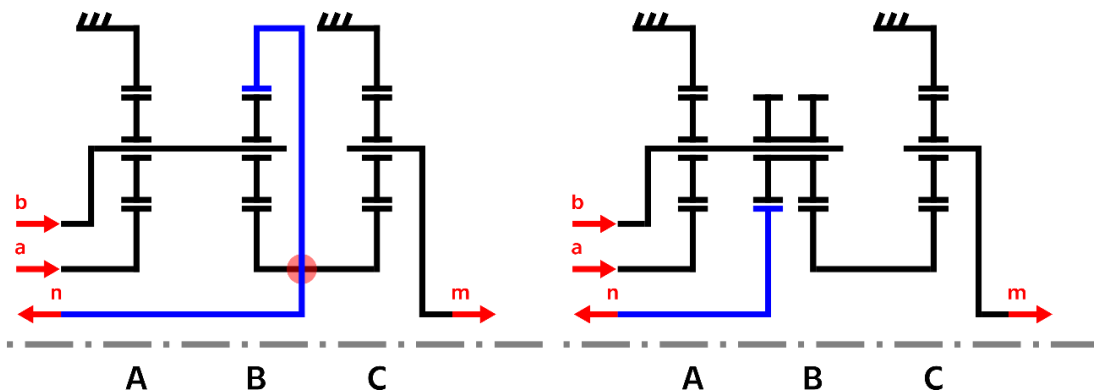
Dříve zmíněné body na redukci axiálních rozměrů jsou bohužel pouze výchozím bodem při návrhu, protože výsledné rozměry záleží na mnoha dalších parametrech vyplývajících z pevnostního namáhání (tloušťky dílů, šířka ozubení apod.) a z konstrukce (umístění ložisek, smontovatelnost všech dílů apod.). Bohužel nad těmito parametry bez podrobných pevnostních výpočtů a konkrétní konstrukce lze jen stěží polemizovat.

4.4.3 Konstrukční omezení

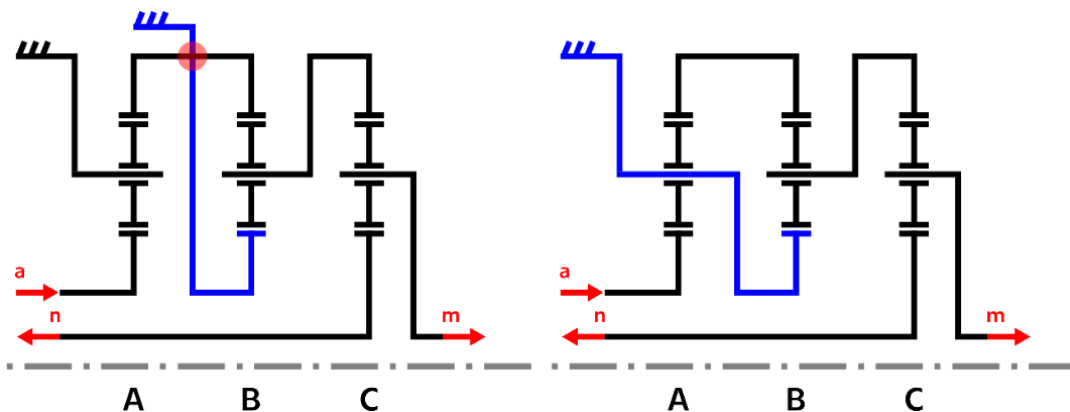
Konstrukční omezení se týká všech vnějších členů. Vstupní člen je spojený s elektromotorem, výstupní členy jsou připojené na kloubové hřídele a reakční členy jsou připojené ke skříní převodovky. Na obr. (20-23) je ukázáno několik příkladů, kde dojde ke konstrukčním omezením. Nalevo je vždy problémový případ a napravo je jedno z možných řešení.



Obrázek 71: Omezení v uspořádání - Příklad 1



Obrázek 72: Omezení v uspořádání - Příklad 2



Obrázek 73: Omezení v uspořádání - Příklad 3



4.5 Výpočet parametrů soukolí

Pokud je z minulých kapitol navrhnuté zapojení, je potřeba určit parametry jednotlivých soukolí. Těmito parametry jsou počty zubů a moduly. Tyto parametry se zjistí ze vztahů pro základní převody a z podmínek sousostí.

4.5.1 Základní převod

Vztah (7) pro základní převod, který je potřeba udělat pro každé soukolí je viz kapitola 3.2 následující:

$$i_{pk}^r = i^r = i^A = \frac{\omega_p}{\omega_k} = \frac{z_k}{z_p} \cdot C_{VS} \cdot (-1)^j \quad (7)$$

4.5.2 Podmínka sousostí

Vztahy pro podmínku sousostí byly již dříve zmíněné v kapitole 4.4.1.1. Podmínka sousostí se vždy dělá pro dvě centrální kola na jednom soukolí. Pokud mezi danými centrálními koly je jenom jeden satelit (ať už JS nebo VS), lze podmínku sousostí shrnout následovně:

$$m_i(z_p \pm z_{s1}) = m_j(z_k \pm z_{s2}) \quad (148)$$

Kladné (resp. záporné) znaménko se po daném centrálním kole (planeta, koruna) používá, pokud má dané centrální kolo vnější (resp. vnitřní) ozubení.

Moduly m_i a m_j mohou být různé, pokud zuby z_{s1} a z_{s2} náležejí VS. Vztahy mezi jednotlivými moduly (nejenom na jednom soukolí) se mohou dále vytvářet, pokud je to žádoucí (např. aby roztečné kružnice čepů dvou unašečů byly na stejné roztečné kružnici).

Pokud je mezi danými centrálními koly více satelitů, lze podmínku sousostí také analyticky odvodit, nicméně mnohem jednodušší je dané soukolí nakreslit proporcionalně v CAD programu a podle toho porovnat sousost, jak je ukázáno např. na obr. (75) později v této kapitole.

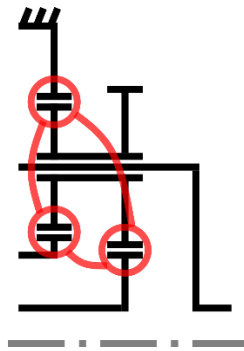
Počet podmínek sousostí a smontovatelnosti

Čím více centrálních kol planetové soukolí obsahuje, tím více podmínek sousostí je potřeba dodržet. Počet podmínek sousostí se určí pomocí následujícího vzorce: [1] [3]

$$P_{podm} = K - 1 \quad (149)$$

- P_{podm} - počet podmínek sousostí (resp. smontovatelnosti)
 K - počet centrálních kol

Nezáleží na tom, ke kterým centrálním kolům se podmínky smontovatelnosti udělají, důležité je dodržet pouze počet podmínek P . Např. u soukolí na obrázku (74) níže by bylo potřeba vypočítat dvě podmínky smontovatelnosti. Barevně jsou vyznačené všechny tři možnosti, ze kterých je možné vybírat.

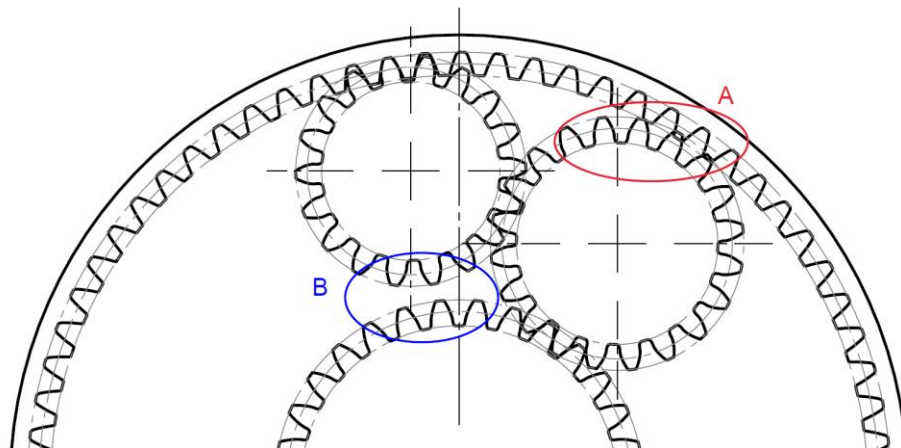


Obrázek 74: Dvojice centrálních kol pro podmínky smontovatelnosti - Příklad

Všechno dříve zmíněné platí i pro podmínky smontovatelnosti, které jsou v kapitole 4.6.

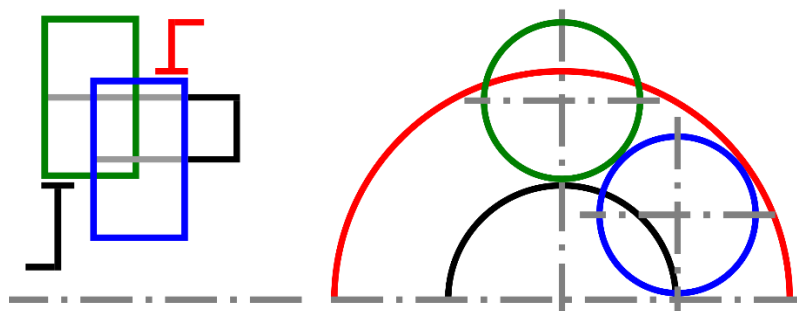
Kolize zubů a možné rozšíření do axiálního směru

Pokud je daný satelit navržený tak, aby zabíral pouze s určitým centrálním kolem, nesmí docházet ke kolizi s jiným centrálním kolem. Názorně je tento problém zobrazen na obr. (75), kde v místě A satelit koliduje s vnějším centrálním kolem. V místě B ke kolizi nedochází, ale je to také potenciální místo, které je třeba při návrhu kontrolovat.



Obrázek 75: Ukázka kolize zubů satelitu a centrálního kola

Pokud není žádoucí měnit počty zubů jednotlivých členů, je možné tento problém vyřešit rozšířením do axiálního směru viz obr. (76).



Obrázek 76: Ukázka rozšíření soukolí do axiálních rozměrů

4.6 Volba počtu satelitových řad

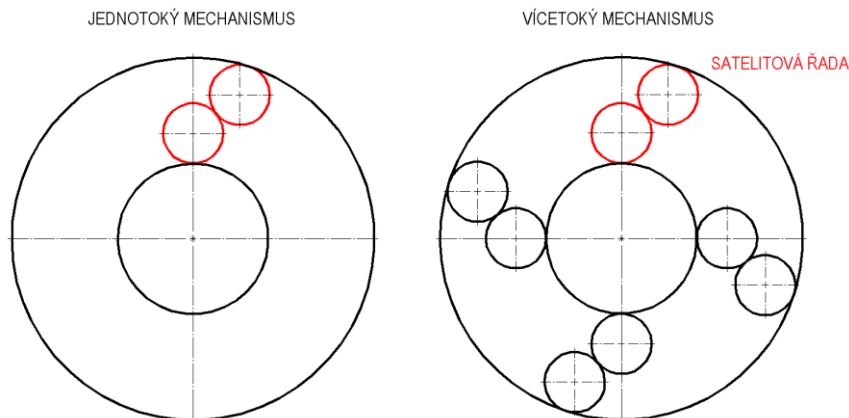
Z minulých kapitol jsou navrženy všechny parametry v rámci jedné satelitové řady, ale u planetových soukolí může být i více satelitových řad. To představuje jednu velkou výhodu planetových soukolí, protože se tím snižuje namáhání jednotlivých členů, což vede k potenciálním menším rozměrům.

Z hlediska volby počtu satelitových řad je nutné dodržet dvě podmínky: [1]

- Podmínka smontovatelnosti
- Podmínka sousedství

4.6.1 Podmínka smontovatelnosti

Při návrhu JPS je nutné dodržet celý počet zubů u všech ozubených členů. Avšak pokud dané JPS obsahuje více satelitových řad (vícetoký mechanismus) (viz obr. (77)), tato podmínka není dostačující. [1]



Obrázek 77: Jednotoký a vícetoký mechanismus

„Při montáži vícetokých satelitů se montáž zpravidla provádí axiálním nasunutím nosiče s namontovanými satelity na centrální kola. První satelit nebo satelitovou řadu lze namontovat vždy. To však již nemusí jít u druhé a další, poněvadž může nastat případ, že zuby kol nepřijdou správně proti mezerám spoluzabírajících kol. Proto je nutné při návrhu vhodně volit počty zubů, rozmístění kol, počet satelitů nebo satelitových řad, případně uvážit jiná opatření s ohledem na možnost montáže všech kol.“ [1]

Pokud se jedná o rovinný mechanismus (použité pouze JS), vztahy pro zajištění podmínky smontovatelnosti jsou odvozené pomocí fiktivní ocelové planžety ve tvaru základního profilu daného ozubení. V případě prostorového mechanismu (použité i VS) jsou vztahy odvozené obecnějším geometrickým postupem. V obou případech je ale výsledkem odvozování stejný vztah: [3] [1]

$$\frac{C_a \cdot z_k \pm C_b \cdot z_p}{C_s} = C_c \quad (150)$$

Kladné (resp. záporné) znaménko v čitateli je pro případ, kdy je hodnota základního převodu záporná $i^r < 0$ (resp. kladná $i^r > 0$). Zbylé členy představují: [3] [1]



- C_s - počet satelitových řad
 C_c - libovolné celé číslo
 C_a, C_b - členy zohledňující počet zubů u VS

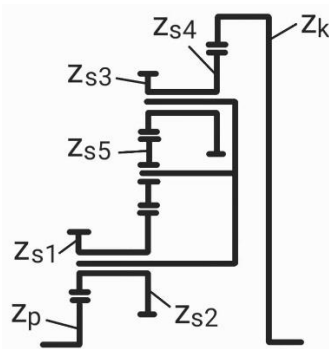
Co se týče satelitů, tak počet zubů u JS smontovatelnost neovlivňuje (ovlivňuje pouze hodnotu základního převodu i^r), ale počet zubů u VS už ano. Tento vliv je zohledněn členy C_a a C_b , které jsou definovány následovně: [3] [1]

$$C_a = \frac{z_{s1}z_{s3} \cdots z_{s,n-1}}{C_d} \quad (151)$$

$$C_b = \frac{z_{s2}z_{s4} \cdots z_{s,n}}{C_d} \quad (152)$$

C_d - největší společný dělitel pro čitatele u vztahů pro C_a a C_b

Dolní indexy počtu zubů VS ve vztazích (151) a (152) nejsou nejšťastněji zvolené a může zde docházet k nedorozumění. Za účelem předcházení tohoto problému je níže na obr. (78) konkrétní příklad soukolí:

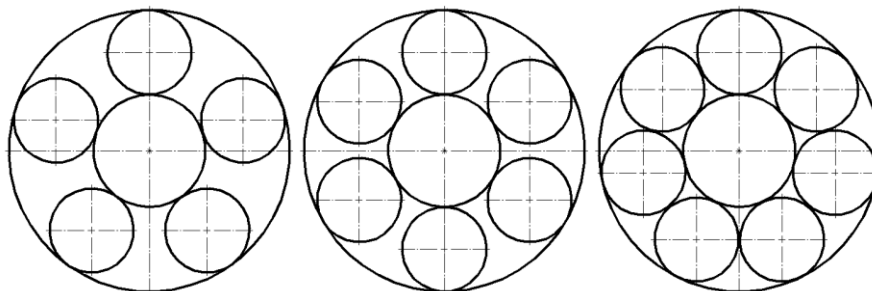


Obrázek 78: Značení ozubených věnců - Příklad

Ozubené věnce jsou zde číslovány tak, aby to odpovídalo vztahům (151) a (152). Počet zubů JS z_{s5} se pro výpočet členů C_a a C_b nepoužije.

4.6.2 Podmínka sousedství

Podmínka sousedství jednoduše znamená to, že je potřeba předcházet kolizi jednotlivých satelitových řad. Pro jakoukoliv satelitovou řadu lze samozřejmě odvodit analytický vztah (viz [1, str. 81]), nicméně univerzálnějším postupem je jednoduše dané soukolí nakreslit v měřítku (např. v CAD programu) a podle toho následně optimalizovat jednotlivé parametry. [1]



Obrázek 79: Vizualizace podmínky sousedství



4.7 Výpočet měrných veličin

Existují dvě²⁰ základní metody výpočtů planetových soukolí: [3]

1. Analytická metoda
2. Maticová metoda

Tato práce se zabývá pouze soukolím typu $2k+r$, proto je zde použita pouze maticová metoda vzhledem k její jednoduché aplikaci na tyto typy soukolí.

4.7.1 Kinematika

Pro mechanismus složený ze soukolí typu $2k+r$ je potřeba pro každé JPS napsat jednu rovnici kinematických vazeb. Tyto rovnice jsou napsané v tab. (5) a jsou následně upravovány pomocí vztahů (6) a (7) tak, aby zde vše bylo vyjádřeno pomocí základních převodů. Během těchto úprav bylo zjištěno, že koeficienty u jednotlivých členů mají vždy analogický tvar podle toho, jakou funkci v daném JPS zastávají (planetu, unašeč, korunu). Vzhledem k této skutečnosti je možné sestavit matici koeficientů pro úhlové rychlosti viz tab. (10), díky čemuž lze velmi rychle vytvořit soustavu rovnic kinematických vazeb. [3]

Tabulka 10: Koeficienty matice koeficientů pro úhlové rychlosti [3]

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS ↓	Planeta	Unašeč	Koruna	Není obsažen
JPS	1	$i^r - 1$	$-i^r$	0

Řádky tab. představují jednotlivá JPS, sloupce tab. (10) představují jednotlivé členy mechanismu mimo členy zastavené (vstupy, výstupy a vazby). Výsledná soustava rovnic je potom maticově napsaná ve vztahu (153)²¹: [3]

$$\underline{M}_\omega \cdot \vec{\omega} = \vec{0} \quad (153)$$

\underline{M}_ω - matice koeficientů pro úhlové rychlosti
 $\vec{\omega}$ - vektor úhlových rychlostí

Převodový poměr mezi dvěma libovolnými členy se potom určí z poměru jejich úhlových rychlostí. Např. vztah pro celkový převodový poměr mechanismu se určí z úhlové rychlosti vstupního a výstupního členu dle vztahu (6):

$$i_{an} = \frac{\omega_a}{\omega_n} \quad (6)$$

²⁰ Další možnou metodou je grafická (Kutzbachova) metoda, která může být v jednoduchých případech vhodná pro výpočet kinematických veličin. [1]

²¹ Většinou výslednými hodnotami nejsou úhlové rychlosti, ale poměrné úhlové rychlosti (vůči vstupní úhlové rychlosti). Sníží se tím počet neznámých v soustavě rovnic a zároveň je to bezrozměrná jednotka, pomocí které se můžou přepočítávat úhlové rychlosti jednotlivých členů v závislosti na proměnné vstupní úhlové rychlosti.



