

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMELECKÉHO DÍLA, UMELECKÉHO VÝKONU)

pro Jiřího Novotnéhoobor 23-21-8 zaměření Balicí a polygrafické stroje

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Otáčecí jednotka stohu tiskovin

### Zásady pro vypracování:

Při rozvozu denního tisku z tiskáren do prodejen je požadováno vázání stohu motouzem nebo přepáskování do kříže. Jednoduše lze požadavku vyhovět zařízením dvou páskovacích automatů do linky a mezi ně zařadit otáčecí jednotku. První automat pak páskuje napříč, druhý podél.

Zpracujte:

1. Požadavky na konstrukci otáčecí jednotky
2. Přehled možných konstrukčních řešení a jejich hodnocení
3. Koncepci stroje, náhon rotačního kříže, náhon dopravníku, lisovací mechanismus
4. Požadavky na přesnost zastavení stohu při transportu, optoelektronické ovládání dopravníku
5. Konstrukční uspořádání zvolené varianty řešení, výkresy rozhodujících detailů

V 28/90 S

STROJNÍ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5  
PŠČ 461 17

Rozsah grafických prací: Podrobný výkres sestavení, počet výkresů dle potřeby

Rozsah průvodní zprávy: cca 40 stran

Seznam odborné literatury: Výrobní dokumentace automatu AP 12

Vedoucí diplomové práce: Ing. Drahomír Fencel

Datum zadání diplomové práce: 29.9.1989

Termín odevzdání diplomové práce: 17.8.1990



*Krejčíř*  
Prof. Ing. Oldřich Krejčíř, DrSc.  
Vedoucí katedry

12 *Kovář*  
Prof. Ing. Zdeněk Kovář, CSc.  
Děkan

v Liberci dne 13.6. 1990

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci  
Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů  
Obor 23 - 21 - 8

Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební průmysl

zaměření

Balící a polygrafické stroje

OTÁČECÍ JEDNOTKA STOHU TISKOVIN

Jiří NOVOTNÝ

Veducí práce : Ing. Drahomír Fencel

Rozsah práce a příloh: 64

Počet stran: 62

Počet tabulek: -

Počet obrázků: 22

Počet výkresů: 4

Počet jiných příloh: 2

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA  
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146076227

Datum odevzdání diplomové práce:

17.8. 1990

*PROHLASENI*

*Místopřísežně prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval sám s použitím uvedené literatury.*

*V Liberci dne 17.srpna 1990*

*Jiří Novotný*

*Jiří Novotný*

## O B S A H

Seznam a význam použitých symbolů	str. 6
1.0. ÚVOD	str. 9
2.0. PÁSKOVACÍ AUTOMAT AP 1	str. 10
2.1. Hlavní technické údaje páskovacího automatu AP 1	str. 10
2.2. Činnost páskovacího automatu AP 1	str. 11
3.0. AUTOMATICKÁ PÁSKOVACÍ LINKA	str. 15
3.1. Dvojice páskovacích automatů AP 1, mezi kterými je dopravník sloužící pro změnu směru posunem předmětu o 90°	str. 15
3.2. Dvojice páskovacích automatů AP 1 řazených za sebou s mezidopravníkem, který provádí otočení předmětů o 90°	str. 16
4.0. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MEZIDOPRAVNÍKU	str. 19
4.1. Volba konstrukčního řešení	str. 19
4.2. Vlastní cyklus obracení předmětů	str. 19
4.3. Kinematické schéma otočné jednotky mezidopravníku	str. 21
4.4. Činnost mezidopravníku	str. 23
5.0. VÝPOČET	str. 25
5.1. Výpočet kapacity linky	str. 25
5.2. Výpočet silových účinků působících na otočnou jednotku	str. 30
5.3. Výpočet vaček	str. 32
5.4. Výpočet řetězu pohonu válečků	str. 36
5.5. Výpočet a pevnostní kontrola části otočné jednotky	str. 40
5.5.1. Výpočet řetězu pohonu	str. 41
5.5.2. Výpočet zatížení ložisek hřídele zdvihové vačky	str. 45

5.5.3. Výpočet ložisek hřídele zdvihové vačky	str. 48
5.5.4. Kontrola průměru hřídele zdvihové vačky	str. 49
5.5.5. Výpočet zatížení ložisek hřídele otočné vačky	str. 50
5.5.6. Výpočet ložisek hřídele otočné vačky	str. 52
5.5.7. Kontrola průměru hřídele otočné vačky	str. 53
5.5.8. Výpočet ozubeného kola a hřebenu otočné části zařízení	str. 54
5.5.9. Výpočet kladek jednotlivých vaček	str. 56
6.0. ZALISOVACI ZARIZENÍ	str. 58
7.0. ZÁVER	str. 60
LITERATURA	str. 61
Seznam příloh	str. 62

## SEZNAM A VÝZNAM POUŽITÝCH SYMBOLU

- $a$  - zrychlení (  $m/s^2$  )  
 $b$  - šířka kladičky nebo ozubeného kola (  $mm$  )  
 $d$  - průměr vnitřního kroužku ložiska (  $mm$  )  
 $d_c$  - průměr čepu (  $mm$  )  
 $d_k$  - průměr kladičky (  $mm$  )  
 $d_r$  - průměr válečku řetězu (  $mm$  )  
 $d_v$  - průměr dopravního válečku (  $mm$  )  
 $g$  - tíhové zrychlení (  $m/s^2$  )  
 $h$  - počet článků řetězu ( - )  
 $i$  - převodový poměr ( - )  
 $k$  - koeficient bezpečnosti ( - )  
 $k_1$  - součinitel nepředvídatelných vlivů ( - )  
 $k_s$  - součinitel bezpečnosti proti přetržení řetězu při statickém zatížení ( - )  
 $k_d$  - součinitel bezpečnosti proti přetržení řetězu při dynamickém zatížení ( - )  
 $m_r$  - hmotnost 1 m řetězu (  $kg/m$  )  
 $m$  - hmotnost dopravodného předmětu (  $kg$  )  
 $n_k$  - otáčky kladek (  $s^{-1}$  )  
 $n_p$  - otáčky na šnekové převodovce elektromotoru (  $s^{-1}$  )  
 $n_r$  - otáčky řetězových kol (  $s^{-1}$  )  
 $n_v$  - otáčky dopravních válečků (  $s^{-1}$  )  
 $p_d$  - dovolený tlak v kloubu řetězu (  $MPa$  )  
 $p_p$  - vypočítaný tlak v kloubu řetězu (  $MPa$  )  
 $v_o$  - výchozí poloměr vačky (  $mm$  )  
 $t$  - rozteč (  $mm$  )  
 $v$  - rychlost dopravy předmětů (  $m/s$  )  
 $v_r$  - obvodová rychlost řetězového kola (  $m/s$  )  
 $v_v$  - obvodová rychlost válečků (  $m/s$  )  
 $x$  - hodnota pro výpočet roztečné kružnice řetězového kola ( - )

- $y$  - korekční součinitel rázu ( - )  
 $z$  - počet zubů kola ( - )  
 $C$  - dynamická úměrnost ložiska ( N )  
 $C_o$  - statická úměrnost ložiska ( N )  
 $D$  - průměr většího kroužku ložiska ( mm )  
 $D_a$  - průměr hlavové kružnice kola ( mm )  
 $D_f$  - průměr patní kružnice kola ( mm )  
 $D_t$  - průměr roztečné kružnice kola ( mm )  
 $F$  - síla dle indexu ( N )  
 $F_a$  - axiální síla ( N )  
 $F_c$  - tahová síla v řetězu vyvolaná odstředivou silou  
( N )  
 $F_e$  - síla ekvivalentního zatížení ložiska ( N )  
 $F_L$  - síla zalisování ( N )  
 $F_{pt}$  - síla při přetržení řetězu ( N )  
 $F_r$  - radiální síla ( N )  
 $F_r'$  - síla na řetězovém kole ( N )  
 $F_t$  - třecí síla ( N )  
 $H$  - zdvih vačky ( mm )  
 $K$  - výkon linky ( 1/min )  
 $L$  - délka řetěru vypočtená ( mm )  
 $L'$  - délka řetězu skutečná ( mm )  
 $L_h$  - trvanlivost valivého ložiska ( hod )  
 $M_o$  - ohybový moment ( Nm )  
 $M_k$  - krouticí moment ( Nm )  
 $R$  - reakce v místech uložení dle indexu ( N )  
 $R_e$  - mez kluzu materiálu ( MPa )  
 $R_m$  - mez pevnosti materiálu ( MPa )  
 $S$  - plocha řetězu ( mm<sup>2</sup> )  
 $T_c$  - čekací čas ( s )  
 $T_{d1}$  - čas dopravy do pozice 1. páskování ( s )  
 $T_{d2}$  - čas dopravy do pozice otočení ( s )  
 $T_{d3}$  - čas dopravy do pozice 2. páskování ( s )



- $T_{dn}$  - doprovodní čas ( s )  
 $T_{dm2}$  - čas dopravy z pozice otáčení na kraj 2. páskovacího automatu ( s )  
 $T_k$  - čas kroku ( s )  
 $T_L$  - čas zalisování ( s )  
 $T_{p1}$  - čas páskování 1. páskovacího automatu ( s )  
 $T_{p2}$  - čas páskování 2. páskovacího automatu ( s )  
 $T_o$  - celkový čas otáčení předmětu ( s )  
 $T_r$  - čas rotace předmětu ( s )  
 $T_v$  - čas vertikálního pohybu otočného kříže ( s )  
 $W$  - výkon elektomotoru ( W )  
 $\gamma$  - součinitel rázů ( - )  
 $\alpha$  - úhel opásání ( rad )  
 $\chi$  - součinitel tření v kluobech řetězu ( - )  
 $\lambda_1$  - součinitel tření ( - )  
 $\sigma_z$  - výsledné redukované napětí ( MPa )  
 $\sigma$  - napětí v ohybu ( MPa )  
 $\tau_k$  - napětí v krutu ( MPa )  
 $\varphi$  - úhel tlaku ( ° )  
 $\gamma$  - úhel pootočení kříže ( rad )  
 $\omega$  - úhlová rychlost ( rad/s )  
 $\varepsilon$  - úhlové zrychlení ( rad/s<sup>2</sup> )

## 1. Ú V O D

Snahou této diplomové práce je konstrukční řešení mezidopravníku, který by měl možnost otáčet předmět okolo svislé osy o 90 stupňů. Takovýto mezidopravník je zařazen mezi dva páskovací automaty AP 1 a to za sebou, čímž je získána možnost páskování předmětů do kříže t.j. nastává zapáskování předmětů jak po jeho šířce, tak i po jeho délce.

Mezidopravník umožní vytvoření automatické páskovací linky, která nachází velké uplatnění v konečných operacích balení předmětů. Jedná se o expedici denního tisku, manipulaci s materiálem a hotovými výrobky během dopravy i ve skladovém hospodářství. Mělo by dojít k podstatnému omezení ruční práce, zlepšení manipulace s předměty a v poslední řadě i ke snížení počtu pracovníků.

Cílem je návrh konstrukčního řešení a určení hlavních parametrů mezidopravníku pro otáčení předmětu o 90 stupňů a tím možnost získání ucelené balící linky.

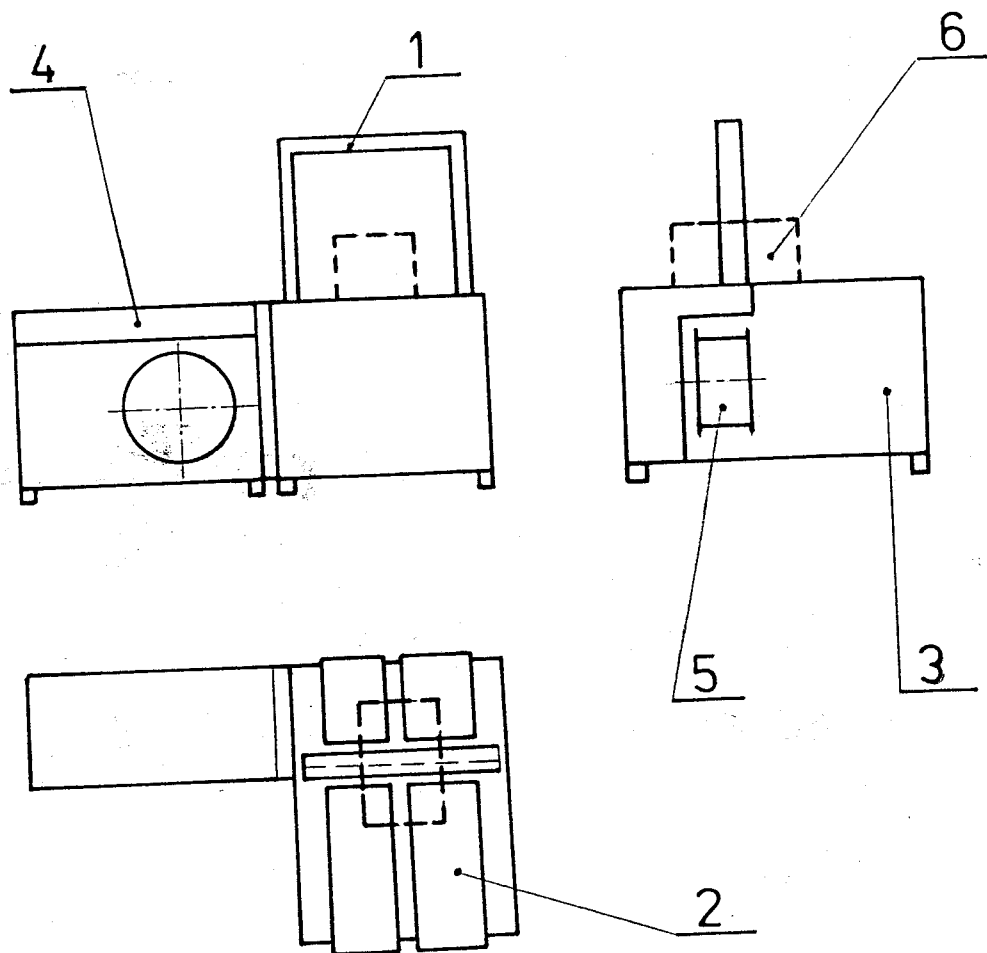
## 2.0. PASKOVACÍ AUTOMAT AP 1

Výrobce páskovacího automatu AP 1 je Kovopodnik státní podnik Holice. Je určen k páskování zboží, převážně kartonových krabic, beden až do hmotnosti 30 kg, stohu novin, knih a pod.. Pro páskování je použit polypropylenový svařitelný vazací pásek o rozměrech 12 x 0,5 mm. Rozměr předmětu určeného k páskování je dán konstrukční velikostí obvaděče, který výrobce dodává ve třech rozměrech. Na tomto stroji je počet úvazku na páskovaném předmětu předvolitelný. Hlavní určení tohoto stroje je pro zařazení do automatických expedičních linek.

### 2.1. Hlavní technické údaje páskovacího automatu AP 1

Výkon stroje:	30 pásků/min (obvaděč 500x400)
Hmotnost stroje:	260 kg
Celkový příkon:	1,2 kW
Napájecí napětí:	3x380 V / 50 Hz
Utahovací síla:	60 - 300 N předem volitelná
Výška pracovní plochy:	800 mm
Šířka pracovní plochy:	700 mm
Délka pracovní plochy:	810 mm
dodávané velikosti obvaděče:	500x400 mm (šířka x výška) 700x400 mm 700x600 mm
Rychlost dopravníků stroje:	0,5 m/s
Materiál pásku:	polypropylenový pásek deseno- vaný o rozměrech 12x0,5 mm

## 2.2 Činnost páskovacího automatu AP 1



- 1.- Odvaděč
- 2.- Dopravníkové pásy
- 3.- Vlastní páskovací stroj
- 4.- Ovládací pult stroje
- 5.- Cívka s vazacím páskem
- 6.- Páskovaný předmět

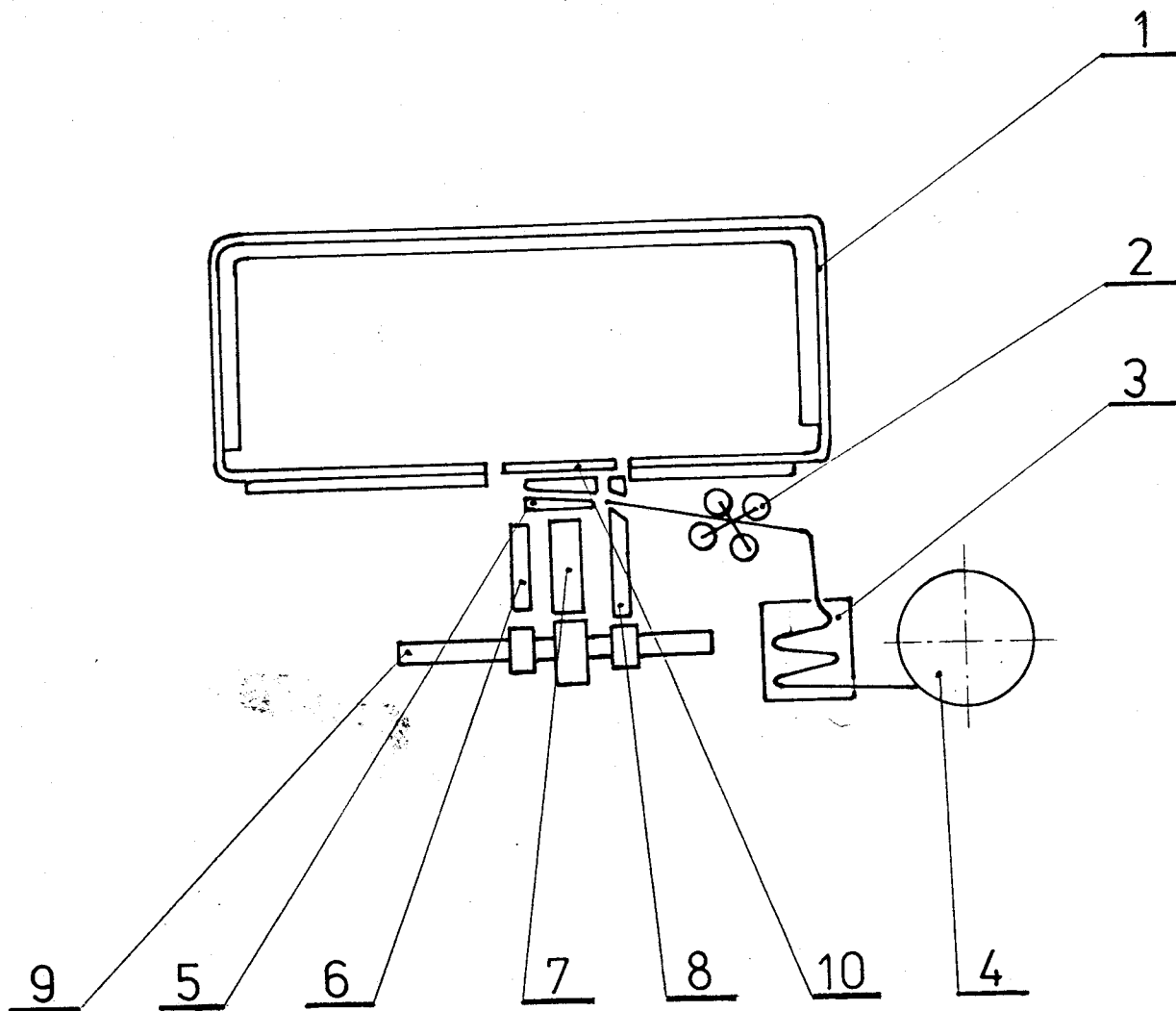
Obr. 2.1. Schéma páskovacího automatu AP 1

Rozřízení páskovaných předmětů (t.j. vytvoření roztečí mezi předměty) před vstupem do páskovacího automatu AP 1 zajišťuje rozdílná rychlost přísuvného dopravníku než je rychlost dopravníku vlastního stroje. Další nastavení páskovaného předmětu do předem určené polohy páskování je dáno časovým zpracováním signálu od fotoodporu, které jsou rozmístěny na páskovacím automatu AP 1 a snímají polohu předmětu.

