

VŠST LIBEREC
Fakulta strojní

Obor 23 - 34 - 8
Výrobní stroje a zařízení

zaměření
Balicí a polygrafické stroje

Katedra částí strojů

ZAKLÁDÁNÍ HLUBOTISKOVÝCH VÁLCOŮ PRO STROJE

ROTOMASTER A HS 3/55 DO STÁVAJÍCÍCH REGÁLŮ

Jiří Tobiáš

BP - 100/78

Vedoucí práce: Ing. Miroslav Rydval (VŠST Liberec)
Konzultant : Ing. Stanislav Podolák (OT Kolín)

Rozsah práce a příloh:

Počet stran : 41
Počet tabulek: 3
Počet příloh : 0
Počet obrázků: 15
Počet výkresů: 6

DT:

26. května 1978

Vysoká škola: **VŠST Liberec**

Katedra: **části strojů**

Fakulta: **strojní**

Školní rok: **1977/78**

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro **Jiří T o b i á š**

obor **23-34-8 Výrobní stroje a zař., balicí a polygraf.stroje**

Protože jste splnil..... požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnice ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomový úkol:

Název tématu: **Zakládání hlubokotiskových válců pro stroj
Rotomaster a HS 3/55 do stávajících regálů**

Pokyny pro vypracování:

1. Návrh a dokumentace zakládání a vyjímání válců z regálů
2. Návrh a dokumentace svislého pohybu zařízení
3. Návrh a dokumentace pojezdu zařízení
4. Průvodní zpráva a výpočet

V 409/1992

1. Návrh a dokumentace zakládání a vyjímání válců z regálů
2. Návrh a dokumentace svislého pohybu zařízení
3. Návrh a dokumentace pojezdu zařízení
4. Průvodní zpráva a výpočet

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEPELNÁ
LIBEREC
LIBEREC 1, 810 00
401 17

Rozsah grafických laboratorních prací: **Sestava + podsestavy jednotlivých částí**

Rozsah průvodní zprávy: **cca 30 stran**

Seznam odborné literatury:

Prospekty zvedacích zařízení

Bražan: Transportní zařízení, SNTL Praha 1966

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Miroslav Rydval**

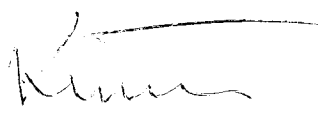
Ing. St. Podolák, OT Kolín

Konsultanti:

Datum zahájení diplomové práce: **10.10.1977**

Datum odevzdání diplomové práce: **26. 5.1978**




Doc. Ing. Oldřich Krejčíř, CSc

Vedoucí katedry


Doc. RNDr. Bohusl. Stříž, CSc

Děkan

Místopřisežné prohlášení

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

V Liberci dne 26. 5. 1978

Jiří Tobiáš

Jiří Tobiáš

O B S A H

strana

1.0 ÚVOD	5
2.0 ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU	7
3.0 VOLBA NEJVHODNĚJŠÍHO ŘEŠENÍ	11
3.1 Návrh koncepce zakladače	11
3.2 Návrh zakládacího mechanismu	12
4.0 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ZAKLADAČE	15
4.1 Zakládací mechanismus	15
4.1.1 Základní výpočty	18
4.2 Závih zakládacího mechanismu	23
4.2.1 Výpočet os kladek	24
4.3 Pojezd a pohon zakladače	26
4.3.1 Základní výpočty	26
4.4 Rám zakladače	34
5.0 ZAKLÁDÁNÍ A VYJÍMÁNÍ VÁLCOV	37
6.0 ZÁVĚR	39
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	41

1.0 ÚVOD

Náplní zadaného diplomového úkolu je navrhnout a vyřešit zařízení pro zakládání hlubotiskových válců pro stroj ROTOMASTER a stroj HS 3/55 do stávajících regálů v novém závodě OT Kolín.

Při návrhu zakládacího mechanismu je nutno splnit především tyto požadavky :

- a/ využít pro zakládání válců stávající regály, které již byly v závodě instalovány před několika lety
- b/ univerzálnost zařízení pro zakládání tiskových válců pro stroj Rotomaster i pro stroj HS 3/55, neboť válce pro oba typy strojů se rozměrově liší
- c/ omezit nebo úplně odstranit ruční manipulaci s tiskovými válci, jejichž hmotnost se pohybuje v rozmezí třiceti až dvěstě osmdesáti kilogramů
- d/ jednoduchost konstrukce a výroby celého zařízení, protože pokud dojde k realizaci návrhu, bude zařízení vyrobeno v dílnách OT Kolín
- e/ jednoduchost manipulace a ovládání zařízení
- f/ malá půdorysná plocha zařízení, protože prostor určený pro zakládací zařízení je omezen

Dále musíme brát v úvahu také skutečnost, že hlubotiskové válce musejí mít dokonale hladký povrch. Z tohoto důvodu nesmí při manipulaci s válci dojít k sebemenšímu mechanickému poškození povrchu válce, jinak by došlo k jeho znehodnocení a válec by se stal zcela nepoužitelný k tisku. To by znamenalo značnou finanční ztrátu . Při skladování

a manipulaci jsou válce chráněny plstěným pláštěm o tloušťce cca 15 mm.

Hlubotiskové válce jsou vyměňovány a zakládány do regálů v průměru dvakrát až třikrát za směnu.

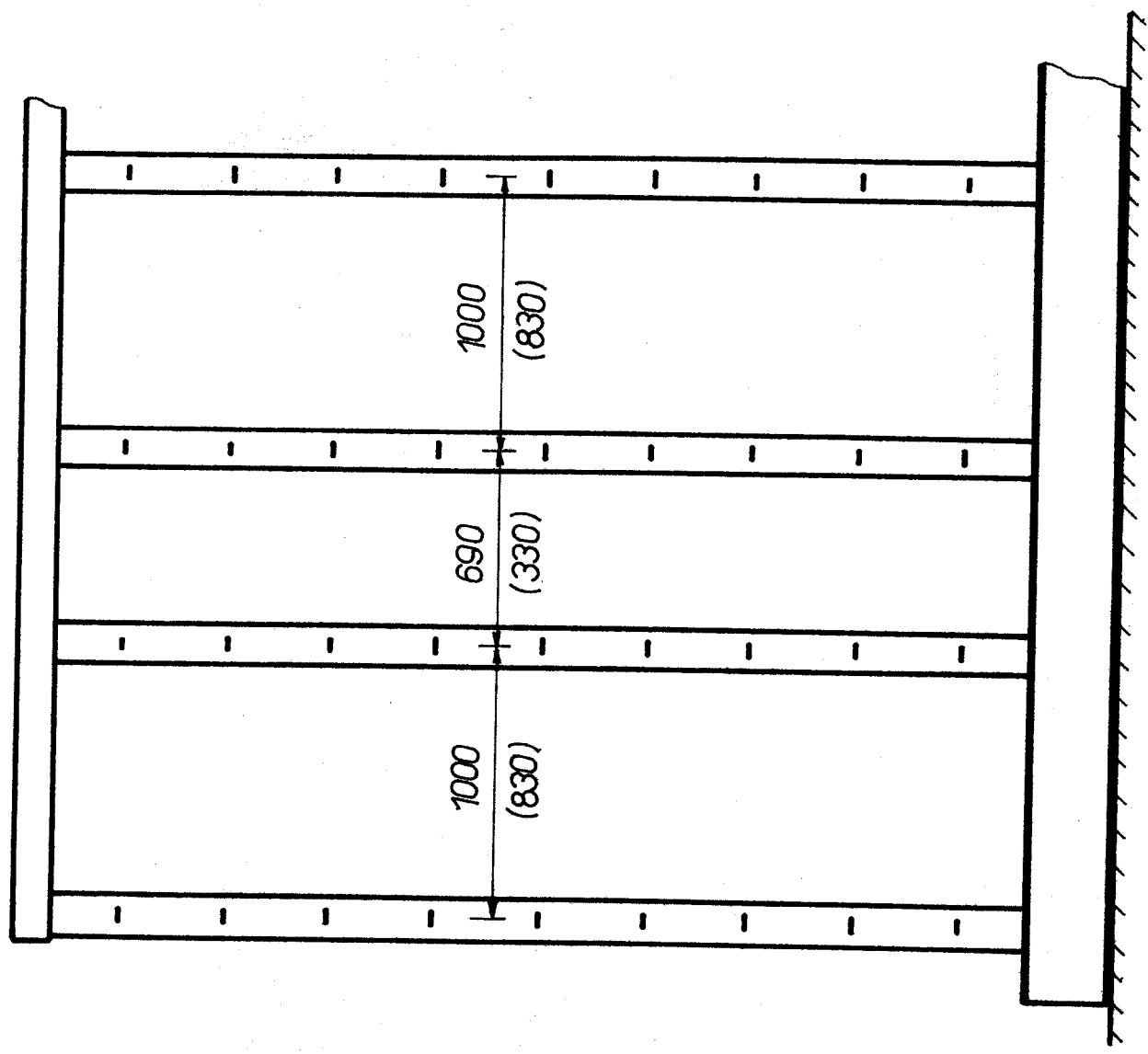
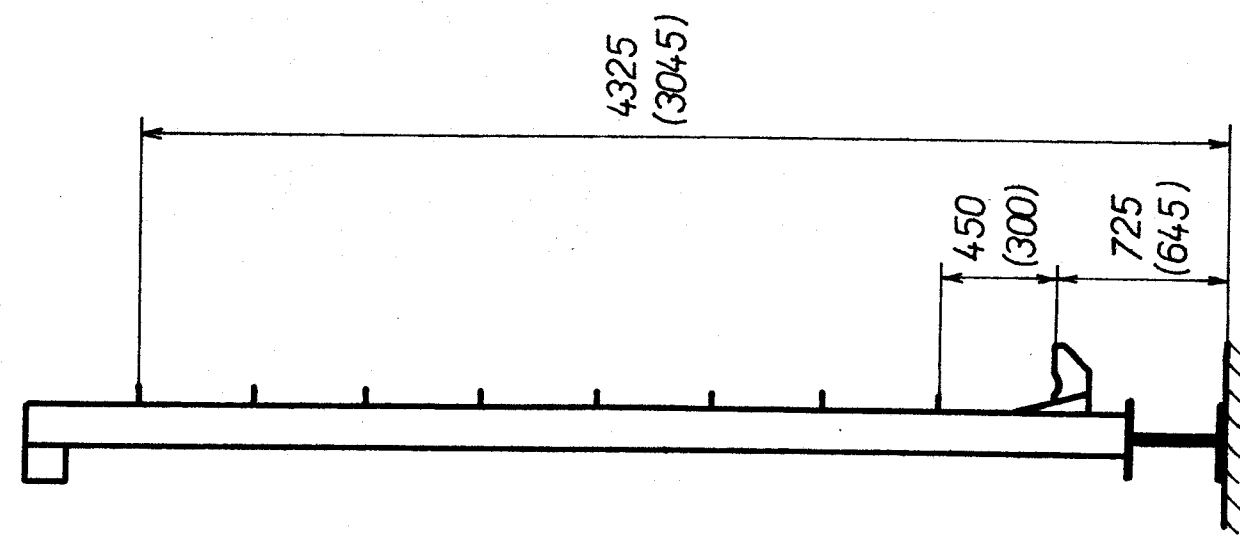
2.0 ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU

Současný stav skladování hlubotiskových válců je zcela nevyhovující. Doposud byly tiskové válce zakládány pouze do nejspodnějších závěsů regálů a to ručně. Vzhledem k velké hmotnosti válců je to velmi obtížné a namáhavé a regály jsou téměř nevyužity. Ostatní válce jsou skladovány v různých prostorách na upravených stojanech. To velmi ztěžuje výběr válců a jejich přepravu ke stroji, nehledě k velké zástavné ploše tohoto skladování. Celkový počet používaných válců činí cca 130 kusů.

Původně měl být k zakládání válců použit vysoko zdvižný vozík DESTA. Ovšem toto řešení nebylo z několika důvodů možné. Především nevyhovuje bezpečnostním předpisům, protože barviva, která se používají k tisku jsou snadno vznětlivá. Další překážkou tohoto řešení je velmi omezený prostor k manipulaci a k zakládání válců do regálů. Navíc maximální zakládací výška je 4,35 m.

Regály jsou schématicky naznačeny na obr.1. Protože jsou zakládány tiskové válce ke dvěma strojům /Rotomaster, HS 3/55/ a jejich rozměry se liší, liší se také rozměry regálů pro oba typy válců. Rozměry regálů na obrázku jsou udány v mm a údaje v závorkách platí pro regály na tiskové válce ke stroji HS 3/55.

Hlubotiskové válce ke stroji Rotomaster je nutno zavěšovat a přepravovat v zakládacím mechanismu pouze za ty části hřídele, které jsou na přiloženém výkresu vyznačeny



Obt. 1. Regdly

šrafováním.

Válce stroje HS 3/55 jsou při odkládání nasazovány na dřevěné nebo kovové tyče o průměru 45 až 50 mm. Základní údaje hlubotiskových válců pro oba stroje jsou uvedeny v tabulce 1 a 2.

Tabulka č. 1

Stroj ROTOMASTER

Délka válce [mm]	Obvod válce [mm]	Průměr válce [mm]	Počet kusů	Hmotnost [kg]
880/1 600	1 100	350	4	280
	1 000	318 - 320	4	250
	970	300	4	240
	900	286	4	230
	850	270	4	215

Válce jsou v obou regálech zavěšeny ve třech řadách podél stěny po devíti kusech nad sebou. Vzdálenost mezi jedním a druhým regálem je asi 15 m.

Tabulka č. 2

Stroj HS 3/59

Délka válce [mm]	Obvod válce [mm]	Průměr válce [mm]	Počet kusů	Hmotnost [kg]
630	300	150 - 190	9	30 - 50
	360		12	
	420		10	
	470		5	
	480		5	
	490		10	
	500		5	
	510		5	
	520		10	
	550		5	
	580		15	
	600		10	
	610		10	

3.0 VOIĚBA NEJVODNĚJŠÍHO ŘEŠENÍ

3.1 Návrh koncepce základáče

Jako nejvýhodnější se zdálo být řešení na principu jednosmítkového mostového jeřábu s podvěsnou kořkou. To by znamenalo, že tiskový válec by byl zvedán pod úrovní jízdní dráhy zdvihadla. Jízdní dráha by byla připevněna ke stropu a nakotvena v protilehlých stěnách haly. Z hlediska prostoru je toto řešení velmi výhodné, protože celé zařízení zabírá pouze nevyužitelný prostor pod stropem haly. Další výhodou tohoto řešení je jeho konstrukční jednodušnost a poměrně jednoduchá obsluha.

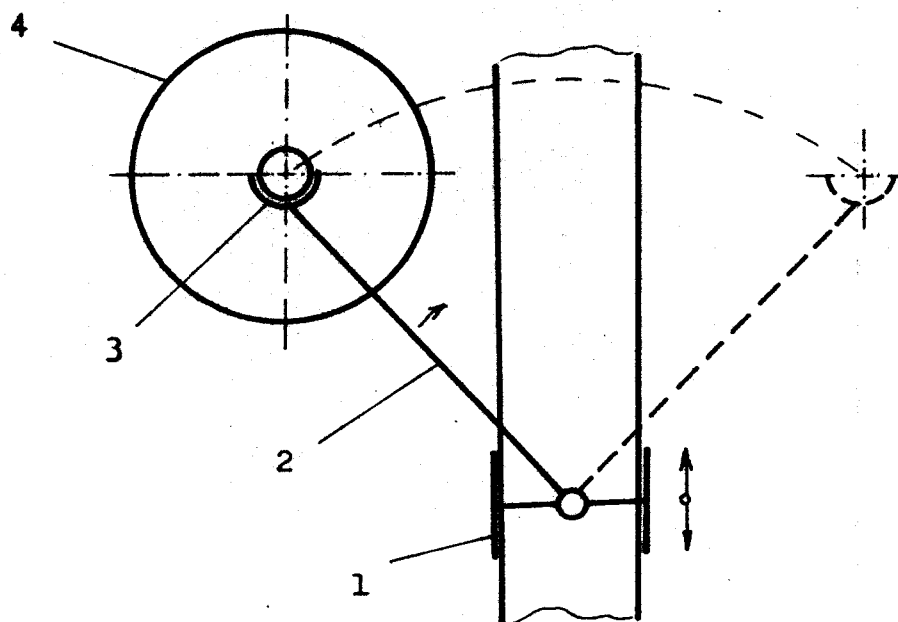
Po konzultaci v OT Kalin jsem musel od tohoto návrhu ustoupit. Při řešení celkové koncepce základáčního zařízení je nutno vycházet z podmínky, že veškerá zatížení může nést pouze podlaha haly a nosné pilíře, které jsou rozmístěny v šestimetrových vzdálenostech podél stěny haly, a na nichž jsou také připevněny regály pro zakládání tiskových válců. Strop haly nemůže nést žádné zatížení, protože pouze zakrývá meziprostor mezi podlažími, kde je umístěna elektroinstalace a rozvod klimatizace.

Z toho tedy vyplývá, že jízdní dráha základáče musí být na podlaze haly a základací mechanismus musí být veden v pevném rámu.

3.2 Návrh zakládacího a vyjímacího mechanismu

Při hledání nejvhodnějšího mechanismu se nabízelo několik možností řešení.

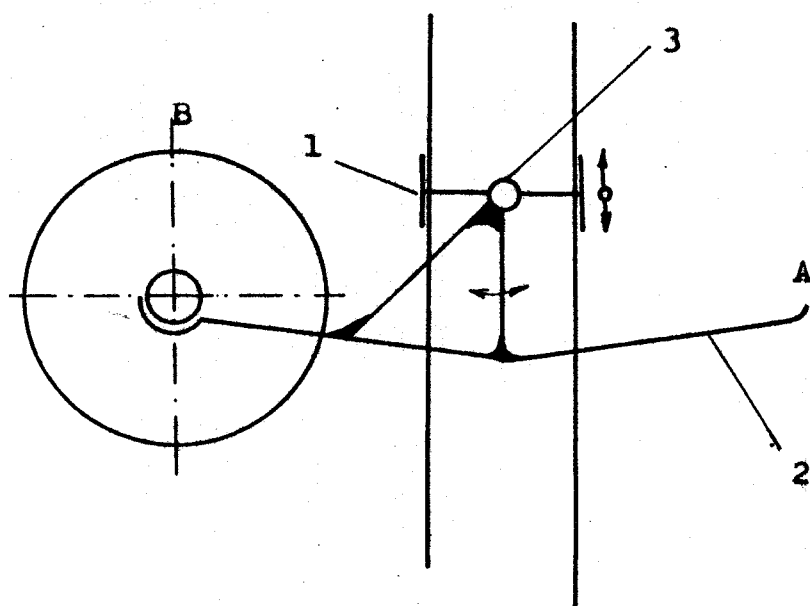
Jako nejjednodušší se zdálo být řešení na obrázku 2.



Obr. 2

Posuv zakládacího zařízení ve vertikálním směru by byl zajištěn vedením 1. Zakládání a vyjímání válců by se dělo pomocí výkyvných ramen 2. Držáky 3 na konci ramen, v nichž by byl válec 4 zavěšen, by při pohybu ramen udržovaly stále stejnou polohu vůči rámu. Rozborem tohoto řešení se však ukázalo, že délka ramen by musela být neúměrně velká, aby nedošlo ke kolizi s okolními zavěšenými válci. Válce jsou totiž v regálu zavěšeny velmi blízko sebe / cca 7 cm /.

Další řešení je na obrázku 3. Je to také jednoduchý mechanismus a jeho funkce je následující.



