



**FAKULTA  
ŠTOJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh elektromotorického kolejového  
přestavníku**

**Design of Railway Switch Point**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2019**

**Lukáš FARA**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Fara** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **465382**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a části strojů**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh kolejového elektromotorického přestavniku**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Railway Switch Point**

Pokyny pro vypracování:

V rámci bakalářské práce navrhnete kolejový elektromotorický přestavník. Práce bude obsahovat rešerši běžných konstrukčních řešení elektromotorických kolejových přestavníků. Na základě této rešerše a zvolených parametrů, proveďte vlastní návrh mechanické části kolejového přestavniku. Proveďte potřebné návrhové a kontrolní výpočty vybraných uzlů přestavniku. Vypracujte 3D model koncepčního návrhu přestavniku a vytvořte 2D výkres sestavy.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.  
ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.  
KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Roman Uhlíř, Ph.D., ústav konstruování a části strojů FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **19.03.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: **12.12.2019**

Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis škana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

23.4.2019  
Datum převzetí zadání

Fara  
Podpis studenta

**PROHLÁŠENÍ:**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: Návrh elektromotorického kolejového přestavníku vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 13.07.2019

Lukáš FARA

.....

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D. za věcné připomínky a odborné rady při vypracovávání bakalářské práce.

## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Lukáš Fara  
Název BP: Návrh kolejového elektromotorického přestavníku  
Anglický název: Design of Railway Switch Point  
Rok: 2019  
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství  
Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový  
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů  
Vedoucí BP: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.  
Bibliografické údaje: počet stran 28  
počet obrázků 25  
počet tabulek 6  
počet příloh 2

Klíčová slova: přestavník, železnice, výhybka, konstrukce

Keywords: switch point, railway, points, design

### Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá rozбором jednotlivých konstrukčních řešení kolejových přestavníků. V dané problematice jsem analyzoval základní technické parametry kolejových přestavníků a rozebral jsem nejpoužívanější konstrukční řešení. Druhá část práce obsahuje návrh a konstrukční provedení vlastního elektromotorického kolejového přestavníku.

### Abstract:

This bachelor thesis deals with the analysis of individual constructional solutions of rail switch points. In this issue, I analyzed the basic technical parameters of rail switch points and analyzed the most used design solutions. The second part of the thesis contains design and construction of own electromotive rail switch point.

## Obsah

1. Úvod.....	1
2. Kolejové přestavníky .....	2
2.1. Základní parametry kolejových přestavníků.....	2
2.1.1. Přestavný odpor.....	2
2.1.2. Přestavná síla.....	3
2.1.3. Přídržná síla .....	3
2.1.4. Přestavná dráha .....	3
2.1.5. Přestavný čas .....	3
2.2. Mechanické kolejové přestavníky.....	4
2.3. Elektromotorické přestavníky.....	5
2.3.1. Elektromotorický přestavník EP 600.....	5
2.3.2. Elektromotorický přestavník EPK 600.....	6
3. Koncepční návrh.....	7
4. Návrh závitové dvojice.....	8
4.1. Základní návrhové výpočty.....	8
4.1.1. Stanovení středního průměru závitu. ....	8
4.1.2. Výpočet úhlu stoupání $\gamma$ , úhlu boku $\beta_n$ profilu a redukovaného třecího úhlu $\varphi'$ .....	8
4.1.3. Návrh výšky matice (h) a konstrukčního počtu závitů (z).....	8
4.2. Kontrolní výpočty pohybového šroubu .....	9
4.2.1. Kontrola otlačení činných závitů .....	9
4.2.2. Kontrola dřívku šroubu .....	9
4.2.2.1. Napětí v tlaku.....	9
4.2.2.2. Napětí v krutu .....	9
4.2.2.3. Redukované napětí (tlak + krut).....	9
4.2.3. Kontrola šroubu na vzpěr .....	10
4.3. Kinematické poměry závitové dvojice.....	11
4.4. Energetické poměry .....	11
4.4.1. Účinnost závitové dvojice šroubu.....	11
4.4.2. Účinnost závitového mechanismu.....	11
4.4.3. Celková účinnost pohonu elektromotorického přestavníku .....	11
4.5. Návrh elektromotoru elektromotorického kolejového přestavníku .....	11
4.5.1. Výkon potřebný k přestavení.....	11
4.5.2. Minimální potřebný výkon elektromotoru .....	11
4.5.3. Otáčky elektromotoru .....	11
5. Volba motoru elektromotorického přestavníku .....	12
6. Návrh ozubeného převodu .....	13
6.1. Převodový poměr .....	13
6.2. Počty zubů ozubených kol .....	13
6.3. Základní parametry ozubených kol .....	13
6.4. Výpočet krouticích momentů .....	13
7. Návrh bezpečností spojky .....	14
7.1. Funkce bezpečnostní spojky (třecí spojka) .....	14

7.2.	Parametry bezpečnostní spojky ES2 20 .....	14
8.	Návrh ložisek.....	15
8.1.	Silové poměry pro volbu ložisek .....	15
8.1.1.	Rozbor sil na ozubených kolech .....	15
8.1.2.	Rozbor sil na vstupní hřídeli v rovině XZ a YZ.....	15
8.1.3.	Rozbor sil na matici v rovině XZ a YZ .....	16
8.2.	Volba ložisek.....	17
8.3.	Kontrolní výpočty ložisek .....	19
8.3.1.	Ložisko A.....	19
8.3.2.	Ložisko B .....	19
8.3.3.	Ložisko C .....	20
8.3.4.	Ložisko D.....	20
8.3.5.	Axiální ložisko .....	20
9.	Zámek přestavníku .....	21
10.	Skříň přestavníku .....	22
11.	Přestavná tyč.....	23
11.1.	Kontrolní výpočet kolíku .....	23
12.	Elektromotorický kolejový přestavník.....	24
12.1.	Obecný popis.....	24
12.2.	Základní technický popis .....	24
12.3.	Základní technické parametry .....	25
13.	Závěr .....	26
14.	Seznam použité literatury .....	27
15.	Seznam obrázků.....	28
16.	Seznam tabulek .....	28
17.	Seznam příloh.....	28

## 1. Úvod

Tato práce se zabývá problematikou mechanické konstrukce elektromotorických kolejových přestavníků. Za dlouhý čas využívání železniční dopravní cesty v našich zemích vzniklo mnoho typů přestavníků na bázi různých konstrukcí. Vzhledem k ekonomičnosti provozu a výroby přestavníků hraje konstrukce velmi důležitou roli. Snažíme se při co nejnižší ceně zkonstruovat co nejefektivnější přestavník, který bude splňovat současné provozní podmínky na železniční cestě.

V současné době existuje mnoho výrobců, kteří dodávají přestavníky do dvou hlavních odvětví. Jedním je železniční doprava, kde jsou nároky na bezpečnost a spolehlivost několikanásobně větší. To z toho důvodu že je snaha neustále zvyšovat rychlost na železniční cestě tedy i při průjezdu výhybkou. Přestavníky v těchto podmínkách musí snášet větší zatížení a být spolehlivější a bezpečnější. Oproti druhému velkému odvětví, kterým je městská tramvajová doprava. V této oblasti je rychlost kolejových vozidel podstatně menší a tím pádem jsou menší nároky i na přestavníky.

Cílem této práce je posoudit dostupná konstrukční řešení jednotlivých přestavníků a následně pomocí získaných informací navrhnout vlastní jednodušší mechanickou konstrukci elektromotorického kolejového přestavníku.



## 2. Kolejové přestavníky

Kolejové přestavníky jsou nedílnou součástí železnice již od jejího počátku. Jejich hlavním úkolem, od počátku železnice až dodnes, je přestavování jazyku mezi dvěma krajními polohami. Tím se změní dráha pro kolejové vozidlo. Přestavníky od svého vzniku prošly mnoha vylepšeními jako celá železnice.

### 2.1. Základní parametry kolejových přestavníků

#### 2.1.1. Přestavný odpor

Základní funkcí přestavníku je přestavování výměn, srdcovek s pohyblivými hroty a výkolejek. Při tomto přestavování musí přestavník překonávat jejich přirozený určitý přestavný odpor. Tím pádem je tedy přestavný odpor jedním ze základních parametrů výhybkové konstrukce. Jeho velikost je rozhodující při volbě způsobu zabezpečení, a hlavně při volbě přestavníku.

Původní jednoduché výhybky s kloubově uloženými jazyky se vyznačovaly poměrně nízkými hodnotami přestavných odporů. Tím pádem nezpůsobovaly při stavění téměř žádné potíže. Při aplikaci pérově uložených jazyků, které mají poměrně vysoké hodnoty přestavných odporů se jeho hodnota stala velice důležitou a rozhodující. Rozdíly v konstrukci pérových a čepových jazyků jsou vidět na obr. 1 a 2.



Obrázek 2. Pérový jazyk



Obrázek 1. Jazyk s čepovým uložením

Pérové jazyky mohou být uspořádány ve třech hlavních provedeních. Jazyk bude v základní poloze, tzn. bez ohybového napětí buď k přilehlé nebo odlehlé opornici, anebo lze vykonstruovat mezipolohu. Na naší železniční síti se používá základní poloha k přilehlé opornici.

Dále se přestavný odpor skládá z třecích sil, které působí při stavění jazyku a v mechanismu přestavníku. Přestavné odpory závisí na typu výhybky a pohybují se v rozmezí 1,6 až 5 kN.

### **2.1.2. Přestavná síla**

Pro zajištění stoprocentně spolehlivého provozu musí přestavník spolehlivě překovávat skutečné přestavné odpory výměn, srdcovek s pohyblivými hroty a výkolejek. Síla, kterou přestavník vyvozuje v ose přestavné tyče je síla přestavná a je dána nastavením bezpečnostní třecí spojky.

Tato přestavná síla musí být plynule regulovatelná bezpečnostní spojkou, a to i v provozních podmínkách. Krouticí moment přenášený spojkou musí v obou směrech otáčení zaručit požadovanou hodnotu přestavné síly. Při nastavení bezpečnosti spojky platí zásada, že nastavený moment nesmí převyšovat 75 % záběrového momentu motoru. Přestavná síla musí překonat hodnoty nejvyšších přestavných odporů s bezpečností 1,3 až 1,7. To znamená že by přestavná síla měla převyšovat přestavné odpory zhruba o 50 %. Přestavné síly záleží na typu výhybky a pohybují se v rozmezí 3 až 8 kN.

