



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HYDRAULICKÉ POSUNOVAČE

HYDRAULIC PULLERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Votava

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Michal Votava**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Hydraulické posunovače

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem je rešeršní rozbor, technické limity, konstrukce a výpočty hydraulických posunovačů, možnosti posouzení jejich náhrad mechanickými systémy.

Cíle diplomové práce:

Výběr návrhu hydraulického posunovače s rozбором možností řešení při zohlednění co nejmenšího zástavbového prostoru stroje při maximálním možném zdvihu.

Vyhodnocení a výběr nejlepší možné náhrady hydraulického posunovače mechanickým systémem.

Návrh hydraulického obvodu posunovače, důležité technické výpočty.

Nakreslení sestavného výkresu hydraulického posunovače.

Nakreslení sestavného výkresu mechanického posunovače.

Seznam literatury:

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G. (2010): Konstruování strojních součástí. ISBN 978-8-214-2629-0.

Malášek, J. (2005): Stroje pro výrobu stavebních materiálů a stavebních dílců. VUT v Brně.

Medek, J. (1998): Hydraulické pochody. PC DIR s.r.o. Brno.

Gere, J.M., Timoshenko, S.P. (1989): Mechanics of materials. Chapman and Hall. Third SI Edition. ISBN 55-503-79.

Polický, Z. (1987): Úpravářenské stroje. ES VUT Brno.

Jančík, L. (2004): Části a mechanismy strojů. ČVUT Praha.

Klimeš, P. (2003): Části a mechanismy strojů I, II. VUT v Brně.

Janiček, P., Ondráček, E., Vrbka, J. (1992): Pružnost a pevnost. VUT v Brně.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem hydraulického posunovače. Dále je v práci uveden rozbor možných konstrukčních řešení. Práce obsahuje vypracování zvolené konstrukce hydraulického posunovače s parametry: maximální tlačná síla 50 kN, rychlost pracovního posuvu $0,05 \text{ m.s}^{-1}$. Je provedena analýza pomocí metody konečných prvků (MKP). V další části je zpracován návrh hydraulického obvodu posunovače. V poslední části je návrh náhrady hydraulického posunovače mechanickým systémem.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulický posunovač, přímočarý hydromotor, MKP, hydraulický obvod, hydraulický agregát, zdvižná převodovka

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of the hydraulic puller. Furthermore, the diploma thesis presents the analysis of possible design solutions. It includes processing the selected design of the hydraulic puller with parameters: maximum pushing force 50 kN, speed of work movement $0,05 \text{ m.s}^{-1}$. The analysis by using finite element method (FEM) is made. The next part of thesis includes the design of hydraulic circuit of puller. In the last part of thesis there is the design for replacement of hydraulic puller by mechanical systems.

KEYWORDS

Hydraulic puller, hydraulic cylinder, FEM, hydraulic circuit, hydraulic power pack, screw-jack box

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VOTAVA, M. *Hydraulické posunovače*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 69 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2016

.....

Michal Votava

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za jeho odborné rady poskytnuté při zpracování této práce. Dále patří poděkování mé rodině a přátelům za jejich podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Návrh konstrukce	12
1.1 Výběr konstrukčního řešení	12
1.1.1 Unášec s rolnami v ose pístu	12
1.1.2 Posuvný válec	13
1.1.3 Sklopná narážka na pecním voze	13
1.1.4 Rameno s podporou	14
1.2 První návrh ramene	15
1.3 Přímocharý hydromotor	16
1.4 Návrh ramene	19
1.4.1 Zatížení ramene	19
1.4.2 návrh průřezu nosníku ramene	21
1.4.3 Návrh sklopné narážky	24
1.4.4 Návrh podpůrných rolen	28
2 Metoda konečných prvků	31
2.1 Tvorba výpočtového modelu	31
3 Sestavení konstrukce	35
3.1 Konstrukce uložení přímocharého hydromotoru	35
3.2 Koncové spínače	36
3.3 Uchycení rámu posunovače	37
3.4 Montáž hydraulického posunovače	37
3.5 Krytování šachty	38
4 Návrh hydraulického obvodu	39
4.1 Volba hydraulického agregátu	39
4.2 Nádrž na olej	40
4.3 Schéma hydraulického obvodu	41
4.4 Hydraulické ztráty	42
4.5 Oteplování obvodu	46
5 Náhrada hydraulického pohonu mechanickým systémem	49
5.1 Šroubové pohony	49
5.1.1 Lineární aktuátor	49
5.1.2 Zdvížené převodovky	50
5.2 Návrh mechanického posunovače	51
5.2.1 Návrh pohonu	51
5.2.2 Volba kuličkového šroubu	53

5.2.3	Unášec posunovače.....	54
5.2.4	Rám mechanického posunovače.....	55
5.2.5	Montáž mechanického posunovače	56
5.2.6	Krytování šachty.....	57
	Závěr.....	58
	Seznam použitých zkratek a symbolů	61
	Seznam příloh.....	65

ÚVOD

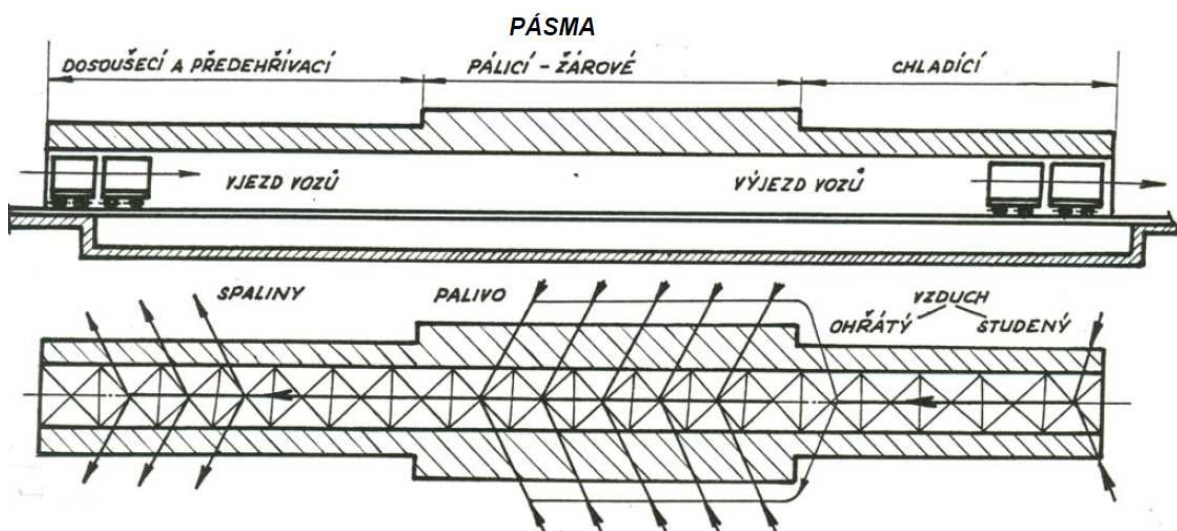
Mezi nepoužívanější stavební hmoty patří cihlářské výrobky. Při výrobě cihel je v sušárnách a pecích potřebný pomalý kontinuální posun vozů s výrobky. Vlak pecních vozů prochází nepřetržitě v tunelových pecích, nebo také v kanálových sušárnách. Zde je vhodné využít právě hydraulické posunovače, které zaručí velkou tlačnou sílu.

TUNELOVÁ PEC

Je to pec na nepřetržitý výpal v tunelu, kterým projíždí vsázka umístěná na pecních vozech. Vyplování v tunelové peci je rozděleno na 3 pásma:

- předehřívací pásma - vjezd pecních vozů
- žárové pásma (pálící) – systémy hořáků
- chladicí pásma – výjezd pecních vozů (odebírání tepla z výpalků pro sušárnu)

Po stranách pece jsou umístěny hořáky. Na začátku a na konci tunelu je proti úniku tepla clona z proudu vzduchu. Délka tunelové pece bývá 120 - 150 m, kde po celé délce vedou koleje. Vsázka je umístěna na 40 až 80 pecních vozech, posun zabezpečuje hydraulický posunovač.



Obr. 1 Schéma tunelové pece [1]

PECNÍ VOZY

Pecní vozy jsou ocelové svařované konstrukce, které jsou na horní ploše izolované žáruvzdornou vrstvou. Pro ochranu nápravy mají po stranách v písku brodící se plechy. Kuličková ložiska kol pecních vozů jsou mazána grafitem a jsou vyrobená s velkou vůlí [1].



Obr. 2 Tunelová pec

CHARAKTERISTIKA HYDRAULICKÉHO POSUNOVAČE

Posunovač je umístěn mezi betonovými bloky, které leží mezi kolejemi pecních vozů, pod úrovní podlahy. Z tohoto důvodu je důležité navrhnout posunovač s minimálními zástavbovými rozměry.

Hlavní část posunovače tvoří přímočarý hydromotor, který pomocí unášeče tlačí pecní vozy do tunelové pece. Unášeč je připojen k oku pístní tyče. Na vrchní straně unášeče je umístěn opěrný člen, který je upraven jako sklopná nárazka ve směru posuvu pecního vozu. Spodní část vozu je vybavena opěrnými plochami, které jsou od sebe vzdáleny o délku zdvihu. Při pracovním posuvu nárazky tlačí do opěrných ploch pecního vozu. Při zpětném pohybu se při podjezdu druhé opěrné plochy nárazka sklopí a následně se vrátí do vzpřímené pozice. Pozice unášeče je řízena koncovými spínači. Do přímočarého hydromotoru dodává tlakový olej hydraulický agregát.

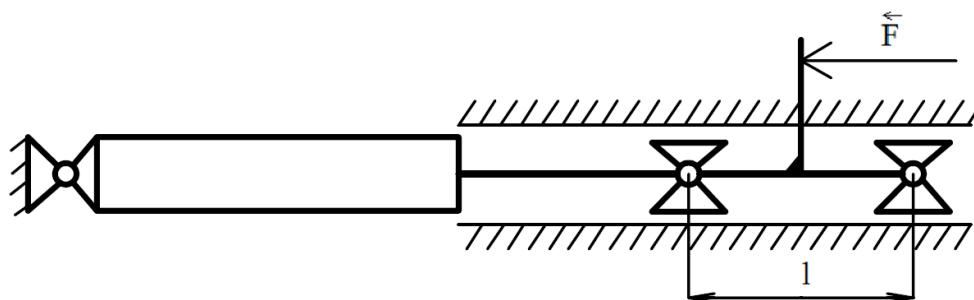
1 NÁVRH KONSTRUKCE

1.1 VÝBĚR KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Tlačná síla z přímočarého hydromotoru působí na pecní vůz mimo osu pístu. Tím vzniká klopný moment, který se musí zachytit. Je nutné, aby pístní tyč byla zatížena pouze silou axiální. Níže jsou uvedeny způsoby, jak odstranit klopný moment z pístní tyče.

1.1.1 UNÁŠEČ S ROLNAMI V OSE PÍSTU

Pístní tyč je uchycena v zadní části unášeče. Unášeč se sklopnou narážkou se posunuje po dráze, která je pod úrovní podlahy. Takto sestavené vedení může pomocí dvou roln zachytit reakce, které vzniknou vlivem klopení od narážky. Pístní tyč bude zatěžována pouze axiální silou. Při zvětšení délky l , se sníží zatížení pojezdových roln a tím i namáhání unášeče. Prodloužením unášeče dojde k nárůstu zástavbové délky celého zařízení. Uchycení pístní tyče v přední části by se snížila délka stroje, zatímco šířka by se zvětšila, pro nutnost vedení vedle válce hydromotoru.



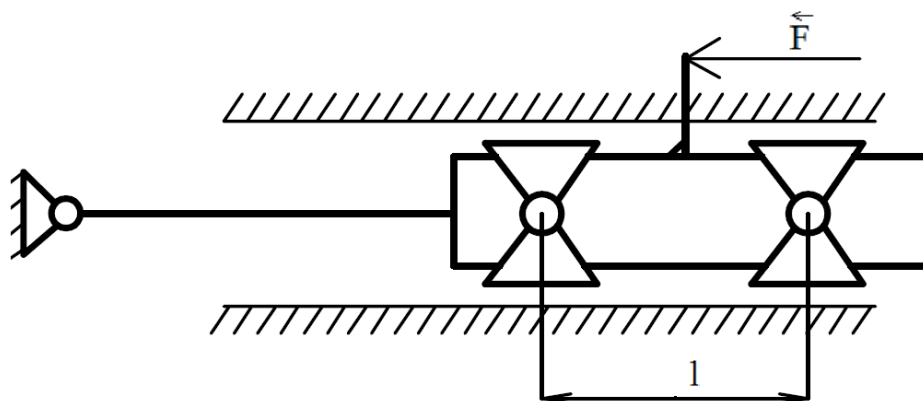
Obr. 3 Unášeč s rolnami v ose pístu



Obr. 4 Posunovač s unášečem v ose pístu

1.1.2 POSUVNÝ VÁLEC

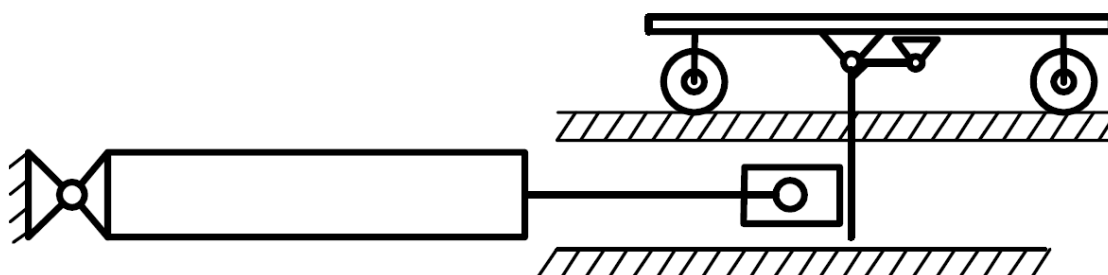
U tohoto řešení neprovádí pracovní pohyb pístní tyč, ale posunuje se zde válec hydromotoru viz Obr. 5. Nevýhodou je přívod hydraulického oleje do válce. Snížila by se životnost hydraulických hadic, vlivem neustálého pohybu. Přívod oleje do válce by mohl být uskutečněn pomocí speciální konstrukce pístní tyče. Tyč by se skládala ze dvou trubek, kde vnitřní trubkou by byl přiváděn olej před píst. Olej za píst by proudil v mezeře mezi vnitřní a vnější trubkou.



Obr. 5 Posuvný válec

1.1.3 SKLOPNÁ NARÁŽKA NA PECNÍM VOZE

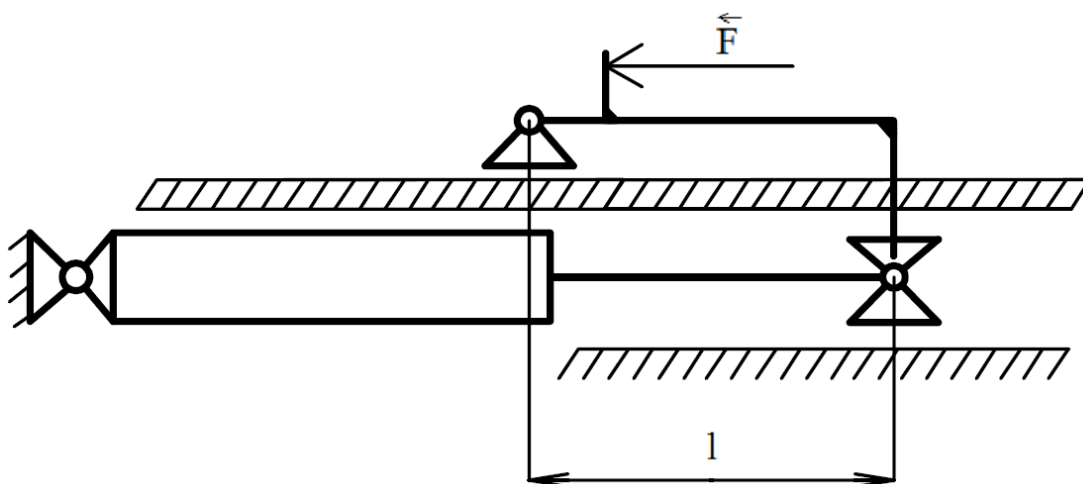
Dalším řešením je opatřit vozy opěrnými nárazkami. Nárazka musí být sklopná, aby umožnila přejezd vozu před tlačný člen hydromotoru. Na píst působí pouze axiální síla. Nevýhodou je velké množství sklopných nárážek, kterými se musí osadit vozy. Na vozech musí být nárážky rozmístěny ve vzdálenosti zdvihu daného posunovače.



Obr. 6 Sklopná nárazka na voze

1.1.4 RAMENO S PODPOROU

Unášec je navrhnut jako rameno tvaru L, kde je volný konec nad úrovní podlahy opatřen rolnou. Na horní části ramene je připevněna sklopná narážka. Reakční síly na podpory lze snížit prodloužením délky l , aniž by se zvětšily zástavbové rozměry. Volný konec přejíždí po rámu nad válcem hydromotoru. Musí být zvolena vhodná konstrukce, aby se nezvýšila podjezdná výška vozů. Toto řešení bylo vybráno pro navrhovaný posunovač.



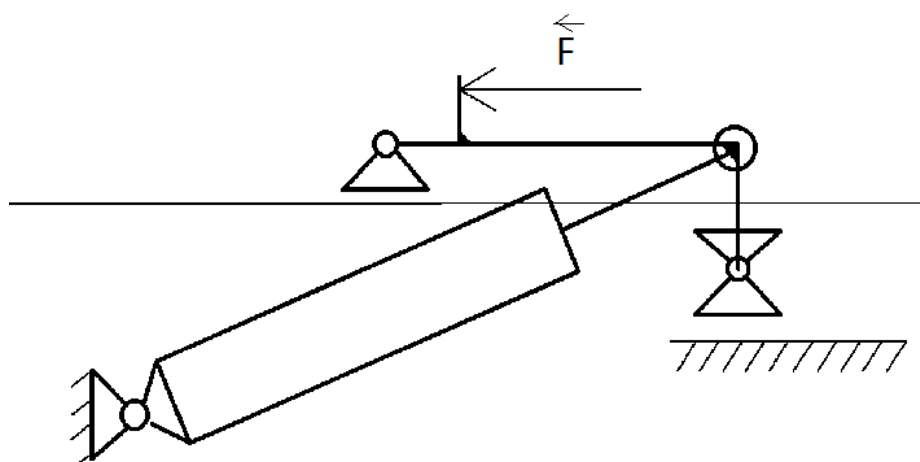
Obr. 7 Schéma ramene s podporou



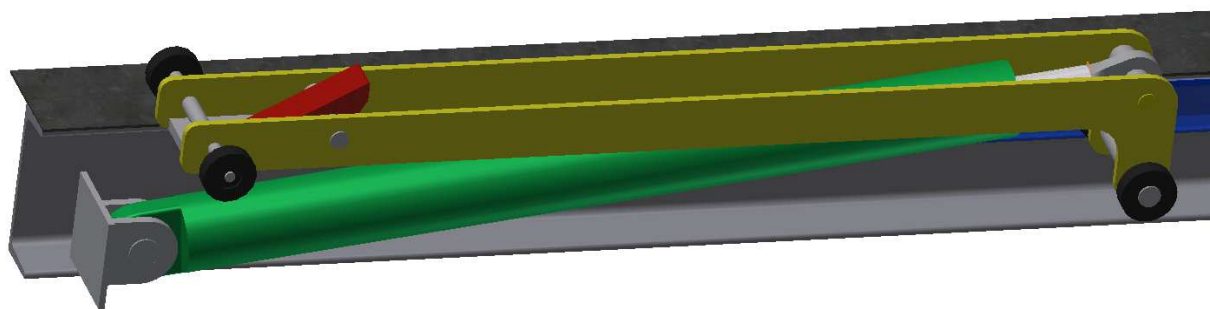
Obr. 8 Posunovač s ramenem s podporou

1.2 PRVNÍ NÁVRH RAMENE

Při prvotním návrhu byla snaha, u koncepce ramene s podporou, odstranit velký klopný moment, který vznikal při uchycení pístní tyče pod úrovní podlahy. Byla navržena konstrukce, kde byla pístní tyč uchycena v ose vodorovné i svislé části ramene viz Obr. 9. Úhel sklonu, pod kterým hydromotor tlačí na rameno, musí být co nejmenší, aby nenarostla zástavbová hloubka a reakce na podpory. Při malém úhlu bylo při modelování zjištěno, že válec hydromotoru zasahuje do konstrukce ramene. Rameno se muselo rozšířit, aby nebránilo průchodu válce. Tím se ale zvětšila zástavbová šířka. Od tohoto návrhu bylo tedy upuštěno a dále byla řešena koncepce s hydraulickým pístem vodorovným s podlahou, viz Obr. 7.



