

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ
PRÁCE**

2018

**DAVID
FOLWARCZNY**



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

**ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ
A KOLEJOVÝCH VOZIDEL**

POHON TRAMVAJOVÉHO KOLA POMOCÍ OJNIČKOVÉ SPOJKY

The drive of the tram wheel
by means of a flexible coupling

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2018

AUTOR: David Folwarczný

VEDOUCÍ PRÁCE: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Folwarczný** Jméno: **David** Osobní číslo: **458500**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Pohon tramvajového kola pomocí ojníčkové spojky

Název bakalářské práce anglicky:

The drive of the tram wheel by means of a flexible coupling

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši konstrukčních řešení přenosu točivého momentu u plně odpružených pohonů tramvajových kol.
2. Analýzu zastavbových rozměrů pro použití ojníčkové spojky.
3. Kinematickou analýzu potřebného rozsahu pohybů ojníčkové spojky.
4. Rozbor silových účinků působících na ojníčkovou spojku.
5. Návrh konstrukčního řešení pohonu tramvajového kola pomocí ojníčkové spojky.
6. Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres pohonu tramvajového kola.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS


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

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **11.07.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

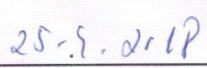

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

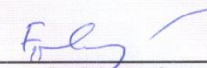

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(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.


Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Anotační záznam

Jméno autora:	David
Příjmení autora:	Folwarczný
Název:	Pohon tramvajového kola pomocí ojníčkové spojky
Title:	The drive of the tram wheel by means of a flexible coupling
Rozsah práce:	Počet stran: 47 Počet obrázků: 42 Počet příloh: 2
Akademický rok:	2017/2018
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	12 120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Zadavatel BP:	U 12 120 FS ČVUT v Praze
Klíčová slova:	Tramvaj, pohon tramvajového kola, ojníčková spojka, konstrukční návrh, pevnostní dimenzování
Key words:	Tram, drive of the tram wheel, flexible coupling, design proposal, strength dimensioning
Abstrakt:	Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu tramvajového kola pomocí ojníčkové spojky u plně odpružených pohonů tramvají. V rešerši jsou popsána konstrukční řešení pohonů jak u klasických, tak také u nízkopodlažních tramvají. Práce analyzuje maximální zástavbové rozměry pro mechanismus ojníčkové spojky, dále popisuje rozložení silových účinků na ojníčkovou spojku. Mechanismus ojníčkové spojky je navržen dle zadaných parametrů a následně zkontrolován pevnostními výpočty.
Abstract:	This bachelor thesis deals with the design proposal of the drive of the tram wheel by means of a flexible coupling on the fully sprung tram drives. The research describes the design of drives for both classical and low-floor trams. The thesis analyzes the maximum extension dimensions for the mechanism of a flexible coupling, and also describes distribution of the force effects on the flexible coupling. The mechanism of the flexible coupling is designed according to the given parameters and subsequently checked by strength calculations.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Pohon tramvajového kola pomocí ojničkové spojky* vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. s využitím odborných zdrojů a citované literatury.

V Praze dne

.....

David Folwarczný

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady, připomínky a velkou ochotu při realizaci bakalářské práce.

Chtěl bych také poděkovat svým rodičům za podporu v průběhu celého studia.

Obsah

1	Úvod	1
2	Ojničkové mechanismy	1
2.1	Ojničková spojka Škoda.....	2
2.2	Ojničková spojka Alstom	4
3	Pohony u tramvají	5
3.1	Klasické tramvajové podvozky	5
3.1.1	Podélně orientovaný trakční motor	5
3.1.2	Příčně orientovaný trakční motor	6
3.2	Nízkopodlažní tramvaje.....	7
3.2.1	Částečně nízkopodlažní tramvaje.....	7
3.2.2	Studie – nízkopodlažní tramvaj KT58	8
3.2.3	Praktická ukázka – tramvaj Cityway	9
4	Analýza zástavbových rozměrů pro použití ojničkové spojky	10
5	Rozbor silových účinků působících na ojničkovou spojku.....	11
5.1	Zadané parametry	11
5.2	Adheze ve styku kola s kolejnicí	11
5.3	Rozložení krouticího momentu na mechanismus ojničkové spojky	12
6	Návrh konstrukčního řešení pohonu tramvajového kola pomocí ojničkové spojky	13
6.1	Ojnička.....	13
6.1.1	Analýza zatížení ojničky.....	14
6.1.2	Kontrola namáhání na vzpěr	15
6.1.3	Nalisování pryžokovového kloubu do oka ojničky	17
6.1.4	Tahové napětí.....	21
6.1.5	Kontrola kombinovaného namáhání.....	21
6.1.6	Shrnutí návrhu ojničky	22
6.2	Paleta	23
6.2.1	Rozložení sil působících na paletu.....	24
6.2.2	Kontrola namáhání na vzpěr	25
6.2.3	Kontrola tahového namáhání	27
6.2.4	Kontrola oka palety	28
6.2.5	Shrnutí návrhu palety.....	30
7	Axiální zajištění ojničky vůči paletě	31
7.1	Čep	31
7.1.1	Kontrola na otlačení	31

7.1.2	Kontrola na stříh.....	32
7.2	Pojistný kroužek	32
8	Závěr.....	33
9	Seznam použitých zdrojů a literatury.....	34
10	Seznam obrázků	35
11	Seznam použitých veličin	36
12	Seznam příloh.....	37

1 Úvod

Ve své bakalářské práci jsem se zabýval konstrukčním řešením pohonu tramvajového kola pomocí ojníčkové spojky. Ojníčková spojka je mechanismus sloužící k přenosu točivého momentu z hřídele na hnací kolo vozidla při existenci relativních pohybů způsobených odpružením pohonu. Ojníčkové spojky se skládají ze dvojic ojníček, které jsou připojeny k paletě.

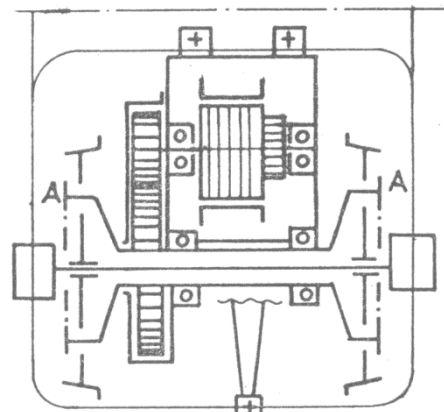
V první části jsem popsal, jaké jsou základní druhy ojníčkových mechanismů. Dále jsem se v rešerši zaměřil na různé pohony tramvají, jak u klasických, tak také u nízkopodlažních tramvají, a na to jaké komplikace přináší konstrukce pohonu pro nízkopodlažní tramvaje.

Ve druhé části této práce jsem navrhl mechanismus ojníčkové spojky. Tento mechanismus jsem podrobně definoval a provedl jsem všechny pevnostní výpočty.

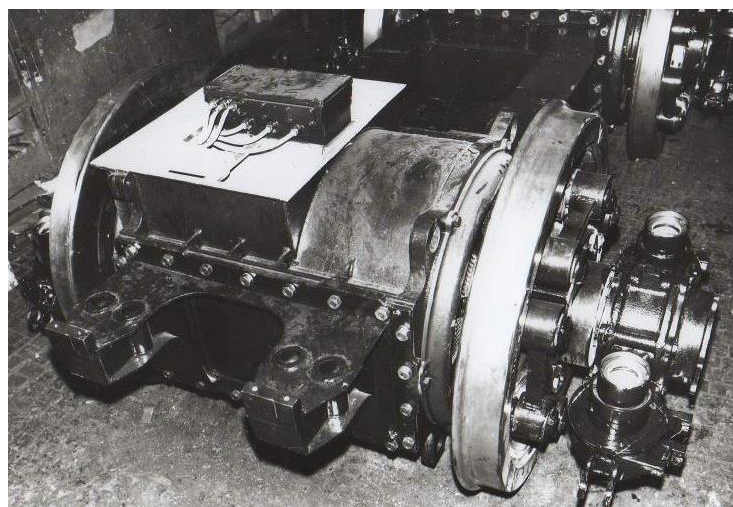
2 Ojníčkové mechanismy

Ojníčkové mechanismy nejsou žádnou novinkou, používaly se již dříve u pohonu lokomotiv, viz Obr. 3, nebo v novějším provedení se používaly v pohonu s dutým hřídelem objímajícím nápravu a zcela vypruženým motorem, viz pohon Škoda 85E na Obr. 1 a Obr. 2.

U plně odpružených pohonů dvojkolí tvoří trakční motor s převodovkou integrovanou pohonnou jednotku, která je přes silentbloky upevněna do rámu podvozku. Tímto odpružením je motor i převod chráněn před výraznými dynamickými účinky z dvojkolí, díky čemuž je dosaženo větší životnosti a spolehlivosti. Na hřídeli motoru je upevněn pastorek přenášející točivý moment na velké ozubené kolo, které je uloženo na dutém hřídeli převodovky. Dutý hřídel, jež představuje vypruženou část, vykonává svislé pohyby vůči dvojkolí o velikostech 20 – 30 mm. Svislý pohyb musí být umožněn vůlí dutého hřídele a dvojkolí. Základní uspořádání takového typu pohonu je zobrazeno na Obr. 1. [1]



Obr. 1 - Základní uspořádání pohonu Škoda 85E [1]



Obr. 2 - Pohon Škoda 85E [2]

Přenesení točivého momentu z dutého hřídele na dvojkolí, při vzájemném pohybu, představuje hlavní konstrukční problém. Tento problém řeší mechanismy umožňující vzájemné pohyby. Cílem je dosáhnout zachování převodového poměru 1:1, takový mechanismus se označuje jako kinematically přesný. [1]

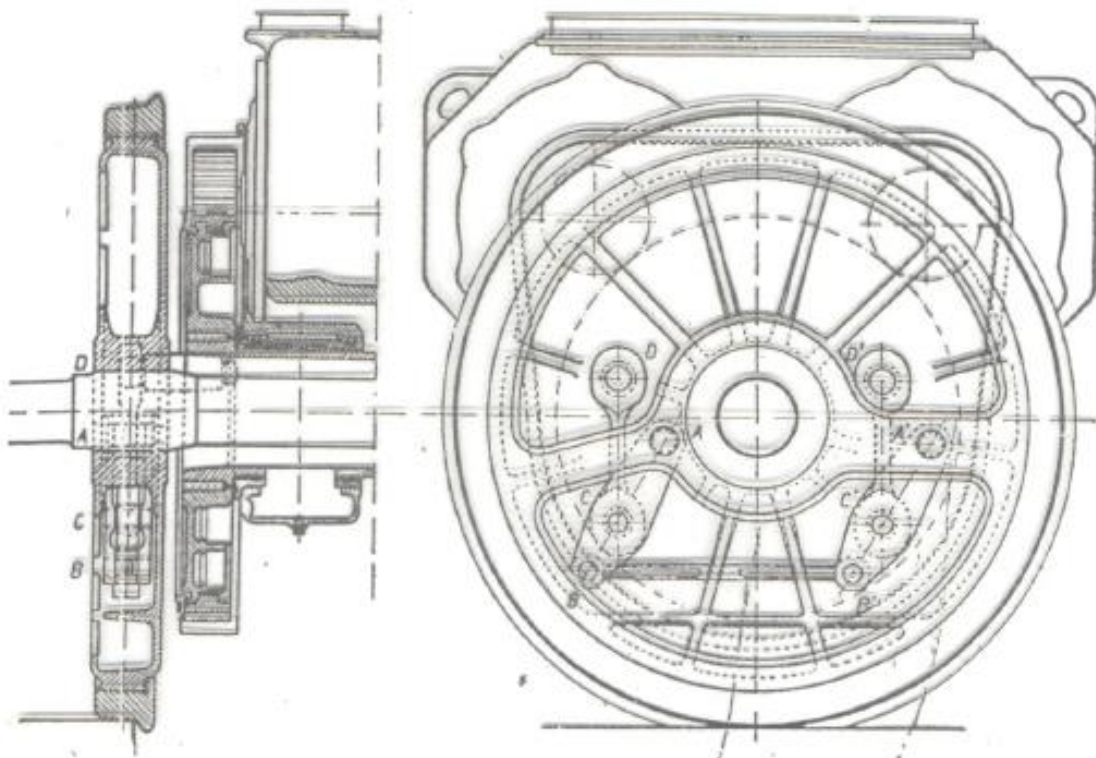
Konstrukčně lze mechanismy rozdělit na ojníčkové a zpružinové. Tyto mechanismy se nacházejí v prostoru označeném písmenem A na Obr. 1, obvykle částečně v dutině kola.

V této bakalářské práci jsem se zaměřil pouze na ojníčkové mechanismy. Mohou být v provedení dvou paralelogramů nebo dvou antiparalelogramů.

2.1 Ojníčková spojka Škoda

Příkladem ještě staršího použití ojníčkových spojek, než pohon Škoda 85E z Obr. 1 a Obr. 2, je ojníčková spojka Škoda z roku 1928. Autorem byl Ing. Hladík, použita byla v lokomotivě E 467.0. Spojka Škoda funguje na principu dvou paralelogramů, její náčrsek je na Obr. 3.

Celý mechanismus je uložen v dutině jízdniho kola. Skládá se ze závěsky a houpačky. Vzájemný pohyb duté hřídele vůči ose dvojkolí ve vertikální rovině je realizován skývnutím závěsky a houpačky. [1] [2]



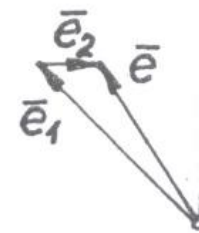
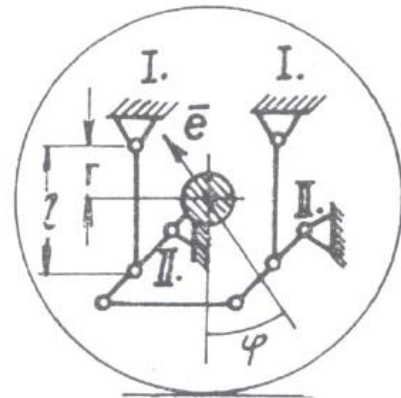
Obr. 3 - Ojníčková spojka Škoda [2]

Na Obr. 4 je schéma ojničkové spojky Škoda. Čepy označené *I.* spojují mechanismus s dutým hřídelem, naopak čepy označené *II.* jsou připojeny k hnacímu soukolí.

