

UNIVERZITA PARDUBICE  
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA  
KATEDRA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ

**NÁVRH ŘEŠENÍ STÁLÉHO PŘEVODU HNACÍCH  
NÁPRAV PRO EXPERIMENTÁLNÍ VOZIDLO**

Diplomová práce

AUTOR PRÁCE: Jaroslav Straka

VEDOUCÍ PRÁCE: doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

**2006**

UNIVERSITY OF PARDUBICE  
JAN PERNER TRANSPORT FACULTY  
DEPARTMENT OF TRANSPORT MEANS

**THE SOLUTION OF AXLE RATIO OF LIVE AXLE FOR  
EXPERIMENTAL VEHICLE**

Thesis

AUTHOR: Jaroslav Straka

SUPREVISOR: doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

**2006**

**Poděkování:**

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Miroslavu Tesařovi, Csc., za cenné rady a odbornou pomoc při jejím zpracování a také Ing. Ivo Ševčíkovi, Phd. za pomoc při tvorbě výkresové dokumentace.

V neposlední řadě bych rád poděkoval rodině za podporu při celém studiu.

## **Abstrakt**

Diplomová práce řeší návrh stálého převodu hnacích náprav pro experimentální vozidlo, při použití dostupných sériových náhradních dílů. Je rozdělena do několika částí. V jednotlivých částech se seznamujeme např. s problematikou uspořádání hnacího ústrojí motoru, možnostmi řešení stálého převodu, samotným návrhem řešení stálého převodu a také potřebnými výpočty. Grafické návrhy byly vytvořeny v programovém prostředí AutoCAD a ProEngineer.

## **Abstract**

The thesis solves the axle ratio suggestion of live axle designed for the experimental vehicle with using of available serial spare parts. The whole content is divided into several focal parts. In the particular chapters is described the organization of the engine driving part, the possibility of solving the axle ratio and finally the detailed solution of the axle ratio bolstered up by crucial calculations. The graphic drawings have been created in AutoCad and ProEngineer.

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne ..... 2006

Jaroslav Straka

# Obsah

	strana
<b>Úvod .....</b>	<b>10</b>
<b>1 Uspořádání hnacího ústrojí automobilu .....</b>	<b>12</b>
1.1 Základní varianty:.....	12
1.2 Volba uspořádání pro experimentální vozidlo.....	14
<b>2 Řešení převodového ústrojí.....</b>	<b>17</b>
2.1 Motor .....	17
2.1.1 Hlavní technické znaky motoru .....	18
2.1.2 Technické údaje motoru .....	19
2.1.3 Momentová a výkonová charakteristika motoru .....	20
2.2 Spojka .....	20
2.3 Převodovka .....	21
2.4 Mezinápravový diferenciál .....	21
2.5 Kloubové hřídele, stálý převod na hnacích nápravách .....	21
2.6 Nápravy experimentálního vozidla.....	22
<b>3 Možnost řešení stálého převodu hnacích náprav .....</b>	<b>24</b>
3.1 Použití redukční převodovky.....	25
3.2 Použití rozvodovky se stálým převodem 1:1.....	26
3.3 Použití rozvodovky s převodovým poměrem stálého převodu větším jak 1 .....	28
<b>4 Návrh řešení.....</b>	<b>30</b>
4.1 Nápravový diferenciál .....	30
4.2 Nápravová rozvodovka.....	32
4.2.1 Rozměry kuželových ozubených kol nápravové rozvodovky.....	32
4.2.1.1 Základní rozměry pastorku a hřídele pastorku .....	33
4.2.1.2 Základní rozměry talířového kola .....	34
4.3 Zubová spojka .....	35
4.4 Uložení jednotlivých částí pomocí valivých ložisek .....	36
4.4.1 Uložení diferenciálu .....	36
4.4.2 Uložení hřídele pastorku.....	37
4.4.3 Uložení hnacího hřídele zubové spojky .....	37
4.5 Kloubové hřídele .....	38
4.5.1 Kloubové hřídele od převodovky k nápravové rozvodovce.....	38

4.5.2	Kloubové hřídele od nápravové rozvodovky ke kolům.....	39
<b>5</b>	<b>Výpočty navržených součástí .....</b>	<b>40</b>
5.1	Kontrola čepu diferenciálu .....	41
5.1.1	Kontrola čepu na střih.....	41
5.1.2	Kontrola čepu diferenciálu na otlačení.....	43
5.2	Kontrola kuželových ozubených kol nápravové rozvodovky .....	43
5.2.1	Návrh modulu ozubení .....	43
5.2.2	Kontrola ozubení pastorku na ohyb.....	44
5.2.3	Kontrola ozubení talířového kola na ohyb .....	46
5.2.4	Kontrola ozubení pastorku stálého převodu hnacích náprav na tlak .....	46
5.2.5	Kontrola ozubení talířového kola stálého převodu hnacích náprav na tlak.....	48
5.3	Návrh a pevnostní kontrola hřídele pastorku.....	49
5.3.1	Návrh hřídele pastorku .....	49
5.3.2	Pevnostní kontrola hřídele pastorku .....	49
5.4	Kontrola ložisek.....	52
5.4.1	Kontrola ložisek pastorku.....	52
5.4.2	Kontrola ložisek na diferenciálu.....	55
5.5	Kontrola zubové spojky.....	59
5.6	Kontrola drážkování pro trojramenný unášec .....	60
	<b>Závěr .....</b>	<b>61</b>
	<b>Seznam informačních zdrojů.....</b>	<b>62</b>
	<b>Seznam obrázků.....</b>	<b>64</b>
	<b>Seznam grafů.....</b>	<b>65</b>
	<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>66</b>
	<b>Přílohy.....</b>	<b>67</b>

## Úvod

Na Univerzitě Pardubice, dopravní fakultě Jana Pernera, katedře dopravních prostředků vzniká projekt výstavby experimentálního silničního vozidla. Jedná se o osobní vozidlo, které by mělo sloužit katedře, převážně ke zkoumání jízdní stability při různém pohonu náprav tzn. přední, zadní nebo pohonu všech kol. Jedná se například o zkoušky statické říditelnosti (přetáčivost, nedotáčivost), zjištění hranic mezních stavů (smyk, překlopení), předjížděcí manévr, vyhybací manévr a mnoho dalších.

Jelikož musí být vozidlo opatřeno takovými konstrukčními úpravami, které umožňují měnit hodnoty různých parametrů vozidla, nelze použít žádné běžné sériově vyráběné vozidlo. Experimentální vozidlo by mělo být uzpůsobeno pro dvoučlennou posádku, tzn. řidič a spolujezdec. Spolujezdec, by pak měl obsluhovat měřící přístroje.

Speciální konstrukční úpravy by se měli týkat např.:

- možnosti měnit přenos točivého momentu na nápravy. To jest pohon buď přední nebo zadní nápravy, popř. pohon obou náprav
- umožnění měnitelnosti hodnot jednotlivých prvků geometrie řízení
- řízení obou náprav
- možnosti měnit zatížení náprav, atd.

Aby cena experimentálního vozidla byla co nejnižší, klade se také důraz na jednotlivé komponenty vozidla. Pokud to konstrukce a požadované vlastnosti vozidla umožní, měli by se ke stavbě použít převážně díly starších sériově vyráběných automobilů.

Experimentálním vozidlem se už ve svých diplomových pracích zabývalo několik studentů Univerzity Pardubice. Tyto předchozí práce se týkaly:

- Blaťák Josef – Ideový návrh celkového uspořádání experimentálního vozidla
- Erben Jan – Návrh nosné části experimentálního vozidla
- Kroutil Jiří – Návrh pohonu 4x4 pro experimentální vozidlo



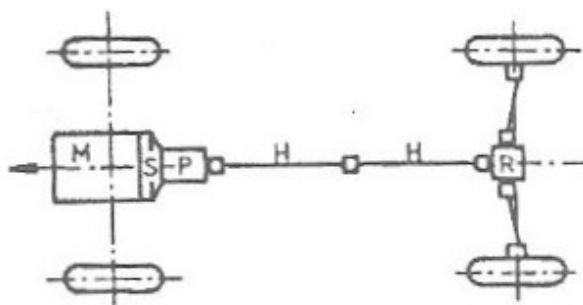
Cílem mé práce je zjistit možnosti řešení stálého převodu hnacích náprav, tyto možnosti analyzovat a nejvhodnější variantu pro použití v experimentálním vozidle navrhnout. Návrh samozřejmě doplnit potřebnými výpočty a zároveň výkresem sestavy daného řešení stálého převodu.

# 1 Uspořádání hnacího ústrojí automobilu

Jízdní vlastnosti vozidla závisí, kromě mnoha jiných faktorů, také na uspořádání hnacího ústrojí (polohy uložení motoru a způsobu pohonu náprav). Existuje mnoho variant vzájemného uspořádání těchto komponentů.

## 1.1 Základní varianty:

a/ **Standardní pohon (Obr. 1):** motor, spojka, převodovka vpředu; rozvodovka s diferenciálem v zadu; pohon na zadní nápravu.



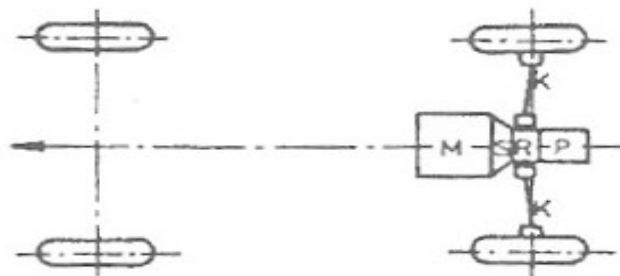
Obr. 1: Standardní pohon

b/ **Motor vzadu (Obr. 2):** motor, spojka, převodovka, rozvodovka a kloubové hřídele vzadu; pohon na zadní nápravu.



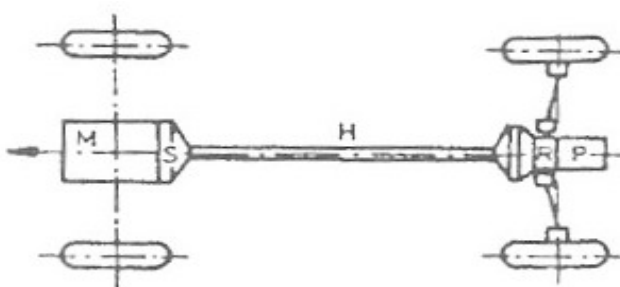
Obr. 2: Motor vzadu

c/ **Motor mezi nápravami (Obr. 3):** motor, spojka před zadní nápravou; převodovka za zadní nápravou; rozvodovka součástí zadní nápravy; pohon na zadní nápravu.



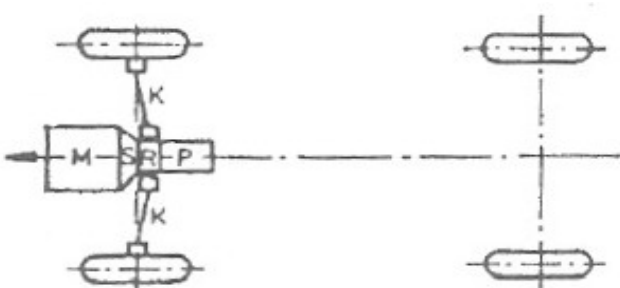
Obr. 3: Motor mezi nápravami

d/ **Transaxle (Obr. 4):** motor, spojka vpředu; převodovka, rozvodovka vzadu; pohon na zadní nápravu.



Obr. 4: Transaxle

e/ **Přední pohon (Obr. 5):** motor, spojka, převodovka, rozvodovka v předu; pohon na přední nápravu.



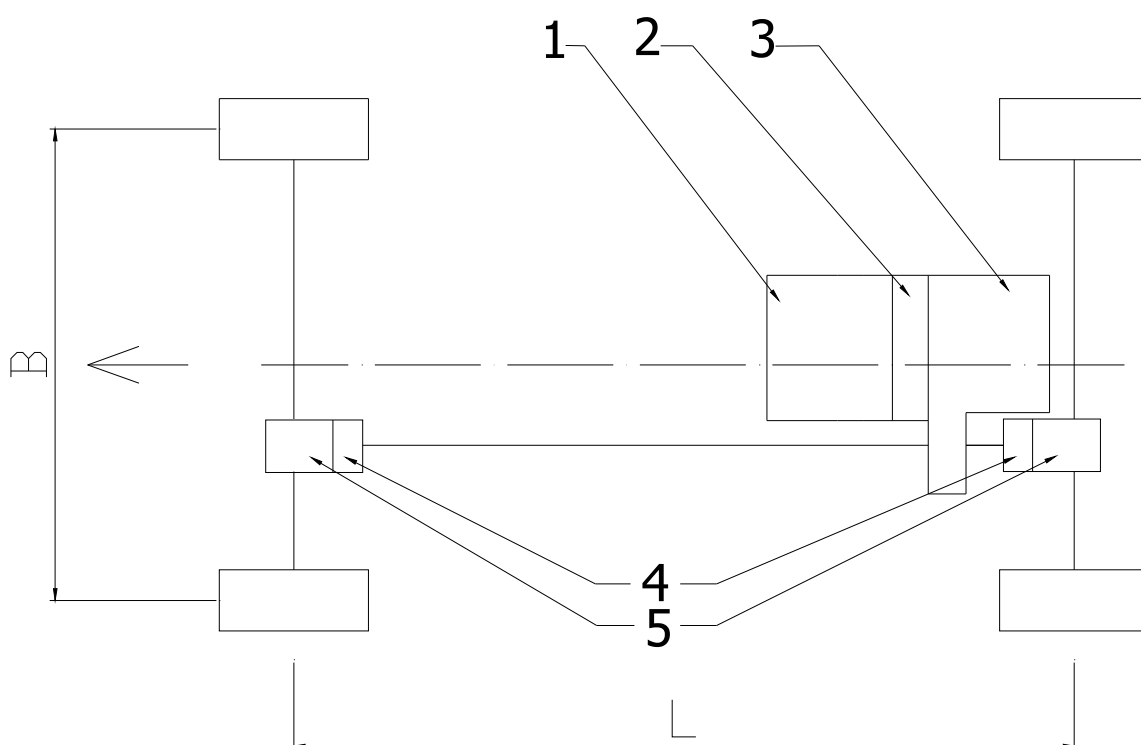
Obr. 5: Přední pohon

**f/ Pohon všech kol:** nejčastěji se používá motor s převodovkou vpředu; pohon všech kol může být stálý nebo zapínatelný; při pohonu všech kol nutnost použití mezinápravového diferenciálu, který vyrovnává rozdíl mezi otáčkami předních a zadních kol.

## 1.2 Volba uspořádání pro experimentální vozidlo

Jak už bylo v úvodu zmíněno, vozidlo bude disponovat pohonem všech kol a bude také možno měnit hmotnost zatížení náprav. Proto pro nás není umístění hnacího ústrojí z hlediska zatížení náprav prioritou. Jelikož vozidlo bude sloužit pouze pro dvoučlennou posádku a není požadováno ani místo pro další pasažéry ani zavazadlový prostor, jeví se jako velice vhodné umístit hnací ústrojí (motor, převodovka) v zadní části automobilu. Tomuto názoru se také přiklání dřívější vypracované studie i současné názory odborníků.

Existuje více variant umístění hnacího ústrojí v zadní části automobilu. Jelikož hnací agregát bude použit ze sériově vyráběného automobilu škoda Fabia, je velmi vhodné umístit motor s převodovkou podélně před zadní nápravu, přičemž diferenciál, standardně v převodovce zabudovaný, bude plnit funkci mezinápravového diferenciálu. Na každé nápravě pak bude umístěna rozvodovka s nápravovým diferenciálem a zubovou spojkou (*Obr. 6*).