Obr. 9 Schéma prvního projektu



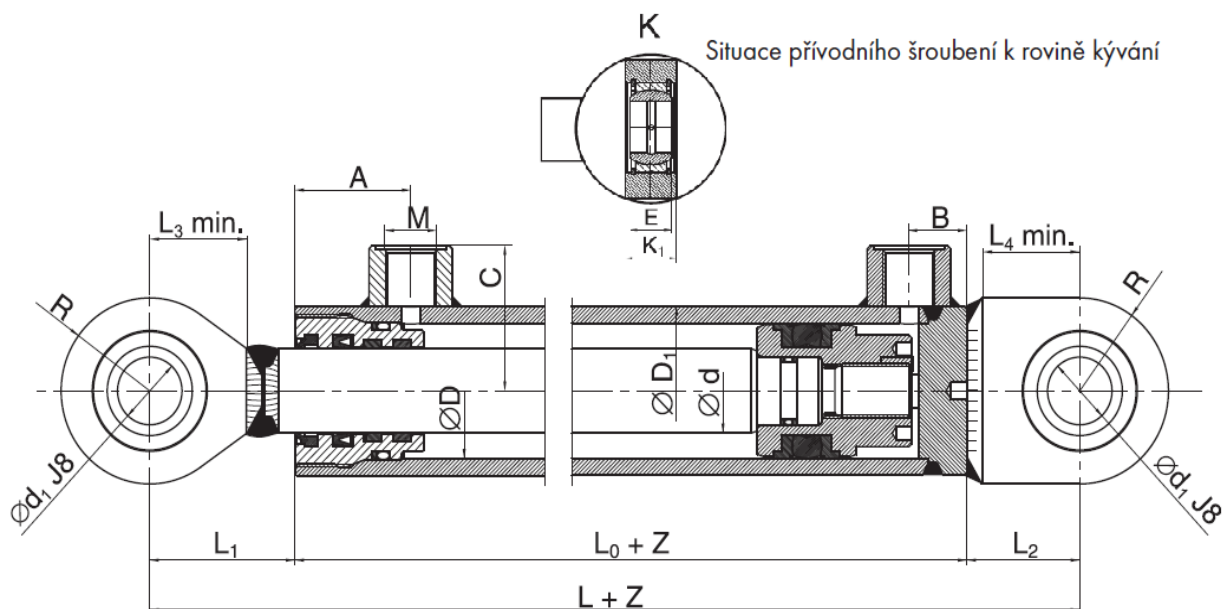
Obr. 10 První návrh posunovače

1.3 PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR

Při výběru přímočarého hydromotoru musíme zohlednit základní parametry posunovače:

- maximální tlačná síla $F_t = 50 \text{ kN}$
- rychlost posuvu $v_p = 0,05 \text{ m.s}^{-1}$

Je vybrán přímočarý hydromotor ZH2-100/63x1150-K od české firmy HYDRAULICS s.r.o. [6]. Hydromotor ZH2 je určen pro středně těžké až těžké provozní podmínky. Je volen průměr pístu vzhledem k rychlosti pracovního posuvu a průtoku vybraného zubového čerpadla. Jelikož rychlost nedosahuje hodnoty $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ [4], je hydromotor bez tlumení v koncových polohách. Oko válce i oko pístní tyče jsou osazena kloubovým ložiskem.



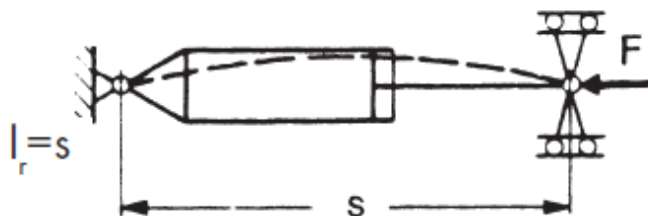
Obr. 11 Přímočarý hydromotor série ZH2 [6]

Tab. 1 – Rozměry zvoleného hydromotoru [6]

ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃ ± 1	L ₄ ± 1	M	A	B	C	E	K ₁	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ø d	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
100	63	120	45	340	180	95	65	67	57	27x2	73	38	82	32	38	60	1150	22,10 + Z x 0,05160

KONTROLA VZPĚRNÉ STABILITY PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Firma Hydraulics s.r.o. stanovuje míru bezpečnosti $k_v = 2$ [6].



Obr. 12 Určení redukované délky

Zdvih $Z = 1150$ mm se musí přepočítat na redukovanou délku. Výpočet redukované délky závisí na způsobu upevnění hydromotoru. Pro zvolený způsob upevnění viz Obr. 12 je proveden přepočet na redukovanou délku.

$$l_r = L + 2 \cdot Z \quad (1)$$

$$l_r = 340 + 2 \cdot 1150 = 2640 \text{ mm}$$

kde:

l_r	[mm]	redukovaná délka
L	[mm]	délka přímočarého hydromotoru
Z	[mm]	zdvih přímočarého motoru

MEZNÍ ŠTÍHLOSTNÍ POMĚR

Materiál pístní tyče 11 600, $\sigma_k = 300$ MPa, modul pružnosti v tahu pro ocel $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa [3].

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} \quad (2)$$

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{300}} = 83$$

kde:

λ_m	[-]	mezní štíhlostní poměr
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
σ_k	[MPa]	napětí na mezi kluzu materiálu

ŠTÍHLOST PRUTU

Určí se štíhlost hydromotoru a porovná se s mezní štíhlostí. Pokud je tato štíhlost větší než mezní, bude se kritická síla počítat dle Eulera.

$$\lambda = \frac{4 \cdot l_r}{d_p} \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 2640}{63} = 168$$

kde:

λ [-] štíhlost prutu
 d_p [mm] průměr pístní tyče

$\lambda > \lambda_m \Rightarrow$ výpočet kritické síly podle Eulera

KVADRATICKÝ MOMENT PÍSTNÍ TYČE

$$J_k = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} \quad (4)$$

$$J_k = \frac{\pi \cdot 63^4}{64} = 7,73 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

kde:

J_k [mm⁴] kvadratický moment průřezu pístní tyče k ose

VÝPOČET KRITICKÉ SÍLY PODLE EULERA

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_k}{l_r^2} \quad (5)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7,73 \cdot 10^5}{2640^2} = 230 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

F_{kr} [N] kritická síla

STANOVENÍ BEZPEČNOSTI HYDROMOTORU

$$k_{vH} = \frac{F_{kr}}{F_t} = \frac{230 \cdot 10^3}{50 \cdot 10^3} = 4,6 \quad (6)$$

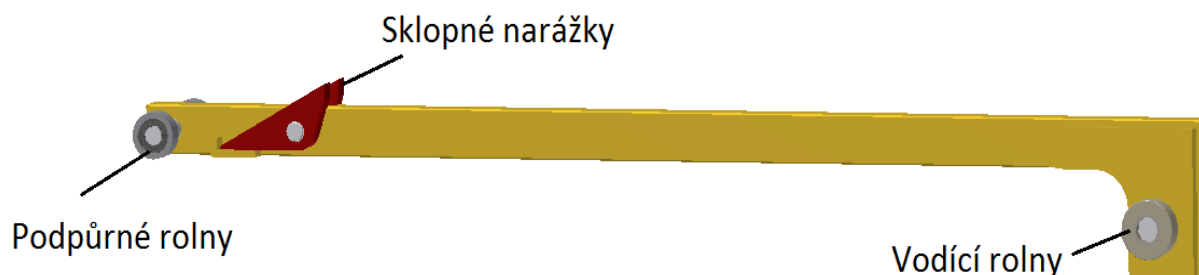
$$k_{vH} > k_v \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

k_{vH} [-] bezpečnost hydromotoru

1.4 NÁVRH RAMENE

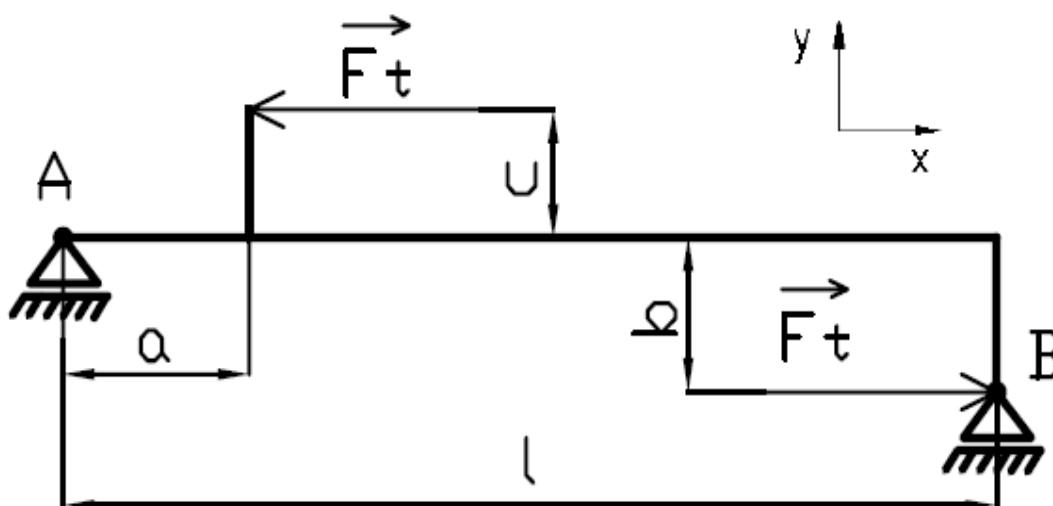
Rameno přenáší tlačnou sílu od přímočarého hydromotoru na pecní vozy přes opěrné narážky. Rolny na rameně slouží k zachycení reakcí od klopného momentu.



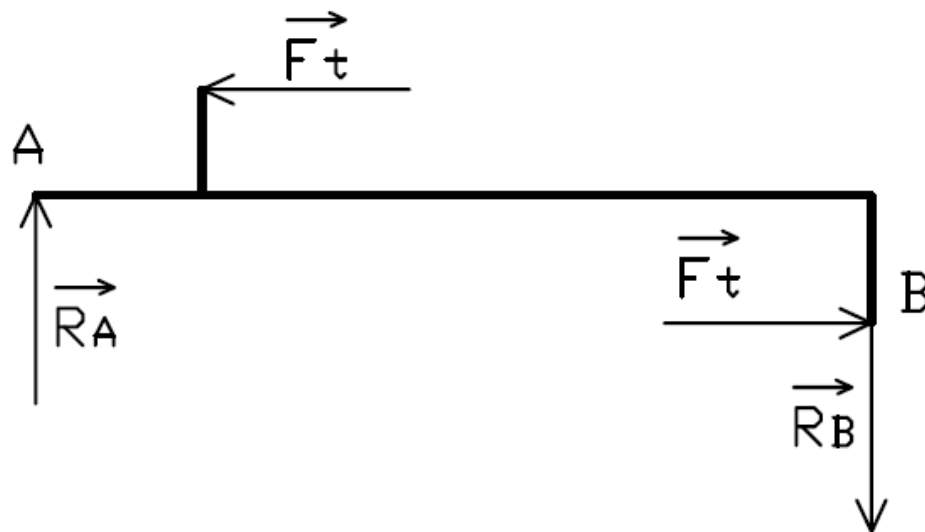
Obr. 13 Návrh ramene

1.4.1 ZATÍŽENÍ RAMENE

Pro výpočet reakčních sil je rameno modelováno jako prutová konstrukce. Přímočarý hydromotor je otočně uložen pomocí kloubového ložiska na společném čepu s vodícími rolnami (bod B Obr. 14). Na druhém konci ramene jsou v čepu uloženy podpůrné rolly, které pojíždí v úrovni podlahy (bod A Obr. 14). Narážka je nahrazena ramenem síly. Rozměr c je vzdálenost těžiště opěrné plochy narážky s vozem od střednice vodorovného nosníku. Podpůrné i vodící rolly jsou nahrazeny rotačně-posuvnou vazbou. $F_t = 50$ kN je síla vyvolaná přímočarým hydromotorem. Rozměry: $l = 1500$ mm, $a = 200$ mm, $b = 100$ mm, $c = 65$ mm.



Obr. 14 Náhradní schéma prutové konstrukce



Obr. 15 Uvolnění vazeb

ROVNICE SILOVÉ A MOMENTOVÉ ROVNOVÁHY PRO SMĚRY X,Y A BOD A:

$$\sum F_x = 0 \quad F_t - F_t = 0 \quad (7)$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_A - R_B = 0 \quad (8)$$

$$\Rightarrow R_A = R_B$$

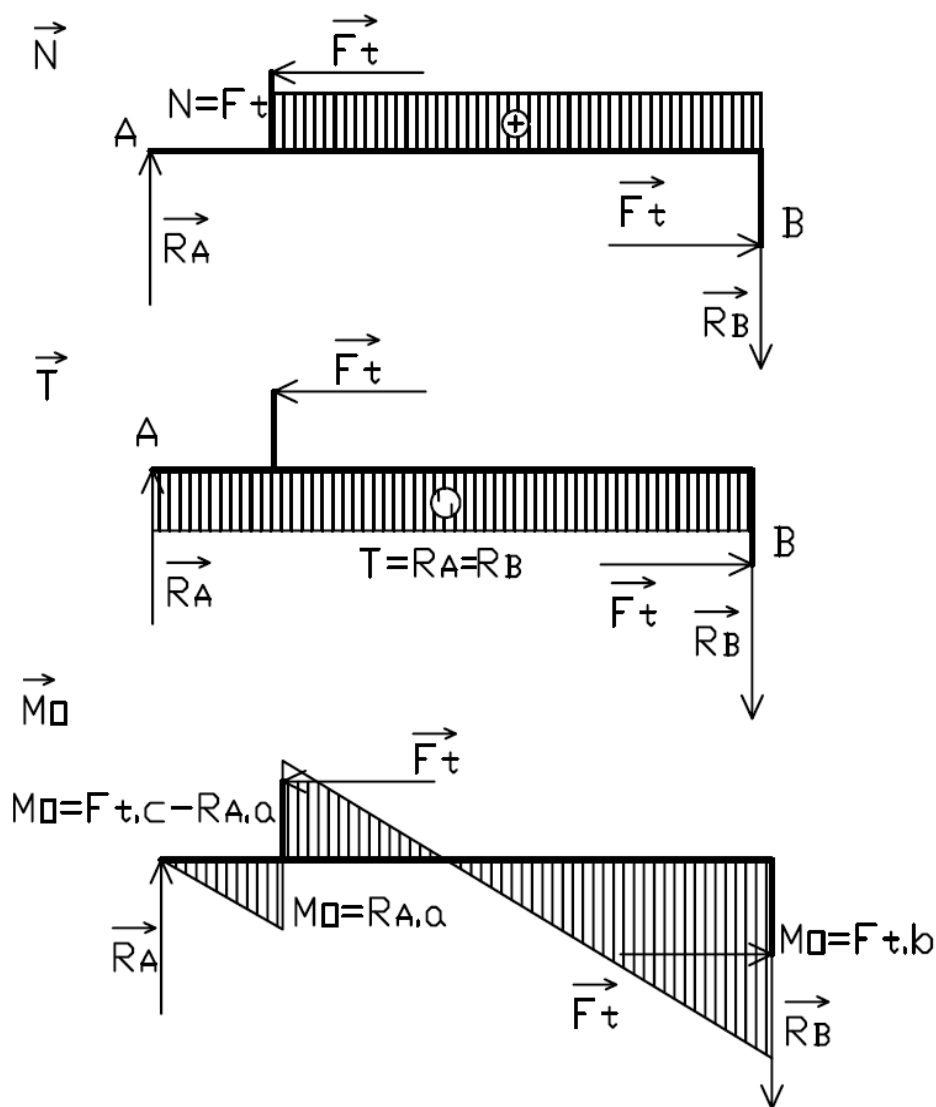
$$\sum M_A = 0 \quad -F_t \cdot b - F_t \cdot c + R_B \cdot l = 0 \quad (9)$$

$$\Rightarrow R_B = \frac{F_t \cdot (b+c)}{l}$$

$$R_B = \frac{50000 \cdot (100 + 65)}{1500} = 5500 \text{ N}$$

$$R_B = R_A \Rightarrow R_A = 5500 \text{ N}$$

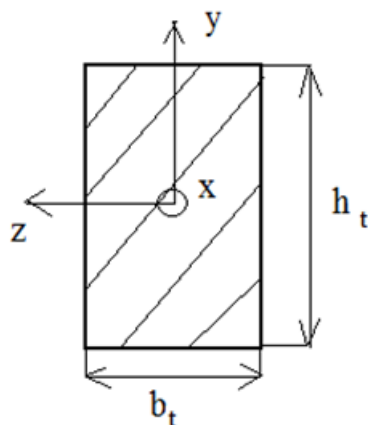
Z rovnice vyplývá, že s narůstající délkou l se snižují reakční síly na rolny v místě A a B. Umístění opěrné narážky nemá vliv na hodnoty reakčních sil. Výsledky vnitřních účinků nosníku délky l jsou zobrazeny na Obr. 16.



Obr. 16 Vnitřní účinky pro nosník ramene

1.4.2 NÁVRH PRŮŘEZU NOSNÍKU RAMENE

Prutové předpoklady pro výpočet průřezu splňuje pouze vodorovný nosník ramene o délce l . Je tedy spočítán jen tento průřez. Na nosník je použita tyč obdélníkového průřezu. Materiál tyče je zvolen S355JR (11523) s mezí kluzu dle ČSN EN 10025-2 $R_E = 355$ MPa. Materiál je vhodný pro staticky i dynamicky namáhané svařované konstrukce. Nosník je namáhán kombinací ohybu a tahu. Počítá se s obdélníkovým průřezem o šířce $b_t = 40$ mm, výška h_t [mm] je počítána z prutové napjatosti. Konečný model bude zkontrolován metodou konečných prvků.