### **2.1.3. Přídržná síla**

Dalším základním parametrem přestavníku je přídržná síla, která zajišťuje stabilní koncové polohy jazyků výměn a pohyblivých hrotů srdcovek. Stabilní koncovou polohou se rozumí stav, kdy jazyk přiléhá ke své opornici a druhý jazyk je na předepsaný rozměr odlehlý od své opornice a příslušný závěrový hák je zaklesnut za svěrací čelisti.

Tuto polohu zajišťuje přídržné ústrojí přestavníku. Síla, kterou je přídržné ústrojí přestavníku schopno vyvinout při snaze výměny opustit svoji koncovou polohu, se nazývá silou přídržnou.

### **2.1.4. Přestavná dráha**

Přestavná dráha přestavníku je dráha přestavné tyče měřená mezi oběma koncovými polohami. Pro zajištění bezporuchové činnosti přestavníku s výměnou je nutno dodržet zásadu, že přestavná dráha přestavníku musí být menší než přestavná dráha výměny. V opačném případě by nemohlo dojít k úplnému přestavení výměny a zajištění ve stabilní koncové poloze. Pro výměny jednoduchých a krajní výměny křížovatkových poměrových výhybek byla stanovena hodnota přestavné dráhy na  $245 \pm 3$  [mm] a pro výměny spádovištních výhybek a pohyblivých hrotů dvojitéch srdcovek křížovatkových výhybek hodnota  $155 \pm 3$  [mm]

Pro zajištění rezervy v hodnotách přestavných drah alespoň 5 [mm], musí přestavníky se jmenovitou přestavnou dráhou 240 [mm] mít skutečnou přestavnou dráhou 235 [mm]. Pro přestavníky se jmenovitou přestavnou dráhou 150 [mm] musí být skutečná přestavná dráha 145 [mm]. Přeběhy přestavné tyče přitom musí dosahovat v krajních polohách hodnot 2 až 4 [mm]. Vytvořením těchto přeběhů se získá další rezerva.

### **2.1.5. Přestavný čas**

Přestavný čas je čas, který se měří mezi připojením napětí na svorky a jeho odpojením po dokončeném přestavení výhybky. K tomuto času se ještě připočítává tzv. čas elektrický, tedy čas spotřebovaný činností ovládacích obvodů.

## 2.2. Mechanické kolejové přestavníky

Nejzákladnější přestavníky byly pouze mechanické a stavění výhybek musela provést obsluha daného úseku. Stavění se provádí ručním přemístěním závaží z jedné krajní polohy jazyku do druhé krajní



Obrázek 3. Mechanická výhybka [10]

polohy. Pomocí pákového mechanismu, kterým je propojen jazyk s ovládací pákou. Závaží na ovládací páce přestavníku pomáhá obsluze s překonáním přestavné síly a po dokončení přestavení a zaklesnutí závěrového háku, vyvozuje přídržnou sílu. Ukázka jednoduchého mechanického přestavníku je znázorněna na obrázku 3. Tyto základní přestavníky neobsahují žádné bezpečnostní prvky a v dnešním pravidelném provozu se téměř nepoužívají. Využití tyto přestavníky nacházejí na posunovacích kolejových úsecích a železničních vlečkách.



Obrázek 4. Výhybka řízená táhlem na dálku

ojedinele. Ve většině případech mechanické přestavníky nahrazují elektromotorické přestavníky, které mají oproti mechanickým řadu výhod.

Mechanické přestavníky se pomocí lan a táhel dají také ovládat z nádražní budovy. Tento systém se využíval především v menších úsecích. Například na nádražích, kde je zapotřebí řídit provoz rychle a spolehlivě. Ukázka výhybky řízené táhlem je na obrázku 4. Na obrázku jsou také k vidění ovládací lana návěstidel. Ovšem tento systém se v dnešních provozních podmínkách vyskytuje jen



## 2.3. Elektromotorické přestavníky

Elektromotorické přestavníky znamenaly revoluci v ovládání výhybek. Přinesly řadu výhod oproti předcházejícím mechanickým přestavníkům. Jako například jednoduché ovládání přestavníku na dálku a tím pádem i jednodušší řízení železniční dopravy. Nadále umožňují vysokou automatizaci jednotlivých tratí a vysokou bezpečnost při provozu na tratích.

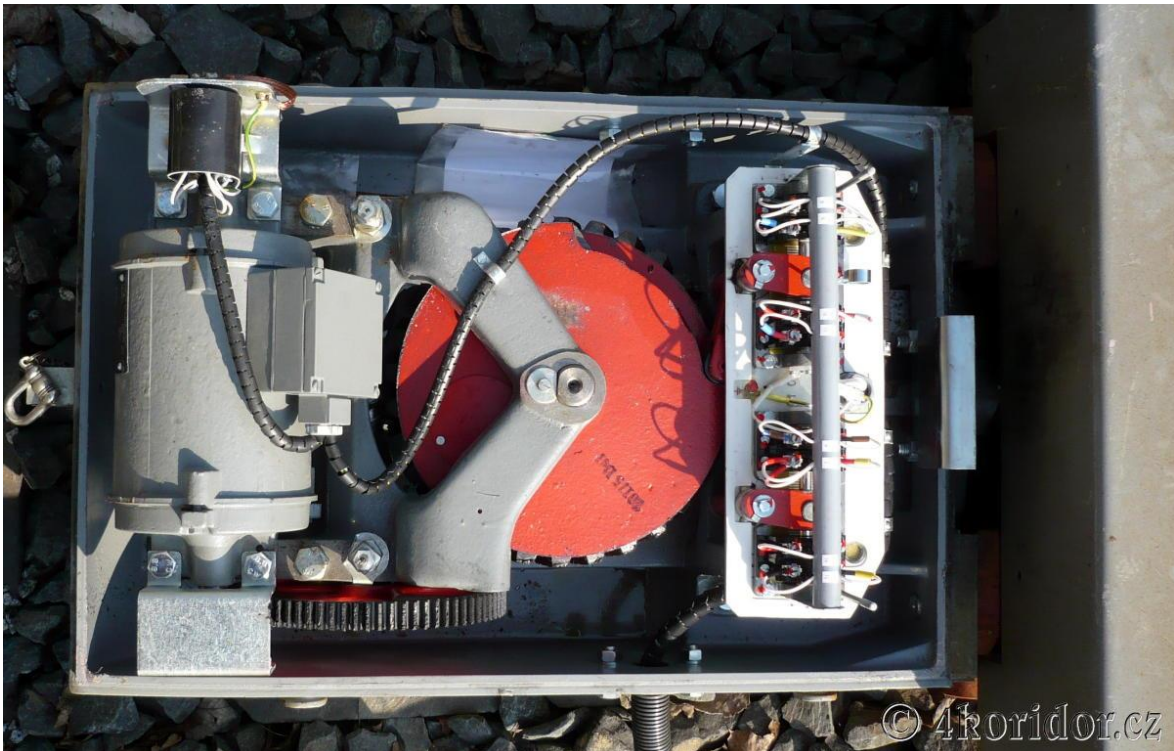
Existuje několik konstrukčních řešení elektromotorických přestavníků. Ovšem u většiny z nich najdeme stejný základ. Většina typů elektromotorických přestavníků mění točivý moment na přímočarý pohyb pomocí mechanického převodu.

### 2.3.1. Elektromotorický přestavník EP 600

Elektromotorický přestavník EP 600 se skládá ze tří základních ústrojí. Z ústrojí přestavného, přídržného a přepínacího (kontaktné ústrojí). Přestavné ústrojí je základní funkční část přestavníku, která má za úkol převod hnacího momentu elektromotoru na přestavnou sílu a zaručující, že přestavná tyč provede požadovanou přestavnou dráhu.

Přestavné ústrojí můžeme rozdělit na několik základních funkčních dílů. Základem přestavného ústrojí je elektromotor, pastorek, ozubené kolo, šnek, šnekové kolo, třecí spojka, přestavný kruh s třecím pastorkem a přestavná tyč. Dále obsahují související díly jako jsou skříň přestavníku a jednotlivá uložení součástí.

Přestavník EP 600 používá ozubený převod, šnekový převod a převod ozubeným hřebenem k transformaci točivého momentu elektromotoru na pohyb přímočarý přestavné tyče.

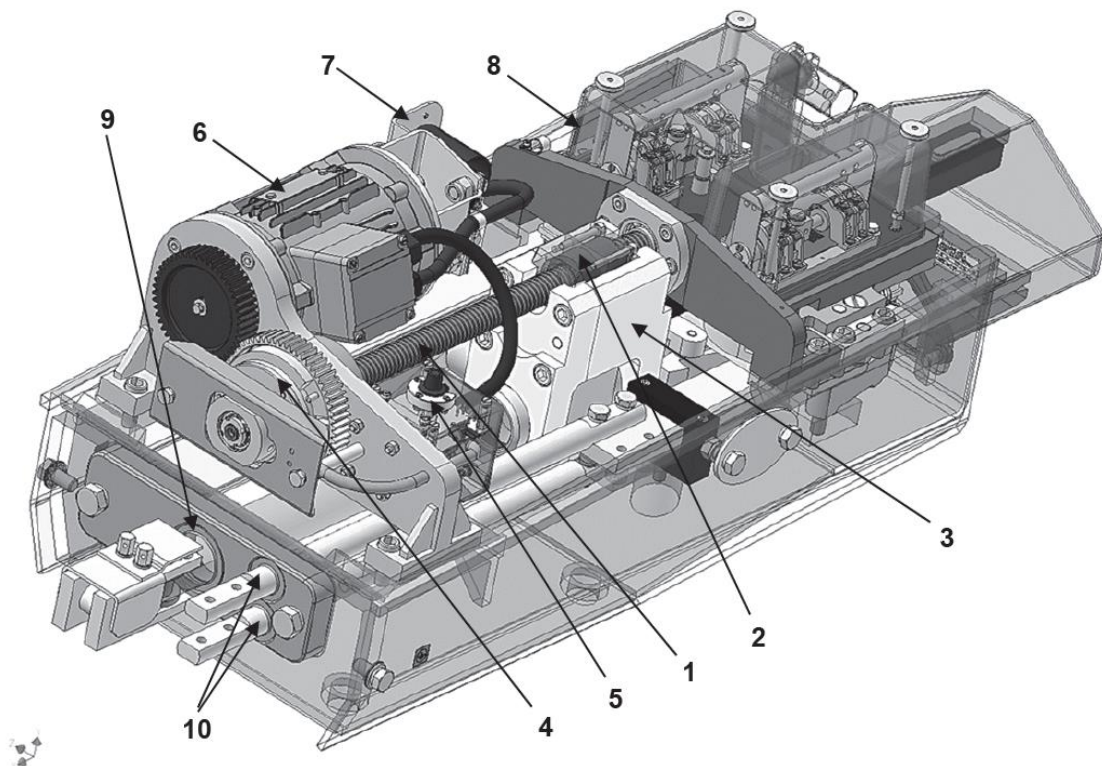


Obrázek 5. Elektromotorický přestavník EP 600

### 2.3.2. Elektromotorický přestavník EPK 600

Další možnou konstrukční variantou je kolejový elektromotorický přestavník EKP 600, který pro transformaci točivého momentu elektromotoru na přímočarý pohyb využívá ozubeného převodu a závitové dvojice s kuličkovým šroubem, na kterém je připevněna matice, která pohybuje s přestavnou tyčí.

