

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní
Katedra strojů průmyslové dopravy

Obor 23 - 20 - 8
stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Zařízení pro manipulaci v lakovně

KSD -

Lubomír A D Á M E K

Vedoucí práce : Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.
VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran	: 95
Počet tabulek	: 3
Počet obrázků	: 32
Počet výkresů	: 5

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



Datum odevzdání DP :
10. května 1990

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní
Katedra strojů průmyslové dopravy

Obor 23 - 20 - 8
stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Zařízení pro manipulaci v lakovně

KSD -

Lubomír A D Á M E K

Vedoucí práce : Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.
VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran	: 95
Počet tabulek	: 3
Počet obrázků	: 32
Počet výkresů	: 5

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI

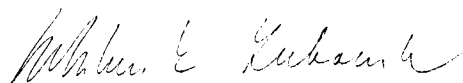


Datum odevzdání DP :
10. května 1990

V Děčíně, dne 10. května 1990

Místopřísežné prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.



Podpis

O B S A H

	Seznam použitých označení	6
	Úvod	9
1.0	Popis současné manipulace s materiálem v lakovně	11
1.1	Sortimentní rozbor - vyhodnocení četnosti typů OP	14
2.0	Návrh manipulačního zařízení	15
2.1	Možné varianty manipulačního zařízení	15
2.1.1	Manipulační zařízení - varianta 1.	15
2.1.2	Manipulační zařízení - varianta 2.	17
2.2	Popis navrženého manipulačního zařízení	19
3.0	Výpočet hlavních rozměrů manipulačního zařízení	21
3.1	Návrh a výpočet válcové pružiny nosné lišty	21
3.2	Návrh a výpočet ramene manipulačního zařízení	27
3.2.1	Účinky k bodu A,pevnostní kontrola k bodu A	28
3.2.1.1	Počátek zdvihu	28
3.2.1.2	Ukončení zdvihu	31
3.2.2	Účinky k bodu B,pevnostní kontrola k bodu B	32
3.2.2.1	Počátek zdvihu	32
3.2.2.2	Ukončení zdvihu	35
3.2.3	Výpočet deformace ramene	36
3.2.3.1	Počátek zdvihu	36
3.2.3.2	Ukončení zdvihu	38
3.3	Návrh a výpočet posuvné tyče manipulačního zařízení	39
3.3.1	Počátek zdvihu	39
3.3.2	Ukončení zdvihu	42
3.3.3	Výpočet deformace posuvné tyče	44
3.3.3.1	Počátek zdvihu	44
3.3.3.2	Ukončení zdvihu	46

3.4	Návrh a výpočet vedení posuvné tyče	50
3.5	Návrh ovládání zdvihu	51
3.6	Návrh a výpočet nosné trubky	53
3.6.1	Počátek zdvihu	53
3.6.2	Ukončení zdvihu	59
3.6.3	Výpočet deformace nosné trubky	61
3.6.3.1	Počátek zdvihu	61
3.6.3.2	Ukončení zdvihu	65
3.7	Rozbor deformací	68
3.7.1	Počátek zdvihu	70
3.7.2	Ukončení zdvihu	70
3.8	Návrh a výpočet uložení nosné trubky	72
3.8.1	Volba ložisek	72
3.8.1.1	Výpočet bezpečnosti ložiska při stat. zat.	72
3.8.1.2	Uchycení ložisek	73
3.8.2	Mazání a utěsnění ložiskového prostoru	73
3.9	Návrh a výpočet zařízení úchopu	74
3.9.1	Návrh a výpočet motoru úchopu	74
3.9.2	Návrh a výpočet lanového pohonu úchopu	75
3.9.2.1	Návrh a kontrola lana	75
3.9.2.2	Návrh a výpočet kladky, uložení a čepu kladky	75
3.9.3	Návrh a výpočet kamene	78
3.9.3.1	Návrh a výpočet levého kamene	78
3.9.3.2	Návrh a výpočet pravého kamene	79
3.10	Návrh hydraulického a pneumatic. obvodu	80
3.10.2	Řešení pneumatického obvodu úchopu	83
3.10.1	Řešení hydraulického obvodu zdvihu	81
3.11	Řízení činnosti manipulačního zařízení	86
4.0	Ekonomické posouzení manipulačního zařízení	89
4.1	Náklady na výrobu	89
4.2	Úspory	90
4.3	Koeficient ekonom. efektivnosti, návratnost	90
5.0	Závěr	91
	Seznam použité literatury	93

Seznam použitých označení

b	[mm]	- šířka
c	[Nmm ⁻¹]	- tuhost pružiny
d	[mm]	- průměr
d _k	[mm]	- roztečný průměr kladky
f	[1]	- součinitel tření pryže
g	[ms ⁻²]	- gravitační zrychlení
h	[mm]	- výška
k _o	[1]	- bezpečnost ložiska při static. zatížení
k _e	[1]	- koeficient bezpečnosti k mezi kluzu
k _k	[1]	- koeficient bezpečnosti manipul. zařízení
l	[mm]	- okamžitá délka pružiny
l _{AB}	[mm]	- vzdálenost bodu B od bodu A
l _R	[mm]	- délka ramene
l _{AE}	[mm]	- vzdálenost mezi bodem E a A
l _{BM}	[mm]	- vzdálenost bodu B od bodu M
l _{BF8}	[mm]	- vzdálenost mezi bodem B a působišťem F ₈
l _{ED}	[mm]	- rozteč mezi ložisky
l _{EZ}	[mm]	- vzdálenost mezi bodem E a pístnicí zdvihu
l _P	[mm]	- délka páky úchopu
l _{PT}	[mm]	- délka posuvné tyče
l _{NL}	[mm]	- délka nosné lišty
l ₁	[mm]	- délka předepjaté pružiny
l ₈	[mm]	- délka pružiny v poloze 8
l _Z	[mm]	- závitová délka pružiny, délka ramene zdvihu
m _{OST}	[kg]	- hmotnost ostatních dílů
m _{NL}	[kg]	- hmotnost nosné lišty
m _{red}	[kg]	- redukováná hmotnost
m _{OP}	[kg]	- maximální hmotnost OP
m _R	[kg]	- hmotnost ramene
n	[1]	- počet závitů pružiny
n	[ot.min ⁻¹]	- otáčky kladky
p	[MPa]	- tlak
p _D	[MPa]	- dovolený tlak
r	[mm]	- okamžitý poloměr

t_z	[mm]	- rozteč závěsů
s	[mm]	- šíře oka nosné lišty
t	[mm]	- tloušťka
t	[mm]	- rozteč mezi závity pružiny
t	[s]	- čas úchopu
t_z	[s]	- časová prodleva mezi závěsy
t_ε	[s]	- čas zrychlení zdvihu
t_φ	[s]	- čas zdvihu
v_z	[mm]	- závitová vůle pružiny
v_D	[m min ⁻¹]	- rychlost dopravníku
w_{RX1}	[mm]	- průhyb ramene v ose x při počátku zd.
w_{RZ1}	[mm]	- z
w_{RX2}	[mm]	- x při ukončení zd.
w_{RZ2}	[mm]	- z
w_{PTY1}	[mm]	- průhyb pos. tyče y při počátku zd.
w_{PTZ1}	[mm]	- z
w_{PTY2}	[mm]	- y při ukončení zd.
w_{PTZ2}	[mm]	- z
w_{NTY1}	[mm]	- průhyb nosné tr. y při počátku zd.
w_{NTZ1}	[mm]	- z
w_{NTY2}	[mm]	- y při ukončení zd.
w_{NTZ2}	[mm]	- z
w'_{PTY1}	[mm]	- sklon pos.tyče y při počátku zd.
w'_{PTZ1}	[mm]	- z
w'_{PTY2}	[mm]	- y při ukončení zd.
w'_{PTZ2}	[mm]	- z
w'_{NTY1}	[mm]	- sklon nosné tr. y při počátku zd.
w'_{NTZ1}	[mm]	- z
w'_{NTY2}	[mm]	- y při ukončení zd.
w'_{NTZ2}	[mm]	- z
w_{XM1}	[mm]	- složka def.bodu M při počátku zdvihu
w_{ZN1}	[mm]	-
w_{XM2}	[mm]	- při ukončení zdvihu
w_{ZN2}	[mm]	-
z_T	[mm]	- posunutí těžiště nosné trubky

A_d	[N]	- axiální síla vyvolaná úchopem
C	[MPa]	- dynamická únosnost ložiska
C_0	[MPa]	- statická únosnost ložiska
D	[mm]	- průměr
D_k	[mm]	- vnitřní průměr kladky
D_v	[mm]	- vnější průměr kladky
E	[MPa]	- modul pružnosti v tahu
F	[N]	- okamžitá síla pružiny
F_A	[N]	- tlaková síla v bodu A
F_{d3}	[N]	- tlaková síla v bodu B
F_{HM1}	[N]	- síla hydromotoru při počátku zdvihu
F_{HM2}	[N]	- při ukončení zdvihu
F_{PM}	[N]	- síla pneumotoru
F_{RY1}	[N]	- složka síly hydromot. při počátku zdvihu
F_{RY2}	[N]	- při ukončení zdvihu
F_{RZ1}	[N]	- složka síly hydromot. při počátku zdvihu
F_{RZ2}	[N]	- při ukončení zdvihu
F_{R1}	[N]	- síla od hmoty ramene při ξ_1
F_{R2}	[N]	- při ξ_2
F_X	[N]	- složka tahové síly pružiny
F_{Xmax}	[N]	- maximální složka tahové síly pružiny
F_{YE1}	[N]	- složka síly v bodu E při počátku zdvihu
F_{YE2}	[N]	- při ukončení zdvihu
F_{YD1}	[N]	- složka síly v bodu D při počátku zdvihu
F_{YD2}	[N]	- při ukončení zdvihu
F_{ZE1}	[N]	- složka síly v bodu E při počátku zdvihu
F_{ZE2}	[N]	- při ukončení zdvihu
F_{ZD1}	[N]	- složka síly v bodu D při počátku zdvihu
F_{ZD2}	[N]	- při ukončení zdvihu
F_1	[N]	- síla předepjaté pružiny
F_8	[N]	- síla pružiny v poloze 8
F_{8x}	[N]	- složka síly pružiny v poloze 8
F_R	[N]	- síla na kladce
J	[mm ⁴]	- kvadratický moment setrvačnosti
J_D	[mm ⁴]	- polární moment setrvačnosti
J_x	[mm ⁴]	- kvadr. moment setr. k ose x
J_y	[mm ⁴]	- k ose y

J_z	$[\text{mm}^4]$	- kvadr. moment setr. k ose z
L_h	$[\text{hod}]$	- provozní životnost ložiska
M_{E1}	$[\text{Nm}]$	- celk. ohyb. moment k bodu E při počátku
M_{E2}	$[\text{Nm}]$	- při ukončení
$\bar{M}_y$	$[\text{Nmm}^3]$	- náhradní moment
M_{y1}	$[\text{Nm}]$	- ohyb. moment k ose y při počátku zdvihu
M_{y2}	$[\text{Nm}]$	- při ukončení zdvihu
M_{yE1}	$[\text{Nm}]$	- složka ohyb. momentu k bodu E při počát.
M_{yE2}	$[\text{Nm}]$	- ukončení
$\bar{M}_x$	$[\text{Nmm}^3]$	- náhradní moment
M_{xA1}	$[\text{Nm}]$	- složka momentu k bodu A při počátku zd.
M_{xA2}	$[\text{Nm}]$	- při ukončení zd.
M_{xB1}	$[\text{Nm}]$	- složka momentu k bodu B při počátku zd.
M_{xB2}	$[\text{Nm}]$	- při ukončení zd.
$\bar{M}_z$	$[\text{Nmm}^3]$	- náhradní moment
M_{zA}	$[\text{Nm}]$	- moment k bodu A v ose z
M_{zB}	$[\text{Nm}]$	- moment k bodu B v ose z
M_{zE1}	$[\text{Nm}]$	- moment k bodu E v ose z při počátku zd.
M_{zE2}	$[\text{Nm}]$	- při ukončení zd.
M_{z1}	$[\text{Nm}]$	- moment k ose z při počátku zdvihu
M_{z2}	$[\text{Nm}]$	- při ukončení zdvihu
P	$[\text{N}]$	- přítlačná síla
$P_{\max}$	$[\text{N}]$	- max. přítlačná síla
R_e	$[\text{MPa}]$	- mez kluzu - napětí na mezi kluzu
R_L	$[\text{N}]$	- reakce v bodu L
R_N	$[\text{N}]$	- reakce v bodu N
R_{E1}	$[\text{N}]$	- reakce v bodu E při počátku zdvihu
R_{E2}	$[\text{N}]$	- při ukončení zdvihu
R_{yE1}	$[\text{N}]$	- složka reakce v bodu E při počátku zd.
R_{yE2}	$[\text{N}]$	- při ukončení zd.
R_{zE1}	$[\text{N}]$	- složka reakce v bodu E při počátku zd.
R_{zE2}	$[\text{N}]$	- při ukončení zd.
S	$[\text{mm}^2]$	- průřez
$\bar{T}_y$	$[\text{Nmm}^2]$	- náhradní posuvná síla
$\bar{T}_z$	$[\text{Nmm}^2]$	- náhradní posuvná síla
W_{ox}	$[\text{mm}^3]$	- ohybový průřezový modul k ose x

W_{OZ}	[mm ³]	- ohybový průřezový modul v ose z
W_k	[mm ³]	- průřezový modul v krutu
$\angle$	[°]	- úhel mezi pákou úchopu a ramenem
$\angle_8$	[°]	- úhel $\angle$ v poloze 8
β	[°]	- úhel odklonu pístnice zdvihu
μ	[°]	- úhel sklonu pružiny
μ_8	[°]	- úhel μ v poloze 8
ε_1	[rad s ⁻²]	- úhlové zrychlení ramene při počátku
ε_2	[rad s ⁻²]	- při ukončení
μ	[°]	- úhel mezi ramenem a pístnicí zdvihu
μ_1	[°]	- úhel při počátku zdvihu
ρ	[kg mm ⁻³]	- měrná hmotnost oceli
σ_{01}	[MPa]	- ohybové napětí při počátku zdvihu
σ_{02}	[MPa]	- při ukončení zdvihu
σ_e	[MPa]	- ekvivalentní napětí
σ_{0A2}	[MPa]	- tahové napětí v bodu A při ukončení
σ_{0A1}	[MPa]	- při počátku
σ_{0B1}	[MPa]	- tahové napětí v bodu B při počátku
σ_{0B2}	[MPa]	- při ukončení
σ_{0E1}	[MPa]	- tah. napětí v bodu E při počátku zd.
τ_1	[MPa]	- napětí v krutu při počátku zdvihu
τ_2	[MPa]	- při ukončení zdvihu
φ_{PT1}	[rad]	- zkrut posuv. tyče při počátku zdvihu
φ_{PT2}	[rad]	- při ukončení zdvihu
φ_{NT1}	[rad]	- zkrut nosné tr. při počátku zdvihu
φ_{NT2}	[rad]	- při ukončení zdvihu
ω_j	[rad s ⁻¹]	- jmenovitá úhlová rychlost

ÚVOD

Zvyšování technické úrovně výroby není pouze otázkou zdokonalování výrobního zařízení a technologie. Jednou z cest je poměrně opomíjená mechanizace vedlejších a pomocných prací - manipulace s materiálem.

Dosavadní výrobní praxe při řešení problémů manipulace s materiálem neřešila vždy tuto s dostatečnou intenzitou a progresivitou, takže manipulace s materiálem nemohla při snaze o maximální zrychlení tempa růstu výroby eliminovat nárůst lidské práce u namáhavých a nebezpečných manipulačních operací, zvyšování vlastních nákladů výroby a tedy podílet se na zvyšování produktivity práce. Tato skutečnost ukazuje na zaostávání organizace manipulace s materiálem ve výrobním procesu. Zaostávání se neprojevuje jenom na úseku organizace, ale i techniky, zařízení pro manipulaci s materiálem atd., takže všechny tyto prostředky neodpovídají úrovni celé řady technologických operací výrobního procesu.

Racionalizace materiálového toku se stává v současné době při uplatňování zásad nového řízení jednou z oblastí odhalování možných rezerv zdrojů pracovních sil.

Problematika manipulace s materiálem a její řešení klade důraz na znalosti techniky a metod organizace práce. Důkladná znalost a pochopení problematiky organizace práce, zejména časových a pohybových studií, operativního řízení, výrobních postupů, evidence a kontroly výroby a materiálně technického zásobování je základem v požadavcích při racionalizaci manipulace s materiálem.

Řešit problematiku racionalizace manipulace s materiálem znamená zabývat se především :

- vztahy manipulace s materiálem k ostatním oblastem výr. procesu
- metodami organizace a řízení manipulace s materiálem
- zrušením zbytečných manipulačních operací

- zkracováním přepravních vzdáleností
- zajištěním plynulého přísunu a odsunu materiálu
- zrychlením obratu zásob
- snižováním fyzicky namáhavých, zdraví škodlivých a nebezpečných prací
- zvyšováním kultury práce a pracovního prostředí

Je samozřejmé, že kromě těchto otázek je nutné se zabývat racionalizací manipulace s materiálem komplexně.

1.0 Popis současné manipulace s materiálem v lakovně

Výrobcem stávající elektrostatické lakovny je Kovo-finiš n.p. Ledeč nad Sázavou. Transport polotovarů určených k povrchové úpravě zajišťuje dvoudráhový podvěsný řetězový dopravník navržený Ústavem pro rozvoj strojírenského spotřebního zboží Piešťany. Celé zařízení bylo instalováno v našem závodě v roce 1965.

Dopravník spojuje výrobní prostory haly M 3 s lakovnou a obstarává dopravu rámu OP/dále jen OP/, instalačních šachet a spodních rámu bytových jader. Vstup polotovarů pro provedení povrchové úpravy je realizován v místě, kde dopravník tvoří smyčku.

Dopravník obsahuje 88 závěsů se základní roztečí nosných vozíků 4800 mm.

Dráha dopravníku v lakovně prochází nad odmašťovacím zařízením, tunelovou sušárnou, elektrostatickou kabinou a hlavní tunelovou sušárnou. Dopravník je řešen tak, aby na vstupu do sušáren došlo k otáčení závěsů o 90° a tím umožnil v prostoru sušáren snížit rozteč závěsů na 400 mm. Před výstupem ze sušárny se závěsy opět otáčejí do standardní polohy se základní roztečí 4800 mm. Rychlost dopravníku je trvale nastavena na $2,5 \text{ m min}^{-1}$.

Vstup a výstup polotovarů v elektrostatické lakovně zajišťuje dvojice pracovníků a pracovník obsluhy vysokozdvizného vozíku. Z důvodů uvedených v 1.1 je dále popisována pouze manipulace s OP. Rám je tvořen svařením dvou podélníků a dvou příčných z obdélníkové trubky $90 \times 40 \times 2$, nebo $90 \times 40 \times 3$. Na horních i dolních příčnicích jsou navařené patky z ocelového pásu 50×6 .

OP je vyráběn v základních šířkách 1450, 1150, 850, 550 mm. Délky jsou různé, maximální je však 4185 mm.

Postup při vstupu a výstupu se skládá z těchto operací, viz obr. 1 :

- navezení OP pro vstup - navěšování naskládaných na sobě po 5 kusech v horizontální poloze vysokozdvížným vozíkem na pracoviště vstupu ,
- výstup - svěšení OP dvojicí pracovníků ze závěsu, otočení o 90° kolem podélné osy a položení na paletu ,
- uchopení OP určeného pro vstup - navěšení dvojicí pracovníků, otočení OP o 90° kolem podélné osy, zdvižení OP do takové polohy, kdy horní podélník je ve výši cca 2200 mm a navěšení na háky závěsu, které se nachází ve výši 2050 mm ,
- po svěšení a navěšení pátého OP opět obsluha vysokozdvížného vozíku zajistí transport OP na pracoviště vstupu a odvoz svěšených OP z pracoviště výstupu .

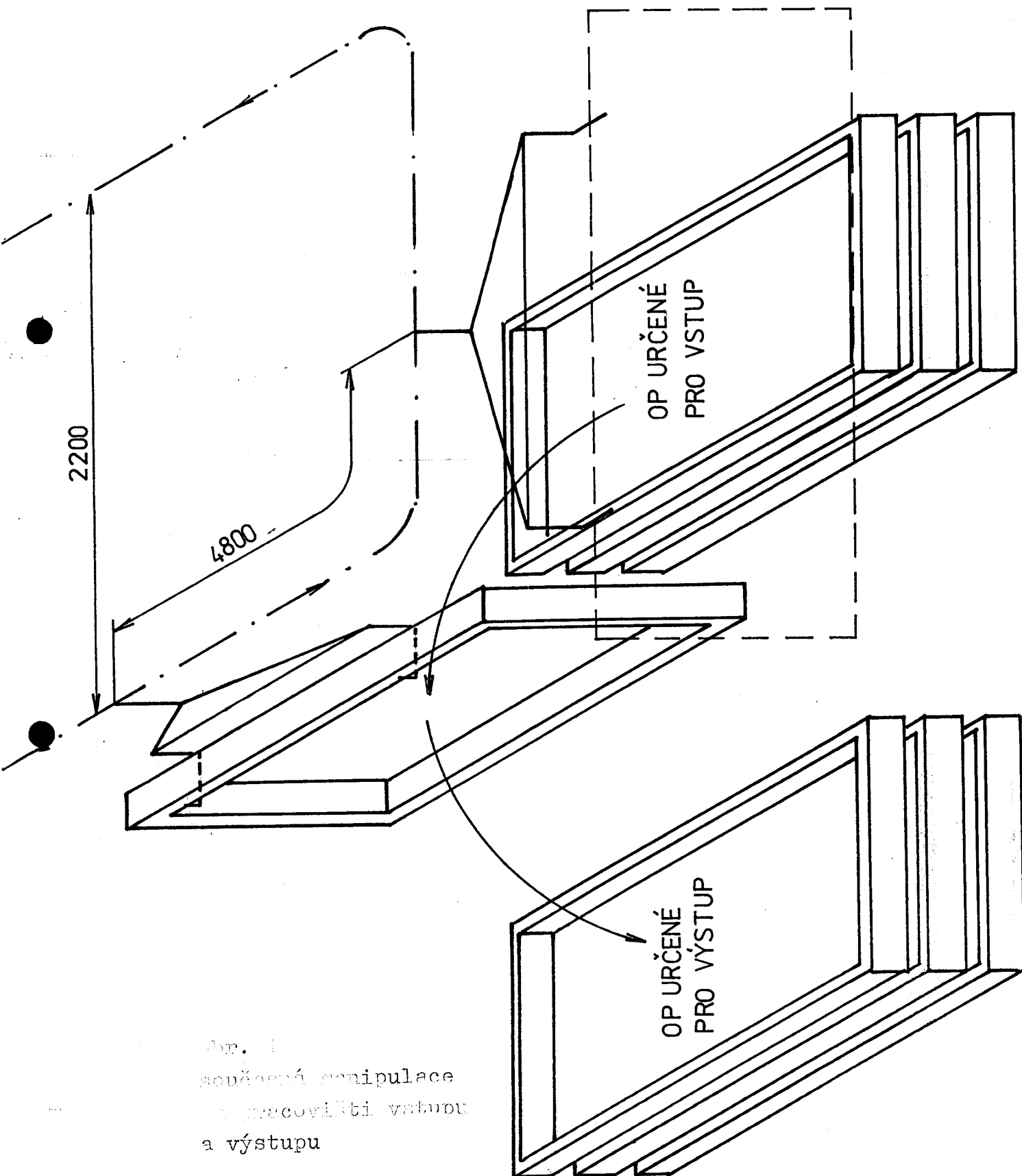
Tento postup je opakován tak dlouho, dokud nejsou zaplněny všechny závěsy dopravníku .

Je nutné si uvědomit následující :

- dopravník koná nepřetržitý pohyb ,
- po výstupu - svěšování OP musí okamžitě následovat vstup - navěšování OP, neboť nelze připustit z ekonomických a časových důvodů průchod nevytížených závěsů elektrostatickou lakovnou ,
- vstup i výstup musí být proveden v čase, kdy dojde k přesunu následujícího závěsu do prostoru pracoviště . Tento čas činí s přihlédnutím k rozteči závěsů $r_z = 4800$ mm a rychlosti dopravníku $v_p = 2,5 \text{ m min}^{-1}$:

$$t_z = \frac{r_z}{v_p} = \frac{60 \cdot 4800}{2,5 \cdot 10^3} = 115 \text{ s} ,$$

- hmotnost OP svařených z obdélníkové trubky 90x40x2 se v průměru pohybuje kolem 55 kg, pokud je OP navařen z trubky 90x40x3, pak průměrná hmotnost činí 80 kg .



1.1 Sortimentní rozbor-vyhodnocení četnosti typů OP

Změny ve společnosti po listopadu 1989 se hluboce dotkly také našeho závodu. Dochází k rozsáhlým změnám výrobního programu. Snižování rozestavěnosti a investicv naší republice znamená pro náš závod zrušení výroby bytových jader v pololetí 1990. Ostatně tato nesplňovala již hygienické a požární normy.