Úplná matice koeficientů pro úhlové rychlosti

Úplná matice koeficientů pro úhlové rychlosti je doplněním původní matice koeficientů pro úhlové rychlosti o sloupce a řádky náležící jednotlivým satelitům. Koeficienty v daných buňkách se určují pomocí Willisovy formulky vztažené k satelitům dle vztahu (12). [3]

4.7.2 Účinnost

Celkovou účinnost daného mechanismu lze vypočítat dle vztahu (154): [1]

$$\eta_{an} = -\frac{m_{na}}{i_{an}} \quad (154)$$

- η_{an} - celková účinnost
- m_{na} - celkový poměrný moment (momentová násobnost)
- i_{an} - celkový převodový poměr

Jak se určí celkový převodový poměr i_{an} , bylo ukázáno v předchozí kapitole, a jedním ze způsobů, jak vypočítat celkový poměrný moment m_{na} , je pomocí rozšířené matice koeficientů pro úhlové rychlosti M_{ω}^{η} , jejíž koeficienty jsou v následující tab. (11). [3]

Tabulka 11: Koeficienty rozšířené matice koeficientů pro úhlové rychlosti [3]

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS ↓	Planeta	Unašeč	Koruna	Není obsažen
JPS	1	$i^r(\eta^r)^{exp} - 1$	$-i^r(\eta^r)^{exp}$	0

Koeficienty jsou velmi podobné, jako v minulé kapitole při výpočtu úhlových rychlostí, pouze je každý základní převod v součinu s účinností daného soukolí při zastaveném unašeči s neznámým exponentem $(\eta^r)^{exp}$. Maticová rovnice je potom dle vztahu (155). [3]

$$M_{\omega}^{\eta} \cdot \overrightarrow{\omega^{\eta}} = \vec{0} \quad (155)$$

- M_{ω}^{η} - rozšířená matice koeficientů pro úhlové rychlosti
- $\overrightarrow{\omega^{\eta}}$ - rozšířený vektor úhlových rychlostí

Celkový poměrný moment m_{na} se potom určí dle následujícího vztahu (156):

$$m_{na} = -\frac{\omega_a^{\eta}}{\omega_n^{\eta}} \quad (156)$$

Znaménko exponentu účinnosti

Exponent může nabývat pouze dvou hodnot $exp = \{-1; 1\}$. Exponent účinnosti se určuje podle toho, v jakém vztahu je vůči sobě tok výkonu v náhradním a skutečném mechanismu. Pokud je tok shodný, je exponent kladný, jinak je záporný. To lze zjistit několika způsoby. Jedním ze způsobů je dle následujícího vztahu (157): [3]

$$exp = \operatorname{sgn}\left(\frac{i^r}{i}\right) \cdot \operatorname{sgn}\left(\frac{\partial i}{\partial i^r}\right) \quad (157)$$

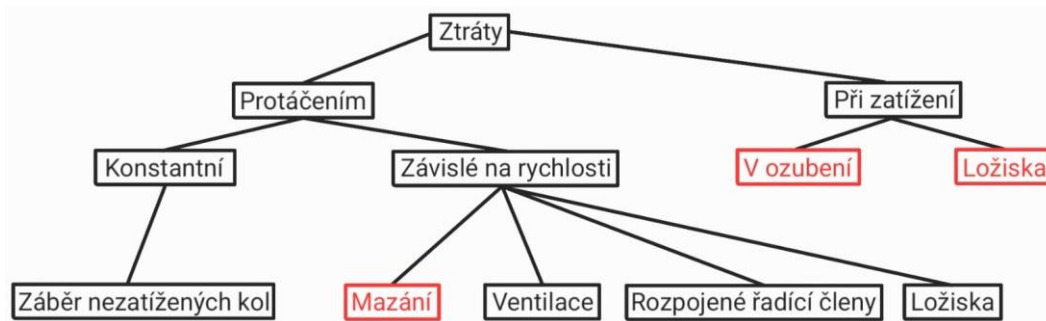
Další způsob určení znaménka exponentu je pomocí tzv. poměrného potenciálního výkonu μ . Poměrný potenciální výkon je relativní veličinou, pomocí které se mimo jiné porovnává, jestli daný člen změnil ve skutečném mechanismu svou funkci vůči své funkci v náhradním mechanismu. Obecný vztah pro poměrný potenciální výkon je následující²²: [3]

$$\mu_x = \frac{P_x^r}{P_x} = \frac{M_x \cdot (\omega_x - \omega_r)}{M_x \cdot \omega_x} = 1 - \frac{\omega_r}{\omega_x} \quad (158)$$

Poměrný potenciální výkon lze tedy vypočítat jednoduše z kinematiky, a tedy i z geometrie. Pokud má zkoumaný člen stejnou funkci v náhradním a skutečném mechanismu, je v obou případech stejný i tok výkonu. [3]

Hodnota účinnosti v náhradním mechanismu η^r

Ztráty v ozubeném mechanismu jsou způsobeny několika faktory (viz obr. (80)). Mezi významné patří ztráty v ozubení, ložiscích a mazáním. [1] [3]



Obrázek 80: Ztráty v ozubeném mechanismu [1] [3]

V této práci jsou uvažovány pouze ztráty v ozubení a jejich hodnota je empiricky stanovena s dostatečnou přesností dle tab. (12). [3]

Tabulka 12: Hodnoty ztrát pro náhradní mechanismus [3]

Záběr vnějšího ozubení	$\zeta_{vnější}^r = 0,02$
Záběr vnitřního ozubení	$\zeta_{vnitřní}^r = 0,01$

Hodnota celkových ztrát daného JPS při zastaveném unašeči se určí prostým součtem ztrát podle počtu vnějších a vnitřních ozubených záběrů dle vztahu (159).

$$\zeta^r = j_{vnější} \cdot \zeta_{vnější}^r + j_{vnitřní} \cdot \zeta_{vnitřní}^r \quad (159)$$

$j_{vnější}$ - počet záběrů vnějšího ozubení
 $j_{vnitřní}$ - počet záběrů vnitřního ozubení

Vztah mezi účinností a ztrátami je potom dle vztahu (160): [3]

$$\eta^r = 1 - \zeta^r \quad (160)$$

²² Za člen x je nutné zvolit člen JPS, který není unašečem nebo zastaveným členem.



4.7.3 Momenty

Výchozím bodem je sestavení matice momentů. Je potřeba napsat dostatečný počet rovnic na to, aby bylo možné vyjádřit momenty na všech místech mechanismu. Tyto rovnice lze rozdělit do dvou skupin. [3]

A)

Prvními rovnicemi jsou rovnice rovnováhy momentů a výkonů separátně na jednotlivých JPS. Pro každé JPS je jedna rovnice momentové rovnováhy a jedna rovnice výkonové rovnováhy a koeficienty jednotlivých členů jsou dle následující tab. (13): [3]

Tabulka 13: Koeficienty matice koeficientů pro momenty - JPS [3]

Člen mechanismu →	Planeta	Unašeč	Koruna
b_{ij}	$1 - i^r (\eta^r)^{exp}$	1	0
b_{ik}	$i^r (\eta^r)^{exp}$	0	1

B)

Dále je potřeba přidat řádek pro každou vícetokou hřídel²³ v mechanismu. Těmito rovnicemi se popisuje rovnováha momentů na daných vícetokých hřídelích. Tyto vícetoké hřídele je ještě potřeba rozlišovat na vnitřní (vazby) a vnější (vstupní/výstupní člen). Na vnitřních vícetokých hřídelích jsou v rovnováze pouze momenty uvnitř mechanismu. U vnějších vícetokých hřídelích je potřeba myslet i na vstupní/výstupní moment, který se také podílí na momentové rovnováze. Současně jelikož se většinou jako výsledek požadují poměrné momenty vztažené na vstup, je vhodné vnější moment vyjádřit pomocí vstupního momentu M_a a daného koeficientu. Pro koeficienty vícetokých hřídelí je možné vytvořit tab. (14). [3]

Tabulka 14: Koeficienty matice koeficientů pro momenty – Vícetoké hřídele [3]

Vícetoká hřídel ↓ →	Moment uvnitř mechanismu		Moment vně mechanismu	
	Je daným členem	Není daným členem	Je vstupním členem	Je výstupním členem
Vnitřní	1	0	0	0
Vnější	1	0	-1	$-m = i \cdot \eta$

Výsledná soustava rovnic pro momentové vazby je maticovým způsobem zapsána následovně dle vztahu (161): [3]

$$\underline{M_M} \cdot \vec{M} = \vec{0} \quad (161)$$

$\underline{M_M}$ - matice koeficientů pro momenty
 \vec{M} - vektor momentů

²³ To znamená, že je součástí více JPS



Momenty na vnějších členech

Pomocí výše zmíněného postupu lze vypočítat momenty na všech členech. Nicméně pro kontrolu je možné provést rychlé výpočty momentů na vnějších členech. Pro mechanismus pracující jako převod to jsou následující vztahy:

$$\overline{M}_a = 1 \quad (162)$$

$$\overline{M}_n = m = -i_{an}^{\kappa} \cdot \eta_{an}^{\kappa} \quad (163)$$

$$\sum \overline{M} = \overline{M}_a + \overline{M}_n + \overline{M}_\kappa = 0 \quad (164)$$

Celkový poměrný moment a celková účinnost

Postup na výpočet celkové účinnosti byl v kapitole *Účinnost*. Nicméně pokud jsou vypočítané hodnoty všech poměrných momentů \overline{M}_i a hodnota celkového převodu mechanismu i_{an} , lze velmi jednoduše vypočítat celkový poměrný moment m_{na} dle vztahů (4, 5) a celkovou účinnost η_{an} dle vztahu (154).

4.7.4 Výkony

Jelikož jsou už díky předchozím kapitolám známé hodnoty poměrných úhlových rychlostí a poměrných momentů, spočítají se poměrné výkony na jednotlivých členech už jednoduše dle následujícího vztahu:

$$\overline{P} = \overline{M} \cdot \overline{\omega} \quad (165)$$

Stejně jako u momentů dle vztahu (164) i zde musí platit, že celkový součet poměrných výkonů na jednotlivých členech musí být nulový:

$$\sum \overline{P}_i + \overline{P}_\xi = 0 \quad (166)$$

Cirkulace výkonu

U paralelně zapojených SPS může docházet k cirkulaci výkonu. Jestli k tomu dochází, lze zjistit několika způsoby. První způsob je podle vypočítaných hodnot poměrných výkonů \overline{P} . Pokud vyjde na některé části mechanismu hodnota poměrného výkonu větší než 1, znamená to, že tento přebytek je způsobený cirkulující smyčkou výkonu.

Dalším ze způsobů, jak poznat cirkulující výkon, je pomocí poměrného potenciálního výkonu μ , který byl zmíněn v kapitole *Účinnost*.

5. KONKRÉTNÍ ŘEŠENÍ

V této kapitole je dle předchozí metodiky navrženo několik málostupňových převodovek. Jsou zde navrženy jednostupňové převodovky i dvoustupňové převodovky s integrovaných diferenciálem i bez něj.

5.1 Volba vstupních parametrů

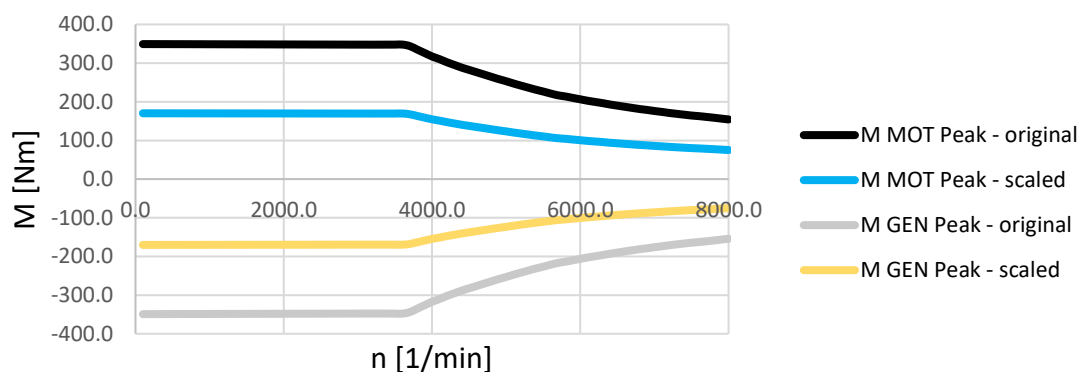
V této kapitole jsou zvoleny vstupní parametry. Vstupní parametry budou shodné pro všechny následující převodovky, protože by nemělo smysl pro každou převodovku vybírat zvlášť nové vozidlo, elektromotor apod.

Vzhledem k tomu, že elektrický pohon je nejvíce vhodný pro malé městské automobily, bylo rozhodnuto, že inspirujícím vozidlem z hlediska parametrů bude Škoda Citigo-e iV, které je na obr. (81).



Obrázek 81: Škoda Citigo e iV [38]

Jako elektromotor byl v této práci vybrán GKN elektrický motor a generátor AF-130 SCALED. [39] Charakteristiku tohoto elektromotoru bylo možné vidět už na obr. (2). U tohoto motoru existuje klasická a zmenšená verze. Momentová charakteristika obou verzí tohoto elektrického motoru a generátoru je v grafu (4). Pro tuto práci byla vybrána zmenšená verze, protože je vhodná z hlediska výkonu.



Graf 4: Charakteristika el. motoru a generátoru GKN AF-130 SCALED [39]

V tab. (15) jsou shrnuté všechny důležité parametry vozidla, elektromotoru a provozních podmínek.



Tabulka 15: Vstupní parametry [34] [37]

Parametry vozidla	
r_d	0,329 [m]
m_{celk}	1530 [kg]
l	3,597 [m]
l_{hn}	1,5 [m]
c_x	0,26
S_x	2,3 [m ²]
η_p	0,9
Parametry elektromotoru	
n_{max}	8000 [1/min]
M_a^M	170 [Nm]
P_{max}	65 [kW]
Provozní podmínky	
μ_{adh}	0,8
f_{val}	0,015
ρ_{vzd}	1,29 kg/m ³
g	9,81 m/s ²
Požadované vlastnosti vozidla	
v_{max}	130 [km/h]
s_{max}	0,45

Parametry l_{hn} a η_p nebyly dohledatelné, proto byly odhadnuté. Parametr S_x byl odvozený z výšky, šířky a světlé výšky vozidla Škoda Citigo iV vyfoceného z profilu. Ostatní parametry byly dohledané ze zdroje [37] a [34].

5.2 Výpočet hodnot převodových stupňů

Když už jsou známé potřebné parametry, je nyní možné vypočítat hodnoty převodových stupňů.

5.2.1 Dvoustupňová převodovka

U dvoustupňové převodovky se počítají dva převody:

- maximální převod
- minimální převod

5.2.1.1 Maximální převod

Prokluz kol vlivem adheze

Vztah pro prokluz kol vlivem adheze je následující:

$$i_{pI^o} \leq \frac{m_{celk} \cdot g \cdot \left(\left(1 - \frac{l_{hn}}{l} \right) \cdot \mu + f \right) \cdot r_d}{M_a^M \cdot \eta_p} \quad (39)$$

$$i_{pI^o} \leq \frac{1530 \cdot 9,81 \cdot \left(\left(1 - \frac{1,5}{3,597} \right) \cdot 0,8 + 0,015 \right) \cdot 0,329}{170 \cdot 0,9} = 15,54 \quad (167)$$



Dosažení maximální požadované stoupavosti

Vztah pro dosažení maximální požadované stoupavosti je následující:

$$i_{max} \geq \frac{r_d \cdot m_{celk} \cdot g \cdot s_{max}}{M_d^M \cdot \eta_p} = \frac{0,329 \cdot 1530 \cdot 9,81 \cdot 0,45}{170 \cdot 0,9} = 14,52 \quad (40)$$

Těmito dvěma kritérii je daný interval pro maximální převod:

$$i_{max} \in (14,52; 15,54) \quad (168)$$

Orientační hodnota maximálního převodu je zvolena následující:

$$i_{max} = 15 \quad (169)$$

5.2.1.2 Minimální převod

Je požadovaná max. rychlost $v_{max} = 130$ [km/h]. Rovnice celkových odporů je následující:

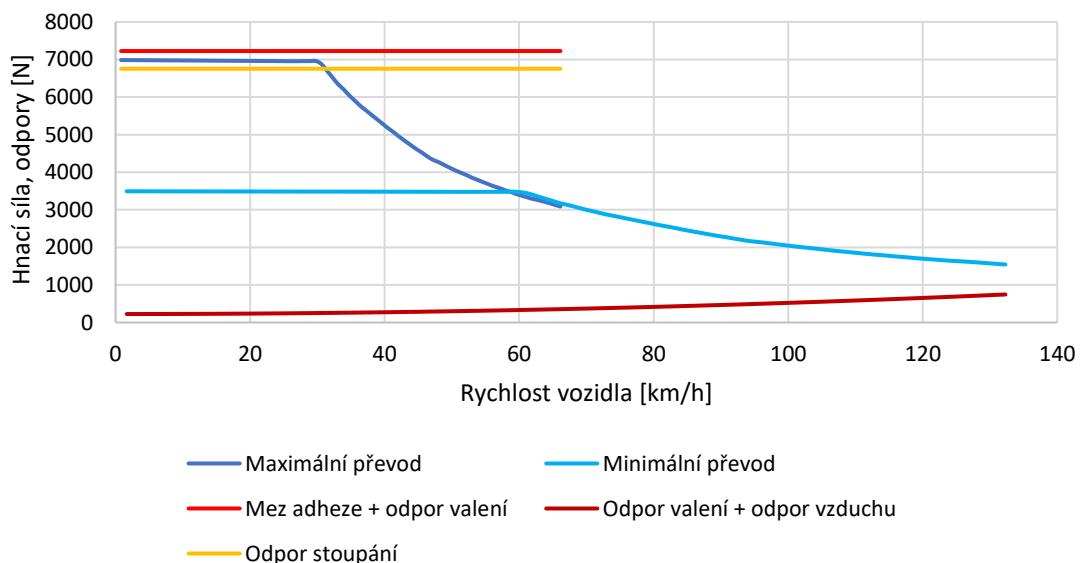
$$O_{celk} = O_v + O_f = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot v^2 \cdot c_x \cdot wS_x + m_{celk} \cdot g \cdot f \quad (42)$$

$$O_{celk} = \frac{1}{2} \cdot 1,29 \cdot \left(\frac{v}{3,6}\right)^2 \cdot 0,26 \cdot 2,3 + 1530 \cdot 9,81 \cdot 0,015 = 0,02976 \cdot v^2 + 225,14 \quad (170)$$

Nyní je potřeba tuto rovnici promítnout spolu s momentovou charakteristikou motoru do grafu, aby se mohlo porovnat, zdali křivka odporů přesahuje v maximální rychlosti křivku vnější charakteristiky motoru.

Na grafu (5) je zobrazený průběh křivky odporů dle vztahu (170). Dále jsou tam dvě horizontály představující interval ze vztahu (167). Nakonec jsou tam dvě momentové charakteristiky motoru z grafu (5), ale jsou nyní proporcionálně transformované díky převodovým poměrům i_{max} a i_{min} , jehož hodnota byla zvolená:

$$i_{min} = 7,5 \quad (171)$$



Graf 5: Výstupní charakteristika převodovky a motoru



Jak je vidět z grafu (5), tak v rychlosti 130 [km/h] křivka odporů nepřesahuje vnější charakteristiku elektromotoru, tedy tento motor s takto navrženým minimálním převodem je z hlediska dosažení max. rychlosti vyhovující.

Výpočty maximálního a minimálního převodu včetně vykreslení grafu (5) jsou v excel souboru *Návrh převodových stupňů*.

Hodnoty maximálního a minimálního převodu mohou být kladné i záporné, dokud mají oba převody požadovanou hodnotu a stejné znaménko.

5.2.2 Jednostupňová převodovka

Jelikož u jednostupňové převodovky není možné dodržet oba parametry (s_{max} , v_{max}), volí se zde kompromis mezi oběma hodnotami a výsledná hodnota převodu pro jednostupňovou převodovku byla zvolena následující:

$$i_1 = \frac{i_{max} + i_{min}}{2} = 11,25 \quad (172)$$

Hodnota převodu může podobně jako dvoustupňové převodovky být kladná i záporná.

5.3 Volba schématu

V této práci jsou vytvořené celkem čtyři převodovky, přičemž každá je založená na jiném typu schématu. Tyto převodovky jsou shrnuté níže v tab. (16). Zároveň je zde uvedené, za jakých účelem je zde volené zapojení.

Tabulka 16: Volba schématu pro jednotlivé převodovky

Převodovka	Schéma	Počet stupňů	Integrovaný diferenciál	Volba zapojení za účelem:
P1	P(D)V1	1	ne	min. radiální rozměry
P2	(DP)	1	ano	min. axiální rozměry
P3	PP(D)	2	ne	min. radiální rozměry
P4	P(DP)	2	ano	min. axiální rozměry
P5	P(D)V2	2	ne	nejméně členů

Od této kapitoly dále jsou už jednotlivé převodovky rozebírány samostatně.

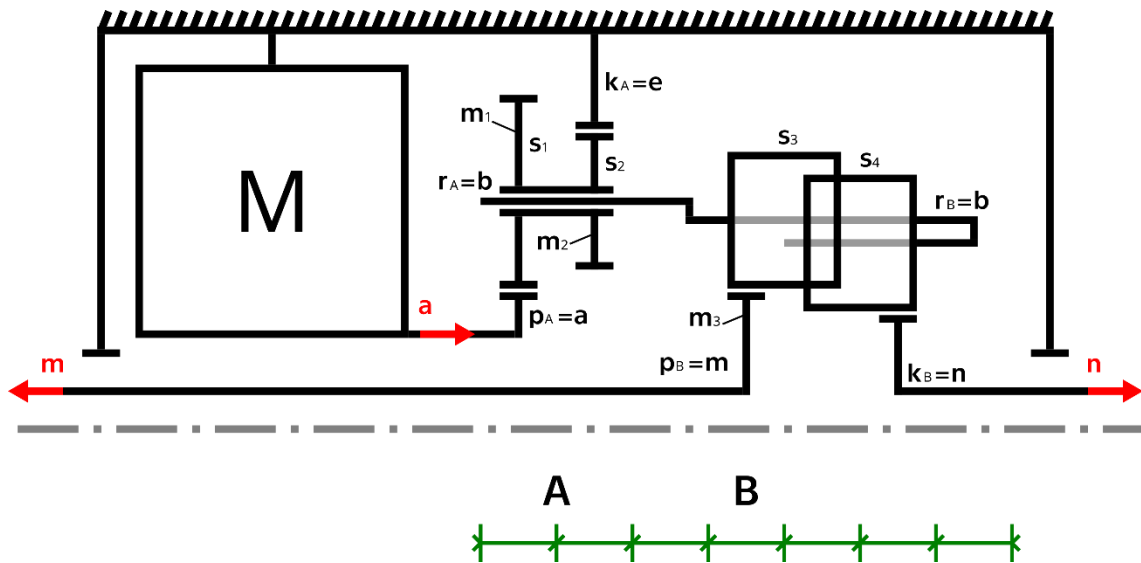


5.4 Převodovka P1

Převodovka P1 je jednostupňovou převodovkou dle schématu P(D)V1, bez integrovaného diferenciálu a je zde snaha dosáhnout co nejmenších radiálních rozměrů.

5.4.1 Volba zapojení

Na obr. (82) je ukázané výsledné schéma a pod ním je odvozeno, jak se došlo k tomuto zapojení.



