

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Návrh mezinápravové viskózní spojky osobního automobilu

Autor: **Bohumil JEŽEK**

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

Akademický rok 2013/2014

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bohumil JEŽEK**  
Osobní číslo: **S13B0147K**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Název tématu: **Návrh mezinápravové viskózní spojky osobního automobilu**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte rešerši pasivních i aktivních řešení automobilových mezinápravových spojek a diferenciálů. Vytvořte vlastní konstrukční návrh mezinápravové viskózní spojky osobního automobilu včetně potřebných výpočtů a vybrané výkresové dokumentace.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Vypracování tematické rešerše
2. Vypracování konstrukčního návrhu viskózní mezinápravové spojky
3. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu podpořené technickými výpočty a hodnocením
4. Vypracování vybrané výkresové dokumentace

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

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

**VLK, F. Stavba motorových vozidel. Brno: nakl. Vlk, 2003**

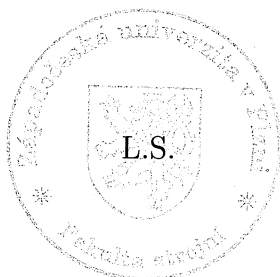
**VLK, F. Automobilová technická příručka. Brno: nakl. Vlk, 2003**

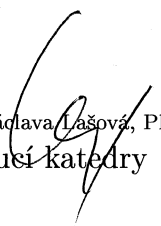
*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Martin Vlček**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **23. září 2013**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **27. června 2014**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



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

V Plzni dne 23. září 2013

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Ježek	Jméno Bohumil	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 „Dopravní a manipulační technika“		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav	
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se <b>škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh mezinápravové viskózní spojky osobního automobilu		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	53	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	35	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	18
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Bakalářská práce obsahuje ve své první části rešerši současných automobilových mezinápravových diferenciálů a spojek. Druhá část práce je zaměřena na odvození výpočtu pro viskózní spojku. Třetí část práce se věnuje vlastnímu konstrukčnímu návrhu viskózní spojky pro zvolený automobil. V závěru je předveden jednoduchý pevnostní výpočet.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>Diferenciál, viskózní spojka, stálý převod</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Ježek	Name Bohumil	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 “Transport and handling machinery“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	An inter-axle clutch for passenger car		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	53	<b>TEXT PART</b>	35	<b>GRAPHICAL PART</b>	18
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The Bachelor thesis includes report of current inter-axle automobile differentials and clutches. The second part is focused on the derivation calculation for viscous coupling. The third part deals with own design of the viscous coupling for passenger car . In conclusion is presented the simple strength calculation.
<b>KEY WORDS</b>	Differential, viscous coupling, final drive

## **Poděkování**

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Ladislavu Němcovi CSc. a Ing. Martinu Vlčkovi za trpělivost, ochotu a vstřícnost při poskytování informací a rad potřebných pro vypracování bakalářské práce.

<b>PŘEHLED DŮLEŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK.....</b>	<b>10</b>
<b>1. ÚVOD .....</b>	<b>11</b>
<b>2. REŠERŠE ŘEŠENÍ MEZINÁPRAVOVÝCH DIFERENCIÁLŮ A SPOJEK .....</b>	<b>11</b>
<b>2.1. Rozdělení pohonu všech kol .....</b>	<b>11</b>
2.1.1. Základní rozdělení diferenciálů .....	11
2.1.2. Rozdělení mezinápravových diferenciálů osobních automobilů .....	12
<b>2.2. Popis jednotlivých systémů .....</b>	<b>13</b>
2.2.1. Systém s řízenou svorností – mezinápravová spojka .....	13
2.2.2. Otevřený diferenciál se závěrem .....	16
2.2.3. Samosvorný diferenciál s viskózní spojkou. ....	17
2.2.4. Samosvorný diferenciál s lamelovou spojkou - mechanicky ovládanou [2] .....	18
2.2.5. Samosvorný diferenciál se šnekovým převodem – Torsen .....	20
2.2.6. Samosvorný diferenciál s planetovou převodovkou a viskózní spojkou .....	22
<b>3. KONSTRUKČNÍ NÁVRH – POTŘEBNÉ VÝPOČTY .....</b>	<b>23</b>
<b>3.2. Výběr samosvorného systému a vozidla .....</b>	<b>23</b>
<b>3.3. Určení klíčových vlastností pro návrh spojky .....</b>	<b>24</b>
3.3.3. Zástavbové prostory .....	24
3.3.4. Parametry automobilu .....	25
3.3.5. Ostatní parametry .....	28
<b>3.4. První varianta výpočtu [5] .....</b>	<b>28</b>
3.4.1. Výpočet samosvorného momentu při maximálním zatáčení .....	31
3.4.3. Výpočet samosvorného momentu při jízdě v zatáčce .....	32
3.4.4. Výpočet samosvorného momentu při prokluzu kola .....	33
<b>3.5. Druhá varianta výpočtu [5] .....</b>	<b>34</b>
<b>4. Hodnocení a výběr varianty pro konstrukční návrh .....</b>	<b>37</b>
4.2. Párové porovnání kritérií .....	38
4.3. Vyhodnocení variant .....	39
<b>5. Konstrukční návrh spojky .....</b>	<b>41</b>
<b>5.1. Celková sestava .....</b>	<b>41</b>
<b>5.2. Plášť .....</b>	<b>43</b>
<b>5.3. Dutá hřídel .....</b>	<b>44</b>
<b>5.4. Víko .....</b>	<b>45</b>
<b>5.5. Lamely .....</b>	<b>45</b>
<b>5.6. Další části .....</b>	<b>46</b>
5.6.1. Ložiska .....	46
5.6.2. Gufera .....	46



5.6.3. Distanční kroužky .....	46
5.7. Závěr spojky .....	46
<b>6. UKÁZKA MKP VÝPOČTU.....</b>	<b>47</b>
6.1. Zjednodušení modelu a vysíťování .....	47
6.2. Vetknutí a zatížení .....	48
6.3. Výsledek simulace .....	49
<b>7. ZÁVĚR.....</b>	<b>51</b>
<b>8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>52</b>
<b>9. SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE.....</b>	<b>52</b>
<b>10. SEZNAM VEVÁZANÝCH PŘÍLOH .....</b>	<b>52</b>
<b>11. SEZNAM PŘÍLOH NA CD .....</b>	<b>53</b>

## Přehled důležitých značek a zkratek

LSD – limited slip differential (diferenciál se zvýšeným třením)

CAD – computer aided design (počítačem podporovaná navrhování)

TDI – turbocharged direct injecton (označení pro přeplňované vznětové motory koncernu VW)

v	[m/s]	rychlost
F	[N]	síla
M	[Nm]	točivý moment
$\omega$	[rad/s]	úhlová rychlost
t	[s]	čas
$\Delta\omega$	[rad/s]	rozdíl úhlových rychlostí
r	[m]	poloměr
d	[m]	průměr
Y	[m]	vzdálenost
S	[m <sup>2</sup> ]	plocha
$\tau$	[Pa]	smykové napětí
$\eta$	[kg/ms]	dynamická viskozita
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	kinematická viskozita
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota
m	[kg]	hmotnost
V	[m <sup>3</sup> ]	objem
T	[°C]	teplota
i	[-]	stálý převod
n	[-]	počet

## 1. Úvod

Bakalářská práce je zaměřena na problematiku trvalého pohonu všech kol u osobních automobilů, především při použití viskózní spojky místo mezinápravového diferenciálu. Diferenciál je z pohledu mechaniky pohyblivá soustava těles, která má dva stupně volnosti. V první části práce je provedena rešerše v současnosti používaných systémů pohonu 4x4 u osobních automobilů. Popis jednotlivých systémů je doplněn schematickými obrázky pro snazší pochopení funkce systému i pro nezasvěcené do problematiky.

Druhá část práce je věnována vlastnímu konstrukčnímu návrhu, který se týká právě viskózní spojky. Cílem je navrhnout spojku pro současný automobil s ohledem na fyzikální parametry vozu a motoru (točivý moment apod.). V druhé řadě konstrukční návrh optimalizovat, aby jej bylo možné zakomponovat do vozidla bez úprav jeho dalších částí, především převodovky a bloku motoru.

## 2. Rešerše řešení mezinápravových diferenciálů a spojek

### 2.1. Rozdělení pohonu všech kol

Řešení pohonu 4x4 u automobilů lze rozdělit do dvou hlavních skupin. První skupinou jsou vozidla, která mají trvalý pohon pouze jedné nápravy, a druhá náprava se přiřazuje jen tehdy, pokud je to zapotřebí. Tento systém lze ještě rozdělit do dalších dvou skupin, a to zda je systém 4x4 přiřazován automaticky, anebo zda je přiřazován manuálně.

Druhou skupinou jsou vozidla, v nichž je zabudován stálý pohon všech čtyř kol. Tyto vozidla jsou vybaveny mezinápravovým diferenciálem, pokud je točivý moment trvale přiváděn na přední i zadní nápravu. Pokud je druhá náprava přiřazována pouze když první ztratí trakci, mezinápravový diferenciál zapotřebí není. O spojení a rozpojení se stará lamelová nebo viskózní spojka.

#### 2.1.1. Základní rozdělení diferenciálů

- Otevřené diferenciály s čelními nebo kuželovými koly,
- Samosvorné diferenciály,
- Diferenciály s řízenou svorností,
- Diferenciály se závěrem.

Tyto systémy dokážou rozdělovat točivý moment na obě nápravy a vyrovnávat rozdílné otáčky hřídele. Diferenciál s planetovou převodovkou navíc dokáže rozdělovat točivý moment asymetricky. Pokud se však jedna z náprav dostane na povrch s nízkou adhezí, druhá náprava jí nepomůže, protože veškerý točivý moment je okamžitě přenášen právě na tu nápravu, která prokluzuje. Tuto skutečnost je třeba eliminovat, a proto tři výše zmíněné typy diferenciálů bývají doplněny systémem, který právě zaručí v případě potřeby přenesení točivého momentu na nápravu s lepší adhezí. Jedná se o závěr, viskózní spojku, lamelovou spojku, anebo může být použit diferenciál se šnekovým převodem tzv. torsen, který je už sám o sobě samosvorný, a tím pádem použití dalšího systému odpadá. Svornost nebo samosvornost je tedy další klíčovou vlastností.

Jedná se v podstatě u uzamykání jednoho stupně volnosti, které může být částečné nebo úplné. Příkladem je diferenciál se závěrem, který se po uzamknutí chová jako mechanismus s jedním stupněm volnosti.

Na základě těchto poznatků autor rozdělil v současnosti nejvíce používané mezinápravové diferenciály a spojky do 6-ti skupin.

### **2.1.2. Rozdělení mezinápravových diferenciálů osobních automobilů**

- Systém s řízenou svorností - mezinápravová spojka, (lamelová a viskózní)
- Otevřený diferenciál se závěrem,
- Samosvorný diferenciál s viskózní spojkou,
- Samosvorný diferenciál s lamelovou spojkou mechanicky ovládanou,
- Samosvorný diferenciál se šnekovým převodem – Torsen,
- Samosvorný diferenciál s planetovou převodovkou a viskózní spojkou.

## 2.2. Popis jednotlivých systémů

### 2.2.1. Systém s řízenou svorností – mezinápravová spojka

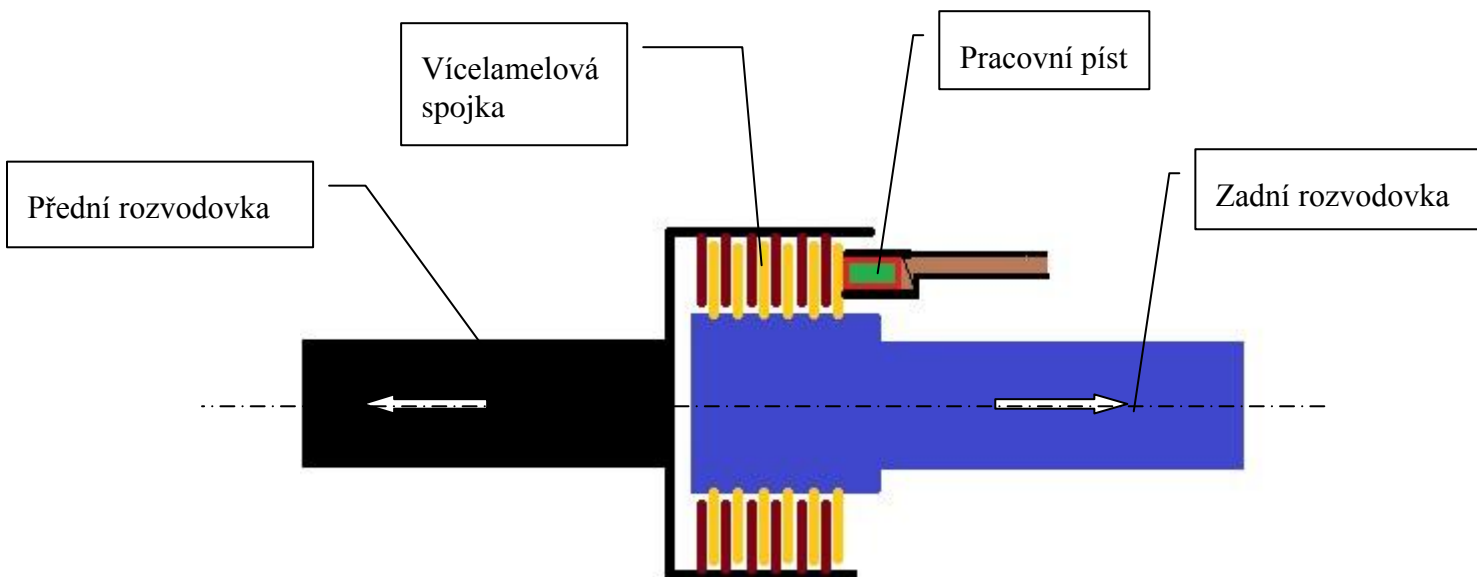
#### LAMELOVÁ SPOJKA

##### *Princip funkce*

Lamelová spojka, jak už plyne z názvu, plní pouze funkci spojení přední a zadní nápravy. Je tedy zřejmé, že tento systém nemůže sloužit jako trvalý pohon 4x4, neboť nedokáže vyrovnávat rozdílné otáčení dvou hřídelí. Její činnost spočívá pouze v tom, že v případě potřeby se spojí, a tím dojde k připojení druhé nápravy. O tom, kdy dojde ke spojení spojky většinou rozhoduje její řídicí jednotka, která pomocí snímačů vyhodnocuje stav trakčních podmínek.

##### *Konstrukční řešení spojky Haldex*

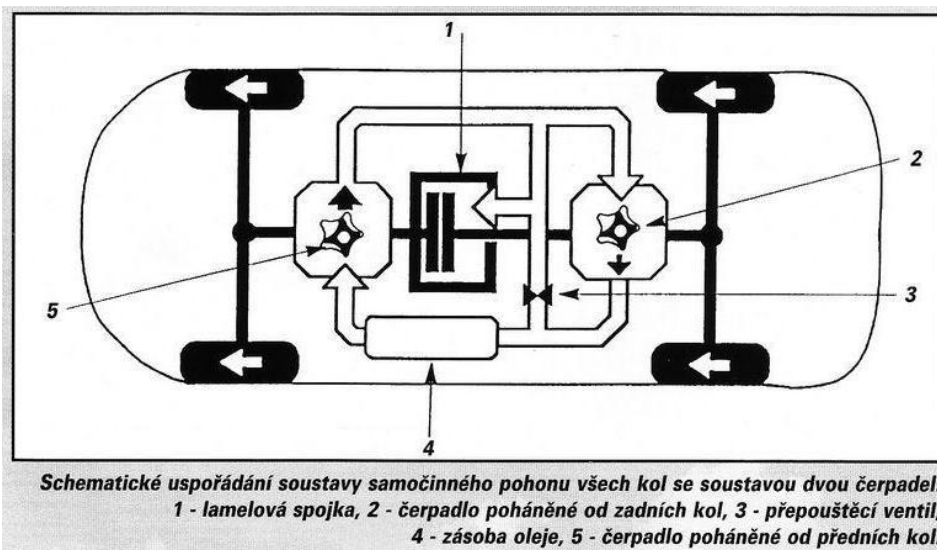
Typickým představitelem je Švédský systém Haldex, který hojně využívá koncern VW. Haldex se skládá z vícelamelové spojky, kdy jedna sada lamel je spojena s hnanou hřídelí od přední nápravy, a druhá sada lamel je spojena s hřídelí od zadní nápravy. Ze strany je umístěn pístek, který při sepnutí systému zatlačí na lamely, a na zadní nápravu je díky tomu přenášen točivý moment.



obr. 1 Schéma spojky Haldex

Spínání spojky je u systému Haldex řešeno hydraulickým systémem, jehož hlavní části jsou zásobník oleje, olejové čerpadlo, zásobník tlaku, tlakový regulační ventil a řídicí jednotka. Zjednodušeně se systém dá popsat takto: Natlakovaný olej je přivedený do regulačního ventilu. Pokud řídicí jednotka vydá pokyn, ventil se otevře, a olej je přes potrubí přiveden na píst, což způsobí sepnutí spojky.

Jiný systém řízení používá automobilka Honda. Jeho hlavní částí jsou dvě čerpadla umístěná na přední i zadní hřídeli. Lamelová spojka se sepne rozdílným tlakem oleje, vyvolaným odlišnými otáčkami předních a zadních kol, respektive předního a zadního čerpadla.



obr. 2 Lamelová spojka – Honda [1]

### *Výhody a nevýhody*

Mezi výhody systému Haldex patří jeho rychlá reakce. Jako další výhodou lze uvést skutečnost, že při běžné jízdě je pohon druhé nápravy vypnutý, a to vede k úspoře paliva. I když se jedná o elektronický systém, nepotřebuje vlastní snímače, jelikož lze využít signálů z ABS, ASR, ESP, a podobně. U čtvrté generace systému Haldex od koncernu VW lze jmenovat také to, že aktivně předchází smyku vozidla.

Mezi nevýhody lze zařadit fakt, že se nejedná o čistokrevnou čtyřkolku, a také to, že systém pohonu zadní nápravy nelze aktivovat manuálně.

### *Použití v praxi*

Systém Haldex používá koncern VW. Dnes je již montována pátá generace tohoto systému, který zaznamenal výrazná vylepšení. Můžeme se s ním setkat například ve Škodě Octavii třetí generace.

Další automobilky, které místo mezinápravového diferenciálu použily lamelovou spojku, jsou například Honda a BMW.