Vlastní páskování předmětu nastává odvinem vazacího pásku z bubnu do zásobníku a pak následuje nastřelení pásku do obvaděče, kterou provede nastřelovací jednotka. Nastřelovací jednotka je první pár kladek kolíčky, zatím co druhý pár kladek slouží k utažení pásku. Obvaděč je laminátový a má průběžný kanál ve tvaru U a jeho otevřená hrana je kryta zástěrkou. Na konci obvaděcí dráhy narazí pásek čelem na mikrospínač, který zajistí překlopení kolíčky, tak uvede do činnosti druhý pár kladek. Tím utáhne pásek okolo předmětu předem nastavenou silou, která se nastaví pomocí třecí spojky. Oba páry kladek kolíčky, tak i vačkový hřídel vlastního stroje jsou poháněny jedním elektromotorem se šnekovou převodovkou. Těsně před překlopením kolíčky dojde k odklopení kanálu v desce stolu, aby mohlo dojít k utažení pásku okolo předmětu a k přidržení konce pásku přidržovačem 1. Vačkový hřídel se zastaví v utahovací poloze a pokračuje utahování pásku okolo předmětu. Po prokluze třecí spojky se vačkový hřídel roztočí a jeho vačky provedou nadzvednutí přidržovače 2 a tím dojde k uchycení konce pásku a oddálení utahovacích kladek. Následující operace zajišťuje vačkový hřídel. Odjede dělítka z prostoru nad pístem a na toto místo najede horký nůž mezi oba konce pásků, které nataví. Přitisknutí nože na pásku provede píst, který zároveň o hranu v

průvlaku přidržovače 1 odstřihne pásek. Píst klesne a horký nůž odjede. Druhý zdvih pístu umožní stisknout oba konce pásky mezi odjíždějící destičkou a horní polohou pístu, čímž dojde k jejich svaření. Píst a oba přidržovače klesnou tím se svařený konec pásku uvolní a po přidržovací destičce, která odjede, se pásek přimkne k páskovanému předmětu. Destička a kanál se vrátí do základní polohy a vačkový hřídel se zastaví.

Pohyb páskovaného předmětu je pomocí pásových dopravníků, které mají samostatný pohon od druhého elektomotoru.



- 1.- Obvaděč s kanálkem a zástěrkou
- 2.- Kolíbka se dvěma páry kladek
- 3.- Zásobník vazací pásky
- 4.- Cívka s vazacím páskem
- 5.- Dělitko
- 6.- Přidržovač 2
- 7.- Píst
- 8.- Přidržovač 1 s povlakem na odštížení pásky
- 9.- Vačkový hřídel
- 10.- Přidržovací destičky

Obr. 2.2. Schéma mechanické části páskovacího automatu AP1

### 3.0. AUTOMATICKÁ PÁSKOVACÍ LINKA

Pro automatickou páskovací linku je nutné použít dva páskovací automaty AP 1, které vyrábí Kovopodnik státního podniku Holice. [Hlavní parametry a popis činnosti páskovacího automatu AP 1 byly rozebrány v kapitole 2.0.].

Podle konstrukčního řešení mezidopravníku, který je vložen mezi tyto dva páskovací automaty má takto vzniklá automatická páskovací linka, která zabezpečuje páskování předmětů do kříže, dvě možné konstrukční varianty. Jedná se o dvojici páskovacích automatů AP 1, mezi kterými je dopravník sloužící pro změnu posuvu předmětu o 90 stupňů [viz. kapitola 3.1.] a dvojici páskovacích automatů AP 1 řazených za sebou a mezidopravníkem, který provádí otáčení předmětu o 90 stupňů.

#### 3.1. Dvojice páskovacích automatů AP 1, mezi kterými je dopravník sloužící pro změnu směru posunem předmětu o 90 stupňů.

Tato varianta předpokládá použití dvou páskovacích automatů AP 1 uspořádaných paralelně s otáčecím stolem, který zajistí otáčení předmětu o 90 stupňů a tím se dosáhne jeho správné orientace pro připáskování do kříže.

Páskovaný předmět je přesunovým dopravníkem dopraven do páskovací polohy pod odvaděčem prvního páskovacího stroje a v této poloze dojde k prvnímu přepáskování. Po přepáskování je přepáskovaný předmět dopravníky prvního páskovacího stroje odvezen na válečky mezidopravníku, které dopraví předmět na dovozovou lištu a tím ho nastaví do příslušné polohy. Dovazová lišta uvede v činnost systém



pneumatického válce, který pomocí pákového mechanismu zvedá dva souběžné pásy, sloužící pro dopravu předmětu ke druhému přepáskování. Jakmile opustí předmět stůl mezidopravníku vrací se zařízení stroje do výchozí polohy. Předmět je pomocí dopravníku druhého páskovacího stroje odvezen pod odvaděč, kde následuje druhé přepáskování.

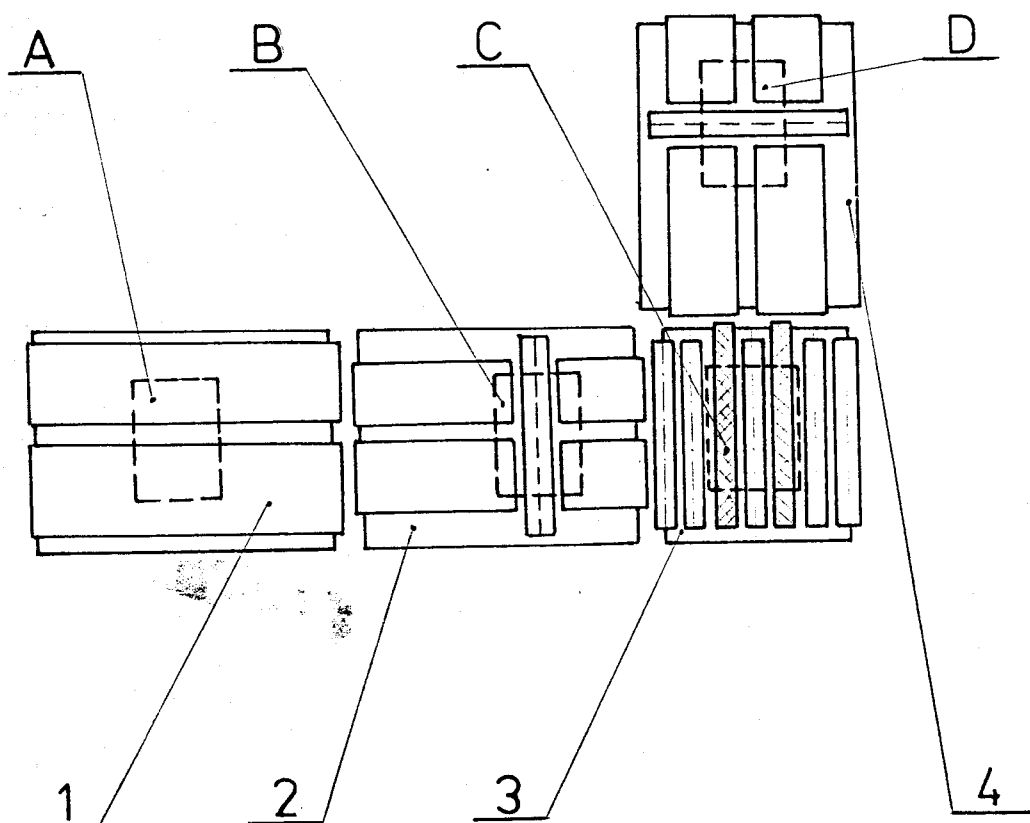
Mezidopravník je poháněn dvěma třífázovými asynchronními motorky se šnekovými převodovkami. Oba dopravníky válečkový i pásový jsou neustále v chodu a jejich činnost je nutno řešit vestavěným časovačem v souladu s krokem celé linky.

Pozn.: Tento princip je řešen v jiném samostatném úkole.

3.2. Dvojice páskovacích automatů AP 1 řazených za sebou s mezidopravníkem, který provádí otáčení předmětů o 90 stupňů.

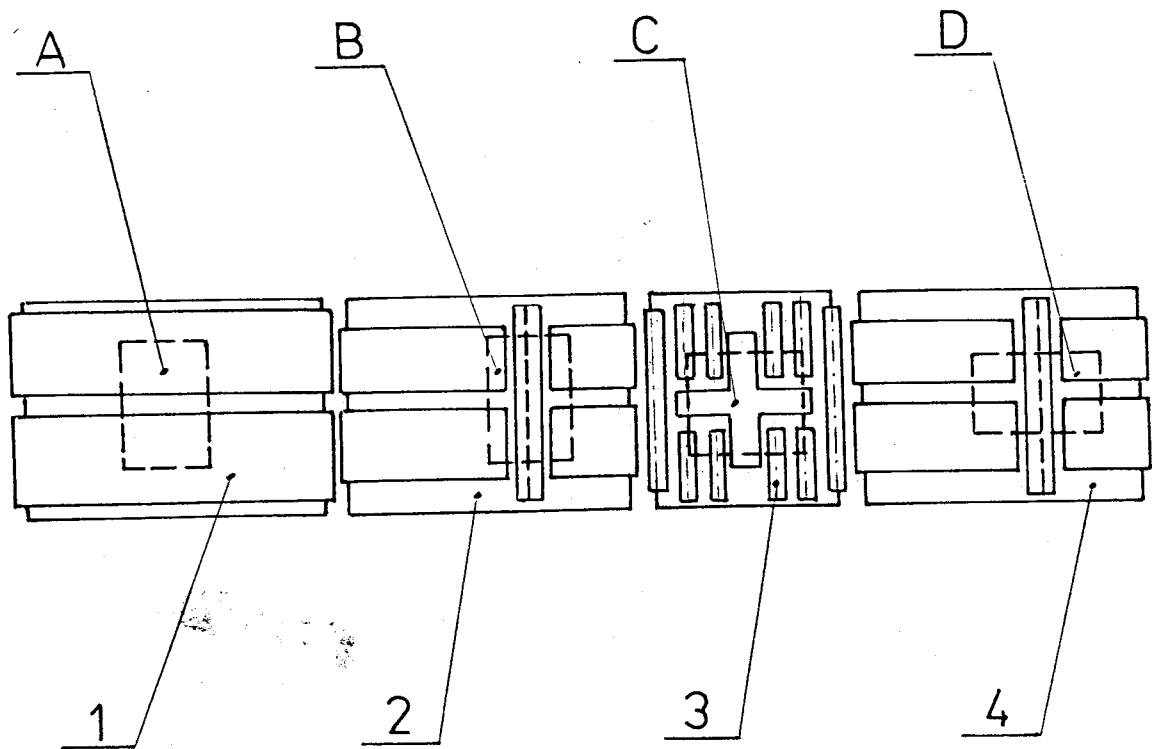
Tato varianta předpokládá použití dvou páskovacích automatů AP 1 uspořádaných za sebou, mezi které je vložen mezidopravník. Otočný kříž mezidopravníku zajistí otočení předmětu o 90 stupňů a tím se dosáhne jeho správná orientace pro páskování předmětu do kříže.

Vzhledem k tomu, že se jedná o téma této práce je podrobný rozbor a popis činnosti uveden v kapitole 4.0. a 5.0.



- A - Pozice předmětu na přisunovém dopravníku
- B - Pozice předmětu prvního páskování
- C - Pozice předmětu na mezidopravníku
- 1 - Přisunový dopravník
- 2 - První páskovací automat AP 1
- 3 - Mezidopravník pro změnu směru posunem předmětu o 90 stupňů
- 4 - Druhy postavení automatu AP 1

Obr. 3.1. Dvojice páskovaných automatů AP 1, mezi kterými je dopravník sloužící pro změnu směru posuvu předmětu o 90 stupňů



- A - Pozice předmětu na přísunovém dopravníku  
 B - Pozice předmětu na prvním páskovacím automatu AP1  
 C - Pozice předmětu na mezidopravníku  
 D - Pozice předmětu na druhém páskovacím automatu AP1  
 1 - Přísunový dopravník  
 2 - První páskovací automat AP 1  
 3 - Mezidopravník pro otáčení předmětu o 90 stupňů  
 4 - Druhý páskovací automat AP 1

Obr. 3.2. Dvojice páskovacích automatů AP 1 řazených za sebou s mezidopravníkem, který provádí otáčení předmětu o 90 stupňů.

#### 4.0. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MEZIDOPRAVNÍKU

Pro konstrukční řešení mezidopravníku je třeba zvolit optimální volbu konstrukce v závislosti na vlastním cyklu obracení předmětu o 90 stupňů.

##### 4.1. Volba konstrukčního řešení

S ohledem na výrobní možnosti Kovopodniku s.p. Holice bylo z uvedených možností sestavení automatických páskovacích linek zvoleno uspořádání dle kap. 3.2. [obr.3.2.]. K tomuto rozhodnutí vedlo hned několik důvodů.

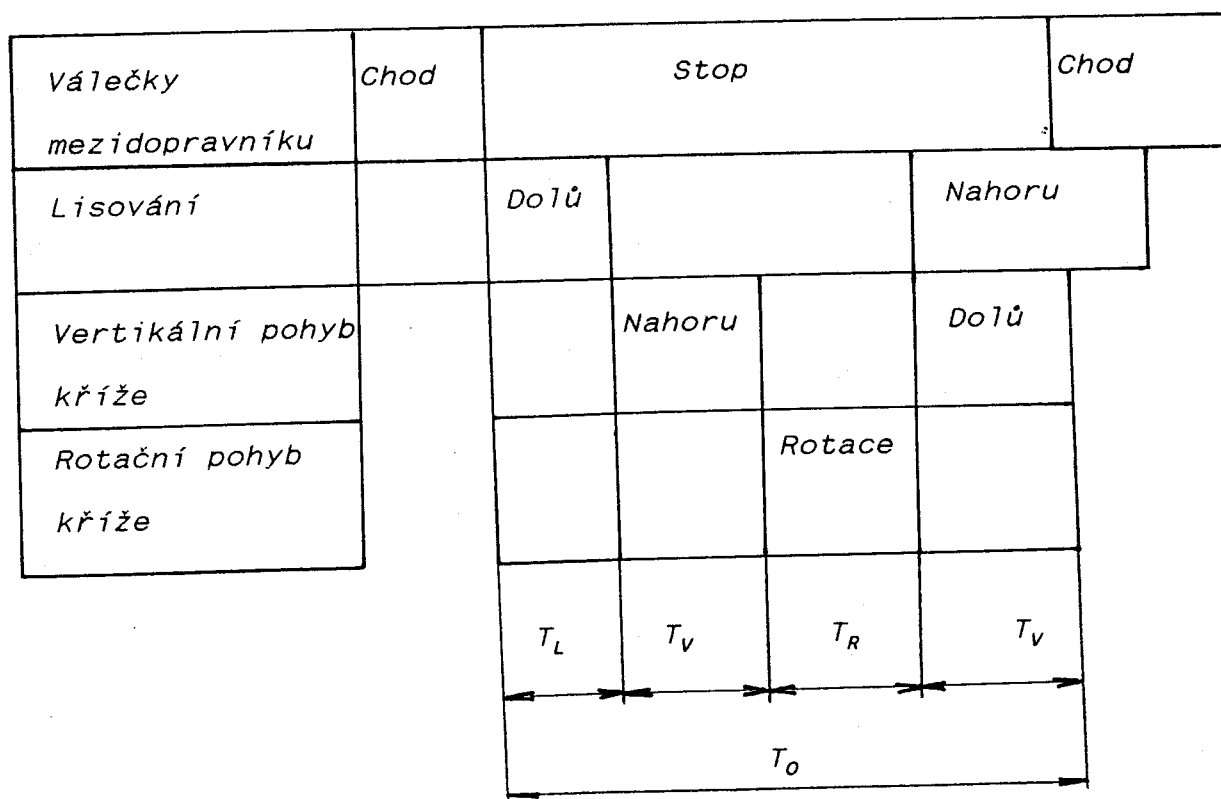
- a) Toto uspořádání co do na zastavitelnosti zabírá co nejmenší plochu.
- b) Při poruše mezidopravníku lze jej rychle vyměnit za jiný zásobník mezidopravníku a tím nedochází k výpadku jiné linky.
- c) Varianta uspořádání 3.1. [obr.3.1.] je již částečně řešena v jiné studijní práci.
- d) Nutnost vývoje tohoto zařízení, neboť běžně světové firmy je ke svým páskovacím automatům dodávají a vytvářejí z nich tak celistvé automatické páskovací linky.

##### 4.2. Vlastní cyklus obracení předmětů.

Pro konstrukční řešení mezidopravníku, který provádí

obracení předmětů o 90 stupňů je potřeba znát vlastní cyklus, který je znázorněn na obr. 4.1.