Obr. 17 Průřez nosníku

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{O_{max}} = F_t \cdot b \quad (10)$$

$$M_{O_{max}} = 50000 \cdot 100 = 5 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

kde:

$M_{O_{max}}$ [Nmm] maximální ohybový moment

KVADRATICKÝ MOMENT PRŮŘEZU K OSE Z V TĚŽIŠTI

$$J_z = \frac{b_t \cdot h_t^3}{12} \quad (11)$$

kde:

J_z [mm⁴] kvadratický moment průřezu k ose z v těžišti

b_t [mm] šířka průřezu nosníku ramene

h_t [mm] výška průřezu nosníku ramene

PRŮŘEZOVÝ MODUL V OHYBU

$$W_{Oz} = \frac{J_z}{\frac{h_t}{2}} = \frac{\frac{b_t \cdot h_t^3}{12}}{\frac{h_t}{2}} \quad (12)$$

$$W_{Oz} = \frac{b_t \cdot h_t^2}{6}$$

kde:

W_{Oz} [mm³] průřezový modul v ohybu k ose z v těžišti

DOVOLENÉ NAPĚTÍ V NOSNÍKU

Pro houževnaté materiály je míra bezpečnosti k mezi kluzu $k_k = 1,8$.

$$\sigma_{Dn} = \frac{R_E}{k_k} = \frac{355}{1,8} \quad (13)$$

$$\sigma_{Dn} = 200 \text{ MPa}$$

kde:

σ_{Dn}	[MPa]	maximální dovolené napětí
R_E	[MPa]	mez kluzu
k_k	[-]	bezpečnost k mezi kluzu

OBSAH PRŮŘEZU

$$S = b_t \cdot h_t \quad (14)$$

kde:

S	[mm ²]	obsah průřezu nosníku
---	--------------------	-----------------------

NAPĚTÍ V TAHU

$$\sigma_t = \frac{F_t}{S} \quad (15)$$

kde:

σ_t	[MPa]	napětí v tahu
------------	-------	---------------

NAPĚTÍ V OHYBU

$$\sigma_o = \frac{M o_{max}}{W_o} = \frac{6 M o_{max}}{b_t \cdot h_t^2} \quad (16)$$

kde:

σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
------------	-------	----------------

CELKOVÉ NAPĚTÍ

Celkové napětí je dáno součtem vlivů od napětí tahového a ohybového. Smyková napětí jsou vzhledem k malým hodnotám zanedbána.

$$\sigma_c = \sigma_t + \sigma_o \quad (17)$$

$$\sigma_c = \frac{F_t}{b_t \cdot h_t} + \frac{6 M o_{max}}{b_t \cdot h_t^2}$$

Celkové napětí je srovnáno s napětím dovoleným, tím zjistíme potřebnou výšku průřezu nosníku.

$$\sigma_{D_n} = \sigma_c \Rightarrow \sigma_{D_n} = \frac{F_t}{b_t \cdot h_t} + \frac{6M_{o_{max}}}{b_t \cdot h_t^2} \quad (18)$$

$$\sigma_{D_n} \cdot b_t \cdot h_t^2 - F_t \cdot h_t - 6 \cdot M_{o_{max}} = 0$$

Velikost h_t zjistíme z kvadratické rovnice. Řešením budou 2 reálné kořeny.

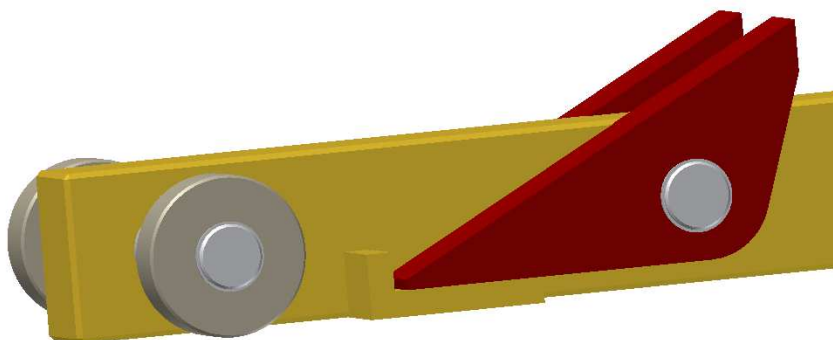
$$h_{t\,1,2} = \frac{F_t \pm \sqrt{F_t^2 + 4 \cdot \sigma_{D_n} \cdot b_t \cdot 6 \cdot M_{o_{max}}}}{2 \cdot \sigma_{D_n} \cdot b_t} \quad (19)$$

$$h_{t\,1,2} = \frac{5 \cdot 10^4 \pm \sqrt{(5 \cdot 10^4)^2 + 4 \cdot 200 \cdot 40 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 10^6}}{2 \cdot 200 \cdot 40} = \begin{cases} h_{t\,1} = 64,4 \text{ mm} \\ h_{t\,2} = -58,2 \text{ mm} \end{cases}$$

Je možné pouze kladné řešení. Po zaokrouhlení je zvolena výška průřezu $h_t = 65 \text{ mm}$. Pro nosník je vybrána tyč ocelová plochá válcovaná za tepla ČSN EN 10058 s rozměry 65x40 od firmy Feron [7].

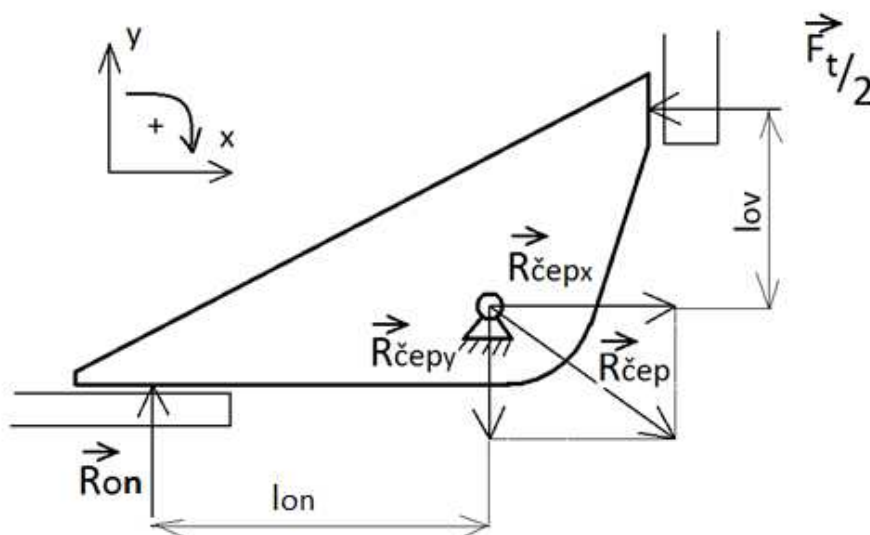
1.4.3 NÁVRH SKLOPNÉ NARÁŽKY

Pro přenesení tlačné síly z ramene na pecní vůz je rameno vybaveno sklopnou nárazkou. Svojí konstrukcí musí umožnit při vratném pohybu podjetí ramene pod vůz. Nárazka se do vzpřímené polohy vrací vlivem vlastní tíhy, jelikož její těžiště leží mimo osu rotace. Na rameno jsou uloženy dvě sklopné nárazky na společném čepu. V otvorech nárazek jsou nalisována bezúdržbová přesná pouzdra pro kluzné uložení z plastické hmoty ZEDEX. Tyto pouzdra nepotřebují následné mazání. Plocha, o kterou se sklopné nárazky opírají, je z obdélníkové ploché tyče, která je zavařena ve vybrání nosníku. Opěrná plocha je kvůli velkému ztížení opatřena výztuhami. Materiál opěrné nárazky 11 600.



Obr. 18 Uložení sklopných nárazek

Pro výpočet čepu se vychází z momentové rovnováhy sil, které působí na narážku. Je nutné určit reakční sílu v uložení narážky pro pevnostní kontrolu čepu.



Obr. 19 Zatížení sklopné narážky

Rozměry: $l_{ov} = 60 \text{ mm}$, $l_{on} = 90 \text{ mm}$.

$$\sum M_C = 0 \Rightarrow -\frac{F_t}{2} \cdot l_{ov} + R_{op} \cdot l_{on} = 0 \quad (20)$$

$$R_{on} = \frac{F_t \cdot l_{ov}}{2 \cdot l_{on}}$$

$$R_{on} = \frac{50000 \cdot 60}{2 \cdot 90} = 16666,7 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow -\frac{F_t}{2} + R_{\text{čep } x} = 0 \quad (21)$$

$$R_{\text{čep } x} = \frac{F_t}{2} = \frac{50000}{2} = 25000 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_{on} - R_{\text{čep } y} = 0 \quad (22)$$

$$R_{\text{čep } y} = R_{on} = 16666,7 \text{ N}$$

$$R_{\text{čep}} = \sqrt{R_{\text{čep } x}^2 + R_{\text{čep } y}^2}$$

$$R_{\text{čep}} = \sqrt{25000^2 + 16666,7^2} = 30046,3 \text{ N}$$

kde:

l_{ov}	[mm]	vzdálenost osy čepu od těžiště opěrné plochy vozu
l_{on}	[mm]	vzdálenost osy čepu od těžiště opěrné plochy nárazky
F_t	[N]	maximální tlačná síla
R_{on}	[N]	reakční síla od opěrné plochy nárazky
$R_{čep}$	[N]	reakční síla na čepu nárazky
$R_{čep\ x}$	[N]	reakční síla na čepu nárazky v ose x
$R_{čep\ y}$	[N]	reakční síla na čepu nárazky v ose y

PRŮMĚR ČEPU SKLOPNÉ NARÁŽKY

Materiál čepu ocel 11 600 – dovolené napětí ve smyku $\tau_{Ds} = 80$ MPa [3]. Výpočet dle Žuravského vztahu pro maximální smykové napětí v kruhovém průřezu.

$$\tau_{Ds} = \frac{\frac{D_{\check{c}}^3}{12} \cdot R_{čep}}{D_{\check{c}} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\check{c}}^4}{64}} \Rightarrow D_{\check{c}} = \sqrt{\frac{64 \cdot R_{čep}}{12 \cdot \pi \cdot \tau_{Ds}}} \quad (23)$$

$$D_{\check{c}} = \sqrt{\frac{64 \cdot 30046,3}{12 \cdot \pi \cdot 80}} = 25,3 \text{ mm}$$

kde:

τ_{Ds}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
$D_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu

Průměr čepu zaokrouhlen na $D_{\check{c}} = 26 \text{ mm}$. Dále je provedena kontrola na otlačení pro uložení čepu v rameni. Dovolný měrný tlak pro tyč ramene $p_{dov} = 100$ MPa [3].

$$p_{\check{c}} = \frac{2 \cdot R_{čep}}{b_t \cdot D_{\check{c}}} \quad (24)$$

$$p_{\check{c}} = \frac{2 \cdot 30046,3}{40 \cdot 26} = 57,8 \text{ MPa}$$

$$p_{\check{c}} < p_{dov} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

$p_{\check{c}}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách
p_{dov}	[MPa]	dovolný měrný tlak

KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU NA POUZDRA VE SKLOPNÝCH NARÁŽKÁCH

V nárazkách jsou nalisována kluzná ložiska ZEDEX 410 s označením Z4AD08026033010 [8]. Šířka činné plochy jednoho pouzdra je $b_p = 29$ mm. Výrobce udává dovolený tlak na pouzdro $p_{dp} = 50$ MPa. Použití ve špinavém a abrazivním prostředí, nevyžadují těsnění.

$$p_{po} = \frac{R_{\check{c}ep}}{D_{\check{c}} \cdot b_p} \quad (25)$$

$$p_{po} = \frac{30046,3}{26 \cdot 29} = 39,9 \text{ MPa}$$

$$p_{po} < p_{dp} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

p_{po}	[MPa]	měrný tlak na pouzdro
p_{dp}	[MPa]	dovolený tlak na pouzdro
b_p	[mm]	šířka činné plochy pouzdra

MĚRNÝ TLAK NA ČELA OPĚRNÝCH NARÁŽEK

Styková plocha jedné nárazky s opěrnou plochou na voze má výšku $h_{on} = 20$ mm a šířku $b_{on} = 30$ mm.

$$p_{on} = \frac{F_t}{2 \cdot b_{on} \cdot h_{on}} \quad (26)$$

$$p_{on} = \frac{50000}{2 \cdot 30 \cdot 20} = 41,7 \text{ MPa}$$

$$p_{on} < p_{dov} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

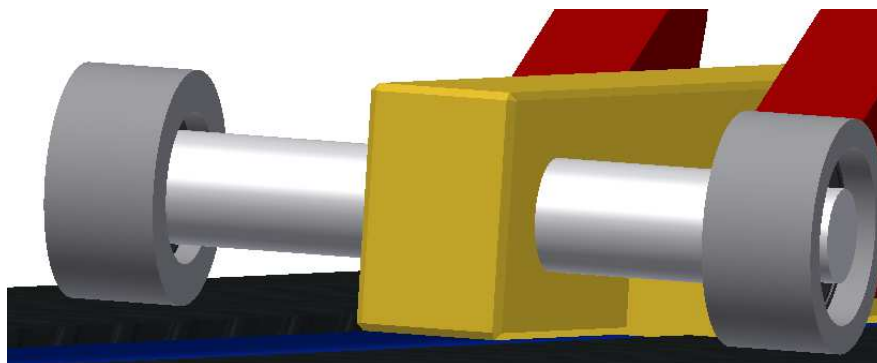
kde:

p_{on}	[MPa]	tlak ve stykových plochách nárazek s vozem
b_{on}	[mm]	šířka nárazky
h_{on}	[mm]	výška opěrné plochy nárazky s vozem

Spodní opěrná část není třeba kontrolovat, jelikož zde působí menší síla na větší plochu.

1.4.4 NÁVRH PODPŮRNÝCH ROLN

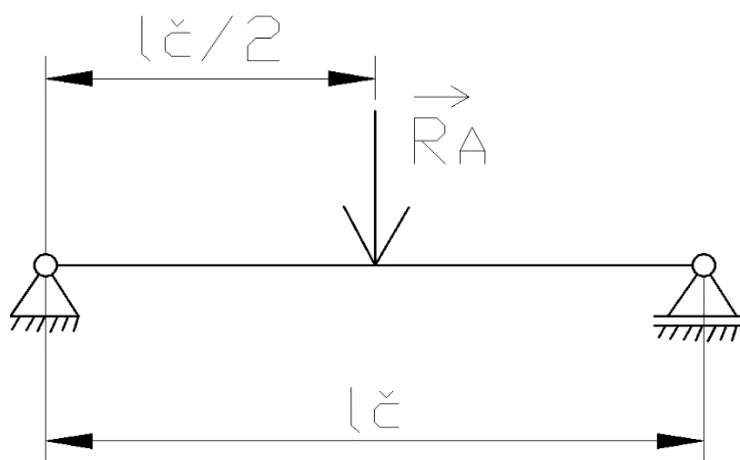
Podpůrné rolly nahrazují rotačně posuvnou vazbu na volném konci nosníku. Jsou použity rolly s jednořadým kuličkovým ložiskem. Na kuličkovém ložisku je nalisován plášť z bezešvé trubky, který je zajištěn pojistným kroužkem. Obě ložiska jsou nalisována na společném čepu a zajištěna pojistnými kroužky.



Obr. 20 Podpůrné rolly

PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPU

Kontrola čepu o průměru $d_{\text{č}} = 30$ mm vychází z maximálního ohybového napětí. Pro zjednodušení uvažujeme prut o délce $l_{\text{č}} = 170$ mm na dvou podporách, zatížený silou o hodnotě $R_A = 5500$ N. Velikost reakcí v podporách je rovna polovině R_A . Největší ohybový moment je v polovině délky prutu. Čep je vyroben z oceli 11 600. Dovolené napětí v ohybu je $\sigma_{\text{od}} = 120$ MPa. Délka čepu byla navržena tak, aby se podpůrné rolly odvalovaly po vyztužené části profilů U.



Obr. 21 Nahrazení čepu prutem

$$M_{Omax} = \frac{R_A}{2} \cdot \frac{l_{\xi}}{2} \quad (27)$$

$$M_{Omax} = \frac{5500}{2} \cdot \frac{170}{2} = 233750 \text{ Nmm}$$

kde:

M_{Omax} [Nmm] maximální ohybový moment

l_{ξ} [mm] délka čepu

$$W_O = \frac{\pi \cdot d_{\xi}^3}{32} \quad (28)$$

$$W_O = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2650 \text{ mm}^3$$

kde:

W_O [mm³] průřezový modul v ohybu

d_{ξ} [mm] průměr čepu

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_O} \quad (29)$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{233750}{2650} = 88,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Omax} < \sigma_{Od} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde:

σ_{Omax} [MPa] maximální ohybové napětí

σ_{Od} [MPa] dovolené napětí v ohybu

TRVANLIVOST LOŽISKA

Jsou použita ložiska 63005-2RS1 od výrobce SKF s dynamickou únosností $C_d = 11,2 \text{ kN}$ [9]. Z rychlosti pracovního posuvu $v_p = 0,05 \text{ m.s}^{-1}$ a průměru rolly $D_r = 62 \text{ mm}$, vypočteme otáčky rolly.

$$n_r = \frac{v_p}{\pi \cdot d_r} \quad (30)$$

$$n_r = \frac{0,05}{\pi \cdot 0,062} = 0,26 \text{ s}^{-1}$$

kde:

n_r [s⁻¹] otáčky rolly

v_p [m.s⁻¹] rychlost pracovního posuvu

d_r [mm] průměr rolly

$$L_h = \frac{L_{10}}{3600 \cdot n_r} \cdot \left(\frac{C_d}{\frac{R_A}{2}} \right)^3 \quad (31)$$

$$L_h = \frac{10^6}{3600 \cdot 0,26} \cdot \left(\frac{11200}{\frac{5500}{2}} \right)^3 = 72173 \text{ h}$$

kde:

L_h	[hod]	trvanlivost ložisek v hodinách
L_{10}	[-]	základní trvanlivost v otáčkách
C_d	[N]	dynamická únosnost ložiska

Trvanlivost ložisek vychází dostatečná. Ve výpočtu není zahrnut vratný pohyb posunovače, kdy jsou otáčky rolny vyšší, ale je zatížena jen částí hmotnosti ramene.

Pro vodící rolny v místě B viz Obr. 14, jsou použita jednořadá kuličková ložiska SKF 63007-2RS1 s dynamickou únosností $C_d = 15,9 \text{ kN}$ [9]. Jelikož mají větší dynamickou únosnost při stejném zatížení a menších otáčkách (větší průměr rolny), není nutná kontrola jejich trvanlivosti.

2 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

V současné době je při vývoji nezbytné použití výpočetních softwarů, kdy lze poměrně rychle získat základní povědomí o chování konstrukce. Nicméně tato metoda nemůže plně nahradit reálná měření a zkoušky.

Pro řešení metodou konečných prvků byl použit software Femap s implementovaným řešičem NX Nastran.

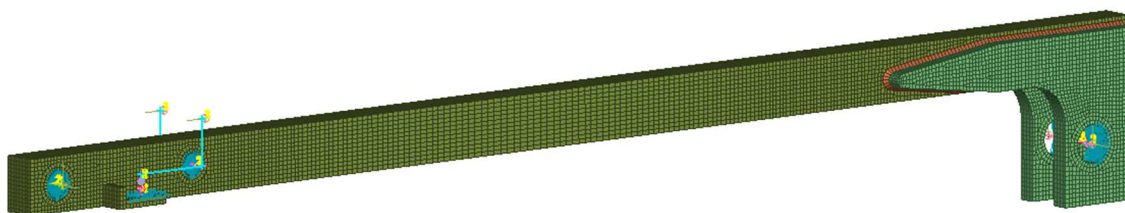
2.1 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Cílem je provést základní strukturální analýzu, tedy zjistit velikost a tvar deformace a napětí z globálního pohledu. Od toho se odvíjí stavba výpočetního modelu, kdy se jeho geometrie idealizuje. Jsou zanedbány zaoblení, zkosení a další konstrukční prvky a detaily, které výrazně neovlivňují oblast zájmu. Dalším stupněm idealizace je nahrazení čepů, ložisek a pojezdových kol. Dále jsou uvažovány zanedbatelně malé deformace. Tomuto požadavku dostatečně vyhovuje řešení úlohy lineární statikou.