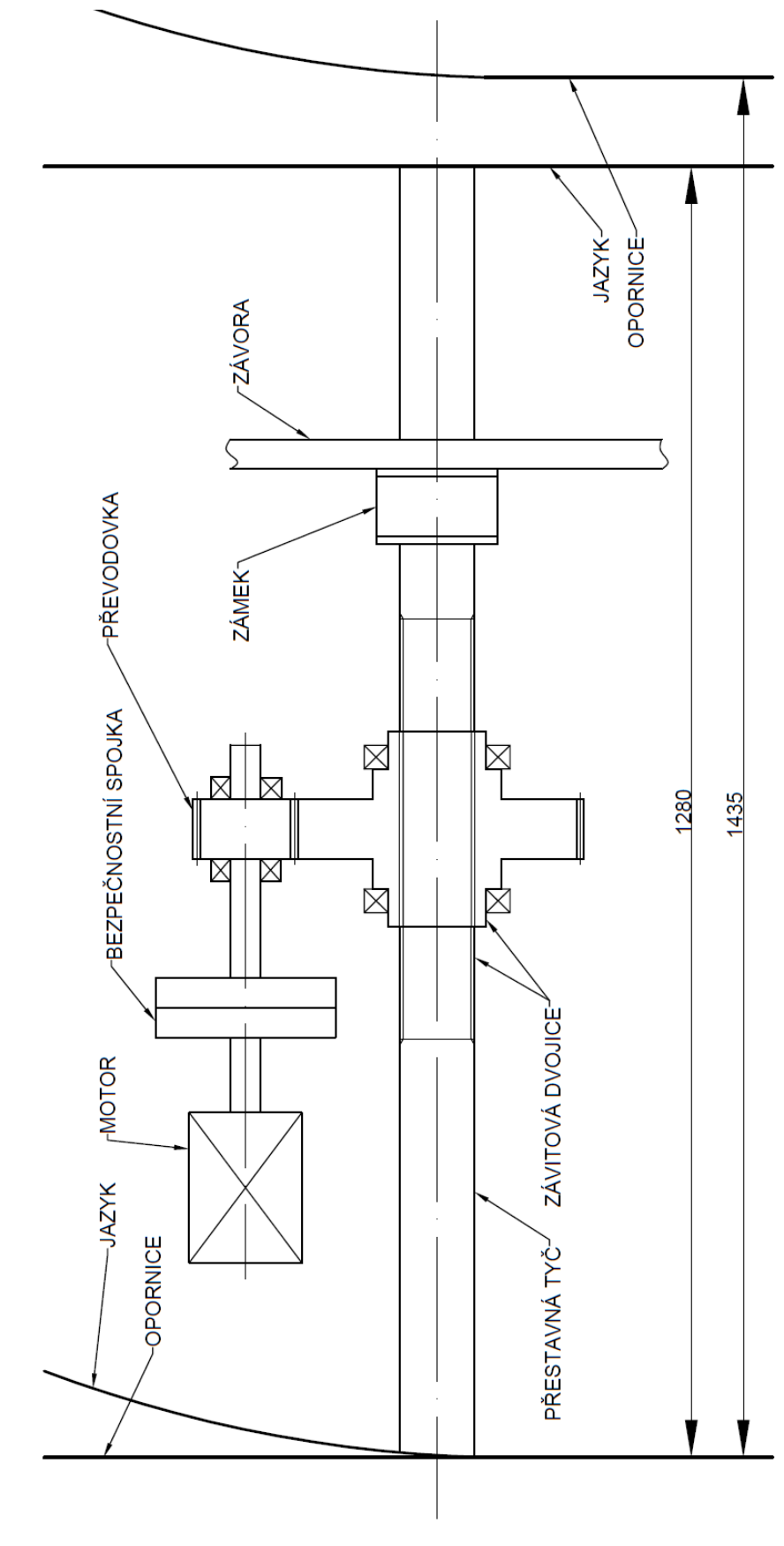
Ačkoli to není na první pohled patrné, tento model vychází z předešlého modelu EP 600 a odpovídá jeho technickým parametrům. Model EPK600 má navíc integrované kontrolní ústrojí oproti předchozímu typu.



Obrázek 6. Model přestavníku EPK600 [11]

1. Kuličkový šroub
2. Pohyblivá matice kuličkového šroubu
3. Unašeč přestavné tyče s pružinou pro rozřeznou variantu nebo s trubicí pro nerozřeznou variantu
4. Kombinovaná elektromagnetická odstředivá spojka
5. Elektrické nastavovací spojky
6. Přírubový třífázový elektromotor
7. Uchycení klikového vypínače
8. Modifikovaná kontaktní sada EP 600
9. Kruhová přestavná tyč
10. Kruhové kontrolní tyče

### 3. Koncepční návrh



Obrázek 7. Koncepční návrh

## 4. Návrh závitové dvojice

### 4.1. Základní návrhové výpočty

#### 4.1.1. Stanovení středního průměru závitu.

$$\psi_H = 0,5 \text{ (pro závit } Tr) \quad \psi_h = 1,5$$

$$(1) d'_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot P_D}} = \sqrt{\frac{6000}{\pi \cdot 0,75 \cdot 1,5 \cdot 10}} = 13,81 \text{ [mm]}$$

Z tabulek volím vyhovující šroub.

Tabulka 1. Základní parametry lichoběžníkového rovnoramenného šroubu

Velký průměr		Rozteč P [mm]	Střední průměr d <sub>2</sub> = D <sub>2</sub> [mm]	Malý průměr		Nosná hloubka H <sub>1</sub> [mm]	Poloměr zaoblení		Průřez jádra S <sub>3</sub> [mm <sup>2</sup> ]
Šroubu d [mm]	matice D <sub>4</sub> [mm]			šroubu d <sub>3</sub> [mm]	matice D <sub>1</sub> [mm]		R <sub>1max</sub> [mm]	R <sub>2max</sub> [mm]	
<b>32</b>	<b>33</b>	<b>6</b>	<b>29</b>	<b>25</b>	<b>26</b>	<b>3</b>	<b>0,25</b>	<b>0,5</b>	<b>491</b>

#### 4.1.2. Výpočet úhlu stoupání $\gamma$ , úhlu boku $\beta_n$ profilu a redukovaného třecího úhlu $\varphi'$

$$\beta = 15^\circ \text{ pro závit } S, \quad f = 0,11$$

$$(2) \tan \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1 \cdot 6}{\pi \cdot 29} = 0,066 \Rightarrow \gamma = 3,768^\circ$$

$$(3) \tan \beta_n = \tan \beta \cdot \cos \gamma = \tan 15^\circ \cdot \cos 3,768^\circ = 0,267 \Rightarrow \beta_n = 14,969^\circ$$

$$(4) \tan \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \beta_n} = \frac{0,11}{\cos 14,969^\circ} = 0,114 \Rightarrow \varphi' = 6,496^\circ$$

#### 4.1.3. Návrh výšky matice (h) a konstrukčního počtu závitů (z)

$$(5) h = \psi_h \cdot d_2 = 1,5 \cdot 32 = 58 \text{ [mm]}$$

$$(6) z = \frac{h}{P} = \frac{58}{6} = 9,667 \Rightarrow z_\zeta = 10$$

Jestliže vyjde počet závitů větší než 8, volíme počet činných závitů v rozmezí 8 až 10. Vyšší počet závitů by neměl smysl, jelikož se ani po zaběhnutí mechanismu nezúčastní na přenosu síly.

## 4.2. Kontrolní výpočty pohybového šroubu

### 4.2.1. Kontrola otláčení činných závitů

$H_1 = 3 \quad p_d = 10 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$  pro kombinaci materiálů ocel/ocel

$$(7) \quad p = \frac{Q}{z_i \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_D$$

$$(8) \quad p = \frac{6000}{10 \cdot \pi \cdot 29 \cdot 3} \leq 10 \Rightarrow p = 2,195 \text{ [MPa]} \leq 10 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### 4.2.2. Kontrola dřívku šroubu

#### 4.2.2.1. Napětí v tlaku

$$(9) \quad \sigma_d = \frac{Q}{S_3} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{6000}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 12,223 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$$

#### 4.2.2.2. Napětí v krutu

$$(10) \quad M_{kš} = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 6000 \cdot \frac{29}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,768 + 6,496) = 15753,872 \text{ [N} \cdot \text{mm}]$$

$$(11) \quad W_{k3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 25^3}{16} = 3067,962 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$(12) \quad \tau = \frac{M_{kš}}{W_{k3}} = \frac{15753,872}{3067,962} = 5,135 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$$

#### 4.2.2.3. Redukované napětí (tlak + krut)

Redukované napětí dle hypotézy HMM kde  $\alpha = 3$

$$(13) \quad \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} = \sqrt{12,223^2 + (3 \cdot 5,135)^2} = 19,665 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$$

Posouzení, zda vyhovuje součinitel bezpečnosti dle hypotézy.  $k > 1,75$

$$(14) \quad k = \frac{\sigma_{Kd}}{\sigma_{red}} = \frac{250}{19,665} = 12,713$$

Výsledná bezpečnost podle hypotézy HMM vyhovuje.

