

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra KBP

Školní rok: 1990 - 1991

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro Vítězslava Voláka

obor 23 - 21 - 8 zaměření balicí a polygrafické stroje

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Manipulátor pro nakládání a vykládání lahví

Zásady pro vypracování:

Ve výrobním programu podniku Chotěbořské strojírny je linka na mytí a plnění lahví. Nezbytnou součástí takové linky je manipulátor pro přemísťování z a do přepravek z plastické hmoty.

Navrhnete manipulátor pro vkládání a vykládání lahví.

Požadavky:

- 1) Zhodnocení stávajícího stavu
- 2) Návrh mechanismu vkládání a vykládání s přihlédnutím na univerzální využití stroje
- 3) Návrh elektrického pohonu
- 4) Kinetické schéma zařízení
- 5) Rozbor dynamiky stroje
- 6) Pevnostní výpočty vybraných částí
- 7) Ekonomické zhodnocení

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
ÚSTAV STROJNÍ
LIBEREC STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

V 136/91 S

KBP/BP

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace

Rozsah průvodní zprávy: 40 stran

Seznam odborné literatury: Firemní literatura

Siegel: Konstrukce zpracovatelských strojů
katalogy, tabulky

Vedoucí diplomové práce: Ing. Marie Olehlová
Konzultant:

Zadání diplomové práce: 30. 10. 1990

Termín odevzdání diplomové práce: 30. 5. 1991



Vedoucí katedry

Prof. Ing. Eduard Šimek, CSc.

Děkan

Prof. Ing. Zdeněk Kovář, CSc.

12. [Signature]

V Liberci

dne 30. 10. 1990

VŠST LIBEREC

D I P L O M O V Á P R Á C E

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra balicích a polygrafických strojů

Obor 23 - 21 - 8

*Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský
a spotřební průmysl*

Zaměření

Balicí a polygrafické stroje

MANIPULÁTOR VKLADAČ - VYKLADAČ

BP - 164

Vítězslav V O L Á K

Vedoucí práce: ing. Marie O L E H L O V Á

Rozsah práce a příloh:

Počet stran : 58

Počet tabulek : 1

Počet obrázků : 26

Počet výkresů : 3

Počet jiných příloh: 1

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146077006

Datum odevzdání diplomové práce: 3.5.1991

O B S A H

Seznam použité literatury.....	4
Seznam výkresů.....	5
1. ÚVOD.....	6
2. REŠERŠE.....	7
2.1 Principy s přerušovaným tokem.....	7
2.2 Principy kontinuální.....	14
2.3 Zhodnocení.....	16
3. NÁVRH ŘEŠENÍ.....	18
3.1 Požadavky na stroj.....	18
3.2 Rozbor.....	18
3.3 Návrh konstrukčního řešení.....	19
3.4 Návrh algoritmu řízení programově řízeného manipulátoru vkladáče – vykladače.....	21
4. ŘEŠENÍ-VÝPOČTY.....	26
4.1 Volba principu.....	26
4.2 Návrh pohybu.....	26
4.3 Návrh motoru – rozbor dynamiky.....	32
5. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY.....	39
5.1 Výpočet sloupu a ramena – určení průhybu.....	39
5.1.1 Výpočet posunutí bodu D.....	40
5.1.2 Pevnostní výpočet sloupu a ramena s ohledem na setrvačné síly.....	43
5.2 Návrh pojezdových kol.....	47
5.3 Výpočet řetězového převodu.....	50
6. EKONOMICKÝ ROZBOR – ZHODNOCENÍ.....	56
7. ZÁVĚR.....	58

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- (1) SIGL, F.: Konstrukce zpracovatelských strojů.
ČVUT Praha, 1983.
- (2) PRÁŠIL, L.: Části a mechanismy strojů.
VŠST Liberec, 1988.
- (3) BOLEK, A.-KOCHMAN, J. a kol.: Části strojů. Svazek 1.
SNTL Praha, 1989.
- (4) BOLEK, A.-KOCHMAN, J. a kol.: Části strojů. Svazek 2.
SNTL Praha, 1989.
- (5) HÁJEK, E.-REIF, P.-VALENTA, F.: Pružnost a pevnost I.
SNTL Praha, 1988.
- (6) STRÍŽ, B. a kol.: Metodická příručka z pružnosti a
pevnosti. VŠST Liberec, 1983.
- (7) PECHAR, J.-STUDNÍČKA, J.-VRBA, K.: Prvky kovových
konstrukcí. SNTL Praha, 1985.
- (8) VÁVRA, P. a kol.: Strojnické tabulky.
SNTL Praha, 1984.
- (9) PRÁŠIL, L.-OLEHLOVÁ, M.: Části strojů a mechanismů
(cvičení). VŠST Liberec, 1984.
- (10) LUBOJACKÝ, O. a kol.: Základy robotiky.
VŠST Liberec, 1987.
- (11) PUSTKA, Z.: Technické kreslení.
VŠST Liberec, 1988.
- (12) KALIVODA, J.: Vkladač lahví. Diplomová práce,
ČVUT-FS, Praha 1976.
- (13) FIREMNÍ LITERATURA FIREM: Kettner, MEZ Mohelnice,
ZTS Košice, Strojírny Košíře, AGRA Přelouč,
CHS Chotěboř.

SEZNAM VÝKRESŮ

Vkladač - vykladač
Horizontální pojezd
Kinematické schéma

0-BP-164-00
1-BP-164-00.01
1-BP-164-00.02

1. ÚVOD.

Současná lahvárenská technika zajišťuje veškeré operace od mytí až po etiketování zpracováním jednotlivých lahví, které je třeba na začátku linky z přepravních obalů vyjmout a na konci linky je opět do nich vložit.

U linek do výkonnosti 8000 až 9000 lahví/h je možné tyto operace provádět ručně, přičemž jeden pracovník je schopen zajistit maximálně vložení nebo vyložení 2500 až 3000 lahví/h, přičemž ruční vkládání lahví do přepravek třemi pracovníky při výkonnosti 8000 lahví/h je nutno považovat za maximální. Tento způsob však není vhodný. Jde o jednotvárnou, fyzicky namáhavou práci spojenou s nebezpečím úrazu - pořezáním skelnými střepy.

Z těchto důvodů je vhodné i při nižších výkonech použít vkladač a vykladač, přičemž za spodní hranici účelného a efektivního využití vykladačů a vkladačů je možno označit výkonnost od 4000 lahví/h.

Zařazení stroje do lahvárenské linky je schématicky naznačeno v příloze.

Tato diplomová práce je zaměřena na návrh univerzálního vkladače - vykladače lahví pro nižší výkony, tj. kolem 10000 lahví/h. Tím se snaží vyplnit mezeru ve výrobním sortimentu CHS Chotěboř.

2. ŘEŠENÍ.

V současné době vyráběné vkladače a vykladače lahví je možno podle toku zpracovávaných předmětů, tj. lahví a přepravek rozdělit do dvou skupin:

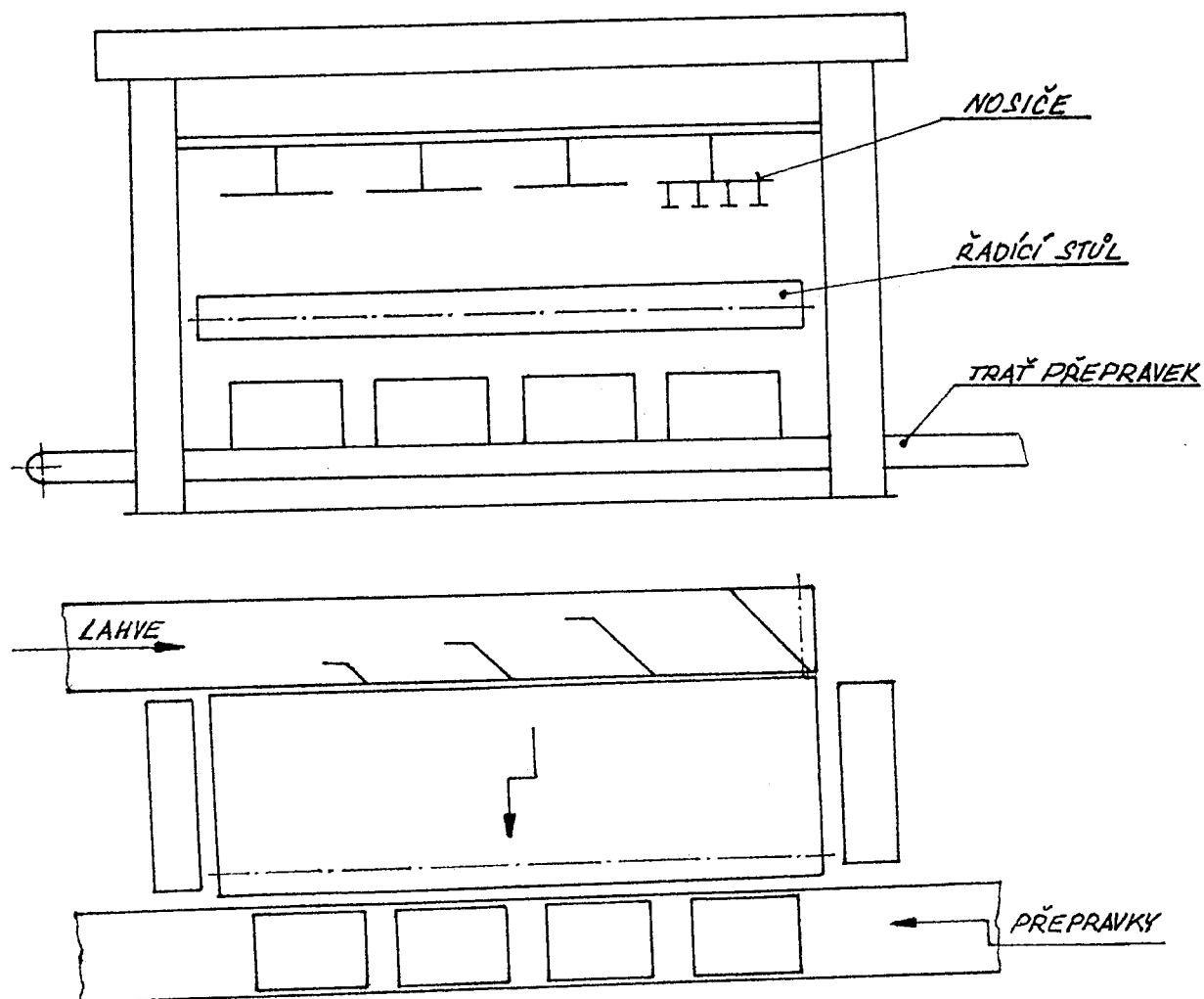
2.1 Principy s přerušovaným tokem.

2.2 Principy kontinuální.

Nyní se zaměřím na porovnání těchto dvou principů.

2.1 Principy s přerušovaným tokem.

V této skupině je zastoupena převážná většina v současné době vyráběných středně výkonných vkladačů a vykladačů. Na obrázku je naznačeno tokové schéma pro vkladač.



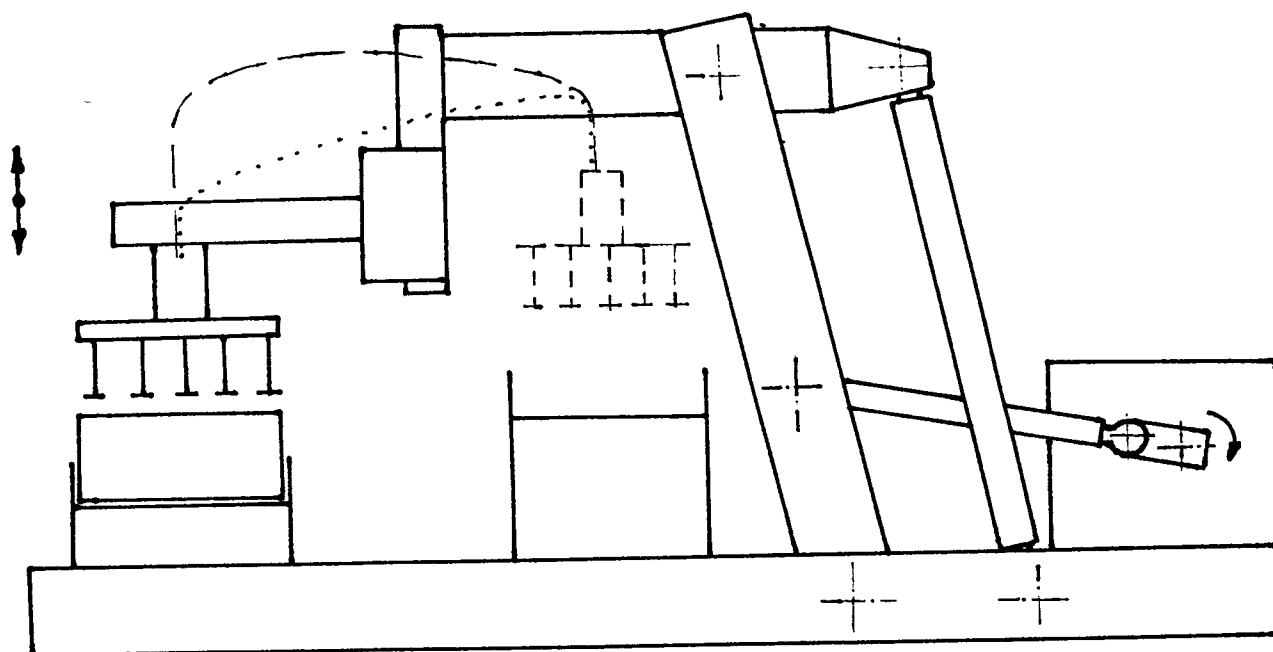
Lahve jsou přiváděny destičkovým dopravníkem na široký řadící stůl, kde jsou nejprve systémem naváděcích lišt a hradítek rozděleny do požadovaného počtu paralelních proudů. V příčném směru jsou vyrovnány dorazem, na který jsou natlačovány nově přicházejícími lahvemi. Tak jsou uvedeny do klidu a vyrovnány. Nyní jsou uchopeny nosičem s chapači a přeneseny do stojících přepravek. Přepravky jsou obvykle přiváděny

po válečkové trati ve směru kolmém ke směru toku lahví na řadícím stole. Pomocným orgánem je prováděno krokování přepravek.

Zvyšování výkonu těchto strojů je obvykle prováděno zvětšováním počtu nosičů a přepravek ve směru toku přepravek. Druhý způsob zvětšování výkonu je vytváření dvou nebo více paralelních řad nosičů a přepravek. Stroje této skupiny vyráběné různými firmami se od sebe liší způsobem provedení pohonu nosičů s chapači. Snahou je dosáhnout dynamicky kvalitní a prostorově výhodné zdvihové závislosti. Jako příklad je možno uvést několik výrobků známých evropských firem. Na následujících stranách jsou uvedeny principy řešení problematiky některými firmami.

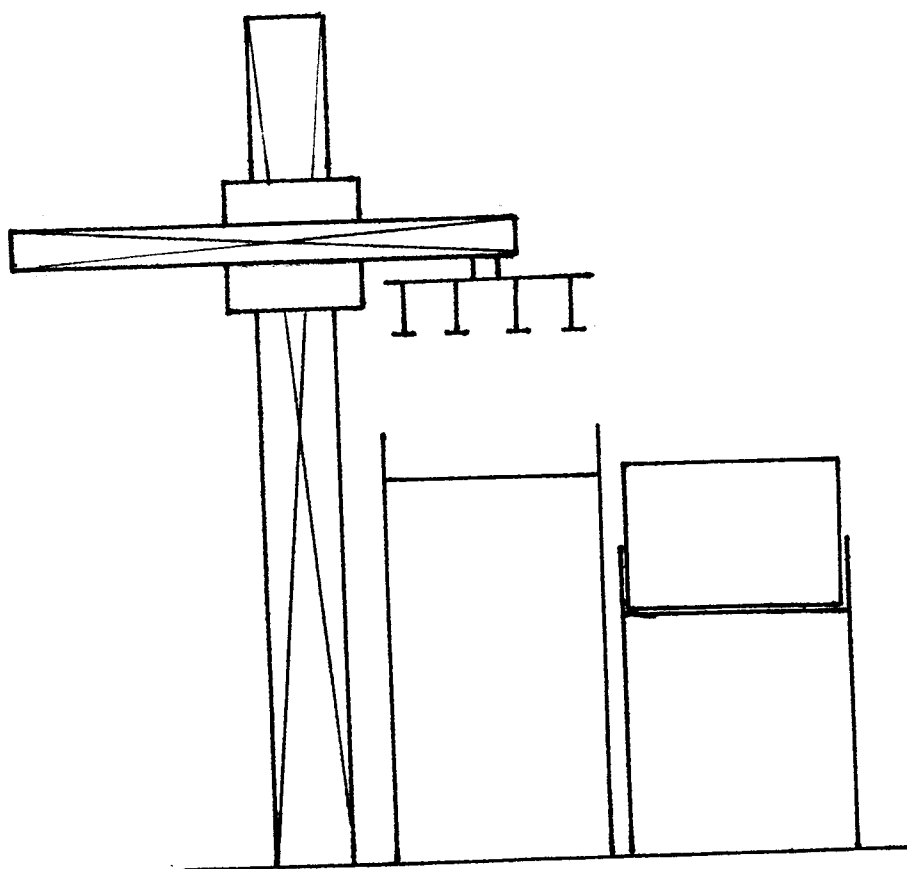
Typ ROBOT firmy KETTNER

Pohon tohoto manipulátoru je zajištěn pomocí dvou elektromotorů. Jeden elektromotor pohybuje mechanismem v horizontálním směru prostřednictvím klikového mechanismu, druhý motor pohybuje mechanismem ve vertikálním směru. Horizontální poloha uchopovací hlavy je zajištěna tyčí T. Jelikož se jedná o manipulátor s decentralizovaným pohonem, je možno zajistit optimální dráhu úchopné hlavice manipulátoru s lahvemi (A) i bez lahví (B). Manipulátor se pomocí programu dá pružně přizpůsobit širokému sortimentu lahví.