Po zastavení válečků mezidopravníku nastává cyklus, jehož problematika je rozebrána v kapitole 6.0. Dále nastává otáčení vačky vertikálního pohybu kříže a tím rotační kříž vyjede nad úroveň válečku mezidopravníku a zároveň se dá do pohybu vačka rotačního pohybu kříže, která přes ozubený hřeben pootočí rotační kříž o 90 stupňů. Na závěr následuje zpětný chod vertikálního pohybu otočného kříže a rozjezd válečků mezidopravníku.

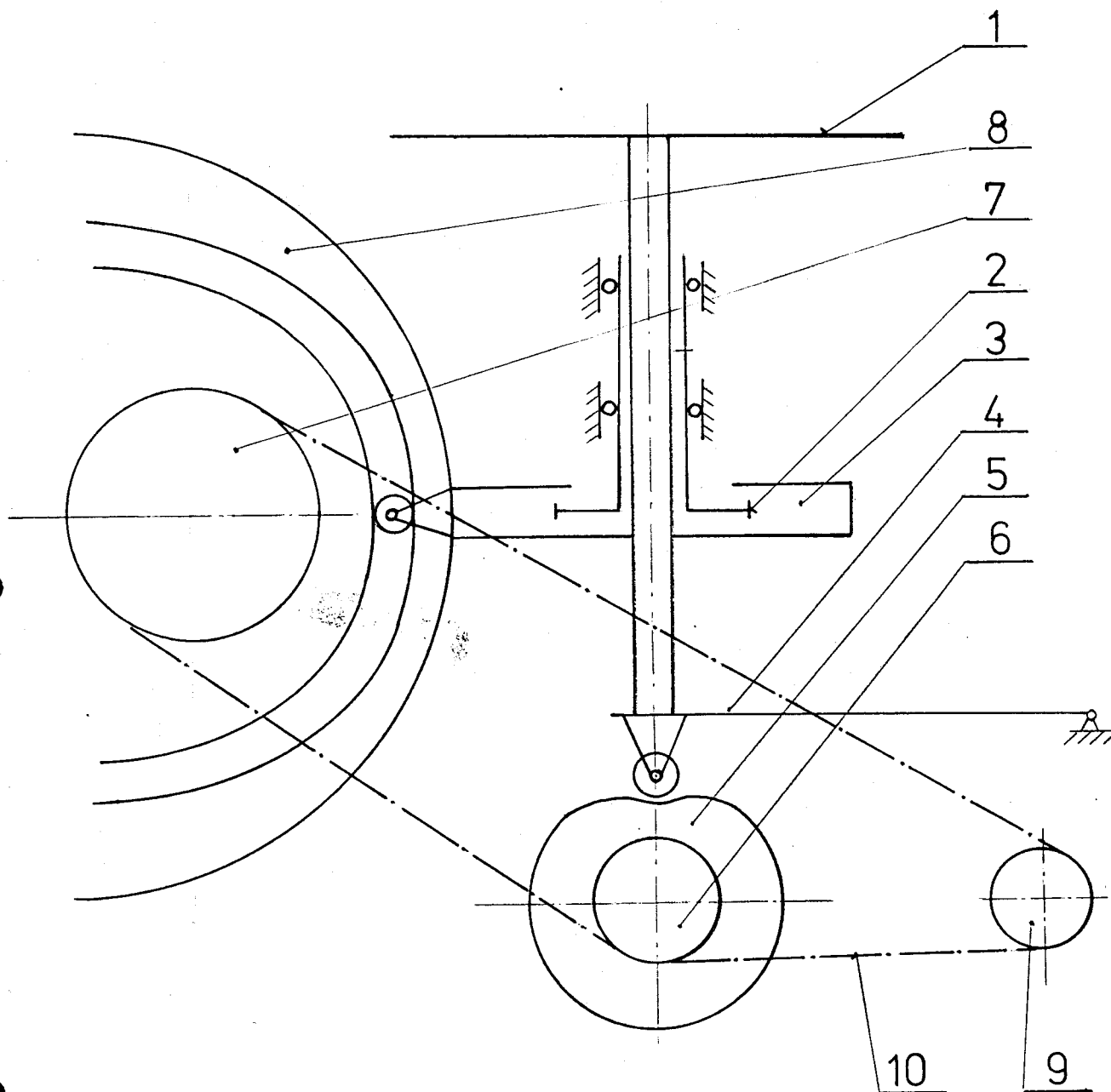


Obr. 4.1. Schéma vlastního cyklu obracení předmětů

#### 4.3. Kinematické schéma otočné jednotky mezidopravníku.

Základní funkční pohyby jsou vertikální a rotační pohyb kříže a pro zkrácení času otočení  $T_0$  je nutné, aby na sebe co nejtěsněji navazovaly. Proto se musí použít k zajištění časové vazby pohybů otočného kříže pohon jednoho elektromotoru.

Popis kinematického schéma otočné jednotky mezidopravníku je uveden na obr. 4.2. Rotační pohyb kříže je zajišťován ozubeným hřebenem, který pohání ozubené kolo na soustavě kříže. Přímocarář pohyb hřebene je odvozen od tvarové vačky. Aby ozubený hřeben nemusel vykonávat zpětný pohyb, který by vyžadoval volnoběžné ústrojí, využívá se k otočnému pohybu kříže jak dopředný, tak zpětný pohyb kříže. To ovšem vyžaduje, aby se zdvih hřebene jedním směrem vykonával na polovinu otáčky hnací vačky, zatím co vertikální pohyb kříže se uskuteční za celou otáčku diskové vačky. Proto je třeba vložit mezi vačky řetězový náhon s převodem  $i=2$ . Toto uspořádání má tu vlastnost, že všechna lichá otočení předmětů se vykonávají za rotace v jednom smyslu, zatím co všechna sudá otočení ve smyslu opačném. Vertikální pohyb otočného kříže, t.j. nadzdvihnutí předmětu, zajišťuje disková vačka.



1. - Otočný kříž
2. - Ozubené kolo hřebene
3. - Hřeben
4. - Vahadlo s kladičkou
5. - Zvedací vačka
6. - Retězové kolo zvedací vačky
7. - Retězové kolo otáčecí vačky
8. - Otáčecí vačka
9. - Retězové kolo pohonu
- 10.- Retěz

Obr. 4.2. Schéma otočné jednotky mezidopravníku

#### 4.4. Činnost mezidopravníku.

Mezidopravník, který provádí otočení předmětu o 90 stupňů je zařazen mezi dva páskovací automaty AP 1 řazené za sebou. Dopravník prvního páskovacího automatu po přepáskování předmětu prvním směrem odveze tento předmět na okraj automatu, kde je převzat válečky mezidopravníku, které dopraví předmět do osy otočného stolu. Přesné nastavení předmětu v ose otočného kříže je zabezpečeno optoelektronickým spínačem typu WK - 16 434, který zastaví dopravní válečky mezidopravníku a uvedou v činnost otáčecí jednotku. [Vypne elektromotor se šnekovou převodovkou pohonu válečků a zapne elektromotor se šnekovou převodovkou pohonu otočného zařízení.]

Dopravní rychlost válečků je shodná s dopravní rychlostí vlastního páskovacího automatu t.j. 0.5 m/s. Pohon je realizován přes řetězový převod třífázovým asynchronním elektromotorem typu 4 APS-63-4s o výkonu 120W [výrobce MEZ Mohelnice] se šnekovou převodovkou typu TSN 030 444.01 50x16 [výrobce ZTS Košice].

Po zapnutí třífázového asynchronního elektromotoru typu 3 APS-71-4s o výkonu 250W [výrobce MEZ Mohelnice] se šnekovou převodovkou typu TSN 030 444.02 50x16 [výrobce ZTS Košice] uvede v činnost vlastní otočné zařízení. Dochází ke zdvihu předmětu nad úroveň dopravních válečků, který zabezpečuje disková vačka se zdvihem 25 mm. Po ukončení zdvihu dochází k otočení předmětu o 90 stupňů, což zabezpečuje tvarová vačka s ozubeným hřebenem, který pohání otočné ozubené kolo rotačního kříže [otočení páskovaného předmětu]. Po skončení rotace dochází ke zpětnému vertikálnímu pohybu rotačního kříže a tím je zkončeno vlastní otáčení předmětu o 90 stupňů. Bezkontaktní snímač polohy typu RMSB 003 A vypne elektromotor pohonu otočného zařízení a zapne elektromotor pohonu dopravních válečků



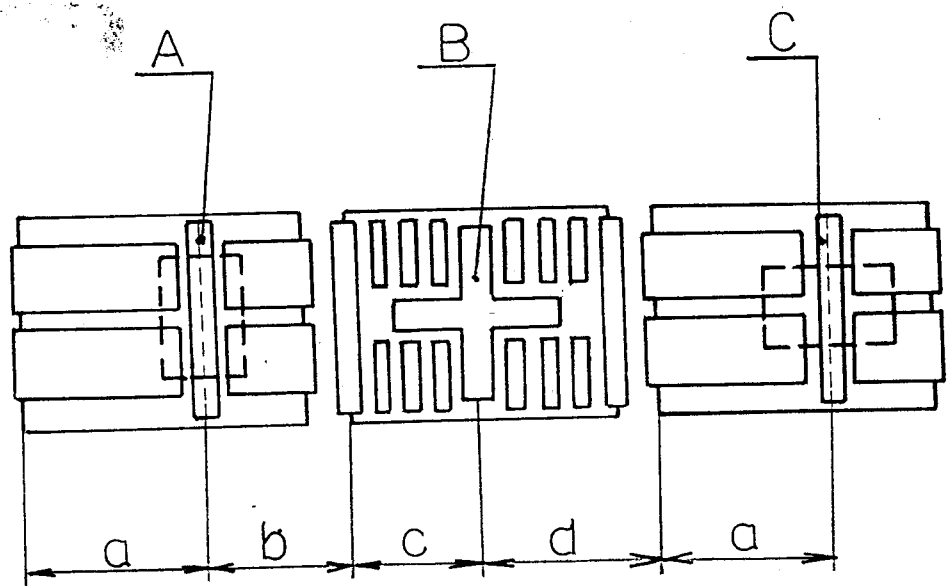
mezidopravníku. Předmět odjede na okraj stolu mezidopravníku, kde je převzat pásy dopravníku druhého páskovacího automatu AP 1, který dokončí zapáskování předmětů ve druhém směru.

## 5.0. VÝPOČET

V této části je proveden výpočet výkonu linky a kontrola důležitějších částí navrhovaného mezidopravníku.

### 5.1. Výpočet kapacity linky

Páskovací automaty AP 1 spolu s mezidopravníkem, který provádí otočení předmětu o 90 stupňů do automatické páskovací linky dle obr. 5.1. pracující krokově.



A - Pozice prvního páskování

B - Pozice otáčení předmětu o 90 stupňů

C - Pozice druhého páskování

$a = 420 \text{ mm}$ ,  $b = 410 \text{ mm}$ ,  $c = 250 \text{ mm}$ ,  $d = 335 \text{ mm}$ ,

Obr. 5.1. Uspořádání páskovací linky s hlavními rozměry.

Tato páskovací linka pracuje krokové t.j. předmět setrvává v klidu v pozici páskování i v pozici otáčení. Čas setrvání t.j. čas prodlevy  $T_p$  je shodný s trváním nejnáročnější operace. Postupný rozjezd a zastavování je zanedbatelné t.j. dopravní rychlost je uvažována jako konstantní  $v = 0,5 \text{ m/s}$ .

$$\text{Dopravní čas } T_d = \frac{l}{v}, \text{ čas kroku } T_k = T_d + T_p,$$

$$\text{výkon linky } K = \frac{60}{T_k}$$

Při přejíždění z dopravníku na mezidopravník lze předpokládat, že předmět je poháněn tím dopravníkem, nad kterým se nachází jeho těžiště. Pro plynulý přechod předmětu je důležité aby druhý dopravník byl zapnut nejpozději v okamžiku, kdy přední hrana předmětu dosáhne osy jeho předního válečku. V tomto okamžiku nemusí být dopravník v chodu, tento předpoklad je nutné i prakticky ověřit. Předměty z výrobní linky mohou přicházet k páskování nahodile nebo v pravidelných intervalech. Proto přísunový dopravník musí tyto předměty rozčlenit do konstantních roztečí  $t$ . Během průchodu linkou tudíž nesmí dojít ke kolizi mezi zadní hranou prvního předmětu a přední stranou druhého předmětu.

$$\text{Čas dopravy do pozice A } T_{d1} = \frac{t}{v}$$

$$\text{Čas dopravy do pozice B } T_{d2} = \frac{b+c}{v}$$

$$\text{Čas dopravy do pozice C } T_{d3} = \frac{d+a}{v}$$

$$\begin{aligned} \text{Čas páskování} \quad T_{p1} &= 1,11 + \frac{2,21 - 2 \cdot (\dot{s} + h)}{2,5} \\ T_{p2} &= 1,11 + \frac{2,21 + 2 \cdot (l + h)}{2,5} \end{aligned}$$

$$\text{Čas kroku 1. páskovacího automatu} \quad T_{K1} = T_{d1} + T_{p1}$$

$$\text{Výkon 1. páskovacího automatu} \quad K_1 = \frac{60}{T_{K1}}$$

$$\text{Čas kroku mezidopravníku} \quad T_{K2} = T_o + T_{dp}$$

$$\text{Čas otáčení} \quad T_o = T_1 + 2 \cdot T_v + T_r$$

$$\text{Výkon mezidopravníku} \quad K_2 = \frac{60}{T_{K2}}$$

Pro správný chod linky musí platit, že v okamžiku, kdy se dostává těžiště předmětu do osy prvního válečku mezidopravníku musí být ještě dopravník prvního páskovacího automatu v chodu. Teprve po přejetí těžiště na mezidopravník může být pohon pásů prvního automatu vypnut. Z toho vyplývá, že  $t > b$ . Po prvním páskování postupuje balík 2 k dopravníku. V okamžiku, kdy jeho přední hrana dospěje do osy bubnu mezidopravníku, musí být otáčení prvního balíku a mezidopravník uveden do chodu; z toho vyplývá dopravní čas  $T_{dp} = \frac{c + l/2}{v}$ . Dále musí být zajištěno, že výkon druhého páskovacího automatu  $K_3$  bude větší než výkon mezidopravníku  $K_2$  a ten bude větší než výkon prvního páskovacího automatu  $K_1$ . Ideální případ nastává tehdy když  $K_1 = K_2 = K_3$ . Pro vyrovnání chodu linky je třeba zavést čekací čas  $T_c$ , jehož bude dosaženo případným vypínáním dopravních pásů pohonné jednotky pomocí časového spínače. Tím lze dosáhnout vyrovnání výkonu  $K_2$  na

výkon  $K_3$ . Rozdíly v rychlostech páskování při nesouměrných předmětech se řádově pohybují v setinách sekundy, což je v tomto případě zanedbatelné [lze tedy uvažovat  $K_1 = K_3$ ].

$$T_{c1} = T_{k3} - T_{k1}$$

$$T_{c2} = T_{k3} - T_{k2}$$

Čas dopravy z pozice B  $T_{dm2} = \frac{d + \dot{s}/2}{v}$  do místa, kdy přední hrana předmětu dosáhne osy bubnu druhého automatu.

Čas kroku 2. páskovacího automatu  $T_{k3} = T_{dm2} + T_{p2}$

Výkon 2. páskovacího automatu  $K_3 = \frac{60}{T_{k3}}$

Po dosazení rozměrů uvažovaného předmětu

$l \times \dot{s} \times h = 400 \times 400 \times 350$ , času zdvihu vačky  $T_v = 0,1$  s  
 času rotace  $T_r = 0,5$  s a při uvažovaném času zalisování  
 $T_1 = 0,5$  s, rozteči  $T = 420$  mm, rozměrech páskovací linky  
 $a = 420$  mm,  $b = 410$  mm,  $c = 250$  mm,  $d = 335$  mm, dostaneme

