

Pohon metra pomocí dvoustupňové čelní převodovky se svislou závěskou a následné umístění komponent pohonu

Pavel Klouda

Abstrakt

Řešení konstrukce pohonu metra pomocí dvoustupňové čelní převodovky se svislou závěskou. Snaha minimalizace rozměrů převodovky, aby zbylo dostatek místa pro umístění brzdového kotouče na nápravu. Případná další řešení umístění brzdového kotouče a brzdné soustavy.

Klíčová slova

Trakční motor, dvoustupňová převodovka, brzdový kotouč, náprava, hřídel, ložiska, jízdní cyklus

1. Úvod

Každý podvozek kolejového vozidla je tvořen dvojkolím, které může být hnané nebo hnací. Hnací náprava je opatřena pohonem, který může být individuální (každé dvojkolí má svůj trakční motor a potřebné příslušenství pro přenesení točivého momentu na nápravu), dále skupinové (pohon pohání všechna dvojkolí v rámci jednoho podvozku) a nebo ústřední (v celém voze je pouze jeden trakční motor a točivý moment je rozveden na všechna dvojkolí každého podvozku) [2].

1.1 Popis stávajícího pohonu soupravy metra M1

Současné seskupení soupravy pražského metra M1 je tvořeno 5 vozy. Čelní vůz M1.1 je opatřen řídicím stanovištěm pro strojvedoucího, dále měniči pro zásobování napájecích sítí vozu a akumulátory. Za čelním vozem následuje další M1.2 se zdrojem stlačeného vzduchu pro pneumatická zařízení. Prostřední vůz M1.3 má uvnitř centrální řídicí systém [5]. Jednotlivé vozy jsou v soupravě řazeny takto: M1.1 – M1.2 – M1.3 – M1.2 – M1.1

Všechny podvozky pražského metra M1 je tvořen dvěma hnacími dvojkolími s individuálním pohonem. To znamená, že každé dvojkolí má svůj vlastní trakční elektromotor. Přenos krouťícího momentu jde od tohoto elektromotoru přes sférickou zubovou spojku, následně pak přes vstupní hřídel převodovky. Výstupní hřídel převodky je dutý. Tento přijde nalisovat na sedlo na nápravové hřídeli a tím k přenosu točivého momentu přímo na dvojkolí. Celou sestavu podvozku metra M1 můžeme vidět na Obr.1.

Trakční elektromotor je asynchronní čtyřpólový elektromotor s kotvou nakrátko od bývalé německo-švédské firmy ADtranz o výkonu 160kW. Dnešním majitelem této společnosti je korporace Bombardier Transportation. Napájení metra je zajištěno třetí kolejnicí o stejnosměrném napětí 750V. Sběrač zajišťuje dodávku elektrické energie elektromotoru. Protože napájecí soustava je stejnosměrného napětí a elektromotor je střídavý, je vybaven elektronikou pro rozfázování stejnosměrného proudu na střídavý a frekvenční měnič, který plynule mění frekvenci střídavého proudu a s tím i charakteristiku asynchronního elektromotoru.

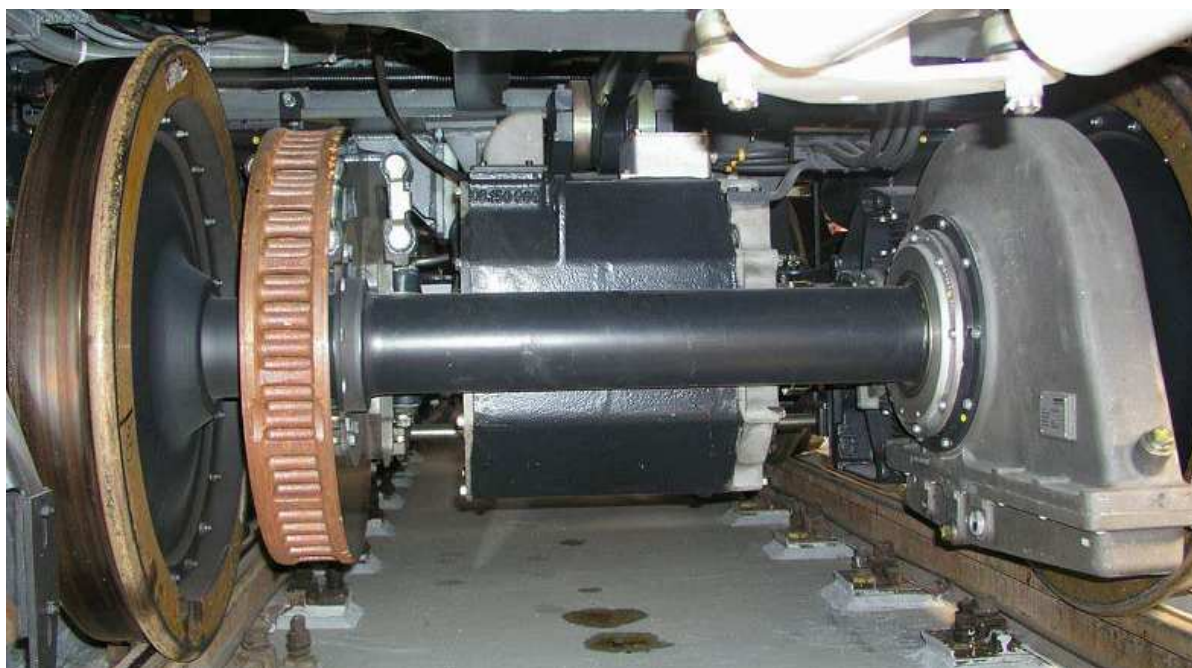
K hřídeli elektromotoru je připojena sférická zubová spojka, která umožňuje vzájemný relativní pohyb trakčního motoru a převodovky, protože elektromotor je samostatně upevněn přes silentbloky k rámu a stejně tak je samostatně připevněna převodovka přes svislou závěsku. Rozdílné pohyby elektromotoru i převodovky řeší právě výše zmíněná sférická zubová spojka.

Brzdový kotouč je na každé nápravě jen jeden. Způsob upevnění je lisováním na sedlo nápravového hřídele. Při brzdění se používá elektrodynamické brzdy.

Brzdění soupravy z maximální rychlosti je nejdříve omezeno výkonem elektromotoru. Zpočátku dává menší brzdnu sílu. Výkonové omezení spočívá v tom, aby v elektromotoru při brzdění nevznikaly příliš velké proudy, které by jej mohly trvale poškodit či zničit. Při poklesnutí rychlosti soupravy brzdňý účinek již není omezen výkonem elektromotoru, ale je omezen adhezí kola-kolejnice případně maximálním brzdňým zrychlením. Při velmi nízkých rychlostech elektrodynamická brzda již není dostatečně výkonná a proto dobrzdění zajišťuje brzdový kotouč. Protože třecí brzdový kotouč se opravdu používá na konci brzdňého cyklu, jeden brzdový kotouč opravdu stačí.