Redukované napětí dle hypotézy tau max kde  $\alpha = \sqrt{2}$

$$(15) \quad \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} = \sqrt{12,223^2 + (\sqrt{2} \cdot 5,135)^2} = 14,218 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}]$$

Posouzení, zda vyhovuje součinitel bezpečnosti dle hypotézy.  $k > 1,75$

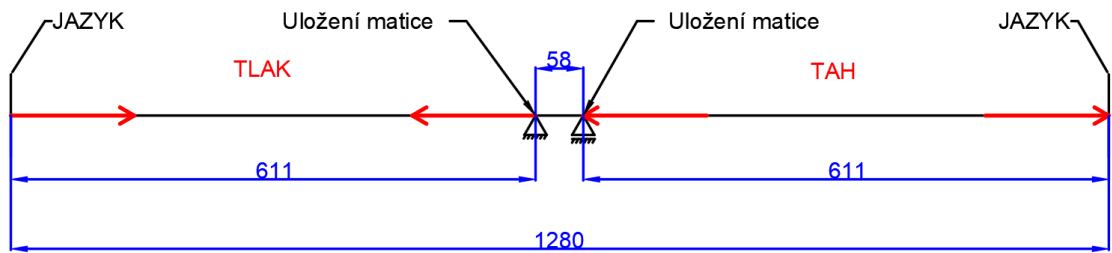
$$(16) \quad k = \frac{\sigma_{Kd}}{\sigma_{red}} = \frac{250}{14,218} = 18,584$$

Výsledná bezpečnost dle hypotézy tau max vyhovuje.

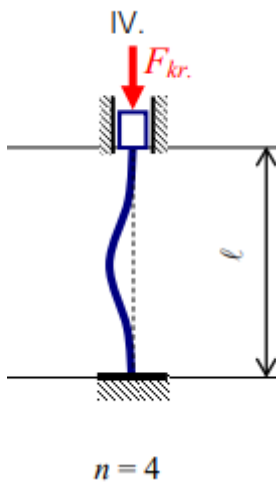


#### 4.2.3. Kontrola šroubu na vzpěr

Kontrolu provádíme pro délku přestavné tyče.



Obrázek 8. Náhradní schéma pro výpočet



Obrázek 9. Schéma pro 4 případ vzpěru [2]

Provedl jsem zjednodušení úlohy pro potřeby výpočtu pohybového šroubu na vzpěr. Z náhradního schématu vidíme, že se jedná o čtvrtý případ vzpěru. Na vzpěr počítáme pouze polovinu přestavné tyče, ve které působí tlaková síla.

Pro použitý materiál (12 040) platí tyto hodnoty:

$$E = 2,06 \cdot 10^5 [N \cdot mm^{-2}], \sigma_u = 200 [N \cdot mm^{-2}], \\ \sigma_k = 260 [N \cdot mm^{-2}]$$

Minimální kvadratický moment průřezu:

$$(17) J_{min} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} [mm^4]$$

Plocha průřezu:

$$(18) A = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 490,87 [mm^2]$$

Minimální kvadratický poloměr průřezu:

$$(19) i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{(\pi \cdot d_3^4)}{64}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \frac{d_3}{4} = \frac{25}{4} = 6,25 [mm]$$

Štíhlost prutu:

$$(20) \lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{611}{6,25} = 97,76$$

Mezní štíhlost pro čtvrtý případ vzpěru:

$$(21) \lambda_{mez}^{IV} = \sqrt{n \cdot \frac{\pi \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{4 \cdot \frac{\pi \cdot 2,06 \cdot 10^5}{200}} = 201,65$$

Jelikož platí, že  $\lambda < \lambda_{mez}$ , budu provádět kontrolu na vzpěr podle Tejtmajerova vztahu:

$$(22) F_{kr} = \sigma_{kr}^T \cdot A = \left( \sigma_k - \frac{\sigma_k - \sigma_u}{\lambda_{mez}} \cdot \lambda \right) \cdot A = \left( 260 - \frac{260 - 200}{201,65} \cdot 97,76 \right) \cdot 490,87 = 112705,12 [N] = 112,705 [kN]$$

Budu-li uvažovat bezpečnost vzpěru  $k = 4$ , dostanu velikost dovolené síly:

$$(23) \quad F_D = \frac{F_{kr}}{k} = \frac{112,705}{4} = 28,176 \text{ [kN]}$$

Při provozní síle  $F = 6000 \text{ [N]}$  bude napětí v prutu rovno:

$$(24) \quad \sigma_P = \frac{F}{A} = \frac{6000}{490,87} = 12 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{]}$$

Na základě kontrolního výpočtu na vzpěr součást plně vyhovuje.

### 4.3. Kinematické poměry závitové dvojice

Jeden z důležitých parametrů přestavníků je přestavná rychlost. Při zvolených parametrech závitu a dráze přestavení 155 mm, trvá přestavení pouze 3,1 vteřiny. K tomuto času se musí ještě přičíst elektrický čas na ovládání přestavníku.

$$(25) \quad v = \frac{i \cdot P \cdot n_s}{60} = \frac{1 \cdot 6 \cdot 500}{60} = 0,05 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$(26) \quad t = \frac{s}{v} = \frac{0,155}{0,05} = 3,1 \text{ [s]}$$

### 4.4. Energetické poměry

#### 4.4.1. Účinnost závitové dvojice šroubu

$$(27) \quad \eta_z = \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \varphi')} = \frac{\tan 3,768^\circ}{\tan 3,768 + 6,496} = 0,364 \Rightarrow 36,4\%$$

#### 4.4.2. Účinnost závitového mechanismu

Účinnost ložisek pro uložení pohybového šroubu a kluzného vedení výstupního zařízení je  $\eta_{lv} = 0,97$ .

$$(28) \quad \eta_s = \eta_z \cdot \eta_{lv} = 0,364 \cdot 0,97 = 0,353 \Rightarrow 35,3\%$$

#### 4.4.3. Celková účinnost pohonu elektromotorického přestavníku

$\eta_{př} = 0,98$  účinnost jednoho páru čelních ozubených kol.

$$(29) \quad \eta_c = \eta_s \cdot \eta_{př} = 0,353 \cdot 0,98 = 0,314 \Rightarrow 31,4\%$$

### 4.5. Návrh elektromotoru elektromotorického kolejového přestavníku

#### 4.5.1. Výkon potřebný k přestavení

Potřebný výkon k přestavení dostaneme z přestavné síly  $F = 6000 \text{ [N]}$  a přestavné rychlosti.

$$(30) \quad P_{přes} = F \cdot v = 6000 \cdot 0,05 = 300 \text{ [W]}$$

#### 4.5.2. Minimální potřebný výkon elektromotoru

$$(31) \quad P_M' = \frac{P_{přes}}{\eta_c} = \frac{300}{0,314} = 955,5 \text{ [W]}$$

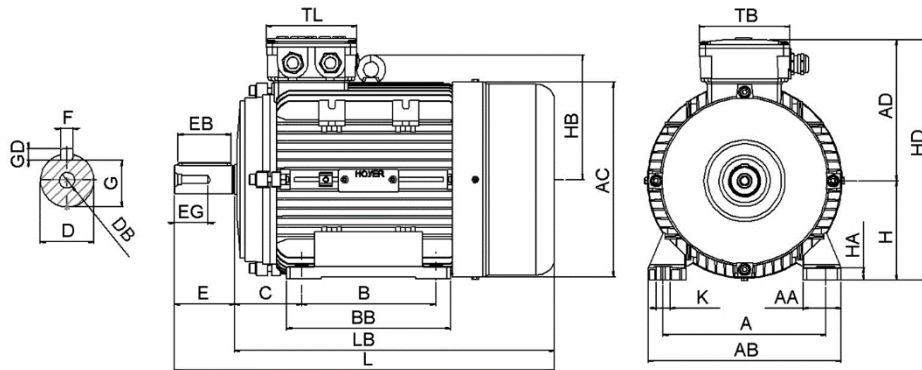
#### 4.5.3. Otáčky elektromotoru

$$(32) \quad n_M' = n_m \cdot i_{př} = 200 \cdot 2,88 = 1440 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

## 5. Volba motoru elektromotorického přestavníku

Motor musí splňovat předběžně určené specifikace jako jsou otáčky a výkon motoru. Nadále musí splňovat i maximální rozměry, aby ho bylo možné umístit do skříně přestavníku. Na základě těchto parametrů volím vhodný elektromotor.

Zvolil jsem elektromotor Hoyer, IE3 Electric Motor | 1,10 kW – 4P – Frame 90 - B3



Obrázek 10. Schéma elektromotoru Hoyer, IE3 Electric Motor | 1,10 kW – 4P – Frame 90 - B3 [8]

Tabulka 2. Základní parametry elektromotoru

Výkon:	1,10 [kW]
Otáčky:	1500 [min <sup>-1</sup> ]
Napětí:	230/400 [V]
Osová výška:	90 [mm]
Počet pólů:	4

## 6. Návrh ozubeného převodu

### 6.1. Převodový poměr

Převodový poměr určím z otáček zvoleného elektromotoru a z požadovaných otáček matice pro přestavný čas. Otáčky matice, pro přestavný čas 3,1 vteřiny, jsou 500 otáček za minutu.

$$(33) \quad i = \frac{n_M}{n_m} = \frac{1450}{500} = 2,9$$

### 6.2. Počty zubů ozubených kol

Aby nedošlo k podřezání zubů na pastorku, tak volím minimální počet zubů  $z_1 = 17$ . Dále určím počet zubů na druhém kole.

$$(34) \quad z_2 = z_1 \cdot i = 17 \cdot 2,9 = 49,3$$

Reálný počet zubů musí být celé číslo. Volím tedy počet zubů  $z_2 = 49$ . Důsledkem této úpravy se změní převodový poměr na skutečný převodový poměr a tím se  $i$  změní přestavný čas.

Skutečný převodový poměr:

$$(35) \quad u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{49}{17} = 2,882$$

Skutečné otáčky matice:

$$(36) \quad n_m = \frac{n_M}{u} = \frac{1450}{2,882} = 503,12 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

Skutečná přestavná rychlost:

$$(37) \quad v = \frac{i \cdot P \cdot n_s}{60} = \frac{1 \cdot 6 \cdot 503,12}{60} = 50,306 \text{ [mm} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \Rightarrow 0,05306 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Skutečný přestavný čas:

$$(38) \quad t_s = \frac{s}{t_s} = \frac{0,155}{0,05306} = 3,08 \text{ [s]}$$

Zde vidíme, že skutečné hodnoty se od požadovaných hodnot liší pouze minimálně.

### 6.3. Základní parametry ozubených kol

Pro určení základních parametrů ozubených kol byl použit program Autodesk Inventor. V programu jsem provedl návrh a následnou kontrolu ozubení.