Stěžejní a jediné perspektivní je přesunutí všech kapacit na výrobu OP. Na základě sortimentního rozboru, jež byl proveden na počátku ledna 1990 za období II pol. 1989, lze vyhodnotit četnost jednotlivých rozměrů panelů do tab. č. 1:

délka OP		šířka OP				
od	do	1450	1150	850	550	
4185	3700	469	632	221	53	1375
3699	3200	25	2216	321	156	2718
3199	2800	12	510	112	4	638
2799	2400	6	118	0	4	128
2399	-	0	415	106	128	649
		512	3891	760	345	5508

tab. 1

Jak z tab. 1 vyplývá, 82% panelů jsou panely šíře 1450 až 850 mm a zároveň délky větší 2800 mm. A protože se jedná o nejhmotnější panely, pak je nutné navrhnout a konstruovat manipulační zařízení tak, aby umožňovalo uchopení OP právě těchto rozměrů.

2.0 Návrh manipulačního zařízení

2.1 Možné varianty manipulačního zařízení

Na základě současné manipulace (viz 1.0) a sortimentního rozboru (viz 1.1) byly zvažovány dvě základní varianty .

2.1.1 Manipulační zařízení - varianta 1. (viz obr. 2a)

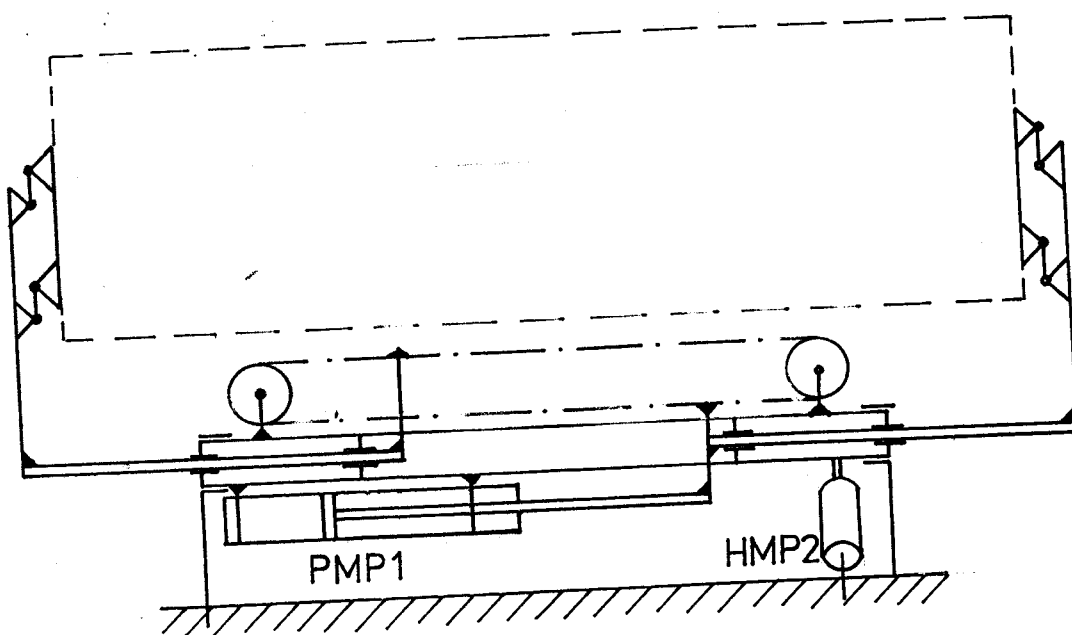
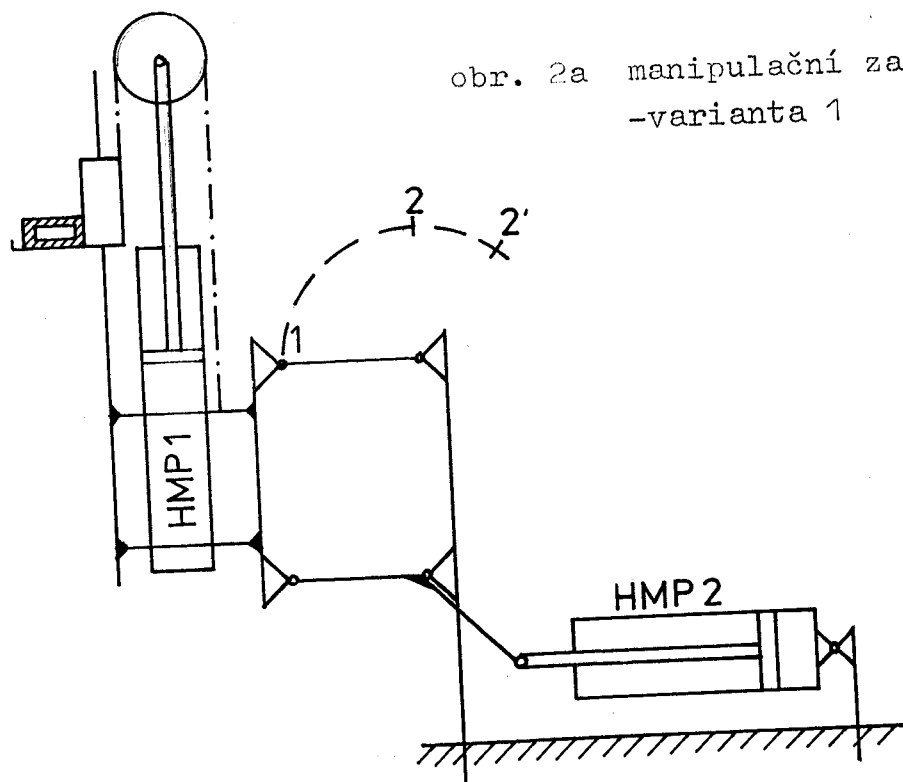
Toto zařízení se skládá ze zvedacího vozíku - výložníku ovládaného přímočarým hydromotorem HMP1 a řetězovým převodem. Vozík je veden v kolejnicích rámu výložníku. Výložník je držen a ovládán dvojicí ramen kyvu pevně uchycených ve stojanech manipulačního zařízení, přičemž kyv je vyvolán taktéž přímočarým hydromotorem HMP2.

V případě realizace této varianty se počítá s užitím dvou těchto manipulačních zařízení, přičemž každé by připadalo jedné straně smyčky dopravníku. První manipulační zařízení by zajišťovalo výstup - svěšování OP, druhé bude zajišťovat vstup - navěšování OP .

Činnost zařízení varianty 1. se skládá z těchto úkonů :

- zvedací vozík je spuštěn, dojde k natlačení OP ve vertikální poloze na výložník, jež je v poloze 1. Proto se předpokládá zařízení zajišťující tento posuv OP, např. řetězovým dopravníkem s řízeným krokem, uloženým pod úrovní podlahy a nacházejícím se před manipulačním zařízením. OP je tak „navlečen“ na zvedací vozík. Celý výložník pracuje obdobně jako výložník vysokozdvizného vozíku ,
- zdvižení OP zvedacím vozíkem do jednotně určené polohy, v činnosti je tedy HMP1 ,
- v činnost je uveden HMP2, dojde ke kyvu o 90° do polohy 2. OP je zdvižen tedy o délku ramen kyvu a horní podélník OP se nachází nad háky závěsu ,

obr. 2a manipulační zařízení -
-varianta 1



obr. 2b manipulační zařízení - varianta 2

- spuštění zvedacího vozíku do nastavené jednotné spodní polohy, tím dojde k navěšení OP na háky závěsu, vozík je uvolněn,
- druhá fáze kyvu/cca o dalších 20°-poloha 2/, tím se dostává vozík z dosahu navěšeného OP,
- v mezeře mezi závěsy dojde ke zpětnému kyvu výložníku do výchozí polohy 1.

Postup při výstupu - svěšování je shodný, ale v obráceném sledu úkonů.

Výhody této varianty jsou :

- příznivé rozměry, zvláště šířka zařízení,
- činnost zařízení je zajištěna hydrostatickým obvodem, další obvod není nutný.

Nevýhody jsou :

- OP musí být pro zdvih připravené ve vertikální poloze, což vyžaduje zařízení na otáčení OP, dále přísun OP k výložníku vyvolává nutnost instalace řetězového/nebo jiného/dopravníku s řízeným krokem,
- kyv do výchozí polohy 1 lze vykonat pouze tehdy, když závěs postoupí mimo dosah výložníku, ke zpětnému kyvu může totiž dojít pouze v mezeře mezi závěsy, čímž dochází k zásadnímu zkrácení času pro vlastní činnost zařízení - složitá konstrukce zařízení.

2.1.2 Manipulační zařízení - varianta 2/viz obr.2b/

Obdobně jako u předchozí varianty, také toto řešení vyžaduje jedno manipulační zařízení pro vstup a druhé manipulační zařízení pro výstup. Konstrukce varianty 2. je zjevná z obr. 2b, popis činnosti je proveden ve 2.2.

Výhody varianty 2.:

- panely mohou být dopravovány vysokozdvížným vozíkem vystohované na paletě v horizontální poloze. Tady je nutné zdůraznit, že OP leží na sobě závěsy a nejsou jištěny proti posuvu, což je předpokladem další správné činnosti zařízení,
- kyvný pohyb zařízení varianty 2./dále zdvih/, vyvozený přímočarým hydromotorem HMP2, není omezován závěsem či navěšeným OP, čímž se uvolňuje oproti variantě 1. pro činnost zařízení široký časový prostor,
- poměrně jednoduchá konstrukce manipulačního zařízení.

Nevýhody varianty 2.:

- nutnost instalace hydraulicky ovládané plošiny, zabudované pod úrovní podlahy. Na plošině bude instalován elektrický dvoupolohový spínač pro zajištění polohy horního OP/tj. 450 mm nad úrovní podlahy/,
- rozměrnost zařízení.

Protože nevýhody varianty 1. jsou závažnějšího charakteru, přičemž varianta 2. je úspěšně eliminuje, pak lze variantu 2. vybrat jako vyhovující. Splňuje také požadavek uvedený v 1.1.

2.2 Popis navrženého manipulačního zařízení

Manipulační zařízení je znázorněné na výkresu MZ-00/00-1. Na pracovišti vstupu a výstupu budou instalovány dvě navržená manipulační zařízení. Jedno pro výstup a druhé pro vstup polotovarů do lakovny. Na pracovišti vstupu a výstupu tvoří dopravník smyčku, přičemž vzájemná rozteč drah je 2200 mm. Na každé straně smyčky je umístěno jedno manipulační zařízení tak, že podélná osa nosné trubky (pos. 7) se nachází pod osou dráhy dopravníku. Před manipulačním zařízením se bude nacházet zvedací plošina. Bude sloužit k zajišťování polohy OP pro úchop OP manipulačním zařízením. Z důvodů tuhosti a požadované přesnosti polohy je třeba ovládání plošiny řešit hydraulickým, nebo elektrickým obvodem. Plošina bude zabudována pod úrovní podlahy. Řešení plošiny není v zadání diplomové práce.

Základními částmi manipulačního zařízení jsou :

- dvojice stojanů s připevněnými (šroubový spoj) objímkami (pos. 4) ,
- nosná trubka (pos. 7) ,
- dvojice posuvných tyčí (pos. 2) s rameny a celým úchopovým mechanismem (výkres MZ-01/00-2) tvořeným nosnou lištou, pružinou nosné lišty a pákami ,
- pohon úchopu tvořený unášecími kameny, lanovým pohonem a pneumotorem úchopu (výkres MZ-02/00-1) ,
- pohon zdvihu tvořený dvojicí pák zdvihu navařených na nosné trubce a hydromotory zdvihu ,
- obvod stlačeného vzduchu a obvod hydrostatický .

Princip činnosti manipul. zař. při navěšování OP :

- ramena jsou v horizontální poloze, plošina zajišťuje patřičnou polohu horního OP, tj. 450 mm nad úrovní podlahy ,
- pneumotor úchopu je uveden v činnost, prostř. lanového pohonu a unášecích kamenů dochází k sevření OP

úchopovým mechanismem, k překonání předpětí pružiny, čímž úchopový mechanismus zaujme polohu 8 (viz obr. 3), tedy dojde k posunutí OP z původní polohy o 50 mm. Tato činnost trvá s přihlédnutím k úchopu nejmenšího možného OP :

$$t_u = \frac{l_{AE}}{v_u} = \frac{1000}{300} = 3,33 \text{ s} ,$$

kde : l_{AE} - vysunutí posuvné tyče, viz 3.3.1
($l_{AE} = 1000 \text{ mm}$),

- v činnost je uveden hydromotor zdvihu. Nosná trubka s celým zařízením vykoná kyvný pohyb o 90° , po ukončení zdvihu háky závěsu se nachází mezi příčníky uvnitř OP ve výši 2050 mm. Doba zdvihu je $t_\varphi = 4 \text{ s}$, jak je počítáno v 3.2.1.1 ,
- v činnost je opět uveden pneumotor úchopu, dochází k rozevírání ramen manipulačního zařízení, nosné lišty s OP klesají o 50 mm, avšak pružina zajišťuje po tuto dobu dostatečnou normální sílu, takže nedojde k proklouznutí OP nosnými lištami, tedy navěšení OP na háky je přesně řízeno rozevíráním ramen manipulačního zařízení. Čas potřebný k navěšení OP je zhruba t_n (viz 3.11) . Dochází ke zdvihu plošiny tak, že horní OP se nachází 450 mm nad úrovní podlahy ,
- poté je do činnosti uveden hydromotor zdvihu, který vykoná zpětný kyvný pohyb manipulačního zařízení do výchozí polohy. Čas potřebný k tomuto úkonu je t_φ .

Je nutné podotknout to, že konstrukce manipulačního zařízení bude umožňovat při plném rozevření uchopení pomyslného OP o délce 4335 mm, tzn. že mezi nosnou lištou a příčkou nejdelšího OP bude činit 75 mm. Je to nutné pro zajištění bezpečného úchopu při navěšování a zvláště při svěšování OP.

Celá činnost manipulačního zařízení bude řízena systémem dvoupolohových spínačů, což je vysvětleno v 3.11.

3.0 Výpočet hlavních rozměrů manipulačního zařízení

V případě realizace diplomové práce přichází v úvahu výroba dvou kusů navrhovaného manipulačního zařízení. To dovoluje volit k výrobě jednotlivých dílů kvalitnější materiál, což se promítne v příznivějších rozměrech zařízení. Dále při návrhu a výpočtu se vychází z některých zjednodušených předpokladů, které však neovlivní předepsaný koeficient bezpečnosti $k_k = 5$, pouze zjednoduší výpočet. Je třeba upozornit na to, že s rotací ramen. manipul.zař. rotuje celý kartézský systém kolem osy x, jež je zároveň osou nosné trubky. Osa y je permanentně podélnou osou ramene manipulačního zařízení. Tato dohoda je nutná z důvodů usnadnění další orientace a výpočtů.

3.1 Návrh a výpočet válcové pružiny nosné lišty

Pružina nosné lišty musí v celém průběhu úchopu OP zajistit dostatečnou přitlačnou sílu P. V nosných lištách bude z těchto důvodů nanýtována vrstvená pryž/např. z plochých řemenů/ se součinitelem tření $f = 0,5$ dle /4/. Rámy jsou otryskané, tedy zbavené mastnoty a nečistot se zdrsňeným povrchem. Pro výpočet přitlačné síly P platí vztah /viz obr.3a/ :

$$P = \frac{m_{op} \cdot g}{2 \cdot f}, \quad (3.1)$$

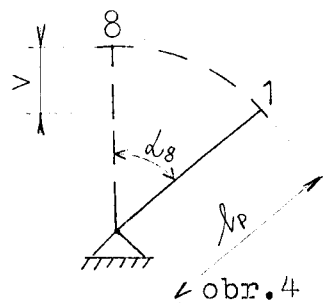
kde : m_{op} - maximální hmotnost OP $[kg]$,
 g - gravitační zrychlení $[ms^{-2}]$,
 f - součinitel tření pryže $[1]$.

po dosazení lze vypočítat :

$$P = \frac{100 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,5} = 981 \text{ N}.$$

Z obr.3a je zřejmé, že tažná síla pružiny se bude rozkládat do složek, přičemž pro řešení zadání je důležité

$$l_p = \frac{50}{1 - \sin 50} = 140 \text{ mm}.$$



Z obr. 3 je možné vyjádřit silové a kinematické veličiny.
Okamžitá délka pružiny :

$$l = \sqrt{4 \cdot l_p^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\alpha_g}{2}\right) + l_1^2 - 4 \cdot l_p \cdot l_1 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_g}{2}\right) \cdot \cos\left(140 - \frac{\alpha_g}{2}\right)}, \quad (3.3)$$

okamžitý úhel sklonu pružiny :

$$\mu = \arccos \left[\frac{l_1^2 + l^2 - 4 \cdot l_p^2 \cdot \sin^2\left(\frac{\alpha_g}{2}\right)}{2 \cdot l \cdot l_1} \right], \quad (3.4)$$

po dosazení do výrazu (3.3) a (3.4) pro úhel $\alpha_g = 50^\circ$ lze získat :

$$l = \sqrt{4 \cdot 140^2 \cdot \sin^2 25 + 300^2 - 4 \cdot 140 \cdot 300 \cdot \sin 25 \cdot \cos 115}$$

$$l = 366,07 = 366 \text{ mm},$$

$$\mu = \arccos \left(\frac{300^2 + 366^2 - 4 \cdot 140 \cdot \sin^2 25}{2 \cdot 366 \cdot 140} \right) = 16,99^\circ = 17^\circ.$$

Sílu F_8 lze získat ze vztahu :

$$F_8 = \frac{P}{2 \cdot \sin \mu} = \frac{981}{2 \cdot \sin 17} = 1677,7 = 1678 \text{ N},$$

Sílu F_1 lze získat ze vztahu :

$$F_1 = \frac{P}{2 \cdot \tan 50} = \frac{981}{2 \cdot \tan 50} = 411,6 = 412 \text{ N},$$

přičemž pro tuhost pružiny platí :

$$c = \frac{F_8 - F_1}{l_8 - l_1} = \frac{1678 - 412}{366 - 300} = 19,18 \text{ N mm}^{-1}.$$

Tažnou sílu pružiny lze z obr. 3b obecně vyjádřit :

$$F = F_1 + c(l - l_1), \quad (3.5)$$

pro její složku F_x pak platí :

$$F_x = F \left[\sin \varphi + \cos \varphi \cdot \operatorname{tg}(50 - \angle) \right] \quad (3.6)$$

Po dosazení všech známých hodnot do výrazů (3.3) , (3.4) , (3.5) dostaneme :

$$\begin{aligned} L &= \sqrt{7,84 \cdot 10^4 \cdot \sin^2\left(\frac{L}{2}\right) + 9 \cdot 10^4 - 1,68 \cdot 10^5 \cdot \sin\left(\frac{L}{2}\right) \cdot \cos\left(140 - \frac{L}{2}\right)} \\ &= \arccos \left[\frac{9 \cdot 10^4 + L^2 - 7,84 \cdot 10^4 \cdot \sin^2\left(\frac{L}{2}\right)}{600 \cdot L} \right], \end{aligned}$$

$$F = 412 + 19,18 \cdot (L - 300) \quad .$$

Protože je nutné znát průběh velikosti síly F_x a pro její max. hodnotu dimenzovat celé zařízení, je vhodné použít tyto výrazy v následujícím programu pro kapesní počítač SHARP PC 1247 :

```
20: INPUT " ALFA = " ; A
30: L = SQR ( 7,84E4*(SIN (A/2))^2+9E4-1,68E5*SIN (A/2)
      *COS (140-A/2))
40: PRINT " DELKA L = " ; L
50: G = ACS (( 9E4+L^2-7,84E4*(SIN (A/2))^2)/600/L)
60: PRINT " UHEL GAMA = " ; G
70: F = 412+19,18*(L-300)
80: PRINT " SILA F = " ; F
90: X = F*(SIN G+ COS G * TAN (50-A))
100: PRINT " SILA FX = " ; X
110: GOTO 20
```

Hodnoty získané tímto programem jsou v tab.2 . Z této tabulky je zřejmé, že $F_{x \max} = 721$ N. Pak tedy pro maximální velikost síly P platí :

$$P_{\max} = 2 \cdot F_{x \max} = 2 \cdot 721 = 1442 \text{ N} \quad .$$

$\angle$ [°]	r [mm]	μ [°]	F [N]	F_{gx} [N]
0	300	0	412	491,00
2	303,70	0,60	483,06	541,56
4	307,33	1,22	552,62	583,88
6	310,88	1,84	620,64	618,99
8	314,34	2,47	687,10	647,75
10	317,72	3,11	751,97	670,88
12	321,02	3,76	815,21	689,00
14	324,23	4,41	876,81	702,64
16	327,36	5,08	936,74	712,22
18	330,39	5,74	994,96	718,15
20	333,34	6,42	1051,47	720,76
22	336,20	7,09	1106,24	720,32
24	338,96	7,78	1159,24	717,09
26	341,63	8,47	1210,46	711,29
28	344,21	9,16	1259,87	703,11
30	346,69	9,86	1307,46	692,72
32	349,07	10,56	1353,20	680,27
34	351,36	11,27	1397,08	665,88
36	353,55	11,98	1439,08	649,66
38	355,64	12,69	1475,19	631,72
40	357,63	13,41	1517,38	612,15
42	359,52	14,13	1553,66	591,01
44	361,31	14,85	1588,00	568,37
46	363,00	15,58	1620,38	544,28
48	364,59	16,31	1650,81	518,80
$\angle_g$	l_g	μ_g	F_g	F_{gx}
50	366,07	17,04	1679,26	491,96

Při návrhu pružiny jsou voleny následující rozměry :

- průměr drátu $d = 7 \text{ mm}$,
- střední průměr pružiny $D = 40 \text{ mm}$.

Pro výrobu pružiny použit zušlechtěný drát z oceli 14260 ($R_m = 1210 \text{ MPa}$) , viz. /3/.

Dále s použitím vztahů z /3/ lze výpočet počtu závitů psát :

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot C} , \quad (3.7)$$

kde : G - modul pružnosti ve smyku [MPa] , pro 14260 $G = 0,785 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.

Po dosazení do vztahu (3.7) lze získat :

$$n = \frac{0,785 \cdot 10^5 \cdot 7^4}{8 \cdot 40^3 \cdot 19,18} = 19,17 = 19,25 \text{ závitů} .$$

Délku části pružiny tvořené závity lze získat odečtením délky ok (volena oka obyčejná) od délky pružiny, pak tedy :

$$l_z = l - s_g - 2(D-d) , \quad (3.8)$$

kde : s_g - deformace pružiny v plně zatíženém stavu [mm] .

Po dosazení do (3.8) lze vypočítat :

$$l_z = 366 - \frac{1678}{19,18} - 2(40-7) = 212,51 \text{ mm} ,$$

pro rozteč závitů platí vztah :

$$t_p = \frac{l_z}{n} = \frac{212,51}{19,25} = 11,04 \text{ mm} ,$$

pro vůli mezi závity :

$$v = t_p - d = 11,04 - 7 = 4,04 \text{ mm} .$$

Kontrola pružiny na krut :

$$\tau_s = \frac{8 \cdot F_s \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_D = 0,6 \cdot R_m \quad , \quad (3.9)$$

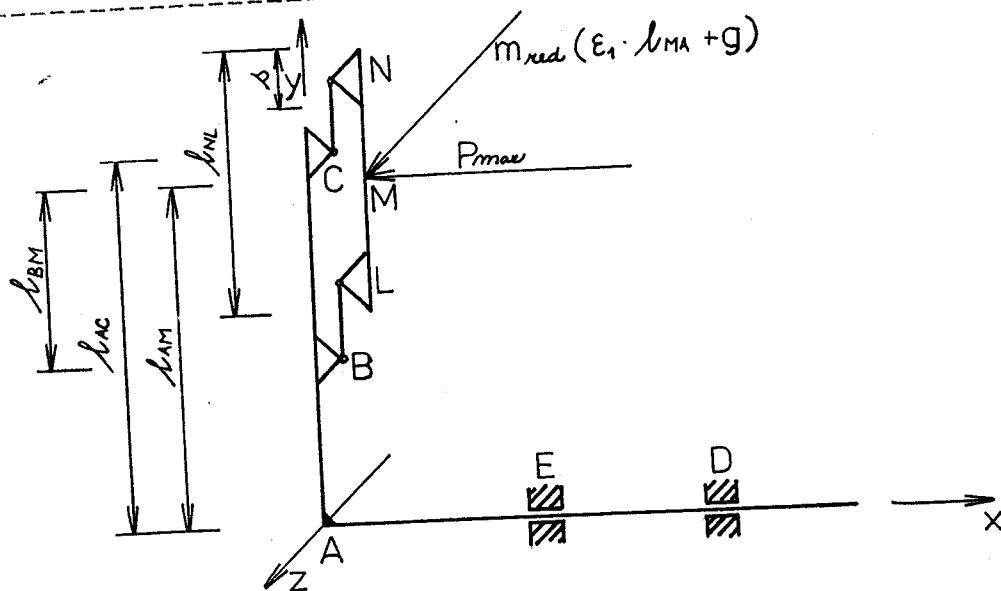
kdy po dosazení do (3.9.) lze získat následující :

$$\tau_s = \frac{8 \cdot 1678 \cdot 40}{\cdot 7^3} \leq 0,6 \cdot 1210$$

$$498 \text{ MPa} \leq 726 \text{ MPa} \quad ,$$

pružina tedy vyhovuje .