Převodovka u soupravy M1 je čelní jednostupňová. Celkový převodový poměr této převodovky je 6,47. Tímto převodovým poměrem musí být zajištěno dosažení maximální rychlosti vozidla při maximálních otáčkách trakčního elektromotoru. Maximální rychlost soupravy metra je 80 km/h [5].

Převodovka je koncipována tak, že ložiska jsou mezi výstupním hřídelem, který je nalisován na nápravovém hřídeli, a skříní převodovky. Celá sestava převodovky je tedy umístěna otočně kolem nápravy. Přibližná sousost vstupního hřídele převodovky a elektromotoru je zajištěna svislou závěskou. Převodovka je na svěrných plochách sevřena čelistmi závěsky. Toto tuhé uchycení je částečně tlumeno vloženými silentbloky, které tlumí rázy vzniklé pohybem soupravy.



Obr.1. Pohled na sestavu pohonu soupravy metra M1

1.2 Pohon metra pomocí dvoustupňové převodovky

Jednostupňová převodovka použitá v M1 má mnohé přednosti. Nedílnou součástí je její konstrukční jednoduchost, nižší spotřeba materiálu a v podvozkovém prostoru, kde není příliš volného místa, nízká prostorová náročnost. Díky malé šířce jednostupňové čelní převodovky může být umístěn brzdový mechanismus ještě na nápravě. V případě dvoustupňové převodovky její skříň narůstá do šířky a tím pádem zabírá místo umístění brzdové soustavy.

Světlná výška u kolejových vozidel činí minimálně 80 mm nad temenem koleje. Tudíž při vyšších převodových poměrech narůstá její rozměr a blíží se osmdesátimilimetrové hranici. Zde vzniká první omezení pro použití převodovky jednostupňové. Velkou nevýhodou těchto převodovek je též jejich hlučnost.

Dvoustupňová převodovka se tedy vyznačuje vyššími převodovými poměry a nízké hlučnosti.

Proto nyní budeme navrhovat dvoustupňovou převodovku, která by měla minimální šířkové rozměry a tím pádem nenarušila již použité umístění brzdového systému na nápravě. Závěrem této práce je stanovení, zda je možné těchto nároků dosáhnout, případně varianty náhradního způsobu umístění brzdové soustavy.

2 Konstrukční návrh dvoustupňové čelní převodovky

Konstrukční návrh spočívá ve stanovení jízdního cyklu soupravy, stanovení požadavků na prostorové uspořádání, geometrické rozměry ozubení, dále silové poměry v ložiscích a jejich životnost a vlastní frekvence.

2.1 Základní parametry vozidla

	Hodnota	Označení
- rozchod	1 435 mm	
- max. nápravové zatížení	125 kN	Q
- vzdálenost středů nápravových ložisek	1 885 mm	
- max. rychlost	80 km/hod	v_{MAX}
- výkon motoru	160 kW	P
- jmenovité otáčky	1890 min^{-1}	n_{Mjm}
- maximální otáčky	3850 min^{-1}	n_{Mmax}
- průměr kol (opotřebený)	850 (770) mm	$D_{max} (D_{min})$
- šířka kolejového kanálu	max 55 mm	
- brzda	kotoučová	
- součinitel adheze při přenosu hnací síly	0,3	μ_{ROZ}
Při brzdění	0,15	μ_{BRR}
Průměr brzdového kotouče	590 mm	

Odvalováním ocelového kola po kolejnici dochází k jeho opotřebování a obroušování, nové kolo má průměr $D_{max} = 850 \text{ mm}$ a nejmenší průměr kola, které lze ještě používat je $D_{min} = 770 \text{ mm}$.

Určení středního průměru kola:

$$D = \frac{D_{max} + D_{min}}{2} = 810 \text{ mm} \quad (1)$$

2.2 Stanovení jízdního cyklu

Během jízdy kolejového vozidla v tunelu na něj působí proměnné hodnoty odporu prostředí jako je odpor valení a proudění vzduchu v tunelu.

Vozidlový odpor:

Měrný vozidlový odpor je dán vztahem:

$$o_{\text{VOZ}} = a + bV + ctV^2 \quad (2)$$

Koeficienty:

$$a = 1$$

$$b = 0,008$$

$$c = \frac{0,156}{m_{\text{SOUPRAVA}}} \quad \dots \quad \text{součinitel měrného odporu vzduchu závislý}$$

na hmotnosti soupravy

$$t = 7,34 \quad \dots \quad \text{součinitel definující vliv tvaru a konstrukce tunelu}$$

Celkový odpor vozidla je dán vztahem :

$$O_{\text{VOZ}} = o_{\text{VOZ}} \cdot \frac{Q}{g} \quad (3)$$

Rozjezdová síla je nejprve omezena adhezí, následně výkonem použitého elektromotoru.

K výdrži na konstantní maximální rychlosti je potřeba pokrýt vozidlový odpor.

Při brzdění z max. rychlosti jsme nejprve omezeni výkonem elektromotoru a následně adhezí.

Protože mez adheze při rozjezdu je příliš vysoká a dovoluje příliš vysoké rozjezdové zrychlení, omezíme rozjezdovou sílu součinitelem omezení adheze ε , obdobně budeme postupovat při brzdění.

$$\text{Maximální rozjezdové zrychlení:} \quad a_{\text{ROZMAX}} = 1,6 \text{ m.s}^{-2} \quad \text{při } \varepsilon_{\text{ROZ}} = 0,55$$

$$\text{Maximální brzdné zrychlení:} \quad a_{\text{BRZMAX}} = 1,5 \text{ m.s}^{-2} \quad \text{při } \varepsilon_{\text{BRZ}} = 1$$

Stanovení rozjezdové/ brzdné síly pro jednotlivé části jízdního cyklu:

Závislost tahové síly uvedené v grafu je složena z několika křivek.