## VISKÓZNÍ SPOJKA

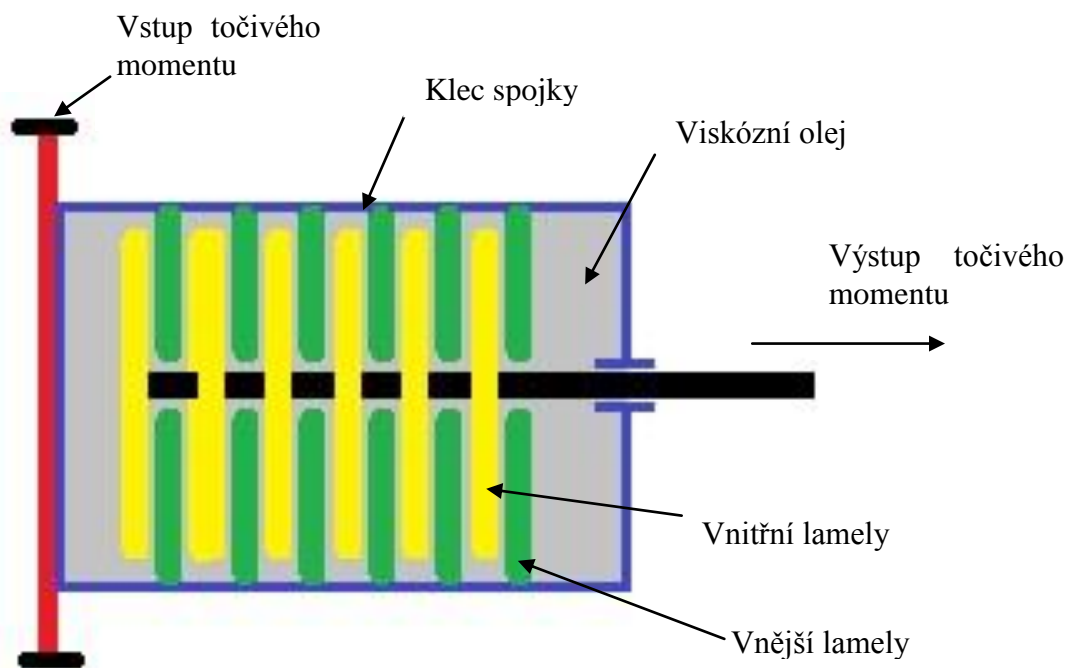
### *Princip funkce*

Viskózní spojku tvoří klec spojená se vstupním hřídelem, která je naplněna olejem s vysokou viskozitou. V této tekutině jsou umístěny dvě sady lamel. Vnější sada je spojena s klecí. Vnitřní sada s výstupní hřídelí. Mezi lamelami jsou jen malé mezery vyplněné kapalinou.

Pokud jede vozidlo rovně, klec spojky se otáčí stejnou rychlostí jako výstupní hřídel, a tudíž se stejnou rychlostí otáčejí i obě sady lamel. Při zatáčení vozidla dojde vlivem rozdílných rychlostí klece a hřídele k pomalému natáčení lamel v kapalině vůči sobě. Pokud dojde k prokluzu jedné nápravy, nastane případ, kdy je skokový rozdíl úhlových rychlostí klece spojky a výstupní hřídele. Tím pádem dojde k odtržení jedné sady lamel v kapalině. Díky tomu, že je použit olej s vysokou viskozitou, nastane mezi ním a lamelami velké tření, a druhá sada lamel (s výrazně menší nebo nulovou rychlostí) je nucena se také otáčet. Ve výsledku tím vlastně dojde k přenesení točivého momentu na nápravu s lepší přilnavostí. Pro ještě větší zvýšení účinku mohou být vnitřní lamely opatřeny otvory a vnějšími drážkami.

Viskózní spojka plní stejnou funkci jako spojka Haldex. Nejedná se tedy o trvalý pohon 4x4.

Hlavní výhodou mezinápravových spojek je fakt, že mohou být umístěny až u zadní rozvodovky. Tím pádem nejsou náročné na zástavbové prostory, a lze je bez problému použít i u osobních automobilů s motorem umístěným napříč, kde by bylo umístění mezinápravového diferenciálu velice obtížné.



obr. 3 Schéma viskózní spojky

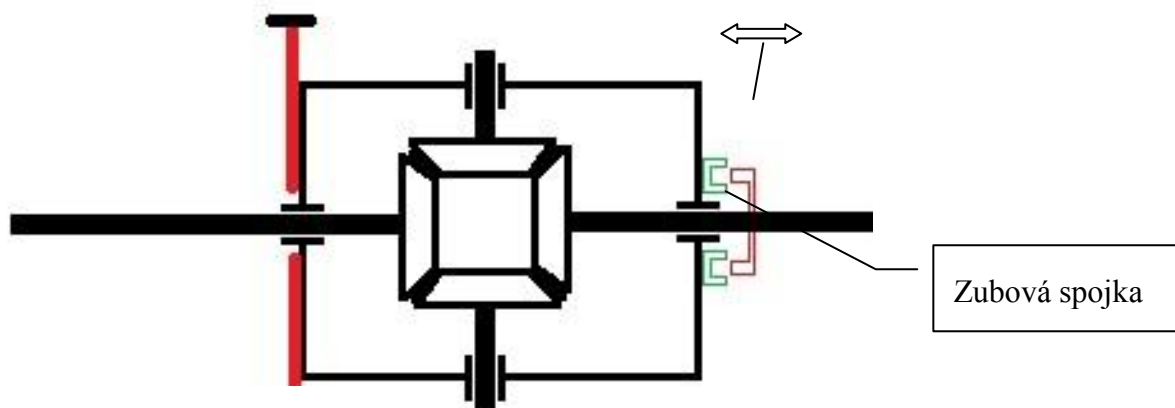
### 2.2.2. Otevřený diferenciál se závěrem

#### *Princip funkce*

Závěr je nejjednodušší způsob, jak u otevřeného diferenciálu eliminovat přenášení točivého momentu pouze na kola s nízkou adhezí. Jeho funkce spočívá v tom, že dojde fakticky k vypnutí diferenciálů, respektive se mu odebere jeden stupeň volnosti, a rázem je svornost 100%. To je však možno provést pouze, když kola prokluzují. Pokud zůstane závěr zapnutý i při jízdě na zpevněném povrchu, zatáčení s vozidlem bude velmi obtížné, a hrozí i poničení převodového ústrojí.

#### *Konstrukční řešení*

Nejčastěji je závěr konstruován jako zubová nebo lamelová spojka mezi jedním hřídelem (nebo jeho planetovým kolem) a klecí diferenciálu. Ovládání spojky má většinou na starosti řidič, a může být mechanické, hydraulické nebo elektromechanické.



obr. 4 Schéma diferenciálu se závěrem

#### *Výhody a nevýhody*

Výhodou tohoto systému je jeho jednoduchost a nenáročnost. Nevýhodou je naopak fakt, že oproti samosvorným systémům nebo spojkám postrádá jakoukoli automatickou funkci či rychlou reakci v situaci, kdy při běžné jízdě nastane problém, a pohon druhé nápravy má pomoci. V osobních autech se proto tento systém téměř nevyskytuje. Uplatnění však našel u terénních vozů. U offroadů se vzhledem k jeho parametrům nepředpokládá sportovní jízda, a rychlé reakce rozložení točivého momentu nejsou zapotřebí. Pokud je však vozidlo v těžkém terénu, řidič zavře všechny tři diferenciály, a rázem se točivý moment přenáší na všechny čtyři kola bez ohledu na zatížení.

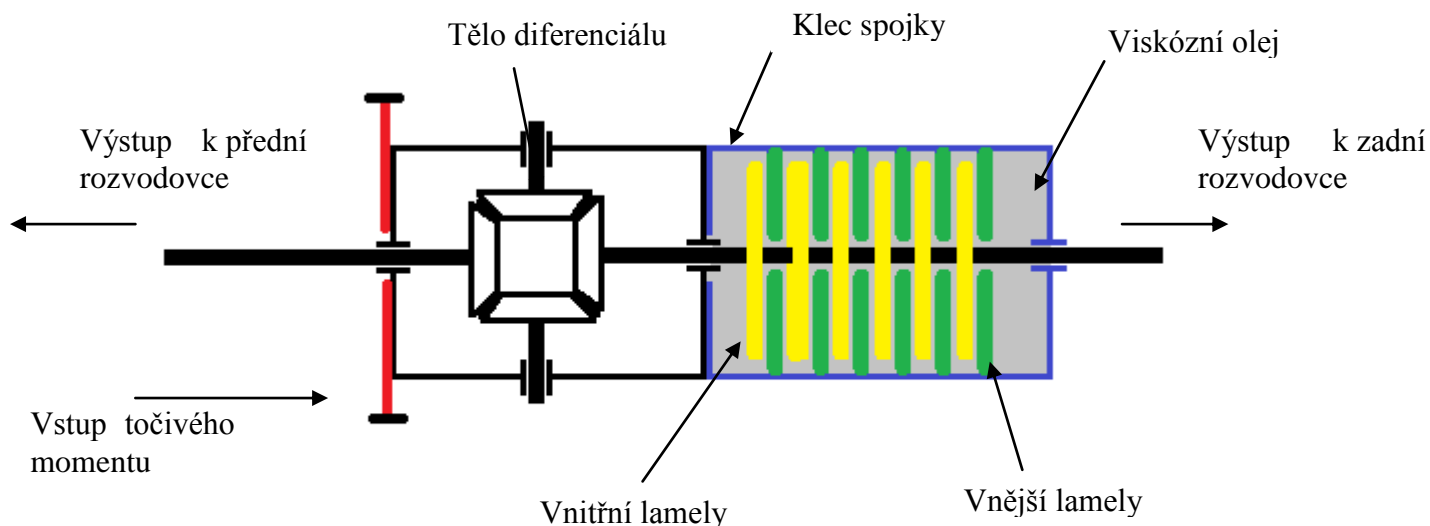
#### *Použití v praxi*

Jak již bylo řečeno, diferenciál se závěrem se používá u terénních vozů. Například Jeep. Lze se s ním setkat i u nákladních automobilů nebo v zemědělské technice.



### 2.2.3. Samosvorný diferenciál s viskózní spojkou.

Základem samosvorného diferenciálu s viskózní spojkou je klasický otevřený diferenciál s čelními nebo kuželovými koly. K docílení samosvornosti je tento diferenciál spojen s viskózní spojkou popsanou v části 2.2.1. Celý systém funguje jako samosvorný. Svornost je dána konstrukcí spojky.



obr. 5 Schéma diferenciálu s viskózní spojkou

#### *Výhody*

Výhodou diferenciálu s viskózní spojkou je to, že jeho samosvornost je závislá čistě na mechanických, respektive hydro-mechanických zákonech, a nepotřebuje k sobě žádnou řídicí elektroniku. Jako další výhody lze jmenovat její plynulou změnu účinnosti. Dále také to, že díky své konstrukci funguje navíc jako tlumič rázů, a v neposlední řadě fakt, že se neopotřebovává, neboť lamely nejsou v přímém styku.

#### *Použití v praxi*

Automobilka Subaru využívá mezinápravového diferenciálu s viskózní spojkou například u modelu Forester.

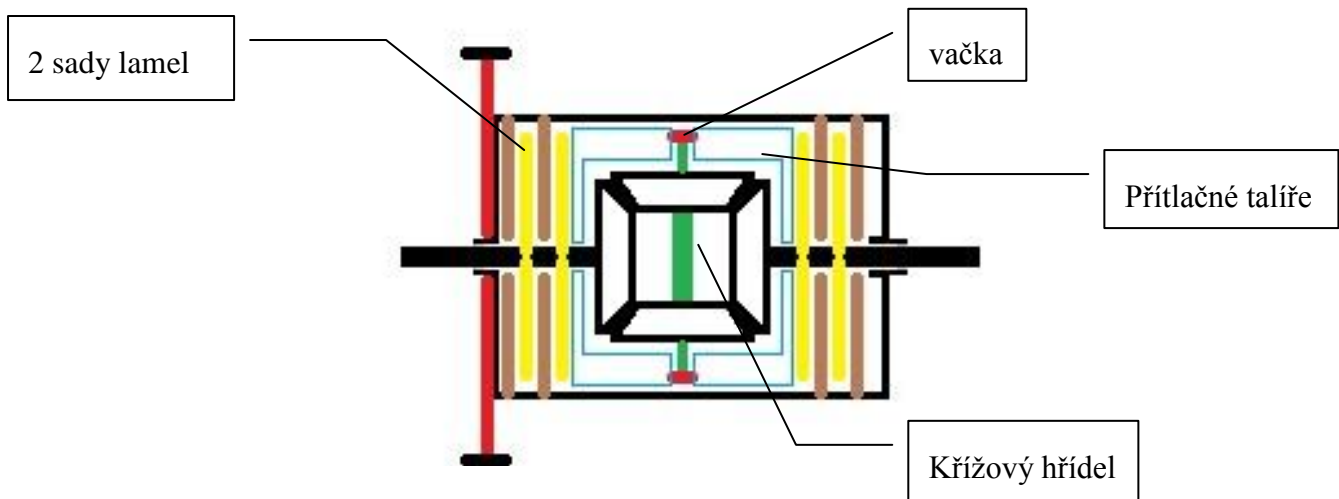
#### 2.2.4. Samosvorný diferenciál s lamelovou spojkou - mechanicky ovládanou [2]

##### *Princip funkce*

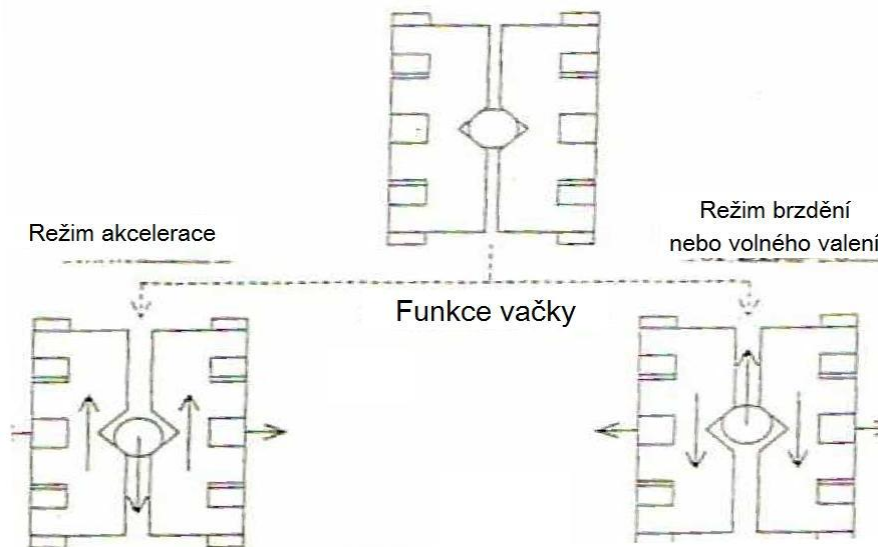
Tento diferenciál bývá označován zkratkou LSD, tedy limited slip differential. Jedná se o diferenciál s kuželovými koly, který má ve svém těle zabudované dva přitlačné talíře a lamely. Satelity jsou spojeny křížovým hřídelem. Jeho konce jsou zakončené vačkou a uloženy v drážkách přitlačných talířů. Pokud začne na diferenciál působit točivý moment, a výstupní hřídele by měly tendenci otáčet se rozdílnou rychlostí, vačky začnou rozpínat oba přitlačné talíře, které začnou tlačit na lamely. Vlivem jejich tření dojde k částečné svornosti.

##### *Konstrukční řešení*

Drážky přitlačných talířů mají trojúhelníkový tvar. Pokud se v nich začne pohybovat vačka, má tendenci je roztahovat. Přitlačné talíře tlačí na dvě sady lamel. Vnější jsou spojené s klecí diferenciálu, a vnitřní jsou spojené s výstupními hřídelemi, respektive s jejich planetovými koly. Schéma diferenciálu je na obr. 6. Funkce vačky je na obr.7.



obr. 6 Schéma diferenciálu s lamelovou spojkou



obr. 7 Funkce vačky [1]

Velikost drážky v kotoučích, respektive její tvar, určuje svornost. Většinou se pohybuje kolem 35%. LSD diferenciály se dále rozdělují na jednocestné, dvoucestné a částečně dvoucestné. Toto rozdělení vychází opět z geometrie drážky přitlačných kotoučů, v kterých je umístěna vačka. Jednocestné diferenciály se uzamykají jen při akceleraci. Dvoucestné se uzamykají při akceleraci i brzdění. Částečně dvoucestné mají rozdílný úhel trojúhelníkových výřezů v přitlačných kotoučích, a tudíž mají jinou svornost při akceleraci a jinou při brzdění.

#### *Výhody a nevýhody*

Výhodou LSD diferenciálů je fakt, že systém samosvornosti je zabudován v těle diferenciálů, a tím pádem má celý systém menší rozměry než třeba diferenciál vybavený viskózní spojkou a také to, že opět funguje čistě mechanicky a nepotřebuje žádnou elektroniku. Za nevýhodu lze naopak považovat skutečnost, že lamely jsou v přímém styku a opotřebovávají se.

#### *Použití v praxi*

Jako mezinápravový diferenciál tento systém využila automobilka Audi. Jinak jsou LSD diferenciály velmi často využívány u závodních vozů na zadní nápravě.

## 2.2.5. Samosvorný diferenciál se šnekovým převodem – Torsen

### *Princip funkce*

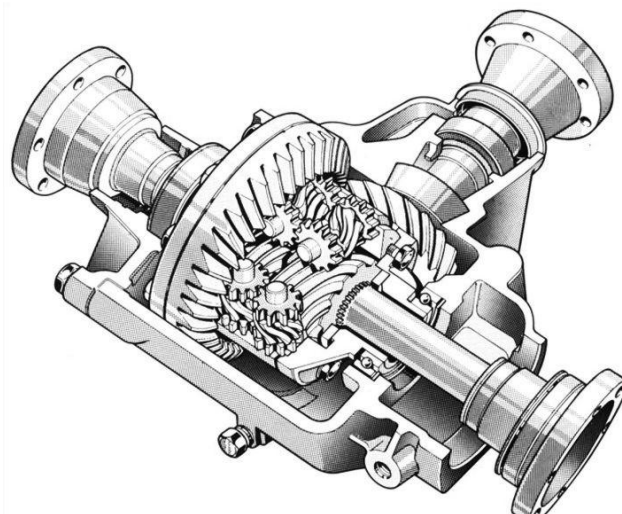
Diferenciál torsen byl vynalezen Američanem Vernonem Gleasmanem. Slovo torsen vzniklo spojením dvou slov TORgue (kroutící moment) a SENSitivity (citlivost). Jedná se o čisté mechanické zařízení. Torsen je, a byl využíván právě jako mezinápravový diferenciál u pohonu 4x4, ale i jako diferenciál na nápravě. Jak již název napovídá, jeho hlavní vlastnost oproti otevřenému diferenciálu s kuželovými koly, je citlivost na rozdělení točivého momentu na obě hřídele.

Jako příklad lze uvést automobil s pohonem pouze zadní nápravy, na které je diferenciál s kuželovými koly. Při jízdě na ideálním povrchu je točivý moment přenášen přes diferenciál na obě kola v poměru 50/50. Pokud však jedno kolo začne prokluzovat vinou špatné adheze, veškerý moment je díky satelitním kolům v diferenciálu přenášen právě na toto kolo, tedy rázem je poměr 100/0 a vozidlo se zastaví. Při použití diferenciálu torsen dojde díky jeho svornému účinku k přenosu točivého momentu i na kolo s lepší adhezí, a vozidlo pokračuje v jízdě. Svornost diferenciálu je dána geometrií šnekového převodu, a může dosáhnout až 90%.

Stejně jako na jedné nápravě funguje tento diferenciál i jako mezinápravový. To znamená, že rozděluje moment mezi přední a zadní nápravu v závislosti na adhezních podmínkách.