### 6.4. Výpočet kroutících momentů

Kroutící moment motoru při plném zatížení  $M_{kM} = 7,25 \text{ [N} \cdot \text{m]}$

Kroutící moment za kluznou spojkou na hřídeli 1:

$$(39) \quad M_{kI} = M_{kM} \cdot k = 7,25 \cdot 1,7 = 12,325 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Kroutící moment matice:

$$(40) \quad M_m = M_{kM} \cdot u = 12,325 \cdot 2,882 = 35,525 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

## 7. Návrh bezpečností spojky

Pro tento případ technické aplikace byl zvolen omezovač krouticího momentu typu ES2 20, který má integrovaný pružný element pro potlačení rázu z elektromotoru.

### 7.1. Funkce bezpečnostní spojky (třecí spojka)

Omezovač krouticího momentu slouží jako bezpečnostní spojka proti přetížení elektromotoru, nebo proti mechanickému poškození mechanismu. V tomto případě může navýšení krouticího momentu způsobit například neočekávaná překážka v přestavné dráze, například kámen. Následně nedojde k přestavení jazyka a bude se navyšovat krouticí moment a mohlo by dojít k přetížení motoru, nebo k mechanickému poškození mechanismu. Třecí spojka v této aplikaci je nastavená tak, aby přenesla jen jmenovitý krouticí moment. Po překročení této hranice dojde k prokluzu a následnému přerušení přenosu krouticího momentu, čímž se zabrání poničení mechanismu elektromotorického kolejového přestavníku. Po uvolnění překážky z přestavné dráhy se spojka znovu nastaví a přestavník dále funguje bez poškození.

### 7.2. Parametry bezpečnostní spojky ES2 20

Třecí spojka ES2 20 je na jedné straně vybavena integrovaným omezovačem krouticího momentu. V našem případě s jendou polohou nastavení. Na druhé straně je vybavena elastomerovou vložkou typu A, která tlumí rázy vycházející z motoru.



Obrázek 11. Třecí spojka ES2 20 [7]

Tabulka 3. Parametry bezpečností spojky ES2 20

Model:	ES2 20
Typ elastomerové vložky:	A
Rozsah přenášeného krouticího momentu:	10 až 25 [N · m]
Jmenovitý přenášený moment TKn:	15 [N · m]
Celková délka:	86 [mm]
Maximální průměr:	65 [mm]
Délka náboje vlevo:	17 [mm]
Průměr náboje vlevo, drážka pro pero:	24 [mm], ANO
Délka náboje vpravo:	27 [mm]
Průměr náboje vpravo, drážka pro pero:	24 [mm], NE

## 8. Návrh ložisek

Pro návrh ložisek je třeba znát, jaké radiální a axiální síly budou přenášet. Pro výpočet těchto sil provedeme zjednodušení jednotlivých hřídelů a výpočet reakcí.

### 8.1. Silové poměry pro volbu ložisek

#### 8.1.1. Rozbor sil na ozubených kolech

Tečná síla

$$(41) \quad F_t = \frac{2 \cdot M_{kl}}{D_1} = \frac{2 \cdot 12,325}{0,058} = 427,232 \text{ [N]}$$

Axiální síla

$$(42) \quad F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 427,232 \cdot \tan(15^\circ) = 114,476 \text{ [N]}$$

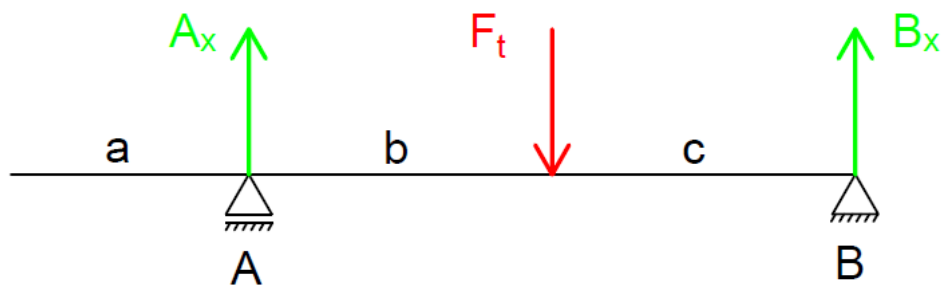
Radiální síla

$$(43) \quad F_r = F_t \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} = 427,232 \cdot \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(15^\circ)} = 989,503 \text{ [N]}$$

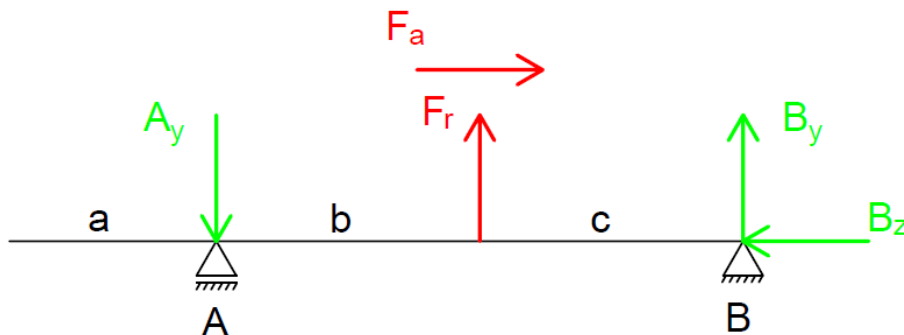
#### 8.1.2. Rozbor sil na vstupní hřídeli v rovině XZ a YZ

Tabulka 4. Rorměry pro výpočet reakcí

a	40 [mm]
b	34,5 [mm]
c	34,5 [mm]
d	45 [mm]
e	40 [mm]



Obrázek 12. Rozbor sil v rovině XZ



Obrázek 13. Rozbor sil v rovině YZ

$$(44) \quad A_x = F_t \cdot \left(1 - \frac{b}{c+b}\right) = 427,232 \cdot \left(1 - \frac{34,5}{34,5+34,5}\right) = 213,616 \text{ [N]}$$

$$(45) \quad A_y = \frac{F_a \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right) - F_r \cdot b}{b+c} + F_r = \frac{114,476 \cdot \frac{57,697}{2} - 989,503 \cdot 34,5}{34,5+34,5} + 989,503 = 542,613 \text{ [N]}$$

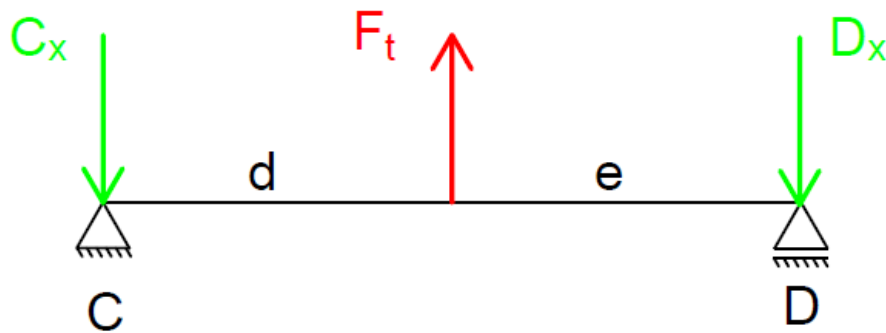
$$(46) \quad A_z = 0 \text{ [N]}$$

$$(47) \quad B_x = \frac{F_t \cdot b}{c+b} = \frac{427,353 \cdot 34,5}{34,5+34,5} = 213,616 \text{ [N]}$$

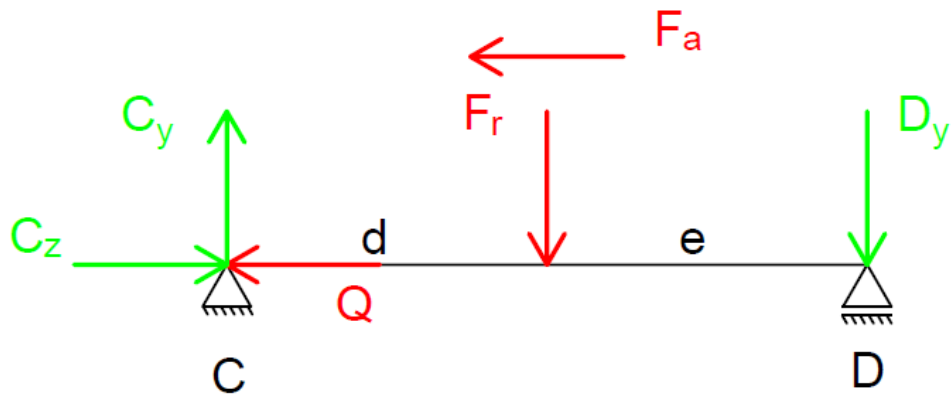
$$(48) \quad B_y = \frac{F_a \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right) - F_r \cdot b}{b+c} = \frac{114,476 \cdot \frac{57,697}{2} - 989,503 \cdot 34,5}{34,5+34,5} = -446,890 \text{ [N]}$$

$$(49) \quad B_z = F_a = 114,476 \text{ [N]}$$

### 8.1.3. Rozbor sil na matici v rovině XZ a YZ



Obrázek 14. Rozbor sil v rovině XZ



Obrázek 15. Rozbor sil v rovině YZ

$$(50) \quad C_x = F_t \cdot \left(1 - \frac{d}{e+d}\right) = 427,232 \cdot \left(1 - \frac{45}{40+45}\right) = 201,050 \text{ [N]}$$

$$(51) \quad C_y = \frac{F_a \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right) - F_r \cdot d}{d+e} + F_r = \frac{114,476 \cdot \frac{166,303}{2} - 989,503 \cdot 45}{45+40} + 989,503 = 577,635 \text{ [N]}$$

$$(52) \quad C_z = F_a + Q = 114,476 + 6000 = 6114,476 \text{ [N]}$$

$$(53) \quad D_x = \frac{F_t \cdot d}{e+d} = \frac{427,232 \cdot 45}{40+45} = 226,182 \text{ [N]}$$