Přesnějších výsledků by se dosáhlo na detailní geometrii zjemněním sítě obzvláště v místech změn tuhosti, tvaru, otvorů, zaoblení, použitím prvků o vyšším řádu, zavedením kontaktů, přesnějšího materiálového modelu a okrajových podmínek.

V našem případě se jedná o poměrně jednoduchý výpočtový model, kdy se doba výpočtu pohybuje v řádech sekund. Proto je hlavní struktura modelu tvořena výhradně objemovými lineárními prvky typu HEXA (39 032) a PENTA (724).

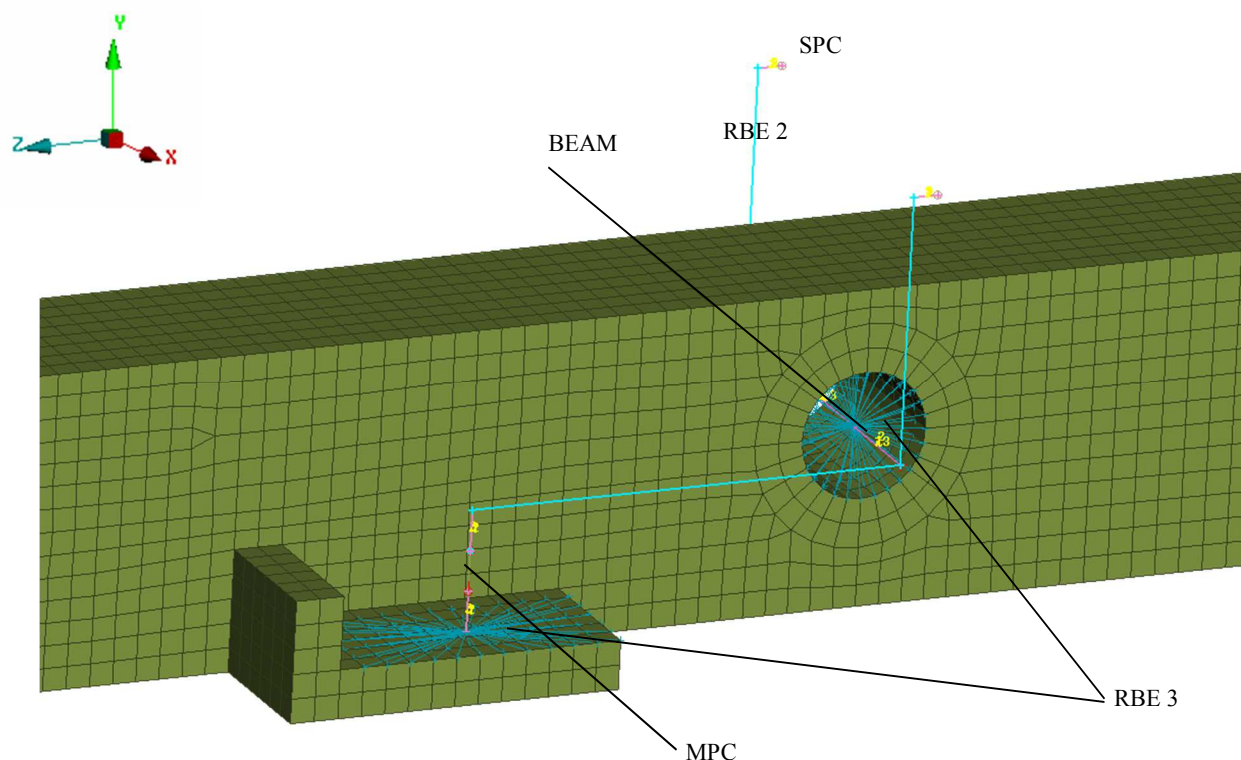
Obr. 22 ukazuje model ramene posunovače. Spojení nosníku s bočnicemi koutovými svary tvoří řada penta elementů, které slouží pouze pro přenos síly. Vyhodnocovaný svar by bylo třeba modelovat detailněji včetně jeho tepelně ovlivněného okolí.



Obr. 22 Výpočtový model

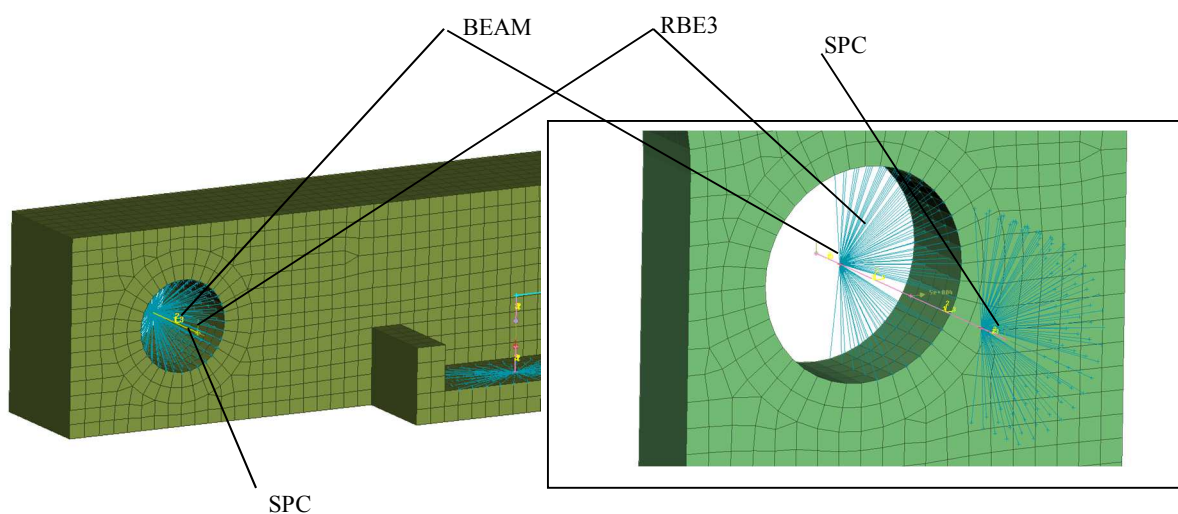
Protože je nárazka uvažována jako absolutně tuhé těleso, je nahrazena virtuálním prvkem RBE 2 (Rigid Body Element). Její otočné uložení je provedeno spojením RBE 2 prvku s prutovým prvkem o průměru čepu. Uložení čepu v nosníku realizuje RBE 3 prvek nahrazující kontakt. Rotaci nárazky okolo osy čepu zabraňuje vazba SPC (okrajová podmínka zamezí posuv ve směru osy z) a kinematická vazba MPC (přenáší sílu z nárazky na dosedací opěru

pouze ve směru osy y). Síla z nárazky se na kontaktní plochu roznese pomocí prvku RBE3, přičemž je třeba patřičně upravit jeho váhové koeficienty.



Obr. 23 Nahrazení sklopné nárazky

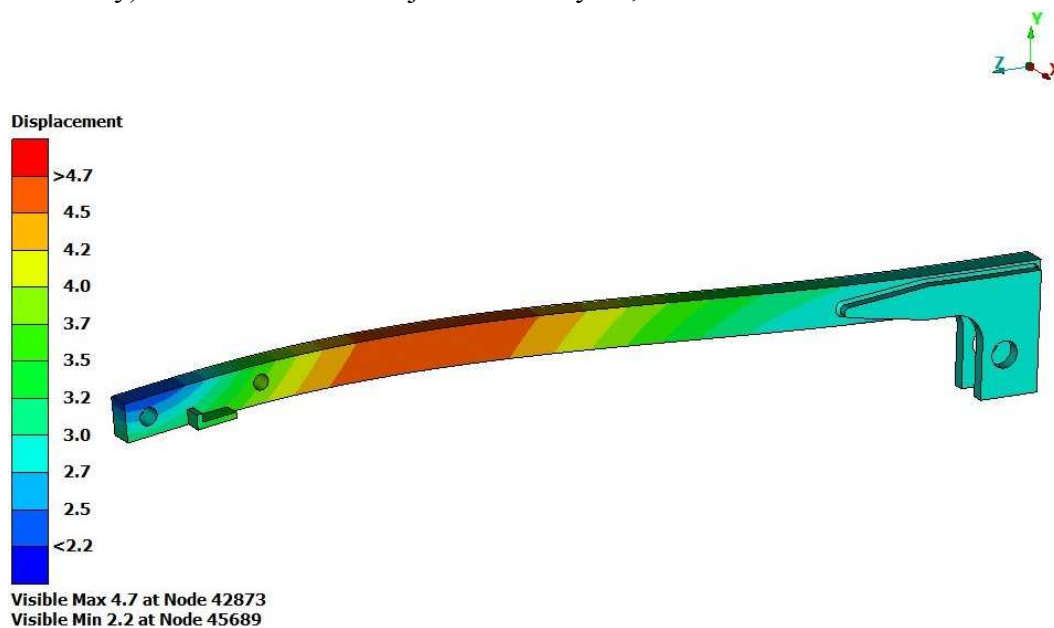
Tlačná síla 50 kN je na ose čepu oka pístní tyče mezi bočnicemi. Přenáší se do modelu opět přes soustavu BEAM – RBE3 struktura viz Obr. 24. Uzly na koncích Beamu jsou zavazbeny ve směrech os x a y. Okolí děr tvoří 2 zóny mapované sítě.



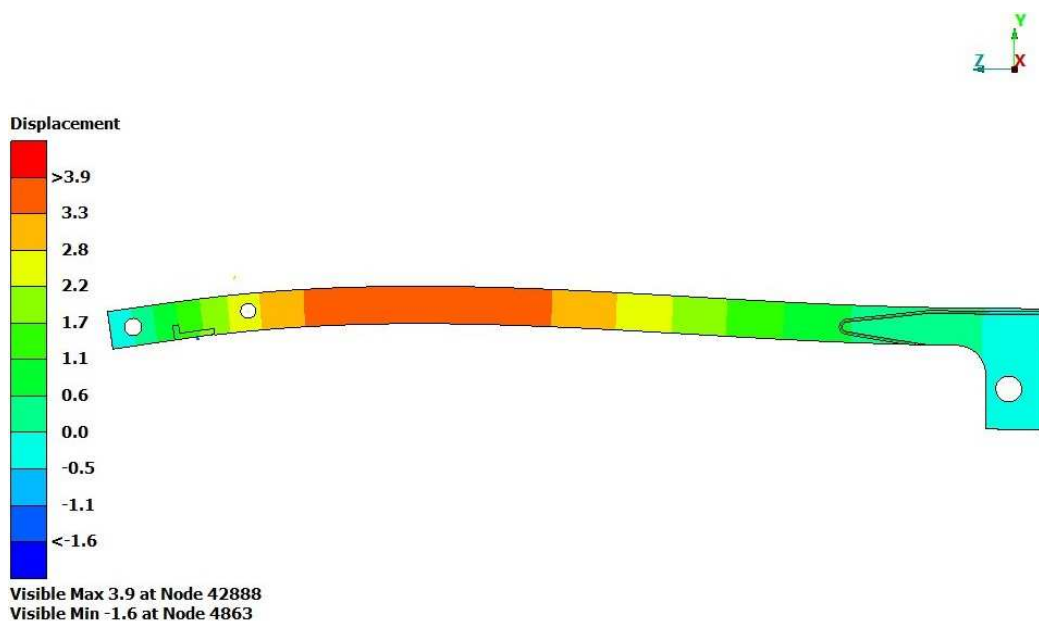
Obr. 24 Náhrada čepů jezdvých kol

VYHODNOCENÍ DEFORMACÍ

Obr. 25 ukazuje výsledek deformace (Displacement magnitude). Jde tedy o velikost vektorových součtů posunutí uzlů ve všech třech osách (proto zde nejsou záporné hodnoty). Je patrné, že největší deformaci podléhá střední část nosníku. Hodnota největší deformace je 4,7 mm. Nejedná se ale o velikost průhybu ve směru osy y, ta je zobrazena na Obr. 26. Tvar deformace je dán charakterem uložení a zatěžování (nosník na dvou podpěrách zatížený dvěma momenty). Měřítko deformace je 10:1. Průhyb 3,9 mm není na této délce nosníku kritickým.



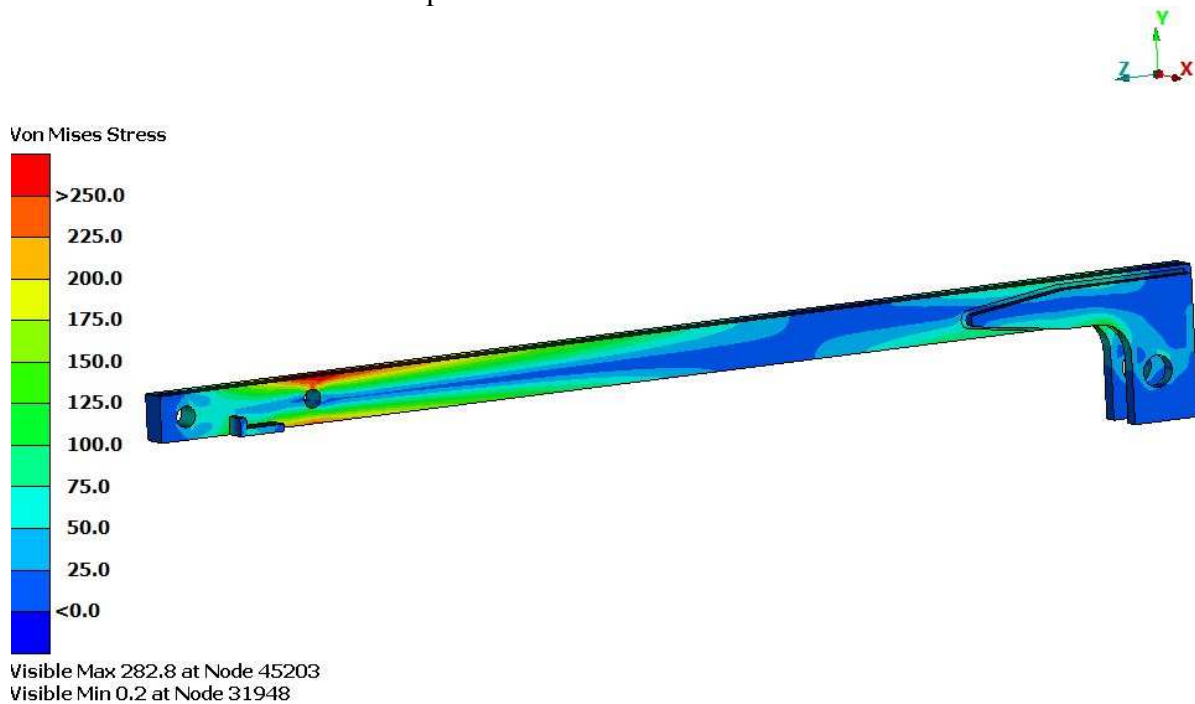
Obr. 25 Deformace



Obr. 26 Průhyb v ose y

VYHODNOCENÍ NAPĚTÍ

Největší hodnoty redukovaného napětí von Mises (teorie HMM) jsou v oblasti díry pro čep narážek. Výsledky jsou průměrované, škála od 0 do 250 MPa. Hodnota 282,8 MPa je vzhledem k mezi kluzu materiálu 355 MPa stále přijatelná. V původním návrhu dosahovalo napětí kritických hodnot v místě navaření bočnic na nosník, proto byl návrh přepracován do této podoby, kde jsou bočnice pozvolna protaženy na část nosníku. Postupně se zde snižuje tuhost, nedochází zde ke koncentraci napětí.

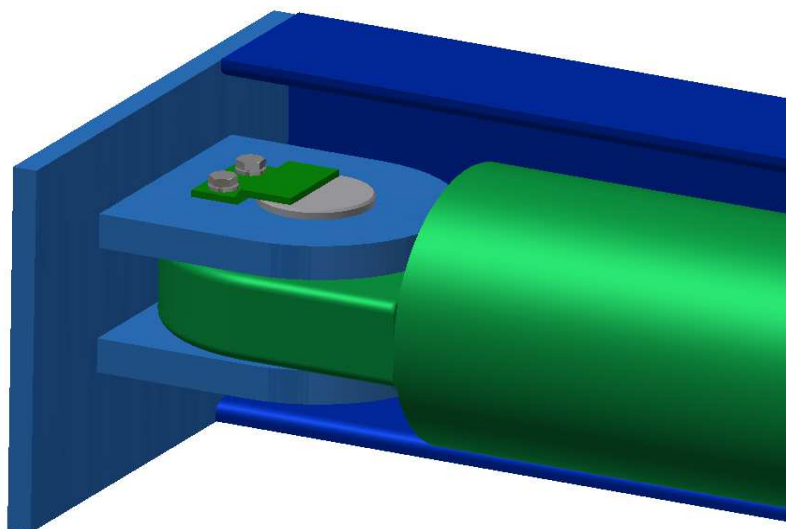


Obr. 27 Redukované napětí HMM

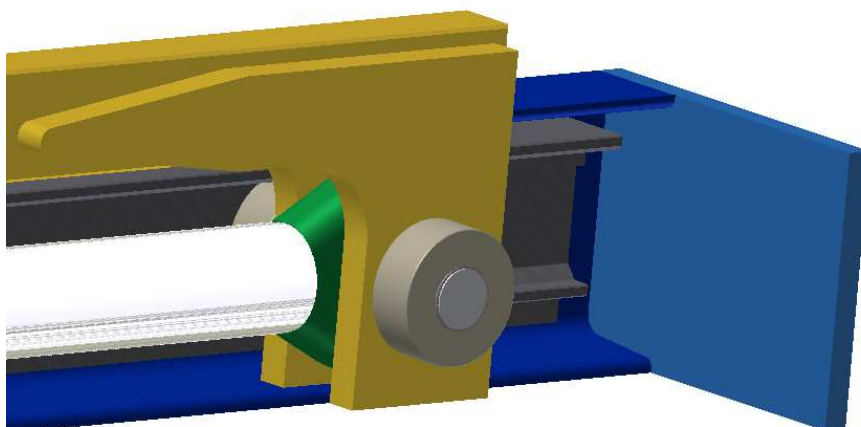
3 SESTAVENÍ KONSTRUKCE

3.1 KONSTRUKCE ULOŽENÍ PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Rám tvoří dva válcované profily U 160, které jsou spojeny navařenými čelními deskami. Na U profily jsou připevněny pomocí šroubů frézované vodící dráhy, pro pojezd vodících rolen. K uchycení válce přímočarého motoru slouží úchytka s čepem. Čep je nasazen v otvoru úchytky a prochází okem hydraulického válce. Proti vysunutí je čep zajištěn tvarovaným plechem se dvěma šrouby. Pístní tyč je vedena pomocí dvou rolen, které jsou nalisovány na čepu. Tento čep slouží i pro uchycení oka pístní tyče a také je zde uloženo rameno posunovače. Ve vodících rolnách jsou nalisována jednořadá kuličková ložiska.