Obr.3

Vertikální posuv je opět zajištěn vedením 1. V místě A se nakulí válec na vidlice 2, které se pootočí kolem čepu 3 ve směru šipky a válec se vlastní vahou přesune do polohy B. Zakladač vyjede ke zvolenému závěsu, vidlice se vysunou pootočením kolem čepu 3 a zavěsí válec na závěs.

Podrobnějším rozбором jsem dospěl ke stejnému závěru jako v předešlém případě, že totiž poloměr otáčení vidlic kolem čepu by byl neúměrně velký, aby nedošlo ke kolizi s ostatními zavěšenými válci.

Z těchto návrhů vyplynulo, že základací mechanismus musí mít pouze výsuvný člen, protože jakýkoliv vertikální pohyb samotného mechanismu je značně omezen malým prost-

rem mezi zavěšenými válci. Tomuto omezení vyhovuje konečný návrh základacího mechanismu, jenž je schématicky znázorněn na obrázku 5 a jeho funkce a popis je uveden v kapitole 4.1.

4.0 KONCEPCE NAVRŽENÉHO ZAKLADAČE

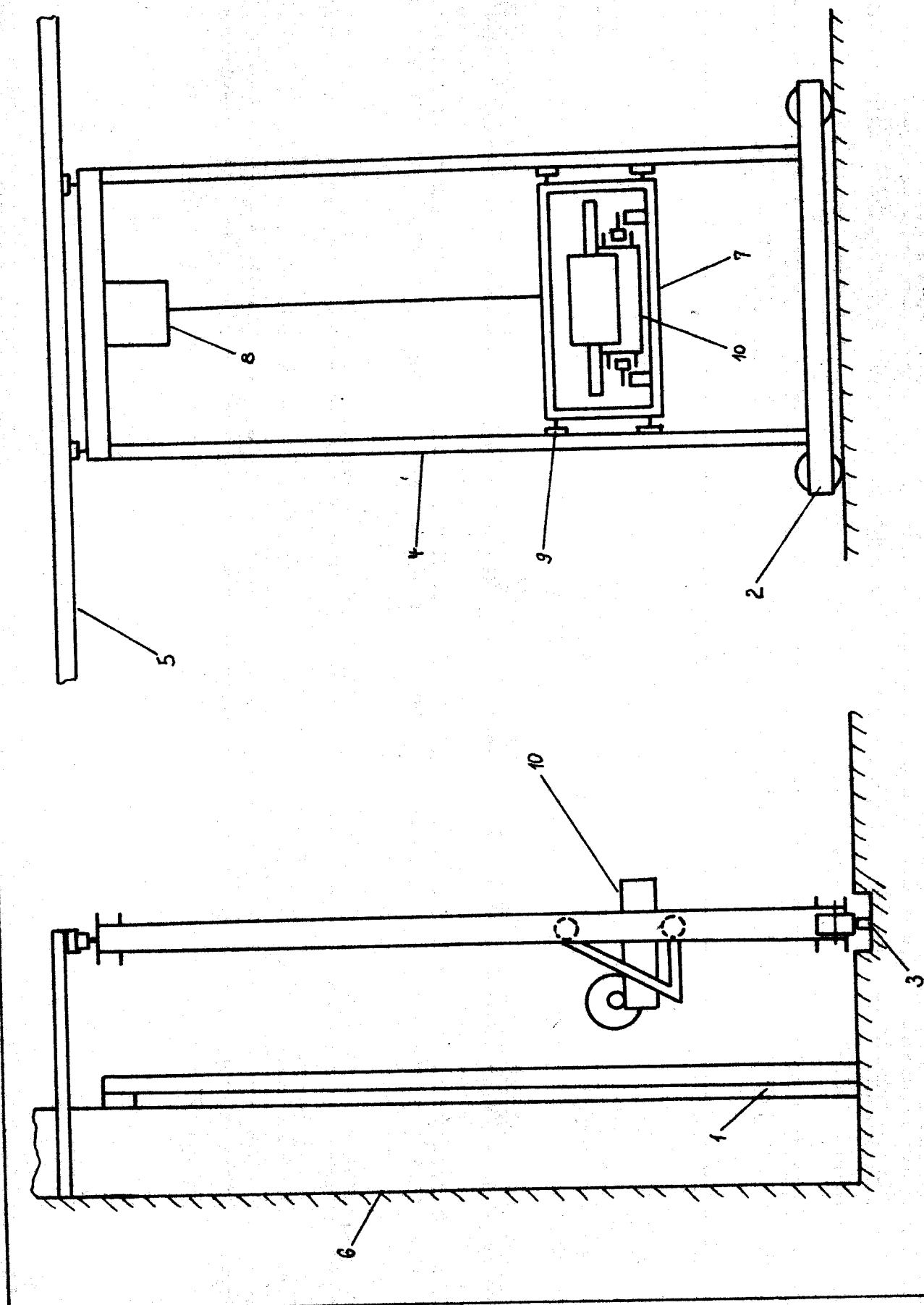
Navržený zakladač má zhruba tři hlavní části. Je to rám zakladače, jenž je v dolní části opatřen pojížděcími koly. V něm se vertikálně pohybuje druhá část zakladače, kterou tvoří rám zakládacího mechanismu. Třetí částí je vlastní zakládací mechanismus.

Konstrukce celého zařízení je svařena z tyčí profilů U a z uzavřených tenkostěnných profilů.

Celková koncepce zakládacího zařízení je patrna ze schématického obrázku 4. Pohyb celého zařízení rovnoběžně s regály 1 je realizován pojezdem 2, který se pohybuje po kolejnici 3 zapuštěné do podlahy haly. Kolmá poloha rámu 4 ke koleji je udržována vedením 5 připevněným k nosným pilířům 6. Vertikální posuv zakládacího zařízení a vyjímacího mechanismu je zprostředkován řetězovým kladkostrojem 8 a zajištěn kladkami 9 pojíždějícími ve dvou U profilech, které zároveň tvoří rám 4 zakladače. Samotné zakládání a vyjímání válců provádí výsuvná část 10, která je uložena na rámu 7 zakládacího mechanismu.

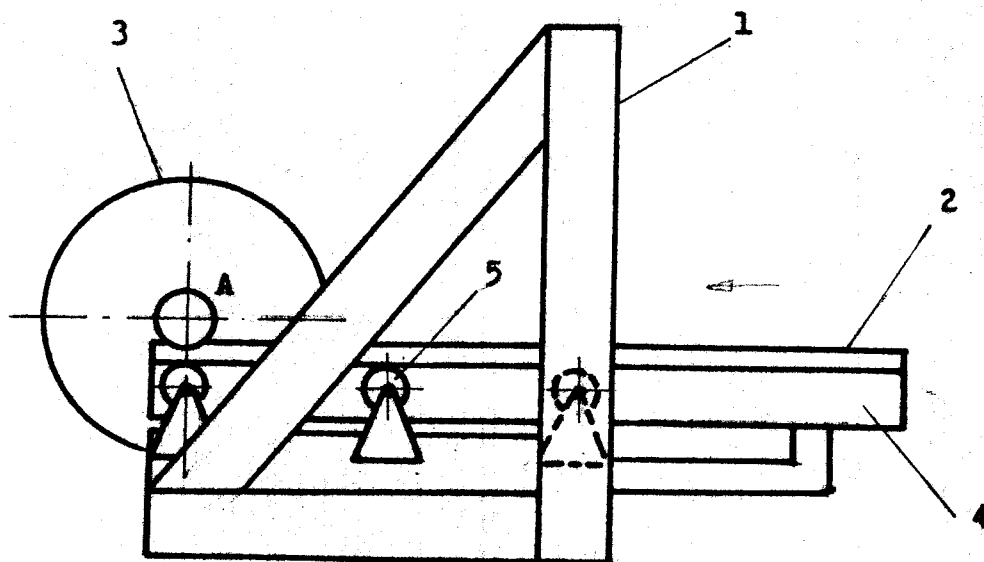
4.1 Zakládací mechanismus

Vlastní zakládací mechanismus slouží k zakládání válců do regálů a k jejich vyjímání. Skládá se ze dvou hlavních částí; rámu 1 a výsuvného členu 2. Schéma je na obrázku 5. Výsuvný člen 2 tvoří v podstatě vozík, na nějž se uloží zakládáný válec 3. Vozík se i s válcem vysouvá ve směru šipky ve



Obr. 4 Celková koncepce zakládáče

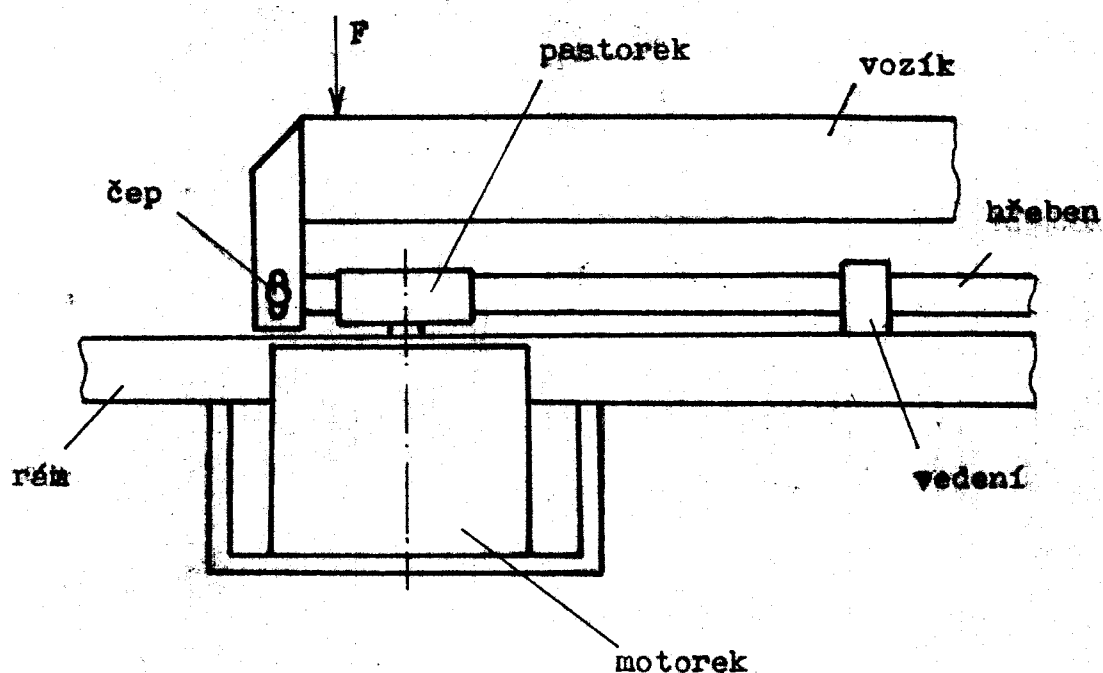
vedení 4 v podobě profilu U, v němž jsou ustaveny kladičky 5. Osy kladiček jsou upevněny na rámu 1. Jejich poloha je nastavitelná, aby bylo možno vymezit vůli ve vedení 4.