### *Konstrukční řešení*

Jak již bylo nastíněno v předešlé kapitole, svornost diferenciálu torsen je způsobena vlastností šnekového převodu. Kroutící moment lze přenášet ze šneku na šnekové kolo, nikoliv naopak. Planetová kola tvoří šneky. Satelity jsou tvořeny šnekovými koly. Ty jsou dále vůči sobě propojeny koly s čelním ozubením. Diferenciál za běžných podmínek funguje stejně jako konvenční diferenciál. Tedy vyrovnává rozdílné úhlové rychlosti otáčení obou hřídelí, a jeho svorný účinek se projeví tehdy, pokud by vlivem adheze mělo dojít k přenosu točivého momentu jen na jednu hřídel.



obr. 8 Mezikolový diferenciál torsen [1]

### *Výhody a nevýhody*

Výhodou použití mezinápravového diferenciálu torsen je stálý pohon 4x4 a citlivost na točivý moment. Díky jeho vlastnostem nedojde k prokluzu kol nápravy, která se dostala na povrch s menší adhezí, protože točivý moment je okamžitě dávkován na druhou nápravu, a tím předchází smyku. Toto je podstatný rozdíl například oproti Haldex spojce první generace a jiným elektronickým systémům, které se dostanou do činnosti až poté, co se vozidlo dostalo do smyku a tuto situaci řeší. Torsen těmto situacím předchází. Další výhodou je, že při brzdění motorem se rovněž brzdná síla rozkládá na obě nápravy. Vozidlo s diferenciálem torsen je velmi stabilní při jízdě rychlými zatáčkami, střídanými prudkým zpomalováním.

Mezi nevýhody tohoto systému patří vyšší spotřeba paliva. Je to způsobeno tím, že při běžných jízdách nelze odpojit zadní nápravu. Při podélném rozložení motoru a převodovky je nutno přední nápravu posunout až za motor, a tím dochází k nerovnoměrnému rozložení váhy na obě nápravy.

### *Použití v praxi*

V 80. letech minulého století začala automobilka Audi vyvíjet osobní vozidla se stálým pohonem všech kol. V roce 1987 byl klasický mezinápravový diferenciál s manuální uzávěrkou nahrazen systémem torsen. Tyto modely dostaly označení quattro. Audi tento systém po mnoha inovacích donedávna využívala. Některé modely byly dokonce vybaveny dvěma diferenciály torsen. Jeden středový a jeden mezikolový. V současnosti je systém torsen u některých modelů nahrazen spojkou Haldex. [10]

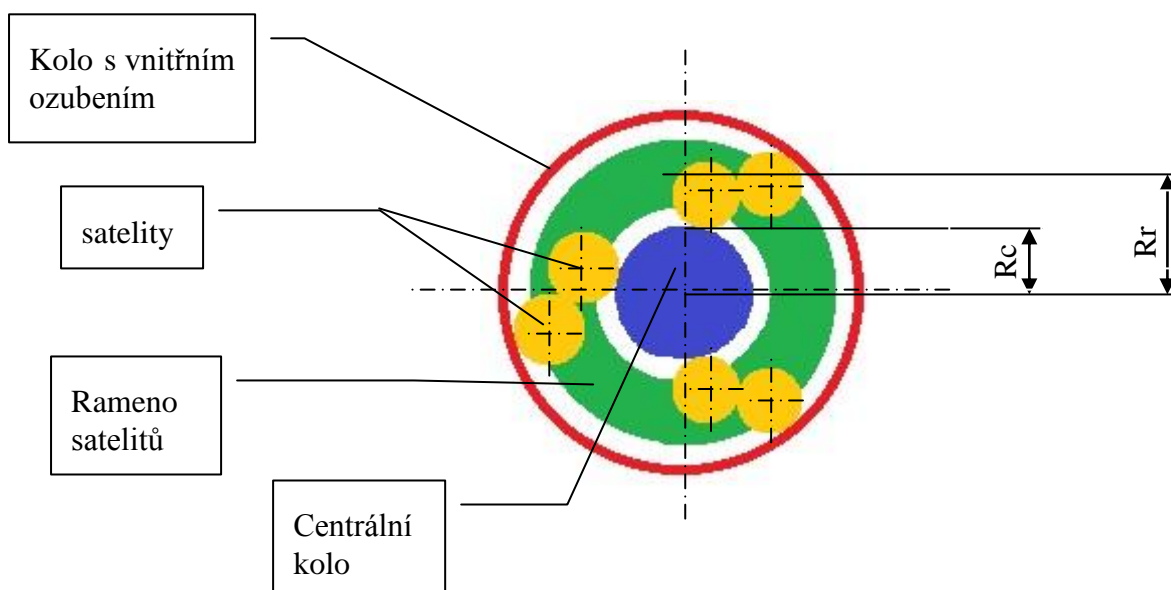
Torsen jako mezinápravový diferenciál využívají i automobilky Toyota nebo Alfa Romeo.

Torsen byl například použit i na zadní nápravě slavného Fordu Shelby GT500, a rovněž na zadní nápravě jej využívá Subaru Impreza WRX STi. [9]

## 2.2.6. Samosvorný diferenciál s planetovou převodovkou a viskózní spojkou

### *Princip funkce a konstrukční řešení*

Diferenciál s planetovou převodovkou je odlišný od klasických otevřených diferenciálů. Jeho klec tvoří dutá hřídel s vnitřním ozubením, a tudíž je přiváděn točivý moment od převodovky. Satelity uvnitř jsou zdvojené. Jejich rameno je spojeno s hřídelí, která vede k přední rozvodovce. Centrální kolo naopak přenáší točivý moment k zadní rozvodovce. Diferenciál s planetovou převodovkou rozděluje asymetricky točivý moment na obě hřídele. Poměr rozdělení točivého momentu je dán ramenem páky ramene planetových kol ( $R_r$ ) a centrálního kola ( $R_c$ ).



obr. 9 schéma diferenciálu s planetovou převodovkou

Funkce tohoto diferenciálu je tedy jasná. Dokáže vyrovnat rozdílné otáčení hřídelí, stejně jako klasický otevřený diferenciál, a navíc točivý moment rozděluje asymetricky v určitém poměru, který je dán jeho konstrukcí, a je neměnný. Tato vlastnost je u mezinápravového diferenciálu vítána. K docílení samosvornosti je diferenciál vybaven dalším zařízením, nejčastěji viskózní spojkou, která byla popsána ve stati 2.2.1.

### *Výhody a nevýhody*

Výhodou diferenciálu s planetovou převodovkou je již výše popsané asymetrické rozdělení kroutícího momentu. Jako nevýhodu lze zmínit jeho náročnější konstrukci, zejména co se týče dutých hřídelí a vnitřních ozubení, a také fakt, že se hodí pouze jako mezinápravový diferenciál.

### *Použití v praxi*

Mezi nápravový diferenciál s planetovou převodovkou je používán pro stálý pohon všech kol automobilkou Mercedes-Benz.

### 3. Konstrukční návrh – potřebné výpočty

#### 3.2. Výběr samosvorného systému a vozidla

Při rešerši používaných systémů byl zmíněn princip viskózní spojky. Tato spojka může být použita společně s mezinápravovým otevřeným diferenciálem k zajištění jeho samosvornosti. Druhou možností je použití spojky samostatně u zadní nápravy. V tomto případě dochází k přiřazení pohonu zadních kol pouze tehdy, pokud přední náprava ztratí trakci. Viz. Rešerše.

Vlastní konstrukční návrh bude tedy věnován právě viskózní spojce ve druhé variantě. Výhodou je, že při absenci mezinápravového diferenciálu je možné ji použít i ve vozech s podélně uloženým motorem.

Velice podobný systém je použit u koncernu VW, avšak o přiřazení zadní nápravy se stará spojka Haldex. Konstrukční návrh této práce se bude tedy týkat nahrazení spojky Haldex viskózní spojkou.

Zbývá vybrat konkrétní model vozidla. Vzhledem k dostupnosti potřebných informací pro úspěšný výpočet byl zvolen vůz Audi A3, který je ve verzi quattro vybaven právě spojkou Haldex. Konkrétně se jedná o typ 8PL v karosářské verzi sportback.

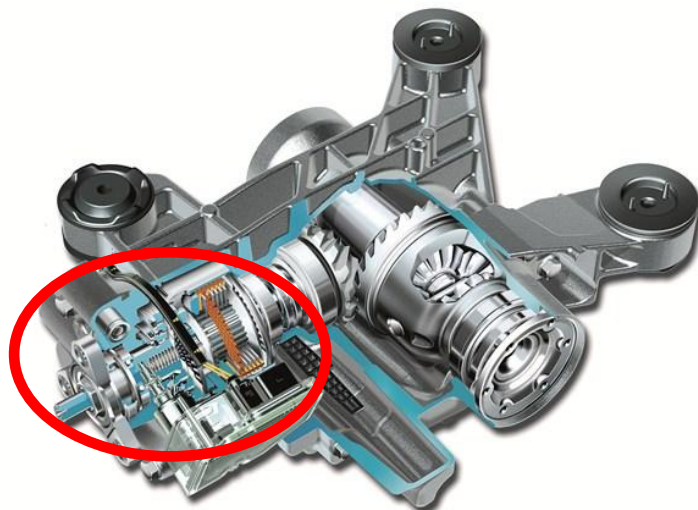


obr. 10 Audi A3 sportback [7]

### 3.3. Určení klíčových vlastností pro návrh spojky

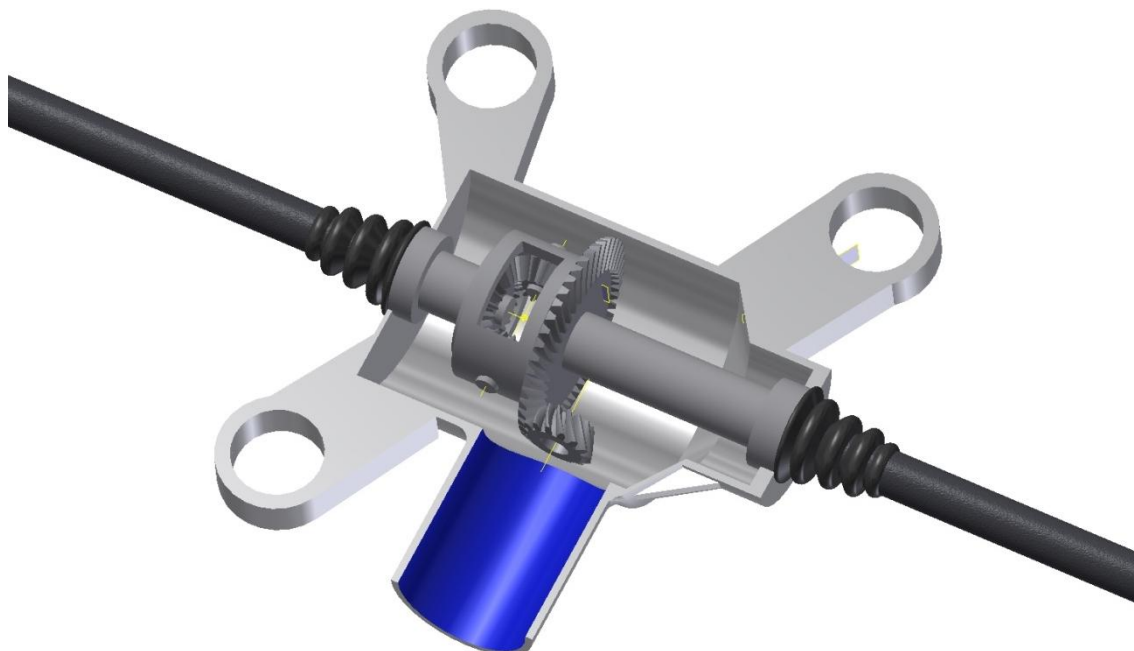
#### 3.3.3. Zástavbové prostory

Při analýze zástavbových prostor vycházíme z předpokladu, že systém bude umístěn v těle zadního diferenciálu, stejně jako při použití systému Haldex. Tvar spojky bude zcela jistě válcového tvaru. Nejdůležitějšími rozměry tedy jsou maximální průměr a maximální délka.



obr. 11 Zadní diferenciál se spojkou Haldex [6]

Červená elipsa na obr. 11 značí prostor, kam bude zabudována viskózní spojka. K určení rozměrů byl vytvořen přibližný model spodního dílu skříně zadního diferenciálu, jehož hlavní rozměry by měly odpovídat skutečnosti.



obr. 12 Model skříně

Modře označený prostor značí místo pro umístění viskózní spojky. Maximální možný průměr je 120mm a maximální možná délka je 140mm.



### 3.3.4. Parametry automobilu

Z technické dokumentace, kterou Audi dodává společně s vozidlem, byly zjištěny následující parametry, které jsou důležité pro výpočet spojky:

Krouticí moment: 236 Nm,

Stálý převod na nápravě: 3,136,

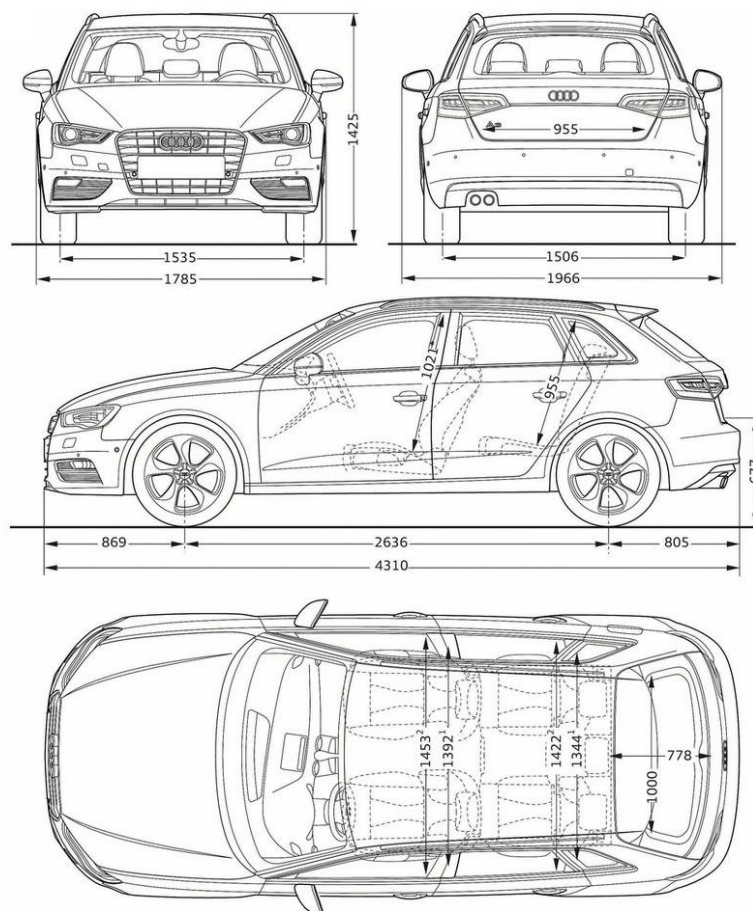
Rozměr disků a pneumatik: 225/45 R17,

Rozvor: 2 636 mm,

Rozchod: 1 535 mm,

Přední převis: 869 mm,

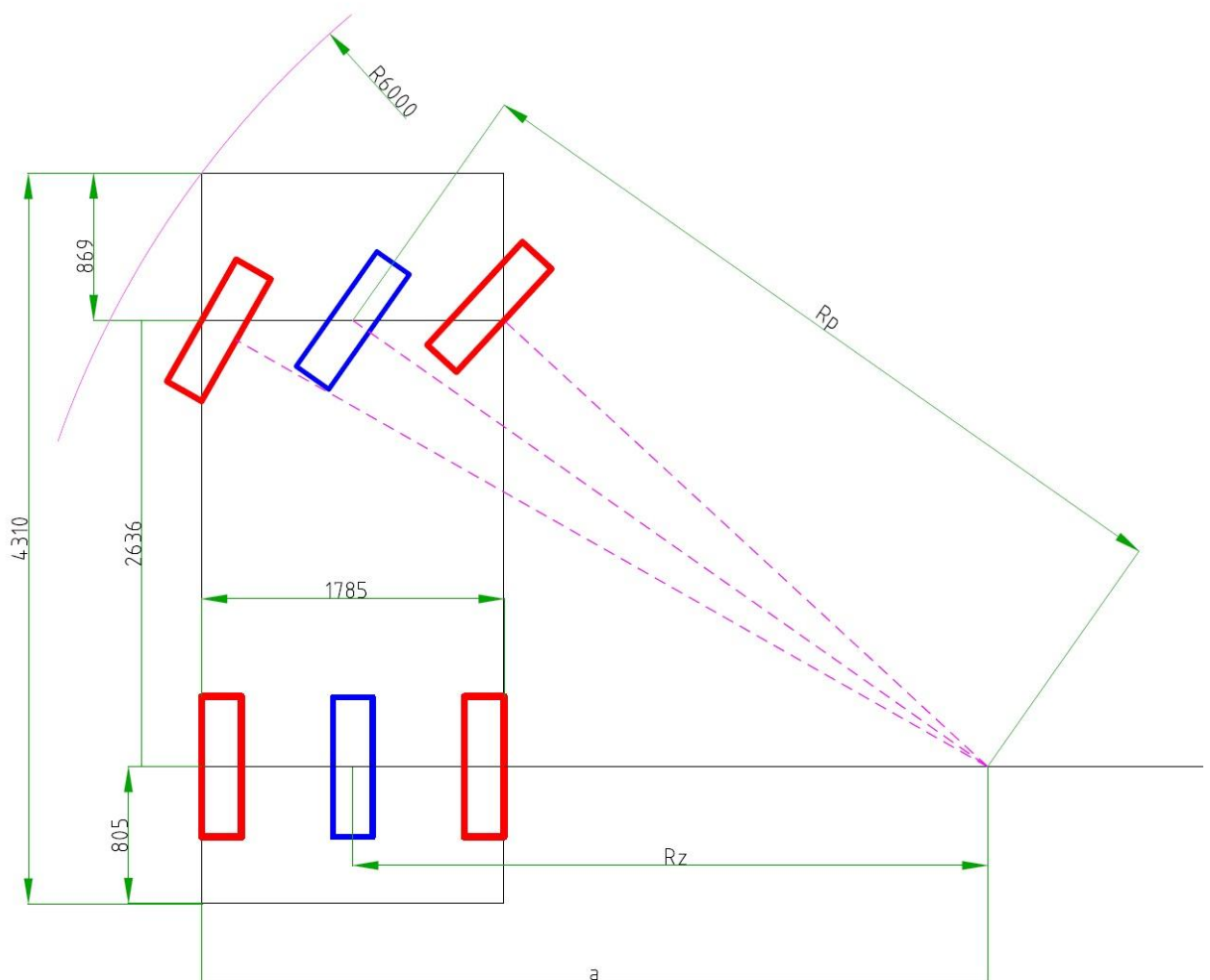
Minimální poloměr otáčení: 6 000 mm.



obr. 13 Hlavní rozměry vozidla [11]

Posledním důležitým parametrem vozidla je rozdíl otáčení předního a zadního kardanového hřídele. Ten nastává v případě, kdy vozidlo zatáčí, nebo pokud jedno z kol proklouzne. Viskózní spojka (jak bylo vysvětleno v části 2.2.1.) funguje právě na principu rozdílných otáček hřídelů. Aby bylo možné spojku optimalizovat pro konkrétní model vozidla, je zapotřebí znát tuto diferenci při běžném zatáčení vozidla. Zde je žádoucí, aby svornost spojky byla co nejmenší.