Typ HANDLING ROBOT firmy KETTNER

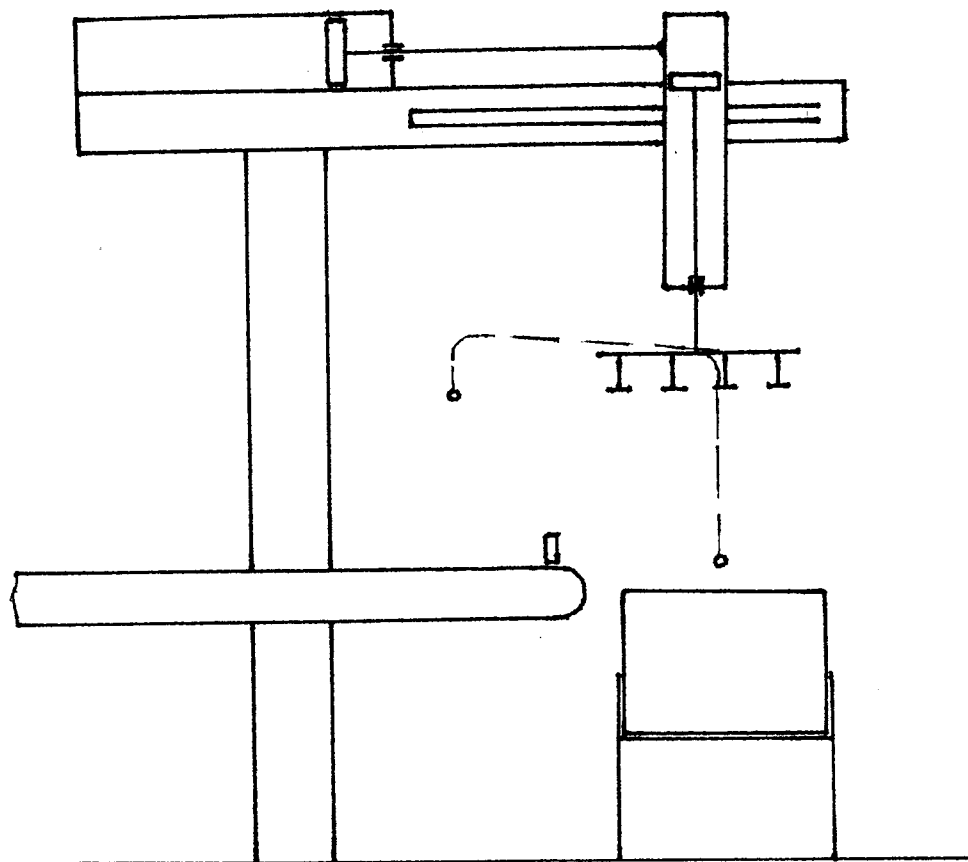
Manipulátor je poháněn decentralizovaným pohonem s dvěma elektromotory. Jedná se o univerzální manipulátor s dvěma translačními jednotkami. Svým výkonem je určen do linek s nižšími výkony. Výkon stroje je ovlivněn počtem uchopovacích hlav. Řízení je provedeno elektronickým řídícím centrem, které umožňuje použití na různé typy lahví.



Typ VA-Auspack a VE-Einpack firmy Holstein a Kappert

Pohon nosičů je proveden hydraulickými válci zvláště ve svislém a vodorovném směru. Pohon teoreticky umožňuje použití kinematicky nejvýhodnějších zdvihových závislostí. Její dodržení je však dáno způsobem řízení hydraulického systému.

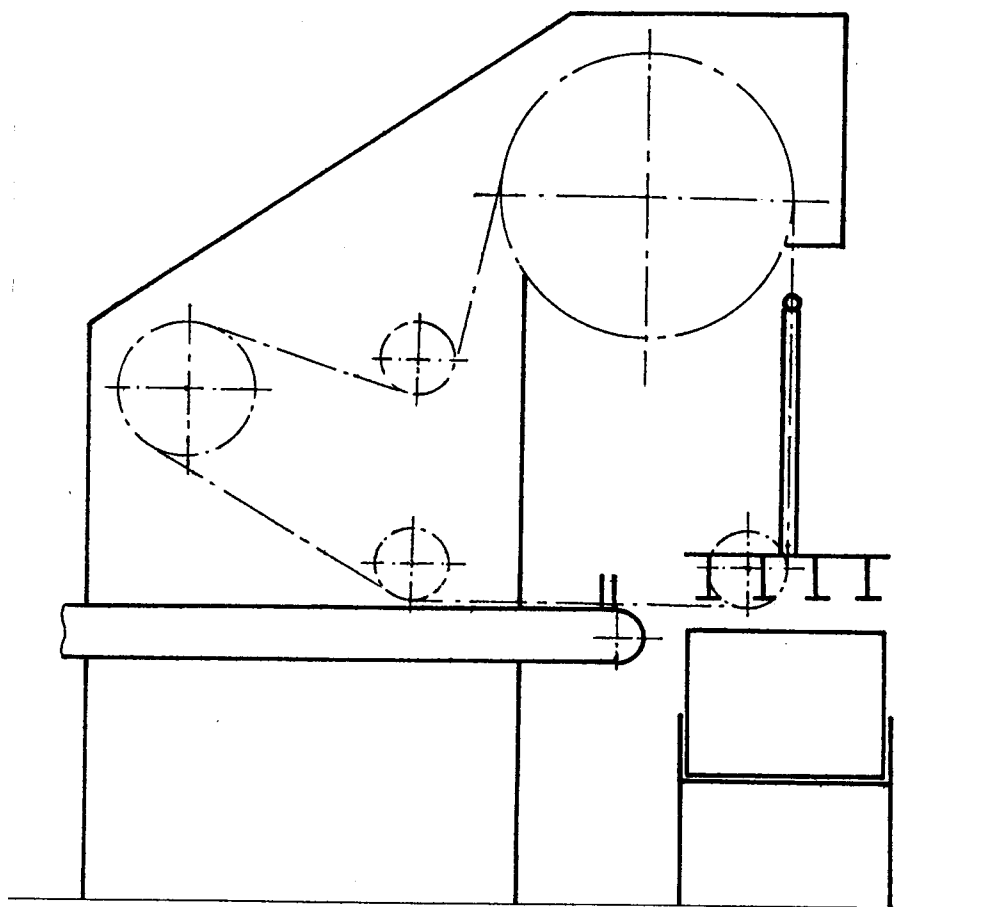
Podle počtu nosičů, kterých může být 1 až 10, má stroj výkon 600 až 5000 př./hod. Schéma je na obrázku.



Typ BLITZPACK firmy KETTNER

Nosiče s chapači jsou unášeny na kloubovém řetězu. Tím je dáno, že jejich trajektorie se musí skládat z přímých úseků a kruhových oblouků, což je omezující faktor.

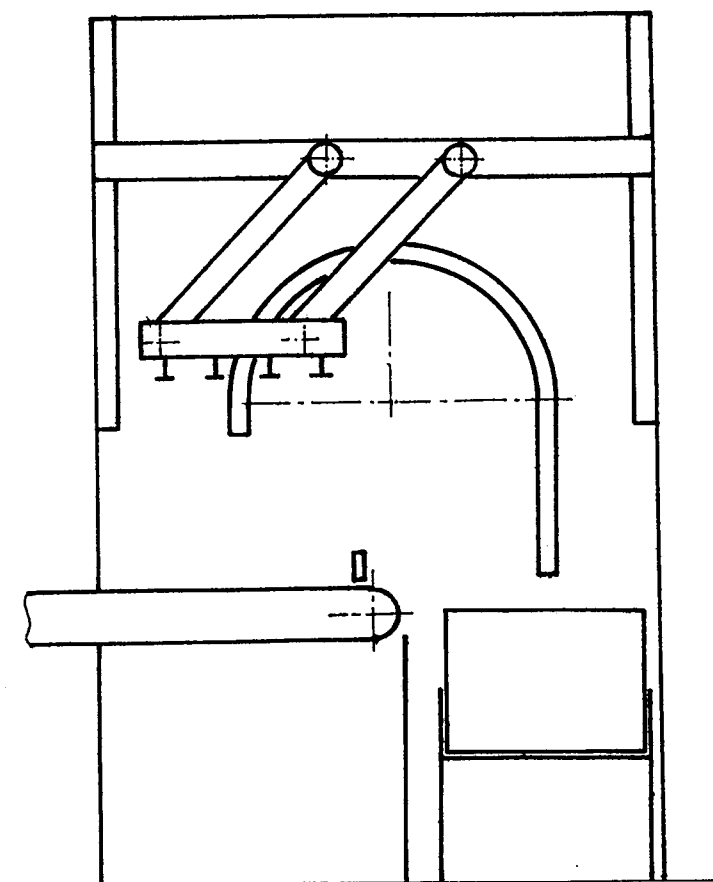
Udávaný výkon se podle počtu nosičů, kterých je 1 až 8, pohybuje od 500 do 4000 př./hod.



Typ MECHANIK firmy CHS Chotěboř

Jedná se o jednobočnicový stroj v provedení vkladač nebo vykladač lahví. Stroj MECHANIK 2 má dvě uchopovací hlavy. Manipulační rám je zavěšen přes pantografy na pohyblivém vozíku, který se pohybuje ve vodících drahách bočnic. Pantograf s vozíkem zachycuje klopný moment manipulačního rámu. Nevýhodou tohoto řešení je pevně stanovená dráha pohybu uchopovací hlavy.

Stroj se také vyrábí v provedení se 3 a 6 nosiči.

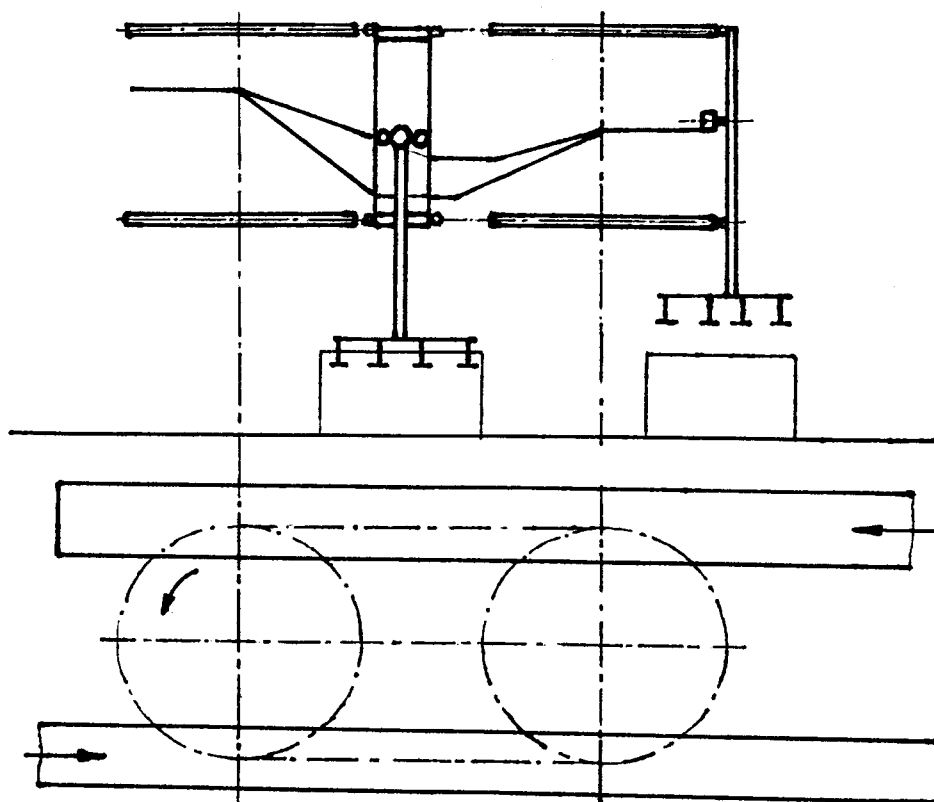


2.2 Principy kontinuální.

Strojů, které lze zařadit do této skupiny, není zatím mnoho. Důvodem jsou některé problémy vyplývající z činnosti těchto strojů. Je to především obtížnost v zajištění synchronizace mezi pohybem pásu s přepravkami a pohybem vlastního mechanismu.

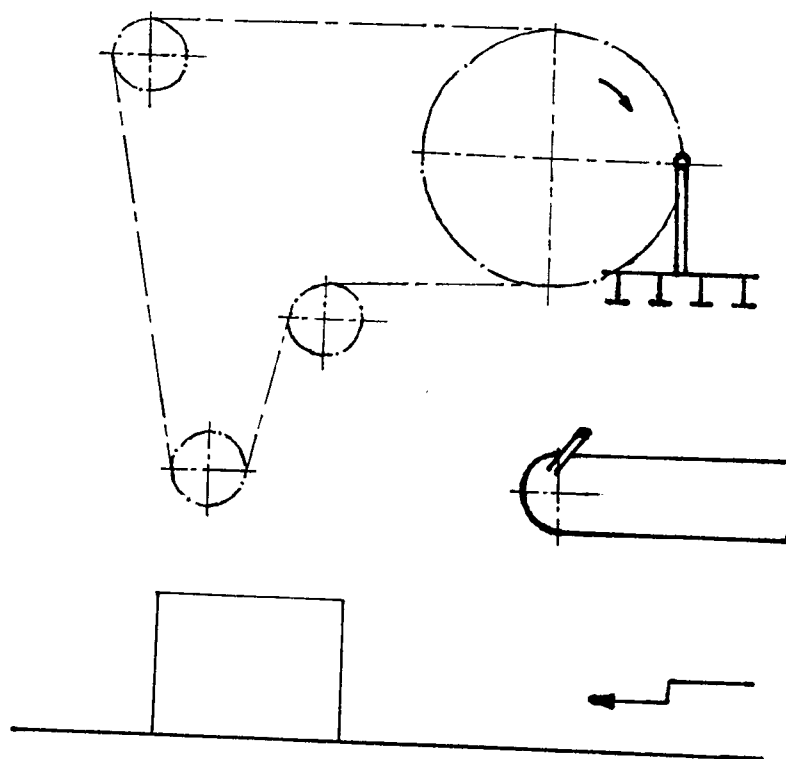
Základní uzavřená dráha nosičů s chapači může ležet v rovině horizontální nebo vertikální.

Principu s dráhou v horizontální rovině je použito u výrobku francouzské firmy REMY.



Základní pohyb se děje po oválu a je odvozen od tažného kloubového řetězu. K tomuto pohybu je přidružen ještě pohyb ve svislém směru, který je dán křivkovou drahou a zajišťuje zvedání a ukládání lahví do přepravek a na dopravníky. Stroj může pracovat jako vkladač, vykladač nebo jako spojený vkladač a vykladač. Při tomto řešení pracuje polovina nosičů jako vkladač a polovina jako vykladač. Jako výhody tohoto uspořádání je uváděna jednodušší údržba, nižší investiční náklady a malá zastavěná plocha.

Posuvný rovnoměrný pohyb ve svislé rovině konají nosiče s chapači u stroje s názvem KONTIPACK firmy KETTNER.



Z obrázku je zřejmé, že přepravky konají pohyb přerušovaný. Výkon jednotlivých typů řady je možno regulovat. Řazení lahví u vkladače je prováděno sklopnou lištou. Z dostupných materiálů není bohužel možno určit počet nosičů, ani provedení ostatních základních mechanismů.

2.3 Zhodnocení.

Uvedené příklady a obecné poznatky o obou používaných principech umožňují provést porovnání podle několika hledisek.

A) Výkon

Princip s přerušovaným tokem vykazuje se stoupajícím celkovým výkonem pokles měrného výkonu. Kontinuální princip, který není zatěžován dynamickými silami, umožňuje udržení konstantního měrného výkonu. Zvětšování počtu nosičů nemá u kontinuálního principu takový vliv na rozměry zařízení jako u stroje s přerušovaným tokem.

B) Pohon

Pro principy s přerušovaným tokem se používají elektrické nebo hydraulické decentralizované pohony. Kontinuální principy vyžadují centralizované pohony, které jsou konstrukčně složitější. Příkon stroje s přerušovaným tokem je jistě větší než příkon stroje s rovnoměrným pohybem přenášených hmot.