3.2 Návrh a výpočet ramene manipulačního zařízení



obr.4a poměry na ramenu při počátku zdvihu

Z tab.2 lze vyčíst sílu, jakou musí minimálně manipulační zařízení vyvinout na rameni, aby došlo k překonání složky síly F_x . Je to síla $P_{max} = 1442 \text{ N}$. Tato síla bude působit na rameni po celý interval úchopu, tedy i v poloze 8. Následuje počátek zdvihu, kdy se projeví úhlové zrychlení zařízení. Tento okamžik je z výše popsaných důvodů z hlediska pevnosti nejneprůzračnější. Rameno bude vyrobeno z materiálu TR $\neq 90 \times 70 \times 6 - 1500$ ČSN 425720, oceli 15 128.5 .

Jako kritické body lze volit body A a B. Bod A z toho důvodu, že zde působí největší moment, bod B z toho důvodu, že průřez. modul bude snížen otvorem pro čepy pák nosných lišt.

3.2.1 Účinky k bodu A, pevnostní kontrola k bodu A

3.2.1.1 Počátek zdvihu

Rameno l_{AM} lze získat ze vztahu :

$$l_{AM} = l_{AC} + l_p + \frac{1}{2} s - \frac{1}{2} l_{NL}, \quad (3.10)$$

kde : l_{AC} - délka ramene ($l_{AC}=1500$) [mm],
 s - šíře oka nosné lišty ($s=100$) [mm],
 l_{NL} - délka nosné lišty ($l_{NL}=850$) [mm].

Po dosazení do (3.10) lze získat :

$$l_{AM} = 1500 + 140 + 0,5 \cdot 100 - 0,5 \cdot 850 = 1265 \text{ mm.}$$

Moment od přitlačné síly P_{max} pak má velikost :

$$M_{ZA} = l_{AM} \cdot P_{max} = 1265 \cdot 1442 = 1,824 \cdot 10^3 \text{ Nm.}$$

Moment k ose x, který dosahuje maxima v počátku zdvihu, lze vyjádřit z obr. 6:

$$M_{KA1} = \int_0^{l_{AC}} \left(\xi_1 + \frac{g}{r} \right) \cdot \rho \cdot s \cdot r^2 \cdot dr + m_{red} \cdot l_{AM} \cdot \left(\xi_1 \cdot l_{AM} + g \right), \quad (3.11)$$

kde : ξ_1 - úhlové zrychlení ramene [rad·s⁻²],
 ρ - měrná hmotnost oceli [kg·m⁻³],
 r - okamžitý poloměr ramene [mm].

Úhlové zrychlení ramene lze odvodit za těchto volených předpokladů :

- zdvih musí být proveden za $t_\varphi = 4 \text{ s}$,
- jmenovité úhlové rychlosti je dosaženo za $t_\varepsilon = 0,5 \text{ s}$.

Pak pro hledané ε_1 platí vztah dle obr. 5 :

$$\varepsilon_1 = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{t_\varepsilon \left(t_\varphi - \frac{1}{2} t_\varepsilon \right)} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{0,5 \left(4 - \frac{1}{2} \cdot 0,5 \right)} =$$

$$= 0,84 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2},$$

pro jmenovitou úhlovou rychlost :

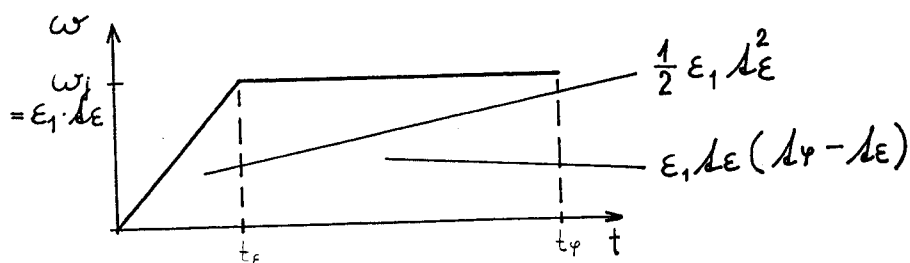
$$\omega_j = \varepsilon_1 \cdot t_\varepsilon = 0,84 \cdot 0,5 = 0,42 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Rameno bude zhotoveno dle /1/ z materiálu 15128.5 (Re = 363 MPa) profilu TR # 90x70x6 - 1500.

Redukovaná hmotnost je dána vztahem :

$$m_{red} = \frac{1}{2} m_{op} + m_{hl} + m_{ost}, \quad (3.12)$$

kde : m_{NL} - hmotnost nosné lišty [kg] ($m_{NL} = 8 \text{ kg}$),
 m_{ost} - hmotnost ostatních dílů (odhad $m_{ost} = 10 \text{ kg}$).



obr. 5 závislost úhlové rychlosti na čase

Po dosazení do vztahu (3.12) lze určit :

$$m_{red} = \frac{1}{2} \cdot 100 + 8 + 10 = 68 \text{ kg},$$

průřez lze získat ze vztahu :

$$S = b \cdot h - (b - t) \cdot (h - t) = 90 \cdot 70 - 78 \cdot 58 =$$

$$= 1776 \text{ mm}^2,$$

příčemž po úpravě vztahu (3.11) a dosazení získaných hodnot :

$$M_{XA1} = \left\{ \left[\left(-\frac{1}{3} \varepsilon_1 r^3 + \frac{1}{2} \varepsilon \cdot r^2 \right) \cdot g \cdot s \right]_0^{l_{AC}} + m_{ud} \cdot l_{AM} (\varepsilon_1 \cdot l_{AM} + g) \right. \\ \left. M_{XA1} = \left\{ \left[\left(-\frac{1}{3} \cdot 0,84 \cdot 1500^3 + \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 10^3 \cdot 1500^2 \right) \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1776 \right] + 68 \cdot 1265 \cdot (0,84 \cdot 1265 + 9,81 \cdot 10^3) \right\} \cdot 10^{-3} \right. \\ \left. M_{XA1} = 166 + 935,3 = 1,101 \cdot 10^3 \text{ Nm} . \right.$$

Průřezové moduly v ohybu získáme ze vztahů :

$$W_{OZA} = \frac{2 \cdot J_z}{h} = \frac{1}{6} \cdot \left[b \cdot h^3 - (b - 2 \cdot t) \cdot (h - 2 \cdot t)^3 \right] \cdot \frac{1}{h} , \\ W_{OZA} = \frac{1}{6} (70 \cdot 90^3 - 58 \cdot 78^3) \cdot \frac{1}{90} = 4,3530 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 , \\ W_{OXA} = \frac{2 \cdot J_x}{b} = \frac{1}{6} \cdot \left[h \cdot b^3 - (h - 2 \cdot t) \cdot (b - 2 \cdot t)^3 \right] \cdot \frac{1}{b} , \\ W_{OXA} = \frac{1}{6} (90 \cdot 70^3 - 78 \cdot 58^3) \cdot \frac{1}{70} = 3,7265 \cdot 10^4 \text{ mm}^3 .$$

Protože oba momenty namáhají vlákna ramen tahem a tlakem ve směru osy y, pak lze napětí získat vztahem :

$$\sigma_{YA1} = \frac{M_{ZA}}{W_{OZA}} + \frac{M_{XA1}}{W_{OXA}} = \frac{1,824 \cdot 10^6}{4,3530 \cdot 10^4} + \frac{1,101 \cdot 10^6}{3,7265 \cdot 10^4} , \\ \sigma_{YA1} = 41,9 + 29,5 = 71,5 \text{ MPa} .$$

Pak koeficient bezpečnosti k mezi kluzu :

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_{YA1}} = \frac{363}{71,5} = 5,07 ,$$

tedy vyhovuje .

3.2.1.2 Ukončení zdvihu

Možno uvažovat se zpožděním $\xi_2 = -\xi_1$. Odpadá však vliv gravitace hmoty m_{ud} a hmoty ramene m_R na moment M_{XA2} , jejich vliv se projeví v existenci tlakového napětí. Pro moment k ose x lze uvést :

$$M_{XA2} = \int_0^{l_{AC}} \xi_2 \rho \cdot S \cdot r^2 \cdot dr + m_{ud} \cdot l_{AM}^2 \cdot \xi_2 \quad (3.13)$$

Po úpravě vztahu (3.13) a dosazení lze uvést :

$$M_{XA2} = \xi_2 \left(\frac{1}{3} \cdot \rho \cdot S \cdot l_{AC}^3 + m_{ud} \cdot l_{AM}^2 \right),$$

$$M_{XA2} = - 0,84 \left(\frac{1}{3} \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1776 \cdot 1500^3 \cdot 10^{-3} + 68 \cdot 1265^2 \cdot 10^{-3} \right) = -104,5 \text{ Nm.}$$

Moment k ose je stejný jako na počátku zdvihu .
Vyjádření tlakové síly je následovné :

$$F_{dA} = (m_{ud} + m_R) \cdot g \quad (3.14)$$

kde : m_R - hmotnost ramene ,
kterou lze získat ze vztahu :

$$\begin{aligned} m_R &= l_{AC} \cdot S \cdot \rho = 1500 \cdot 1776 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} = \\ &= 21 \text{ kg} . \end{aligned}$$

Po dosazení do vztahu (3.14) možno získat :

$$F_{dA} = (68 + 21) \cdot 9,81 = 873 \text{ N} ,$$

Pak pro celkové napětí v bodě A na konci zdvihu platí :

$$\begin{aligned} &= \frac{M_{ZA}}{W_{OZA}} + \frac{M_{XA2}}{W_{OXA}} + \frac{F_{dA}}{S} , \\ &= \frac{1,824 \cdot 10^6}{4,3530 \cdot 10^4} + \frac{104,5 \cdot 10^3}{3,7265 \cdot 10^4} + \\ &\quad + \frac{873}{1776} , \end{aligned}$$

$$\sigma_{yA2} = 41,9 + 2,8 + 0,5 = 45 \text{ MPa} ,$$

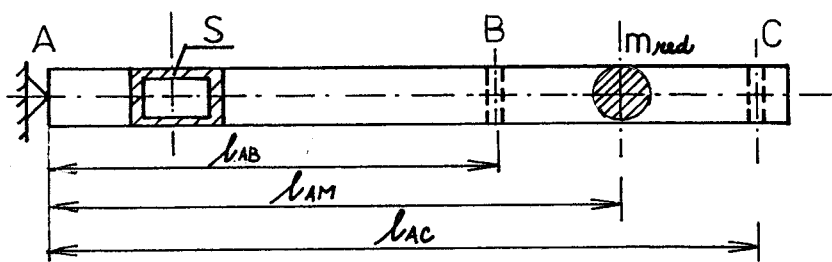
koefficient bezpečnosti je :

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_{yA2}} = \frac{363}{45} = 8,07 ,$$

také v tomto případě profil TR #90x70x6 - 1500 vyhovuje .

3.2.2 Účinky k bodu B, pevnostní kontrola k bodu B

3.2.2.1 Počátek zdvihu



obr. 6 schema ramene

Z obr.6 lze vyjádřit moment v bodu B k ose x :

$$M_{XB1} = \int_{l_{AB}}^{l_{AC}} \left(\varepsilon_1 + \frac{g}{r} \right) \cdot \rho \cdot S \cdot r^2 \cdot dr + m_{red} \cdot \left(\varepsilon_1 \cdot l_{AM} + g \right) \cdot l_{BM} \quad (3.15)$$

vzdálenost l_{AB} bodu B od osy rotace :

$$l_{AB} = l_{AM} - \frac{1}{2} \cdot l_{NL} - l_P + \frac{1}{2} \cdot s = 1265 - 425 - 140 + 50 = 750 \text{ mm} ,$$

přičemž po úpravě vztahu (3.15) a dosazení :

$$M_{XB1} = \rho \cdot S \left[-\frac{1}{3} \varepsilon_1 (l_{AC}^3 - l_{AB}^3) + \frac{1}{2} \cdot g \cdot (l_{AC}^2 - l_{AB}^2) \right] + m_{red} \cdot l_{BM} (\varepsilon_1 \cdot l_{AM} + g) ,$$

$$M_{xEM} = \left\{ 7,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1776 \left[\frac{1}{3} \cdot 0,84 \cdot (1500^3 - 750^3) + \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 10^3 \cdot (1500^2 - 750^2) \right] + 68 \cdot (1265 - 750) \cdot (0,84 \cdot 1265 + 9,81 \cdot 10^3) \right\} \cdot 10^{-3}$$

$$M_{xEM} = 126,07 + 380,76 = 506,8 \text{ Nm} .$$

K určení momentu v bodě B k ose Z je nutné provést dle obr. 7 vyšetření sil v bodech B, C, přičemž lze vyjít ze zjednodušeného předpokladu. Lze pokládat nosnou lištu za nosník se stupněm volnosti $i = 0$, přičemž o axiální zatížení se podělí reakce v bodech B, C.

Rovnice statické rovnováhy :

$$R_N + R_L + 2 \cdot F_8 \cdot \sin \gamma_8 - P = 0 , \quad (3.16)$$

$$A_N - 2 \cdot F_8 \cdot \cos \gamma_8 = 0 , \quad (3.17)$$

$$2 \cdot l_{PR} \cdot F_8 + 2 \cdot F_8 \cdot l_{NP} \cdot \sin \gamma_8 - \frac{1}{2} P \cdot (l_{NL} - s) + R_L (l_{NL} - s) = 0 , \quad (3.18)$$

Z rovnice (3.18) lze získat :

$$R_L = + \frac{1}{2} P - \frac{2 \cdot F_8}{l_{NL} - s} (l_{PR} \cos \gamma_8 + l_{NP} \sin \gamma_8) =$$

$$R_L = \frac{1}{2} \cdot 981 - \frac{2 \cdot 1680}{750} (107 \cdot \cos 17 + 250 \cdot \sin 17) = -295 \text{ N} .$$

Z rovnice (3.16) pak :

$$R_N = -R_L - 2 \cdot F_8 \cdot \sin \gamma_8 + P = 295 - 2 \cdot 1680 \cdot \sin 17 + 981$$

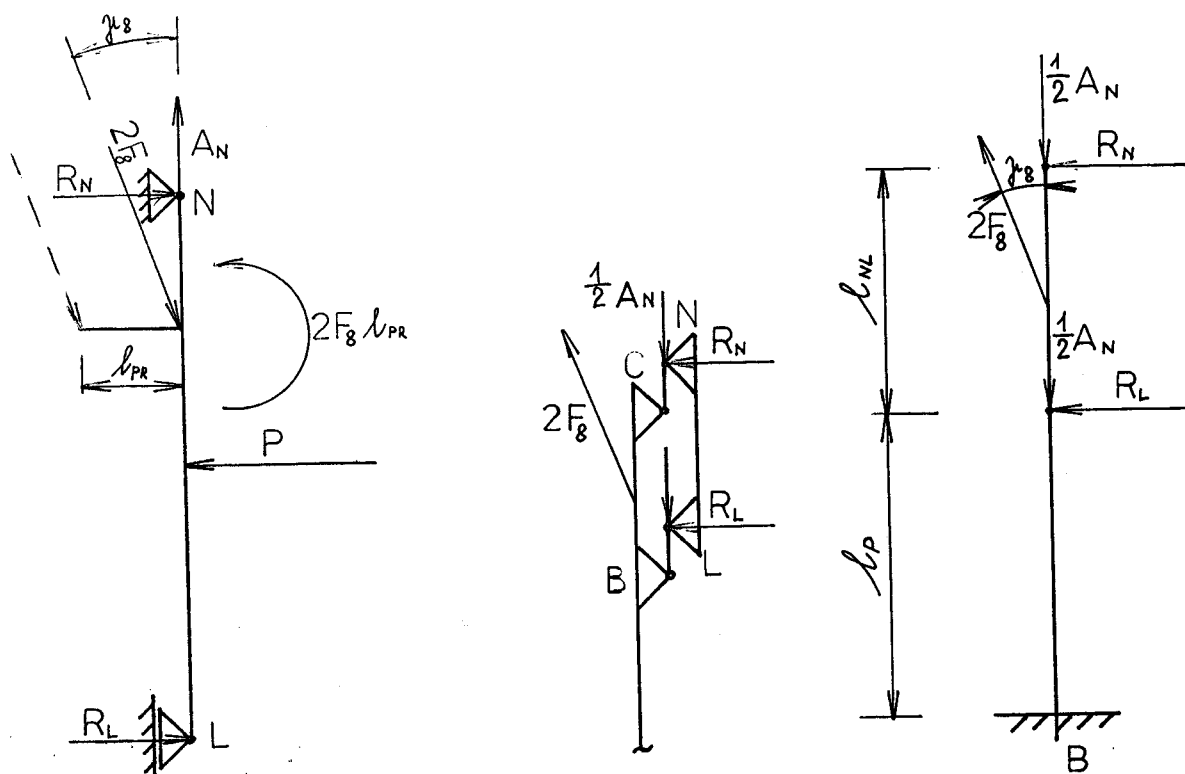
$$R_N = 295 \text{ N} ,$$

z rovnice (3.17) :

$$A_N = 2 \cdot F_8 \cdot \cos \gamma_8 = 2 \cdot 1680 \cdot \cos 17 = 3213 \text{ N} .$$

Pro moment v bodě B k ose z platí :

$$M_{zB} = R_N \cdot (l_{NL} - s + l_P) + 2 \cdot F_8 \cdot \sin \gamma_8 \cdot l_{BF8} + R_L \cdot l_P$$



obr. 7 silové poměry na ramenu

$$M_{OL} = 295 \cdot (750 + 140) + 2 \cdot 1680 \cdot 250 \cdot \sin 17 + 295 \cdot 140,$$

$$M_{OL} = 467 \text{ Nm}.$$

Průřezové moduly lze určit z obr. 8 s použitím Steinerovy věty :

$$W_{OXB} = W_{OXA} - 2 \cdot \left\{ \frac{1}{12} \cdot d \cdot t^3 + \left[\frac{1}{2} (b - t) \right]^2 d \cdot t \right\} \cdot \frac{2}{b},$$

$$W_{OXB} = W_{OXA} - \frac{d \cdot t}{b} \left[\frac{1}{3} t^2 + (b - t)^2 \right], \quad (3.19)$$

$$W_{OZB} = W_{OZA} - \frac{1}{3} \cdot t \cdot d^3. \quad (3.20)$$

Předběžně lze volit průměr otvoru $d = 20 \text{ mm}$, pak lze dosadit do vztahů (3.19) a (3.20) :

$$W_{OXB} = 3,7265 \cdot 10^4 - \frac{20 \cdot 6}{70} \left[\frac{1}{3} \cdot 6^2 + (70 - 6)^2 \right] = 3,0223 \cdot 10^4,$$

$$W_{OZB} = 4,3530 \cdot 10^4 - \frac{1}{3} \cdot 6 \cdot 20^3 = 4,3514 \cdot 10^4 \text{ mm}^3.$$

Pro napětí v bodu B platí :

$$\sigma_{yB1} = \frac{M_{xB1}}{W_{OXB}} + \frac{M_{zB}}{W_{OzB}} = \frac{506,8 \cdot 10^3}{3,022 \cdot 10^4} + \frac{467 \cdot 10^3}{4,351 \cdot 10^4} = 28,2 \text{ MPa},$$

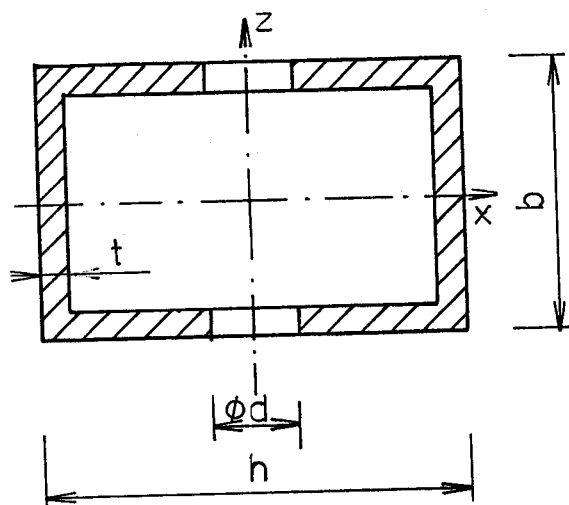
tedy koeficient bezpečnosti
k mezi kluzu je :

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_{yB1}},$$

$$k_e = \frac{363}{28,2},$$

$$k_e = 12,95,$$

což je vyhovující .



obr. 8 průřez ramenem

3.2.2.2 Ukončení zdvihu

$$M_{xB2} = \int_0^{l_{AC}} \epsilon_2 \cdot \rho \cdot S \cdot r^2 \cdot dr + m_{ud} \cdot l_{AM} \cdot l_{BM} \cdot \epsilon_2, \quad (3.21)$$

tento výraz je nutné upravit a po dosazení lze získat :

$$M_{xB2} = -\epsilon_2 \left[\frac{1}{3} \cdot \rho \cdot S \left(l_{AC}^3 - l_{AB}^3 \right) + m_{ud} \cdot l_{AM} \cdot l_{BM} \right]$$

$$M_{xB2} = -0,84 \left[\frac{1}{3} \cdot 7,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1776 \cdot (1500^3 - 750^3) + 68 \cdot 1265 \cdot (1265 - 750) \right] \cdot 10^3$$

$$M_{xB2} = -48,7 \text{ Nm},$$

moment k ose z zůstává shodný .

Pro normální tlakovou sílu lze při zanedbání hmoty
ramene psát :

$$F_{dB} = m_{ud} \cdot g = 68 \cdot 9,81 = 667 \text{ N}.$$

Pak pro napětí v bodu B při ukončení zdvihu platí :

$$\sigma_{yB2} = \frac{M_{x82}}{W_{ox82}} + \frac{M_{z82}}{W_{oz82}} + \frac{F_{d82}}{S - 2 \cdot d \cdot t}$$

$$\sigma_{yB2} = \frac{48,7 \cdot 10^3}{3,0223 \cdot 10^4} + \frac{467 \cdot 10^3}{4,3514 \cdot 10^4} + \frac{667}{1776 - 2 \cdot 20 \cdot 6}$$

$$\sigma_{yB2} = 13,9 = 14 \text{ MPa ,}$$

koeficient bezpečnosti je tedy :

$$k_e = \frac{R}{\sigma_{yB2}} = \frac{363}{14} = 25,93 .$$

Rameno vyrobené z TR # 90x70x6 - 1500 materiálu 15128.5 vyhovuje .