Obrázek 82: Převodovka P1

Byla zvolená hodnota převodu při přímé jízdě:

$$i_{a \rightarrow mn} = +11 \quad (173)$$

Hodnota $i_{a \rightarrow mn}$ byla změněná vůči zadání za účelem snížení počtu zubů. Hodnoty převodových poměrů ve vzorovém schématu potom vyšly následovně:

$$i_{ae}^b = 1 - i_{a \rightarrow mn} = -10 \quad (174)$$

$$i_{bn}^m = \frac{1}{2} \quad (175)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = 1 \quad (176)$$

Jelikož zde jsou prioritou radiální rozměry, byly nejprve zvoleny nejvhodnější základní převody na daných soukolích dle tab. (8). Vzhledem k hodnotám i_{ae}^b a i_{bn}^m bylo zvoleno, že v novém schématu se změní základní převod následovně:

$$i_{bn}^m, \text{různá orientace} \rightarrow i_{nm}^b, \text{stejná orientace} \quad (177)$$

Hodnoty základních převodů v novém schématu jsou potom následující:

$$i_{ae}^b = -10 \quad (178)$$

$$i_{mn}^b = 1 - (i_{bn}^m)^{-1} = 1 - \left(\frac{1}{2}\right)^{-1} = -1 \quad (179)$$



Z hlediska poměrně vysoké absolutní hodnoty převodu $|i_{ae}^b| = 10$ (velmi se vzdaluje od ideální 3) bylo rozhodnuto, že se provede redukce radiálních rozměrů pomocí VS.

5.4.2 Výpočet parametrů soukolí

Vztahy pro základní převody jsou následující:

$$i_{ae}^b = i_{pA,rA}^{kA} = \frac{z_{kA} z_{s1}}{z_{pA} z_{s2}} (-1)^1 = -10 \quad (180)$$

$$i_{mn}^b = i_{pB,kB}^{rB} = \frac{z_{kB}}{z_{pB}} (-1)^3 = -1 \quad (181)$$

U soukolí B bylo rozhodnuto, že čepy unašечů satelitů z_{s3} a z_{s4} budou na stejné roztečné kružnici. To představuje jednu podmínku sousososti:

$$m_3(z_{pB} + z_{s3}) = m_3(z_{kB} + z_{s4}) \quad (182)$$

Vztah pro podmínku sousososti pro soukolí A je potom následující:

$$m_1(z_{pA} + z_{s1}) = m_2(z_{kA} - z_{s2}) \quad (183)$$

Vzhledem k těmto vztahům byly navrhnuté parametry převodovky P1 v tab. (17).

Tabulka 17: Převodovka P1 - Parametry

Soukolí A		Soukolí B		Převodovka P1	
z_{pA}	18	z_{pB}	18	$i_{a \rightarrow mn}$	11
z_{kA}	60	z_{kB}	18		
z_{s1}	54	z_{s3}	18		
z_{s2}	18	z_{s4}	18		
m_1	$m_1 [mm]$	m_3	$m_3 [mm]$		
m_2	$12/7 \cdot m_1 [mm]$				

5.4.3 Volba počtu satelitových řad

Pro obě soukolí je potřeba navrhnout počet satelitových řad, které je potřeba zkontrolovat dle podmínky sousedství a smontovatelnosti.

Soukolí A

U soukolí A bylo navrženo $C_s = 3$ satelitových řad. Podmínka smontovatelnosti se vyjádří následovně:

$$\frac{C_a \cdot z_{kA} + C_b \cdot z_{pA}}{C_s} = C_c \quad (184)$$

Členy C_a a C_b se vyjádří následovně:

$$C_a = \frac{z_{s1}}{d} = \frac{54}{6} = 9 \quad (185)$$

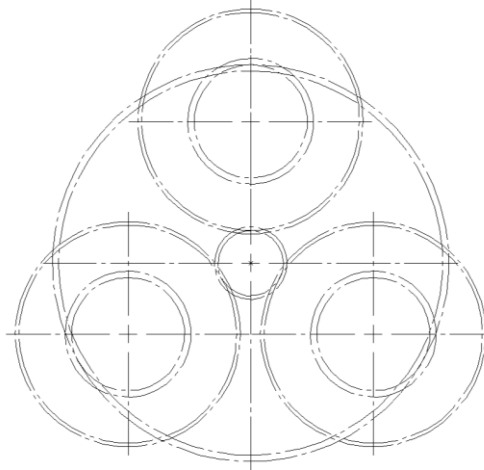
$$C_b = \frac{z_{s2}}{d} = \frac{18}{6} = 3 \quad (186)$$



Potom:

$$\frac{9 \cdot 60 + 3 \cdot 18}{3} = 198 \quad (187)$$

Vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí A proporcionálně v CAD programu na obr. (83):



Obrázek 83: Převodovka P1 - Soukolí A - Podmínka sousedství

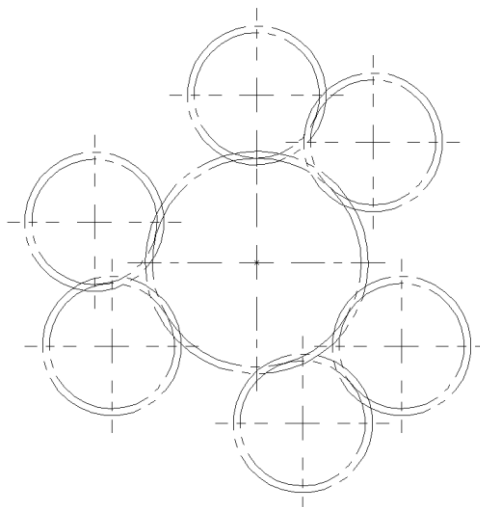
Soukolí B

U soukolí A bylo navrženo $C_s = 4$ satelitových řad. Podmínka smontovatelnosti se vyjádří následovně:

$$\frac{z_{kB} + z_{pB}}{C_s} = C_c \quad (188)$$

$$\frac{18 + 18}{3} = 14 \quad (189)$$

Vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí B proporcionálně v CAD programu na obr. (84):



Obrázek 84: Převodovka P1 - Soukolí B - Podmínka sousedství



5.4.4 Výpočet měrných veličin

Nakonec je potřeba vypočítat měrné veličiny, kterými jsou poměrné úhlové rychlosti, momenty a výkony. Jsou zde uvažované účinnosti.

5.4.4.1 Kinematika

Při přímé jízdě jsou otáčky výstupních členů m a n stejné, a lze je tedy považovat za jeden člen. V tomto případě to znamená, že se celé soukolí B otáčí jako direkt a poměrné úhlové rychlosti jsou potom $\bar{\omega}_b = \bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n$.

Tabulka 18: Převodovka P1 - Matice koef. pro úhlové rychlosti

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n = b$	s_{12}	a
JPS A	$i_{ae}^b - 1$	0	1
satelit s_{12}	$i_{sB,a}^n$	1	$-i_{s12,pA}^{rA}$

Willisova formulka pro satelity (vztah (5)) zde byla upravena následovně:

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s12,rA} + i_{s12,pA}^{rA} \omega_{rA} - i_{s12,pA}^{rA} \omega_{pA} = 0 \quad (190)$$

Převodový poměr $i_{s12,pA}^{rA}$ se určí následovně:

$$i_{s12,pA}^{rA} = \frac{z_{pA}}{z_{s1}} (-1)^1 = -\frac{18}{54} \quad (191)$$

Doplněná tab. (18) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 19: Převodovka P1 - Poměrné úhlové rychlosti

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n = b$	s_{12}	a
JPS A	-10 - 1	0	1
satelit s_{12}	-18/54	1	+18/54
Výsledky	0,0909	-0,3030	1

5.4.4.2 Účinnost

Matice koeficientů účinnosti je pro převodovku P1 následující:

Tabulka 20: Převodovka P1 - Matice koef. účinnosti

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n = b$	a
JPS A	$i_{ae}^b (\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp} - 1$	1



Určení exponentů pomocí poměrného potenciálního výkonu dle vztahu (158). Za člen x byla u soukolí A zvolena planeta.

$$\mu_a^A = 1 - \frac{\omega_b}{\omega_a} = 1 - i_{ba}^e = 1 - (1 - i_{ae}^b)^{-1} = 1 - (1 - (-10))^{-1} = \frac{10}{11} \quad (192)$$

To znamená, že planeta p_A nezměnila svou funkci a tok výkonu v náhradním mechanismus bude tedy $(p_A \rightarrow k_A)^{rA}$ a tím pádem exponent účinnosti v náhradním mechanismu bude:

$$\exp(\eta_{pA,kA}^{rA}) = +1 \quad (193)$$

Ztráty v náhradním mechanismus jsou dle počtu vnějších a vnitřních záběrů následující:

$$\zeta_{pA,kA}^{rA} = j_{vnější} \cdot \zeta_{vnější}^r + j_{vnitřní} \cdot \zeta_{vnitřní}^r = 1 \cdot 0,02 + 1 \cdot 0,01 = 0,03 \quad (194)$$

Hodnota účinnosti v náhradním mechanismu je dle vztahu (22) následující:

$$\eta_{pA,kA}^{rA} = 1 - \zeta_{pA,kA}^{rA} = 1 - 0,03 = 0,97 \quad (195)$$

Celkový poměrný moment je dle vztahu (156) následující:

$$m_{ba} = -\frac{\omega_a^\eta}{\omega_b^\eta} \quad (196)$$

$$\omega_b^\eta \cdot (i_{ae}^b(\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp} - 1) + \omega_a^\eta = 0 \quad (197)$$

$$\frac{\omega_a^\eta}{\omega_b^\eta} = 1 - i_{ae}^b(\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp} \quad (198)$$

$$(1) \rightarrow (156): m_{ba} = i_{ae}^b(\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp} - 1 = (-10) \cdot (0,97)^{+1} - 1 = -10,7 \quad (199)$$

Celková účinnost je potom dle vztahu (2) následující:

$$\eta_{an} = -\frac{m_{na}}{i_{an}} = -\frac{-10,7}{11} = 0,9727 \quad (200)$$

5.4.4.3 Momenty

Co se týče momentů, tak jelikož se soukolí B chová jako direkt při přímé jízdě, tak na všech členech je stejný moment a úhlové otáčky jako na členu b . Matice koeficientů pro momenty pro převodovku P1 je v tab. (21).

Tabulka 21: Převodovka P1 - Matice koef. pro momenty

	JPS A			a
	p	r	k	
JPS A	$1 - i_{ae}^b(\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp}$	1	0	0
	$i_{ae}^b(\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp}$	0	1	
a	1	0	0	-1

Všechny hodnoty v tab. (21) již byly určeny dříve. Níže je uvedena tab. (22) s výsledky.

Tabulka 22: Převodovka P1 - Poměrné momenty

	JPS A			a
	p	r	k	
JPS A	$1 - (-10) \cdot (0,97)^{+1}$	1	0	0
	$(-10) \cdot (0,97)^{+1}$	0	1	
a	1	0	0	-1
Výsledky	1	-10,7	9,7	

5.4.4.4 Závěr

Níže v tab. (23) jsou shrnuté výsledné parametry převodovky P1.

Tabulka 23: Převodovka P1 - Výsledné parametry

Schéma		Parametry			
		z_{pA}	18	z_{pB}	18
		z_{kA}	60	z_{kB}	18
		z_{s1}	54	z_{s3}	18
		z_{s2}	18	z_{s4}	18
		m_1^{24}	m_1	m_3	m_3
		m_2	$12/7 \cdot m_1$		
		Poznámka			
		Snaha minimalizovat radiální rozměry.			
Poměrné úhlové rychlosti		Poměrné momenty		Celkové parametry	
$\bar{\omega}_a$	1	\bar{M}_{pA}	1	$i_{a \rightarrow mn}$	11
$\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n = \bar{\omega}_b$	0,0909	\bar{M}_{rA}	-10,7	m_{na}	-10,7
$\bar{\omega}_{s12}$	-0,3030	\bar{M}_{kA}	9,7	η_{an}	0,9727

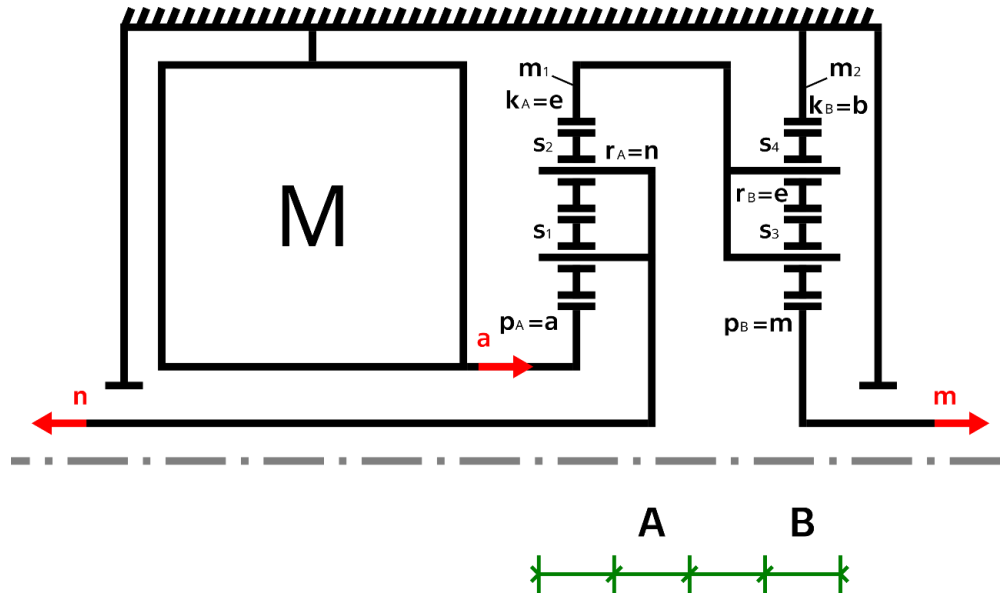
²⁴ Rozměry modulů jsou v [mm].

5.5 Převodovka P2

Převodovka P2 je jednostupňovou převodovkou dle schématu (DP), s integrovaným diferenciálem a je zde snaha dosáhnout co nejmenších axiálních rozměrů.

5.5.1 Volba zapojení

Na obr. (85) je ukázané výsledné schéma a pod ním je odvozeno, jak se došlo k tomuto zapojení.



Obrázek 85: Převodovka P2

Byla zvolená hodnota převodu při přímé jízdě:

$$i_{a \rightarrow mn} = -11 \quad (201)$$

Hodnota $i_{a \rightarrow mn}$ byla změněná vůči zadání za účelem snížení počtu zubů. Hodnoty převodových poměrů ve vzorovém schématu potom vychází následovně:

$$i_{ae}^n = 1 - \frac{i_{a \rightarrow mn}}{2} = \frac{13}{2} \quad (202)$$

$$i_{em}^b = \frac{1 - i_{ae}^n}{i_{ae}^n} = -\frac{11}{13} \quad (203)$$

U tohoto soukolí jsou prioritou axiální rozměry, proto bylo zvolené následující zapojení, aniž by se přihlíželo na vhodnost daného zapojení z hlediska radiálních rozměrů. Konkrétně se zde změnilы základní převody následovně:

$$i_{em}^b, \text{různá orientace} \rightarrow i_{mb}^e, \text{různá orientace} \quad (204)$$

Hodnotы základních převodů v novém schématu jsou potom následující:

$$i_{ae}^n = \frac{13}{2} \quad (205)$$

$$i_{mb}^e = 1 - (i_{em}^b)^{-1} = \frac{24}{11} \quad (206)$$

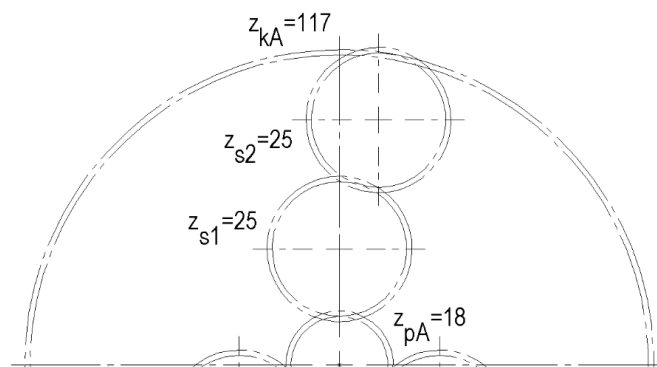
5.5.2 Výpočet parametrů soukolí

Vztahy pro základní převody jsou následující:

$$i_{ae}^n = \frac{z_{kA}}{z_{pA}} (-1)^2 = \frac{13}{2} \quad (207)$$

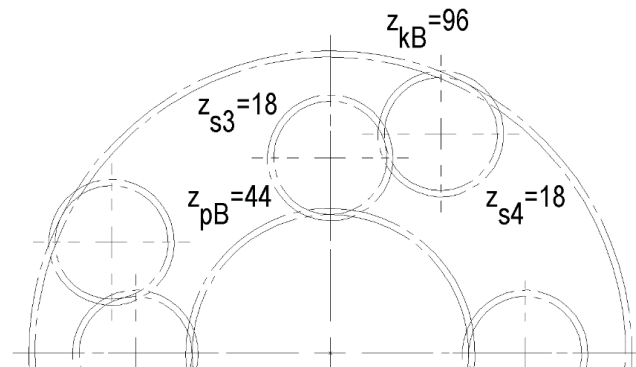
$$i_{mb}^e = \frac{z_{kB}}{z_{pB}} (-1)^2 = \frac{24}{11} \quad (208)$$

Podmínka sousosti pro soukolí B je zobrazená proporcionálně v CAD programu, protože pro větší počet satelitů v satelitové řadě se podmínka sousosti analyticky vyjadřuje zbytečně složitě. Na obr. (86) jsou zobrazené roztečné a hlavové kružnice jednotlivých ozubených členů.



Obrázek 86: Převodovka P2 - Soukolí A - Podmínka sousosti

Podmínka sousosti pro soukolí B je také zobrazená v CAD programu:



Obrázek 87: Převodovka P2 - Soukolí B - Podmínka sousosti

Navržené parametry převodovky P2 jsou v tab. (24).

Tabulka 24: Převodovka P2 - Parametry

Soukolí A		Soukolí B		Převodovka P2	
z_{pA}	18	z_{pB}	44	$i_{a \rightarrow mn}$	-11
z_{kA}	117	z_{kB}	96		
z_{s1}	25	z_{s3}	18		
z_{s2}	25	z_{s4}	18		
m_1	$m_1 [mm]$	m_2	$m_2 [mm]$		



5.5.3 Volba počtu satelitových řad

Pro obě soukolí je potřeba navrhnout počet satelitových řad, které je potřeba zkontrolovat dle podmínky sousedství a smontovatelnosti.

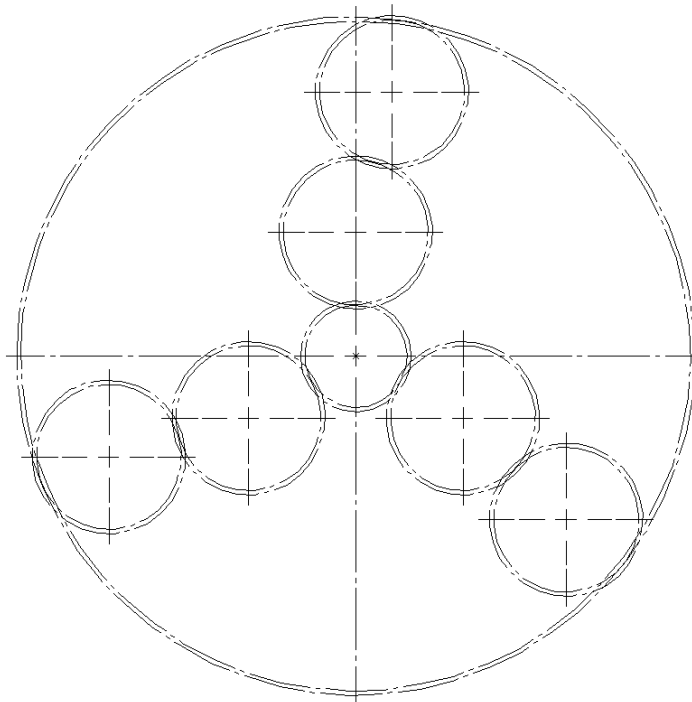
Soukolí A

U soukolí A bylo navrženo $C_s = 3$ satelitových řad. Podmínka smontovatelnosti se vyjádří následovně:

$$\frac{z_{kA} - z_{pA}}{C_s} = C_c \quad (209)$$

$$\frac{117 - 18}{3} = 33 \quad (210)$$

Vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí A proporcionálně v CAD programu na obr. (88):



Obrázek 88: Převodovka P2 - Soukolí A - Podmínka sousedství

Soukolí B

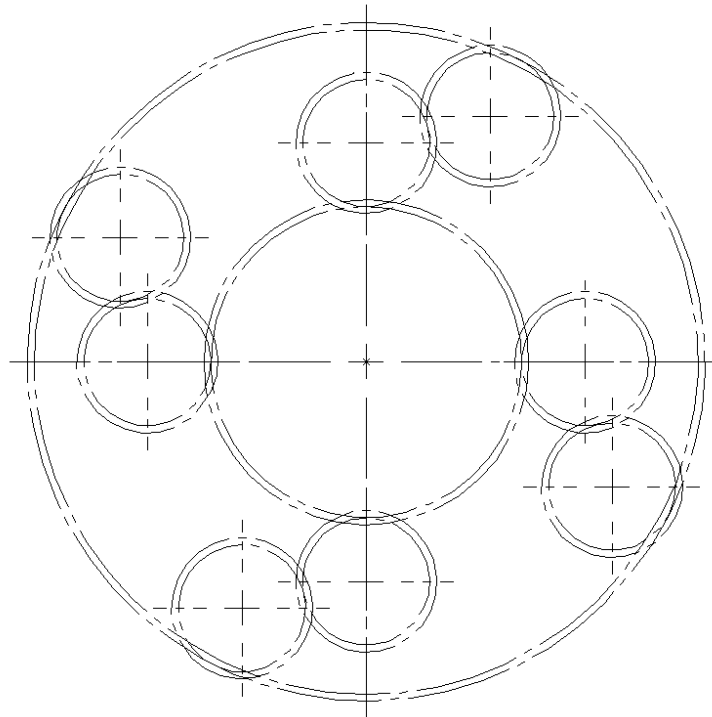
U soukolí B bylo navrženo $C_s = 4$ satelitových řad. Podmínka smontovatelnosti se vyjádří následovně:

$$\frac{z_{kB} - z_{pB}}{C_s} = C_c \quad (211)$$

$$\frac{96 - 44}{4} = 13 \quad (212)$$



Vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí B proporcionálně v CAD programu na obr. (89):



Obrázek 89: Převodovka P2 - Soukolí B - Podmínka sousedství

5.5.4 Výpočet měrných veličin

Nakonec je potřeba vypočítat měrné veličiny, kterými jsou poměrné úhlové rychlosti, momenty a výkony. Jsou zde uvažované účinnosti.

