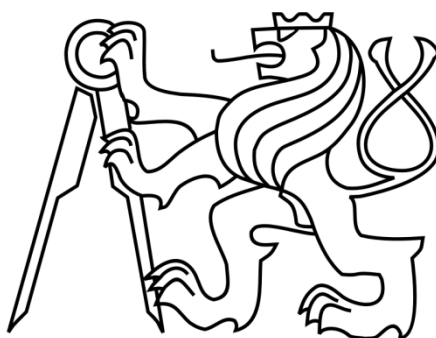


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

---

FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A KOLEJOVÝCH  
VOZIDEL

Dopravní, letadlová a transportní technika



**Diplomová práce**

**Výměnný pásový podvozek pro terénní automobil**

**Praha 2016**

**Bc. David Cifera**



## Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	<b>Bc. David Cifera</b>
<b>Název diplomové práce:</b>	<b>Výměnný pásový podvozek pro terénní automobil</b>
<b>Anglický název:</b>	Removable Crawler Chassis for Off-Road Vehicle
<b>Označení diplomové práce:</b>	DP 2016 – MV 02
<b>Akademický rok:</b>	2015/2016
<b>Obor studia:</b>	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
<b>Ústav/odbor:</b>	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
<b>Vedoucí bakalářské práce:</b>	Ing. Jan Baněček, Ph.D.
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 86 Počet obrázků a tabulek: 72 Počet příloh: 6
<b>Klíčová slova:</b>	pás, sníh, podvozek, terénní, automobil
<b>Keywords:</b>	track, snow, chassis, all-terrain, car

**Anotace:** Diplomová práce se zabývá návrhem výměnného pásového podvozku pro terénní automobil. Shrnuje dosavadní znalosti o existujících typech a popisuje automobil, pro něhož bude podvozek navrhován. Dle určených parametrů navrhuje konstrukční řešení, kontroluje a popisuje funkčnost navrhnutého pásového podvozku.

**Abstract:** This thesis deals with a proposal of a Removable Crawler Chassis for off-road vehicle. It summarizes the knowledge of known types and defines the chosen vehicle, for which chassis will be designed. According to specific parameters, the thesis suggests structural arrangement, controls and describes the functionality of the proposed crawler chassis.

## **Poděkování**

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucí mé diplomové práce panu Ing. Janu Baněčkovi, Ph.D. za odborné informace, cenné připomínky, rady a konzultace, které mi v průběhu zpracování práce poskytl. Dále bych chtěl poděkovat celé své rodině a okruhu přátel za podporu v průběhu celého studia.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Výměnný pásový podvozek pro terénní automobil vypracoval samostatně. Použitou literaturu a podkladové materiály uvádím v přiloženém seznamu literatury.

V Praze, dne .....

.....

Podpis

## Obsah

Anotační list .....	3
Poděkování.....	4
Prohlášení.....	4
Obsah .....	5
1. Úvod.....	7
2. Cíle.....	8
3. Rešerše .....	9
3.1. Stávající typy provedení pásových podvozků pro osobní automobily.....	9
3.1.1. Typ 1.....	9
3.1.2. Typ 2.....	10
3.2. Závěr rešerše.....	13
4. Technický popis zvoleného vozidla.....	14
4.1. Obecné podmínky pásového ústrojí.....	14
4.2. Vozidlo .....	15
4.2.1. Motor.....	16
4.2.2. Převodovka.....	17
4.2.3. Přídatná převodovka s mezinápravovým diferenciálem.....	17
4.2.4. Podvozek .....	18
4.2.5. Diskové kolo.....	19
4.2.6. Pneumatika.....	20
4.2.7. Ložiska v náboji .....	21
4.2.8. Elektronické systémy .....	24
5. Konstrukční studie podvozku .....	24
5.1. Úvod studie .....	24
5.2. Návrh základních parametrů podvozku .....	26
5.3. Koncepční studie podvozku .....	26
5.4. Základní dosažitelné parametry vozidla s namontovanými pásovými podvozky.....	29
5.5. Výběr komponent.....	30
5.5.1. Gumový pás .....	30
5.5.2. Nosná kola .....	31
5.6. Návrh komponent .....	38
5.6.1. Hnací kolo .....	38
5.6.1. Ložiska.....	40
5.6.2. Víko ložisek .....	41
5.6.1. Tělo .....	41
5.6.2. Napínací zařízení.....	43
5.6.3. Pomocná ramena .....	48
5.7. Použité materiály.....	54
6. Výpočetní kontrola základních uzlů konstrukce.....	55

6.1.	Kontrola obestavěného prostoru.....	55
6.2.	Ložiska .....	57
6.2.1.	Úvod do problematiky ložisek.....	57
6.2.2.	Dynamická životnost.....	58
6.2.3.	Statická bezpečnost.....	77
7.	Výsledné parametry podvozku.....	79
8.	Závěr .....	82
	Seznam obrázků a tabulek .....	83
	Seznam příloh.....	84
9.	Literatura a jiné informační zdroje.....	85

## 1. Úvod

V práci se seznámíme s existujícími typy pásových podvozků pro osobní automobily. Vybereme osobní vozidlo, pro které navrhne pásový podvozek. Provedeme popis částí vybraného vozidla, jejichž parametry budeme potřebovat v následujícím návrhu. Popíšeme si výběr kupovaných komponentů a zjednodušeně navrhne vyráběné díly. Zkontrolujeme prostor pro pásové ústrojí, případně odvodíme vhodnou modifikaci vozidla. Provedeme výpočetní návrh a kontrolu ložisek. Odvodíme výsledné parametry pásového podvozků. Návrh budeme provádět z největší části pomocí 3D CAD software, programu Creo-Elements/Pro.

Práce je konstrukčním návrhem, studií výměnného pásového podvozků pro terénní automobily. Samotná konstrukční práce a řešení podobného zadání by byla otázka měsíců práce týmu lidí ve specializované firmě. Práce si tedy neklade za cíl vytvořit hotový funkční návrh pásového podvozků, který by bylo možné okamžitě realizovat, ale pojmenovat si jednotlivá úskalí při návrhu takového zařízení a navrhnout řešení daných problémů.

## 2. Cíle

Hlavním cílem je navrhnout konstrukční řešení pásového podvozku pro terénní automobil. Dílčí cíle:

1. shrnout poznatky o stávajících provedeních pásových podvozků pro osobní automobily,
2. popsat vhodné vozidlo pro návrh,
  - a. zanalyzovat a provést návrh základních parametrů,
  - b. sestavit úvodní koncepční studii,
  - c. určit dosažitelné parametry vozidla s namontovaným pásovým podvozkem,
3. provést samotný konstrukční návrh,
4. ověřit základní funkční parametry pásového podvozku,
5. vytvořit výrobní výkres základního dílu pásového ústrojí.



## 3. Rešerše

### 3.1. Stávající typy provedení pásových podvozků pro osobní automobily

V současné době lze na trhu dohledat dva základní typy výměnných pásových podvozků pro osobní automobily. Vývojem a výrobou se podle dostupných informací zabývá společnost AD Boivin s produktem Track N Go [7]. Systém funguje na principu, ve kterém běžné kolo zůstává na svém místě a za pomoci úchytů je vloženo do pásového ústrojí. Druhý typ pásového výměnného podvozku vyvíjí a vyrábí firmy hlavně ze Spojených států amerických a Kanady. Jedná se o typ, kdy je běžné kolo zcela vyjmuta z vozidla, a je nahrazeno pásovým ústrojím [4]. V následujících kapitolách jsou podrobněji popsány jednotlivé typy.

#### 3.1.1. Typ 1

Systém funguje na principu, ve kterém běžné kolo zůstává na svém místě a za pomoci úchytů je vloženo do pásového ústrojí, viz Obr. 2. Pomocí běžného kola je přenášen hnací moment na pásové ústrojí. Zde je změněn smysl otáčení pomocí vnitřního kola ústrojí. Poté je moment převeden na pás, který již má styčnou plochu s povrchem terénu a pohání vozidlo vpřed.



Obr. 1 - TrackNGo – převzato z [7]

Hmotnost ústrojí pro jedno kolo je 170 kg. Výrobce udává přibližný čas montáže 15 minut. K montáži jsou potřeba speciální nájezdové rampy a sada klíčů. Vozidlo vybavené tímto typem pásového podvozku se může pohybovat rychlostí až 64 km/hod. Poměr rychlosti

jízdy na běžných kolech a rychlosti jízdy na pásovém ústrojí při stejných otáčkách hnací hřídele je 1:1. Na výrobu je použit materiál hliník 6061-T6 a vysokopevnostní nízkolegované oceli. Pásky jsou z gumy s vnitřními kompozitními vlákny s kevlarovou výztuží.

Tento typ pásového podvozku je možné použít pouze u vozidel do maximální přípustné hmotnosti 5 670 kg, s pohonem 4x4 a automatickou převodovkou s redukcí. Ústrojí je použitelné pro průměr pneumatiky 780 až 875 mm a šířku pneumatiky 330 mm. Jelikož je prostor pro usazení kola rozměrově uzpůsoben k dokonalému zapadnutí, není možné vsadit pneumatiku jiných rozměrů. Běžné kolo musí být doplněno o speciální střed, který je uchycen na kolových maticích a spolu s napínacím zařízením na druhé straně kola, zajišťuje stálý tlak kola na ústrojí, viz Obr. 2. Podvozek vozidla musí být uzpůsoben k připevnění doplňujících řetězkových úchytnů. Vhodně lze použít originální otvory v rámu vozu. Pokud nemá vozidlo vhodné prefabrikované otvory, musí se podvozek modifikovat v rámci montáže. Základní parametry viz Obr. 2. [7]

VÝROBCE	AD BOIVIN
MODEL	TrackNGo
hmotnost pásového podvozku (4 ks) [kg]	680
maximální přípustná hmotnost vozidla [kg]	5 670
maximální styčná plocha pásového podvozku (4 ks) [m <sup>2</sup> ]	2,5
vzdálenost středu náboje od povrchu terénu [mm]	600
přibližná cena [Kč]	560 000

Obr. 2 – Typ 1 základní parametry – čerpáno z [7]

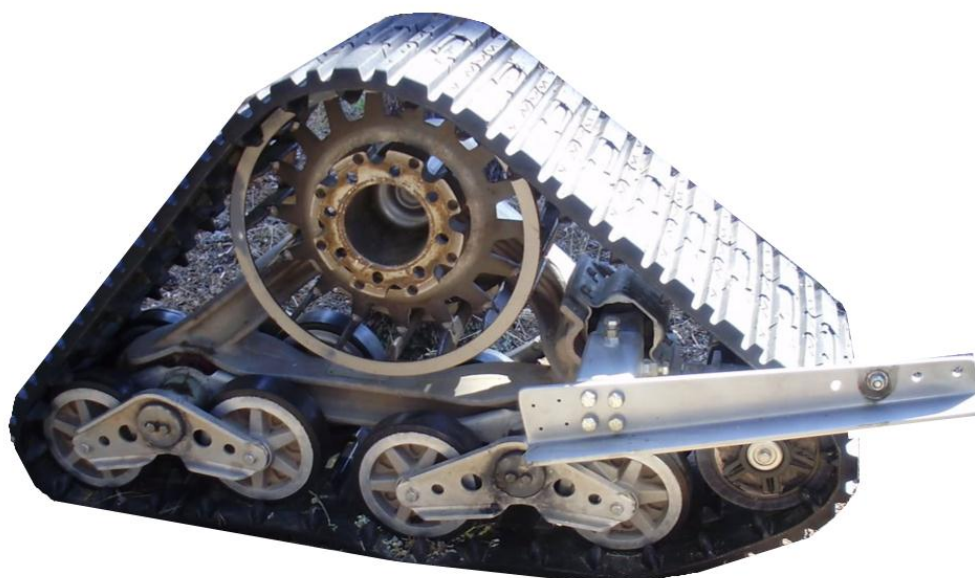
### 3.1.2. Typ 2

Systém funguje na principu, ve kterém je běžné kolo demontováno a nahrazeno pásovým ústrojím, viz Obr. 3. Hnací moment je přenášen pomocí kolových šroubů do hnacího kola. To ho předává pomocí článků do pásu, který má styčnou plochu s povrchem terénu a pohání vozidlo vpřed.



Obr. 3 – Mattracks – převzato z [8]

Tento typ se vyrábí v mnoha výkonnostních variantách. Hmotnost ústrojí se pohybuje od 80 do 160 kg. Výrobci udávají přibližný čas montáže kolem 60 minut. Montáž probíhá jako běžná výměna kola. Navíc jsou pomocí sady klíčů k podvozku vozidla montována speciální pomocná ramena, viz Obr. 4. Funkce těchto speciálních úchytů je popsána, viz kapitola 5.6.3. Maximální rychlost, kterou se může pohybovat vozidlo vybavené tímto typem pásového podvozku, se u různých výrobců velmi liší, maximálně však může dosahovat rychlosti 80 km/hod. Poměr rychlosti jízdy na běžných kolech a rychlosti jízdy na pásovém ústrojí při stejných otáčkách hnací hřídele se pohybuje od 0,3 do 0,6. Většina výrobců používá na výrobu ušlechtilé oceli a hliníkové slitiny. Pásky jsou z gumy s vnitřními kompozitními vlákny s kevlarovou výztuží.



Obr. 4 – Mattracks pomocné rameno – převzato z [8]

Tento typ pásového podvozku pro osobní automobily je možné použít pouze u vozidel s pohonem 4x4, automatickou převodovkou a dostatečným výkonem motoru. Dále se stejným počtem a průměrem roztečné kružnice kolových šroubů a matic, jako má hnací kolo pásového ústrojí. Podvozek vozidla musí být uzpůsoben k připevnění speciálních úchytů. Základní parametry viz Obr. 5. [8]

VÝROBCE	MATTRACKS	AMERICAN TRACK TRUCK	POWERTRACK	PTH TRACKS
MODEL	EZ HD	Dominator	Everest	-
hmotnost pásového podvozku (4 ks) [kg]	317	319	508	660
maximální přípustná hmotnost vozidla [kg]	2 495	2 722	3 020	12 000
maximální styčná plocha pásového podvozku (4 ks) [m2]	1,4	1,9	1,7	2,3
vzdálenost středu náboje od povrchu terénu [mm]	505	533	533	-
přibližná cena [Kč]	660 000	240 000	380 000	-

Obr. 5 – Typ 2 základní parametry – čerpáno z [8]

### 3.2. Závěr rešerše

Oba typy nyní porovnáme. Neliší se použitými materiály. Jsou vyráběny z hliníkových slitin a ušlechtilých ocelí. U obou typů jsou použity pásy z gumy s vnitřními kompozitními vlákny s kevlarovou výztuží. Váhově se oba typy liší. Druhý typ je u většiny výrobců o více než 40% lehčí. Váhový rozdíl vozidel s namontovanými pásovými podvozky bude ještě větší o hmotnost běžných kol, která jsou u druhého typu demontována. Nosnost prvního typu je více než dvojnásobná při porovnání s většinou modelů druhého typu. Cena prvního typu je přibližně dvojnásobná než většina modelů druhého typu.

Montáž prvního typu pásového podvozku je jednodušší z hlediska toho, že nemusíme vozidlo zvedat, jak je tomu u druhého typu. Odpovídá tomu doba montáže prvního typu 15 minut oproti době montáže druhého typu 60 minut.

Oba typy zařízení vykazují značnou neuniverzálnost. První typ, postaven na určitý rozměr pneumatiky, nelze jednoduše uzpůsobit na jiný rozměr. Řešením může být použití pneumatik, pro které je pásový podvozek konstruován, ne vždy to je ale možné. Druhý typ pásového podvozku lze použít na vozidlo, které má stejný počet a průměr roztečné kružnice kolových šroubů a matic, jako má pásový podvozek. V opačném případě lze problém odstranit použitím podložek pod kola.

Celkově se zdá být druhý typ pásového ústrojí vhodnější díky celkové nižší váze vozidla s namontovaným pásovým podvozkem, kompaktnosti a menší složitosti principu samotného systému. Proto je pro další práci zvolen druhý typ pásové podvozku, ve kterém se pásové ústrojí zamění za běžná kola.

Přehled základních parametrů tohoto typu, viz Tab. 6.

	MATTRACKS EZ HD		AMERICAN TRACK TRUCK Dominator		POWERTRACK Everest		PTH Tracks	
	min	max	min	max	min	max	min	max
maximální přípustná hmotnost vozidla [kg]	-	2495	-	2722	-	3020	-	12000
hmotnost pásového podvozku (4 ks) [kg]	-	317	-	319	-	508	-	660
výška středu náboje od povrchu vozovky [mm]	-	505	-	533	-	533	-	-
šířka pasu [mm]	-	330	-	381	-	356	-	420
délka kontaktní plochy [mm]	356	1079	1019	1219	914	1219	1141	1341
styčná plocha pásového podvozku (4 ks) [m <sup>2</sup> ]	0,5	1,4	1,6	1,9	1,3	1,7	1,9	2,3
měrný tlak při zatížení 2 000 kg [kPa]	41,8	13,8	12,6	10,6	15,1	11,3	10,2	8,7



Tab. 6 – Základní parametry pásového podvozku druhého typu čerpáno z [8], [9], [10], [11]

## 4. Technický popis zvoleného vozidla

### 4.1. Obecné podmínky pásového ústrojí

Obecně lze říci, že kvůli většímu odporu pásového ústrojí oproti běžnému kolu a kvůli samotné podstatě terénního vozidla je vhodné pásový podvozek použít na vozidle, které má pohon všech kol.[8].

Dalším předpokladem bezproblémového fungování je použití na vozidle s automatickou převodovkou a přídatnou převodovkou s redukcí, což zaručí i v těžkém terénu stálý přenos dostatečné hnací síly na pásové ústrojí. Použití na vozidle s manuální převodovkou by mohlo vést k problémům, zvláště v těžkém terénu, kdy je spojka vozidla více namáhána.

Vhodné je instalovat pásové ústrojí na automobil s tuhými nápravami. Zaručíme tím snadné zvětšení světlé výšky a tím dostatečný prostor kolem pásového ústrojí.

#### 4.2. Vozidlo

Z důvodu dostupnosti bylo zvoleno vozidlo Jeep Grand Cherokee 1999, viz Obr. 7. Toto vozidlo splňuje obecné podmínky pro použití pásového podvozku.



Obr. 7 – Jeep Grand Cherokee [12]

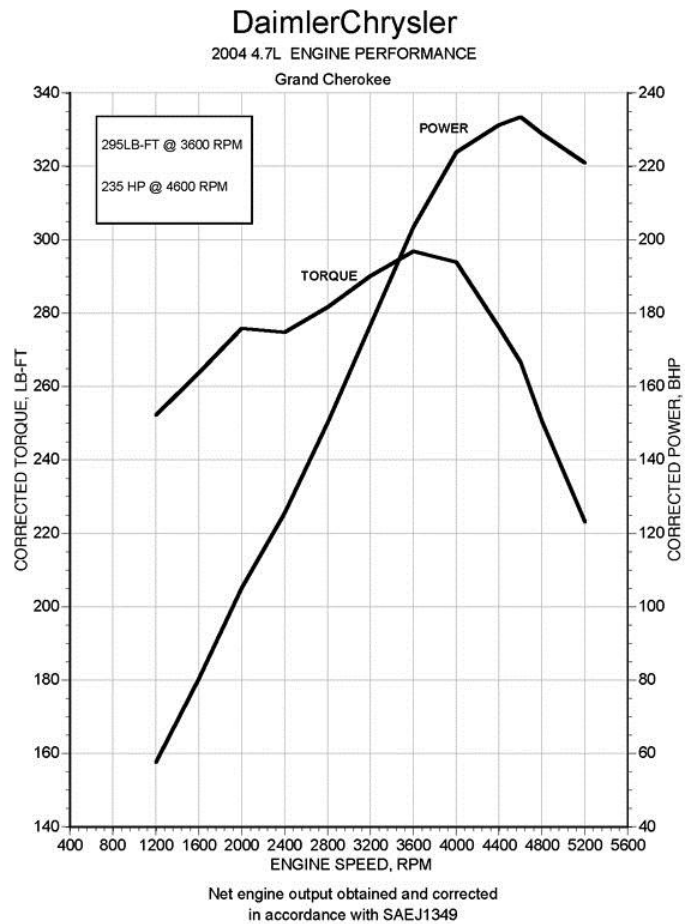
Jedná se o pětimístné sportovně užitkové vozidlo. Maximální přípustná hmotnost vozidla je 2 495 kg. Rozvor vozidla je 2 690 mm, rozchod přední i zadní nápravy je 1 511 mm, viz Obr. 8. Vozidlo má světlou výšku 204 mm. Těžiště vozidla je ve výšce 670 mm nad povrchem vozovky. Vozidlo má přesah karoserie vpředu 815 mm, vzadu 1 105 mm. Je schopno překonat překážku až do nájezdového úhlu přední nápravy  $36,7^\circ$ , nájezdového úhlu zadní nápravy  $28,6^\circ$  a průjezdného úhlu  $22,9^\circ$ . [12]



Obr. 8 – Základní rozměry vozidla [12]

#### 4.2.1. Motor

Vozidlo je vybaveno osmiválcovým zážehovým atmosférickým motorem o objemu 4.7 litru s uspořádáním válců do V s maximálním výkonem 235 HP, tedy 175 kW při 4600 ot/min a krouticím momentem 295 LB-FT, tedy 400 Nm při 3600 ot/min, viz Obr. 9. [12]



Obr. 9 – Charakteristika motoru [12]



#### **4.2.2. Převodovka**

Vozidlo je vybaveno pěti rychlostní automatickou převodovkou 45RFE s alternativním druhým převodovým stupněm a dvěma rychloběžnými stupni. Převodovka je tvořena třemi planetovými soukolími. Ty umožňují převody:

1. - 3.00
  2. - 1.67 (řazení nahoru), 1.50 (řazení dolů)
  3. - 1.0
  4. - 0.75
  5. - 0.67
- Reverzní - 3.0

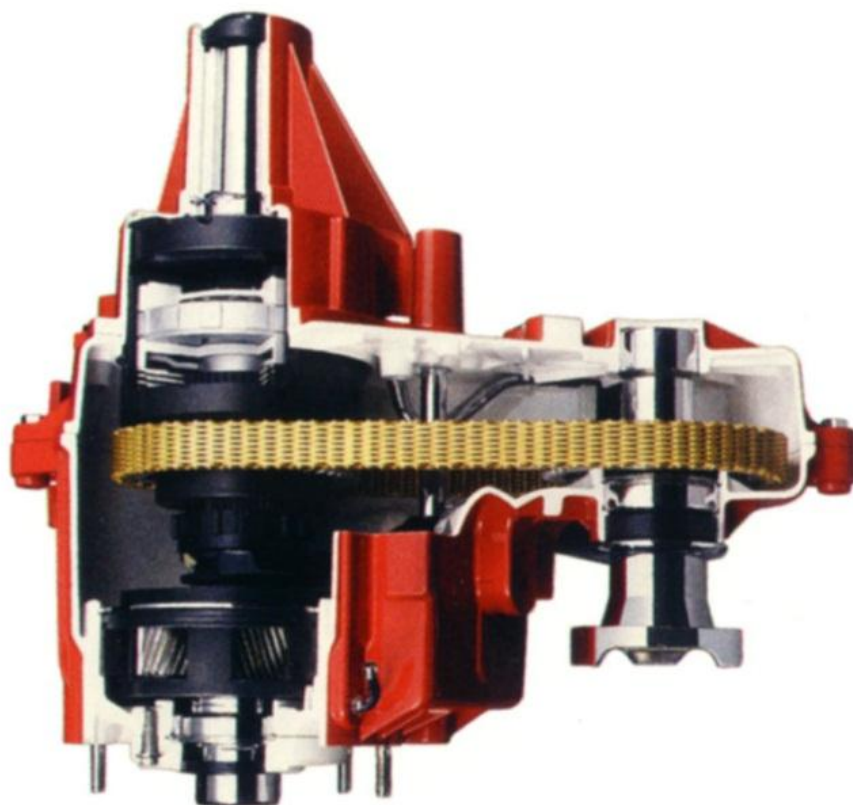
Mezi motorem a převodovkou je umístěn hydrodynamický měnič. Automatická převodovka zajišťuje rychlé řazení převodových stupňů bez přerušení toku výkonu. [12]

#### **4.2.3. Přídavná převodovka s mezinápravovým diferenciálem**

Vozidlo je vybaveno přídavnou převodovkou s mezinápravovým diferenciálem NV247, viz Obr. 10, který nabízí systém Quadra-Trac II™. Systém dokáže pracovat ve třech módech:

- 1) 4WD High, all-time
- 2) NEUTRAL
- 3) 4WD Low, part-time

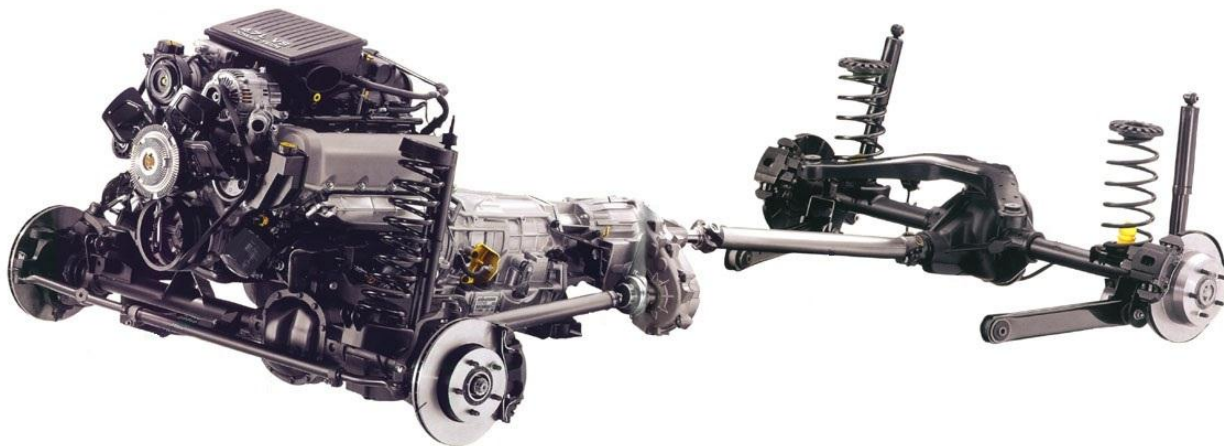
Při běžném provozu přenáší všechnu hnací sílu na zadní kola, 4WD High, all-time, přes planetové soukolí převodem 3,73. V případě výrazného rozdílu obvodových rychlostí předních a zadních kol dojde k automatickému postupnému sepnutí viskózní spojky a přídavná převodovka automaticky přenesení hnací sílu na přední kola v rozsahu 0 až 100 %, dokud se rychlosti předních a zadních kol nevyrovnejí. V režimu 4WD Low, part-time jsou přední a zadní kola spojena viskózní spojku a hnací síla jde přes redukční planetové soukolí s převodem 2,72. [1] [12]



Obr. 10 -NV247 – převzato z [12]

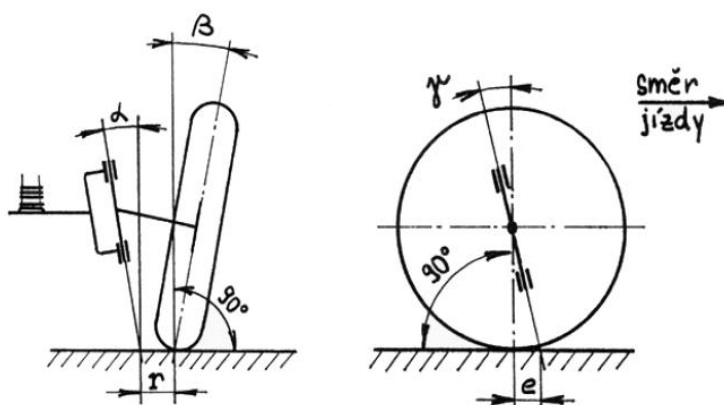
#### 4.2.4. Podvozek

Vozidlo má podvozek bezrámové koncepce neboli samonosnou karoserii. Je vybaveno tuhými nápravami vedenými soustavou ramen. Odpružení je zajištěno vinutými pružinami. Tlumení zajišťují teleskopické tlumiče pérování, viz Obr. 11. Podvozek je doplněn příčnými stabilizátory, které jsou uloženy v pryžových lůžkách a táhly jsou kloubově spojeny s nápravou.