Obr. 6: Podélné uložení hnacího ústrojí před zadní nápravou, pohon všech kol;  
 1 –motor; 2 –spojka; 3 – převodovka, rozvodovka, mezinápravový diferenciál;  
 4 - zubová spojka; 5 – nápravová rozvodovka; B – rozchod kol; L – rozvor náprav

### Výhody umístění hnacího ústrojí před zadní nápravou:

- vhodné podmínky při rozjezdu a stoupavosti nezávislé na zatížení při pohonu zadní nápravy
- krátký silový tok
- malá ovládací síla na volant díky malému zatížení přední nápravy
- malý převis přední části vozidla
- jednoduchá konstrukce přední nápravy
- příznivé rozdělení brzdících sil

**Nevýhody umístění hnacího ústrojí před zadní nápravou:**

- obtížné umístění palivové nádrže
- příliš krátké výfukové potrubí, obtížné vyladění výfukové soustavy
- větší problémy týkající se chladicí soustavy
- malý popř. žádný zavazadlový prostor

**Výhody pohonu všech kol:**

- zlepšené trakční schopnosti zejména na mokré nebo kluzké vozovce
- vysoké rezervy stability při přejezdu větší vrstvy sněhu
- malá citlivost na boční vítr
- stejnoměrné opotřebení pneumatik

**Nevýhody pohonu všech kol:**

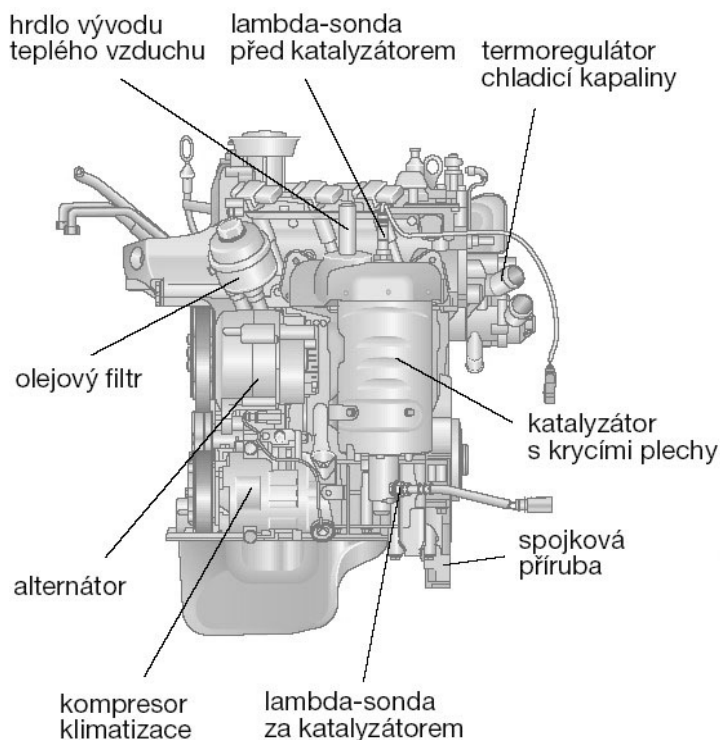
- vyšší pořizovací náklady
- vyšší spotřeba paliva
- vyšší pohotovostní hmotnost vozidla

## 2 Řešení převodového ústrojí

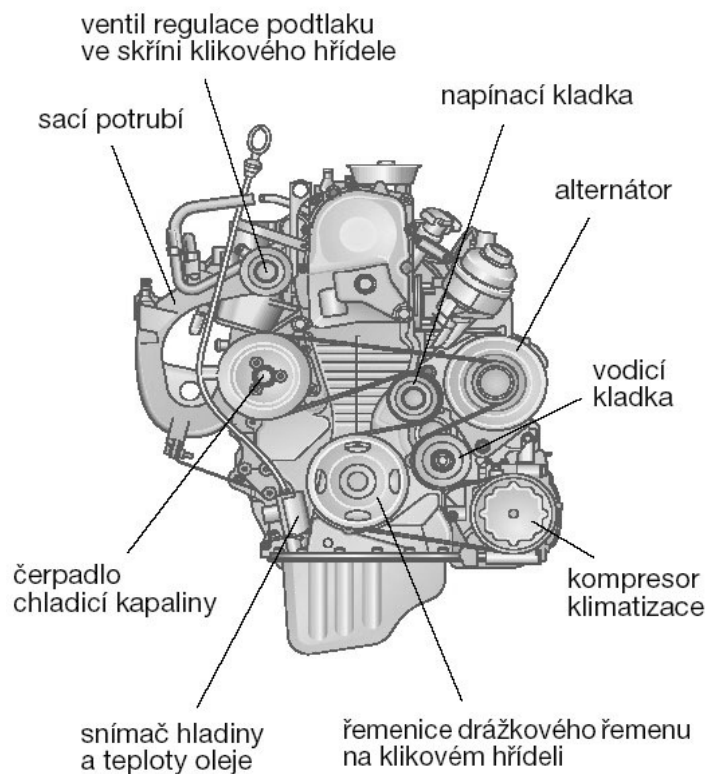
### 2.1 Motor

Pohonnou jednotku experimentálního vozidla by měl tvořit motor ze sériově vyráběného automobilu Škoda Fabia. Jedná se o řadový kapalinou chlazený zážehový tříválcový motor o objemu 1,2 l. Blok i hlava válců jsou zhotoveny z hliníkové slitiny, což se společně s širokým využitím plastů a dalších moderních materiálů příznivě odrazí na nízké hmotnosti agregátu.

Ventilový rozvod je OHC (Over Head Camshaft) se dvěma ventily na každý válec. Maximální výkon motoru pak je 40 kW při 4750 min<sup>-1</sup>.



Obr. 7: Řadový tříválcový motor 1.2l škoda Fabia; pohled zepředu



*Obr. 8: Řadový tříválcový motor 1.2l škoda Fabia; pohled ze strany*

### 2.1.1 Hlavní technické znaky motoru

- 4 x uložený klikový hřídel se 6 vyvažovacími závažími
- pomocí řetězového převodu od klikového hřídele pohon vačkové hřídele a olejového čerpadla
- řetěz pro pohon vačkového hřídele napínán hydraulickým napínákem, řetěz pro pohon olejového čerpadla mechanickým napínákem
- plastové sací potrubí
- blok motoru na úrovni klikového hřídele rozdělený na dva díly, přičemž dělící rovina prochází osou klikového hřídele
- použití vyvažovacího hřídele zajišťující klidný chod motoru
- elektrický pedál akcelerace E – gas
- pro každý válec jedna zapalovací cívka



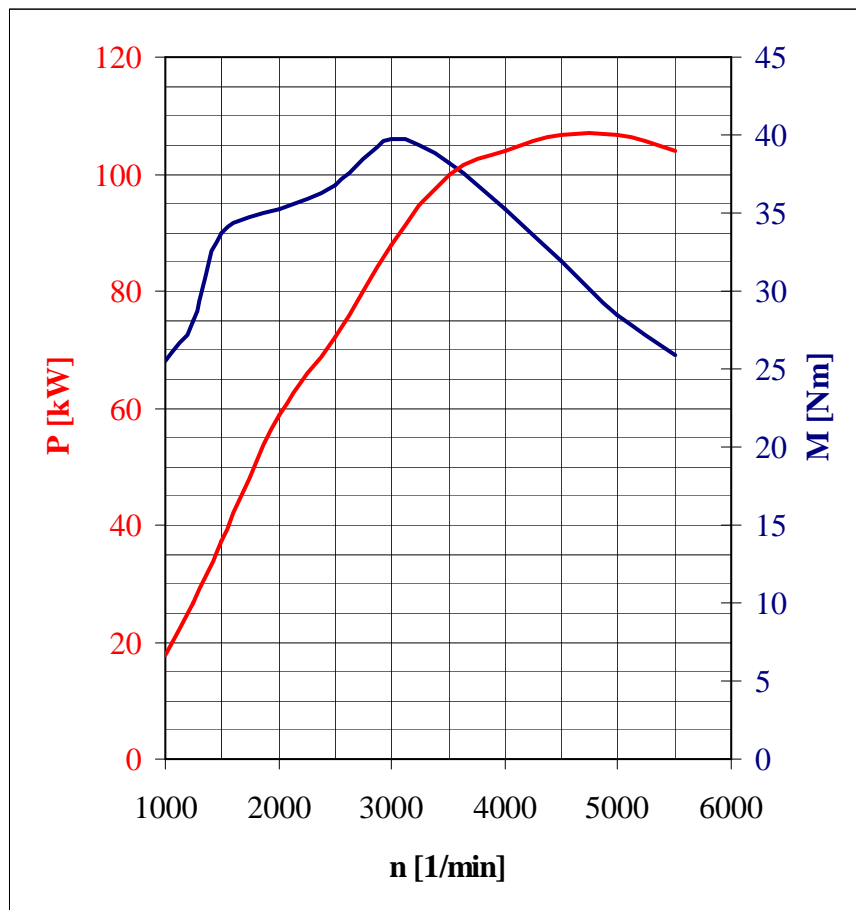
- redukce emisí ve výfukových plynech pomocí dvou skokových lambda – sond.

### 2.1.2 Technické údaje motoru

Kód motoru:	AWY.
Konstrukce:	tří válcový řadový motor, dva ventily na válec.
Obsah:	1198 cm <sup>3</sup> .
Vrtání:	76,5 mm.
Zdvih:	86,9 mm.
Kompresní poměr:	10,3 : 1.
Maximální výkon:	40 kW při 4750 min <sup>-1</sup> .
Max. kroutící moment:	106 Nm při 3000 min <sup>-1</sup> .
Řídící jednotka motoru:	SIMOS 3PD (vícebodové vstřikování).
Palivo:	Bezolovnatý benzín s oktanovým číslem 95, možno použít i benzín s oktanovým číslem 91, ale výkon motoru bude nižší.
Emisní norma:	EU4.

### 2.1.3 Momentová a výkonová charakteristika motoru

Graf 1: Momentová a výkonová charakteristika motoru



## 2.2 Spojka

Suchá, hydraulicky poháněná jednokotoučová spojka s talířovou pružinou a bezazbestovým obložením o průměru 190 mm.

## 2.3 Převodovka

Mechanická pětistupňová plně synchronizovaná převodovka - součástí této sériově vyráběné převodovky, je také rozvodovka s diferenciálem, který bude plnit úlohy mezinápravového diferenciálu.

### Převodové poměry převodových stupňů:

převodový stupeň:  $i_1 = 3.455$

převodový stupeň:  $i_2 = 1.955$

převodový stupeň:  $i_3 = 1.281$

převodový stupeň:  $i_4 = 0.927$

převodový stupeň:  $i_5 = 0.74$

Převodový poměr zpátečky  $i_z = 3.182$

Převodový poměr stálého převodu  $i_{R1} = 4.533$

## 2.4 Mezinápravový diferenciál

Jako mezinápravový diferenciál bude sloužit diferenciál, který je umístěn ve skříni převodovky. Pomocí tohoto diferenciálu má být točivý moment rozdělen směrem k zadní a přední nápravě. Součástí mezinápravového diferenciálu by měla být také uzávěrka. Řešením uzávěrky se tato diplomová práce nezabývá.

## 2.5 Kloubové hřídele, stálý převod na hnacích nápravách

Pomocí kloubových hřídelí je točivý moment od mezinápravového diferenciálu přenesen do rozvodovek na přední a zadní nápravu. Součástí nápravových rozvodovek je stálý převod spolu s nápravovým diferenciálem, který rozděluje točivý moment k příslušným kolům náprav. Od nápravového diferenciálu je točivý moment opět pomocí kloubových hřídelí přenesen k daným nábojům kol. Kloubové hřídele a také nápravové rozvodovky budou v dalších částech této práce řešeny.

## 2.6 Nápravy experimentálního vozidla

Nápravy pro experimentální vozidlo budou opět vycházet ze sériově vyráběné škody Fabia. Protože musí být obě nápravy říditelné, bude na experimentálním vozidle použita a to jako přední tak i zadní náprava přední říditelná náprava ze škody Fabia.

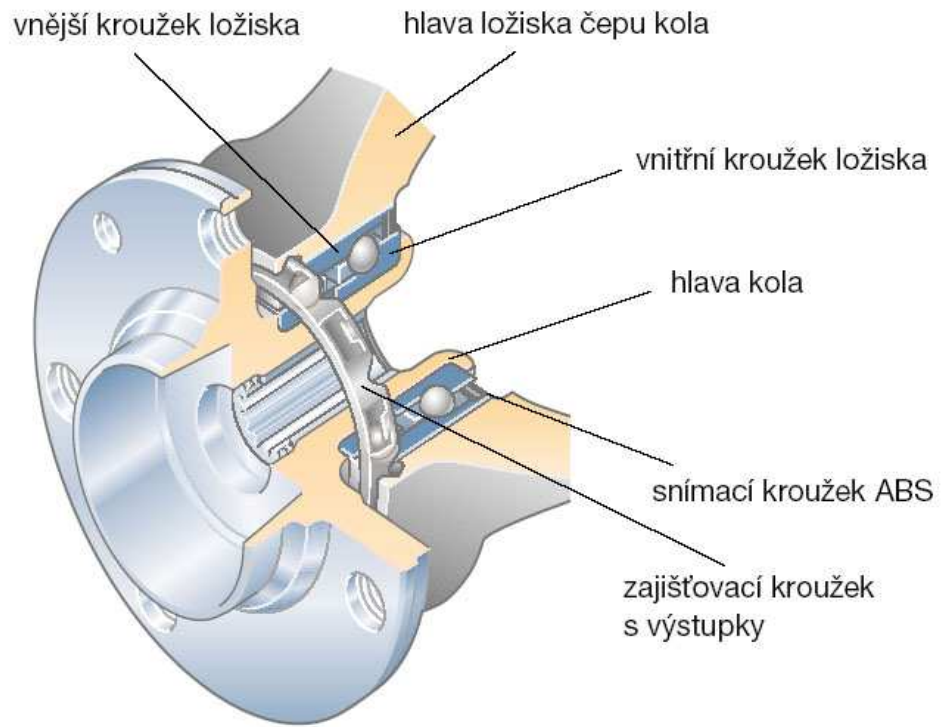
Další problém vzniká v možnosti měnit hodnoty nastavení geometrie řízení. Až na seřízení sbíhavosti totiž nápravy žádné jiné změny nastavení neumožňují. Splnění tohoto požadavku je proto podmíněno speciálními konstrukčními úpravami dané nápravy.

### Charakteristické vlastnosti nápravy:

- zavěšení McPherson se spodními trojúhelníkovými rameny a příčným zkrutným stabilizátorem
- s odlehčenými prvky (konzoly nápravnice – hliníkové odlitky)

### Ložisko předního kola (viz Obr. 9):

- dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem integrované v hlavě kola
- předpětí je dáno rozlisováním vnitřního kroužku ložiska s hlavou kola
- poloha ložiska kola v hlavě ložiska čepu kola je jištěna kroužkem s výstupky; výstupky při nalisování zapadnou do drážky v hlavě ložiska čepu kola



*Obr. 9: Ložisko předního kola.*

### 3 Možnost řešení stálého převodu hnacích náprav

Jelikož převodovka, která bude v experimentálního vozidle použita, má již standardně zabudovanou rozvodovku se stálým převodovým poměrem  $i_{R1} = 4.533$ , musí se následující převody řešit tak, aby vozidlo splňovalo požadovaná kritéria.

Důležitým kritériem je maximální rychlost, kterou by vozidlo mělo mít v hodnotě 120 km/h. Taky nelze opomenout, že vozidlo musí mít vypínatelný přenos točivého momentu na nápravy, a s tím při návrhu stálého převodu na hnacích nápravách počítat.

Je třeba si uvědomit, že nelze stálý převod na nápravách vyřešit pouhým zabudováním sériově vyráběného nápravového diferenciálu s rozvodovkou. Převodové poměry stálých převodů v nápravových rozvodovkách se totiž konstruují větší jak 1. Díky už jedné rozvodovce, která je v převodovce, by se jednalo o další převod několikrát větší jak 1, tudíž by sice došlo k nárůstu točivého momentu, ovšem došlo by k poklesu otáček, které by měli vliv na snížení rychlosti vozidla.

V současných sériově vyráběných osobních automobilech s pohonem všech kol se zapínání pohonu děje většinou automaticky. K tomuto účelu se převážně používá viskózních spojek, nebo jsou na poháněcí nápravě snímány otáčky, následně vypočítán skluz a v případě potřeby dojde k zapnutí pohonu nepoháněné nápravy elektrickým nebo hydraulickým systémem.

Experimentální vozidlo by mělo ovšem disponovat trvalým odpojením nebo připojením pohonu jednotlivých náprav. Systémy, které pohon nepoháněné nápravy zapínají automaticky v závislosti na jízdních podmínkách se na experimentální vozidlo nehodí. Nejvhodnější a i cenově nejlevnější varianta nejspíš spočívá v zapínání nebo vypínání přenosu točivého momentu pomocí zubové spojky, která bude ovládaná mechanicky.