tyto výsledky  $T_{d1} = 0,84$  s  $T_{k1} = 2,234$  s

$T_{d2} = 1,32$  s  $T_{k2} = 2,09$  s

$T_{d3} = 1,51$  s  $T_{k3} = 2,634$  s

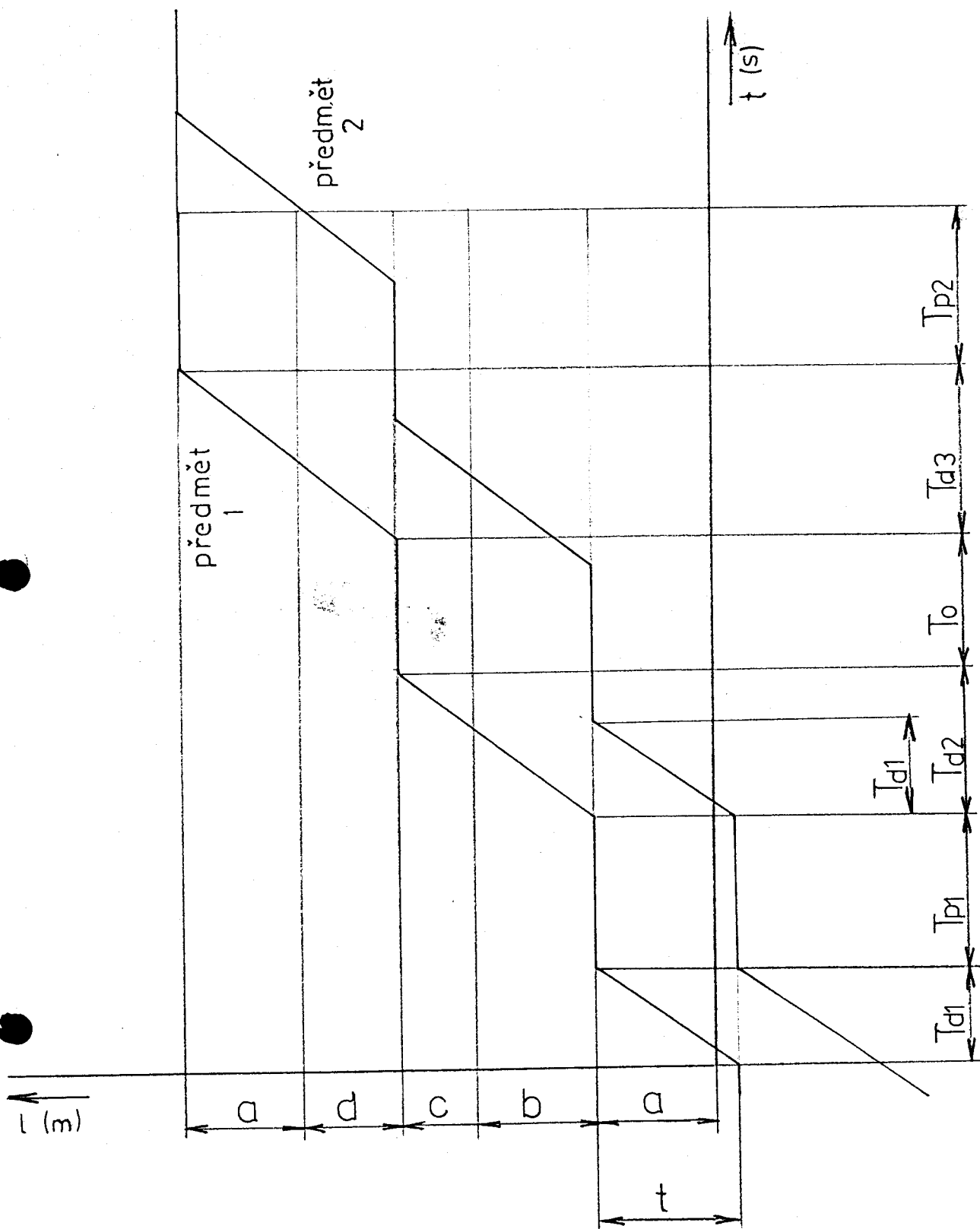
$T_{p1} = 1,394$  s  $T_o = 1,2$  s

$T_{p2} = 1,394$  s

$T_{c1} = 0,4$  s  $T_{c2} = 0,54$  s

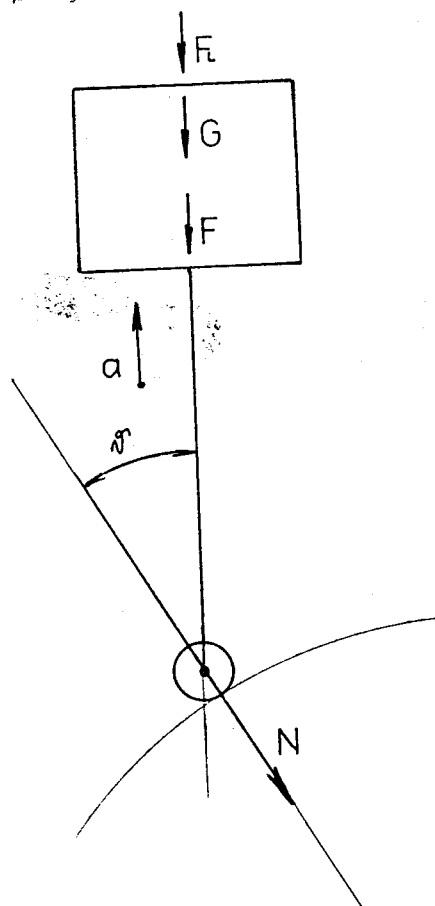
$T_{dm2} = 1,24$  s  $T_{dp} = 0,89$  s

$K_3 = 22,8$  1/min tento výkon je směrodatný pro kapacitu celé linky.



Obr. 5.2. Cyklus průchodu 2 předmětů linkou

5.2. Výpočet silových účinků působící na otočnou jednotku  
 Silové účinky působící na diskovou vačku  
 vertikálního  
 pohybu kříže jsou znázorněny na obr. 5.3..



$F_L$  - síla zalisování  
 $F$  - setrvačná síla  
 $G$  - tíha předmětu  
 $\varphi$  - úhel tlaku  
 $N$  - normálová reakce mezi  
 kladičkou a vačkou

Obr. 5.3. Silové účinky na vačce vertikálního pohybu kříže

Pro toto silové působení platí složková rovnice:

$$F_L + F + G - N \cdot \cos \varphi = 0$$

kde je tíha předmětu

$$G = m \cdot g$$

setrvačná síla

$$F = m \cdot a_{max}$$

a síla zalisování

$$F_L = 0$$

Maximální normálová reakce mezi kladičkou a vačkou:

$$N_{\max} = \frac{1}{\cos \varphi_{\max}} \cdot (G + F) = \frac{m}{\varphi_{\max}} \cdot (g + a_{\max})$$

Maximální zrychlení pro vertikální pohyb, který lze spočítat ze vztahu:

$$a_{\max} = \chi_a \frac{H}{Tv^2}$$

kde  $Tv$  - čas vertikálního pohybu kříže,  $H$  - zdvihu kříže,

$\chi_a$  = konstanta a pro sinovou závislost platí  $\chi_a = 2\pi$

Po dosazení do předchozích vztahů času vertikálního pohybu

kříže  $Tv = 0,172$  s, gravitační zrychlení  $g = 9,81$  m/s<sup>2</sup>,

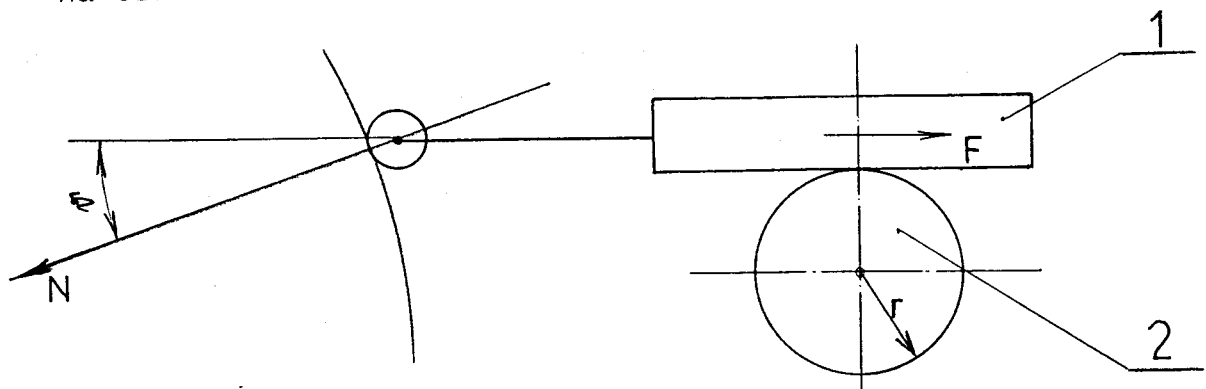
hmotnosti  $m = 30$  kg, zdvih vačky otočného kříže  $H = 25$  mm

a maximální úhlem tlaku  $\varphi_{\max} = 31,5^\circ$  dostaneme tyto

výsledky :  $a_{\max} = 5,309$  m/s<sup>2</sup>

$N_{\max} = 531,959$  N

Silové účinky působící na vačku, která otáčí přes ozubený hřeben a ozubené kolo otočný kříž, jsou znázorněny na obr. 5.4..



1. - Ozubený hřeben
2. - Ozubené kolo, které je v ose s otočným krčkem

Obr. 5.4. Silové účinky na otočné vačce



Pro toto silové působení platí rovnice rovnováhy:

$$N \cdot \cos \vartheta + F = 0$$

$$I \cdot \varepsilon_{\max} = F \cdot r = 0$$

Pro maximální normálovou reakci pak platí:

$$N_{\max} = \frac{F_{\max}}{\cos \vartheta_{\max}}$$

Maximální síla je rovna:

$$F_{\max} = \frac{M_{\max}}{r}$$

kde  $M_{\max} = I \cdot \varepsilon_{\max}$  ,  $I = \frac{m}{12} (l^2 + \check{s}^2)$

Maximální úhlové zrychlení spočítáme ze vztahu:

$$\varepsilon_{\max} = \mathcal{R}_a \frac{\pi}{Tr^2}$$

kde  $Tr$  je čas potřebný k otočení kříže o úhel  $\gamma = 90^\circ$ ,

$\mathcal{R}_a =$  konstanta, pro sinovou závislost  $\mathcal{R}_a = 2\pi$

Po dosazení do předcházejících vztahů času rotace kříže

$Tr = 0,856$  z rozměru možného předmětu

$l \times \check{s} \times h = 400 \times 300 \times 300$  mm, úhel pootočení kříže

$= 90^\circ$ , poloměr ozubeného kola  $r = 25,5$  mm hmotnost předmětu  $m = 30$  kg, maximálního úhlu tlaku

$\mathcal{R}_{\max} = 28,5^\circ$  dostaneme tyto výsledky:

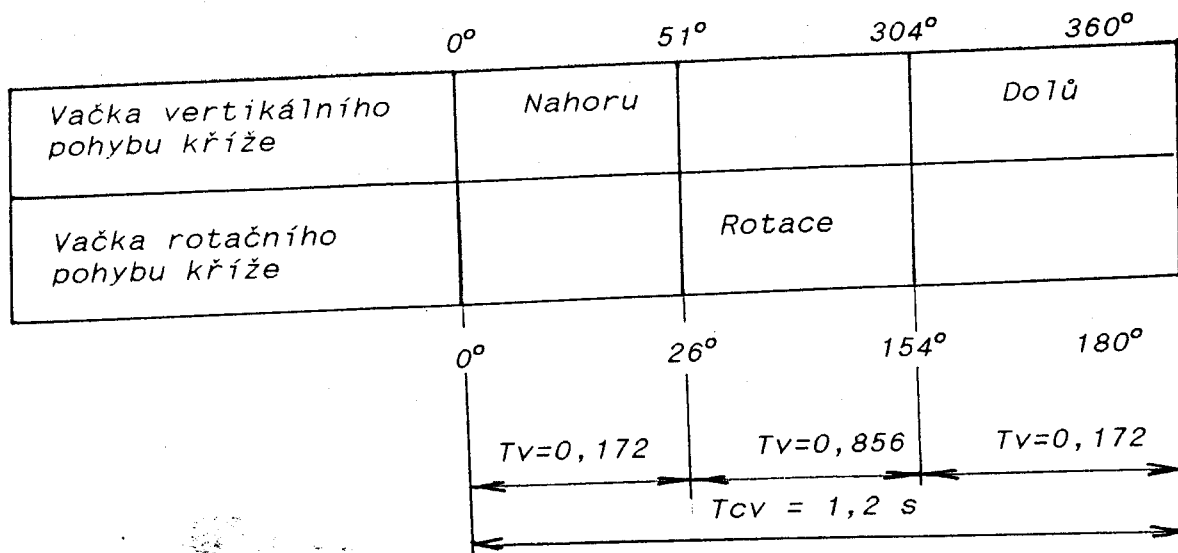
$$\varepsilon_{\max} = 13,469 \text{ rad} \cdot \text{s}^2$$

$$F_{\max} = 422,571 \text{ N}$$

$$N_{\max} = 479,936 \text{ N}$$

### 5.3. Výpočet vaček

Vlastní cyklus vaček, které jsou spolu spjaty časovou vazbou, ale i úhly pootočení na jednotlivých vačkách jsou znázorněny na obr. 5.5.

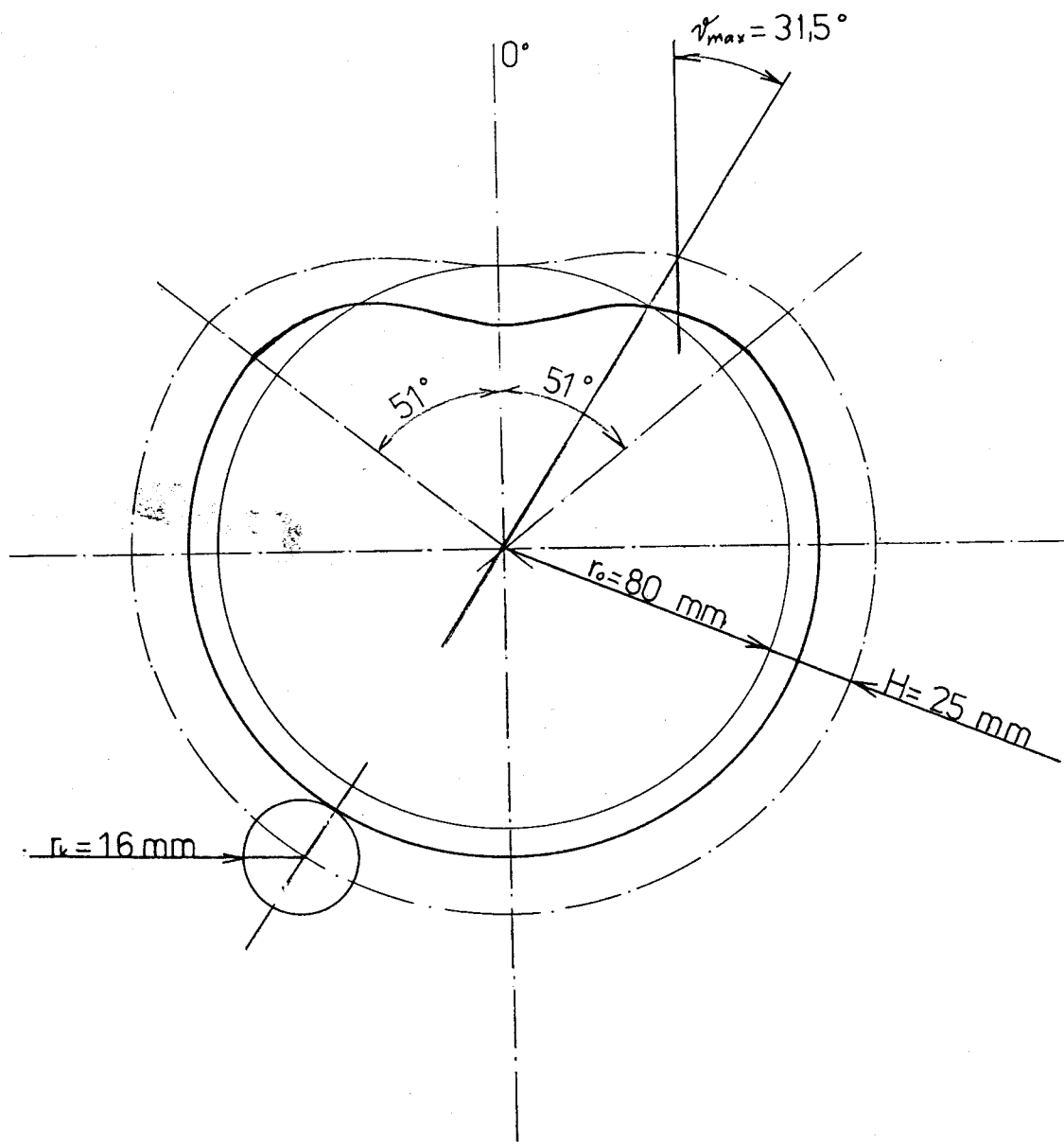


Obr. 5.5. Vlastní cyklus vaček

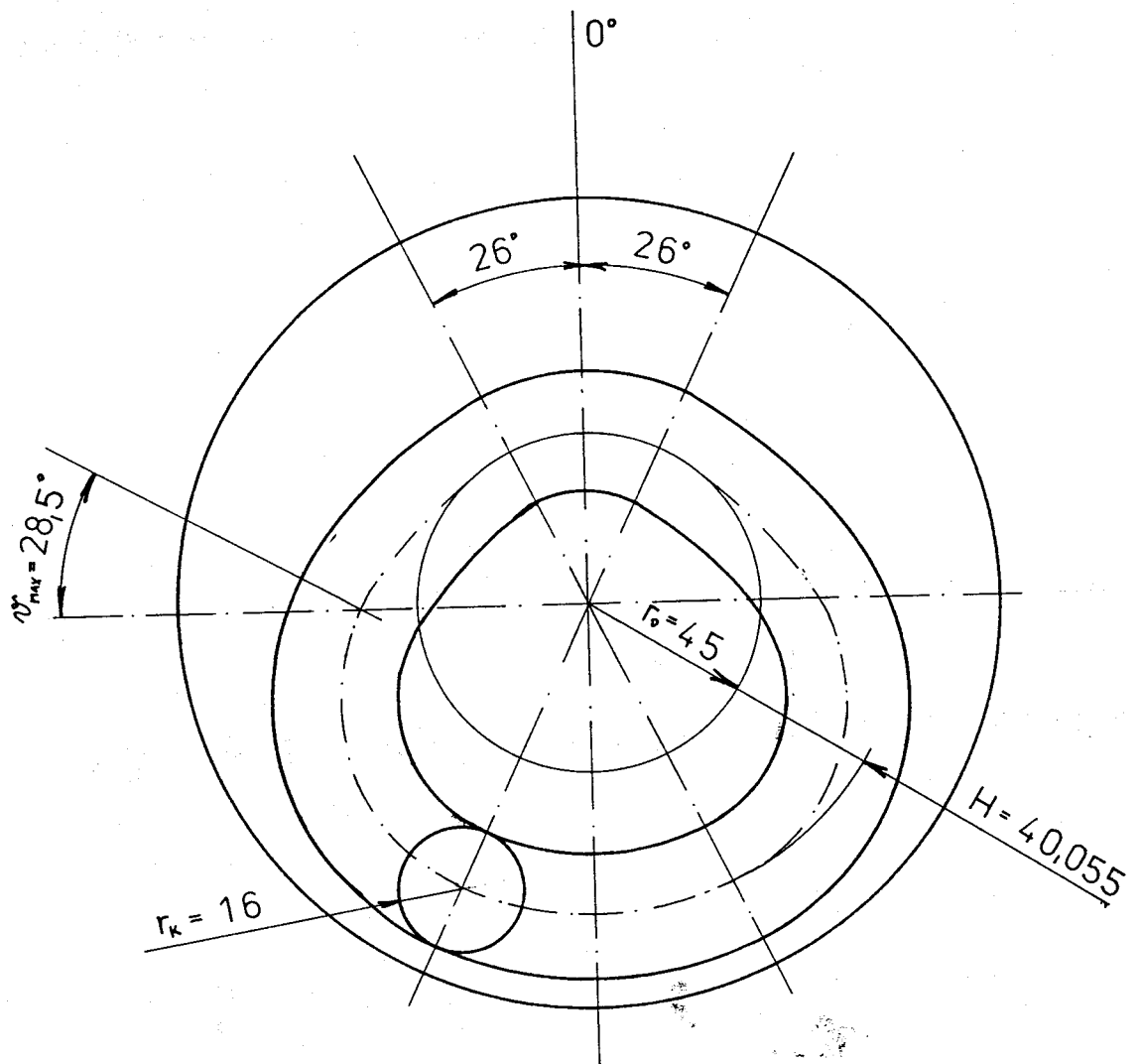
Jednotlivé tvary vaček, které jsou zakresleny v měřítku 1:2 na obr. 5.6. a 5.7. byly spočítány na samočinném počítači podle údaje z obr. 5.5. a vlastní parametry vypočtených hodnot jsou zařazeny do přílohy.