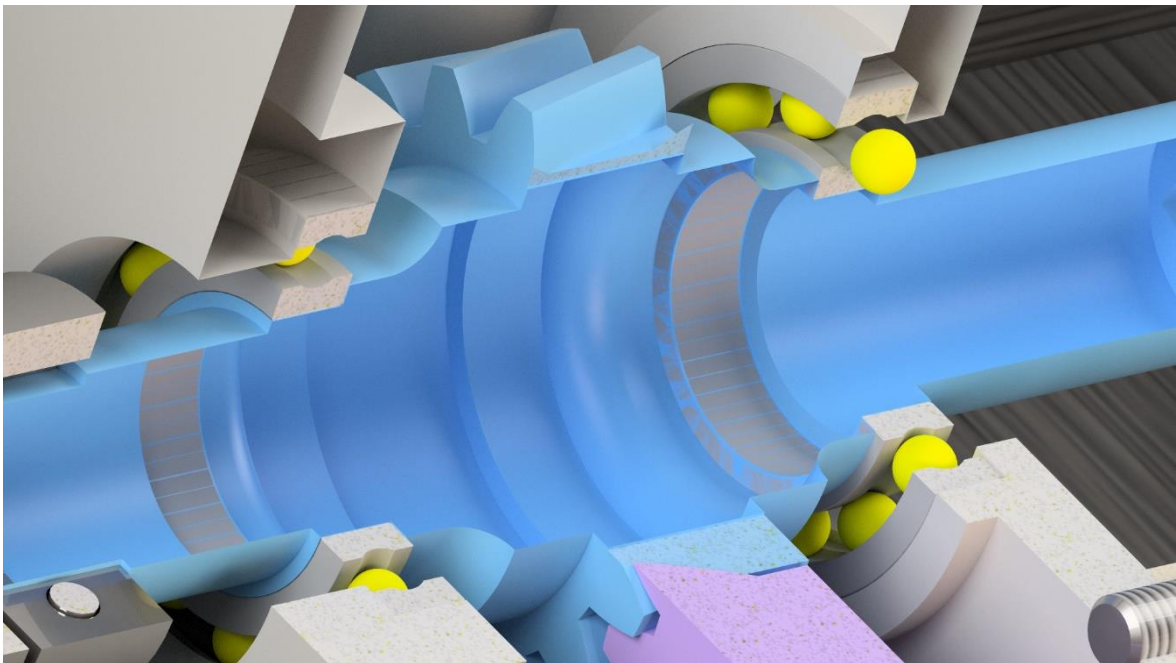
$$(54) \quad D_y = \frac{F_a \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right) - F_r \cdot d}{d+e} = \frac{114,476 \cdot \frac{166,303}{2} - 989,503 \cdot 45}{45+40} = -411,868 \text{ [N]}$$

$$(55) \quad D_z = 0 \text{ [N]}$$

## 8.2. Volba ložisek

Ložiska volím podle zatížení z reakcí, které musejí přenést po dobu požadované životnosti. U strojů s požadovanou vysokou provozní spolehlivostí pro krátkodobý nebo přerušovaný provoz se doporučená trvanlivost uvádí 8000 až 12000 hodin.

U reakcí na první hřídeli se nejeví žádné velké zatížení, a tedy můžeme použít běžná kuličková ložiska, která budou přenášet sílu podle obrázků 12 a 13. Způsob uložení první hřídele je velice rozšířený zjednodušený způsob ukládání hřídelů, kde se jednostranně opřou vnější a vnitřní kroužky ložisek. Aby se zabránilo staticky neurčitému uložení, musí se předepsat montážní vůle v jednom opěrném místě. Montážní vůle jsou přibližně 0,1 mm na 100 mm délky hřídele. Reálný obrázek se v levé části neshoduje se schematickým zjednodušením, protože se jedná o nezatížený konec v běžném provozu a prodloužení hřídele slouží pouze k ručnímu pohonu přestavníku.

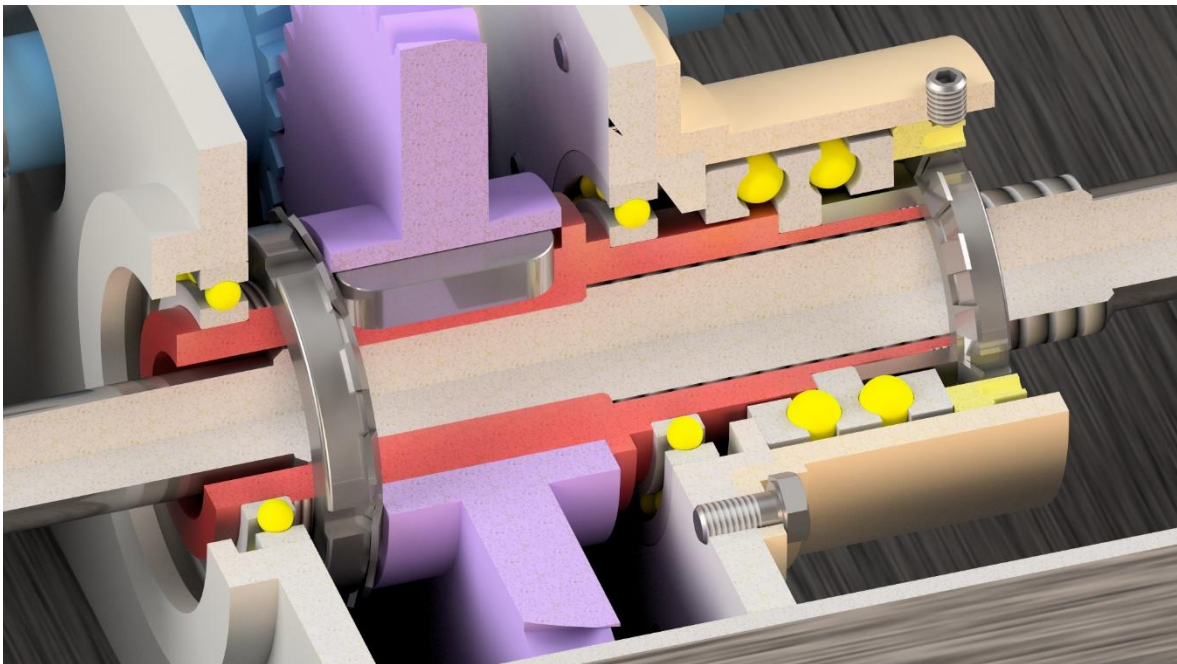


*Obrázek 16. Uložení vstupní hřídele*



Na druhé hřídeli (matici) vidím, že axiální reakce je řádově větší než ostatní reakce, které se musejí přenést do rámu. Takto velkou osovou sílu nedokážou přenést běžná ložiska jako v případě předchozí hřídele. Proto musím zvolit jiné řešení uložení matice.

Přistoupil jsem tedy k uložení pomocí dvou radiálních kuličkových ložisek, která nepřenášejí žádné axiální zatížení. Ložiska mají pouze jednu opěrnou plochu na vnitřním kroužku. Opírají se o matici. Vnější kroužek se v axiálním směru teoreticky může volně pohybovat, k čemuž by při technické aplikaci nemělo dojít, jelikož by ložiska neměla přenášet žádnou axiální sílu. Pro přenos axiální síly je umístěno další ložisko. Tentokrát se jedná o dvouřadé obousměrné axiální kuličkové ložisko, které má za úkol přenést všechnu axiální sílu vyvozenou v závitové dvojici do rámu. Ložisko musí být obousměrné, aby bylo schopno přenést síly při přestavování v obou směrech. Axiální ložisko má čtyři opěrné plochy. Dvě z nich jsou na matici, kde je ložisko přesně axiálně zajištěno proti jakémukoli posunutí vzhledem k matici, pomocí distanční trubky a zajištění MB podložkou s KM maticí. Druhá dvojice opěrných ploch zabraňuje axiálnímu posuvu ložiska oproti rámu uložení. Nicméně, aby nedošlo ke „skřípnutí“ ložiska, je na jedné straně použita matice, která vymezuje přesně daný prostor pro ložisko. Matice musí být zajištěna proti povolání, aby nedošlo k uvolnění ložiska. V tomto případě je matice zajištěna stavěcím šroubem.



*Obrázek 17. Uložení matice*

### 8.3. Kontrolní výpočty ložisek

Kontrolní výpočty jsou zaměřeny na dynamickou únosnost a trvanlivost ložisek.

- $C^*$  - Potřebná dynamická únosnost ložiska musí být menší než  $C$  - dynamická únosnost ložiska uvedená v tabulkách.
- Vypočtená trvanlivost při daném zatížení musí být větší než požadovaná životnost. Požadovaná životnost 8000 až 1200 hodin.

#### 8.3.1. Ložisko A

$$(56) F_R = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{213,616^2 + 542,613^2} = 583,148 \text{ [N]}$$

$$F_A = 0 \text{ [N]}$$

##### Ložisko SKF 16006

$$C = 11900 \text{ [N]}$$

$$C_0 = 7350 \text{ [N]}$$

$$(57) L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_R}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \cdot \left(\frac{11900}{583,148}\right)^3 = 97675,601 \text{ [hod]}$$

$$(58) C^* = F_R \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_I}{10^6}} = 583,148 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 12000 \cdot 1450}{10^6}} = 5915,859 \text{ [N]}$$

Ložisko A splňuje obě výše uvedené podmínky.

#### 8.3.2. Ložisko B

$$(59) F_R = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{213,616^2 + (-446,890)^2} = 495,320 \text{ [N]}$$

$$F_A = 114,776 \text{ [N]}$$

##### Ložisko SKF 16006

$$(60) \frac{F_A \cdot f_0}{C_0} = \frac{114,776 \cdot 15}{7350} = 0,234 \Rightarrow e = 0,2$$

$$C = 11900 \text{ [N]}$$

$$X = 0,56$$

$$C_0 = 7350 \text{ [N]}$$

$$Y = 2,2$$

$$f_0 = 15$$

$$(61) F_e = F_R \cdot X + F_A \cdot Y = 495,320 \cdot 0,56 + 114,776 \cdot 2,2 = 529,227 \text{ [N]}$$

$$(62) L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \cdot \left(\frac{11900}{529,227}\right)^3 = 130675 \text{ [hod]}$$

$$(63) C^* = F_e \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_I}{10^6}} = 529,227 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 12000 \cdot 1450}{10^6}} = 5368,855 \text{ [N]}$$

Ložisko B splňuje obě výše uvedené podmínky.

### 8.3.3. Ložisko C

$$(64) F_R = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{201,050^2 + 577,635^2} = 611,624 \text{ [N]}$$

$$F_A = 0 \text{ [N]}$$

#### Ložisko SKF 16010

$$C = 16800 \text{ [N]}$$

$$C_0 = 11400 \text{ [N]}$$

$$(65) L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_R}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 500} \cdot \left(\frac{16800}{611,624}\right)^3 = 690801,147 \text{ [hod]}$$

$$(66) C^* = F_R \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_I}{10^6}} = 611,624 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 12000 \cdot 500}{10^6}} = 4351,021 \text{ [N]}$$

Ložisko C splňuje obě výše uvedené podmínky.