Obr. 5

Vozík je vysouván pomocí ozubeného hřebenu, do kterého zabírá pastorek nasazený nahříděli motorku/obr.6/. Motorrek je upevněn na rámu. Ozubený hřeben nemůže být s vozíkem pevně spojen, protože ve vedení vozíku je určitá vůle. Při vysouvání dojde vlivem zatížení způsobeného hmotností válce k malému naklopení vozíku ve směru působící síly. Tím by se ozubení dostalo ze záběru. Proto je hřeben uložen ve vedení, které je připevněno na rámu. S vozíkem je spojen pouze v přední části prostřednictvím čepu. Tato úprava zabraňuje poškození zubů pastorku a hřebene a zaručuje stálý záběr ozubení,

nezávisle na vzájemném pohybu vozíku a ozubeného hřebenu.



Obr. 6

4.1.1 Základní výpočty

Výpočet pohonu:

Při vysouvání vozíku překonává hnací motor pasivní odpory, které vznikají valivým a čepovým třením. Potřebná tažná síla je

$$T = \frac{F}{R} / e + f_{\Sigma} \cdot r / \cdot x \quad [N],$$

kde R je poloměr kladičky [m]

F ... síla způsobená hmotností vozíku a válce [N]

$$e = 6 \cdot 10^{-4} \quad \dots \text{ součinitel valivého tření}$$
 f_x ...součinitel čepového tření / pro ložiska M - DU
$$\text{je } r_x = 0,06 /$$

$r \dots$ polomer čepu [m]

 $\mu \dots$ součinitel ostatních odporů / pro kluzné ložiska

1,2 až 1,8 /

$$T = \frac{3\,500}{9\,023} \cdot / 6 \cdot 10^{-4} + 0,06 + 0,01/. 1,2 = 219 \text{ N}$$

Při poloměru pastorku $r = 0,03 \text{ m}$ je potřebný krouticí moment na hřídeli motorku.

$$M_k = T \cdot r = 219 \cdot 0,03 = 6,57 \text{ Nm}$$

Vozík musí mít nízkou rychlost posuvu, aby nedošlo při styku s regálem k rázu. Aby se docílilo nízké rychlosti, je nutno použít převodový motorek.

Použitý převodový motorek typ PK3K5H má tyto parametry:

napětí 220 V

proud střídavý

krouticí moment 11,7 Nm

převodový poměr 1 : 540

otáčky 10 ot min⁻¹

hmotnost 5,45 kg

dobu zatížení 5 min.

nevýbušné provedení

výrobce MEZ Náchod

Rychlost posuvu v dostaneme ze vzorce

$$v = \frac{n \cdot \pi \cdot D}{60} \quad [\text{m/s}]$$

kde n jsou otáčky hřídele $[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$ a D je průměr pastorku $[\text{m}]$

$$v = \frac{10 \cdot \pi \cdot 0,06}{60} = 0,0314 \text{ m/s}$$

Protože rychlost posuvu je malá, není třeba motorek brzdit.

Výpočet ozubeného soukolí je proveden podle známých vztahů:

průměr pastorku volen $D = 60$ / rozměry v mm /

$$m = 2, \quad \alpha = 20^\circ$$

$$z_1 = \frac{D}{m} = 30$$

$$t = \pi \cdot m = 6,283$$

$$h_n = m = 2$$

$$h_p = m + 0,25 m = 2,5$$

$$h = h_n + h_p = 4,5$$

$$D_h = D + 2 m = 64$$

$$D_p = D - 2 h_p = 55$$

Síly působící v ozubení jsou :

$$\text{obvodová síla } F_o = \frac{M_k}{r} = \frac{11,7}{0,03} = 390 \text{ N}$$

$$\text{radiální síla } F_R = F_o \cdot \operatorname{tg} \alpha = 142 \text{ N}$$

$$\text{normální síla } F_N = \frac{F_o}{\cos \alpha} = 415 \text{ N}$$

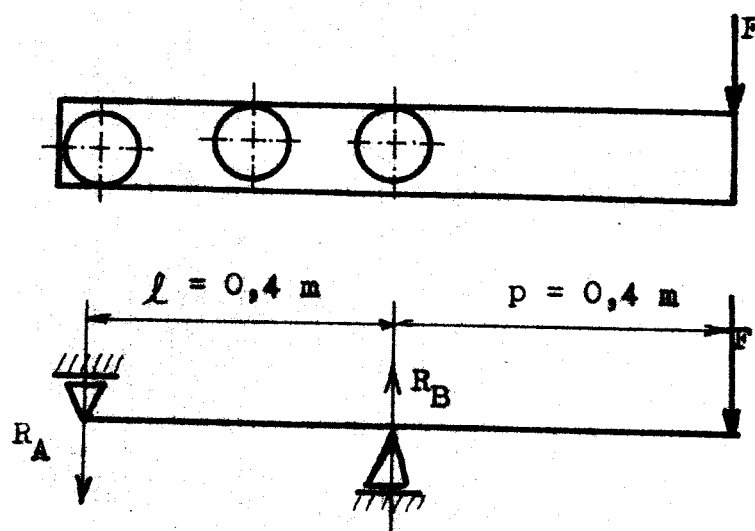
Materiál soukolí : ocel 11 700

Vzhledem k poměrně malým silám, působícím v ozubení není třeba provádět kontrolu zubů na ohyb a otlačení.

Pevnostní kontrola os kladiček

Na každé straně vedení vozíku jsou 3 kladičky. Maximální hmotnost používaných tiskových válců činí 280 kg a hmotnost samotného vozíku je cca 60 kg. Je-li vozík maximálně vysunut, působí na konci vozíku síla $F = 3\,400 \text{ N}$.

Na jedno vedení vozíku tedy působí poloviční síla $F = 1\,700\text{ N}$.
Uspořádání kladiček je patrné z obrázku 7.



Obr. 7

Protože zatížení přenáší především dvě krajní kladičky, lze toto rameno pro zjednodušení počítat jako prostý nosník se dvěma podporami / obr. 5 /.

$$\text{Reakce } R_A = \frac{F_p}{l} = 1700 \cdot \frac{0,4}{0,4} = 1700\text{ N}$$

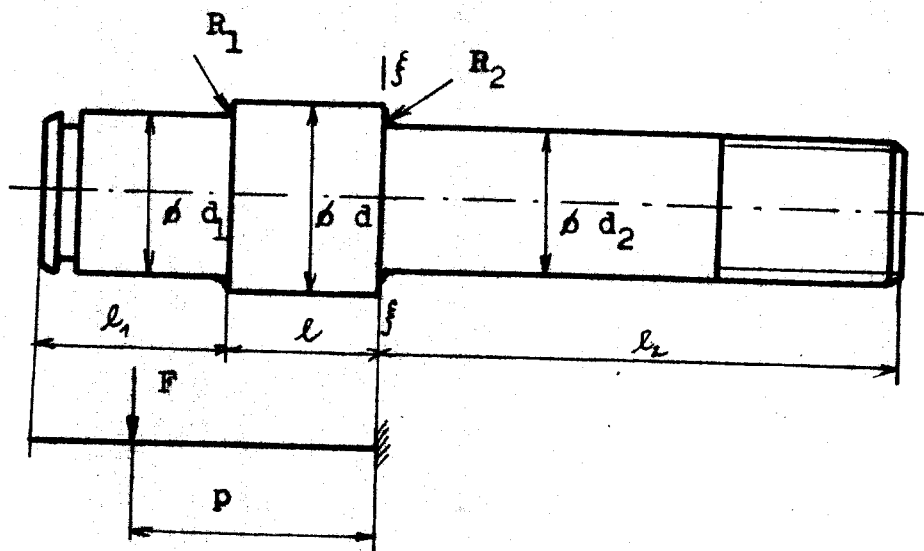
$$\text{Reakce } R_B = F \frac{l + p}{l} = 1700 \frac{0,4 + 0,4}{0,4} = 3400\text{ N}$$

Osa kladičky / výkres 0.BP - 100 - 02, pos. 16 / je znázorněna na obrázku 8..

rozměry osy v mm: $d_1 = 20$, $d = 24$, $d_2 = 18$

$l_1 = 20$, $l = 15$, $l_2 = 100$

$R_1 = 1$, $R_2 = 3$



Obr. 8

Osa je v délce l_2 připevněna k rámu a pokládáme ji za vetknutou. Z obrázku je vidět, že nebezpečný průřez $\xi - \xi$ je v místě vetknutí.