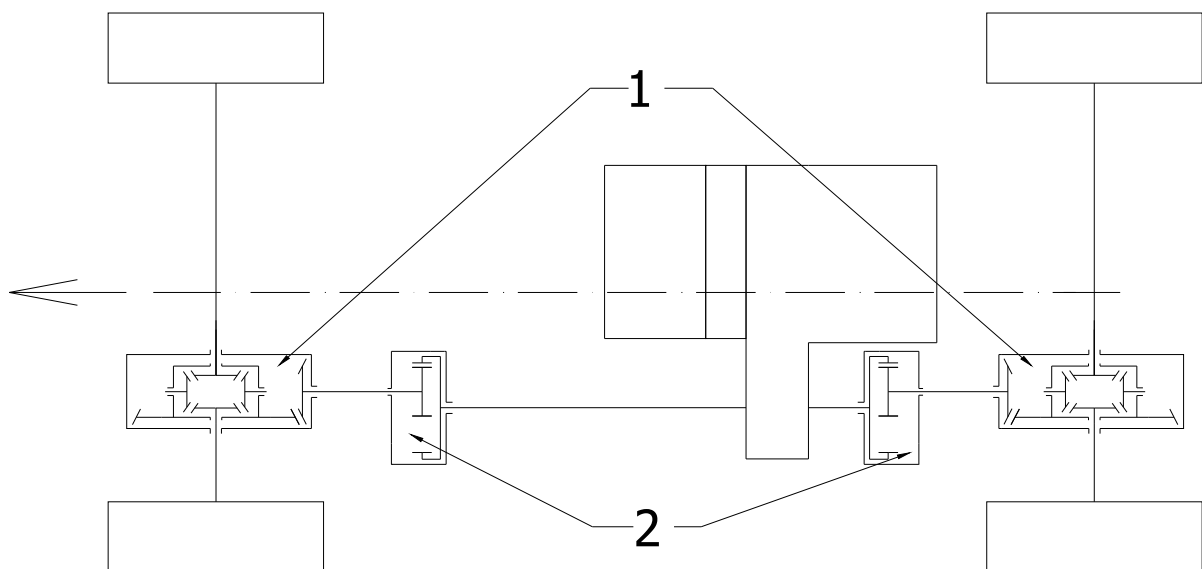
**Existuje více variant řešení, jak konstrukčně dané podmínky stálého převodu hnacích náprav splnit:**

1. Použití redukční převodovky (Obr. 10)

2. Použití nápravové rozvodovky s převodovým poměrem stálého převodu  $i_{NR} = 1$ , které by předcházela zubová spojka (Obr. 11)
3. Použití nápravové rozvodovky s převodovým poměrem stálého převodu větším jak 1, které by předcházela zubová spojka (Obr. 12)

### 3.1 Použití redukční převodovky

Za převodovku by se umístila jednostupňová převodovka s převodovým poměrem „do rychla“, a to ve směru k přední i zadní nápravě, která by kompenzovala stálý převod v převodovce a zároveň by sloužila k odpojení nebo připojení točivého momentu na nápravu. Za rychloběhem by pak mohla následovat nějaká sériově vyráběná rozvodovka s kuželovým (popř. hypoidním) soukolím a diferenciálem (Obr. 10).



Obr. 10: Řešení stálého převodu hnacích náprav při použití redukční převodovky

1 – nápravová rozvodovka s diferenciálem; 2 – redukční převodovka

**Výhody této konstrukce:**

- možnost použít sériově vyráběnou nápravovou rozvodovku s diferenciálem

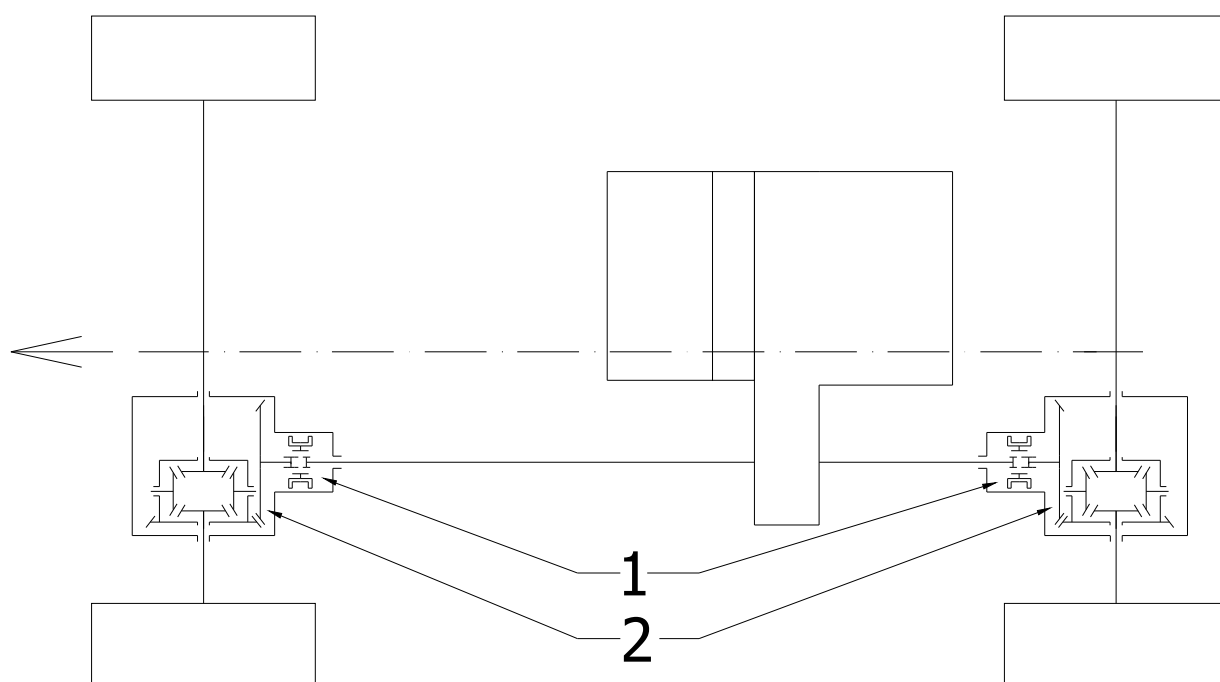
**Nevýhody této konstrukce:**

- náročnost v propojení jednotlivých částí (převodovka, redukční převodovka, nápravový diferenciál) pomocí kloubových hřídelí
- větší hmotnost
- každá část musí mít svou vlastní olejovou náplň
- dražší konstrukce
- redukční převodovka by se musela vyrobit

**3.2 Použití rozvodovky se stálým převodem 1:1**

Na hnacích nápravách by se musela použít rozvodovka, jejíž ozubená kola stálého převodu by splňovala požadavek převodového poměru mezi koly  $i_{NR} = 1$ . Do společné skříně před stálý převod by se mohla umístit zubová spojka pro měnitelnost připojení a odpojení přenosu točivého momentu. K hnanému kolu stálého převodu by samozřejmě byla připojena klec nápravového diferenciálu (Obr. 11). Za nápravový diferenciál by mohl být použit nějaký sériově vyráběný diferenciál z osobního automobilu.





Obr. 11: Řešení stálého převodu při použití rozvodovky se stálým převodem 1:1

1 – zubová spojka; 2 – nápravová rozvodovka s diferenciálem

#### Výhody této konstrukce:

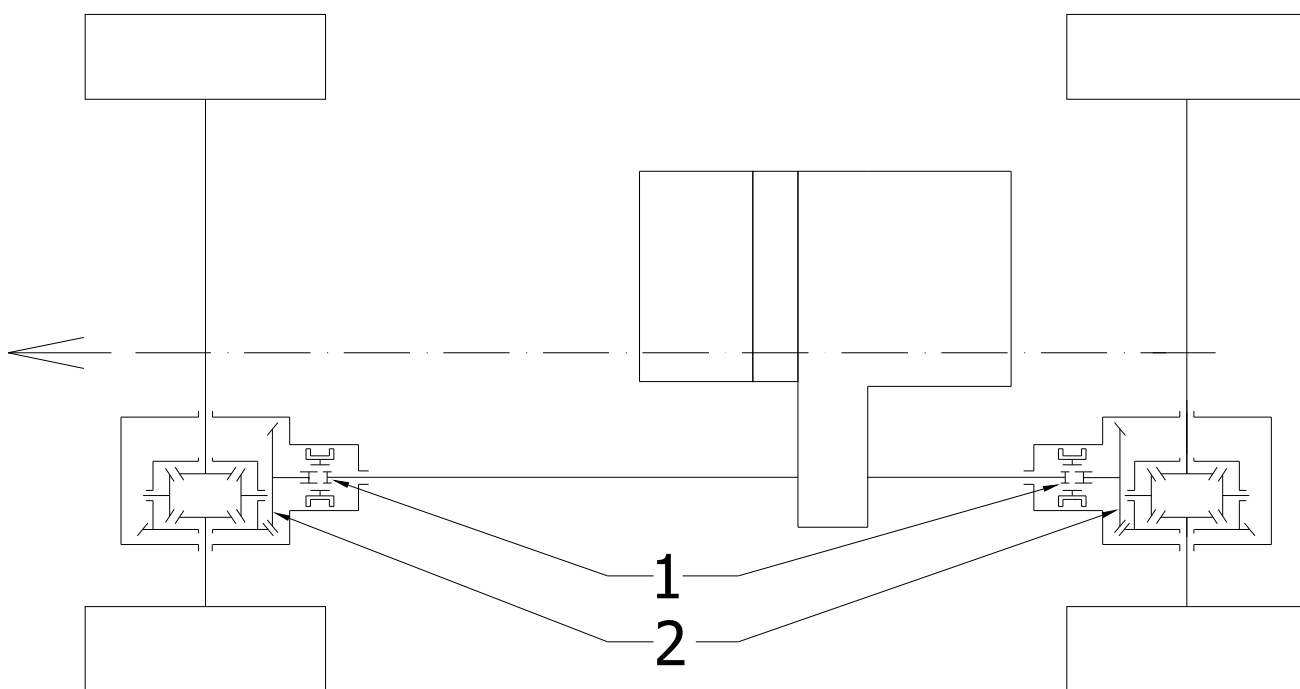
- jednodušší propojení přenosu točivého momentu pomocí kloubových hřídelí
- zubová spojka i nápravová rozvodovka s diferenciálem ve společné skříni, společná olejová náplň
- nižší hmotnost
- možnost uplatnit v konstrukci sériově vyráběný diferenciál

#### Nevýhody této konstrukce:

- velká rozvodovka
- ozubená soukolí stálého převodu se musí vyrobit
- zubová spojka se musí taktéž vyrobit

### 3.3 Použití rozvodovky s převodovým poměrem stálého převodu větším jak 1

Jedná se o použití nápravové rozvodovky s převodovým poměrem stálého převodu takovým, aby byla splněna podmínka dosažení požadované maximální rychlosti – jednalo by se o podobné konstrukční řešení jako v předchozím případě 3.2 s tím rozdílem, že převodový poměr ve stálém převodu by byl větší jak 1. Tímto řešením dojde ke zmenšení stálého převodu, z čehož vyplynou celkově menší rozměry nápravové rozvodovky a menší hmotnost.



*Obr. 12: Řešení stálého převodu při použití rozvodovky se stálým převodem větším jak 1*

*1 – zubová spojka; 2 – nápravová rozvodovka s diferenciálem*

**Výhody této konstrukce:**

- menší hnací kolo stálého převodu; menší skříň; nižší hmotnost
- jednodušší propojení přenosu točivého momentu pomocí kloubových hřídelí
- zubová spojka i rozvodovka s nápravovým diferenciálem ve společné skříni, společná olejová náplň
- možnost uplatnit v konstrukci sériově vyráběný diferenciál

**Nevýhody této konstrukce:**

- ozubená kola stálého převodu se musí vyrobit
- zubová spojka se musí nechat vyrobit

## 4 Návrh řešení

Jako nejvýhodnější řešení stálého převodu se nabízí varianta s nápravovou rozvodovkou, diferenciálem a zubovou spojkou ve společné skříni. Jelikož maximální rychlost experimentálního vozidla 120 km/h je plně dostačující, je proto vhodné řešit variantu s převodovým poměrem stálého převodu větším jak 1 tak, aby požadavek maximální rychlosti byl splněn. Díky této možnosti se nám rozvodovka značně zmenší a to bude mít za následek také zmenšení skříně rozvodovky.

Experimentální vozidlo bude mít nápravovou rozvodovku jak na přední tak i zadní nápravě. Obě tyto rozvodovky budou stejné.

Přenos točivého momentu mezi převodovkou a rozvodovkou pak bude zabezpečovat jeden kloubový hřídel, ve směru k přední nápravě a jeden kloubový hřídel ve směru k zadní nápravě, což je značně jednodušší než u konstrukce s redukční převodovkou.

Přerušování točivého momentu na nápravy bude zabezpečovat zubová spojka, umístěná ve společné skříni s nápravovou rozvodovkou a ovládaná mechanicky.

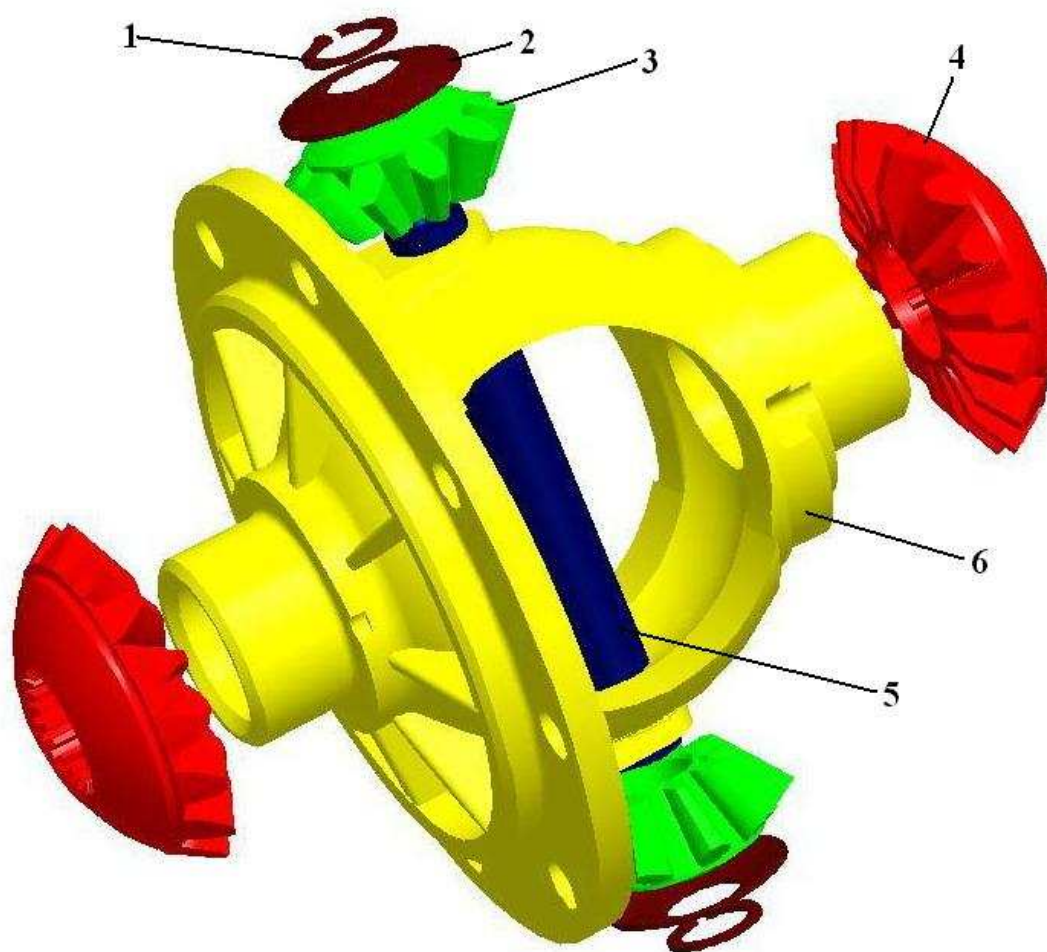
Nápravový diferenciál lze nahradit sériově vyráběným diferenciálem. Velice příznivě tzn. konstrukčně i cenově se jeví použití diferenciálu s převodovky škoda Favorit.

### 4.1 Nápravový diferenciál

Jako nápravový diferenciál bude použit sériově vyráběný diferenciál, který je umístěn ve společné skříni s převodovkou na automobilu škoda Favorit (Obr. 13). Jedná se o kuželový diferenciál se dvěma satelity. Ozubení diferenciálu je kuželové s přímými zuby.