Obr. 28 Upevnění válce hydromotoru



Obr. 29 Konstrukce vedení pístní tyče

3.2 KONCOVÉ SPÍNAČE

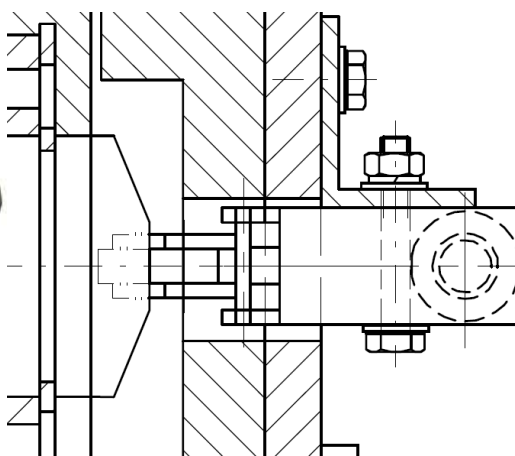
Řízení cyklu zasouvání a vysouvání pístní tyče je uskutečněno pomocí řídicího systému přes elektromagneticky ovládaný rozvaděč. Pro detekování polohy ramene jsou použity 2 koncové spínače, které jsou od sebe vzdáleny o hodnotu zdvihu.

Výběr koncových spínačů byl omezen velikostí volného prostoru v šachtě. Ve spínacím zdvihu musí být zohledněna vůle vedení pístní tyče. Mezi vodící rolnou a vedením je boční vůle ± 1 mm, proto jsou voleny spínače s větším pracovním zdvihem. Byl tedy vybrán koncový spínač s pákou zakončenou rolnou značky OMRON, označení SHL-W255-L3 [16] viz Obr. 30. Umožňuje najíždění na rolnu z obou stran. Maximální pracovní zdvih tohoto snímače je 8 mm. Pro sepnutí spínače je minimální požadované stlačení páky 3 mm.

Koncový spínač je aktivován přejetím ovládacího bodu. Pro tuto funkci je vybrán čep oka pístní tyče, který má vhodně uzpůsobené zakončení. Podle požadavků musí být najíždění na rolnu spínače plynulé, bez rázů. Čelo čepu je tedy zhotoveno ve tvaru komolého kužele s vrcholovým úhlem 120° . Při zkušebním provozu je nutné seřídít spínače v drážkách a nastavit přesný okamžik sepnutí.



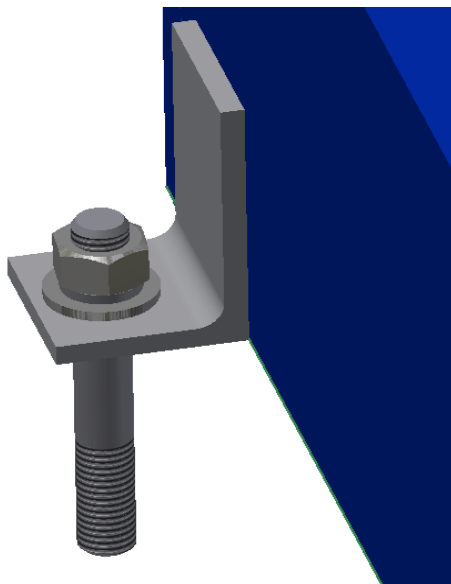
Obr. 30 Koncový spínač [16]



Obrázek 31 Uložení koncového spínače

3.3 UCHYCENÍ RÁMU POSUNOVAČE

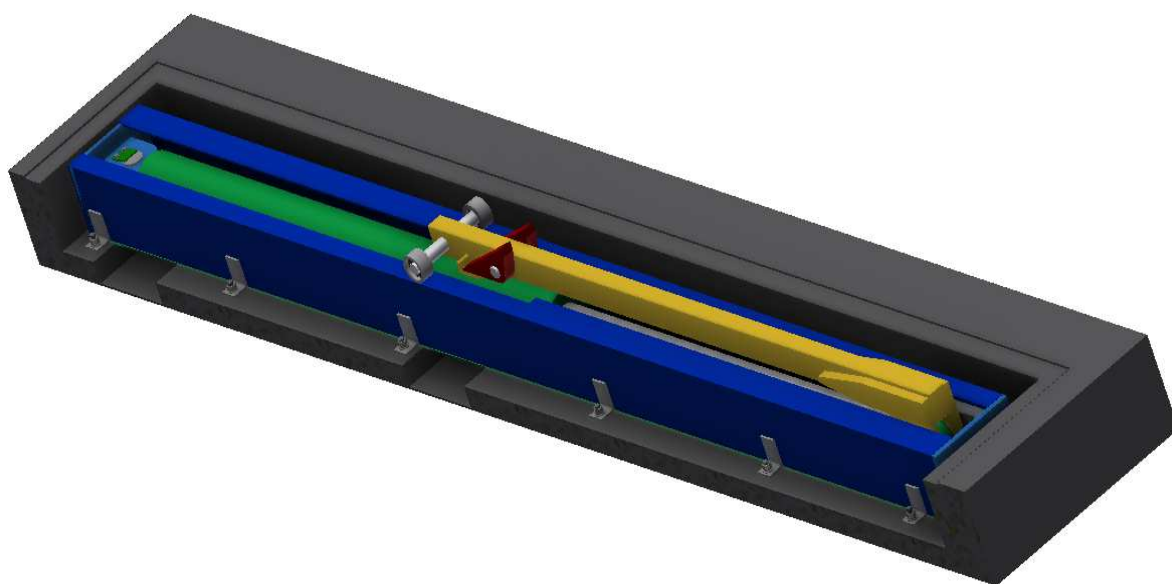
Pro uchycení rámu slouží 12 závrtných šroubů M12/80, které jsou zabetonovány na dně šachty. Na každém U profilu je navařeno 6 profilů L 60x40x5 – ČSN 42 5545.01 – 11 373.0 s oválným otvorem pro šroub M12.



Obr. 32 Kotvení rámu

3.4 MONTÁŽ HYDRAULICKÉHO POSUNOVAČE

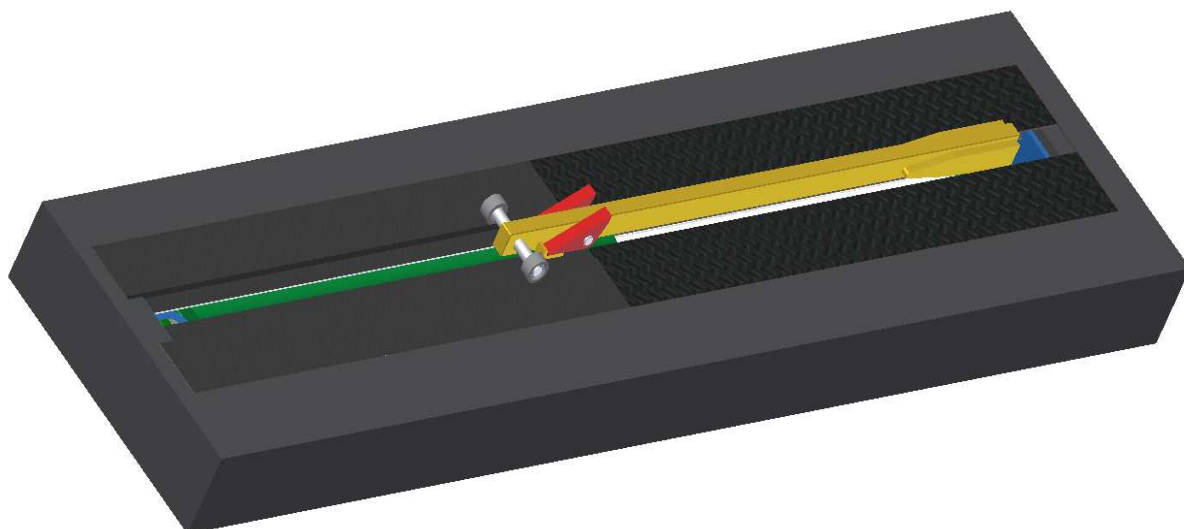
Na svařené U profily se pomocí šroubů upevní vodící dráhy. Konstrukce je poté usazena na zabetonované šrouby, které jsou na dně šachty, a zajištěna maticemi M12 s podložkami. Dále je sestaveno rameno posunovače, na které se uchytí pístní tyč hydromotoru. Před usazením je přímočarý hydromotor osazen stavitelnými přípojkami a hydraulickými hadicemi. Aby bylo možné do konstrukce vložit přímočarý hydromotor s ramenem, byla v přední části rozšířena mezera mezi profily U. Hydromotor s ramenem, je usazen do konstrukce tak, že se oko hydraulického válce zajistí pomocí čepu v úchytce. Pomocí dvou šroubů se na úchytce válce přišroubuje plech, který zabrání případnému vysouvání čepu. Poté se připojí hydraulické hadice přes šroubení s hydraulickými trubkami, které vedou k rozvaděči hydraulického agregátu. Nakonec se namontují konzoly s koncovými spínači.



Obr. 33 Konstrukce posunovače bez krycích plechů

3.5 KRYTOVÁNÍ ŠACHTY

Na zakrytí šachty jsou použity plechy o tloušťce 5 mm. Plechy jsou usazeny na rám posunovače a na boky šachty. Pro lepší dosednutí plechů na hrany šachty, jsou tyto hrany opatřeny válcovaným profilem tvaru L. Plechy jsou poté přišroubovány pomocí šroubů se zápusťnou hlavou do profilu U.



Obr. 34 Šachta zakrytá plechy

4 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

Základní částí hydraulického obvodu je hydraulický agregát, který se skládá z hydrogenerátoru, elektromotoru, nádrže na olej, rozvaděče, ventilů a filtru. Bude sestaven dle katalogu firmy Argo-hytos [10].

4.1 VOLBA HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

TLAK VE VÁLCI PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

$$p_{jt} = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}} \quad (32)$$
$$p_{jt} = \frac{50000}{\frac{\pi \cdot 100^2}{4}} = 6,37 \text{ MPa}$$

kde:

p_{jt}	[MPa]	jmenovitý tlak ve válci hydromotoru
D_p	[mm]	průměr pístu

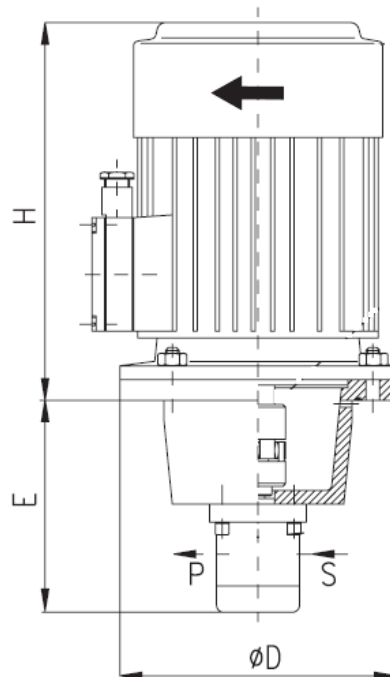
POTŘEBNÝ PRŮTOK DODÁVANÝ DO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v_p \quad (33)$$
$$Q = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,05 = 3,93 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 23,6 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

kde:

Q	[m ³ ·s ⁻¹]	potřebný průtok dodávaný do hydromotoru
v_p	[m·s ⁻¹]	rychlost pracovního posuvu

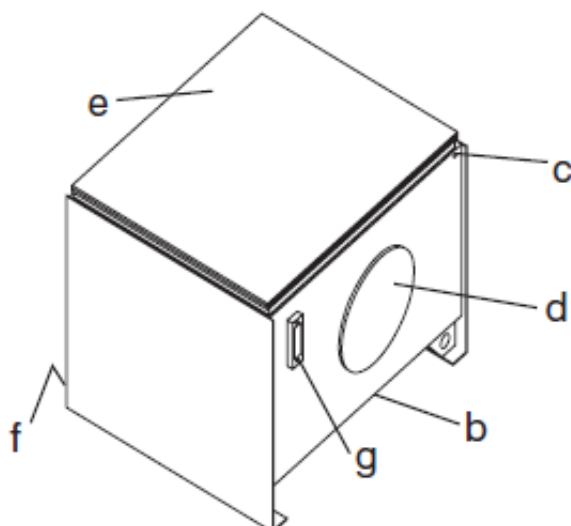
Je zvolen zubový hydrogenerátor řady GP3 s geometrickým objemem $V_o = 17 \text{ cm}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$. Je spojen s asynchronním motorem o výkonu $P_{AM} = 4 \text{ kW}$, otáčkách $n_{AM} = 1440 \text{ min}^{-1}$, čímž se dosáhne průtoku $Q_p = 23,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 3,89 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Maximální udaný tlak $p_{\max} = 8,5 \text{ MPa}$ [10]. Vlivem nižšího průtoku se sníží hodnota rychlosti posuvu, ale jen o zanedbatelnou hodnotu. Tlakové ztráty v hydraulickém obvodu pokryje rezerva 2 MPa, která umožní použití škrtících ventilů pro řízení rychlosti. Rozměry agregátu $D = 250 \text{ mm}$, $H = 348 \text{ mm}$, $E = 255 \text{ mm}$ viz Obr. 35.



Obr. 35 Hydraulický agregát Argo-hytos [10]

4.2 NÁDRŽ NA OLEJ

Dle výrobce je doporučeno zvolit velikost nádrže ve výši 3 až 6-ti násobku průtoku navrženého hydrogenerátoru. Je zvolena nádrž s objemem 100 dm³ s označením 100H. Rozměry nádrže 700 x 550 x 565 (délka x šířka x výška [mm]).



- b) vypouštěcí zátka ve dně nádrže
- c) vypouštěcí zátka sběrného žlábků
- d) víko čistící otvoru nádrže
- e) přišroubované víko s protiprachovým těsněním
- f) zemní šroub
- g) spojitý olejovník

Obr. 36 Nádrž na olej 100H [10]

4.3 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU

Hydraulický obvod je vytvořen ze základního bloku DP6-10-VPP1-S/10 s pojišťovacím ventilem [11]. Na základní blok je připevněn elektromagneticky ovládaný rozvaděč RPE4-103C11/02400E1 [12]. Jde o čtyřcestný třípolohový rozvaděč šoupátkové konstrukce, který obsahuje dva elektromagnety, dvě vratné pružiny viz Obr. 37. Základní blok i rozvaděč byly zvoleny se jmenovitou světlostí 10 mm, kvůli snížení tlakových ztrát. Pro filtraci oleje je v odpadní větvi umístěn plnopřtokový filtr s obtokem a indikací zanesení FR 072 – 166 [13]. Filtr obsahuje papírovou filtrační vložku, která zajistí filtraci částic do minimální velikosti 10 μm . Víko filtru slouží také pro nalévání oleje do nádrže. Pro připojení hydraulického agregátu (výstupy A, B viz Obr. 40) a přímočarého hydromotoru, jsou použity hydraulické trubky a hadice o vnitřním průměru DN = 16 mm. Světlost potrubí je určena od rozměrů závitů M27x2, které jsou na přívodu tlaku přímočarého hydromotoru. Hadice a trubky jsou vybrány od firmy AVHB, pro jednotlivá propojení jsou zvolena hydraulická šroubení od firmy Walterscheid.

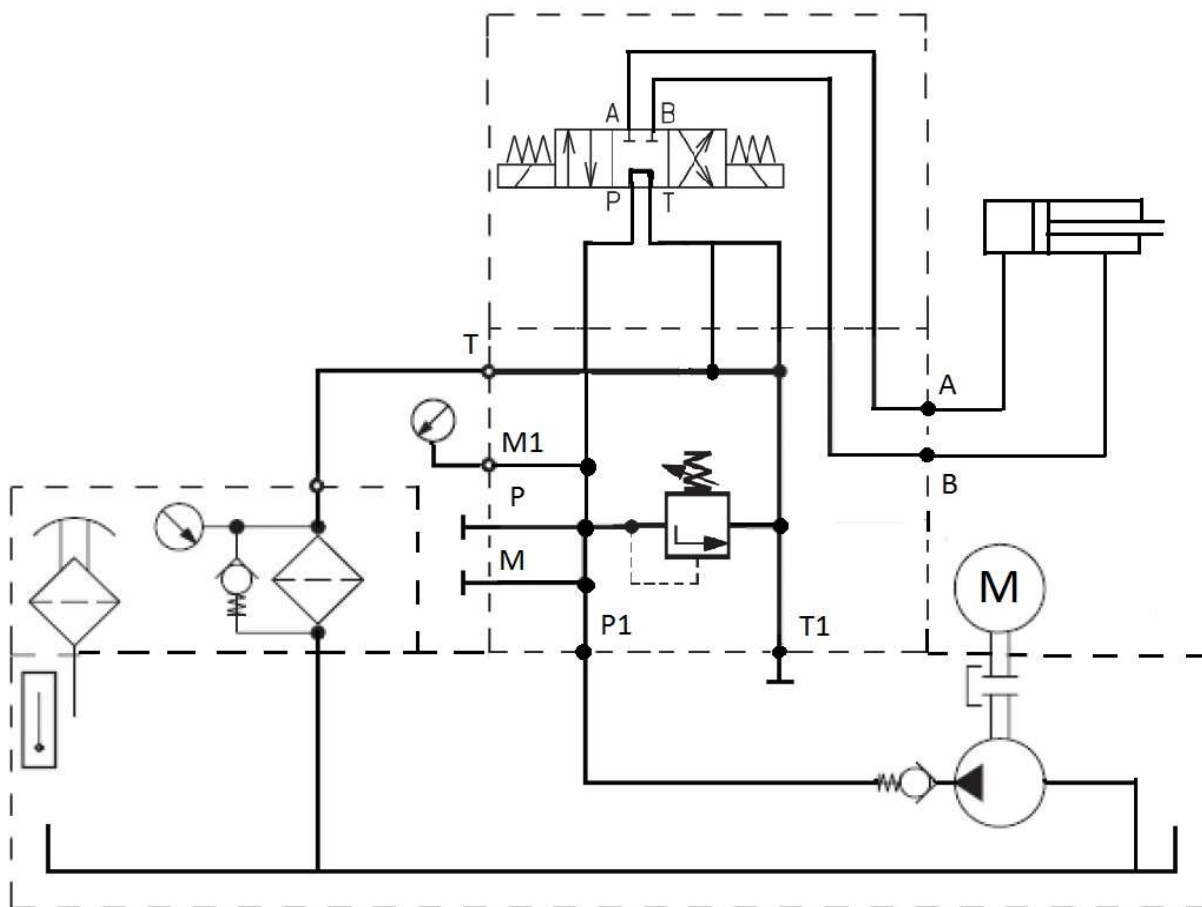


Obr. 37 Elektromagneticky ovládaný rozváděč RPE4-10 [12]



Obr. 38 Filtr FR 072-166 [13]

Obr. 39 Základní blok DP6 [11]



Obr. 38 Schéma hydraulického obvodu

4.4 HYDRAULICKÉ ZTRÁTY

Při proudění skutečných kapalin vznikají hydraulické ztráty. Ke ztrátám dochází při tření kapaliny v přímém potrubí. Dále jsou zde místní ztráty, které jsou způsobeny vířením kapaliny v místech, kde dochází ke změně směru proudění nebo změně průřezu potrubí. Dochází ke změně mechanické energie na energii tepelnou.