Pokud není soukolí vůči dutému hřídeli příčně posunuto, čili pohyb paralelogramů je realizován pouze ve svislé rovině XZ, je vzájemný pohyb dutého hřídele (čepy *I.*) a soukolí (čepy *II.*) čistý posuv. Závěska a houpačka se otáčejí stejně a tudíž trvale platí:

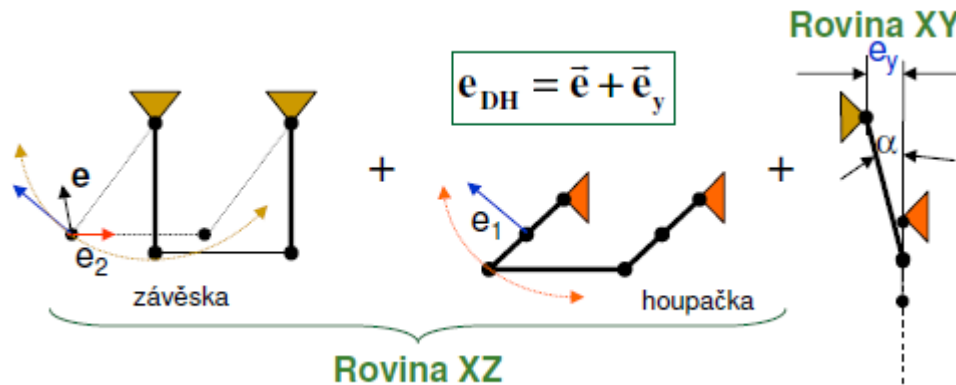
$$\begin{aligned}\varphi_I &= \varphi_{II} \\ \omega_I &= \omega_{II} \\ M_I &= M_{II}\end{aligned}$$

Mechanismus je proto kinematicky i dynamicky přesný. Nevznášejí žádné nerovnoměrnosti do průběhu hnacího momentu. [1]



Obr. 4 - Schéma ojničkové spojky Škoda [1]

Obr. 5 znázorňuje kinematiku mechanismu ojničkové spojky Škoda v případě, kdy pohyb paralelogramů není jen ve svislé rovině XZ, ale také ve vodorovné rovině XY. To znamená, že soukolí je příčně posunuto o hodnotu e_y vůči dutému hřídeli. [2]



Obr. 5 - Kinematika ojničkové spojky Škoda při pohybu v rovině XZ a současně v rovině XY [2]

Klouby tohoto řešení bylo nutné pečlivě mazat a zároveň si ojničková spojka Škoda vyžádala velká kola hnacího soukolí.

2.2 Ojničková spojka Alstom¹

Princip mechanismu ojníčkové spojky Alstom pochází z firmy Siemens-Halske z roku 1890. Později byl mechanismus zdokonalen firmou Alstom v roce 1933, která nahradila kloubová ložiska pryžokovovými klouby.

Na Obr. 6 můžeme vidět princip ojníčkové spojky Alstom. Spojka je tvořena dvěma sériově řazenými antiparalelogramy, skládajících se z ojnic a společné palety. Hnací moment se přenáší přes čepy na dutém hřídeli (I.) na dvojici ojnic a z nich na paletu spojky. Tím dochází k rotaci palety. Hnací moment se dále přenáší ze společné palety pomocí druhé dvojice ojnic na dvojici čepů na disku kola (II.). Ojnice i paleta jsou namáhány na tah a vzpěr. [1] [2]

Na Obr. 7 jsou vyobrazeny kinematické poměry ojníčkové spojky Alstom. Při otáčení dochází k nerovnoměrnosti otáček. Celkový přídavný úhlový pohyb dutého hřídele můžeme vyjádřit: [2]

$$\vec{e} = \vec{e}_{p1} + \vec{e}_{p2}$$

$$e_{p1} = e \cdot \cos \varphi$$

$$e_{p2} = e \cdot \sin \varphi$$

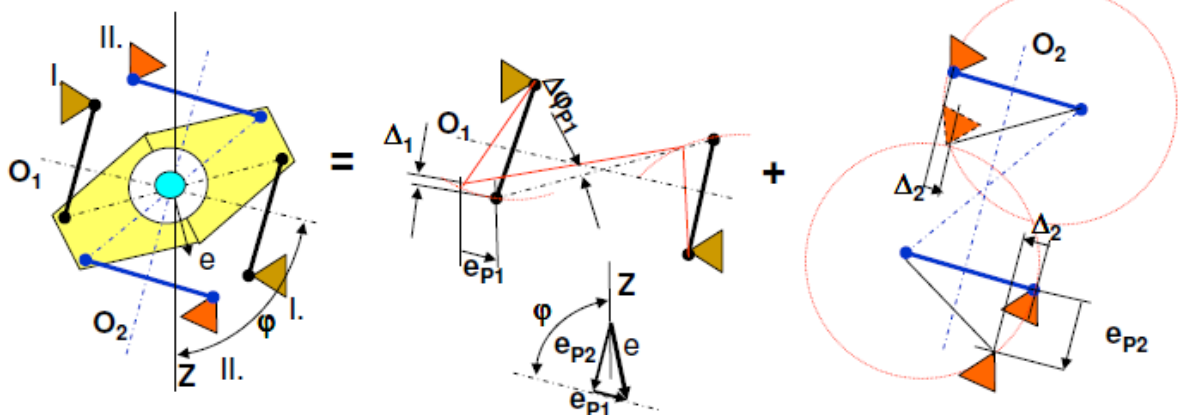
$$\Delta\varphi_{p1} \approx \frac{2\Delta_1}{a} \approx \frac{e^2}{a \cdot L} \cdot \cos^2 \varphi$$

$$\Delta\varphi_{p2} \approx \frac{2\Delta_2}{a} \approx \frac{e^2}{a \cdot L} \cdot \sin^2 \varphi$$

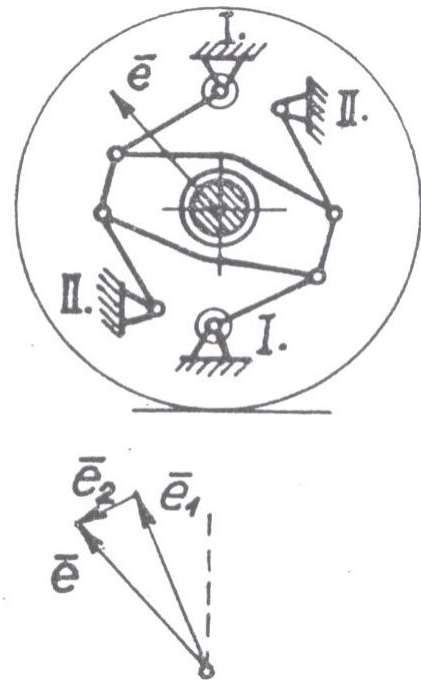
$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_{p1} + \Delta\varphi_{p2} \approx \frac{e^2}{a \cdot L} \cdot (\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi) \approx \frac{e^2}{a \cdot L}$$

Tento vzorec platí za předpokladu, že maximální výchylka e je konstantní, čímž dojde pouze k pootočení hřídele o úhel $\Delta\varphi$. Pokud bude např. $e = e_0 \cdot \cos(\omega t)$, potom vznikne přídavný úhlový pohyb s amplitudou druhého řádu:

$$\Delta\varphi = \frac{e_0^2}{2 \cdot a \cdot L} \cdot [1 + \cos(2\omega t)]$$



Obr. 7 - Kinematické poměry ojníčkové spojky Alstom [2]



Obr. 6 - Ojničková spojka Alstom

e maximální výchylka

L délka ojnice

a rozteč ojnic

¹ Původně Alstom

3 Pohony u tramvají

V téhle části jsem se zaměřil na pár typických druhů pohonů u tramvají.

3.1 Klasické tramvajové podvozky

U klasické tramvaje se pohon nachází mezi soukolím pod podlahou vozidla, kde je pro něj dostatek místa. Znázorněno také na Obr. 12.

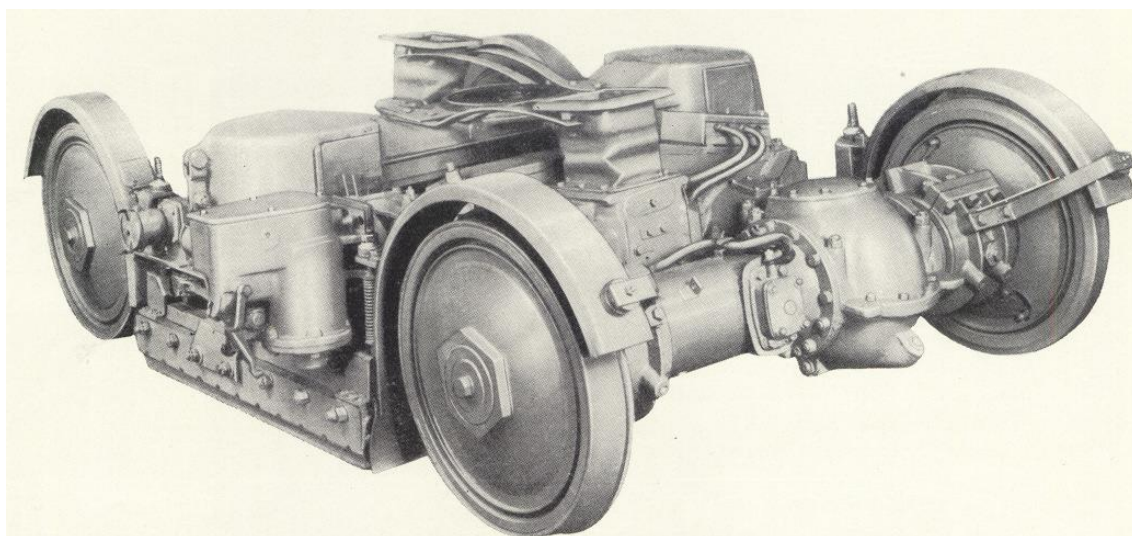
3.1.1 Podélně orientovaný trakční motor

Klasický tramvajový podvozek má například dnes již legendární tramvaj T3. Výroba této tramvaje probíhala od roku 1962. Vyrobito se přibližně 14 000 vozů, čímž se zařadila mezi nejpočetněji vyráběny tramvajový vůz na světě. Na Obr. 8 je pražská tramvaj typu T3. [3]



Obr. 8 - Tramvaj T3 [13]

Podvozek má podélně orientovaný trakční motor upevněný na rámu podvozku. Dvoustupňová čelně kuželová převodovka, nebo jednostupňová hypoidní převodovka, je poháněna kloubovým hřídelem. Podvozek nemá primární vypružení. Celý podvozek je zobrazen na Obr. 9. [2]



Obr. 9 - Klasický tramvajový podvozek s podélně orientovaným trakčním motorem [2]

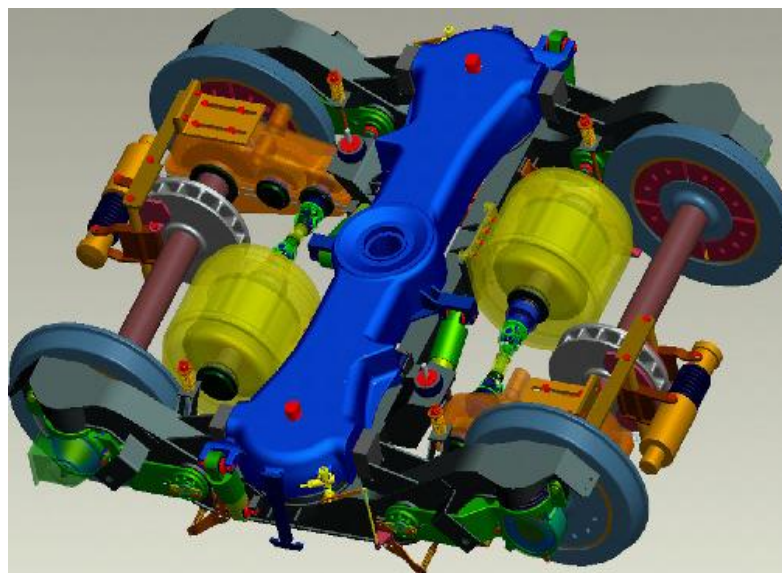
3.1.2 Příčně orientovaný trakční motor

Další variantou klasického tramvajového podvozku je podvozek s příčně orientovaným trakčním motorem. Tento podvozek má částečně nízkopodlažní tramvaj RT6N1, vyráběná v 90. letech 20. století. Brněnská tramvaj RT6N1 je na Obr. 10. [4]



Obr. 10 - Částečně nízkopodlažní tramvaj RT6N1 [14]

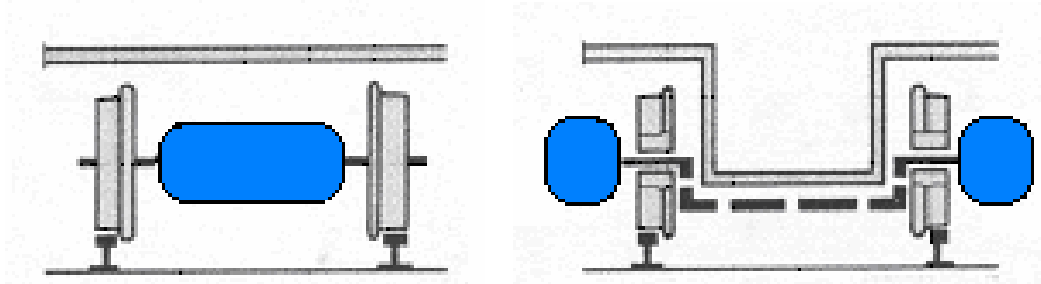
Podvozek má dvoustupňovou převodovku se svislou závěškou. Primární vypružení podvozku zajišťují pryžové pružiny, sekundární je uskutečněno pomocí vzduchového vypružení. Na Obr. 11 je 3D model podvozku. [2]



Obr. 11 - Klasický tramvajový podvozek s příčně orientovaným motorem [2]

Pohon je opět mezi soukolím, což neumožňuje snížit podlahu nad podvozkem a vytvořit tím plně nízkopodlažní tramvaj.