5.5.4.1 Kinematika

Při přímé jízdě jsou otáčky výstupních členů m a n stejné, a lze je tedy považovat za jeden člen $\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n$.

Jelikož zde mají satelity s_1 a s_2 stejné parametry, absolutní hodnota jejich poměrných úhlových rychlostí vůči našeči bude stejná, proto zde jsou uvedené pouze na jednom řádku satelit s_{12} . Analogicky to samé platí pro satelity s_3 a s_4 .

Tabulka 25: Převodovka P2 - Matice koef. pro úhlové rychlosti

Člen mechanismu →	$m = n$	e	s_{12}	s_{34}	a
Jednotlivá JPS a satelity ↓					
JPS A	$i_{ae}^n - 1$	$-i_{ae}^n$	0	0	1
JPS B	1	$i_{mb}^e - 1$	0	0	0
satelit s_{12}	$i_{s_{12},pA}^r$	0	1	0	$-i_{s_{12},pA}^r$
satelit s_{34}	$-i_{s_{34},pB}^r$	$i_{s_{34},pB}^r$	0	1	0



Willisovy formulky pro satelity (vztah (5)) zde byly upraveny následovně:

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s12,rA} + i_{s12,pA}^{rA} \omega_{rA} - i_{s12,pA}^{rA} \omega_{pA} = 0 \quad (213)$$

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s34,rB} + i_{s34,pB}^{rB} \omega_{rB} - i_{s34,pB}^{rB} \omega_{pB} = 0 \quad (214)$$

Převodové poměry $i_{s12,pA}^{rA}$ a $i_{s34,pB}^{rB}$ se určí následovně:

$$i_{s12,pA}^{rA} = \frac{z_{pA}}{z_{s1}} (-1)^1 = -\frac{24}{34} \quad (215)$$

$$i_{s34,pB}^{rB} = \frac{z_{pB}}{z_{s3}} (-1)^1 = -\frac{44}{18} \quad (216)$$

Doplněná tab. (26) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 26: Převodovka P2 - Poměrné úhlové rychlosti

Člen mechanismu →	$m = n$	e	s_{12}	s_{34}	a
Jednotlivá JPS a satelity ↓					
JPS A	$13/2 - 1$	$-13/2$	0	0	1
JPS B	1	$24/11 - 1$	0	0	0
satelit s_{12}	$-24/34$	0	1	0	$+24/34$
satelit s_{34}	$+44/18$	$-44/18$	0	1	0
Výsledky	-0,0909	0,0769	0,3521	0,4103	1

5.5.4.2 Účinnost

Matice koeficientů účinnosti je pro převodovku P2 následující:

Tabulka 27: Převodovka P2 - Matice koef. účinnosti

Člen mechanismu →	$m = n$	e	a
Jednotlivá JPS a satelity ↓			
JPS A	$i_{ae}^n (\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp} - 1$	$-i_{ae}^n (\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp}$	1
JPS B	1	$i_{mb}^e (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp} - 1$	0

Určení exponentů pomocí poměrného potenciálního výkonu dle vztahu (158). Za člen x byla u soukolí A i B zvolena planeta.

$$\mu_a^A = 1 - \frac{\omega_n}{\omega_a} = 1 - i_{na}^e = 1 - (1 - i_{ae}^n)^{-1} = 1 - \left(1 - \left(\frac{13}{2}\right)\right)^{-1} = \frac{13}{11} \quad (217)$$

$$\mu_m^B = 1 - \frac{\omega_e}{\omega_m} = 1 - i_{em}^b = 1 - (1 - i_{mb}^e)^{-1} = 1 - \left(1 - \left(\frac{24}{11}\right)\right)^{-1} = \frac{24}{13} \quad (218)$$

To znamená, že planety p_A a p_B nezměnily svou funkci a tok výkonu v náhradním mechanismu budou tedy $(p_A \rightarrow k_A)^{rA}$, $(p_B \rightarrow k_B)^{rB}$ a tím pádem exponenty účinností v náhradním mechanismu budou:



$$\exp(\eta_{pA,kA}^{rA}) = +1 \quad (219)$$

$$\exp(\eta_{pB,kB}^{rB}) = +1 \quad (220)$$

Ztráty v náhradních mechanismech jsou dle počtu vnějších a vnitřních záběrů následující:

$$\zeta_{pA,kA}^{rA} = j_{vnější} \cdot \zeta_{vnější}^r + j_{vnitřní} \cdot \zeta_{vnitřní}^r = 2 \cdot 0,02 + 1 \cdot 0,01 = 0,05 \quad (221)$$

$$\zeta_{pB,kB}^{rB} = j_{vnější} \cdot \zeta_{vnější}^r + j_{vnitřní} \cdot \zeta_{vnitřní}^r = 2 \cdot 0,02 + 1 \cdot 0,01 = 0,05 \quad (222)$$

Hodnoty účinností v náhradních mechanismech jsou dle vztahu (22) následující:

$$\eta_{pA,kA}^{rA} = 1 - \zeta_{pA,kA}^{rA} = 1 - 0,05 = 0,95 \quad (223)$$

$$\eta_{pB,kB}^{rB} = 1 - \zeta_{pB,kB}^{rB} = 1 - 0,05 = 0,95 \quad (224)$$

Doplněná tab. (27) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 28: Převodovka P2 - Matice koef. účinnosti - Doplněné

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n$	e	a
JPS A	$13/2 \cdot (0,95)^{+1} - 1$	$-13/2 \cdot (0,95)^{+1}$	1
JPS B	1	$24/11 \cdot (0,95)^{+1} - 1$	0
Výsledky	-0,0915	0,0853	1

Celkový poměrný moment je dle vztahu (156) následující:

$$m_{na} = -\frac{\omega_a^\eta}{\omega_n^\eta} = \frac{1}{-0,0915} = 10,929 \quad (225)$$

Celková účinnost je potom dle vztahu (2) následující:

$$\eta_{an} = \frac{m_{na}}{i_{an}} = -\frac{10,929}{-11} = 0,9935 \quad (226)$$

5.5.4.3 Momenty

Matice koeficientů pro momenty pro převodovku P2 je v tab. (29).

Tabulka 29: Převodovka P2 - Matice koef. pro momenty

		JPS						a
		JPS A			JPS B			
		p	r	k	p	r	k	
JPS	JPS A	$1 - i_{ae}^n(\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp}$	1	0	0			0
		$i_{ae}^n(\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp}$	0	1				
	JPS B	0			$1 - i_{mb}^e(\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	1	0	
					$i_{mb}^e(\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	0	1	
Vícetoká hřídel	e	0	0	1	0	1	0	0
	m=n	0	1	0	1	0	0	-m



Všechny hodnoty v tab. (29) již byly určeny dříve. Níže je uvedena tab. (30) s výsledky.

Tabulka 30: Přebodovka P2 - Poměrné momenty

		JPS						a
		JPS A			JPS B			
		p	r	k	p	r	k	
JPS	JPS A	-5,175	1	0	0			0
		6,175	0	1				
	JPS B	0			-59/55	1	0	
					114/55	0	1	
V. h.	e	0	0	1	0	1	0	0
	m=n	0	1	0	1	0	0	-10,929
Výsledky		0,9998	5,1739	-6,1737	5,7551	6,1737	-11,9288	

5.5.4.4 Závěr

Níže v tab. (31) jsou shrnuté výsledné parametry přebodovky P2.

Tabulka 31: Přebodovka P2 - Výsledné parametry

Schéma		Parametry			
		z_{pA}	18	z_{pB}	44
		z_{kA}	117	z_{kB}	96
		z_{s1}	25	z_{s3}	18
		z_{s2}	25	z_{s4}	18
		m_1^{25}	m_1	m_2	m_2
		Poznámka			
		Snaha minimalizovat axiální rozměry.			
Poměrné úhlové rychlosti		Poměrné momenty		Celkové parametry	
$\bar{\omega}_a$	1	\bar{M}_{pA}	0,9998	$i_{a \rightarrow mn}$	-11
$\bar{\omega}_e$	0,0769	\bar{M}_{rA}	5,1739	m_{na}	10,929
$\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n$	-0,0909	\bar{M}_{kA}	-6,1737	η_{an}	0,9935
$\bar{\omega}_{s12}$	0,3521	\bar{M}_{pB}	5,7551		
$\bar{\omega}_{s34}$	0,4103	\bar{M}_{rB}	6,1737		
		\bar{M}_{kB}	-11,9288		

²⁵ Rozměry modulů jsou v [mm].

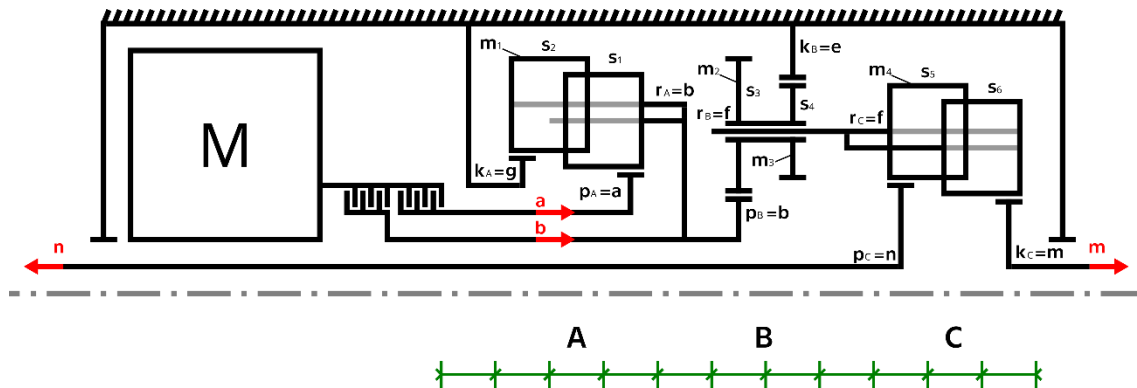


5.6 Převodovka P3

Převodovka P3 je jednostupňovou převodovkou dle schématu PP(D), bez integrovaného diferenciálu a je zde snaha dosáhnout co nejmenších radiálních rozměrů.

5.6.1 Volba zapojení

Na obr. (90) je ukázané výsledné schéma a pod ním je odvozeno, jak se došlo k tomuto zapojení.



Obrázek 90: Převodovka P3

Byly zvolené následující hodnoty převodů při přímé jízdě:

$$i_{a \rightarrow mn} = \frac{44}{3} \cong 14,6667 \quad (227)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = \frac{22}{3} \cong 7,3333 \quad (228)$$

Hodnoty $i_{a \rightarrow mn}$ a $i_{b \rightarrow mn}$ byly změněné vůči zadání za účelem snížení počtu zubů a dodržení smontovatelnosti. Hodnoty převodových poměrů ve vzorovém schématu potom vyšly následovně:

$$i_{ab}^g = \frac{i_{a \rightarrow mn} \cdot (i_{ef}^b - 1)}{i_{ef}^b} = 2 \quad (229)$$

$$i_{ef}^b = \frac{i_{b \rightarrow mn}}{i_{b \rightarrow mn} - 1} = \frac{22}{19} \quad (230)$$

$$i_{mn}^f = -1 \quad (231)$$

U tohoto soukolí došlo ke změně následujících základních převodů:

$$i_{ab}^g, \text{různá orientace} \rightarrow i_{ag}^b, \text{stejná orientace} \quad (232)$$

$$i_{ef}^b, \text{různá orientace} \rightarrow i_{be}^f, \text{různá orientace} \quad (233)$$

$$i_{mn}^f, \text{různá orientace} \rightarrow i_{nm}^f, \text{různá orientace} \quad (234)$$



Hodnoty základních převodů v novém schématu jsou potom následující:

$$i_{ag}^b = 1 - i_{ab}^g = -1 \quad (235)$$

$$i_{be}^f = (1 - i_{ef}^b)^{-1} = -\frac{19}{3} \quad (236)$$

$$i_{nm}^f = (i_{mn}^f)^{-1} = (-1)^{-1} = -1 \quad (237)$$

Vzhledem k vysoké hodnotě převodu i_{be}^f bylo rozhodnuto, že za účelem snížení radiálních rozměrů bude na soukolí B použitý VS.

5.6.2 Výpočet parametrů soukolí

Vztahy pro základní převody jsou následující.

$$i_{ag}^b = \frac{z_{kA}}{z_{pA}} (-1)^3 = -1 \quad (238)$$

$$i_{be}^f = \frac{z_{kB} z_{s3}}{z_{pB} z_{s4}} (-1)^{-1} = -\frac{19}{3} \quad (239)$$

$$i_{nm}^f = \frac{z_{kC}}{z_{pC}} (-1)^1 = -1 \quad (240)$$

Podmínky sousosti lze pro jednotlivá soukolí vyjádřit následovně:

$$m_1(z_{pA} + z_{s1}) = m_1(z_{kA} + z_{s2}) \quad (241)$$

$$m_2(z_{pB} + z_{s3}) = m_3(z_{kB} - z_{s4}) \quad (242)$$

$$m_4(z_{pC} + z_{s5}) = m_5(z_{kC} + z_{s6}) \quad (243)$$

Vzhledem k těmto vztahům jsou v tab. (32) uvedené navržené parametry převodovky P3.

Tabulka 32: Převodovka P3 - Parametry

Soukolí A		Soukolí B		Soukolí C		Převodovka P3	
z_{pA}	18	z_{pB}	18	z_{pC}	18	$i_{a \rightarrow mn}$	14,6667
z_{kA}	18	z_{kB}	57	z_{kC}	18	$i_{b \rightarrow mn}$	7,3333
z_{s1}	18	z_{s3}	36	z_{s5}	18		
z_{s2}	18	z_{s4}	18	z_{s6}	18		
m_1	$m_1 [mm]$	m_2	$m_2 [mm]$	m_4	$m_4 [mm]$		
		m_3	$18/13 \cdot m_2 [mm]$				

5.6.3 Volba počtu satelitových řad

Pro obě soukolí je potřeba navrhnout počet satelitových řad, které je potřeba zkontrolovat dle podmínky sousedství a smontovatelnosti.

Soukolí A a C

U soukolí A a C je proporcionálně totožné se soukolím B u převodovky P1, proto zde není znova kontrolována smontovatelnost a sousedství.



Soukolí B

U soukolí A bylo navrženo $C_s = 3$ satelitových řad. Podmínka smontovatelnosti vyjádřená níže:

$$\frac{C_a \cdot z_{kB} + C_b \cdot z_{pB}}{C_s} = C_c \quad (244)$$

Členy a a b se vyjádří následovně:

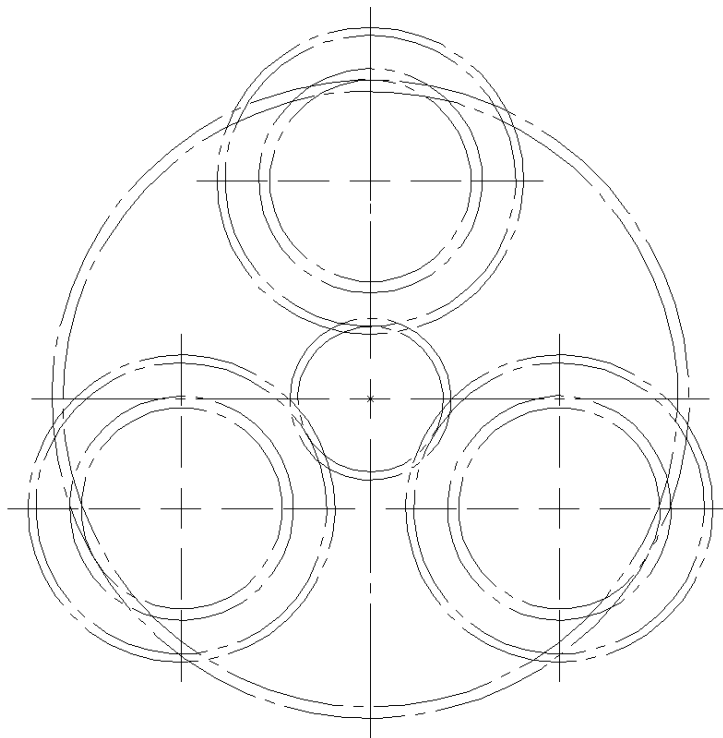
$$C_a = \frac{z_{s3}}{C_d} = \frac{36}{3} = 12 \quad (245)$$

$$C_b = \frac{z_{s4}}{C_d} = \frac{18}{3} = 6 \quad (246)$$

Potom:

$$\frac{12 \cdot 57 + 6 \cdot 18}{3} = 264 \quad (247)$$

Vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí B je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí B proporcionálně v CAD programu na obr. (91):



Obrázek 91: Převodovka P3 - Soukolí B - Podmínka sousedství



5.6.4 Výpočet měrných veličin

Nakonec je potřeba vypočítat měrné veličiny, kterými jsou poměrné úhlové rychlosti, momenty a výkony. Jsou zde uvažované účinnosti. Poměrné veličiny je vždy potřeba vypočítat zvlášť pro oba převodové stupně.

5.6.4.1 Kinematika

Je potřeba vypočítat kinematiku pro oba zařazené stupně.

Převodový stupeň $i_{a \rightarrow mn}$

Při přímé jízdě jsou otáčky výstupních členů m a n stejné, a lze je tedy považovat za jeden člen $\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n$. V tomto případě to znamená, že se celé soukolí C otáčí jako direkt a poměrné úhlové rychlosti jsou potom $\bar{\omega}_f = \bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n$.

Jelikož zde mají satelity s_1 a s_2 stejné parametry, absolutní hodnota jejich poměrných úhlových rychlostí vůči unašeci bude stejná, proto zde jsou uvedené pouze na jednom řádku satelit s_{12} .

Tabulka 33: Převodovka P3 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - $i_{a \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$f = m = n$	b	s_{12}	s_{34}	a
JPS A	0	$i_{a,q}^b - 1$	0	0	1
JPS B	$i_{b,e}^f - 1$	1	0	0	0
satelit s_{12}	0	$i_{s_{12},pA}^{rA}$	1	0	$-i_{s_{12},pA}^{rA}$
satelit s_{34}	$i_{s_{34},pB}^{rB}$	$-i_{s_{34},pB}^{rB}$	0	1	0

Willisovy formulky pro satelity (vztah (5)) zde byly upraveny následovně:

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s_{12},rA} + i_{s_{12},pA}^{rA} \omega_{rA} - i_{s_{12},pA}^{rA} \omega_{pA} = 0 \quad (248)$$

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s_{34},rB} + i_{s_{34},pB}^{rB} \omega_{rB} - i_{s_{34},pB}^{rB} \omega_{pB} = 0 \quad (249)$$

Převodové poměry $i_{s_{12},pA}^{rA}$ a $i_{s_{34},pB}^{rB}$ se určí následovně:

$$i_{s_{12},pA}^{rA} = \frac{z_{pA}}{z_{s1}} (-1)^1 = -\frac{18}{18} = -1 \quad (250)$$

$$i_{s_{34},pB}^{rB} = \frac{z_{pB}}{z_{s3}} (-1)^1 = -\frac{18}{36} = -\frac{1}{2} \quad (251)$$



Doplněná tab. (33) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 34: Převodovka P3 - Poměrné úhlové rychlosti - $i_{a \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$f = m = n$	b	s_{12}	s_{34}	a
JPS A	0	-1 - 1	0	0	1
JPS B	-19/3 - 1	1	0	0	0
satelit s_{12}	0	-1	1	0	1
satelit s_{34}	-1/2	1/2	0	1	0
Výsledky	0,0682	0,5	-0,5	-0,2159	1

Převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$

Při zařazeném převodovém stupni $i_{b \rightarrow mn}$ vypadá matice kinematiky velmi podobně, pouze zde dojde k vypuštění několika sloupců a řádků a ke změně vstupního členu.