První křivka určuje omezení maximálního dovoleného rozjezdového zrychlení (má tvar přibližně konstantní funkce)

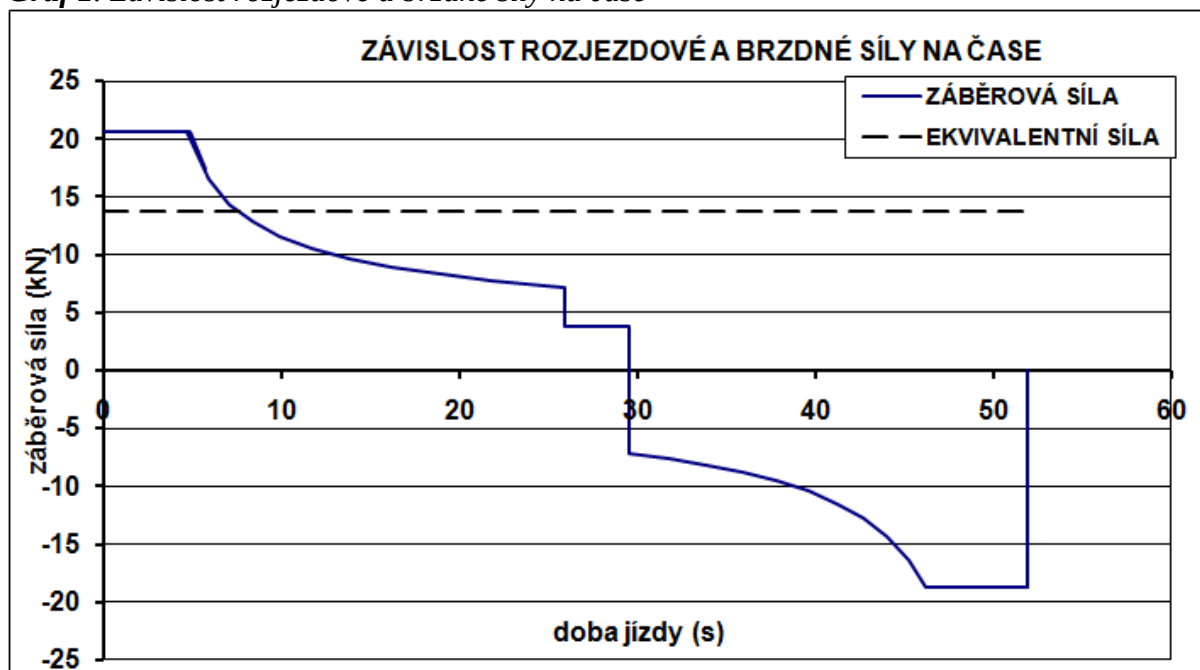
Druhá část křivky je tzv. výkonové omezení elektromotoru, kdy po překročení kritické rychlosti elektromotor s rostoucí rychlostí dodává stále menší sílu (tvar funkce je hyperbola)

Následný skok odpovídá dosažení maximální rychlosti a pokrytí odporové síly vozidla.

Následuje brzdění soupravy, které je opět nejdříve omezeno výkonem elektromotoru (hyperbola) a pak je brzdná síla omezena mezí adheze.

- | | |
|---|--|
| 1. část: omezení adhezí resp max. rozjezdovým zrychlením | $F_{\text{ROZMAX}} = G \cdot \mu_{\text{ROZ}} \cdot \varepsilon_{\text{ROZ}}$ |
| 2. část: omezení výkonové | $F_{\text{ROZ}} = \frac{P}{v}$ |
| 3. část: výdrž na max. rychlosti | $F = O_{\text{VOZ}}$ |
| 4. část: brzdění elektromotorem | $F_{\text{BRZD}} = \frac{P}{v}$ |
| 5. část: brzdění omezené adhezí resp. max. brzdným zrychlením | $F_{\text{BRZDMAX}} = G \cdot \mu_{\text{BRZ}} \cdot \varepsilon_{\text{BRZ}}$ |

Graf 1. Závislost rozjezdové a brzdné síly na čase



Zrychlení v jednotlivých režimech jízdního cyklu jsou dány:

Při rozjezdu:

$$a_{ROZ} = \frac{F_{ROZ} - O_{VOZ}}{m} \quad (3)$$

Při brzdění:

$$a_{BRZDA} = \frac{O_{VOZ} + F_{BRZD}}{m} \quad (4)$$

Samotná hodnota zrychlení je závislá na rychlosti, protože s rychlostí narůstá i vozidlový odpor.

Výpočet rychlosti, při které narazíme na výkonové omezení elektromotoru:

$$v_{krit} = \frac{P}{Q \cdot \mu \cdot \varepsilon} = \frac{160 \text{ kW}}{125 \text{ kN} \cdot 0,3 \cdot 0,55} = 7,76 \text{ m/s} = 27,93 \text{ km/h} \quad \text{při } \varepsilon = 0,55 \quad (5)$$

Velikost **ekvivalentní síly**, kterou nahradíme nekonstantní průběh hnací síly je dán vztahem:

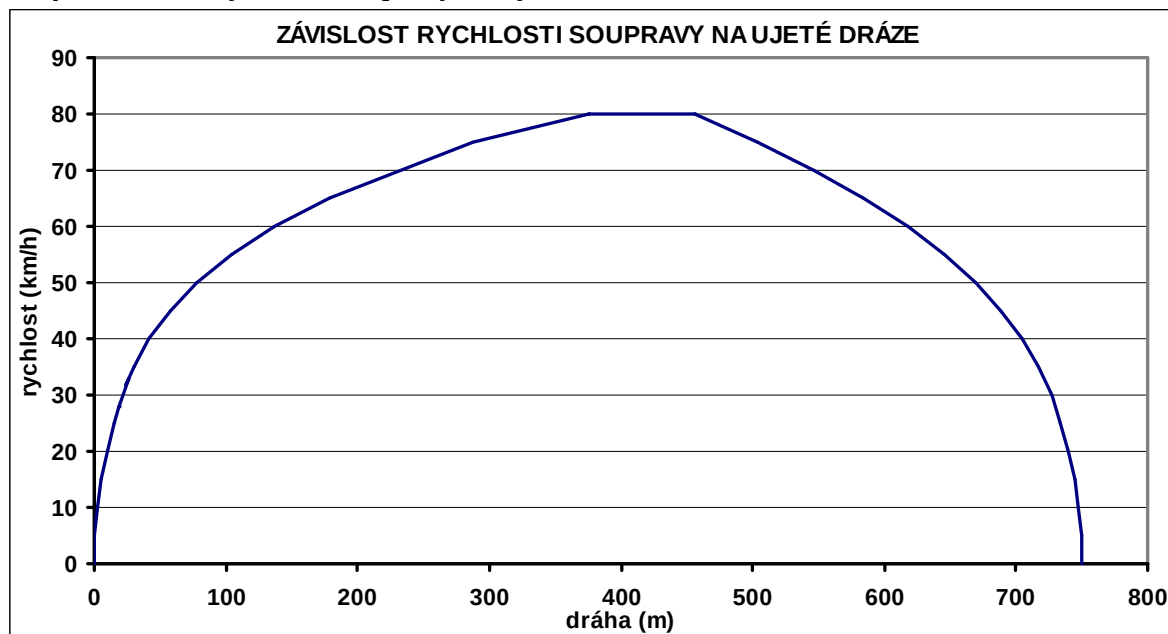
$$F_{ekv} = \sqrt[3]{\frac{\sum |F_i|^3 \cdot t_i}{\sum t}} = 13,7 \text{ kN} \quad (6)$$

Ekvivalentní síle odpovídají ekvivalentní otáčky a rychlost soupravy:

$$v_{EKV} = \frac{P}{F_{EKV}} = 42,02 \text{ km/h} \quad (7)$$

$$\text{Velikost maximální síly odpovídá síle rozjezdové:} \quad F_{MAX} = 20,7 \text{ kN.} \quad (8)$$

Graf2. Závislost rychlosti soupravy na ujeté dráze



2.3 Výpočet převodového poměru, základních geometrických parametrů a únosnost ozubení

Celkový převodový poměr je dán maximálními otáčkami motoru a otáčkami dvojkolí při maximální rychlosti 80 km/h.