Rozdíl otáčení hřídelů se určí výpočtem, ke kterému použijeme údaj o minimálním poloměru otáčení, který udává výrobce. Minimální poloměr otáčení určuje kruh, v kterém je automobil schopen se při plném rejdu celý otočit. Znamená to tedy, že nejvzdálenější bod na automobilu od středu kruhu musí ležet na kružnici o stejném poloměru, jako je poloměr kruhu. Podle schématického obrázku 14. je to při zatáčení doprava levý roh předního nárazníku. Každý další bod vozu se otáčí kolem stejného středu, ale na jiném poloměru menším než  $R$ . Z obrázku je patrné, že ani jedno z kol (značeny červeně) není na stejném poloměru, a proto se každé musí točit rozdílnou rychlostí. O vyrovnávání rozdílných úhlových rychlostí mezi levými a pravými koly se starají mezikolové diferenciály. Pro naši úlohu je důležité zjistit rozdíl otáčení mezi přední a zadní nápravou, a proto se zde pracuje s úvahou, že vozidlo má jen dvě kola v podélné ose (značeny modře).



obr. 14 Schéma podvozku vozu při zatáčení

Nyní přejdeme k určení poloměru otáčení „modrých“ kol  $R_p$  a  $R_z$ .

$$a = \sqrt{6000^2 - (2636 + 869)^2} = 4869,8mm \quad (3.3.4.1)$$

$$R_z = a - \left(\frac{1535}{2}\right) = 4102,3mm \quad (3.3.4.2)$$

$$R_p = \sqrt{R_z^2 + 2648^2} = 4882,7mm \quad (3.3.4.3)$$

Celé vozidlo se otáčí úhlovou rychlostí  $\omega_{auta}$  a proto platí:

$$v_p = R_p \cdot \omega_{auta} \quad (3.3.4.4)$$

$$v_z = R_z \cdot \omega_{auta} \quad (3.3.4.5)$$

Kde  $v_p$  je rychlost předního kola, a  $v_z$  je rychlost zadního kola

Porovnání (3.3.4.4) a (3.3.4.5):

$$\frac{v_p}{R_p} = \frac{v_z}{R_z} \quad (3.3.4.6)$$

Po úpravě a dosazení:

$$v_p = 1,19v_z \quad (3.3.4.7)$$

Rozměr kol je 225/45 R17, a z toho určíme poloměr kola:

$$R_{kola} = \frac{17 \cdot 25,4 + 2 \cdot (225 \cdot 0,45)}{2} = 317mm \quad (3.3.4.8)$$

$$\omega_p \cdot R_{kola} = 1,19\omega_z \cdot R_{kola} \quad (3.3.4.9)$$

$$\omega_p = 1,19\omega_z \quad (3.3.4.10)$$

Kde  $\omega_p$  je úhlová rychlost předního kola, a  $\omega_z$  je úhlová rychlost zadního kola.

$$\Delta\omega = \omega_p - \omega_z \quad (3.3.4.11)$$

Ze vztahu (3.3.4.10) plyne, že rozdíl úhlových rychlostí hřídelů  $\Delta\omega$  je lineárně závislý na rychlosti.

Jedná se o zjednodušený model výpočtu, který zanedbává deformaci pneumatik a pracuje pouze se statickým poloměrem kola.

### 3.3.5. Ostatní parametry

Posledním neméně důležitým parametrem je viskozita oleje, kterým je spojka naplněna. Pro tento návrh byl použit olej od výrobce Molyduval s označením Silo D 100 T.

Jeho parametry jsou:

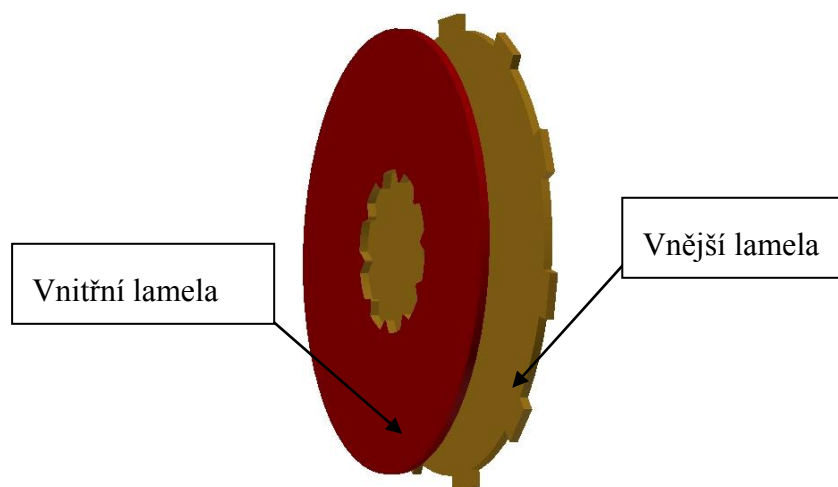
Hustota při 20°C : 970 [kg/m<sup>3</sup>]

Kinematická viskozita při 20°C: 75000 [mm<sup>2</sup>/s]

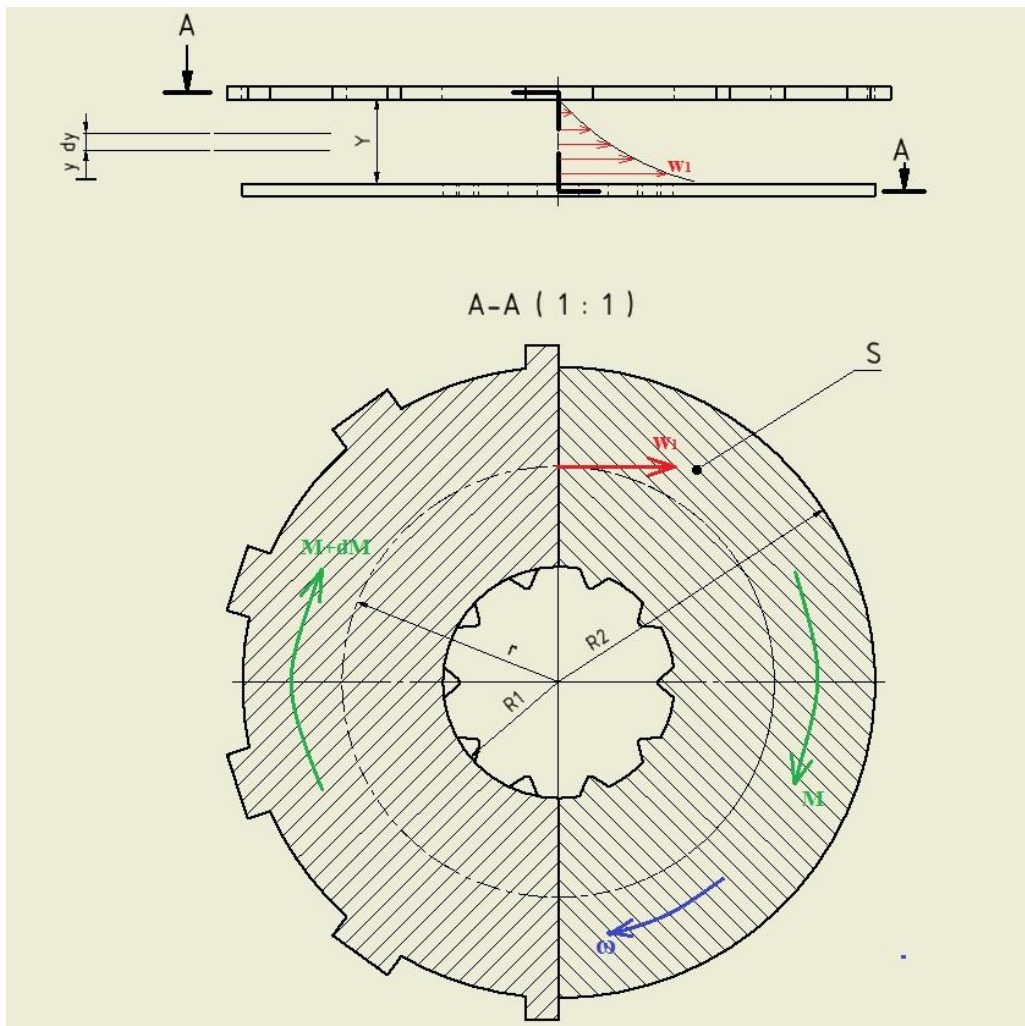
### 3.4. První varianta výpočtu [5]

Principiálně lze u viskózní spojky vycházet z laminárního průtoku kapaliny malou mezerou mezi dvěma rovnoběžnými deskami. V tomto případě jsou deskami dvě lamely (vnitřní a vnější), mezi kterými je viskózní kapalina (olej). První lamela koná rotační pohyb, druhá lamela je díky tření při styku s kapalinou rovněž strhávána k pohybu. Úkolem této úlohy je vyřešit moment  $M$ , kterým kapaliny působí na druhou lamelu. Při řešení úlohy je předpokládáno stacionární proudění nestlačitelné vazké tekutiny (olej) se zanedbatelnou setrvačností.

Pozn.: Reálně klec diferenciálu při jízdě neustále rotuje, a tím pádem neustále rotují i obě sady lamel ve spojce. Úkolem však je určit přenášený moment  $M$ , který nastane, když dojde k diferencii otáček vnitřních a vnějších lamel, respektive přední a zadní kardanové hřídele. Proto je při odvození vzorce použita úvaha, že jedna lamela stojí a druhá koná rotační pohyb.



obr. 15 Jedna sada lamel



obr. 16 Jedna sada lamel v řezu

Lamela s vnitřními drážkami má obvodovou rychlost  $w_1 = r \omega$ . V proudící tekutině se vytkne válcová plocha o poloměru  $r$  a výšce  $dy$ . Tekutina blíže k rotující lamele je rychlejší, smykovým napětím  $\tau$  strhává vrstvu tekutiny do obvodového proudění, a působí na ni momentem  $M$ . Tekutina, která je blíže ke stojící lamele, je pomalejší, a působí na vytknutou vrstvu napětím  $\tau+d\tau$  proti směru proudění a vyvolává moment  $M+dM$ .

Z rovnováhy momentů na řádku (3.4.1) plyne, že  $dM=0$ , tedy  $M = \text{konst.}$  - označená jako  $C_1$ . Z rozepsaného momentu se vypočte rychlost  $w$ , obsahující integrační konstanty  $C_1$  a  $C_2$ . Pro tyto konstanty jsou známy okrajové podmínky na stěnách obou lamel a dávají soustavu dvou algebraických rovnic.

$$M - M - dM = 0 \rightarrow dM = 0 \rightarrow M = \text{konstanta } C_1 \quad (3.4.1)$$

$$M = \tau \cdot S \cdot r \quad (3.4.2)$$

Kde:

$$S = \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \quad \dots \text{ styčná plocha lamely a tekutiny}$$

$$\tau = \eta \cdot \frac{dw}{dy} \quad \dots \text{ smykové napětí v tekutině}$$

$$\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \eta \cdot \frac{dw}{dy} \cdot r = C_1 \quad (3.4.3)$$

$$dw = \frac{C_1}{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \eta \cdot r} \cdot dy \quad (3.4.4)$$

$$w = \frac{C_1}{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \eta \cdot r} \cdot y + C_2 \quad (3.4.5)$$

$$C_1 C_2 = ?$$

$$\text{pro } y = 0, w = w_1 \rightarrow w_1 = C_2 \quad (3.4.6)$$

$$\text{pro } y = Y, w = 0 \rightarrow 0 = \frac{C_1}{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \eta \cdot r} \cdot Y + C_2 \quad (3.4.7)$$

(6) do (7)

$$0 = \frac{C_1}{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \eta \cdot r} \cdot Y + w_1 \rightarrow C_1 = -w_1 \cdot \frac{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \eta \cdot r}{Y} \quad (3.4.8)$$

Nyní dosadíme konstanty  $C_1$  a  $C_2$  zpět do vzorce pro rychlost (3.4.5)

$$w = \frac{y}{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \eta \cdot r} \cdot \left( -w_1 \cdot \frac{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \eta \cdot r}{Y} \right) + w_1 = -y \cdot \frac{w_1}{Y} + w_1 \quad (3.4.9)$$

A rychlost do vzorce pro smykové napětí

$$\tau = \eta \cdot \frac{dw}{dy} = \eta \cdot \frac{d}{dy} \left[ -y \cdot \frac{w_1}{Y} + w_1 \right] = -\eta \cdot \frac{w_1}{Y} \quad (3.4.10)$$

Nakonec dosadíme smykové napětí do vzorce (3.4.2) a zjistíme tak výsledný moment

$$M = \tau \cdot S \cdot r = -\eta \cdot \frac{w_1}{Y} \cdot S \cdot r \quad (3.4.11)$$

Nyní je připraven vzorec pro výpočet momentu ve viskózní spojce při diferenci otáček. Znaménko mínus u výsledného vzorce (3.4.11) značí, že moment má opačný směr než úhlová rychlost  $\omega$ .

Jeho vstupní veličiny jsou:  $\eta$  – dynamická viskozita oleje [kg/ms],  
 $w_1$  – rychlost lamely na poloměru  $r$  [m/s],  
 $Y$  – mezera mezi lamelami [m],  
 $S$  – styčná plocha lamel [m<sup>2</sup>],  
 $r$  – střední poloměr lamel [m].

### 3.4.1 Výpočet samosvorného momentu při maximálním zatáčení

Aby bylo možné určit skutečné hodnoty samosvorného momentu při zatáčení, je zapotřebí určit referenční hodnoty rychlosti vozu při plném rejdu. Jedná se o extrémní příklad ověření funkce spojky, neboť tato situace při běžném užívání vozidla nenastane skoro vůbec. Je zřejmé, že jednotlivé body automobilu se při zatáčení pohybují různou rychlostí. Jako určující veličina byla tedy zvolena rychlost předního kola  $v_p$  při zatáčení, a za ni dosazena řada čísel 1; 2; 3; 4; 5 a 10 km/h.

Po vydělení poloměrem kola:

$$\omega_p = \frac{v_p}{R_{kola}} \quad (3.4.1.1)$$

Vynásobení stálým převodem:

$$\Omega_p = 3,136 \cdot \omega_p \quad (3.4.1.2)$$

Určení  $\omega_z$  ze vztahu (3.3.4.10)

$$\omega_z = \frac{\omega_p}{1,19} \quad (3.4.1.3)$$

Vynásobení stálým převodem:

$$\Omega_z = 3,136 \cdot \omega_z \quad (3.4.1.4)$$

Určení rozdílu otáček dle (3.3.4.11)

$$\Delta\Omega = \Omega_p - \Omega_z \quad (3.4.1.5)$$

Určení rychlosti  $w_1$  na středním poloměru lamely:

$$w_1 = \Delta\Omega \cdot r \quad (3.4.1.6)$$

Určení momentu  $M_1$  na jedné sadě styčných ploch dle vztahu (3.4.1.11), kde jsou dosazeny hodnoty z konstrukce spojky:

$$Y = 2 \text{ mm}$$

$$r = 37,5 \text{ mm}$$

$$\eta = 72,75 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$S = 5890 \text{ mm}$$

A celé vynásobeno počtem styčných ploch  $n = 15$

$v_p$ [km/h]	$v_p$ [m/s]	$\omega_p$ [rad/s]	$\Omega_p$ [rad/s]	$\omega_z$ [rad/sec]	$\Omega_z$ [rad/s]	$\Delta\Omega$ [rad/s]	$w_1$ [m/s]	$M$ [Nm]
1	0,277778	0,849473327	2,663948	0,71384313	2,238612	0,425336	0,01595	<b>1,922385055</b>
2	0,555556	1,698946653	5,327897	1,42768626	4,477224	0,850673	0,0319	<b>3,844770109</b>
3	0,833333	2,54841998	7,991845	2,14152939	6,715836	1,276009	0,04785	<b>5,767155164</b>
5	1,388889	4,247366633	13,31974	3,56921566	11,19306	2,126681	0,079751	<b>9,611925273</b>
10	2,777778	8,494733265	26,63948	7,13843132	22,38612	4,253363	0,159501	<b>19,22385055</b>

tab. 1 Výpočet svorného momentu při maximálním úhlu zatočení

Z výsledné tabulky je patrné, že už při rychlosti 10 km/h je samosvorný moment něco málo přes 19 N/m, a dalším zvyšováním rychlosti, které je možné jen do určité míry by rapidně narůstal. Tento výsledek se jeví jako vysoká hodnota. Je třeba si ale uvědomit, že tento případ nastane pouze tehdy, pokud bude vozidlo jezdit v kruhu, jehož největší poloměr je pouhých 6 metrů.

### 3.4.3. Výpočet samosvorného momentu při jízdě v zatáčce

Jako další ověření záběru viskózní spojky provedeme výpočet při jízdě vozidla na zpevněné silnici. Norma ČSN 736101 pro projektování silnic a dálnic na straně 23 určuje nejmenší možné poloměry zatáček silnic a dálnic při stanovené rychlosti. Pro náš příklad použijeme rychlost 80 km/h, kdy při dostředivém sklonu vozovky 6% je nejmenší možný dovolený rádius zatáčky 325m. K výpočtu diference otáček vyjdeme z kapitoly (3.3.4) a obrázku 14, kde rovnou za  $R_p$  můžeme dosadit hodnotu 325m.

$$R_z = \sqrt{325000^2 - (2636)^2} = 324999mm$$

$$\frac{v_p}{R_p} = \frac{v_z}{R_z}$$

Po úpravě a dosazení:

$$v_p = 1,000003077 v_z$$

$$\omega_p \cdot R_{kola} = 1,000003077 \omega_z \cdot R_{kola}$$

$$\omega_p = 1.0000030776 \omega_z$$

$$\Delta\Omega = \Omega_p - \Omega_z$$

$V_p$ [km/h]	$V_p$ [m/s]	$\omega_p$ [rad/s]	$\Omega_p$ [rad/s]	$\omega_z$ [rad/sec]	$\Omega_z$ [rad/s]	$\Delta\Omega$ [rad/s]	$w_1$ [m/s]	M [Nm]
80	22,22222	67,95786612	213,1159	67,957657	213,1152	0,000656	2,46E-05	<b>0,002963807</b>

tab. 2 Výpočet svorného momentu při jízdě zatáčkou

Výsledný moment 0,002963807Nm je naprosto zanedbatelný. Z toho plyne, že na běžnou jízdu nebude mít svornost spojky žádný vliv.



### 3.4.4. Výpočet samosvorného momentu při prokluzu kola

Nyní se zaměříme na případ, kdy vozidlo stojí, a vlivem špatné adheze na jedné nápravě dojde při rozjezdu k prokluzu kol. V tomto případě se již nepočítá s rozdílem otáček hřídelů.

Vstupní hodnotou je tedy nyní úhlová rychlost protočení kola  $\omega_h$ . Ta se přes stálý převod zvětší na rychlost  $\Omega_h$ . Z ní podle vzorce (3.4.1.6) vynásobením středním poloměrem lamely  $r$  dostaneme opět rychlost  $w_1$ . A po dosazení do vzorce (3.4.1.11) a vynásobením počtem lamel  $n=15$  dostaneme samosvorný moment ve viskózní spojce.

$\omega_h$ [rad/s]	$\Omega_h$ [rad/s]	$w_1$ [m/s]	$M$ [Nm]
1	3,136	0,1176	<b>14,17372477</b>
2	6,272	0,2352	<b>28,34744954</b>
3	9,408	0,3528	<b>42,52117431</b>
4	12,544	0,4704	<b>56,69489909</b>
5	15,68	0,588	<b>70,86862386</b>
6	18,816	0,7056	<b>85,04234863</b>
8	25,088	0,9408	<b>113,3897982</b>
10	31,36	1,176	<b>141,7372477</b>

tab. 3 Výpočet svorného momentu při prokluzu kola

Z výsledků podle tabulky vyplývá, že už při protočení kola rychlostí 1 rad/s je na druhou nápravu přiveden moment 14,27 Nm, a s dalším zvýšením rychlosti lineárně stoupá. Největší uvažovaná úhlová rychlost je 10 rad/s, což je rychlost vozidla 40km/h při zařazeném prvním rychlostním stupni a maximálních otáčkách motoru. Teoreticky to odpovídá případu, když by jedna z náprav byla na povrchu s minimálním koeficientem tření (například led), vozidlo stálo, a řidič při zařazení prvního rychlostního stupně rychle pustil spojku a dal plný plyn. V tomto okamžiku by tedy na druhou nápravu bylo přeneseno 142 Nm točivého momentu.