V nebezpečném místě je osa namáhána ohybovým momentem

$$M_o = R_B \cdot \left/ \frac{l_1}{2} + l \right/ = 3\,400 \left/ \frac{0,02}{2} + 0,015 \right/ = 85 \text{ Nm}$$

Napětí v ohybu $\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$, kde W_o [m^3] je modul průřezu

v ohybu / pro kruhový průřez $W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ /.

$$\text{tedy } \sigma_o = \frac{32 M_o}{d_2^3 \cdot \pi} = \frac{32 \cdot 85}{\pi \cdot 0,018^3} = 148 \text{ MPa}$$

Materiál osy : ocel 11 700

mez pevnosti $\sigma_p = 800 \text{ MPa}$

mez únavy v ohybu hladké součásti

$$\sigma_{eo} = 0,43 \cdot \sigma_p = 0,43 \cdot 800 = 344 \text{ MPa}$$

skutečná mez únavy v ohybu součásti s vrubem

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\eta \cdot v}{\beta_o}, \text{ kde}$$

η součinitel jakosti povrchu

v součinitel velikosti povrchu

β_o součinitel vrubu pro ohyb

$$\sigma_{co}^* = 344 \cdot \frac{0,9 \cdot 1}{1,7} = 182 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost čepu v ohybu } k = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{182}{148} = 1,23$$

4.2 Zdvih zakládacího mechanismu

Svislého pohybu zakládacího mechanismu je využito nejen k vyzdvížení válce do potřebné výše, ale také k zavěšení válce na závěs regálu. Rám zakládacího mechanismu je ve všech čtyřech rozích opatřen kladkami, které jsou vedeny v rámu zakladače. Zdvih mechanismu je zajištěn řetězovým kladkostrojem, jenž je upevněn v horní části zakladače. Použitý kladkostroj je výrobek bulharské firmy BALKANKAR. Jeho výhody spočívají zejména v jeho nízké hmotnosti, malých rozměrech a v poměrně velké únosnosti.

Nejdůležitější parametry :

Typ MVO 13M

nosnost 500 kg
výška zdvihu 6,4 m
rychlost zdvihu 8 m min⁻¹
rychlost mikrozdvihu 2,4 m min⁻¹
výkon motoru při zdvihu 0,24 kW
napětí 380 V / 50 Mz/

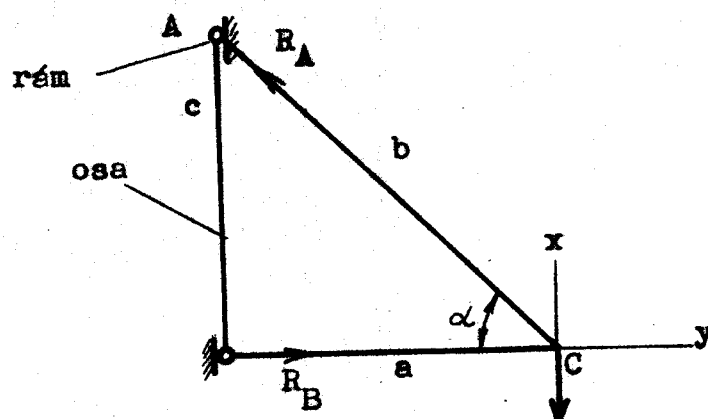
pevnost řetězu při přetržení 64 000 N

hmotnost 48 kg

Rám zakládacího mechanismu je zavěšen na háku kladko-
stroje prostřednictvím čepu. Celková hmotnost zakládacího
mechanismu včetně přepravovaného válce o maximální hmotnos-
ti nepřevyšuje 480 kg.

4.2.1 Výpočet os kladek

Osy kladek / výkres O.BP - 100 - 02, pos.15/ jsou umís-
těny ve vrchní a spodní části rámu zakládacího mechanismu
/ obr.9/.



Obr.9

Síla F , jejíž velikost je součtem sil způsobených hmot-
nostmi přepravovaného tiskového válce, vozíku a hmotností sa-
motného rámu, působí v místě C. Tato síla činí maximálně 4 500 N
Reakce v bodech A a B zjistíme pomocí složkových podmínek rov-
nováhy pro osy x a y :

$$R_A \sin \alpha - F = 0$$

$$R_A \cos \alpha - R_B = 0$$

z této soustavy rovnic vyplývá, že

$$R_A = \frac{F}{\sin \alpha} = \frac{2\,250}{\sin 55,7^\circ} = 2\,724 \text{ N}$$

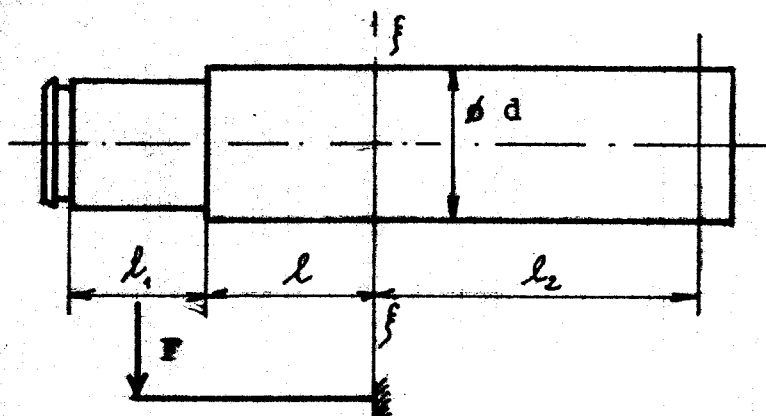
a

$$R_B = R_A \cos \alpha = 1\,535 \text{ N}$$

Pro další výpočet bereme tu reakci, která má větší hodnotu.

Osa kladky / výkres 0,EP - 100 - 02, pos.15 / je na obr. 10.

Osa je v délce l_2 připevněna k rámu a pokládáme ji za vetknutou. Z obrázku je vidět, že nebezpečný průřez $f-f$ je



Obr.10

v místě vetknutí. / Označení a symboly jsou tytéž jako v kapitole 4.1.1. /.

V nebezpečném místě je osa namáhána ohybovým momentem

$$M_o = R_A \cdot \left(\frac{l_1}{2} + l \right) = 2724 \cdot \left(\frac{0,024}{2} + 0,023 \right) = 95,34 \text{ Nm}$$

$$\text{napětí v ohybu } \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 M_o}{d^3} = \frac{32 \cdot 95,34}{0,022^3} = 91 \text{ MPa}$$

materiál čepu je ocel 11 700

$$\sigma_p = 800 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co} = 0,43 \quad \sigma_p = 0,43 \cdot 700 = 344 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\eta \cdot v}{\beta_0} = 344 \cdot \frac{0,9}{2,2} = 140,7 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost čepu v ohybu } k = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_0} = \frac{140,7}{91} = 1,55$$

4.3. Pojezd a pohon zakladače

Ve spodní části rámu zakladače, kterou tvoří dva profily U, jsou upevněna dvě pojízďecí kola. Obě jsou opatřena nákolky a jsou uložena na osách. Jedno je poháněno převodovým motorem se šňerkovou převodovkou. Točivý pohyb motoru je přenesen na kolo pomocí pastorku, který zabírá do ozubeného věnce spojeného s poháněným kolem. Mezi motorem a hřídelem pastorku je pružná spojka, která umožňuje přenos točivého pohybu i při malé nesouososti obou hřídelů.

4.3.1 Základní výpočty

Výpočet pojízďecích kol

Pojízďecí kola jsou počítána na únavu materiálu v dotykových plochách. Vychází se při tom z měrného tlaku p / Pa /, který vzniká ve styku kola o poloměru R s rovinou kolejnice účinné šířky b , k níž je kolo přitlačováno silou $K_{\max}$. Výsledný vztah pro maximální únosnost kola je pak

$$K_{\max} = k \cdot D \cdot b \cdot f_n \quad [N],$$

kde k je součinitel závislý na materiálu a druhu provozu [Pa]

D - průměr kola [m]

b - účinná šířka kolejnice [m]

a f_n je součinitel otáček a spočítá se ze vztahu $f_n =$

$$= \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}}, \text{ kde } n \text{ jsou otáčky kola } [\text{min}^{-1}]$$

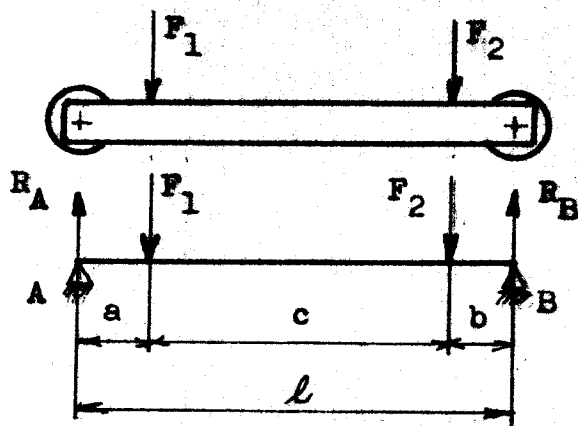
$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{14,83}} = 1,31$$

Takže

$$K_{\max} = 9 \cdot 10^6 \cdot 0,16 \cdot 0,05 \cdot 1,31 = 94283 \text{ N}$$

Síla působící na kolo:

Hmotnost zakladače včetně zakládaného válce je maximálně 900 kg. Na podvozek působí síly podle obr.11. Podpory nosníků na obrázku jsou ve skutečnosti osy kol.



$$F_1 = F_2 = 4500 \text{ N}$$

$$l = 2,18 \text{ m}$$

$$a = 0,125 \text{ m}$$

$$b = 0,235 \text{ m}$$

$$c = 1,82 \text{ m}$$

Obr.11

Celková reakce R_A v místě A je součet reakcí od síly F_1 a F_2 , čili $R_A = {}^1R_A + {}^2R_A$. Totéž platí při reakci

$$\text{v místě B} \quad R_B = {}^1R_B + {}^2R_B$$

$${}^1R_A = \frac{F_1 \cdot (b + c)}{l} = \frac{4500 \cdot (0,235 + 1,82)}{2,18} = 4242 \text{ N}$$

$${}^2R_A = \frac{F_2 \cdot b}{l} = \frac{4500 \cdot 0,235}{2,18} = 485 \text{ N}$$

$${}^2R_B = \frac{F_2 \cdot (a+c)}{l} = \frac{4500 \cdot (0,125 + 1,82)}{2,18} = 4015 \text{ N}$$

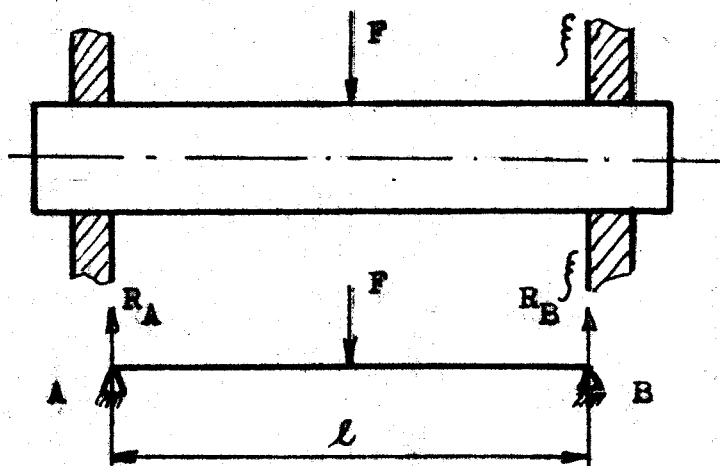
$${}^1R_B = \frac{F_1 \cdot a}{l} = \frac{4500 \cdot 0,125}{2,18} = 258 \text{ N}$$

$$R_A = 4242 + 485 = 4727 \text{ N} \quad , \quad R_B = 250 + 4015 = 4273 \text{ N}$$

Největší síla působící na kolo je tedy síla o velikosti 4727 N, což je v porovnání s maximální únosností kola síla poměrně malá.