3.2.3 Výpočet deformace ramene

3.2.3.1 Počátek zdvihu

Lze s výhodou užít Mohrovy metody. Pro deformaci v ose x lze psát :

$$w_{rx1} = \frac{\bar{M}_x}{E \cdot J_z} , \quad (3.22)$$

$$\bar{M}_x = \frac{1}{3} \cdot l_{AM}^2 \cdot M_{ZA} = \frac{1}{3} \cdot 1265^2 \cdot 1,824 \cdot 10^6$$

$$\bar{M}_x = 9,7294 \cdot 10^{11} \text{ N mm}^3 ,$$

pro kvadratický moment setrvačnosti platí :

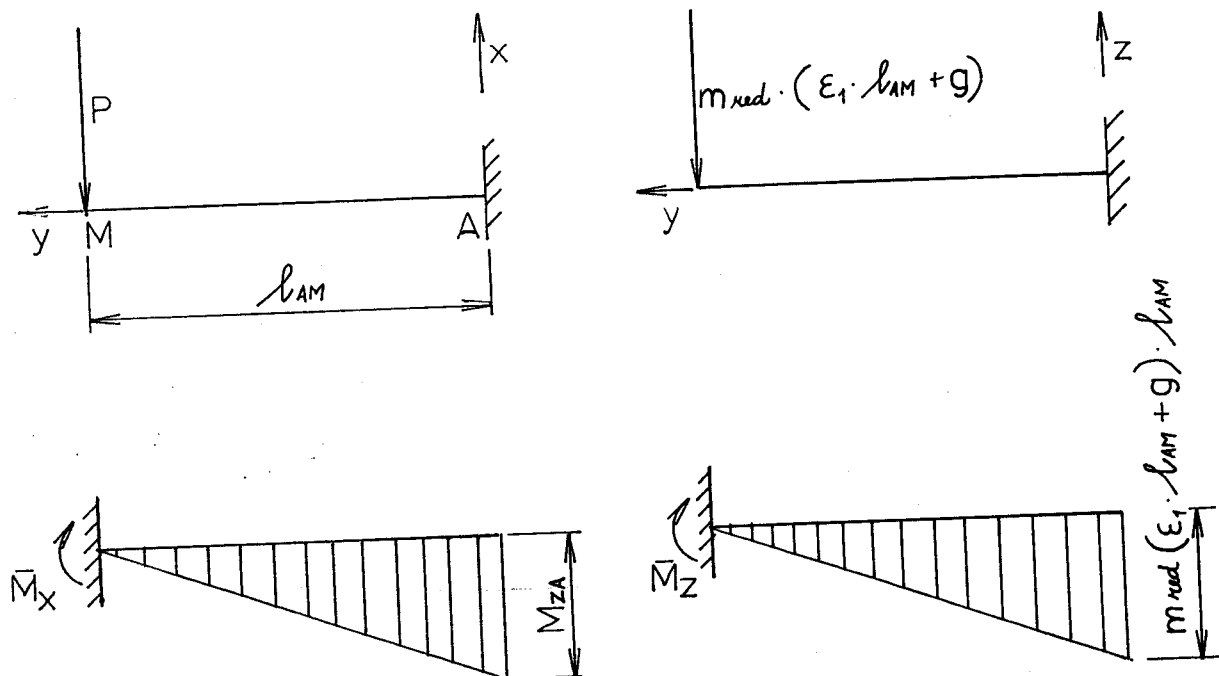
$$J_z = \frac{1}{12} \cdot [b \cdot h^3 - (b - 2t)(h - 2t)^3]$$

$$J_z = \frac{1}{12} (70 \cdot 90^3 - 0,58 \cdot 0,78^3) = 1,9588 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

po dosazení do (3.22) lze získat :

$$w_{rx1} = \frac{9,7294 \cdot 10^{11}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,9588 \cdot 10^6} = 2,3652 \text{ mm}$$

Pro deformaci v ose z pak :



obr. 9 počátek zdvihu ramene - Mohrova metoda

$$w_{RZ1} = \frac{\bar{M}_Z}{E \cdot J_x} \quad (3.23)$$

kde pro určení $\bar{M}_Z$ zanedbáván vliv hmoty ramene :

$$\bar{M}_Z = \frac{1}{3} \cdot m_{red} (\epsilon_1 \cdot l_{AM} + g) \cdot l_{AM}^2$$

$$\bar{M}_Z = \frac{1}{3} \cdot 68 (0,84 \cdot 1265 + 9,81 \cdot 10^3) \cdot 1265^2 = 3,9437 \cdot 10^{11}$$

$$\bar{M}_Z = 3,9437 \cdot 10^{11} \text{ N mm}^3$$

Kvadratický moment k ose x je :

$$J_x = \frac{1}{12} [h \cdot b^3 - (h - 2t) \cdot (b - 2t)^3]$$

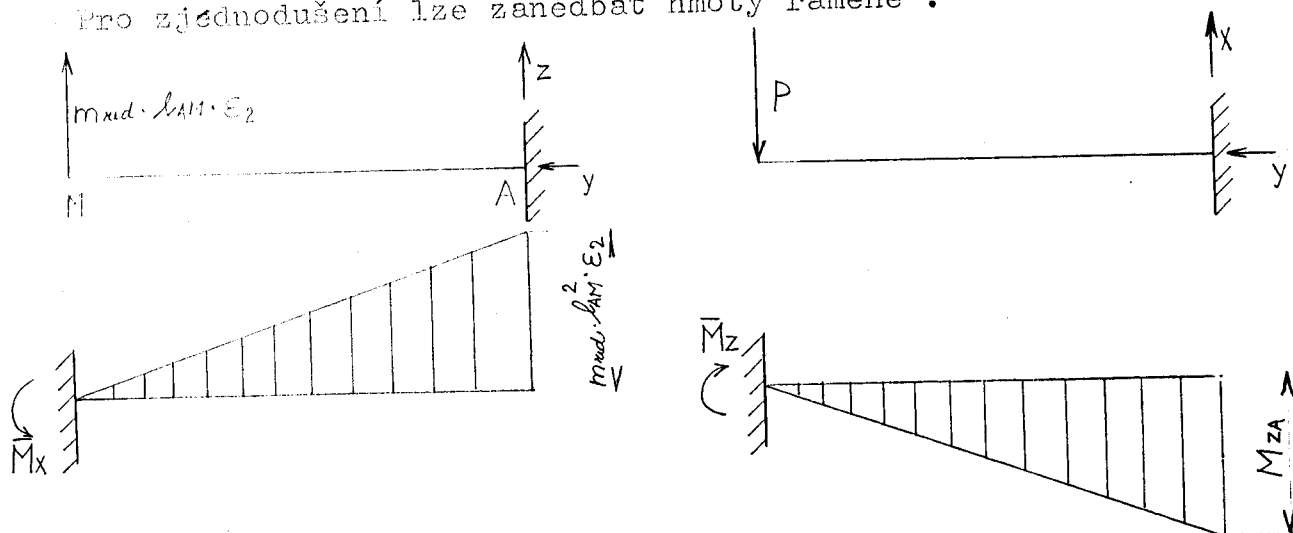
$$J_x = \frac{1}{12} (90 \cdot 70^3 - 78 \cdot 58^3) = 1,3043 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 ,$$

pro deformaci k ose z výrazu (3.23) vychází :

$$w_{RZ1} = \frac{3,9437 \cdot 10^{11}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,3043 \cdot 10^6} = 1,4385 \text{ mm} .$$

3.2.3.2 Ukončení zdvihu

Pro zjednodušení lze zanedbat hmoty ramene .



obr. 10 ukončení zdvihu ramene - Mohrova metoda

Další výpočet je analogií s 3.2.3.1

Pro deformaci v ose x lze psát :

$$w_{RX2} = w_{RX1} = 2,3652 \cdot 10^{-3} \text{ m} .$$

Náhradní moment k deformaci k ose z :

$$\bar{M}_Z = \frac{1}{3} \cdot m_{ud} \cdot l_{AM}^3 \cdot \epsilon_1$$

$$\bar{M}_Z = \frac{1}{3} \cdot 68 \cdot 1,265^3 \cdot 0,84 = 3,86 \cdot 10^{10} \text{ N mm}^3 ,$$

deformace k ose z je potom :

$$w_{RZ2} = \frac{\bar{M}_Z}{E \cdot J_x} = \frac{3,86 \cdot 10^{10}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,3043 \cdot 10^6} = 1,4093 \cdot 10^{-1} \text{ mm} .$$

3.3 Návrh a výpočet posuvné tyče manipul. zařízení

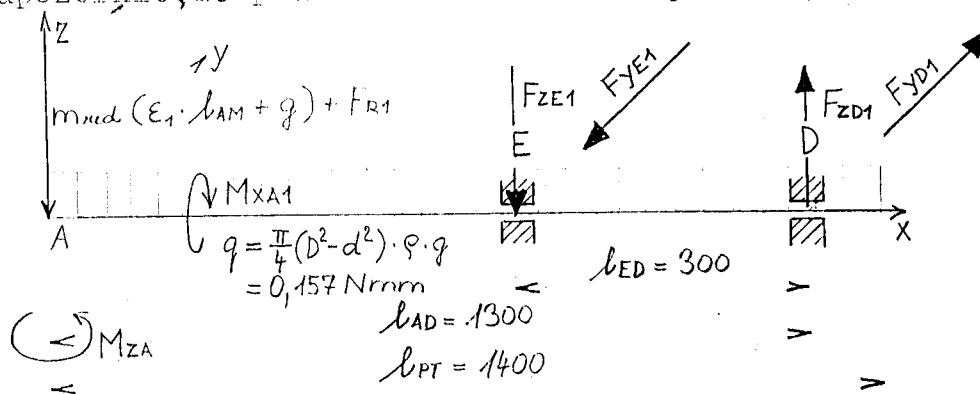
Nejnepříznivější namáhání je podmíněno :

- manipulací panelu maximální délky 4,185 m ,
- počátkem nebo ukončením zdvihu z již výše uváděných důvodů,
- posuvná tyč je navržena pro $l_{AE} = 1000$ mm i když k úchopu dochází na rameni $l_{AE} = 925$ mm. Je brána v úvahu možnost úchopu při plně rozevřeném manipulačním zařízení.

Posuvná tyč bude vyrobena z výchozího materiálu TR $\phi 102 \times 8 - 1400$ 15128.5, který je nutno soustružit na TR $\phi 100 \times 7 - 1400$.

3.3.1 Počátek zdvihu

Je vhodné provést nahrazení sil na rameni momenty a silami přímo na posuvné tyči. Pro názornost je nutné upozornit, že podélnou osou ramene je osa y.



obr. 11 zatížení posuvné tyče při počátku zdvihu

Sílu vyvozenou zrychlením ξ_1 hmoty ramene m_R lze určit :

$$F_{R1} = \int_0^{l_{AC}} \left(\xi_1 + \frac{g}{r} \right) \cdot \rho \cdot S \cdot r \cdot d \cdot r = m_R \left(-\frac{1}{2} \cdot \xi_1 \cdot l_{AC} + g \right)$$

$$F_{R1} = 21 \cdot \left(-\frac{1}{2} \cdot 0,84 \cdot 1500 + 9,81 \cdot 10^3 \right) \cdot 10^{-3} = 219 \text{ N.}$$

Rovnice statické rovnováhy :

$$[m_{red}(\epsilon_1 \cdot l_{AM} + g) + F_{R1}] + q \cdot l_{PT} + F_{ZE1} - F_{ZD1} = 0, \quad (3.24)$$

$$A_D - P = 0, \quad (3.25)$$

$$F_{YE1} - F_{YD1} = 0, \quad (3.26)$$

$$[m_{red}(\epsilon_1 \cdot l_{AM} + g) + F_{R1}] \cdot l_{AD} + \frac{1}{2} \cdot g [l_{AD}^2 - (l_{PT} - l_{AD})^2] + F_{ZE1} \cdot l_{ED} = 0 \quad (3.27)$$

$$F_{ZA} + F_{YE1} \cdot l_{ED} = 0 \quad (3.28)$$

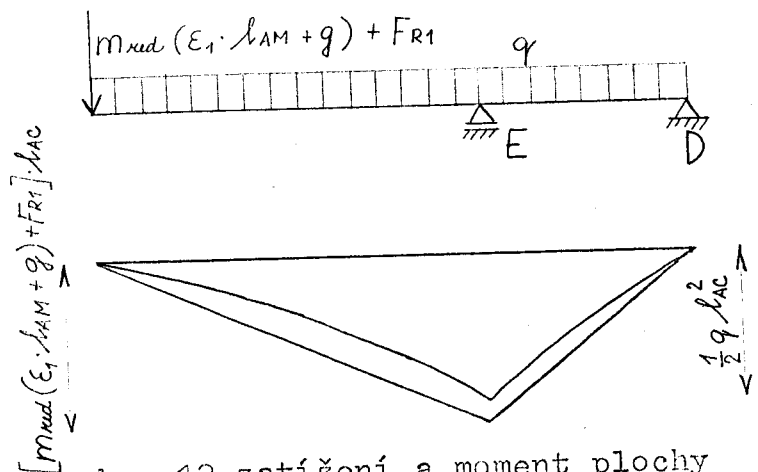
Stupeň volnosti 0, proto pro hledaných 5 reakcí je k dispozici 5 rovnic statické rovnováhy .

Po dosazení do rovnic (3.24) až (3.28) a úpravě do tvaru :

F_{YE1}	F_{ZE1}	F_{YD1}	F_{ZD1}	A_D	PS
0	+1	0	-1	0	+ 1147
0	0	0	0	+1	+ 981
+1	0	-1	0	0	0
0	+0,3	0	0	0	- 1337
+0,3	0	0	0	0	- 1824

lze získat :

$$\begin{aligned} F_{YE1} &= - 6080 \text{ N} \\ F_{ZE1} &= - 4457 \text{ N} \\ F_{YD1} &= - 6080 \text{ N} \\ F_{ZD1} &= - 3310 \text{ N} \\ A_D &= + 1442 \text{ N} \end{aligned}$$



obr. 12 zatížení a moment plochy pos. tyče při počátku zdvihu v rovině xz

Zcela jistě maximální moment k ose y bude v bodě E :

$$M_{yE1} = - \frac{1}{2} \cdot q \cdot l_{AE}^2 - \left[m_{ad}(\varepsilon_1 \cdot l_{AM} + g) + F_{R1} \right] \cdot l_{AE}$$

$$M_{yE1} = - \frac{1}{2} \cdot 0,157 \cdot 1000^2 - \left[68 \cdot (0,84 \cdot 1265 + 9,81 \cdot 10^{+3}) \cdot 10^3 + 219 \right] \cdot 1000 = - 1006 \text{ Nm} .$$

Maximální moment k ose z je v úseku AE :

$$M_{zE1} = M_{zA} = 1,824 \cdot 10^3 \text{ Nm} .$$

Pak lze vyjádřit celkový ohybový moment v bodě E :

$$M_{E1} = \sqrt{M_{yE1}^2 + M_{zE1}^2} = \sqrt{1006^2 + 1824^2} = 2083 \text{ Nm} ,$$

napětí od ohybového momentu M_{E1} je :

$$\sigma_{OE1} = \frac{M_{E1}}{W_o} = \frac{32 \cdot 2083 \cdot 10^3}{\pi \cdot 100^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{86}{100} \right)^4 \right]} = 47 \text{ MPa} .$$

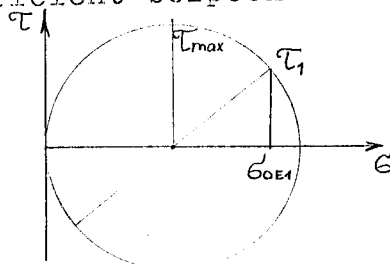
Moment M_{xA1} vytváří napětí v krutu :

$$\tau_1 = \frac{M_{xA1}}{W_k} = \frac{16 \cdot 1,401 \cdot 10^6}{\pi \cdot 100^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{86}{100} \right)^4 \right]} = 12,1 \text{ MPa} .$$

Ekvivalentní napětí lze stanovit dle Guestovy hypotézy, viz obr. 13 :

$$\begin{aligned} \sigma_e &= 2 \cdot \tau_{\max} = \sqrt{\sigma_{OE1}^2 + 4 \cdot \tau_1^2} \\ &= \sqrt{47^2 + 4 \cdot 12,1^2} = 52,9 \text{ MPa} . \end{aligned}$$

Pak lze stanovit koeficient bezpečnosti k mezi kluzu :



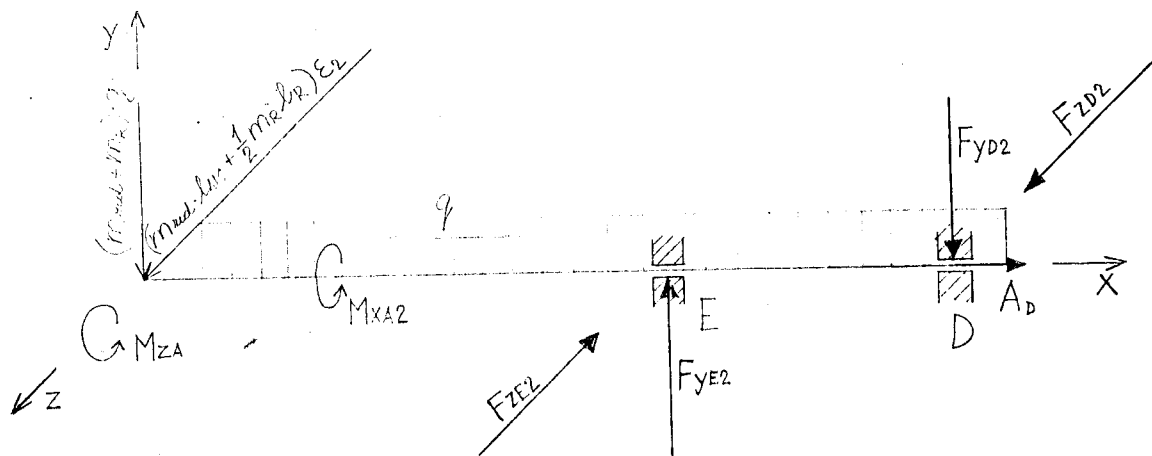
obr. 13

Pozn. Vliv síly A_p byl zanedbán.

$$k_e = \frac{R_e}{G_e} = \frac{363}{52,9} = 6,86 ,$$

což je vyhovující .

3.3.2 Ukončení zdvihu



obr. 14 zatížení posuv. tyče při ukončení zdvihu

Pro rovnice statické rovnováhy platí :

$$-(m_{kul} + m_R) \cdot g - q \cdot l_{PT} + F_{YE2} - F_{YD2} = 0 , \quad (3.29)$$

$$+(m_{kul} \cdot l_{AM} + \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot l_R - F_{ZE2} + F_{ZD2} = 0 , \quad (3.30)$$

$$- P + A_D = 0 , \quad (3.31)$$

$$- M_{ZA} - (m_{kul} + m_R) \cdot g \cdot l_{AD} - \frac{1}{2} \cdot q [l_{AD}^2 - (l_{PT} - l_{AD})^2] + F_{YE2} \cdot l_{ED} = 0 , \quad (3.32)$$

$$+(m_{kul} \cdot l_{AM} + \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot l_R) \cdot g \cdot l_{AD} - F_{ZE2} \cdot l_{ED} = 0 . \quad (3.33)$$

Rovnice (3.29) až (3.33) upravíme do maticového tvaru :

F_{YE2}	F_{ZE2}	F_{YD2}	F_{ZD2}	A_D	PS
+1	0	-1	0	0	+ 1063
0	-1	0	+1	0	- 83,6
0	0	0	0	+1	+ 981
+0,3	0	0	0	0	+ 3052,6
0	-0,3	0	0	0	- 108,7 ,

z kterého vychází :

$$F_{YE2} = 10175 \text{ N} ,$$

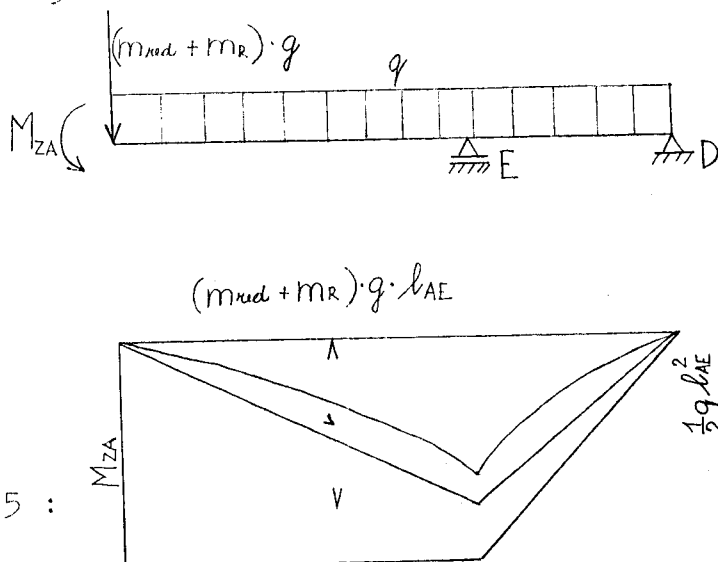
$$F_{ZE2} = 362 \text{ N} ,$$

$$F_{YD2} = 9112 \text{ N} ,$$

$$F_{ZD2} = 278 \text{ N} ,$$

$$A_F = 1442 \text{ N} .$$

Maximální moment k ose
z je v bodě E, viz obr. 15 :



obr. 15 zatížení a moment.
plochy posuv. tyče
při ukončení zdvihu
v rovině xy

$$M_{ZE2} = M_{ZA} + (m_{ud} + m_R) \cdot g \cdot l_{AE} + \frac{1}{2} \cdot q \cdot l_{AE}^2$$

$$M_{ZE2} = 1,824 \cdot 10^3 + (68 + 21) \cdot 9,81 \cdot 10^3 \cdot 1000 + \frac{1}{2} \cdot 0,157 \cdot 1000^2 = 2,746 \cdot 10^3 \text{ Nm} .$$

Z obr. 15 je zřejmé, že maximální moment k ose y je také
v bodě E :

$$M_{YE2} = (m_{ud} \cdot l_{AM} + \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot l_R) \cdot g_1 \cdot l_{AE}$$

$$M_{YE2} = (68 \cdot 1265 + \frac{1}{2} \cdot 21 \cdot 1500) \cdot 0,84 \cdot 10^3 \cdot 10^3 = 85 \text{ Nm} .$$

Celkový moment je :

$$M_{E2} = \sqrt{M_{ZE2}^2 + M_{YE2}^2} = \sqrt{2746^2 + 85^2} = 2747 \text{ Nm} .$$

Napětí od tohoto ohybového momentu :

$$\sigma_{of2} = \frac{M_{E2}}{W_o} = \frac{32 \cdot 2747 \cdot 10^3}{\pi \cdot 100^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{86}{100}\right)^4\right]} = 61,8 \text{ MPa} .$$

Napětí v krutu lze získat ze vztahu :

$$\tau_2 = \frac{M_{XA2}}{W_k} = \frac{16 \cdot 104,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 100^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{86}{100}\right)^4\right]} = 1 \text{ MPa}$$

opět lze použít Guestovu hypotézu :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{OE2}^2 + 4 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{61,8^2 + 4 \cdot 1^2} = 61,9 \text{ MPa} .$$

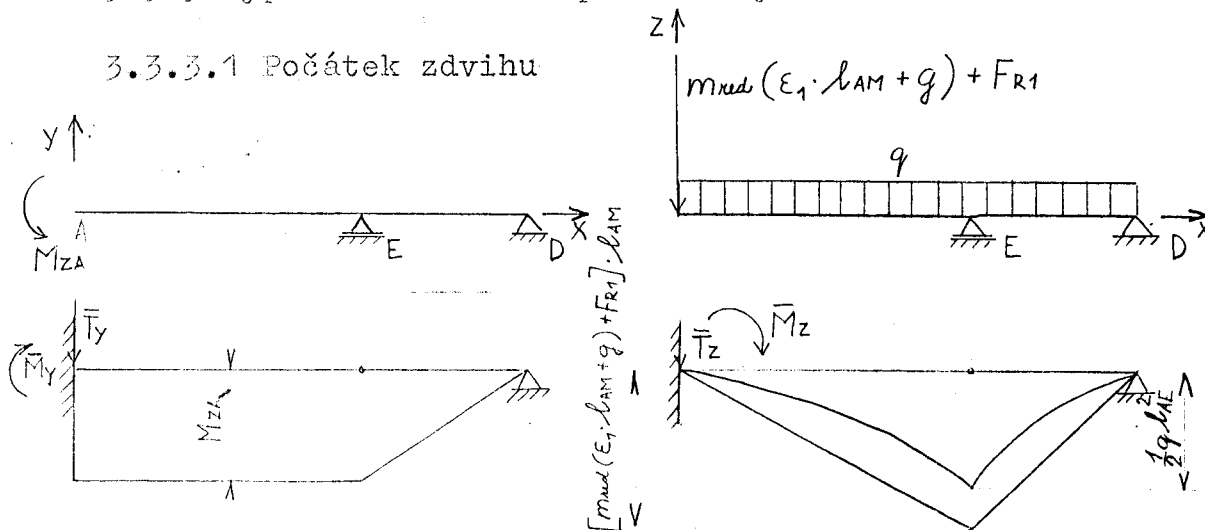
Koeficient bezpečnosti k mezi únavy :

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{363}{61,9} = 5,86 ,$$

posuvná tyč z pevnostního hlediska vyhovuje .