RYCHLOST PROUDĚNÍ OLEJE V TLAKOVÉ VĚTVI

$$v_o = \frac{Q_p}{\frac{\pi \cdot DN^2}{4}} \quad (34)$$

$$v_o = \frac{3,89 \cdot 10^{-4}}{\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4}} = 1,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

v_o	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost proudění oleje
Q_p	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtočné množství oleje
DN	$[mm]$	jmenovitá světlost

K přenosu tlakové energie slouží hydraulický olej s označením MOGUL HM 46. Číslo 46 značí kinematickou viskozitu oleje při teplotě $40^\circ C$ $\nu_{40} = 46 mm^2 \cdot s^{-1}$. Jedná se o minerální hydraulický olej s přísadou proti korozi, oxidaci a opotřebení. Hustota oleje $\rho = 900 kg \cdot m^{-3}$ [4].

REYNOLDSOVO ČÍSLO

Pomocí Reynoldsova čísla lze určit, jestli je proudění v potrubí laminární, nebo turbulentní. Laminární proudění od turbulentního odděluje kritická hodnota Reynoldsova čísla $Re_{krit} = 2000$ [4]. $Re < Re_{krit} \Rightarrow$ laminární proudění, pokud $Re > Re_{krit} \Rightarrow$ proudění turbulentní.

$$Re = \frac{v_s \cdot DN}{\nu_{40}} \quad (35)$$

$$Re = \frac{1,9 \cdot 0,016}{0,000046} = 660$$

$Re < Re_{krit} \Rightarrow$ laminární proudění

kde:

ν_{40}	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	kinematická viskozita
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
Re_{krit}	$[-]$	kritická hodnota Reynoldsova čísla

TLAKOVÉ ZTRÁTY V KOLENOU

V tlakové větvi obvodu jsou použita 2 kolena. Pro pravoúhlé koleno bez zakřivení je součinitel místních ztrát $\zeta_m = 1,2$, pro koleno s poloměrem zakřivení 35mm $\zeta_m = 0,15$ [4].

$$\Delta p_1 = \zeta_m \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2} \quad (36)$$

$$\Delta p_1 = (1,2 + 0,15) \cdot 900 \cdot \frac{1,9^2}{2} = 2193 Pa = 0,002 MPa$$

kde:

Δp_1	$[Pa]$	místní ztráta v koleni
ζ_m	$[-]$	součinitel místních ztrát
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	měrná hmotnost kapaliny

ZTRÁTY TŘENÍM V PŘÍMÉM VEDENÍ

V tlakové větvi obvodu je použita hydraulická hadice o délce 600mm ($\lambda_1=85/Re$) a kovové potrubí délky 1500mm ($\lambda_2=75/Re$) [4].

$$\Delta p_2 = \sum \lambda_z \cdot \frac{l_p}{DN} \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2} \quad (37)$$

$$\Delta p_2 = \frac{85}{660} \cdot \frac{0,6}{0,016} \cdot 900 \cdot \frac{1,9^2}{2} + \frac{75}{660} \cdot \frac{1,5}{0,016} \cdot 900 \cdot \frac{1,9^2}{2}$$

$$\Delta p_2 = 25152 Pa = 0,025 MPa$$

kde:

Δp_2 [Pa] ztráty třením v přímém vedení

λ_z [-] součinitel pro ztrátu tření

l_p [m] délka přímého vedení

CELKOVÉ TLAKOVÉ ZTRÁTY V POTRUBÍ

$$\Delta p_{zp} = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (38)$$

$$\Delta p_{zp} = 0,002 + 0,025 = 0,027 MPa$$

kde:

Δp_{zp} [Pa] celková tlaková ztráta v potrubí

Ve vratné větvi je menší průtok oleje a tím i menší rychlost proudění, proto je tlaková ztráta menší než v tlakové větvi. Tlakové ztráty ve vratné větvi jsou zanedbatelné.

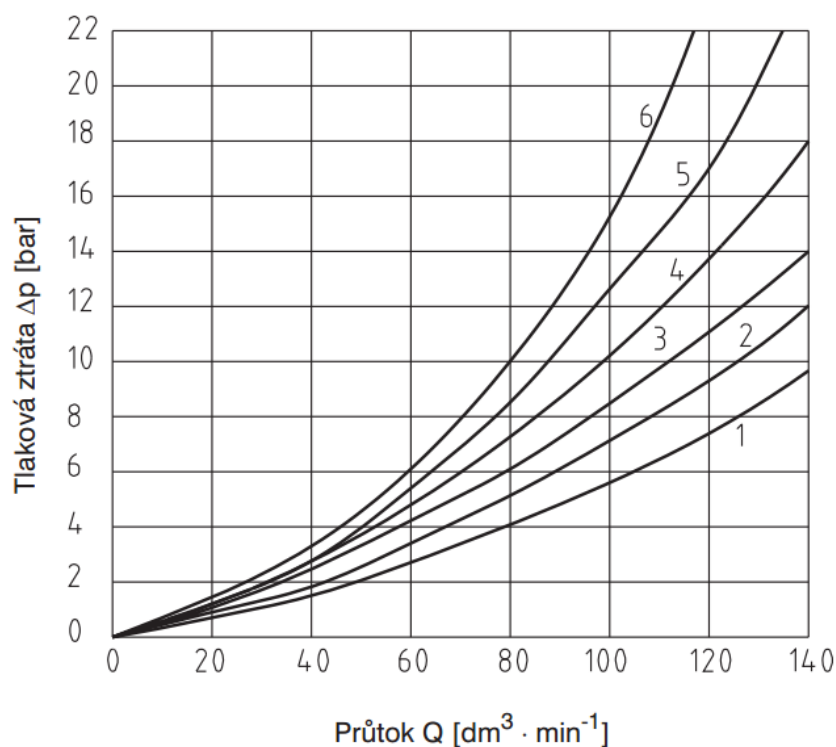
ZTRÁTY V ROZVÁDĚČI

V rozváděči vznikají velké tlakové ztráty. Při průtoku oleje skrze rozváděč ve směru P-A ($Q_p = 23,3 dm^3 \cdot min^{-1}$), je tlaková ztráta asi 1,3 bar = 0,13 MPa, při průtoku vratnou větvi ve směru B-T ($Q_{pv} = 14 dm^3 \cdot min^{-1}$), je ztráta přibližně 0,7 bar = 0,07 MPa. Hodnoty odečteny z grafu, kde pro směr P-A odpovídá křivka č.4, pro B-T křivka č.5 viz Obr. 41 [12].

$$\Delta p_{zr} = 0,13 + 0,07 = 0,2 MPa \quad (39)$$

kde:

Δp_{zr} [Pa] ztráty v rozváděči



Obr. 39 Graf závislosti tlakových ztrát v rozvaděči na průtoku [12]

ZTRÁTY V ZÁKLADNÍM BLOKU

Ztráty, vzniklé při průtoku skrz základní blok, byly určeny pouze orientačně pomocí vzorců pro výpočet ztrát v koleni a v přímém potrubí. $\Delta p_{zb} = 0,1 \text{ MPa}$.

CELKOVÁ TLAKOVÁ ZTRÁTA

$$\Delta p_{zc} = \Delta p_{zp} + \Delta p_{zr} + \Delta p_{zb} \quad (40)$$

$$\Delta p_{zc} = 0,027 + 0,2 + 0,1 = 0,33 \text{ MPa}$$

kde:

Δp_{zc} [Pa] celková tlaková ztráta

Na pojišťovacím ventilu se tedy nastaví tlak na pracovní hodnotu $p_p = 6,7 \text{ MPa}$. Jde o jmenovitý tlak ve válci hydromotoru $p_{jt} = 6,37 \text{ MPa}$ navýšený o celkovou tlakovou ztrátu. Při dosažení tohoto tlaku dojde k otevření pojistného ventilu, čímž bude hydraulický obvod zabezpečen proti přetížení.

4.5 OTEPLOVÁNÍ OBVODU

Oteplování obvodu se určuje velmi složitě, jelikož každá část se otepluje různě. V jednotlivých součástech je rozdílný tepelný tok a jiné podmínky ochlazování. Pro zjednodušení výpočtu oteplování, se vychází ze zjednodušených předpokladů. Jednotlivé části obvodu se budou oteplovat stejně a rovnoměrně, odvod tepla je přímo úměrný rozdílu teploty mezi povrchem součástí a okolím [4].

TEPELNÝ TOK

Pro výpočet tepelného toku je nejdříve třeba určit příkon hydrogenerátoru. Výrobce zubového čerpadla udává objemovou účinnost $\eta_v = 0,95$ a mechanickou účinnost $\eta_m = 0,85$ [14].

$$P_G = \frac{V_o \cdot n_{AM} \cdot p_{pr}}{\eta_v \cdot \eta_m} \quad (41)$$

$$P_G = \frac{17 \cdot 10^{-6} \cdot 24 \cdot 6 \cdot 10^6}{0,95 \cdot 0,85} = 3385W$$

kde:

P_G	[W]	příkon hydrogenerátoru
p_p	[Pa]	pracovní tlak
η_v	[-]	objemová účinnost
η_m	[-]	mechanická účinnost
V_o	[cm ³ .ot ⁻¹]	geometrickým objemem
n_{AM}	[min ⁻¹]	otáčky asynchronního elektromotoru

CELKOVÁ ÚČINNOST HYDRAULICKÉHO OBVODU

Účinnost obvodu je dána součinem účinností jednotlivých částí hydraulického obvodu. U hydromotoru je brána pouze objemová účinnost, kterou lze uvažovat $\eta_M = 1$. Tlaková účinnost hydromotoru je zahrnuta v účinnosti rozvodů $\eta_R = 0,93$.

$$\eta_C = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_R \cdot \eta_M \quad (42)$$

$$\eta_C = 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,93 \cdot 1 = 0,75$$

kde:

η_C	[-]	celková účinnost hydraulického obvodu
η_M	[-]	účinnost hydromotoru
η_R	[-]	účinnost rozvodů

CELKOVÝ TEPELNÝ TOK HYDRAULICKÉHO OBVODU

Celkový tepelný tok je roven ztrátovému výkonu, který získáme z příkonu hydrogenerátoru a celkové účinnosti hydraulického obvodu [4].

$$\begin{aligned}\phi &= P_Z = P_G \cdot (1 - \eta_c) \\ \phi &= P_Z = 3032 \cdot (1 - 0,75) = 846 \text{ W}\end{aligned}\tag{43}$$

kde:

Φ	[W]	celkový tepelný tok
P_z	[W]	ztrátový výkon

OCHLAZOVACÍ KONSTANTA

Ochlazovací konstanta je určena pro teplosměnnou plochu nádrže a válce přímočarého motoru $S_t = 2,7 \text{ m}^2$. Celkový součinitel prostupu tepla je volen $k_c = 11,3 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ze zdroje [15].

$$\begin{aligned}A &= S_t \cdot k \\ A &= 2,7 \cdot 11,3 = 30,5 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{44}$$

kde:

A	$[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$	ochlazovací konstanta
k_c	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel prostupu tepla
S_t	$[\text{m}^2]$	teplosměnná plocha

USTÁLENÁ TEPLOTA OBVODU

Ustálená teplota je maximální teplota obvodu při zvolené teplotě okolí.

$$\begin{aligned}t_u &= t_0 + \frac{\phi}{A} \\ t_u &= 20 + \frac{758}{30,5} = 48 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}\tag{45}$$

kde:

t_u	$[\text{ }^\circ\text{C}]$	ustálená teplota
t_0	$[\text{ }^\circ\text{C}]$	teplota okolí

Vypočítaná ustálená teplota je v doporučeném rozmezí. Stroj pracuje cyklicky, takže nebezpečí přehřátí obvodu je minimální. Pouze v případě, že by okolní teplota mohla spadnout hluboko pod bod mrazu, by měla nádrž být vybavena předeříváním oleje.

KONSTANTA TEPELNÉ KAPACITY OBVODU

Střední měrné teplo pro olej $c_{ol} = 1800 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, střední měrné teplo kovových částí obvodu $c_{kov} = 450 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, hmotnost pracovní kapaliny v obvodu $m_{ol} = 90 \text{ kg}$, hmotnost kovových částí obvodu $m_{kov} = 170 \text{ kg}$.

$$C = c_{ol} \cdot m_{ol} + c_{kov} \cdot m_{kov} \quad (46)$$

$$C = 1800 \cdot 90 + 450 \cdot 170 = 2,38 \cdot 10^5 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1}$$

kde:

C	$[\text{J} \cdot \text{K}^{-1}]$	konstanta tepelné kapacity obvodu
c_{ol}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	střední měrné teplo oleje
c_{kov}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	střední měrné teplo kovových částí
m_{ol}	$[\text{kg}]$	hmotnost hydraulického oleje
m_{kov}	$[\text{kg}]$	hmotnost kovových částí obvodu

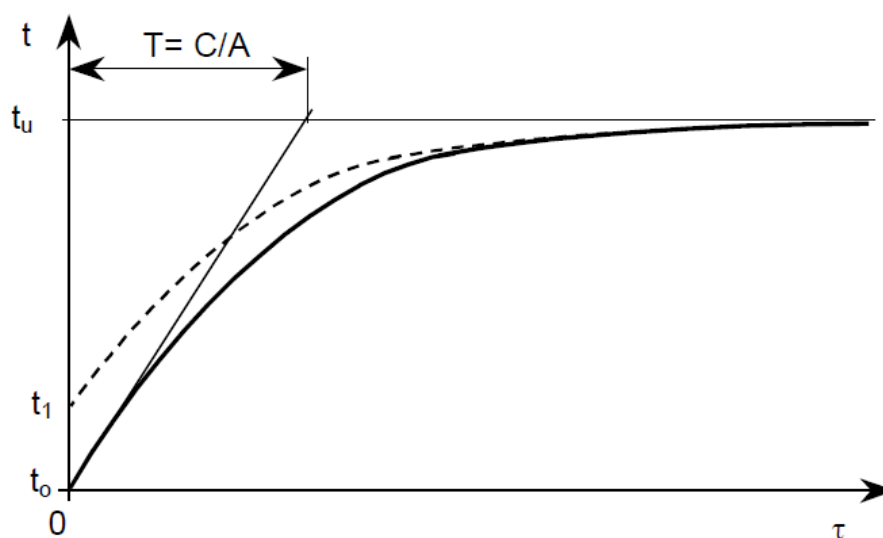
ČASOVÁ KONSTANTA OTEPLOVÁNÍ OBVODU

$$T = \frac{C}{A} \quad (47)$$

$$T = \frac{2,38 \cdot 10^5}{30,5} = 7803 \text{ s} = 2,2 \text{ h}$$

kde:

T	$[\text{hod}]$	časová konstanta oteplování obvodu
-----	----------------	------------------------------------



Obr. 40 Průběh oteplování hydraulického obvodu [4]

5 NÁHRADA HYDRAULICKÉHO POHONU MECHANICKÝM SYSTÉMEM

Namísto přímočarého hydromotoru je třeba vybrat jiný lineární pohon. Možností jsou mechanické pohony, které převádějí rotační pohyb na posuvný. Mezi tyto pohony patří např.: matice a šroub, kladka a řetěz nebo vačka. Pro daný účel je ale zapotřebí elektrický motor, kde se jedná tedy o elektromechanický lineární pohon. Rotace od elektromotoru je převedena na lineární posuv. Pohony jsou navrhovány tak, aby poskytovaly velkou rychlost, velkou sílu, nebo kombinaci těchto dvou. Ve většině případů je nutné přidat převodovou skříň, která zajistí větší krouticí moment a nižší otáčky.

Pro pohon se používají elektromotory:

- stejnosměrné
- synchronní
- asynchronní
- krokové

Pro převod rotačního pohybu na translační:

- řetězy, řemeny nebo lana
- ozubený hřeben
- šroubový převod

Jako náhrada je zvolen šroubový převod.

5.1 ŠROUBOVÉ POHONY

5.1.1 LINEÁRNÍ AKTUÁTOR

Pohon aktuátoru tvoří elektromotor a šneková nebo také planetová převodovka. Rotační pohyb na lineární se převádí pomocí vodícího šroubu, který může být trapézový nebo kuličkový. Firma Bibus dodává přesné aktuátory značky Thomson pro vysoká zatížení s rychlostí posuvu až $2,5 \text{ m.s}^{-1}$ a do zatížení 50 kN. Zdvih aktuátoru je až do 2 m.



Obr. 41 Lineární aktuátor Thomson

5.1.2 ZDVIŽNÉ PŘEVODOVKY

Jsou to mechanické lineární pohony, které tvoří šneková převodovka s axiálními ložisky pro podporu kuličkového nebo trapézového šroubu. Možnost zatížení až 1 000 kN. Zdvížné převodovky jsou častým řešením lineárního pohybu v průmyslu. Jsou voleny pro svou jednoduchou konstrukci, vysokému zatížení a nízké ceně.

ZDVIŽNÁ PŘEVODOVKA S TRAPÉZOVÝM ŠROUBEM

Jsou konstruovány ve dvou provedeních, s výsuvným šroubem a rotujícím šroubem. V provedení s výsuvným šroubem je šnekové kolo opatřeno trapézovým závitem, který pohání trapézový šroub. Nevýhoda je délka zástavbového prostoru pro posun šroubu. Převodovka s rotujícím šroubem má trapézový šroub pevně propojen se šnekovým kolem. Posouvá se zde tedy matice šroubu. Nevýhodou těchto zdvižných převodovek je jejich nízká účinnost, čímž by bylo nutné ji osadit velkým motorem.



Obr. 42 Zdvížná převodovka s výsuvným a rotujícím šroubem

ZDVIŽNÁ PŘEVODOVKA S KULIČKOVÝM ŠROUBEM

Konstrukce je obdobná jako u převodovky s trapézovým šroubem. S výsuvným a rotujícím šroubem. Oproti trapézovému šroubu, dosahuje účinnost převodovky až 85 %. Díky speciální přírubě s dutou hřídelí je možné připojit k převodovce všechny dostupné typy kuličkových šroubů. Převodovky je možné pohánět různými typy motorů. Kuličkové šrouby zaručují spolehlivost a přesnost [17].

5.2 NÁVRH MECHANICKÉHO POSUNOVAČE

5.2.1 NÁVRH POHONU

Jako náhrada hydromotoru byla vybrána zdvižná převodovka s rotujícím kuličkovým šroubem. Výpočty pro tento návrh jsou dle katalogu firmy Matis s.r.o. [17]. Nejprve je provedena předběžná volba převodovky z výkonových tabulek v katalogu. Podle vypočteného výkonu se provede kontrola velikosti převodovky. Tabulková hodnota vstupního výkonu musí být vyšší, než vypočtený potřebný výkon. Pokud výběr není správný, musí se změnit velikost převodovky a opakovat ověření velikosti. Velikost převodovky je zvolena K 88 [17].

EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

Při pracovním pohybu je kuličkový šroub namáhán tahem o velikosti požadované síly posunovače, která je shodná s tlačnou silou hydraulického posunovače $F_t = 50 \text{ kN}$.