3.2 Nízkopodlažní tramvaje



Obr. 12 - Porovnání klasické a nízkopodlažní tramvaje [2]

Na Obr. 12 je vidět schematické porovnání podvozku klasické a nízkopodlažní tramvaje.

Pro vytvoření plně nízkopodlažní tramvaje bylo nutné posunout pohon vně tramvajového kola, do značně omezeného prostoru.

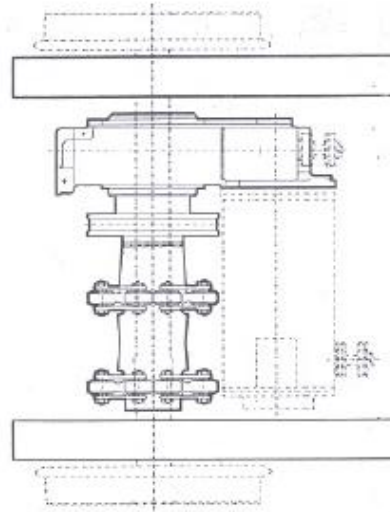
Zaměřil jsem se pouze na podvozky s použitím ojníčkových spojek.

3.2.1 Částečně nízkopodlažní tramvaje

U částečně nízkopodlažních tramvajích se ojníčkové mechanismy používají v příčném pohonu pomocí dutého hřídele a ojníčkové spojky, viz Obr. 13 a Obr. 14. Pohon je pořád mezi soukolím, ale umožňuje snížit podlahu z 900 mm nad temenem kolejnice, u klasické tramvaje, na 560 mm . [4]



Obr. 13 - Příčný pohon pomocí dutého hřídele a ojníčkové spojky [2]



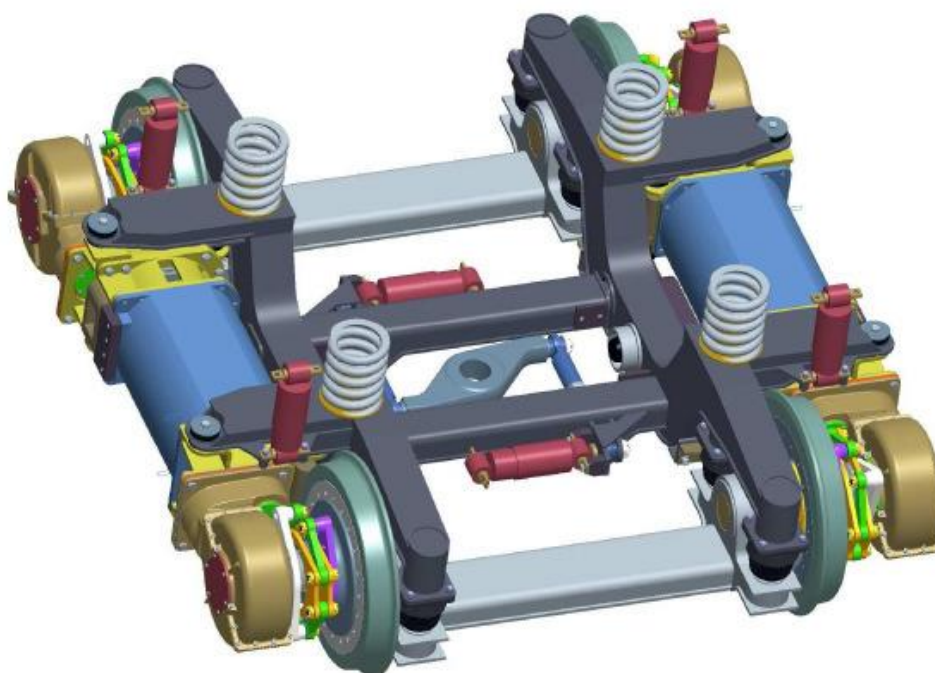
Obr. 14 - Horní pohled na sestavu pohonu se soukolím [2]

Tento pohon byl použit například v tramvaji RT6S, na Obr. 15, jejíž prototyp byl vyroben v roce 1996. Jediný vůz byl v provozu v Liberci, sériová výroba této tramvaje nebyla zahájena. [4]



Obr. 15 - Tramvaj RT6S [15]

3.2.2 Studie – nízkopodlažní tramvaj KT58



Obr. 16 - Studie částečně nízkopodlažní tramvaje KT58 [2]

Na Obr. 16 je vidět neotočný trakční podvozek ze studie částečně nízkopodlažní tramvaje KT 58. Pohon je umístěn vně soukolí, přenos krouticího momentu z hřídele na kolo zajišťuje mechanismus ojníčkové spojky.

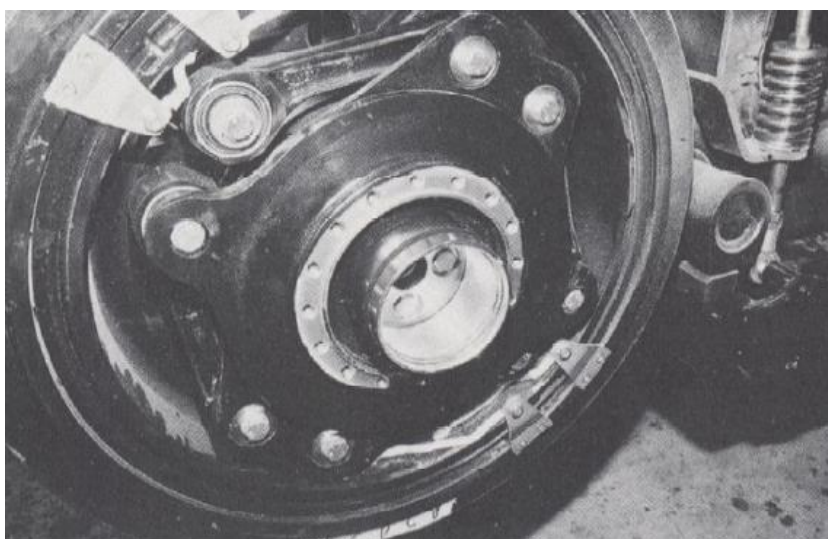
3.2.3 Praktická ukázka – tramvaj Cityway

Praktickou ukázkou použití ojníčkového mechanismu u plně nízkopodlažní tramvaje je tramvaj Cityway v italském Turíně, viz Obr. 17 a Obr. 18.

Zde je použita ojníčková spojka Alstom popsána v podkapitole 2.2.



Obr. 17 - Tramvaj Cityway v Turíně [16]



Obr. 18 - Ojníčková spojka Alstom v tramvaji Cityway [2]

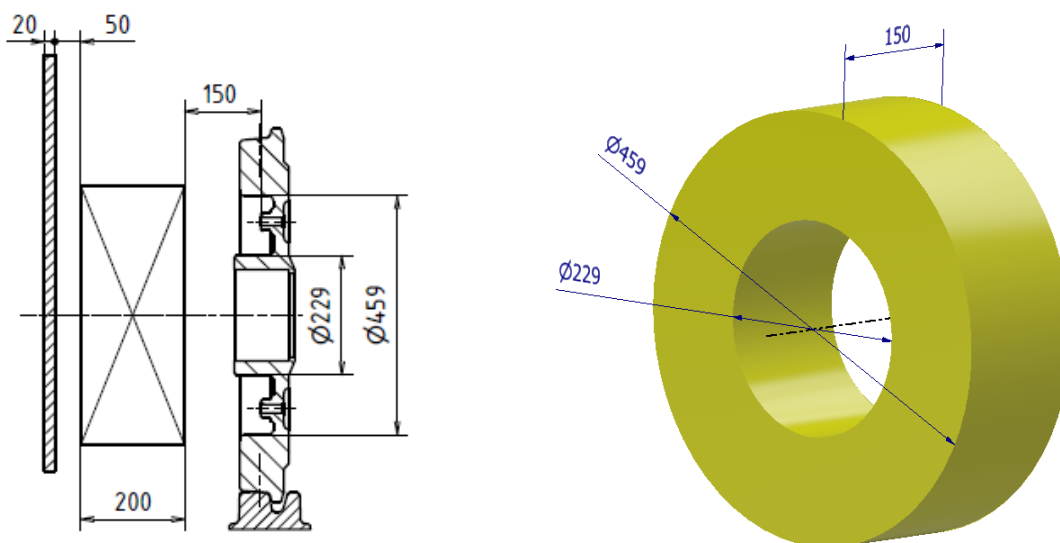
4 Analýza zástavbových rozměrů pro použití ojníčkové spojky

Analýzu zástavbových rozměrů jsem vypracoval v Příloze č. 1, kde je vidět čelní pohled na podvozek tramvajového vozidla s vyznačenými důležitými parametry.

Použil jsem následující hodnoty:

- $e_{kol} = 1435 \text{ mm}$ Normální rozchod koleje, dnes je standardem na většině železnic světa. Jedná se o vzdálenost vnitřních boků hlav kolejnice, měřená v předem dané hloubce pod rovinou temene koleje (T.K.). U tramvajové tratě se používají především žlábkové kolejnice, z důvodu téměř shodné výšky T.K. s rovinou vozovky. Vyobrazena je bloková kolejnice typu B1. [5]
- $B_V = 2300 \text{ mm}$ Šířka vozidla. Maximální povolená šířka tramvajového vozidla není ve všech městech stejná. Může se pohybovat od 2300 mm , především kvůli úzkým uličkám v centru historického města, až po 2650 mm u novější zástavby. Zvolil jsem rozměr $B_V = 2300 \text{ mm}$ z důvodu možného využití na většině tramvajových tratí. [6]
- $r_K = 340 \text{ mm}$ Poloměr tramvajového kola [7]
- $1360 \pm 1 \text{ mm}$ Rozkolí soukolí [5]
- 200 mm Odhadnutá šířka převodovky
- 20 mm Odhadnutý maximální prostor pro protihlukový kryt podvozku
- 50 mm Odhadnutý maximální volný prostor mezi krytem podvozku a převodovkou

Ojníčková spojka je z části uložena v dutině tramvajového kola. Mezní plochy pro celý mechanismus jsou stěna převodovky a plochy dutiny v tramvajovém kole. Z nákresu v Příloze č. 1 vyplývá mezní zástavbový prostor pro ojníčkovou spojku, který má tvar válce o délce 150 mm , průměru 459 mm s válcovou dutinou o průměru 229 mm , viz Obr. 19.



Obr. 19 - Zástavbový prostor pro ojníčkovou spojku

5 Rozbor silových účinků působících na ojníčkovou spojku

Na tramvajové kolo působí jmenovitá svislá kolová síla Q_0 . Při rovnoměrném zatížení je tato síla stejně velká na obou kolech dvojkolí. Její velikost je rovna polovině síly A_0 maximálního dovoleného zatížení na dvojkolí.

Při nerovnoměrném zatížení, například při náklonu tramvaje v zatáčce, může kolová síla dosáhnout na určitou dobu svojí maximální hodnoty Q_{0MAX} .

5.1 Zadané parametry

$$r_K = 340 \text{ mm [7]}$$

$$\begin{aligned} \text{Jmenovité zatížení: } Q_0 &= 50 \text{ kN} \\ \mu_K &= 0,35 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Maximální zatížení: } Q_{0MAX} &= 70 \text{ kN} \\ \mu_K &= 0,35 \end{aligned}$$

5.2 Adheze ve styku kola s kolejnicí

Při valení kola po kolejnici může hnací tramvajové kolo přenést maximální tečnou sílu T , která je rovna adhezní síle F_{ad} mezi kolem a kolejnicí. Pro výpočet tečné síly platí: [5]

$$T = F_{ad} \leq Q_0 \cdot \mu_K \quad (1)$$

$$T_{MAX} = F_{adMAX} \leq Q_{0MAX} \cdot \mu_K \quad (2)$$

Tečná síla na kole nesmí být větší než adhezní síla. Pokud by se tak stalo, mohlo by dojít k prokluzu hnacího tramvajového kola vůči kolejnici. Vozidlo by následně mělo problémy s rozjezdem a výrazně snížené brzdné vlastnosti.