Obr. 11 – Podvozek – převzato z [12]

Geometrie podvozek má následující parametry. Odklon kola  $\beta=0,37^\circ$ , příklon rejdového čepu  $\alpha=10^\circ$ , záklon rejdového čepu  $\gamma=6,75^\circ$ , viz Obr. 12. [12]

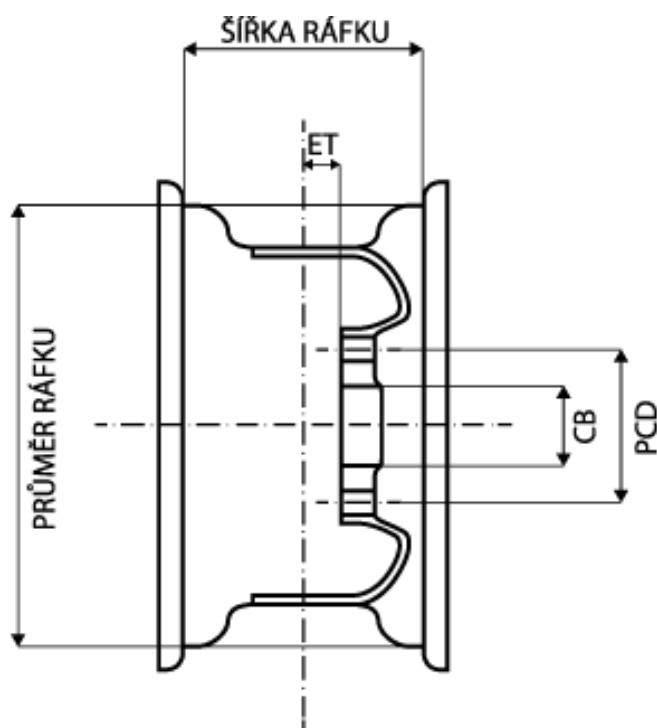


Obr. 12 – Geometrie nápravy – převzato z [12]

#### 4.2.5. Diskové kolo

Na vozidle jsou použita disková kola, neboli ráfky, z hliníkové slitiny s označením 7Jx16 ET51. Šířka disku je tedy 177,8 mm a nominální průměr 406,4 mm. Disk má kladnou hodnotu offsetu (ET) 51 mm. Offset je vzdálenost dosedací plochy disku od pomyslné roviny symetrie šířky disku. Disk má pět děr pro kolové šrouby na roztečné kružnici o průměru

(PCD) 127 mm. Průměr středového středícího otvoru je (CB) 71,4 mm, viz Obr. 13. Vnitřní průměr ráfku v oblasti brzdových třmenů 395 mm.



Obr. 13 – Parametry diskového kola – převzato z [13]

#### 4.2.6. Pneumatika

Ve vozidle je použita pneumatika Bridgestone Blizzak LM-25 s označením 245/70 R16, viz Obr. 14. Jedná se o radiální, zimní, bezdušovou pneumatiku o šířce 245 mm, výšce pneumatiky 70% šířky a jmenovitém průměru ráfku 16 palců.



Obr. 14 – Bridgestone Blizzak LM-25 – převzato z [13]

Ve vzorcích použitých, například při návrhu ložisek, se počítá s takzvaným dynamickým poloměrem pneumatiky  $R_{dyn}$ . Výrobci pneumatik uvádějí v katalogu primárně statický poloměr pneumatiky. Doplňkový údaj z katalogu výrobců pneumatik je takzvaný valivý obvod pneumatiky  $O_v$ . Vztah mezi valivým obvodem a dynamickým poloměrem pneumatiky je dle elementárního vzorce (4.2.6-1). Statický poloměr naší pneumatiky  $R_{stat}=337$  mm. Vnější průměr nezátížené pneumatiky  $D=750$  mm.

$R_{dyn} = \frac{O_v}{2 \cdot \pi} = \frac{2\,288,7}{2 \cdot \pi} = 364 \text{ mm}$	(4.2.6-1)
---	-----------

kde:  $R_{dyn}$  ..... dynamický poloměr pneumatiky [mm]

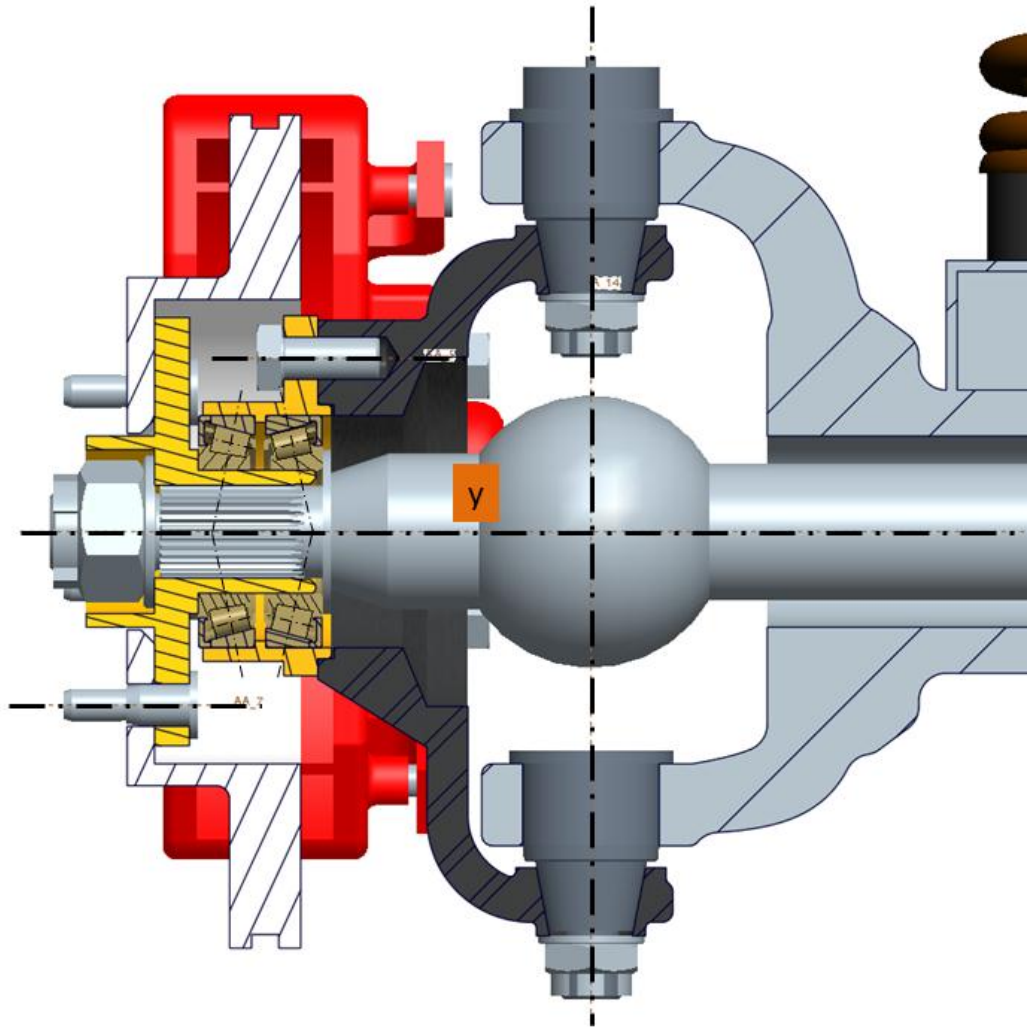
$O_v$  ..... valivý obvod pneumatiky [mm]

#### 4.2.7. Ložiska v náboji

Kolová ložiska použitá na vozidle jsou montována jako jeden celek, viz Obr. 15. Tyto sestavy mají dvě základní výhody. Jednou z nich je ta, že je už z výroby nastaveno potřebné předpětí. Druhou výhodou je mazání celé ložiskové uzavřené sestavy. Tyto atributy zajišťují maximální životnost ložiska.

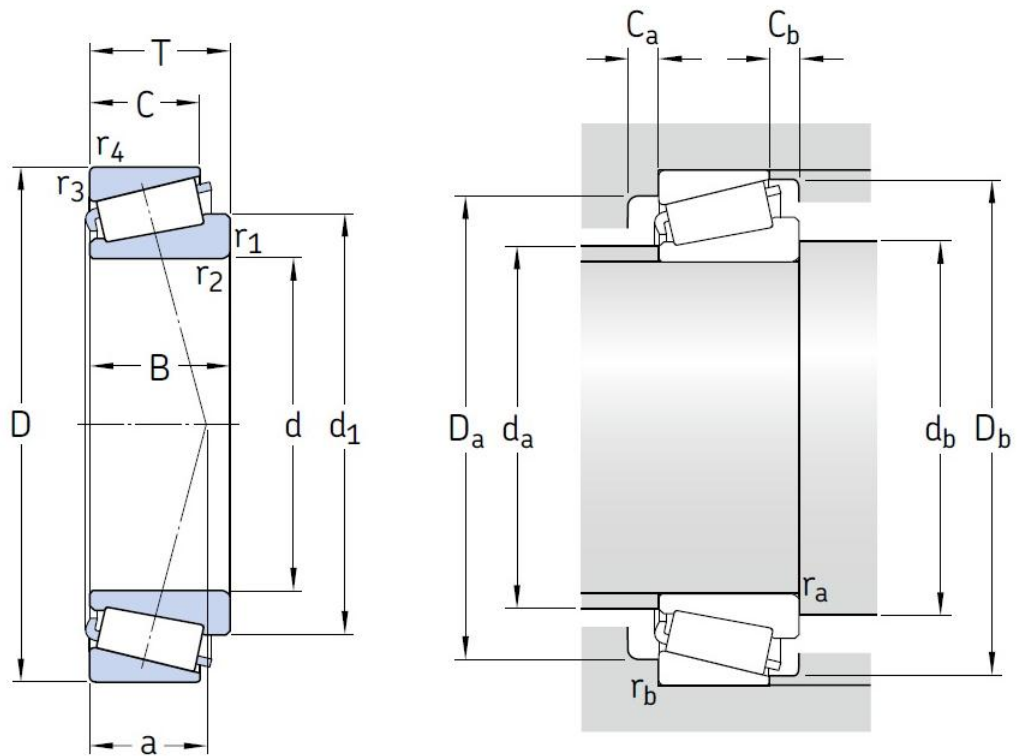


Obr. 15 – Náboj kola včetně ložiska – převzato z [14]



Obr. 16 – Ložiska v náboji

Uspořádání ložisek v náboji je dle Obr. 16. Ložiskovou sestavu budeme pro výpočet uvažovat jako dvě kuželíková ložiska uložená vedle sebe. Konkrétně se bude jednat o ložiska od firmy SKF s označením 302 09 J2/Q. Parametry viz Obr. 17 a Obr. 18. Označení J v názvu ložiska znamená, že je použita lisovaná ocelová klec. Číslo 2 označuje design klece. Označení Q v názvu označuje optimalizovanou kontaktní geometrii a povrchovou úpravu ploch. Výpočet ložisek v kapitole 6.2. [3]



Obr. 17 – Schéma ložiska – převzato z [16]

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation	Dimension series to ISO 355 (ABMA)								
d	D	T	dynamic C	static C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Reference speed	Limiting speed	kg	-	-								
mm			kN		kN	r/min			-	-								
45	85	20,75	66	76,5	8,65	6 000	8 000	0,47	30209 J2/Q	3DB								
Dimensions				Abutment and fillet dimensions							Calculation factors							
d	d <sub>1</sub>	B	C	r <sub>1,2</sub> min.	r <sub>3,4</sub> min.	a	d <sub>a</sub> max.	d <sub>b</sub> min.	D <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> max.	D <sub>b</sub> min.	C <sub>a</sub> min.	C <sub>b</sub> min.	r <sub>a</sub> max.	r <sub>b</sub> max.	e	Y	Y <sub>0</sub>
mm							mm									-		
45	63,1	19	16	1,5	1,5	18	54	52	74	78	80	3	4,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8

Obr. 18 – Parametry ložiska – převzato z [16]

Ložiska jsou uložena na hřídeli, která je součástí svařence hnacího kola. Podle tabulek SKF, uložení pro plné hřídele, je tolerance hřídele m6. [16]

#### **4.2.8. Elektronické systémy**

Vozidlo je vybaveno mnoha elektronickými systémy. Přímoú spojitost s pásovým podvozkem má protiblokovací systém **ABS** (Anti Block System). Systém zabrání zablokování kol snížením brzdného tlaku v brzdém systému na krátký časový úsek. Tuto operaci je schopen opakovat až 16krát za sekundu. Pásové ústrojí může způsobovat větší rozptyl vstupních dat a tím zvětšit citlivost systému. Odezva systému, tedy odbrzdění, nemusí mít dostatečný vliv na opětovné navázání účinného kontaktu mezi pásem a vozovkou.

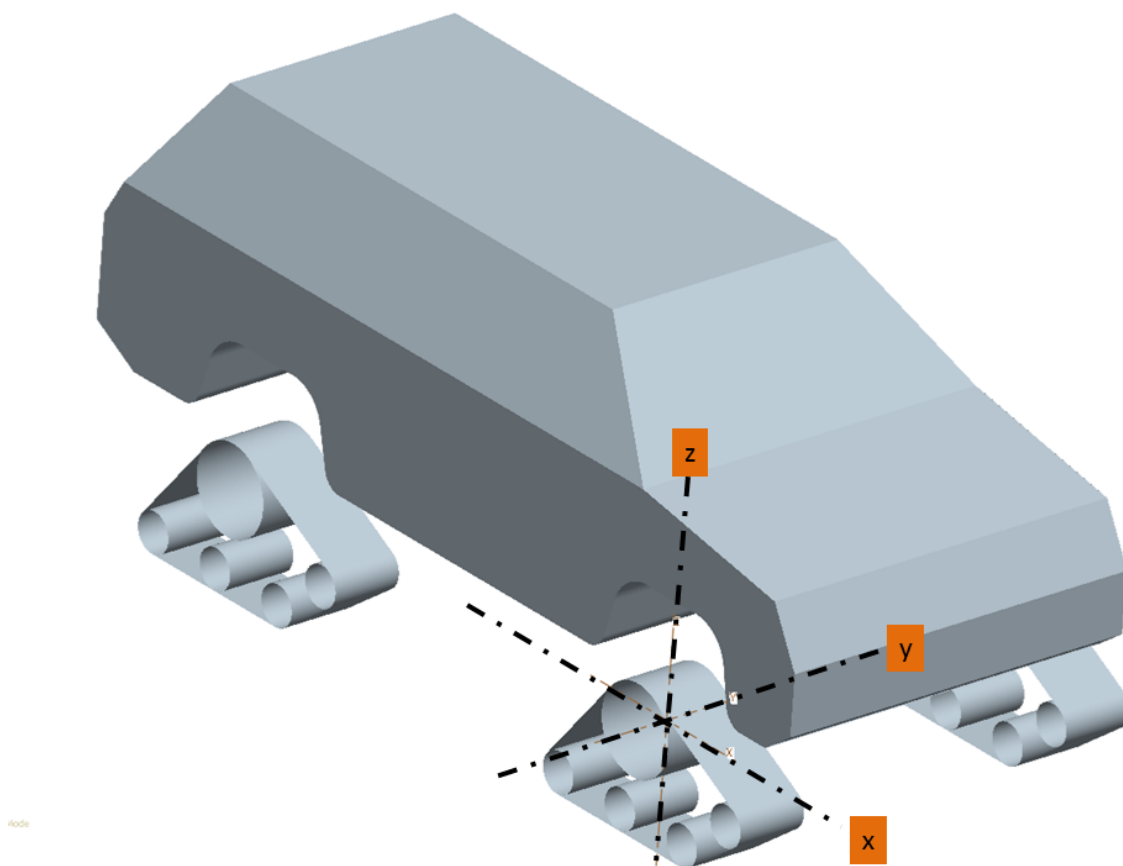
## **5. Konstrukční studie podvozku**

### **5.1. Úvod studie**

Postup každého konstruktéra při konstrukční činnosti může být mírně odlišný. Návrh pásového podvozku pro osobní automobily provedeme v jednotlivých krocích. Při samotné konstrukční činnosti se neustále vracíme k předchozím krokům, které zdokonalujeme, tedy upravujeme dílčí parametry pásového podvozku pro lepší výsledný návrh.

Při konstrukční činnosti uvažujeme souřadnicový systém dle Obr. 19. Rovina XY je teoretická vodorovná rovina rovnoběžná s povrchem vozovky, procházející osou náboje kola. Rovina YZ je teoretická příčná rovina, kolmá k podélné ose vozidla, procházející osou náboje kola. Rovina XZ je teoretická podélná rovina kolmá k rovině vozovky. Prochází středem gumového pásu a dělí kontaktní plochu na dvě symetrické poloviny.





Obr. 19 – Souřadnicový systém

Začneme návrhem základních parametrů, podle kterého sestavíme koncept pásového podvozku. Z toho sepíšeme základní dosažitelné parametry vozidla s namontovaným pásovým podvozkem.

Dále přejdeme k samotné konstrukci. To už se budeme soustředit na jedno přední pravé pásové ústrojí. Začneme výběrem komponent pro toto ústrojí, jako je samotný gumový pás a nosná kola. Tyto komponenty budeme nakupovat. Snažíme se volit co nejvhodněji. Pozdější změny parametrů kupovaných komponent budou méně citelné. Jelikož se jedná o kupované díly, vybíráme z omezeného množství variant z katalogu. Výjimkou jsou díly vyráběné a kupované na zakázku.

Pokračovat budeme konstrukčním návrhem vyráběných dílů. Navrhne hnací kolo, předběžně zvolíme ložiska a jejich umístění, zařízení pro napnutí pásu, samotné tělo pásového ústrojí a nakonec pomocná ramena. Zvolíme vhodné materiály pro jednotlivé díly.

## 5.2. Návrh základních parametrů podvozku

Před samotnou konstrukční činností určíme, jaké parametry by měl mít pásový podvozek. Provoz pásových vozidel řeší i předpis č. 341/2002 Sb. vyhlášky Ministerstva dopravy a spojů o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Pásový podvozek v tomto návrhu není určen k provozu na pozemních komunikacích, proto neuvažujeme omezení vyplývající z této vyhlášky.

Požadujeme konstrukci, při které se jednotlivé pásové ústrojí vymění za samotná běžná kola, přičemž na vozidle zůstávají všechny ostatní díly podvozku v původním stavu. Alternativně lze připustit podložení vinutých pružin a pryžových dorazů. Touto úpravou docílíme zvětšení prostoru mezi pásovým ústrojím a karoserií vozidla ve vertikálním směru. Úpravu můžeme snadno realizovat pomocí nabízených sad od výrobců v rozmezí 51 až 165 mm. Tato úprava se často provádí u terénních vozidel z důvodu zlepšení terénních schopností, proto ji pro náš případ uvažujeme za prospěšnou.

Nosnost pásového podvozku požadujeme minimálně 2 495 kg, což je maximální technicky přípustná hmotnost vozu. Požadovanou rychlost ústrojí volíme minimálně 35 km/hod, jako dostatečnou rychlost pro pohyb mimo pozemní komunikace.

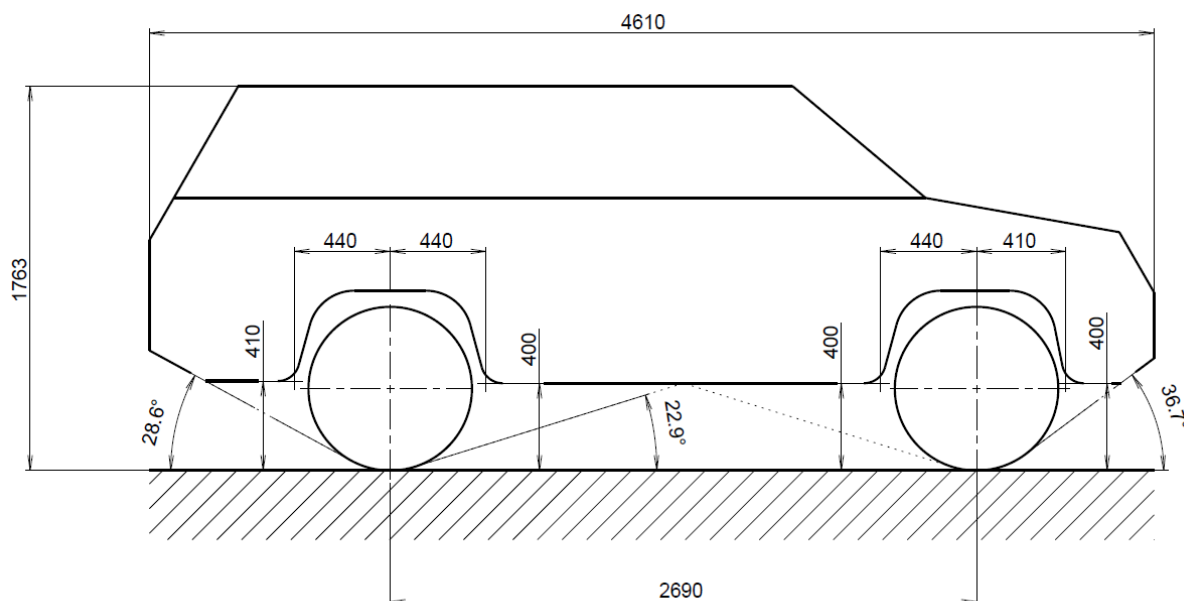
Spojení s nábojem pomocí pěti kolových šroubů a matic na roztečné kružnici 127 mm. Diskové kolo je ve vozidle uloženo s těsnými polohami vůči brzdným třmenům, z toho nejmenší vnitřní průměr obestavěné plochy hnacího kola 395 mm.

Následují parametry odvozené z dostupných hodnot již vyráběných pásových podvozků tohoto typu, viz Tab. 6.

Hmotnost pásového podvozku přibližně 400 kg. Měrný tlak na podložku při zatížení 2 000 kg a maximální kontaktní ploše přibližně 10 kPa, šířka pásu přibližně 350 mm, maximální délka kontaktní plochy přibližně 1 200 mm. Čtyři až šest řad nosných kol o průměru 150 až 300 mm.