Výpočet celkového převodového poměru:

$$i_C = \frac{n_{M \max}}{n_{D \max}} = 7,348 \quad (9)$$

$$n_{M \max} = 3850 \text{ min}^{-1} \quad \dots \text{ maximální otáčky elektromotoru – zadaná hodnota}$$

$$n_{D \max} = \frac{60 \cdot v_{MAX}}{\pi \cdot D} \quad \dots \text{ otáčky dvojkolí při maximální rychlosti 80 km/h}$$

Celkový i dílčí převodové poměry určíme ze zvoleného počtu

$$z_1 = 19 \quad z_2 = 50 \quad i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 2,632 \quad (10)$$

$$z_3 = 19 \quad z_4 = 53 \quad i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = 2,789 \quad (11)$$

Celkový skutečný převodový poměr konstruované převodovky:

$$i_C = i_{12} \cdot i_{34} = 7,341 \quad (12)$$

Výpočet ekvivalentních hodnot točivých momentů na jednotlivých hřídelích

Značení indexů: 1 ... hnací hřídel – u elektromotoru
 2 ... předlohový hřídel
 3 ... hnaný hřídel = nápravový hřídel
 $\eta = 0,98$... účinnost převodového poměru

$$M_{K3} = F_{EKV} \cdot \frac{D}{2} = 5551,3 Nm \quad (13)$$

$$M_{K2} = \frac{M_{K3}}{i_{34} \cdot \eta} = 1824,2 Nm \quad (14)$$

$$M_{K1} = \frac{M_{K2}}{i_{12} \cdot \eta} = 786 Nm \quad (15)$$

Návrh modulu ozubení – dle Bacha [1] :

$$m_{12} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{K1} \cdot \cos \beta_{12}}{\pi \cdot c \cdot \Psi \cdot z_1 \cdot \zeta}} = 5,48 mm \quad (16)$$

$$m_{34} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{K2} \cdot \cos \beta_{34}}{\pi \cdot c \cdot \Psi \cdot z_3 \cdot \zeta}} = 7,52 mm \quad (17)$$

Volba modulů: $m_{12} = 5 mm$, $m_{34} = 7 mm$
 $\zeta = 1$... součinitel pro čelní ozubené kolo
 $C = 8000000 Pa$... materiálová hodnota – pro ocel
 $\Psi = 20$... součinitel pro čelní ozubené kolo
 $\beta_1 = 10^\circ$ $\beta_3 = 6^\circ$

$$tg \beta_3 = tg \beta_1 \frac{d_{w3}}{d_{w2}} \quad \dots \text{aby se axiální síly na předlohovém hřídeli vyrušily} \quad (18)$$

Ostatní parametry 1. i 2. Soukolí vypočítáme a jejich únosnost ověříme pomocí programu OZUB3.xls. Tento koresponduje s normou pro kontrolu ozubení ISO 6336.

Protože se však jedná o zatěžování ozubení proměnlivou silou, bude potřeba zkontrolovat ozubení na dotyk a ohyb v následujících čtyřech kritických stavech.

Přibližné hodnoty můžeme pozorovat z Tabulky 1. a Tabulky 2.

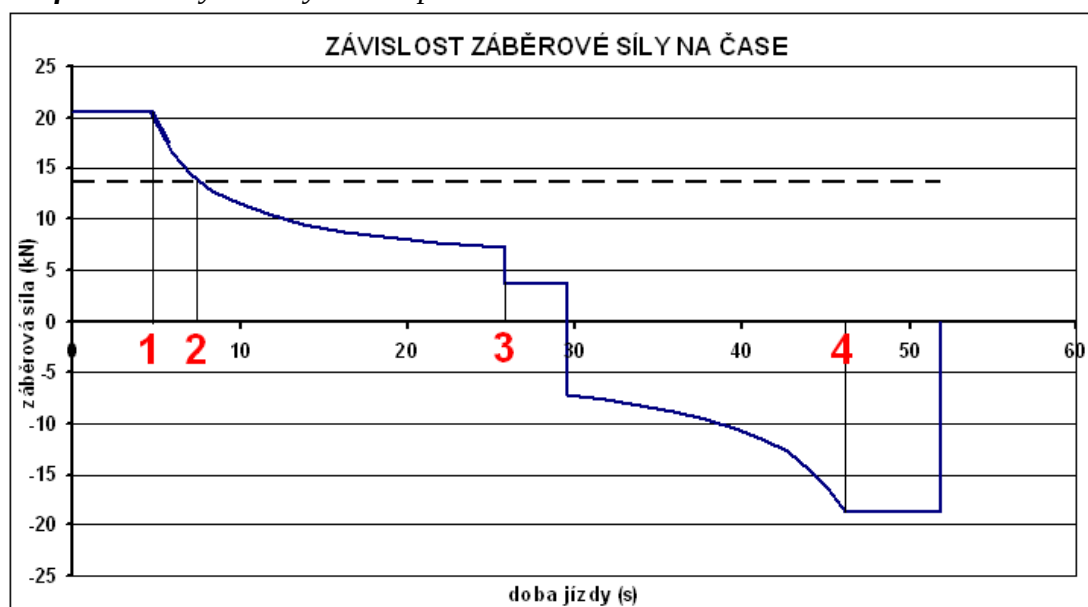
Tabulka 1. Koefficienty bezpečnosti ozubení v dotyku a ohybu pro 1. soukolí

	1. SOUKOLÍ		1. kolo		2. kolo	
	n1	M1	SH	SF	SH	SF
STAV 1	1343	1138	1,34	2,58	1,34	2,58
STAV 2	2020	756	1,61	3,69	1,61	3,70
STAV 3	3846	397	2,02	5,82	2,02	5,81
STAV 4	1477	1035	1,40	2,82	1,40	2,81

Tabulka 2. Koeficienty bezpečnosti ozubení v dotyku a ohybu pro 2. soukolí

	2. SOUKOLÍ		3. kolo		4. kolo	
	n2	M2	SH	SF	SH	SF
STAV 1	510	2995	1,27	2,65	1,27	2,74
STAV 2	768	1990	1,54	3,91	1,54	4,05
STAV 3	1462	1045	2,04	6,84	2,04	7,09
STAV 4	561	2722	1,33	2,90	1,33	3,01