**Diferenciál se skládá:**

- klec diferenciálu
- dvě planetová kola
- dva satelity
- čep satelitu s pojistnými kroužky proti vysunutí
- vymežovací podložky



*Obr. 13: Diferenciál z automobilu škoda Favorit*

*1 – pojistný kroužek; 2 – vymežovací podložka; 3 – satelit; 4 – planetové kolo; 5 – čep satelitu; 6 – klec diferenciálu*

## 4.2 Nápravová rozvodovka

Nápravová rozvodovka bude tvořena kuželovým soukolím s přímými zuby. Převodový poměr kuželového soukolí musí být takový, aby maximální rychlost experimentálního vozidla 120 km/h byla na celkový minimální převod od motoru až na kola dosažena. Talířové kolo pak bude pomocí šroubů připevněno ke kleci diferenciálu.

$n_{mMax}$  - maximální otáčky motoru  $n_{mMax} = 5500 \text{ min}^{-1}$

$r_d$  - dynamický poloměr kola neznám, na základě rozměrů pneumatiky 155/80 R13 volím dynamický poloměr kola  $r_d = 0,29 \text{ m}$

$v_{max}$  - maximální rychlost vozidla  $v_{max} = 120 \text{ km/h}$

$$i_{c \min} = 0,377 * \frac{r_d * n_{mMax}}{v_{max}} \quad (4-1)$$

$$i_{NR} = 0,377 * \frac{r_d * n_{mMax}}{v_{max} * i_{R1} * i_{P5}} = 0,377 * \frac{0,29 * 5500}{120 * 4,533 * 0,74} = 1,489 \quad (4-2)$$

Převodový poměr kuželového soukolí nápravové rozvodovky volím  $i_{NR} = 1,4$ .

### 4.2.1 Rozměry kuželových ozubených kol nápravové rozvodovky

**Hodnoty společné jak pro pastorek tak talířové kolo:**

Materiál ozubených kol volím 14220.

Třídu přesnosti ozubených kol volím 7.

Úhel, který svírají osy rotace kol  $\Sigma = 90^{\circ}$ .

Úhel záběru ozubených kol  $\alpha = 20^{\circ}$ .

Kuželové soukolí má přímé zuby, tím pádem úhel sklonu zubu  $\beta = 0^{\circ}$ .

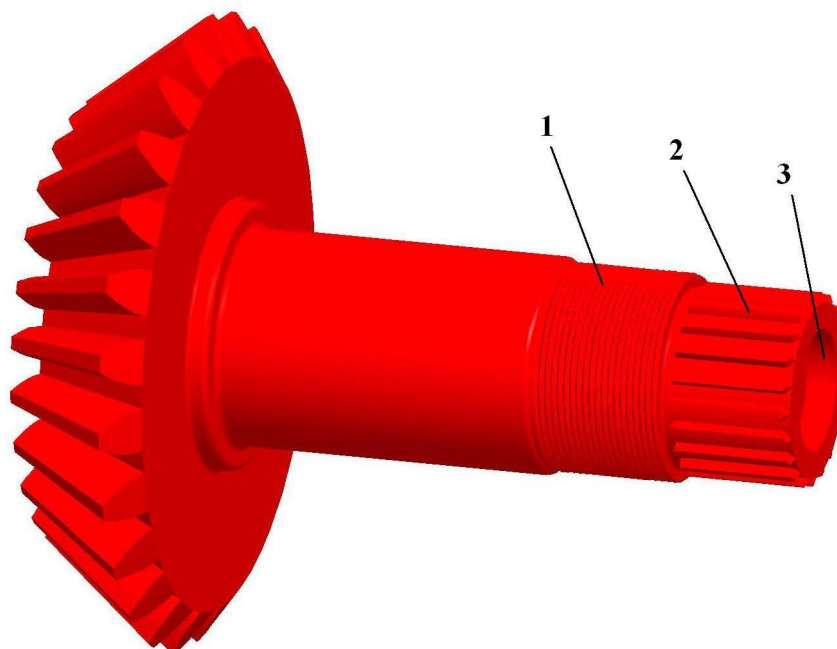
Šířka ozubení  $b = 36 \text{ mm}$ .

#### 4.2.1.1 Základní rozměry pastorku a hřídele pastorku

Tab. 1: Základní rozměry pastorku

počet zubů	$z_1 = 25$
čelní modul na vněj. hřídeli	$m_e = 5,5 \text{ mm}$
normálový modul	$m_n = 4,66 \text{ mm}$
průměr roztečné kružnice	$d_1 = z_1 * m_e = 25 * 6 = 137,5 \text{ mm}$
úhel roztečného kužele	$\delta_1 = 35^{\circ}32'$
průměr hlavové kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2h_{ae}\cos\delta_1 = 137,5 + 2 * 5,5 * 0,81 = 146,45 \text{ mm}$
průměr patní kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2h_{fe}\cos\delta_1 = 137,5 - 2 * 6,875 * 0,81 = 126,31 \text{ mm}$
střední roztečný průměr	$d_{1m} = z_1 * m_n = 25 * 4,66 = 116,5 \text{ mm}$
počet zubů náhradního kola	$z_{1n} = z_1 / \cos\delta_1 = 25 / \cos 35^{\circ}32' = 30,72$

Průměr hřídele pastorku volím 50 mm. V části za ložisky bude hřídel opatřen závitem M48 x 1.5. Konec hřídele pak bude osazen evolventním drážkováním, které bude zvoleno takové, aby mohla přes něho být protáhnutá podložka a matka k závitu . Dále bude v konci hřídel díra pro ložisko, do kterého pak přijde zasunout hnací hřídel zubové spojky (Obr. 14).



Obr. 14: Pastorek stálého převodu

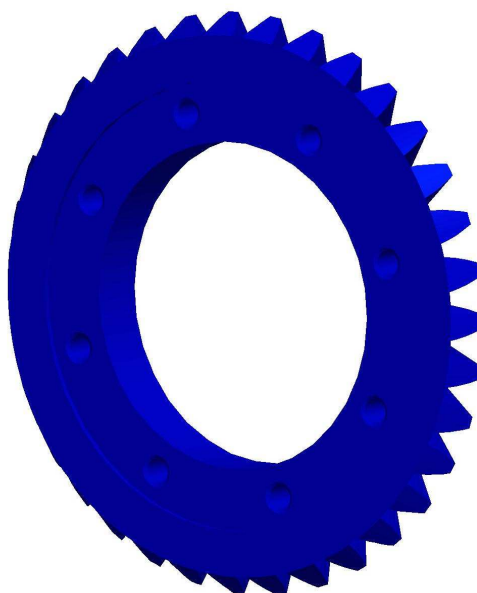
1 – závit M48 x 1,5; 2 – evolventní drážkování; 3 – otvor pro ložisko

#### 4.2.1.2 Základní rozměry talířového kola

Tab. 2: Základní rozměry talířového kola

počet zubů	$z_2 = i_{NR} * z_1 = 35$
čelní modul na vněj. hřídeli	$m_e = 5,5 \text{ mm}$
normálový modul	$m_n = 4,66 \text{ mm}$
průměr roztečné kružnice	$d_2 = z_2 * m_e = 192,5 \text{ mm}$
úhel roztečného kužele	$\delta_2 = 54^{\circ}28'$
průměr hlavové kružnice	$d_{a2} = d_2 + 2h_{ae}\cos\delta_2 = 192,5 + 2 * 5,5 * 0,58 = 198,9 \text{ mm}$
průměr patní kružnice	$d_{f2} = d_2 - 2h_{fe}\cos\delta_2 = 192,5 - 2 * 6,875 * 0,58 = 184,5 \text{ mm}$
střední roztečný průměr	$d_{2m} = z_2 * m_n = 163,1 \text{ mm}$

Talířové kolo pak přijde nasunout na klec diferenciálu. Pomocí 8 šroubů se závitem M10 x 1.25 a 8 děr v zadní části talířového kola se závitem také M10 x 1.25 přijde ke kleci diferenciálu přišroubovat (viz. Obr. 15).



Obr. 15: Talířové kolo stálého převodu nápravové rozvodovky



### 4.3 Zubová spojka

#### Části zubové spojky (viz Obr. 16):

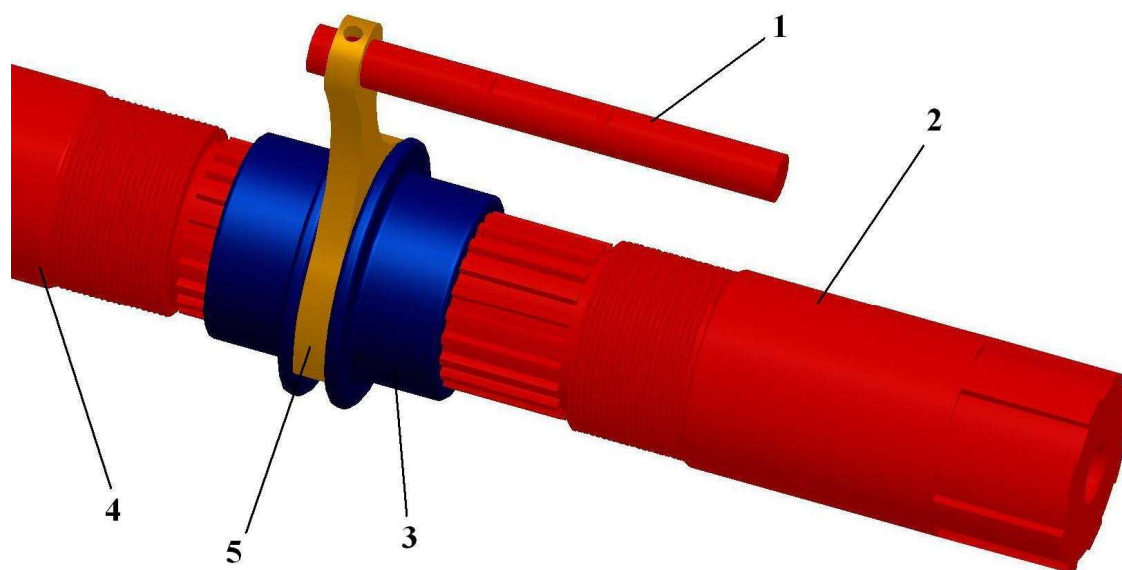
- hnací hřídel osazen evolventním drážkováním (materiál 14 220)
- objímka s evolventním drážkováním (materiál 14 220)
- hnaný hřídel (hřídel pastorku) s evolventním drážkováním (materiál 14 220)
- vidlička
- čep vidličky

Točivý moment bude přenášen přes hnací hřídel na objímku a z objímky bude přenášen na hnaný hřídel čili hřídel pastorku stálého převodu. Jakmile bude třeba moment přerušit, tak se celá objímka přesune na hnací hřídel. K přesunutí objímky bude sloužit vidlička s čepem, na který bude působit síla od řadicí páky. Dále budou na čepu drážky, do kterých bude zapadat kulička tlačena pružinou, aby nedošlo k samovolnému posouvání objímky.

#### Evolventní drážkování volím:

- pro hřídel Evolventní drážkování 45 x 2 x 9g ČSN 01 4952
- pro náboj (objímka) Evolventní drážkování 45 x 2 x 9H ČSN 01 4952

Délka drážkování na hnacím hřídeli  $l_{hc} = 58$  mm, délka objímky s drážkováním  $l_o = 58$  mm a délka drážkování na hnaném hřídeli  $l_{hn} = 28$  mm.



Obr. 16: Zubová spojka

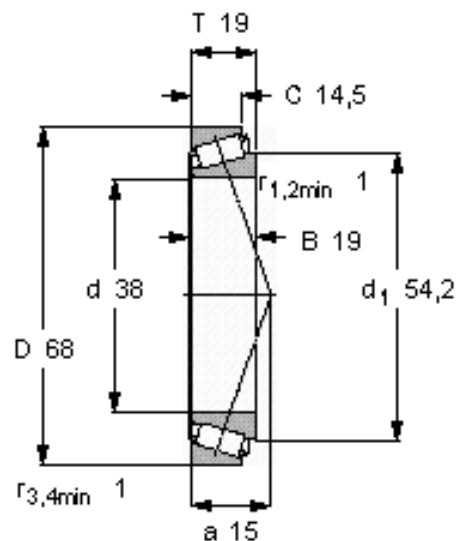
1 – čep vidličky, 2 – hnací hřídel zubové spojky, 3 – objímka s evolventním drážkováním, 4 – hnáný hřídel (pastorek), 5 - vidlička

## 4.4 Uložení jednotlivých částí pomocí valivých ložisek

### 4.4.1 Uložení diferenciálu

Diferenciál bude uložen pomocí dvou kuželíkových ložisek stejného typu. Označení ložiska je 32008/38X/Q.

- vnitřní průměr  $d = 38$  mm
- vnější průměr  $D = 68$  mm
- šířka ložiska  $T = 19$  mm
- dynamická únosnost  $C = 52800$  N
- statická únosnost  $C_o = 71000$  N

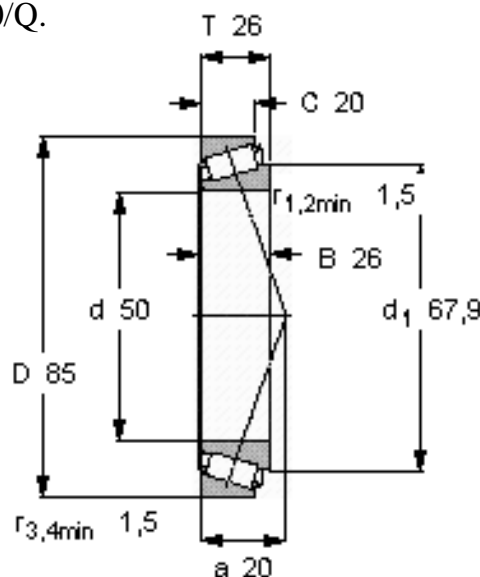


Obr. 17: Ložisko 32008/38X/Q

#### 4.4.2 Uložení hřídele pastorku

Hřídel pastorku bude také uložen pomocí dvou kuželíkových ložisek stejného typu. V tomto případě budou použita ložiska 33110/Q.

- vnitřní průměr  $d = 50$  mm
- vnější průměr  $D = 85$  mm
- šířka ložiska  $T = 26$  mm
- dynamická únosnost  $C = 85800$  N
- statická únosnost  $C_0 = 122000$  N



Obr. 18: Ložisko 33110/Q

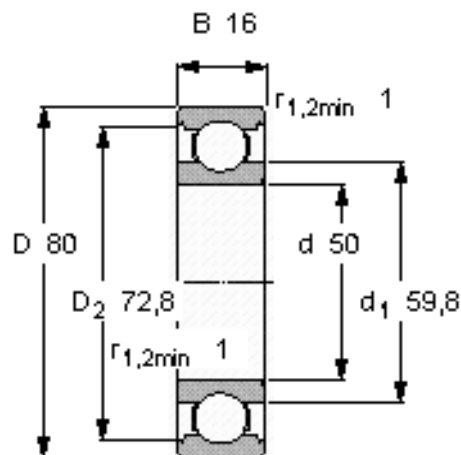
Jelikož u uložení diferenciálu a hřídele pastorku volím uložení v kuželíkových ložiscích, je třeba při kontrole ložisek brát v úvahu, že nenulový tlakový úhlu  $\alpha$  ložiska způsobuje vznik vnitřní axiální síly. Skutečné axiální zatížení také závisí na konstrukčním uspořádání ložisek.

#### 4.4.3 Uložení hnacího hřídele zubové spojky

Hnací hřídel bude uložen ve dvou kuličkových ložiscích stejného typu. Označení ložiska 6010. Konec hřídele směrem k zubové spojce bude zapadat do ložiska v hnaném hřídeli. Označení ložiska v hnaném hřídeli je 61902.