V případě, že je vozidlo v pohybu a jednou nápravou najede na kluzkou plochu, rychlost protočení  $\Omega_h$  je rozdíl otáček předního a zadního kardanu, a odpovídající moment je stejný podle tabulky 3.

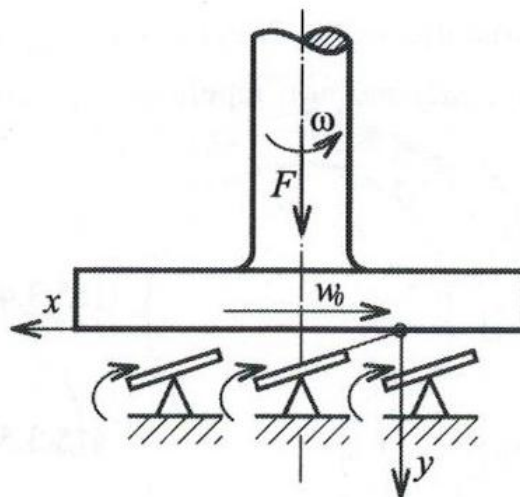
### 3.5. Druhá varianta výpočtu [5]

První varianta výpočtu využívala pouze tečného napětí, které vzniká v proudící kapalině. Při druhém způsobu výpočtu bude využito principu laminárního průtoku klínovou mezerou. Tohoto principu se využívá při konstrukci tzv. Michaelových axiálních ložisek. Síla se přenáší z rotujícího hřídele prostřednictvím kotouče na olej proudící ve zužujících se štěrbinách mezi deskou a segmenty. (obr.17).

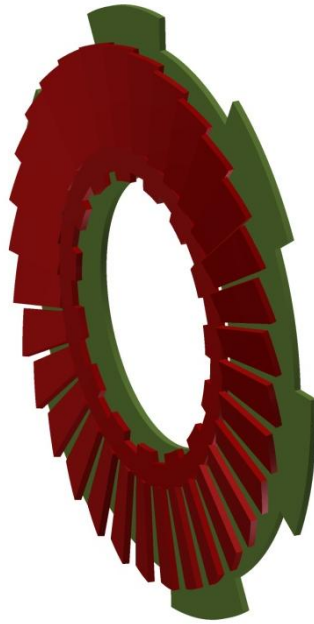
Pokud toto schéma převedeme na princip viskózní spojky, tak rovná lamela bude reprezentovat kotouč a lamela se štěrbinami opěrné segmenty. (obr.18)

Velikost axiální síly, kterou ložisko (spojka) dokáže přenést, není pro naši aplikaci až tak důležitá, jako velikost třecí síly. Pro Michaelovo ložisko je tato třecí síla nežádoucí. Pro výpočet viskózní spojky je však stěžejní.

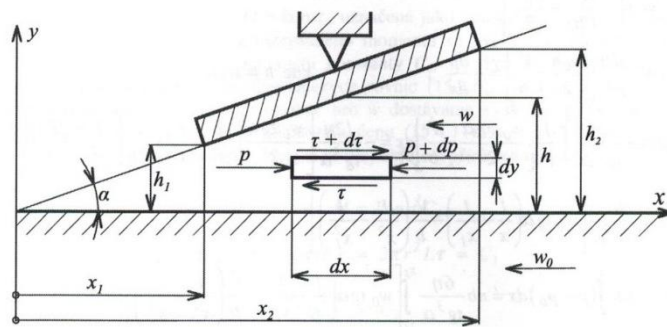
Budeme opět uvažovat stacionární, laminární proudění nestlačitelné kapaliny.



obr. 17 Schéma Michaelova ložiska



obr. 18 Jedna sada lamel pro variantu 2



obr. 19 Schéma průtoku klínovou mezerou

Odvození výpočtu pro určení třecí síly  $F_{tr}$  je uvedeno v příloze č.1.

Vstupní veličiny výsledného vzorce jsou:

$n$  – počet segmentů (výřezů),

$b$  – hloubka segmentu v radiálním směru,

$\eta$  – dynamická viskozita oleje,

$w_0$  – rychlost otáčení lamely na středním poloměru,

$\alpha$  - úhel natočení segmentů,

$x_1 ; x_2$  – poloha segmentu k ose (viz. Schéma),

$V$  – průtočné množství.

Pokud do vzorce dosadíme stejné hodnoty, jako při předchozí variantě výpočtu, tzn.

$$R=50 \text{ mm}$$

$$R_{\text{střední}} = 37,5 \text{ mm}$$

$$H \text{ (vzdálenost lamel)} = 2 \text{ mm}$$

$$b=12,5 \text{ mm}$$

a poté:

$$\alpha=2^\circ$$

$$n=35 \text{ (počet segmentů)}$$

$$N=15 \text{ počet párů lamel}$$

Dostaneme při stejných hodnotách  $w_1$  (maximální zatáčení, jízda v zatáčce, prokluz kola) skoro stejné hodnoty výsledného samosvorného momentu jako při první variantě výpočtu.

Výpočet momentu při maximálním úhlu zatočení:

$w_1$ [m/s]	F [N]	F*N [N]	M [Nm]
0,01595	3,201354	48,0203	<b>1,800761</b>
0,0319	6,402707	96,04061	<b>3,601523</b>
0,04785	9,604061	144,0609	<b>5,402284</b>
0,079751	16,00697	240,1045	<b>9,00392</b>
0,159501	32,01374	480,206	<b>18,00773</b>

Výpočet momentu při průjezdu zatáčkou:

$w_1$ [m/s]	F [N]	F*N [N]	M [Nm]
2,46E-05	0,004938	0,074063	<b>0,002777</b>

Výpočet momentu při prokluzu kola:

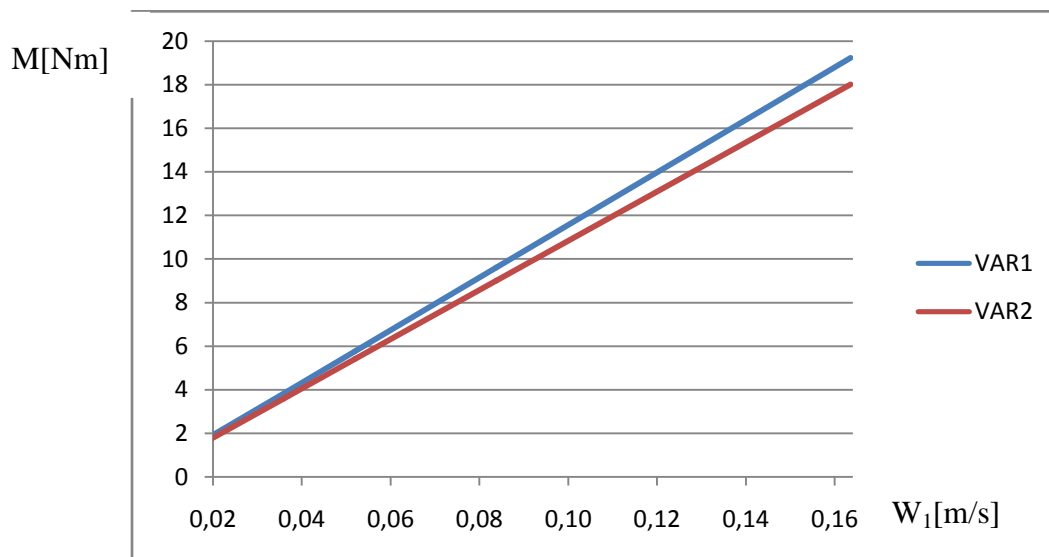
$w_1$ [m/s]	F [N]	F*N [N]	M [Nm]
0,1176	23,60371	354,0556	<b>13,27709</b>
0,2352	47,20742	708,1113	<b>26,55417</b>
0,3528	70,81113	1062,167	<b>39,83126</b>
0,4704	94,41484	1416,223	<b>53,10835</b>
0,588	118,0185	1770,278	<b>66,38543</b>
0,7056	141,6223	2124,334	<b>79,66252</b>
0,9408	188,8297	2832,445	<b>106,2167</b>
1,176	236,0371	3540,556	<b>132,7709</b>

tab. 4 Výpočet momentu dle druhé varianty

Vzorec podle druhého způsobu výpočtu je velice citlivý na sebemenší změny vstupních hodnot. Například změna úhlu natočení segmentu o jeden stupeň změní výsledný samosvorný moment v řádech desítek Nm.

Vzhledem k více vstupním parametrům lze výsledek lépe optimalizovat.

Závislost samosvorného momentu na rychlosti otáčení je jak pro variantu 1, tak pro variantu 2 lineární. Varianta 1 má strmější průběh, než varianta 2. Viz graf 1.



graf 1 Porovnání obou variant

Pro rychlé určení samosvorného momentu spojky pro jiné vstupní parametry, jsou v příloze na CD č.3 uloženy v excelovské tabulce obě varianty výpočtu. Postačí změnit hodnoty, které jsou označeny zeleně.

#### 4. Hodnocení a výběr varianty pro konstrukční návrh

Pro co nejobektivnější výběr varianty, které se bude věnovat vlastní konstrukční návrh je v následující části provedeno multikriteriální hodnocení obou variant. Pro zajímavost bude jako třetí varianta zařazena Haldex spojka.

Po pečlivém zvážení bylo vybráno následujících 5 porovnávacích kritérií:

K1 – systém funguje sám, bez potřeby čidel a řídicí elektroniky,

K2 – neopotřebovává se,

K3 – možnost variabilní svornosti (triviální změnou konstrukce nebo řídicí elektronikou),

K4 – svornost spojky negativně neovlivňují žádné vnější faktory (teplota),

K5 – jednoduchá konstrukce,

K6 – náročnost na montáž/demontáž,

K7 – hmotnost.

Pro srovnání bude použita metoda pořadové funkce. Tato metoda je vhodná vzhledem k tomu, že ne všechny varianty lze z hlediska některého kritéria vyhodnotit. Jedná se v podstatě o určení pořadí variant podle jednotlivých kritérií. Každé variantě podle každého kritéria bude uděleno jeden, dva nebo tři body. Nejméně vhodná varianta bude ohodnocena jedním bodem. Nejvhodnější varianta třemi body. Pokud budou některé varianty hodnoceny stejně, tudíž dostanou stejný počet bodů, nejvyšší možný počet bodů se sníží o jedna. V našem případě na 2 body.

KRITÉRIA							
varianta	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7
VAR1	2	2	1	1	3	2	2
VAR2	2	2	2	1	2	2	1
HALDEX	1	1	3	2	1	1	3

tab. 5 Porovnávací kritéria

#### 4.2. Párové porovnání kritérií

Princip metody párového porovnání spočívá v tom, že vybraný respondent porovná každé kritérium s každým v tabulce. V řádcích i sloupcích jsou kritéria ve stejném pořadí. Je-li kritérium v řádku důležitější než ve sloupci, zapíše se 1. V opačném případě 0. Pokud respondent považuje kritéria za stejně důležitá, zapíše 0,5. Součet hodnot každého řádku tabulky udává, kolikrát je právě toto kritérium pro respondenta důležitější než ostatní kritéria.

Aby bylo párové porovnání co nejobektivnější, požádal autor dalšího respondenta z oboru DMT o porovnání jednotlivých kritérií. Tento respondent byl seznámen pouze s kritérii. Nikoli s variantami, které se budou pomocí kritérií vyhodnocovat.

	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	$(\Sigma)U_i$
K1	-	0	1	0	0	1	1	3
K2	1	-	1	1	0	0,5	1	4,5
K3	0	0	-	0	0	1	1	2
K4	1	0	1	-	0	1	1	4
K5	1	1	1	1	-	1	1	6
K6	0	0,5	0	0	0	-	0	0,5
K7	0	0	0	0	0	1	-	1

tab. 6 Párové porovnání - autor

	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	$(\Sigma)U_i$
K1	-	0	0	0	0	0	0	0
K2	1	-	0	0,5	1	1	1	4,5
K3	1	1	-	1	0	1	1	5
K4	1	0,5	0	-	1	0	0,5	3
K5	1	0	1	0	-	0	0	2
K6	1	0	0	1	1	-	0,5	3,5
K7	1	0	0	0,5	1	0,5	-	3

tab. 7 Párové porovnání - respondent

Z obou tabulek se nyní vypočítá výsledná váha důležitosti každého kritéria podle vzorce:

$$p_n = \frac{\sum_{i=1}^2 u_i}{42}$$

$$p_1 = \frac{\sum u_1}{42} = \frac{3}{42}$$

$$p_2 = \frac{\sum u_2}{42} = \frac{9}{42}$$

$$p_3 = \frac{\sum u_3}{42} = \frac{7}{42}$$

$$p_4 = \frac{\sum u_4}{42} = \frac{7}{42}$$

$$p_5 = \frac{\sum u_5}{42} = \frac{8}{42}$$

$$p_6 = \frac{\sum u_5}{42} = \frac{4}{42}$$

$$p_7 = \frac{\sum u_5}{42} = \frac{4}{42}$$

Pro kontrolu:

Součet všech vah  $p_1$  až  $p_7$  musí být roven jedné.

$$p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5 + p_6 + p_7 = \frac{3}{42} + \frac{9}{42} + \frac{7}{42} + \frac{7}{42} + \frac{8}{42} + \frac{4}{42} + \frac{4}{42} = 1$$

### 4.3. Vyhodnocení variant

Nyní pomocí metody pořadové funkce můžeme přejít k samotnému určení pořadí variant.

$$w_t = \sum_{r=1}^5 u_r * g_r(x_t) \quad \text{pro } t = 1;2;3 \\ r = 1;2;3;4;5;6;7$$

kde:

$w_t$  ... pořadí jednotlivých kritérií,

$u_r$  ... váha důležitosti každého kritéria,

$g_r(x_t)$  ... hodnota pořadové funkce r-tého kritéria podle t-té varianty.

tedy:

$$w_1 = \frac{78}{42}$$

$$w_2 = \frac{73}{42}$$

$$w_3 = \frac{71}{42}$$

Z multikriteriální analýzy vyplívá jako neoptimálnější **první varianta výpočtu**, kde jsou použity lamely bez tvarových elementů. Konstrukční návrh bude tedy věnován právě této variantě.

Kritérium číslo 4 poukázalo na slabou stránku viskózní spojky. Jedná se o ohřev oleje, při velkém zatížení spojky, kterým se sníží její účinnost. V praxi jde o případ, kdy vozidlo uvízne, anebo jede po kluzkém povrchu (ledovky), kdy neustále dochází k prokluzu kol.

Aby byl tento nežádoucí stav eliminován, spojka bude navíc vybavena závěrem. Závěr napevno spojí vstup a výstup ze spojky, a tím ji vlastně vyřadí z funkce. Točivý moment bude permanentně přenášen na obě nápravy. Ovládání tohoto prvku by mohlo být manuální nebo elektronické.

Důležité by bylo vybavit spojku ochranným systémem, aby nebylo možné rozjet se při zařazeném závěru vyšší rychlostí. Mohlo by dojít k poškození některých částí hnacího ústrojí.

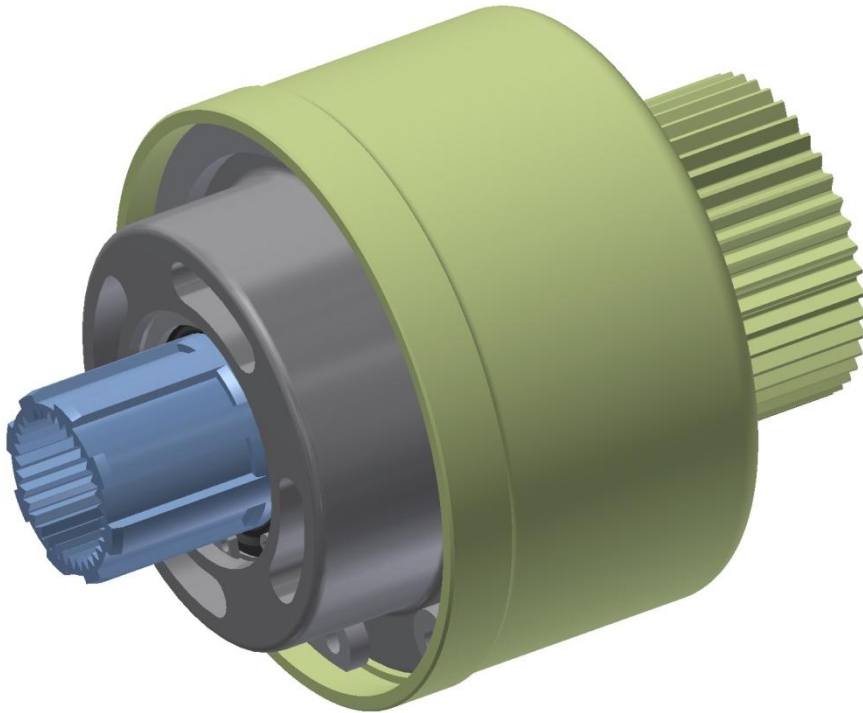


## 5. Konstrukční návrh spojky

### 5.1. Celková sestava

3D model spojky byl dle zadaných parametrů vytvořen v aplikaci Autodesk Inventor 2013.

Při konstrukci byly použity rozměry lamel, které vyplynuly z výpočtu momentu dle varianty 1. Dalším předpokladem bylo vejít se do maximálních možných rozměrů pro umístění viskózní spojky do prostoru zadního diferenciálu, kde byla původně umístěna spojka Haldex.