C) Manipulace s lahvemi a přepravkami

Oba principy lze použít v jednořadém provedení. Při kontinuálním principu je problém s příčným vyrovnáním lahví při vkládání. Pro princip s přerušovaným tokem vychází široký řadící stůl, který je nutno rovnoměrně zaplňovat, je třeba provádět krokování s šesti i více přepravkami v řadě.

D) Rozměry zařízení

Stroje s přerušovaným tokem pracují s několikanásobně větším časem cyklu a tím i větším počtem jak přepravek, tak lahví v jednom cyklu. Z toho plynou i větší celkové rozměry stroje.

E) Regulace výkonů

Centralizovaný pohon kontinuálních strojů umožňuje plynulou regulaci výkonu, kterou je možno provádět i automaticky podle

zatížení linky. Regulace výkonu stroje s decentralizovanými pohony je obtížnější (obvykle se používá hrubé regulace " zapnuto " - " vypnuto ").

F) Provoz

Při provozu, hlavně vkladače lahví, dochází často k situacím, kdy je třeba stroj zastavit a provést úpravu nebo výměnu přepravky či lahve. Princip s přerušovaným tokem a vratným pohybem nosičů umožňuje částečné vrácení nosičů a tím otevření operačního prostoru. U kontinuálního stroje, kde jsou lahve zasouvány vždy jen do jedné přepravky, je určení vadné přepravky snadné, ale její výměna se musí řešit bez vrácení nosičů. Do lahvárenské linky, kde většina strojů pracuje kontinuálně, lépe " zapadá " další kontinuální zařízení (platí pouze při vysokých výkonech).

Závěr:

Z uvedeného vyplývá, že pro vysoké výkony je výhodnější princip kontinuální než dynamicky velice zatěžovaný princip s přerušovaným tokem. Jeho rozšíření nebrání vlastnosti principu, ale konstrukční problémy jako např. řazení lahví při vkládání, sestavení a řízení centralizovaného pohonu.

Ovšem při nízkých výkonech nastává situace opačná. V tomto případě je kontinuální vkladač zbytečně rozměrný, rychlý a drahý. Výhodnější proto je stroj s přerušovaným tokem, který je levnější a má o mnoho menší rozměry. Z tohoto vyplývá, že při velmi vysokých výkonech "vyhrává" kontinuální stroj a při nízkých výkonech zase stroj s přerušovaným tokem.

3. NÁVRH ŘEŠENÍ.

3.1 Požadavky na stroj

- schopnost zpracovat celý sortiment lahví a přepravek
- vysoký komfort obsluhy - programové řízení
- přizpůsobení tvaru dráhy typu lahví a přepravek a uspořádání linky
- přizpůsobivost rychlosti chodu stroje, chodu linky a situacím na lince vzniklých
- tvar dráhy a průběh rychlosti musí být plynulý do té míry, aby nedocházelo k rozhoupávání přenášených lahví a byly vytvořeny podmínky pro bezporuchovou činnost

3.2 Rozbor

Potřebný pohyb uchopovací hlavy lze zajistit různými způsoby. Mně se zdá jako nejvýhodnější složit výsledný pohyb z pohybu vodorovného a svislého. V tomto případě vychází konstrukční řešení poměrně jednoduché.

Aby bylo zajištěno vytvoření různých drah, neprobíhají vždy obě složky pohybu současně a zároveň ani stejnou rychlostí. Pohyb s lahvemi bude svou dráhou a rychlostí odlišný od pohybu bez lahví. Pohyb bez lahví může být rychlejší, po kratší dráze a s nižšími nároky na plynulost. Z toho vyplývá nutnost dvou nezávislých pohonů, tedy jeden pro směr svislý a druhý pro směr vodorovný. Spřažení a sladění obou pohybů zajišťuje řídící centrum stroje ovládáním otáček motoru obou pohonů. Realizace obou pohybů může být různá a vychází z rotačního pohybu motoru a translačního pohybu mechanismu, tedy neidentické dvojice. Převod rotačního pohybu na přímočarý může být zajištěn dvojicí řetěz-řetězové kolo, matice-pohybový šroub, pastorek-ozubený hřeben nebo klikový mechanismus v případě horizontálního pohybu.

Základem tvorby pohonu bude tedy elektromotor s brzdou, jehož otáčky se dají regulovat. (Může být použit i motor bez brzdy v případě, že převodovka mezi motorem a převodem rotačního pohybu na posuvný bude samosvorná.) K tomuto účelu by se dalo použít motoru MEZOMATIC. Je určen pro roboty a manipulátory a pro naši potřebu zbytečně přesný a tím i drahý. Náhradou za něj se dá použít trojfázový asynchronní motor, řízený pomocí regulátoru a frekvenčního měniče.

Řízení obou základních pohybů a vykonávání dalších činností stroje v návaznosti na hlavní pohyb bude zajišťovat elektronické řídicí centrum. Podkladem pro jeho činnost bude algoritmus řízení stroje plus navrhnuté průběhy zdvihů, rychlostí, zrychlení a analytické vztahy popisující daný pohyb.

3.3 Návrh konstrukčního řešení

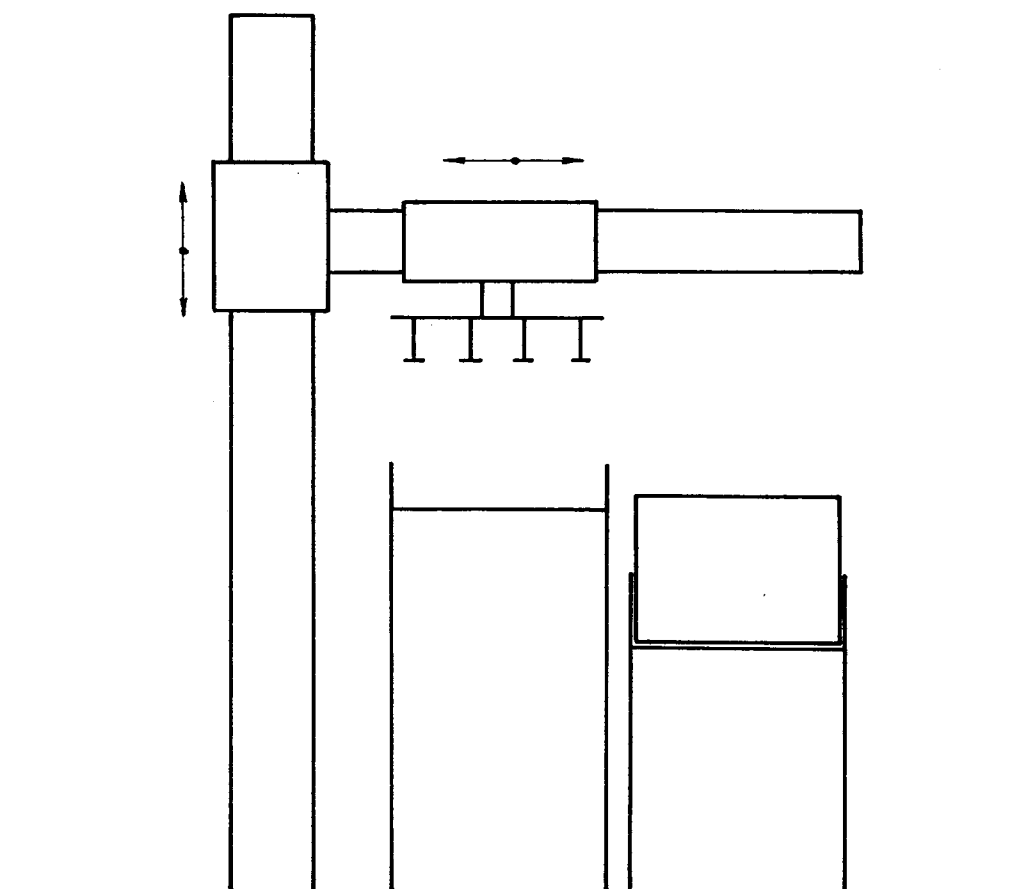
Za optimální řešení považuji použití dvou vozíků, pohybujících se po vzájemně kolmých pojezdových drahách.

Po svislém sloupu se na osmi kladkách pohybuje pomocí řetězu a řetězového kola vozík, na němž je připevněno vodorovné rameno s vozíkem s uchopovací hlavou. Na druhém konci řetězu je připevněno vyvažovací závaží.

Horizontální vozík se opět pohybuje na osmi kladkách. Je pevně spojen s řetězem, na který se přenáší rotační pohyb horizontálního elektromotoru.

Vále ve vedení vozíků jsou vymezovány excentrickým čepem, na kterém je umístěna každá kladka. Vertikální motor se šnekovou převodovkou je připojen k řetězovému kolu spojkou. U horizontálního pohybu je řetězové kolo přímo na hřídeli planetové převodovky, která je spojena s elektromotorem. Domnívám se, že řetězový převod je svou jednoduchou konstrukcí, spolehlivostí a příznivou cenou pro dané řešení nejvýhodnější.

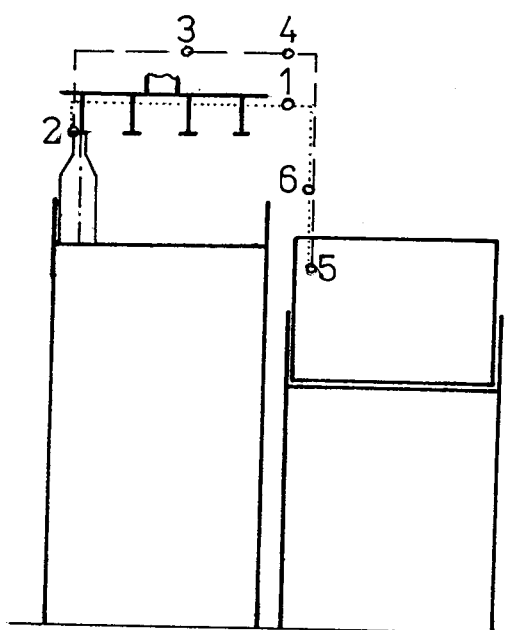
Na obrázku je zjednodušeně naznačeno řešení



3.4 Návrh algoritmu řízení programově řízeného vkladače a vykladače lahví

V K L A D A Č

Hlavní body algoritmu vkladače jsou zobrazeny na pracovní dráze uchopovací hlavy na obrázku.



Vkladač:

- 1 - kontrola dojetí lahví na řadícím stole a další činnost dle algoritmu
- 2 - napuštění vzduchu do chapačů
- 3 - rozběh řadícího stolu
- 4 - kontrola dojetí přepravek a další činnost dle algoritmu
- 5 - vypuštění vzduchu z chapačů
- 6 - kontrola volného místa pro vyjetí přepravek ze stroje a připravenosti přepravek před strojem k najetí pod hlavy
- ... dráha bez lahví
- dráha s lahvemi

1) Manipulační rám s uchopovacími hlavami v bodě "1" je přibližně v polovině pracovní dráhy, příslušející odlehčenému stroji, tedy při pohybu z dolní úvrati do horní úvrati. V této fázi se provádí kontrola dojetí lahví na svá místa na řadícím stole, a to sice kontrolou nasvícení fotočidla F1.

Možné situace:

a) Lahve nejsou dojeté - fotočidlo F1 není nasvícené - stop uchopovací hlavy - řadící stůl a řadič zůstává v chodu - signalizace "porucha lahví" a "start předvolen" - stroj čeká na dojetí lahví - dojetí lahví - stop řadícího stolu a řadiče - po prodlevě T1 start uchopovacích hlav, zrušení signalizace "porucha lahví" a "start předvolen".

b) Lahve jsou dojeté - fotočidlo F1 je nasvícené - stop řadícího stolu - uchopovací hlavy pokračují v najetí nad lahve.

2) Manipulační rám s uchopovací hlavou je v bodě "2", tj. v horní úvrati - napuštění vzduchu do chapačů.

3) Manipulační rám s uchopovací hlavou zatížený lahvemi se pohybuje z horní úvrati směrem do dolní úvrati a dostává se do bodu "3", v němž poslední řada nesených lahví míjí zábradlí - rozběh řadícího stolu a řadiče.

4) Manipulační rám s uchopovací hlavou se dostává při pohybu do dolní úvrati do místa "4" - provádí se kontrola dojetí přepravek.

Možné situace:

a) Přepravky jsou dojety - je zaslouženo čidlo F2 a F3 - stop pohonu dopravníku přepravek - uchopovací hlava pokračuje do dolní úvrati.

b) Přepravky nejsou dojety - je nasvíceno čidlo F2 nebo F3 - stop uchopovací hlavy - signalizace "porucha přepravy" a "start předvolen" - stroj čeká na dojetí lahví - po dojetí lahví start uchopovací hlavy - stop dopravníku přepravek -

zrušení signalizace "porucha přepravy" a "start předvolen" - uchopovací hlava pokračuje do dolní úvrati.

5) Manipulační rám s uchopovací hlavou je v dolní úvrati - vypuštění vzduchu z chapačů, a tedy uvolnění lahví.

6) Manipulační rám s uchopovací hlavou odlehčený od lahví se pohybuje z dolní úvrati do horní úvrati a dosáhne přibližně místa "6" - kontrola volného místa za dopravníkem přepravek a kontrola připravení prázdných přepravek k najezení do stroje.

Možné situace:

a) Za dopravníkem přepravek je volné místo pro vyjetí plné přepravy ze stroje a před strojem je připravena prázdná přeprava k najezení do prostoru pro vkládání - fotočidlo F4 je nasvíceno a fotočidla F5 a F6 jsou zasloužena - stroj pokračuje v práci a dojde k výměně plných přepravek za prázdné.

b) Za dopravníkem přepravek není volné místo pro vyjetí plné přepravy nebo není připravena prázdná přeprava k vjezdu do stroje - fotočidlo F4 je zaslouženo nebo je nasvíceno fotočidlo F5 nebo F6 - stop uchopovací hlavy - signalizace "porucha přepravy" a "start předvolen" - stroj čeká na odstranění poruchy - po odstranění poruchy start uchopovací hlavy, zrušení signalizace "porucha přepravy" a "start předvolen" - proběhne výměna přepravy.

7) Stroj pokračuje v práci a opakuje se cyklus od místa "1".

8) Výměna přepravek

Po kontrole dle odstavce 6) - zasunutí zářezky Z1 a rozběh dopravníku přepravek, kontrola vyjetí plných přepravek ze stroje - přeprava vyjetá - nasvícení fotočidel F5 a F6, vysunutí Z1 a zasunutí Z2 - najezení prázdná přeprava - kontrola najezení přepravy - přeprava najezená - zasloužení F5 a F6 - vysunutí zářezky Z2.

9) Najetí chapačů na překážku - nadzdvihne se hlava s chapači - zaclonění fotočidel F7 či F8 - stop manipulačního rámu, reverzace do místa "4" - stroj čeká na zásah obsluhy a signalizuje poruchu a navolí se původní směr pohybu - obsluha odstraní překážku a uvede uchopovací hlavu do pohybu stisknutím tlačítka "strat hlavy", zároveň se zruší signalizace poruchy.

10) Reverzace za chodu stroje - stisknutí a držení tlačítka "reverzace" - stop uchopovací hlavy - start uchopovací hlavy opačným směrem po dobu držení tlačítka - uvolnění tlačítka - zastavení uchopovací hlavy a navolení původního směru.

11) Ochrana pracovníka před nebezpečným zásahem do prostoru pohybu manipulačního rámu - fotočidla tvoří světelnou závoru - při přerušení světelného paprsku - stop stroje.

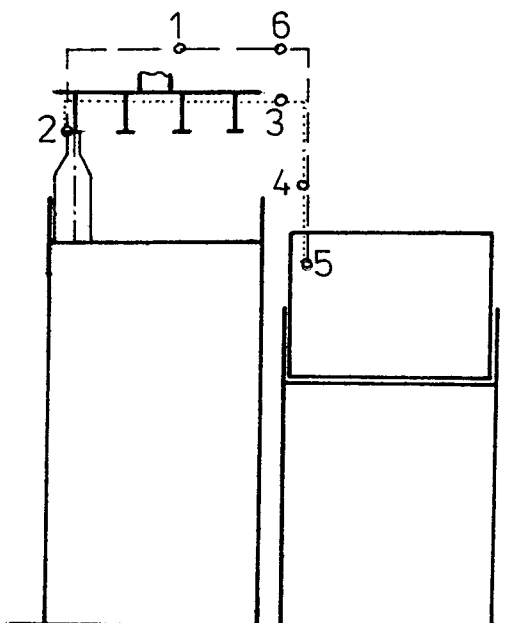
12) Přizpůsobení se stroje chodu linky - v horní úvrati kontrola zásoby pěti přepravek před strojem a zaplnění dopravníku lahví před strojem.