Disková vačka vertikálního pohybu obr. 5.6. má základní poloměr  $r_o = 80 \text{ mm}$ , zdvih  $H = 25 \text{ mm}$  a maximální úhel tlaku  $\varphi_{\max} = 31,5^\circ$  a její kladička má poloměr  $r_k = 16 \text{ mm}$ .

Vačka rotačního pohybu obr. 5.7. je vačka, kde kladička o poloměru  $r_k = 16 \text{ mm}$  je vedena a drážce o základním poloměru  $r_o = 45 \text{ mm}$  a zdvih  $H = 40,055 \text{ mm}$  a má maximální úhel tlaku  $\varphi_{\max} = 28,5^\circ$ .

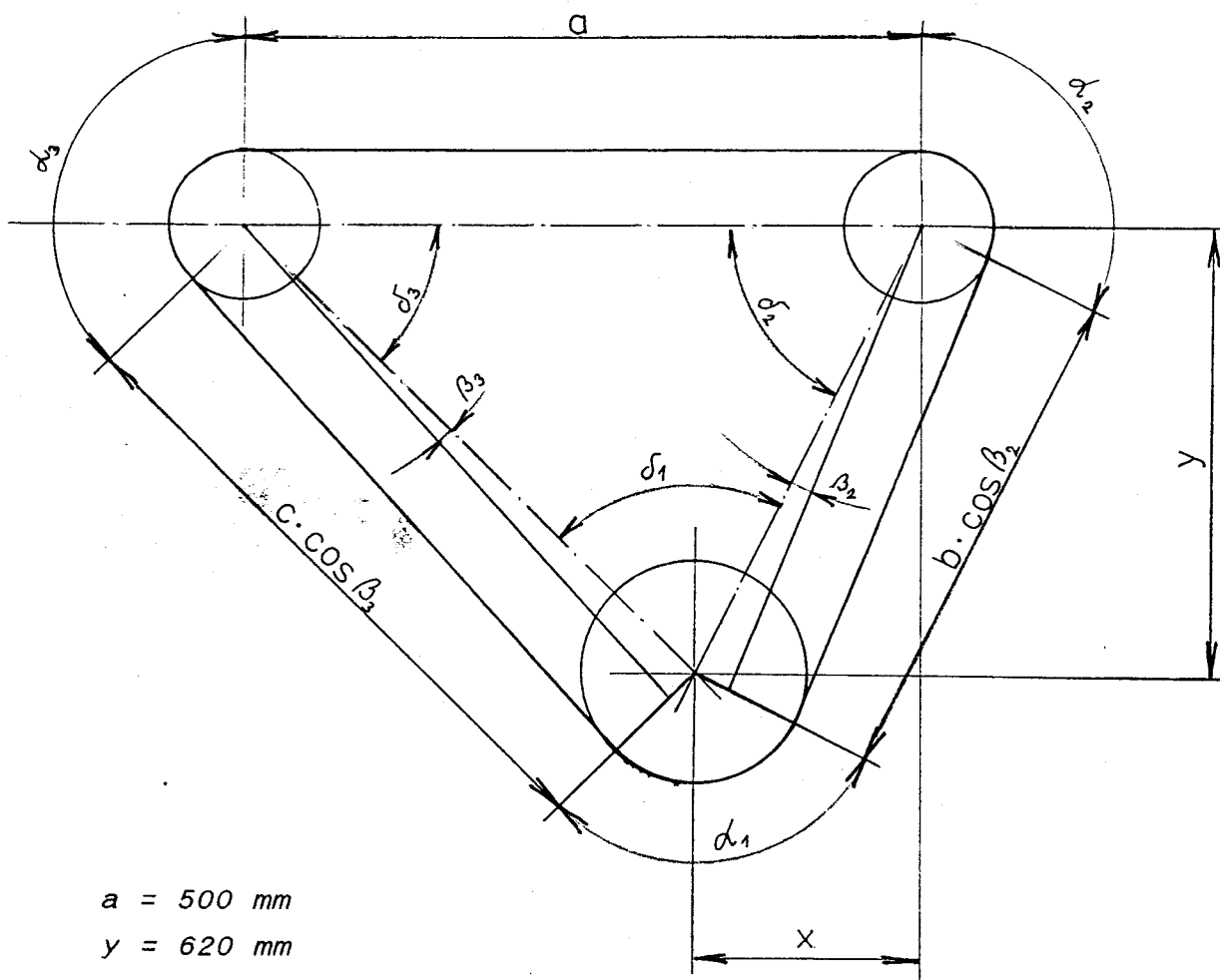


Obr. 5.6. Disková vačka vertikálního pohybu



Obr. 5.7. Vačka rotačného pohybu

#### 5.4. Výpočet řetězu pohonu válečků.



Obr. 5.8. Schéma řetězového převodu pohonu válečků.

U dopravníku vlastního páskovacího automatu AP 1 je použit řetěz typu 06 B - 1 ČSN 023311, pro tento pohon válečků rovněž použit. Obvodová rychlost válečků je stejná jako rychlost pásů dopravníku páskovacího automatu AP 1  $v = 0,5 \text{ m/s}$ , průměr válečků  $d_v = 60 \text{ mm}$  a výstupní otáčky šnekové převodovky typu TSN 030 444.01 50 x 16 jsou  $n_{p1} = 1,4375 \text{ s}^{-1}$ .

$$\text{Otáčky válečků} \quad n_{v1} = \frac{v}{\pi \cdot d_v} = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,06} = 2,6525 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{Převodový poměr} \quad i_1 = \frac{n_{p1}}{n_{v1}} = \frac{1,4375}{2,6525} = 0,5419$$

Geometrie řetězových kol

$$\text{Rozteč řetězu} \quad t = 9,525 \text{ mm}$$

$$\text{Počet zubů na kole} \quad z_1 = 29$$

$$\text{Počet zubů na kole} \quad z_2 = 16$$

$$\text{Průměr válečku řetězu} \quad d_r = 6,35 \text{ mm}$$

$$\text{Tabulková hodnota} \quad x_1 = 9,2491$$

$$x_2 = 5,1258$$

Průměr roztečné kružnice

$$D_{t1} = t \cdot x_1 = 9,525 \cdot 9,2491 = 88,098 \text{ mm}$$

$$D_{t2} = t \cdot x_2 = 9,525 \cdot 5,1258 = 48,823 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$D_{f1} = D_{t1} - d_r = 88,098 - 6,35 = 81,748 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_{t2} - d_r = 48,823 - 6,35 = 42,473 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_{a1} = D_{t1} + 0,6d_r = 88,098 + 0,6 \cdot 6,35 = 91,908 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_{t2} + 0,5d_r = 48,823 + 0,5 \cdot 6,35 = 51,998 \text{ mm}$$

$$\text{Převodový poměr} \quad i_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{16}{29} = 0,5517$$

Otáčky řetězových kol válečků

$$n_r = \frac{n_{p1}}{i_2} = \frac{1,4375}{0,5517} = 2,6055 \text{ s}^{-1}$$

Skutečná obvodová rychlost válečku  $v_v = \pi \cdot d_v \cdot n_r$

$$v_v = \pi \cdot 0,057 \cdot 2,6055 = 0,492 \text{ m/s}$$

Výpočet délky řetězu  $L_1$

$$\delta_2 = \arctg \frac{y}{x} = \frac{620}{140} = 77^\circ 16' 32''$$

$$b = \sqrt{y^2 + x^2} = \sqrt{620^2 + 140^2} = 635,609 \text{ mm}$$

$$c = \sqrt{(a-x)^2 + y^2} = \sqrt{(500-140)^2 + 620^2} = 716,938 \text{ mm}$$

$$\beta_2 = \arcsin \frac{D_{t1} - D_{t2}}{2b} = \frac{88,048 - 48,823}{2 \cdot 635,609} = 1^\circ 46' 10''$$

$$\alpha_2 = \pi - 77^\circ 16' 32'' - 1^\circ 46' 10'' = 1,762 \text{ rad}$$

$$\delta_3 = \arctg \frac{y}{a-x} = \frac{620}{500-140} = 59^\circ 51' 32''$$

$$\beta_3 = \arcsin \frac{D_{t1} - D_{t2}}{2c} = \frac{88,098 - 48,823}{2 \cdot 716,938} = 1^\circ 34' 8''$$

$$\alpha_3 = \pi - 59^\circ 51' 32'' - 1^\circ 34' 8'' = 2,069 \text{ rad}$$

$$\delta_1 = \pi - \delta_2 - \delta_3 = \pi - 77^\circ 16' 32'' - 59^\circ 51' 32'' = \\ = 42^\circ 51' 56''$$

$$\alpha_1 = \pi - \delta_1 + \beta_2 + \beta_3 = \pi - 42^\circ 51' 56'' + 1^\circ 46' 10'' + \\ + 1^\circ 34' 8'' = 2,451 \text{ rad}$$

Vypočtřená délka řetězu

$$L_1 = b \cdot \cos \beta_2 + c \cdot \cos \beta_3 + a + 0,5 \cdot [D_{t1} \cdot \alpha_1 + D_{t2} (\alpha_2 + \alpha_3)] \\ = 635,609 \cdot \cos 1^\circ 46' 10'' + 716,938 \cdot \cos 1^\circ 34' 8'' + 500 +$$

$$+ [88,089 \cdot 2,451 + 48,823 (1,762 + 2,069)] = 2053,459 \text{ mm}$$

$$\text{Počet článků řetězu } h_1 = \frac{L_1}{t} = \frac{2053,459}{9,525} = 215,59$$

t.j. 217 článků řetězu včetně spojovacího

$$\text{Přepočtená délka řetězu } L'_2 = h'_1 \cdot t = 217 \cdot 9,525 = 2066,925 \text{ mm}$$

Pevnostní hodnota navrženého řetězu:

$$\text{Síla při přetržení řetězu } F_{Pt} = 9100 \text{ N}$$

$$\text{Hmotnost 1 m řetězu } m' = 0,41 \text{ kg/m}$$

$$\text{Plocha kloubu řetězu } s = 28 \text{ mm}^2$$

a) NA TAH:

Obvodová rychlost řetězového kola

$$v_r = \pi \cdot D_{t1} \cdot n_p = \pi \cdot 0,088098 \cdot 1,4375 = 0,398 \text{ m/s}$$

Tahová síla vyvolaná odstředivou silou

$$F_c = m' \cdot v_r^2 = 0,41 \cdot 0,398^2 = 0,065 \text{ N} \quad \text{-zanedbatelná}$$

Síla v řetězu

$$F_r = \frac{W}{v_r} = \frac{120}{0,398} = 301,508 \text{ N}$$

Bezpečnost proti přetržení při statickém zatížení

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_r + F_c} = \frac{9100}{301,508 + 0,065} = 30,175 > 7$$

Bezpečnost proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_d = \frac{F_{Pt}}{Y(F_r + F_c)} = \frac{9100}{2 \cdot (201,508 + 0,065)} = 15,088 > 5$$

kde součinitel rázu  $Y = 2$

b) NA OTLACENÍ

$$\text{Směrný tlak v kloubu řetězu } p = 28,45 \text{ MPa}$$

$$\text{Součinitel tření } \lambda_1 = 1$$

$$\text{Korekční součinitel rázů } y = 0,73$$



Skutečný součinitel tření  $\lambda = \lambda_1 \cdot y = 1 \cdot 0,73 = 0,73$

Dovolený tlak v kloubu řetězu

$$p_D = \lambda \cdot p = 0,73 \cdot 28,45 = 20,768 \text{ MPa}$$

Vypočtený tlak v kloubu řetězu

$$P_p = \frac{F_r + F_c}{S} = \frac{301,508 + 0,065}{28} = 10,771 \text{ MPa}$$

$p_p < p_D$  řetěz vyhovuje

Geometrie napínacího řetězového kolečka

Počet zubů na kolečku  $z_3 = 20$

Tabulková hodnota  $x_3 = 6,3925$

Průměr roztečné kružnice

$$D_{t3} = t \cdot x_3 = 9,525 \cdot 6,3925 = 60,889 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$D_{f3} = D_{t3} - d_r = 60,889 - 6,55 = 54,539 \text{ mm}$$

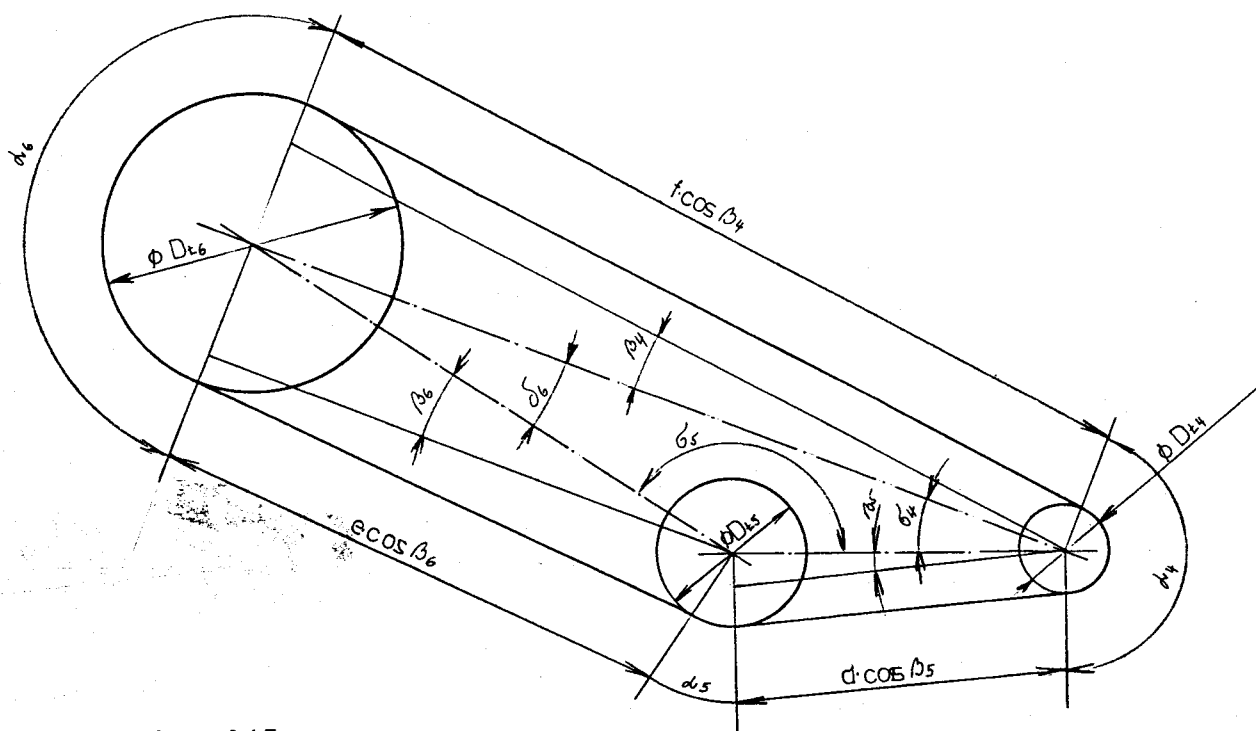
Průměr hlavové kružnice

$$D_{a3} = D_{t3} + 0,6d_r = 60,889 + 0,6 \cdot 6,35 = 64,699 \text{ mm}$$

5.5 Výpočet a pevnostní kontrola části otočné jednotky  
Otáčky pohonné jednotky otočné části mezidopravníku

$$n = \frac{60}{2T_v + T_r} = \frac{60}{2 \cdot 0,172 + 0,856} = 50 \text{ min}^{-1} = 0,83333 \text{ s}^{-1}$$

### 5.5.1. Výpočet řetězu pohonu otočné jednotky



$$\begin{aligned}
 f &= 345 \text{ mm} & y &= 100 \text{ mm} \\
 d &= 200 \text{ mm} & x &= 170 \text{ mm} \\
 e &= 195 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Obr. 5.9. Schéma řetězového pohonu otočné jednotky

Pro pohon otočné jednotky je použito řetězu 10 B-1  
ČSN 02 33 11.