Tabulka 35: Převodovka P3 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - $i_{b \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$f = m = n$	s_{34}	b
JPS B	$i_{hE}^f - 1$	0	1
satelit s_{34}	$i_{s34,pB}^{rB}$	1	$-i_{s34,pB}^{rB}$

Doplněná tab. (35) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 36: Převodovka P3 - Poměrné úhlové rychlosti - $i_{b \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$f = m = n$	s_{34}	b
JPS B	-19/3 - 1	0	1
satelit s_{34}	-1/2	1	1/2
Výsledky	0,1364	-0,4318	1



5.6.4.2 Účinnost

Je potřeba vypočítat účinnost pro oba převodové stupně.

Převodový stupeň $i_{a \rightarrow mn}$

Matice koeficientů účinnosti je pro převodovku P3 pro převod při přímé jízdě $i_{a \rightarrow mn}$ následující:

Tabulka 37: Převodovka P3 - Matice koef. účinnosti - $i_{a \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$f = m = n$	b	a
JPS A	0	$i_{ag}^b (\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp} - 1$	1
JPS B	$i_{be}^f (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp} - 1$	1	0

Určení exponentů pomocí poměrného potenciálního výkonu dle vztahu (158). Za člen x byla u soukolí A i B zvolena planeta.

$$\mu_a^A = 1 - \frac{\omega_b}{\omega_a} = 1 - i_{ba}^g = 1 - (1 - i_{ag}^b)^{-1} = 1 - (1 - (-1))^{-1} = \frac{1}{2} \quad (252)$$

$$\mu_b^B = 1 - \frac{\omega_f}{\omega_b} = 1 - i_{fb}^e = 1 - (1 - i_{be}^f)^{-1} = 1 - \left(1 - \left(-\frac{19}{3}\right)\right)^{-1} = \frac{19}{22} \quad (253)$$

To znamená, že planety p_A a p_B nezměnily svou funkci a tok výkonu v náhradním mechanismu budou tedy $(p_A \rightarrow k_A)^{rA}$, $(p_B \rightarrow k_B)^{rB}$ a tím pádem exponenty účinností v náhradním mechanismu budou:

$$\exp(\eta_{pA,kA}^{rA}) = +1 \quad (254)$$

$$\exp(\eta_{pB,kB}^{rB}) = +1 \quad (255)$$

Ztráty v náhradních mechanismech jsou dle počtu vnějších a vnitřních záběrů následující:

$$\zeta_{pA,kA}^{rA} = j_{vnější} \cdot \zeta_{vnější}^r + j_{vnitřní} \cdot \zeta_{vnitřní}^r = 3 \cdot 0,02 + 0 \cdot 0,01 = 0,06 \quad (256)$$

$$\zeta_{pB,kB}^{rB} = j_{vnější} \cdot \zeta_{vnější}^r + j_{vnitřní} \cdot \zeta_{vnitřní}^r = 1 \cdot 0,02 + 1 \cdot 0,01 = 0,03 \quad (257)$$

Hodnoty účinností v náhradních mechanismech jsou dle vztahu (22) následující:

$$\eta_{pA,kA}^{rA} = 1 - \zeta_{pA,kA}^{rA} = 1 - 0,06 = 0,94 \quad (258)$$

$$\eta_{pB,kB}^{rB} = 1 - \zeta_{pB,kB}^{rB} = 1 - 0,03 = 0,97 \quad (259)$$



Doplněná tab. (37) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 38: Převodovka P3 - Matice koef. účinnosti - $i_{a \rightarrow mn}$ - Doplněná

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n$	e	a
JPS A	0	$-1 \cdot (0,94)^{+1} - 1$	1
JPS B	$-19/3 \cdot (0,97)^{+1} - 1$	1	0
Výsledky	0,0722	0,5155	1

Celkový poměrný moment je dle vztahu (156) následující:

$$m_{na} = -\frac{\omega_a^\eta}{\omega_n^\eta} = -\frac{1}{0,0722} = -13,8504 \quad (260)$$

Celková účinnost je potom dle vztahu (2) následující:

$$\eta_{an} = \frac{m_{na}}{i_{an}} = -\frac{-13,8504}{14,6667} = 0,9443 \quad (261)$$

Převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$

Matice koeficientů účinnosti je pro převodovku P3 pro převod při přímé jízdě $i_{b \rightarrow mn}$ následující:

Tabulka 39: Převodovka P3 - Matice koef. účinnosti - $i_{b \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$f = m = n$	b
JPS B	$i_{be}^f (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp} - 1$	1

Hodnota účinnosti $\eta_{pB,kB}^{rB}$ a exponentu byla již určena dříve. Celkový poměrný moment je dle vztahu (156) následující:

$$m_{ba} = -\frac{\omega_a^\eta}{\omega_b^\eta} \quad (262)$$

$$\omega_b^\eta \cdot (i_{be}^f (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp} - 1) + \omega_a^\eta = 0 \quad (263)$$

$$\frac{\omega_a^\eta}{\omega_b^\eta} = 1 - i_{be}^f (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp} \quad (264)$$

$$(1) \rightarrow (156): m_{ba} = i_{be}^f (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp} - 1 = \left(-\frac{19}{3} \cdot (0,97)^{+1}\right) - 1 = -7,1433 \quad (265)$$

Celková účinnost je potom dle vztahu (2) následující:

$$\eta_{bn} = -\frac{m_{nb}}{i_{bn}} = -\frac{-7,1433}{7,3333} = 0,9741 \quad (266)$$



5.6.4.3 Momenty

Je potřeba vypočítat momenty pro oba převodové stupně.

Převodový stupeň $i_{a \rightarrow mn}$

Matice koeficientů pro momenty pro převodovku P3 pro převod $i_{a \rightarrow mn}$ je v tab. (40).

Tabulka 40: Převodovka P3 - Matice koef. pro momenty - $i_{a \rightarrow mn}$

		JPS						a
		JPS A			JPS B			
		p	r	k	p	r	k	
JPS	JPS A	$1 - i_{ag}^b \cdot (\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp}$	1	0	0			0
		$i_{ag}^b \cdot (\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp}$	0	1				
	JPS B	0			$1 - i_{be}^f \cdot (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	1	0	
					$i_{be}^f \cdot (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	0	1	
Vícetoká hřídel	b	0	1	0	1	0	0	0
	m=n=f	0	0	0	0	1	0	-m

Všechny hodnoty v tab. (40) již byly určeny dříve. Níže je uvedena tab. (41) s výsledky.

Tabulka 41: Převodovka P3 - Poměrné momenty - $i_{a \rightarrow mn}$

		JPS						a
		JPS A			JPS B			
		p	r	k	p	r	k	
JPS	JPS A	1,94	1	0	0			0
		-0,94	0	1				
	JPS B	0			7,1433	1	0	
					-6,1433	0	1	
V. h.	b	0	1	0	1	0	0	0
	m=n=f	0	0	0	0	1	0	13,8504
Výsledky		0,9994	-1,9389	0,9395	1,9389	-13,8504	11,9115	

Převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$

Matice koeficientů pro momenty pro převodovku P3 pro převod $i_{b \rightarrow mn}$ je v tab. (42).

Tabulka 42: Převodovka P3 - Matice koef. pro momenty - $i_{b \rightarrow mn}$

		JPS B			b
		p	r	k	
JPS B	$1 - i_{be}^f \cdot (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	1	0	0	
	$i_{be}^f \cdot (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	0	1		
m=n=f		0	1	0	-m



Všechny hodnoty v tab. (42) již byly určeny dříve. Níže je uvedena tab. (43) s výsledky.

Tabulka 43: Převodovka P3 - Poměrné momenty - $i_{b \rightarrow mn}$

	JPS B			b
	p	r	k	
JPS B	$1 + 19/3 \cdot (0,97)^{+1}$	1	0	0
	$-19/3 \cdot (0,97)^{+1}$	0	1	
m=n=f	0	1	0	7,1433
Výsledky	1	-7,1433	6,1433	

5.6.4.4 Závěr

Níže v tab. (44) jsou shrnuté výsledné parametry převodovky P3.

Tabulka 44: Převodovka P3 - Výsledné parametry

Schéma						
Parametry					Poznámky	
z_{pA}	18	z_{pB}	18	z_{pC}	18	Snaha minimalizovat radiální rozměry.
z_{kA}	18	z_{kB}	57	z_{kC}	18	
z_{s1}	18	z_{s3}	36	z_{s5}	18	
z_{s2}	18	z_{s4}	18	z_{s6}	18	
m_1^{26}	m_1	m_2	m_2	m_4	m_4	
		m_3	$18/13 \cdot m_2$			
Poměrné úhlové rychlosti			Poměrné momenty		Celkové parametry	
Převod při přímé jízdě $i_{a \rightarrow mn}$						
$\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n = \bar{\omega}_f$	0,0682		\bar{M}_{pA}	0,9994	$i_{a \rightarrow mn}$	14,6667
$\bar{\omega}_b$	0,5		\bar{M}_{rA}	-1,9389	m_{na}	-13,8504
$\bar{\omega}_{s12}$	-0,5		\bar{M}_{kA}	0,9395	η_{an}	0,9443
$\bar{\omega}_{s34}$	-0,2159		\bar{M}_{pB}	1,9389		
$\bar{\omega}_a$	1		\bar{M}_{rB}	-13,8504		
			\bar{M}_{kB}	11,9115		
Převod při přímé jízdě $i_{b \rightarrow mn}$						
$\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n = \bar{\omega}_f$	0,1364		\bar{M}_{pB}	1	$i_{b \rightarrow mn}$	7,3333
$\bar{\omega}_{s34}$	0,4318		\bar{M}_{rB}	-7,1433	m_{nb}	-7,1433
$\bar{\omega}_b$	1		\bar{M}_{kB}	6,1433	η_{bn}	0,9741

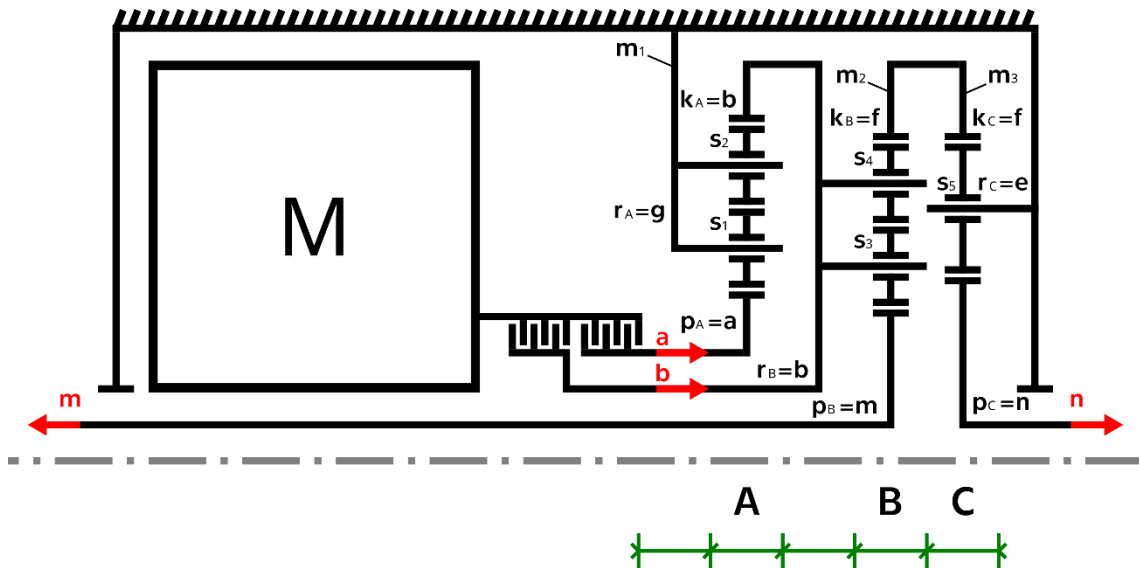
²⁶ Rozměry modulů jsou v [mm].

5.7 Převodovka P4

Převodovka P4 je dvoustupňovou převodovkou dle schématu P(DP), bez integrovaného diferenciálu a je zde snaha dosáhnout co nejmenších axiálních rozměrů.

5.7.1 Volba zapojení

Na obr. (92) je ukázané výsledné schéma a pod ním je odvozeno, jak se došlo k tomuto zapojení.



Obrázek 92: Převodovka P4

Byly zvolené následující hodnoty převodů při přímé jízdě:

$$i_{a \rightarrow mn} = -15 \quad (267)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = -7,5 \quad (268)$$

Hodnoty převodových poměrů ve vzorovém schématu potom vyšly následovně:

$$i_{ba}^g = \frac{2}{i_{a \rightarrow mn} \cdot (1 - i_{mf}^b)} = \frac{1}{2} \quad (269)$$

$$i_{mf}^b = 1 - \frac{2}{i_{b \rightarrow mn}} = \frac{19}{15} \quad (270)$$

$$i_{ne}^f = i_{mf}^b + 1 = \frac{34}{15} \quad (271)$$

U tohoto soukolí došlo ke změně následujících základních převodů:

$$i_{ba}^g, \text{ r\u00fazn\u00e1 orientace} \rightarrow i_{ab}^g, \text{ r\u00fazn\u00e1 orientace} \quad (272)$$

$$i_{ne}^f, \text{ r\u00fazn\u00e1 orientace} \rightarrow i_{nf}^e, \text{ r\u00fazn\u00e1 orientace} \quad (273)$$



Hodnoty základních převodů v novém schématu jsou potom následující:

$$i_{ab}^g = 2 \quad (274)$$

$$i_{mf}^b = \frac{19}{15} \quad (275)$$

$$i_{nf}^e = -\frac{19}{15} \quad (276)$$

5.7.2 Výpočet parametrů soukolí

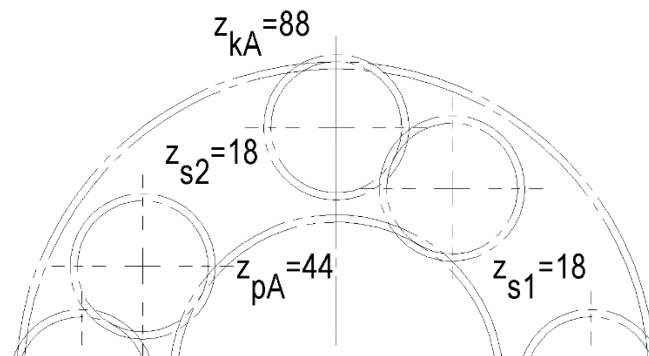
Vztahy pro základní převody jsou následující.

$$i_{ab}^g = \frac{z_{kA}}{z_{pA}} (-1)^2 = 2 \quad (277)$$

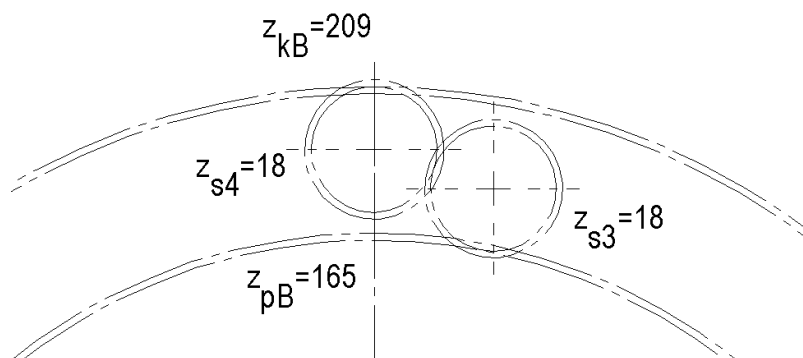
$$i_{mf}^b = \frac{z_{kB}}{z_{pB}} (-1)^{-1} = \frac{19}{15} \quad (278)$$

$$i_{nf}^e = \frac{z_{kC}}{z_{pC}} (-1)^1 = -\frac{19}{15} \quad (279)$$

Podmínka sousedství pro soukolí A a B je zobrazená v CAD programu, protože je zde více satelitů v satelitové řadě:



Obrázek 93: Převodovka P4 - Soukolí A - Podmínka sousedství



Obrázek 94: Převodovka P4 - Soukolí B - Podmínka sousedství



Podmínka sousostnosti pro soukolí C je vyjádřena následovně:

$$m_3(z_{pC} + z_{s5}) = m_3(z_{kC} - z_{s5}) \quad (280)$$

Vzhledem k těmto vztahům jsou v tab. (45) uvedené navržené parametry převodovky P4.

Tabulka 45: Převodovka P4 - Parametry

Soukolí A		Soukolí B		Soukolí C		Převodovka P4	
z_{pA}	44	z_{pB}	165	z_{pC}	150	$i_{a \rightarrow mn}$	-15
z_{kA}	88	z_{kB}	209	z_{kC}	190	$i_{b \rightarrow mn}$	-7,5
z_{s1}	18	z_{s3}	18	z_{s5}	18		
z_{s2}	18	z_{s4}	18	m_3	$m_3 [mm]$		
m_1	$m_1 [mm]$	m_2	$m_2 [mm]$				

5.7.3 Volba počtu satelitových řad

Pro obě soukolí je potřeba navrhnout počet satelitových řad, které je potřeba zkontrolovat dle podmínky sousedství a smontovatelnosti.

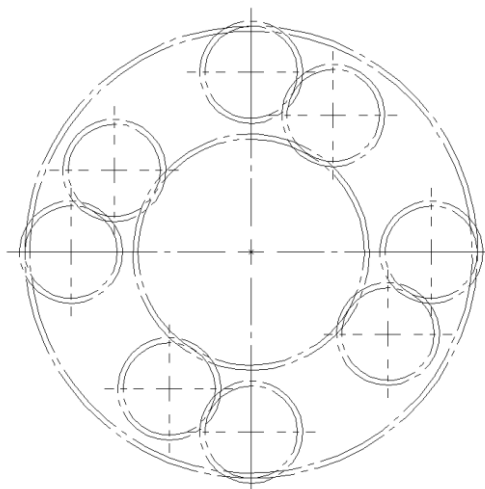
Soukolí A

U soukolí A bylo navrženo $C_s = 4$ satelitových řad. Podmínka smontovatelnosti vyjádřena níže:

$$\frac{z_{kA} - z_{pA}}{s} = C_c \quad (281)$$

$$\frac{88 - 44}{4} = 11 \quad (282)$$

Vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí A je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí A proporcionálně v CAD programu na obr. (95):



Obrázek 95: Převodovka P4 - Soukolí A - Podmínka sousedství



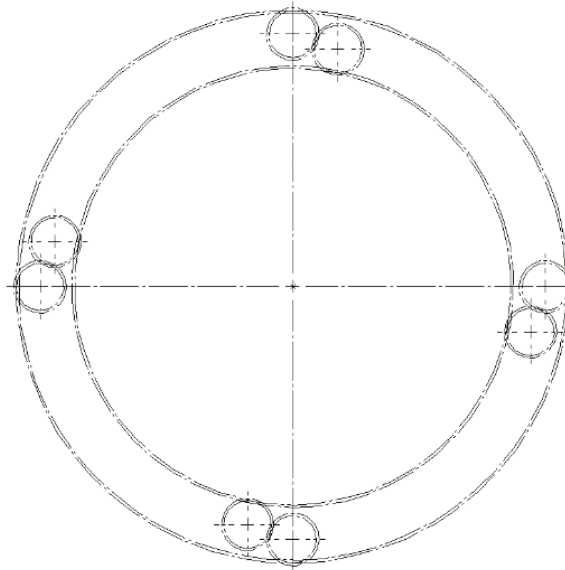
Soukolí B

U soukolí B bylo navrženo $C_s = 4$ satelitových řad. Podmínka smontovatelnosti vyjádřená níže:

$$\frac{z_{kB} - z_{pB}}{C_s} = C_c \quad (283)$$

$$\frac{209 - 165}{4} = 11 \quad (284)$$

Vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí A je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí A proporcionálně v CAD programu na obr. (96):



Obrázek 96: Převodovka P4 - Soukolí B - Podmínka sousedství

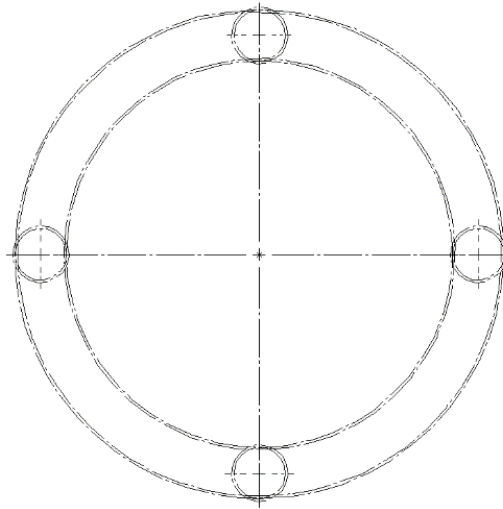
Soukolí C

U soukolí C bylo navrženo $C_s = 4$ satelitových řad. Podmínka smontovatelnosti vyjádřená níže:

$$\frac{z_{kC} + z_{pC}}{C_s} = C_c \quad (285)$$

$$\frac{190 + 150}{4} = 85 \quad (286)$$

Vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí A je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí C proporcionálně v CAD programu na obr. (97):



Obrázek 97: Převodovka P4 - Soukolí C - Podmínka sousedství

5.7.4 Výpočet měrných veličin

Nakonec je potřeba vypočítat měrné veličiny, kterými jsou poměrné úhlové rychlosti, momenty a výkony. Jsou zde uvažované účinnosti. Poměrné veličiny je vždy potřeba vypočítat zvlášť pro oba převodové stupně.