Možné situace:

- a) kontrola pozitivní - stroj pokračuje v práci s vyšším výkonem do další kontroly v horní úvrati
- b) kontrola negativní - stroj pokračuje v práci s nižším výkonem do další kontroly v horní úvrati

V Y K L A D A Ć

Algoritmus řízení vykladače bude obdobný algoritmu vkladače, pouze přizpůsobený opačné funkci stroje a jeho hlavní body jsou znázorněny na následujícím obrázku.



Vykladač:

- 1 - kontrola uvolnění OS a další činnost dle algoritmu
- 2 - vypuštění vzduchu z chapačů
- 3 - rozběh OS
- 4 - kontrola najetí plné přepravky pod hlavu a další činnost dle algoritmu
- 5 - napouštění vzduchu do chapačů
- 6 - kontrola místa pro vyjetí přepravky ze stroje a připravenost plné přepravky k najetí do stroje
- ... dráha bez lahví
- dráha s lahvemi

4. ŘEŠENÍ - VÝPOČTY.

4.1 Volba principu - omezující předpoklady

V rešerši byl pro malé výkony jako výhodný určen princip s přerušovaným tokem.

Výpočet bude prováděn za těchto předpokladů:

Stroj - manipulátor pracuje jako vkladáč s nastaveným výkonem $K=600$ přepravek/hod. Uvažuji maximální rozměry lahve a maximální rozměry přepravky, tj. pro lahev 90/340 a pro přepravku 460*460*380. Přepravky se pohybují ve směru kratší strany přepravky. Dopravník lahví a dopravník přepravek jsou v uspořádání rovnoběžném.

4.2 Návrh pohybu

Z důvodu nízkého dynamického zatížení mechanismu a plynulosti chodu jsem pro návrh zdvihové závislosti použil sinovou závislost zrychlení.

Vlastní pohyb uchopovací hlavy vyplývá ze dvou nesoučasných pohybů - vertikálního a horizontálního, tedy pohybů, jejichž trajektorie jsou na sebe vzájemně kolmé. Princip vychází z postupnosti těchto pohybů. Schéma pohybu uchopovací hlavy a průběhy zdvihu, rychlosti, zrychlení je naznačen na přiložených schématech.

Čas cyklu určím z nastaveného výkonu stroje 600 př/hod.:

$$T_{kmax} = 3600 / K_n = 3600 / 600 = 6[s]$$

$T_k < T_{kmax}$; abych dosáhl nejnižších hodnot rychlostí a zrychlení, volím $T_k = T_{kmax}$.

$$\begin{aligned} \text{Dáno: } Q_{Iv} &= 130[mm]; Q_{IIv} = 530[mm]; Q_{IIIv} = 460[mm]; Q_{IVv} = 60[mm]; \\ Q_h &= 580[mm]; T_k = 6[s]; q' = 0; q''_{mVI} = 2[m/s^2]; \\ q''_{mVII} &= 2.5[m/s^2]; q''_{mh} = 2.5[m/s^2] \end{aligned}$$

Určit: $T_u + T_p = ?$; $q'k = ?$.

Jde o symetrické pohyby, proto $\mathcal{K}_v = 2$, $\mathcal{K}_a = 2\pi$

$$q''m_{VI} = \mathcal{K}_a \cdot [Q_{VI} / (T_{VI})^2]$$

$$T_{VI} = \mathcal{K}_a \cdot (Q_{VI} / q''m_{VI}) = 0.64[s]$$

$$q'k_{VI} = \mathcal{K}_v \cdot (Q_{VI} / T_{VI}) = 0.41[m/s]$$

$$T_{VII} = \mathcal{K}_a \cdot (Q_{VII} / q''m_{VI}) = 1.29[s]$$

$$q'k_{VII} = \mathcal{K}_v \cdot (Q_{VII} / T_{VII}) = 0.82[m/s]$$

$$T_{VIII} = \mathcal{K}_a \cdot (Q_{VIII} / q''m_{VII}) = 1.08[s]$$

$$q'k_{VIII} = \mathcal{K}_v \cdot (Q_{VIII} / T_{VIII}) = 0.85[m/s]$$

$$T_{IV} = \mathcal{K}_a \cdot (Q_{IV} / q''m_{VI}) = 0.43[s]$$

$$q'k_{IV} = \mathcal{K}_v \cdot (Q_{IV} / T_{IV}) = 0.28[m/s]$$

$$T_h = \mathcal{K}_a \cdot (Q_h / q''m_h) = 1.21[s]$$

$$q'k_h = \mathcal{K}_v \cdot (Q_h / T_h) = 0.96[m/s]$$

$$\text{čas cyklu } T_k = T_u + T_{VI} + T_h + T_{VII} + T_p + T_{VIII} + T_h + T_{IV}$$

$$T_u + T_p = ?$$

$$T_u + T_p = T_u + T_{VI} + T_h + T_{VII} + T_p + T_{VIII} + T_h + T_{IV}$$

$$T_u + T_p = 6 - 0.64 - 1.29 - 1.21 - 1.08 - 1.21 - 0.43 = 0.14[s]$$

$$T_u = T_p = 0.14 / 2 = 0.07[s]$$

Na uchopení a puštění lahvi mně zbylo 0.07s, což je postačující.

Pro přehlednost jsou vypočtené hodnoty sestaveny do následující tabulky:

* * * * *							
* úsek *	$Q_i[mm]$	*	$T_i[s]$	*	$q'k[m/s]$	*	$q''m[m/s^2]$
* * * * *							
* I *	130	*	0.64	*	0.41	*	2
* II *	530	*	1.29	*	0.82	*	2
* III *	460	*	1.08	*	0.85	*	2.5
* IV *	60	*	0.43	*	0.28	*	2
* h *	580	*	1.21	*	0.96	*	2.5
* u *	0	*	0.07	*	0	*	0
* p *	0	*	0.07	*	0	*	0
* * * * *							

Toto jsou maximální velikosti zdvihů, rychlostí a zrychlení v daných úsecích. Aby se daly tyto veličiny zjistit v kterémkoliv okamžiku, zavádějí se následující pojmy a z nich vycházející vztahy (platí pro symetrický pohyb):

bezrozměrný součinitel času: $k=t/T$

bezrozměrný součinitel zdvihu: $k_q=k-(1-k_{v0})/(2\pi)\sin(2\pi k)$

bezrozměrný součinitel rychlosti: $k_v=1-(1-k_{v0})\cos(2\pi k)$

bezrozměrný součinitel zrychlení: $k_a=2\pi(1-k_{v0})\sin(2\pi k)$

kde $k_{v0}=0$.

Potom zdvih, rychlost a zrychlení v kterémkoliv okamžiku má hodnotu:

$$q=k_q \cdot Q$$

$$q'=k_v \cdot (Q/T)$$

$$q''=k_a \cdot (Q/T^2)$$

Uvedené výpočty jsou podkladem jak pro další výpočty, tak i pro sestavení programu řízení stroje.

Označení

i=I až IV

k_{v0} ...bezrozměrný součinitel v místě 0 (v počátku)

K_n ...nastavený výkon stroje

q'_0 ...počáteční rychlost

q''_{mvi}, q''_{mhi} ...max. zrychl. ve vertikál., horizontál. směru

q'_{mvi}, q'_{mhi} ...max. rychl. ve vertikál., horizontál. směru

Q_{vi} ...zdvih ve vertikálním směru

Q_{hi} ...zdvihy v horizontálním směru

t ...okamžitý čas

T_k ...čas cyklu

T_{kmax} ...maximální čas cyklu

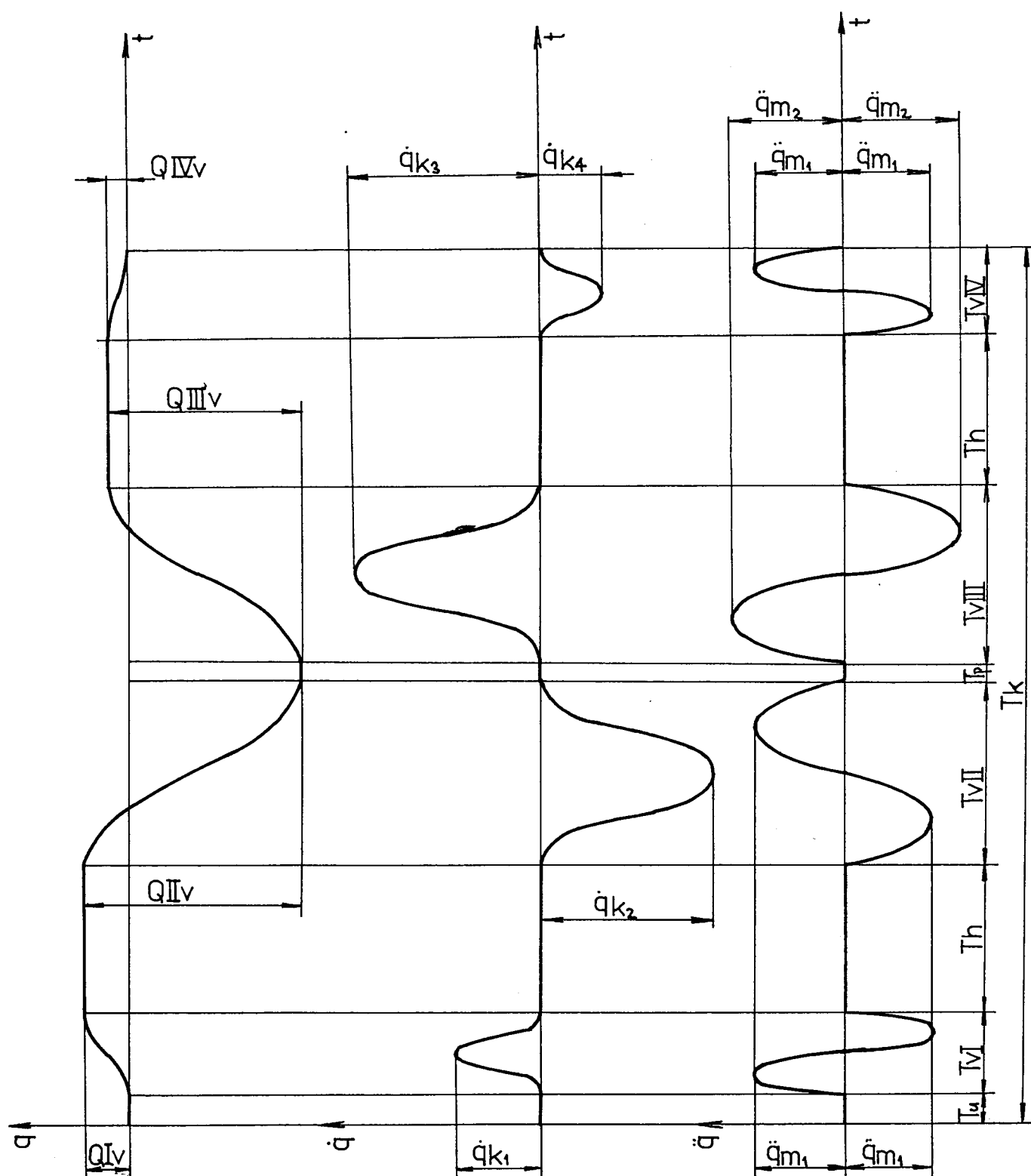
T_u ...čas uchopení lahví

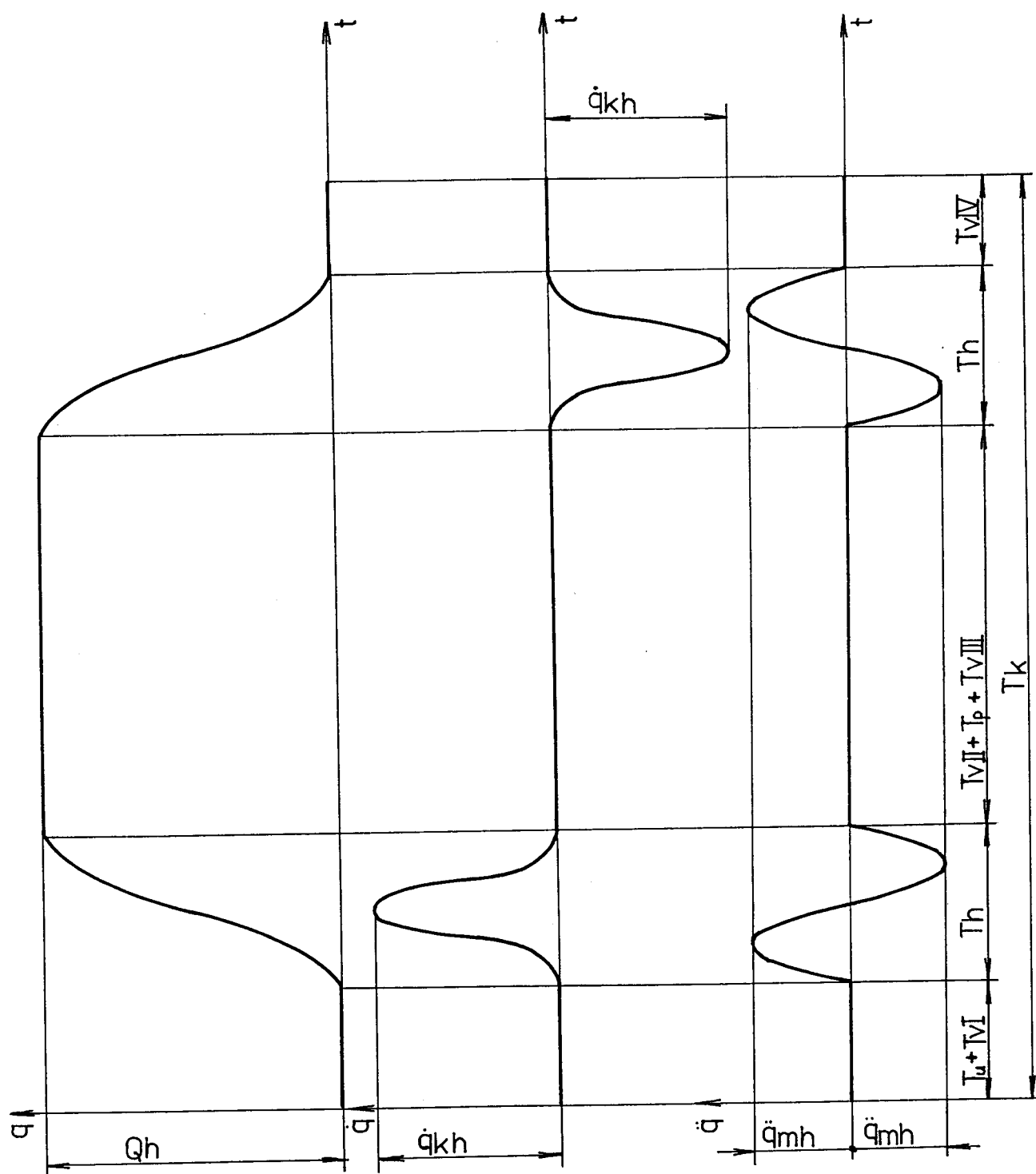
T_p ...čas puštění lahví

T ...čas pohybu

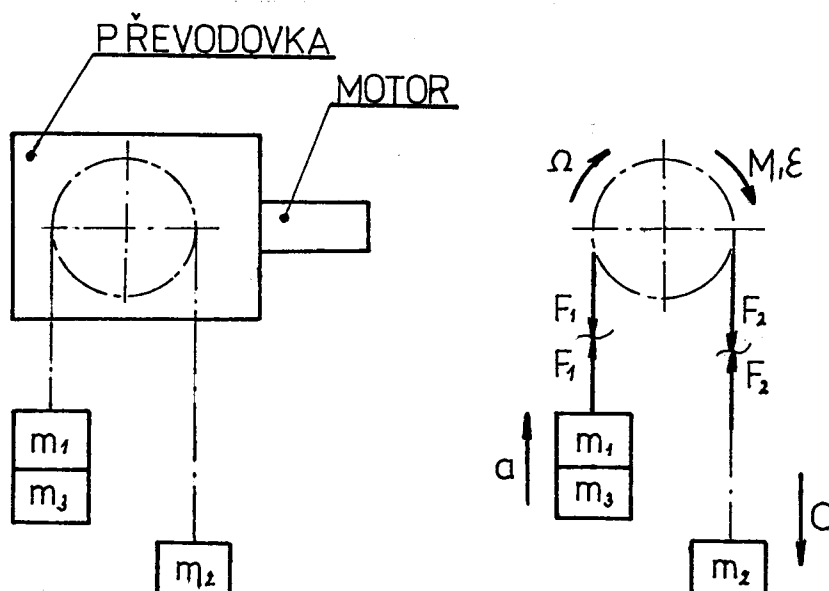
k_a ...max.hodnota bezrozměrného součinitele zrychlení pro obě části symetrického pohybu

k_v ...max.hodnota bezrozměrného součinitele rychlosti pro obě části symetrického pohybu





4.3 Návrh motoru - rozbor dynamiky



I. Základní vztahy použité pro analýzu.

Pro zrychlený pohyb uchopovací hlavy směrem nahoru s lahvemi platí: $F_1 - (G_1 + G_3) = (m_1 + m_3) \cdot a$ (1)

F_1tah v laně na straně uchopovací hlavy

m_1, G_1 ..hmotnost, tíha hlavy

m_3, G_3 ..hmotnost, tíha lahvi

azrychlení soustavy

Rovnice rovnováhy pro pohyb protizávaží směrem dolů:

$$F_2 - G_2 = -m_2 \cdot a \quad (2)$$

F_2tah v laně na straně protizávaží

m_2, G_2 ..hmotnost, tíha protizávaží

Pro pohyb řetězového kola platí:

$$F_1 \cdot r = M + F_2 \cdot r \quad (3)$$

rpoloměr řetězového kola

Mtočivý moment na řetězovém kole

$$G_1 = m_1 \cdot g$$

$$G_2 = m_2 \cdot g$$

$$G_3 = m_3 \cdot g$$

to se dosadí do (1), (2).

gtíhové zrychlení

vztahy (1) a (2) se dají upravit:

$$F_1 = (m_1 + m_3) * (a + g) \quad (4)$$

$$F_2 = m_2 * (g - a) \quad (5)$$

to se dosadí do (3)

Po dosazení do (3):

$$(m_1 + m_3) * (a + g) * r = M + m_2 * (g - a) \quad (6)$$

$$\text{Po úpravě: } (m_1 + m_3 + m_2) * a + (m_1 + m_3 - m_2) * g = M / r \quad (7)$$

Zavedené pojmy:

- setrvačná hmotnost soustavy - projevuje se při zrychleném pohybu (když a není 0): $m(\text{setrv}) = m_1 + m_2 + m_3$

- statická hmotnost soustavy - projevuje se při nehybnosti soustavy nebo jejím rovnoměrném pohybu (když a se rovná 0):

$$m(\text{stat}) = m_1 + m_3 - m_2$$

Statická hmotnost soustavy je mírou její nevyváženosti

$$\text{Vztah (7) se změnil na: } m(\text{setrv}) * a + m(\text{stat}) * g = M / r \quad (8)$$

Točivý moment M je vyvíjen agregátem motor-převodovka.