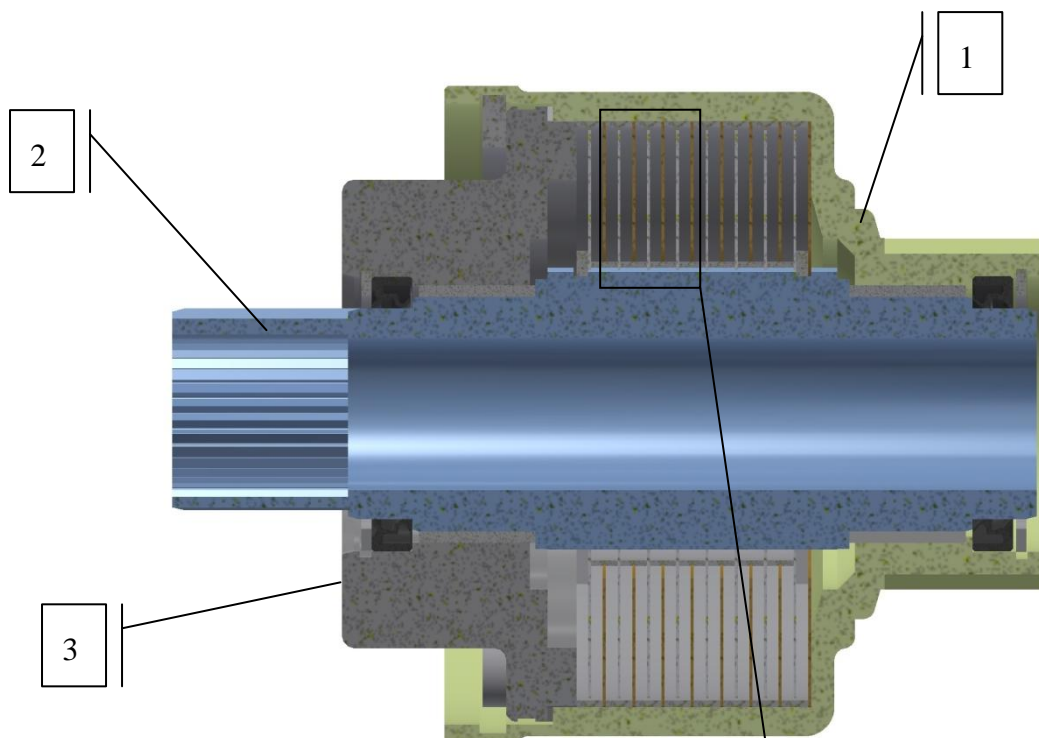


obr. 20 Celková sestava

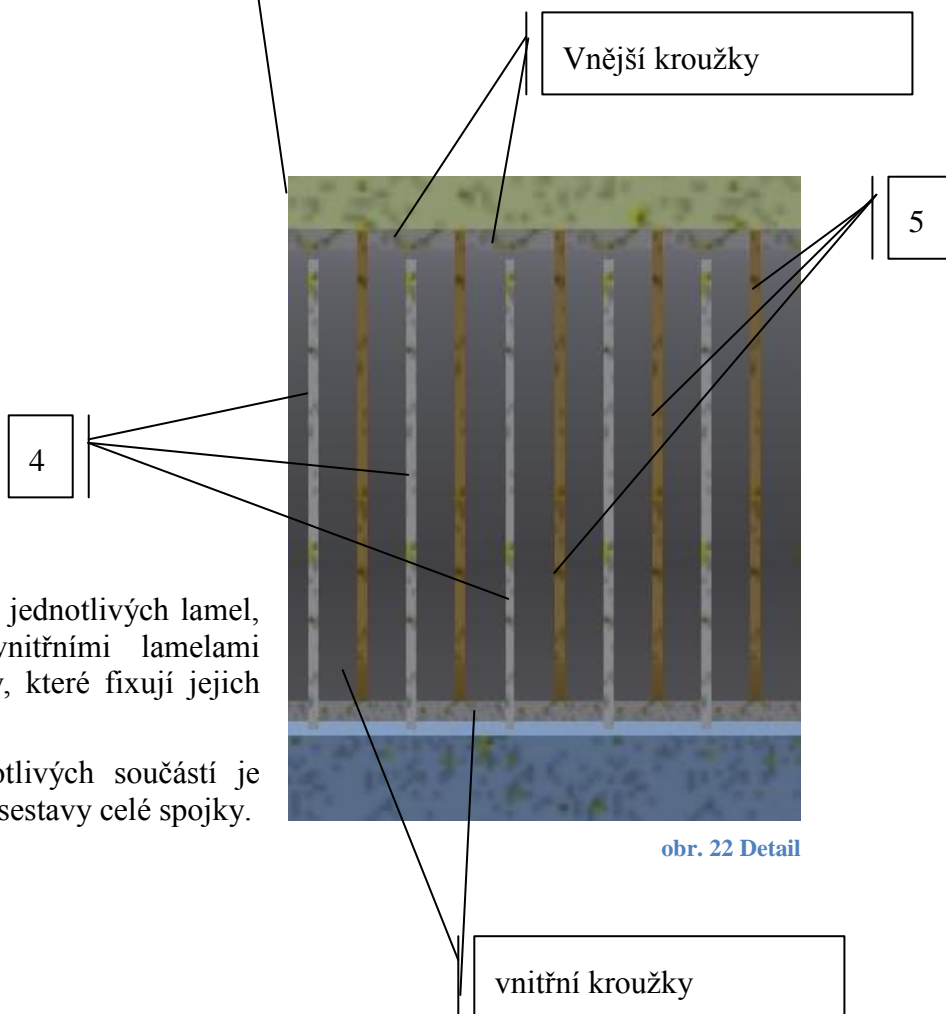
Točivý moment bude do spojky vstupovat přes jemné drážkování umístěné na plášti spojky. Výstup točivého momentu bude přes vnitřní jemné drážkování na duté hřídeli. To bude dále spojeno s pastorkem stálého převodu.

Viskózní spojka je sestavena z těchto hlavních částí:

1. Plášť
2. Dutá hřídel
3. Víko
4. Vnitřní lamely
5. Vnější lamely



obr. 21 Řez sestavou

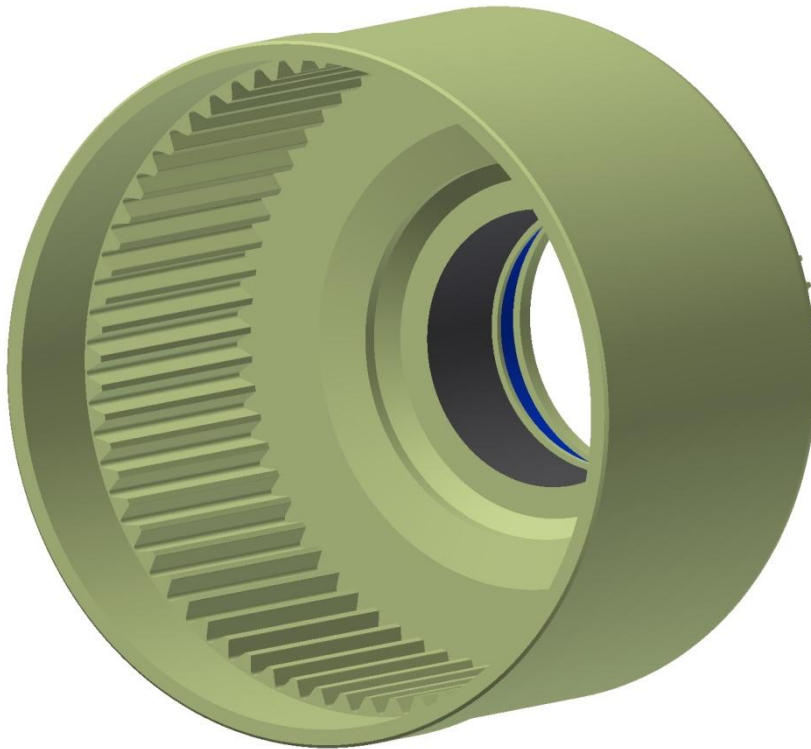


obr. 22 Detail

Aby bylo zamezeno dotyku jednotlivých lamel, jsou mezi vnějšími i vnitřními lamelami umístěny distanční kroužky, které fixují jejich vzdálenost na 2mm.

Pro lepší pochopení jednotlivých součástí je v příloze č.2 uveden výkres sestavy celé spojky.

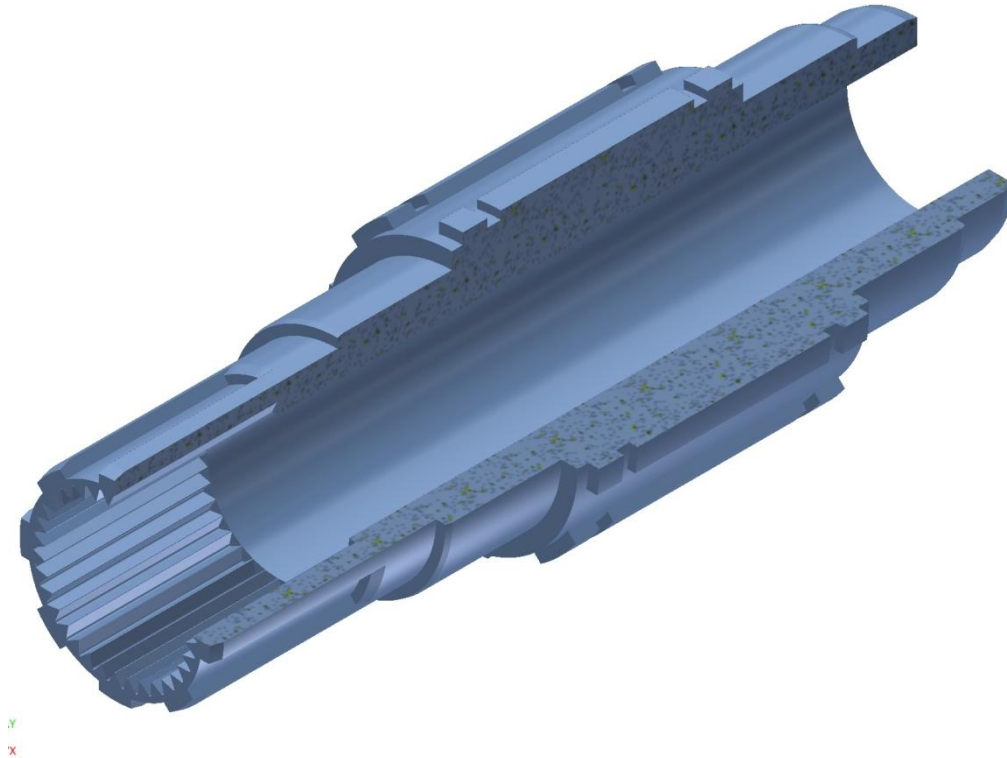
## 5.2. Plášť



obr. 23 Plášť

Vnitřní průměr pláště spojky obsahuje jemné drážkování pro uchycení vnějších lamel. Na konci je válcová plocha pro zasunutí víka. Ta je opatřena drážkou pro pojistný kroužek do díry 105 ČSN 02 2931. Tento kroužek zajistí víko. Na pravém konci pláště je odsazení pro kluzné ložisko (šedá plocha) a další odsazení pro gufero (modrá plocha). Gufero se bude montovat z pravé strany pláště, (kde je vnější drážkování pro spojení s kardanem), a proti vysunutí bude zajištěno pojistným kroužkem pro díru 47 ČSN 02 2931.

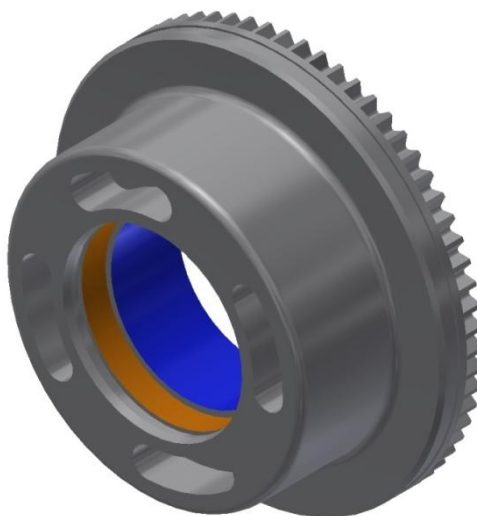
### 5.3. Dutá hřídel



obr. 24 Hřídel

V prostřední části duté hřídele je vnější rovnoboké drážkování pro umístění vnitřních lamel a distančních kroužků. Na obou koncích je zápich pro zajištění pojistným kroužkem 50 ČSN 02 2930. Dále jsou zde odsazení pro kluzná ložiska a další odsazení pro gufera. Levý konec hřídele je prodloužený, a je na něm umístěno další rovnoboké drážkování. Toto drážkování je zde pro závěr, který bude vysvětlen v další části práce. Na vnitřním průměru hřídele je jemné drážkování pro spojení s kardanem.

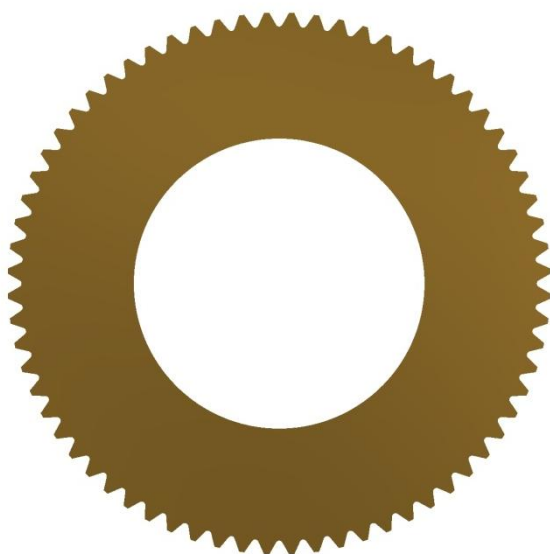
## 5.4. Víko



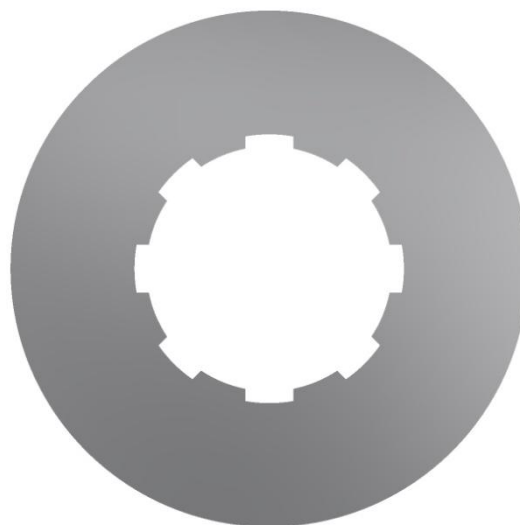
obr. 25 Víko

Víko spojky je vybaveno jemným drážkováním, které se zasune do pláště, a tím bude dobře zajištěno proti otočení. To je důležité především při použití závěru. Jemné drážkování je totožné jako na vnějších lamelách, a tudíž na plášti není třeba dalšího prvku. Další výhodou je, že je samostředící, a tím pádem není zapotřebí použít dalšího průměru pro vystředění víka vůči plášti. Na drážky navazuje válcová plocha, kde je drážka pro těsnící O kroužek. Na vnitřním průměru víka je modré odsazení pro umístění kluzného ložiska a oranžové odsazení pro gufero. To bude opět zajištěno pojistným kroužkem. Na čelní ploše víka jsou vyfrézovány čtyři tvarové elementy. Do nich zapadnou boční zuby závěru v případě zamčení spojky.

## 5.5. Lamely



obr. 27 Vnější lamela



obr. 26 Vnitřní lamela

Lamely jsou vyrobeny z plechu o tloušťce 0,5mm. Vnější jsou opatřeny jemným

drážkováním, a zasunou se do klece spojky. Vnitřní mají rovnoboké drážkování, kterým budou nasunuty na dutou hřídel.

## 5.6. Další části

### 5.6.1. Ložiska

Vzhledem k zástavbovým prostorům a parametrům spojky bylo rozhodnuto o použití kluzných ložisek. Byla vybrána kluzná ložiska s kompozitem SKF. Výrobce udává, že tyto ložiska nevyžadují mazání, avšak přítomnost maziva, a to i nekonvenčního (v našem případě viskózní olej), zvyšuje jejich trvanlivost. Dalším výhodou je, že jako kluzná plocha postačí broušená ocel s drsností  $R_a = 0,4\mu\text{m}$ .

### 5.6.2. Gufera

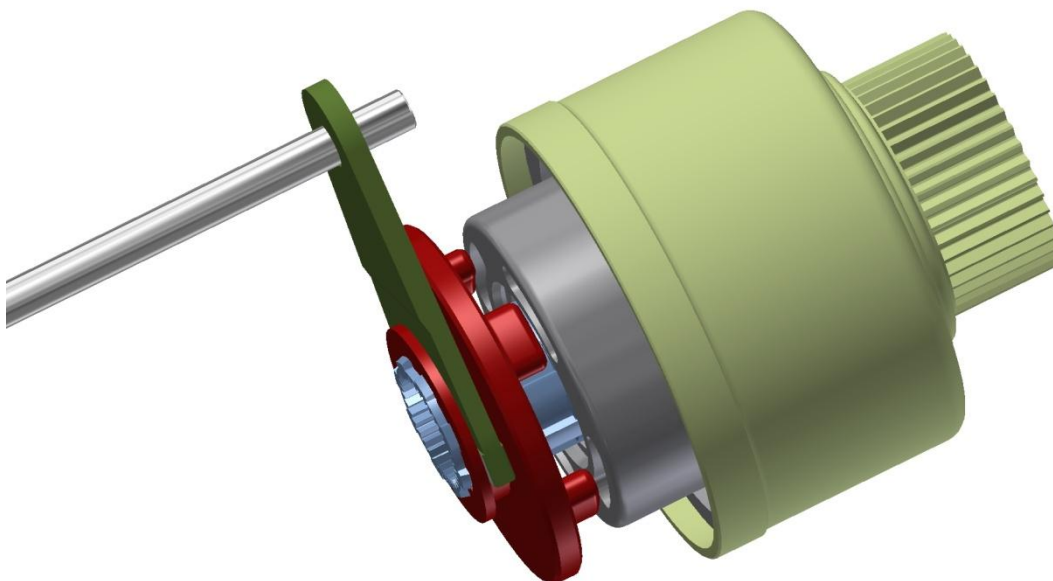
Utěsnění hřídele zajišťují gufera SKF s nízkým průřezem v provedení G. Jejich označení je CR 36x47x7.

### 5.6.3. Distanční kroužky

Vnější i vnitřní distanční kroužky jsou vyrobeny z oceli. Mají trubkový průřez s tloušťkou stěny 1mm. Jejich délka je 4,5mm. Tento rozměr musí být tolerován pouze do mínusu. Pokud by rozměrové odchylky byly plusové, mohlo by se stát, že po naskládání všech lamel a kroužků do pláště spojky by již nebylo možné zajištění víka.

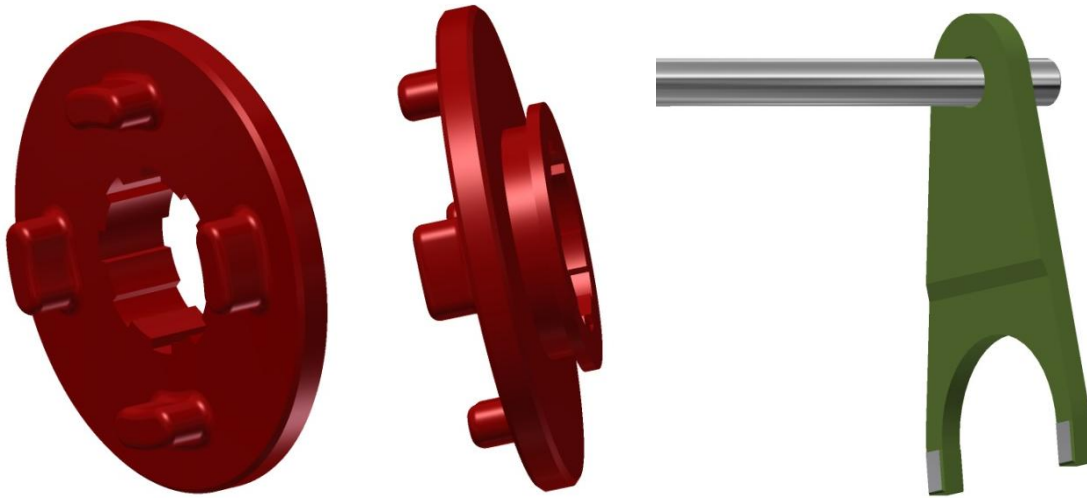
## 5.7. Závěr spojky

Jak již bylo zmíněno v předešlých částech, spojka bude vybavena závěrem, který ji v případě potřeby vyřadí z činnosti.



obr. 28 Sestava spojky se závěrem

Závěr je nasazen na rovnobokých drážkách na konci hřídele. Čelní plocha je opatřena čtyřmi bočními zuby, které v případě posunutí zapadnou do tvarových elementů ve víku spojky, a tím bude celý systém uzamčen. O posuv závěru se stará vidlička, která je zasunuta do drážky na druhé straně.