Graf 3. Hodnoty kritických míst pro životnost ozubení



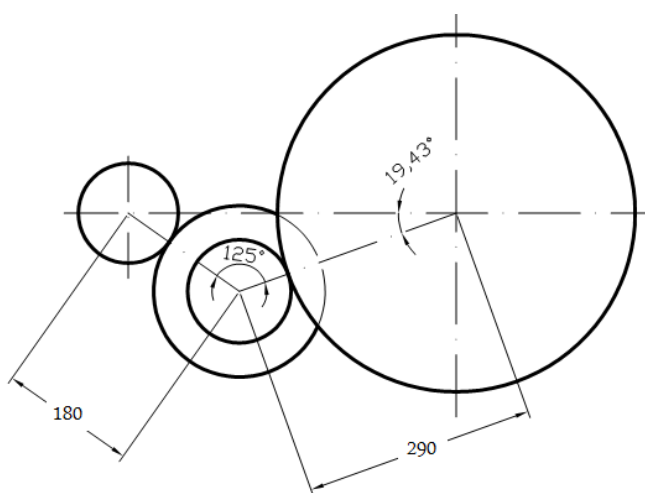
Již zde při navrhování parametrů ozubení musíme pamatovat na fakt minimální velikosti skříně převodovky.

Prvním omezením je již zmíněná minimální světlost podvozku vozidla. To znamená, že převodovková skříň musí být umístěna výše než 80 mm nad temenem kolejnice.

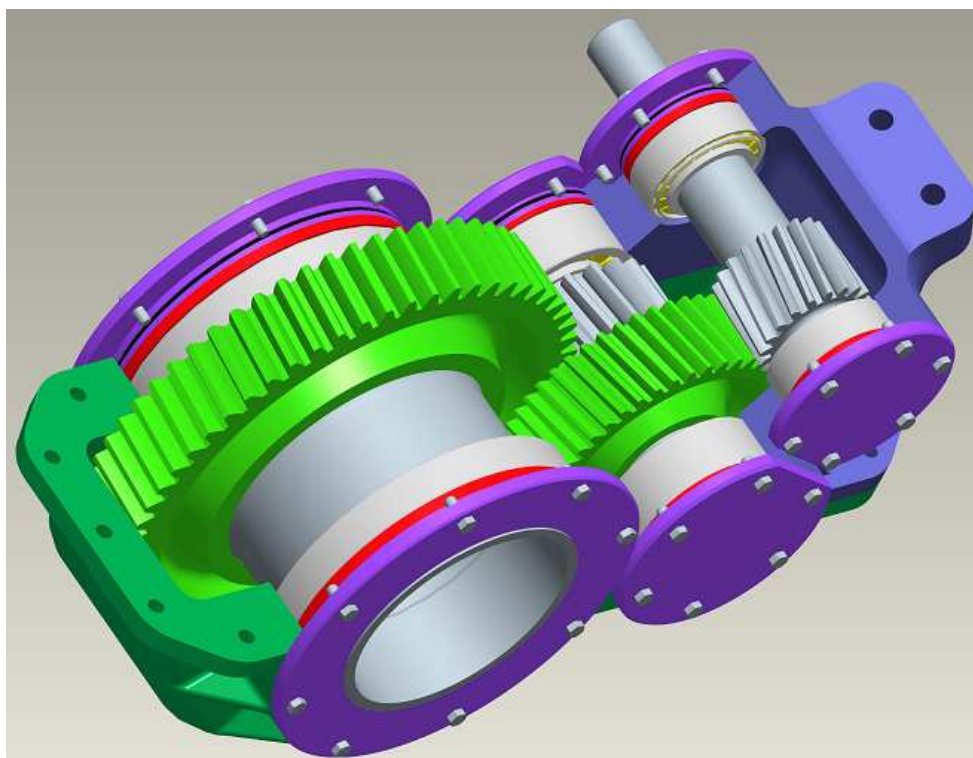
Druhým omezením je, aby použitý elektromotor BASu 5529/4 byl co nejblíže nápravě, ale nesmí dojít k prostorové kolizi. Minimální mezera mezi stěnami elektromotoru a nápravou je 20 mm. Tato vzdálenost je dána upevněním elektromotoru k rámu a jeho možného relativního pohybu.

Třetím požadavkem na prostorovou úspornost je snížení celkové délky převodu. Délka elektromotoru i zubové spojky se redukovat nedá, protože se jedná o nakupované díly. Zbývá snížit šířku převodovky. Ta je dána šířkou ozubení. Nabízí se však možnost umístit spojku co nejblíže pastorku. Na Obr.3 vidíte, kolik místa ušetříme, když umístíme spojku těsně za víčko vstupního hřídele převodovky.

Dalším požadavkem je, aby obě dvě velká ozubená kola byla stejně hluboko, a tak bylo zajištěno mazání obou soukolí broděním v oleji.



Obr. 2. Geometrické rozestavení



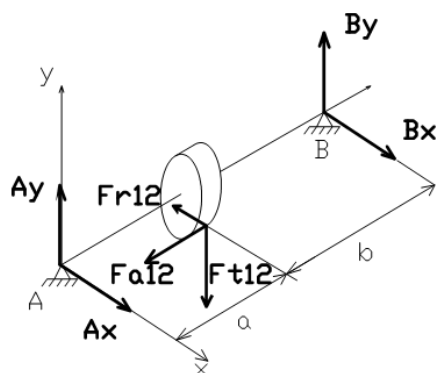
Obr. 3 Rozestavení hřídelů a příliš velká vzdálenost ložiska od ozubení pastorku

2.4 Reakce v uložení a životnost ložisek

Silové poměry vypočítáme z momentové rovnováhy k bodům A, B, tedy k ložiskům. Hodnoty sil, kterými jsou ložiska zatěžovány jsou uvedeny v Tab. 3.-5. při kontrole ložisek.

Hřídel 1

1. směr otáčení



Obr. 4. Schéma silových poměrů na prvním hřídeli

$$A_x = \frac{F_{R12} \cdot b + F_{A12} \cdot d_1 / 2}{a + b} \quad (19)$$

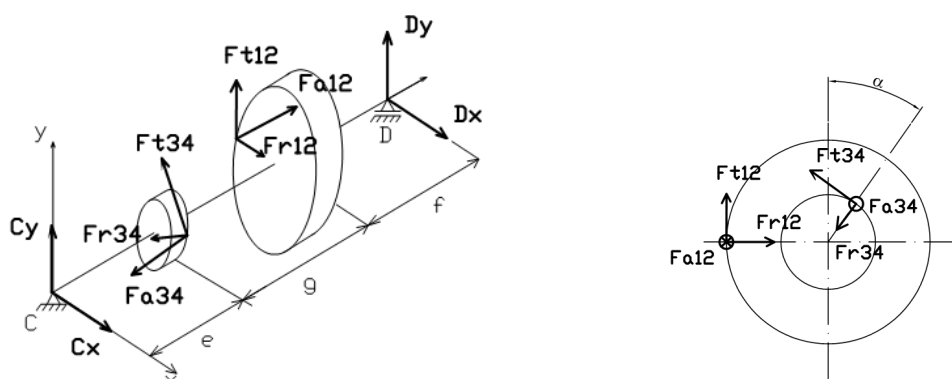
$$B_x = \frac{F_{R12} \cdot a - F_{A12} \cdot d_1 / 2}{a + b} \quad (20)$$