Aby vznikl, musí motor vyvíjet na hřídeli moment:

a) při urychlování soustavy:

$$M(\text{mot}) = M / (i * \epsilon_{\text{ta}}) + I(\text{mot}) * \epsilon_{\text{ps}}(\text{mot}) \quad (9)$$

$M(\text{mot})$točivý moment na hřídeli motoru při zrychlování soustavy

ipřevodový poměr převodovky

ϵ_{ta}účinnost převodovky a mechanismu v motorickém režimu

$I(\text{mot})$moment setrvačnosti převodovky a motoru přepočítaný na hřídel motoru

$\epsilon_{\text{ps}}(\text{mot})$..úhlové zrychlení motoru

b) při zpomalování soustavy

$$M'(\text{mot}) = (M / i) * \epsilon'_{\text{ta}} + I(\text{mot}) * \epsilon_{\text{ps}}(\text{mot}) \quad (10)$$

$M'(\text{mot})$točivý moment na hřídeli motoru při zpomalování

ϵ'_{ta}účinnost převodovky a mechanismu v generátorickém režimu

pozn.: Při zpomalování soustavy se mění znaménko zrychlení a , resp. $\text{eps}(\text{mot})$. Tření mechanismu je zahrnuté v účinnosti převodovky.

Dále platí vztahy:

Pro přímočarou rychlost postupného pohybu hlavy:

$$v = \Omega \cdot r = (\Omega(\text{mot})/i) \cdot r \quad (11)$$

v rychlost pohybu hlavy

Ω úhlová rychlost řetězového kola

$\Omega(\text{mot})$ úhlová rychlost motoru

Pro zrychlení přímočarého pohybu hlavy:

$$a = \text{eps} \cdot r = (\text{eps}(\text{mot})/i) \cdot r \quad (12)$$

eps úhlové zrychlení řetězového kola

Po dosazení (8) do (9) a (10) dostanu:

$$M(\text{mot}) = (1/i \cdot \epsilon_t) \cdot r \cdot (m(\text{setrv}) \cdot a + m(\text{stat}) \cdot g) + I(\text{mot}) \cdot \text{eps}(\text{mot}) \quad (13)$$

$$M'(\text{mot}) = (1/i) \cdot \epsilon_t' \cdot r \cdot (m(\text{setrv}) \cdot a + m(\text{stat}) \cdot g) + I(\text{mot}) \cdot \text{eps}(\text{mot}) \quad (14)$$

Dosazením v rovnicích (13) a (14) vztahů (11) a (12) dostanu:

$$M(\text{mot}) = (1/(i \cdot \epsilon_t)) \cdot r^2 \cdot m(\text{setrv}) \cdot (\text{eps}(\text{mot})/i) + (1/(i \cdot \epsilon_t)) \cdot r \cdot m(\text{stat}) \cdot g + I(\text{mot}) \cdot \text{eps}(\text{mot}) = (I(\text{mot}) + m(\text{setrv}) \cdot r^2 \cdot (1/(i^2 \cdot \epsilon_t))) \cdot \text{eps}(\text{mot}) + (m(\text{stat}) \cdot r \cdot g)/(i \cdot \epsilon_t) \quad (15)$$

$$\text{Obdobně: } M'(\text{mot}) = (I(\text{mot}) + m(\text{setrv}) \cdot r^2 \cdot (1/i^2) \cdot \epsilon_t') \cdot \text{eps}(\text{mot}) + (m(\text{stat}) \cdot r \cdot g \cdot \epsilon_t')/i \quad (16)$$

Zavedené pojmy:

1) Celkový moment setrvačnosti soustavy přepočítaný na hřídel motoru:

a) při rozběhu soustavy:

$$I(\text{eps}) = I(\text{mot}) + m(\text{setrv}) \cdot r^2 \cdot 1/(i^2 \cdot \epsilon_t) \quad (17)$$

b) při brzdění soustavy:

$$I'(\text{eps}) = I(\text{mot}) + m(\text{setrv}) \cdot r^2 \cdot (1/i^2) \cdot \epsilon_t' \quad (18)$$

2) Celkový "statický" moment soustavy přepočítaný na hřídel motoru:

a) v motorickém režimu:

$$M(\text{stat}) = (m(\text{stat}) \cdot r \cdot g)/(i \cdot \epsilon_t) \quad (19)$$

b) v generátorickém režimu:

$$M^I(\text{stat}) = (m(\text{stat}) * r * g * \dot{\epsilon} t a^I) / i \quad (20)$$

c) při skutečném statickém stavu soustavy ($\Omega = 0, \epsilon = 0 \Rightarrow v = 0, a = 0$) je momentová účinnost zubové převodovky

$$\epsilon = \epsilon = 1 \Rightarrow M''(\text{stat}) = (m(\text{stat}) * r * g) / i \quad (21)$$

d) při statickém stavu v případě šnekové převodovky na udržení soustavy v klidu nemusí motor vyvíjet žádný moment, protože převodovka se chová samosvorně.

$$M'''(\text{stat}) = 0 \quad (22)$$

Vztahy (15) a (16) přejdou v jednotlivých případech do tvaru:

$$a) M(\text{mot}) = I(\epsilon) * \epsilon(\text{mot}) + M(\text{stat}) \quad (23)$$

$$b) M^I(\text{mot}) = I^I(\epsilon) * \epsilon(\text{mot}) + M^I(\text{stat}) \quad (24)$$

$$c) M''(\text{mot}) = M''(\text{stat}) \quad (25)$$

$$d) M'''(\text{mot}) = 0 \quad (26)$$

Pro pohyb horizontální platí jednodušší vztahy než pro pohyb vertikální, protože jde o jednohmotovou soustavu, kde se projevuje tíha mechanismu. V tomto případě tření nezahrnuje do účinnosti převodovky, protože statická hmotnost soustavy je nulová a tření by "vypadlo" ze vztahů při pohybu ustálenou rychlostí. Znaménko je nutné volit tak, aby tření vždy působilo ve směru pohybu mechanismu.

Dynamická rovnice soustavy má tvar:

$$F = m(\text{horiz}) * a \pm T \quad (27)$$

T....zahrnuje tření v mechanismu

Pro pohyb řetězového kola platí:

$$M = F * r \quad (28)$$

Točivý moment M je vyvíjen agregátem motor-převodovka. Platí vztahy (9), (10), (11), (12). Po dosazení (27), (28), (12) do (9), (10):

$$M(\text{mot}) = (I(\text{mot}) + m(\text{horiz}) * r^2 * (1 / (i^2 * \dot{\epsilon} t a))) * \epsilon(\text{mot}) \pm (T * r) / (i * \dot{\epsilon} t a) \quad (29)$$

$$M^I(\text{mot}) = (I(\text{mot}) + m(\text{horiz}) * r^2 * (1 / i^2) * \dot{\epsilon} t a^I) * \epsilon(\text{mot}) \pm ((T * r) / i) * \dot{\epsilon} t a \quad (30)$$

Podobně jako v případě vertikálního pohybu zavedeme pojem celkového momentu setrvačnosti soustavy přepočteného na hřídel motoru:

a) při rozběhu soustavy:

$$I(\text{eps}) = I(\text{mot}) + m(\text{horiz}) * r^2 * 1 / (i^2 * \text{éta}) \quad (31)$$

b) při brzdění soustavy:

$$I'(\text{eps}) = I'(\text{mot}) + m(\text{horiz}) * r^2 * (1 / i^2) * \text{éta}' \quad (32)$$

Zavedem také pojem celkového statického momentu soustavy přepočteného na hřídel motoru:

a) při rozběhu soustavy nebo jejím rovnoměrném pohybu (motorický režim):

$$M(\text{stat}) = (T * r) / (i * \text{éta}) \quad (33)$$

b) při zpomalování soustavy:

$$M'(\text{stat}) = ((T * r) / i) * \text{éta}' \quad (34)$$

Vztahy (29), (30) přejdou potom do tvaru:

$$a) M(\text{mot}) = I(\text{eps}) * \text{eps}(\text{mot}) + M(\text{stat}) \quad (35)$$

$$b) M'(\text{mot}) = I'(\text{eps}) * \text{eps}(\text{mot}) + M'(\text{stat}) \quad (36)$$

$$\text{Přitom tření: } T = f * m(\text{horiz}) * g \quad (37)$$

f...koeficient tření

II. Číselné výpočty

V e r t i k á l n í p o h y b

poháněcí výkon: $P = (F * v) / (1000 * \text{éta})$ [kW]

$m(\text{setrv}) = m_1 + m_2 + m_3 = 290$ [kg]

$m(\text{stat}, c) = m_1 + m_3 - m_2 = 150$ [kg].....celková statická hmotnost

$v(\text{max}, v) = q' kvIII = 0.85$ [m/s]

$a = q'' mvIII = 2.5$ [m/s²]

$m(\text{stat}, l) = 10$ [kg]....nevyváženost od lahví

$F = m(\text{setrv}) * a + m(\text{stat}, l) * g = 823.1$ [N]

$P = (F * v(\text{max}, v)) / (1000 * \text{éta}) = (823.1 * 0.85) / (1000 * 0.76) = 0.921$

nejbližší vyšší výkon motoru je $P = 1.1$ [kW]

Tomu odpovídá motor 2APB 90S-4

parametry: $P = 1.1$ [kW]; $n = 1380$ [1/min]; $\text{éta} = 0.76$; $M_z / M_n = 2.0$

potřebný převod převodovky:

$v(\text{max}) = (2 * \pi * n(\text{mot}) * r) / (60 * i) \Rightarrow i = (2 * \pi * n(\text{mot}) * r) / (60 * v(\text{max}))$

$i = (2 * \pi * 1380 * 0.07) / (60 * 0.85) = 11.9$

Nejbližší převod převodovky $i = 10$

zpětná kontrola $v(\max)$:

$$v(\max) = (2 \cdot \pi \cdot n(\text{mot}) \cdot r) / (60 \cdot i) = 1.01 \text{ [m/s]}$$

Z tohoto zjištění vyplývá, že $v(\max) > q^I \text{ kvIII}$.

Proto se motor nebude rozbíhat na $v(\max)$, ale pouze na $q \text{ kvIII}$, tedy nebude dosahovat maximálních otáček.

Sumární moment setrvačnosti soustavy při rozběhu je:

$$I(\text{eps}) = I(\text{mot}) + m(\text{setrv}) \cdot r^2 \cdot 1 / (i^2 \cdot \epsilon_{\text{ta}})$$

$$I(\text{eps}) = 0.008 + 290 \cdot 0.07^2 \cdot 1 / (100 \cdot 0.92) = 0.023 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

Pro požadované zrychlení $a = 2.5 \text{ [m/s}^2\text{]}$ je potřebné úhlové zrychlení na hřídeli motoru:

$$\text{eps}(\text{mot}) = (a \cdot i) / r = 357 \text{ [rad/s}^2\text{]}$$

Statický moment při rozběhu je:

$$M(\text{stat}) = (m(\text{stat}, 1) \cdot r \cdot g) / (i \cdot \epsilon_{\text{ta}}) = 0.746 \text{ [Nm]}$$

Celkový potřebný moment motoru při rozběhu, tedy záběrový moment, je:

$$M(\text{mot}) = I(\text{eps}) \cdot \text{eps}(\text{mot}) + M(\text{stat}) = 8.957 \text{ [Nm]}$$

skutečné parametry motoru:

$$M_z / M_n = 2$$

$$M_n = P / (2 \cdot \pi \cdot n(\text{mot})) = 1100 / ((2 \cdot \pi \cdot 1380) / 60) = 7.6 \text{ [Nm]}$$

$$M_z = 2 M_n = 2 \cdot 7.6 = 15.2 \text{ [Nm]}$$

M_z ... max. skutečný záběrový moment motoru

M_n ... nominální moment

$$M_z > M(\text{mot})$$

Motor je dostatečně dimenzován.

Pro vertikální pohyb požadovaným parametřům odpovídá elektropřevodovka TSN 030 444 s patkou, převodem $i=10$ a elektromotorem 2APB 90S-4, výrobce ZTS Košice.

H o r i z o n t á l n í p o h y b

$$\text{Poháněcí výkon: } P = (F \cdot v) / (1000 \cdot \epsilon_{\text{ta}}) \text{ [kW]}$$

ϵ_{ta} ... účinnost motoru

$$v(\max) = q^I \text{ kh} = 0.96 \text{ [m/s]}$$

$$a = q^{II} \text{ mh} = 2.5 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

hmotnost horizontálního pojezdu, uchopovací hlavy a lahví:

$$m(\text{horiz})=61 \text{ [kg]}$$

$$F=m(\text{horiz})\cdot a=152.5 \text{ [N]}$$

$$P=(152.5\cdot 0.96)/(1000\cdot 0.675)=0.216 \text{ [kW]}$$

Nejbližší vyšší výkon motoru je $P=0.25 \text{ [kW]}$

Tomu vyhovuje motor 2APB 63-2.

parametry: $n=2830 \text{ [1/min]}$; $M_z/M_n=2.15$; $P=0.25 \text{ [kW]}$; $\epsilon_{ta}=0.675$
potřebný převod převodovky:

$$i=(2\cdot\pi\cdot n(\text{mot})\cdot r)/(60\cdot v(\text{max}))=(2\cdot\pi\cdot 2830\cdot 0.06)/(60\cdot 0.96)=18.5$$

Nejbližší převod převodovky $i=18.5$, to odpovídá návrhu. Proto zpětná kontrola $v(\text{max})$ je zbytečná. Požadovaný převod přímo odpovídá převodu převodovky. Motor se tedy bude rozbíhat na maximální otáčky.

Sumární moment setrvačnosti soustavy při rozběhu je:

$$I(\text{eps})=I(\text{mot})+m(\text{horiz})\cdot r^2\cdot 1/(i^2\cdot \epsilon_{ta})$$

$$I(\text{eps})=0.0012+61\cdot 0.06\cdot 0.06\cdot 1/(18.5\cdot 18.5\cdot 1)=0.00184 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

Pro požadované zrychlení $a=2.5 \text{ [m/s}^2\text{]}$ je potřebné úhlové zrychlení na hřídeli motoru:

$$\text{eps}(\text{mot})=(a\cdot i)/r=(2.5\cdot 18.5)/0.06=771 \text{ [rad/s}^2\text{]}$$

statický moment při rozběhu je:

$$M(\text{stat})=(T\cdot r)/(i\cdot \epsilon_{ta})=(f\cdot m(\text{horiz})\cdot g\cdot r)/(i\cdot \epsilon_{ta})$$

$$f=0.1$$

$$M(\text{stat})=(0.1\cdot 61\cdot 9.81\cdot 0.06)/(18.5\cdot 1)=0.194 \text{ [Nm]}$$

Celkový potřebný moment při rozběhu, tedy záběrový moment je:

$$M(\text{mot})=I(\text{eps})\cdot \text{eps}(\text{mot})+M(\text{stat})=0.00184\cdot 771+0.194=1.6 \text{ [Nm]}$$

Skutečné parametry motoru:

$$M_z/M_n=2.15$$

$$M_n=P/(2\cdot\pi\cdot n(\text{mot}))=(250\cdot 60)/(2\cdot\pi\cdot 2830)=0.84 \text{ [Nm]}$$

$$M_z=2.15\cdot M_n=2.15\cdot 0.84=1.8 \text{ [Nm]}$$

$$M_z > M(\text{mot})$$

Motor je dostatečně dimenzován.