Pevnostní kontrola osy kola

Ose kola představuje válcový nosník / obr.12/, uložený volně na podporách A, B a zatížený uprostřed silou $F = 4727 \text{ N}$



Obr.12

Podporové reakce jsou stejné $R_A = R_B = \frac{F}{2} = 2634 \text{ N}$

Maximální ohybový moment je v průřezu $\zeta - \zeta$

$$M_0 = \frac{F}{2} \cdot \frac{l}{2} = 2634 \cdot 0,05 = 118 \text{ Nm}$$

Největší napětí v řezu $\bar{f} - \bar{f}$ je dáno vztahem

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 M_o}{\pi \cdot d^3}, \text{ kde } d = 0,03 \text{ m je zvolený průměr}$$

osy / označení a symboly jsou tytéž jako v kap.4.1.1/.

$$\sigma_o = \frac{32.118}{\pi \cdot 0,03^3} = 44,5 \text{ MPa}$$

Materiál osy je ocel 11 700

$$\sigma_p = 700 \text{ MPa a tedy } \sigma_{co} = 0,43 \cdot \sigma_p = 0,43 \cdot 700 = 301 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\eta \cdot v}{\beta_o} = 301 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,85}{1,53} = 150,5 \text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost osy namáhané ohybem je } k = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{150,5}{44,5} = 3,38$$

Osa je zachycena na ukládacích plochách rámu. Měrný tlak na těchto plochách je

$$p = \frac{R_A}{d \cdot a} = \frac{2,634}{0,03 \cdot 0,017} = 5,16 \text{ MPa}, \text{ kde } a \text{ je šířka}$$

ukládací plochy. Vypočtená hodnota měrného tlaku je vyhovující.

U obou kol jsou použita kluzná ložiska M-DU3040, která mají vysokou životnost, malé opotřebení a velmi dobré vlastnosti v podmínkách suchého tření. Proto není třeba ložiska mazat. Maximální zatížení které ložisko vydrží je pro statické zatížení s pomalým kruhovým pohybem až 140 MPa.

Stanovení potřebného výkonu motoru

Při poježdění motor překonává pouze moment pasivních odporů. Potřebný výkon motoru je dán vztahem

$$P = \frac{T \cdot v}{102 \cdot 60 \cdot \eta_c} \quad [\text{ kW }],$$

kde T je odpor pojízďecích kol při pojízďení [kp]

v pojízďecí rychlost [m/min]

η_c celková účinnost pojízďecího ústrojí

odpor pojízďecích kol se určí z rovnice

$$T = \frac{F}{R} \cdot / e + f_g \cdot r / \cdot \mathcal{K} [N] ,$$

kde F je celková síla působící na pojízďecí kola [N]

B poloměr pojízďecího kola [m]

e součinitel valivého tření [m]; bývá
 $e = 6 \cdot 10^{-4}$ až $8 \cdot 10^{-4}$ m

f_g součinitel čepového tření pojízďecích kol

r poloměr čepu pojízďecího kola [m]

$\mathcal{K}$ součinitel přidavných odporů

$$T = \frac{9000}{0,08} \cdot / 6 \cdot 10^{-4} + 0,04 \cdot 0,03 / \cdot 1,3 = 263 \text{ N}$$

Potřebný výkon motoru je tedy

$$P = \frac{26,3 \cdot 7,456}{102 \cdot 60 \cdot 0,74} = 0,0433 \text{ KW} = 43,3 \text{ W}$$

Při rozjíždění musí motor překonávat jednak moment pasivních odporů, jednak inerční momenty přímočaře se posouvajících hmot a inerční momenty hmot rotujících.

Celkový potřebný rozběhový moment motoru je

$$M_{\text{rozj}} = / T + F_{zp} / \cdot \frac{R}{i \cdot \eta_c} + \beta \frac{GD^2 \cdot n}{375 \cdot t_a} , \text{ kde}$$

T je odpor pojízďecích kol při pojízďení [kp]

F_{zp} setrvačná síla posouvajících se hmot [kp]

R poloměr pojízďecího kola [m]

i celkový převod

η_c celková účinnost

β součinitel, jehož hodnota je 1,1 až 1,2

GD^2 setrvačný moment elektromotoru $[\text{kp m}^2]$

n otáčky motoru $[\text{min}^{-1}]$

t_a doba rozběhu $[\text{s}]$; zvolena $t_a = 3\text{s}$

Setrvačná síla posouvajících se hmot se spočítá ze vztahu

$$F_{zp} = \frac{F \cdot v}{60 g t_a} = \frac{9000 \cdot 7,456}{60 \cdot 9,81 \cdot 3} = 3,8 \text{ kp} = 38 \text{ N}$$

kde g je tíhové zrychlení $[\text{m s}^{-2}]$

$$M_{rozj} = \frac{1}{26,3} + 3,8 \cdot \frac{0,08}{23,0,74} + 1,1 \cdot \frac{0,0075 \cdot 890}{375,3} =$$

$$= 0,148 \text{ kpm} = 1,48 \text{ Nm}$$

$$M_{rozj} \leq M_{sp} = \alpha \cdot M_n \quad [\text{Nm}]$$

Z této podmínky plyne, že celkový rozběhový moment motoru musí být menší než je spouštěcí moment motoru M_{sp} / který je součinem normálního momentu motoru a součinitele přetížitelnosti /.

Zvolený motor dává výkon $P = 0,14 \text{ KW}$ při $n = 890 \text{ ot min}^{-1}$.
Jeho normální moment $M_n = 0,740 \cdot \frac{P}{n} = 9740 \cdot \frac{0,14}{890} = 1,53 \text{ Nm}$

$$\text{a } M_{sp} = 1,6 \cdot 1,53 = 2,45 \text{ Nm}$$

Podmínka $M_{rozj} \leq M_{sp}$ je splněna a navržený motor je tedy plně vyhovující.

Hlavní parametry poháněcího motoru :

převodový motor šnekový typ MS/HL - ORge 17 - 6

nevýbušné provedení Ex 0/C

napětí 380 V nebo 220 V, 50 Hz

velikost...53 [mm]

otáčky ...890 min⁻¹

výkon140 W

převod ... 1 : 20

účinnost... 0,79 až 0,84

Výpočet ozubeného převodu

Výpočet je prováděn podle známých vztahů a je uspořádán v následující tabulce / rozměry v [mm] /

Pastorek	Kolo
$l = 3, m = 2,5, \alpha = 20^\circ, t = \dots m = 7,854$	
$z_1 = 18$ $D_1 = m \cdot z_1 = 45$	$z_2 = 54$ $D_2 = m \cdot z_2 = 135$
$h_h = m = 2,5, h_p = m + 0,25 m = 3,125, h = h_h + h_p = 5,625$	
$D_{h1} = D_1 + 2 m = 50$ $D_{p1} = D_1 - 2 h_p = 38,75$	$D_{h2} = D_2 + 2 m = 140$ $D_{p2} = D_2 - 2 h_p = 128,75$

Celkový převod motoru a ozubeného soukolí je

$$i = i_m + i = 20 + 3 = 23$$

$$\text{Otáčky pastorku jsou } n_p = \frac{n_m}{i_m} = \frac{890}{20} = 44,5 \text{ min}^{-1},$$

$$\text{potom otáčky kola } n_k = \frac{n_p}{i} = \frac{44,5}{3} = 14,83 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{a z toho rychlost poježdění } v \text{ při průměru kola } d = 0,16 \text{ m} \\ \text{je } v = n_k \cdot \pi \cdot d = 14,83 \cdot \pi \cdot 0,16 = 7,45 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = \\ = 0,124 \text{ m s}^{-1}$$

$$\text{Celková účinnost převodu je } \eta_c = \eta_m + \eta_s = 0,94 \cdot 0,79 = 0,74$$

η_m účinnost převodovky motoru

η_s účinnost ozubeného převodu

Pojízďecí rychlost je malá a proto není třeba motor brzdit.