##### Ložisko 6010:

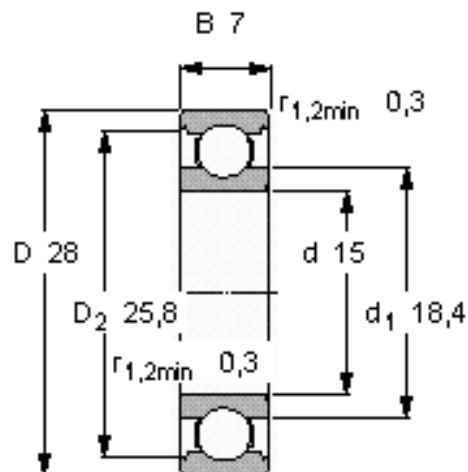
- vnitřní průměr  $d = 50$  mm
- vnější průměr  $D = 80$  mm
- šířka ložiska  $T = 16$  mm
- dynamická únosnost  $C = 22900$  N
- statická únosnost  $C_0 = 16000$  N



Obr. 19: Ložisko 6010

### Ložisko 61902:

- vnitřní průměr  $d = 15 \text{ mm}$
- vnější průměr  $D = 28 \text{ mm}$
- šířka ložiska  $B = 7 \text{ mm}$
- dynamická únosnost  $C = 4360 \text{ N}$
- statická únosnost  $C_0 = 2240 \text{ N}$



Obr. 20: Ložisko 61902

## 4.5 Kloubové hřídele

### 4.5.1 Kloubové hřídele od převodovky k nápravové rozvodovce

Při přenosu točivého momentu od převodovky k nápravové rozvodovce, bych použil:

- kuličkový kloub s axiálním posuvem z automobil škoda Fabia o objemu motoru 1.2l
- hřídel (poloosa) z automobilu škoda Fabia o objemu motoru 1.2l upravený na požadovanou délku
- pružný kotoučový kloub (Hardyho spojka)

Na přírubový hřídel, který je zasunutý v převodovce by se pomocí šroubů upevnil kuličkový stejnoběžný kloub s axiálním posuvem. Dále se musí upravit délka sériově dodávané hřídele (poloosy). Přenos momentu mezi koncem hřídele směrem k nápravové rozvodovce a hnacím hřídelem zubové spojky by se zabezpečil pružným kotoučovým kloubem (Hardyho spojka). Použití přenosu točivého momentu směrem na přední i zadní nápravu je obdobné liší se pouze v délce hřídele.

#### 4.5.2 Kloubové hřídele od nápravové rozvodovky ke kolům

Při přenosu točivého momentu od nápravové rozvodovky k nábojům kol, bych použil:

- třiramenný kloub s axiálním posuvem (Tripode)
- sériový hřídel (poloosa) z automobilu škoda Fabia upravený na požadovanou délku
- pevný homokinetický kuličkový kloub z automobilu škoda Fabia o objemu motoru 1.2l

Jelikož je nápravový diferenciál použit z automobilu škoda Favorit, je vhodné k přenosu momentu dále ke kolům použít sériový třiramenný kloub s axiálním posuvem z automobilu škoda Favorit. Hřídel bych použil také z automobilu škoda Favorit, musela by se ale upravit délka hřídele a popř. také drážkování konce hřídele směrem ke náboji kola, na které by pak přišel nasadit homokinetický kloub z automobilu škoda Fabia. Přenos točivého momentu směrem ke kolům na pravou i levou stranu je obdobný liší se pouze v délce hřídele.

## 5 Výpočty navržených součástí

Důležitý rozměr, o kterém jsem se ještě nezmínil je hmotnost experimentálního vozidla. Plánovaná hmotnost je  $m_v = 950$  kg. Co se týče rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy měla by každá náprava být zatížena poloviční hmotnosti vozidla. Tzn. zatížení jednotlivých náprav  $m_{v1} = m_{v2} = 475$ kg.

Dále při výpočtu potřebujeme vědět ještě součinitel adheze mezi vozovkou a kolem. Budeme počítat, že jeho max. hodnota se bude pohybovat v hodnotě  $\varphi_a = 0,8$ .

Tab. 3: Zatížení pastorku na jednotlivé rychlostní stupně

Rychlostní stupeň	I	II	III	IV	V
Max. přenášený $M_k$ na pastorku stálého převodu hnací nápravy [Nm]	770	770	563,7	406,2	324,2
Střední otáčky pastorku stálého převodu hnací nápravy $n_{st}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	192	339	517	714	895
Poměrná doba zatížení $t$ [%]	5	10	30	35	20

Za maximálně přenášený moment na pastorku stálého převodu dosazujeme vždy ten menší mezi  $M_{km}$  (od motoru) nebo  $M_{k\varphi}$  (od adheze).

$$M_{km} = M_{mMax} * i_{R1} * i_P * \eta_P * \eta_{R1} \quad (5-1)$$

$$M_{k\varphi} = \frac{Z_{n2} * \varphi * r_d}{i_{NR}} \quad (5-2)$$

např: pro první rychlostní stupeň

$$M_{kml} = 106 * 4,533 * 3,455 * 0,97 * 0,94 = 1514Nm$$

$$M_{k\varphi} = \frac{475 * 9,81 * 0,8 * 0,29}{1,4} = 770Nm$$

$$M_{kml} \geq M_{k\varphi} \Rightarrow 1514Nm \geq 770Nm$$

Maximálně přenášený moment na první rychlostní stupeň na pastorku stálého převodu hnací nápravy je tedy  $M_{k\varphi} = 770$  Nm.

U středních otáček pastorku stálého převodu hnacích náprav vycházím z předpokladu, že za střední otáčky motoru považuji hodnotu  $n_{sm} = 3000$  ot/min.

$$n_s = \frac{n_{sm}}{i_{R1} * i_P} \quad (5-3)$$

např: pro první rychlostní stupeň

$$n_{s1} = \frac{3000}{4,533 * 3,455} = 192 \text{ min}^{-1}$$

## 5.1 Kontrola čepu diferenciálu

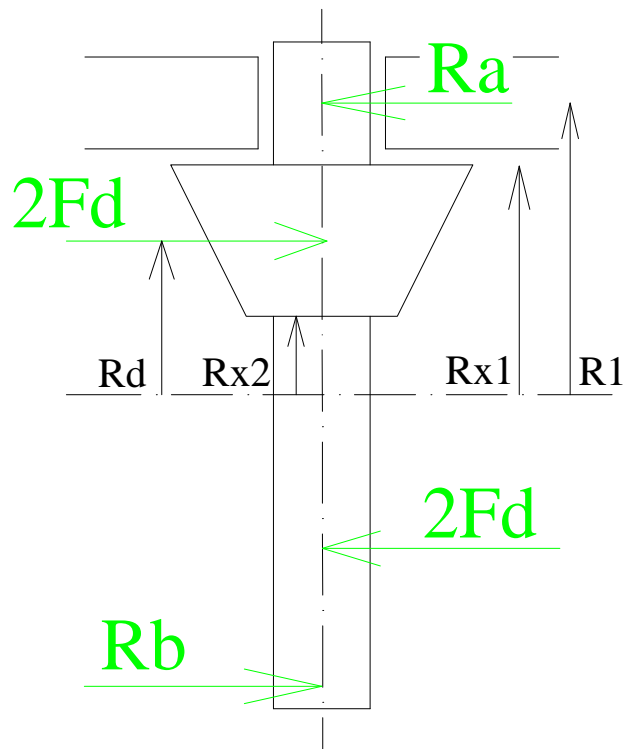
### 5.1.1 Kontrola čepu na střih

$M_{dm}$  - max. moment na diferenciálu od motoru

$$M_{dm} = M_{mMax} * i_{R1} * i_I * i_{NR} * \eta_{R1} * \eta_P * \eta_{NR} = 106 * 4,533 * 3,455 * 1,4 * 0,97 * 0,94 * 0,97 = 2055 Nm$$

$M_{d\varphi}$  - max. moment na diferenciál od adhezní síly

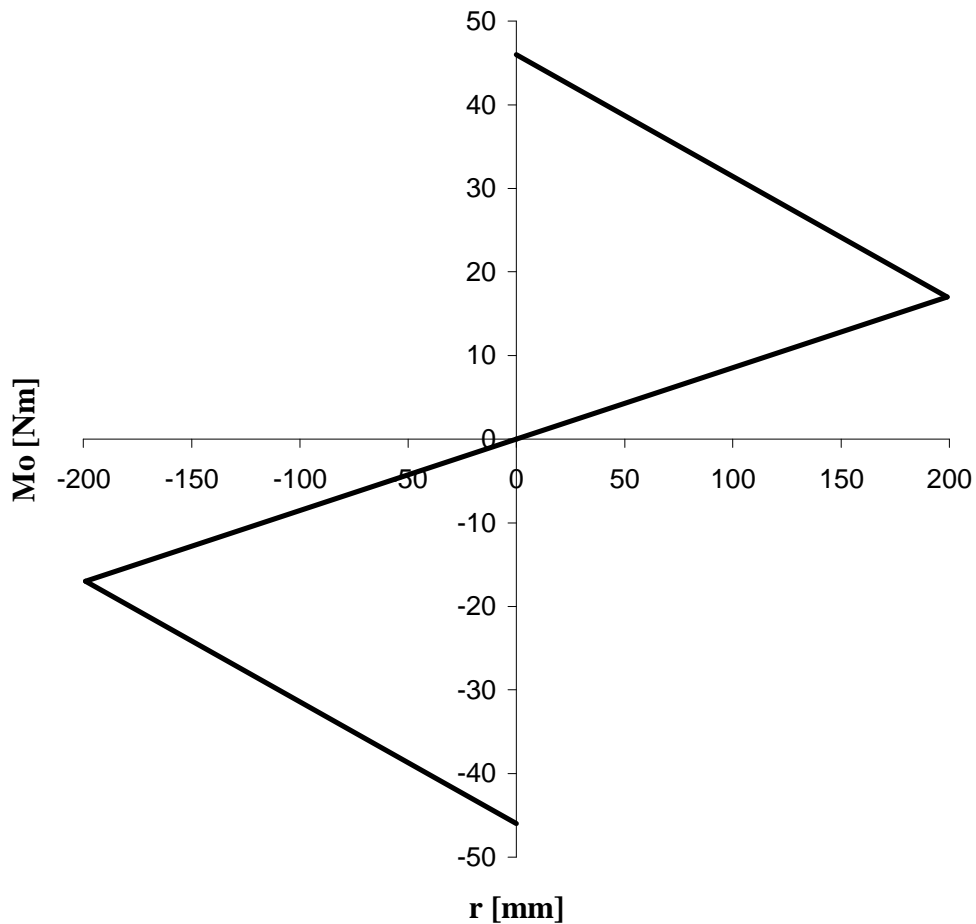
$$M_{d\varphi} = m_{v2} * g * \varphi * r_d = 475 * 9,81 * 0,8 * 0,29 = 1077 Nm$$



Obr. 21: Zatížení čepu diferenciálu

$$R_A = R_B = \frac{M_d}{R_1 * n_{sa}} = \frac{1077}{0,046 * 2} = 11707 N \quad (5-4)$$

Graf 2: Zatížení čepu ohybovým momentem



Nepříjemný pro nás není ale ohyb, je to sřih. Nejkritičtější místo je ve vzdálenosti  $R_{x1} = 38$  mm. V tomto místě musíme zkontrolovat namáhání čepu na sřih. Průměr čepu  $d = 15$  mm.

$$\tau_s = \frac{F_{x1}}{S} = \frac{R_A * \frac{R_1}{R_{x1}}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{11707 * \frac{46}{38}}{\frac{\pi(0.015)^2}{4}} = 80,2 MPa \quad (5-5)$$

Napětí ve smyku je ale větší:  $\tau_{s \max} = \frac{4}{3} * \tau_s = \frac{4}{3} * 80,2 = 107 MPa$

$\tau_{D \max} = 100 - 120 MPa \Rightarrow \tau_{s \max} \leq \tau_{D \max} \Rightarrow$  **čep vyhovuje**



### 5.1.2 Kontrola čepu diferenciálu na otláčení

$$p = \frac{R_A}{d * (R_1 - R_{x1}) * 2} = \frac{11707}{0,015 * (0,046 - 0,038) * 2} = 48,78 \text{MPa} \quad (5-6)$$

$$p_D = 150 - 180 \text{MPa} \Rightarrow p \leq p_D \Rightarrow 48,78 \leq 150 \Rightarrow \text{čep na otláčení vyhovuje}$$

## 5.2 Kontrola kuželových ozubených kol nápravové rozvodovky

### 5.2.1 Návrh modulu ozubení

$\sigma_{FP}$  – přípustné napětí v patě zubu

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{f \text{ lim}} * Y_r * K_{fx} * Y_N * Y_S}{S_{f \text{ lim}}} = \frac{700 * 10^6 * 1,05 * 1 * 1,5 * 1,02}{1,7} = \quad (5-7)$$

$$= 661,5 * 10^6 \text{ Pa} = 661,5 \text{MPa}$$

$\sigma_{flim}$  – časová pevnost v ohybu,  $\sigma_{flim} = 700 \text{MPa}$

$Y_R$  – součinitel drsnosti paty zubu (pro  $R_{\text{max}} = 7$ )  $Y_R = 1,05$

$K_{fx}$  – součinitel vlivu velikosti zubu volím  $K_{fx} = 1$

$S_{flim}$  – minimální součinitel bezpečnosti proti únavovému lomu (1,4 – 1,7) volím

$$S_{flim} = 1,7$$

$Y_N$  – součinitel počtu zatěžovaných cyklů

$$Y_N = qH \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N}} = \sqrt[9]{\frac{3 * 10^6}{83680}} = 1,5, \quad qH = 9, \quad N_{F \text{ lim}} = 3 * 10^6 \quad (5-8)$$

$$N = n_s * L_h = \frac{\sum_{i=1}^5 t_i * n_i}{100} * L_h = \frac{1046}{100} * 8000 = 83680 \quad (5-9)$$

$Y_s$  – součinitel vrubu v oblasti paty zubu  $Y_s = 1,05$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2k_f * M_k * Y_\beta * Y_{f1}}{z_{1n} * \psi_n * Y_\varepsilon * \sigma_{FP}}} = \sqrt[3]{\frac{2 * 1,6 * 770 * 1 * 2,4}{30,72 * 12,5 * 1 * 661,5 * 10^6}} = 2,85 \text{ mm} \quad (5-10)$$

$K_f$  – součinitel přidavných sil volíme (1,3 – 1,6) volím  $K_f = 1,6$

$M_k$  – kroučící moment při pevnostním návrhu volíme největší  $M_k = 770 \text{ Nm}$

$Y_\beta$  – součinitel sklonu zubu  $\beta = 0^\circ \Rightarrow Y_\beta = 1$

$Y_{f1}$  – součinitel tvaru zubu, z tabulek zjistíme  $Y_{f1} = 2,4$

$Y_\varepsilon$  – součinitel vlivu v záběru profilu, pro kuželová kola je  $Y_\varepsilon = 1$

$\psi_n$  – poměrná hodnota šířky zubu na modulu volí se (10 – 15) volím  $\psi_n = 12,5$

$$b - \text{šířka zubu} \quad b = \psi_n * m_n = 12,5 * 2,85 = 35,63 \text{ mm} \quad (5-11)$$

Volím šířku zubů  $b = 36 \text{ mm}$ .

$$\text{čelní modul } m_e = \frac{b * \sin \delta_1 + z_1 m_n}{z_1} = \frac{36 * \sin 35^\circ 32' + 25 * 2,85}{25} = 3,69 \text{ mm} \quad (5-12)$$

Volím čelní modul dle řady z tabulek  $m_e = 5,5 \text{ mm}$ .

**Přepočítané rozměry ozubení:**

$$m_n = \frac{z_1 * m_e - b * \sin \delta_1}{z_1} = \frac{25 * 5,5 - 36 * \sin 35^\circ 32'}{25} = 4,66 \text{ mm} \quad (5-13)$$

## 5.2.2 Kontrola ozubení pastorku na ohyb

$M_{k1} = 770 \text{ Nm}$  – maximální  $M_t$  na pastorku

$\sigma_{FN1}$  – jmenovité ohybové napětí

$$\sigma_{FN1} = \frac{F_m}{b * m_m} * Y_{F1} * Y_\varepsilon * Y_\beta = \frac{M_{k1}}{r_{1m} * b * m_n} * Y_{F1} * Y_\varepsilon * Y_\beta =$$

$$= \frac{770}{0,0583 * 0,036 * 4,66 * 10^{-3}} * 1 * 2,4 * 1 = 189 \text{ MPa}$$

$\sigma_{F1}$  – ohybové napětí

$$\sigma_{F1} = \sigma_{FN1} * K_F \leq \sigma_{FP}; \sigma_{F1} = 189 * 1,6524 = 312 \text{ MPa} \leq 628,43 \text{ MPa}$$

$$K_F - \text{součinitel přídavných sil } K_F = K_I * K_V * K_{Fa} * K_{F\beta} =$$

$$= 1,35 * 1,02 * 1 * 1,2 = \mathbf{1,6524}$$

$K_I$  – součinitel vnějších dynamických sil, volím  $K_I = \mathbf{1,35}$

$K_v$  – součinitel vnitřních dynamických sil, volím  $K_v = \mathbf{1,02}$

$$K_v = 1 + \left( \frac{K_p * b_w}{K_A * F_t} + K_Q \right) * \frac{z_1 * v}{100} * \sqrt{\frac{i_{NR}^2}{1 + i_{NR}^2}} =$$

$$= 1 + \left( \frac{26,81 * 0,06}{1,35 * 15233} + 0,0193 \right) * \frac{25 * 3,2}{100} * \sqrt{\frac{1,4^2}{1 + 1,4^2}} = 1,02$$

$K_{Fa}$  – podíl zatížení jednotlivých zubů  $K_{Fa} = \mathbf{1}$

$K_{F\beta}$  – součinitel nerovnoměrnosti zatížení, zjistím z tabulek  $K_{F\beta} = \mathbf{1,2}$

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FP} * S_{Fmin}}{\sigma_{F1}} \geq S_{Fmin} \quad S_{F1} = \frac{661,5 * 4}{312} = 8,5 \geq 4$$

Ozubení pastorku stálého převodu hnacích náprav na napětí v ohybu **vyhovuje**.