Pro výpočet potřebného výkonu je třeba určit ekvivalentní zatížení pro dané pracovní podmínky. To zahrnuje součinitele odečtené z katalogových grafů a tabulky. Součinitel využití $f_g = 1$, součinitel okolí $f_a = 1,2$ (dle pracovních podmínek), časový součinitel $f_d = 1$ (pro předpokládanou životnost 10 000h) [17].

$$C_e = F_t \cdot f_g \cdot f_a \cdot f_d \quad (48)$$

$$C_e = 50 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 60 \text{ kN}$$

kde:

C_e	[kN]	ekvivalentní zatížení
F_t	[kN]	maximální tlačná síla
f_g	[-]	součinitel využití
f_a	[-]	součinitel okolí
f_d	[-]	časový součinitel

VÝKON NA KOMPENZACI MOMENTU SETRVAČNOSTI

Do výpočtu potřebného výkonu je třeba započítat výkon, který je potřebný pro překonání setrvačných sil a momentů při změně intenzity rychlosti pohybu. Pro celkový moment setrvačnosti J je třeba sečíst hodnotu momentu setrvačnosti převodovky $J_k = 0,0254982 \text{ kg.m}^2$ [17] a hodnotu momentu setrvačnosti soustavy za převodovkou $J_v = 0,04391 \text{ kg.m}^2$ (určeno v programu Inventor z vytvořeného modelu). Pracovní frekvence zatěžovacího cyklu je určena z grafu $B = 0,02 \text{ Hz}$ [17].

$$P_j = \frac{2 \cdot J \cdot A^2 \cdot B}{91188} \quad (49)$$

$$P_j = \frac{2 \cdot 0,0694 \cdot 1455^2 \cdot 0,02}{91188} = 0,064 \text{ kW}$$

kde:

P_j	[kW]	setrvačný výkon
J	[kg.m ²]	celkový moment setrvačnosti
A	[min ⁻¹]	otáčky motoru
B	[Hz]	frekvence zatěžovacího cyklu

VSTUPNÍ VÝKON PŘEVODOVKY

Pro výpočet vstupního výkonu na převodovce je třeba zohlednit účinnosti soustav. Výrobce udává hodnotu účinnosti převodovky $\eta_k = 0,85$ a kuličkového šroubu $\eta_a = 0,9$ [17].

$$P_i = \frac{C_e \cdot v_p}{\eta_k \cdot \eta_a} + P_j \quad (50)$$

$$P_i = \frac{60 \cdot 0,05}{0,85 \cdot 0,9} + 0,064 = 3,99 \text{ kW}$$

kde:

P_i	[kW]	vstupní výkon převodovky
v_p	[m.s ⁻¹]	rychlost pracovního posuvu
η_k	[-]	provozní účinnost převodovky
η_a	[-]	provozní účinnost kuličkového šroubu

Potřebný vypočtený výkon je menší než výkon udaný pro danou velikost převodovky, tedy výběr velikosti převodovky byl správný.

Pro pohon zdvižné převodovky je vybrán asynchronní elektromotor 1LA7 130-4AA63 od firmy Siemens s výkonem $P_M = 5,5 \text{ kW}$ a otáčkami $n_M = 1455 \text{ min}^{-1}$ [18].

KONTROLA KROUTICÍHO MOMENTU NA VSTUPNÍ HŘÍDEL PŘEVODOVKY

$$M_{tv} = \frac{9550 \cdot P_M}{n_M} \quad (51)$$

$$M_{tv} = \frac{9550 \cdot 5,5}{1455} = 36,1 \text{ Nm}$$

kde:

M_{tv}	[Nm]	vstupní krouticí moment
P_M	[kW]	výkon motoru
n_M	[min ⁻¹]	otáčky motoru

Je zvolena převodovka K 88 1/5 MD IEC 112B5 PE. Označení PE udává krytí kuličkového šroubu elastickým krytem, který má formu elastického vlnovce z nylonu potaženého PVC [17].

5.2.2 VOLBA KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Pro zvolený návrh je vybrán kuličkový šroub K 50x10-6/AP-3 od firmy KSK Kuřim [19]. Při otáčkách motoru 1455 min^{-1} a převodovým poměrem převodovky $1/5$, jsou otáčky kuličkového šroubu $n_{ks} = 291 \text{ min}^{-1}$. Rychlost pracovního posuvu při stoupání šroubu 10 mm je tedy $0,049 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.



Obr. 43 Kuličkový šroub s maticí

TRVANLIVOST KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Pro vybraný kuličkový šroub se stanoví trvanlivost dle [19]. Nejprve se vypočte střední axiální zatížení, které zahrnuje maximální axiální zatížení F_t a dobu q_j po kterou toto zatížení působí v procentech. Dále se určí trvanlivost šroubu v otáčkách a z ní poté trvanlivost v hodinách. Základní dynamická axiální únosnost vybraného kuličkového šroubu je $C_a = 76\,220 \text{ N}$ (neměnné zatížení, které může teoreticky přenášet při trvanlivosti 1 milion otáček). Koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu je standardně $f_m = 1,25$ [19].

$$F_s = \sqrt[3]{F_t^3 \cdot \frac{q_j}{100}} \quad (52)$$

$$F_s = \sqrt[3]{50000^3 \cdot \frac{50}{100}} = 39\,685 \text{ kN}$$

kde:

F_s	[N]	střední axiální zatížení šroubu
q_j	[%]	poměrná doba působení

$$L_o = \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_s} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (53)$$

$$L_o = \left(\frac{76220 \cdot 1,25}{39685} \right)^3 \cdot 10^6 = 13,83 \cdot 10^6 \text{ otáček}$$

kde:

C_a	[N]	základní dynamická únosnost
L_o	[-]	trvanlivost šroubu v otáčkách
f_m	[-]	koeficient vlivu jakosti a stavu materiálu

$$L_h = \frac{L_o}{n_{ks} \cdot 60} \quad (54)$$

$$L_h = \frac{13,89 \cdot 10^6}{291 \cdot 60} = 795,5 \text{ h}$$

kde:

n_{ks}	[min ⁻¹]	otáčky kuličkového šroubu
L_h	[hod]	trvanlivost šroubu v hodinách

ULOŽENÍ KONCE KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Standardní typ opracování kuličkového šroubu pro uložení v ložisku, pro šroub o průměru 50 mm, je hřídel o průměru 40 mm. Bylo zvoleno uložení v přírubové jednotce s kuličkovým ložiskem od firmy SKF, s typovým označením FY 40 TR [20].



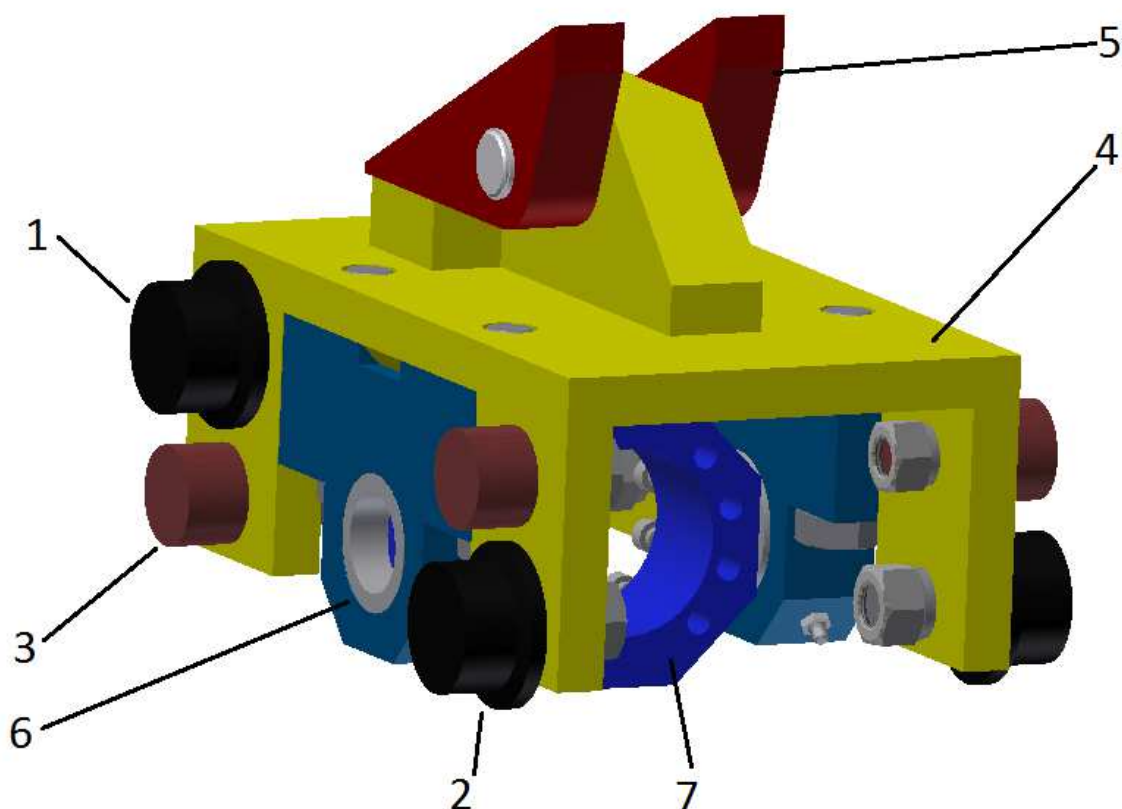
Obr. 44 Přírubová jednotka FY 40 TR

5.2.3 UNÁŠEČ POSUNOVAČE

Kuličkové šrouby vyžadují přesné uložení s rovnoběžností kuličkového šroubu a vodících ploch, také uložení rotační maticové jednotky musí zajišťovat její kolmost k podélné ose šroubu. Maticová jednotka kuličkového šroubu může být zatěžována pouze axiální silou.

Navržený unášec na Obr. 47. Vhodnou konstrukcí vedení unášeče je třeba odstranit radiální zatížení na kuličkový šroub, které vzniká při klopení unášeče vlivem zatížení opěrné narážky od pecního vozu. Aby nedocházelo k průhybu šroubu, je navrženo vedení unášeče tak, že na každé straně unášeče jsou použity 4 podpůrné rolly, pojíždějící po horní a spodní straně vedení, zabráňující naklopení. Zadní část unášeče působí na vedení silou ve směru dolů, jsou tedy nejvíce zatíženy horní rolly, proto jsou voleny rolly pro velká zatížení **(1)**. Přední část unášeče je vlivem klopení nadzvedávána, z toho důvodu jsou spodní rolly **(2)** na předku unášeče více zatíženy, zvolené také jako rolly pro velká zatížení. Zbývající rolly **(3)** jsou zatěžovány při zpětném pohybu unášeče, působí na ně tedy jen minimální zatížení. Menší rolly slouží také pro vymezování vůle.

Základ (4) unášeče je vyroben z obrobeného svařence. Pro přenos tažné síly od zdvižné převodovky na pecní vozy, jsou použity sklopné narážky (5), které byly navrženy v předchozím návrhu hydraulického posunovače. Na základu jsou přišroubovány patky (6) s kluzným ložiskem CLTB 40 od výrobce Bosch Rexroth [22]. Pro připojení matice kuličkového šroubu k unášeči slouží kloubový domeček (7) z katalogu firmy Matis s.r.o. [21], který je otočně uložen v patkách. Na bočnicích jsou přišroubovány podpůrné rolly, které zachycují reakce od vnějšího zatížení.



Obr. 45 Model unášeče mechanického posunovače

PODPŮRNÉ ROLNY

Jsou použity 2 sady roln. Přírubové centrické rolly pro velká zatížení HPJ 52, které zachycují vnější reakce při pracovním pohybu. Dále jsou použity podpůrné excentrické rolly HPCE 40-1, které díky excentrickému čepu mohou vymezit vůli mezi rolnami a vodící kolejnicí. Oba typy roln jsou vybrány z katalogu firmy Matis s.r.o. [23].

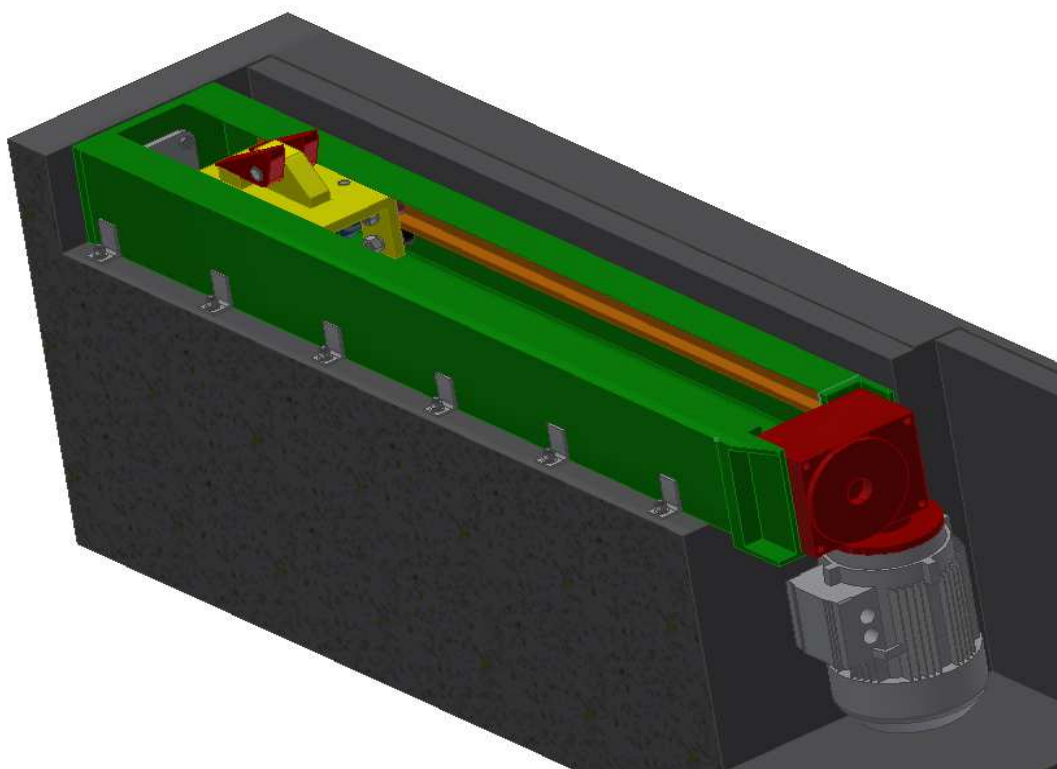
5.2.4 RÁM MECHANICKÉHO POSUNOVAČE

Hlavní nosnou částí jsou 2 válcované profily U 200, které jsou k sobě spojeny opěrnou deskou tloušťky 20 mm. Na vnitřní strany U profilů jsou navařeny dráhy pro vedení unášeče. Dosedací plochy drah jsou obrobeny a broušeny, pro čistý průchod roln. Na druhém konci rámu jsou

naváreny dvě opěrné desky tloušťky 20 mm s výztuhami o tloušťce 10 mm. Tyto desky slouží k přišroubování převodovky. Před navařením těchto desek je nutné na dráhu vedení nasunout složený unášec s rolnami, z důvodu malého prostoru mezi U profily. Pro ukotvení rámu v šachtě je na každém U profilu navařeno 6 profilů tvaru L s oválným otvorem pro šroub M12.

5.2.5 MONTÁŽ MECHANICKÉHO POSUNOVAČE

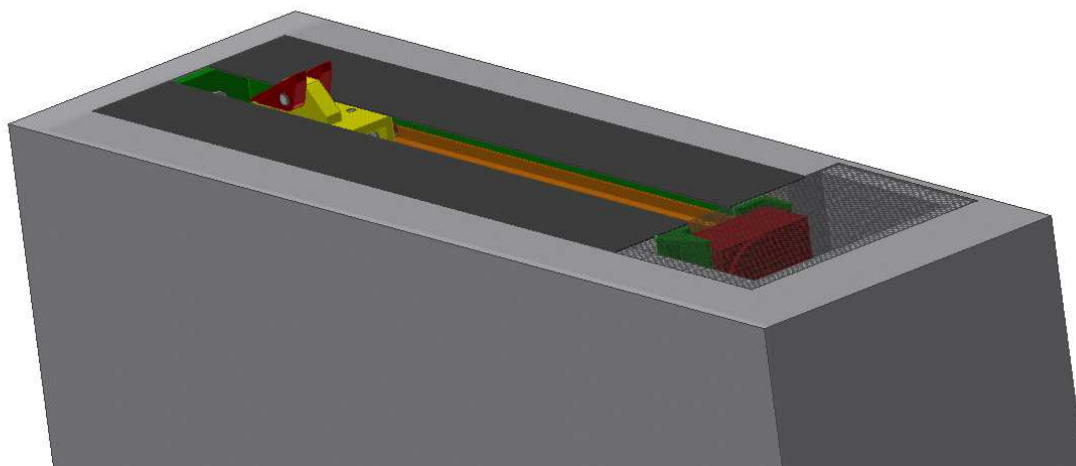
Sestaví se unášec dle Obr. 47, který se nasune na dráhy vedení, poté se navaří opěrné desky s výztuhami pro převodovku. Na zadní opěrnou desku se přišroubuje ložisková jednotka pro uložení konce šroubu. Na kloubový domeček se upevní přírubová matice kuličkového šroubu. Do této matice se našroubuje kuličkový šroub, který se poté z obou stran osadí elastickými ochrannými kryty. Volný konec šroubu se uloží do přírubové ložiskové jednotky. Z druhé strany se do konstrukce nasadí převodovka s motorem tak, že se nasune na druhý konec kuličkového šroubu. Převodovka se pomocí 4 šroubů ustaví na místě. Celá tato sestava se usadí do šachty na předem zabetonované závrtné šrouby M12/80. Pomocí excentrických roln se vymezí vůle mezi rolnami a pojezdovou dráhou. Poté se přišroubují konzoly s koncovými spínači.



Obr. 46 Sestavený mechanický posunovač

5.2.6 KRYTOVÁNÍ ŠACHTY

Na zakrytí jsou použity 3 kusy plechů o tloušťce 5 mm. Dva stejně velké plechy jsou usazeny na rám posunovače a na boky šachty. Tyto plechy zakrývají volné prostory po délce rámu. Hrany šachty jsou opatřeny válcovaným profilem tvaru L. Plechy jsou poté přišroubovány pomocí šroubů se zápusťnou hlavou do profilu U. Třetí plech, který je nad převodovkou a motorem, musí umožňovat odvětrávání šachty. Je zvolen děrovaný ocelový plech S235JRG2.



Obr. 47 Krytování mechanického posunovače

ZÁVĚR

Na začátku této práce jsem se zabýval návrhem hydraulického posunovače pro posun pecních vozů. Jsou zde uvedena možná konstrukční řešení. Jako pohon posunovače byl zvolen přímočarý hydromotor od firmy Hydraulics. Byl proveden návrh jednotlivých částí posunovače. Dále byl zkontrolován návrh ramene pomocí metody konečných prvků. Zobrazení výsledků bylo za pomoci redukovaného napětí HMH. Další část se zabývá návrhem hydraulického obvodu. Hydraulický agregát byl sestaven z částí od firmy Argo-hytos.

Poslední část práce se zabývá náhradou hydraulického posunovače mechanickým systémem. Pro převod rotačního pohybu na lineární byl vybrán šroubový mechanismus. Provedení je uskutečněno zdvižnou převodovkou s rotujícím kuličkovým šroubem. Zdvižná převodovka je navržena dle firmy Matis s.r.o. a kuličkový šroub je zvolen od firmy KSK Kuřim. Oproti posunovači s přímočarým hydromotorem, má tento návrh výrazně menší zástavbovou délku, bohužel je zde nutná šachta pro elektromotor.