3.3.3 Výpočet deformace posuvné tyče

3.3.3.1 Počátek zdvihu



obr. 16 počátek zdvihu posuvné tyče - Mohrova metoda

Pro deformaci - sklon bodu A v ose y platí :

$$w'_{PTY1} = \frac{\bar{T}_y}{E \cdot J} , \quad (3.34)$$

kde možno odvodit :

$$\bar{M}_y = M_{ZA} \left(-\frac{1}{3} \cdot l_{ED} + l_{AE} \right)$$

$$\bar{M}_y = 1,824 \cdot 10^6 \left(-\frac{1}{3} \cdot 300 + 1000 \right) = 2,006 \cdot 10^9 \text{ N mm}^2 .$$

$$J = \frac{\pi}{64} \cdot D^4 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{\pi}{64} \cdot 100^4 \left[1 - \left(\frac{86}{100} \right)^4 \right]$$

$$J = 2,2236 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 .$$

Po dosazení do (3.34) lze obdržet sklon :

$$w'_{PTY1} = \frac{2,006 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 4,2968 \cdot 10^{-1} \text{ rad} .$$

Pro deformaci - průhyb bodu A v ose y platí :

$$w_{PTY1} = \frac{\bar{M}_y}{E \cdot J} , \quad (3.35)$$

přičemž pro náhradní moment platí :

$$\bar{M}_y = -\frac{1}{6} \cdot M_{ZA} \cdot l_{AE} \cdot (3 \cdot l_{AE} + 2 \cdot l_{ED})$$

$$\bar{M}_y = -\frac{1}{6} \cdot 1,824 \cdot 10^6 \cdot 1000 \cdot (3 \cdot 1000 + 2 \cdot 300) = 1,094 \cdot 10^{12}$$

$$\bar{M}_y = 1,094 \cdot 10^{12} \text{ N mm}^3 .$$

Ze vztahu (3.35) pak plyne :

$$w_{PTY1} = \frac{\bar{M}_y}{E \cdot J} = \frac{1,094 \cdot 10^{12}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 2,3437 \text{ mm} .$$

Pro deformaci - sklon bodu A v ose z platí :

$$w'_{PTZ1} = \frac{\bar{T}_z}{E \cdot J} , \quad (3.36)$$

přičemž platí :

$$\begin{aligned} \bar{T}_z = & -\frac{1}{2} \cdot q \cdot l_{AE}^2 \left(-\frac{1}{3} \cdot l_{AE} + \frac{1}{4} \cdot l_{ED} \right) + \left[m_{rel}(\varepsilon_i l_{AM} + g) + \right. \\ & \left. + R_{KA} \right] \cdot l_{AM} \cdot \left(-\frac{1}{2} \cdot l_{AE} + \frac{1}{3} \cdot l_{ED} \right) \end{aligned}$$

$$\bar{T}_z = -\frac{1}{2} \cdot 0,157 \cdot 10^6 \left(-\frac{1}{3} \cdot 1000 + \frac{1}{4} \cdot 300 \right) +$$

$$+ \left[68 \left(0,84 \cdot 1265 + 9,81 \cdot 10^3 \right) 10^{-3} + 219 \right] \cdot 1265 \left(-\frac{1}{2} \cdot 1000 + -\frac{1}{3} \cdot 300 \right)$$

$$\bar{M}_Z = 7,594 \cdot 10^9 \text{ N mm}^2$$

Ze vzorce (3.36) pak plyne :

$$w_{PZ1} = \frac{7,594 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 1,6263 \cdot 10^{-2} \text{ rad} .$$

Deformaci - průhyb bodu A v ose z lze získat ze vztahu :

$$w_{PZ1} = \frac{\bar{M}_Z}{E \cdot J} , \quad (3.37)$$

kde :

$$\bar{M}_Z = l_{AE} \cdot l_{AD} \left\{ -\frac{1}{8} \cdot q \cdot l_{AE}^2 + -\frac{1}{3} \left[m_{rel}(\epsilon_1 l_{AM} + g) + F_{R1} \right] \cdot l_{AM} \right\}$$

$$\bar{M}_Z = 1300 \cdot 10^3 \left\{ -\frac{1}{8} \cdot 0,157 \cdot 10^6 + -\frac{1}{3} \left[68 \left(0,84 \cdot 1265 + 9,81 \cdot 10^3 \right) 10^{-3} + 219 \right] \cdot 1265 \right\}$$

$$\bar{M}_Z = 5,508 \cdot 10^{11} \text{ N mm}^3 .$$

Pak ze vztahu (3.37) plyne :

$$w_{PZ1} = \frac{5,508 \cdot 10^{11}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 1,1796 \text{ mm} .$$

Pro deformaci - zkroucení bodu A lze psát :

$$\varphi_{PZ1} = \frac{l_{AD} \cdot M_{AX1}}{G \cdot J_p} = \frac{l_{AD} \cdot M_{AX1}}{G \cdot 2 \cdot J}$$

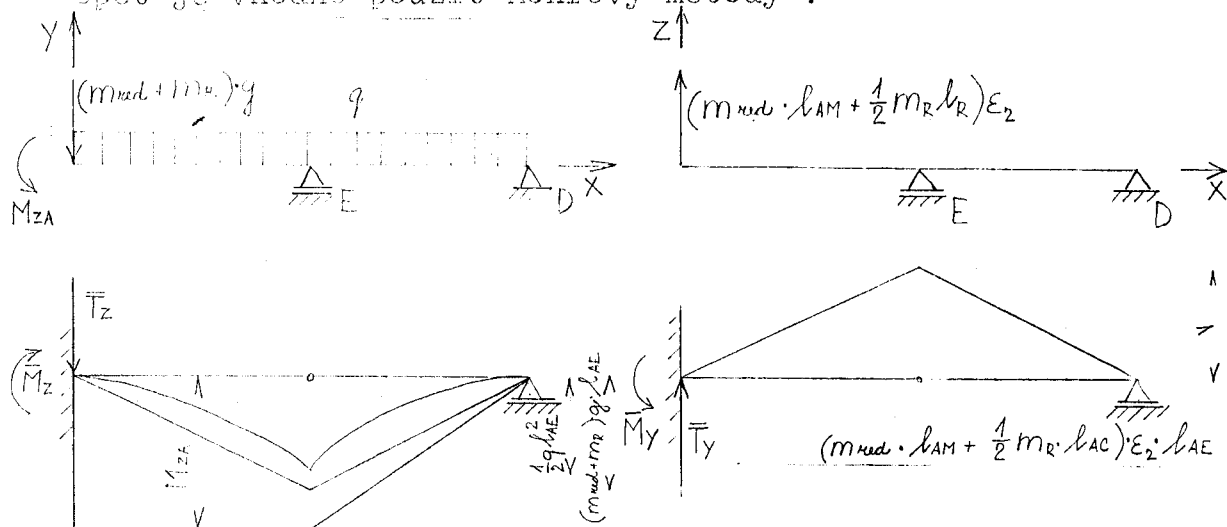
$$\varphi_{PZ1} = \frac{1300 \cdot 1,101 \cdot 10^6}{2 \cdot 8,1 \cdot 10^4 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 3,9734 \cdot 10^{-3} \text{ rad} .$$

3.3.3.2 Ukončení zdvihu

Největší ohybový moment působí na posuvnou tyč při ukončení zdvihu v bodě E. Proto lze tvrdit, že právě

v tomto okamžiku je v bodě A největší deformace od ohybu.

Opět je vhodné použít Mohrovy metody :



obr. 17 náhr. nosník posuv. tyče při ukončení zdvihu

Pro deformaci - sklon bodu A v ose y platí :

$$w_{PTyZ} = \frac{\bar{T}_y}{E \cdot J} \quad (3.38)$$

Sílu hmoty ramene způsobenou zpomalením ϵ_2 je možné zjistit :

$$F_{\epsilon_2} = \int_0^{l_{AC}} \rho \cdot S \cdot \epsilon_2 \cdot r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot l_{AC} \cdot \epsilon_2 ,$$

kde $\bar{T}_y$ lze po úpravách vyjádřit :

$$\begin{aligned} \bar{T}_y &= \frac{1}{48} \cdot q \cdot l_{AE}^2 \cdot (6 \cdot l_{ED} + 8 \cdot l_{AE}) + \frac{1}{6} (m_{ud} + m_R) \cdot \\ &\quad \cdot g \cdot l_{AE} (2 \cdot l_{ED} + 3 \cdot l_{AE}) + \frac{1}{3} \cdot M_{ZA} (3 \cdot l_{AE} + l_{ED}) \\ \bar{T}_y &= \frac{1}{48} \cdot 0,157 \cdot 10^6 \cdot (6 \cdot 300 + 8 \cdot 1000) + \\ &\quad + \frac{1}{6} (68 + 21) 9,81 \cdot 10^3 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 (2 \cdot 300 + 3 \cdot 1000) + \\ &\quad + \frac{1}{3} \cdot 1,824 \cdot 10^6 (3 \cdot 1000 + 300) = 2,5623 \cdot 10^9 \\ \bar{T}_y &= 2,5623 \cdot 10^9 \text{ N mm}^2 , \end{aligned}$$

pak po dosazení do (3.38) možno získat :

$$w'_{PY2} = \frac{2,5623 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 5,4873 \cdot 10^{-3} \text{ rad} ,$$

pro deformaci - průhyb bodu A v ose y platí :

$$w_{PY2} = \frac{\bar{M}_y}{E \cdot J} , \quad (3.39)$$

kde $\bar{M}_y$ je :

$$\bar{M}_y = l_{AE} \left[-\frac{1}{6} \cdot M_{ZA} (3 \cdot l_{AE} + 2 \cdot l_{ED}) + \frac{1}{3} (m_{ud} + m_R) \cdot g \cdot l_{AE} \cdot l_{AD} + \frac{1}{8} \cdot q \cdot l_{AE}^2 \cdot l_{AD} \right]$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_y &= 10^3 \cdot \left[-\frac{1}{6} \cdot 1,824 \cdot 10^6 (3 \cdot 10^3 + 2 \cdot 300) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{3} (68 + 21) \cdot 9,81 \cdot 10^3 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 \cdot 1300 + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{8} \cdot 0,157 \cdot 10^6 \cdot 1300 \right] = 1,498 \cdot 10^{12} \text{ N mm}^3 . \end{aligned}$$

Průhyb, posuvné tyče je po dosazení do (3.39) :

$$w_{PY2} = \frac{1,498 \cdot 10^{12}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 3,2085 \text{ mm} .$$

Pro deformaci - sklon bodu A v ose z platí :

$$w_{PZ2} = \frac{\bar{T}_z}{E \cdot J} , \quad (3.40)$$

vztah pro $\bar{T}_z$ lze odvodit z obr. 17 :

$$\begin{aligned} \bar{T}_z &= \frac{1}{6} (m_{ud} \cdot l_{AM} + \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot l_{AC}) \epsilon_2 \cdot l_{AE} (2 \cdot l_{ED} + 3 \cdot l_{AE}) \\ \bar{T}_z &= -\frac{1}{6} (68 \cdot 1265 + \frac{1}{2} \cdot 21 \cdot 1500) \cdot 0,84 \cdot 1000 \cdot 10^{-3} \cdot \\ &\quad \cdot (2 \cdot 300 + 3 \cdot 1000) = 513 \cdot 10^7 \text{ N mm}^2 . \end{aligned}$$

Po dosazení do vztahu (3.40) :

$$w_{H22} = \frac{5,13 \cdot 10^7}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 1,0984 \cdot 10^{-4} \text{ rad} .$$

Pro deformaci - průhyb bodu A v ose z lze psát :

$$w_{Pr22} = \frac{\bar{M}_z}{E \cdot J} \quad (3.41)$$

Pro moment platí :

$$\bar{M}_z = -\frac{1}{3} \left(m_{red} \cdot l_{AM} + \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot l_{AC} \right) \varepsilon_2 \cdot l_{AE}^2 \cdot l_{AD}$$

$$\bar{M}_z = -\frac{1}{3} \left(68 \cdot 1265 + \frac{1}{2} \cdot 21 \cdot 1500 \right) \cdot 10^{-3} \cdot 0,84 \cdot 10^6 \cdot 1500$$

$$\bar{M}_z = 4,274 \cdot 10^{10} \text{ N mm}^3 ,$$

po dosazení do vztahu (3.41) lze získat průhyb :

$$w_{Pr22} = \frac{4,274 \cdot 10^{10}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 9,1536 \cdot 10^{-2} \text{ mm} .$$

Pro deformaci zkroucení bodu A platí :

$$\varphi_{Pr2} = \frac{l_{AD} \cdot M_{AX2}}{G \cdot J_p} = \frac{l_{AD} \cdot M_{AX2}}{2 \cdot G \cdot J}$$

$$\varphi_{Pr2} = \frac{1300 \cdot 104,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 8,1 \cdot 10^4 \cdot 2,2236 \cdot 10^6} = 3,7713 \cdot 10^{-4} \text{ rad} .$$

3.4 Návrh a výpočet vedení posuvné tyče

Posuvná tyč bude ovládána kameny pevně uchycenými na posuvné tyči. Konstrukce a výpočet kamenů viz 3.9.3, jejich uchycení je znázorněno ve výkresové dokumentaci (MZ - 02/00 - 1). Posuvná tyč je vedená ve dvojici kluzných ložisek se vzájemnou roztečí 300 mm. Tato rozteč byla zvolena jako kompromis mezi protichůdnými požadavky kladenými na rozměr nosné trubky, který je limitem rozměru manipulovaného OP a měrným tlakem ložisek, který je společně s rychlostí posuvu rozhodujícím faktorem ovlivňujícím životnost ložisek.

S ohledem na velmi příznivé rozměry bylo zvoleno užití kluzných ložisek s funkční vrstvou z polyacetátu KX. Výrobce je ZVL Dolný Kubín, který tato ložiska vyrábí v licenci. Materiál KX je vimpregnován do pórovitého bronzu. Má vynikající kluzné vlastnosti do rychlosti $2,5 \text{ m s}^{-1}$, při součinu $p \cdot v = 0,35 \text{ MPa} \cdot \text{m s}^{-1}$ se doporučuje mazání po 2000 až 5000 provozních hodinách, viz /3/. Součinitel tření je za příznivých podmínek s přimazáváním dle /5/ $f = 0,01$. U řešeného manipulačního zařízení bude dostačující mazání při uvedení do provozu. Dle /5/ jako vhodné je následující ložisko s těmito parametry :

- $d = 100 \text{ H7/e8}$ $\left[\begin{array}{c} \text{mm} \\ \text{mm} \\ \text{mm} \end{array} \right]$,
- $D = 105 \text{ H7/k6}$ $\left[\begin{array}{c} \text{mm} \\ \text{mm} \\ \text{mm} \end{array} \right]$,
- $L = 80 \text{ C,25}$ $\left[\begin{array}{c} \text{mm} \\ \text{mm} \\ \text{mm} \end{array} \right]$.

Nejvyšší zatížení je na ložisku v bodě E při ukončení zdvihu :

$$p = \frac{\sqrt{F_{yE2}^2 + F_{zE2}^2}}{l \cdot d}$$
$$p = \frac{\sqrt{10175^2 + 362^2}}{80 \cdot 100} = 1,27 \text{ MPa} .$$

Předběžně volená rychlost úchopu je $v_0 = 0,3 \text{ m s}^{-1}$,
pak pro součin $p \cdot v$ platí :

$$p \cdot v = 1,27 \cdot 0,3 = 0,381 \text{ MPa m s}^{-1},$$

což dle/5/ odpovídá při občasné přimazání životnosti
asi 4500 provozních hodin .

Ložisko v bodě D bude opřeno o osazení v nosné
trubce, proti zpětnému pohybu bude ložisko jištěno opěr-
ným kroužkem fixovaným pojistným drátěným kroužkem ČSN
022925 - 67 vyrobeného z taženého drátu třídy 3 ČSN 42
6450 .

Ložisko v bodě E bude jištěno z obou stran shodným
opěrným kroužkem jištěným pojistným drátěným kroužkem .

Proti vnikání nečistot bude posuvná tyč těsněna ve
vedení plstěným kroužkem.

3.5 Návrh ovládání zdvihu

Ovládání zdvihu bude prováděno párem přímočarých
hydromotorů. Z důvodů omezení namáhání nosné trubky bu-
de každý z hydromotorů umístěn v blízkosti uložení nos-
né trubky.

3.5.1 Návrh a výpočet zdvihu manipulačního zařízení

Je vhodné si uvědomit, že maximální moment je na
počátku zdvihu, kdy platí :

$$M_{yH1} = 1,101 \cdot 10^3 \text{ N m} .$$

Na konci zdvihu je moment :

$$M_{yH2} = - 104,5 \text{ N m} ,$$

což vyžaduje dokonce brždění .

S těchto důvodů je nutné zařízení zdvihu dimenzovat pro počáteční zdvih, v dalším průběhu zdvihu dochází ke zmenšování M_{xM} . Řešení se nabízí dle obr.18 vhodnou volbou :

- úhlu μ ,
- průměru motoru d_m ,
- ramene zdvihu l_z .

V odborné literatuře se doporučuje vztah :

$$\mu \approx 30^\circ .$$

Z pevnostních důvodů je vhodné volit :

$$\mu = 50^\circ .$$

Protože je tedy důležité znát sílu motoru, je nutné provést přibližný výpočet její hodnoty, přičemž volíme s přihlédnutím k celkovému uspořádání manipul. zařízení :

$$l_z = 150 \text{ mm} .$$

Pak pro hrubý výpočet síly dvojice motorů platí :

$$F_{HM} = \frac{M_{xM1}}{l_z \cdot \sin 50} = \frac{1,101 \cdot 10^6}{150 \cdot \sin 50} = 9390 \text{ N} ,$$

$$\text{pro jeden motor } F_{HM1} = \frac{9390}{2} = 4695 \text{ N} .$$

3.6 Návrh a výpočet nosné trubky

Nosná trubka bude vyrobena z TR $\varnothing$ 133x16 - 2780 .
Do hloubky 390 mm bude vnitřní průměr stočen na $\varnothing$ 105 H7, prostor mezi ložisky na $\varnothing$ 10 . V trubce budou podélně vyfrézované drážky šíře 25 H7 mm pro vedení kamenů ovládačích posuv posuvných tyčí. Na nosné trubce budou uchyceny kladky lanového pohonu kamenů. Na svých koncích bude nosná trubka zachycena v jehlových ložiskách s jištěním proti axiálnímu posuvu. Bude ovládána dvojicí přímočarých hydromotorů prostřednictvím pák přivařených k nosné trubě z důvodů pevnosti v blízkosti uložení nosné trubky .

Při výpočtu lze považovat nosnou trubku za tenkostěnný otevřený profil .

3.6.1 Počátek zdvihu

Budou použity hodnoty z 3.3.1 avšak s opačným znaménkem, neboť reakce nosné trubky na posuvnou tyč jsou silami na ni působící .

$$F_{YE1} = + 6080 \text{ N} ,$$

$$F_{ZE1} = + 4457 \text{ N} ,$$

$$F_{YD1} = + 6080 \text{ N} ,$$

$$F_{ZD1} = + 3310 \text{ N} ,$$

$$A_D = + 1442 \text{ N} .$$

Nosnou trubku lze vyšetřovat jako nosník z tenkostěnného otevřeného profilu, viz obr. 21 .

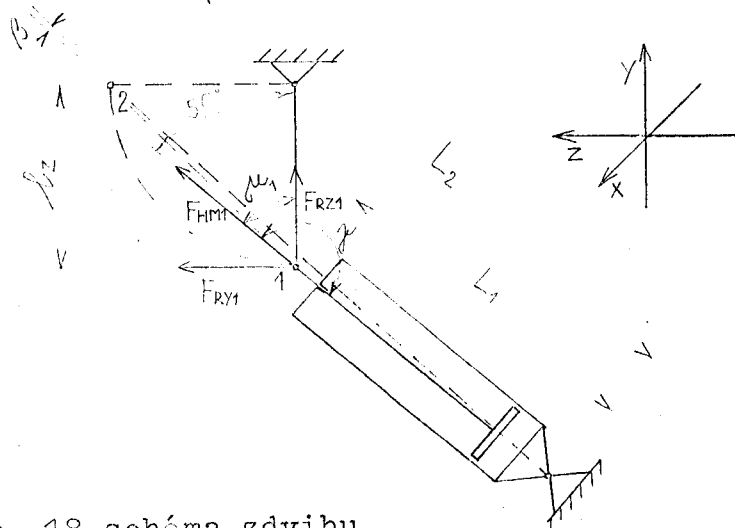
Určení účinků hydromotoru na nosnou trubku z obr.18.

Síla v ose y :

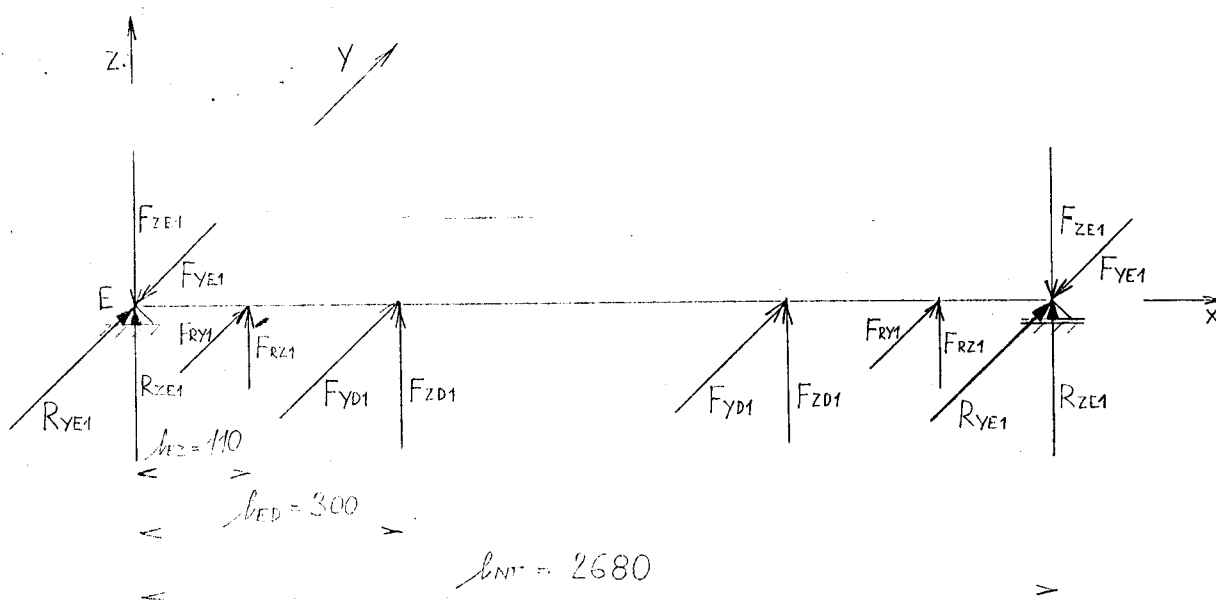
$$F_{RY1} = F_{HM1} \cdot \sin 50^\circ = 4695 \cdot \sin 50^\circ = 3597 \text{ N} .$$

Síla v ose z :

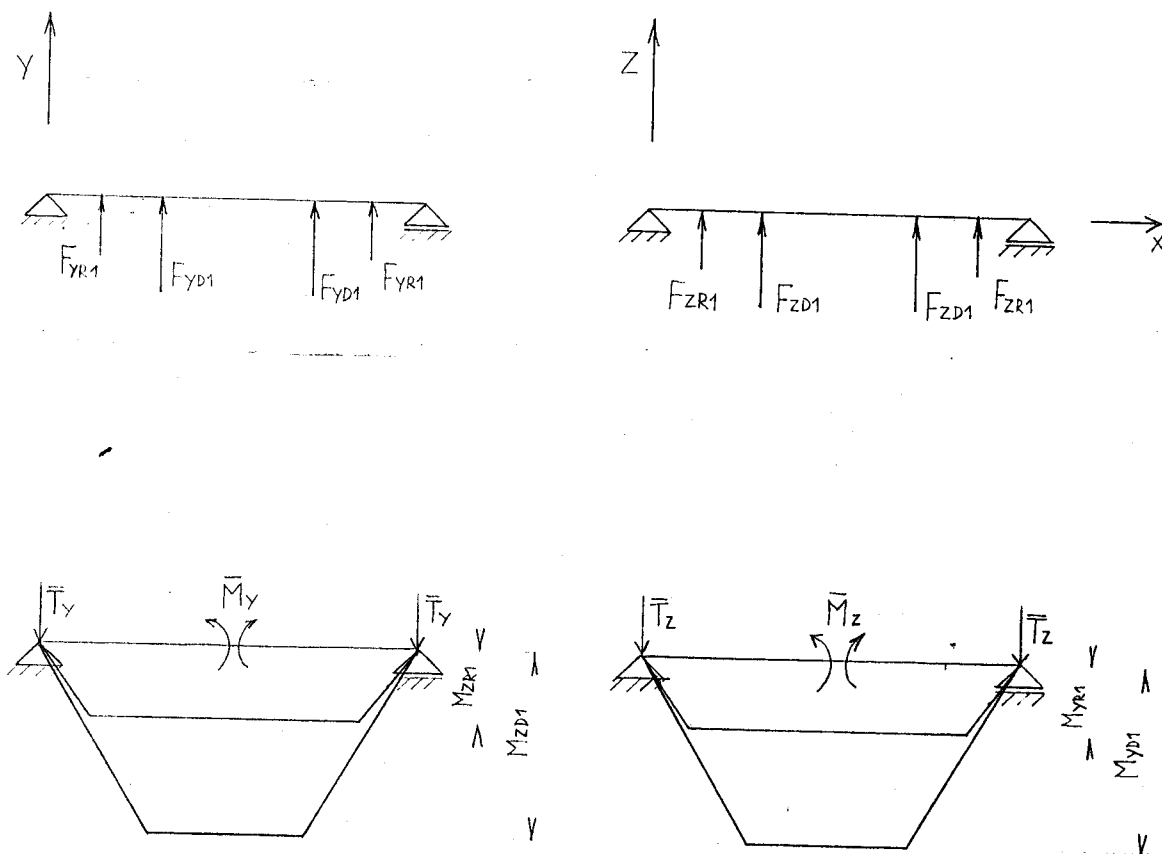
$$F_{RZ1} = F_{HM1} \cdot \cos 50^\circ = 4695 \cdot \cos 50^\circ = 3065 \text{ N} .$$



obr. 18 schéma zdvihu



obr. 19 silové poměry na nosné trubce



obr. 20 náhradní nosník nosné trubky při počátku zdvihu

Protože se jedná o symetrickou soustavu, vystačí k určení 4 reakcí 2 rovnice statické rovnováhy :

$$R_{YE1} - F_{YE1} + F_{YD1} + F_{YR1} = 0 \quad , \quad (3.42)$$

$$R_{ZE1} - F_{ZE1} + F_{ZD1} + F_{ZR1} = 0 \quad . \quad (3.43)$$

Po úpravě a dosazení do rovnic (3.42) , (3.43) :

$$R_{YE1} = - F_{YD1} + F_{YE1} - F_{YR1} = - 6080 + 6080 - 3597 = - 3597 \text{ N}$$

$$R_{ZE1} = - F_{ZD1} + F_{ZE1} - F_{ZR1} = - 3310 + 4457 - 3065 = - 1918 \text{ N}$$

Pro moment v ose y, který je dle obr.19 maximální v DD , lze psát :

$$M_{Y1} = (R_{ZE1} - F_{ZE1}) \cdot l_{ED} + F_{ZR1} \cdot (l_{ED} - l_{EZ})$$

$$M_{Y1} = (-1918 - 4457) \cdot 300 + 3065 \cdot (300 - 110) = -1330 \text{ Nm}.$$