$$A_y = F_{T12} \frac{b}{a + b} \quad (21)$$

$$B_y = F_{T12} \frac{a}{a + b} \quad (22)$$

Hřídel 2

1. směr otáčení



Obr. 5. Schéma silových poměrů na druhém hřídeli

$$D_x = \frac{e(F_{R34} \cdot \sin \alpha + F_{T34} \cdot \cos \alpha) - F_{A34} \cdot (d_3 / 2) \cdot \sin \alpha - F_{R12} \cdot (e + g) - F_{A12} \cdot d_2 / 2}{e + g + f} \quad (23)$$

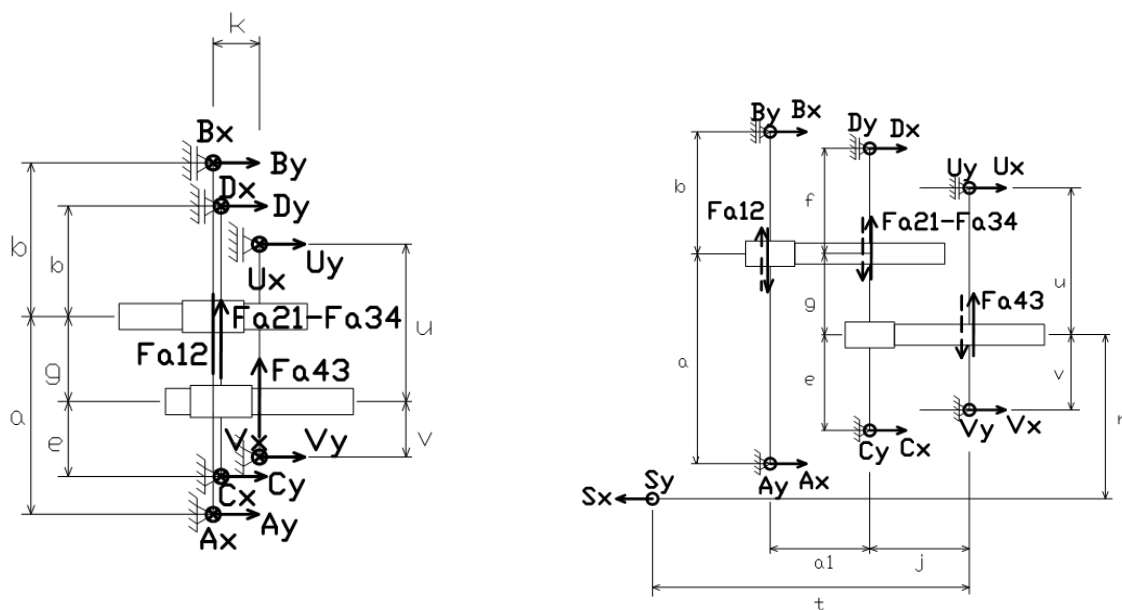
$$C_x = \frac{(g + f)(F_{R34} \cdot \sin \alpha + F_{T34} \cdot \cos \alpha) - F_{R12} \cdot f + F_{A12} \cdot d_2 / 2 + F_{A34} \cdot (d_3 / 2) \cdot \sin \alpha}{e + g + f} \quad (24)$$

$$D_y = \frac{e(F_{R34} \cdot \cos \alpha - F_{T34} \cdot \sin \alpha) - F_{A34} \cdot (d_3 / 2) \cos \alpha - F_{T12} \cdot (e + f)}{e + g + f} \quad (25)$$

$$C_y = \frac{(g + f)(F_{R34} \cdot \cos \alpha - F_{T34} \cdot \sin \alpha) + F_{A34} \cdot (d_3 / 2) \cos \alpha - F_{T12} \cdot f}{e + g + f} \quad (26)$$

Obdobně bychom vypočítali i silové poměry pro druhý směr otáčení, jen směry axiálních a obvodových sil by měly opačný směr

Hřídel 3



Obr. 6 Schéma silových poměrů na třetím hřídeli

1. směr

$$V_X = \frac{B_X(b+g-u) - F_{A12}(a_1+j) - A_X(a-g+u) + D_X(f+g-u) + j(F_{A21} - F_{A34}) - C_X(e+u) + S_X(r+u)}{u+v}$$

$$U_X = \frac{A_X(a-g-v) + F_{A21}(a_1+j) - B_X(b+g+v) + C_X(e-v) - (F_{A21} - F_{A34})j - D_X(f+g+v) - S_X(r-v)}{u+v}$$

$$V_Y = \frac{B_Y(b+g-u) - F_{A21}k - A_Y(a-g+u) + D_Y(f+g-u) + (F_{A21} - F_{A34})k - C_Y(e+u) - S_Y(r+u)}{u+v}$$

$$U_Y = \frac{-B_Y(b+g+v) + F_{A21}k + A_Y(a-g-v) - D_Y(f+g+v) - (F_{A21} - F_{A34})k + C_Y(e-v) + S_Y(r-v)}{u+v}$$

Návrh ložisek

Ložiska jsem volil z katalogů SKF a na jejich webových stránkách jsem kontroloval jejich životnosti. Životnost ložisek jsem navrhoval při zatěžování ekvivalentní silou při ekvivalentních otáčkách. Rovněž musíme provést kontrolu, zda maximální otáčky, kterými se budou ložiska otáčet, jsou menší než maximální povolené otáčky každého ložiska, které jsou uvedeny v katalogu ložisek SKF. Rovněž kontrolujeme, zda maximální zatížení, kterým budou ložiska namáhány při rozjezdu, jsou menší než statická únosnost ložisek C_0 , což zjistíme v katalogu též.