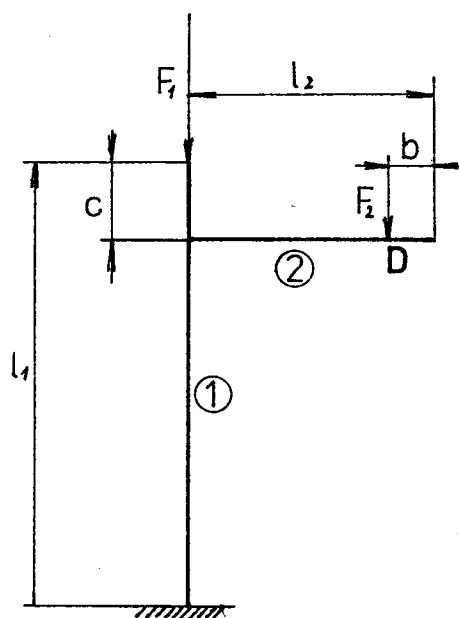
Pro horizontální pohyb požadovaným parametřům odpovídá trojfázový asynchronní motor 2APB 63-2 ve spojení s dvoustupňovou planetovou převodovkou s celkovým převodem $i=18.5$; $n_1=2830 \text{ [1/min]}$; $P=0.25 \text{ [kW]}$; $i(\text{I})=5.6$; $i(\text{II})=3.3$.
Výrobce: AGRA Přelouč.

Podle vyjádření výrobců jsou oba pohony schopny dodržet předepsané parametry.

5. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

5.1 Výpočet sloupu a ramena - určení průhybu.

Dáno:

 $m(ph)=290 \text{ [kg]}; \quad m(pv)=40 \text{ [kg]}; \quad m(vv)=61 \text{ [kg]};$ $a=2.5 \text{ [m/s}^2\text{]}; \quad g=9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ 

$$m(c)=m(ph)+m(pv)-m(vv)=269 \text{ [kg]}$$

$$F1(stat)=m(c)*g=2639 \text{ [N]}$$

$$F2(stat)=m(vv)*g=598 \text{ [N]}$$

$m(ph)$...hmotnost pohybujících se hmot

$m(pv)$...hmotnost vertikálního pojezdu

$m(vv)$...hmotnost vertikálního pojezdu

Předpoklad:

Při výpočtu redukuji hmoty na rameni v bodě D působením síly $F2$.

To jsou maximální statická zatížení mechanismu. Do následujícího výpočtu zahrneme i dynamické účinky pomocí součinitele $K(dyn)=1+a/g$.

a ...zrychlení

g ...tíhové zrychlení

Tedy $K(\text{dyn})=1.25$

setrvačné síly:

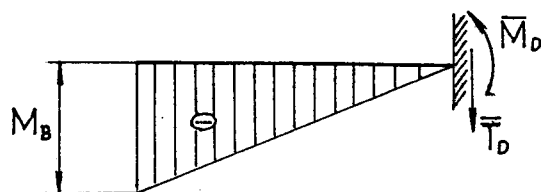
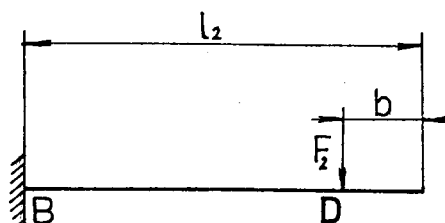
$$F1=F1(\text{stat})*K(\text{dyn})=3299=3300 \text{ [N]}$$

$$F2=F2(\text{stat})*K(\text{dyn})=750 \text{ [N]}$$

5.1.1 Výpočet posunutí bodu D

Na posunutí bodu bude mít vliv jak natočení sloupu, tak i natočení ramena. Celkové posunutí bodu D získám superpozicí dílčího posunutí bodu B sloupu a posunutí bodu D ramena. Výpočet je proveden Mohrovou metodou.

I. Určení průhybu ramene (člen 2) v bodě D



$$F2=750 \text{ [N]}$$

$$l(2)=1125 \text{ [mm]}$$

$$b=200 \text{ [mm]}$$

Počet stupňů volnosti $i=0$

$$\bar{T}(D)-0.5*M(B)*(l(2)-b)=0$$

$$\bar{M}(D) - 2/3 * (l(2) - b) * 0.5 * M(B) * (l(2) - b) = 0$$

Z toho vyplývá:

$$\bar{T}(D) = 0.5 * M(B) * (l(2) - b)$$

$$\bar{M}(D) = 1/3 * M(B) * (l(2) - b)^2$$

$$M(B) = F_2 * (l(2) - b) = 693750 \text{ [Nmm]}$$

posunutí bodu D od deformace ramena ve směru působení síly F_2 :

EYangův modul pružnosti v tahu

$I(r)$...moment setrvačnosti sloupce k dané hlavní centrální ose nosník je z profilu TR4HR 100*100*6

$$I(r) = 3.208 * 10^6 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$E = 2.1 * 10^5 \text{ [MPa]}$$

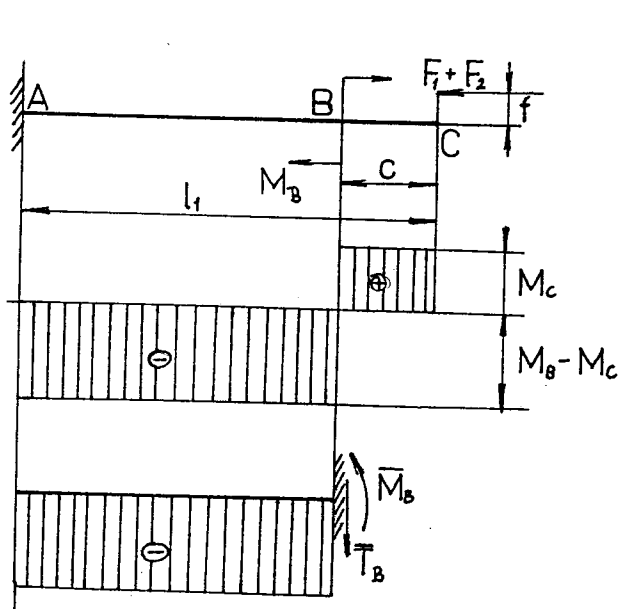
Posunutí bodu D od deformace ramena ve směru působení síly F_2 :

$$y(r) = \bar{M}(D) / (E * I(r)) = (M(B) * (l(2) - b)^2) / (3 * E * I(r)) = 0.294 \text{ [mm]}$$

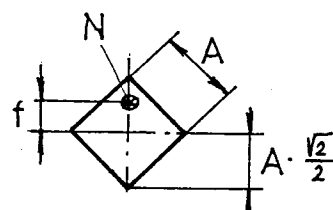
natočení ramena:

$$f_1(r) = \bar{T}(D) / (E * I(r)) = (M(B) * (l(2) - b)) / (2 * E * I(r))$$

II. Určení průhybu sloupce (člen 1) v bodě B



$$F_1 + F_2 = N$$



$$M(B) = 693750 \text{ [Nmm]}$$

$$l(1) = 1950 \text{ [mm]}$$

$$c = 400 \text{ [mm]}; f = r = 70 \text{ [mm]}$$

$$M(C) = (F_1 + F_2) * f = N * f$$

N ...tlaková síla

f ...rameno působící síly N

Po dosazení vyjde:

$$M(C) = 283500 \text{ [Nmm]}$$

$$\bar{T}(B) = (M(B) - M(C)) * (l(1) - c)$$

$$\bar{M}(B) = 0.5 * (l(1) - a)^2 * (M(B) - M(C))$$

Posunutí bodu B od deformace sloupu ve směru kolmém na neutrální osu:

nosník je z profilu TR 4HR 150*150*12

$$I(s)=20.06 \cdot 10^4 [\text{mm}^4]$$

$$y(s)=\bar{M}(B)/(E \cdot I(s))=((M(B)-M(C)) \cdot (l(1)-c)^2)/(2 \cdot E \cdot I(s))$$

Po dosazení vyjde: $y(s)=0.12 [\text{mm}]$

E...Yangův modul pružnosti v tahu

$I(s)$...moment setrvačnosti průřezu sloupu k dané hlavní centrální ose

$$\text{Natočení sloupu } f_1(s)=\bar{T}(B)/(E \cdot I(s))=((M(B)-M(C)) \cdot (l(1)-c))/ \\ / (E \cdot I(s))$$

Sloup je též namáhán tlakem, proto musím spočítat ještě posunutí $y(N)$ způsobené silou N :

$$y(N)=-(N \cdot (l(1)-c))/(E \cdot S(s))$$

N ...tlaková síla

$S(s)$...plocha průřezu sloupu

Poznámka:

Znaménko (-) znamená, že jde o tlak.

$$y(N)=-4.7 \cdot 10^{-3} [\text{mm}]$$

Posunutí vlivem síly N je tak nepatrné, že je zanedbatelné. Uvažuji, že posun bodu B horizontální je shodný s posunem bodu D ve směru vertikálním vlivem deformace sloupu. Tedy celkové posunutí bodu D ve směru působení síly F_2 (ve směru vertikálním) je:

$$y(c)=y(s)+y(r)+y(N)=y(s)+y(r)=0.4 [\text{mm}]$$

$y(N)$...pro svoji malou hodnotu zanedbáno

Poznámka:

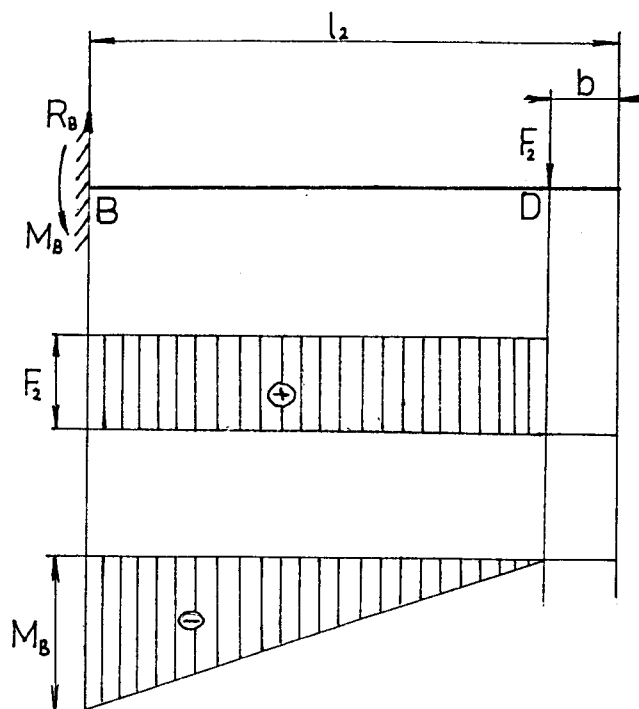
Pro zestručnění výpočtu jsem uvedl pouze kontrolu průhybu pro stanovený průřez nosníku. V tomto případě velice malých průhybů je nosník určitě z hlediska pevnosti silně předimenzovaný. Jelikož velice malé posunutí bodu D je z hlediska funkce mechanismu podstatné, určí se minimální průřez nosníků, tj. ramena a sloupů, ze vztahu pro výpočet průhybu. tzn. že mám daný průhyb a z něho zjistím rozměry nosníku. Z důvodu postupu při řešení nosníku nyní uvedu zjednodušený pevnostní výpočet, který ale v důsledku malého

průhybu není pro řešení podstatný.

Skutečný celkový posun bude větší o provozní vůle v mechanismu, proto jsem se snažil "ušetřit" na posunu $y(c)$, tj. celkovém posunutí bodu D vlivem silových účinků.

5.1.2 Pevnostní výpočet sloupu a ramena s ohledem na setrvačné síly.

I. Kontrola ramena.



- rameno je namáháno prostým ohybem

- počet stupňů volnosti $i=0$

a) rovnice rovnováhy

$$R(B) - F_2 = 0$$

$$M(B) - F_2 \cdot (l_2 - b) = 0$$

z toho vyplývá:

$$R(B)=F_2=750 \text{ [N]}$$

$$M(B)=F_2 \cdot (l(2)-b)=693750 \text{ [Nmm]}$$

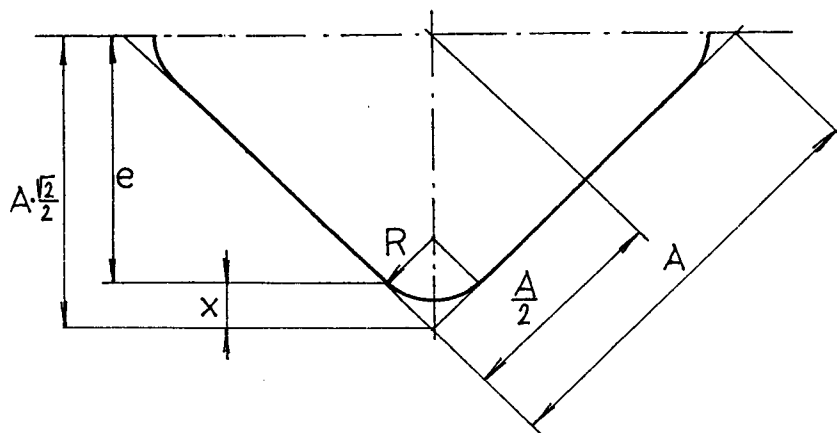
Místo maximálního momentu je ve vetknutí $M(B)=M(\max)$.

b) kontrola napětí v průřezu

materiál 11 320.0, $R_e=170 \text{ [MPa]}$ $k=2$

dovolené napětí $\sigma(D_0)=R_e/k=85 \text{ [MPa]}$

Na obr. je 1/2 profilu nosníku. Z něho určíme míru e :



$$(\frac{\sqrt{2}}{2}) \cdot A - x = e$$

$$x = R \cdot \sqrt{2} - R = R \cdot (\sqrt{2} - 1)$$

$$e = (\frac{\sqrt{2}}{2}) \cdot A - R \cdot (\sqrt{2} - 1)$$

$$e = 100 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} - 8 \cdot (\sqrt{2} - 1) = 67,4 \text{ [mm]}$$

$$\sigma(o) = (M(o) / I(r)) \cdot e$$

$$\sigma(o) = (693750 / 3,208 \cdot 10^6) \cdot 67,4$$

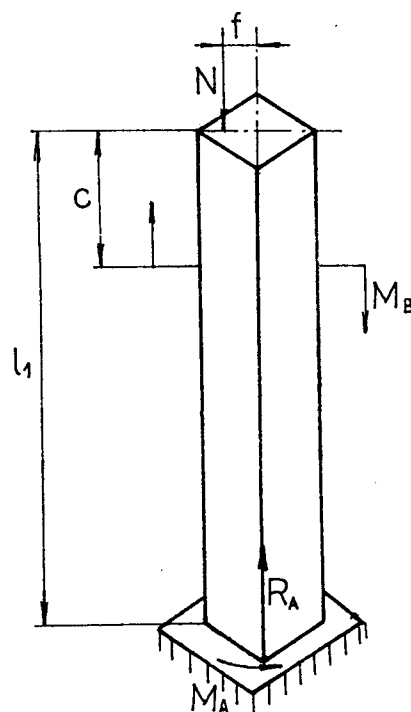
$$\sigma(o) = 15 \text{ [MPa]}$$

$\sigma(o)$...ohybové napětí

$M(o)$ohybové napětí

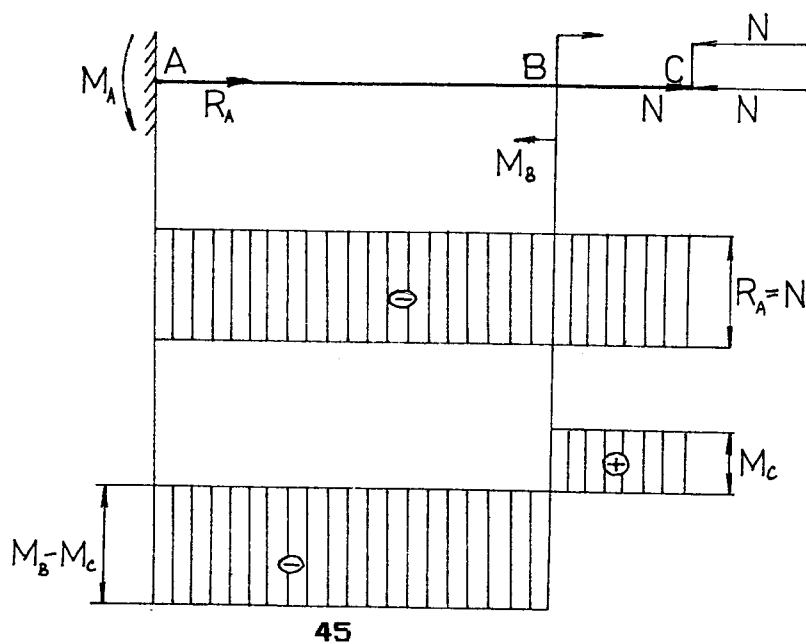
$I(r)$moment setrvačnosti průřezu ramena

II. Kontrola sloupu.



$N = F_1 + F_2 = 4050 \text{ [N]}$; $l(1) = 1950 \text{ [mm]}$; $c = 400 \text{ [mm]}$; $f = 70 \text{ [mm]}$;
 $M(B) = 693750 \text{ [Nmm]}$;

Sloup je namáhán kombinovaným namáháním ohybu a tlaku.