Obdobně platí pro moment k ose z, pro který platí :

$$M_{Z1} = (R_{YE1} - F_{YE1}) \cdot l_{ED} + F_{YR1} \cdot (l_{ED} - l_{EZ})$$

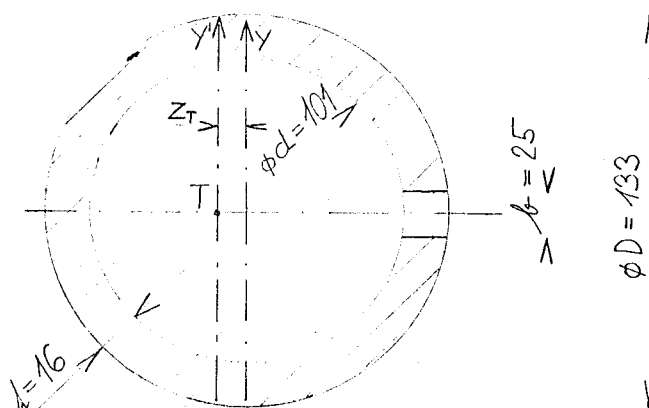
$$M_{Z1} = (-3597 - 6080) \cdot 300 + 3597 \cdot (300 - 110)$$

$$M_{Z1} = -2220 \text{ N m}.$$

Nosná trubka je také namáhána na krut momentem dle 3.2.1.1 :

$$M_{XM} = 1,101 \cdot 10^3 \text{ N m}.$$

Určení průřezových veličin lze provést dle obr. 21 :



obr. 21 průřez nosnou trubkou

$$J_Z = \frac{\pi \cdot D^4 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}{64} - \frac{b^3 \cdot t}{12}$$

$$J_Z = \frac{\pi}{64} \cdot 133^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{101}{133} \right)^4 \right] - \frac{1}{12} \cdot 25^3 \cdot 16 = 1,0231 \cdot 10^7 \text{ mm}^4,$$

$$W_{OZ} = \frac{2 \cdot J_Z}{D} = \frac{2 \cdot 1,0231 \cdot 10^7}{133} = 1,5384 \cdot 10^5 \text{ mm}^3.$$

$$J_Y = \frac{\pi}{64} \cdot D^4 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] + \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \cdot z_T^2 - \left\{ \frac{1}{12} \cdot b \cdot t^3 + b \cdot t \left[-\frac{1}{2} (D + d) + z_T \right]^2 \right\}, \quad (3.44)$$

kde z_T je vzdálenost těžiště otevřeného profilu od těžiště profilu uzavřeného. Lze jej získat ze vztahu :

$$z_T = \frac{0 - b \cdot t \cdot 0,25 \cdot (D + d)}{\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]}$$

$$z_T = \frac{-25 \cdot 16 \cdot 0,25 \cdot (133 + 101)}{\frac{\pi}{4} \cdot 133^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{101}{133} \right)^2 \right]} = -3,98 = -4 \text{ mm}.$$

Po dosazení do vzorce (3.44) lze obdržet :

$$J_y = \frac{\pi}{64} \cdot 133^4 \left[1 - \left(\frac{101}{133} \right)^4 \right] + \frac{\pi}{4} \cdot 133^2 \left[1 - \left(\frac{101}{133} \right)^2 \right] \cdot 4^2 -$$

$$- \left\{ \frac{1}{12} \cdot 25 \cdot 16 + 25 \cdot 16 \left[-\frac{1}{2} (133 + 101) - 4 \right]^2 \right\}$$

$$J_y = 5,2294 \cdot 10^6 \text{ mm}^4,$$

$$W_{oy} = \frac{J_y}{\frac{D}{2} + z_T} = \frac{5,2294 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 133 + 4} = 7,4176 \cdot 10^4 \text{ mm}^3.$$

Polární moment setrvačnosti :

$$J_p = \frac{1}{3} \cdot t^3 \cdot (\pi \cdot D - b) = \frac{1}{3} \cdot 16^3 \cdot (\pi \cdot 133 - 25) =$$

$$J_p = 5,3635 \cdot 10^5 \text{ mm}^4,$$

Průřezový modul v krutu :

$$W_k = \frac{1}{3} \cdot t^2 (\pi \cdot D - b) = \frac{1}{3} \cdot 16^2 \cdot (\pi \cdot 133 - 25)$$

$$W_k = 3,3522 \cdot 10^4 \text{ mm}^3,$$

průřez-nosné trubky přibližně :

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] - b \cdot t$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot 133^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{101}{133} \right)^2 \right] \cdot 25 \cdot 16$$

$$S = 5,4811 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 .$$

Napětí od ohybových momentů a tahové síly se sčítají, extrémní hodnoty dosahují velikost :

$$\sigma_{01} = \frac{M_{21}}{W_{02}} + \frac{M_{\gamma 1}}{W_{\gamma \gamma}} + \frac{A_D}{S}$$

$$\sigma_{01} = \frac{2,22 \cdot 10^6}{1,5384 \cdot 10^5} + \frac{1,33 \cdot 10^6}{7,4176 \cdot 10^4} + \frac{1442}{5,4811 \cdot 10^3} =$$

$$\sigma_{01} = 32,4 \text{ MPa} .$$

Napětí v krutu existuje mezi ramenem nosné trubky a kamenem posuvné tyče a má velikost :

$$\tau_1 = \frac{M_{x\alpha 1}}{W_k} = \frac{1,101 \cdot 10^6}{3,3522 \cdot 10^4} = 32,8 \text{ MPa} .$$

Jedná se o kombinované namáhání, proto dle Guesta :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{01}^2 + 4 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{32,4^2 + 4 \cdot 32,8^2} = 72,1 \text{ MPa} ,$$

příčměň koeficient bezpečnosti je :

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{363}{72,1} = 5,03 ,$$

což vyhovuje . Tento koeficient je vztažen k nejnepříznivější namáhanému úseku, který se nachází mezi kamenem a kluzným ložiskem v bodě D .

5.6.2 Ukončení zdvihu

Použity budou hodnoty zatížení z 3.3.2 ,ale opět s opačnými znaménky .

$$F_{YE2} = - 10175 \text{ N} ,$$

$$F_{ZE2} = - 362 \text{ N} ,$$

$$F_{YD2} = - 9112 \text{ N} ,$$

$$F_{ZD2} = - 278 \text{ N} ,$$

$$A_D = + 1442 \text{ N} .$$

Při určování účinků hydromotoru na nosnou trubku je nutné vycházet z toho, že $M_{XA2} = - 104,5 \text{ N m}$, tedy dochází k brždění. Pak lze dle obr. 18 psát :

$$\beta = \arcsin\left(\frac{L_1}{L_2} \cdot \sin p\right)$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{500}{700} \cdot \sin 175\right) = 3^\circ ,$$

čímž síle hydromotoru náleží velikost :

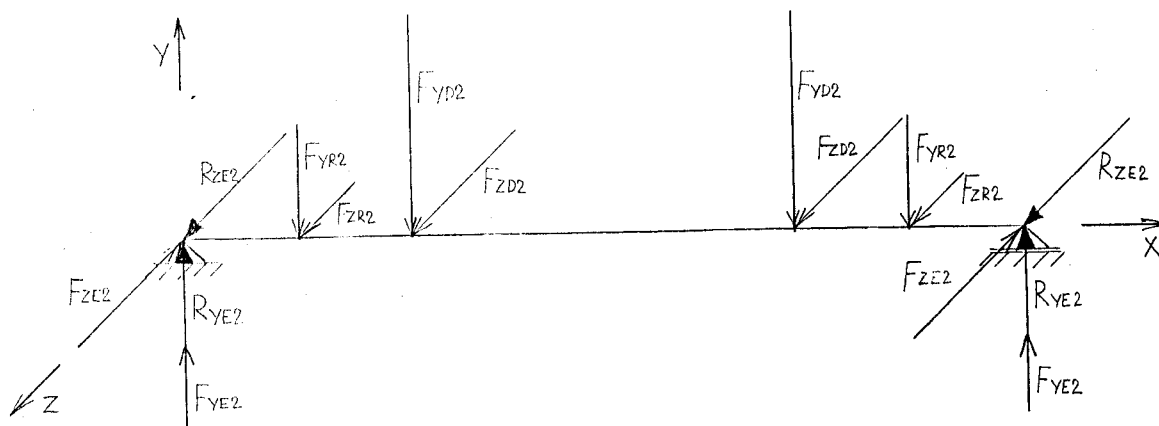
$$F_{HM2} = \frac{M_{XA2}}{2 \cdot l_z \cdot \cos(90 - 50 + \beta)} = \frac{104,5}{2 \cdot 150 \cdot \cos 43} = 477 \text{ N} ,$$

$$F_{YR2} = F_{HM2} \cdot \cos(90 - 50 + \beta)$$

$$F_{YR2} = 477 \cdot \cos(90 - 50 + 3) = 349 \text{ N} .$$

$$F_{ZR2} = F_{HM2} \cdot \sin(90 - 50 + \beta)$$

$$F_{ZR2} = 477 \cdot \sin(90 - 50 + 3) = 325 \text{ N} .$$



obr. 22 zatížení nosné trubky při ukončení zdvihu

Opět se jedná o symetrickou soustavu se 2 rovnicemi statické rovnováhy :

$$R_{YE2} - F_{ZE2} + F_{ZD2} + F_{ZR2} = 0 , \quad (3.45)$$

$$R_{YE2} + F_{YE2} - F_{YD2} - F_{YR2} = 0 . \quad (3.46)$$

Z rovnic (3.45) a (3.46) lze vyjádřit :

$$R_{ZE2} = F_{ZE2} - F_{ZD2} - F_{ZR2} = - 362 + 278 - 325 = - 409 \text{ N} ,$$

$$R_{YE2} = F_{YD2} - F_{YE2} + F_{YR2} = - 9112 + 10175 + 349 = 1412 \text{ N} .$$

Pro moment v ose z, který je maximální v DD, lze psát :

$$M_{Z2} = (R_{YE2} + F_{YE2}) \cdot l_{ED} - F_{YR2} (l_{ED} - l_{EZ})$$

$$M_{Z2} = (1755 - 10175) \cdot 300 - 349 \cdot (300 - 110) = - 2592 \text{ N m} ,$$

moment v ose y je :

$$M_{Y2} = (R_{ZE2} - F_{ZE2}) \cdot l_{ED} + F_{ZR2} (l_{ED} - l_{EZ})$$

$$M_{y2} = (-730 + 362) \cdot 300 + 325 \cdot (300 - 110) = 48,7 \text{ N m}.$$

Na nosnou trubku působí krouticí moment :

$$M_{XA2} = -104,5 \text{ N m}.$$

Obdobně jako při počátku zdvihu je nejméně příznivé namáhání v úsecích mezi kameny a kluzným ložiskem v bodě D. Tahové napětí od ohybových momentů a normální síly :

$$\begin{aligned} \sigma_{02} &= \frac{M_{z2}}{W_{0z}} + \frac{M_{y2}}{W_{0y}} + \frac{A_d}{S} \\ &= \frac{2592 \cdot 10^3}{1,5384 \cdot 10^5} + \frac{48,7 \cdot 10^3}{7,4176 \cdot 10^4} + \frac{1442}{5,4811 \cdot 10^3} = 17,6 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Napětí v krutu :

$$\tau_2 = \frac{M_{XA2}}{W_k} = \frac{104,5 \cdot 10^3}{3,3522 \cdot 10^4} = 3,1 \text{ MPa}.$$

Dle Guestovy hypotézy $\sigma_e = 2\tau_m$ lze určit :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{02}^2 + 4 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{17,6^2 + 4 \cdot 3,1^2} = 18,7 \text{ MPa},$$

pak koeficient bezpečnosti je :

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{363}{18,7} = 19,4,$$

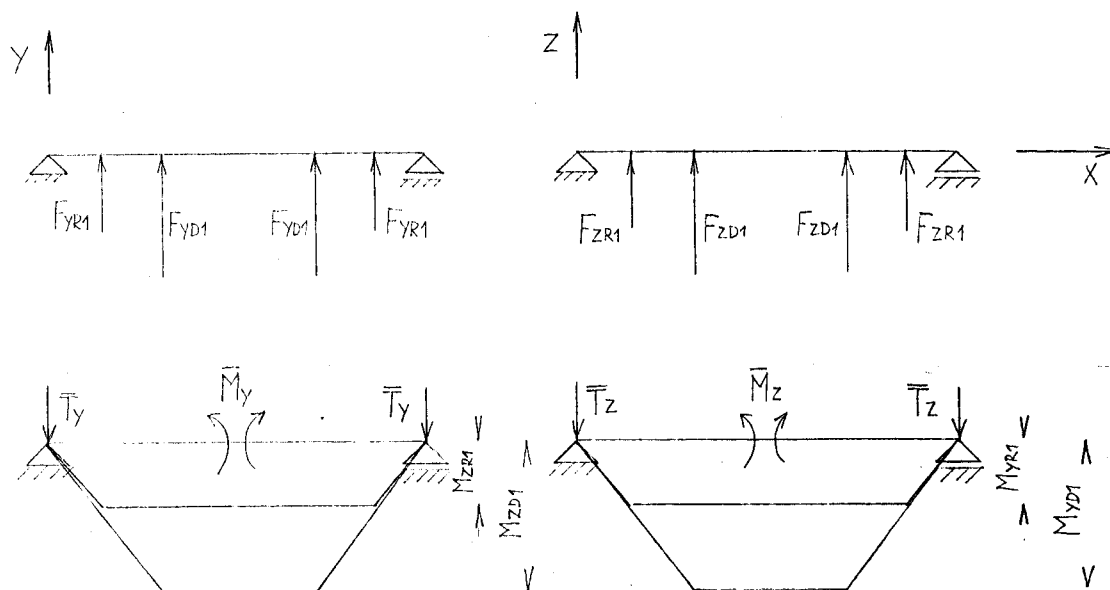
což také vyhovuje .

3.6.3 Výpočet deformace nosné trubky

Ve výpočtech budou použity průřezové veličiny z 3.6.1 , síly z 3.6.1 a 3.6.2 .

3.6.3.1 Počátek zdvihu

S použitím Mohrovy metody lze dle obr. 23 počítat při vynechání sil na ložisko v místě E (nevyvolávají deformace) následující :



obr. 23 náhradní nosník nosné trubky při počátku zdvihu

Deformace - sklon bodu E v ose y :

$$w'_{NTY1} = \frac{\bar{T}_y}{E \cdot J_z}, \quad (3.47)$$

přičemž pro $\bar{T}_y$ možno psát :

$$\bar{T}_y = \frac{1}{2} \cdot [F_{YD1} \cdot l_{ED} \cdot (l_{NT} - l_{ED}) + F_{YR1} \cdot l_{EZ} \cdot (l_{NT} - l_{EZ})]$$

$$\bar{T}_y = \frac{1}{2} \cdot [6080 \cdot 300 \cdot (2680 - 300) + 3597 \cdot 110 \cdot (2680 - 110)]$$

$$\bar{T}_y = 2,679 \cdot 10^9 \text{ N mm}^2$$

po dosazení do (3.47) :

$$w_{NTY1} = \frac{2,679 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,0231 \cdot 10^7} = 1,2469 \cdot 10^{-3} \text{ rad} .$$

Pro deformaci - průhyb středu nosné trubky v ose y :

$$w_{NTY1} = \frac{\bar{M}_y}{E \cdot J_z} , \quad (3.48)$$

kde lze získat náhradní moment následovně :

$$\begin{aligned} \bar{M}_y &= \frac{1}{48} \cdot [F_{YD1} \cdot l_{ED} (8 \cdot l_{ED}^2 - 6 \cdot l_{NT}^2) + \\ &\quad + F_{YR1} \cdot l_{EZ} (8 \cdot l_{EZ}^2 - 6 \cdot l_{NT}^2)] \\ \bar{M}_y &= \frac{1}{48} [6080 \cdot 300 (8 \cdot 300^2 - 6 \cdot 2680^2) + 3597 \cdot 110 \cdot \\ &\quad \cdot (8 \cdot 110^2 - 6 \cdot 2680^2)] \\ \bar{M}_y &= - 1,965 \cdot 10^{12} \text{ N mm}^3 , \end{aligned}$$

z čehož po dosazení do výrazu (3.48) možno získat :

$$w_{NTY1} = \frac{- 1,965 \cdot 10^{12}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,0231 \cdot 10^7} = - 0,9146 \text{ mm} .$$

Deformace - sklon bodu E v ose z :

$$w_{NTZ1} = \frac{\bar{T}_z}{E \cdot J_y} , \quad (3.49)$$

kde lze psát :

$$\bar{T}_Z = \frac{1}{2} \cdot [F_{ZD1} \cdot l_{ED} \cdot (l_{NT} - l_{ED}) + F_{ZR1} \cdot l_{EZ} \cdot (l_{NT} - l_{EZ})]$$

$$\bar{T}_Z = \frac{1}{2} \cdot [3310 \cdot 300 \cdot (2680 - 300) + 3065 \cdot 110 \cdot (2680 - 110)]$$

$$\bar{T}_Z = 1,615 \cdot 10^9 \text{ N mm}^2$$

po dosazení do (3.49) :

$$w'_{NTZ1} = \frac{1,615 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5,2294 \cdot 10^6} = 1,4705 \cdot 10^{-3} \text{ rad} .$$

Pro deformaci-průhyb středu nosné trubky v ose z :

$$w_{NTZ1} = \frac{\bar{M}_Z}{E \cdot J_y} , \quad (3.50)$$

pro náhradní moment je možné psát :

$$\bar{M}_Z = \frac{1}{48} \cdot [F_{ZD1} \cdot l_{ED} \cdot (8 \cdot l_{ED}^2 - 6 \cdot l_{NT}^2) +$$

$$+ F_{ZR1} \cdot l_{EZ} \cdot (8 \cdot l_{EZ}^2 - 6 \cdot l_{NT}^2)]$$

$$\bar{M}_Z = \frac{1}{48} \cdot [3310 \cdot 300 \cdot (8 \cdot 300^2 - 6 \cdot 2680^2) +$$

$$+ 3065 \cdot 110 \cdot (8 \cdot 110^2 - 6 \cdot 2680^2)]$$

$$\bar{M}_Z = - 1,179 \cdot 10^{12} \text{ N mm}^3 ,$$

a ze vztahu (3.50) plyne :

$$w_{NTZ1} = \frac{- 1,179 \cdot 10^{12}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5,2294 \cdot 10^6} = - 1,0733 \text{ mm} .$$

Při určení zkroucení je nutné vycházet z toho, že pod vlivem krouticího momentu bude vždy část nosné trubky mezi kámenem a ramenem zdvihu. K největšímu zkroucení dojde tedy při úchopu nejmenšího možného OP. Délka zkroucení nosné trubky je $l_{KMAX} = 1150$ mm. Pro úhel zkroucení pak platí vztah :

$$\varphi_{INT MAX1} = \frac{l_{K MAX} \cdot M_{XA1}}{G \cdot J_p} = \frac{1150 \cdot 1,101 \cdot 10^6}{8,1 \cdot 10^4 \cdot 5,3635 \cdot 10^5}$$

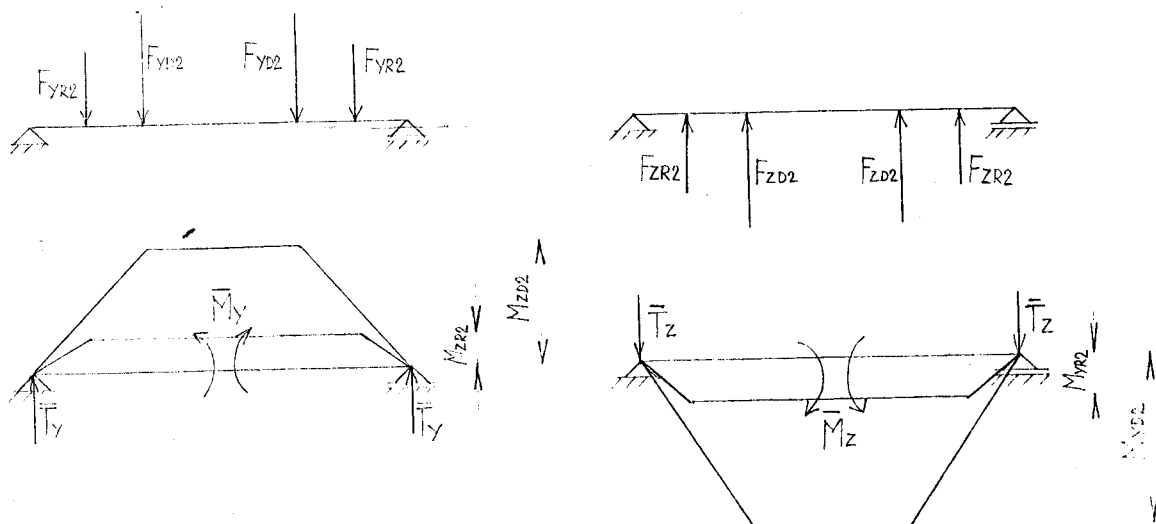
$$\varphi_{INT MAX1} = 2,9144 \cdot 10^{-2} \text{ rad .}$$

Při úchopu největšího možného OP, kdy $l_{K MIN} = 460$ mm, lze získat zkroucení ze vztahu :

$$\varphi_{INT MIN1} = \frac{l_{K MIN} \cdot M_{XA1}}{G \cdot J_p} = \frac{460 \cdot 1,101 \cdot 10^6}{8,1 \cdot 10^4 \cdot 5,3635 \cdot 10^5}$$

$$\varphi_{INT MIN1} = 1,1658 \cdot 10^{-2} \text{ rad .}$$

3.6.3.2 Ukončení zdvihu



obr. 24 náhradní nosník nosné trubky
při ukončení zdvihu

Deformaci - sklon bodu E v ose y vyjadřuje vztah :

$$w'_{NYZ} = \frac{\bar{T}_y}{E \cdot J_z} \quad , \quad (3.51)$$

pro $\bar{T}_y$ je možné psát :

$$\begin{aligned} \bar{T}_y &= \frac{1}{2} \cdot [F_{yD2} \cdot l_{ED} \cdot (l_{NT} - l_{ED}) + F_{yR2} \cdot l_{EZ} \cdot (l_{NT} - l_{EZ})] \\ \bar{T}_y &= \frac{1}{2} \cdot [-9112 \cdot 300 \cdot (2680 - 300) + 349 \cdot 110 \cdot (2680 - 110)] \\ \bar{T}_y &= -3,204 \cdot 10^9 \text{ N mm}^2 \end{aligned}$$

Z výrazu (3.51) plyne :

$$w'_{NYZ} = \frac{-3,204 \cdot 10^9}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,0231 \cdot 10^7} = -1,4911 \cdot 10^{-3} \text{ rad} .$$

Deformace - průhyb středu nosníku v ose y :

$$w_{NYZ} = \frac{\bar{M}_y}{E \cdot J_z} \quad , \quad (3.52)$$

$$\begin{aligned} \bar{M}_y &= \frac{1}{48} \cdot [F_{yD2} \cdot l_{ED} (8 \cdot l_{ED}^2 - 6 \cdot l_{NT}^2) + F_{yR2} \cdot l_{EZ} (8 \cdot l_{EZ}^2 - 6 \cdot l_{NT}^2)] \\ \bar{M}_y &= \frac{1}{48} \cdot [-9112 \cdot 300 \cdot (8 \cdot 300^2 - 6 \cdot 2680^2) + \\ &\quad + 349 \cdot (110^2 - 6 \cdot 2680^2) \cdot 110] \\ \bar{M}_y &= 2,379 \cdot 10^{12} \text{ Nmm}^3 \end{aligned}$$

$$w_{NYZ} = \frac{2,379 \cdot 10^{12}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,0231 \cdot 10^7} = 1,1072 \text{ mm} .$$

Pro deformaci - sklon bodu E v ose z platí :

$$w'_{NTZ} = \frac{\bar{T}_Z}{E \cdot J_y} \quad (3.53)$$

$\bar{T}_Z$ vyjadřuje výraz :

$$\bar{T}_Z = \frac{1}{2} \cdot \left[F_{ZD2} \cdot l_{ED} \cdot (1_{NT} - 1_{ED}) + F_{ZR2} \cdot l_{EZ} \cdot (1_{NT} - 1_{EZ}) \right]$$

$$\bar{T}_Z = \frac{1}{2} \cdot \left[-278 \cdot 300 \cdot (2680 - 300) + \right. \\ \left. + 325 \cdot 110 \cdot (2680 - 110) \right]$$

$$\bar{T}_Z = -5,331 \cdot 10^7 \text{ N mm}^2$$

Z výrazu (3.53) lze dostat :

$$w'_{NTZ} = \frac{-5,331 \cdot 10^7}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5,2294 \cdot 10^6} = -4,8542 \cdot 10^{-5} \text{ rad .}$$