Tramvajové kolo, a tudíž i celá ojníčková spojka, musí přenášet krouticí moment M_K od jmenovitého zatížení a maximální krouticí moment M_{KMAX} při maximálním zatížení vyvolaný silou F_{ad} , respektive F_{adMAX} , na rameni o velikosti poloměru tramvajového kola r_K . Z toho vyplývají následující vztahy pro velikost krouticího momentu:

$$M_K \leq F_{ad} \cdot r_K = Q_0 \cdot \mu_K \cdot r_K \quad (3)$$

$$M_{KMAX} \leq F_{adMAX} \cdot r_K = Q_{0MAX} \cdot \mu_K \cdot r_K \quad (4)$$

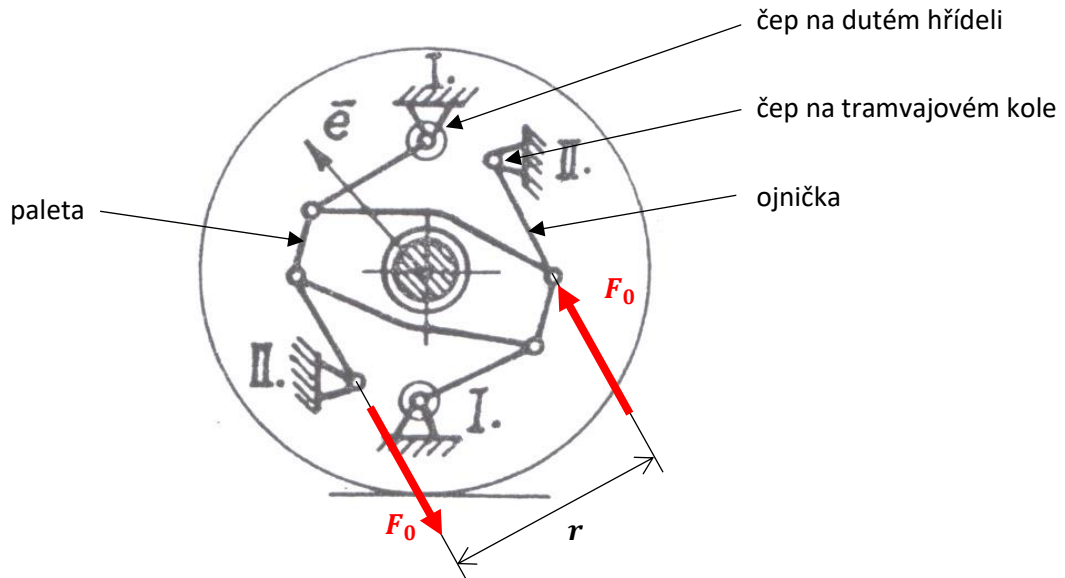
Dosazením zadaných parametrů do vztahů (3), (4) jsem získal hodnoty maximálního krouticího momentu:

$$M_K \leq 50 \cdot 10^3 \cdot 0,35 \cdot 340 = 5\,950\,000 \text{ Nmm} \quad (5)$$

$$M_{KMAX} \leq 70 \cdot 10^3 \cdot 0,35 \cdot 340 = 8\,330\,000 \text{ Nmm} \quad (6)$$

5.3 Rozložení krouticího momentu na mechanismus ojničkové spojky

Krouticí moment působící na celý mechanismus ojničkové spojky se rozloží do dvojice ojniček vedoucích k paletě ojničkové spojky a následně přes druhou dvojici ojniček ke hnacímu tramvajovému kolu.



Obr. 20 - Rozložení krouticího momentu do ojniček [1]

Krouticí moment se rozloží do ojniček jako síly F_0 , respektive F_{0MAX} , o vzájemné kolmé vzdálenosti $r = 330 \text{ mm}$, znázorněno na Obr. 20.

Vyjádření krouticího momentu:

$$M_K = F_0 \cdot r \quad (7)$$

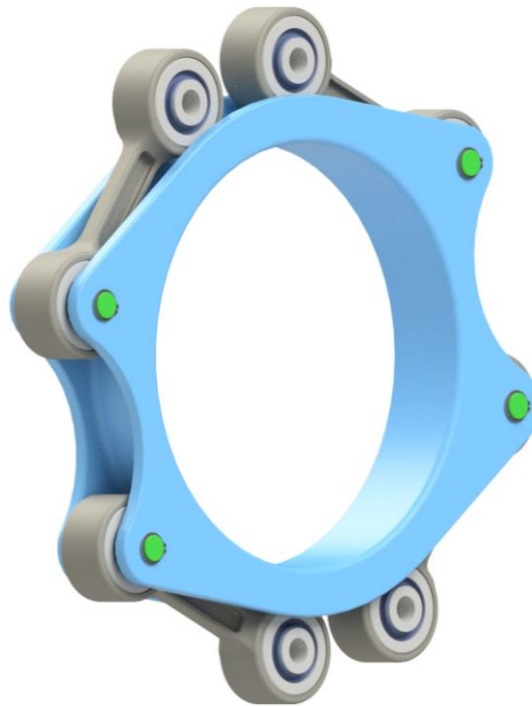
$$M_{KMAX} = F_{0MAX} \cdot r \quad (8)$$

Z těchto vztahů vyplývají velikosti maximálních sil v ojničce způsobené daným krouticím momentem. Dosadil jsem vypočítané hodnoty krouticího momentu ze vztahů (5) a (6), čímž jsem dopočítal hodnoty sil působících v ojničce ojničkové spojky:

$$F_0 = \frac{M_K}{r} = \frac{5\,950\,000}{330} = 18,03 \text{ kN} \quad (9)$$

$$F_{0MAX} = \frac{M_{KMAX}}{r} = \frac{8\,330\,000}{330} = 25,24 \text{ kN} \quad (10)$$

6 Návrh konstrukčního řešení pohonu tramvajového kola pomocí ojníčkové spojky

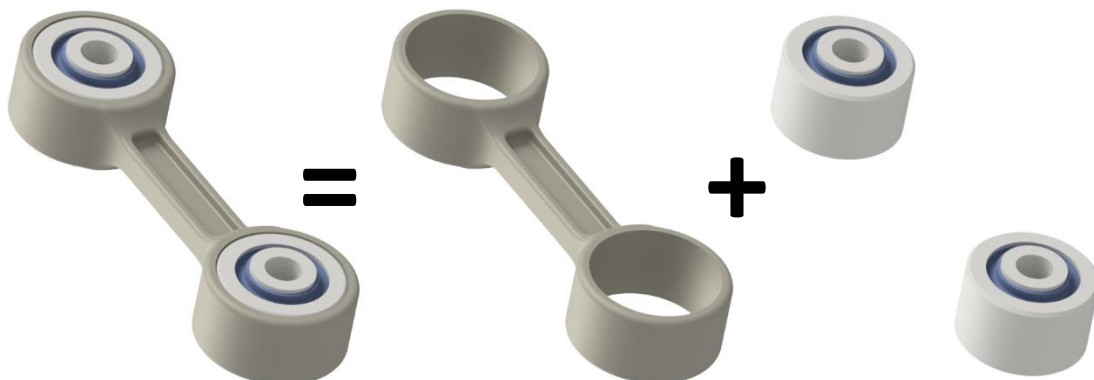


Obr. 21 - Návrh ojníčkové spojky

Na Obr. 21 je vidět návrh mechanismu ojníčkové spojky. Skládá se ze dvou dvojic ojníček, palety, pryžokovových kloubů, čepů a z pojistných kroužků (tzv. segrovek). Tyto komponenty budou podrobně definovány v následujících kapitolách mé bakalářské práce.

3D model ojníčkové spojky a její následnou výkresovou dokumentaci jsem vytvořil v programu Inventor Professional 2018 od firmy Autodesk, se studentskou licencí pro studenty ČVUT v Praze.

6.1 Ojníčka



Obr. 22 - Ojníčka

Ojníčku jsem navrhl jako výkovek z oceli 12 060. U ojníčky se střídá tahové namáhání, při přenosu levotočivého hnacího momentu, s namáháním na vzpěr, při přenosu opačného pravotočivého brzdného momentu.

Po konzultaci s vedoucím bakalářské práce jsme došli k závěru, že namáhání se nestřídá takovým způsobem, aby se dalo považovat za střídavé namáhání. Na ojničku vždy působí po určitou dobu tahové napětí s míjivým charakterem. Podobně při působení opačně orientovaného krouticího momentu je ojnička míjivě namáhána na vzpěr. Z těchto důvodů jsem pro výpočet uvažoval míjivé namáhání, pro které platí součinitel pro míjivé namáhání c_{II} .

Materiálové vlastnosti ojničky: [8]

$$\sigma_K = 350 \text{ Nmm}^{-2} \quad \text{Minimální mez kluzu v tahu}$$

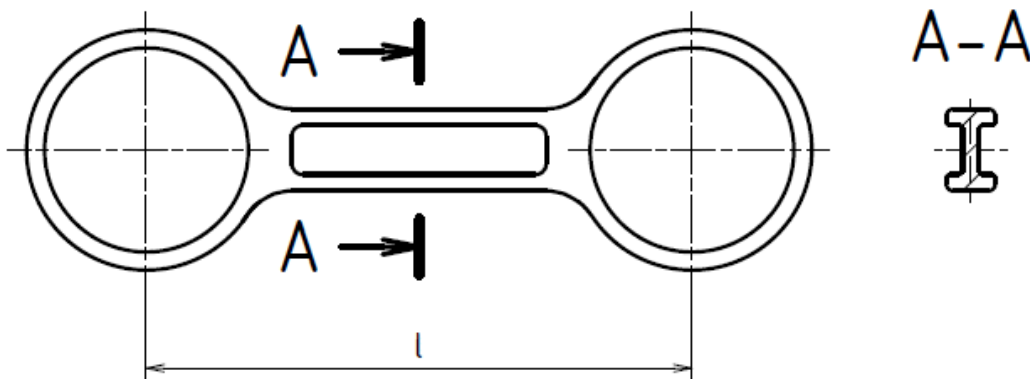
$$c_{II} = 0,7 \quad \text{Součinitel pro míjivé namáhání}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Nmm}^{-2} \quad \text{Modul pružnosti v tahu}$$

Do oka ojničky je nalisován pryžokový kloub, viz Obr. 22.

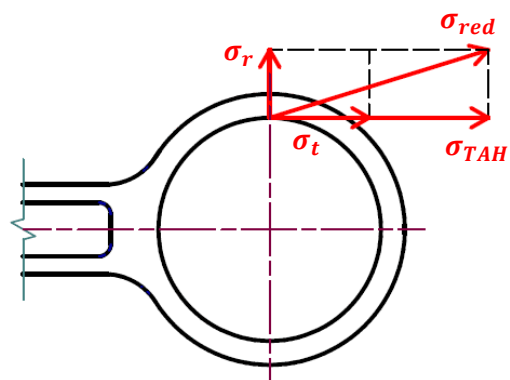
6.1.1 Analýza zatížení ojničky

Na ojničku působí síla F_0 , respektive F_{0MAX} , jak již bylo popsáno v podkapitole 5.3. Tato síla může působit tlakovým zatížením, a proto jsem provedl kontrolu namáhání na vzpěr v kritickém místě vyznačeném v řezu A – A na Obr. 23.



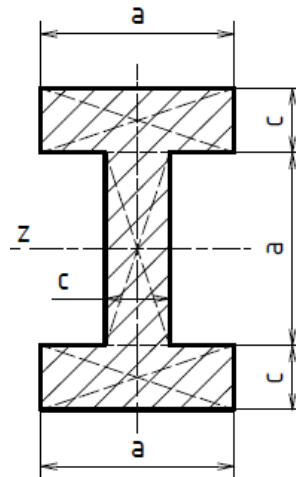
Obr. 23 - Vyznačení kritického místa ojničky na vzpěr

V případě přenosu opačně orientovaného krouticího momentu působí síla opačným směrem a působí tahovým napětím. Dále je nutno uvažovat napětí v oku ojničky vyvolané nalisováním pryžokového kloubu. Provedl jsem proto kontrolu ojnice na kombinované namáhání z radiálního napětí σ_r a tečného napětí σ_t z nalisování a dále z tahového napětí σ_{TAH} . Kritické místo je vyznačeno na Obr. 24 i s vyznačeným zatížením.



Obr. 24 - Kombinované namáhání

6.1.2 Kontrola namáhání na vzpěr



Obr. 25 - Profil I v řezu

Uvažuji průřez ojnice ve tvaru I, viz schéma s vyznačenými rozměry na Obr. 25, při výpočtu jsem zanedbával zaoblení. Pro tento průřez platí následující průřezové charakteristiky: [9]

$$J_{min} = \frac{1}{12}ca^3 + 2 \left(\frac{1}{12}ac^3 + ac \left(\frac{a+c}{2} \right)^2 \right) = \frac{7}{12}a^3c + a^2c^2 + \frac{2}{3}ac^3 \quad (11)$$

$$A = 3 \cdot a \cdot c \quad (12)$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}} \quad (13)$$

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} \quad (14)$$

Vztah (11) pro kvadratický moment průřezu vychází ze Steinerovy věty: „Moment setrvačnosti průřezu k ose, která neprochází těžištěm, se rovná momentu setrvačnosti průřezu k těžišťové ose, která je s ní rovnoběžná, zvětšenému o součin plochy průřezu a čtverce vzdálenosti obou os“. [10]

Ojnica je na obou koncích uložena rotační vazbou, jedná se tedy o druhý případ vzpěru, pro který je součinitel $n = 1$.

Rozměry navrženého I profilu:

$$a = 4,5 \text{ mm}$$

$$c = 13,5 \text{ mm}$$

Délka ojnice:

$$l = 150 \text{ mm}$$

Dosazením navržených rozměrů do vztahů (11) až (14) jsem získal hodnotu kvadratického momentu průřezu J_{min} , obsah A průřezu I profilu, poloměr kvadratického momentu průřezu i_{min} a štíhlostní poměr ojničky λ :

$$J_{min} = \frac{7}{12} \cdot 4,5^3 \cdot 13,5 + 4,5^2 \cdot 13,5^2 + \frac{2}{3} \cdot 4,5 \cdot 13,5^3 = 11789 \text{ mm}^4 \quad (15)$$

$$A = 3 \cdot 4,5 \cdot 13,5 = 182,25 \text{ mm}^2 \quad (16)$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{11789}{182,25}} = 8,04 \text{ mm} \quad (17)$$

$$\lambda = \frac{150}{8,04} = 18,7 \quad (18)$$

Hodnota mezního štíhlostního poměru je $\lambda_m = 86$. [8] Pro vypočítaný štíhlostní poměr λ ze vztahu (18) platí nerovnost:

$$\lambda < \lambda_m \quad (19)$$

Jedná se tedy o oblast nepružného vzpěru, pro který neplatí Eulerovy vztahy a je nutné součást kontrolovat na vzpěr podle Tetmajera. Tímto způsobem nelze spočítat rozměry dimenzované součásti, slouží pouze k vypočítání součinitele bezpečnosti na vzpěr, u již navržené součásti. Pro Tetmajera platí následující vztahy: [8]

$$\sigma_{kr} = 589 - 3,82 \cdot \lambda \text{ (Nmm}^{-2}\text{)} \quad (20)$$

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot A \quad (21)$$

$$F = \frac{F_{kr}}{K_v} \rightarrow K_v = \frac{F_{kr}}{F} \quad (22)$$

Dosadil jsem štíhlostní poměr λ ze vztahu (18) do vztahu (20) pro výpočet kritického napětí σ_{kr} . Následně jsem vypočítal kritickou sílu F_{kr} ze vztahu (21) působící na průřez o obsahu A vypočítaného ve vztahu (16):

$$\sigma_{kr} = 589 - 3,82 \cdot 18,7 = 517,57 \text{ Nmm}^{-2} \quad (23)$$

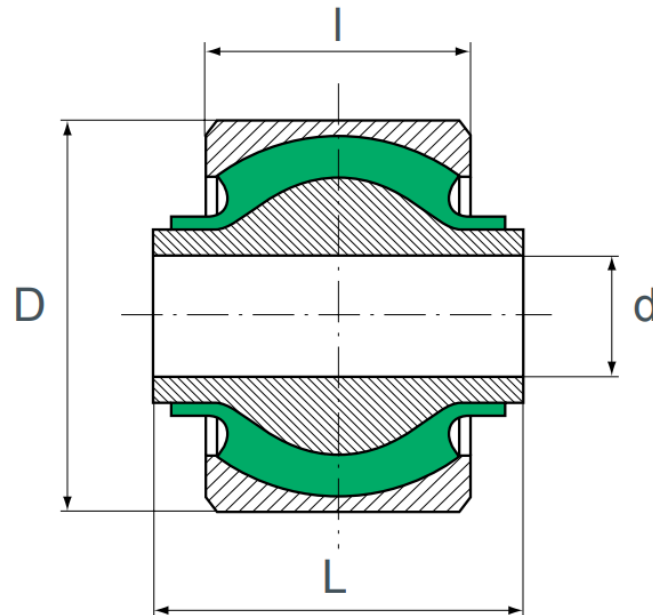
$$F_{kr} = 517,57 \cdot 182,25 = 94,33 \text{ kN} \quad (24)$$