5.7.4.1 Kinematika

Při přímé jízdě jsou otáčky výstupních členů m a n stejné, a lze je tedy považovat za jeden člen $\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n$. V tomto případě to znamená, že se celé soukolí C otáčí jako direkt a poměrné úhlové rychlosti jsou potom $\bar{\omega}_f = \bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n$.

Převodový stupeň $i_{a \rightarrow mn}$

Jelikož zde mají satelity s_1 a s_2 stejné parametry, absolutní hodnota jejich poměrných úhlových rychlostí vůči našeči bude stejná, proto zde jsou uvedené pouze na jednom řádku satelit s_{12} . Analogicky pro satelity s_3 a s_4 .

Tabulka 46: Převodovka P4 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - $i_{a \rightarrow mn}$

Člen mechanismu →	$m = n$	f	b	s_{12}	s_{34}	s_5	a
Jednotlivá JPS a satelity ↓							
JPS A	0	0	$-i_{ab}^g$	0	0	0	1
JPS B	1	$-i_{mf}^b$	$i_{mf}^b - 1$	0	0	0	0
JPS C	1	$-i_{nf}^e$	0	0	0	0	0
satelit s_{12}	0	0	0	1	0	0	$-i_{s_{12},pA}^r$
satelit s_{34}	$-i_{s_{34},pB}^r$	0	$i_{s_{34},pB}^r$	0	1	0	0
satelit s_5	$-i_{s_5,pC}^r$	0	0	0	0	1	0



Willisovy formulky pro satelity (vztah (5)) zde byly upraveny následovně:

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s12,rA} + i_{s12,pA}^{rA} \omega_{rA} - i_{s12,pA}^{rA} \omega_{pA} = 0 \quad (287)$$

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s34,rB} + i_{s34,pB}^{rB} \omega_{rB} - i_{s34,pB}^{rB} \omega_{pB} = 0 \quad (288)$$

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s5,rc} + i_{s5,pC}^{rC} \omega_{rC} - i_{s5,pC}^{rC} \omega_{pC} = 0 \quad (289)$$

Převodové poměry $i_{s12,pA}^{rA}$, $i_{s34,pB}^{rB}$ a $i_{s5,pC}^{rC}$ se určí následovně:

$$i_{s12,pA}^{rA} = \frac{z_{pA}}{z_{s1}} (-1)^1 = -\frac{44}{18} \quad (290)$$

$$i_{s34,pB}^{rB} = \frac{z_{pB}}{z_{s3}} (-1)^1 = -\frac{165}{18} \quad (291)$$

$$i_{s5,pC}^{rC} = \frac{z_{pC}}{z_{s5}} (-1)^1 = -\frac{135}{18} \quad (292)$$

Doplněná tab. (46) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 47: Převodovka P4 - Poměrné úhlové rychlosti - $i_{a \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n$	f	b	s_{12}	s_{34}	s_5	a
JPS A	0	0	-2	0	0	0	1
JPS B	1	-19/15	19/15 - 1	0	0	0	0
JPS C	1	+19/15	0	0	0	0	0
satelit s_{12}	0	0	0	1	0	0	44/18
satelit s_{34}	165/18	0	-165/18	0	1	0	0
satelit s_5	135/18	0	0	0	0	1	0
Výsledky	-0,0667	0,0526	0,5	-2,444	5,194	0,5	1

Převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$

Při zařazeném převodovém stupni $i_{b \rightarrow mn}$ vypadá matice kinematiky velmi podobně, pouze zde dojde k vypuštění několika sloupců a řádků a ke změně vstupního členu.

Tabulka 48: Převodovka P4 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - $i_{b \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n$	f	s_{34}	s_5	b
JPS B	1	$-i_{mf}^b$	0	0	$i_{mf}^b - 1$
JPS C	1	$-i_{nf}^e$	0	0	0
satelit s_{34}	$-i_{s34,pB}^{rB}$	0	1	0	$i_{s34,pB}^{rB}$
satelit s_5	$-i_{s5,pC}^{rC}$	0	0	1	0



Doplněná tab. (48) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 49: Převodovka P4 - Poměrné úhlové rychlosti - $i_{b \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n$	f	s_{34}	s_5	b
JPS B	1	-19/15	0	0	19/15 - 1
JPS C	1	+19/15	0	0	0
satelit s_{34}	+165/18	0	1	0	-165/18
satelit s_5	+135/18	0	0	1	0
Výsledky	-0,1333	0,1053	10,3889	1	1

5.7.4.2 Účinnost

Je potřeba vypočítat účinnost pro oba převodové stupně.

Převodový stupeň $i_{a \rightarrow mn}$

Matice koeficientů účinnosti je pro převodovku P4 pro převod při přímé jízdě $i_{a \rightarrow mn}$ následující:

Tabulka 50: Převodovka P4 - Matice koef. účinnosti - $i_{a \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n$	f	b	a
JPS A	0	0	$-i_{ab}^g (\eta_{pA, kA}^{rA})^{exp}$	1
JPS B	1	$-i_{mf}^b (\eta_{pB, kB}^{rB})^{exp}$	$i_{mf}^b (\eta_{pB, kB}^{rB})^{exp} - 1$	0
JPS C	1	$-i_{nf}^e (\eta_{pC, kC}^{rC})^{exp}$	0	0

Určení exponentů pomocí poměrného potenciálního výkonu dle vztahu (158). Za člen x byla u soukolí A, B i C zvolena planeta.

$$\mu_a^A = 1 - \frac{\omega_g}{\omega_a} = 1 - i_{ga}^b = 1 - (1 - i_{ab}^g)^{-1} = 1 - (1 - (2))^{-1} = 2 \quad (293)$$

$$\mu_m^B = 1 - \frac{\omega_b}{\omega_m} = 1 - i_{bm}^f = 1 - (1 - i_{mf}^b)^{-1} = 1 - \left(1 - \left(\frac{19}{15}\right)\right)^{-1} = \frac{19}{4} \quad (294)$$

$$\mu_n^C = 1 - \frac{\omega_e}{\omega_n} = 1 - i_{en}^f = 1 - (1 - i_{nf}^e)^{-1} = 1 - \left(1 - \left(-\frac{19}{15}\right)\right)^{-1} = \frac{19}{34} \quad (295)$$

To znamená, že planety p_A , p_B a p_C nezměnily svou funkci a tok výkonu v náhradním mechanismu budou tedy $(p_A \rightarrow k_A)^{rA}$, $(k_B \rightarrow p_B)^{rB}$, $(k_C \rightarrow p_C)^{rC}$ a tím pádem exponenty účinností v náhradním mechanismu budou:



$$\exp(\eta_{pA,kA}^{rA}) = +1 \quad (296)$$

$$\exp(\eta_{pB,kB}^{rB}) = -1 \quad (297)$$

$$\exp(\eta_{pC,kC}^{rC}) = -1 \quad (298)$$

Ztráty v náhradních mechanismech jsou dle počtu vnějších a vnitřních záběrů následující:

$$\zeta_{pA,kA}^{rA} = j_{vnějši} \cdot \zeta_{vnějši}^r + j_{vnitřni} \cdot \zeta_{vnitřni}^r = 2 \cdot 0,02 + 1 \cdot 0,01 = 0,05 \quad (299)$$

$$\zeta_{pB,kB}^{rB} = j_{vnějši} \cdot \zeta_{vnějši}^r + j_{vnitřni} \cdot \zeta_{vnitřni}^r = 2 \cdot 0,02 + 1 \cdot 0,01 = 0,05 \quad (300)$$

$$\zeta_{pC,kC}^{rC} = j_{vnějši} \cdot \zeta_{vnějši}^r + j_{vnitřni} \cdot \zeta_{vnitřni}^r = 1 \cdot 0,02 + 1 \cdot 0,01 = 0,03 \quad (301)$$

Hodnoty účinností v náhradních mechanismech jsou dle vztahu (22) následující:

$$\eta_{pA,kA}^{rA} = 1 - \zeta_{pA,kA}^{rA} = 1 - 0,05 = 0,95 \quad (302)$$

$$\eta_{pB,kB}^{rB} = 1 - \zeta_{pB,kB}^{rB} = 1 - 0,05 = 0,95 \quad (303)$$

$$\eta_{pC,kC}^{rC} = 1 - \zeta_{pC,kC}^{rC} = 1 - 0,03 = 0,97 \quad (304)$$

Doplněná tab. (50) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 51: Převodovka P4 - Matice koef. účinnosti - $i_{a \rightarrow mn}$ - Doplněná

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n$	f	b	a
JPS A	0	0	$-2 \cdot (0,95)^{+1}$	1
JPS B	1	$-19/15 \cdot (0,95)^{-1}$	$19/15 \cdot (0,95)^{-1} - 1$	0
JPS C	1	$19/15 \cdot (0,97)^{-1}$	0	0
Výsledky	-0,0868	0,0665	0,5263	1

Celkový poměrný moment je dle vztahu (156) následující:

$$m_{na} = -\frac{\omega_a^\eta}{\omega_n^\eta} = -\frac{1}{-0,0868} = 11,5207 \quad (305)$$

Celková účinnost je potom dle vztahu (2) následující:

$$\eta_{an} = \frac{m_{na}}{i_{an}} = -\frac{11,5207}{-14,9925} = 0,7684 \quad (306)$$

Převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$

Matice koeficientů účinnosti je pro převodovku P4 pro převod při přímé jízdě $i_{b \rightarrow mn}$ následující:



Tabulka 52: Převodovka P4 - Matice koef. účinnosti - $i_{b \rightarrow mn}$

Člen mechanismu →	$m = n$	f	b
Jednotlivá JPS a satelity ↓			
JPS B	1	$-i_{mf}^b \cdot \eta_{pB,kB}^{rB}$	$i_{mf}^b \cdot \eta_{pB,kB}^{rB} - 1$
JPS C	1	$-i_{nf}^e \cdot \eta_{pC,kC}^{rC}$	0

Hodnoty účinností $\eta_{pB,kB}^{rB}$, $\eta_{pC,kC}^{rC}$ a jejich exponenty byly určeny dříve. Doplněná tab. (52) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 53: Převodovka P4 - Matice koef. účinnosti - $i_{b \rightarrow mn}$ - Doplněná

Člen mechanismu →	$m = n$	f	b
Jednotlivá JPS a satelity ↓			
JPS B	1	$-19/15 \cdot (0,95)^{-1}$	$19/15 \cdot (0,95)^{-1} - 1$
JPS C	1	$19/15 \cdot (0,97)^{-1}$	0
Výsledky	-0,1649	0,1263	1

Celkový poměrný moment je dle vztahu (156) následující:

$$m_{na} = -\frac{\omega_a^\eta}{\omega_n^\eta} = -\frac{1}{-0,1649} = 6,0643 \quad (307)$$

Celková účinnost je potom dle vztahu (2) následující:

$$\eta_{an} = \frac{m_{na}}{i_{an}} = -\frac{6,0643}{-7,5019} = 0,8084 \quad (308)$$

5.7.4.3 Momenty

Je potřeba vypočítat momenty pro oba převodové stupně.

Převodový stupeň $i_{a \rightarrow mn}$

Matice koeficientů pro momenty pro převodovku P4 pro převod $i_{a \rightarrow mn}$ je v tab. (54).

Tabulka 54: Převodovka P4 - Matice koef. pro momenty - $i_{a \rightarrow mn}$

	JPS									a
	JPS A			JPS B			JPS C			
	p	r	k	p	r	k	p	k	r	
JPS A	$1 - i_{ab}^g \cdot (\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp}$	1	0	0			0			0
	$i_{ab}^g \cdot (\eta_{pA,kA}^{rA})^{exp}$	0	1							
JPS B	0			$1 - i_{mf}^b (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	1	0	0			
				$i_{mf}^b (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	0	1				
JPS C	0			0			$1 - i_{nf}^e (\eta_{pC,kC}^{rC})^{exp}$	1	0	0
							$i_{nf}^e (\eta_{pC,kC}^{rC})^{exp}$	0	1	
b	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0
f	0	0	0	0	0	1	0	0	1	
m=n	0	0	0	1	0	0	1	0	0	

Všechny hodnoty v tab. (54) již byly určeny dříve. Níže je uvedená tab. (55) s výsledky.



Tabulka 55: Převodovka P4 - Poměrné momenty - $i_{a \rightarrow mn}$

	JPS									a
	JPS A			JPS B			JPS C			
	p	r	k	p	r	k	p	k	r	
JPS A	-9/10	1	0	0			0			0
	19/10	0	1	0			0			
JPS B	0			-1/3	1	0	0			
	0			4/3	0	1	0			
JPS C	0			0			671/291	1	0	0
	0			0			-380/291	0	1	
b	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0
f	0	0	0	0	0	1	0	0	1	
m=n	0	0	0	1	0	0	1	0	0	
V.	1,0001	0,9001	-1,9001	5,7003	1,9001	-7,6005	5,8204	-13,4208	7,6005	-11,5207

Převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$

Matice koeficientů pro momenty pro převodovku P2 pro převod $i_{b \rightarrow mn}$ je v tab. (56).

Tabulka 56: Převodovka P4 - Matice koef. pro momenty - $i_{b \rightarrow mn}$

		JPS						b
		JPS B			JPS C			
		p	r	k	p	r	k	
JPS	JPS B	$1 - i_{mf}^b (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	1	0	0			0
		$i_{mf}^b (\eta_{pB,kB}^{rB})^{exp}$	0	1	0			
JPS	JPS C	0			$1 - i_{nf}^e (\eta_{pC,kC}^{rC})^{exp}$	1	0	0
		0			$i_{nf}^e (\eta_{pC,kC}^{rC})^{exp}$	0	1	
Vícetoká	f	0	0	1	0	0	1	0
hřídel	m=n	1	0	0	1	0	0	-m

Všechny hodnoty v tab. (56) již byly určeny dříve. Níže je uvedena tab. (57) s výsledky.

Tabulka 57: Převodovka P4 - Poměrné momenty - $i_{b \rightarrow mn}$

		JPS						b
		JPS B			JPS C			
		p	r	k	p	r	k	
JPS	JPS B	-1/3	1	0	0			0
		4/3	0	1	0			
JPS	JPS C	0			671/291	1	0	0
		0			-380/291	0	1	
V.	f	0	0	1	0	0	1	0
h.	m=n	1	0	0	1	0	0	-6,0643
Výsledky		3,006	1,0002	-4,0008	3,0637	-7,0645	4,0008	



5.7.4.4 Závěr

Níže v tab. (58) jsou shrnuté výsledné parametry převodovky P4.

Tabulka 58: Převodovka P4 - Výsledné parametry

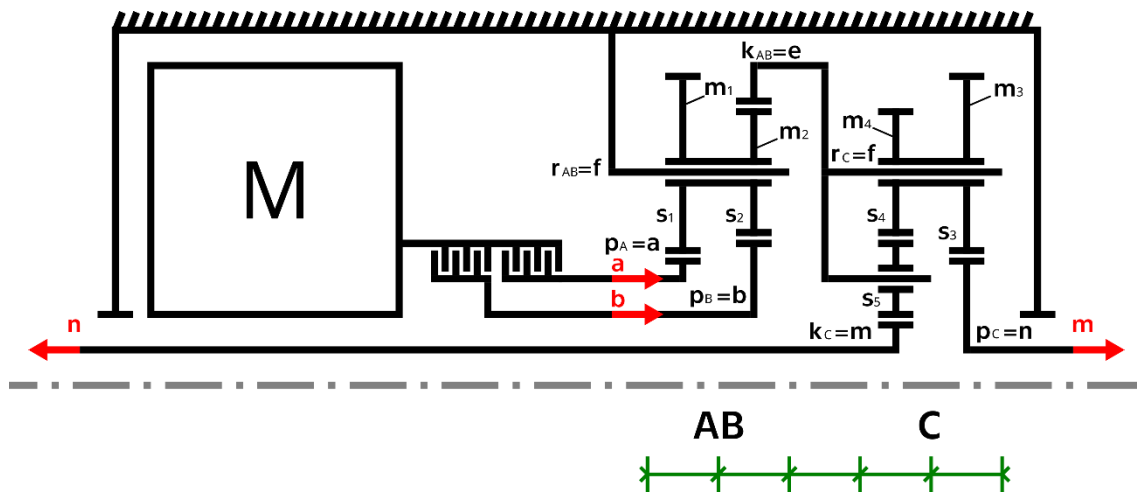
Schéma					
Parametry				Poznámky	
z_{pA}	44	z_{pB}	165	z_{pC}	150
z_{kA}	88	z_{kB}	209	z_{kC}	190
z_{s1}	18	z_{s3}	18	z_{s5}	18
z_{s2}	18	z_{s4}	18	m_3	m_3
m_1	m_1	m_2	m_2		
Poměrné úhlové rychlosti			Poměrné momenty		Celkové parametry
Převod při přímé jízdě $i_{a \rightarrow mn}$					
$\overline{\omega_m} = \overline{\omega_n}$	-0,0667	$\overline{M_{pA}}$	1,0001	$i_{a \rightarrow mn}$	-14,9925
$\overline{\omega_f}$	0,0526	$\overline{M_{rA}}$	0,9001	m_{na}	11,5207
$\overline{\omega_b}$	0,5	$\overline{M_{kA}}$	-1,9001	η_{an}	0,7684
$\overline{\omega_{s12}}$	-2,444	$\overline{M_{pB}}$	5,7003		
$\overline{\omega_{s34}}$	5,194	$\overline{M_{rB}}$	1,9001		
$\overline{\omega_{s5}}$	0,5	$\overline{M_{kB}}$	-7,6005		
$\overline{\omega_a}$	1	$\overline{M_{pC}}$	5,8204		
		$\overline{M_{rC}}$	-13,4208		
		$\overline{M_{kC}}$	7,6005		
Převod při přímé jízdě $i_{b \rightarrow mn}$					
$\overline{\omega_m} = \overline{\omega_n}$	-0,1333	$\overline{M_{pB}}$	3,006	$i_{b \rightarrow mn}$	-7,5019
$\overline{\omega_f}$	0,1053	$\overline{M_{rB}}$	1,0002	m_{nb}	6,0643
$\overline{\omega_{s34}}$	10,3889	$\overline{M_{kB}}$	-4,0008	η_{bn}	0,8084
$\overline{\omega_{s5}}$	1	$\overline{M_{pC}}$	3,0637		
$\overline{\omega_b}$	1	$\overline{M_{rC}}$	-7,0645		
		$\overline{M_{kC}}$	4,0008		

5.8 Převodovka P5

Převodovka P5 je dvoustupňovou převodovkou dle schématu P(D)V2. Konkrétní převodovka pro toto schéma je zde vytvořená, protože se jedná o jediný mechanismus odvezený v této práci, který je složený pouze ze dvou soukolí a u kterého lze vytvořit symetrický diferenciál a dvoustupňovou převodovku s nezávislými převodovými stupni.

5.8.1 Volba zapojení

Na obr. (96) je ukázané výsledné schéma a pod ním je odvozeno, jak se došlo k tomuto zapojení.



Obrázek 98: Převodovka P5

Byly zvolené následující hodnoty převodů při přímé jízdě:

$$i_{a \rightarrow mn} = -15 \quad (309)$$

$$i_{b \rightarrow mn} = -7,5 \quad (310)$$

Hodnoty převodových poměrů ve vzorovém schématu potom vyšly následovně:

$$i_{af}^e = i_{a \rightarrow mn} = -15 \quad (311)$$

$$i_{bf}^e = i_{b \rightarrow mn} = -7,5 \quad (312)$$

$$i_{fn}^m = \frac{1}{2} \quad (313)$$

U tohoto soukolí došlo ke změně následujících základních převodů:

$$i_{fn}^m, \text{různá orientace} \rightarrow i_{nm}^f, \text{různá orientace} \quad (314)$$

Hodnoty základních převodů v novém schématu jsou potom následující:

$$i_{af}^e = i_{a \rightarrow mn} = -15 \quad (315)$$

$$i_{bf}^e = i_{b \rightarrow mn} = -7,5 \quad (316)$$

$$i_{nm}^f = -1 \quad (317)$$

5.8.2 Výpočet parametrů soukolí

Vztahy pro základní převody jsou následující:

$$i_{af}^e = \frac{z_{kAB} z_{s1}}{z_{pA} z_{s2}} (-1)^1 = -15 \quad (318)$$

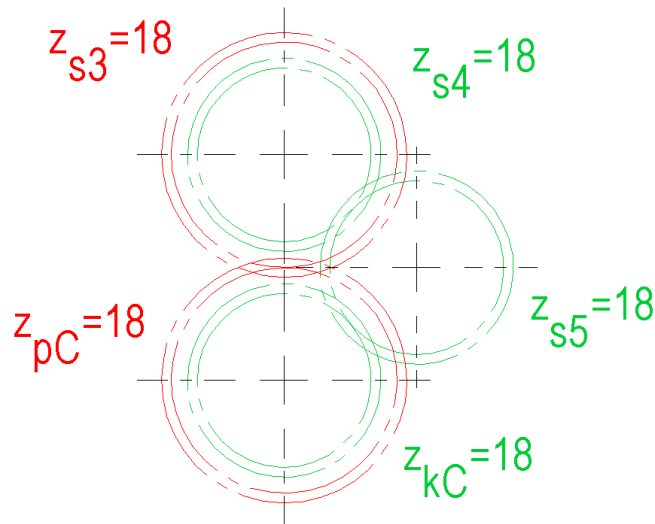
$$i_{bf}^e = \frac{z_{kAB}}{z_{pB}} (-1)^1 = -7,5 \quad (319)$$

Jelikož je soukolí A typu $3k+r$, je potřeba zde udělat dvě podmínky sousosoti, které jsou např. následující:

$$m_2(z_{kAB} - z_{s2}) = m_2(z_{pB} + z_{s2}) \quad (320)$$

$$m_2(z_{kAB} - z_{s2}) = m_1(z_{pA} + z_{s1}) \quad (321)$$

Podmínka sousosoti pro soukolí B je zobrazená v CAD programu, protože je zde více satelitů v satelitové řadě:



Obrázek 99: Převodovka P5 - Soukolí B - Podmínka sousosoti

Na obr. (99) jsou barevně rozlišená jednotlivé satelity/ozubené věnce v jednotlivých rovinách. Navržené parametry převodovky P5 jsou v tab. (59).