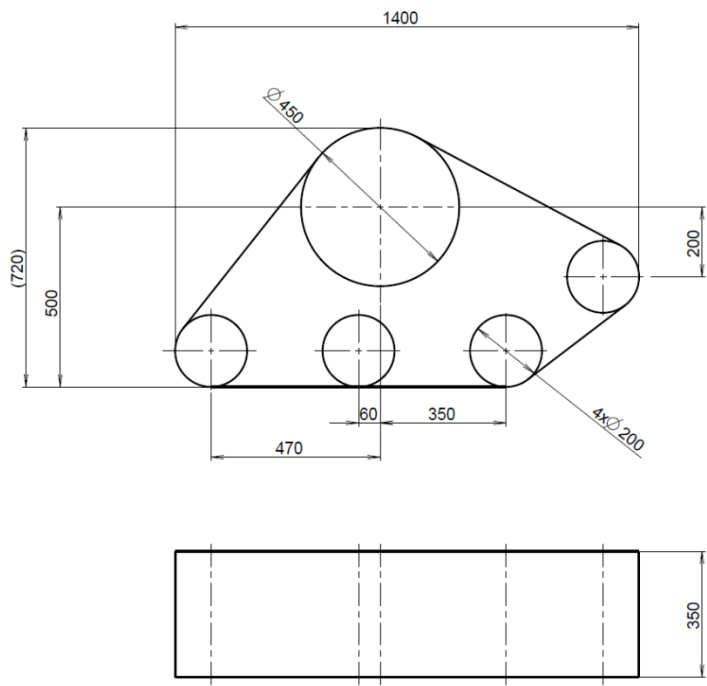
## 5.3. Konceptní studie podvozku

Dle návrhu parametrů pásového podvozku jsme sestavili konceptní studii. Na vozidle byly změřeny základní rozměry prostoru podběhu v původním stavu, viz Obr. 20.

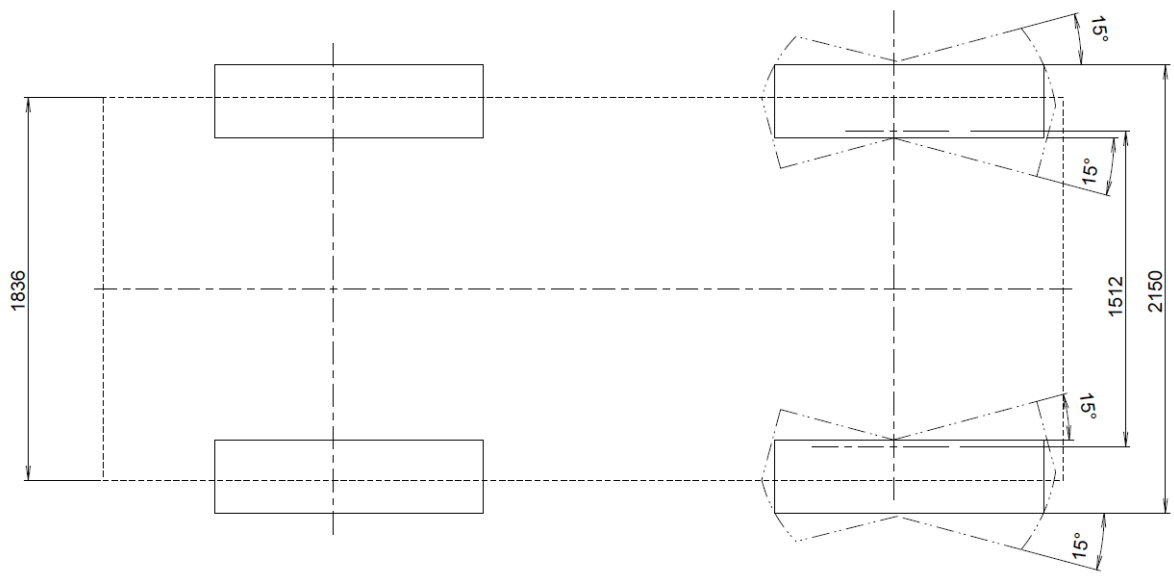


Obr. 20 – Základní rozměry vozidla

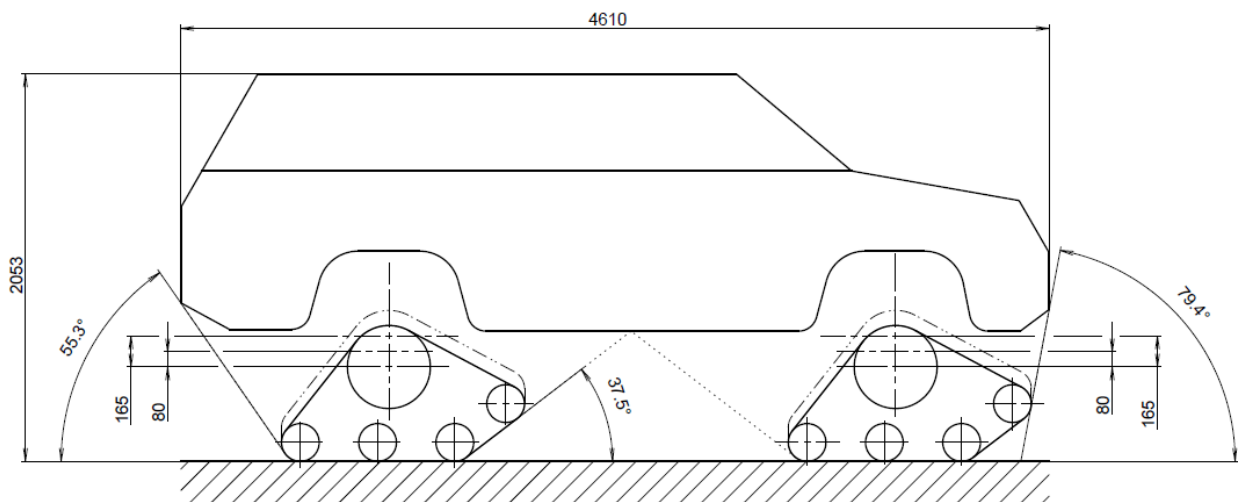
V koncepční studii je použito pásové ústrojí o maximální kontaktní ploše s šířkou 350 mm a délkou 1 400 mm, vycházející z požadovaného měrného tlaku na podložku. V horní části je umístěno hnací kolo o průměru 450 mm, vycházející z minimálního vnitřního obestavěného průměru. Ve spodní části jsou umístěna nosná kola o průměru 200 mm, vycházející z rovnoměrného rozložení pro zvolené 3 spodní řady nosných kol. V přední části má pásové ústrojí umístěna vyvýšená nosná kola. V základní poloze se tyto kola nedotýkají povrchu vozovky. Pásový podvozek s takto vyvýšenými koly se chová lépe při překonávání překážky[7]. Předběžně zvolena polovina vzdálenosti nosných kol od hnacího kola. Výška středu náboje od povrchu vozovky je 500 mm. Ve vozidle je použit "lift kit 6,5"', tedy jsou použity podložky pod vinuté pružiny a pryžové dorazy pružin o výšce 165 mm. Graficky zobrazeno viz Obr. 21, Obr. 22, Obr. 23.



Obr. 21 – Koncept pásového ústrojí



Obr. 22 – Vozidlo s namontovaným pásovým podvozkom půdorys



Obr. 23 – Vozidlo s namontovaným pásovým podvozkem bokorys

#### 5.4. Základní dosažitelné parametry vozidla s namontovanými pásovými podvozky

Z návrhu základních parametrů a koncepční studie pásového podvozku vyplývají následující parametry vozidla.

Samotné pásové ústrojí zvětšuje vzdálenost osy náboje od povrchu vozovky o 125 mm oproti běžnému kolu, podložky pod vinuté pružiny a pryžové dorazy pružin zvětšují vzdálenost osy náboje od karoserie o 165 mm. Celková výška vozidla je nyní 2 053 mm. Délka vozidla zůstala nezměněna. Šířka vozidla se z původních 1 836 mm zvětšila na 2 150 mm. Vozidlo má nyní teoretický nájezdový úhel přední nápravy až 78,6°, nájezdový úhel zadní nápravy 53,9° a průjezdný úhel 35,6°. Přesahy karoserie zůstaly nezměněny, viz Obr. 22. Délka kontaktní plochy jednoho pásového ústrojí na tvrdém povrchu je 820 mm. Maximální délka kontaktní plochy jednoho pásového ústrojí na měkkém povrchu je 1 400 mm. Z toho styčná plocha pásového podvozku na tvrdém povrchu 1,1 m<sup>2</sup>. Maximální styčná plocha, tedy plocha na měkkém povrchu 2 m<sup>2</sup>. Měrný tlak na podložku při zatížení 2 000 kg při maximální kontaktní ploše je 10 kPa, jak jsme požadovali.

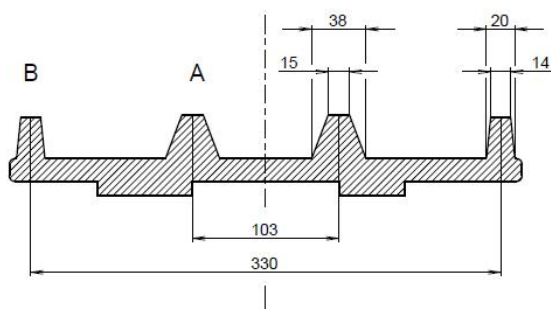
## 5.5. Výběr komponent

### 5.5.1. Gumový pás

Gumový pás přenáší hnací sílu z hnacího kola na vozovku.

Hlavními kritérii pro výběr pásu byla jeho šířka od 300 do 400 mm vyplývající z požadovaného měrného tlaku. Naše vozidlo má nápravový tlak na jedno kolo 7 654 N. Požadovaná nosnost pásu je přibližně 780 kg. Požadovaná rychlost minimálně 35 km/hod.

Pro náš případ jsme zvolili gumový pás, označení FRT-360A s rozměry 360x87x37, viz Obr. 24. Maximální zatížení pásu je 1 500 kg. Maximální rychlost pásu je 40 km/hod. Pás má 37 článků pro přenos točivého momentu s roztečí 87 mm. Celková délka pásu je 3 219 mm. Šířka pásu je 360 mm. Pás je vyroben z gumy s vnitřními kompozitními vlákny. Počítáme s hustotou materiálu 1 400 kg/m<sup>3</sup>. Hmotnost pásu je 35,2 kg. Výrobce udává pracovní napnutí pásu 400 N. [17]

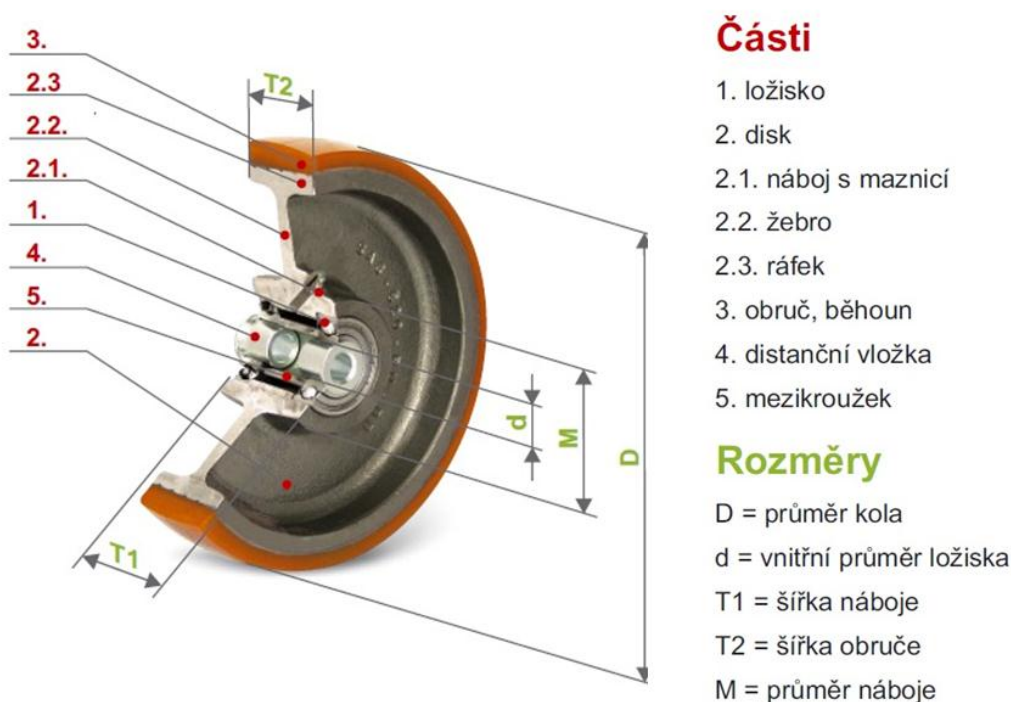


Obr. 24 – Pás – čerpáno z [17]

Články A se opírají o díry v hnacím kole, čímž do pásu přenáší hnací sílu. Články B slouží pro vedení pásu ve správném směru, v kombinaci s nosnými koly. Při styčné délce 820 mm má styčnou plochu 0,1 m<sup>2</sup> při jízdě na tvrdém podkladu. Při proboření 10 mm, tedy zaboření vzorku, vzroste styčná plocha na 0,3 m<sup>2</sup>.

### 5.5.2. Nosná kola

Nosná kola jsou rozmístěna po spodní straně pásového ústrojí. Jsou uložena do čtyř párů. Z toho tři páry kol se dotýkají povrchu neustále a čtvrtý pár je namontován na napínacím ústrojí, které je vzdáleno od povrchu. Jejich úkolem je přenášet síly od pásu, respektive od povrchu vozovky, do těla pásového ústrojí. Jejich důležitým, neméně důležitým úkolem, je vedení pásu ve správném směru, viz Obr. 25.



Obr. 25 – Nosné kolo [18]

Hlavními požadavky pro nosná kola je jejich nosnost a dosahovaná rychlost minimálně 35 km/hod. Při určení nosnosti vycházíme z maximální přípustné hmotnosti vozidla 2 495 kg, což odpovídá 24 476 N. Rozdělení zatížení přední a zadní nápravy je 44% zatížení na zadní nápravu a 56% zatížení na přední nápravu. Dále budeme počítat přední, více zatíženou nápravu vozidla. Po rozpočítání nám vyjde zatížení přední nápravy, nebo také nápravový tlak 13 707 N. Toto zatížení vydělíme dvěma, abychom dostali nápravový tlak na jedno kolo. Na jedno kolo tedy připadne 6 854 N. Od tohoto odečteme váhu kola, přibližně 20,4 kg, čemuž

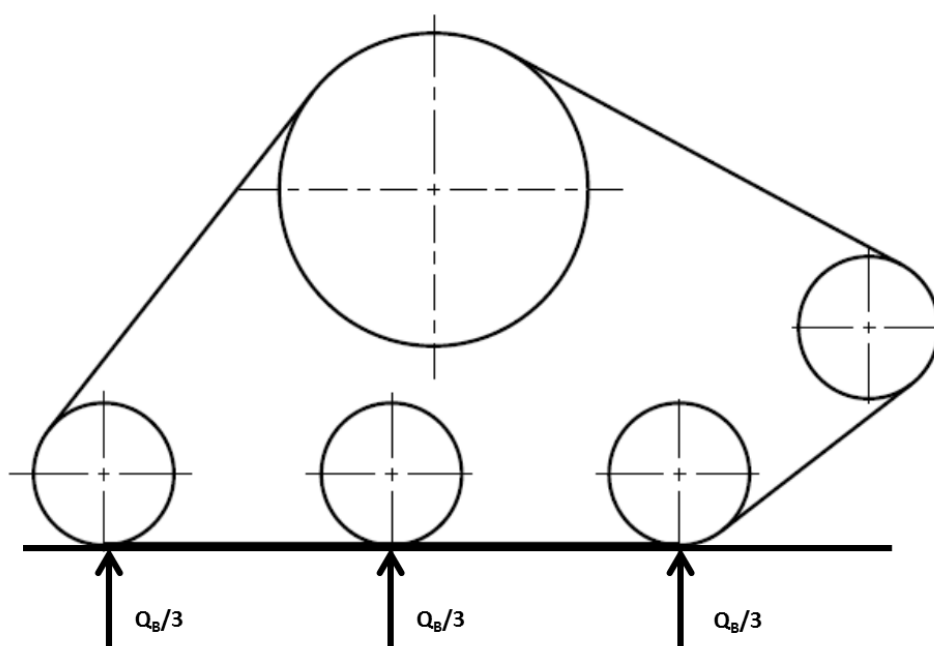
odpovídá 200 N, a přičteme váhu pásového ústrojí, přibližně 102 kg, čemuž odpovídá 1000 N. Na jedno kolo připadne síla  $Q_B = 7\,654\text{ N}$ , viz vzorec (5.5.2-1).

$Q_B = \frac{\text{nápravový tlak}}{2} - K' + P' = \frac{13\,707}{2} - 200 + 1000 = 7\,654\text{ N}$	(5.5.2-1)
--	-----------

kde:  $Q_B$  ..... nápravový tlak na jedno kolo [N]

$K'$  ..... váha kola [N]

$P'$  ..... váha pásového ústrojí [N]



Obr. 26 – Zatížení nosných kol

Pokud zanedbáme síly v samotném pásu a částečně spojitě zatížení mezi pásem a vozovkou, uvažujme zjednodušeně pro běžnou jízdu schéma rozložení zatížení, viz Obr. 26. Pro náš výpočet budeme uvažovat, že je možné za jistých podmínek, zatížení pouze jedné



dvojice nosných kol celou silou  $Q_B$ . Potom bude platit zatížení jednoho nosného kola podle vzorce (5.5.2-2).

$$N_1 = \frac{Q_B}{2} = \frac{7\,654}{2} = 3\,827\,N$$

(5.5.2-2)

kde:  $N_1$  ..... síla zatěžující jedno nosné kolo [N]

$Q_B$  ..... nápravový tlak na jedno kolo [N]

Výrobou takovýchto kol se zabývá celá řada firem ve světě i v České republice. Osloveni byli například Valve Control, s.r.o., Emporo, s.r.o., Manutan, s.r.o., Blickle, a.s. Podrobnější komunikace nastala s firmou Valve Control, s.r.o. Firma deklaruje udávanou nosnost při zkušebních podmínkách dle ČSN EN definující rychlost pohybu. V tomto smyslu uvažuje rychlostní limit 4 km/hod pro všechny typy nabízených kol. V katalogu přesto nalezneme kola do 6, 16 a 25 km/hod. Po konzultaci zaslala firma nabídku superelastických kol do rychlosti 25 km/hod. Výřez z nabídky viz Obr. 27.

Pol. Název zboží Kód zboží Poznámka	Netto bez DPH/ks	Množství
<b>10 Superelastická pojezdová kola</b> <b>92K304e-60-25</b> * do 25km/h		
	průměr kola 304 mm, šířka obruče 99 mm ocelový složený disk kola 2.50C-4 s kuličkovými ložisky 6005 2RS a superelastickou obručí 4.00-4 s dezénem šířka náboje 60 mm, vnitřní průměr 25 mm nosnost při 25 km/h 535 kg u zatížených kol, 412 kg u říditelných kol	
<b>20 Superelastická poj. kola</b> <b>92K403e-100-30.2</b> * do 25km/h		
	průměr kola 403 mm, šířka obruče 106 mm ocelový složený disk 3.00D-8, zinkovaný, se 4 kuličkovými ložisky 6006 2RS a superelastickou pryžovou obručí 4.00-8 s dezénem šířka náboje 100 mm, vnitřní průměr 30 mm nosnost při 6 km/h 950 kg nosnost při 10 km/h 860 kg nosnost při 25 km/h 730 kg VZ vozíky: nosnost při 25 km/h 950 kg u zatížených kol, 730 kg u říditelných kol	

Obr. 27 – Superelastická kola

Další podrobná komunikace nastala s firmou Blickle, a.s. Firma upravuje výpočet požadované nosnosti, viz vzorec (5.5.2-3). Bezpečnostní faktor  $S=3$  zvolíme z následujících možností.

1. Ruční přeprava ve vnitřním prostoru (výška překážek  $< 5\%$  průměru kola):  
Bezpečnostní faktor: 1,0 až 1,5  
Ruční přeprava ve venkovním prostoru (výška překážek  $> 5\%$  průměru kola):  
Bezpečnostní faktor: 1,5 až 2,2
2. Motorově poháněná přeprava ve vnitřním prostoru (výška překážek  $< 5\%$  průměru kola):  
Bezpečnostní faktor: 1,4 až 2,0
3. Motorově poháněná přeprava ve venkovním prostoru: Bezpečnostní faktor: 2,0 až 3,0 [19]

Dále je doporučeno navýšit požadovanou nosnost o 25%, pokud je kolo vystaveno delší dobu statickému zatížení, viz vzorec (5.5.2-5). Naše požadovaná nosnost tedy  $T_{25}=488$  kg.

$T = \frac{E + Z}{n} \cdot S = \frac{780,2}{6} \cdot 3 = 390 \text{ kg}$	(5.5.2-3)
$E + Z = \frac{Q_B}{g}$	(5.5.2-4)
$T_{25} = T \cdot 1,25 = 488 \text{ kg}$	(5.5.2-5)

- kde: T ..... požadovaná nosnost kola [kg]  
E ..... vlastní hmotnost transportního zařízení [kg]  
Z ..... maximální hmotnost nákladu [kg]  
n ..... počet nosných kol nebo kladek  
S ..... bezpečnostní faktor  
g ..... tíhové zrychlení [m/s<sup>2</sup>]  
T<sub>25</sub> ..... požadovaná navýšená nosnost kola [m/s<sup>2</sup>]

Nosnost kol a kladek pro transportní přístroje se testuje při 4 km/h podle DIN EN 12532 popř. při vyšších rychlostech podle DIN EN 12533 na rotující kotoučové zkušební stoličce.

Nejdůležitější zkušební atributy podle DIN EN 12533:


1. Rychlost: 6 km/h, 10 km/h, 16 km/h, 25 km/h (norma: max. 16 km/h)
2. Teplota: od +15° C do +28° C
3. Tvrdá vodorovná pojezdová plocha s překážkami následující výšky: 5% průměru kola pro kola s měkkým běhounem (tvrdost < 90° Shore A) 2,5% průměru kola pro kola s tvrdým běhounem (tvrdost ≥ 90° Shore A)
4. Testovací doba: potřebný počet přejezdů překážky odpovídá pětkrát průměru kola (v mm)
5. Přestávka: max. 1 minuta po každých 3 minutách jízdy. [18]

Firma tedy deklaruje funkčnost i při vyšších rychlostech, avšak se stoupající rychlostí lineárně klesá nosnost. Po odborné interní konzultaci přímo s výrobou v Německu firma zaslala nabídku čtyř druhů kol:

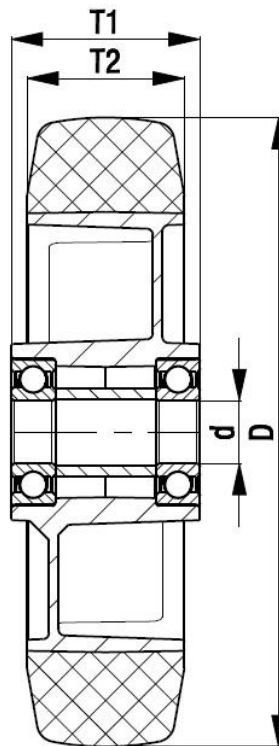
1. Kola a kladky pro vysoké zatížení s běhounem z nalitého polyuretanu Blicke Besthane®
2. Kola a kladky s pneumatikami a duší
3. Kola a kladky pro vysoké zatížení s běhounem z nalitého polyuretanu Blicke Besthane® Soft
4. Kola a kladky pro vysoké zatížení se super-elastickými celogumovými obručemi.

Dále přislíbila budoucí spolupráci s vývojem nestandardního provedení, tedy individuálním řešením podle našich potřeb.

Jako nejvhodnější bylo vybráno bezúdržbové kolo pro vysoké zatížení s běhounem z nalitého polyuretanu Blicke Besthane® Soft s maximální rychlostí do 40 km/hod. Označení kola ALBS 200/20K. Parametry kola, viz Tab. 28.

						
<b>kola</b>	Ø kola	šířka kola	nosnost	druh ložiska	Ø otvoru pro osu	délka náboje
	(D) [mm]	(T2) [mm]	[kg]		(d) [mm]	(T1) [mm]
<b>ALBS 200/20K</b>	200	50	700	kuličkové	20	60

Tab. 28 – Parametry nosného kola [19]



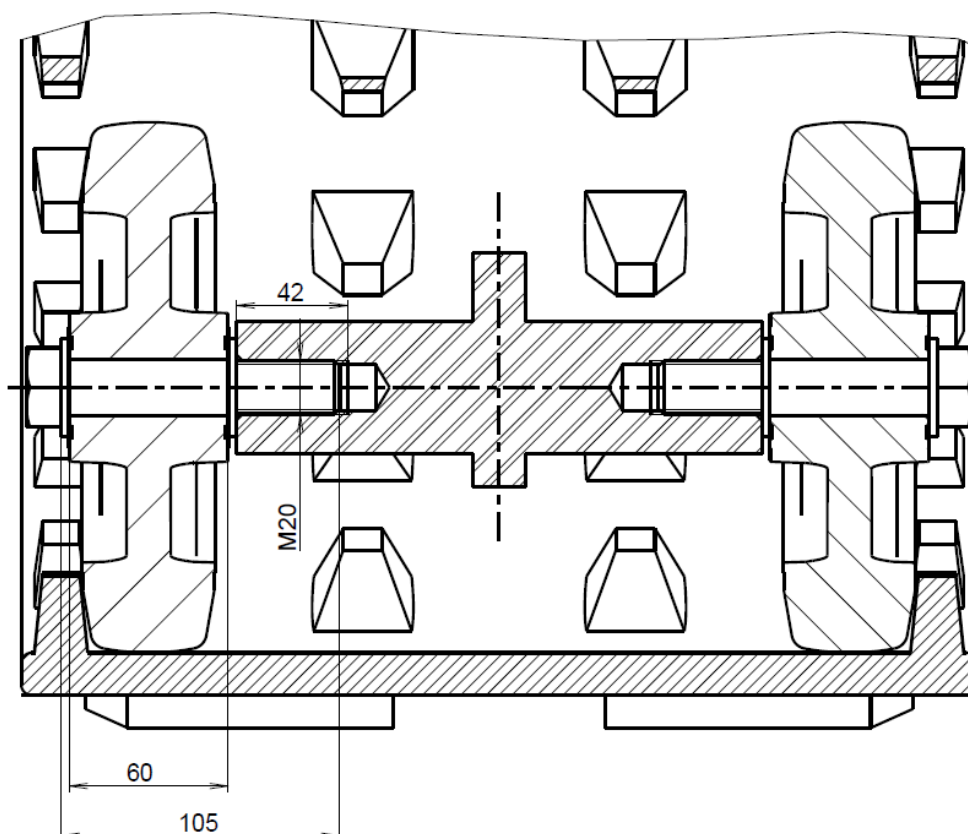
Obr. 29 – Schéma nosného kola [19]

Blickle Besthane® Soft je reakčně nality polyuretanový elastomer na bázi polyetherpolyolu, diisokyanátu a diolu. Je bezstopý, velmi odolný proti oděru, šetří jízdní povrch, nebarví kontaktní materiály, je elastický a odolný vůči mnoha agresivním médiím a UV záření. Kromě toho se vyznačuje vysokým komfortem jízdy, velmi nepatrnou deformací, nízkým valivým odporem, pouze nepatrným zahříváním při dynamické zátěži, odolností vůči hydrolyze a hodí se obzvláště pro vyšší rychlosti. Barva: modrá. Blickle Besthane® Soft lze použít při teplotách od  $-30^{\circ}\text{C}$  do  $+70^{\circ}\text{C}$ , krátkodobě do  $+90^{\circ}\text{C}$ . Při teplotách okolí pod  $-25^{\circ}\text{C}$  se zvyšuje tuhost běhounu. Tvrdost:  $75^{\circ}+5^{\circ}\text{Shore A}$ .