### 8.3.4. Ložisko D

$$(67) F_R = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = \sqrt{226,182^2 + (-411,868)^2} = 469,886 \text{ [N]}$$

$$F_A = 0 \text{ [N]}$$

#### Ložisko SKF 16010

$$C = 16800 \text{ [N]}$$

$$C_0 = 11400 \text{ [N]}$$

$$(68) L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_R}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 500} \cdot \left(\frac{16800}{469,886}\right)^3 = 1523450,788 \text{ [hod]}$$

$$(69) C^* = F_R \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_I}{10^6}} = 469,886 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 12000 \cdot 500}{10^6}} = 3342,715 \text{ [N]}$$

Ložisko D splňuje obě výše uvedené podmínky.

### 8.3.5. Axiální ložisko

$$F_R = 0 \text{ [N]}$$

$$F_A = 6114,476 \text{ [N]}$$

#### Ložisko SKF 52210

$$C = 49400 \text{ [N]}$$

$$C_0 = 116000 \text{ [N]}$$

$$(70) L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_A}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 500} \cdot \left(\frac{49400}{6114,476}\right)^3 = 17578,498 \text{ [hod]}$$

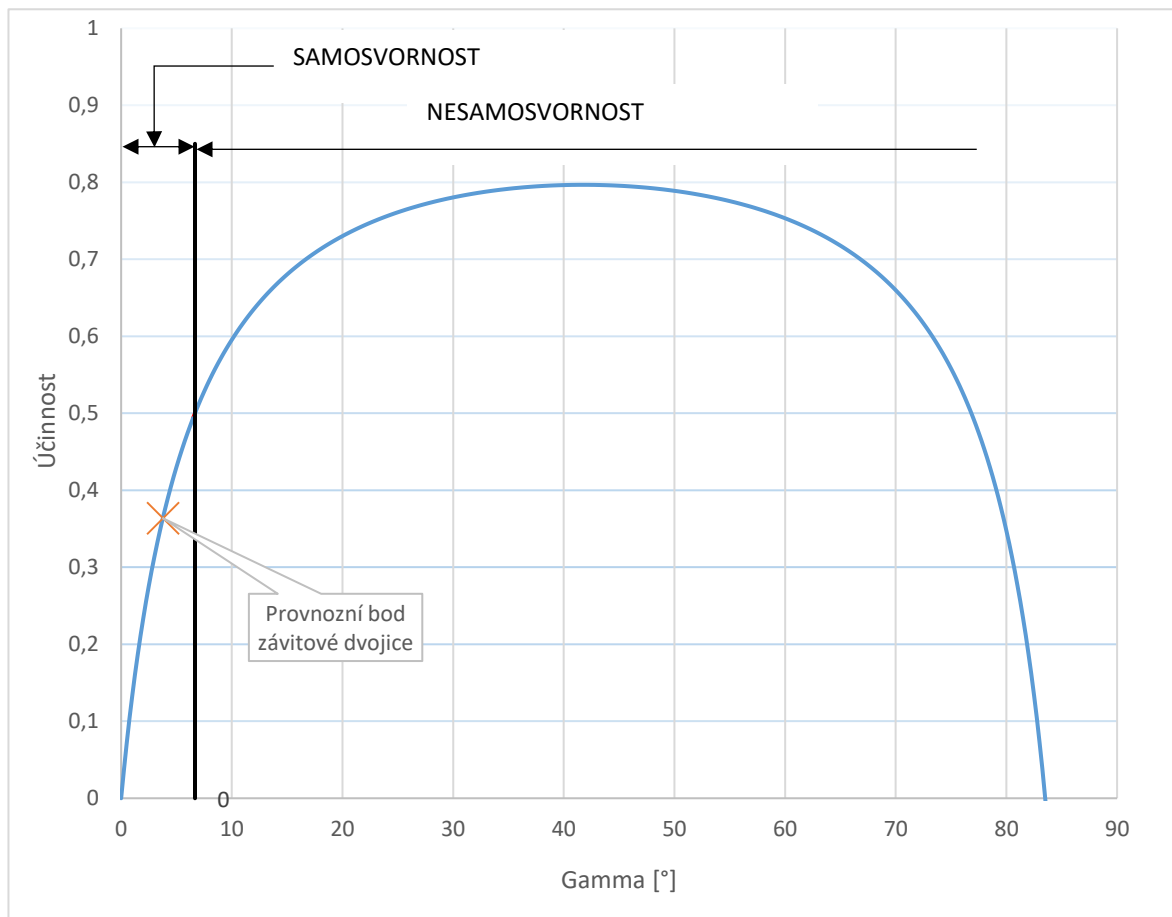
$$(71) C^* = F_A \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_I}{10^6}} = 6114,476 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 12000 \cdot 500}{10^6}} = 43497,661 \text{ [N]}$$

Axiální ložisko splňuje obě výše uvedené podmínky.

## 9. Zámek přestavníku

Z bezpečnostních a provozních důvodů nesmí dojít k samovolnému přestavení kolejové výhybky. Příčiny samovolného přestavení mohou být například silový zásah z vnější, nebo mechanická porucha samotného přestavníku. Zámek přestavníku musí tomuto samovolnému přestavení zabránit, a to nezávisle na hlavním mechanismu přestavníku, kdyby došlo k jeho poruše.

Přidrzná síla je vyvozena z konstrukce závitové dvojice, jak je patrné z Obrázek 19, závitová dvojice je samosvorná, čili nemůže dojít k samovolnému protočení matice a odlehnutí jazyka od opěrné kolejnice.

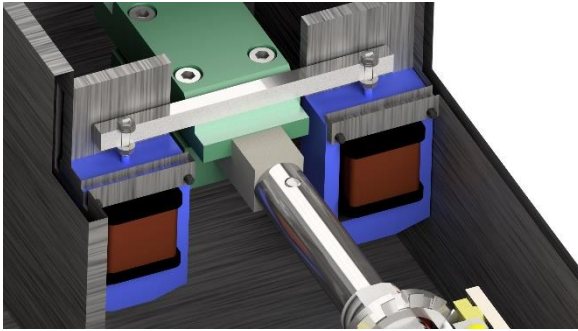


Obrázek 18. Závislost účinnosti závitové dvojice na úhlu stoupání gama

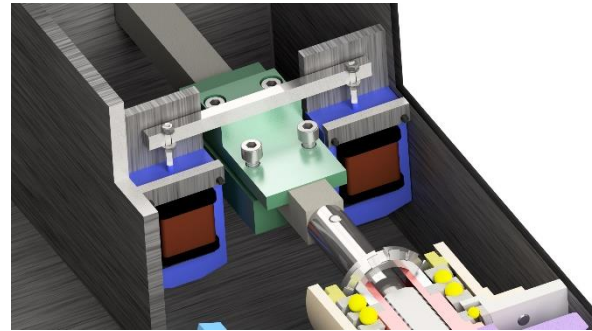
Obrázek 19. Pole samosvornosti závitové dvojice

Samotný zámek je ovládán párem tlačných ovládacích elektromagnetů EJV 2231, které jsou nezávisle napájeny a ovládány. V běžném provozu zámek nevyvozuje přítlačnou sílu a slouží pouze jako bezpečnostní prvek. Před každým přestavením sepnou elektromagnety a zvednou závoru, čímž uvolní zámek a umožní samotné přestavení jazyků. Po uvedení jazyku do konečné krajní polohy závoru zapadne do zámku a znemožní případné samovolné přestavení.

Součástí zámku jsou také čidla na sledování polohy závory. V případě, že je závora v dolní poloze na jedné nebo druhé straně zámku, znamená to, že přestavník je v konečné krajní poloze. V případě, kdyby v přestavení bránil například kámen a závora by zůstala nad zámekem, nedošlo by k přestavení do konečné polohy. Následkem překážky by došlo k nárůstu přestavné síly a proklouznutí bezpečnostní spojky. Mechanismus by zůstal v mezipoloze, kde závora nemůže zapadnout do zámku. Čidlo, které je součástí zámku, bude hlásit, že nedošlo k přestavení a bude signalizovat poruchu přestavníku.



*Obrázek 21. Zámek elektromotorického přestavníku krajní pozice*



*Obrázek 20. Zámek elektromotorického přestavníku v mezi poloze*

## 10. Skříň přestavníku

Samotná skříň přestavníku je vyrobena z nerezového plechu, aby odolávala nepříznivému železničnímu prostředí. Je vybavena šesti úchyty pro připevnění přestavníku mezi pražce. Dále je vybavena nerezovým uzamykatelným víkem.

Volné místo je uvažováno pro elektroinstalaci elektromotorického kolejového přestavníku.



*Obrázek 22. Skříň kolejového přestavníku*

## 11. Přestavná tyč

Přestavná tyč je hlavním prvkem elektromotorického kolejového přestavníku. Pro snadnou montáž se skládá ze tří dílů. Hlavní část je pohybový šroub, ke kterému jsou pomocí kolíků připevněny výstupní části tyče. Výstupní části tyče mají čtvercový profil, aby nemohlo dojít k otáčení tyče spolu s maticí. Dále je prostup ze skříně přestavníku na každé straně chráněn gumovými prachovkami. Proti vniknutí nečistot z železničního prostředí.