Nakonec jsem vypočítal součinitel bezpečnosti na vzpěr K_v pro jmenovitou zatěžující sílu F_0 ze vztahu (9). Ve druhém případě jsem uvažoval zatěžující sílu $F_{0,MAX}$ od maximálního přípustného zatížení, viz vztah (10), čímž jsem získal součinitel bezpečnosti $K_{v,MAX}$ pro maximální zatížení. Dosazením do vztahu (22) jsem získal:

$$K_v = \frac{94,33}{18,03} = 5,23 \quad (25)$$

$$K_{v,MAX} = \frac{94,33}{25,24} = 3,74 \quad (26)$$

6.1.3 Nalisování pryžokovového kloubu do oka ojničky



Obr. 26 - Pryžokovový kloub Spheriflex [17]

Pryžokovový kloub je pevně nalisován do oka ojničky. Použil jsem pryžokovový kloub od firmy Paulstra, schematicky znázorněn na Obr. 26. Upřednostnění kloubu s pryží oproti kloubu ocel-ocel je z důvodu nižší hlučnosti.

Zvolil jsem kloub s označením Spheriflex s katalogovým číslem 563364 s následujícími rozměry a vlastnostmi z katalogu: [11]

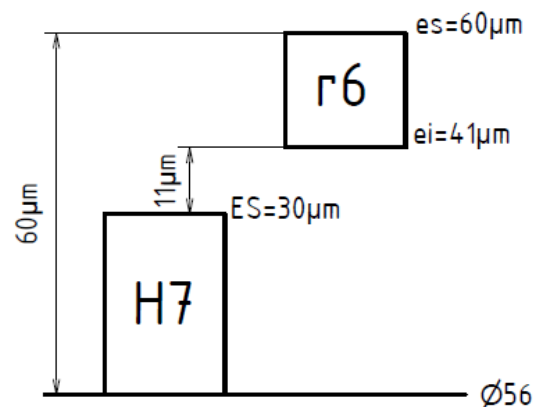
$$\begin{aligned}\varnothing D &= 56 \text{ mm} \\ \varnothing d &= 16 \text{ mm} \\ L &= 40 \text{ mm} \\ l &= 34 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Maximální axiální zatížení: } &10 \text{ kN} \\ \text{Maximální radiální zatížení: } &30 \text{ kN} \\ \text{Maximální natočení: } &10^\circ\end{aligned}$$

U pryžokovového kloubu znám pouze nominální rozměr, nikoliv přesné tolerance. Pro výpočet jsem předpokládal uložení s přesahem $H7/r6$, doporučené pro nehybná nerozebíratelná spojení součástí lisovaných zastudena nebo zatepla. [8]

Uložení $\varnothing 56 H7/r6$ je znázorněno na Obr. 27.

Maximální přesah je $\delta_{MAX} = 60 \mu\text{m}$, maximální přesah na poloměru je poloviční: $\Delta r_2 = 30 \mu\text{m}$.

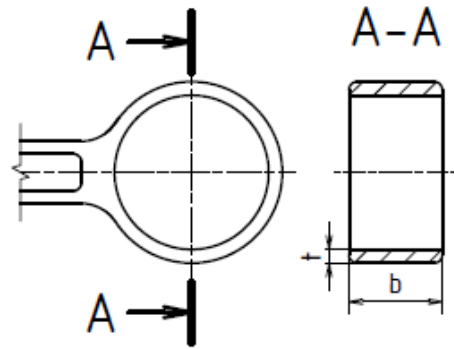


Obr. 27 - Uložení $\varnothing 56 H7/r6$

S ohledem na rozměry pryžokovového kloubu jsem navrhl následující rozměry oka ojničky, viz Obr. 28:

$$b = 34 \text{ mm}$$

$$t = 6 \text{ mm}$$



Obr. 28 - Rozměry oka ojničky

Nalisování jsem řešil podle teorie nalisování silnostěnných nádob. Pryžokový kloub jsem uvažoval jako vnitřní nádobu (označení $I.$) a oko ojnice jako vnější válcovou nádobu (označení $II.$).

Pro přesah Δr_2 platí podle teorie silnostěnných nádob následující vztah: [12]

$$\Delta r_2 = \frac{2 \cdot r_2}{E} (K^{II.} - K^{I.}) \quad (27)$$

Pro průběhy tečného napětí σ_t a radiálního napětí σ_r v jednotlivých částech nádoby platí základní vztahy pro napětí silnostěnných nádob v závislosti na vzdálenosti od středu (parametr x): [12]

$$\sigma_t^{I.}(x) = K^{I.} + \frac{C^{I.}}{x^2} \quad (28)$$

$$\sigma_t^{II.}(x) = K^{II.} + \frac{C^{II.}}{x^2} \quad (29)$$

$$\sigma_r^{I.}(x) = K^{I.} - \frac{C^{I.}}{x^2} \quad (30)$$

$$\sigma_r^{II.}(x) = K^{II.} - \frac{C^{II.}}{x^2} \quad (31)$$

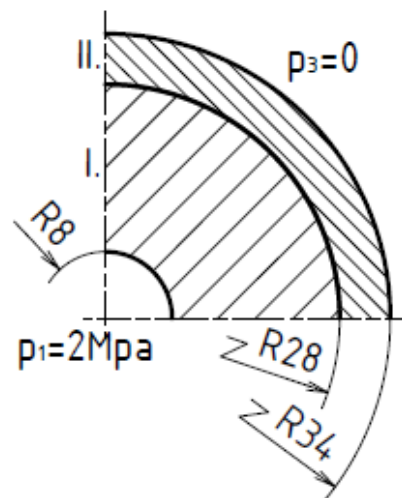
Kde $K^{I.}$, $K^{II.}$, $C^{I.}$ a $C^{II.}$ jsou konstanty pro silnostěnné nádoby: [12]

$$K^{I.} = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (32)$$

$$K^{II.} = \frac{p_2 r_2^2 - p_3 r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (33)$$

$$C^{I.} = (p_1 - p_2) \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (34)$$

$$C^{II.} = (p_2 - p_3) \cdot \frac{r_2^2 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (35)$$



Obr. 29 - Parametry nalisování

Přehled zadaných veličin pro výpočet nalisování, viz Obr. 29:

$$\begin{array}{lll} r_1 = 8 \text{ mm} & p_1 = 2 \text{ MPa} & \sigma_k = 350 \text{ Nmm}^{-2} \\ r_2 = 28 \text{ mm} & p_3 = 0 \text{ MPa} & E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Nmm}^{-2} \\ r_3 = 34 \text{ mm} & & \end{array}$$

Při montáži je nutné pryžokovový kloub zatížit tlakem p_1 , aby se docílilo požadovaného předpětí v pryžovém prvku. [5]

Dosazením obecných vztahů (32), (33) pro konstanty K^I , K^{II} do rovnice (27) pro přesah Δr_2 a následnou úpravou jsem získal vztah pro výpočet tlaku p_2 mezi kloubem a ojničkou:

$$\Delta r_2 = \frac{2 \cdot r_2}{E} \left(\frac{p_2 r_2^2 - p_3 r_3^2}{r_3^2 - r_2^2} - \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \right) \quad (36)$$

$$p_2 = \frac{\frac{\Delta r_2 \cdot E}{2 \cdot r_2} + \frac{p_1 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{p_3 r_3^2}{r_3^2 - r_2^2}}{\frac{r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}} \quad (37)$$

Po dosazení zadaných parametrů jsem získal hodnotu tlaku p_2 :

$$p_2 = \frac{\frac{0,03 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{2 \cdot 28} + \frac{2 \cdot 8^2}{28^2 - 8^2} + 0}{\frac{28^2}{34^2 - 28^2} + \frac{28^2}{28^2 - 8^2}} = 35,25 \text{ MPa} \quad (38)$$

Dopočetl jsem všechny 4 konstanty pro silnostěnné nádoby, pomocí vztahů (32) až (35):

$$K^I = \frac{2 \cdot 8^2 - 35,25 \cdot 28^2}{28^2 - 8^2} = -38,21 \quad (39)$$

$$K^{II} = \frac{35,25 \cdot 28^2 - 0}{34^2 - 28^2} = 74,29 \quad (40)$$

$$C^I = (2 - 35,25) \cdot \frac{8^2 \cdot 28^2}{28^2 - 8^2} = -2\,317,16 \quad (41)$$

$$C^{II} = (35,25 - 0) \cdot \frac{28^2 \cdot 34^2}{34^2 - 28^2} = 85\,879,61 \quad (42)$$

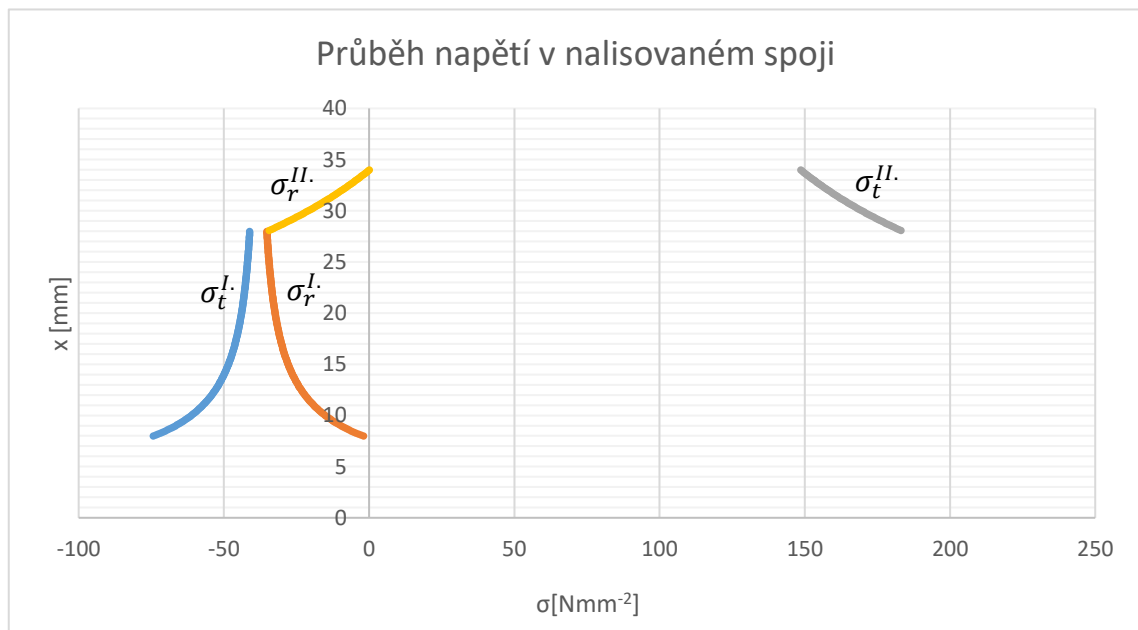
Dosazením konstant do vzorců (28) až (31) pro tečné a radiální napětí jsem si vyjádřil vzorce pro výpočet napětí v nalisovaných nádobách, ze kterých jsem následně vykreslil graf, viz Obr. 30:

$$\sigma_t^I(x) = -38,21 + \frac{-2\,317,16}{x^2} \text{ [Nmm}^{-2}\text{]; } x \in \langle 8; 28 \rangle \text{ [mm]} \quad (43)$$

$$\sigma_r^{II}(x) = 74,29 + \frac{85\,879,61}{x^2} \text{ [Nmm}^{-2}\text{]; } x \in \langle 28; 34 \rangle \text{ [mm]} \quad (44)$$

$$\sigma_r^I(x) = -38,21 - \frac{-2\,317,16}{x^2} \text{ [Nmm}^{-2}\text{]; } x \in \langle 8; 28 \rangle \text{ [mm]} \quad (45)$$

$$\sigma_t^{II}(x) = 74,29 - \frac{85\,879,61}{x^2} \text{ [Nmm}^{-2}\text{]; } x \in \langle 28; 34 \rangle \text{ [mm]} \quad (46)$$



Obr. 30 - Graf průběhu napětí v nalisovaném spoji

V kritickém místě oka ojnice, viz sekce 6.1.1, je radiální a tečné napětí:

$$\sigma_r = \sigma_r^{II}(x = 28) = 74,29 - \frac{85\,879,61}{28^2} = -35,25 \text{ Nmm}^{-2} \quad (47)$$

$$\sigma_t = \sigma_t^{II}(x = 28) = 74,29 + \frac{85\,879,61}{28^2} = 183,83 \text{ Nmm}^{-2} \quad (48)$$

6.1.4 Tahové napětí

Tahové napětí vyvolané silou F_0 , respektive F_{0MAX} , na průřez o obsahu A je definováno následujícím vztahem: [9]

$$\sigma_{TAH} = \frac{F_0}{A} \quad (49)$$

$$\sigma_{TAHMAX} = \frac{F_{0MAX}}{A} \quad (50)$$

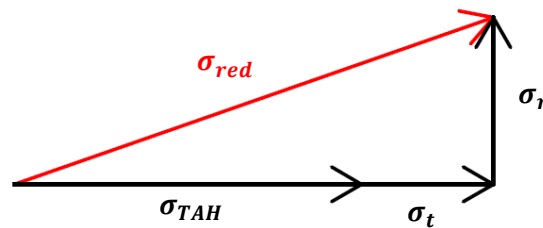
Pro kritické místo popsáno v sekci 6.1.1, jehož rozměry jsou definovány v sekci 6.1.3, je obsah průřezu: $A = 408 \text{ mm}^2$.