Pevnostní kontrola ozubení:

Krouticí moment na hřídeli pastorku je

$$M_k = 9740 \frac{P}{n} = 9740 \frac{0,14}{44,5} = 30,64 \text{ N m}$$

$$\text{a obvodová síla v ozubení } F_o = \frac{2 M_k}{D_1} = \frac{2 \cdot 30,64}{45 \cdot 10^{-3}} = 1362 \text{ N}$$

$$\text{normální síla potom je } F_n = \frac{F_o}{\cos \alpha} = \frac{1362}{\cos 20^\circ} = 1449 \text{ N}$$

a/ Kontrola ozubení na pevnost v ohybu

Materiál soukolí je ocel 12020

Přípustná obvodová síla F je $F = \pi \cdot m \cdot c_o \cdot b \text{ [N]}$

kde m = modul [m]

c_o = srovnávací hodnota [Pa]

b = šířka ozubení [m]

$$c_o = \sigma_{Do} \cdot \frac{r_o}{y_o}$$

σ_{Do} = dovolené namáhání v ohybu [Pa]

r_o = rychlostní součinitel

y_o = tvarový pevnostní součinitel

$$c_o = 205 \cdot 10^6 \frac{0,7}{6,8} = 21,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$F = \pi \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 21,1 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 1657 \text{ N}$$

b/ Kontrola zubů na otlačení

Přípustná obvodová síla F je $F = \pi \cdot m \cdot c_d \cdot b \text{ [N]}$

kde součinitel $c_d = \sigma_{Dd} \frac{r_d}{y_d} \text{ [Pa]}$

σ_{Dd} = základní přípustný tlak [Pa]

r_D = rychlostní součinitel

y_D = tvarový součinitel

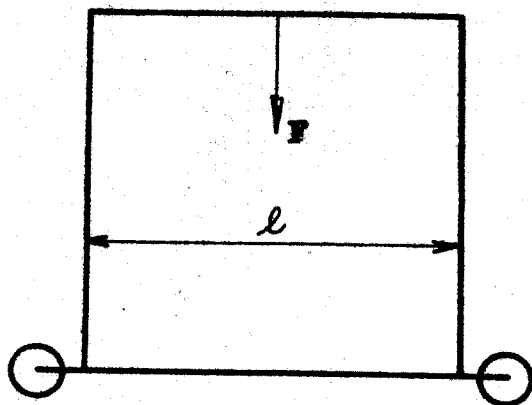
$$\sigma_d = 81 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,9}{2} = 36,45 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$F = \pi \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 36,45 \cdot 10^6 \cdot 0,01 = 2863 \text{ N}$$

V obou případech je přípustná síla větší než obvodová síla působící v ozubení a z toho vyplývá, že ozubení je dostatečně dimenzováno.

4.4. Rám zakladače

Rám zakladače / obr.13 / je sestaven z tyčí průřezu U. Celá konstrukce je svařena.



Obr. 13

Kontrola nosníku kladkostroje na ohyb:

Nosník kladkostroje l tvoří dvě tyče průřezu U 10 spojené na obou koncích s rámem zakladače. Kladkostroj je upevněn uprostřed nosníku. Síla F působící na nosník je rovna součtu hmotnosti kladkostroje, základacího mechanismu a vlast-

ní hmotnosti nosníku. $F = 5\,700\text{ N}$

Maximální ohybový moment v nosníku je tedy

$$M_{o\text{ max}} = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{5700 \cdot 1,765}{4} = 2515\text{ N m},$$

kde l je vzdálenost podpor.

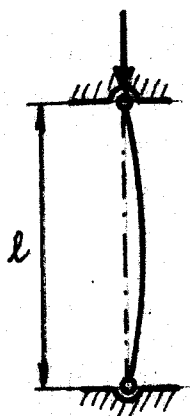
Pro dvě tyče U 10 je průřezový modul W_o roven $W_o = 82,4 \cdot 10^{-6}\text{ m}^3$

$$\text{Maximální napětí v ohybu } \sigma_o \text{ max} = \frac{M_o}{W_o} = 30,5\text{ MPa}$$

$$\text{Bezpečnost } k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_o} = \frac{240}{30,5} = 7,87$$

Kontrola rámu na vzpěr :

35
Svislé členy rámu tvoří tyče průřezu U 12 . Tyč se při zatížení vyhne ve směru menšího odporu, což se v tomto případě ohyb kolem osy y průřezu. Vzhledem k tomu, že ohybový moment působící na tyče od zakládacího mechanismu, působí k ose největšího odporu profilu ose x a je poměrně malý, můžeme jej zanedbat. Při kontrole tyčí na vzpěr bude uvažován nepříznivější případ vzpěru, kde místa spojení jednotlivých částí rámu jsou považována za klouby / obr. 14 /.



Obr. 14

$$\text{Zatěžovací síla na jednu tyč je } F = \frac{5700}{2} = 2850\text{ N}$$

Dovolená zatěžující síla na vzpěr

$$F_{Dv} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{k_v \cdot l^2} \quad [N] \quad \text{kde,}$$

E = modul pružnosti v tahu $[Pa]$

J = nejmenší moment setrvačnosti průřezu tyče $/ m^4 /$

l = délka tyče $[m]$

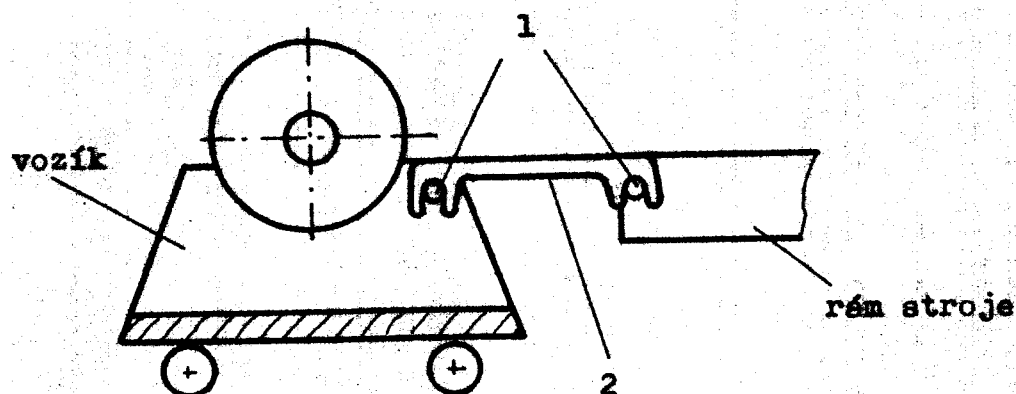
k_v = míra bezpečnosti

Z toho tedy pro tyč průřezu U 12 je

$$k_v = \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 43,2 \cdot 10^{-8}}{2850 \cdot / 5,21 /^2} = 11,57$$

5.0 ZAKLÁDÁNÍ A VYJÍMÁNÍ VÁLCE

Tiskový válec, který je třeba založit do regálu se opatří ochranným pláštěm a dopraví se k zakladači. K dopravě válce se používá speciální transportní vozík /obr. 15/. Výška vozíku h je stejná jako výška uložení tiskového válce ve stroji. Vozík se přisune ke stroji a za čepy 1 se spojí pákou 2 s rámem stroje. Válec se ze stroje vyvalí přímo na vozík a je převezen k zakladači.



Obr. 15

Nejnižší poloha zakládacího mechanismu je přizpůsobena výšce vozíku $h = 455 \text{ mm}$. Transportní vozík se opět spojí se zakládacím mechanismem pomocí pák 2. Válec se překulí z transportního vozíku na vozík zakládacího mechanismu do místa A.)^{*} V bočnicích vozíku, po kterých je válec valen, je v místě A vybrání, do kterého dosedne hřídél válce. Tím je zajištěn proti samovolnému pohybu. Wyní když je válec v zakládací poloze, najede se se zakladačem k příslušnému regálu. Vertikálním posuvem zakládacího mechanismu se válec dopraví několik

)^{*} viz obr. 5

centimetrů nad zvolený závěs regálu. Vozík s válcem se vysune až nad závěs a následuje pohyb zakládacího mechanismu směrem dolů s použitím mikrozdvihu. Tím se válec zavěsí na závěs regálu. Vozík zakladače se zasune zpět do původní polohy.

Při vyjímání válce z regálu se postupuje naopak. Vozík zakladače se vysune těsně pod závěs regálu, v němž je zavěšen tiskový válec. Pomocí mikrozdvihu se zakládací mechanismus posune směrem nahoru a tím sejmě válec ze závěsu. Následuje zasunutí vozíku zakladače do výchozí polohy a zakládací mechanismus je spuštěn až do nejnižší polohy, kde je válec vyložen na transportní vozík.

Ovládání pojezdu podél regálů, vertikálního posunu a výsuvu zakládacího mechanismu bude prováděno z ovládacího panelu, který bude umístěn na rámu zakladače.

Použití automatického ovládání práce zakladače by nebylo možné, protože instalované regály nejsou přesně sestaveny a také není zaručena jejich kolmost k podlaze haly. Zařízení na automatické ovládání by bylo poměrně složité a zřejmě by se ani nevyplatilo, vezmeme-li v úvahu, že tiskové válce jsou zakládány dvakrát až třikrát za směnu.

Vzhledem k tomu, že zakládač pracuje v prostředí s nebezpečím požáru, elektrická energie je k zakladači přivedena pomocí ohebného kabelu. Kabel bude zavěšen nad horním vedením zakladače na kladičkových nosičích, které se budou volně pohybovat na vodící dráze.

6.0 ZÁVĚR

Současná přestavba lidské společnosti, spojená s převýchovou člověka, souvisí neoddělitelně s technickým rozvojem, hospodářskou produkcí a produktivitou práce. Růst průmyslové výroby a další rozvoj našeho hospodářství vyžaduje využití všech rezerv a široké uplatnění modernizace, zejména v oblasti manipulace s materiálem.

Je to velmi rozsáhlá pracovní oblast, která podle předběžných rozborů váže v současné době více než 1 milión pracovníků v celém národním hospodářství.

Se zřetelem na to, že manipulaci s materiálem nebyla dosud věnována dostatečná pozornost, je možno právě proto zde hledat největší současné rezervy našeho hospodářství, zdroje pro růst produktivity práce. Nedokonalá organizace této činnosti a nízká technická úroveň vede k omezování výroby, výrobních a skladovacích ploch. Naopak racionalizací všech činností manipulace s materiálem lze dosáhnout zkrácení průběžné výrobní doby, dopravních cest, snížení transportních výkonů.

Úkolem mé diplomové práce bylo vyřešit způsob zakládání hlubotiskových válců do již instalovaných regálů a navrhnout konstrukci zakládacího zařízení. Při řešení problému jsem vycházel z daných požadavků a podmínek a snažil jsem se o nejoptimálnější řešení. Řešení bylo o to komplikovanější, že regály byly již instalovány a navrhované zařízení bylo nutno přizpůsobit jejich rozměrům a konstrukci, která není pro tuto práci tohoto zařízení optimální. Dále řešení ztěžoval velmi omezený prostor, určený pro zakládací zařízení.