Dále je běhoun kola, vyjma pro nás nezajímavých látek, odolný vůči ropným produktům, posypové soli a vodě do teploty  $80^{\circ}\text{C}$ .

Disk kola je z tlakově litého hliníku. V disku jsou dvě vlisovaná kuličková ložiska s dlouhodobě působícím mazivem.

Nosná kola jsou v těle pásového ústrojí uložena pomocí lícovaných šroubů, viz Obr. 30. [19]

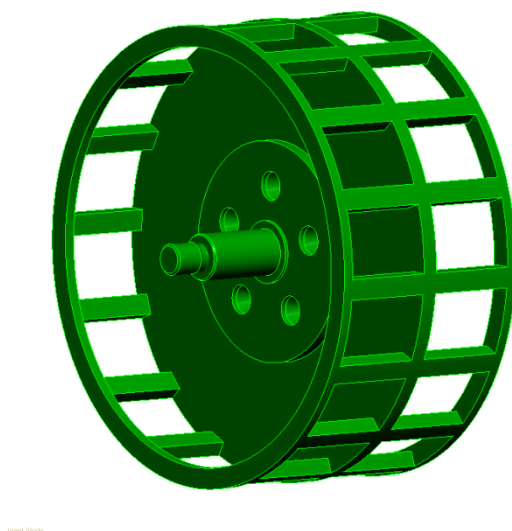


Obr. 30 – Uložení nosných kol

## 5.6. Návrh komponent

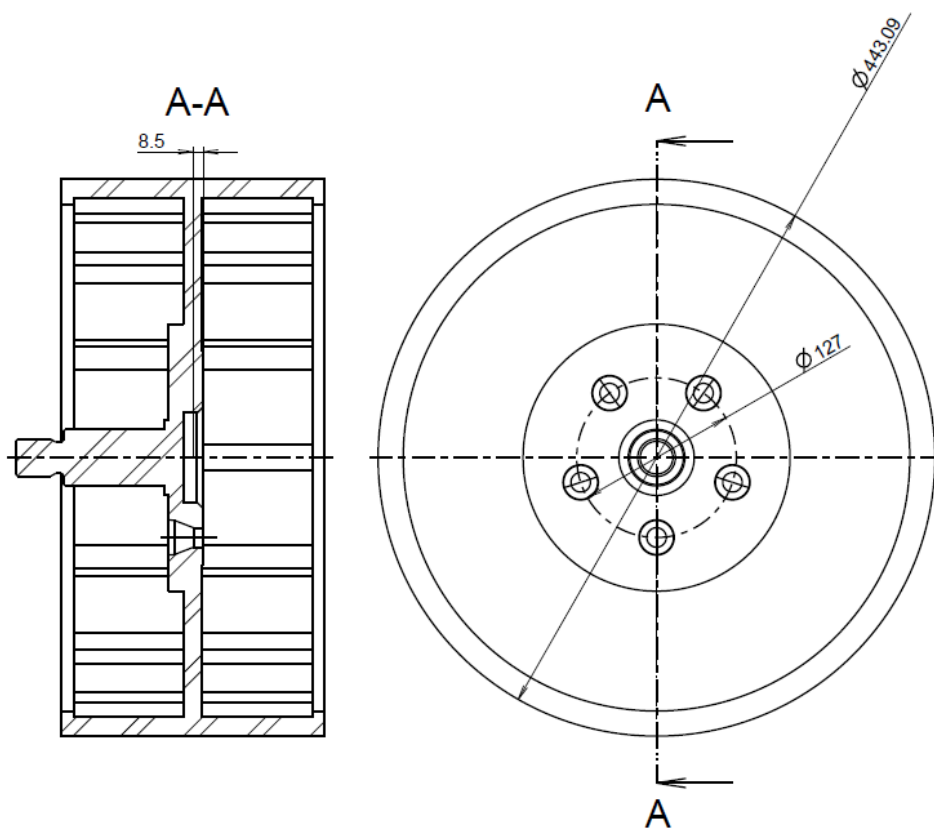
### 5.6.1. Hnací kolo

Hnací kolo přenáší hnací moment na pás. Zároveň jsou pomocí hnacího kola přenášeny síly mezi vozidlem a vozovkou, respektive mezi tělem pásového ústrojí a šrouby náboje kola. Jedná se o svařenec z materiálu EN AW 7075 [AlZn5,5MgCu]. Použitý pás má rozteč článků 87 mm. Po obvodu hnacího kola je tedy rozmístěno 16 děr odpovídajících této rozteči. Přesný obvod hnacího kola je 1 392 mm, viz Obr. 31.



Obr. 31 – Hnací kolo

V kole je umístěno pět děr pro kolové matice na roztečné kružnici o průměru 127 mm. Hnací kolo má rovinu opření a rovinu symetrie, neboli negativní offset, vzdálenou 8,5 mm. Kvůli zástavbovým možnostem nebylo možné dosáhnout pozitivního offsetu. Tento pozitivní offset by zmenšil namáhání kolových ložisek v náboji, ale zvětšil by namáhání ložisek v pásovém ústrojí. Výpočet ložisek v kapitole 6.2.



Obr. 32 – Hnací kolo

### 5.6.1. Ložiska

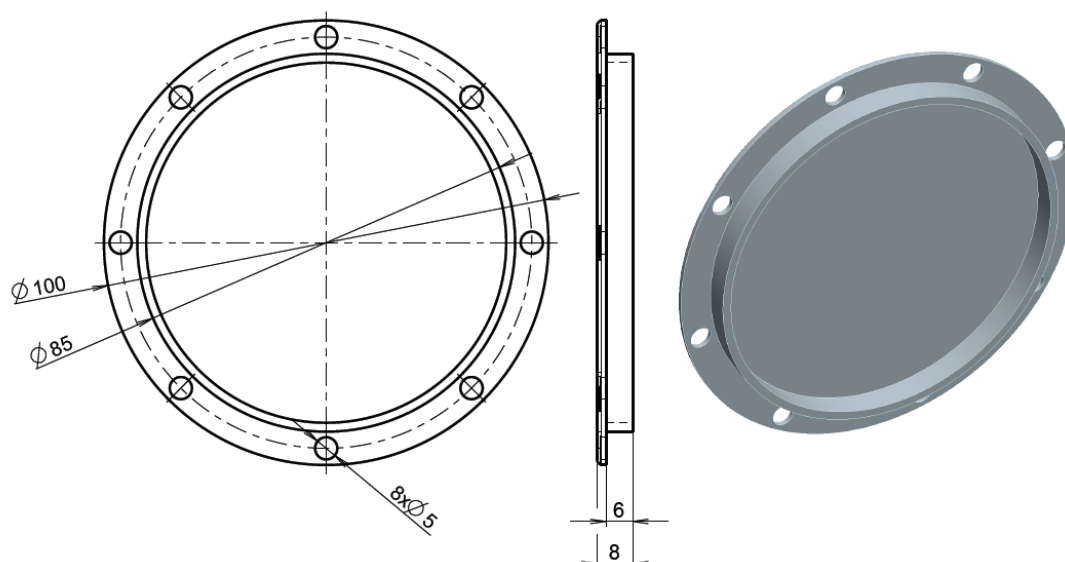
Hnací kolo musí být rotačně uloženo do těla pásového ústrojí. Proto zde byla navržena dvě kuželíková ložiska od firmy SKF. Tato ložiska jsou popsána v kapitole 4.2.7. Ložiska jsou vnějšími kroužky opřena o tělo pásového ústrojí. Vnitřními kroužky jsou nalisovány na náboj hnacího kola. V axiálním směru jsou ložiska zajištěna korunovou maticí M30x2 ČSN 02 1411, která je zajištěna závlačkou 6,3x50 ČSN EN ISO 1234. Axiální síla je přenášena přes podložku opěrnou desku.

Ložiska jsou od sebe vzdálena vnějšími kroužky 42,5 mm. Parametr z tabulek SKF,  $a=18$  mm. Pro náš výpočet, viz kapitola 4.2.7, uvažujeme vzdálenost působišť sil  $L=78,5$  mm.



### 5.6.2. Víko ložisek

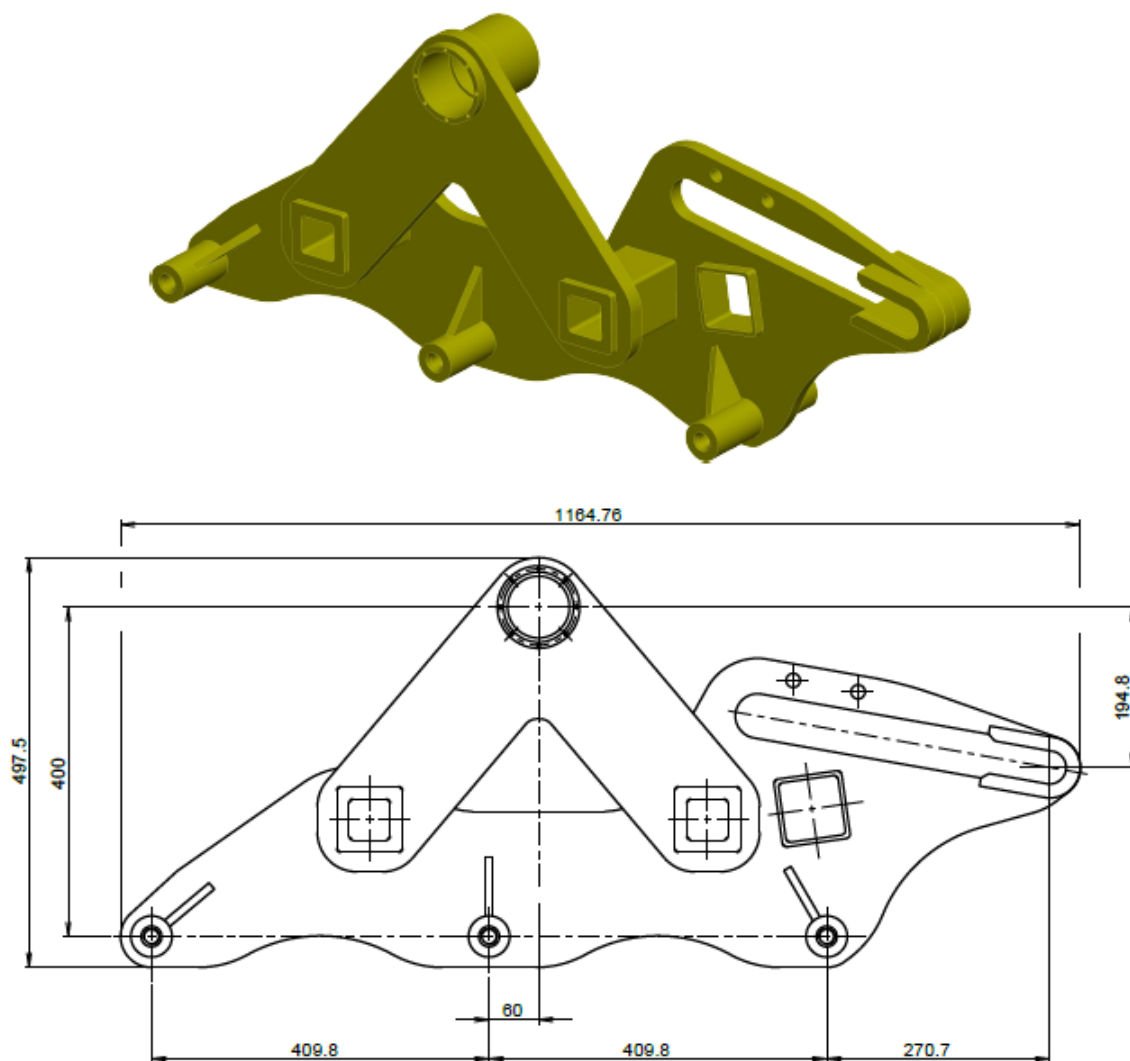
Jedná se o frézovaný a vrtaný díl z materiálu EN AW 7075 [AlZn5,5MgCu]. Slouží k ochraně ložisek. V těle pásového ústrojí je uchycen pomocí osmi šroubů s vnitřním šestihranem M4x10 ČSN EN ISO 4762, viz Obr. 33.



Obr. 33 – Víko ložisek

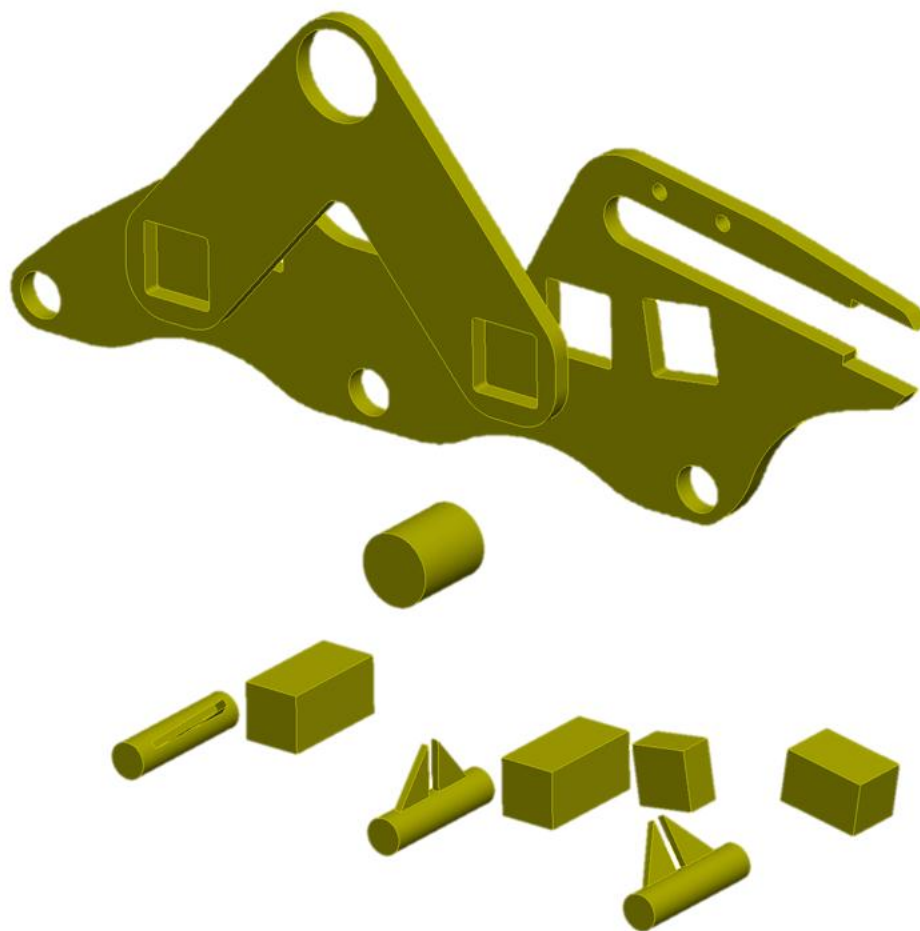
### 5.6.1. Tělo

Tělo plní funkci základního dílu celé sestavy. Spodní strana je osazena pevnými nosnými koly. Na přední straně je přimontováno napínací zařízení s dvojjící nosných kol. V horní části jsou uložena ložiska s hnacím kolem. Z boku jsou přidělena pomocná ramena. Základní rozměry viz Obr. 34.



Obr. 34 – Sestava těla

Tělo navrhne jako svařenec z materiálu EN AW 7075 [AlZn5,5MgCu], více o materiálu v kapitole 5.7. Hlavní části tvoří dva rovinné díly. Další části tvoří tyče kruhové a hranoly, viz Obr. 35. Hlavní rovinné díly jsou děleny vodním paprskem. Tyče kruhové a hranoly jsou dále opracovávány. Více viz Příloha č. 1.

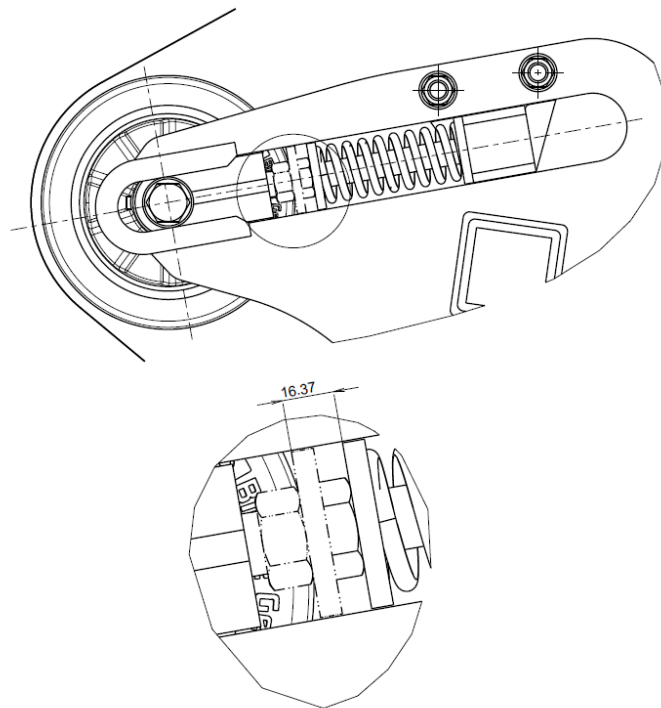


Obr. 35 – Tělo před svařením a obrobením

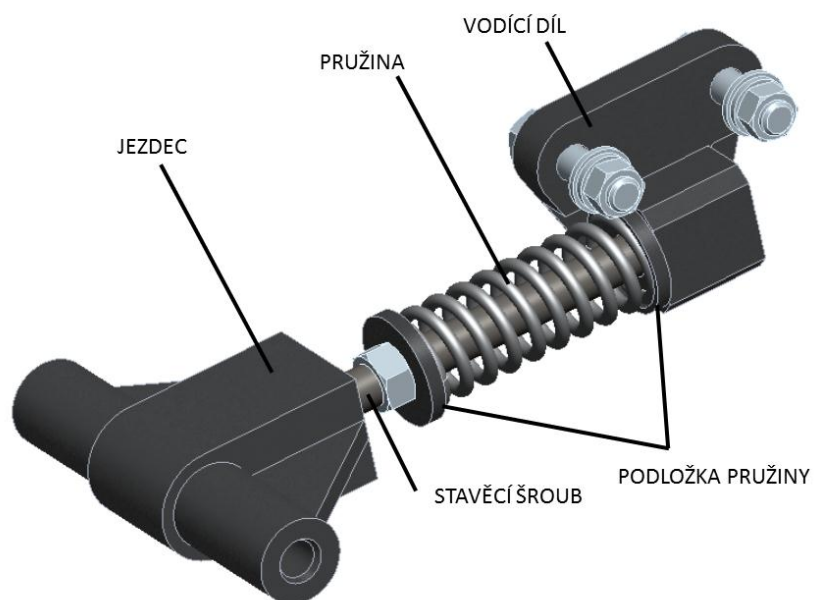
### 5.6.2. Napínací zařízení

Napínací zařízení je umístěno v přední části pásového ústrojí. Tvoří jej hlavně pohyblivý jezdec, stavěcí šroub, pružina a vodící díl, viz Obr. 37. Zařízení zajišťuje stálé napnutí pásu silou 400 N. Tato síla vzniká při deformaci pružiny 16,37 mm, viz Obr. 36.

Po povolení matice na stavěcím šroubu o více než tuto hodnotu, bude síla od pružiny nulová, tudíž budou přední nosná kola bez zatížení a bude možná jejich demontáž a následná demontáž pásu.



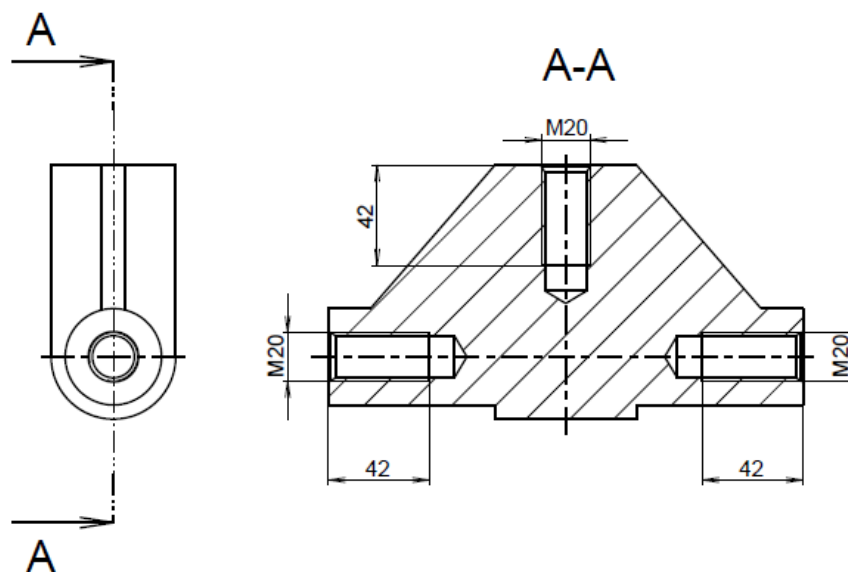
Obr. 36 – Pohyb utahovacího elementu



Obr. 37 – Napínací zařízení

### **Jezdec**

Pohyblivý jezdec je obrobek z materiálu EN AW 7075 [AlZn5,5MgCu]. V těle pásového ústrojí je uložen kluzně v ližinách. Po obou stranách má díry se závitem M20 pro upevnění vodících kol. Na čele je umístěn otvor se závitem M20 pro upevnění stavěcího šroubu. Je opatřen žebry pro lepší přenos síly od pásu, viz Obr. 38



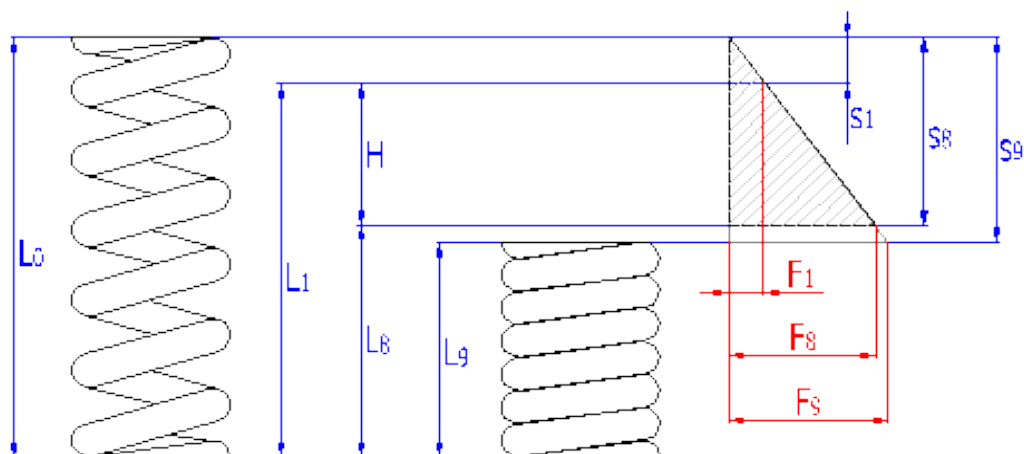
Obr. 38 – Jezdec

### **Stavěcí šroub**

Jedná se o obrobek z oceli. Stavěcí šroub má po celé délce závit M20. Pomocí něho je umístěn v pohyblivém jezdcí. Tam ho pojišťuje matice M20 ČSN 02 1402 proti povolení.

### **Pružina**

Pružina je umístěna kolem stavěcího šroubu a centrují ji dvě podložky. Cílem je, aby pružina neustále napínala pás silou  $F_1=400$  N. Požadovaná volná délka maximálně  $L_{0min}=140$  mm, aby bylo možné v daném konstrukčním návrhu povolit pás. Dalším požadavkem je, aby na sebe závity pružiny nedosedly dříve, než se vodící kolo dostane do krajní pozice, tedy chod pružení minimálně  $H_{min}=45$  mm. Schéma s principem pružiny, viz Obr. 39.