Do vztahů pro tahové napětí jsem dosadil hodnoty sil F_0 a F_{0MAX} ze vztahů (9), (10):

$$\sigma_{TAH} = \frac{18,03 \cdot 10^3}{408} = 44,19 \text{ Nmm}^{-2} \quad (51)$$

$$\sigma_{TAHMAX} = \frac{25,24 \cdot 10^3}{408} = 61,86 \text{ Nmm}^{-2} \quad (52)$$

6.1.5 Kontrola kombinovaného namáhání



Obr. 31 - Vektorový součet napětí

Redukované napětí v kritickém místě jsem spočítal vektorovým součtem tahového napětí σ_{TAH} ze vztahu (51), respektive maximálního tahového napětí σ_{TAHMAX} ze vztahu (52), s tečným napětím σ_t ze vztahu (48) a s radiálním napětím σ_r ze vztahu (47). Vektorový součet je graficky znázorněn na Obr. 31.

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_{TAH} + \sigma_t)^2 + \sigma_r^2} \quad (53)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(44,19 + 183,83)^2 + (-35,25)^2} = 230,73 \text{ Nmm}^{-2} \quad (54)$$

$$\sigma_{redMAX} = \sqrt{(\sigma_{TAHMAX} + \sigma_t)^2 + \sigma_r^2} \quad (55)$$

$$\sigma_{redMAX} = \sqrt{(61,86 + 183,83)^2 + (-35,25)^2} = 248,21 \text{ Nmm}^{-2} \quad (56)$$

Pro součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu platí následující vztah:

$$K = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} \quad (57)$$

Dosadil jsem mez kluzu vypsanou v podkapitole 6.1 a vypočítané redukované napětí ve vztazích (54), (56). Získal jsem hodnotu součinitele bezpečnosti K pro jmenovité zatížení a součinitele bezpečnosti K_{MAX} pro maximální zatížení:

$$K = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} \quad (58)$$

$$K = \frac{350}{230,73} = 1,52 \quad (59)$$

$$K_{MAX} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red_{MAX}}} \quad (60)$$

$$K_{MAX} = \frac{350}{248,25} = 1,41 \quad (61)$$

6.1.6 Shrnutí návrhu ojníčky

Navrhl jsem výše zmíněnou ojníčku ojníčkové spojky, do které je nalisován pryžokovový kloub. V první řadě jsem zanalyzoval její zatížení. Bylo nutné provést kontrolu namáhání na vzpěr, vypočítat napětí vzniklá z nalisování pryžokovového kloubu, určit hodnotu tahového napětí v kritickém místě a na závěr určit součinitele bezpečnosti pro kombinované namáhání.

Při kontrole napětí na vzpěr jsem zjistil, že se jedná o oblast nepružného vzpěru a dále jsem tedy počítal vzpěr podle Tetmajera. Ve vztahu (25) jsem vypočítal součinitel bezpečnosti na vzpěr podle Tetmajera pro jmenovité zatížení: $K_v = 5,23$ a ve vztahu (26) pro maximální zatížení: $K_{v_{MAX}} = 3,74$. V obou případech vyšel dostatečně vysoký součinitel, z čehož vyplývá, že ojníčka vyhovuje pevnostní kontrole na vzpěr.

Z výpočtu nalisování podle teorie silnostěnných nádob jsem si ve vztahu (47) vypočítal radiální napětí působící v kritickém místě: $\sigma_r = -35,25 \text{ Nmm}^{-2}$ a ve vztahu (48) tečné napětí v kritickém místě: $\sigma_t = 183,83 \text{ Nmm}^{-2}$. Dále jsem ve vztahu (51) vypočítal tahové napětí pro jmenovité zatížení v kritickém místě: $\sigma_{TAH} = 44,19 \text{ Nmm}^{-2}$ a ve vztahu (52) pro maximální zatížení: $\sigma_{TAH_{MAX}} = 61,86 \text{ Nmm}^{-2}$. Z těchto napětí jsem dopočítal kombinované namáhání σ_{red} pro oba případy – ve vztahu (54) pro jmenovité zatížení: $\sigma_{red} = 230,73 \text{ Nmm}^{-2}$ a ve vztahu (56) pro maximální zatížení: $\sigma_{red_{MAX}} = 248,21 \text{ Nmm}^{-2}$. Na závěr jsem vypočítal součinitele bezpečnosti kombinované namáhání vůči mezi kluzu. Ve vztahu (59) vyšel součinitel bezpečnosti pro jmenovité zatížení: $K = 1,52$ a ve vztahu (61) pro maximální zatížení: $K_{MAX} = 1,41$. Pro oba případy vyšel dostačující součinitel bezpečnosti, ojníčka tudíž vyhovuje pevnostní kontrole na kombinované namáhání.

Navržená ojníčka vyhovuje celkové pevnostní kontrole.

6.2 Paleta



Obr. 32 - Paleta ojníčkové spojky

Paletu ojníčkové spojky jsem navrhl jako výkovek z oceli s označením 12 060, stejně jako ojníčku. Navržená paleta je vidět na Obr. 32.

U palety jsem, stejně jako u ojníčky, uvažoval míjivé zatížení. Zdůvodnění je popsáno v podkapitole 6.1.

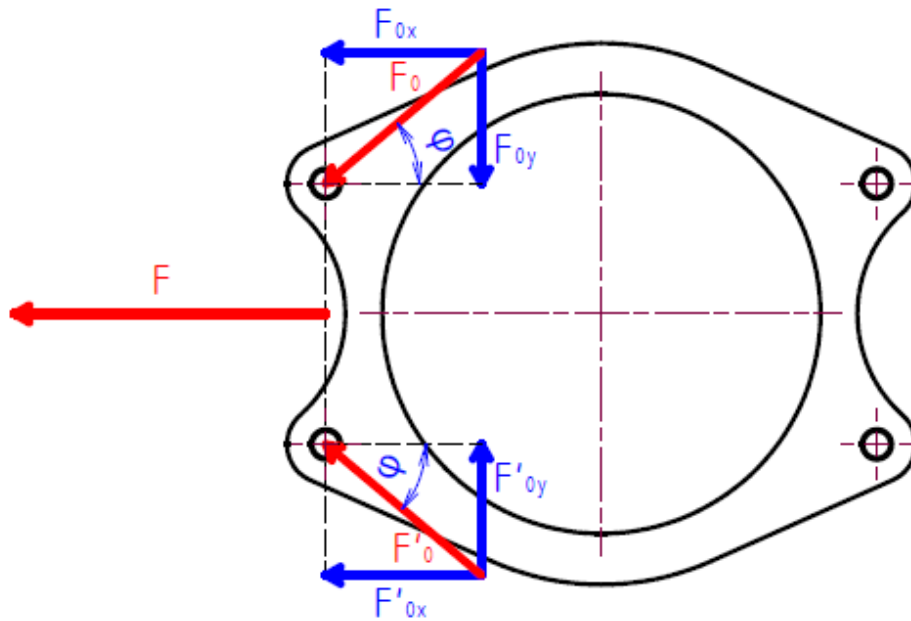
Při předpokladu stejného materiálu a stejného typu zatěžování palety jako ojníčky, platí pro paletu také stejné materiálové vlastnosti jako pro ojníčku. Hodnoty těchto vlastností jsou vypsány opět v podkapitole 6.1.



Obr. 33 - Paleta v řezu

Na Obr. 33 je pro zajímavost zobrazena paleta ojníčkové spojky v řezu.

6.2.1 Rozložení sil působících na paletu



Obr. 34 - Rozložení působících sil na paletu

Ojnička působí na paletu ojníčkové spojky zatěžující silou F_0 , respektive F_{0MAX} , pod úhlem φ . Paleta následně tuhle sílu přenáší na další ojníčku, která vyvolá reakci zpět na paletu. Reakční síla je označena F'_0 a má stejnou velikost jako původní zatěžující síla. Tyto síly se mohou vektorově rozložit na složky ve směru x a y , označené příslušnými indexy. Síly ve směru y nebylo nutno pro další výpočty uvažovat, neboť jsou menší než síly ve směru x a tudíž stačilo paletu dimenzovat na vyšší síly, působící ve směru x . Výsledná síla F působící na paletu ojníčkové spojky ve směru x bude rovna součtu složek sil ve směru x . Celkové rozložení sil je znázorněno na Obr. 34.

V případě přenosu opačně orientovaného točivého momentu, kdy na paletu působí zatěžující síla o stejné velikosti, pouze opačně orientovaná, bude mít i výsledná síla F stejnou velikost a opačný směr, než je znázorněno na Obr. 34.

Pro navržené sestavení ojníčkové spojky platí: $\varphi = 40^\circ$. Pro výpočet jsem použil zatěžující sílu pro jmenovité zatížení F_0 ze vztahu (9) a ve druhém případě zatěžující sílu při maximálním zatížení F_{0MAX} vypočítanou ve vztahu (10). Pro složku sil ve směru x platí:

$$F_{0x} = F'_{0x} = F_0 \cdot \cos \varphi \quad (62)$$

$$F_{0x} = 18,03 \cdot \cos 40^\circ = 13,81 \text{ kN} \quad (63)$$

$$F_{0xMAX} = F'_{0xMAX} = F_{0MAX} \cdot \cos \varphi \quad (64)$$

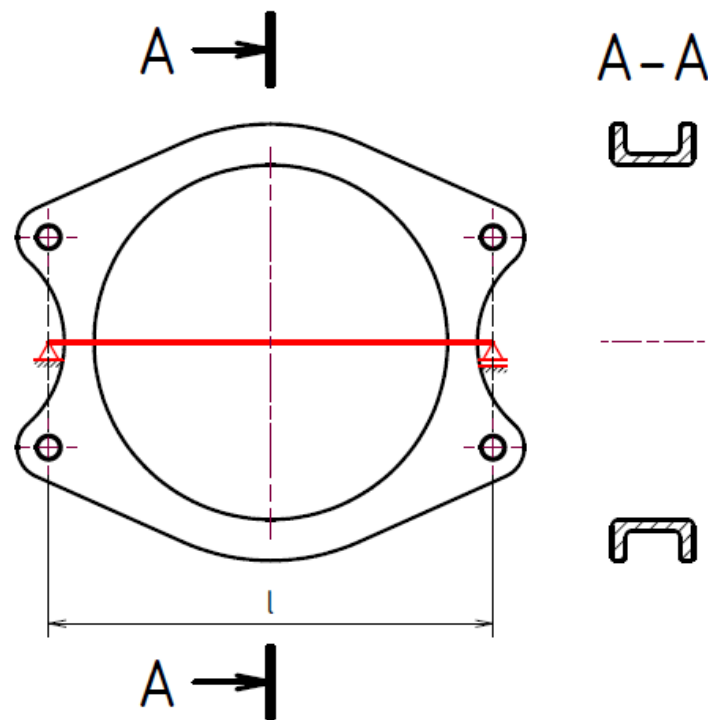
$$F_{0xMAX} = 25,24 \cdot \cos 40^\circ = 19,33 \text{ kN} \quad (65)$$

Výsledná síla F působící na paletu ojníčkové spojky:

$$F = 2 \cdot F_{0x} = 2 \cdot 13,81 = 27,62 \text{ kN} \quad (66)$$

$$F_{MAX} = 2 \cdot F_{0xMAX} = 2 \cdot 19,33 = 38,66 \text{ kN} \quad (67)$$

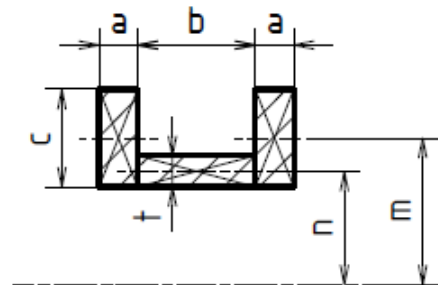
6.2.2 Kontrola namáhání na vzpěr



Obr. 35 - Kontrola palety na vzpěr

Paletu ojníčkové spojky jsem kontroloval na vzpěr v místě řezu A – A na Obr. 35, kde je také vidět skutečný tvar průřezu. Pro výpočet lze paletu nahradit nosníkem o délce l s rotační vazbou na obou koncích, jak je naznačeno červeně ve stejném obrázku. V takovém případě se jedná o druhý případ vzpěru, pro který je součinitel $n = 1$.

Pro výpočet jsem zanedbával zaoblení palety. Průřez je osově symetrický, na Obr. 36 je schematicky naznačena polovina průřezu s označenými rozměry.