Základní životnost ložisek je popsáno normou : ISO 281:1990

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (27)$$

Tabulka 3. Velikosti sil a životnost ložisek prvního hřídele

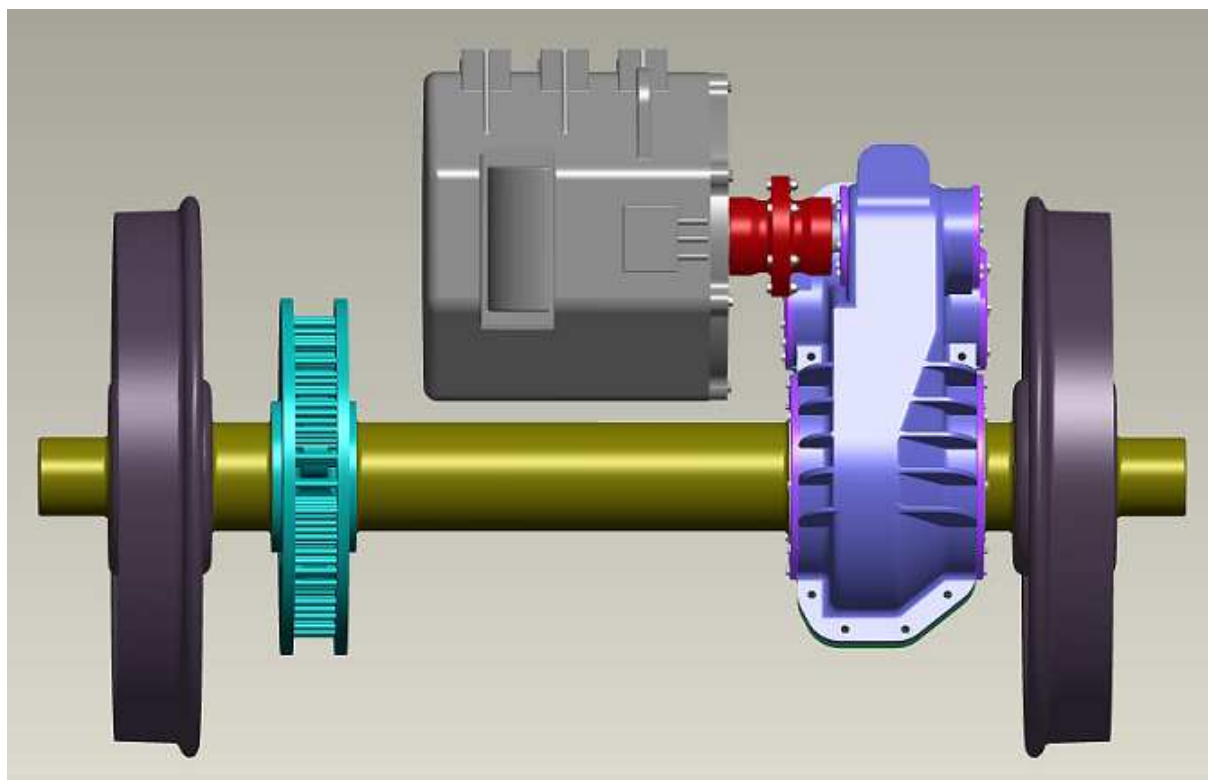
Kuželíkové ložisko T2ED 055 / QCLN				
	d =	55 mm	C =	179 kN
	D =	110 mm	Co =	232 kN
	T =	39 mm	N _{MAX SKF} =	4500 min ⁻¹
	LOŽISKO A		LOŽISKO B	
F _{RADEKV} (N)	7719		10 429	
F _{AXEKV} (N)	2 879		2 879	
n (1/min)	2 020		2 020	
P (N)	8 050		10 500	
L _{10h} (hod)	255 100		105 200	
F _{RADEKV} (N)	11 615		15693	
F _{AXEKV} (N)	4 331		4 331	
P _{MAX} (N)	11 700		15 700	
n _{MAX F} (1/min)	3 850		3 850	

Tabulka 4. Velikosti sil a životnost ložisek druhého hřídele

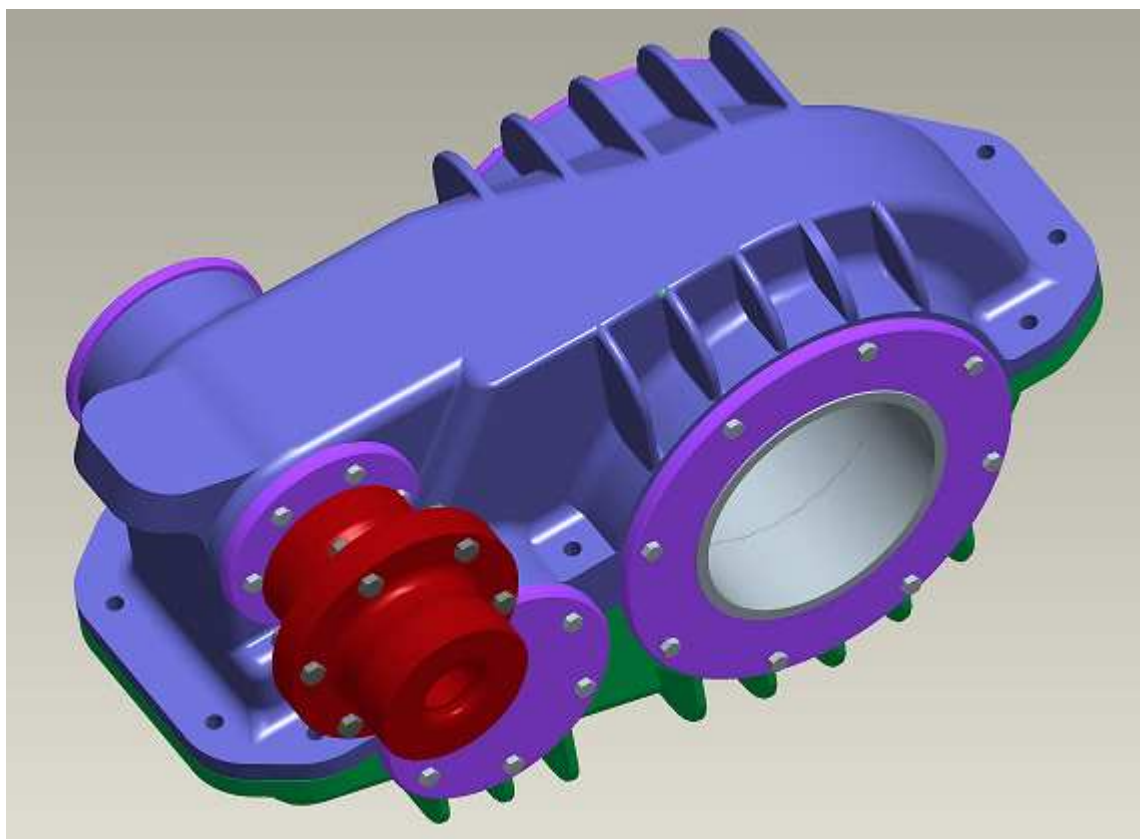
Válečkové ložisko NJ 2313 ECML				
	d =	65 mm	C =	285 kN
	D =	140 mm	Co =	290 kN
	T =	48 mm	N _{MAX SKF} =	5300 min ⁻¹
	LOŽISKO C		LOŽISKO D	
F _{RADEKV} (N)	25 411 N		21 014	
F _{AxEKV} (N)	6 N		6	
n	855		855	
P (kN)	25 500		21 100	
L _{10h}	61 600		114 400	
F _{RADEKV} (kN)	38 240		31 620	
F _{AxEKV} (kN)	9		9	
P _{MAX} (kN)	38 300		31 700	
N _{MAX F}	1 461		1 461	