Deformaci - průhyb středu nosné trubky vyjadřuje vzorec :

$$w_{NTZ} = \frac{\bar{M}_Z}{E \cdot J_y} \quad , \quad (3.54)$$

kde :

$$\bar{M}_Z = \frac{1}{48} \cdot \left[F_{ZD2} \cdot l_{ED} \cdot (8 \cdot l_{ED}^2 - 6 \cdot l_{NT}^2) + F_{ZR2} \cdot l_{EZ} \cdot (8 \cdot l_{EZ}^2 - 6 \cdot l_{ND}^2) \right]$$

$$\bar{M}_Z = \frac{1}{48} \cdot \left[-278 \cdot 300 \cdot (8 \cdot 300^2 - 6 \cdot 2680^2) + \right. \\ \left. + 325 \cdot 110 \cdot (8 \cdot 110^2 - 6 \cdot 2680^2) \right]$$

$$\bar{M}_Z = 4,160 \cdot 10^{10} \text{ N mm}^3$$

Z toho po dosazení do vzorce (3.54) lze získat :

$$w_{NTZ2} = \frac{4,160 \cdot 10^{10}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5,2294 \cdot 10^6} = 3,7882 \cdot 10^{-2} \text{ mm} .$$

Deformace - zkroucení

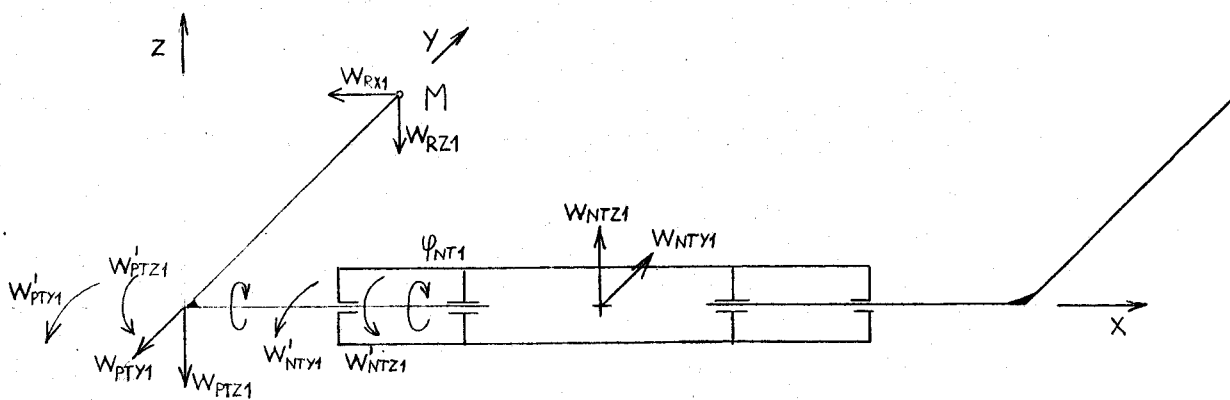
$$\varphi_{NT \text{ MAX2}} = \frac{l_{K \text{ MAX}} \cdot M_{XA2}}{G \cdot J_p} = \frac{1150 \cdot 104,5 \cdot 10^3}{8,1 \cdot 10^4 \cdot 5,3635 \cdot 10^5}$$

$$\varphi_{NT \text{ MAX2}} = 2,7662 \cdot 10^{-3} \text{ rad} .$$

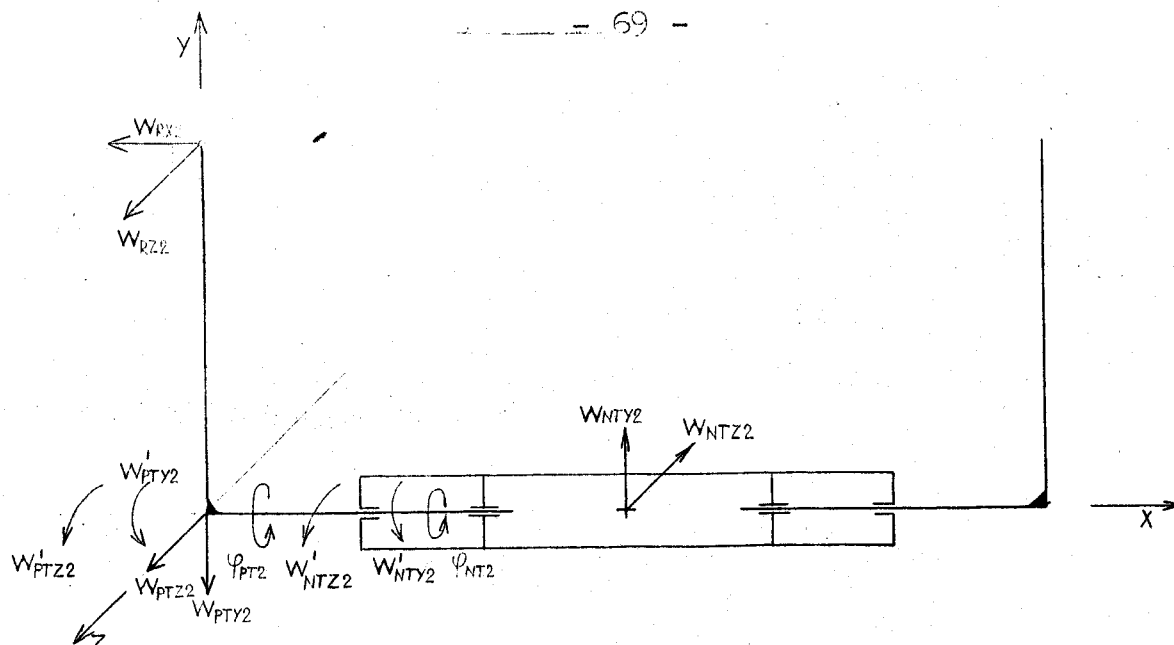
$$\varphi_{NT \text{ MIN2}} = \frac{l_{K \text{ MIN}} \cdot M_{XA2}}{G \cdot J_p} = \frac{460 \cdot 104,5 \cdot 10^3}{8,1 \cdot 10^4 \cdot 5,3635 \cdot 10^5}$$

$$\varphi_{NT \text{ MIN2}} = 1,1065 \cdot 10^{-3} \text{ rad} .$$

3.7 Rozbor deformací



obr. 25 znázornění deformací při počátku zdvihu



obr. 26 znázornění deformací při ukončení zdvihu

Výpis deformací je s kladnými hodnotami, jejich směr a orientace je dán obr. 25 a obr. 26 .

VÝPIS DEFORMACÍ			
DEFORMACE	VELIKOST [mm]	DEFORMACE	VELIKOST [10^{-3} rad]
W_{RX1}	2,3652	W'_{PTY1}	4,2968
W_{RZ1}	1,4385	W'_{PTZ1}	16,263
W_{PX2}	2,3652	φ_{PT1}	3,9734
W_{RZ2}	0,1409	W'_{PTY2}	5,4873
W_{PTY1}	2,3437	W'_{PTZ2}	0,1098
W_{PTZ1}	1,1796	φ_{PT2}	0,3771
W'_{PTY2}	3,2085	W'_{NTY1}	1,2469
W_{PTZ2}	0,0915	W'_{NTZ1}	1,4705
W_{NTY1}	0,9146	φ_{NT1}	11,6580
W_{NTZ1}	0,4566	W'_{NTY2}	1,4911
W_{NTY2}	1,1072	W'_{NTZ2}	0,0485
W_{NTZ2}	0,0379	φ_{NT2}	1,0059

tab. 3

Pro správnou funkci manipulačního zařízení je nutné, aby deformace nebyly veliké. Pro tento účel je dostatečující zaměřit se na deformaci bodu M při počátku a při ukončení zdvihu v osách x a z .

3.7.1 Počátek zdvihu

Deformaci v ose x lze za určitých zjednodušujících předpokladů napsat ve tvaru :

$$w_{XM1} = l_{AM} \cdot \sin \left[\left(w'_{NTY1} + w'_{PTY1} \right) \cdot \frac{180}{\pi} \right] + w_{RX1}$$

$$w_{XM1} = 1265 \cdot \sin \left[(1,2469 + 4,2968) \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180}{\pi} \right] + 2,3652$$

$$w_{XM1} = 9,3779 = 9 \text{ mm} .$$

Deformace v ose z :

$$w_{ZM1} = w_{RZ1} + w_{PTZ1} + l_{AM} \cdot \sin \left[\left(\varphi_{PT1} + \varphi_{NT1} \right) \cdot \frac{180}{\pi} \right] + l_{AE} \cdot \sin \left(w'_{NTZ1} \cdot \frac{180}{\pi} \right)$$

$$w_{ZM1} = 1,4385 + 1,1796 + 1265 \cdot \sin \left[(3,9734 + 11,6580) \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180}{\pi} \right] + 1000 \cdot \sin \left(1,4705 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180}{\pi} \right)$$

$$w_{ZM1} = 23,8615 = 24 \text{ mm} .$$

3.7.2 Ukončení zdvihu

Pro deformaci v ose x platí :

$$w_{XM2} = w_{RX2} + l_{AM} \cdot \sin \left[\left(w'_{PTY2} + w'_{NTY2} \right) \cdot \frac{180}{\pi} \right]$$

$$w_{XM2} = 2,3652 + 1265 \cdot \sin \left[(5,4873 + 1,4911) \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180}{\pi} \right]$$

$$w_{XM2} = 11,1928 = 11,5 \text{ mm},$$

pro deformaci v ose z lze psát :

$$w_{ZM2} = w_{RZ2} + w_{PTZ2} + l_{AM} \cdot \sin \left[(\psi_{PT2} + \varphi_{NT2}) \cdot \frac{180}{\pi} \right] +$$

$$+ l_{AE} \cdot \sin \left(w'_{NTZ2} \cdot \frac{180}{\pi} \right)$$

$$w_{ZM2} = 0,1409 + 0,0915 + 1265 \cdot \sin \left[(0,3771 + \right.$$

$$\left. + 1,0059) \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180}{\pi} \right] + 10^3 \cdot \sin \left(0,0067 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{180}{\pi} \right)$$

$$w_{ZM2} = 1,9886 = 2 \text{ mm}.$$

Z rozboru deformací a získaných hodnot plyne, že :

- na počátku zdvihu dochází k propružení manipulačního zařízení o 24 mm, jedná se však o torzní deformaci, což není na závadu,
- při ukončení zdvihu dochází k maximální deformaci ve směru osy x o 11,5 mm, která však neohroží činnost manipulačního zařízení, neboť při úchopu minimálního OP je mezera mezi ramenem a víkem nosné trubky 25 mm,
- protože celé zařízení bylo počítáno tak, aby umožňovalo uchopení OP délky i 2800 mm, pak z tohoto rozboru vyplývá, že uchopit lze OP pouze na délku 2823 mm.

3.8 Návrh a výpočet uložení nosné trubky

3.8.1 Volba a výpočet ložisek

Pro uložení nosné trubky je dle /3/ volena dvojice jehlových ložisek ČSN 024696 typ NA 4926 V s těmito údaji :

- vnitřní průměr $d = 130$ [mm],
- vnější průměr $D = 180$ [mm],
- šířka ložiska $B = 50$ [mm],
- statická únosnost $C_0 = 390 \cdot 10^3$ [N].

Jehlová ložiska byla volena z těchto důvodů :

- vysoká tuhost ,
- malá stavební výška ,
- jsou vhodné pro nižší otáčky, zvláště kývavý pohyb .

3.8.1.1 Výpočet bezpečnosti ložiska při statickém zatížení

Výše uvedenou bezpečnost lze získat výrazem :

$$k_0 = \frac{C_0}{R_E} , \quad (3.55)$$

kde : R_E - síla působící na ložisko N .

Výpočet síly R_{E1} působící na ložisko při počátku lze získat následovně :

$$R_{E1} = \sqrt{R_{yE1}^2 + R_{zE1}^2}$$

$$R_{E1} = \sqrt{3597^2 + 1918^2} = 4076 \text{ N} ,$$

pak bezpečnost ložiska při statickém zatížení na počátku zdvihu za použití vzorce 3.55 je :

$$k_{01} = \frac{390 \cdot 10^3}{4076} = 95,7 .$$

Výpočet síly R_{E2} , tedy při ukončení zdvihu :

$$R_{E2} = \sqrt{R_{YE2}^2 + R_{ZE2}^2}$$

$$R_{E2} = \sqrt{1412^2 + 409^2} = 1470 \text{ N} ,$$

pak pro bezpečnost lze psát po dosazení do (3.55)

$$k_{02} = \frac{390 \cdot 10^3}{1470} = 265,3 .$$

Životnost ložiska bude omezena životností celého manipulačního zařízení .

3.8.1.2 Uchycení ložisek

Celé zařízení bude otočně uloženo v nosných objímkách, které jsou připevněné šrouby na stojanech. Vnitřní kroužek bude na nosné trubce o $\varnothing 100$ k6 nalisován a opřen o opěrný kroužek. Protože na manipulační zařízení nepůsobí žádné axiální síly, nebude jeho poloha z druhé strany jištěna. Vnější kroužek bude nalisován do otvoru nosné objímky o $\varnothing 180$ K6 a opřen o čelo nosné objímky. Posuvnému pohybu nosné trubky v nosných objímkách bude zabráněno příšroubováním dvojice vík na čele nosné trubky .

3.8.2 Mazání a utěsnění ložiskového prostoru

Mazání bude dle /3/ prováděno mazací kulovou hlavicí KM 8X1 ČSN 027421 - 65, jež bude zasahovat k mazacímu kanálu ložiska .

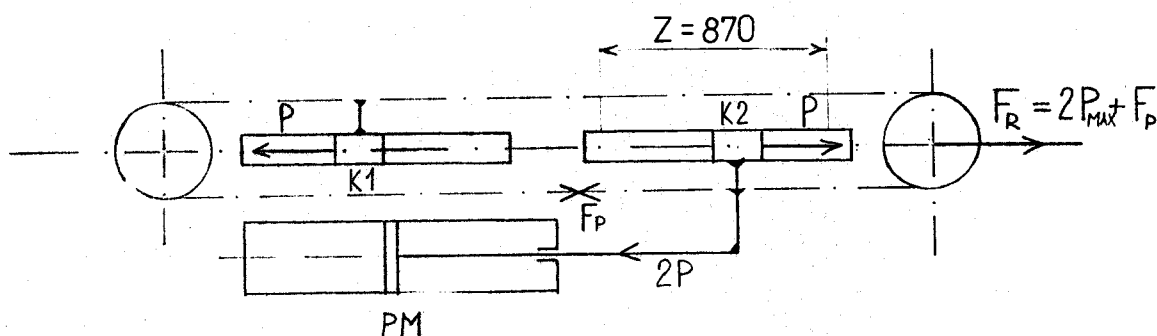
Těsnění ložiskového prostoru je provedeno dvojicí plstěných kroužků, kterou tvoří :

- plstěný kroužek $\varnothing 140$ ČSN 023655, který bude uložen v drážce čela nosné objímky ,
- plstěný kroužek $\varnothing 130$ vsazený do kroužku, který bude nasazen v objímce s tolerancí $\varnothing 180 \text{ K6/h6}$.

Tvar drážek pro plstěné kroužky je zakreslen v /3/ .

3.9 Návrh a výpočet zařízení úchopu

3.9.1 Návrh a výpočet motoru úchopu



obr. 27 schema pohonu úchopu

- kde : K 1 - kámen levý ,
 K 2 - kámen pravý ,
 PM - motor úchopu ,
 Z - rozteč krajních poloh kamene .

Z obr. 27 je zřejmé, že k vykonání úchopu je nutné volit motor, který zabezpečí následující :

- dokáže vyvinout sílu :

$$F_{PM} = 2 \cdot P_{mut} = 2 \cdot 1442 = 2884 \text{ N} ,$$

- jeho minimální zdvih je $Z = 870 \text{ mm}$.

Motor úchopu bude volen v 3.10 .

3.9.2 Návrh a výpočet lanového pohonu úchopu

3.9.2.1 Návrh a kontrola lana

S použitím /3/ je nutné při výpočtu uvážit :

- zatížení lana $F = P_{\text{max}}$,
- hodnota součinitele bezpečnosti je $k = 4,1$.

Pak lze spočítat jmenovitou pevnost lana :

$$P = k \cdot F = 4,1 \cdot 1442 = 5912 \text{ N.}$$

Ze /3/ lze volit jako nejvhodnější následující lano :

lano 5 ČSN 02 4312.25 ,

jedná se o lano konstrukce 5+11+17, pozinkované, s protisměrným vinutím, smysl vinutí je vpravo, jmenovitá pevnost lana je $P = 16590 \text{ N}$, délky $l = 4800 \text{ mm}$. Konce lana budou zalita mosaznou pájkou. Spojení lana bude provedeno na levém kamenu pomocí šroubů, které budou ústit do průvlaků $\varnothing 6 \text{ mm}$.

3.9.2.2 Návrh a výpočet kladky, uložení a čepu kladky

Kladka bude vyrobena z oceli 11373.0 $\varnothing 100 - 30$ ČSN 425510. Vzájemná rozteč kladek bude 2250 mm. Roztečnou kružnici kladky možno volit $d_k = 80 \text{ mm}$. Tvar drážky bude proveden dle ON 271821, pak vnitřní průměr kladky je :

$$D_k = d_k - 2 \cdot 0,55 d , \quad (3.56)$$

kde : d - průměr lana, jež byl určen : $d = 5 \text{ mm}$,

po dosazení do (3.56)

$$D_k = 80 - 2 \cdot 0,55 \cdot 5 = 74,5 \text{ mm} .$$

Dále lze volit dle /7/ hloubku drážky :

$$h = 2,55 \cdot d = 2,55 \cdot 5 = 12,75 \text{ mm} .$$

Pro vnější průměr kladky lze uvést :

$$D_v = D_k + 2 \cdot h = 74,5 + 2 \cdot 12,75 = 100 \text{ mm} .$$

Úhel rozevření drážky $\beta = 45^\circ$.

Kladka bude na hřídeli otočně uložena na ložisku, které bude dle obr. 29 zachytávat sílu $2 \cdot P = 1962 \text{ N}$. Pokud lze odhadnout sílu předpětí lana $F_p = 100 \text{ N}$, pak pro celkovou sílu platí :

$$F_R = 2 \cdot P_{\text{MAX}} + F_p = 2884 + 100 = 2984 \text{ N} .$$

Při rychlosti úchopu $v_u = 0,3 \text{ m s}^{-1}$ vychází otáčky :

$$n = \frac{v_u}{\pi \cdot d} \cdot 60 = \frac{0,3 \cdot 10^3}{\pi \cdot 80} \cdot 60 = 72 \text{ ot min}^{-1} .$$

Pokud uvážíme životnost ložisek KX posuvné tyče, jež činí 4500 provozních hodin, pak lze volit :

$$L_h = 2000 \text{ hod} .$$

Pak hodnota poměru činí :

$$\frac{C}{P} = 1,96 ,$$

přičemž pro ekvivalentní dynamické zatížení platí :

$$P = X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_A ,$$

protože však se jedná o ložisko s obvodově zatíženým vnějším kroužkem a axiální síla je nulová, pak :

$$P = 1,2 \cdot F_R = 1,2 \cdot 2984 = 3581 \text{ N} .$$

Pro minimální základní dynamickou únosnost možno uvést :

$$C = 1,96 \cdot 3581 = 7019 \text{ N} .$$

Lze volit ložisko kuličkové 6004 - 2RS .

Čep bude vyroben z oceli 15 128.5 $\varnothing$ 26 - 40 :

- kontrola na ohyb :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \frac{R_e}{5} , \quad (3.58)$$

pričemž při délce čepu $l_\varnothing = 35$ mm dochází k ohybu v délce $l_o = 15$ mm . Průměr čepu je $d_\varnothing = 20$ mm . Pak do dosazení do (3.58) :

$$\frac{32 \cdot F_R \cdot l_o}{\pi \cdot d_\varnothing^3} \leq \frac{R_e}{5}$$

$$\frac{32 \cdot 2984 \cdot 15}{\pi \cdot 20^3} \leq \frac{363}{5}$$

$$60,0 \text{ MPa} \leq 72,6 \text{ MPa} .$$

- kontrola na tlak :

tento čep je nalisován do nosné trubky do hloubky $h_\varnothing = 11$ mm .
Dovolený tlak je $p_p = 15$ MPa .

Pak platí vzorec :

$$\frac{F_R}{h_c \cdot d_c} \leq p$$

$$\frac{2984}{11 \cdot 20} \leq 15$$

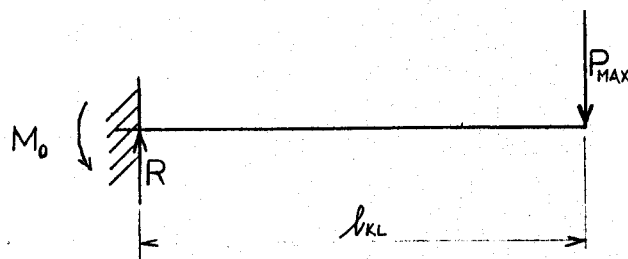
$$13,6 \text{ MPa} < 15 \text{ MPa} ,$$

čep kladky vyhovuje .

3.9.3 Návrh a výpočet kamene

Možno použít výkresy MZ - 00/01 - 3 a MZ - 00/02 - 3 .

3.9.3.1 Návrh a výpočet levého kamene



obr. 28 zjednodušený model levého kamene

Nejnebezpečnější místo je místo výběhu ramene z tělesa kamene o průřezu 20x30. Rozteč mezi průvlakem a tímto místem je $l_{KL} = 27,5 \text{ mm}$.

Pak pro napětí ohybové lze psát :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{6 \cdot P_{\text{MAX}} \cdot l}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1442 \cdot 27,5}{20 \cdot 30^2} = 13 \text{ MPa} ,$$

pro napětí ve smyku :

$$\tau = \frac{R_{MAX}}{S} = \frac{1442}{20 \cdot 30} = 2,4 \text{ MPa} ,$$

z čehož dle Guestovy hypotézy lze získat :

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{13^2 + 4 \cdot 2,4^2} = 13,9 \text{ MPa} .$$

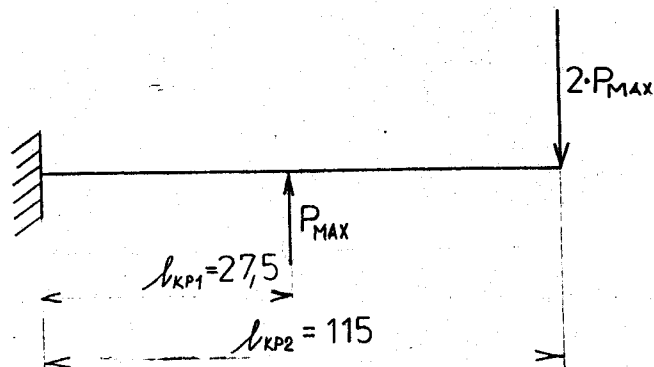
Protože se jedná o důležitou část manipulačního zařízení je vhodné volit pro jeho výrobu pl. tyč 70x40-70 ČSN 425310, oceli 12 023.1 ($R_e = 215 \text{ MPa}$) .

Pak koeficient bezpečnosti je :

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{215}{13,9} = 15,5 ,$$

což je vyhovující .

3.9.3.2 Návrh a výpočet pravého kamene



obr. 29 zjednodušený model pravého kamene

Nejnepříznivější místo je okolí otvoru, jímž prochází lano. Pak pro ohybové napětí v tomto místě lze uvést :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{12 \cdot P_{MAX} (l_{KP2} - l_{KP1})}{h^2 (b - d)}$$

kde : d - průměr otvoru [mm] .

Po dosazení :

$$= \frac{12 \cdot 1442 \cdot (115 - 27,5)}{62^2 \cdot (35 - 6)} = 13,6 \text{ MPa} ,$$

příčemž pro smyk :

$$\tau = \frac{2 \cdot P_{\text{MAX}}}{(b - d) \cdot h} = \frac{2 \cdot 1442}{(35 - 6) \cdot 62} = 1,6 \text{ MPa} ,$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{13,6^2 + 4 \cdot 1,6^2} = 14 \text{ MPa} ,$$

pak bezpečnost je :

$$k_e = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{215}{14} = 15,4 ,$$

to je také vyhovující .

3.10 Návrh hydraulického a pneumatického obvodu

Byla zvažována alternativa použít jako media pro zdvih i úchop OP stlačeného vzduchu. Tato alternativa má však velký nedostatek v tom, že při spouštění ramen do horizontální polohy by docházelo k nekontrolovatelnému „padání“ ramen v důsledku tíhy ramen a stlačitelnosti vzduchu pod pístem pneumotoru zdvihu, což by si vynutilo určité konstrukční zásahy, např. instalaci hydraulického tlumiče.

Druhá varianta, která se nabízela, tkvěla v použití hydraulického obvodu jak pro zdvih tak pro úchop. Takové řešení zdvihu odstraní výše popsany problém první alternativy avšak vyvolává jiný. Velký požadovaný zdvih $Z = 870 \text{ mm}$ nutí k použití hydromotoru úchopu o příliš velkém průměru válce . Pak by bylo nutné značně redukovat tlak ve větvi k přímočarému hydromotoru úchopu, což přináší značné ztráty.

Třetí varianta, jež spojila výhody předchozích dvou a byla přijata jako řešení, je následující :

- použití hydraulického obvodu pro zdvih,
- použití pneumatického obvodu pro úchop .