Obr. 36 - Schematický průřez palety

Pro navržený průřez palety ojníčkové spojky platí následující průřezové charakteristiky: [9]

$$J_{min} = 2 \left[2 \left(\frac{1}{12} ac^3 + acm^2 \right) + \frac{1}{12} bt^3 + btn^2 \right] \quad (68)$$

$$A = 2(2ac + bt) \quad (69)$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}} \quad (70)$$

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} \quad (71)$$

Navržené rozměry průřezu palety jsou:

$$\begin{aligned} a &= 10 \text{ mm} & t &= 8 \text{ mm} \\ b &= 40 \text{ mm} & m &= 144,5 \text{ mm} \\ c &= 30 \text{ mm} & n &= 133,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Délka výpočtového nosníku:

$$l = 325 \text{ mm}$$

Dosazením těchto navržených rozměrů do vztahů (68) až (71) jsem získal hodnotu kvadratického momentu průřezu palety J_{min} , obsah průřezu palety A v místě kritického napětí, poloměr kvadratického momentu průřezu palety i_{min} a štíhlostní poměr λ :

$$\begin{aligned} J_{min} &= 2 \left[2 \left(\frac{10 \cdot 30^3}{12} + 10 \cdot 30 \cdot 144,5^2 \right) + \frac{40 \cdot 8^3}{12} + 40 \cdot 8 \cdot 133,5^2 \right] = & (72) \\ &= 36\,555\,953 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$A = 2(2 \cdot 10 \cdot 30 + 40 \cdot 8) = 1\,840 \text{ mm}^2 \quad (73)$$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{36\,555\,953}{1\,840}} = 141 \text{ mm} \quad (74)$$

$$\lambda = \frac{325}{141} = 2,3 \quad (75)$$

Hodnota mezního štíhlostního poměru je $\lambda_m = 86$. [8]

Pro vypočítaný štíhlostní poměr palety λ , ze vztahu (75), platí následující nerovnost:

$$\lambda < \lambda_m \quad (76)$$

Z toho vyplývá, že se jedná o oblast nepružného vzpěru. Pro něj neplatí Eulerovy vztahy, součást je nutno kontrolovat na vzpěr podle Tetmajera, podle následujících vztahů: [8]

$$\sigma_{kr} = 589 - 3,82 \cdot \lambda \text{ (Nmm}^{-2}\text{)} \quad (77)$$

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot A \quad (78)$$

$$F = \frac{F_{kr}}{K_v} \rightarrow K_v = \frac{F_{kr}}{F} \quad (79)$$

Jak již bylo zmíněno u ojnice v sekci 6.1.2, podle Tetmajera nejde počítat rozměry dimenzované součásti, slouží pouze k vypočítání součinitele bezpečnosti na vzpěr u součásti již navržené.

Do vztahu (77) jsem dosadil vypočítaný štíhlostní poměr λ ze vztahu (75), čímž jsem získal hodnotu kritického napětí σ_{kr} :

$$\sigma_{kr} = 589 - 3,82 \cdot 2,3 = 580,21 \text{ Nmm}^{-2} \quad (80)$$

Z tohoto napětí jsem podle vztahu (78) vypočítal kritickou sílu F_{kr} pro průřez o obsahu A ze vztahu (73):

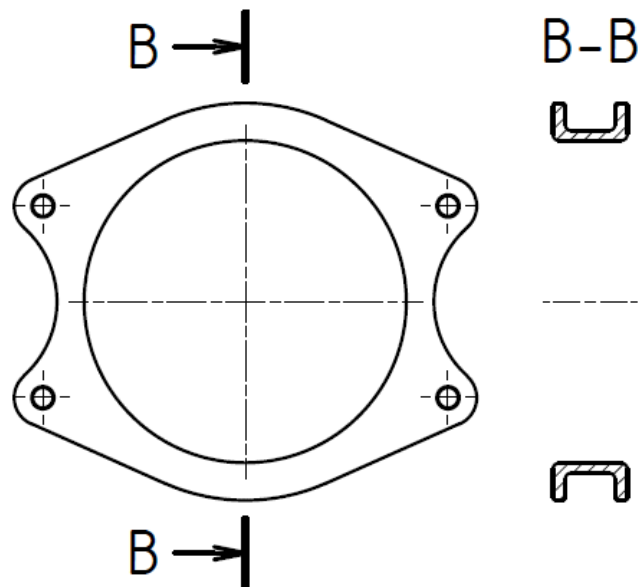
$$F_{kr} = 580,21 \cdot 1\,840 = 1\,067,59 \text{ kN} \quad (81)$$

Nakonec jsem vypočítal součinitele bezpečnosti na vzpěr dle Tetmajera podle vztahu (79). Pro jmenovité zatížení jsem porovnal vypočítanou kritickou sílu F_{kr} se sílou F ze vztahu (66) a dopočítal součinitel bezpečnosti na vzpěr pro jmenovité zatížení K_v . Ve druhém případě jsem vypočítal součinitel bezpečnosti K_{vMAX} pro maximální zatížení, pro působící sílu F_{MAX} ze vztahu (67):

$$K_v = \frac{1\,067,59}{27,62} = 38,7 \quad (82)$$

$$K_{vMAX} = \frac{1\,067,59}{38,66} = 27,6 \quad (83)$$

6.2.3 Kontrola tahového namáhání



Obr. 37 - Kritické místo palety na tah

Kritické místo palety pro tahové namáhání je vyznačeno v řezu $B - B$ na Obr. 37. Jedná se o místo s nejmenší plochou průřezu. Pro navrženou paletu je obsah plochy v kritickém místě $A = 1840 \text{ mm}^2$, vypočítán ve vztahu (73).

Tahové napětí je definováno vztahem: [9]

$$\sigma_{TAH} = \frac{F}{A} \quad (84)$$

$$\sigma_{TAH_{MAX}} = \frac{F_{MAX}}{A} \quad (85)$$

Dosadil jsem síly F , F_{MAX} působící na paletu, vypočítané ve vztazích (66), (67):

$$\sigma_{TAH} = \frac{27,62 \cdot 10^3}{1840} = 15,01 \text{ Nmm}^{-2} \quad (86)$$

$$\sigma_{TAH_{MAX}} = \frac{38,66 \cdot 10^3}{1840} = 21,01 \text{ Nmm}^{-2} \quad (87)$$

Pro tahové napětí míjivého charakteru platí: [8]

$$\sigma_{TAH} \leq \sigma_{dov} = \frac{\sigma_K \cdot c_{II}}{K} \quad (88)$$

$$\sigma_{TAH_{MAX}} \leq \sigma_{dov_{MAX}} = \frac{\sigma_K \cdot c_{II}}{K_{MAX}} \quad (89)$$

Z těchto vztahů vyplývá vztah pro výpočet součinitelů bezpečnosti tahového napětí K , K_{MAX} . Dosadil jsem materiálové vlastnosti popsané v podkapitole 6.1 a vypočítané tahové napětí ze vztahů (86), (87):

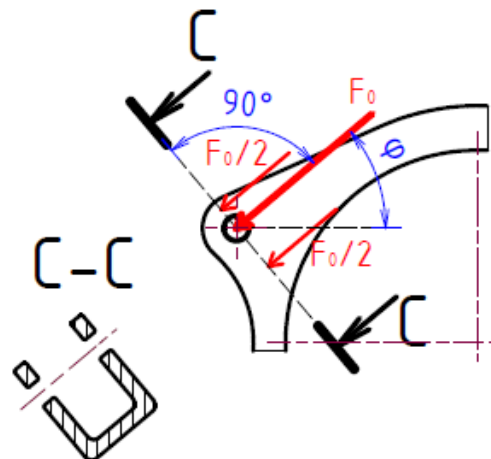
$$K = \frac{\sigma_K \cdot c_{II}}{\sigma_{TAH}} = \frac{350 \cdot 0,7}{15,01} = 16,32 \quad (90)$$

$$K_{MAX} = \frac{\sigma_K \cdot c_{II}}{\sigma_{TAH_{MAX}}} = \frac{350 \cdot 0,7}{21,01} = 11,66 \quad (91)$$

6.2.4 Kontrola oka palety

Oko palety ojníčkové spojky, v místě spojení ojníčky s paletou přes čep, je nutné zkontrolovat, zda pevnostně vydrží zatížení od ojníčky. Samotný čep je popsán v podkapitole 7.1.

Ojníčka působí zatěžující silou F_0 , zjednodušeně jsem tuhle sílu rozložil na dvě stejně velké síly o velikosti $F_0/2$. Působí na plochu vyznačenou v řezu $C - C$ na Obr. 38. Pevnostně jsem zkontroloval vnější část oka palety ojníčkové spojky, kde působí síla o velikosti $F_0/2$ na plochu tvořenou dvěma obdélníky. Vnitřní část palety ojníčkové spojky nebylo nutné pevnostně kontrolovat, neboť zde působí stejně velká síla, ale na daleko větší plochu.



Obr. 38 - Rozložení sil působících na oko palety

Ve vnější části oka palety ojníčkové spojky tedy působí následující tahové napětí:

$$\sigma_{TAH} = \frac{F_0}{2A} \quad (92)$$

$$\sigma_{TAH} = \frac{F_{0MAX}}{2A} \quad (93)$$

Obsah plochy vnější části je $A = 295 \text{ mm}^2$. Dosadil jsem síly F_0 , F_{0MAX} působící v ojníčce ojníčkové spojky, vypočítané ve vztazích (9), (10) a dostal jsem hodnoty tahových napětí:

$$\sigma_{TAH} = \frac{18,03 \cdot 10^3}{295} = 61,12 \text{ Nmm}^{-2} \quad (94)$$

$$\sigma_{TAHMAX} = \frac{25,24 \cdot 10^3}{295} = 85,56 \text{ Nmm}^{-2} \quad (95)$$

Pro tahové napětí opět platí vztahy (88), (89) definované v předchozí sekci. Z nich jsem si vyjádřil vztah pro součinitel bezpečnosti, dosadil jsem materiálové vlastnosti popsané v podkapitole 6.1 a vypočítané tahové napětí v oku palety ze vztahů (94), (95):

$$K = \frac{\sigma_K \cdot c_{II}}{\sigma_{TAH}} = \frac{350 \cdot 0,7}{61,12} = 4 \quad (96)$$

$$K_{MAX} = \frac{\sigma_K \cdot c_{II}}{\sigma_{TAHMAX}} = \frac{350 \cdot 0,7}{85,56} = 2,86 \quad (97)$$

Na závěr jsem zkontroloval oko paletové spojky na otláčení od čepu. Tlak na stykové ploše je definován vztahem:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (98)$$

Kde F je působící síla, S je u zakřivené stykové plochy průmět stykové plochy do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly a p_D je dovolená hodnota tlaku ve stykových plochách. V mém případě je $S = 320 \text{ mm}^2$. Spočítal jsem pouze tlak při maximální zatěžující síle F_{0MAX} ze vztahu (10):

$$p = \frac{F_{0MAX}}{S} = \frac{25,24 \cdot 10^3}{320} = 78,88 \text{ MPa} \quad (99)$$

Dovolený tlak ve stykových plochách je: $p_D = 150 \text{ MPa}$. [8]

Platí nerovnost:

$$p \leq p_D \quad (100)$$

6.2.5 Shrnutí návrhu palety

Navrhl jsem výše zmíněnou paletu ojníčkové spojky, ke které jsou pomocí čepů a pojistných kroužků uchyceny dvě dvojice ojníček. Zanalyzoval jsem rozložení sil působících na paletu. Bylo nutné provést kontrolu namáhání na vzpěr, kontrolu tahového namáhání v kritickém místě, dále jsem provedl kontrolu oka palety ojníčkové spojky, zda nedojde k jeho porušení vlivem tahového, či tlakového, napětí z ojníčky a kontrolu na otláčení od čepu.

Při kontrole namáhání na vzpěr jsem stejně jako u ojníčky zjistil, že se jedná o oblast nepružného vzpěru a opět jsem počítal podle Tetmajera. Paletu ojníčkové spojky jsem si pro výpočet nahradil výpočtovým nosníkem. Ve vztahu (82) jsem vypočítal součinitel bezpečnosti na vzpěr dle Tetmajera pro jmenovité zatížení: $K_v = 38,7$ a ve vztahu (83) pro maximální zatížení: $K_{vMAX} = 27,6$. V obou případech vyšel velký součinitel bezpečnosti. Paleta proto vyhovuje namáhání na vzpěr, a naopak je vůči namáhání na vzpěr předimenzovaná.

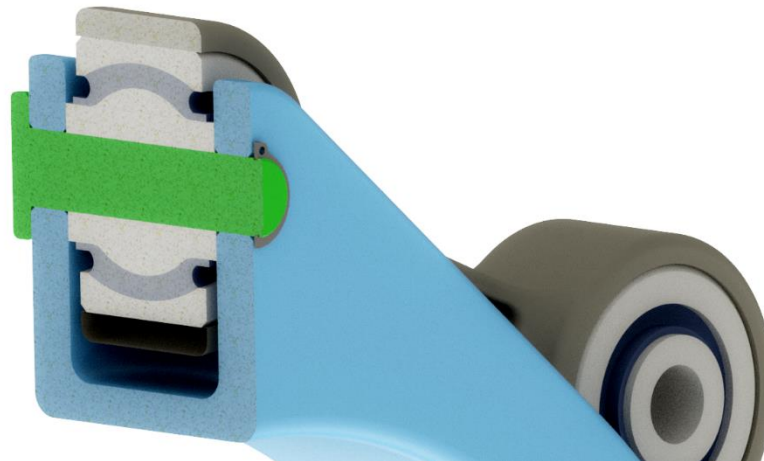
Při kontrole tahového namáhání jsem si nejprve vypočítal hodnoty tahového napětí v kritickém místě palety ojníčkové spojky. Pro jmenovité zatížení jsem vypočítal ve vztahu (86) napětí $\sigma_{TAH} = 15,01 \text{ Nmm}^{-2}$, pro maximální zatížení je napětí $\sigma_{TAHMAX} = 21,01 \text{ Nmm}^{-2}$ ze vztahu (87). Následně jsem vypočítal součinitele bezpečnosti tahového napětí vůči dovolenému tahovému napětí míjivého charakteru. Ve vztahu (90) jsem vypočítal součinitel bezpečnosti tahového napětí pro jmenovité zatížení: $K = 16,32$ a ve vztahu (91) pro maximální zatížení: $K_{MAX} = 11,66$. Pro oba případy vyšel velký součinitel bezpečnosti, paleta proto vyhovuje tahovému namáhání.