Obrázek 23. Přestavná tyč

### 11.1. Kontrolní výpočet kolíku

Tabulka 5. Vstupní paametry kontrolního výpočtu

Zatěžující síla $F$	6000 [N]
Průměr kolíku $d$	8 [mm]
Tloušťka ramene táhla $D$	15 [mm]
Tloušťka vidlice $D_1$	25 [mm]
Dovolené napětí ve smyku $\tau_s$	100 [MPa]
Dovolený tlak v táhle $p_D$	125 [MPa]
Dovolený tlak v objímce $p_D$	125 [MPa]

$$(72) \quad \tau_s = 2 \cdot \frac{F}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 6114,476}{\pi \cdot 8^2} = 59,683 \text{ [MPa]} \leq \tau_{Ds}$$

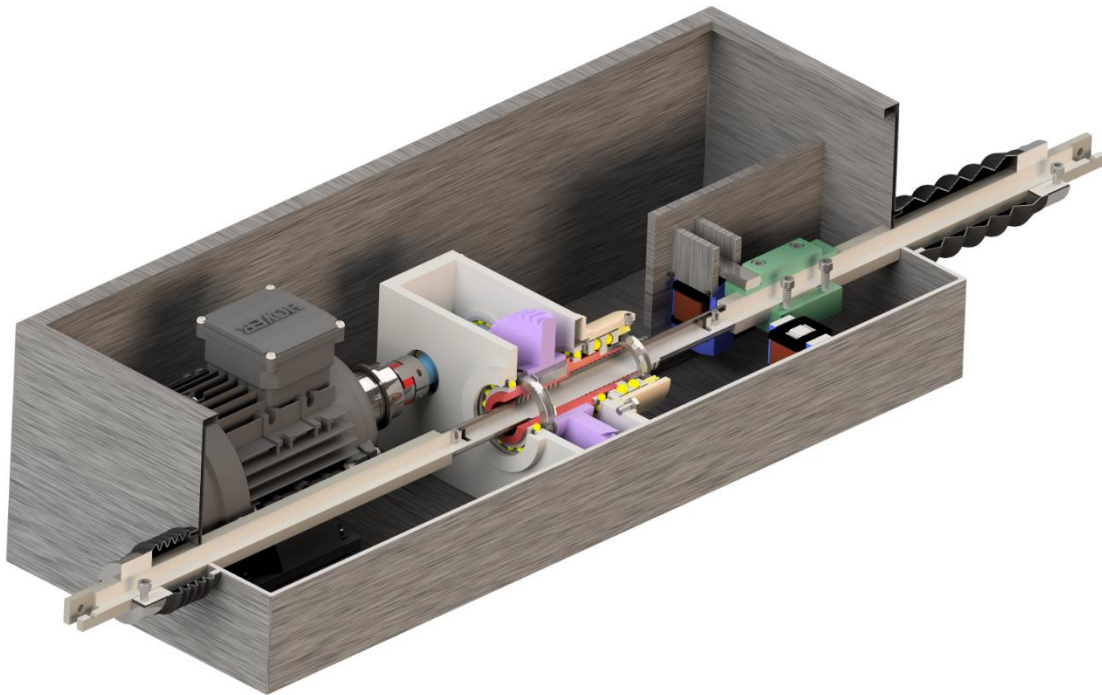
$$(73) \quad p_1 = \frac{F}{D \cdot d} = \frac{6114,475}{15 \cdot 8} = 30 \text{ [MPa]} \leq p_D$$

$$(74) \quad p_2 = \frac{F}{(D_1 - D) \cdot d} = \frac{6114,475}{(25 - 15) \cdot 8} = 75 \text{ [MPa]} \leq p_D$$

Jsou splněny všechny pevnostní podmínky, spoj vyhovuje.



## 12. Elektromotorický kolejový přestavník



Obrázek 24. Elektromotorický kolejový přestavník

- Nenáročná údržba
- Odolný vůči vlivům železničního prostředí
- Umístění mezi pražce
- Uzamykatelné víko

### 12.1. Obecný popis

Elektromotorický přestavník je určen k ovládání a zabezpečení srdcovek s pohyblivými hroty a výkolejek. Jedná se o nerozřezný kolejový přestavník. Přestavník je umístěn mezi kolejové pražce s šestibodovým uchycením k pražcům.

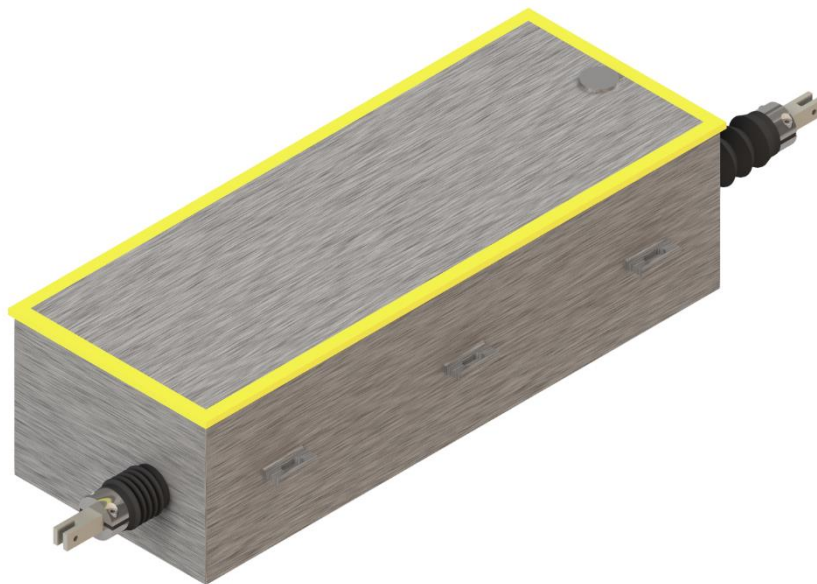
### 12.2. Základní technický popis

Přestavník se je navržen pro danou přestavnou dráhu  $155 \pm 3$  [mm] s maximálním přestavným odporem 6 000 [N]. Přestavník je situován do prostoru kolejí, čímž nezabírá místo mimo trať. Je vhodný pro použití v místech, kde je více souběžných tratí vedle sebe, například depa kolejových vozidel. Přestavník je tvořen uzamykatelnou skříní s vlastním přestavným ústrojím a přestavnou tyčí. Posuvný pohyb vyvolává samosvorná závitová dvojice poháněná třífázovým elektromotorem a převodovkou.

### 12.3. Základní technické parametry

*Tabulka 6. Základní technické parametry přestavníku*

Hmotnost	Cca 90 [kg]
Provozní teplota	-10 až +40 [°C]
Výkon přestavníku	1,1 [kW]
Zapojení	230VD/400VY
Životnost	10 <sup>6</sup> cyklů
Délka přestavné dráhy	155±3 [mm]
Velikost přestavné síly	6 [kN]
Délka přestavného času	3,1 [s]
Kontrola polohy	Bezpečnostní ústrojí



*Obrázek 25. Celkové provedení elektromotorického přestavníku*



### 13. Závěr

Na základě získaných informací z rozboru konstrukčních řešení jednotlivých kolejových přestavníků jsem navrhl vlastní konstrukci kolejového přestavníku. Nová konstrukce přestavníku měla být jednodušší, efektivnější a levnější na výrobu. Konstrukce byla navržena podle prvotního koncepčního návrhu.

## 14. Seznam použité literatury

- [1] Point machines for tramways & light rail. Praha: Elektroline, 2018.
- [2] ŘEZNÍČEK, Jan. Pružnost a pevnost II: Přednášky. Praha, 2018.
- [3] ŠANC, Václav. *Elektromotorické přestavníky EP 600*. 1. Praha: Dopravy a spojů, 1985.
- [4] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [5] KUGL, Otmar, Jiří HOUKAL, Pavel TOMEK a Jiří ZÍMA. *Projekt-III. ročník*. 1. Praha: ČVUT, 2000.
- [6] SKF [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/splash/index.html>
- [7] R+W [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://www.rw-couplings.com/>
- [8] Hoyer [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <https://hoyermotors.com/products/motors/hoyer-ie3-electric-motors/5540900109/>
- [9] *Elektromagnety ovládací* [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: [http://www.sub.cz/userfiles/spec/sub/files/katalogy\\_a\\_prospekty/elmagnety\\_ovlaci.pdf](http://www.sub.cz/userfiles/spec/sub/files/katalogy_a_prospekty/elmagnety_ovlaci.pdf)
- [10] *Opava – vlaky* [online]. [cit. 2019-07-09]. Dostupné z: <http://opava-vlaky.blog.cz/en/gallery/kolejova-nostalgie>
- [11] Zabezpečovací a telekomunikační systémy na železnici: Aktuální vývoj zabezpečovací a telekomunikační techniky. 1. Praha: Správa železniční dopravní cesty, 2017. ISBN 978-80-905200-9-7.
- [12] *AŽD Praha* [online]. [cit. 2019-07-09].

## 15. Seznam obrázků

Obrázek 1. Jazyk s čepovým uložením .....	2
Obrázek 2. Pérový jazyk.....	2
Obrázek 3. Mechanická výhybka [10] .....	4
Obrázek 4. Výhybka řízená táhlem na dálku .....	4
Obrázek 5. Elektromotorický přestavník EP 600.....	5
Obrázek 6. Model přestavníku EPK600 [11] .....	6
Obrázek 7. Koncepční návrh .....	7
Obrázek 8. Náhradní schéma pro výpočet .....	10
Obrázek 9. Schéma pro 4 případ vzpěru [2] .....	10
Obrázek 10. Schéma elektromotoru Hoyer, IE3 Electric Motor   1,10 kW – 4P – Frame 90 - B3 [8] .....	12
Obrázek 11. Třecí spojka ES2 20 [7].....	14
Obrázek 12. Rozbor sil v rovině XZ .....	15
Obrázek 13. Rozbor sil v rovině YZ.....	15
Obrázek 14. Rozbor sil v rovině XZ .....	16
Obrázek 15. Rozbor sil v rovině YZ.....	16
Obrázek 16. Uložení vstupní hřídele.....	17
Obrázek 17. Uložení matice .....	18
Obrázek 18. Závislost účinnosti závitové dvojice na úhlu stoupání gama .....	21
Obrázek 19. Pole samosvornosti závitové dvojice.....	21
Obrázek 20. Zámek elektromotorického přestavníku v mezi poloze .....	22
Obrázek 21. Zámek elektromotorického přestavníku krajní pozice .....	22
Obrázek 22. Skřín kolejového přestavníku .....	22
Obrázek 23. Přestavná tyč.....	23
Obrázek 24. Elektromotorický kolejový přestavník .....	24
Obrázek 25. Celkové provedení elektromotorického přestavníku .....	25

## 16. Seznam tabulek

Tabulka 1. Základní parametry lichoběžníkového rovnoramenného šroubu .....	8
Tabulka 2. Základní parametry elektromotoru.....	12
Tabulka 3. Parametry bezpečností spojky ES2 20.....	14
Tabulka 4. Rorměry pro výpočet reakcí.....	15
Tabulka 5. Vstupní paametry kontrolního výpočtu .....	23
Tabulka 6. Základní technické parametry přestavníku .....	25

## 17. Seznam příloh

- [1] Výkres sestavy elektrometrického kolejového přestavníku
- [2] Kusovník