3.10.1 Řešení hydraulického obvodu zdvihu

Volba přímočarého hydromotoru zdvihu provedena dle /9/:

HV 63/32/250 - 121 211 ,

což je přímočarý hydromotor s :

- $\varnothing$ pístu $D = 63$ mm ,
- $\varnothing$ pístnice $d = 32$ mm ,
- zdvihem $Z = 250$ mm ,
- kloubovými ložisky na závěsném oku i pístnici ,
- jednostrannou pístnicí ,
- tlumením ,
- určením do mírného klimatu .

Z obr. 30 vyplývá :

$$p_v = p_p ,$$

tj. pracovní tlak se bude seřizovat na tlakovém ventilu.

Obecně lze psát pro pracovní tlak :

$$p_p = p_m + p_s + \sum p_z , \quad (3.59)$$

kde : p_m - tlakový spád na motoru [MPa] ,

p_s - tlakový spád na škrtícím ventilu [MPa] ,

p_z - tlakové ztráty - závisí na konstrukci obvodu, zde možno zanedbat [MPa] .

Pro tlak v pracovním válci hydromotoru platí :

$$p_m = \frac{4 \cdot F_{HM}}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 4695}{\pi \cdot 63^2} = 1,5 \text{ MPa} .$$

Dle zkušeností lze volit $p_v = 2 \text{ MPa}$, pak po dosazení do vztahu (3.59) lze získat :

$$p_p = 1,5 + 2 = 3,5 \text{ MPa} ,$$

příčemž konečné nastavení tlakového ventilu nutné provést při uvedení manipulačního zařízení do provozu .

Jestliže zdvih má být dle 3.2.1.1 vykonán za $t_\varphi = 4 \text{ s}$, pak pro výpočet průtokového množství jednoho manipulačního zařízení platí :

$$Q_g = 2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{Z}{t_\varphi} \cdot 60 = 2 \cdot \frac{\pi \cdot 63^2}{4} \cdot \frac{250}{4} \cdot 60$$

$$Q_g = 23,4 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-1} .$$

Výkon hydrogenerátoru lze získat vztahem :

$$P = \frac{Q_g \cdot p_p}{60} = \frac{23,4 \cdot 10^{-3} \cdot 3,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 0,75} = 1,82 \text{ KW} ,$$

pak výkon elektromotoru musí být minimálně stejný .

Z /10/ lze volit hydrogenerátor :

SA3 - 63 - 00 - 410 - 7.286 s nastavcem FK M24

Jedná se o hydrogenerátor s těmito parametry :

- velikost nádrže je 63 dm^3 ,

- bez krytu ,

- bez chlazení kapaliny ,
- typ generátoru U 40 ,
- způsob regulace proudu je tyristorovým spínačem elektromotoru řízeným bezkontaktním spínačem tlaku ,
- bez akumulátoru ,
- s elektromotorem ,
- s vývody se závitem M 12x1,5 s přípojkami Dn 6 ČSN 137720 .

Průtokové množství dodávané zvoleným hydrogenerátorem postačí pro zajištění provozu pouze jednoho manipulačního zařízení, proto je nutné provést paralelní obvod obou manipulačních zařízení a na pracovišti je seřadit tak, aby se jejich činnost nepřekrývala. Pak bude pro zajištění činnosti obou manipulačních zařízení stačit zvolený hydrogenerátor. Uspořádání hydraulického obvodu a zařazení nejdůležitějších prvků manipulačních zařízení do tohoto obvodu je zřejmé z obr. 30 .

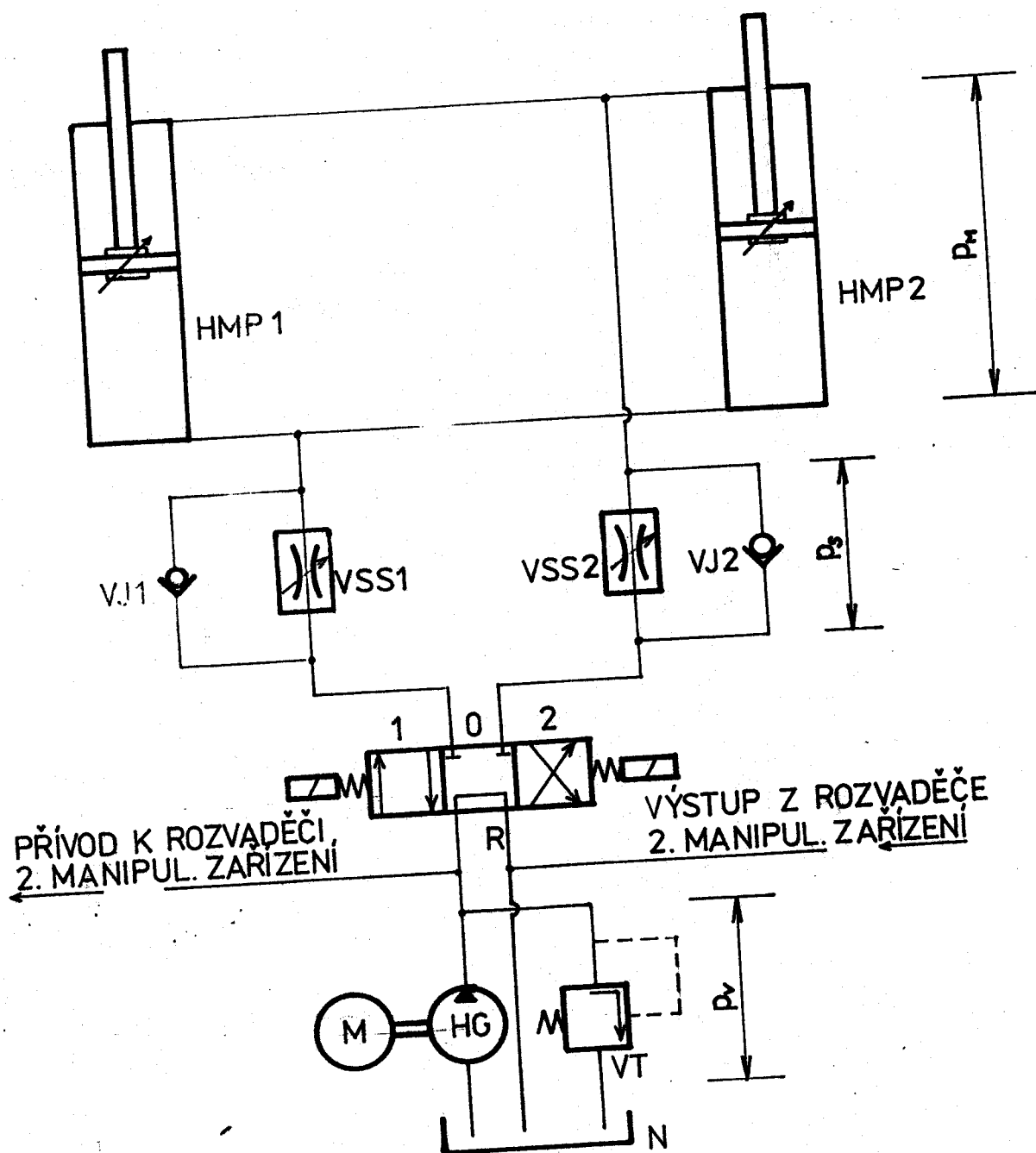
3.10.2 Řešení pneumatického obvodu úchopu

Rozvod tlakového vzduchu zajišťuje v našem závodě stabilně redukováný tlak 0,6 MPa. Pak s použitím hodnot z 3.9.1 lze získat požadovaný průměr pístu :

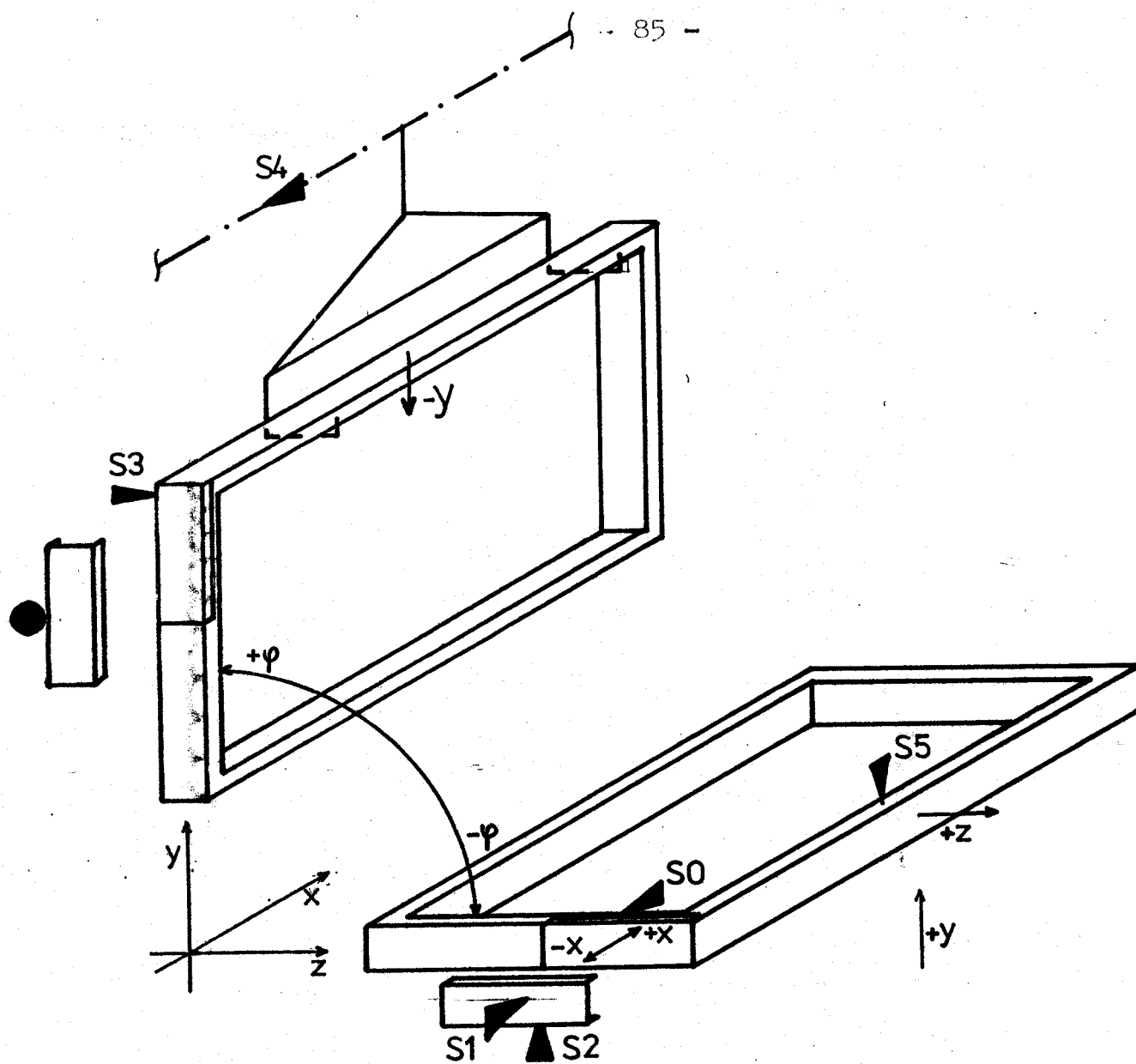
$$d_{PM} = \frac{4 \cdot F_{Pr}}{\pi \cdot p_{vz}} = \frac{4 \cdot 2882}{\pi \cdot 0,6} = 95 \text{ mm} ,$$

protože však k úchopu dochází zasouváním pístnice do válce, tedy vyvozením tlaku v prostoru pístnice je nutné volit z tohoto důvodu větší průměr pístu než průměr získaný předchozím výpočtem. Dle /11/ možno předběžně volit pneumotor :

DC - 100 - 870 S1 ,



obr. 30 hydraulický obvod jednoho manipul. zařízení



S0	S1	S2	S3	S4	S5	POHYB
0	1	1	0	0	1	$+x \Rightarrow +z$
1	0	0	0	1	1	$+\varphi$
1	0	0	1	0	0	$-x \Rightarrow -y \wedge +y$
0	1	0	1	0	1	$-\varphi$

obr. 31 schema umístění spínačů s logickou tabulkou

jež má tyto parametry :

- $\varnothing$ pístu $D = 100$ mm ,
- $\varnothing$ pístnice $D_1 = 32$ mm ,
- v místě vstupu a výstupu tlakového vzduchu $\varnothing D_5 = 140$ mm ,
- $\varnothing$ válce $D_v = 110$ mm ,
- stavební délka motoru $l_{pmp} = 1225$ mm .

3.11 Řízení činnosti manipulačního zařízení

Nejjednodušším prostředkem k rozlišení polohy je dvoupolohový spínač, který převádí změnu polohy na diskretní změnu napětí nebo proudu elektrického signálu. Při výběru vhodného typu lze užít /6/. V obr. 31 jsou elektrické dvoupolohové spínače označeny S0 až S5. Jejich poloha je volena tak, že :

- S0 je umístěn na ramenu manipulačního zařízení tak, že páka S0 je v dosahu nosné lišty při ukončení úchopu ,
- S1 je uprostřed nosné trubky ovládán jedním z kamenů ,
- S2 a S3 jsou umístěny na nosné objímce a ovládány ramenem zdvihu, vůči sobě pootočené o 90° ,
- S4 je na dráze dopravníku situován tak, aby k jeho sepnutí došlo s předstihem s ohledem na čas zdvihu t_φ a čas navěšení OP t_n . Dle 3.2.11 je $t_\varphi = 4$ s, z obr. 4 vyplývá :

$$t_n = \frac{l_p \cdot \sin 50}{v \cdot 10^3} = \frac{140 \cdot \sin 50}{0,3 \cdot 10^3} = 0,36 \text{ s} ,$$

kde dle 3.4 je $v_0 = 0,3 \text{ m s}^{-1}$. Pak musí být spínač S4 umístěn před bodem na dráze dopravníku nacházejícím se nad středem manipulačního zařízení ve vzdálenosti :

$$s_{st} = v_d \cdot t_\varphi + t_n = 2,5 \cdot \frac{1000}{60} \cdot 4 + 0,36 = 182 \text{ mm} ,$$

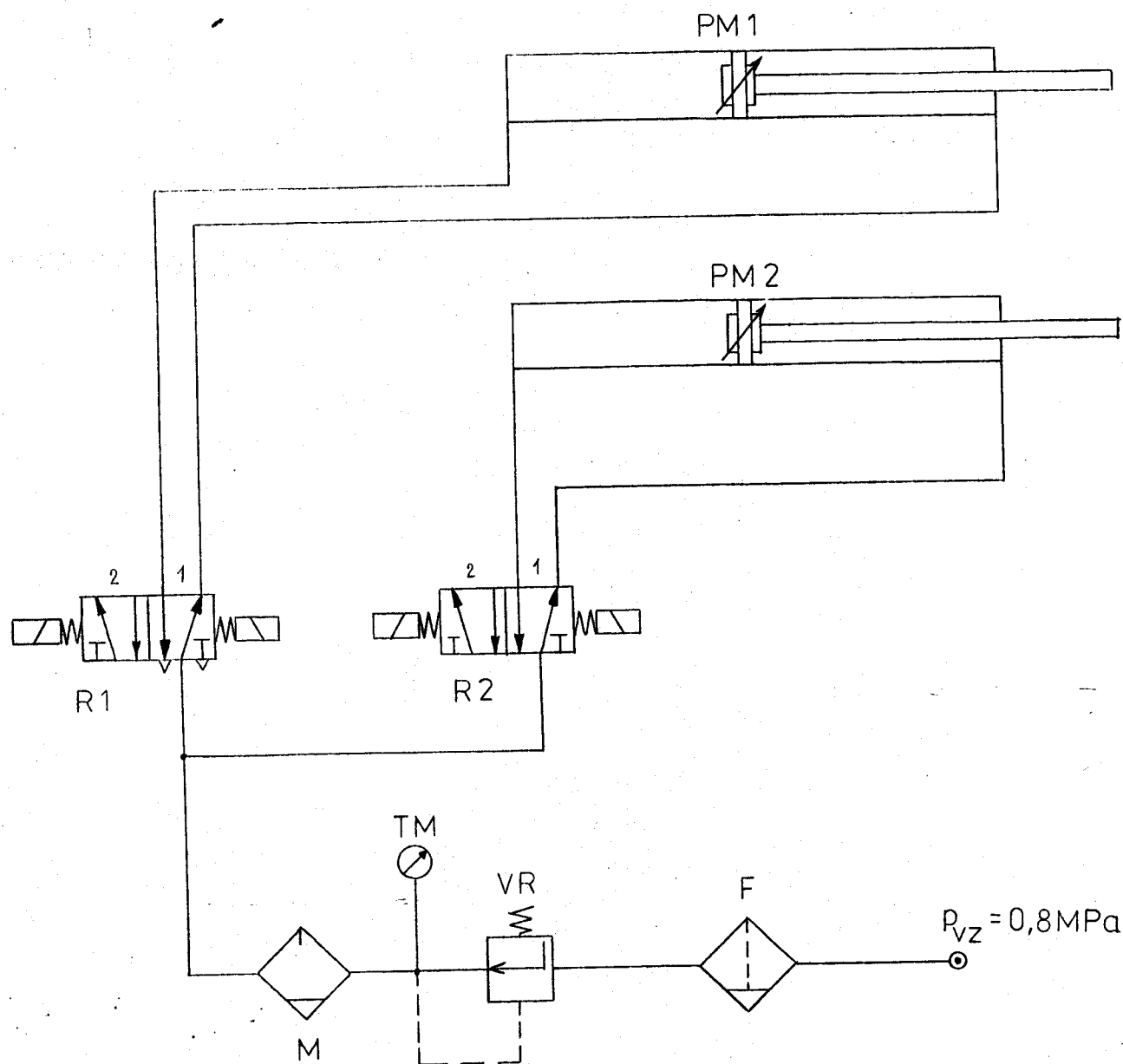
kde dle 1.0 je $v_d = 2,5 \text{ m min}^{-1}$,

- S5 je připevněn na plošině tak, aby páka S5 „visela“ nad vnitřním podélníkem horního OP .

Logická tabulka obr. 31 přehledně ukazuje, jakým způsobem je řízena činnost manipulačního zařízení :

- při sepnutí S1, S2 a S5 dojde k úchopu OP (+ x) a protože úchopový mechanismus pracuje jako paralelogram, dochází k posunutí OP (+ z),
- při sepnutém S0, S4 a S5 je v rozdělovači hydraulického obvodu nastavena poloha 1, dochází ke zdvihu (+ φ),
- při sepnutí S0 a S3 je rozdělovač v poloze 0, dochází k ukončení úchopu (- x), spouštění OP na závěsy (- y) a zároveň s tím je uvedena do činnosti plošina tak, aby horní OP na paletě plošiny získal požadovanou polohu (+y),
- při sepnutí S1, S3 a S5 je na rozdělovači poloha 2, dochází ke zpětnému pohybu zdvihu (- φ), čímž manipulační zařízení zaujme výchozí pozici .

Způsob upevnění spínačů na manipulační zařízení, plošině a dopravníku řeší elektrikář, taktéž seřízení činnosti manipulačního zařízení.



obr. 32 schema pneumatického obvodu dvou zařízení

4.0 Ekonomické posouzení manipulačního zařízení

4.1 Náklady na výrobu

Náklady na výrobu dvou kusů manipulačního zařízení jsou tvořeny náklady materiálovými a mzdovými:

- náklady materiálové

Název dílu	ks	Materiál	Náklady Kčs
Nosná trubka	2	TR $\varnothing$ 133x16 - 2780	1094,-
Posuvná tyč	4	TR $\varnothing$ 102x8 - 1400	459,-
Rameno	4	TR $\neq$ 90x70x6 - 1500	438,-
Nosná objímka	4	$\varnothing$ 200 - 120	372,-
Stojan	4	P30x510 - 400	749,-
Nosná lišta	4	- 110x50 - 850	583,-
Hydroagregát	1	SA3-63-00-410-7.286	29800,-
Hydromotor	4	HV 63/32/250 - 121 211	4080,-
Ložisko	4	NA 4926 V	700,-
Pneumotor Festo	2	DC-100-870S1 /SRN 499,-DM/ 19960,-	
Materiálové náklady M_m			58.235,-

- náklady mzdové

Spotřeba času při výrobě manipulačních zařízení bude činit zhruba :

$$t_v = 300 \text{ hod.}$$

Výrobu bude provádět pracovník TOV v 8. tarifní třídě s hodinovou sazbou 14,40 Kčs/hod. Mzdové náklady lze získat vztahem :

$$N_{mz} = t_v \cdot 14,40 = 4.320,- \text{ Kčs.}$$

Celkové náklady na výrobu :

$$N_c = N_m + N_{mz} = 58\,235 + 4\,320 = 62.555,- \text{ Kčs .}$$

4.2 Úspory

Realizací navrženého pracoviště dojde k úspoře jedné pracovní síly v 5. tarifní třídě s hodinovou sazbou 10,40 Kčs/hod. Pak lze vyjádřit úsporu na mzdách za jeden rok s průměrným měsíčním fondem 190 hodin :

$$\bar{U}_r = 12 \cdot 190 \cdot 10,40 = 23.712,- \text{ Kčs .}$$

Je nutné si uvědomit, že není možné vyjádřit v této kalkulaci pozitivní vliv manipulačního zařízení na obsluhu pracoviště, na zvýšení bezpečnosti a hygieny práce .

4.3 Koeficient ekonomické efektivity, návratnost

Odhadovaná životnost zařízení je pět let. Pak lze vyjádřit koeficient ekonomické efektivity :

$$k_{ef} = \frac{5 \cdot \bar{U}_r}{N_c} = \frac{5 \cdot 23712}{62555} = 1,90 \text{ Kčs .}$$

Návratnost :

$$t_u = \frac{N_c}{\bar{U}_r} = \frac{62555}{23712} = 2,64 \text{ roku .}$$

5.0 Závěr

Jak bylo v úvodu řečeno, zvyšování technické úrovně výroby lze uskutečňovat také mechanizací pomocných a vedlejších prací, tedy i manipulace s materiálem. Tato diplomová práce měla řešit manipulaci s OP v elektrostatické lakovně. Navrhované manipulační zařízení jednak sníží počet pracovníků na pracovišti vstupu a výstupu, ale hlavně likviduje fyzicky namáhavou práci, což bylo hlavním důvodem zadání takové diplomové práce. V hygieně práce má totiž naše společnost velké dluhy. Nelze se ubránit skepsi, když, zvláště v poslední tak převratné době, lze porovnávat prostřednictvím našich sdělovacích prostředků nebo již možnou cestou do jakékoliv kapitalistické země ubohou úroveň našich strojů a zařízení v našich závodech s obdobnými zařízeními v zahraničí. Stejná situace, jako v drtivé většině závodů naší republiky, je i v STK Boletice, tedy úroveň zařízení žalostná. Autor diplomové práce chtěl aspoň trochu pomoci obsluze lakovny tohoto závodu. Vždyť zvedat každý den téměř 200 ks OP vážících v průměru 70 kg není maličkost.

Konstrukce tohoto zařízení byla počítána s bezpečností k mezi kluzu $k_e = 5$, což je bezpečnost určená pro zvedací a manipulační zařízení, kam toto zařízení nesporně patří. V úvahu byla brána celá řada zjednodušujících předpokladů, neboť pak by rozsah diplomové práce byl značný. Základním pevnostním výpočtům a konstrukci byly podrobeny pouze nejdůležitější díly manipulačního zařízení.

Pokud by došlo k realizaci této diplomové práce, pak je nutné řešit neuspokojivý technický stav dvoudráhového podvěsného dopravníku lakovny, který v této podobě neumožňuje aplikaci navrhovaného pracoviště. Dále je nutné investovat do stavby plošiny, umístěné před manipulačním zařízením, zajišťující polohu OP připraveného pro úchop. Zakázka je nutné řadit tak, aby bylo možné manipulovat

vždy s větším množstvím OP shodné délky. Pokud budou tyto podmínky splněny a obsluha tvořena spolehlivým, řádně vyškoleným pracovníkem, pak takto řešené pracoviště bude plnit účel a závodu přinese tolik potřebné úspory.

Seznam použité literatury

- /1/ Fiala, J. - Bebr, A. - : Strojírenské tabulky 1.
- Matoška, Z. SNTL, Praha 1987
- /2/ Fiala, J. - Svoboda, P. - : Strojírenské tabulky 2.
- Šimonovský, M. SNTL, Praha 1988
- /3/ Fiala, J. - Šťastný, K. - : Strojírenské tabulky 3.
- Svoboda, P. SNTL, Praha 1989
- /4/ Kříž, R. : Stavba a provoz strojů II.
SNTL, Praha 1978
- /5/ ZVL n.p. Dolný Kubín : Navrhovanie, používanie
a skúšanie zakružovaných
puzdier a samomazných
ložísk. 1. vyd. 1989
- /6/ Matička, R. - Talácko, J. : Konstrukce průmyslových
robotů-závěrečný projekt
ediční stř. ČVUT Praha 1989
- /7/ Černocho, S. : Strojné technická příruč-
ka 1. SNTL Praha 1977
- /8/ Fröhlich, J. : Valivá ložiska.
SNTL, Praha 1978
- /9/ ZTS n.p. Bratislava : Priamočiaré hydromotory
rady HV.
- /10/ TOS Rakovník : Stavebnicové agregáty SA340
- /11/ Festo : Pneumatic - Zylinder