Obr. 39 – Pružina [18]

Jako vhodná byla vybrána tlačná pružina výrobce Sodemann typ A číslo 24150. Kompletní produktový list, viz Příloha č. 2. Pružina má volnou délku  $L_0=135$  mm a tuhost  $R=24,43$  N/mm. Pro vyvinutí požadované síly stlačíme pružinu, viz vzorec (5.6.2-1). Délka stlačené pružiny  $L_1$  (5.6.2-2). Dosednutí závitů pružiny nastane při délce  $L_9=71,8$  mm. Chod pružiny, který je k dispozici (5.6.2-3).

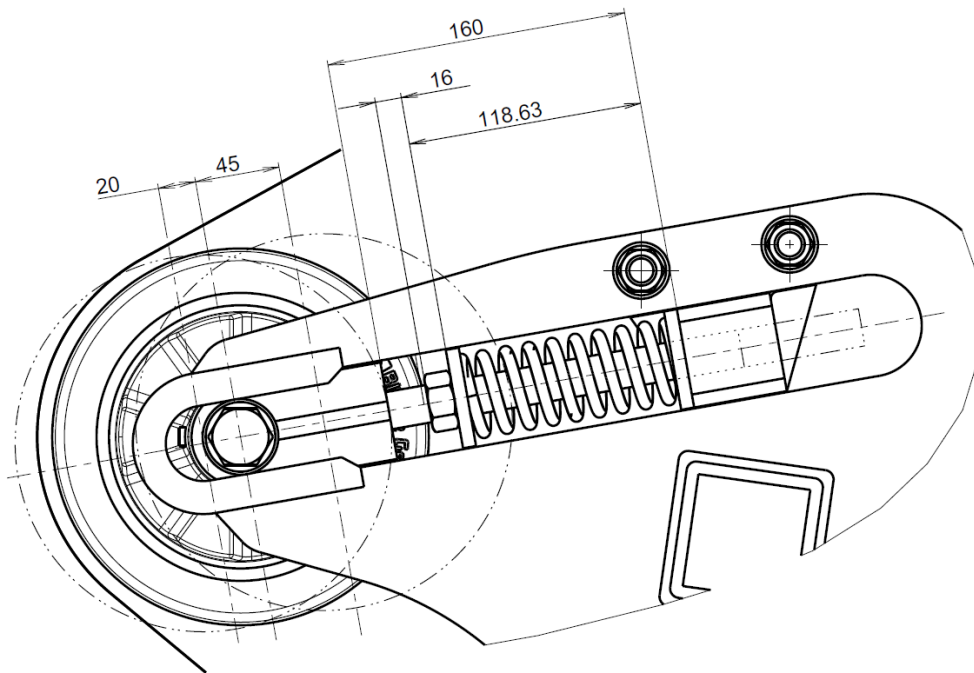
$S_1 = \frac{F_1}{R} = \frac{400}{24,43} = 16,37 \text{ mm}'$	(5.6.2-1)
$L_1 = L_0 - S_1 = 135 - 16,37 = 118,63 \text{ mm}$	(5.6.2-2)
$CH = L_1 - L_9 = 118,63 - 71,8 = 46,83 \text{ mm}$	(5.6.2-3)

- kde:  $S_1$  ..... stlačení pružiny [mm]  
 $F_1$  ..... síla vyvolaná pružinou [N]  
 $R$  ..... tuhost [N/mm]  
 $L_1$  ..... délka pružiny [mm]  
 $L_0$  ..... volná délka pružiny [mm]

CH ..... chod pružiny [mm]

L<sub>9</sub> ..... volná délka pružiny [mm]

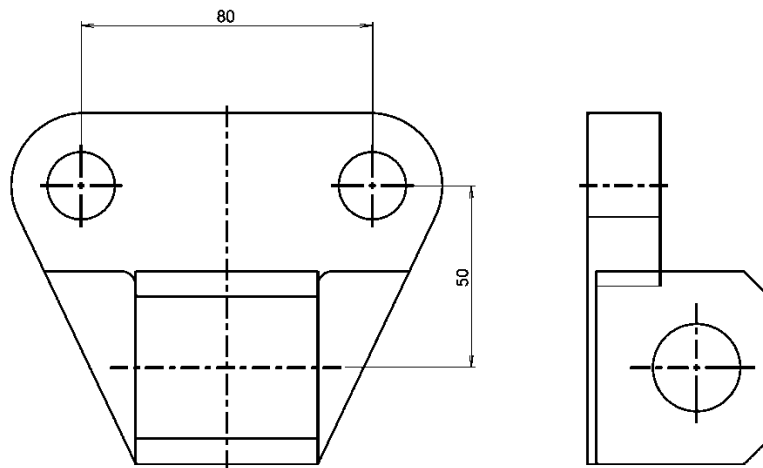
Napínací zařízení má při jmenovité délce pásu k dispozici 20 mm na jednu stranu a 45 mm na druhou stranu, viz Obr. 40, k dosednutí pružiny tedy nedojde.



Obr. 40 – Napínací zařízení

### **Vodící díl**

Vodící díl je obrobek z materiálu EN AW 7075 [AlZn5,5MgCu]. V těle pásového ústrojí je uložen pomocí dvou šroubů M16x65 ČSN EN 24017 s maticemi M16 ČSN 02 1402. Tyto matice jsou pojištěny proti povolení pružnými podložkami 16 ČSN 02 1740.



Obr. 41 – Vodící díl

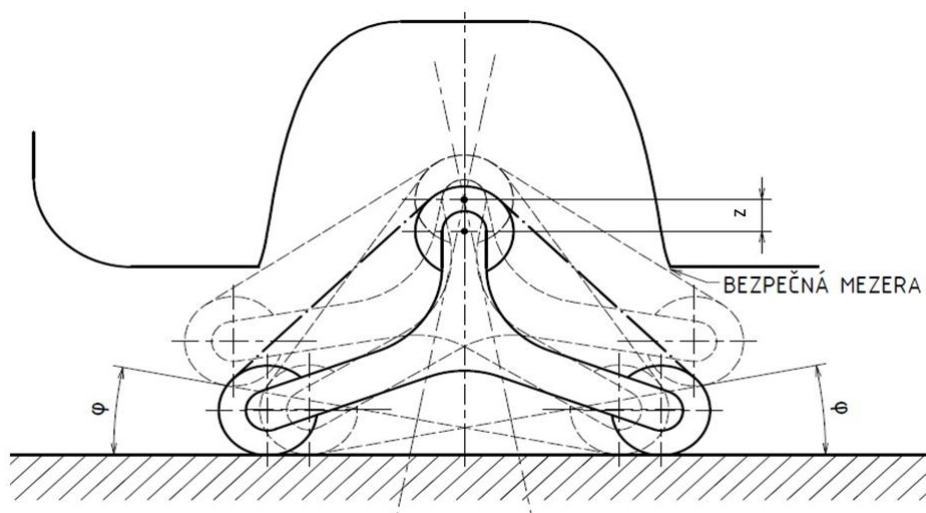
### 5.6.3. Pomocná ramena

#### *Popis situace*

Pomocná ramena slouží k omezení pohybu pásového ústrojí kolem osy náboje. Tento pohyb připouštíme jen v určitých mezích, viz Obr. 42, aby nedošlo ke kontaktu pásového ústrojí s karoserií, a také kvůli celkové funkčnosti zařízení. Pohyb nastává hlavně při jízdě přes nerovnosti. Může však vzniknout i při jízdě po rovině a to například v případě prudkého brždění [5].

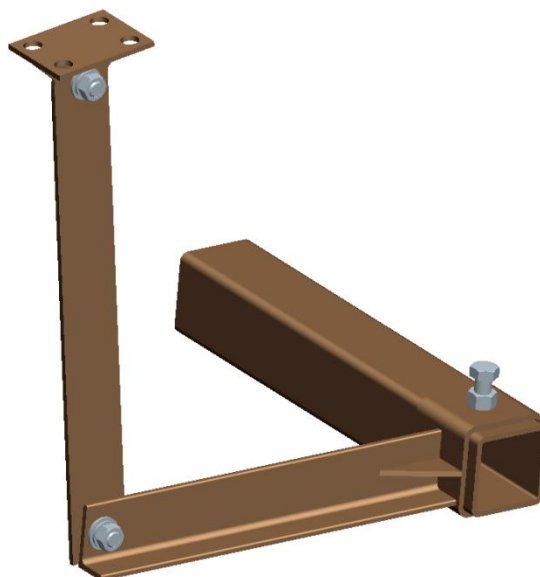
Byl zvolen systém pák, kdy je spojení s tělem pásového ústrojí realizováno pomocí dvou čtvercových profilů vložených do sebe. Kvůli tlumení rázů je spojení doplněno pryžovou vložkou.



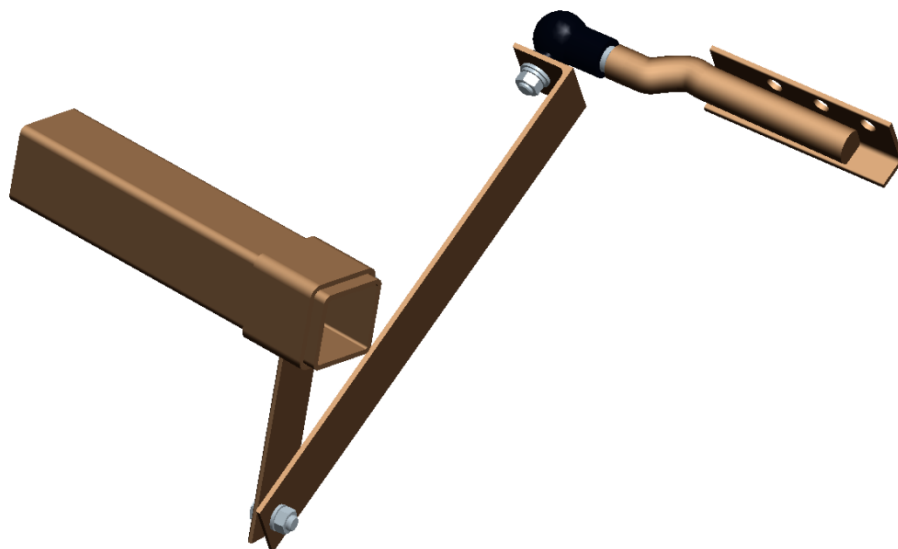


Obr. 42 – Naklopení pásového ústrojí [5]

Náhledy sestav pomocných ramen, viz Obr. 43 a Obr. 44.



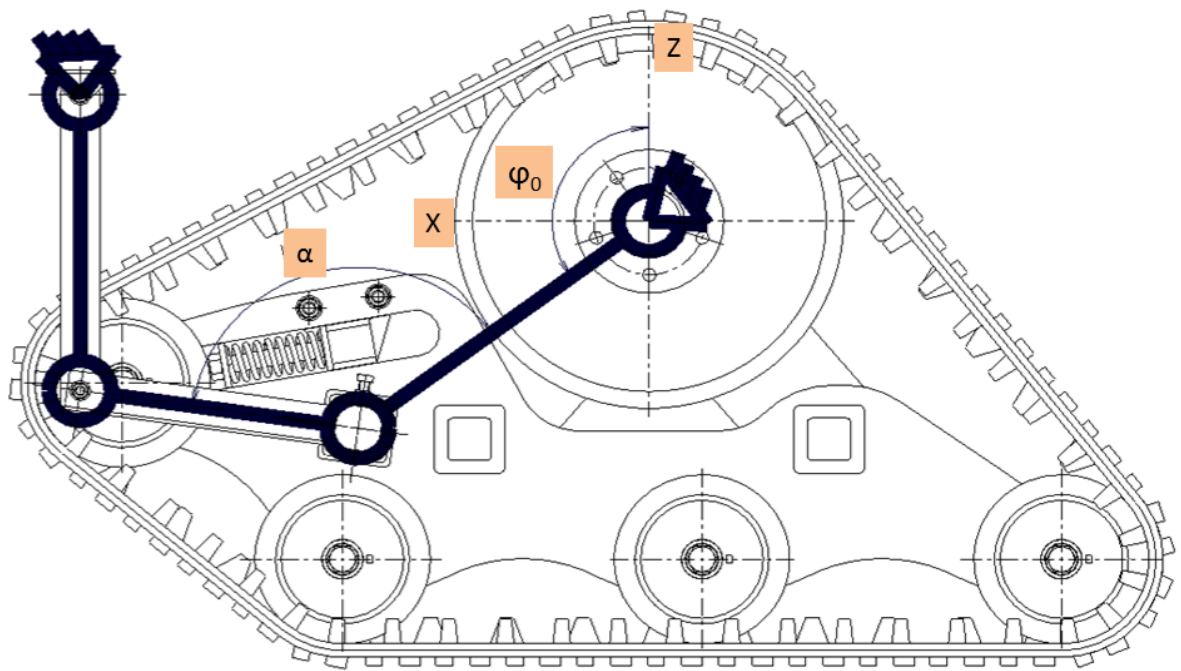
Obr. 43 – Zadní pomocná ramena



Obr. 44 – Přední pomocná ramena

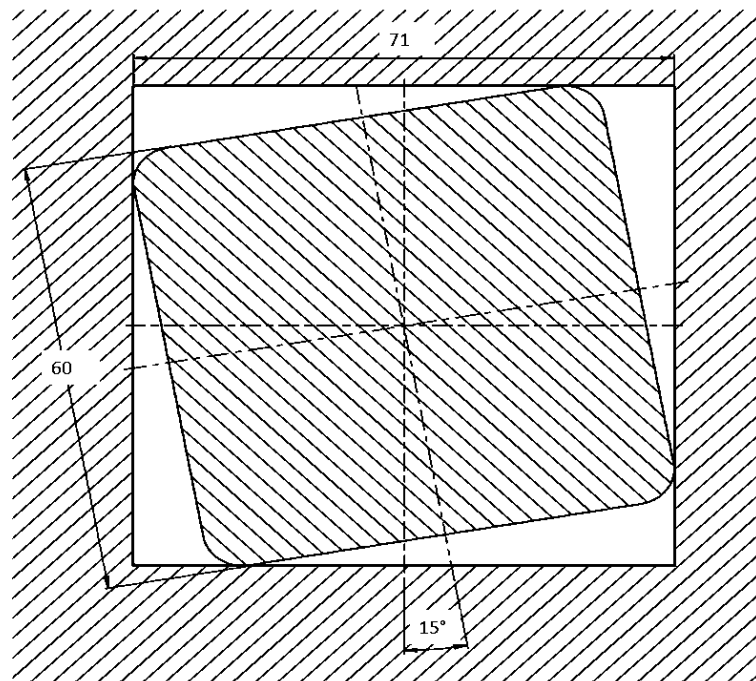
### ***Zadní náprava***

Dle naměřených bodů podvozku určíme úhel  $\varphi=10^\circ$  na obě strany od střední polohy. Pomocí geometrického modelu v programu Creo-Elements/Pro sestavíme kinematické schéma, viz Obr. 45. Pro požadovaný úhel  $\alpha$  následuje návrh uložení, viz Obr. 46.



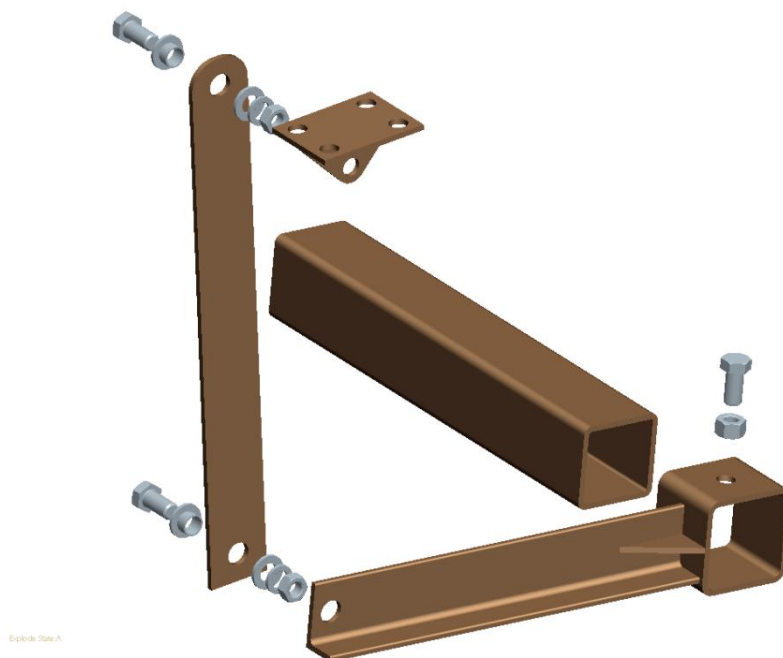
REP : Master Rep  
 TYPE : ASSEM NAME : TELO SIZE : A3

Obr. 45 – Kinematické schéma zadní pomocná ramena



Obr. 46 – Návrh uložení pomocných ramen zadní nápravy

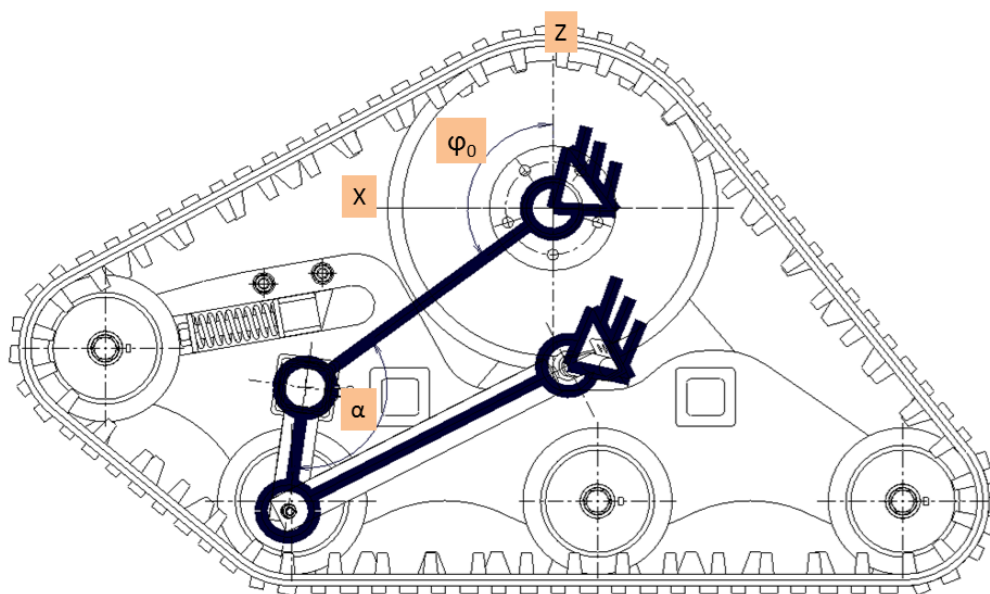
Pomocná ramena zadní nápravy se skládají ze čtyř základních částí, viz Obr. 47. V těle pásového ústrojí je nasazen čtvercový profil. Následuje svařenec ze dvou profilů, který je axiálně pojištěn pomocí navařené matice M12 ČSN EN ISO 4032 a šroubu M12x25 ČSN EN 24017. Dále je umístěn plát a samotný úchyt na karoserii. Spojeny jsou za pomoci šroubů M12x25 ČSN EN 24017, matic M12 ČSN 02 1402, podložek 13 ČSN 02 1702, pružných podložek 12 ČSN 02 1741 a distančních trubek. Samotný úchyt je přišroubován ke karoserii pomocí čtyř šroubů M12x30 ČSN EN 24017.



Obr. 47 – Zadní pomocná ramena

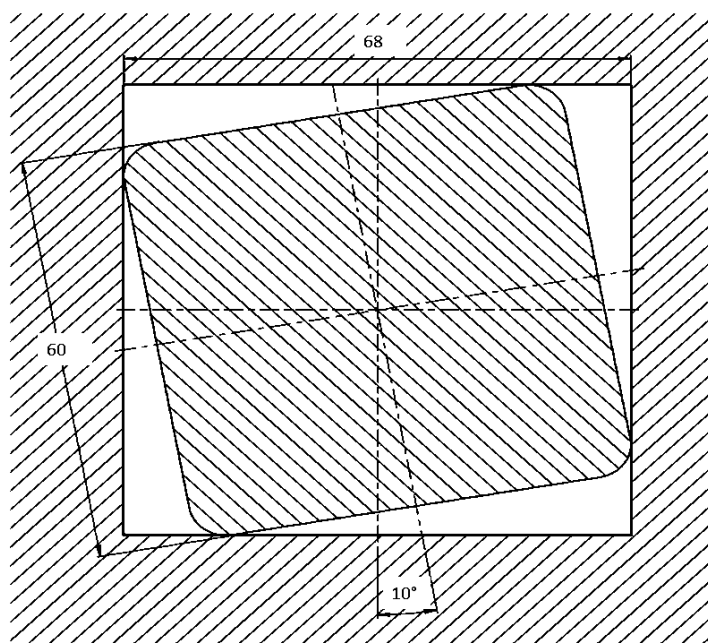
### ***Přední náprava***

Dle naměřených bodů podvozku opět určíme úhel  $\varphi=10^\circ$  na obě strany od střední polohy. Nyní podle geometrického modelu v programu Creo-Elements/Pro sestavíme kinematické schéma, viz Obr. 48. Pro požadovaný úhel  $\alpha$  následuje návrh uložení, viz Obr. 49.



REP: Master Rep  
 USSEM NAME: TELO SIZE: A3

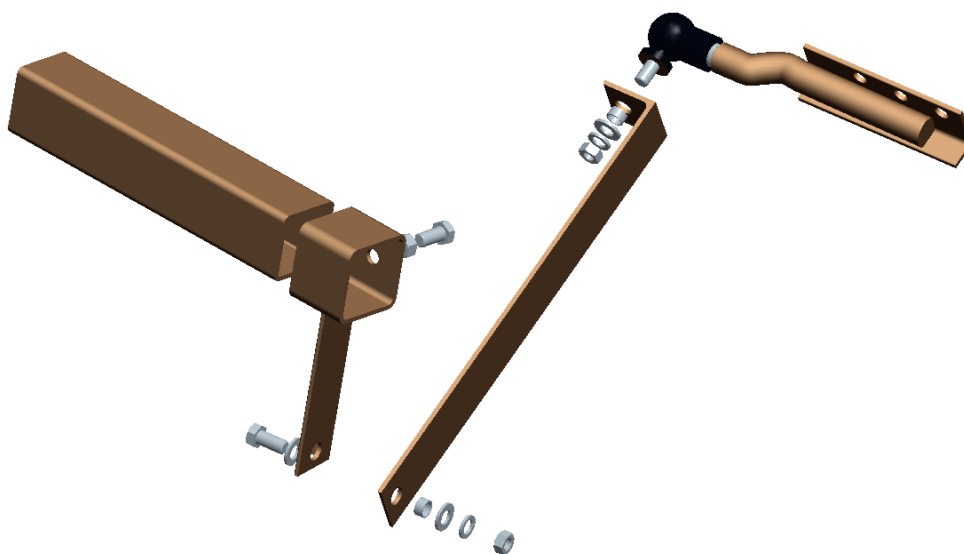
Obr. 48 – Kinematické schéma přední pomocná ramena



Obr. 49 – Návrh uložení pomocných ramen přední nápravy

Pomocná ramena přední nápravy se skládají z pěti základních částí, viz Obr. 50. V těle pásového ústrojí je nasazen čtvercový profil. Následuje svařenec ze dvou profilů, který je

axiálně pojištěn pomocí navařené matice M12 ČSN EN ISO 4032 a šroubu M12x25 ČSN EN 24017. Dále profil, který je spojen s kulovým čepem za pomoci šroubů M12x25 ČSN EN 24017, matic M12 ČSN 02 1402, podložek 13 ČSN 02 1702, pružných podložek 12 ČSN 02 1741 a distančních trubek. Pro správnou funkci pomocných ramen přední nápravy musíme zaručit sférickou vazbu v ose rejdového čepu. Zvolili jsme místo co nejbližší pod spodním rejdovým čepem. Pro nedostatek prostoru kuchycení kolem čepu vkládáme svařenec z profilu a tvarované ocelové tyče. Ten je přišroubován k plochému kusu svařence nápravy v místech uchycení spodního podélného ramene třemi šrouby M12x30 ČSN EN 24017.



Obr. 50 – Přední pomocná ramena

### 5.7. Použité materiály

Jako základní materiál pro pásové ústrojí byla zvolena slitina hliníku EN AW 7075 [AlZn5,5MgCu]. Stav slitiny T6, tedy stav po rozpouštěcím žíhání s následným umělým stárnutím. Vyniká velmi dobrou obrobiteľnosť, má veľmi tvrdý povrch a dobrou leštiteľnosť. Používa sa pre strojní součásti se zvýšeným namáháním. Podrobné informace v technickém listu materiálu, viz Příloha č. 3.