Převodové poměry:

$$i_4 = \frac{z_6}{z_5} = \frac{30}{17} = 2 \qquad i_3 = \frac{z_5}{z_4} = \frac{17}{10} = 1,7$$

Otáčky zavedené vačky

$$n_z = \frac{n_{p2}}{i_3} = \frac{1,4375}{1,7} = 0,8455 \text{ s}^{-1}$$

Otáčky rotační vačky

$$n_o = \frac{n_z}{i_4} = \frac{0,8455}{2} = 0,4228 \text{ s}^{-1}$$

Geometrie řetězových kol

Rozteč řetězu  $t = 15,875$

Počet zubů na kole šnekové převodovky  $z_4 = 10$

Počet zubů na kole zvedací vačky  $z_5 = 17$

Počet zubů na kole otočné vačky  $z_6 = 34$

Průměr řetězu válečku  $d_r = 10,16 \text{ mm}$

Tabulková hodnota:  $x_4 = 3,261$

$x_5 = 5,4422$

$x_6 = 10,8380$

Průměr roztečné kružnice:

$$D_{t4} = t \cdot x_4 = 15,875 \cdot 3,2361 = 51,373 \text{ mm}$$

$$D_{t5} = t \cdot x_5 = 15,875 \cdot 5,4422 = 86,3451 \text{ mm}$$

$$D_{t6} = t \cdot x_6 = 15,875 \cdot 10,8380 = 172,053 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f4} = D_{t4} - d_r = 51,373 - 10,16 = 41,213 \text{ mm}$$

$$D_{f5} = D_{t5} - d_r = 86,3154 - 10,16 = 76,155 \text{ mm}$$

$$D_{f6} = D_{t6} - d_r = 172,053 - 10,16 = 161,893 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a4} = D_{t4} + 0,5d_r = 51,373 + 0,5 \cdot 10,16 = 56,453 \text{ mm}$$

$$D_{a5} = D_{t5} + 0,6d_r = 86,315 + 0,6 \cdot 10,16 = 92,411 \text{ mm}$$

$$D_{a6} = D_{t6} + 0,6d_r = 172,053 + 0,6 \cdot 10,16 = 178,149 \text{ mm}$$

Výpočet délky řetězu:

$$\delta_4 = \arctg \frac{y}{f - x} = \frac{100}{345 - 170} = 29^{\circ}44'42''$$

$$\delta_6 = \operatorname{arctg} \frac{y}{x} = \frac{100}{170} = 30^\circ 27' 55''$$

$$\delta_5 = -29^\circ 44' 42'' - 30^\circ 27' 55'' = 119^\circ 47' 23''$$

$$\beta_4 = \arcsin \frac{D_{t6} - D_{t4}}{2f} = \frac{172,053 - 51,373}{2 \cdot 345} = 10^\circ 4' 21''$$

$$\beta_5 = \arcsin \frac{D_{t5} - D_{t4}}{2d} = \frac{86,315 - 51,373}{2 \cdot 200} = 5^\circ 0' 41''$$

$$\beta_6 = \arcsin \frac{D_{t6} - D_{t5}}{2e} = \frac{172,053 - 86,315}{2 \cdot 195} = 12^\circ 41' 12''$$

$$\alpha_4 = \pi - \delta_4 - \beta_4 - \beta_5 = -29^\circ 44' 42'' - 10^\circ 4' 21'' - 5^\circ 0' 41'' = 2,359 \text{ rad}$$

$$\alpha_5 = \pi - \delta_5 + \beta_5 - \beta_6 = -119^\circ 47' 23'' + 5^\circ 0' 41'' - 12^\circ 41' 59'' = 0,916 \text{ rad}$$

$$\alpha_6 = \pi - \delta_6 + \beta_4 + \beta_6 = -30^\circ 27' 55'' + 10^\circ 4' 21'' + 12^\circ 41' 59'' = 3,007 \text{ rad}$$

Vypočtená délka řetězu:

$$\begin{aligned} L_2 &= f \cdot \cos \beta_4 + d \cdot \cos \beta_5 + e \cdot \cos \beta_6 + 0,5[D_{t4} \cdot \alpha_4 + D_{t5} \cdot \alpha_5 + \\ &+ D_{t6} \cdot \alpha_6] = 345 \cdot \cos 10^\circ 4' 21'' + 200 \cdot \cos 5^\circ 0' 41'' + 195 \cdot \\ &\cdot \cos 12^\circ 41' 59'' + 0,5[51,373 \cdot 2,359 + 86,315 \cdot 0,916 + \\ &+ 175,053 \cdot 3,007] = 1087,963 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{Počet článků řetězu } h_2 = \frac{L_2}{t} = \frac{1087,963}{15,875} = 68,533$$

tj. 69 článků včetně spojovacího

Přepočtená délka řetězu

$$L'_2 = h'_2 \cdot t = 69 \cdot 15,875 = 1095,375 \text{ mm}$$

Pevnostní kontrola navrženého řetězu

Síla při přetržení řetězu  $F_{pt} = 23000 \text{ N}$

Hmotnost 1 m řetězu  $m' = 0,95 \text{ kg/m}$

Plocha kloubu řetězu  $S = 67 \text{ mm}^2$

a) NA TAH

Obvodová rychlost řetězového kola

$$v_r = \pi \cdot D_{t4} \cdot n_{p2} = 0,051043 \cdot 1,4375 = 0,232 \text{ m/s}^2$$

Tahová síla vyvolaná odstředivou silou

$$F_c = m' \cdot v_r^2 = 0,05 \cdot 0,232^2 = 0,0511 \text{ N}$$

Síla v řetězu

$$F_r = \frac{W}{v_r} = \frac{250}{0,232} = 1077,586 \text{ N}$$

Bezpečnost proti přetržení při statickém zatížení

$$K_s = \frac{F_{pt}}{F_r + F_c} = \frac{23000}{1077,586 + 0,0511} = 21,342 > 7$$

Bezpečnost proti přetržení při dynamickém zatížení

$$K_d = \frac{F_{pt}}{Y (F_r + F_c)} = \frac{2300}{2 (1077,586 + 0,0511)} = 10,671 > 5$$

kde součinitel rázu  $Y = 2$

b) NA OTLACENÍ

Směrný tlak v kloubu řetězu  $p = 27,96 \text{ MPa}$

Součinitel tření  $\lambda_1 = 0,88$

Korekční součinitel rázů  $y = 0,73$

Skutečný součinitel tření  $\lambda = \lambda_1 \cdot y = 0,88 \cdot 0,73 = 0,65$

Dovolený tlak v koubu řetězu

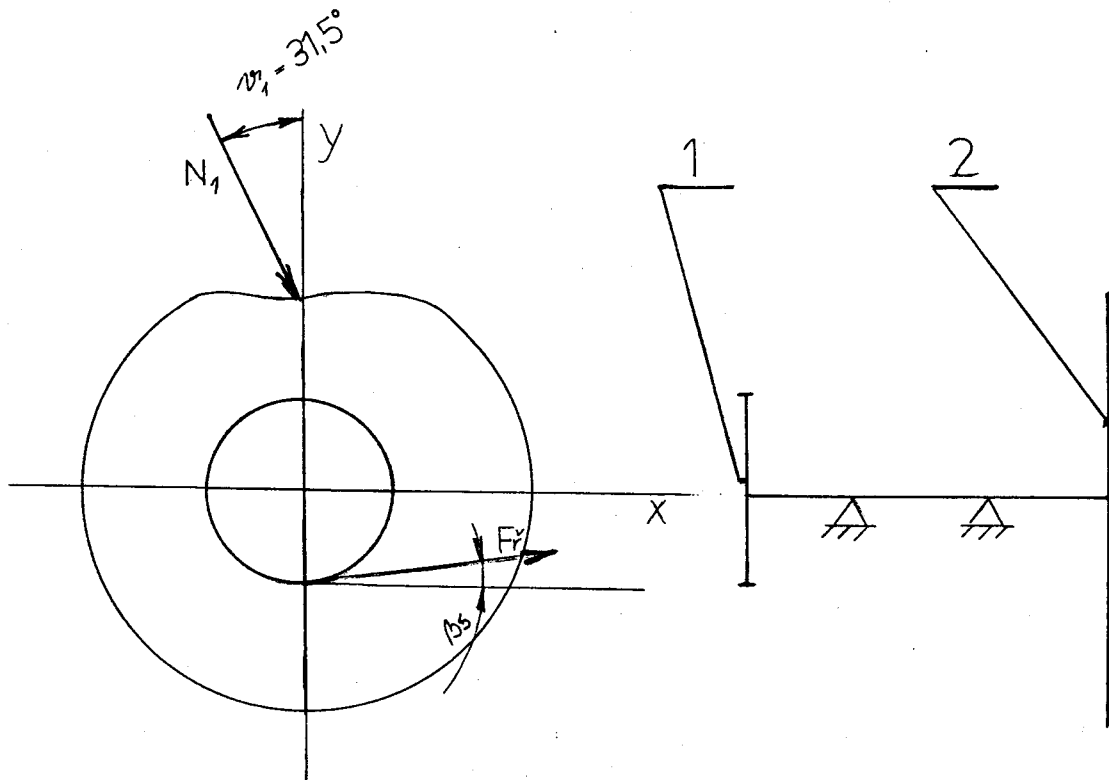
$$p_D = \lambda \cdot p = 0,65 \cdot 27,96 = 18,174 \text{ MPa}$$

Vypočtený tlak v kloubu řetězu

$$p_p = \frac{F_r + F_c}{s} = \frac{1077,586 + 0,0511}{67} = 16,084 \text{ MPa}$$

$p_p < p_D$  řetěz vyhovuje

5.5.2. Výpočet zatížení ložisek hřídele zdvihové vačky.



Obr. 5.11. Zatížení ložisek hřídele zdvihové vačky

Zatížení od síly  $F_r$

$$[F_r = 1077,586 \text{ N} \quad \beta_5 = 5^\circ 0' 41'' \quad \text{viz. kapitola 5.5.1.}]$$

$$F_{ry} = F_r \sin \beta_5 = 1077,586 \cdot \sin 5^\circ 0' 41'' = 94,123 \text{ N}$$

$$F_{rx} = F_r \cos \beta_5 = 1077,586 \cdot \cos 5^\circ 0' 41'' = 1073,467 \text{ N}$$

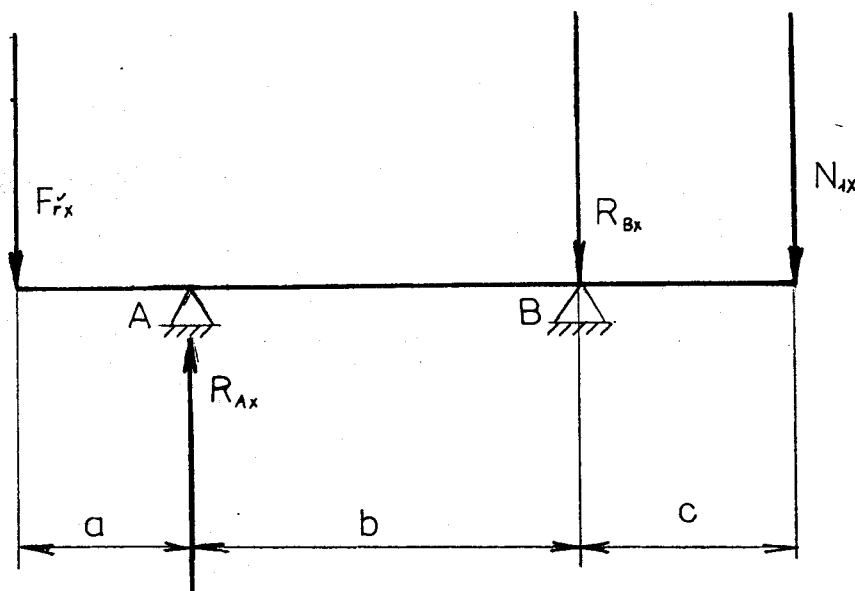
Zatížení od silových účinků na zdvihové vačce.

$$[N_1 = N_{\max} = 531,959 \text{ N} \quad \vartheta_1 = \vartheta_{\max} = 31,5^\circ$$

viz. kapitola 5.2.]

$$N_{1x} = N_1 \sin \vartheta_1 = 531,959 \cdot \sin 31^\circ 30' = 277,947 \text{ N}$$

$$N_{1y} = N_1 \cos \vartheta_1 = 531,959 \cdot \cos 31^\circ 30' = 453,569 \text{ N}$$



$$a = 23 \text{ mm}$$

$$b = 52 \text{ mm}$$

$$c = 28 \text{ mm}$$

Obr. 5.12. Zatížení hřídele v rovině x.

Rovnice rovnováhy:

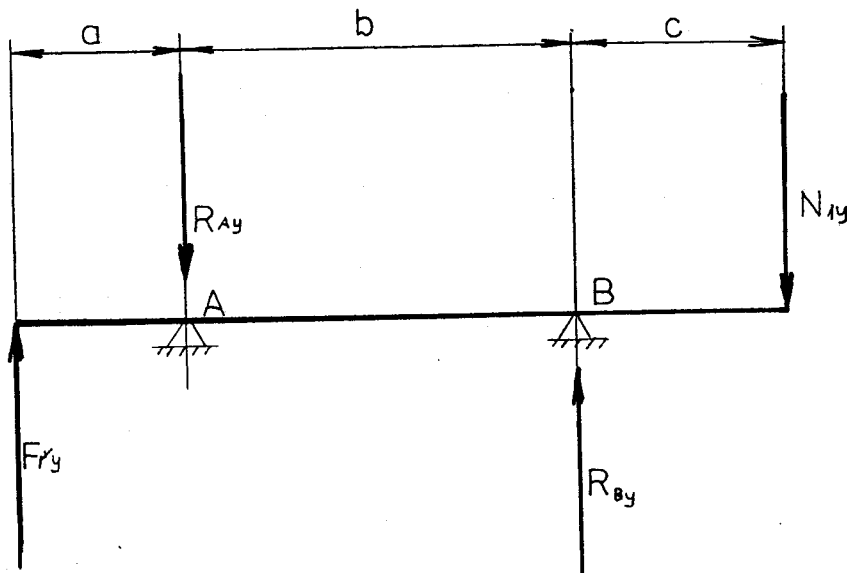
$$F_{r_x} + F_{1_x} - R_{A_x} + R_{B_x} = 0$$

$$F_{r_x} \cdot a - R_{B_x} \cdot b - N_{1_x} \cdot (b + c) = 0$$

$$R_{B_x} = \frac{F_{r_x} \cdot (b + c) - N_{1_x} \cdot a}{b} = \frac{277,947(52 + 28) - 1073,467 \cdot 23}{52}$$

$$= 47,192 \text{ N}$$

$$R_{A_x} = F_{r_x} + N_{1_x} + R_{B_x} = 1073,467 + 277,947 + 47,192 = \\ = 1398,606 \text{ N}$$



Obr. 5.13. Zatížení hřídele v rovině y.

Rovnice rovnováhy:

$$F_{r_y} + N_{1_y} - R_{A_y} + R_{B_y} = 0$$

$$F_{r_y} \cdot a - R_{B_y} \cdot b + N_{1_y} \cdot (b + c) = 0$$



$$R_{By} = \frac{F_{ry} \cdot a + N_{1y} \cdot (b + c)}{b} = \frac{94,123 \cdot 23 + 453,569(52 + 28)}{52}$$

$$= 739,429 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_{rx} + N_{1y} + R_{By} = 94,123 + 739,429 + 453,569 = 1287,121 \text{ N}$$

Vypočtená reakce v místech A, B.

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1398,606^2 + 1287,121^2} = 1900,731 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{47,192^2 + 739,429^2} = 740,933 \text{ N}$$

### 5.5.3. Výpočet ložisek hřídele zdvihací vačky.

Pro uložení v místech A, B bylo z konstrukčních dispozic zvoleno ložisko 6304, protože v bodu A je více zatěžováno je pro něj provedena kontrola.

Dynamická únosnost ložiska  $C = 14000 \text{ N}$

Statická únosnost ložiska  $C_0 = 10800 \text{ N}$

Otáčky ložiska  $n_k = 0,8455 \text{ s}^{-1} = n_v$  (viz. kap. 5.5.1.)

Radiální zatížení ložiska  $R_a = 1900,731 \text{ N}$

Dle ČSN  $K = 1$ ,  $Y = 0$ ,  $F_4 = 0$ ,  $v = 1$

Ekvivalentní síla zatížení ložiska

$$F_e = x \cdot v \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1900,731 \text{ N}$$

Trvanlivost valivého ložiska je vypočtena

$$L_h = \left[ \frac{C}{F_e} \right]^3 \frac{10^6}{n_k \cdot 3600} = \left[ \frac{14000}{1900,731} \right]^3 \frac{10^6}{0,8455 \cdot 3600}$$

$$= 131282,25 \text{ [ hod. ]}$$

Životnost je vyhovující vzhledem k požadované vysoké provozní spolehlivosti zařízení a při možném použití zalisovacího zařízení bude vyhovovat.

#### 5.5.4. Kontrola průměru hřídele zdvihové vačky.

Kontrola je provedena v místě A.

Pro materiál hřídele 11600 platí následující hodnoty:

$$R_m = 600 \text{ MPa}, \quad R_e = 0,55 R_m = 330 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co} = 0,43 R_m = 258 \text{ MPa}, \quad \tau_c = 0,26 R_m = 156 \text{ MPa}$$

Ohybový moment  $M_o$  [ v místě A ]

$$M_{ox} = F_{rx} a = 1077,586 \cdot 0,023 = 24,784 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = F_{ry} a = 94,123 \cdot 0,023 = 2,165 \text{ Nm}$$

Výsledný ohybový moment

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{24,784^2 + 2,165^2} = 24,878 \text{ Nm}$$

Krouticí moment

$$M_k = \frac{W}{2 \pi n_k} = \frac{250}{2 \pi \cdot 0,8455} = 47,059 \text{ Nm}$$

Přenášený výkon  $W = 250 \text{ W}$ , otáčky hřídele zdvihové vačky

$$M_k = 0,8455 \text{ s}^{-1}, \text{ průměr hřídele } d_n = 25 \text{ mm}$$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 M_o}{\pi d_n^3} = \frac{32 \cdot 24,878}{\pi \cdot 0,025^3} = 16,218 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 M_k}{\pi d_n^3} = \frac{16 \cdot 47,059}{\pi \cdot 0,025^3} = 15,339 \text{ MPa}$$

Z pevnostní podmínky HMH je vypočteno výsledné redukované napětí.

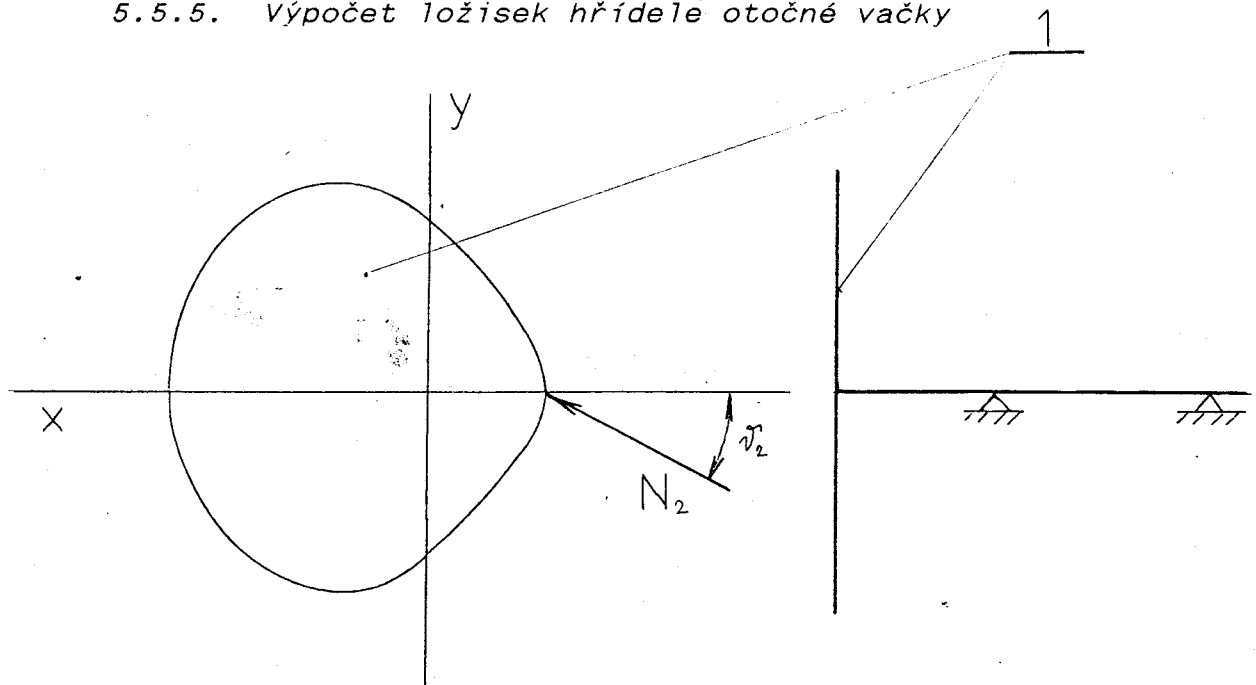
$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \tau_k^2} = \sqrt{16,218^2 + 3 \cdot 15,339^2} = 31,127 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vzhledem k mezi kluzu  $R_e$  má hodnotu

$$k = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{330}{31,127} = 10,601$$

Při výpočtu nebyl uvažován vliv střídavého zatížení a zvýšené zatížení od možného připojení zalisovacího zařízení.