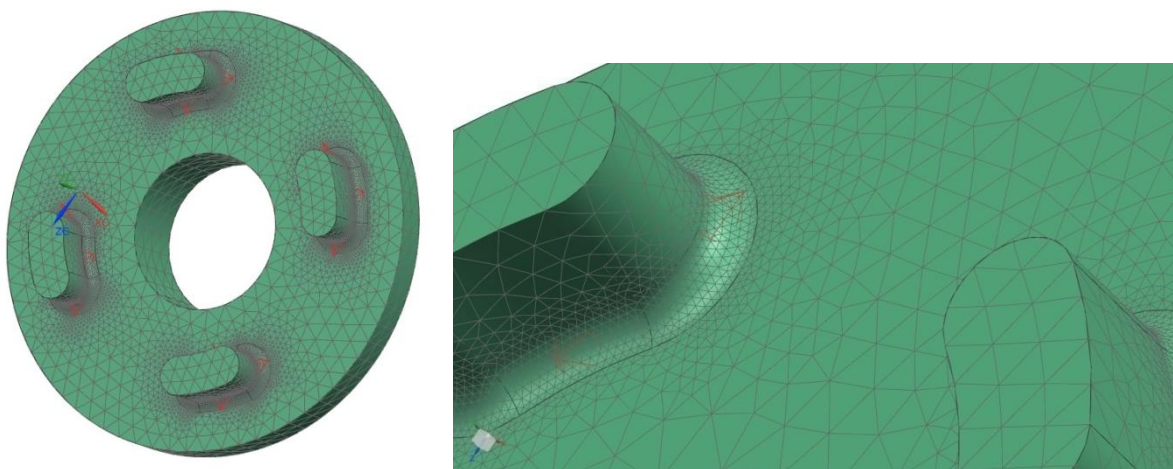
obr. 29 Závěr a vidlička

## 6. Ukázka MKP výpočtu

V další části práce bude předvedena statická pevnostní analýza MKP. Výpočet bude proveden na závěru spojky. Konkrétně provedeme ověření pevnosti bočních zubů při uzamčení spojky. K výpočtu byl použit software Siemens NX 8.5.

### 6.1. Zjednodušení modelu a vysítování

Pro zjednodušení modelu byli ze součásti odstraněni prvky, které nemají na pevnost zásadní vliv. Konkrétně se jedná o sražení hran na vnějším průměru, zaoblení na koncích bočních zubů, a rovněž bylo odstraněno vnitřní drážkování, protože výpočet se týká pouze bočních zubů. Vysítování modelu bylo provedeno prvky CTETRA (10) o velikosti elementu 4mm. V rádiusech na patkách zubů byla velikost prvku zmenšena na 2mm.

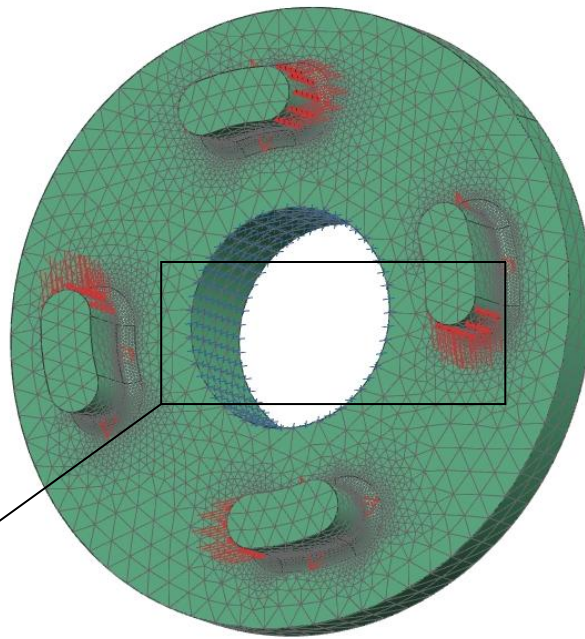


obr. 30 Vysítování

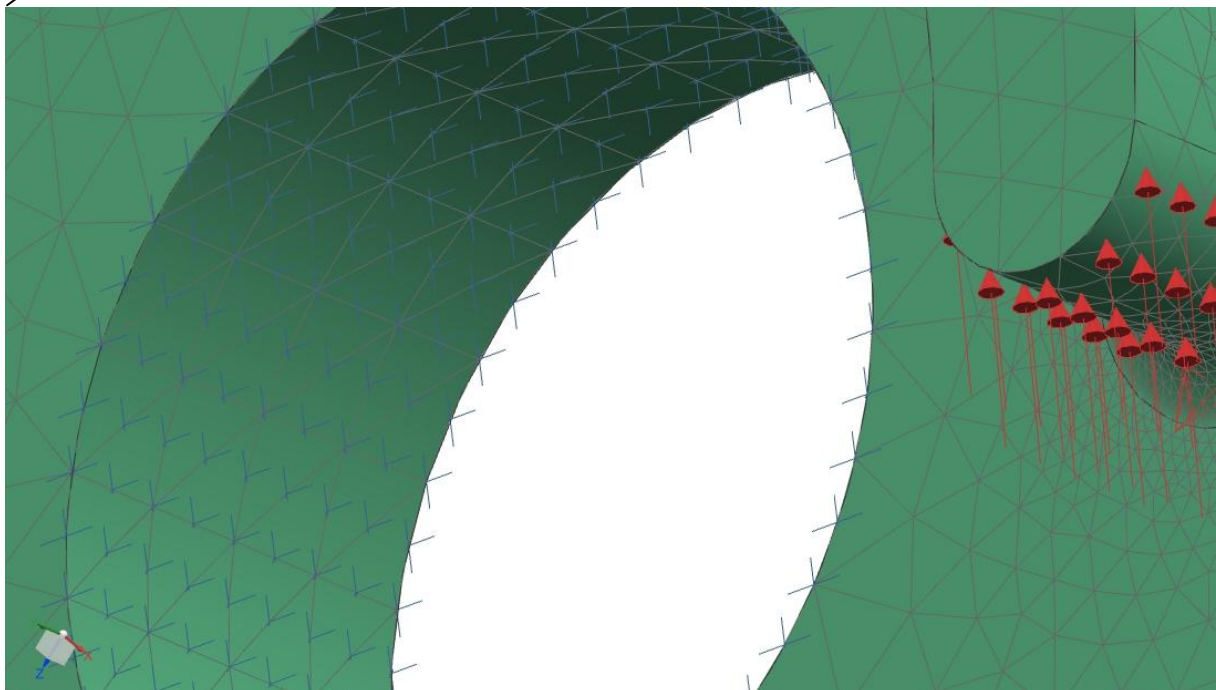
## 6.2. Vetknutí a zatížení

Vetknutí bylo provedeno za vnitřní průměr závěru a byly mu odebrány všechny stupně volnosti.

Zatížení bylo provedeno čtyřmi silami, které působí na boční zaoblené plochy zubů. Síla je rovnoběžná s tečnou k vnitřnímu průměru. Velikost síly byla určena triviálně. Tedy byl vzatý maximální krouticí moment motoru, tj. 240Nm vynásobený převodem prvního rychlostního stupně 3,769. Moment 904Nm působí na poloměru 31mm, což udává sílu 29 180N. Dále byla tato síla rozdělena na 4 zuby. Každý zub byl tedy zatížen silou 7294 N.



obr. 31 Vetknutí a zatížení





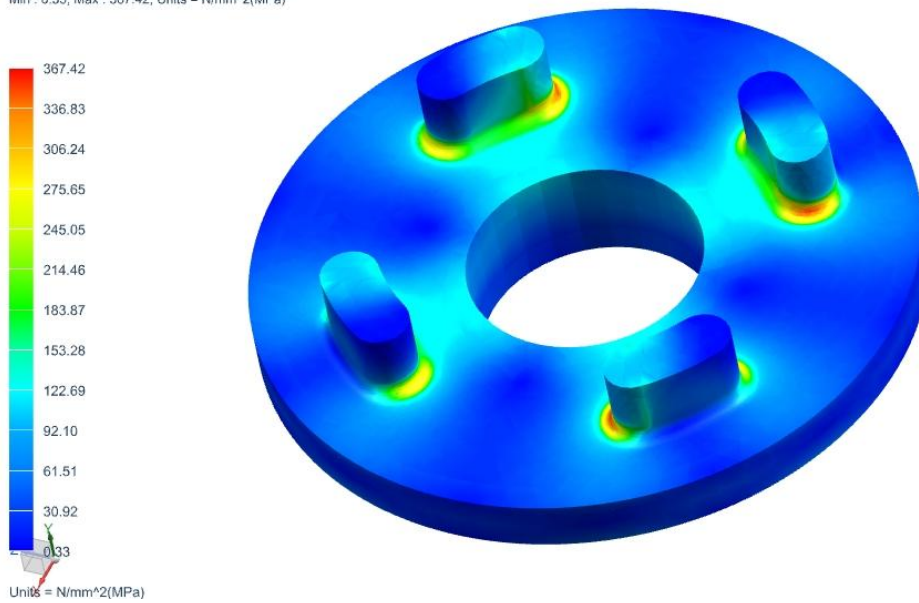
Zvoleným materiálem pro výpočet byla konstrukční ocel, která je defaultně nastavena v programu NX a jejíž vlastnosti jsou:

Poissonovo číslo: 0,3

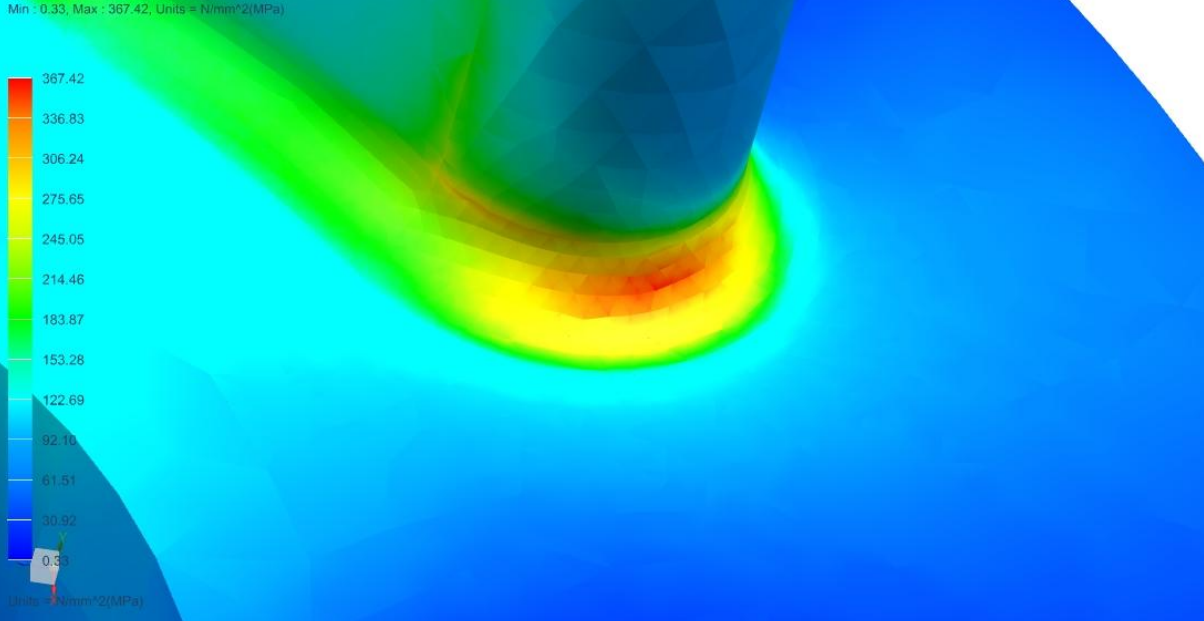
Youngův modul:  $2,07 \cdot 10^5$  Mpa

### 6.3. Výsledek simulace

celkova\_stp\_sim1 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
Min : 0.33, Max : 367.42, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)



celkova\_stp\_sim1 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
Min : 0.33, Max : 367.42, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)



Podle očekávání je největší napětí na patách bočních zubů a to konkrétně 367,42 MPa. Na zbylých částech závěru je napětí zanedbatelné - nepřesahuje 90 MPa.

Vzhledem k velkému vypočtenému napětí by součást musela být vyrobena například z konstrukční oceli ČSN 16 540, jejíž mez kluzu je 735 MPa.

Při použití koeficientu bezpečnosti 2.

$$\sigma_{dov} = \frac{735}{2} = 367,5 \text{ Mpa}$$

$$367,42 \text{ Mpa} = \sigma_{dov}$$

Z pohledu statického výpočtu je tato součást vyhovující. Bylo však třeba použít materiál o relativně vysoké mezi kluzu. Při použití konvenční konstrukční oceli například 14220, která má mez kluzu 440Mpa, by bylo třeba zvětšit profil bočních zubů. Vzhledem k rázovým silám, které by vznikaly při zařazení závěru do spojky, by bylo vhodné provést také dynamický výpočet. To však přesahuje rámec bakalářské práce.

## 7. Závěr

První část práce se zabývá rešerší mezinápravových diferenciálů a spojek. Rozdělení podle kapitoly (2.1.2) není dogmatické. Jedná se pouze o jakési roztřídění nejpoužívanějších samosvorných systémů, aby bylo možné popsat jejich konstrukční řešení. Některé automobilky mají pro své systémy vlastní obchodní názvy. Tím se rešerše nezabývá. Například Subaru používá pro pohon všech kol označení Symmetrical AWD. Rovněž obchodní označení quattro ve vozech Audi nemusí vždy znamenat, že vůz je vybaven mezinápravovým diferenciálem torsesen.

V druhé části práce je odvozen výpočet pro určení samosvornosti spojky. Tento výpočet předpokládá laminární proudění tekutiny mezi lamelami, kterou jsou vzdálené 2mm. Pokud by byl tento výpočet uvažován pro skutečnou konstrukci, bylo by vhodné ověřit, zda při velkých rozdílných otáčkách hřídelů již nenastává proudění turbulentní, které by na přenášený moment mělo negativní vliv.

Cílem třetí části bakalářské práce bylo vytvořit konstrukční návrh viskózní spojky. Dalším předpokladem bylo návrh optimalizovat pro zvolený automobil, aby bylo možné jej zabudovat na místo Haldex spojky. Maximální možné rozměry byly uvedeny v části (3.3.3.), a je to maximální průměr 120 mm a maximální délka 140 mm.

Největší rozměry konstruované spojky jsou:

vnější průměr klece 112mm,

délka duté hřídele 147mm.

Z toho vyplývá, že hranici maximální délky se nepodařilo dodržet. Je to ale způsobeno tím, že spojka je navíc vybavena závěrem. Použití závěru odstraňuje jednu z hlavních nevýhod spojky, a proto autor nepovažuje překročení délky o 7 mm za vážný nedostatek. Maximální rozměry definované v části (3.3.3.) byli navíc určeny pouze z fotografií a schémat pohonného ústrojí, tudíž také nemusí být zcela přesné.

V průběhu vypracování bakalářské práce byla snaha uplatit všechny znalosti nabyté při studiu na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

## 8. Seznam použité literatury

- [1] NĚMEC, L.: *přednáškové podklady předmětu KKS/KHDP*, Západočeská univerzita v Plzni
- [2] KRESTA, V.: *Návrh samosvorného diferenciálu závodního automobilu* Diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické 2010
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 2.vyd. Úvaly: Albra, 2005.
- [4] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojního inženýra 1*, Praha: ComputerPress, 1999
- [5] LINHART, J.: *Mechanika tekutin I*, 2.vyd.: Západočeská univerzita v Plzni, 2009, Kapitola 15: Rychlostní profily, str.107-115.
- [6] AWDWIKI, *Allwheeldriven* [online]. Publikováno 28.8.2012.  
Dostupné z: <<http://www.awdwiki.com/en/torsen/>>
- [7] WIKIPEDIA, *Audi A4*[online] Publikováno 10. 7. 2013.  
Dostupné z:<[http://en.wikipedia.org/wiki/Audi\\_a4](http://en.wikipedia.org/wiki/Audi_a4)>
- [8] DECKENBACH, *Stránky výrobce a dovozce olejů*[online].  
Dostupné z:<<http://www.fina-oleje.cz/produkty/molyduval/>>
- [9] JTEKT TORSEN NORTH AMERICA, INC., *Torsenapplicationsworldwide* [online].  
Publikováno 12. 2. 2011. Dostupné z: <<http://www.torsen.com>>
- [10] KRIZNIK, *audiklub* [online]. Publikováno 31. 10. 2011.  
Dostupné z:<<http://audiklub.cz/techwiki/quattro>>
- [11] HANKE, P., *automobilrevue* [online]. Publikováno 21.3.2013  
Dostupné z:< <http://www.automobilrevue.cz>>

## 9. Seznam použitého software

Siemens NX 8.5

Autodesk Inventor Professional 2013 – studentská verze

Autocad Mechanical 2013 – studentská verze

Microsoft Office

Gimp 2

## 10. Seznam vevázaných příloh

Příloha č. 1 – ofocené odvození vzorce pro průtok klínovou mezerou [5]

Příloha č. 2 – Výkresová dokumentace (výkres sestavy, výrobní výkres hřídele)

## **11. Seznam příloh na CD**

Příloha č. 3 – excelový soubor pro výpočet spojky dle varianty 1 a 2.

Příloha č. 4 - katalog kluzných ložisek SKF

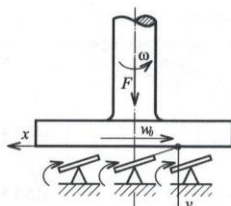
Příloha č. 5 – katalog hřídelových těsnění SKF

Příloha č. 6 – 3D modely sestavy a jednotlivých součástí

# PŘÍLOHA č. 1

## 15.3 Laminární průtok klínovou mezerou

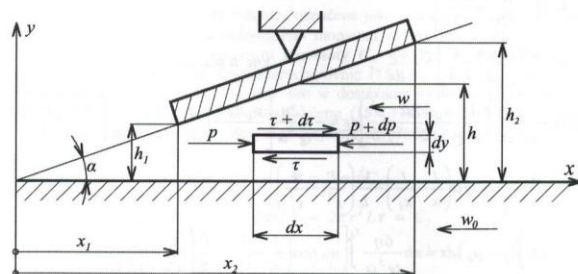
Průtok klínovou mezerou je typický pro axiální Michelova ložiska popř. radiální ložiska s čepy velkého průměru (turbína 1000 MW Temelín). Obr. 15.3.1 ukazuje axiální ložisko, u něhož se vertikální síla přenáší z rotujícího hřídele prostřednictvím opěrného kotouče o obvodové rychlosti  $w_0$ , na olej proudící ve zužujících se štěrbinách mezi deskou a segmenty. Segmenty jsou buď pevné s konstantním sklonem nebo natáčivé. Na obr. 15.3.2 je detail oblasti jednoho segmentu, převrácený, aby osa  $y$  s počátkem na desce směřovala vzhůru, osa  $x$



Obr. 15.3.1

doprava. Obrázek je schematický, sklon bývá na úrovni jednotek stupňů a minimální štěrbina  $h_1$  jsou desítky milimetru.