$S_{F1}$  – součinitel bezpečnosti

$S_{Fmin}$  – minimální součinitel bezpečnosti (1,6 - 6), volím  $S_{Fmin} = \mathbf{4}$

$\sigma_{FP}$  – přípustné ohybové napětí v patě zubu  $\sigma_{FP} = \mathbf{661,5 \text{ MPa}}$

### 5.2.3 Kontrola ozubení talířového kola na ohyb

Velikosti součinitelů jsou stejné jako u pastorku.

$M_{k2} = M_{k1} * i_{NR} = 770 * 1,4 = 1078 \text{ Nm}$  – maximální  $M_t$  na talířovém kole

$\sigma_{FN2}$  – jmenovité ohybové napětí

$$\begin{aligned}\sigma_{FN2} &= \frac{F_{tm}}{b * m_n} * Y_{F1} * Y_\epsilon * Y_\beta = \frac{M_{k2}}{r_{2m} * b * m_n} * Y_{F2} * Y_\epsilon * Y_\beta = \\ &= \frac{1078}{81,55 * 10^{-3} * 0,036 * 4,66 * 10^{-3}} * 1 * 2,4 * 1 = 189 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{5-18}$$

$\sigma_{F2}$  – ohybové napětí

$$\sigma_{F2} = \sigma_{FN2} * K_F \leq \sigma_{FP}; \quad \sigma_{F2} = 189 * 1,6524 = 312 \text{ MPa} \leq 628,43 \text{ MPa}\tag{5-19}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FP} * S_{F \min}}{\sigma_{F2}} \geq S_{F \min} \quad S_{F2} = \frac{661,5 * 4}{312} = 8,5 \geq 4\tag{5-20}$$

Ozubení talířového kola stálého převodu hnacích náprav na napětí v ohybu **vyhovuje.**

### 5.2.4 Kontrola ozubení pastorku stálého převodu hnacích náprav na tlak

$\sigma_{Hp1}$  – dovolené napětí v tlaku

$$\sigma_{Hp1} = \frac{\sigma_{H \lim} * Z_L * Z_v * Z_R * K_{Hx} * Z_n}{S_{H \min}} = \frac{1270 * 1 * 1 * 1,5}{1,2} = 1587,5 \text{ MPa}\tag{5-21}$$

$\sigma_{H \lim}$  – mez únavy v tlaku, zjistí se z tabulek  $\sigma_{H \lim} = 1270 \text{ MPa}$

$Z_L$  – součinitel maziva

$Z_V$  – součinitel obvodové rychlosti

$Z_R$  – součinitel drsnosti boku zubu

Pro tvrzená a broušená kola je  $Z_L * Z_V * Z_R = 1$

$K_{Hx}$  – součinitel vlivu velikosti zubu  $K_{Hx} = 1$

$Z_n$  – součinitel počtu zátěžových cyklů  $Z_n = Y_n = 1,5$

$\sigma_{Hn1}$  – jmenovité napětí v tlaku

$$\begin{aligned} \sigma_{Hn1} &= \sqrt{\frac{F_t * \sqrt{i^2_{NR} + 1}}{b * d_{1m} * i}} * Z_m * Z_{HV} * Z_{\epsilon v} = \sqrt{\frac{M_{k1} * \sqrt{i^2 + 1}}{b * d_{1m} * r_{1m} * i}} * Z_m * Z_{HV} * Z_{\epsilon v} = \\ &= \sqrt{\frac{770 * \sqrt{1,4^2 + 1}}{0,036 * 0,1165 * 0,05825 * 1,4}} * 190 * 10^3 * 2,42 * 0,87 = 788 MPa \end{aligned} \quad (5-22)$$

$Z_m$  – součinitel materiálu v tabulkách  $Z_m = 190 \sqrt{MPa}$

$$Z_{HV} - \text{součinitel tvaru zubu } Z_{HV} = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin \alpha}} = \sqrt{\frac{2 * \cos 0}{\sin 20}} = 2,42 \quad (5-23)$$

$Z_{\epsilon v}$  - součinitel součtové délky stykových čar boku zubu; na základě součinitele záběru virtuálního soukolí  $\epsilon_{v\alpha}$  se z grafu odečte hodnota  $Z_{\epsilon v} = 0,87$

$$\begin{aligned} \epsilon_{\alpha} &= \frac{\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - 2 * a_v * \sin \alpha_n}{2 * \pi * m_n * \cos \alpha_n} = \\ &= \frac{\sqrt{152,5^2 - 134,5^2} + \sqrt{290^2 - 263,7^2} - 2 * 212 * \sin 20^0}{2 * \pi * 4,66 * \cos 20^0} = 1,73 \end{aligned} \quad (5-24)$$

$\sigma_{H1}$  - napětí v tlaku

$$\sigma_{H1} = \sigma_{Hn1} * \sqrt{K_h} \leq \sigma_{Hp1} \quad (5-25)$$

$$\sigma_{H1} = 787 * \sqrt{1,6524} = 1012 MPa \leq 1587,5 MPa$$

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hp1}}{\sigma_{H1}} * S_{H\min} \geq S_{H\min} \quad \frac{1587,5}{1012} * 1,2 = 1,88 \geq 1,2 \quad (5-26)$$

$S_{H\min}$  – minimální součinitel bezpečnosti (1,1 – 1,2) volím  $S_{H\min} = 1,2$

Ozubení pastorku na otláčení **vyhovuje**.

### 5.2.5 Kontrola ozubení talířového kola stálého převodu hnacích náprav na tlak

Rozměry součinitelů jsou stejné jako u pastorku.

$\sigma_{Hp2}$  – dovolené napětí v tlaku

$$\sigma_{Hp2} = \frac{\sigma_{H\lim} * Z_L * Z_v * Z_R * K_{Hx} * Z_n}{S_{H\min}} = \frac{1270 * 1 * 1 * 1,5}{1,2} = 1587,5 MPa \quad (5-27)$$

$\sigma_{Hn2}$  – jmenovité napětí v tlaku

$$\begin{aligned} \sigma_{Hn2} &= \sqrt{\frac{F_t * \sqrt{i^2_{NR} + 1}}{b * d_{2m} * i}} * Z_m * Z_{HV} * Z_{\varepsilon_v} = \sqrt{\frac{M_{k2} * \sqrt{i^2 + 1}}{b * d_{2m} * r_{2m} * i}} * Z_m * Z_{HV} * Z_{\varepsilon_v} = \\ &= \sqrt{\frac{1078 * \sqrt{1,4^2 + 1}}{0,036 * 0,1631 * 0,08155 * 1,4}} * 190 * 10^3 * 2,42 * 0,87 = 666 MPa \end{aligned} \quad (5-28)$$

$\sigma_{H2}$  - napětí v tlaku

$$\sigma_{H2} = \sigma_{Hn2} * \sqrt{K_h} \leq \sigma_{Hp2} \quad (5-29)$$

$$\sigma_{H2} = 666 * \sqrt{1,6524} = 856 MPa \leq 1587,5 MPa$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hp2}}{\sigma_{H2}} * S_{H\min} \geq S_{H\min} \quad \frac{1587,5}{856} * 1,2 = 2,23 \geq 1,2 \quad (5-30)$$

Ozubení talířového kola na otláčení **vyhovuje**.

## 5.3 Návrh a pevnostní kontrola hřídele pastorku

### 5.3.1 Návrh hřídele pastorku

$$\tau_{DK} = \tau_{Dt} * 0,6 = 0,6 * \frac{R_e * c}{k} = 0,6 * \frac{588 * 0,65}{1,7} = 134,89 \text{ MPa} \quad (5-31)$$

c – dynamický součinitel **c = 0,65**

R<sub>e</sub> – mez kluzu **R<sub>e</sub> = 588 MPa**

K – součinitel bezpečnosti **k = 1,7**

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 * M_K}{\tau_{DK} * \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 770}{134,89 * 10^6 * \pi}} = 30,75 \text{ mm} \quad (5-32)$$

Volím průměr hřídele pastorku d = 50 mm.

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \leq \tau_{DK}$$

$$\tau_K = \frac{770}{\frac{\pi * (50 * 10^{-3})^3}{16}} = 31,37 \text{ MPa} \leq 134,89 \text{ MPa}$$

Průměr hřídele **vyhovuje**.

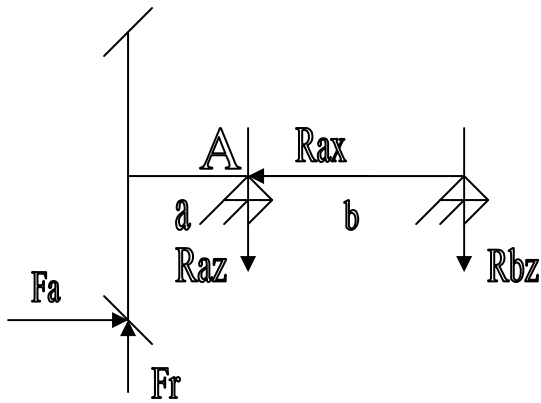
### 5.3.2 Pevnostní kontrola hřídele pastorku

$$F_{m1} = \frac{M_{k1}}{r_{m1}} = \frac{770}{58,25 * 10^{-3}} = 13218 \text{ N} \quad \text{- tečná síla} \quad (5-33)$$

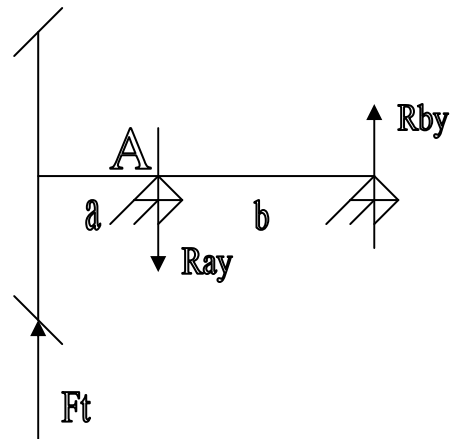
$$F_{am1} = F_{m1} * \text{tg} \alpha * \sin \delta_1 = 13218 * \text{tg} 20 * \sin 35^{\circ} 32' = 2796 \text{ N} \quad \text{- axiální síla} \quad (5-34)$$

$$F_{rm1} = F_{m1} * \text{tg} \alpha * \cos \delta_1 = 13218 * \text{tg} 20 * \cos 35^{\circ} 32' = 3915 \text{ N} \quad \text{- radiální síla} \quad (5-35)$$

### Rovina z-x



### Rovina y-x



Obr. 22: Schéma zatížení pastorku v jednotlivých rovinách

$a = 26 \text{ mm}$ ,  $b = 60 \text{ mm}$

#### Rovina z-x:

$$\Sigma M_{oA} = 0 \quad (5-36)$$

$$R_{Bz} = \frac{-F_{Rm1} * a + F_{am1} r_{m1}}{b} = \frac{-3915 * 0,026 + 2796 * 0,0583}{0,060} = 1020 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{ix} = 0 \quad (5-37)$$

$$R_x = F_{am1} = 2796$$

$$\Sigma F_{iz} = 0 \quad (5-38)$$

$$R_{az} = F_{rm1} - R_{Bz} = 3915 - 1020 = 2895 \text{ N}$$

#### Rovina y-x:

$$\Sigma M_{oA} = 0 \quad (5-39)$$

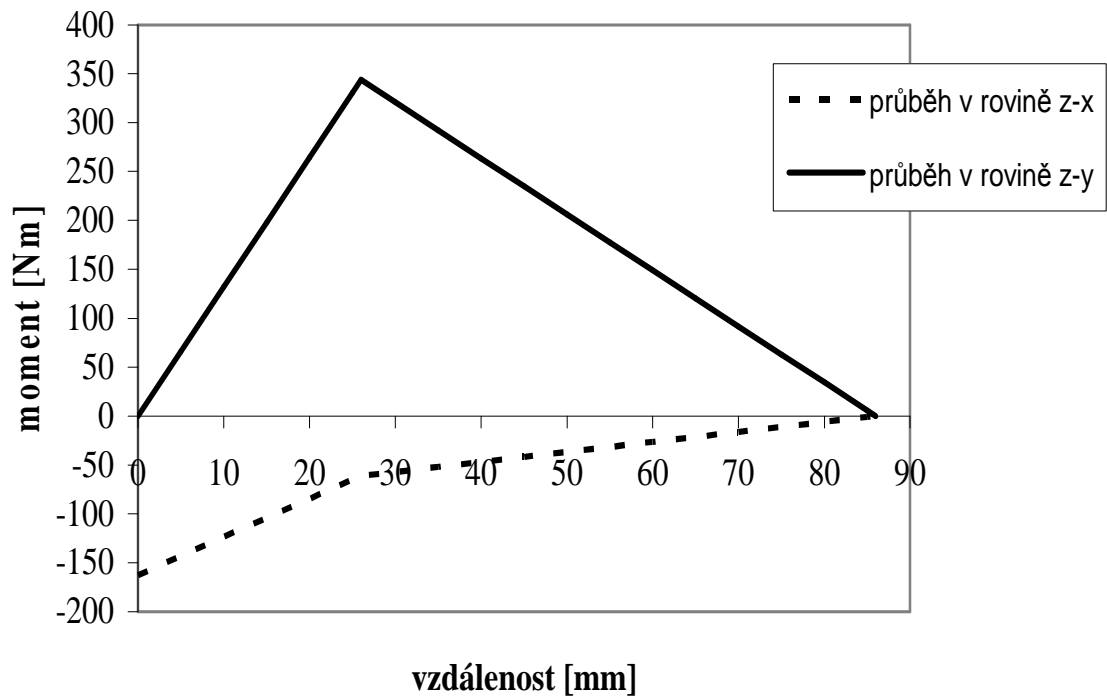
$$R_{By} = \frac{F_{im1} * a}{b} = \frac{13218 * 0,026}{0,060} = 5728 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad (5-40)$$

$$R_{Ay} = R_{By} + F_{im1} = 5728 + 13218 = 18946 \text{ N}$$



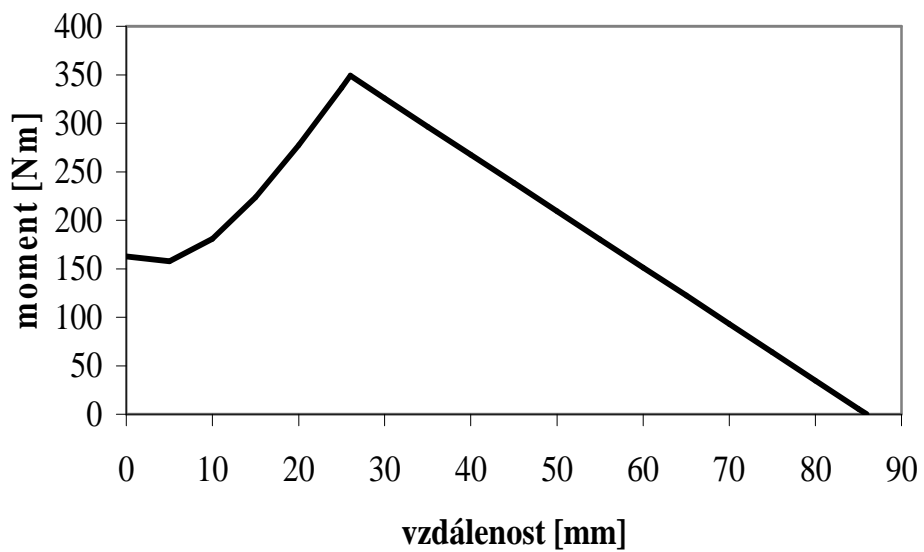
Graf 3: Závislost ohybového momentu na vzdálenosti



Výsledný ohybový moment:

$$M_o = \sqrt{M_{oz}^2 + M_{oy}^2} \tag{5-41}$$

Graf 4: Výsledný ohybový moment



Z grafu vyplývá, že ve vzdálenosti 26 mm od středu kola (v místě bodu A) působí největší ohybové napětí. V tomto místě provedeme kontrolu kroutícího a ohybového napětí hřídele pastorku.

$$M_{o\max} = 349 Nm$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{M_{o\max} * 32}{\pi * d^3} = \frac{349 * 32}{\pi * (50 * 10^{-3})^3} = 28,44 MPa \quad (5-42)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_K} = \frac{M_k * 16}{\pi * d^3} = \frac{770 * 16}{\pi * (50 * 10^{-3})^3} = 31,37 MPa \quad (5-43)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 * \tau_k^2} = \sqrt{28,44^2 + 3 * 31,37^2} = 61,33 MPa \quad (5-44)$$

$$k_1 = R_e / \sigma_{red} = 600 / 61,33 = 9,78 > k_{smin} \quad (5-45)$$

$k_{min}$ -volíme z intervalu  $k_{smin}=1,3-1,4$

Navrhovaný hřídel **vyhovuje**.