#### 5.5.5. Výpočet ložisek hřídele otočné vačky



1 - otočná vačka

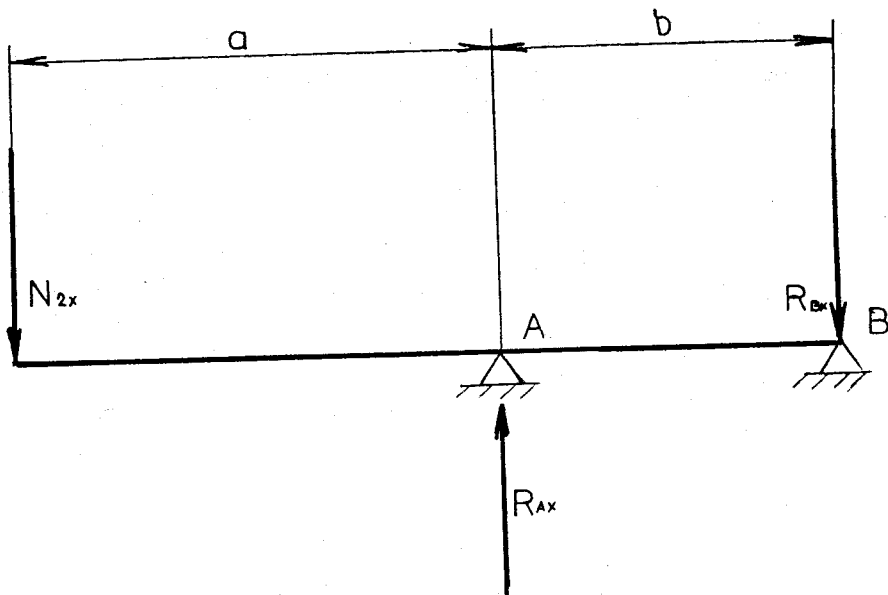
Obr. 5.14. Zatížení ložiska hřídele otočné vačky.

Zatížení od silových účinků na otočné vačce

( $N_2 = N_{max} = 479,936 \text{ N}$ ,  $\alpha_2 = \alpha_{max} = 28,5^\circ$  viz. kapitola 5.2)

$$N_{2x} = N_2 \cdot \cos \alpha_2 = 479,936 \cdot \cos 28,5^\circ = 421,776 \text{ N}$$

$$N_{2y} = N_2 \cdot \sin \alpha_2 = 479,936 \cdot \sin 28,5^\circ = 229,006 \text{ N}$$



$$a = 65 \text{ mm} \quad b = 45 \text{ mm}$$

Obr. 5.15. Zatížení hřídele v rovině x.

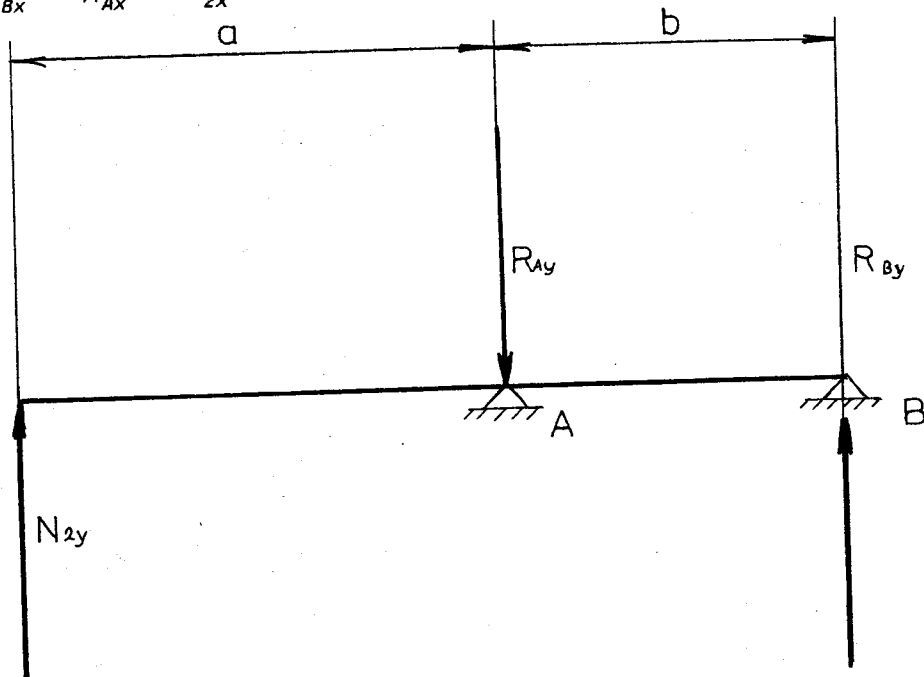
Rovnice rovnováhy:

$$N_{2x} - R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

$$N_{2x} \cdot (a + b) - R_{Ax} \cdot b = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{N_{2x} \cdot (a + b)}{b} = \frac{421,776 \cdot (65 + 45)}{45} = 1031,008 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = R_{Ax} - N_{2x} = 1031,008 - 421,776 = 609,232 \text{ N}$$



Obr. 5.16. Zatížení hřídele v rovině y.

Rovnice rovnováhy:

$$N_{2y} - R_{Ay} + R_{By} = 0$$

$$N_{2y} \cdot (a + b) - R_{Ay} \cdot b = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{N_{2y} \cdot (a + b)}{b} = \frac{229,006 \cdot (65 + 45)}{45} = 559,792 \text{ N}$$

$$R_{By} = R_{Ay} - N_{2y} = 559,792 - 229,006 = 330,786 \text{ N}$$

Vypočtené reakce v místech A, B.

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1031,008^2 + 559,792^2} = 1173,177 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{609,232^2 + 330,786^2} = 693,241 \text{ N}$$

#### 5.5.6. Výpočet ložisek hřídele otočné vačky.

Pro uložení v místech A, B je zvoleno ložisko typu 72 04 ČSN 02 46 45 a kontrola je provedena v místě A, protože je zde nejvíce zatěžováno.

Dynamická únosnost ložiska  $C = 11600 \text{ N}$

Statická únosnost ložiska  $C_0 = 7800 \text{ N}$

Otáčky ložiska  $n_k = 0,4228 \text{ s}^{-1} = n_0$  (viz. kapitola 5.5.1.)

Radiální zatížení ložiska  $R_A = 1173,177 \text{ N}$

Dle ČSN  $X = 1$ ,  $Y = 0$ ,  $F_a = 0$ ,  $v = 1$

Ekvivalentní síla zatížení ložiska

$$F_e = X \cdot v \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1173,177 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska je vypočtena podle vztahu

$$L_h = \left[ \frac{C}{F_e} \right]^3 \frac{10^6}{n_k \cdot 3600} = \left[ \frac{11600}{1173,177} \right]^3 \frac{10^6}{0,4228 \cdot 3600} =$$
$$= 635105,5 \text{ hod}$$

Zivotnost ložiska je vysoká při možném použití zalisovacího zařízení, a tím zvýšení silového působením ložiska nedojde k jeho poškození.

#### 5.5.7. Kontrola průměru hřídele otočné vačky.

Kontrola je provedena v místě A.

Pro materiál hřídele 11 600 platí následující hodnoty:

$$R_m = 600 \text{ MPa}, R_e = 0,55 R_m = 330 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co} = 0,48 R_m = 258 \text{ MPa}, \tau_c = 0,26 R_m = 156 \text{ MPa},$$

$$\text{průměr hřídele } d_n = 20 \text{ mm}$$

Ohybový moment  $M_o$  (v místě A)

$$M_{ox} = N_{2x} \cdot a = 421,776 \cdot 0,065 = 27,415 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = N_{2y} \cdot a = 229,006 \cdot 0,065 = 14,885 \text{ Nm}$$

Výsledný ohybový moment

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{27,415^2 + 14,885^2} = 31,195 \text{ Nm}$$

Krouticí moment

$$M_k = \frac{W}{2\pi n_k} = \frac{250}{2\pi \cdot 0,4228} = 94,108 \text{ Nm}$$

kde přenášený výkon  $W = 250 \text{ W}$ , otáčky hřídele otočné vačky

$$n_k = 0,4228 \text{ s}^{-1}$$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32M_o}{\pi d_n^3} = \frac{32 \cdot 31,195}{\pi \cdot 0,02^3} = 39,718 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16M_k}{\pi d n^3} = \frac{16 \cdot 94,108}{\pi \cdot 0,02^3} = 59,111 \text{ MPa}$$

Z pevnostní podmínky HMH je vypočteno výsledné redukované napětí

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{39,718^2 + 3 \cdot 59,111^2} = 111,112 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vzhledem k mezi kluzu  $R_e$  je

$$K = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{330}{111,112} = 2,971$$

Při výpočtu nebyl uvažován vliv středového zatížení a vliv zvýšeného zatížení možného připojením zalisovacího zařízení.

#### 5.5.8. Výpočet ozubeného kola a hřebenu otočné části zařízení.

Geometrie ozubeného kola:

Úhel záběru  $\alpha = 20^\circ$

Modul nástroje  $m = 3$

Rozteč  $t = \pi \cdot m = \pi \cdot 3 = 9,425$

Počet zubů  $z_1 = 17$

Průměr roztečné kružnice  $D_1 = z_1 \cdot m = 17 \cdot 3 = 51 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice

$D_{a1} = D_1 + 2m = 51 + 2 \cdot 3 = 57 \text{ mm}$

Průměr patní kružnice

$D_{f1} = D_1 - 1,25 \cdot m = 51 - 1,25 \cdot 3 = 47,25 \text{ mm}$

$$\text{Tloušťka zubu } s = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{\pi \cdot 3}{2} = 4,712 \text{ mm}$$

Geometrie hřebene:

$$\text{Modul nástroje } m = 3$$

$$\text{Počet zubů } z_2 = 9$$

$$\text{Délka hřebene } l_1 = \pi \cdot z_2 \cdot m = 84,823 \text{ mm}$$

$$\text{Tečná šířka } \check{s} = 27 \text{ mm}$$

$$\text{Hlavová šířka } \check{s}_a = \check{s} + m = 27 + 3 = 30 \text{ mm}$$

$$\text{Patní šířka } \check{s}_f = \check{s} - 0,625 m = 27 - 0,625m = 25,125 \text{ mm}$$

Výpočet sil působící na ozubené kolo.

$$\text{Obvodová síla } F = 422,571 \text{ N (viz. kapitola 5.2.)}$$

$$\text{Radiální síla } F_R = F \cdot \text{tg} \alpha = 422,571 \cdot \text{tg} 20^\circ = 153,803 \text{ N}$$

kde úhel záběru  $\alpha = 20^\circ$

$$\text{Normálová síla } F_N = \frac{F}{\cos \alpha} = \frac{422,571}{\cos 20^\circ} = 449,691 \text{ N}$$

Výpočet pevnosti podle Bacha.

Materiál ozubeného kola a hřebene 12 050

$$\text{Dovolené napětí } \sigma_D = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{F}{0,065 \cdot b \cdot \pi \cdot m} = \frac{422,571}{0,065 \cdot 50 \cdot \pi \cdot 3} = 13,796 \text{ MPa}$$

kde šířka ozubení  $b = 50 \text{ mm}$

Koeficient bezpečnosti při dovoleném namáhání  $\sigma_D$

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma} = \frac{250}{13,796} = 18,121$$

Výpočet vychází jen ze statistického zatížení a zjednodušených poměrů, proto tato vysoká bezpečnost je na místě.



### 5.5.9. Výpočet kladek jednotlivých vaček.

Pro obě vačky jsou použity stejné typy kladek. Jedná se o opěrné kladky axiálně vedené firmy SKF s označením NAST 12-2Z.

Dynamická únosnost ložiska kladky  $C = 9150 \text{ N}$

Statické únosnost ložiska kladky  $C_0 = 6400 \text{ N}$

Vnější průměr kladky  $D = 32 \text{ mm}$

Vnitřní průměr kladky  $d = 12 \text{ mm}$

Sířka kladky  $B = 16 \text{ mm}$

Otáčky kladky vertikálního pohybu kříže  $n_{k1} = 2,1112 \text{ s}^{-1}$

Otáčky kladky otočného pohybu kříže  $n_{k2} = 0,5945 \text{ s}^{-1}$

Síla přenášená na ložisko kladky vertikálního pohybu kříže  $F_1 = 531,959 \text{ N}$  (viz. kapitola 5.2.).

Síla přenášená na ložisko kladky otočného pohybu kříže

$F_2 = 497,936 \text{ N}$  (viz. kapitola 5.2.).

Dle ČSN  $X = 1$ ,  $Y = 0$ ,  $F_a = 0$ ,  $v = 1$

Výpočet trvanlivosti ložiska kladky vertikálního pohybu kříže:

Ekvivalentní síla zatíženého ložiska

$$F_e = X \cdot v \cdot F_v + 4 \cdot F_a = F_1 = 531,969 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska kladky

$$L_{h1} = \left[ \frac{C}{F_1} \right]^3 \frac{10^6}{n_{k1} \cdot 3600} = \left[ \frac{9150}{631,959} \right]^3 \frac{10^6}{2,1112 \cdot 3600} = 669571,5 \text{ hodin}$$

Výpočet trvanlivosti ložiska kladky otočného pohybu kříže.

Ekvivalentní síla navrženého ložiska

$$F_e = X \cdot v \cdot F_r + 4 \cdot F_a = F_2 = 497,936 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska kladky

$$L_{h2} = \left[ \frac{C}{F_2} \right]^3 \frac{10^6}{n_{k2} \cdot 3600} = \left[ \frac{9150}{497,936} \right]^3 \frac{10^6}{0,5945 \cdot 3600} =$$
$$= 899267,9 \text{ hodin}$$

## 6.0. ZALISOVACÍ ZARÍZENÍ

V praxi může dojít k nepředvídaným vlivům, které mohou zapříčinit špatné ustavení páskovaného předmětu t.j. dojde k přejetí předmětu nebo ke stranovému posuvu předmětu z osy otočného kříže. Nastane situace, že se osa rotačního kříže nekryje s osou páskovaného předmětu, tudíž obě osy budou od sebe vzdáleny o excentricitu  $e$ . Při excentricitě  $e = 50$  mm bude na páskovaný předmět působit odstředivá síla:

$$F_o = m \cdot e \cdot \omega_{\max}^2 = 30 \cdot 0,05 \cdot 3,671^2 = 20,214 \text{ N},$$

kde je hmotnost předmětu  $m = 30$  kg, úhlová rychlost  $\omega_{\max} = 3,671$  rad/s.

Přejíždění předmětu je možné částečně odstranit přesným nastavením optoelektronického spínače WK - 16 434, který je umístěn na pojezdové dráze. Kdyby však docházelo ke značné excentricitě předmětu vůči ose kříže a tím k velkému nárůstu odstředivé síly a k padání předmětu z mezidopravníku je nutné připojit zalisovací zařízení.

Zalisovací síla tohoto zařízení se předpokládá  $F_L = 400$  N, dále by to vedlo ke krácení času zdvihu a času otáčení předmětu o čas zalisování předmětu, ale celkový čas vlastního cyklu by zůstal stejný. Což by mělo za následek zvýšení otáček stroje (stačí jen vyměnit řetězové kolo, šnekové převody náhon otočné jednotky), ale i zvýšení zatížení jednotlivých částí otočné jednotky asi na dvojnásobek, proto při konstrukci těchto částí bylo pamatováno na větší koeficient bezpečnosti.

Zalisovací zařízení by se pravděpodobně skládalo ze samostatného nosného rámu, který by byl připevněn nad mezidopravník otáčející předměty o 90 stupňů. Vlastní zařízení by se skládalo z hydraulického přímočarého

motoru, který by měl samostatný hydraulický obvod, který by bylo možno umístit do mezidopravníku. Dále by se zalisovací zařízení skládalo z otočné patice, která bude najíždět pomocí hydraulického motoru o proti otočnému kříži mezidopravníku. Cyklus pohybů zalisovaného zařízení je znázorněn na obr. 4.1. viz. kapitola 4.1.. Tento pohyb zalisovacího zařízení musí být v určitém souladu s otáčením otočného kříže. To by pravděpodobně znamenalo, když páskovaný předmět se zastaví v ose otočného kříže, aby signálem od optoelektronického spínače typu WK 16 434 by byl spuštěn hydraulický motor a zároveň i pohon otočné jednotky mezidopravníku. Vratný pohyb hydraulického motoru může nastat až po otočení předmětů o 90 stupňů.

## 7.0. ZÁVER

V konstrukci mezidopravníku, který provádí otáčení předmětů o 90 stupňů je použito v Československu běžně vyráběných strojních součástí. Z této navržené konstrukce mezidopravníku lze předpokládat, že uvedení do provozu by nemělo činit větší obtíže. Veškerá elektrická instalace a elektronické zabezpečení není součástí této práce a tudíž není v ní řešeno.

Úkolem této diplomové práce byl konstrukční návrh zařízení pro páskování předmětu do kříže, které by co v největší míře využilo kombinaci dvou páskovacích automatů a zároveň by bylo výrobně jednoduché.