Tabulka 59: Převodovka P5 - Parametry

Soukolí AB		Soukolí C		Převodovka P5	
z_{pA}	24	z_{pC}	18	$i_{a \rightarrow mn}$	-15
z_{pB}	24	z_{kC}	18	$i_{b \rightarrow mn}$	-7,5
z_{kAB}	180	z_{s3}	18		
z_{s1}	156	z_{s4}	18		
z_{s2}	78	z_{s5}	18		
m_1	$m_1 [mm]$	m_3	$1,297222 \cdot m_4 [mm]$		
m_2	$30/17 \cdot m_1 [mm]$	m_4	$m_4 [mm]$		



5.8.3 Volba počtu satelitových řad

Pro obě soukolí je potřeba navrhnout počet satelitových řad, které je potřeba zkontrolovat dle podmínky sousedství a smontovatelnosti.

Soukolí A

U soukolí A bylo navrženo $C_s = 2$ satelitových řad. Jelikož soukolí A je $3k+r$, je potřeba udělat dvě podmínky smontovatelnosti. První je vyjádřena níže:

$$\frac{C_a \cdot z_{kAB} + C_b \cdot z_{pA}}{C_s} = C_c \quad (322)$$

Členy a a b se vyjádří následovně:

$$C_a = \frac{z_{s1}}{C_d} = \frac{156}{78} = 2 \quad (323)$$

$$C_b = \frac{z_{s2}}{C_d} = \frac{78}{78} = 1 \quad (324)$$

Potom:

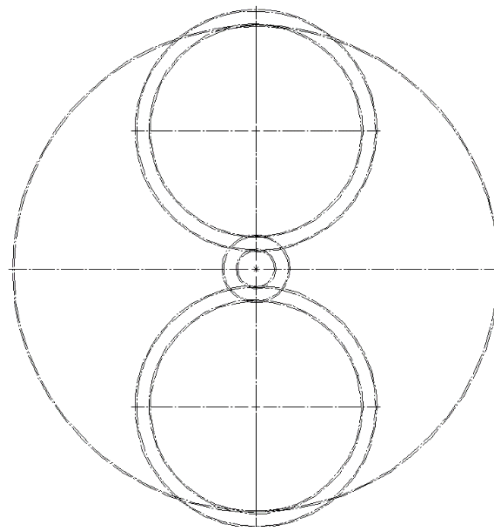
$$\frac{2 \cdot 180 + 1 \cdot 78}{2} = 219 \quad (325)$$

Druhou podmínku smontovatelnosti lze vyjádřit následovně:

$$\frac{z_{kAB} + z_{pB}}{C_s} = C_c \quad (326)$$

$$\frac{180 + 24}{2} = 102 \quad (327)$$

U obou podmínek vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí A je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí A proporcionálně v CAD programu na obr. (100):



Obrázek 100: Převodovka P5 - Soukolí A - Podmínka sousedství

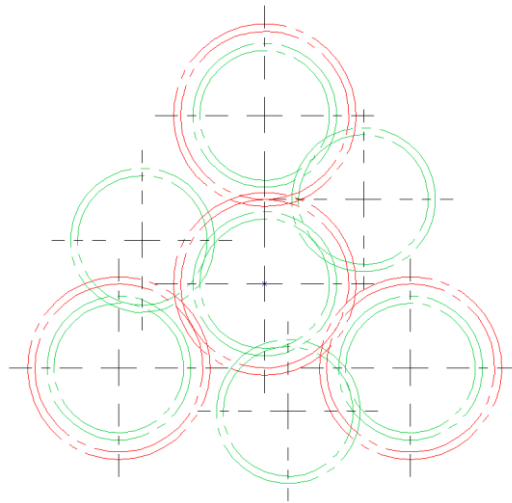
Soukolí B

U soukolí A bylo navrženo $C_s = 3$ satelitových řad. Podmínka smontovatelnosti se vyjádří následovně:

$$\frac{z_{kC} + z_{pC}}{C_s} = C_c \quad (328)$$

$$\frac{18 + 18}{3} = 12 \quad (329)$$

Vyšel celočíselný výsledek, takže soukolí je smontovatelné. Sousedství je ověřeno nakreslením soukolí B proporcionálně v CAD programu na obr. (101):



Obrázek 101: Převodovka P5 - Soukolí B - Podmínka sousedství

5.8.4 Výpočet měrných veličin

Nakonec je potřeba vypočítat měrné veličiny, kterými jsou poměrné úhlové rychlosti, momenty a výkony. Jsou zde uvažované účinnosti. Poměrné veličiny je vždy potřeba vypočítat zvlášť pro oba převodové stupně.

5.8.4.1 Kinematika

Při přímé jízdě jsou otáčky výstupních členů m a n stejné, a lze je tedy považovat za jeden člen $\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n$. V tomto případě to znamená, že se celé soukolí C otáčí jako direkt a poměrné úhlové rychlosti jsou potom $\bar{\omega}_f = \bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n$.

Převodový stupeň $i_{a \rightarrow mn}$

Níže je matice koeficientů pro úhlové rychlosti.

Tabulka 60: Převodovka P5 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - $i_{a \rightarrow mn}$

Člen mechanismu →			
Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n = f$	s_{12}	a
JPS AB	$-i_{af}^e$	0	1
satelit s_{12}	0	1	$-i_{s12,pA}^{rA}$



Willisovy formulky pro satelity (vztah (5)) zde byly upraveny následovně:

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s12,rAB} + i_{s12,pA}^{rAB} \omega_{rAB} - i_{s12,pA}^{rAB} \omega_{pA} = 0 \quad (330)$$

Převodový poměr $i_{s12,pA}^{rAB}$ se určí následovně:

$$i_{s12,pA}^{rAB} = \frac{z_{pA}}{z_{s1}} (-1)^1 = -\frac{24}{156} \quad (331)$$

Doplněná tab. (60) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 61: Převodovka P5 - Poměrné úhlové rychlosti - $i_{a \rightarrow mn}$

Člen mechanismu →	$m = n = f$	s_{12}	a
Jednotlivá JPS a satelity ↓			
JPS AB	+15	0	1
satelit s_{12}	0	1	+24/156
Výsledky	-0,0667	-0,1538	1

Převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$

Při zařazeném převodovém stupni $i_{b \rightarrow mn}$ vypadá matice kinematiky velmi podobně, pouze zde dojde k vypuštění několika sloupců a řádků a ke změně vstupního členu.

Tabulka 62: Převodovka P5 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - $i_{b \rightarrow mn}$

Člen mechanismu →	$m = n = f$	s_{12}	a
Jednotlivá JPS a satelity ↓			
JPS AB	$-i_{af}^e$	0	1
satelit s_{12}	0	1	$-i_{s12,pA}^{rA}$

Willisovy formulky pro satelity (vztah (5)) zde byly upraveny následovně:

$$\omega_{sr} + i_{sy}^r \omega_r - i_{sy}^r \omega_y = \omega_{s12,rAB} + i_{s12,pA}^{rAB} \omega_{rAB} - i_{s12,pA}^{rAB} \omega_{pA} = 0 \quad (332)$$

Převodový poměr $i_{s12,pA}^{rAB}$ se určí následovně:

$$i_{s12,pA}^{rAB} = \frac{z_{pA}}{z_{s2}} (-1)^1 = -\frac{24}{78} \quad (333)$$

Doplněná tab. (62) konkrétními hodnotami a s výsledky na posledním řádku je níže:

Tabulka 63: Převodovka P5 - Poměrné úhlové rychlosti - $i_{b \rightarrow mn}$

Člen mechanismu →	$m = n = f$	s_{12}	a
Jednotlivá JPS a satelity ↓			
JPS AB	+7,5	0	1
satelit s_{12}	0	1	+24/78
Výsledky	-0,1333	-0,3077	1



5.8.4.2 Účinnost

Je potřeba vypočítat účinnost pro oba převodové stupně.

Převodový stupeň $i_{a \rightarrow mn}$

Matice koeficientů účinnosti je pro převodovku P5 pro převod při přímé jízdě $i_{a \rightarrow mn}$ následující:

Tabulka 64: Převodovka P5 - Matice koef. účinnosti - $i_{a \rightarrow mn}$

Člen mechanismu → Jednotlivá JPS a satelity ↓	$m = n = f$	a
JPS AB	$-i_{af}^e \cdot \eta_{pA,kAB}^{rAB}$	1

Jelikož má soukolí AB zastavený unašeč, je skutečný mechanismus stejný jako náhradní, a tedy exponent bude kladný:

$$\exp(\eta_{pA,kAB}^{rAB}) = +1 \quad (334)$$

Ztráty v náhradních mechanismech jsou dle počtu vnějších a vnitřních záběrů následující:

$$\zeta_{pA,kAB}^{rAB} = j_{vnější} \cdot \zeta_{vnější}^r + j_{vnitřní} \cdot \zeta_{vnitřní}^r = 1 \cdot 0,02 + 1 \cdot 0,01 = 0,03 \quad (335)$$

Hodnoty účinností v náhradních mechanismech jsou dle vztahu (22) následující:

$$\eta_{pA,kAB}^{rAB} = 1 - \zeta_{pA,kAB}^{rAB} = 1 - 0,05 = 0,97 \quad (336)$$

Celkový poměrný moment je dle vztahu (156) následující:

$$m_{na} = -\frac{\omega_a^\eta}{\omega_e^\eta} \quad (337)$$

$$\omega_e^\eta \cdot (-i_{af}^e \cdot \eta_{pA,kAB}^{rAB}) + \omega_a^\eta = 0 \quad (338)$$

$$\frac{\omega_a^\eta}{\omega_e^\eta} = i_{af}^e \cdot \eta_{pA,kAB}^{rAB} \quad (339)$$

$$(\text{337}) \rightarrow (\text{339}): m_{na} = -i_{af}^e \cdot \eta_{pA,kAB}^{rAB} = -(-15 \cdot (0,97)^{+1}) = 14,55 \quad (340)$$

Celková účinnost je potom dle vztahu (2) následující:

$$\eta_{an} = -\frac{m_{na}}{i_{an}} = -\frac{14,55}{-15} = 0,97 \quad (341)$$

Převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$

Pro převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$ je celý postup naprosto stejný, pouze bude namísto převodu i_{af}^e převod i_{bf}^e . Celkový poměrný moment bude tedy dle vztahu (156) následující:

$$m_{ba} = -i_{bf}^e \cdot \eta_{pA,kAB}^{rAB} = -(-7,5 \cdot (0,97)^{+1}) = 7,275 \quad (342)$$



Celková účinnost je potom dle vztahu (2) následující:

$$\eta_{bn} = -\frac{m_{nb}}{i_{bn}} = -\frac{7,275}{-7,5} = 0,97 \quad (343)$$

5.8.4.3 Momenty

Co se týče momentů, tak jelikož se soukolí B chová jako direkt při přímé jízdě, tak na všech členech je stejný moment a úhlové otáčky jako na členu *b*. Je potřeba vypočítat momenty pro oba převodové stupně.

Převodový stupeň $i_{a \rightarrow mn}$

Matice koeficientů pro momenty pro převodovku P5 je v tab. (65).

Tabulka 65: Převodovka P5 - Matice koef. pro momenty - $i_{a \rightarrow mn}$

	JPS A			a
	p	r	k	
JPS A	$1 - i_{af}^e (\eta_{pA,kAB}^{rAB})^{exp}$	1	0	0
	$i_{af}^e (\eta_{pA,kAB}^{rAB})^{exp}$	0	1	
a	1	0	0	-1

Všechny hodnoty v tab. (65) již byly určeny dříve. Níže je uvedena tab. (66) s výsledky.

Tabulka 66: Převodovka P5 - Poměrné momenty - $i_{a \rightarrow mn}$

	JPS A			a
	p	r	k	
JPS A	$1 - (-15) \cdot (0,97)^{+1}$	1	0	0
	$(-15) \cdot (0,97)^{+1}$	0	1	
a	1	0	0	-1
Výsledky	1	-15,55	14,55	

Převodový stupeň $i_{b \rightarrow mn}$

Matice koeficientů pro momenty pro převodovku P5 je v tab. (67).

Tabulka 67: Převodovka P5 - Matice koef. pro momenty - $i_{b \rightarrow mn}$

	JPS A			b
	p	r	k	
JPS A	$1 - i_{bf}^e (\eta_{pA,kAB}^{rAB})^{exp}$	1	0	0
	$i_{bf}^e (\eta_{pA,kAB}^{rAB})^{exp}$	0	1	
b	1	0	0	-1



Všechny hodnoty v tab. (67) již byly určeny dříve. Níže je uvedena tab. (68) s výsledky.

Tabulka 68: Převodovka P5 - Poměrné momenty - $i_{b \rightarrow mn}$

	JPS A			b
	p	r	k	
JPS A	$1 - (7,5) \cdot (0,97)^{+1}$	1	0	0
	$(-7,5) \cdot (0,97)^{+1}$	0	1	
b	1	0	0	-1
Výsledky	1	-8,275	7,275	

5.8.4.4 Závěr

Níže v tab. (69) jsou shrnuté výsledné parametry převodovky P5.

Tabulka 69: Převodovka P5 - Výsledné parametry

Schéma					
Parametry				Poznámky	
z_{pA}	24	z_{pC}	18	Nejjednodušší schéma dvoustupňové převodovky v této práci.	
z_{pB}	24	z_{kC}	18		
z_{kAB}	180	z_{s3}	18		
z_{s1}	156	z_{s4}	18		
z_{s2}	78	z_{s5}	18		
m_1	m_1	m_3	$1,297222 \cdot m_4$		
m_2	$30/17 \cdot m_1$	m_4	m_4		
Poměrné úhlové rychlosti		Poměrné momenty		Celkové parametry	
Převod při přímé jízdě $i_{a \rightarrow mn}$					
$\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n = \bar{\omega}_f$	-0,0667	\bar{M}_{pA}	1	$i_{a \rightarrow mn}$	-15
$\bar{\omega}_{s12}$	-0,1538	\bar{M}_{rA}	-15,55	m_{na}	14,55
$\bar{\omega}_a$	1	\bar{M}_{kA}	14,55	η_{an}	0,97
Převod při přímé jízdě $i_{b \rightarrow mn}$					
$\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_n = \bar{\omega}_f$	-0,1333	\bar{M}_{pA}	1	$i_{b \rightarrow mn}$	-7,5
$\bar{\omega}_{s12}$	-0,3077	\bar{M}_{rA}	-8,275	m_{nb}	7,275
$\bar{\omega}_b$	1	\bar{M}_{kA}	7,275	η_{bn}	0,97



6. ZÁVĚR

V této práci byla provedena rešerše existujících převodových ústrojí pro BEV. Z uvedených existujících převodových ústrojí a patentů bylo jako hlavní koncept zvoleno schéma inspirované patentem US20220364632A1, kde je celé převodové ústrojí včetně diferenciálu koncipováno na jedné ose. Tento koncept byl zvolen z důvodu rotační symetrie celého převodového ústrojí, což je vhodné uspořádání pro použití planetových soukolí. Zároveň víko převodového ústrojí v podobě trubky má vhodný tvar pro výrobu z kompozitů.

V této práci byla zkoumána možnost nekonvenční kombinace převodového ústrojí a symetrického diferenciálu, označená v této práci jako integrovaný diferenciál. Tato myšlenka vycházela z již existujících stupňových mezinápravových diferenciálů a bylo snahou zjistit, zda existuje nějaké chytré schéma kombinující vlastnosti málostupňové převodovky a symetrického diferenciálu, přičemž by dané schéma disponovalo konkurenceschopnými vlastnostmi, jakými jsou například jednoduchá konstrukce a řazení, dobrá účinnost a libovolné hodnoty převodových stupňů. Jelikož nebyly dohledány studie na podobný mechanismus, bylo potřeba odvodit podmínku symetrie pro tento typ mechanismu.

Byla zde sestavena metodika návrhu málostupňových převodovek se symetrickým diferenciálem. Byly odvozeny vlastnosti pro několik typů schémat, počínaje těmi nejjednoduššími až po schémata se třemi soukolími. Mezi uvedenými schémata byla schémata pro jednostupňovou i dvoustupňovou převodovku s integrovaným diferenciálem i bez něj.

U jednotlivých schémat byly odvozeny vztahy potřebné pro návrh základních parametrů, zohledňující dodržení symetrie diferenciálu, díky kterým je možné daná schémata navrhovat ve velmi mnoha kombinacích. Vzhledem k velkému množství možných kombinací byly ukázány dva možné přístupy pro výběr dané konfigurace. Pro jednoduchý a rychlý návrh nových schémat byl vytvořen excelový nástroj pro odvozená funkční schémata.

Nakonec byly pomocí uvedené metodiky vybrány parametry vozidla a elektromotoru, byly navrženy rychlostní stupně a bylo sestaveno celkem pět převodovek, přičemž dvě z nich byly jednostupňové a tři dvoustupňové. Každá převodovka byla navržena podle jiného typu schématu disponujícího odlišnými vlastnostmi a u každé byl použit jeden ze dvou uvedených přístupů při návrhu.

U sestavených převodovek bylo prokázáno, že je možné vytvořit stupňovou převodovku s integrovaným diferenciálem. Integrovaný diferenciál je symetrický z kinematického hlediska, nicméně z hlediska momentů došlo vzhledem ke ztrátám v různých částech mechanismu k menším odchylkám.

Ve srovnání s převodovkami v současných BEV disponují sestavené převodovky v této práci větším potenciálem dosáhnout menších celkových rozměrů, protože je vše koncipováno na jedné ose a s použitím planetových soukolí je možné dosáhnout malých rozměrů díky dělení toku výkonu do více satelitových řad.



Integrovaný diferenciál je možné použít, bohužel se ale nepodařilo najít řešení, které by snížilo celkový počet dílů v celém mechanismu nebo výrazně zjednodušilo konstrukci vůči konvenčním provedením hnacího ústrojí.

Pro další práci je doporučeno se při návrhu jednostupňových převodovek inspirovat schémata typu P(D)V1 a (DP). Při návrhu dvoustupňových převodovek je nejzajímavějším typem schématu v této práci díky své jednoduché konstrukci schéma typu P(D)V2.