## 5.4 Kontrola ložisek

### 5.4.1 Kontrola ložisek pastorku

$$F_{II} = \frac{2M_{kI}}{d_{m1}} = \frac{2 * 770}{0,1165} = 13218 N$$

$$F_{III} = \frac{2M_{kII}}{d_{m1}} = \frac{2 * 770}{0,1165} = 13218 N$$

$$F_{IV} = \frac{2M_{kIII}}{d_{m1}} = \frac{2 * 563,71}{0,1165} = 9677 N$$

$$F_{IV} = \frac{2M_{kIV}}{d_{m1}} = \frac{2 * 406,14}{0,1165} = 6972 N$$

$$F_{IV} = \frac{2M_{kV}}{d_{m1}} = \frac{2 * 324,21}{0,1165} = 5566 N$$

$$F_{al} = F_{il} * \operatorname{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 13218 * \operatorname{tg} 20 * \sin 35^{\circ} 32' = 2796N$$

$$F_{all} = F_{ill} * \operatorname{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 13218 * \operatorname{tg} 20 * \sin 35^{\circ} 32' = 2796N$$

$$F_{aIII} = F_{iIII} * \operatorname{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 9677 * \operatorname{tg} 20 * \sin 35^{\circ} 32' = 2047N$$

$$F_{aIV} = F_{iIV} * \operatorname{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 6972 * \operatorname{tg} 20 * \sin 35^{\circ} 32' = 1475N$$

$$F_{aV} = F_{iV} * \operatorname{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 5566 * \operatorname{tg} 20 * \sin 35^{\circ} 32' = 1177N$$

$$F_{rl} = F_{il} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 13218 * \operatorname{tg} 20 * \cos 35^{\circ} 32' = 3915N$$

$$F_{rII} = F_{iII} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 13218 * \operatorname{tg} 20 * \cos 35^{\circ} 32' = 3915N$$

$$F_{rIII} = F_{iIII} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 9677 * \operatorname{tg} 20 * \cos 35^{\circ} 32' = 2866N$$

$$F_{rIV} = F_{iIV} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 6972 * \operatorname{tg} 20 * \cos 35^{\circ} 32' = 2065N$$

$$F_{rV} = F_{iV} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 5566 * \operatorname{tg} 20 * \cos 35^{\circ} 32' = 1649N$$

### Výpočet středních sil:

$$F_{tst} = \sqrt[3]{\frac{\sum_I^V F_{ti}^3 * t_i * n_{ip}}{\sum_I^V t_i * n_{ip}}} = 8282N \quad (5-46)$$

$$F_{ast} = \sqrt[3]{\frac{\sum_I^V F_{ai}^3 * t_i * n_{ip}}{\sum_I^V t_i * n_{ip}}} = 1752N \quad (5-47)$$

$$F_{rst} = \sqrt[3]{\frac{\sum_I^V F_{ri}^3 * t_i * n_{ip}}{\sum_I^V t_i * n_{ip}}} = 2453N \quad (5-48)$$

### Výpočet středních reakcí:

Za síly  $F_t$ ,  $F_a$ ,  $F_r$ , (Obr. 22) dosadím střední síly, které jsem si vypočítal.

#### Rovina z-x:

$$\Sigma M_{oA}=0,$$

$$R_{Bzst} = \frac{F_{rst} * a - F_{ast} * r_{m1}}{b} = \frac{-2453 * 0,026 + 1752 * 0,05825}{0,060} = 638N$$

$$\Sigma F_{ix}=0$$

$$R_{xst} = F_{ast} = 1752 N$$

$$\Sigma F_{iz}=0$$

$$R_{azst} = F_{rst} - R_{Bzst} = 2453 - 638 = 1815 N$$

#### Rovina y-x:

$$\Sigma M_{oA}=0$$

$$R_{Byst} = \frac{F_{tst} * a}{b} = \frac{8282 * 0,026}{0,060} = 3589N$$

$$\Sigma F_{iy}=0$$

$$R_{Ayst} = R_{Byst} + F_{tst} = 4547 + 8282 = 11871N$$

#### Ložisko blíže ke kolu (v bodě A):

$$C=85800N, C_o=122000N, d=50 \text{ mm}, D=85 \text{ mm}$$

$$e = 0,4, Y_{1A} = 1,5$$

$$F_{RA} = \sqrt{R_{Ayst}^2 + R_{Azst}^2} = \sqrt{11871^2 + 1815^2} = 12009N \quad (5-49)$$

$$F_{aA} = \frac{F_{RA}}{2 * Y_{1A}} = \frac{12008}{2 * 1,5} = 4003N \quad (5-50)$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{RA}} = \frac{4003}{12008} = 0,33 \leq e = 0,4 \Rightarrow \quad (5-51)$$

$$F_{ekvA} = F_{RA} = 12008N$$

$$L_{hA} = \frac{10^6}{60 * n_{sP}} * \left( \frac{C}{F_{ekvA}} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 * 628} * \left( \frac{85800}{12008} \right)^{\frac{10}{3}} = 18647 \text{hod} \quad (5-52)$$

$L_{hA} \geq L_h \Rightarrow 18647 \geq 8000$  **Ložisko vyhovuje.**

**Ložisko blíže k zubové spojce (v bodě B):**

$C=85800$ ,  $C_0=122000\text{N}$ ,  $d=50$  mm,  $D=85$  mm

$e = 0,4$ ,  $Y_{IB} = 1,5$

$$F_{ast} = 1752\text{N}$$

$$F_{RB} = \sqrt{R_{Byst}^2 + R_{Bzst}^2} = \sqrt{3589^2 + 638^2} = 3645\text{N}$$

$$F_{aB} = F_{aA} - F_a = 4003 - 1752 = 2251\text{N}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{RB}} = \frac{2251}{3645} = 0,62 \geq e = 0,35 \Rightarrow$$

$$F_{ekvB} = 0,4 * F_{RB} + Y_{IB} * F_{aB} = 0,4 * 3645 + 1,5 * 2251 = 4834,5\text{N}$$

$$L_{hB} = \frac{10^6}{60 * n_{sP}} * \left( \frac{C}{F_{ekvB}} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 * 628} * \left( \frac{85800}{4834,5} \right)^{\frac{10}{3}} = 386968 \text{hod}$$

$L_{hB} \geq L_h \Rightarrow 386968 \geq 8000$  **Ložisko vyhovuje.**

#### 5.4.2 Kontrola ložisek na diferenciálu

Velikosti tečných sil  $F_{ti}$  jsou stejné jako u pastorku.

$$F_{at} = F_{ti} * \text{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 13218 * \text{tg} 20^{\circ} * \sin 54^{\circ} 28' = 3915\text{N}$$

$$F_{aII} = F_{tII} * \text{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 13218 * \text{tg} 20^{\circ} * \sin 54^{\circ} 28' = 3915\text{N}$$

$$F_{aIII} = F_{tIII} * \text{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 9677 * \text{tg} 20^{\circ} * \sin 54^{\circ} 28' = 2866\text{N}$$

$$F_{aIV} = F_{tIV} * \text{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 6972 * \text{tg} 20^{\circ} * \sin 54^{\circ} 28' = 2065\text{N}$$

$$F_{aV} = F_{tV} * \text{tg} \alpha * \sin 35^{\circ} 32' = 5566 * \text{tg} 20^{\circ} * \sin 54^{\circ} 28' = 1649\text{N}$$

$$F_{rI} = F_{iI} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 13218 * \operatorname{tg} 20 * \cos 54^{\circ} 28' = 2796 N$$

$$F_{rII} = F_{iII} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 13218 * \operatorname{tg} 20 * \cos 54^{\circ} 28' = 2796 N$$

$$F_{rIII} = F_{iIII} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 9677 * \operatorname{tg} 20 * \cos 54^{\circ} 28' = 2047 N$$

$$F_{rIV} = F_{iIV} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 6972 * \operatorname{tg} 20 * \cos 54^{\circ} 28' = 1475 N$$

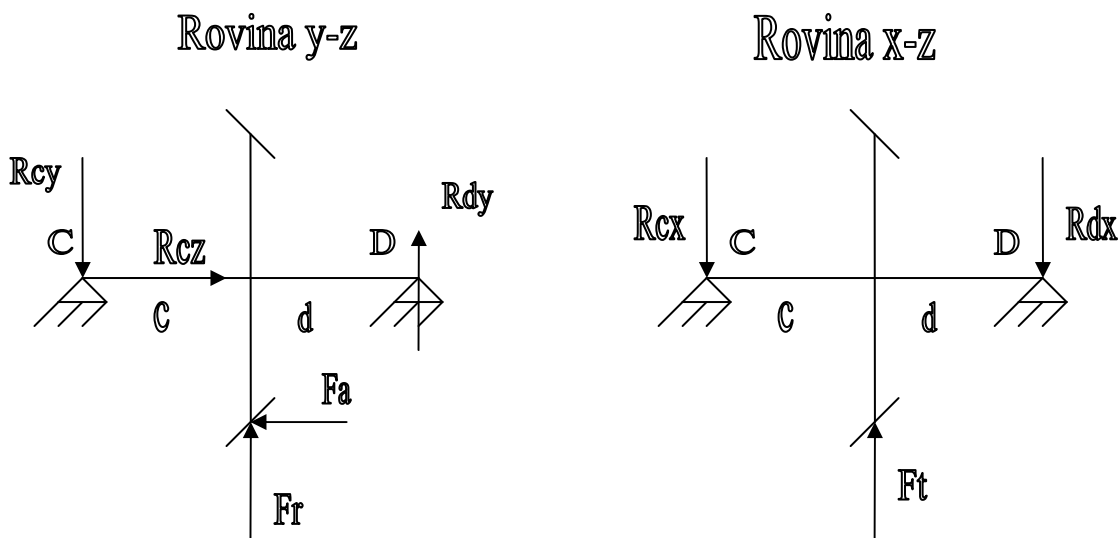
$$F_{rV} = F_{iV} * \operatorname{tg} \alpha * \cos 35^{\circ} 32' = 5566 * \operatorname{tg} 20 * \cos 54^{\circ} 28' = 1177 N$$

### Výpočet středních sil:

$$F_{tst} = \sqrt[3]{\frac{\sum_I^V F_{ii}^3 * t_i * n_{ip}}{\sum_I^V t_i * n_{ip}}} = 8282 N$$

$$F_{ast} = \sqrt[3]{\frac{\sum_I^V F_{ai}^3 * t_i * n_{ip}}{\sum_I^V t_i * n_{ip}}} = 2453 N$$

$$F_{rst} = \sqrt[3]{\frac{\sum_I^V F_{ri}^3 * t_i * n_{ip}}{\sum_I^V t_i * n_{ip}}} = 1752 N$$



Obr. 23: Schéma zatížení talířovano kola s diferenciálem

### Výpočet středních reakcí:

Za síly  $F_t$ ,  $F_a$ ,  $F_r$ , (Obr. 23) dosadím střední síly, které jsem si vypočítal.

#### Rovina y-z:

$$\Sigma M_{oC} = 0$$

$$R_{Dyst} = \frac{-F_{rst} * c - F_{ast} * r_{m2}}{c + d} = \frac{-1752 * 0,034 + 2453 * 0,08155}{0,098} = 1433N$$

$$\Sigma F_{iz} = 0$$

$$R_{Czst} = F_{ast} = 2453 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{iz} = 0$$

$$R_{Cyst} = F_{rst} + R_{Dyst} = 2453 + 1433 = 3886 \text{ N}$$

#### Rovina x-z:

$$\Sigma M_{oC} = 0$$

$$R_{Dxst} = \frac{F_{rst} * c}{c + d} = \frac{8282 * 0,034}{0,098} = 2873N$$

$$\Sigma F_{iy} = 0$$

$$R_{Cxst} = F_{rst} - R_{Dxst} = 8282 - 2873 = 5409N$$

**Ložisko na diferenciálu v bodě C:**

$C=52800N$ ,  $C_o=71000N$ ,  $d=38\text{ mm}$ ,  $D=68\text{ mm}$

$e = 0,37$ ,  $Y_{IC} = 1,6$

$F_{ast} = 2453N$

$$F_{RC} = \sqrt{R_{Ckst}^2 + R_{Cyst}^2} = \sqrt{5409^2 + 3886^2} = 6660N$$

$$F_{aC} = \frac{F_{RD}}{2 * Y_{ID}} + F_{ast} = \frac{3187}{2 * 1,6} + 2453 = 3449N$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{RC}} = \frac{3449}{5533} = 0,52 \geq e = 0,37 \Rightarrow$$

$$F_{ekvC} = 0,4 * F_{RC} + Y_{IC} * F_{aC} = 0,4 * 6660 + 1,6 * 3449 = 8182,4N$$

$$L_{hB} = \frac{10^6}{60 * n_{sT}} * \left( \frac{C}{F_{ekvC}} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 * 449} * \left( \frac{52800}{8182,4} \right)^{\frac{10}{3}} = 18569hod$$

$L_{hB} \geq L_h \Rightarrow 18569 \geq 8000$  **Ložisko vyhovuje.**

**Ložisko na diferenciálu v bodě D:**

$C=52800N$ ,  $C_o=71000N$ ,  $d=38\text{ mm}$ ,  $D=68\text{ mm}$

$e = 0,37$ ,  $Y_{ID} = 1,6$

$$F_{RD} = \sqrt{R_{Dkst}^2 + R_{Dyst}^2} = \sqrt{2837^2 + 1433^2} = 3187N$$

$$F_{aD} = \frac{F_{RD}}{2 * Y_{ID}} = \frac{3187}{2 * 1,6} = 996$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{RD}} = \frac{996}{3187} = 0,31 \leq e = 0,37 \Rightarrow$$

$$F_{ekvD} = F_{RC} = 3187N$$

$$L_{hB} = \frac{10^6}{60 * n_{sT}} * \left( \frac{C}{F_{ekvC}} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 * 449} * \left( \frac{52800}{3187} \right)^{\frac{10}{3}} = 430304hod$$

$L_{hB} \geq L_h \Rightarrow 430304 \geq 8000$  **Ložisko vyhovuje.**



## 5.5 Kontrola zubové spojky

Návrh předběžného nejmenšího průměru:

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 * M_K}{\tau_{DK} * \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 770}{134,89 * 10^6 * \pi}} = 30,75 \text{ mm}$$

Volím evolventní drážkování pro hřídel **45 x 2 x 9g ČSN 01 4952.**

Volím evolventní drážkování pro náboj **45 x 2 x 9H ČSN 01 4952.**

Výpočet délky drážkování:

$$p = \frac{M_k}{h_v * l * \psi * z * r_v} \leq p_D \quad (5-53)$$

$p_D$  – dovolený tlak, pro spojení pohyblivá bez zatížení je  $p_D = 50 \text{ MPa}$

$h_v$  – výpočtová výška stykové plochy,  $h_v = 1,8 \text{ mm}$

$l$  – délka stykových ploch

$\psi$  – opravný součinitel vyjadřující podíl stykové plochy skutečné nosné ku stykové ploše teoretické,  $\psi = 0,8$

$z$  – počet zubů drážek,  $z = 21$

$$r_v \text{ – výpočtový poloměr, } r_v = \frac{m * z}{2} = \frac{2 * 21}{2} = 21 \text{ mm} \quad (5-54)$$

$$l = \frac{M_k}{h_v * \psi * z * r_v * p_D} = \frac{770}{1,8 * 10^{-3} * 0,8 * 21 * 21 * 10^{-3} * 50 * 10^6} = 24,3 \text{ mm}$$

Volím délku drážkování  $l = 28 \text{ mm}$ .