## 6. Výpočetní kontrola základních uzlů konstrukce

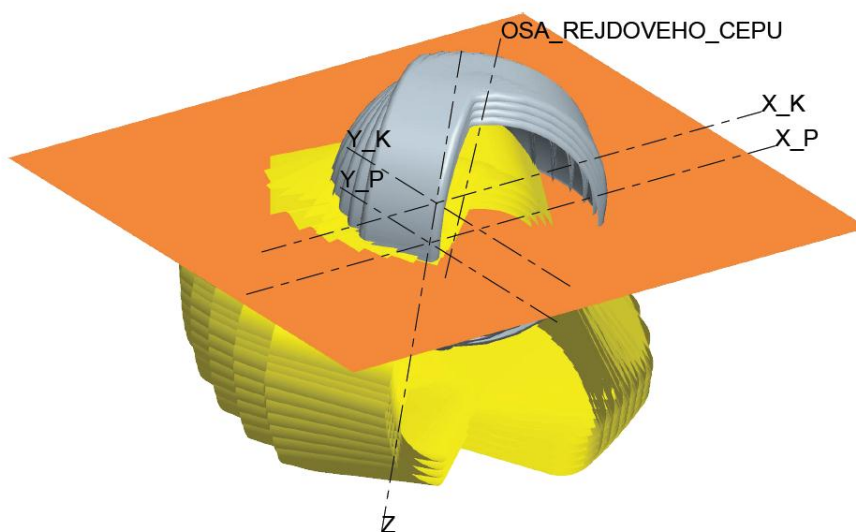
### 6.1. Kontrola obestavěného prostoru

Pro celkovou teoretickou kontrolu obestavěného prostoru pásového ústrojí bychom potřebovali ideálně 3D scan obrazu podvozkových částí v okolí pásového ústrojí. Tato data ovšem nemáme k dispozici, použijeme tedy pro kontrolu zjednodušené vstupní parametry.

Pásové ústrojí si představme v základní pozici. V této pozici budeme předpokládat, že pásové ústrojí bude svými rozměry přesahovat běžné kolo hlavně v přední části, kde má vyvýšená nosná kola.

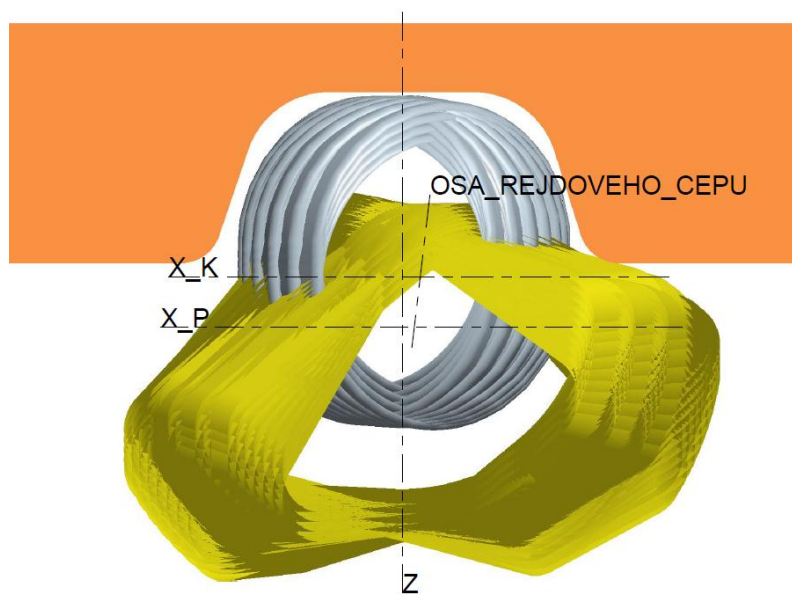
Nyní si představme pásové ústrojí jako jeden celek bez možnosti protáčení pásu. Karoserii si představme jako tuhý nehybný celek, ve kterém je uloženo pásové ústrojí. Toto ústrojí má tři stupně volnosti. První stupeň volnosti je kolem osy rejdových čepů pro zatáčení, v rozsahu  $32,5^\circ$ . Podle Ackermannovy podmínky  $15^\circ$  do vnější zatáčky a  $17,4^\circ$  do vnitřní zatáčky. Tento rozsah zajišťují dorazy na těhlici a nápravě. Dalším stupněm volnosti je vertikální pohyb pérování do karoserie a z karoserie při stlačení a odlehčení pružin. Zjednodušeně si lze představit, že se ústrojí pohybuje po přímce, která je kolmá k podložce, tedy k rovině XY. Maximální pohyb do karoserie určují pryžové dorazy mezi nápravou a karosérií. Posledním stupněm volnosti, který budeme uvažovat, je otáčení celého ústrojí kolem osy náboje. Tento pohyb je omezen pomocnými rameny na  $10^\circ$  do každé strany.

Ze zadaných podmínek vytvoříme obálky pohybu běžného kola a obálky pohybu pásového ústrojí. Tyto obálky porovnáme. Dále využijeme rovinu, která určuje přibližnou výšku podvozku v okolí kola. Pomocí naměřených bodů podvozku určíme přibližnou rovinu v tomto prostoru, viz Obr. 51. Běžné kolo i pásové ústrojí je zobrazeno ve zjednodušené podobě pouze z vnějších ploch bez vnitřních částí. Obálka tvořena pohybem pásového ústrojí je znázorněna žlutou barvou, obálka tvořena pohybem běžného kola je znázorněna barvou šedou, přibližná rovina podvozku je vyobrazena oranžovou barvou.



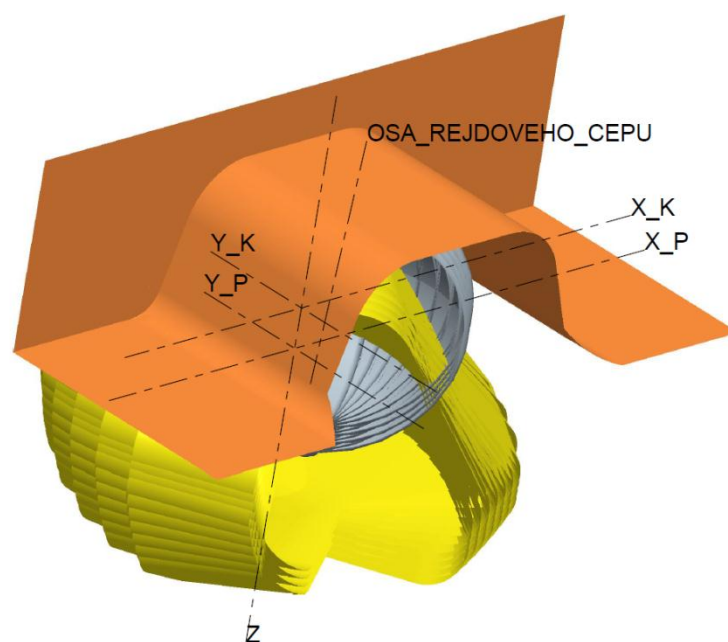
Obr. 51 – Porovnání obálek pohybu s rovinou podvozku

Z obrázku je patrné, že plocha pásového ústrojí přesahuje plochu podvozku. Musíme tedy plochu karoserie blíže určit, abychom mohli situaci lépe vyšetřit, viz Obr. 52 a Obr. 53. Dále je patrné, že se v přední části obálka pohybu pásového ústrojí přiblíží k ploše karoserie, avšak ji nepřesahuje.



Obr. 52 – Porovnání obálek pohybu s plochou karoserie 1





Obr. 53 – Porovnání obálek pohybu s plochou karoserie 2

Pro celkovou dodatečnou kontrolu prostoru kolem pásového ústrojí na konkrétním vozidle bychom posléze využili prototypové kusy, které by při testovacích jízdách v terénu ověřily potřebný prostor kolem pásového ústrojí.

Vozidlo má již podloženy vinuté pružiny a pryžové dorazy o 127 mm. V případě dodatečného zjištění problémů, ohledně prostoru kolem pásového ústrojí, lze použít jako řešení dodatečné další zvednutí vozidla pomocí větších podložek pod pružiny. K dispozici je standardně nabízený set pro zvýšení vozidla od 2" až do 6,5" tedy do 165 mm.

## 6.2. Ložiska

### 6.2.1. Úvod do problematiky ložisek

Samotná ložiska mohou být poškozena jednak jedním špičkovým zatížením, které způsobí jejich okamžitou destrukci, tak dlouhodobým zatížením, které bude v ložisku postupně kumulovat poškození, až dojde k jeho zničení. Pro celkový přehled situace ohledně ložisek při záměně kola za pásové ústrojí bylo zvoleno postupu, při kterém spočítáme dynamickou únosnost a následně statickou bezpečnost pro tři různé případy. Kolová ložiska, kterými je vozidlo vybaveno, budou zachována v současném stavu. Proto v první části vypočteme ložiska v náboji za současného stavu. Tedy ve výpočtech uvažujeme stávající

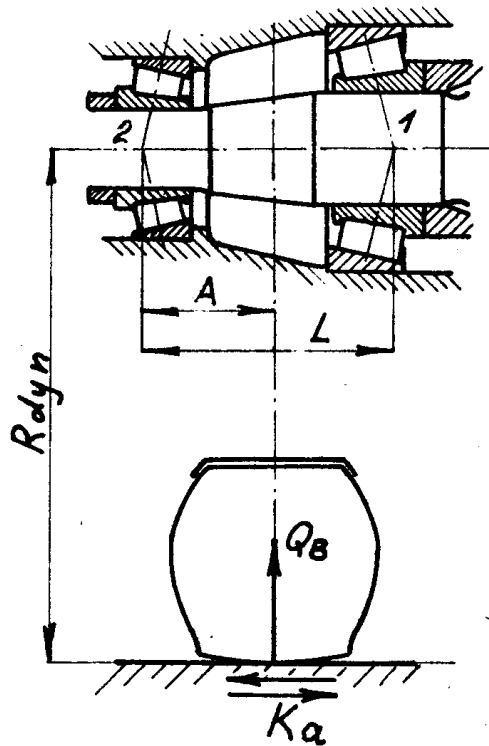
kolová ložiska a nasazená běžná kola, jako při běžném provozu. V druhé části vypočteme ložiska v náboji při nasazeném pásovém ústrojí. Vypočtené hodnoty použijeme k porovnání. Zjistíme tedy, jak moc se nám sníží životnost ložisek v náboji a jestli vůbec vydrží staticky, pokud provedeme výměnu kola za pásové ústrojí. Ve třetí části vypočteme dynamickou únosnost a následně statickou bezpečnost ložisek, která byla navržena do pásového ústrojí.

### **6.2.2. Dynamická životnost**

Pro výpočet dynamické únosnosti ložisek využijeme výpočet, který vychází z publikace Ústavu pro výzkum a vývoj motorových vozidel Z 54/71. V této publikaci jsou popsány tři různé metody výpočtu. SKF I, SKF II a FAG.

Pro náš případ volíme první z těchto metod, metodu SKF I. Některé veličiny ovlivňující tento výpočet, jako jsou například rychlost jízdy, stav vozovky, poloměr projížděné zatáčky, mají jen těžko definovatelné a proměnné hodnoty. Proto jsou ve výpočtu použity nahrazující součinitelé, které byly postupem času určeny zkušenostmi. Způsob výpočtu u této metody je zpravidla stejný pro hnané a hnací kolo. Naše vozidlo je vybaveno pohonem Quadra-Trac II™ s mezinápravovým diferenciálem NV247. Uvažujeme hnaná všechna čtyři kola vozidla. Dále v této metodě zanedbáváme sklon kola, valivé a třecí síly. Tento způsob výpočtu platí pro všechna uložení se dvěma ložisky. viz Obr. 54.

Začneme výpočtem prvního případu, kdy budeme počítat současná kolová ložiska v náboji při nasazených běžných kolech. Jedná se o dvojici kuželíkových ložisek 30209 J2/Q uložených “ Back-to-back“ zády k sobě. Více o ložiscích v kapitole 4.2.7.



Obr. 54 – Zatížení ložisek kola automobilu [2]

Budeme počítat s maximální přípustnou hmotností vozidla, abychom pokryli situace, kdy bude jezdit vozidlo po celou dobu životnosti ložisek plně zatížené. Maximální přípustná hmotnost vozidla je 2 495 kg, což odpovídá 24 476 N. Rozdělení zatížení přední a zadní nápravy činí 44% zatížení na zadní nápravu a 56% zatížení na přední nápravu. Dále budeme počítat přední, více zatíženou nápravu vozidla. Po rozpočítání nám vyjde zatížení přední nápravy nebo také nápravový tlak 13 707 N. Toto zatížení vydělíme dvěma, viz vzorec (6.2.2-1). Od nápravového tlaku na jedno kolo  $Q_B$  odečteme váhu kola, viz vzorec (6.2.2-3). Váhu kola s diskem uvažujeme 20,4 kg, čemuž se rovná přibližně 200 N. Vyjde nám síla zatěžující ložiska v jednom kole  $Q_R$ . Kromě tohoto zatížení jsou ložiska vozidla namáhána za jízdy ještě dalšími dynamickými silami. Proto zavádíme střední dynamický součinitel přídavných sil  $f_m$ .

$$Q_R = \frac{\text{nápravový tlak}}{2} - \text{váha kola} = Q_B - K'$$

(6.2.2-1)

$Q_B = \frac{\text{nápravový tlak}}{2} = \frac{13707}{2} = 6\,854\, N$	(6.2.2-2)
$QR = Q_B - K' = 6\,854 - 200 = 6\,654\, N$	(6.2.2-3)

kde: QR ..... síla zatěžující ložiska [N]

$Q_B$  ..... nápravový tlak na jedno kolo [N]

$K'$  ..... váha kola [N]

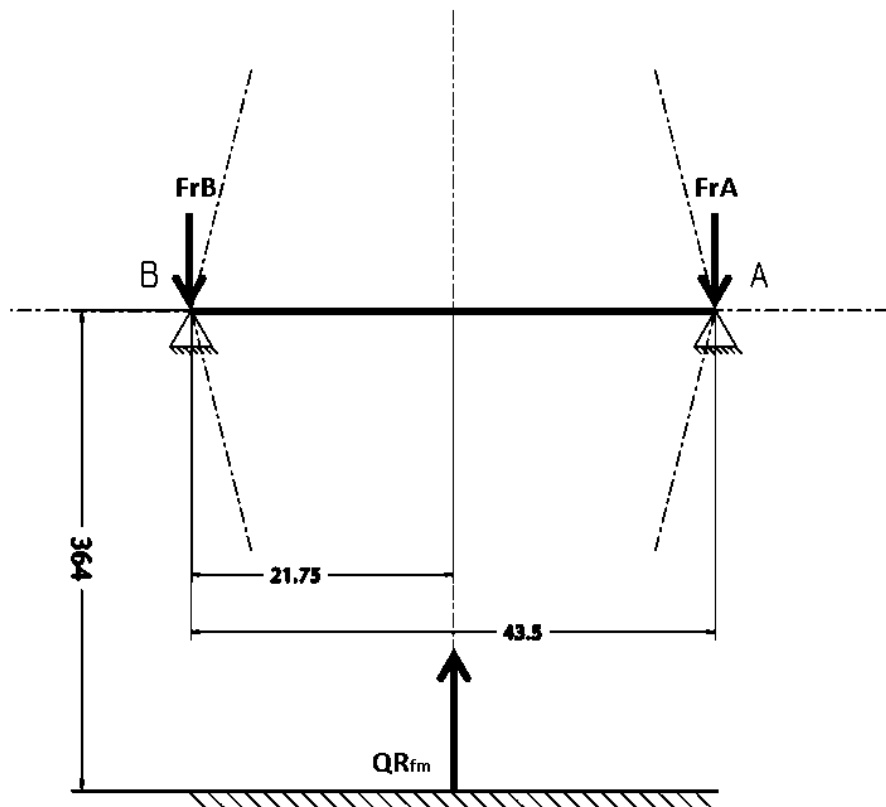
Celý výpočet se bude skládat ze tří jízdních režimů, kterým procentuálně přiřadíme dráhový podíl. Bude se jednat o

režim I – přímá jízda po rovině,

režim II – jízda pro vnější zatáčející kolo,

režim III – jízda pro vnitřní zatáčející kolo

Při režimu I na ložiska vozidla působí zatěžující síla, viz Obr. 55. Index A označuje vnitřní ložisko a index B označuje vnější ložisko. Podle tabulky určující středního dynamického součinitele, viz Tab. 56, dohledáme příslušnou hodnotu. Pro nás volíme terénní vozy s jednoduchými ráfky  $f_m=1,3$ . Podle vztahů (6.2.2-4) a (6.2.2-5) dopočítáme radiální síly působící na ložiska.



Obr. 55 – Zátěžné schéma pro jízdní režim I

Druh vozidla	$f_m$
Osobní a dodávkové automobily	1,17
návěsy s jednoduchými ráfky	1,20
návěsy se zdvojenými ráfky	1,23
autobusy a nákladní automobily	
jednoduché ráfky	1,20
dvojitě ráfky	1,23
terénní vozy s jednoduchými ráfky	1,30
terénní vozy s dvojitými ráfky	1,36
traktory a příslušné vlečné vozy	1,45

Tab. 56 – Součinitel přidavných sil [2]

$F_{rA}^I = f_m \cdot QR \frac{A}{L} = 1,3 \cdot 6\,654 \frac{21,75}{43,5} = 4\,325 \text{ N}$	(6.2.2-4)
$F_{rB}^I = f_m \cdot QR \frac{L - A}{L} = 1,3 \cdot 6\,654 \frac{43,5 - 21,75}{43,5} = 4\,325 \text{ N}$	(6.2.2-5)

kde:  $F_{rA}^I$  ..... radiální síla zatěžující ložisko A v režimu I [N]

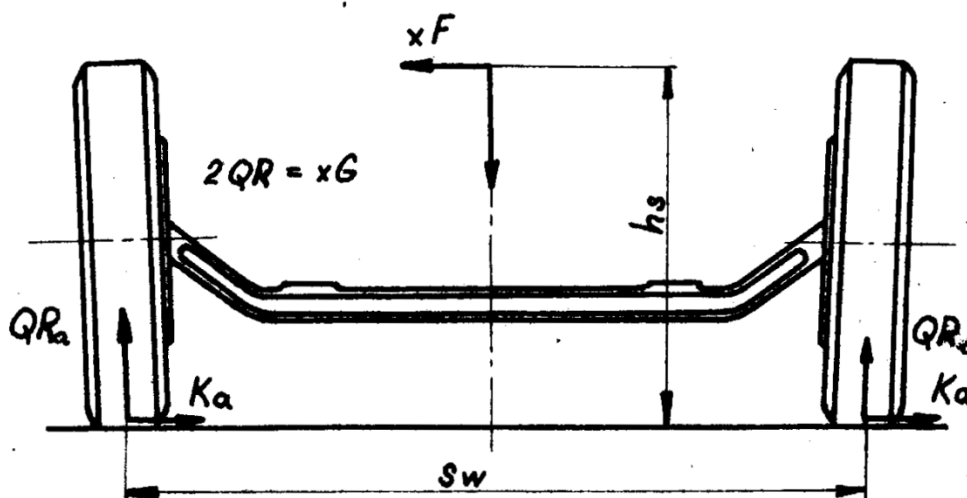
$F_{rB}^I$  ..... radiální síla zatěžující ložisko B v režimu I [N]

$f_m$  ..... střední dynamický součinitel přídatných sil

A ..... vzdálenost zatěžující síly od prvního ložiska [mm]

L ..... vzdálenost ložisek od sebe [mm]

Pro režim II, tedy pro jízdu v zatáčce, počítáme vnější kolo, které je v tu chvíli přítěžováno. Při jízdě v zatáčce vznikají odstředivé síly, jejichž výslednice prochází těžištěm vozidla. Obecně viz Obr. 57. Naše hodnoty jsou výška těžiště od vozovky  $h_s=0,67$  m a rozchod kol  $s_w=1,51$  m.



Obr. 57 – Síly působící na kola zatáčejícího vozidla [2]

Pro velmi proměnné hodnoty vozidla v zatáčce, jako je poloměr zatáčení  $r$  a rychlost vozidla  $v$ , se zavádí pomocný nahrazující součinitel  $a$ , viz Tab. 58.

	$a$
Osobní automobily	0,5
Nákladní automobily	0,412

Tab. 58 - Pomocný nahrazující součinitel  $a$  [2]

Pomocí údajů z tabulky se vypočítá hodnota  $k$ , viz vzorec (6.2.2-6). Veličina  $\mu_H$  je součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou, nebo také součinitel adheze, viz Tab. 59. My použijeme pro suchý asfalt a beton hodnotu 0,8. Velikost reakcí jednotlivých kol v zatáčce se poté vypočítá ze vzorců (6.2.2-7) a (6.2.2-8). Axiální síla  $K_a$  se uvažuje na obě kola stejně velká.

$k = a \cdot \mu_H = 0,5 \cdot 0,8 = 0,4$	(6.2.2-6)
$Q_{Ra} = 2 \cdot f_m \cdot QR \frac{0,5 \cdot S_W + k \cdot h_s}{S_W} = 2 \cdot 1,3 \cdot 6\,654 \frac{0,5 \cdot 1\,511 + 0,4 \cdot 670}{1\,511} = 11\,719\,N$	(6.2.2-7)
$Q_{Ri} = 2 \cdot f_m \cdot QR - Q_{Ra} = 2 \cdot 1,3 \cdot 6\,654 - 11\,719 = 5\,582\,N$	(6.2.2-8)
$K_a = Q_B \cdot k = 6\,854 \cdot 0,4 = 2\,742\,N$	(6.2.2-9)

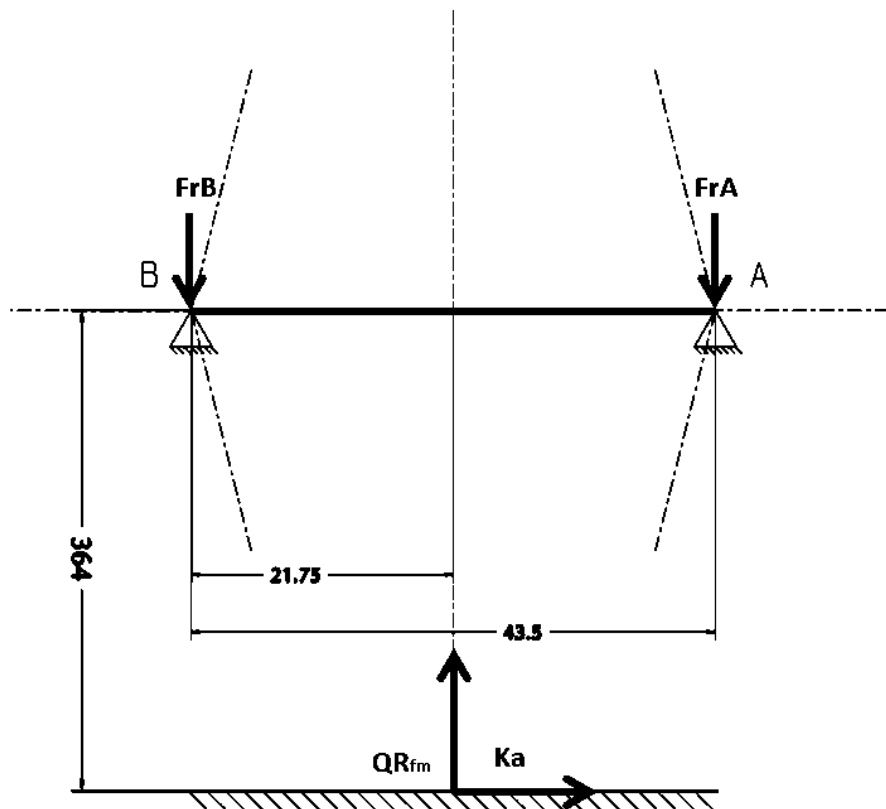
- kde:  $a$  ..... nahrazující součinitel pro  $r$  a  $v$   
 $\mu_H$  ..... součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou  
 $Q_{Ra}$  ..... velikost reakce pro vnější přitížené kolo [N]  
 $Q_{Ri}$  ..... velikost reakce pro vnitřní odlehčené kolo [N]  
 $S_W$  ..... rozchod kol [mm]  
 $h_s$  ..... výška těžiště [mm]  
 $K_a$  ..... axiální síla [N]

<u>Povrch vozovky</u>		<u>Součinitel adheze <math>\mu</math></u>
beton	suchý	0,8 - 1,0
	mokrý	0,5 - 0,8
asfalt	suchý	0,6 - 0,9
	mokrý	0,3 - 0,8
dlažba	suchá	0,6 - 0,9
	mokrá	0,3 - 0,5
makadam	suchý	0,6 - 0,8
	mokrý	0,3 - 0,5
polní cesta	suchá	0,4 - 0,6
	mokrá	0,3 - 0,4
tráva	suchá	0,4 - 0,6
	mokrá	0,2 - 0,5
hluboký písek, sníh		0,2 - 0,4
náledí	0°C	0,05 - 0,10
	-10°C	0,08 - 0,15
	-20°C	0,15 - 0,20

Tab. 59 – Součinitel adheze [6]

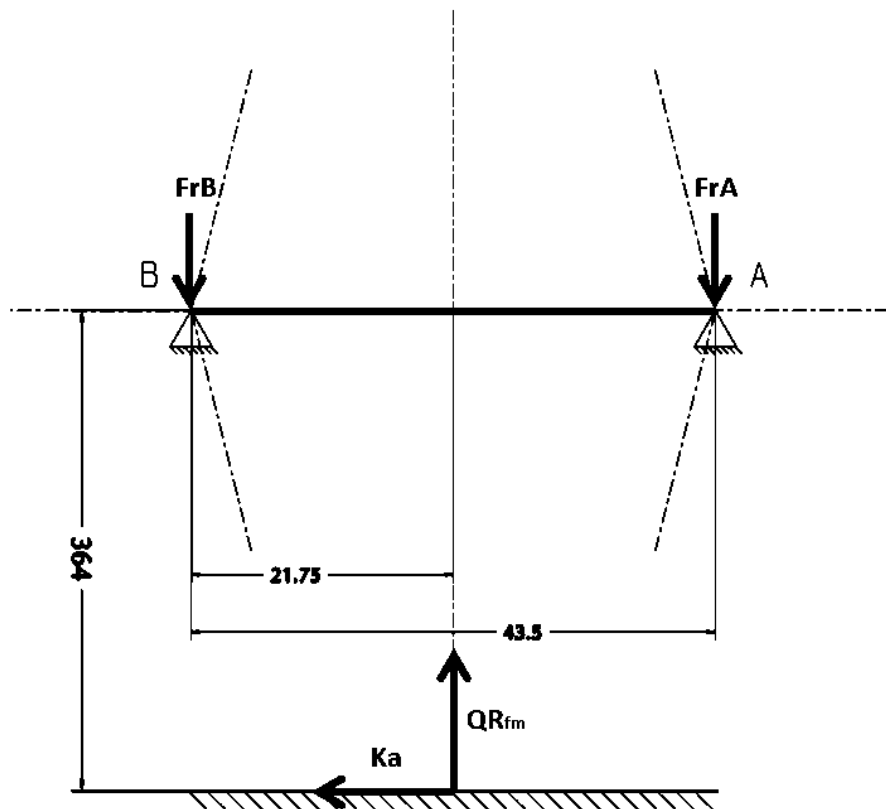
Pro režim II platí zátěžné schéma, viz Obr. 60. Vznikající zátěžné radiální síly na ložiska se vypočítají podle vzorců (6.2.2-10) a (6.2.2-11). Do vzorců dosazujeme dynamický poloměr pneumatiky  $R_{dyn}$ . Blíže popsán v kapitole 4.2.6.