Tabulka 5. Velikosti sil a životnost ložisek třetího hřídele

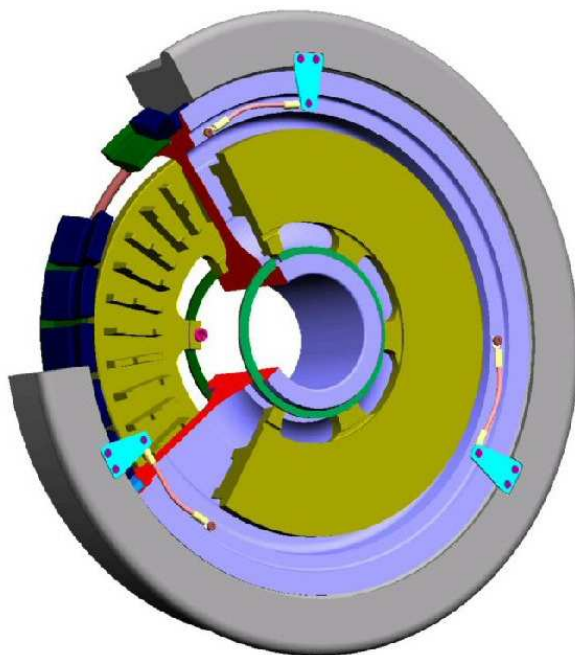
Válečkové ložisko T2DC 220/VE141				
	d =	220 mm	C =	396 kN
	D =	285 mm	Co =	830 kN
	T =	41 mm	N _{MAX SKF} =	1500 min ⁻¹
	LOŽISKO U		LOŽISKO V	
F _{RADEKV} (N)	10 274		29 200	
F _{AxEKV} (N)	2 793		2 793	
n	275		275	
P (kN)	10 300		29 200	
L _{10h}	> 1 000 000		360 500	
F _{RADEKV} (kN)	15 460		43 940	
F _{AxEKV} (kN)	4 203		4 203	
P _{MAX} (kN)	15 500		44 000	
N _{MAX F}	524		524	



***Obr. 7.** Prostorové uspořádání pohonu*



***Obr. 8.** Vnoření zubové sférické spojky do skříně převodov*



Obr. 9. Brzdový kotouč umístěný v kole

3. Závěr

Navrhovali jsme dvoustupňovou čelní převodovku pro pohon dvojkolí metra. Takováto převodovka je při chodu tišší, což jistě potěší cestující.

Požadavek na minimální šířku skříně byl splněn. Pro umístění brzdového kotouče na nápravě jsme tímto získali prostor 383 mm. Otázkou však zůstává, zda-li tento prostor stačit bude. Dle vzdáleností odměřených z obrázku Po odměření z katalogů [4] jsem zjistil, že minimální prostor pro umístění brzdového kotouče spolu s brzdovými třmeny a válcem, který je upevněn na hlavním příčnicku rámu, je cca 400 mm. Nyní by se vedli diskuze s konstruktéry brzdových systémů, zda je možné najít nějaký kompromis v konstrukci brzdového systému. V kladném případě bychom dosáhli nezměněné koncepce nápravy a brzdový kotouč by byl umístěn podobně jako na Obr. 7. Pokud by námi získaný prostor nestačil, museli bychom umístit brzdové kotouče do kol, viz Obr. 9. Druhá možnost je ponechat brzdový kotouč na nápravě avšak brzdový mechanismus bude ukotven na předním, přídatném příčnicku rámu. Zde bychom ale museli pozměnit konstrukci rámu.

Jak ale vyplývá z výše uvedených závěrů, navrhli jsme dvoustupňovou převodovku, která bude tichá a spolehlivá a která poskytuje minimální zástavbový prostor, což bylo také naším úkolem.

Seznam symbolů

A_X	reakce v ložisku A ve směru osy x	[N]
A_Y	reakce v ložisku A ve směru osy y	[N]
B_X	reakce v ložisku B ve směru osy x	[N]
B_Y	reakce v ložisku B ve směru osy y	[N]
C	dynamická únosnost ložisek	[kN]
C_X	reakce v ložisku C ve směru osy x	[N]
C_Y	reakce v ložisku C ve směru osy y	[N]
D_X	reakce v ložisku D ve směru osy x	[N]
D_Y	reakce v ložisku D ve směru osy y	[N]
F_A	axiální síla v ozubení	[N]
F_{ekv}	ekvivalentní síla	[N]
F_{BRZD}	brzdná síla	[N]
F_R	radiální síla v ozubení	[N]
F_{ROZ}	rozjezdová síla	[N]
F_T	obvodová síla v ozubení	[N]
i_C	celkový převodový poměr	[-]
i_{12}	převodový poměr prvního soukolí	[-]
i_{34}	převodový poměr druhého soukolí	[-]
L_{10h}	základní životnost ložisek v hodinách (90% spolehlivost)	[hod]
M_{k1}	krouticí moment na prvním hřídeli	[Nm]
M_{k2}	krouticí moment na druhém hřídeli	[Nm]
M_{k3}	krouticí moment na třetím hřídeli	[Nm]
m_{12}	normální modul prvního soukolí	[mm]
m_{34}	normální modul druhého soukolí	[mm]
N	otáčky	[1/min]
O_{voz}	vozidlový odpor	[N]
o_{voz}	měrný vozidlový odpor	[N/kN]
P	výkon elektromotoru	[kW]
P	ekvivalentní dynamické zatížení	[kN]
p	exponent životnosti	[-]
v_{ekv}	ekvivalentní rychlost	[m/s]
z_1	počet zubů prvního kola	[-]
z_2	počet zubů druhého kola	[-]
z_3	počet zubů třetího kola	[-]
z_4	počet zubů čtvrtého kola	[-]
β_{12}	úhel sklonu zubu prvního soukolí	[°]
β_{34}	úhel sklonu zubu druhého soukolí	[°]
ϵ_{BRZD}	součinitel adheze pro brzdění	[-]
ϵ_{ROZ}	axiální síla v ozubení	[-]

Seznam použité literatury

- [1] Kugl, Otmar: Projekt III. Ročník, Naklad. ČVUT, Praha, 1997
- [2] Pohl, Rudolf: Dopravní prostředky v plánech a obrazech I, Naklad. ČVUT, Praha, 2008
- [3] Drastík F.: Strojnické tabulky pro konstrukci a dílnu, Naklad. Montanex, Ostrava, 1995
- [4] <http://www.bonatrans.cz/cz/dvojkoli.html>
- [5] <http://www.metroweb.cz/metro/M1/M1.htm>