Nevýhodou mechanických lineárních pohonů je nutnost převodu rotačního pohybu na translační. U hydraulických pohonů se musí zase hlídat čistota kapaliny, kterou je třeba často měnit.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MALÁŠEK, Jiří. Technologie a stroje ve stavební výrobě, sylabus. VUT Brno, Ústav dopravní techniky. 123 s.
- [2] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., DVOŘÁČEK, J., PROKEŠ, F.: Základy konstruování, Druhé vydání. Brno. Akademické nakladatelství CERM, 2008. 234 s. ISBN 978-80-7204-584-6.
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky. 2. vyd. Úvaly, ALBRA, 2005. 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [4] ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Brno: VUT Brno Ústav dopravní techniky, 2004. 166 s.
- [5] PAVELKA, Roman. Hydraulické posunovače. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 69 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

INTERNETOVÉ ZDROJE:

- [6] HYDRAULICS. Výrobní katalog přímočarých hydromotorů [online]. 2009, 99s. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z WWW: http://www.hydraulics.cz/Vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru.pdf
- [7] FERONA. Sortimentní katalog [online]. [cit. 2016-05-10]. Dostupné z WWW: <http://www.ferona.cz>
- [8] WOLKO-PLAST. Bezúdržbová kluzná pouzdra Zedex [online]. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z WWW: <http://www.wolkoplast.cz/files/bezudrzbova-kluzna-pouzdra-zedex.pdf>
- [9] SKF. Kuličková ložiska, jednořadá [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>
- [10] ARGO-HYTOS. Stavebnice hydraulických agregátů řady SA4 [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z WWW: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SA4_hc7100_CZ.pdf
- [11] ARGO-HYTOS. Základní blok s přepouštěcím ventilem DP6 [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z WWW: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/products/manifolds/downloads/Katalog_DP6_hc0012_CZ.pdf
- [12] ARGO-HYTOS. Elektromagneticky ovládané rozváděče RPE4-10 [online]. [cit. 2016-05-10]. Dostupné z WWW: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/products/valves/downloads/Katalog_RPE4-10_hc4039_CZ_01.pdf

- [13] ARGO-HYTOS. Zpětné filtry – lightline [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z WWW: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/products/filtration/downloads/Katalog_FR043_2015_CZ.pdf
- [14] ARGO-HYTOS. Zubové čerpadlo GP3 [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z WWW: http://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_GP3_hc8001_CZ.pdf
- [15] The Engineering ToolBox: Overall Heat Transfer Coefficients for some common Fluids and Heat Exchanger Surfaces [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z WWW: http://www.engineeringtoolbox.com/overall-heat-transfer-coefficients-d_284.html
- [16] OMRON. Koncové spínače [online]. [cit. 2016-05-04]. Dostupné z WWW: <https://industrial.omron.cz/cs/products/d4e-shl-wl#downloads>
- [17] MATIS. Zdvížené převodovky [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z WWW: http://www.matis.cz/data/pdf/prevodovky_motory/154-193.pdf
- [18] SIEMENS. Nízkonapěťové motory [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z WWW: <http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1la7-0605-k02-cz.pdf>
- [19] KSK KUŘIM. Produktový katalog [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z WWW: http://www.ks-kurim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Nove_pr_ospekty/2016_Produktovy_katalog_CZ.pdf
- [20] SKF. Y-bearing square flanged units [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/square-flanged/index.html?designation=FY%2040%20TR>
- [21] MATIS. Příslušenství kuličkových šroubů [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z WWW: http://www.matis.cz/data/pdf/kulickove_srouby/PRISLUSENSTVI_KS_GKD.pdf
- [22] BOSCH REXROTH. Trunnion bearing block [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z WWW: [https://www.boschrexroth.com/ics/Configurator/ModelcodeSelection.cfm?Language=EN&Region=none&IdList=\(0-2535*6268\),\(0-2580*6364\)&Configurator=Zylinder&Modelcode=Zubehoer&History=p537330&Preselection=Typ%3A%7BCLTA%2CCLTB%7D](https://www.boschrexroth.com/ics/Configurator/ModelcodeSelection.cfm?Language=EN&Region=none&IdList=(0-2535*6268),(0-2580*6364)&Configurator=Zylinder&Modelcode=Zubehoer&History=p537330&Preselection=Typ%3A%7BCLTA%2CCLTB%7D)
- [23] MATIS. Rolnicková vedení [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z WWW: http://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/Katalog%202010%20Rolnickova%20vedeni/Web/Matis_katalog_Rolnickova_vedeni_2010_web.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	$[W \cdot K^{-1}]$	ochlazovací konstanta
B	[Hz]	frekvence zatěžovacího cyklu
b_{on}	[mm]	šířka narážky
b_p	[mm]	šířka činné plochy pouzdra
b_t	[mm]	šířka průřezu nosníku ramene
C	$[J \cdot K^{-1}]$	konstanta tepelné kapacity obvodu
C_a	[N]	základní dynamická únosnost
C_d	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_e	[kN]	ekvivalentní zatížení
c_{kov}	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	střední měrné teplo kovových částí
c_{ol}	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	střední měrné teplo oleje
$D_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
DN	[mm]	jmenovitá světlost
d_p	[mm]	průměr pístní tyče
D_p	[mm]	průměr pístu
d_r	[mm]	průměr rolny
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f_a	[-]	součinitel okolí
f_d	[-]	časový součinitel
f_g	[-]	součinitel využití
F_{kr}	[N]	kritická síla
f_m	[-]	koefficient vlivu jakosti a stavu materiálu
F_S	[N]	střední axiální zatížení šroubu
F_t	[N]	maximální tlačná síla
h_{on}	[mm]	výška opěrné plochy narážky s vozem
h_t	[mm]	výška průřezu nosníku ramene
J	$[kg \cdot m^2]$	celkový moment setrvačnosti
J_k	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu pístní tyče k ose
J_z	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu k ose z v těžišti
k_c	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel prostupu tepla

k_k	[-]	bezpečnost k mezi kluzu
k_{vH}	[-]	bezpečnost hydromotoru
L	[mm]	délka přímočarého hydromotoru
L_{10}	[-]	základní trvanlivost v otáčkách
$l_{\check{c}}$	[mm]	délka čepu
L_h	[hod]	trvanlivost ložisek v hodinách
L_o	[-]	trvanlivost šroubu v otáčkách
l_{on}	[mm]	vzdálenost osy čepu od těžiště opěrné plochy nárážky
l_{ov}	[mm]	vzdálenost osy čepu od těžiště opěrné plochy vozu
l_p	[m]	délka přímého vedení
l_r	[mm]	redukovaná délka
m_{kov}	[kg]	hmotnost kovových částí obvodu
m_{ol}	[kg]	hmotnost hydraulického oleje
M_{Omax}	[Nmm]	maximální ohybový moment
M_{tv}	[Nm]	vstupní krouticí moment
n_{AM}	[min ⁻¹]	otáčky asynchronního motoru
n_{ks}	[min ⁻¹]	otáčky kuličkového šroubu
n_M	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_r	[s ⁻¹]	otáčky rolny
$p_{\check{c}}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách
p_{dov}	[MPa]	dovolený měrný tlak
p_{dp}	[MPa]	dovolený tlak na pouzdro
P_G	[W]	příkon hydrogenerátoru
P_i	[kW]	vstupní výkon převodovky
P_j	[kW]	setrvačný výkon
p_{jt}	[MPa]	jmenovitý tlak ve válci hydromotoru
P_M	[kW]	výkon motoru
p_{max}	[MPa]	maximální dosažitelný tlak
p_{on}	[MPa]	tlak ve stykových plochách nárážek s vozem
p_{po}	[MPa]	měrný tlak na pouzdro
p_p	[Pa]	pracovní tlak
P_z	[W]	ztrátový výkon

Q	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	potřebný průtok dodávaný do hydromotoru
q_j	$[\%]$	poměrná doba působení
Q_p	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	průtočné množství oleje
$R_{\text{čep}}$	$[N]$	reakční síla na čepu narážky
$R_{\text{čep } x}$	$[N]$	reakční síla na čepu narážky v ose x
$R_{\text{čep } y}$	$[N]$	reakční síla na čepu narážky v ose y
R_E	$[MPa]$	mez kluzu
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
Re_{krit}	$[-]$	kritická hodnota Reynoldsova čísla
R_{on}	$[N]$	reakční síla od opěrné plochy narážky
S	$[mm^2]$	obsah průřezu nosníku
St	$[m^2]$	teplosměnná plocha
T	$[hod]$	časová konstanta oteplování obvodu
t_0	$[^{\circ}C]$	teplota okolí
t_u	$[^{\circ}C]$	ustálená teplota
V_o	$[cm^3 \cdot ot^{-1}]$	geometrický objem
v_o	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost proudění oleje
v_p	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pracovního posuvu
W_{oz}	$[mm^4]$	průřezový modul v ohybu k ose z v těžišti
W_o	$[mm^3]$	průřezový modul v ohybu
Z	$[mm]$	zdvih přímočarého motoru
Δp_1	$[MPa]$	místní ztráta v koleni
Δp_2	$[MPa]$	ztráty třením v přímém vedení
Δp_{zc}	$[Pa]$	celková tlaková ztráta
Δp_{zp}	$[MPa]$	celková tlaková ztráta v potrubí
Δp_{zr}	$[Pa]$	ztráty v rozváděči
ζ_m	$[-]$	součinitel místních ztrát
η_a	$[-]$	provozní účinnost kuličkového šroubu
η_c	$[-]$	celková účinnost hydraulického obvodu
η_k	$[-]$	provozní účinnost převodovky
η_m	$[-]$	mechanická účinnost
η_M	$[-]$	účinnost hydromotoru
η_R	$[-]$	činnost rozvodů

η_v	[-]	objemová účinnost
λ	[-]	štíhlost prutu
λ_m	[-]	mezní štíhlostní poměr
λ_z	[-]	součinitel pro ztrátu tření
ν_{40}	[m ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita
ρ	[kg·m ⁻³]	měrná hmotnost kapaliny
σ_{Dn}	[MPa]	maximální dovolené napětí
σ_k	[MPa]	napětí na mezi kluzu materiálu
σ_O	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{Od}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_{omax}	[MPa]	maximální ohybové napětí
σ_t	[MPa]	napětí v tahu
τ_{Ds}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
Φ	[W]	celkový tepelný tok

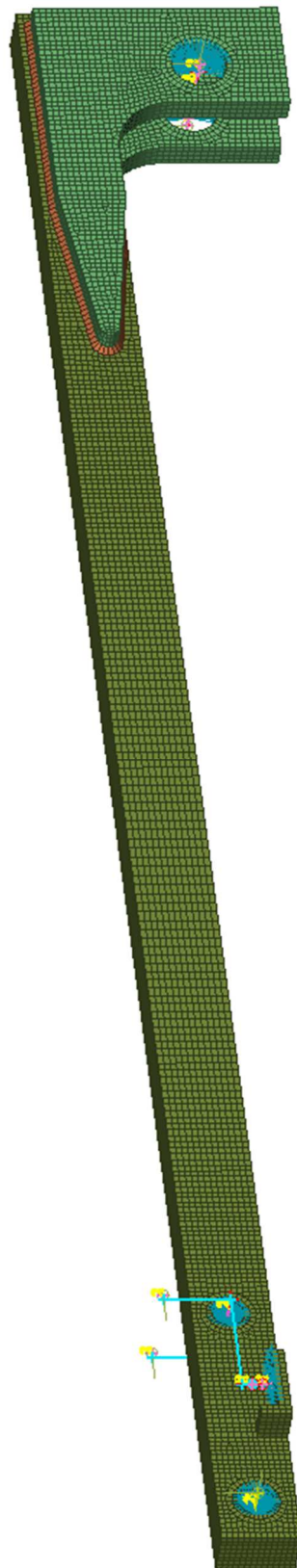
SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Výpočtový model
- P2 Redukované napětí HMH na rameni
- P3 Konstrukce hydraulického posunovače
- P4 Konstrukce mechanického posunovače v řezu

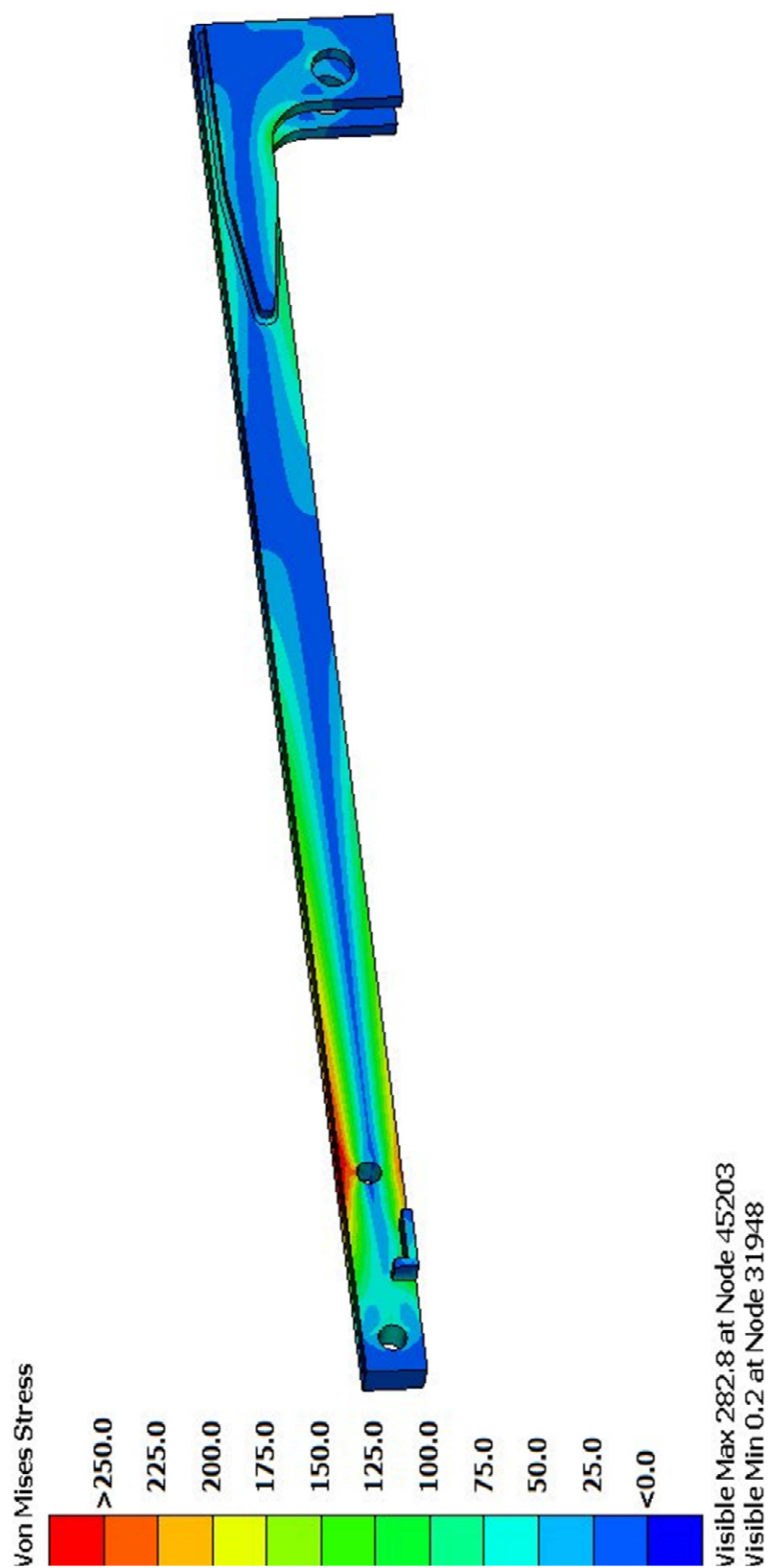
VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Hydraulický posunovač	A0-DP-00
Kusovník	K-A4-DP-01
	K-A4-DP-02
	K-A4-DP-03
Mechanický posunovač	A1-DP-00-2
Kusovník	K-A4-DP-04
	K-A4-DP-05

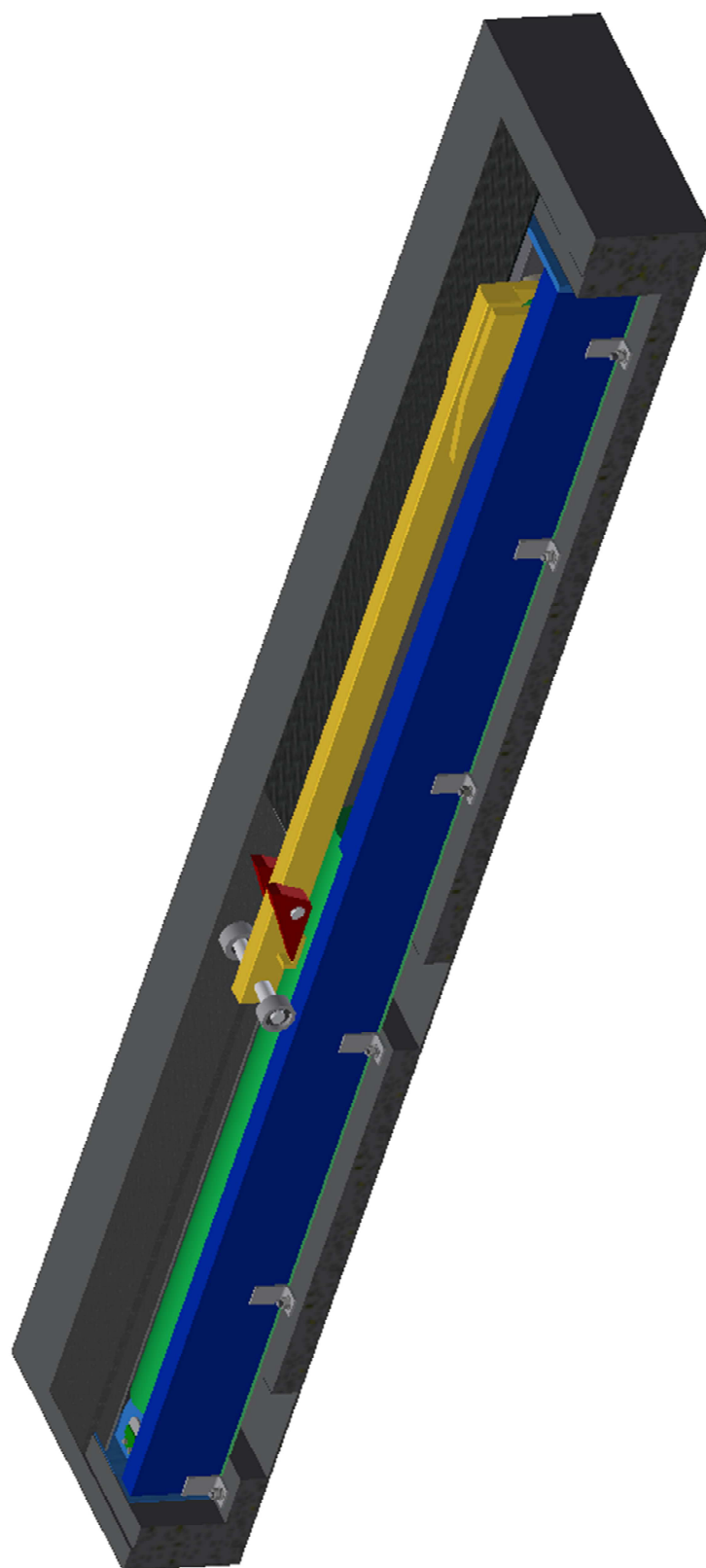
P 1 Výpočtový model



P 2 Redukované napětí HMM na remeni



P 3 Konstrukce hydraulického posunovače



P 4 Konstrukce mechanického posunovače v řezu