Do budoucna by bylo vhodné zakomponovat do návrhu hledisko celkové účinnosti. Pro schémata se sériovým zapojením je potenciál odvodit analytické vztahy, které by velmi ulehčily práci při návrhu (ve skriptech [1] jsou odvozené tabulky pro účinnosti). Pro schémata s paralelním zapojením by bylo analytické odvození značně komplikovanější a nabízí se zde spíše možnost numerického přístupu, kdy by se provedly výpočty účinností pro možné kombinace a pomocí různých kritérií by se poté vybralo vhodné zapojení.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SVOBODA, Jiří. Planetové převody. Vyd. 2. Praha: ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03245-0.
- [2] SVOBODA, Jiří a ACHTENOVÁ, Gabriela. Mechanické a hydraulické převody vozidel: sbírka příkladů. Vyd. 2. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04117-8.
- [3] ACHTENOVÁ, Gabriela. Planetová soukolí; Složená planetová soukolí. Prezentace na předmět Převodové ústrojí motorových vozidel II. ČVUT v Praze, FS. 08.08.2024. Prezentace.
- [4] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola : teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- [5] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [6] GKN Automotive. GKN Automotive [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.gknautomotive.com/>
- [7] ACHTENOVÁ, Gabriela a TŮMA, Vlastislav. Vozidla s pohonem všech kol. Praha: BEN - technická literatura, 2009. ISBN 978-80-7300-236-7.
- [8] Wikipedia: The Free Encyclopedia. List of battery electric vehicles [online]. Last edited on 27 July 2023, 21:35 UTC [cit. 2024-08-08]. Available from: https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_battery_electric_vehicles
- [9] AKKÖSE, Samed Ali. Planetová převodovka pro elektrické vozidlo [online]. 2020 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/90396>
- [10] Audi MediaCenter. Audi e-tron gearbox & e-engine animation [online video]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.audi-mediacyber.com/en/videos/video/audi-e-tron-gearbox-e-engine-animation-4844>
- [11] GREEN CAR CONGRESS. Volkswagen introduces e-Golf and e-up! at Frankfurt Motor Show [online]. 2013-09-11 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.greencarcongress.com/2013/09/20130911-vw.html>
- [12] Audi Česká republika. Audi e-tron GT [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.audi.cz/e-tron-gt>
- [13] Audi MediaCenter. Audi MediaCenter [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.audi-mediacyber.com/en>
- [14] Porsche Media. The drivetrain of the Porsche Taycan [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://media.porsche.com/mediakit/taycan/en/porsche-taycan/der-antrieb>
- [15] CAR AND DRIVER. Here's Why the Porsche Taycan Needs a Two-Speed Transmission and the Tesla Model S Doesn't [online]. 2019-09-06 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/news/a28903274/porsche-taycan-transmission/>
- [16] JALOPNIK. An Extremely Detailed Look at the Porsche Taycan's Engine and Two-Speed Gearbox [online]. 2019-09-06 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://jalopnik.com/an-extremely-detailed-look-at-the-porsche-taycans-engine-1837802533>
- [17] AUTOMOTIVE WORLD. GKN produces world's first two-speed eAxle for hybrids and EVs [online]. 2018-03-28 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z:



- <https://www.automotiveworld.com/news-releases/gkn-produces-worlds-first-two-speed-eaxle-hybrids-evs/>
- [18] **GKN AUTOMOTIVE**. Multispeed eAxle [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.gknautomotive.com/en/company/insights/multispeed-eaxle/>
- [19] **MG Motor**. Marvel R [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.mgmotor.eu/model/marvel-r>
- [20] **DANA**. 2-Speed e-Gearbox [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.dana.com/product/light-vehicle/2-speed-e-gearbox/>
- [21] **YouTube**. GKN Automotive's 2-speed eAxle - A world first for electric vehicles [online video]. 2020-07-07 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=4_yw5ySXDf4
- [22] **Inmotive**. Inmotive [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.inmotive.com/>
- [23] **Inmotive**. Technology [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.inmotive.com/technology>
- [24] **ZF Press**. World Premiere: ZF's Two-Speed Drive for Electric Vehicles Improves Efficiency and Performance [online]. 2020-07-08 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: https://press.zf.com/press/en/releases/release_10181.html
- [25] **MOTOR AUTHORITY**. 2026 Mercedes-Benz AMG CLA EV spy shots [online]. 2023-08-04 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: https://www.motorauthority.com/news/1142044_2026-mercedes-benz-amg-cla-ev-spy-shots
- [26] **THE DRIVE**. Electric Mercedes CLA Follows Porsche's Playbook With Two-Speed Transmission [online]. 2023-08-04 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.thedrive.com/news/electric-mercedes-cla-follows-porsches-playbook-with-two-speed-transmission>
- [27] **ROAD & TRACK**. 2024 Lotus Eletre First Drive [online]. 2023-10-02 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.roadandtrack.com/reviews/a44486093/2024-lotus-eletre-first-drive/>
- [28] **FORBES WHEELS**. 2024 Polestar 5 [online]. 2024 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.forbes.com/wheels/cars/polestar/5/2024/>
- [29] **Bosch Mobility**. CVT4EV: Continuously variable transmission for electric vehicles [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.bosch-mobility.com/en/solutions/transmission-technology/transmission-cvt4ev/>
- [30] **Espacenet**. Power transmission system for electric vehicles [online]. 2022 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/083999585/publication/US2022364632A1?q=US20220364632A1>
- [31] **Espacenet**. Power transmission apparatus for electric vehicle [online]. 2023 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/084799859/publication/US2023008891A1?q=US2023008891A1>
- [32] **Espacenet**. Method and apparatus for controlling cooling of electric vehicle [online]. 2022 [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://worldwide.espacenet.com/patent/search/family/082268651/publication/KR20220089260A?q=KR20220089260A>
- [33] **Wikipedie**: Otevřená encyklopedie. Gravitační zrychlení [online]. Poslední úpravy 11. 5. 2023, 18:24 UTC [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Gravita%C4%8Dn%C3%AD_zrychlen%C3%AD



- [34] ACHTENOVÁ, Gabriela; BANĚČEK, Jan a KOLÁŘ, Josef. *Převodná ústrojí vozidel: návrh odstupňování převodovek*. Praha: ČVUT, 2014. ISBN 978-80-01-05557-1 (brož.).
- [35] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [36] **Wikipedie**: Otevřená encyklopedie. Vzduch [online]. Poslední úpravy 5. 8. 2023, 14:43 UTC [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Vzduch>
- [37] **EV Specifications**. EV Specifications [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.evspecifications.com/en/>
- [38] **ŠKODA Storyboard**. ŠKODA CITIGOE iV [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.skoda-storyboard.com/en/skoda-citigoe-iv-3/>
- [39] **GKN Automotive**. Home [online]. [cit. 2024-08-08]. Dostupné z: <https://www.gknautomotive.com/>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Hnací charakteristika a charakteristika spalovacího motoru [5, str. 7]..	- 1 -
Obrázek 2: Momentová charakteristika elektrického motoru AF-130 [6].....	- 1 -
Obrázek 3: Jednostupňová a dvoustupňová převodovka - Porovnání.....	- 2 -
Obrázek 4: Toyota Land Cruiser - mezinápravový diferenciál [7, str. 216].....	- 3 -
Obrázek 5: Audi e-tron - Vnitřní uspořádání převodovky [10].....	- 4 -
Obrázek 6: Audi e-tron - Schéma.....	- 4 -
Obrázek 7: VW e-Golf - Rozložené hnací ústrojí [11].....	- 5 -
Obrázek 8: VW e-Golf - Vnitřní schéma hnacího ústrojí.....	- 5 -
Obrázek 9: Chevrolet Bolt EV - Hnací ústrojí [12].....	- 5 -
Obrázek 10: Chevrolet Bolt EV - Vnitřní schéma hnacího ústrojí.....	- 5 -
Obrázek 11: Audi e-tron GT - Jednostupňová převodovka - Rozložená [13, str. 40]-	- 6 -
Obrázek 12: Audi e-tron GT - Jednostupňová převodovka - Schéma [13, str. 41]...-	- 6 -
Obrázek 13: Audi e-tron GT - První stupeň - Transmise [13, str. 59].....	- 7 -
Obrázek 14: Audi e-tron GT - Druhý stupeň [AUDI, str. 62].....	- 8 -
Obrázek 15: Porsche Taycan - Rozložená dvoustupňová převodovka [16].....	- 9 -
Obrázek 16: GKN - 2-Speed eAxle for Hybrids and EVs [18].....	- 9 -
Obrázek 17: GKN - 2-Speed eAxle for Hybrids and EVs - Schéma.....	- 9 -
Obrázek 18: MG Marvel R Electric - Rozložené hnací ústrojí [19].....	- 10 -
Obrázek 19: Dana Incorporated - 2-Speed e-Gearbox [21].....	- 10 -
Obrázek 20: Dana Incorporated - 2-Speed e-Gearbox - Schéma.....	- 10 -
Obrázek 21: Inmotive Inc. - Odkrytá převodovka [22].....	- 11 -
Obrázek 22: Inmotive Inc. - Část převodovky ve fázi přeřazování stupně [23].....-	- 11 -
Obrázek 23: Bosch - CVT - Hnací ústrojí [29].....	- 12 -
Obrázek 24: Bosch - CVT - Schéma.....	- 12 -
Obrázek 25: Patent US20220364632A1 - První stupeň [30].....	- 13 -
Obrázek 26: Patent US20220364632A1 - Druhý stupeň [30].....	- 13 -
Obrázek 27: Patent US2023008891A1 - První stupeň [31].....	- 14 -
Obrázek 28: Patent US2023008891A1 - Druhý stupeň [31].....	- 15 -
Obrázek 29: Patent US2023008891A1 - Třetí stupeň [31].....	- 15 -
Obrázek 30: Patent KR20220089260A - Pracuje pouze jeden motor [32].....	- 16 -
Obrázek 31: Patent KR20220089260A - Pracují oba motory [32].....	- 16 -
Obrázek 32: Hlavní koncept - Schéma.....	- 17 -



Obrázek 33: Jednoduché planetové soukolí [1]	- 18 -
Obrázek 34: Vícevěncový satelit a více satelitů v řadě [1]	- 18 -
Obrázek 35: Porovnání JPS a SPS [2]	- 19 -
Obrázek 36: Sériové a paralelní zapojení SPS	- 19 -
Obrázek 37: 3k+r JPS s ukázkou dalších možných centrálních kol	- 21 -
Obrázek 38: Funkční stavy JPS [1]	- 21 -
Obrázek 39: Význam indexů u převodového poměru [1]	- 22 -
Obrázek 40: JPS s nezátíženým unašečem – rozložení na sériové SPS	- 24 -
Obrázek 41: Převodové poměry na jednom JPS	- 24 -
Obrázek 42: Sériově zapojená SPS	- 25 -
Obrázek 43: Převodový poměr u paralelně zapojených SPS – Vztahy [1]	- 25 -
Obrázek 44: Metodika návrhu málostupňové převodovky	- 28 -
Obrázek 45: Schéma typu (D) – 2k+r	- 35 -
Obrázek 46: Schéma typu (D) – 3k	- 36 -
Obrázek 47: Schéma typu P(D) - Blokované schéma	- 36 -
Obrázek 48: Schéma typu P(D)V1	- 37 -
Obrázek 49: Schéma typu P(D)V2	- 38 -
Obrázek 50: Schéma typu P(D)V3	- 39 -
Obrázek 51: Schéma typu (DP)	- 40 -
Obrázek 52: Schéma typu (DD)	- 42 -
Obrázek 53: Schéma typu 2°(P) - Blokované schéma	- 43 -
Obrázek 54: Schéma typu PP(D)	- 43 -
Obrázek 55: Schéma typu PD(D)	- 44 -
Obrázek 56: Schéma typu DP(D)	- 45 -
Obrázek 57: Schéma typu P(DP)	- 46 -
Obrázek 58: Schéma typu P(DD)	- 47 -
Obrázek 59: Schéma typu D(DD)	- 48 -
Obrázek 60: Schéma typu (DDD)	- 49 -
Obrázek 61: Schéma typu (DPP)	- 49 -
Obrázek 62: Princip změny zapojení	- 52 -
Obrázek 63: Použitelný oblast z hlediska minimálního počtu zubů [1, str. 83]	- 56 -
Obrázek 64: Axiální rozměry - Reakční člen - 1	- 60 -
Obrázek 65: Axiální rozměry - Reakční člen - 2	- 60 -
Obrázek 66: Axiální rozměry - Výstupní člen	- 60 -
Obrázek 67: Axiální rozměry - Vazba - 1	- 61 -
Obrázek 68: Axiální rozměry - Vazba - 2	- 61 -
Obrázek 69: Axiální rozměry - Typ a uspořádání satelitů	- 61 -
Obrázek 70: Axiální rozměry - Více centrálních kol	- 62 -
Obrázek 71: Omezení v uspořádání - Příklad 1	- 63 -
Obrázek 72: Omezení v uspořádání - Příklad 2	- 63 -
Obrázek 73: Omezení v uspořádání - Příklad 3	- 63 -
Obrázek 74: Dvojice centrálních kol pro podmínky smontovatelnosti - Příklad	- 65 -
Obrázek 75: Ukázka kolize zubů satelitu a centrálního kola	- 65 -
Obrázek 76: Ukázka rozšíření soukolí do axiálních rozměrů	- 65 -
Obrázek 77: Jednotkový a vícetokový mechanismus	- 66 -
Obrázek 78: Značení ozubených věnců - Příklad	- 67 -
Obrázek 79: Vizualizace podmínky sousedství	- 67 -
Obrázek 80: Ztráty v ozubeném mechanismu [1] [3]	- 70 -



Obrázek 81: Škoda Citigo iv [38].....	- 73 -
Obrázek 82: Převodovka P1	- 77 -
Obrázek 83: Převodovka P1 - Soukolí A - Podmínka sousedství.....	- 79 -
Obrázek 84: Převodovka P1 - Soukolí B - Podmínka sousedství.....	- 79 -
Obrázek 85: Převodovka P2.....	- 83 -
Obrázek 86: Převodovka P2 - Soukolí A - Podmínka sousososti.....	- 84 -
Obrázek 87: Převodovka P2 - Soukolí B - Podmínka sousososti.....	- 84 -
Obrázek 88: Převodovka P2 - Soukolí A - Podmínka sousedství.....	- 85 -
Obrázek 89: Převodovka P2 - Soukolí B - Podmínka sousedství.....	- 86 -
Obrázek 90: Převodovka P3.....	- 90 -
Obrázek 91: Převodovka P3 - Soukolí B - Podmínka sousedství.....	- 92 -
Obrázek 92: Převodovka P4.....	- 99 -
Obrázek 93: Převodovka P4 - Soukolí A - Podmínka sousedství.....	- 100 -
Obrázek 94: Převodovka P4 - Soukolí B - Podmínka sousedství.....	- 100 -
Obrázek 95: Převodovka P4 - Soukolí A - Podmínka sousedství.....	- 101 -
Obrázek 96: Převodovka P4 - Soukolí B - Podmínka sousedství.....	- 102 -
Obrázek 97: Převodovka P4 - Soukolí C - Podmínka sousedství.....	- 103 -
Obrázek 98: Převodovka P5.....	- 110 -
Obrázek 99: Převodovka P5 - Soukolí B - Podmínka sousososti.....	- 111 -
Obrázek 100: Převodovka P5 - Soukolí A - Podmínka sousedství.....	- 112 -
Obrázek 101: Převodovka P5 - Soukolí B - Podmínka sousedství.....	- 113 -

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Zkratky použité v práci.....	XIII
Tabulka 2: Latinská abeceda použitá v práci.....	XIII
Tabulka 3: Řecká abeceda použitá v práci.....	XIV
Tabulka 4: Značení schémat.....	XIV
Tabulka 5: Rovnice kinematických a momentových vazeb [3, str. 4, tab. 1.1].....	- 20 -
Tabulka 6: Schéma typu P(D)V3 - Vhodné dvojice převodů.....	- 39 -
Tabulka 7: Porovnání jednotlivých schémat.....	- 51 -
Tabulka 8: Tabulka vhodných převodů pro danou hodnotu.....	- 56 -
Tabulka 9: Hodnoty minimálního počtu zubů pro různé parametry [4].....	- 57 -
Tabulka 10: Koeficienty matice koeficientů pro úhlové rychlosti [3].....	- 68 -
Tabulka 11: Koeficienty rozšířené matice koeficientů pro úhlové rychlosti [3].....	- 69 -
Tabulka 12: Hodnoty ztrát pro náhradní mechanismus [3].....	- 70 -
Tabulka 13: Koeficienty matice koeficientů pro momenty - JPS [3].....	- 71 -
Tabulka 14: Koeficienty matice koeficientů pro momenty – Víacetoké hřídele [3].-	- 71 -
Tabulka 15: Vstupní parametry [34] [37].....	- 74 -
Tabulka 16: Volba schématu pro jednotlivé převodovky.....	- 76 -
Tabulka 17: Převodovka P1 - Parametry.....	- 78 -
Tabulka 18: Převodovka P1 - Matice koef. pro úhlové rychlosti.....	- 80 -
Tabulka 19: Převodovka P1 - Poměrné úhlové rychlosti.....	- 80 -
Tabulka 20: Převodovka P1 - Matice koef. účinnosti.....	- 80 -
Tabulka 21: Převodovka P1 - Matice koef. pro momenty.....	- 81 -
Tabulka 22: Převodovka P1 - Poměrné momenty.....	- 82 -
Tabulka 23: Převodovka P1 - Výsledné parametry.....	- 82 -
Tabulka 24: Převodovka P2 - Parametry.....	- 84 -



Tabulka 25: Převodovka P2 - Matice koef. pro úhlové rychlosti.....	- 86 -
Tabulka 26: Převodovka P2 - Poměrné úhlové rychlosti.....	- 87 -
Tabulka 27: Převodovka P2 - Matice koef. účinnosti.....	- 87 -
Tabulka 28: Převodovka P2 - Matice koef. účinnosti - Doplněné.....	- 88 -
Tabulka 29: Převodovka P2 - Matice koef. pro momenty.....	- 88 -
Tabulka 30: Převodovka P2 - Poměrné momenty.....	- 89 -
Tabulka 31: Převodovka P2 - Výsledné parametry.....	- 89 -
Tabulka 32: Převodovka P3 - Parametry.....	- 91 -
Tabulka 33: Převodovka P3 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - ia → mn.....	- 93 -
Tabulka 34: Převodovka P3 - Poměrné úhlové rychlosti - ia → mn.....	- 94 -
Tabulka 35: Převodovka P3 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - ib → mn.....	- 94 -
Tabulka 36: Převodovka P3 - Poměrné úhlové rychlosti - ib → mn.....	- 94 -
Tabulka 37: Převodovka P3 - Matice koef. účinnosti - ia → mn.....	- 95 -
Tabulka 38: Převodovka P3 - Matice koef. účinnosti - ia → mn - Doplněná.....	- 96 -
Tabulka 39: Převodovka P3 - Matice koef. účinnosti - ib → mn.....	- 96 -
Tabulka 40: Převodovka P3 - Matice koef. pro momenty - ia → mn.....	- 97 -
Tabulka 41: Převodovka P3 - Poměrné momenty - ia → mn.....	- 97 -
Tabulka 42: Převodovka P3 - Matice koef. pro momenty - ib → mn.....	- 97 -
Tabulka 43: Převodovka P3 - Poměrné momenty - ib → mn.....	- 98 -
Tabulka 44: Převodovka P3 - Výsledné parametry.....	- 98 -
Tabulka 45: Převodovka P4 - Parametry.....	- 101 -
Tabulka 46: Převodovka P4 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - ia → mn.....	- 103 -
Tabulka 47: Převodovka P4 - Poměrné úhlové rychlosti - ia → mn.....	- 104 -
Tabulka 48: Převodovka P4 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - ib → mn.....	- 104 -
Tabulka 49: Převodovka P4 - Poměrné úhlové rychlosti - ib → mn.....	- 105 -
Tabulka 50: Převodovka P4 - Matice koef. účinnosti - ia → mn.....	- 105 -
Tabulka 51: Převodovka P4 - Matice koef. účinnosti - ia → mn - Doplněná.....	- 106 -
Tabulka 52: Převodovka P4 - Matice koef. účinnosti - ib → mn.....	- 107 -
Tabulka 53: Převodovka P4 - Matice koef. účinnosti - ib → mn - Doplněná.....	- 107 -
Tabulka 54: Převodovka P4 - Matice koef. pro momenty - ia → mn.....	- 107 -
Tabulka 55: Převodovka P4 - Poměrné momenty - ia → mn.....	- 108 -
Tabulka 56: Převodovka P4 - Matice koef. pro momenty - ib → mn.....	- 108 -
Tabulka 57: Převodovka P4 - Poměrné momenty - ib → mn.....	- 108 -
Tabulka 58: Převodovka P4 - Výsledné parametry.....	- 109 -
Tabulka 59: Převodovka P5 - Parametry.....	- 111 -
Tabulka 60: Převodovka P5 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - ia → mn.....	- 113 -
Tabulka 61: Převodovka P5 - Poměrné úhlové rychlosti - ia → mn.....	- 114 -
Tabulka 62: Převodovka P5 - Matice koef. pro úhlové rychlosti - ib → mn.....	- 114 -
Tabulka 63: Převodovka P5 - Poměrné úhlové rychlosti - ib → mn.....	- 114 -
Tabulka 64: Převodovka P5 - Matice koef. účinnosti - ia → mn.....	- 115 -
Tabulka 65: Převodovka P5 - Matice koef. pro momenty - ia → mn.....	- 116 -
Tabulka 66: Převodovka P5 - Poměrné momenty - ia → mn.....	- 116 -
Tabulka 67: Převodovka P5 - Matice koef. pro momenty - ib → mn.....	- 116 -
Tabulka 68: Převodovka P5 - Poměrné momenty - ib → mn.....	- 117 -
Tabulka 69: Převodovka P5 - Výsledné parametry.....	- 117 -



SEZNAM GRAFŮ

Graf 1: Soukolí (DP) - Průběh převodů při přímé jízdě	- 41 -
Graf 2: Průběh převodových poměrů na jednom JPS.....	- 53 -
Graf 3: Hodnoty zákl. př. pro min. radiální rozměry	- 55 -
Graf 4: Charakteristika el. motoru a generátoru GKN AF-130 SCALED [39]	- 73 -
Graf 5: Výstupní charakteristika převodovky a motoru.....	- 75 -

SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE

V této diplomové práci byl použit následující software:

- Microsoft Word
- Microsoft Excel
- SolidWorks
- Inkscape
- Samsung Notes
- Google Drawings
- Matlab
- Adobe Acrobat (PDF)

SEZNAM PŘÍLOH

Excel soubory:

- Dvojitý satelit
- Návrh převodových poměrů
- Návrh schémat
- Průběh převodových poměrů na jednom soukolí

Matlab soubory:

- Řešiče soustav lineárních rovnic (podle počtu rovnic)

Podklady k motoru AF-130.