Obr. 60 – Zátěžné schéma pro jízdní režim II

Pro jízdní režim III platí zátěžné schéma, viz Obr. 61. Radiální síly na ložiska se spočítají dle vzorců (6.2.2-12) a (6.2.2-13).



Obr. 61 – Zátěžné schéma pro jízdní režim III

$F_{rA}^{II} = QR_a \cdot \frac{A}{L} + K_a \cdot \frac{R_{dyn}}{L} = 11\,719 \cdot \frac{21,75}{43,5} + 2\,742 \cdot \frac{364}{43,5} = 28\,801 \text{ N}$	(6.2.2-10)
$F_{rB}^{II} = QR_i \cdot \frac{L - A}{L} - K_a \cdot \frac{R_{dyn}}{L} = 5\,582 \cdot \frac{43,5 - 21,75}{43,5} - 2\,742 \cdot \frac{364}{43,5} = -17\,082 \text{ N}$	(6.2.2-11)
$F_{rA}^{III} = QR_a \cdot \frac{A}{L} - K_a \cdot \frac{R_{dyn}}{L} = 11\,719 \cdot \frac{21,75}{43,5} - 2\,742 \cdot \frac{364}{43,5} = -20\,150 \text{ N}$	(6.2.2-12)
$F_{rB}^{III} = QR_i \cdot \frac{L - A}{L} + K_a \cdot \frac{R_{dyn}}{L} = 5\,582 \cdot \frac{43,5 - 21,75}{43,5} + 2\,742 \cdot \frac{364}{43,5} = 25\,732 \text{ N}$	(6.2.2-13)

kde:  $R_{dyn}$ ... dynamický poloměr pneumatiky [mm]

Velikost axiální síly, která vzniká geometrií ložisek uložených do páru, určíme dle vztahů společnosti SKF, viz Příloha č. 4. Nejdříve si určíme, o který zatěžovací případ se jedná porovnáním poměrů radiálních sil s  $Y$  a velikostí  $K_a$  viz (6.2.2-14) a (6.2.2-17).. Pro náš jízdní režim I a II platí varianta 1a, viz Tab. 62. Axiální síly na ložiska pro režimy jízdy I a II jsou tedy dle vzorců (6.2.2-15, 16, 18, 19).

Bearing arrangement	Load case	Axial loads	
<p>Back-to-back</p>	<p><b>Case 1a</b></p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$

Tab. 62 – Zátěžné schéma pro jízdní režim III [16]

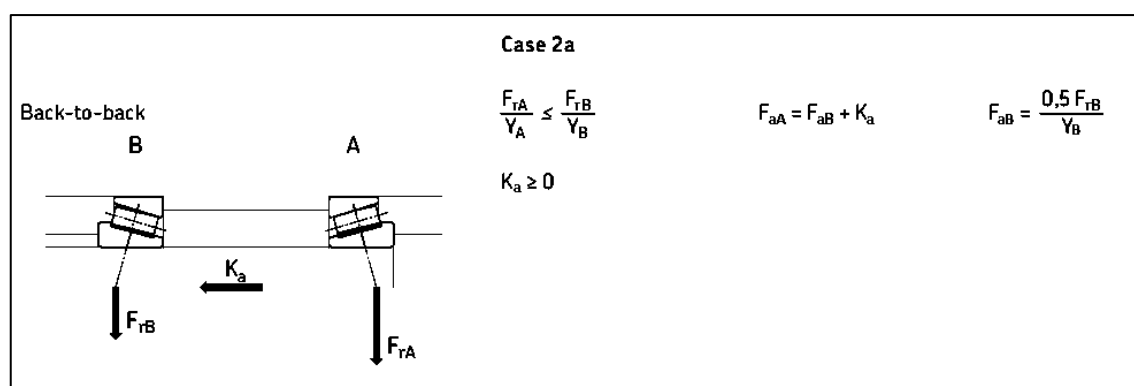
$\left( \frac{F_{rA}^I}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}^I}{Y_B} \right); K_a \geq 0$	(6.2.2-14)
$F_{aA}^I = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}^I}{Y} = 0,5 \cdot \frac{4\,325}{1,5} = 1\,442 \text{ N}$	(6.2.2-15)
$F_{aB}^I = F_{aA}^I + K_a = 1\,442 + 0 = 1\,442 \text{ N}$	(6.2.2-16)
$\left( \frac{F_{rA}^{II}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}^{II}}{Y_B} \right); K_a \geq 0$	(6.2.2-17)
$F_{aA}^{II} = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}^{II}}{Y} = 0,5 \cdot \frac{28\,801}{1,5} = 9\,600 \text{ N}$	(6.2.2-18)
$F_{aB}^{II} = F_{aA}^{II} + K_a = 9\,600 + 2\,742 = 12\,342 \text{ N}$	(6.2.2-19)

kde:  $F_{aA}$  ..... axiální síla zatěžující ložisko A v režimu I [N]

$F_{aB}$  ..... axiální síla zatěžující ložisko B v režimu I [N]

$Y$  ..... výpočetní koeficient

Pro jízdní režim III platí varianta 2a, viz Tab. 63. Axiální síly na ložiska pro režim jízdy III jsou tedy dle vzorců (6.2.2-21) a (6.2.2-22).



Tab. 63 – Zátěžné schéma pro jízdní režim III [16]

$\left( \frac{F_{rA}^I}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}^I}{Y_B} \right); K_a \geq 0$	(6.2.2-20)
$F_{aA}^{III} = F_{aB}^{III} + K_a = 8\,577 + 2\,742 = 11\,319 \text{ N}$	(6.2.2-21)
$F_{aB}^{III} = 0,5 \cdot \frac{F_{rB}^{III}}{Y} = 0,5 \cdot \frac{25\,732}{1,5} = 8\,577 \text{ N}$	(6.2.2-22)

V tomto okamžiku známe velikosti axiálních a radiálních sil, které působí na ložiska ve všech třech režimech jízdy. Nyní musíme určit ekvivalentní dynamické namáhání ložisek  $P$ , to provedeme pomocí vzorců SKF pro výpočet zatížení, viz Příloha č. 4. Nás nyní zajímá vzorec pro výpočet ekvivalentního dynamického namáhání, viz Tab. 64. Naše ložiska mají hodnotu  $e=0,4$ . Pro výpočet ekvivalentních dynamických namáhání bude platit, viz vzorce (6.2.2-23 až 28)

<b>Equivalent dynamic bearing load</b>	$F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$ $F_a/F_r > e \rightarrow P = 0,4 F_r + Y F_a^{1)}$	<b>Face-to-face or back-to-back arrangement:</b> $F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$ $F_a/F_r > e \rightarrow P = 0,67 F_r + Y_2 F_a$
		<b>Tandem arrangement<sup>1)</sup>:</b> $F_a/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$ $F_a/F_r > e \rightarrow P = 0,4 F_r + Y F_a$

Tab. 64 – Zátěžné schéma pro jízdní režim III [16]

$P_A^I = F_{rA}^I + Y \cdot F_{aA}^I = 4\,325 + 1,5 \cdot 1\,442 = 6\,488\, N$	(6.2.2-23)
$P_B^I = F_{rB}^I + Y \cdot F_{aB}^I = 4\,325 + 1,5 \cdot 1\,442 = 6\,488\, N$	(6.2.2-24)
$P_A^{II} = F_{rA}^{II} + Y \cdot F_{aA}^{II} = 28\,801 + 1,5 \cdot 9\,600 = 43\,201\, N$	(6.2.2-25)
$P_B^{II} = 0,67 \cdot F_{rB}^{II} + Y \cdot F_{aB}^{II} = 0,67 \cdot 17\,082 + 1,5 \cdot 12\,342 = 29\,958\, N$	(6.2.2-26)
$P_A^{III} = 0,67 \cdot F_{rA}^{III} + Y \cdot F_{aA}^{III} = 0,67 \cdot 20\,150 + 1,5 \cdot 11\,319 = 30\,479\, N$	(6.2.2-27)
$P_B^{III} = F_{rB}^{III} + Y \cdot F_{aB}^{III} = 25\,732 + 1,5 \cdot 8\,577 = 38\,598\, N$	(6.2.2-28)

kde:  $P_{AI}$  ..... ekvivalentních dynamické namáhání ložiska A v režimu I [N]

$P_{BI}$  ..... ekvivalentních dynamické namáhání ložiska B v režimu I [N]

Pro určení životnosti ložisek použijeme základní vzorec životnosti (6.2.2-29) a dopočítáme životnosti jednotlivých ložisek ve všech třech režimech.

$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p$	(6.2.2-29)
$L_A^I = \left(\frac{C}{P_A^I}\right)^p = \left(\frac{66}{6,488}\right)^{\frac{10}{3}} = 2\,281 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$	(6.2.2-30)
$L_B^I = \left(\frac{C}{P_B^I}\right)^p = \left(\frac{66}{6,488}\right)^{\frac{10}{3}} = 2\,281 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$	(6.2.2-31)
$L_A^{II} = \left(\frac{C}{P_A^{II}}\right)^p = \left(\frac{66}{43,2}\right)^{\frac{10}{3}} = 4 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$	(6.2.2-32)
$L_B^{II} = \left(\frac{C}{P_B^{II}}\right)^p = \left(\frac{66}{29,958}\right)^{\frac{10}{3}} = 14 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$	(6.2.2-33)
$L_A^{III} = \left(\frac{C}{P_A^{III}}\right)^p = \left(\frac{66}{30,479}\right)^{\frac{10}{3}} = 13 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$	(6.2.2-34)
$L_B^{III} = \left(\frac{C}{P_B^{III}}\right)^p = \left(\frac{66}{38,598}\right)^{\frac{10}{3}} = 6 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$	(6.2.2-35)

- kde: L ..... základní životnost (vydrží 90% ložisek) [10<sup>6</sup> cyklů]  
C ..... základní dynamická únosnost ložiska [kN]  
P ..... ekvivalentních dynamické zatížení ložiska [kN]  
p ..... exponent rovnice životnosti (1 pro bodový styk, 10/3 pro  
přímkový styk)

V tom to okamžiku se musí tyto dílčí životnosti ložisek promítnout v celkové životnosti dle vzorce (6.2.2-36). Pro náš případ budeme uvažovat dráhové využití v režimech, 90% režim I, 5% režim II, 5% režim III. Nyní známe celkové životnosti ložiska A a B. U automobilových součástí ovšem často uvádíme životnost v kilometrech. Proto provedeme přepoččet dle vzorce (6.2.2-39).

$L_c = \frac{1}{\frac{I}{L^I} + \frac{II}{L^{II}} + \frac{III}{L^{III}}}$	(6.2.2-36)
$L_{cA} = \frac{1}{\frac{0,9}{L_A^I} + \frac{0,05}{L_A^{II}} + \frac{0,05}{L_A^{III}}} = \frac{1}{\frac{0,9}{2281} + \frac{0,05}{4} + \frac{0,05}{13}} = 61 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$	(6.2.2-37)
$L_{cB} = \frac{1}{\frac{0,9}{L_B^I} + \frac{0,05}{L_B^{II}} + \frac{0,05}{L_B^{III}}} = \frac{1}{\frac{0,9}{2281} + \frac{0,05}{14} + \frac{0,05}{6}} = 81 \cdot 10^6$	(6.2.2-38)
$L_{cS} = 2 \cdot \pi \cdot R \text{ dyn} \cdot L_c \cdot 10^3$	(6.2.2-39)
$L_{cSA} = 2 \cdot \pi \cdot R \text{ dyn} \cdot L_{cA} \cdot 10^3 = 2 \cdot \pi \cdot 0,364 \cdot 61 \cdot 10^3 = 139\,663 \text{ km}$	(6.2.2-40)
$L_{cSB} = 2 \cdot \pi \cdot R \text{ dyn} \cdot L_{cB} \cdot 10^3 = 2 \cdot \pi \cdot 0,364 \cdot 81 \cdot 10^3 = 185\,171 \text{ km}$	(6.2.2-41)

kde:  $L_c$  ..... celková životnost [ $10^6$  cyklů]

$L$ ... dráhové využití [%]

$L_{cS}$  ..... celková dráhová životnost ložiska [km]

$R \text{ dyn}$ ... dynamický poloměr pneumatiky [m]

Vyšly nám dvě celkové dráhové životnosti pro ložisko A i B. Z výsledků je vidět, že vnitřní ložisko A je namáháno více, než vnější ložisko B. Výsledky porovnáme s údaji v tabulce, viz Tab. 65, kde je pro osobní a dodávkové automobily doporučována životnost ložisek 100 000 km. Tuto životnost obě naše ložiska splňují, předpokládáme tedy, že jsme výpočet provedli správně.

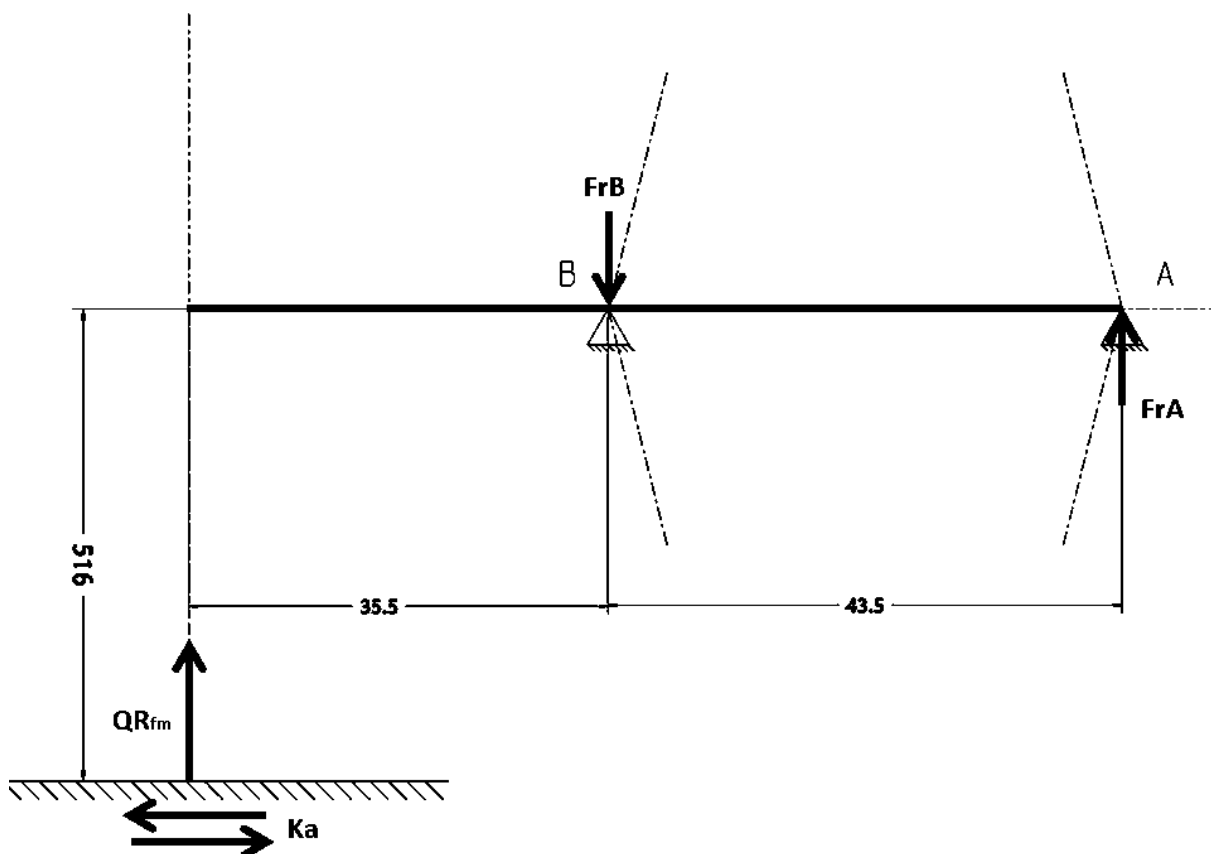
Vozidlo	L (km)
Nákladní automobily, autobusy	250 000
osobní a dodávkové automobily	100 000
automobily pro místní dopravu	70 000
traktory pro lehkou a rychlou dopravu	40 000
traktory pro těžší a pomalejší dopravu	25 000

Tab. 65 - Doporučené hodnoty základní trvanlivosti ložisek pro vozidla [2]

Nyní bude následovat výpočet pro druhý případ, kdy budeme počítat současná kolová ložiska v náboji při nasazeném pásovém ústrojí. Opět tedy půjde o dvojici kuželíkových ložisek 30209 J2/Q uložených " Back-to-back" zády k sobě.

Výpočet bude velmi obdobný. Nápravový tlak na jedno kolo je větší, protože uvažujeme hmotnost pásových ústrojí, ale po odečtení hmotnosti pásových ústrojí vychází stejná síla zatěžující ložiska QR. Pro tento případ platí zátěžné schéma, viz Obr. 66.





Obr. 66 – Zátěžné schéma pro druhý případ

Provedeme výpočet radiálních a axiálních sil působících na ložiska. Díky větší vzdálenosti působí síly QR a Ka, předpokládáme větší namáhání ložisek, než tomu bylo v prvním případě s nasazenými běžnými koly. Jelikož se předpokládá, že vozidlo s pásovým podvozkem bude jezdit převážně po sněhu, volíme pro druhý případ dle Tab. 59, součinitel adheze, který pro sníh dosahuje hodnoty 0,4. Tato hodnota by měla snižovat namáhání oproti prvnímu případu. Z těchto údajů vypočteme ekvivalentní dynamické zatížení P pro obě ložiska ve všech třech režimech. Následně vypočteme životnost a celkovou životnost ložisek po zohlednění dráhového procentuálního využití vozidla. Pro druhý případ budeme uvažovat dráhové využití v režimech, 80% režim I, 10% režim II, 10% režim III. Předpokládáme, že tyto hodnoty dráhového využití by měly snižovat životnost ložisek oproti prvnímu případu. Výpočet životnosti a celkové dráhové životnosti ložiska A a B viz vzorce (6.2.2-42 až 46)

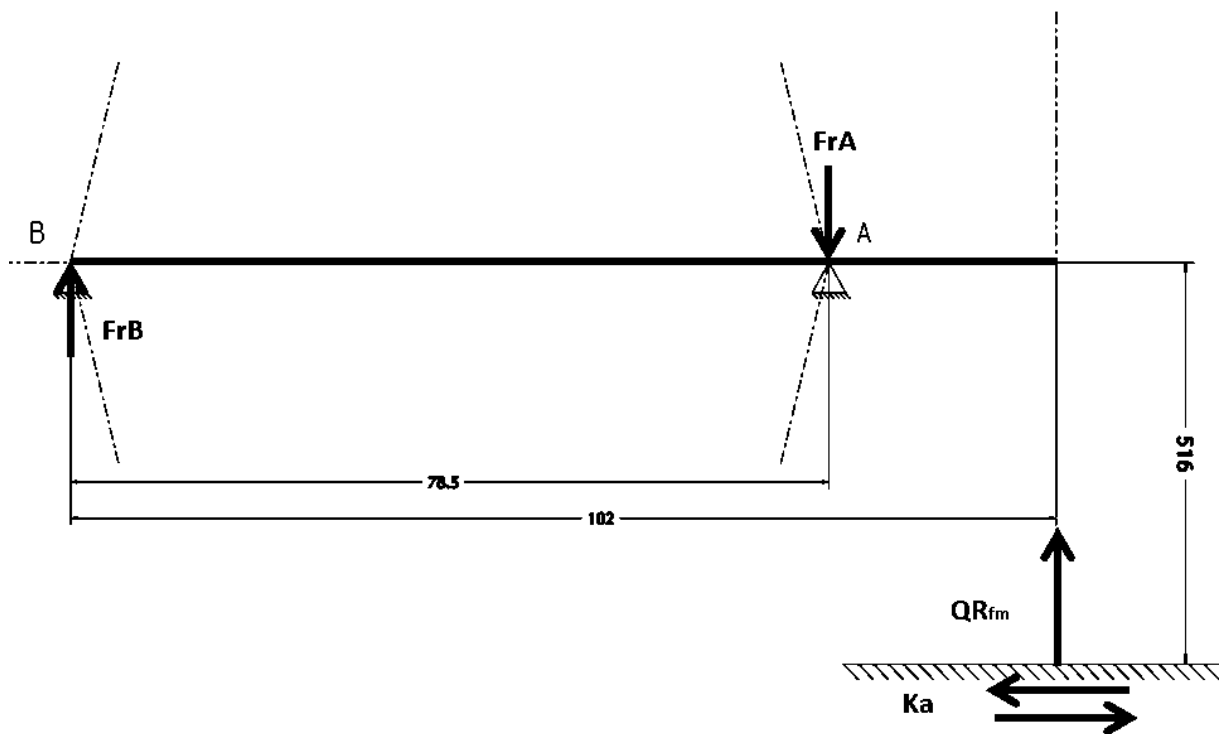
$L_{cA} = \frac{1}{\frac{0,8}{L_A^I} + \frac{0,1}{L_A^{II}} + \frac{0,1}{L_A^{III}}} = 38 \cdot 10^6$	(6.2.2-42)
---	------------

$L_{cB} = \frac{1}{\frac{0,8}{L_B^I} + \frac{0,1}{L_B^{II}} + \frac{0,1}{L_B^{III}}} = 17 \cdot 10^6$	(6.2.2-43)
$L_{cS} = 2 \cdot \pi \cdot r_t \cdot L_c \cdot 10^3$	(6.2.2-44)
$L_{cSA} = 2 \cdot \pi \cdot r_t \cdot L_{cA} \cdot 10^3 = 2 \cdot \pi \cdot 0,222 \cdot 38 \cdot 10^3 = 53\,286 \text{ km}$	(6.2.2-45)
$L_{cSB} = 2 \cdot \pi \cdot r_t \cdot L_{cB} \cdot 10^3 = 2 \cdot \pi \cdot 0,222 \cdot 17 \cdot 10^3 = 23\,967 \text{ km}$	(6.2.2-46)

kde:  $r_t$  ..... poloměr turasového kola [m]

Nyní známe dvě celkové životnosti pro ložisko A i B pro druhý případ. Z výsledků vyplývá, že vnější ložisko B je namáháno více, než vnitřní ložisko A.

Pokračovat budeme výpočtem pro třetí případ, kdy budeme počítat dynamickou únosnost ložisek, která byla navrhována do pásového ústrojí. Zvolili jsme stejná ložiska, jako jsou v náboji vozidla. Půjde o dvojici kuželíkových ložisek 30209 J2/Q uložených “ Back-to-back“ zády k sobě. Výpočet bude velmi podobný. Pro tento případ platí zátěžné schéma, viz Obr. 67.



Obr. 67 – Zátěžné schéma pro třetí případ

Provedeme výpočet radiálních a axiálních sil působících na ložiska. Téměř všechny vstupní hodnoty, kromě polohy ložisek, jsou shodné jako v druhém případě. Celkové životnosti a celkové dráhové životnosti ložiska A a B viz vzorce (6.2.2-47 až 51).

$L_{cA} = \frac{1}{\frac{0,8}{L_A^I} + \frac{0,1}{L_A^{II}} + \frac{0,1}{L_A^{III}}} = 49 \cdot 10^6$	(6.2.2-47)
$L_{cB} = \frac{1}{\frac{0,8}{L_B^I} + \frac{0,1}{L_B^{II}} + \frac{0,1}{L_B^{III}}} = 294 \cdot 10^6$	(6.2.2-48)
$L_{cS} = 2 \cdot \pi \cdot r_t \cdot L_c \cdot 10^3$	(6.2.2-49)
$L_{cSA} = 2 \cdot \pi \cdot r_t \cdot L_{cA} \cdot 10^3 = 2 \cdot \pi \cdot 0,222 \cdot 49 \cdot 10^3 = 67\,576 \text{ km}$	(6.2.2-50)

$$L_{CSB} = 2 \cdot \pi \cdot r_t \cdot L_{CB} \cdot 10^3 = 2 \cdot \pi \cdot 0,222 \cdot 294 \cdot 10^3 = 409\,479 \text{ km}$$

(6.2.2-51)

Nyní známe dvě celkové životnosti pro ložisko A i B pro třetí případ. Z výsledků vyplývá, že vnitřní ložisko A je podstatně více namáháno, než vnější ložisko B. V navazujících verzích konstrukčního řešení by mohla být ložiska navrhnutá tak, aby se jejich životnosti přibližně rovnaly.