Mezera mezi segmentem a deskou se s rostoucím  $x$  zvětšuje, úhel  $\alpha$  však není velký, takže v přibližném výpočtu lze složku rychlosti ve směru  $y$  zanedbat. Stejně lze předpokládat, že tlak v celém rozsahu téže šířky  $h$  je stejný a že se mění jen s osou  $x$ . Budeme-li opět uvažovat, že mezerou stacionárně proudí nestlačitelná tekutina se zanedbatelnou setrvačností a označíme-li tlaky a smyková napětí působící na objemový element  $dx dy l$  stejně jako při průtoku mezi rovnoběžnými deskami, dostaneme také stejnou rovnici pro rychlost  $w$ , totožnou s (15.2.5). Ke stanovení integračních konstant  $C_1, C_2$  jsou ovšem jiné okrajové podmínky (15.3.1), (15.3.2). Průběh rychlosti v libovolném řezu  $h$  je dán (15.3.3).



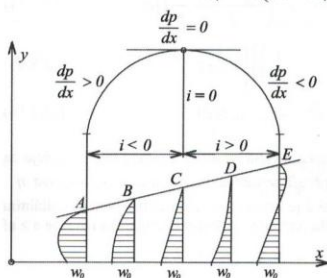
Obr. 15.3.2

$$w = -\frac{i}{2\eta} y^2 + C_1 y + C_2 \quad \text{kde } i = -\frac{dp}{dx} \quad (15.2.5)$$

$$C_1, C_2: \quad y=0, w=-w_0 \rightarrow C_2 = -w_0 \quad (15.3.1)$$

$$y=h, w=0 \rightarrow C_1 = \frac{w_0}{h} + \frac{ih}{2\eta} \quad (15.3.2)$$

$$w = -\frac{i}{2\eta} y^2 + \left( \frac{w_0}{h} + \frac{ih}{2\eta} \right) y - w_0 \quad (15.3.3)$$



Obr. 15.3.3

Podle poslední rovnice je rychlostní profil složen z paraboly (1. člen), z šikmé přímky (2. člen) a z konstanty  $-w_0$ . Tlak oleje na vstupu a výstupu z mezery je prakticky roven atmosférickému tlaku  $p_0$ . Má-li mít ložisko určitou nosnost, musí být tlak oleje uvnitř mezery podstatně větší než atmosférický. V řezu, kde je tlak nejvyšší, je  $i = -dp/dx = 0$ , takže z rovnice (15.3.3) zmizí členy s  $i$  a rychlost tu má čistě přímkový průběh  $w = w_0 y/h - w_0$ , tj. z hodnoty  $-w_0$  na desce po nulovou rychlost na segmentu, viz řez C na obr. 15.3.3. Zde jsou vyneseny i další profily. Ve vstupu do štěrbin je na části průřezu při segmentu zpětné proudění, zatím co na výstupu přesahuje nejvyšší rychlost oleje rychlost opěrné desky  $w_0$ .

Objemové průtočné množství jednou štěrbinou  $\dot{V}$  dostaneme integrací elementárních průtoků  $d\dot{V} = -bw dy$ , kde  $b$  je hloubka segmentu i štěrbin v radiálním směru.

Znaménko minus je nutné, protože  $w$  je záporná rychlost směřující proti ose  $x$ , kdežto  $d\dot{V}$  je kladné číslo. Výsledné  $\dot{V}$  je na řádku (15.3.6). Zpětně z něho vypočteme  $i$ , odtud  $dp$  a  $p - p_0$  v libovolném řezu štěrbinou (15.3.9). Pak již integrací tlaku  $p - p_0$  podél segmentu (15.3.10) stanovíme nosnost ložiska  $F$  (15.3.11). Úkol je

však opačný,  $F$  je dané a má se určit počet nosných segmentů  $n$ , třecí síla na nosné desce  $F_{TR}$ , třecí výkon  $P_{TR}$  a oteplení oleje  $\Delta T$  v ložisku, viz (15.3.12) až (15.3.16). V poslední rovnici  $c$  značí měrnou tepelnou kapacitu oleje v  $[J/kgK]$ .

$$\dot{V} = -b \int_0^h w dy = -b \int_0^h \left[ -\frac{i}{2\eta} y^2 + \left( w_0 + \frac{ih^2}{2\eta} \right) \frac{y}{h} - w_0 \right] dy \quad (15.3.4)$$

$$= -b \left[ -\frac{i}{6\eta} h^3 + \left( w_0 + \frac{ih^2}{2\eta} \right) \frac{h}{2} - w_0 h \right] = -b \left[ \frac{ih^3}{\eta} \left( \frac{1}{4} - \frac{1}{6} \right) + w_0 h \left( \frac{1}{2} - 1 \right) \right] \quad (15.3.5)$$

$$= b \left[ -\frac{ih^3}{12\eta} + \frac{w_0 h}{2} \right] \quad (15.3.6)$$

$$i = \frac{12\eta}{h^3} \left[ \frac{w_0 h}{2} - \frac{\dot{V}}{b} \right] = -\frac{dp}{dx}, \quad \text{kde } h = x \operatorname{tg} \alpha \quad (15.3.7)$$

$$\int_{p_0}^p dp = -\frac{12\eta}{\operatorname{tg}^3 \alpha} \int_{x_1}^x \frac{1}{x^3} \left[ \frac{w_0 x \operatorname{tg} \alpha}{2} - \frac{\dot{V}}{b} \right] dx = -\frac{12\eta}{\operatorname{tg}^3 \alpha} \left[ \frac{w_0 \operatorname{tg} \alpha}{2} \left( \frac{1}{x_1} - \frac{1}{x} \right) - \frac{\dot{V}}{2b} \left( \frac{1}{x_1^2} - \frac{1}{x^2} \right) \right] \quad (15.3.8)$$

$$p - p_0 = \frac{6\eta}{\operatorname{tg}^3 \alpha} \left[ w_0 \operatorname{tg} \alpha \left( \frac{1}{x} - \frac{1}{x_1} \right) - \frac{\dot{V}}{b} \left( \frac{1}{x^2} - \frac{1}{x_1^2} \right) \right] \quad (15.3.9)$$

$$F = nb \int_{x_1}^{x_2} (p - p_0) dx = nb \frac{6\eta}{\operatorname{tg}^3 \alpha} \int_{x_1}^{x_2} \left[ w_0 \operatorname{tg} \alpha \left( \frac{1}{x} - \frac{1}{x_1} \right) - \frac{\dot{V}}{b} \left( \frac{1}{x^2} - \frac{1}{x_1^2} \right) \right] dx \quad (15.3.10)$$

$$= nb \frac{6\eta}{\operatorname{tg}^3 \alpha} \left[ w_0 \operatorname{tg} \alpha \left( \ln \frac{x_2}{x_1} - \frac{x_2 - x_1}{x_1} \right) - \frac{\dot{V}}{b} \left( \frac{1}{x_1} - \frac{1}{x_2} - \frac{x_2 - x_1}{x_1^2} \right) \right] \quad (15.3.11)$$

$$n = \frac{F \cdot \operatorname{tg}^3 \alpha}{6b\eta} \left[ w_0 \operatorname{tg} \alpha \left( \ln \frac{x_2}{x_1} - \frac{x_2 - x_1}{x_1} \right) - \frac{\dot{V}}{b} \left( \frac{1}{x_1} - \frac{1}{x_2} - \frac{x_2 - x_1}{x_1^2} \right) \right]^{-1} \quad (15.3.12)$$

$$F_{TR} = nb \int_{x_1}^{x_2} \eta \cdot \frac{dw}{dy} \Big|_{y=0} dx = nb \eta \int_{x_1}^{x_2} \frac{d}{dy} \left[ -\frac{i}{2\eta} y^2 + \left( \frac{w_0}{h} + \frac{ih}{2\eta} \right) y - w_0 \right] dx \quad (15.3.13)$$

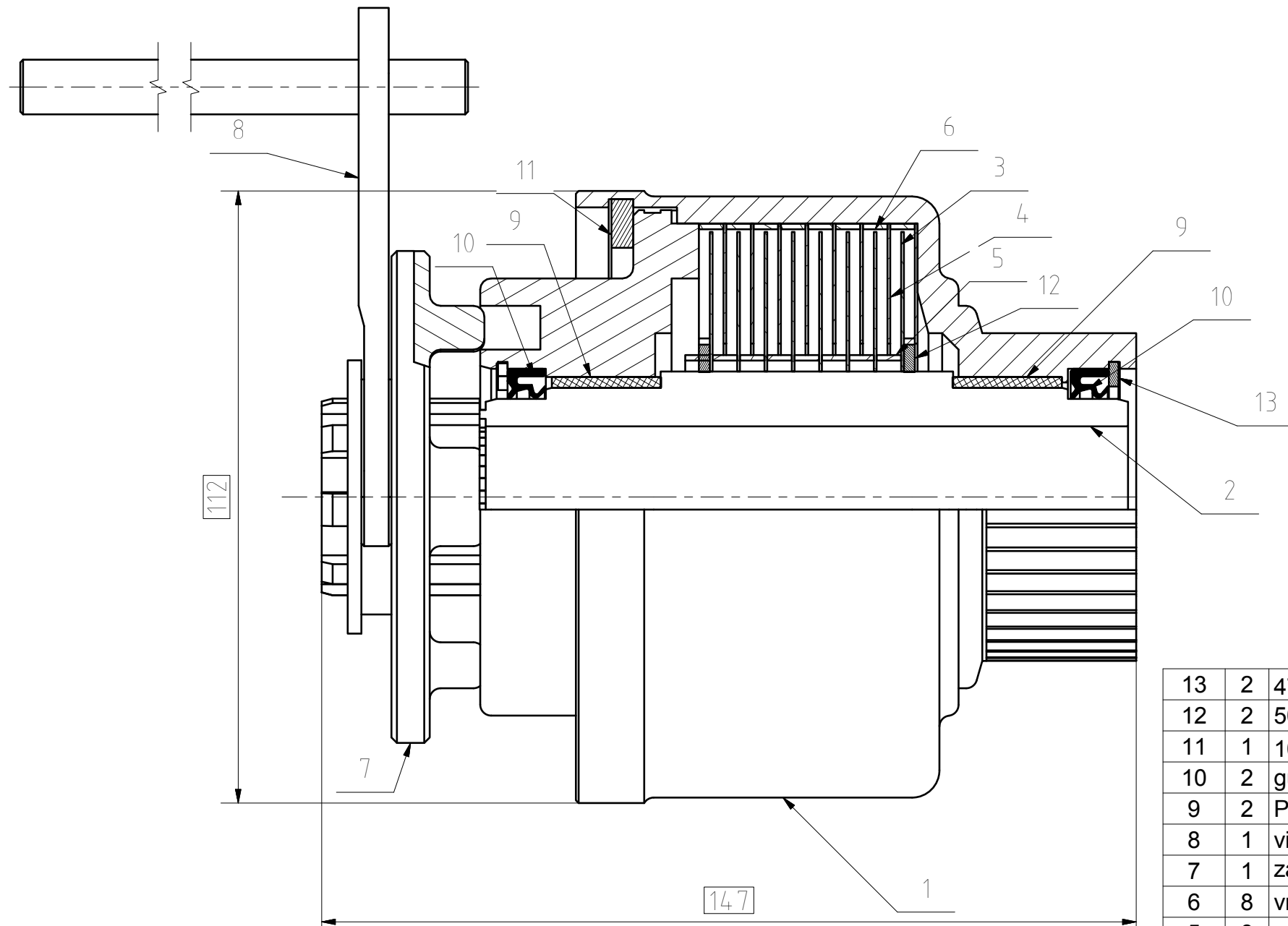
$$= nb \eta \int_{x_1}^{x_2} \left( \frac{w_0}{x \operatorname{tg} \alpha} + \frac{i x \operatorname{tg} \alpha}{2\eta} \right) dx = nb \eta \int_{x_1}^{x_2} \left( \frac{w_0}{x \operatorname{tg} \alpha} + \frac{6}{x^2 \operatorname{tg}^2 \alpha} \left( \frac{w_0 x \operatorname{tg} \alpha}{2} - \frac{\dot{V}}{b} \right) \right) dx \quad (15.3.14)$$

$$= nb \eta \left[ \frac{w_0}{\operatorname{tg} \alpha} \ln \frac{x_2}{x_1} + \frac{6}{\operatorname{tg}^2 \alpha} \left( \frac{w_0 \operatorname{tg} \alpha}{2} \ln \frac{x_2}{x_1} - \frac{\dot{V}}{b} \left( \frac{1}{x_1} - \frac{1}{x_2} \right) \right) \right] \quad (15.3.15)$$

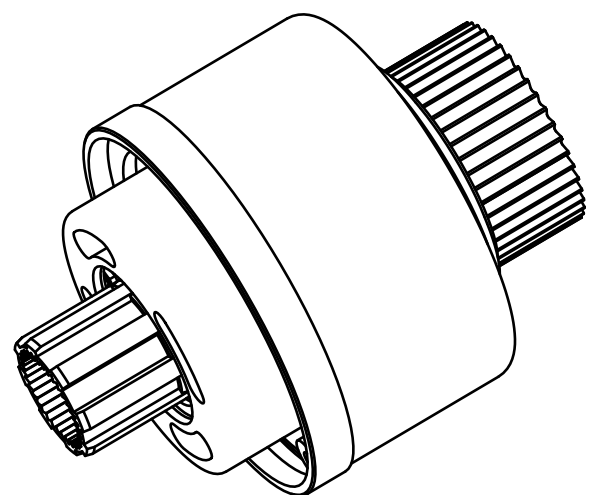
$$P_{TR} = M\omega = F_{TR} r\omega = F_{TR} w_0 = c\rho\dot{V}\Delta T \rightarrow \Delta T = F_{TR} w_0 / c\rho\dot{V} \quad (15.3.16)$$

Při dané konstrukci ložiska a otáčkách závisí nosnost ložiska, výkon ztracený třením a oteplení oleje na průtočném množství oleje  $\dot{V}$ . Teplota oleje nesmí překročit mez, při níž se začíná rozkládat a ztrácet vazkost  $\eta$ .

Předvedený výpočet je velmi přibližný. Proudění v ložisku je prostorové, jsou úniky oleje v radiálním směru a oteplení oleje vzniká v celém objemu, nikoli jen u opěrného kotouče. Bohužel energetická rovnice a z ní plynoucí vztah pro generování tepla disipací nejsou součástí textu.



ISO pohled - bez závěru ( 1 : 2 )



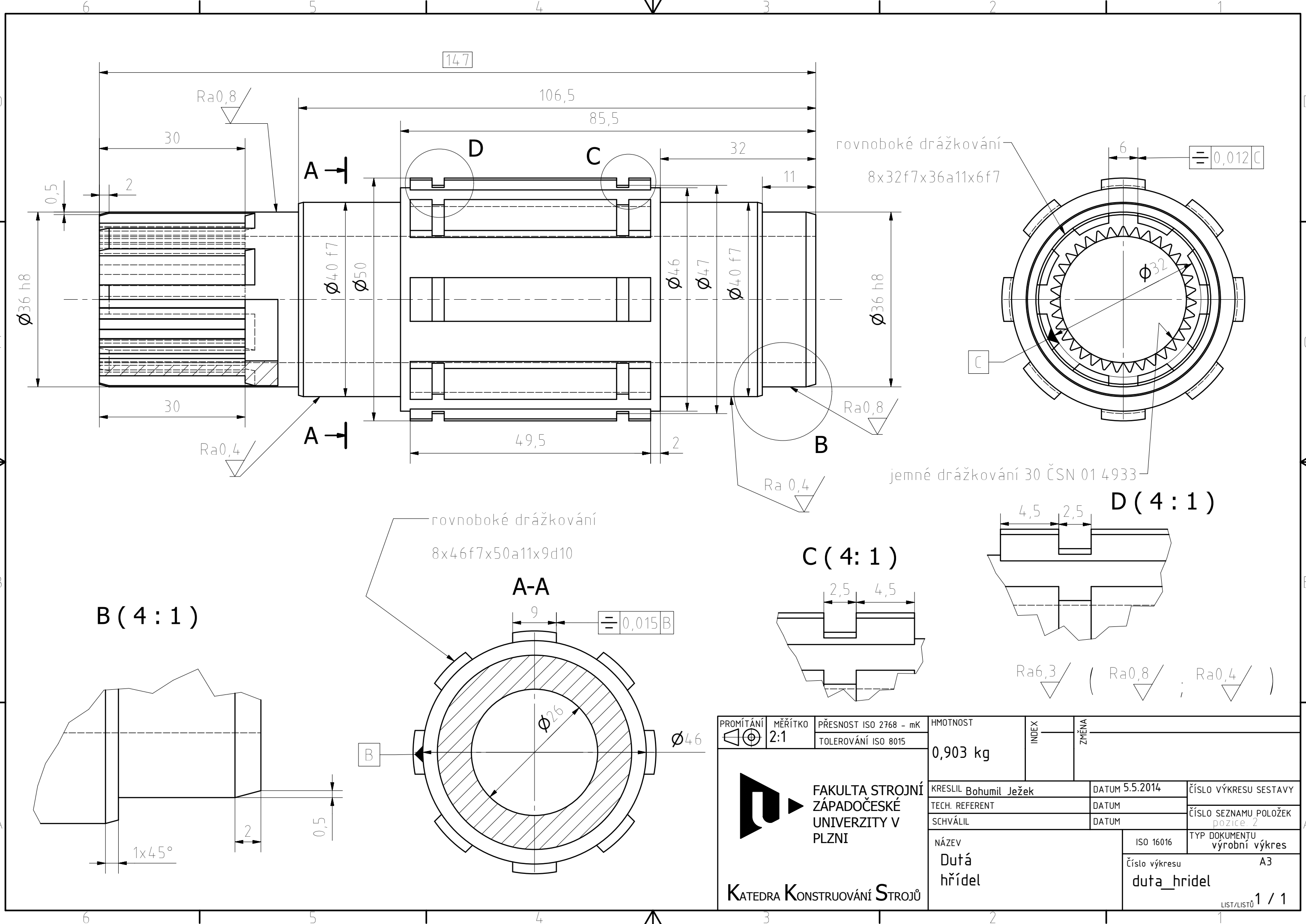
13	2	47_ČSN_022931			pojistný kroužek pro díru
12	2	50 CSN_022930			pojistný kroužek pro hřídel
11	1	106_ČSN_022931			pojistný kroužek pro díru
10	2	gufero	36x47x7		gufero SKF typ G
9	2	PCM 404420 M_PART1			kluzné ložisko
8	1	vidlička			ovládací vidlička
7	1	zavěr			zavěr
6	8	vnejsi_krouzek			vnější kroužek
5	8	vnitni_krouzek			vnitřní kroužek
4	9	vnejsi_lamela			vnější lamela
3	8	vnitni_lamela			vnitřní lamela
2	1	duta_hridel			dutá hřídel
1	1	plast			plášť

<p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p> <p>KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ</p>	PROMÍTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 1:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 4,5 kg	INDEX ZMĚNA
	KRESLIL Bohumil Ježek TECH. REFERENT SCHVÁLIL	DATUM 7.5.2014 DATUM DATUM	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK TYP DOKUMENTU výkres sestavy		
NÁZEV viskózní spojka		ISO 16016 Číslo výkresu Celková sestava	A3 LIST/LISTŮ 1 / 1		



VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK




**B (4:1)**

**A-A**

**C (4:1)**

**D (4:1)**

PROMÍTÁNÍ 2:1	MĚŘÍTKO 2:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST 0,903 kg	INDEX	ZMĚNA
 <p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>		KRESLIL Bohumil Ježek	DATUM 5.5.2014	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
		TECH. REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK pozice 2	
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU výrobní výkres	
		NÁZEV Dutá hřídel		ISO 16016 Číslo výkresu duta_hridel	A3
					LIST/LISTŮ 1 / 1