Závěrem bych chtěl poděkovat panu ing. Dr. Fenclovi a vývojovému pracovníkovi Kovopodniku s.p. Holice panu I. Drašnarovi, kteří mi svými radami a podmětnými návrhy umožnili vypracovat tuto diplomovou práci.

## LITERATURA

- /1/ Boháček F.: Části a mechanismy strojů III. -  
Převody VÚT Brno 1982
- /2/ Cvekl Z.- Dražan F.: Teoretické základy  
transportních zařízení SNTL-ALFA Praha 1976
- /3/ Cernoch S.: Strojné technická příručka Praha 1977
- /4/ Dražan F.- Barand M.- Voštová V.: Teorie a stavba  
dopravníků CVUT Praha 1983
- /5/ Dražan F.- Jeřábek K.: Manipulace s materiálem  
SNTL - ALFA Praha 1979
- /6/ Dražan F.- Kupka I.: Transportní zařízení SNTL  
Praha 1966
- /7/ Prášil L.- O lehlová M.: Části strojů a mechanismů  
VSST Liberec 1984
- /8/ Siegl F.: Konstrukce zpracovatelských strojů CVUT  
Praha 1983
- /9/ Schmid Z.- Dobrovolný B.: Technická příručka Práce  
Praha 1956
- /10/ Stráž B.: Pružnost a pevnost I.díl VSST Liberec  
1983
- /11/ Vávra P.: Strojnické tabulky SNTL Praha 1984
- /12/ Vrzal B.: Strojnické tabulky SNTL Praha 1972
- /13/ Katalog výrobků firmy Cyklop NSR 1989
- /14/ Katalog výrobků firmy Erapa A.G. Švýcarsko 1988
- /15/ Katalog výrobků firmy Gerd Mosca GMBH NSR 1988
- /16/ Katalog výrobků firmy Orga - Pack NSR 1989
- /17/ Katalog výrobků firmy Van Vuuren BV Nizozemí 1987
- /18/ Katalog výrobků firmy Mecman MLR 1988
- /19/ Katalog výrobků s.p. MEZ Mohelnice ČSFR 1987
- /20/ Katalog výrobků s.p. ZTS Košice ČSFR 1988
- /21/ Výrobní dokumentace automatu AP 1 Kovopodnik s.p.  
Holice

*Seznam příloh*

*Program pro výpočet zdvihové vačky*

*Program pro výpočet otočné vačky*

*Výkresy:*

*/1/ 90 - DP - 00*

*/2/ 90 - DP - 01*

*/3/ 90 - DP - 02*

*/4/ 90 - DP - 03*

2	POUZDRO A50/30 - 45	ČSN 02 3499	21
1	ŘETĚZ 1,1 m 10 B - 1	ČSN 02 3311.2	22
1	KOLÍK 6 x 30	ČSN 02 2150	23
12	ŠROUB M 10 x 30	ČSN 02 1101.10	24
8	ŠROUB M 8 x 15	ČSN 02 1101.10	25
4	MATICE M 16	ČSN 02 3311.2	26
12	MATICE M 10	ČSN 02 3311.2	27
1	MATICE KM 4	ČSN 02 3630	28
1	MATICE KM 9	ČSN 02 3630	29
3	PODLOŽKA 16	ČSN 02 1740	30
12	PODLOŽKA 10	ČSN 02 1740	31
8	PODLOŽKA 6	ČSN 02 1740	32
3	PODLOŽKA 17	ČSN 02 1702	33
12	PODLOŽKA 10,5	ČSN 02 1702	34
1	PODLOŽKA MB 9	ČSN 02 3640	35
1	PODLOŽKA MB 4	ČSN 02 3640	36
1	KROUŽEK 62	ČSN 02 2931	37
4	KROUŽEK 12	ČSN 02 2930	38
2	LOŽISKO 63 04	ČSN 02 4630	39
2	LOŽISKO 72 04	ČSN 02 4645	40

J. NOVOTNÝ

17.8. 1990

VŠST  
LIBEREC

POHON  
KŘÍŽE

90-DP-02



2	LOŽISKO 7209	ČSN 02 4645	41
1	KLADKA NA ST 12-2Z	ČSN	42
1	GUFERO 20x40x10	ČSN 02 9401.0	43
1	GUFERO 30x50x12	ČSN 02 9401.0	44
1	ELEKTROMOTOR 4 APS - 73 - 4S	S PŘEVODOVKOU TSN 030 444.02 50 x 16 - 380	45
1	BEZKONTAKTNÍ SNÍMAČ	RMSV 003 A	46

J. NOVOTNÝ

17.8. 1990

VŠST  
LIBEREC

POHON  
KŘÍŽE

90-DP-02

1	OTOČNÝ KRÍŽ	SVARENEC				1
1	VAHADLO	SVARENED				2
1	TĚLESO OTOČNÉHO KRÍŽE	ODLITEK	ČSN 42 24 20			3
1	VÍČKO A	ODLITEK	ČSN 42 2420			4
1	VÍČKO B	ODLITEK	ČSN 42 2420			5
1	LOŽISKOVÉ TĚLESO	ODLITEK	ČSN 42 2420			6
1	HŘÍDEL OK Ø 30 - 280	ČSN 42 6510.12	11 600		001	7
1	HŘÍDEL OV	ČSN 42 6510.12	11 600		001	8
1	HŘÍDEL ZV	ČSN 42 6510.12	11 600		001	9
1	ZDVIHACÍ VAČKA	ČSN 42 5310.12	12 050.7	12 050.1	002	10
1	OTÁČECÍ VAČKA	ČSN 42 5310.12	12 050,7	12 050.1	002	11
1	ŘETĚZOVÉ KOLO OV Ø 190 -15	ČSN 42 5310.12	12 050.7	12 050.1	002	12
1	ŘETĚZOVÉ KOLO ZV Ø 100 - 15	ČSN 42 5310.12	12 050.7	12 050.1	002	13
1	ŘETĚZOVÉ KOLO Ø 60 - 50	ČSN 42 5515	12 050.7	12 050.1	002	14
1	OZUBENÉ KOLO Ø 60 - 170	ČSN 42 5515	12 050.7	12 050.1	002	15
1	ROZPĚRNÝ KROUŽEK Ø 35 - 40	ČSN 42 5715	11 353		001	16
1	ROZPĚRNÝ KROUŽEK Ø 35 - 15	ČSN 42 5715	11 353		001	17
1	ROZPĚRNÝ KROUŽEK Ø 30 - 50	ČSN 42 5715	11 353		001	18
2	ČRP Ø 13 -40	ČSN 42 5510.1	11 600		001	19
1	CLONA P 1,5x30 - 150	ČSN 42 5310	11 353		001	20

J. NOVOTNÝ

17.8. 1990

VŠST  
LIBEREC

POHON  
KRÍŽE

90-DP-02

1	OZUBENÝ HŘEBEN DÍL A	ČSN 42 5310.12	12 050.7	12 050.1	002	1
1	OZUBENÝ HŘEBEN DÍL B	ČSN 42 5310.12	12 050.7	12 050.7	002	2
1	ČEP KLADKY	ČSN 42 6515.12	11 600.0		001	3
2	ŠROUB M6x25	ČSN 02 1131.20				4
1	STAVĚCÍ ŠROUB M6x22	ČSN 02 1181.20				5
2	PODLOŽKA 6	ČSN 02 1740.0				6
2	PODLOŽKA 6,4	ČSN 02 1703.10				7
1	KROUŽEK 12	ČSN 02 2930				8
1	KLADKA NA ST 12 - 2Z					9

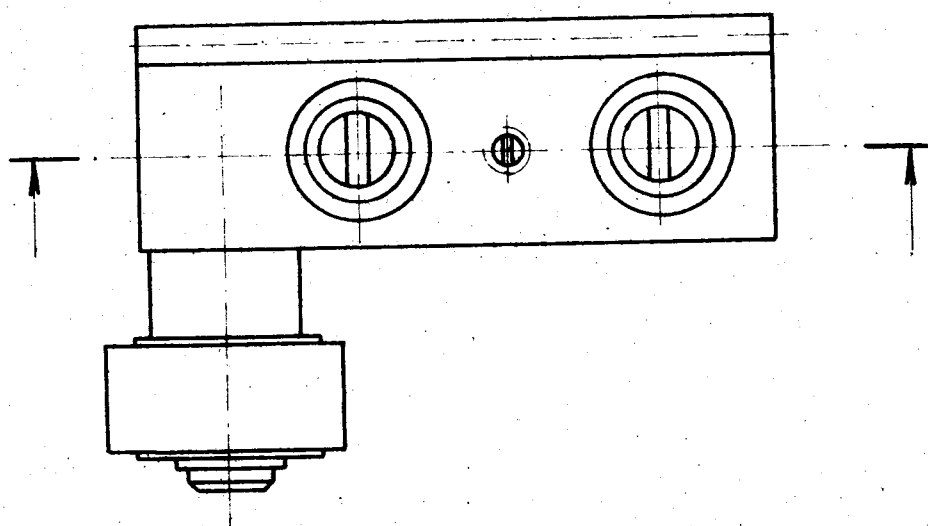
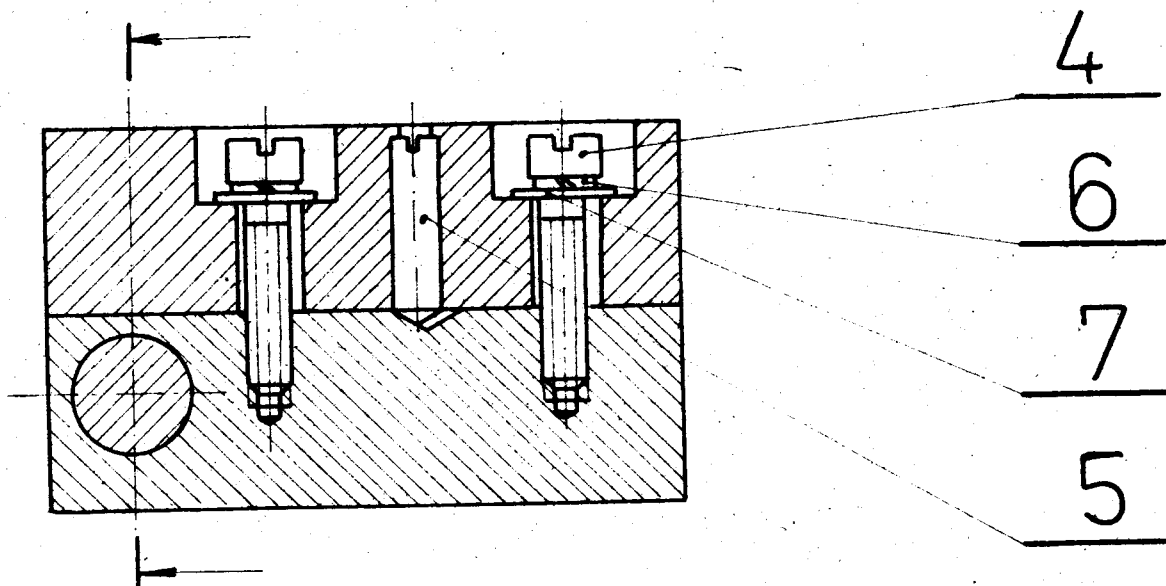
J. NOVOTNÝ

17.8. 1990

VŠST  
LIBEREC

OZUBENÝ  
HŘEBEN

90-DP-03

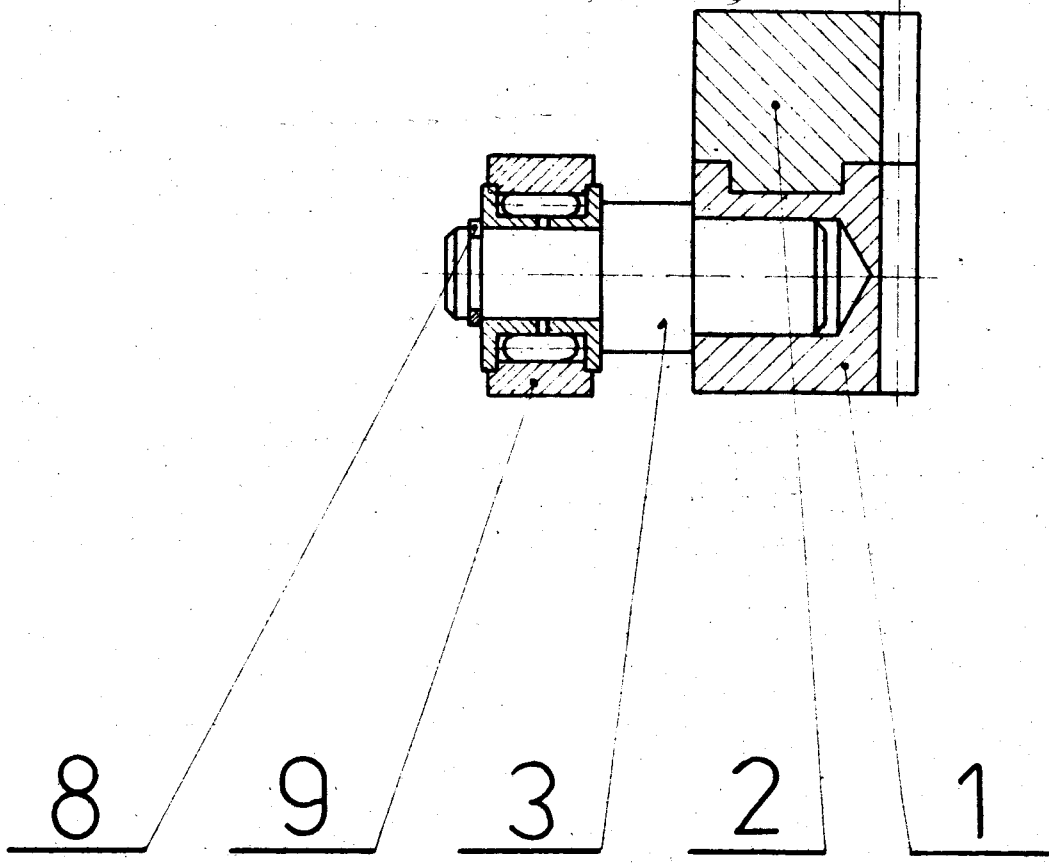


1:1

J. NOVOTNÝ

OZUB. HŘEBEN

90-DP-03



4	PODLOŽKA P8	ČSN 02 1740.10	21
3	PODLOŽKA P10	ČSN 02 1740.10	22
16	LOŽISKO 6203	ČSN 02 4630	23
1	LOŽISKO 6003	ČSN 02 4630	24
16	KROUŽEK 40	ČSN 02 2931	25
1	KROUŽEK 35	ČSN 02 2931	26
1	KROUŽEK 17	ČSN 02 2930	27
1	PERO 5h9x5 - 20	ČSN 02 2562	28
1	PERO 6 x 6 - 30	ČSN 02 2562	29
1	ŠROUB M12 x 15	ČSN 02 1101.10	30

J. NOVOTNÝ

17.8. 1990

VŠST  
LIBEREC

POHON  
VÁLEČKŮ

90-DP-01

2

2

2	TĚLESO VÁLEČKU PLNÝCH	SVAŘENEC					1
6	TĚLESO DĚLENÝCH VÁLEČKU	SVAŘENEC					2
8	ŘETĚZKA Ø 55 - 40	ČSN 42 5515.1	12 050.7	• 42 050.1	002		3
1	ŘEZOVÉ KOLO Ø 95 - 15	ČSN 42 5515.1	12 050.7	12 050.1	002		4
1	NAPÍNAČÍ ŘETĚZOVÉ KOLO Ø 70 - 20	ČSN 42 5015.1	12 050.7	12 050.1	002		5
1	HŘÍDEL NAPÍNAČÍHO KOLA Ø 25 - 70	ČSN 42 6510.12	11 600.0		001		6
8	ROZPĚRNÝ KROUŽEK Ø 25 - 15	ČSN 42 5715	11 453.0		001		7
1	BOČNICE A #30x80 - 560	ČSN 42 5310	11 353.0		001		8
1	BOČNICE B #30x70 - 560	ČSN 42 5310	11 353.0		001		9
1	VODÍČÍ LIŠTA #10x65 - 560		FLEXON				10
1	ELEKTROMOTOR 4APS - 63 - 4S S PŘEVODOVKOU TSN 030 444.01 50 x 16 - 380						11
1	2,2 m ŘETĚZU 06 B - 1	ČSN 02 3311.2					12
4	ŠROUB M 8 x 30	ČSN 02 1101.10					13
3	ŠROUB M 10 x 20	ČSN 02 1101.10					14
3	ŠROUB M 8 x 15	ČSN 02 1151.10					15
17	MATICE M 16	ČSN 02 3311.2					16
4	MATICE M 8	ČSN 02 3111.2					17
17	PODLOŽKA P 17	ČSN 02 1702.10					18
4	PODLOŽKA P 6,4	ČSN 02 1702.10					19
17	PODLO P 16	ČSN 02 1740.10					20

J. NOVOTNÝ

17.8 1990

VŠST  
LIBEREC

POHON  
VÁLEČKŮ

90-DP-01

1	POHON VÁLEČKU	SESTAVA			90 - DP - 01	1
1	POHON OTOČNÉHO KŘÍŽE	SESTAVA			90 - DP - 02	2
1	OZUBENÝ HŘEBEN	SESTAVA			90 - DP - 03	3
1	OPTOELEKTRONICKÝ SNÍMAČ WK - 16434	SESTAVA				4
1	RÁM STROJE	SVAŘENEC				5
1	PLECH KAROSERIE A	SVYŘENEC				6
1	PLECH KAROSERIE B	SVAŘENEC				7
2	PLECH KAROSERIE P 1x550x560	ČSN	42 5301.21	11 373.1	001	8
4	ŠROUB PATKY Ø 45 - 140	ČSN	42 6510.12	11 500.0	001	9
4	PODLOŽKA Ø 40 - 10	ČSN	42 6510.12	11 373.1	001	10
4	PATKA Ø 120 - 40	ČSN	42 6510.12	11 373.1	001	11
8	ŠROUB M6x45	ČSN	02 1131.20			12
8	PODLOŽKA B	ČSN	02 174.10			13
4	MATICE M 16	ČSN	02 1401.24			14

J. NOVOTNÝ

17.8. 1990

VŠST  
LIBEREC

OTÁČECÍ  
JEDNOTKA

90-DP-00

i

1