Počet stupňů volnosti $i=0$.

a) rovnice rovnováhy:

$$R(A) - N = 0$$

$$M(A) - M(B) + N \cdot f = 0$$

Z toho vyplývá:

$$R(A) = N = 4050 \text{ [N]}$$

$$M(A) = M(B) - N \cdot f = 410250 \text{ [Nmm]}$$

b) kontrola napětí v průřezu:

síla N způsobí tlakové napětí $\sigma(t) = -N/S(s)$

$$\sigma(t) = -0.6 \text{ [MPa]}$$

$$S(s) = 6.418 \cdot 10^6 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$S(s)$...Plocha průřezu sloupu

Nebezpečné místo je v místě B:

$$M(o) = M(B) - M(C) + M(C) = M(B)$$

$$e = A \cdot \sqrt{2}/2 - R \cdot (\sqrt{2} - 1) = 99.4 \text{ [mm]}$$

ohybové napětí $\sigma(o) = M(B)/I(s) \cdot e$

$$\sigma(o) = 3.44 \text{ [MPa]}$$

$$I(s) = 20.06 \cdot 10^6 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\sigma(\max) = |\sigma(t)| + \sigma(o) = 4 \text{ [MPa]}$$

materiál: 11 320.0, $k=2$, $\sigma(D) = Re/k = 85 \text{ [MPa]}$

$$\sigma(\max) < \sigma(D)$$

$\sigma(t)$...tlakové napětí

$\sigma(o)$...ohybové napětí

$\sigma(\max)$...maximální napětí

$\sigma(D)$...dovolené napětí

Re ...mez kluzu

Sloup je z hlediska pevnosti předimenzovaný.

Kromě pevnostní podmínky musí být splněna i podmínka stability:

Jde o první úlohu vzpěru, proto:

$$l(kr) = 2l = 2 \cdot (l(1) - c) = 2 \cdot 1550 = 3100 \text{ [mm]}$$

$$\text{štíhlost } \lambda = l(kr)/i = 55$$

$$i = 55.9 \text{ [mm]}$$

$l(kr)$...kritická délka

i...poloměr setrvačnosti průřezu

$\lambda(m)=90$

$\lambda(\lambda(m))$...jde o nepružný vzpěr

$\lambda(m)$...mezí štíhlost

$F(kr)=\sigma(kr)*S(s)$

$\sigma(kr)=a-b*\lambda+d*\lambda^2$

$\sigma(kr)$...kritické napětí

a,b,d...součinitele závislé na materiálu

$F(kr)$...kritická síla

$a=304$ [MPa]; $b=1.12$ [MPa]; $d=0$

Potom platí:

$F(kr)=(a-b*\lambda^2)*S(s)$

$S(s)=6.418*10$ [mm²]

$F(kr)=1556$ [kN]

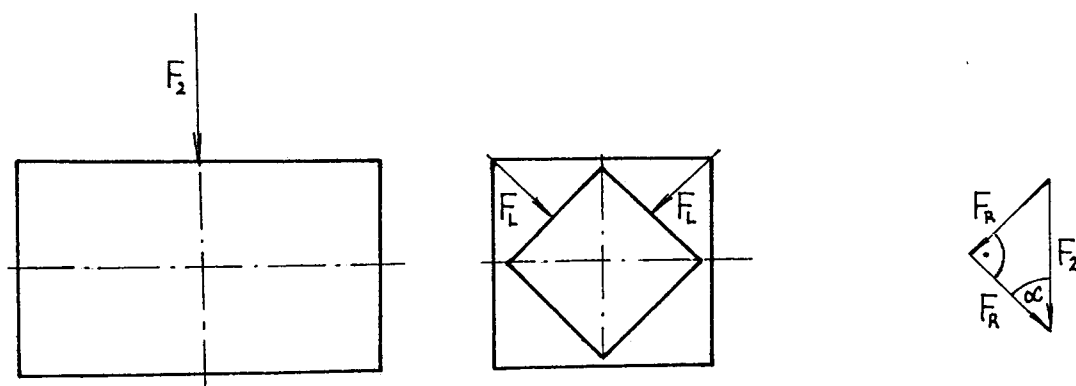
$N=4$ [kN]

$N < F(kr)$...ke vzpěru vůbec nedojde

5.2 Návrh pojezdových kol

Horizontální pojezd

Pojezd má celkem osm kol. Pro výpočet jsou důležitá horní čtyři kola, protože jsou nejvíce namáhána. Dolní kola jsou vodící.



$F(L)$...síla na jedno ložisko

$F(R)$...síla působící na dvě ložiska

alfa...úhel odklonu $F(L)$ od $F(R)$

$F(2)$...síla zahrnující vliv uchopovací hlavice, lahví,
horizontálního pojezdu s ohledem na setrvačné účinky

$$\sin(\alpha) = F(R)/F(2)$$

$$F(R) = F(2) * \sin(\alpha) = 750 * \sin(45^\circ) = 530 \text{ [N]}$$

$$F(L) = F(R)/2 = 530/2 = 265 \text{ [N]}$$

Poznámka:

Síla od kroutícího momentu je zanedbatelná, proto jí ve výpočtu vůbec neuvažuji.

Otáčky kola - ložiska jsou:

$$v = q'(kh) = 0.96 \text{ [m/s]}$$

$R(L)$...poloměr ložiska (6002)

$n(L)$...maximální otáčky ložiska

ω ...úhlová rychlost

$$\omega = 2 * \pi * n(L) = v/R(L)$$

$$n(L) = v / (2 * \pi * R(L))$$

Po dosazení vychází: $n(L) = 9.55 \text{ [1/s]}$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení:

$V = 1.2$...otáčí se vnější kroužek

$p = 3$...bodový styk

$X = 1$...pouze radiální síla

$F(e)$...ekvivalentní dynamické zatížení

$$F(e) = X * V * F(L) = 318 \text{ [N]}$$

Zvoleno ložisko 6002.

parametry:

$$d = 15 \text{ [mm]}; D = 32 \text{ [mm]}; B = 9 \text{ [mm]}; C = 4300 \text{ [N]}$$

Základní trvanlivost (v hod.):

$$L(h) = (C/F(e))^p * 10^6 / (3600 * n(L))$$

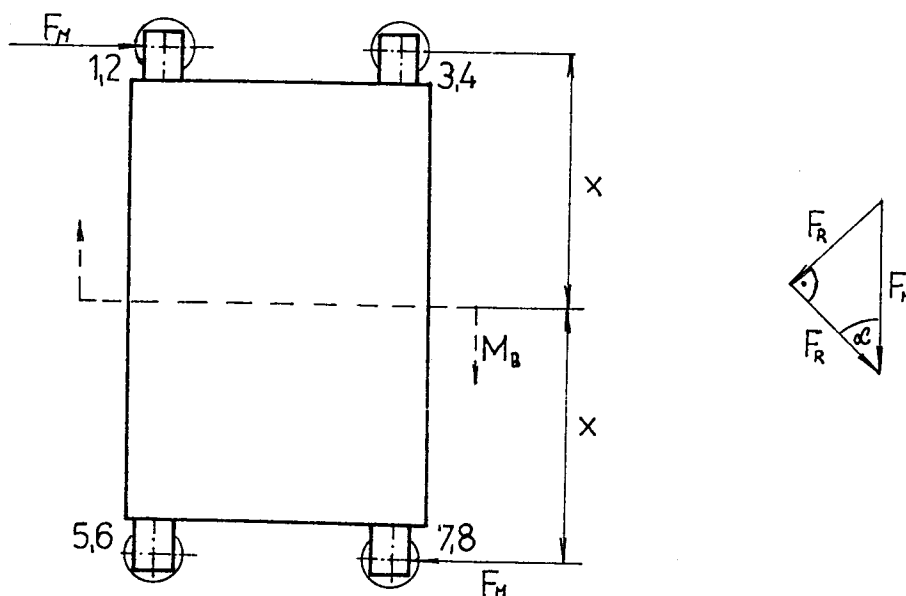
C ...dynamická únosnost

Po dosazení vychází: $L(h) = 71914 \text{ [hod]}$

Ložisko má vysokou trvanlivost. Použil jsem ho z konstrukčních důvodů.

Vertikální pojezd

Pojezd má celkem osm kol. Nejvíce namáhána jsou kola 1,2,7,8, protože zachycují moment $M(B)$, který jsem nahradil silovou dvojicí $F(M) - F(M)$. Na každé kolo též působí síla způsobená kroutícím momentem na řetězovém kole $F(k)$. Silové působení je naznačeno na následujícím obrázku:



alfa...úhel odklonu síly $F(R)$ od $F(M)$

$F(M)-F(M)$...silová dvojice nahrazující působení $M(B)$

1 až 8...čísla kol

x ...vzdálenost působíště momentu

$x=0.19$ [m]

$F(k)=F/n$

F ...síla od kroutícího momentu (síla vychází z rovnice rovnováhy na řetězovém kole vertikálního pojezdu)

$F(k)$...síla od kroutícího momentu působící na jedno kolo

$n=8$...odpovídá počtu kol

$F(k)=823/8=103$ [N]

moment $M(B)=693.75$ [Nm]

$F(R)=F(M)*\sin(\text{alfa})$

$F(M)=M(B)/x=693.75/0.19=3651$ [N]

$F(R)=3651*\sin(45^\circ)=2582$ [N]

$F(R)$...síla na jedno ložisko od momentu $M(B)$

$F(L)$...celková síla na jedno ložisko

$$[F(L)]^2 = [F(k)]^2 + [F(R)]^2$$

$$F(L) = \sqrt{[F(k)]^2 + [F(R)]^2} = 2584 \text{ [N]}$$

Otáčky kola-ložiska jsou:

$$n(L) = v / (2 \cdot \pi \cdot R(L))$$

$$R(L) = 0.036 \text{ [m]} \dots \text{ložisko 6404}$$

$$v = q' (v_{kIII}) = 0.85 \text{ [m/s]}$$

$$\text{Po dosazení vychází: } n(L) = 3.75 \text{ [1/s]}$$

Zvoleno ložisko 6404

parametry:

$$d = 20 \text{ [mm]}; D = 72 \text{ [mm]}; B = 19 \text{ [mm]}; C = 24000 \text{ [N]};$$

$$F(e) = X \cdot V \cdot F(L)$$

$X = 1$...pouze radiální zatížení

$V = 1,2$...otáčí se vnější kroužek

$$\text{Po dosazení vychází: } F(e) = 3101 \text{ [N]}$$

Základní trvanlivost v hodinách:

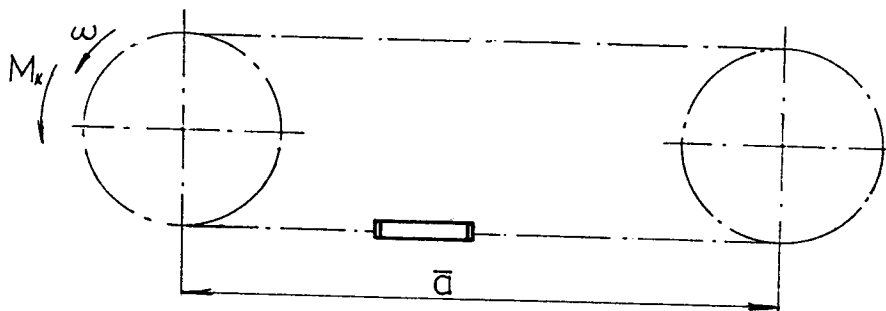
$$L(h) = (C / F(e)^P) \cdot 10^6 / (3600 \cdot n(L))$$

$$\text{Po dosazení vychází: } L(h) = 34400 \text{ [hod]}$$

Ložisko vyhovuje. Dynačení ve vzorcích odpovídá návrhu kol horizontálního pojezdu. Otáčky $n(L)$ nejsou konstantní, ale jsou to maximální otáčky odpovídající maximální rychlostem. Pro návrh je tento výpočet postačující.

5.3 VÝPOČET ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

H o r i z o n t á l n í ř e t ě z



- přenášený výkon $P=0.25$ [kW]
- otáčky hnacího kola $n(1)=v/(2\pi \cdot r(H))$
- $r(H)$...poloměr roztečné kružnice řetězového kola na hřídeli převodovky
- v ...maximální rychlost q (kh)
- $r(H)=0.06$ [m]; $v=0.96$ [m/s]
- Po dosazení vyjde: $n(1)=2.55$ [1/s]
- Z důvodu rovnoměrného zatížení horizontálního pojezdu silou rovnoběžnou s vedením jsem zvolil převod $i=1$. Z toho vyplývá, že rozměry obou řetězových kol budou totožné.
- hnací stroj elektromotor s převodovkou
- hnáný stroj horizontální pojezd
- mazání tukem
- druh řetězu válečkový dle ČSN 02 3311
- vzdálenost os
řetězových kol $a=1050$ [mm]

a) návrh počtu zubů z a rozteče t

$$D(t) = 2 * r(H) = 0,12 \text{ [m]}$$

$$D(t) = t * x$$

Zvolený počet zubů: $z=25$

$$x = 1 / (\sin(180^\circ / z)) = 7.9787$$

$D(t), r(H)$...průměr, poloměr roztečné kružnice

x.....koeficient závislý na počtu zubů

t.....zubová rozteč

Po úpravě a dosazení vyjde:

$$t = D(t) / x = 15.04 \text{ [mm]}$$

b) volba řetězu

Následující hodnoty součinitelů jsou odečteny z grafů v literatuře (9):

```
Y=1.8; y=0.784; K(1)=1.11; K=K(1)*y=0.87024; fi=1; my=0.3;
```

potom diagramový výkon bude:

$$P(d) = P / (K * f_i * m_y) = 0.958 \text{ [kW]}$$

z diagramu se určí pro vypočtený $P(d)$ a otáčky n velikost řetězu:

řetěz 10B-1ČSN 02 3311 (jednořadý řetěz)

hlavní údaje:

$t=15.875$ [mm]; $S=67$ [mm²]; $F(pt)=23$ [kN]; $m'=0.95$ [kg/m];
 součinitel vzdálenosti os řetězových kol r_0 :
 $r_0=1.1$

korigovaný diagramový výkon:

$$P(d)=P(d)/r_0=0.958/1.1=0.871 \text{ [kW]}$$

Z diagramu lze odečíst pro korigovaný výkon stejný typ řetězu jako v případě určení dle $P(d)$.

c) skutečný průměr roztečné kružnice obou řetězových kol je totožný:

$$\text{počet zubů } z(1)=z(2)=25$$

$$D(t)=t \cdot x=15.875 \cdot 7.9787=126.662 \text{ [mm]}$$

Skutečný průměr je větší než uvažovaný průměr při předcházejícím návrhu. Tedy dosažená rychlost q (kh) by byla také větší. To se dá vyřešit tím, že se motor nebude rozbíhat na maximální otáčky, ale jen na otáčky odpovídající maximální rychlosti.

d) kontrola navrženého řetězu

$$v=0.96 \text{ [m/s]}$$

$$F=P/v=250/0.96=260 \text{ [N]}$$

$$F(c)=m' \cdot v^2=0.95 \cdot 0.96^2=0.876 \text{ [N]}$$

Tažná síla vyvolaná odstředivou silou je zanedbatelná.

Kontrola na otlačení:

$$p(p)=(F+F(c))/S=3.88 \text{ [MPa]}$$

$$\text{z tabulek: } p=28.08 \text{ [MPa]; } \lambda=\lambda(1) \cdot y=0.95 \cdot 0.784=0.7448$$

$$p(d)=p \cdot \lambda=20.9 \text{ [MPa]}$$

$$p(p) < p(d)$$

řetěz vyhovuje

Kontrola na tah:

$$k(s)=F(pt)/(F+F(c))=88 > 7$$

řetěz vyhovuje

$$k(d)=k(s)/Y=48 > 5$$

řetěz vyhovuje

V pevnosti je značná rezerva.

e) výpočet počtu článků a vzdálenosti os
 počet článků:

$$x = (2 \cdot a) / t + 2 \cdot (z / 2) = (2 \cdot 1050) / 15.875 + 25 = 157.28 = 158$$

vzdálenost os:

$$a = ((x - z) \cdot t) / 2 = 1055.7 \text{ [mm]}$$

skutečný počet článků $x(sk) = 158 - k$

k ...vzdálenost od obou uchycení řetězu k pojezdu - o tu je řetěz kratší - je vyjádřena počtem článků

$$k = 11$$

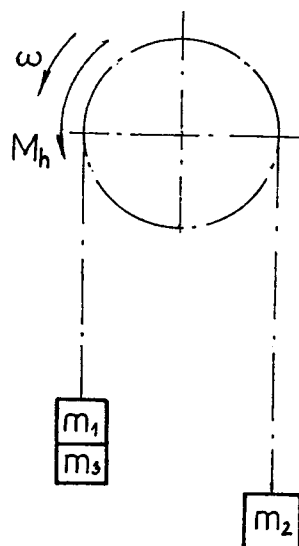
Po dosazení vyjde:

$$x(sk) = 158 - 11 = 147 \text{ článků}$$

f) označení řetězu

řetěz 147 článků 10B-1ČSN 02 3311.0

Vertikální řetěz



- přenášený výkon $P = 1.1 \text{ [kW]}$

- otáčky řetězového kola $n = v / (2 \cdot \pi \cdot r(v))$

$r(v)$...poloměr roztečné kružnice řetězového kola

v ...maximální rychlost q' (kv)

$$r(v) = 0.07 \text{ [m]}; v = 0.85 \text{ [m/s]}$$

po dosazení vyjde: $n = 1.93 \text{ [1/s]}$

Z důvodu rovnoměrného zatížení vertikálního pojezdu silou

rovnoběžnou s vedením jsem zvolil převod $i=1$.