Kontrola drážkování:

$$p = \frac{770}{1,8 * 10^{-3} * 28 * 10^{-3} * 0,8 * 21 * 21 * 10^{-3}} = 43,3 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D \Rightarrow 43,3 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa}$$

Evolventní drážkování **vyhovuje.**

### Kontrola objímky s evolventním drážkováním na krut:

$$D = 52 \text{ mm}; d = 45 \text{ mm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk}; \quad \text{viz (5-31)} \Rightarrow \tau_{Dk} = 134,89 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_k * D}{0,2 * (D^4 - d^4)} = \frac{770 * 52 * 10^{-3}}{0,2 * [(52 * 10^{-3})^4 - (45 * 10^{-3})^4]} = 62,35 \text{ MPa} \quad (5-55)$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \Rightarrow 62,35 \text{ MPa} \leq 134,89 \text{ MPa}$$

Objímka na zatížení v krutu **vyhovuje**.

## 5.6 Kontrola drážkování pro trojramenný unášec

Volím rovnoboké drážkování **8 x 46g7 x 50a11 x 9 ČSN 01 4942**.

### Volba délky drážkování:

$$p = \frac{4 * M_k}{s_1 * l * (D + d)} \leq p_D; \quad \text{spojení nepohyblivé} \Rightarrow p_D = 130 \text{ MPa} \quad (5-56)$$

$$s_1 = z * h_v * \psi = 8 * 1,4 * 0,8 = 8,96 \text{ mm}$$

$s_1$  – činná plocha připadající na jednotku délky drážkového spoje

$$l = \frac{4 * M_k}{s_1 * p_D * (D + d)} = \frac{4 * 770}{8,96 * 10^{-3} * 130 * 10^6 * (50 + 46) * 10^{-3}} = 27,5 \text{ mm}$$

Volím délku drážkování **l = 30 mm**.

$$p = \frac{4 * 770}{8,96 * 10^{-3} * 30 * 10^{-3} * (50 + 46) * 10^{-3}} = 119 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa}$$

Rovnoboké drážkování **vyhovuje**.

## Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout stálý převod hnacích náprav pro experimentální vozidlo. Důležitým předpokladem bylo zvolení uspořádání hnacího ústrojí vozidla. Jako nejvýhodnější varianta uspořádání bylo zvoleno umístění motoru s převodovkou podélně před zadní nápravu, přičemž diferenciál, standardně v převodovce zabudovaný, by měl plnit funkci mezinápravového diferenciálu. Motor s převodovkou bude použit z osobního automobilu škoda Fabia o objemu motoru 1.2l. Náprava experimentálního vozidla, a to jak přední tak i zadní, bude použita přední náprava taky z osobního automobilu škoda Fabia.

Za nejvýhodnější řešení stálého převodu byla vybrána varianta s převodovým poměrem stálého převodu 1,4, přičemž zubová spojka, stálý převod a diferenciál je umístěn v jedné společné skříni. Diferenciál je použit z automobilu škoda Favorit. Nápravová rozvodovka je pro přední i zadní nápravu stejná.

Zubová spojka, která slouží pro odpojení popř. připojení přenosu točivého momentu na nápravy je realizována prostřednictvím evolventního drážkování.

Přenos točivého momentu mezi převodovkou a rozvodovkou by měl být řešen úpravou délky poloos z osobního automobilu škoda Fabia o objemu 1.2l, přičemž za kloub blíže k nápravové rozvodovce by měl být použit pružný kotoučový kloub (Hardyho spojka.). Přenos momentu mezi nápravovou rozvodovkou a nábojem kola by měl být zabezpečen úpravou délky hřídele (poloosy) z automobilu škoda Favorit, pouze za kloub blíže k náboji kola, by měl být použit homokinetický kloub z automobilu škoda Fabia.

## Seznam informačních zdrojů

- [1] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*. 1. vyd. Brno : VLK, 2003. 499 s. ISBN 80-238-8757-2.
- [2] VLK, František. *Koncepce motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000. 367 s. ISBN 80-238-5276-0
- [3] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000. 312 s. ISBN 80-238-5275-2
- [4] TESAŘ, Miroslav, VALA, Miroslav. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. 1. vyd. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2003. 229 s. ISBN 80-7194-503-X.
- [5] ŠVEC, Vladimír, et al. *Části a mechanismy strojů - cvičení*. 1. vyd. Praha : ČVUT, 1990. 176 s.
- [6] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů : Spoje a spojovací části*. 2. vyd. Praha : ČVUT, 2006. 169 s.
- [7] JANČÍK, Luděk, ZÝMA, Jiří. *Části a mechanismy strojů*. 2. vyd. Praha : ČVUT, 2004. 201 s.
- [8] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů : Příklady*. 3. vyd. Praha : ČVUT, 2003. 121 s.
- [9] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 2. dopl. vyd. Úvaly : Albra, 2005. 908 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [10] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů : stručný přehled, 1.díl*. 1. vyd. Liberec : TU v Liberci, 2002. 160 s. ISBN 80-7083-584-2.
- [11] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů : stručný přehled, 2.díl*. 1. vyd. Liberec : TU v Liberci, 2002. 150 s. ISBN 80-7083-609-3.
- [12] SKF [online]. [2006] [cit. 2006-04-18]. Dostupný z WWW: <[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=1\\_14\\_0&lang=en](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=1_14_0&lang=en)>.
- [13] SKF [online]. [2006] [cit. 2006-04-18]. Dostupný z WWW: <[http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=1\\_1\\_0&lang=en](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&newlink=1_1_0&lang=en)>.

- [14] JAN, Zdeněk, VÉMOLA, Aleš, ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily II*. Brno : Technické překladatelství a vydavatelství, [199-?]. 72 s.
- [15] *Auto-styl* [online]. 1997 [cit. 2006-04-02]. Dostupný z WWW: <<http://www.auto-styl.cz/fabia/techdatafabia.html>>.
- [16] Interní materiály škoda – auto
- [17] FAG valivá ložiska, Standardní program. FAG OEM und Handelag, Katalog WL 41 520CSA.
- [18] KONEČNÝ, Zdeněk. *Základy technické dokumentace*. 1. vyd. Ostrava : VŠB - TU Ostrava, 2004. 86 s. ISBN 80-248-0514-6.
- [19] STEINER, Miroslav, et al. *Tvorba technické dokumentace*. 1. vyd. Praha : ČVUT, 1998. 183 s.

## Seznam obrázků

	strana
Obr. 1: Standardní pohon .....	12
Obr. 2: Motor vzadu .....	12
Obr. 3: Motor mezi nápravami .....	13
Obr. 4: Transaxle .....	13
Obr. 5: Přední pohon .....	13
Obr. 6: Podélné uložení hnacího ústrojí před zadní nápravou, pohon všech kol; .....	15
Obr. 7: Řadový tříválcový motor 1.2l škoda Fabia; pohled zepředu .....	17
Obr. 8: Řadový tříválcový motor 1.2l škoda Fabia; pohled ze strany.....	18
Obr. 9: Ložisko předního kola.....	23
Obr. 10: Řešení stálého převodu hnacích náprav při použití redukční převodovky ....	25
Obr. 11: Řešení stálého převodu při použití rozvodovky se stálým převodem 1:1 ....	27
Obr. 12: Řešení stálého převodu při použití rozvodovky se stálým převodem větším jak 1 .....	28
Obr. 13: Diferenciál z automobilu škoda favorit.....	31
Obr. 14: Pastorek stálého převodu.....	33
Obr. 15: Talířové kolo stálého převodu nápravové rozvodovky.....	34
Obr. 16: Zubová spojka .....	36
Obr. 17: Ložisko 32008/38X/Q .....	36
Obr. 18: Ložisko 33110/Q.....	37
Obr. 19:Ložisko 6010 .....	37
Obr. 20: Ložisko 61902.....	38
Obr. 21: Zatížení čepu diferenciálu .....	41
Obr. 22: Schéma zatížení pastorku v jednotlivých rovinách.....	50
Obr. 23: Schéma zatížení talířovano kola s diferenciálem.....	57

## Seznam grafů

	strana
Graf 1: Momentová a výkonová charakteristika motoru.....	20
Graf 2: Zatížení čepu ohybovým momentem.....	42
Graf 3: Závislost ohybového momentu na vzdálenosti .....	51
Graf 4: Výsledný ohybový moment .....	51

## Seznam tabulek

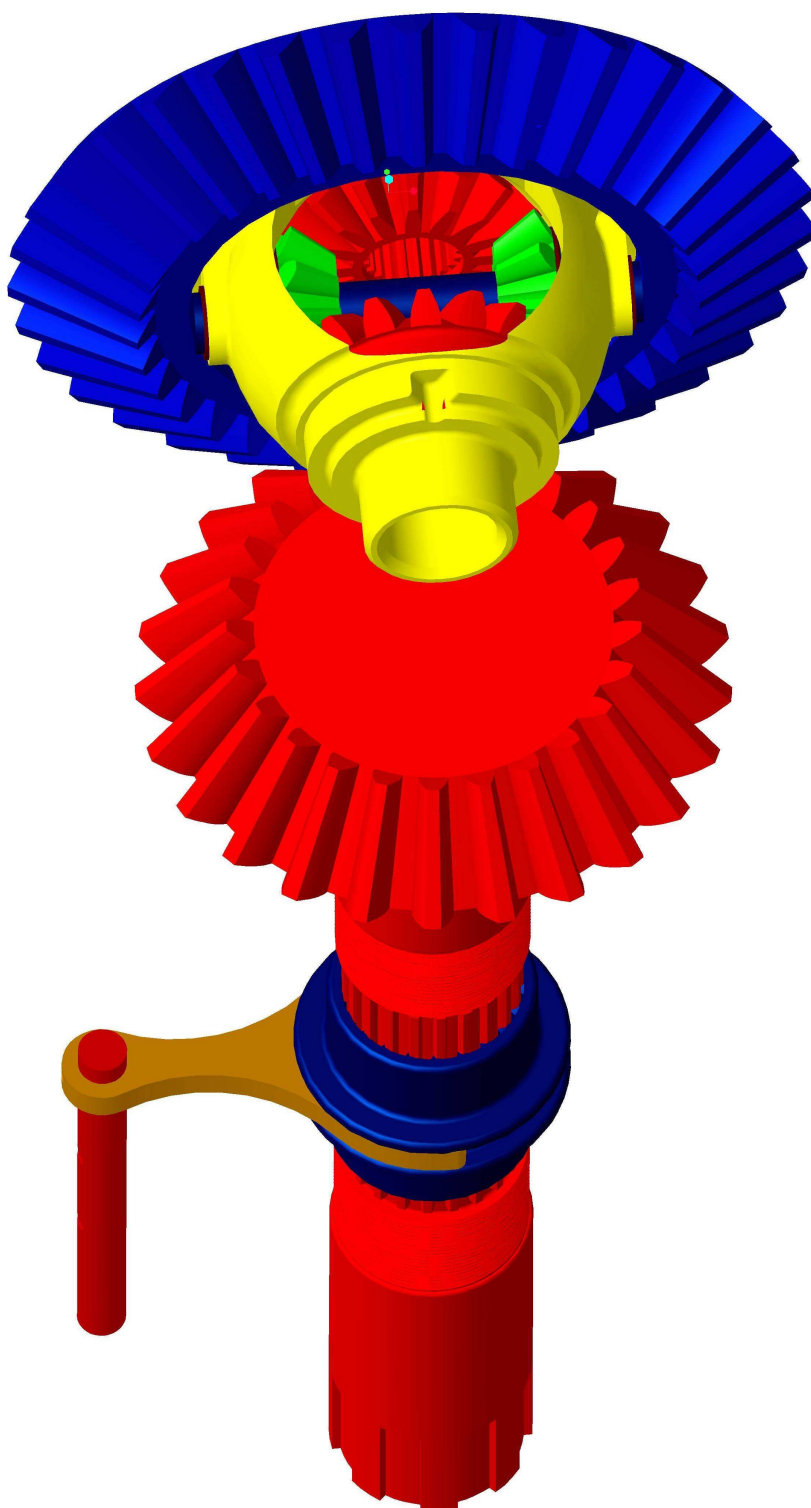
	strana
Tab. 1: Základní rozměry pastorku .....	33
Tab. 2: Základní rozměry talířového kola .....	34
Tab. 3: Zatížení pastorku na jednotlivé rychlostní stupně.....	40

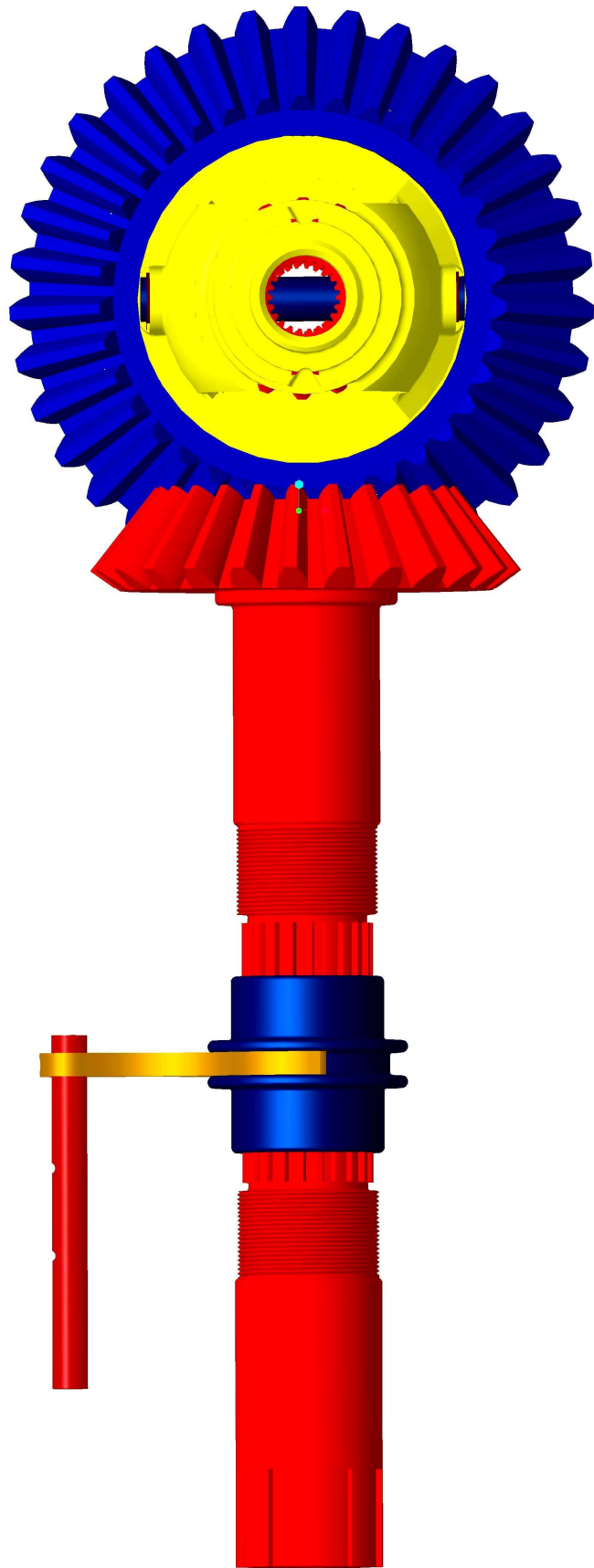


## **Přílohy**

**Příloha A:** Stálý převod hnacích náprav pro experimentální vozidlo

**Příloha A**





**Údaje pro knihovnickou databázi:**

<b>Název práce</b>	Návrh stálého převodu hnacích náprav pro experimentální vozidlo
<b>Autor práce</b>	Jaroslav Straka
<b>Obor</b>	Dopravní prostředky, Silniční vozidla
<b>Rok obhajoby</b>	2006
<b>Vedoucí práce</b>	Doc. Ing. Miroslavu Tesařovi, Csc.
<b>Anotace</b>	Diplomová práce řeší návrh stálého převodu hnacích náprav pro experimentální vozidlo. Obsahuje také potřebné výpočty pro návrh a kontrolu jednotlivých částí stálého převodu
<b>Klíčová slova</b>	Experimentální vozidlo, rozvodovka, diferenciál, zubová spojka