Vyřešením tohoto úkolu se podstatně zlepší situace ve skladování hlubotiskových válců. Odstraní se těžká manuální práce, využije se doposud nevyužitý prostor a na druhé straně se uvolní dosavadní velká skladovací plocha. Uspadní se také výběr válců, potřebných k tisku.

Dokumentace k předloženému návrhu základacího zařízení by v případě výroby musela obsahovat výpočty s ohledem na platné Československé státní normy.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- / 1 / ČERNOCH S. Strojné technická příručka ,
SNTL Praha 1968
- / 2 / DRAŽAN F., KUPKA L. a kol. Transportní zařízení,
SNTL / SVTL Praha 1966
- / 3 / NĚMEC A. Části strojů II,
SNTL Praha 1972
- / 4 / NĚMEC A., BOHÁČEK F., BUREŠ V., Části strojů III.,
SNTL Praha 1971
- / 5 / PĚKNÝ A. Části strojů,
SNZ Praha 1972
- / 6 / REMTA F., KUPKA L., DRAŽAN F. a kol. Jeřáby I. díl
SNTL Praha 1974
- / 7 / VRZAL B. a kol. Strojnické tabulky,
SNTL Praha 1972
- / 8 / Prospekty zdvihacích zařízení

Za cenné rady, informace a odborné vedení při práci
na diplomovém úkolu děkuji svému vedoucímu diplomové práce
ing. Miroslavu Ryšvalovi a konzultantovi ing. Stanislavu
Počelákovi.

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovár	Mat. konečný	Mat. výchozí	Hříd. odp.	C. váha	Hř. váha	Číslo výkresu	Pos
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Rám	svařenec							1
1	Řetězový kladkostroj	TYP MVC13M							2
1	Převodový motor 220V TYP ORge	M S/ HL 17-5E 0/e							3
1	Kolo $\varnothing 175 \times 70$	ČSN42 5114	11 600		001				4
1	Kolo $\varnothing 175 \times 70$	ČSN42 5114	11 600		001				5
2	Kladička $\varnothing 65 \times 50$	ČSN42 5510	11 500		001				6
1	Ózub. věnec $\varnothing 140 \times 15$	ČSN42 5515	12 020		002				7
1	Pastorek $\varnothing 50 \times 20$	ČSN42 5515	12 020		002				8
1	Pružná spojka kotoučová $\varnothing 67$	Sigma n.p.	Latín						9
1	Ložiskový domek	svařenec							10
2	Osa $\varnothing 30 - 155$	ČSN42 5510	11 700		001				11
2	Osa $\varnothing 25 - 80$	ČSN42 5510	11 700		001				12
4	Příložka $\varnothing 50 \times 5$	ČSN42 5522	11 600		001				13
4	Plech 90×10	ČSN42 5522	11 600		001				14
1	Rozpěrka trubka $\varnothing 30 \times 6-15$	ČSN42 5715	11 350		001				15
4	Ložisko M-DU2040								16
2	Ložisko M-DU2215								17
2	Ložisko M-DU2015								18
4	Avícl. kroužek KA 3000								19
2	Kroužek 30	ČSN02 2930							20

Mařtko	Kreslil <i>h. z. h. z.</i>	Čís. činn.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x
	Projedl						x
	Norm. rol.						x
	Výr. provedl	Schválil	Č. transp.				x
		Dat.	5.5.74				x

Typ	Ukázka	Nový výk.	Nový výkres
Název	VŠST RÁM		
	1.BP-100-01		
Počet listů	4	list	3

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Rám	svařenec							1
1	Řetězový kladkostroj	TYP MVO13M							2
1	Převodový motor 220V TYP ORge	M S/ HL 17-6E 0/e							3
1	Kolo $\phi 175 \times 70$	ČSN42 5114	11 600		001				4
1	Kolo $\phi 175 \times 70$	ČSN42 5114	11 600		001				5
2	Kladička $\phi 65 \times 50$	ČSN42 5510	11 500		001				6
1	Ozub. věnec $\phi 140 \times 15$	ČSN42 5515	12 020		002				7
1	Pastorek $\phi 50 \times 20$	ČSN42 5515	12 020		002				8
1	Pružná spojka kotoučová o80 67	Sigma n.p.	Lutín						9
1	Ložiskový domek	svařenec							10
2	Osa $\phi 30 - 155$	ČSN42 5510	11 700		001				11
2	Osa $\phi 25 - 80$	ČSN42 5510	11 700		001				12
4	Příložka o 50 5	ČSN42 5522	11 600		001				13
4	Plech 90 x 10	ČSN42 5522	11 600		001				14
1	Rozpěrka trubka $\phi 30 6-15$	ČSN42 5715	11 350		001				15
4	Ložisko M-DU3040								16
2	Ložisko M-DU2215								17
2	Ložisko M-DU2015								18
4	Axiál. kroužek KA 30DU								19
2	Kroužek 20	ČSN02 2930							20

Měřtko	Kreslil <i>Jiří Tobiáš</i>	Čís. sním	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x			
	Přezkoušel							Č. transp	x	
	Norm. ref.									x
	Výr. projednal									
	Schválil						x			
	Dne 26.5.78						x			

VŠST	Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
	Název			
	RÁM		1.BP-100-01	
			Počet listů 4	List 3

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2	Šroub M 12 x 35	ČSN02 1101							21
4	Šroub M 8 x 30	ČSN02 1101							22
6	Šroub M 8 x 55	ČSN02 1101							23
2	Šroub M 6 x 25	ČSN02 1101							24
8	Šroub M 4 x 12	ČSN02 1101							25
2	Matice M 16	ČSN02 1401							26
2	Matice M 12	ČSN02 1401							27
10	Matice M 8	ČSN02 1401							28
2	Matice M 6	ČSN02 1401							29
2	Podložka 16,3	ČSN02 1740							30
2	Podložka 12,2	ČSN02 1740							31
10	Podložka 8,2	ČSN02 1740							32
2	Podložka 6,1	ČSN02 1740							33
8	Podložka 4,1	ČSN02 1740							34

Měřtko	Kreslil <i>Jiří Tabáček</i>	Čís. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x
	Přezkoušel						x
	Norm. ref.						x
	Výr. projednal						x
	Schválil	Č. transp.					x
	Dne 26.5.78						x

VŠST	Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
	Název			
	RÁM		1.BP-100-01	
			Počet listů 4	List 4

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovár	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Rám	svařenec							1
1	Vozík	svařenec							2
4	Náboj + 60 x 16 - 70	ČSN42 5522	11 500		001				3
1	Vedení + 45 x 20 - 55	ČSN42 5522	11 500		001				4
1	Vedení + 25 x 20 - 55	ČSN42 5522	11 500		001				5
1	Vedení + 20 x 5 - 55	ČSN42 5522	11 500		001				6
1	Vedení + 45 x 5 - 55	ČSN42 5522	11 500		001				7
1	Příložka 3x15 - 160	ČSN42 5301	11 500		001				8
1	Převodový motor 220 V	TYP PK3K5H							9
1	Pastorek ø 60x25	ČSN42 5510	11 700		001				10
1	Ozubený hřeben + 15 x 20 - 700	ČSN42 5522	11 700		001				11
4	Kladka ø 105 - 30	ČSN42 5510	11 500		001				12
6	Kladička ø 50 - 30	ČSN42 5510	11 500		001				13
1	Čep ø 28 - 90	ČSN42 5510	11 700		001				14
4	Osa ø 22 - 116	ČSN42 5510	11 700		001				15
6	Osa ø 23 - 138	ČSN42 5510	11 700		001				16
4	Ložisko M-DU1820								17
6	Ložisko M-DU2015								18
4	Axial. kroužek KA 18 DU								19
6	Axial. kroužek KA 20 DU								20

Měřtko	Kreslil <i>Jiří Boháč</i>	Čís. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x
	Přezkoušel						x
	Norm. ref.						x
	Výr. projednal						x
	Schválil	Č. transp.					x
	Dne 26.5.78						x

VŠST

ZAKLÁDACÍ
MECHANISMUS

0.BP - 100-02

Počet listů 4

List 3

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	Kroužek 18	ČSN02 2930							21
6	Kroužek 20	ČSN02 2930							22
1	Kolik 4 27	ČSN02 2150							23
16	Šroub M 8 x 25	ČSN02 1101							24
4	Šroub M 8 x 30	ČSN02 1101							25
2	Šroub M 6 x 40	ČSN02 1101							26
2	Šroub M 6 x 100	ČSN02 1101							27
1	Šroub M 6 x 32	ČSN02 1101							28
2	Šroub M 5 x 15	ČSN02 1101							29
6	Matice M 18	ČSN02 1401							30
20	Matice M 8	ČSN02 1401							31
5	Matice M 6	ČSN02 1401							32
2	Matice M 5	ČSN02 1401							33
6	Podložka 18,3	ČSN02 1740							34
20	Podložka 8,2	ČSN02 1740							35
5	Podložka 6,1	ČSN02 1740							36
2	Podložka 5,9	ČSN02 1740							37
1	Zavlečka 1,6x20	ČSN02 1781							38
12	Podložka ø35 3	ČSN42 5350							39

Měřítka	Kreslil <i>Jan Poláček</i>	Čís. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x
	Přezkoušel						x
	Norm. ref.						x
	Výr. projednal						x
	Schválil	Č. transp.					x
	Dne 26.5.78						x

VŠST	Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
	Název	ZAKLÁDACÍ		
	MECHANISMUS			
			0.BP-100-02	
			Počet listů 4	List 4

Za cenné rady, informace a odborné vedení při práci
na diplomovém úkolu děkuji svému vedoucímu diplomové práce
ing. Miroslavu Rydvalovi a konzultantovi ing. Stanislavu
Počelákovi.