V další části jsem provedl kontrolu oka palety ojníčkové spojky, zda vlivem zatěžujících síly nedojde k jeho porušení. Ve vztahu (94) jsem vypočítal tahové napětí působící ve vnější části oka palety ojníčkové spojky při jmenovitém zatížení: $\sigma_{TAH} = 61,12 \text{ Nmm}^{-2}$ a ve vztahu (95) pro maximální zatížení: $\sigma_{TAHMAX} = 86,56 \text{ Nmm}^{-2}$. Dále jsem i u oka palety ojníčkové spojky vypočítal součinitele bezpečnosti tahového napětí vůči dovolenému tahovému napětí míjivého charakteru. Ve vztahu (96) jsem vypočítal součinitel bezpečnosti tahového napětí pro jmenovité zatížení: $K = 4$ a ve vztahu (97) pro maximální zatížení: $K_{MAX} = 2,86$. I pro maximální zatížení vyšel dostatečně velký součinitel bezpečnosti, oko ojníčky tudíž vyhovuje pevnostní kontrole a nedojde k jeho porušení.

Na závěr návrhu palety ojníčkové spojky jsem kontroloval oko palety na otláčení od čepu. Ve vztahu (99) jsem vypočítal tlak ve stykových plochách čepu a palety ojníčkové spojky: $p = 78,88 \text{ MPa}$. Dovolený tlak ve stykových plochách je $p_D = 150 \text{ MPa}$. Ve vztahu (100) je vyjádřena nerovnice porovnávající vypočítaný tlak s dovoleným tlakem, je splněna podmínka: $p \leq p_D$. Z toho vyplývá, že nedojde k otláčení oka palety ojníčkové spojky.

Ze všech výše zmíněných pevnostních výpočtů vyplývá, že navržená paleta ojníčkové spojky vyhovuje.

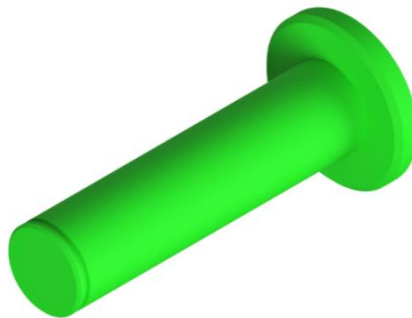
7 Axiální zajištění ojnice vůči paletě



Obr. 39 - Axiální zajištění

Ojnice je vůči paletě ojnicové spojky axiálně zajištěna čepem a pojistným kroužkem, viz Obr. 39.

7.1 Čep



Obr. 40 - Čep

Navržený čep je na Obr. 40. Navrhl jsem materiál ocel 11 500. V čepu je drážka pro normalizovaný pojistný kroužek. Čep jsem zkontroloval na otláčení v místě styku s paletou ojnicové spojky a na stříh.

7.1.1 Kontrola na otláčení

Na stykových plochách čepu s okem palety ojnicové spojky je tlak vypočítaný ve vztahu (99): $p = 78,88 \text{ MPa}$. Dovolený tlak ve stykových plochách je: $p_D = 110 \text{ MPa}$. [8]

Styková plocha čepu s pryžokovovým kloubem je mnohem větší než styková plocha čepu s paletou. Proto by zde byl mnohem menší tlak, jeho výpočet jsem neprováděl, stačilo zkontrolovat čep na otláčení v místě vyššího tlaku.

Pro čep platí nerovnost:

$$p \leq p_D \quad (101)$$

Z čehož vyplývá, že čep vyhovuje kontrole na otláčení.

7.1.2 Kontrola na stříh

Pro smykové napětí, které může způsobit stříh platí:

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_D \quad (102)$$

Kde F je působící síla, S je plocha namáhaná smykovým napětím a τ_D je dovolené smykové napětí.

Je nutné uvažovat rozložení smykové síly na 2 plochy. Průměr čepu je $d = 16 \text{ mm}$, z čehož vyplývá jeho plocha v průřezu:

$$S_{\text{čep}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} = 201 \text{ mm}^2 \quad (103)$$

Výpočet jsem provedl pouze pro maximální zatěžující sílu $F_{0\text{MAX}}$ ze vztahu (10). Výsledný vztah pro výpočet smykového napětí je:

$$\tau = \frac{F_{0\text{MAX}}}{2 \cdot S_{\text{čep}}} = \frac{25,24 \cdot 10^3}{2 \cdot 201} = 62,79 \text{ Nmm}^{-2} \quad (104)$$

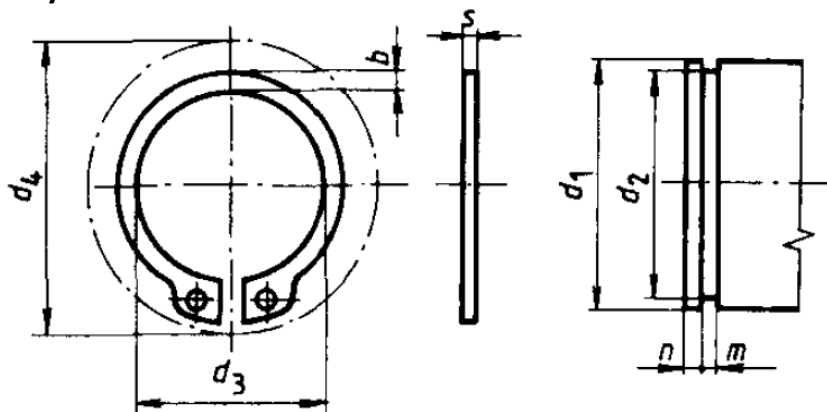
Dovolené smykové napětí je: $\tau_D = 70 \text{ Nmm}^{-2}$. [8]

Platí nerovnost:

$$\tau \leq \tau_D \quad (105)$$

Z čehož vyplývá, že čep vyhovuje kontrole na smykové napětí neboli na stříh.

7.2 Pojistný kroužek



Obr. 41 - Pojistný kroužek [8]

Použil jsem normalizovaný pojistný kroužek podle normy ČSN 02 2930 pro hřídel o průměru $d_1 = 16 \text{ mm}$. Náskres je na Obr. 41. Označení: [8]

POJISTNÝ KROUŽEK 16 ČSN 02 2930

8 Závěr

Ve své bakalářské práci jsem navrhl mechanismus ojníčkové spojky sloužící k přenosu točivého momentu z dutého hřídele na hnací kolo tramvajového vozu. Navržený mechanismus spojený s tramvajovým kolem je vidět na Obr. 42. Mechanismus je dále spojen přes unašeč s již zmíněným dutým hřídelem. Návrh unašeče ojníčkové spojky není součástí bakalářské práce.

V podkapitole 6.1 jsem popsal navrženou ojničku s nalisovaným pryžokovovým kloubem. Ojnička vyhovuje všem pevnostním výpočtům. Vše je podrobně popsáno v sekci 6.1.6. Paletu ojníčkové spojky jsem popsal v podkapitole 6.2. Paleta také vyhovuje všem pevnostním výpočtům, které jsou podrobně sepsány v sekci 6.2.5. Ojničky jsou vůči paletě axiálně zajištěny pomocí čepů a pojistných kroužků, což je popsáno v kapitole 7.

Navržený mechanismus ojníčkové spojky je dimenzován na přenesení maximálního točivého momentu na mezi adheze, vypočítaného v podkapitole 5.2.

Lepších výsledků pevnostní analýzy, které by se více podobaly skutečnému zatížení, by šlo dosáhnout pomocí metody konečných prvků. Tato metoda ovšem nebyla tématem mé bakalářské práce.



Obr. 42 - Tramvajové kolo s ojníčkovou spojkou

9 Seznam použitých zdrojů a literatury

- [1] ŠÍBA, Jaroslav. *Kolejová vozidla II: pojezd*. Praha: České vysoké učení technické, 1987.
- [2] KOLÁŘ, Josef. *Pohony kolejových vozidel* [online]. prezentace přednášek, b.r. [cit. 2018-06-30].
- [3] T3. In: *Pražské tramvaje* [online]. b.r. [cit. 2018-06-30]. Dostupné z: <http://www.prazsketramvaje.cz/view.php?cislocclanku=2006040810>
- [4] O tramvajích, které dlouhou dobu nemohly jezdit, aneb příběh vozů RT6. In: *Brněnská MHD* [online]. b.r. [cit. 2018-06-30]. Dostupné z: <http://www.bmhd.cz/rt6/rt6.php>
- [5] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [6] KOLÁŘ, Josef. *Úvod do kolejových vozidel* [online]. prezentace přednášek, b.r. [cit. 2018-06-30].
- [7] ZIMA, Radim a Petr JANOŠ. *Bonatrans: Dvojkolí*. 2012.
- [8] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-807-3610-814.
- [9] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. 3. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04224-3.
- [10] ŘÍHOVÁ, Dana. *Momenty setrvačnosti průřezů* [online]. b.r. [cit. 2018-06-30]. Dostupné z: http://user.mendelu.cz/qqrihova/zvm/PDF_TM/momenty_setrvacnosti.pdf
- [11] *Paulstra: katalog railway 09*. 2000.
- [12] ŘEZNÍČEK, Jan. *Pružnost a pevnost 2: komentované přednášky* [online]. 2009 [cit. 2018-06-30]. Dostupné z: <http://pruznost.unas.cz/>
- [13] Tatra T3. In: *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. b.r. [cit. 2018-06-30]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tatra_T3
- [14] Tatra RT6N1. In: *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. b.r. [cit. 2018-06-30]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tatra_RT6N1
- [15] Tatra RT6S. In: *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. b.r. [cit. 2018-06-30]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tatra_RT6S
- [16] Tram ATM serie 6000. In: *Wikipedia: otevřená encyklopedie* [online]. b.r. [cit. 2018-06-30]. Dostupné z: https://it.wikipedia.org/wiki/Tram_ATM_serie_6000
- [17] *Paulstra industry complete catalogue 2018* [online]. In: . b.r. [cit. 2018-06-30]. Dostupné z: <http://www.paulstra-industry.com/catalogue/2018/en/index.html>

10 Seznam obrázků

- Obr. 1 - Základní uspořádání pohonu Škoda 85E [1]
- Obr. 2 - Pohon Škoda 85E [2]
- Obr. 3 - Ojničková spojka Škoda [2]
- Obr. 4 - Schéma ojničkové spojky Škoda [1]
- Obr. 5 - Kinematika ojničkové spojky Škoda při pohybu v rovině XZ a současně v rovině XY [2]
- Obr. 6 - Ojničková spojka Alstom
- Obr. 7 - Kinematické poměry ojničkové spojky Alstom [2]
- Obr. 8 - Tramvaj T3 [13]
- Obr. 9 - Klasický tramvajový podvozek s podélně orientovaným trakčním motorem [2]
- Obr. 10 - Částečně nízkopodlažní tramvaj RT6N1 [14]
- Obr. 11 - Klasický tramvajový podvozek s příčně orientovaným motorem [2]
- Obr. 12 - Porovnání klasické a nízkopodlažní tramvaje [2]
- Obr. 13 - Příčný pohon pomocí dutého hřídele a ojničkové spojky [2]
- Obr. 14 - Horní pohled na sestavu pohonu se soukolím [2]
- Obr. 15 - Tramvaj RT6S [15]
- Obr. 16 - Studie částečně nízkopodlažní tramvaje KT58 [2]
- Obr. 17 - Tramvaj Cityway v Turíně [16]
- Obr. 18 - Ojničková spojka Alstom v tramvaji Cityway [2]
- Obr. 19 - Zástavbový prostor pro ojničkovou spojku
- Obr. 20 - Rozložení krouticího momentu do ojnic [1]
- Obr. 21 - Návrh ojničkové spojky
- Obr. 22 - Ojnička
- Obr. 23 - Vyznačení kritického místa ojničky na vzpěr
- Obr. 24 - Kombinované namáhání
- Obr. 25 - Profil I v řezu
- Obr. 26 - Pryžokový kloub Spheriflex [17]
- Obr. 27 - Uložení $\varnothing 56$ H7/r6
- Obr. 28 - Rozměry oka ojničky
- Obr. 29 - Parametry nalisování
- Obr. 30 - Graf průběhu napětí v nalisovaném spoji
- Obr. 31 - Vektorový součet napětí
- Obr. 32 - Paleta ojničkové spojky
- Obr. 33 - Paleta v řezu
- Obr. 34 - Rozložení působících sil na paletu
- Obr. 35 - Kontrola palety na vzpěr
- Obr. 36 - Schematický průřez palety
- Obr. 37 - Kritické místo palety na tah
- Obr. 38 - Rozložení sil působících na oko palety
- Obr. 39 - Axiální zajištění
- Obr. 40 - Čep
- Obr. 41 - Pojistný kroužek [8]
- Obr. 42 - Tramvajové kolo s ojničkovou spojkou

11 Seznam použitých veličin

Značka	Jednotka	Veličina
A	mm	Obsah
B_v	mm	Šířka vozidla
c_{II}		Součinitel pro míjivé namáhání
E	Nmm^{-2}	Modul pružnosti v tahu
e_{kol}	mm	Normální rozchod koleje
F_0	kN	Síla působící v ojničce
F_{kr}	kN	Kritická síla na vzpěr dle Tetmajera
i_{min}	mm	Poloměr kvadratického momentu
J_{min}	mm^4	Kvadratický moment průřezu
K		Součinitel bezpečnosti
K_v		Součinitel bezpečnosti na vzpěr dle Tetmajera
M_K	Nmm	Krouticí moment
p	MPa	Tlak na stykové ploše
p_D	MPa	Dovolený tlak na stykové ploše
Q_0	kN	Kolová síla
r_K	mm	Poloměr tramvajového kola
λ		Štíhlostní poměr
μ_K		Součinitel adheze
σ_K	Nmm^{-2}	Mez kluzu
σ_{kr}	Nmm^{-2}	Kritické napětí na vzpěr dle Tetmajera
σ_r	Nmm^{-2}	Radiální napětí
σ_{red}	Nmm^{-2}	Redukované napětí
σ_t	Nmm^{-2}	Tečné napětí
σ_{TAH}	Nmm^{-2}	Tahové napětí

12 Seznam příloh

Příloha č. 1 – Analýza zástavbových rozměrů

Příloha č. 2 – Sestavný výkres ojničkové spojky