Celkové porovnání viz tabulka Tab. 68. Ložiska v náboji při nasazeném kole vydrží podle našeho výpočtu přibližně 60 milionů otáček, což odpovídá zhruba 140 000 ujetých kilometrů. Ložiska v náboji při nasazeném pásovém ústrojí vydrží přibližně 20 milionů otáček, což odpovídá zhruba 25 000 ujetých kilometrů. Ložiska v pásovém ústrojí vydrží přibližně 50 milionů otáček, což odpovídá zhruba 70 000 ujetých kilometrů. Pokud porovnáme základní životnosti ložisek pro první a druhý případ, jsou životnosti přibližně třikrát nižší s nasazeným pásovým ústrojím než v případě, kdy je na vozidle nasazeno běžné kolo. Ložiska v pásovém ústrojí vydrží při nasazených páslech teoreticky déle, než ložiska v náboji.

celková životnost ložiska $L_c$	1. PŘÍPAD	A	61	[mil ot]
		B	81	
	2. PŘÍPAD	A	38	
		B	17	
	3. PŘÍPAD	A	49	
		B	294	
celková dráhová životnost ložiska $L_{cs}$	1. PŘÍPAD	A	139 663	[km]
		B	185 171	
	2. PŘÍPAD	A	53 286	
		B	23 967	
	3. PŘÍPAD	A	67 576	
		B	409 479	

Tab. 68 – Tabulka porovnání životnosti ložisek

### 6.2.3. Statická bezpečnost

Pro výpočet statické bezpečnosti ložisek uvažujeme jako namáhání špičkové zatížení při nestandardní situaci, jako je náraz na překážku. Pro náš případ si zvolíme požadavek, že chceme, aby ložiska vydržela špičkové zatížení v situaci, kdy se celá hmotnost vozidla přesune na přední nápravu, která narazí na překážku.

Pro první případ tedy uvažujeme maximální hmotnost vozidla a z toho vyplývající zatížení pouze na přední nápravu 24 476 N. Nápravový tlak na jedno kolo vyjde  $Q_B = 12\,238$  N. Od nápravového tlaku na jedno kolo odečteme sílu od hmotnosti kola 200 N. Vyjde nám síla zatěžující ložiska v jednom kole  $Q_{R0} = 12\,038$  N. Jako maximální špičkové namáhání budeme uvažovat 3G. Pro špičkovou sílu zatěžující ložisko v jednom kole nám vyjde  $Q_R = 36\,114$  N. Ostatní vstupní hodnoty jsou shodné s výpočtem dynamického namáhání pro první případ. Výsledné reakce v ložiscích nám vycházejí, viz (6.2.3-1) a (6.2.3-2). Ekvivalentní zatížení ložisek, viz (6.2.3-3) a bezpečnost ložisek, viz (6.2.3-4)

$F_{rA} = F_{rB} = 18\,057\,N$	(6.2.3-1)
$F_{aA} = F_{aB} = 6\,019\,N$	(6.2.3-2)
$P_A = P_B = 22\,872\,N$	(6.2.3-3)
$K_A = K_B = 3,3$	(6.2.3-4)

Pro druhý případ uvažujeme stejné vstupní hodnoty jako při výpočtu dynamického namáhání pro druhý případ. Pásové ústrojí je rotačně pružně uloženo na vozidle. Proto jako maximální špičkové namáhání budeme uvažovat pouze 2G. Špičková síla zatěžující ložisko v jednom kole nám vyjde  $Q_R = 24\,076$  N. Výsledné reakce v ložiscích nám vycházejí, viz (6.2.3-5 až 7). Ekvivalentní zatížení ložisek, viz (6.2.3-8) a (6.2.3-9) a bezpečnost ložisek, viz (6.2.3-10) a (6.2.3-11)

$F_{rA} = 25\,543\,N$	(6.2.3-5)
$F_{rB} = 56\,842\,N$	(6.2.3-6)
$F_{aA} = F_{aB} = 18\,947\,N$	(6.2.3-7)

$P_A = 40\,700\text{ N}$	(6.2.3-8)
$P_B = 71\,999\text{ N}$	(6.2.3-9)
$K_A = 1,9$	(6.2.3-10)
$K_B = 1,1$	(6.2.3-11)

Pro třetí případ uvažujeme stejné vstupní hodnoty jako při výpočtu dynamického namáhání pro třetí případ. Výsledné reakce v ložiscích nám vycházejí, viz (6.2.3-12 až 14). Ekvivalentní zatížení ložisek, viz (6.2.3-15) a (6.2.3-16) a bezpečnost ložisek, viz (6.2.3-17) a (6.2.3-18).

$F_{rA} = 40\,669\text{ N}$	(6.2.3-12)
$F_{rB} = 9\,370\text{ N}$	(6.2.3-13)
$F_{aA} = F_{aB} = 13\,556\text{ N}$	(6.2.3-14)
$P_A = 51\,513\text{ N}$	(6.2.3-15)
$P_B = 20\,214\text{ N}$	(6.2.3-16)
$K_A = 1,5$	(6.2.3-17)
$K_B = 3,8$	(6.2.3-18)

Pro celkový přehled o bezpečnosti ložisek použijeme Tab. 69. Bezpečnost ložisek porovnáme s tabulkou SKF pro doporučené bezpečnosti, viz Tab. 70. Všechny bezpečnosti nám vycházejí více než jedna.

STATICKÁ BEZPEČNOST K	1. PŘÍPAD	A	3,3
		B	3,3
	2. PŘÍPAD	A	1,9
		B	1,1
	3. PŘÍPAD	A	1,5
		B	3,8

Tab. 69 – Tabulka porovnání bezpečnosti ložisek

Guideline values for the static safety factor $s_0$								
Type of operation	Rotating bearing Performance requirements (e.g. quiet running or vibration-free operation)						Non-rotating bearing	
	unimportant		normal		high		Ball bearings	Roller bearings
	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings	Ball bearings	Roller bearings		
Smooth, vibration-free	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Pronounced shock loads <sup>1)</sup>	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	$\geq 3$	$\geq 2$	$\geq 4$	$\geq 1$	$\geq 2$

For spherical roller thrust bearings, it is advisable to use  $s_0 \geq 4$ .

<sup>1)</sup> Where the magnitude of the shock load is not known, values of  $s_0$  at least as large as those quoted above should be used. If the magnitude of the shock loads is known, smaller values of  $s_0$  can be applied.

Tab. 70 – SKF doporučená statická bezpečnost [16]

## 7. Výsledné parametry podvozku

Pásová ústrojí jsou vybavena pásem o šířce 360 mm a délce 3 219 mm. Pás pomocí 37 článků přenáší hnací moment na povrch vozovky. Při zaboření 306 mm do povrchu terénu, tedy do měkkého podkladu, vznikne maximální možná délka kontaktní plochy 1 290 mm. Při této délce bude mít vozidlo kontaktní plochu 1,8 m<sup>2</sup>. Při celkovém zatížení 2 000 kg bude vozidlo působit na podložku měrným tlakem 10,9 kPa. Pro srovnání, dospělý člověk působí na podložku tlakem přibližně 13,9 kPa.

Dále je pásové ústrojí vybaveno napínacím zařízením pásu, které napíná pás silou 400 N. Jako nosná kola jsou použita Blicke Besthane® Soft s průměrem 200 mm. Ke karoserii jsou přidělena pomocná ramena pro omezení rotace kolem osy náboje na 10° na každou stranu.

Pásová ústrojí přesahuje běžné kolo ve směru osy Y, tedy v příčném směru 112 mm. Celkovou šířku vozidla zvětšuje na 2 090 mm. Výška vozidla byla upravena podložkami pod vinutými pružinami a pryžovými dorazy o výšce 127 mm a samotným pásovým ústrojím, kde vzrostla výška osy náboje od povrchu vozovky o 125 mm, celkově je tedy výška upraveného vozidla 2 015 mm. Délka vozidla zůstala nezměněna.

Výsledný navržený pásový podvozek pro terénní automobil Jeep Grand Cherokee 1999 má hmotnost 110 kg, což je o 10% více než jaká byla uvažována ve výpočtech.

Jeho konstrukční maximální rychlost je 40 km/hod. Při třetím převodovém stupni je celkový převodový poměr na kola 3,73. Obvod hnacího kola je 1,38 m. Pro danou rychlost se

motor otáčí rychlostí, dle vzorců (7.1) a (7.2), 1 802 ot/min, což jsou běžné pracovní otáčky daného motoru. Hnací ústrojí je ovšem schopné vyvinout mnohem větší rychlost. Tomu můžeme zabránit nalepovacím štítkem maximální rychlosti na tachometr vozidla na hodnotu 67 km/hod.

$n_{H25} = \frac{v}{O_H} = \frac{40\,000}{1,38} = 483 \text{ ot/min}$	(7-1)
$n_M = \frac{n_H}{\frac{1}{III_C}} = \frac{483}{3,73} = 1\,802 \text{ ot/min}$	(7-2)

kde:  $n_{H25}$  ..... otáčky hnacího kola pro danou rychlost [ot/min]

$v$  ..... rychlost vozidla [m/hod]

$O_H$  ..... obvod hnacího kola [m]

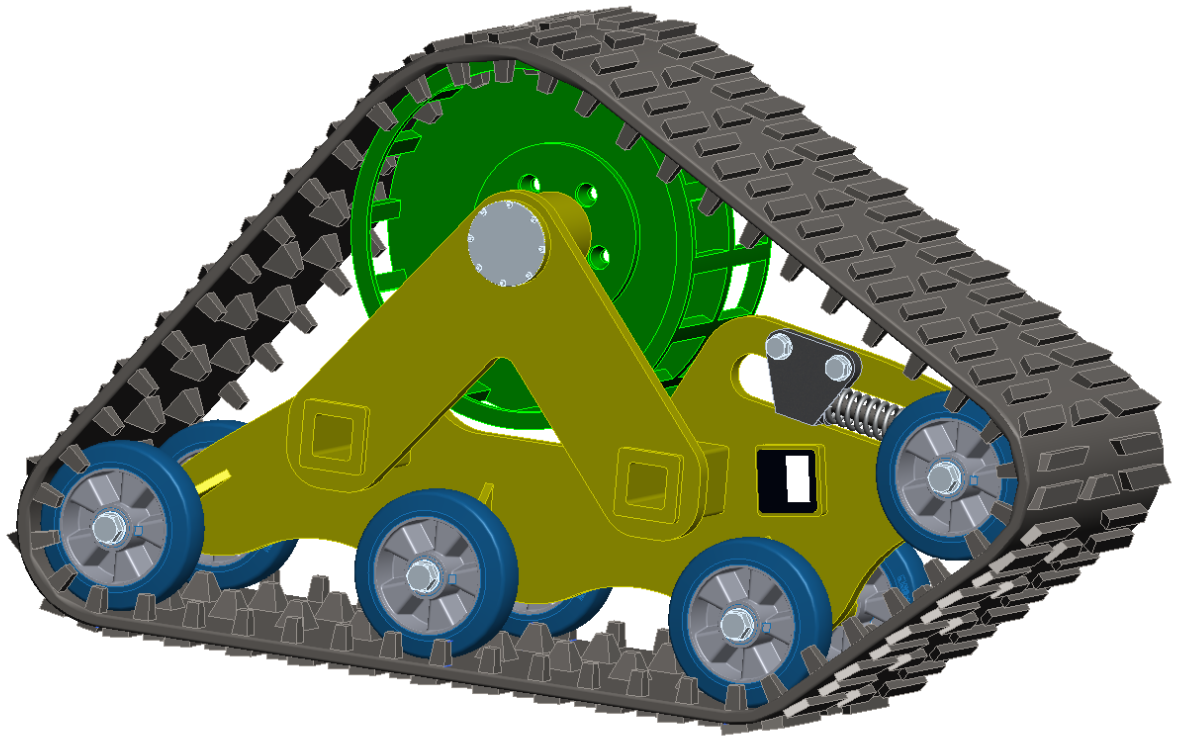
$n_M$  ..... otáčky motoru [ot/min]

$III_C$  ..... převod na daný převodový stupeň [mm]

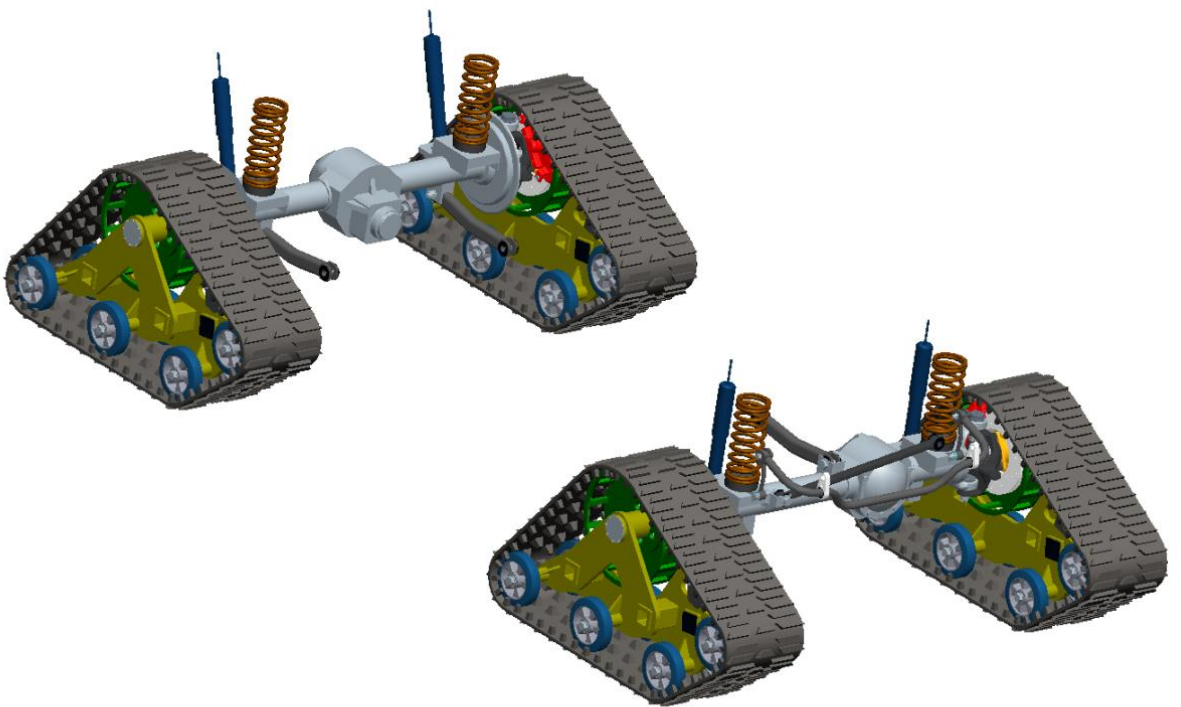
Zařízení je konstruováno pro vozidlo do maximální přípustné hmotnosti 2 495 kg. K vozidlu je uchyceno pomocí pěti kolových šroubů a matek na roztečné kružnici 127 mm.

Finální model pásového ústrojí pro přední pravou stranu, viz Obr. 71. Model pásového podvozku, viz Obr. 72.





Obr. 71 – Pásové ústrojí



Obr. 72 – Pásový podvozek

## 8. Závěr

Diplomová práce se zabývá návrhem výměnného pásového podvozku pro terénní automobil. Navazuje na bakalářskou práci, která shrnuje poznatky o současných pásových podvozcích používaných na osobních automobilech.

V úvodu práce jsme si připomněli existující typy pásových podvozků pro osobní vozidla a zvolili typ pásového podvozku, pro který jsme provedli návrh. Dále jsme si zvolili a popsali vozidlo, pro které jsme navrhli pásový podvozek. Následně jsme provedli konstrukční návrh pásového podvozku od návrhu koncepce do výsledného návrhu. Tomuto návrhu jsme zkontrolovali základní funkční uzly. Byly vybrány nakupované komponenty a navrženy vyráběné komponenty. Navrhli jsme systém pro napínání pásu a systém pro omezení rotace pásového ústrojí kolem osy náboje. Zkontrolovali jsme, jestli nedojde ke kontaktu pásového ústrojí s karoserií u přední poháněné řízené nápravy, kde toto nebezpečí hrozí nejvíce kvůli rozsáhlému pohybu. Navrhli a zkontrolovali jsme ložiska. Provedli jsme výpočet ložisek v náboji kola a porovnali s výpočtem stejných ložisek, avšak zatížených pásovým ústrojím. Dále jsme navrhli a zkontrolovali ložiska použítá přímo v těle pásového ústrojí. Na závěr jsme popsali výsledné parametry navrženého podvozku.

V práci jsou použity metody, které situaci co možná nejvíce zjednodušují, aby byly řešitelné v rámci diplomové práce. Jedná se o návrh konstrukčního řešení, před samotnou realizací by bylo ještě nutné provést další operace.

Všechny zadané cíle práce byly splněny a konstrukční návrh v této podobě lze využít jako základ k dalšímu vývoji výměnného pásového podvozku pro terénní automobily.

## Seznam obrázků a tabulek

Obr. 1 - TrackNGo – převzato z [7] .....	9
Obr. 2 – Typ 1 základní parametry – čerpáno z [7] .....	10
Obr. 3 – Mattracks – převzato z [8] .....	11
Obr. 4 – Mattracks pomocné rameno – převzato z [8] .....	12
Obr. 5 – Typ 2 základní parametry – čerpáno z [8] .....	12
Tab. 6 – Základní parametry pásových podvozků druhého typu čerpáno z [8], [9], [10], [11] .....	14
Obr. 7 – Jeep Grand Cherokee [12] .....	15
Obr. 8 – Základní rozměry vozidla [12] .....	15
Obr. 9 – Charakteristika motoru [12] .....	16
Obr. 10 – NV247 – převzato z [12] .....	18
Obr. 11 – Podvozek – převzato z [12] .....	19
Obr. 12 – Geometrie nápravy – převzato z [12] .....	19
Obr. 13 – Parametry diskového kola – převzato z [13] .....	20
Obr. 14 – Bridgestone Blizzak LM-25 – převzato z [13] .....	20
Obr. 15 – Náboj kola včetně ložiska – převzato z [14] .....	21
Obr. 16 – Ložiska v náboji .....	22
Obr. 17 – Schéma ložiska – převzato z [16] .....	23
Obr. 18 – Parametry ložiska – převzato z [16] .....	23
Obr. 19 – Souřadnicový systém .....	25
Obr. 20 – Základní rozměry vozidla .....	27
Obr. 21 – Koncept pásového ústrojí .....	28
Obr. 22 – Vozidlo s namontovaným pásovým podvozkem půdorys .....	28
Obr. 23 – Vozidlo s namontovaným pásovým podvozkem bokorys .....	29
Obr. 24 – Pás – čerpáno z [17] .....	30
Obr. 25 – Nosné kolo [18] .....	31
Obr. 26 – Zatížení nosných kol .....	32
Obr. 27 – Superelastická kola .....	34
Tab. 28 – Parametry nosného kola [19] .....	36
Obr. 29 – Schéma nosného kola [19] .....	37
Obr. 30 – Uložení nosných kol .....	38
Obr. 31 – Hnací kolo .....	39
Obr. 32 – Hnací kolo .....	40
Obr. 33 – Víko ložisek .....	41
Obr. 34 – Sestava těla .....	42
Obr. 35 – Tělo před svařením a obrobením .....	43
Obr. 36 – Pohyb utahovacího elementu .....	44
Obr. 37 – Napínací zařízení .....	44
Obr. 38 – Jezdec .....	45
Obr. 39 – Pružina [18] .....	46
Obr. 40 – Napínací zařízení .....	47
Obr. 41 – Vodící díl .....	48
Obr. 42 – Naklopení pásového ústrojí [5] .....	49
Obr. 43 – Zadní pomocná ramena .....	49
Obr. 44 – Přední pomocná ramena .....	50
Obr. 45 – Kinematické schéma zadní pomocná ramena .....	51

Obr. 46 – Návrh uložení pomocných ramen zadní nápravy.....	51
Obr. 47 – Zadní pomocná ramena.....	52
Obr. 48 – Kinematické schéma přední pomocná ramena .....	53
Obr. 49 – Návrh uložení pomocných ramen přední nápravy .....	53
Obr. 50 – Přední pomocná ramena.....	54
Obr. 51 – Porovnání obálek pohybu s rovinou podvozku.....	56
Obr. 52 – Porovnání obálek pohybu s plochou karoserie 1 .....	56
Obr. 53 – Porovnání obálek pohybu s plochou karoserie 2 .....	57
Obr. 54 – Zatížení ložisek kola automobilu [2].....	59
Obr. 55 – Zátěžné schéma pro jízdní režim I.....	61
Tab. 56 – Součinitel přidavných sil [2].....	61
Obr. 57 – Síly působící na kola zatáčejícího vozidla [2] .....	62
Tab. 58 – Pomocný nahrazující součinitel a [2].....	63
Tab. 59 – Součinitel adheze [6] .....	64
Obr. 60 – Zátěžné schéma pro jízdní režim II.....	65
Obr. 61 – Zátěžné schéma pro jízdní režim III.....	66
Tab. 62 – Zátěžné schéma pro jízdní režim III [16] .....	67
Tab. 63 – Zátěžné schéma pro jízdní režim III [16] .....	68
Tab. 64 – Zátěžné schéma pro jízdní režim III [16] .....	69
Tab. 65 – Doporučené hodnoty základní trvanlivosti ložisek pro vozidla [2].....	72
Obr. 66 – Zátěžné schéma pro druhý případ.....	73
Obr. 67 – Zátěžné schéma pro třetí případ.....	75
Tab. 68 – Tabulka porovnání životnosti ložisek .....	76
Tab. 69 – Tabulka porovnání bezpečnosti ložisek .....	78
Tab. 70 – SKF doporučená statická bezpečnost [16] .....	79
Obr. 71 – Pásový ústrojí .....	81
Obr. 72 –Pásový podvozek.....	81

## Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výkres sestavy svařence těla

Příloha č. 2 – Pružina

Příloha č. 3 - Materiál tyče, válcované desky

Příloha č. 4 – SKF kuželíková ložiska výpočetní vztahy

Příloha č. 5 - Výpočet ložisek - dynamická životnost

Příloha č. 6 - Výpočet ložisek - statická bezpečnost

## 9. Literatura a jiné informační zdroje

- [1] SVOBODA, J. *Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní*. 3. vyd. Praha: ČVUT Praha, 2000, 253 s. ISBN 80-010-1613-7.
- [2] ÚSTAV PRO VÝZKUM MOTOROVÝCH VOZIDEL. *Výpočet životnosti ložisek předních a zadních kol užitkových vozidel Tatra*. 1. vyd. Praha: ÚVMV, 1971, 68 s.
- [3] SKF. *Wälzlager in Kraftfahrzeugen*. 1. vyd. Schweinfurt: SKF Kugellagerfabriken GMBH, 130 s. DD 4693-9-66, Reg. 831.
- [4] SUZUKI, K., AWAZU, S. *Four-Track Vehicles by Bondgraph: Dynamic Characteristics of Four-Track Vehicles in Snow*, pp. 1574-1579.
- [5] CIFERA, D. *Automobil se sněžnými pásy*. Praha: ČVUT Fakulta strojní Praha, 2013, 37 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Beneš, Ph.D.
- [6] VOPAVA, L. *Adheze pneumatik a její měření*. Praha: ČVUT Fakulta dopravní Praha, 2013, 67 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Tomáš Mičunek, Ph.D.
- [7] *TRACK N GO* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://trucktracks.com/en/technical-info/specifications/>>.
- [8] *MATTRACKS* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://www.matracks.com/models/matracks/88/>>.
- [9] *AMERICAN TRACK TRUCK* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://www.americantracktruck.com/index.php?page=track-system-information>>.
- [10] *POWERTRACK* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <[http://www.zonepowertrack.com/SPEC\\_EN.html](http://www.zonepowertrack.com/SPEC_EN.html)>.
- [11] *PTH PRODUCTS* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://pth.sif.at/index.php/de/pth-produkte/pth-tracks.html>>.
- [12] *JEEP GRAND CHEROKEE* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://wjjeeps.com/jmenu.htm>>.
- [13] *LOGANLAND* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <[http://www.loganland.cz/MOTODRBY/strejcek\\_prihoda/pneumatiky\\_radce.html](http://www.loganland.cz/MOTODRBY/strejcek_prihoda/pneumatiky_radce.html)>.
- [14] *CROWN* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <[https://rdr.crownauto.us/cs\\_CZ/c/1999/](https://rdr.crownauto.us/cs_CZ/c/1999/)>.
- [15] *OPTIMAL* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://www.optimal-germany.com/en/wheel-bearing-kits>>.
- [16] *SKF* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://www.skf.com/cz/products/vehicle-aftermarket/index.html>>.

[17] *FLYINGTRACKS* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <[http://www.flyingtracks.com/en/product\\_show.asp?nid=700](http://www.flyingtracks.com/en/product_show.asp?nid=700)>.

[18] *VALVECONTROL* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://www.pojezdova-kola.cz/>>.

[19] *BLICKLE* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://www.blickle.cz/cz/>>.

[20] *MITCALC* [online]. c2015 [cit. 20.12.2015]. Dostupný na World Wide Web: <<http://www.mitcalc.com/doc/sprcompress/help/cz/sprcompress.txt.htm>>