- | | |
|---------------|----------------------------|
| - hnací stroj | elektromotor s převodovkou |
| - hnaný stroj | vertikální pojezd |
| - mazání | tukem |
| - druh řetězu | válečkový dle ČSN 02 3311 |

a) návrh počtu zubů z a rozteče t

$$D(t)=2*r(v)=0.14 \text{ [mm]}$$

$$D(t)=t*x$$

Zvolený počet zubů: $z=23$

$$x=1/(\sin(180^\circ/z))=7.344$$

$D(t), r(v)$...průměr, poloměr roztečné kružnice

xkoeficient závislý na počtu zubů

tzubová rozteč

Po úpravě a dosazení vyjde:

$$t=D(t)/x=19.06 \text{ [mm]}$$

b) volba řetězu

Následující hodnoty součinitelů jsou odečteny z grafů v literatuře (9):

$$Y=2.5; y=0.68; K(1)=1.11; K=K(1)*y=0.755; f_1=1; m_y=0.6;$$

potom diagramový výkon bude:

$$P(d)=P/(K*f_1*m_y)=2.428 \text{ [kW]}$$

z diagramu se určí pro vypočtený $P(d)$ a otáčky n velikost řetězu:

řetěz 12B-ČSN 02 3311 (dvouřadý řetěz)

hlavní údaje:

$$t=19.05 \text{ [mm]}; S=179 \text{ [mm}^2\text{]}; F(pt)=59 \text{ [kN]}; m^1=2.5 \text{ [kg/m]}$$

c) skutečný průměr roztečné kružnice řetězového kola:

počet zubů $z=23$

$$D(t)=t*x=19.05*7.344=139.9 \text{ [mm]}$$

d) kontrola navrženého řetězu

$$v=0.85 \text{ [m/s]}$$

$$F=P/v=1100/0.85=1294 \text{ [N]}$$

$$F(c)=m^1*v^2=2.5*0.85^2=1.8 \text{ [N]}$$

Tažná síla vyvolaná odstředivou silou je zanedbatelná.
Zde se bude výpočet provádět podle maximální možné síly v řetězu:

Tahová síla v řetězu na straně uchopovací hlavy:

$$F(1) = (m(1) + m(3)) * (a + g) = 150 * (2.5 + 9.81) = 1846.5 \text{ [N]}$$

Největší síla v řetězu je $F(1)$, proto v kontrole budu počítat s touto silou.

Kontrola na otlačení:

$$p(p) = F(1) / S = 1846.5 / 179 = 10.31 \text{ [MPa]}$$

$$\text{z tabulek: } p = 27.84 \text{ [MPa]; } \lambda = \lambda(1) * y = 0.46$$

$$p(d) = p * \lambda = 12.8 \text{ [MPa]}$$

$$p(p) < p(d)$$

řetěz vyhovuje

$p(d)$...dovolený tlak

Kontrola na tah:

$$k(s) = F(pt) / F(1) = 31 > 7$$

řetěz vyhovuje

$$k(d) = k(s) / Y = 12 > 5$$

řetěz vyhovuje

V pevnosti je značná rezerva.

e) výpočet počtu článků

délka řetězu $l = 1205 \text{ [mm]}$...vyplynulo z konstrukce

$$\text{skutečný počet článků } x(sk) = l / t = 1205 / 19.05 = 63.25 = 64$$

f) označení řetězu

Řetěz 64 článků 12B-2ČSN 02 3311.0

Poznámka:

Tyto převody řetězovým kolem a řetězem nejsou řetězové převody v pravém smyslu slova. Řetěz zde zabezpečuje přeměnu rotace motoru na posuv horizontálního a vertikálního pojezdu. Řetěz je zde tažným orgánem.

6. EKONOMICKÝ ROZBOR - ZHODNOCENÍ.

Z hlediska náročnosti požadavků musí být manipulátor řízen procesorem buď analogovým nebo digitálním, tedy řízení bude poměrně komplikované. Zpětné vazbě se při respektování všech požadavků nelze vyhnout.

Řídící elektronika bude mít značný vliv na cenu stroje. Proto se na úrovni ekonomického rozboru pokusím porovnat některé možné způsoby řešení.

Motor bez zpětné vazby by mohl být pouze u horizontálního pohybu, kde je stále stejná velikost dráhy. Řízení by v tomto případě bylo založeno na metodě *PTP*. Metoda spočívá v tom, že pohyb probíhá od výchozího bodu do konečného bodu trajektorie tak, že se postupně pohybuje vždy jen jeden pohybový mechanismus a po jeho zastavení další mechanismus. Kontrolován je jen začátek a konec pohybu každého mechanismu nárazkami; mezipolohy kontrolovány nejsou. Při tomto typu řízení se využívá levný analogový procesor.

Toto řešení by šlo využít pouze v případě, že dopravník lahví a dopravník přepravek jsou ve stejné výšce. V tomto případě by šlo metody použít i u vertikálního pohybu. Tím by odpadly zpětné vazby a celý elektronický systém by byl podstatně levnější a jednodušší.

V mém případě, kdy mám předepsanou rozdílnou výšku dopravníků, tohoto řešení využít nelze, tudíž řešení bude trochu složitější. Přibudou zpětné vazby a řízení bude realizováno digitálním procesorem. Avšak i v tomto případě se dá ušetřit! Pohyb nebude realizován metodou *CP* (po spojitě trajektorii), ale bude využito metody *PTP*, tedy pohyb z bodu do bodu. Tím bude vždy v reálném čase probíhat jen jeden pohyb a to buď vertikální nebo horizontální. V tomto případě nebude procesor vyhodnocovat oba pohyby současně a tím klesne jak nárok na rychlost procesoru, tak i na operační paměť. To se samozřejmě odrazí v ceně řídicího systému, která poměrně dost poklesne.

V úvahu by připadaly dva tuzemské řídicí systémy: NURIS, výrobce Tesla Kolín a ELIS, výrobce Elitron Liberec. Domnívám

se, že by stálo za to uvažovat též o zahraničním "západním" řídicím systému. Tyto systémy bývají spolehlivější a myslím si, že i levnější než tuzemské řídicí systémy. Z důvodu spolehlivosti se domnívám, že by bylo dobré o této možnosti uvažovat.

Po mechanické stránce je manipulátor řešen velice jednoduše, ale ne ve všem, jak bych si představoval. Např. vertikální řetězové kolo musí být uloženo samostatně a s převodovkou spojeno pevnou spojkou. Důvod je prostý. Žádná z vyráběných převodovek nemá dovolené zatížení v radiálním směru tak vysoké, jak bych potřeboval. Takovýmito úpravami vzrůstá počet dílů.

Konstrukci jsem řešil s ohledem na ekonomičnost konstrukce, avšak jistě má svoje nedostatky. Přesto se domnívám, že manipulátor by mohl mít vysokou užitnou hodnotu.

Z. Z Á V Ě R.

Tato práce se zabývala návrhem univerzálního, programově řízeného, vkladače a vykladače lahví - manipulátoru.

Manipulátor je určen pro nejnižší výkony. Uvažoval jsem nastavený výkon 600 př./hod., což je pro tento typ lahváren - ských linek plně dostačující.

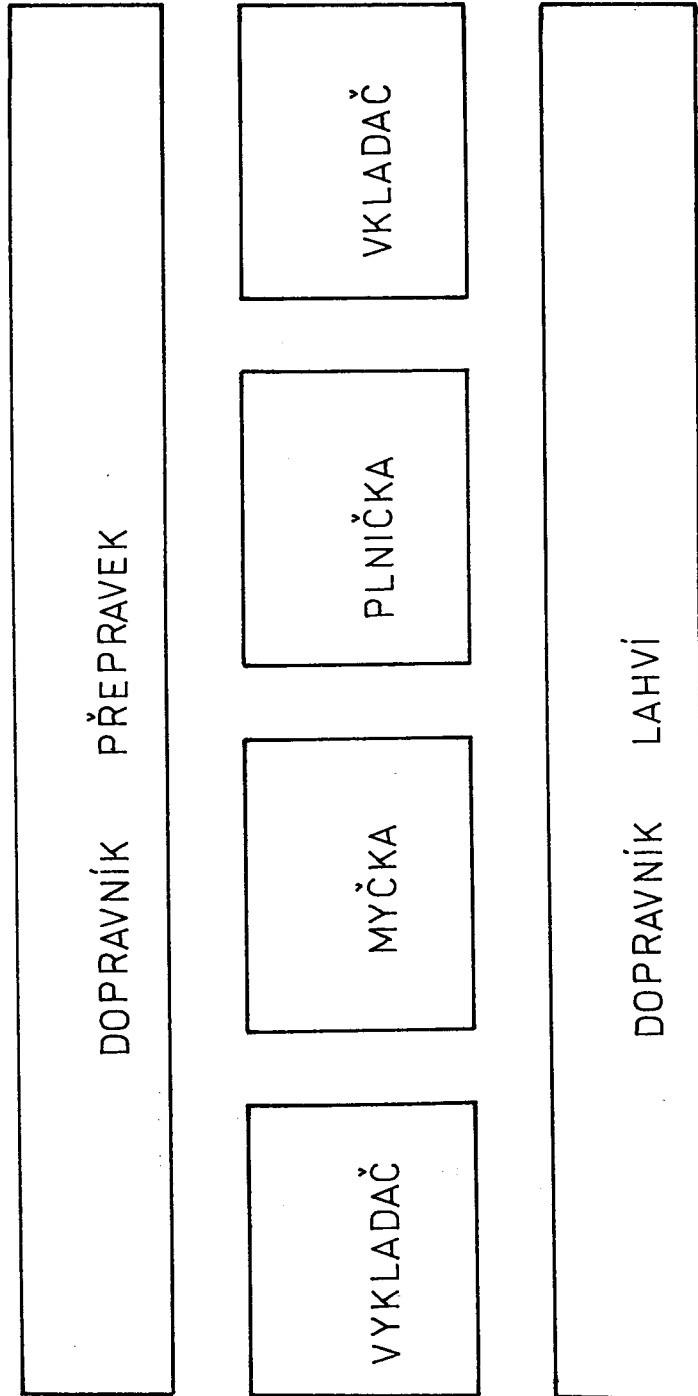
Výsledkem je konstrukční řešení manipulátoru, které splňuje všechny předem stanovené požadavky, přičemž je třeba mít na paměti, že řešení je ve fázi návrhu konstrukce a až praxe (vyrobení prototypu) ukáže, zda zařízení je schopno splnit všechny požadavky. Nemalou mírou se na spolehlivosti manipulátoru bude podílet kvalita elektrické a elektronické části.

Vlastní konstrukce je řešena tak, aby byla co nejjednodušší, spolehlivá, měla dostatečnou životnost a přitom aby splňovala všechny požadavky.

Manipulátor jak již v zadání bylo uvedeno, je určen na vkládání a vykládání lahví do a z přepravek. Dá se však použít i na jiné účely. Jeho nosnost je 50 kg (včetně uchopovací hlavy). Po úpravách by se dal použít i na těžší břemena. Přizpůsobení se jinému výrobku spočívá pouze ve výměně uchopovací hlavy a změně řídicího programu. Je tedy velice univerzální.

Práci bych chtěl ukončit poděkováním všem, kteří mi její provedení umožnili, zvláště pak ing. Marii Olehlové za přesné a odborné vedení.

PŘÍLOHA – ZAŘAZENÍ STROJE DO LAHVÁRENSKÉ LINKY



POS.	ČIS. VÝKRESU SKLAD. PCLOŽKA	NÁZEV	M. VÝCH	ROZ Z.	Č. NORMY	MJT	HM. Č.	MN. MJT	KS
1	1-BP-164-00.01	HORIZONT.			SV AŘENEC				1
		POJEZD							
2		VERTIKÁLNÍ			SV AŘENEC				1
		POJEZD							
3		RAMENO			SV AŘENEC				1
4		SLoup			SV AŘENEC				1
5		ÚCHYT ŘETĚZ.			SV AŘENEC				1
		KOLA							
6		ÚCHYT VERTIKÁL.			SV AŘENEC				1
		PONOU							
7		ZÁVAŽÍ			SV AŘENEC				1
8	P 10-130x130	ŘETĚZ.KOLO	12 013.0		ČSN425310				1
9		ŘETĚZ.KOLO			SV AŘENEC				1
10		ŘETĚZ.KOLO			SV AŘENEC				1
11	ČEP 16-55	HRÍDEL	11 500.0		ČSN022109				1
12	KR 42-170	HRÍDEL	11 343.0		ČSN420138				1
13	KR 6-70	ČEP	11 600.0		ČSN420138				2
14	KR 6-32	ČEP	11 600.0		ČSN420138				2
15	KR 24-39	ČEP	11 343.0		ČSN420138				8
16	KR 35-65	ČEP	11 343.0		ČSN420138				8
17		ELEKTROPŘEVODOVKA TSN	030444.02-80x10-380		ZTS KOŠICE				1
18		ELEKTROPŘEVODOVKA-DLE POŽADAVKU VE ZPRÁVĚ, AGRA PŘELOUČ							1
19		ŘETĚZ 147 ČLÁNKU 10B-1			ČSN023311.0				1

POUŽ. n č. v. MONT. JEDN.

CHOTĚBOŘSKÉ STROJÍRNY

CHOTĚBOŘ

IND. ZMĚNA dat. PODPIS

ZN. MAT. TO

ROZM. - POLOT.

Č. POM. ZAŘ.

VYPR. VOLÁK NORM. R.

PŘEZK.

TECHN. SCHVÁLIL

NÁZEV TYP

HMOTNOST MĚŘ.

Č. SN. TR. C. KTT

POZN. Č. KUSOVNIKU

St. v. Č. v.

VKLADAČ - VYKLADAČ

0-BP-164-00

list 4

list 2

[illegible]

[illegible]

POS.	ČIS. VÝKRESU SKLAD. POLOŽKA	NÁZEV	M. VÝCH	ROZ Z.	Č. NORMY	MJT	HM. Č.	MN. MJT	KS
20		RETĚZ 64 ČLÁNKU	12B-2		ČSN023311	0			1
21		PERO 12e7x8x23			ČSN022562				1
22		LOŽISKO 6002-2RS			ČSN024630				8
23		LOŽISKO 6008-2RS			ČSN024630				2
24		LOŽISKO 6404-2RS			ČSN024630				8
25		LOŽISKO 3202-2RS			ČSN024665				1
26		KROUŽEK 35			ČSN022935				2
27		KROUŽEK 40			ČSN022935				1
28		KROUŽEK 68			ČSN022935				1
29		ZÁVLAČKA 1,2x12			ČSN021781	00			4
30		ŠROUB M6x15			ČSN021101	10			6
31		ŠROUB M6x80			ČSN021101	10			2
32		ŠROUB M8x22			ČSN021101	10			8
33		ŠROUB M8x25			ČSN021101	10			8
34		ŠROUB M10x30			ČSN021101	10			8
35		ŠROUB M12x35			ČSN021101	10			4
36		PODLOŽKA ME2			ČSN023640				9
37		PODLOŽKA MB4			ČSN023640				8
38		PODLOŽKA MP8			ČSN023640				1
39		PODLOŽKAA6,4			ČSN021702	10			8
40		PODLOŽKA 8,4			ČSN021702	10			16
41		PODLOŽKA 10,5			ČSN021702	10			8
42		PODLOŽKA 13			ČSN021702	10			4

POUŽ. u č. v. MONT. JEDN.

CHOTĚBOŘSKÉ STROJÍRNY

CHOTĚBOŘ

IND. ZMĚNA dat. PODPIS

ZN. MAT.

TO

HMOTNOST

MĚŘ.

ROZM. - POLOT.

Č. POM. ZAŘ.

Č. SN.

TŘ. C. KTT

VYPR. VOLÁK

NORM. R.

POZN.

Č. KUSOVNÍKU

PŘEZK.

TECHN.

SCHVÁLIL

St. v.

Č. v.

NÁZEV

TYP

VKLADAČ-VYKLADAČ

0-BP-164-00

list 4

list 3