

Vysoká škola: strojní a textilní v Liberci

Katedra: mechaniky, pružnosti a pevnosti

Fakulta: strojní

Školní rok: 1967 - 68

## DIPLOMNÍ ÚKOL

pro Václava P ř i k r y l a

odbor Obráběcí a tvářecí stroje se zaměřením na stavbu mechanismů a výrobních strojů

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

Název tématu: Návrh koncepce mechanismů jednoúčelového stroje na válcování  
pracovních válců tlumičů

Pokyny pro vypracování:

Účelem práce je navrhnout nejvýhodnější koncepci mechanismu pro podávání polotovarů pracovních válců, svázat funkci mechanismů s pracovní jednotkou stroje a upichováním. Řešit vyhazování hotových dílů.

Provést kinematické, dynamické a pevnostní úvahy zařízení. Z pevnostních výpočtů se zaměřit na elementy funkčně rozhodující.

Stroj sestavit pokud možno z nakupovaných dílů a skupin. K dispozici má závod JHV 63.

Zvážit způsob pohonu pomocných mechanismů (pneumatické, hydraulické atd.).

Práci zaměřit na zásadní problematiku stroje - koncepční otázky - vzájemné vazby mechanismů a pod.

**Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK pro státní závěrečné zkoušky č. j. 31 727/62-III/2 ze dne 13. července 1962 - Věstník MŠK XVIII, sešit 24 ze dne 31. 8. 1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.**

**VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5**

V 45/1968

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy: 7 stran

Seznam odborné literatury:

Ekonomické studie júč. zařízení na výrobu pracovních válců tlumičů  $\varnothing$  26  
Svěrák : Stavebnicové stroje  
Jacob : Články o válcování na hladký trn k dispozici v závodě  
Rabinovič : Automatizace ve strojírenství

Vedoucí diplomní práce: Ing. Jaroslav Charvát

Konsultanti: Zdeněk Jeřábek

Datum zahájení diplomní práce: 2.10.1967

Datum odevzdání diplomní práce: 30.10.1967



Vz. Ing. J. Charvát  
Vedoucí katedry

17. 11. 1967  
Děkan

v Liberci dne 15.9.

1967

OBSAH:

Úvod.....	2
Ekonomický rozbor.....	8
Výpočet sil vznikajících při rotačním tváření dutého válcového tělesa.....	10
Výpočet síly vznikající při upichování tváře- ním.....	13
Výpočet spotřeby energie pro tváření.....	14
Uložení vřetana ve vřtačí hlavě.....	16
Výpočet kritických otáček.....	19
Kontrola výkonu pro rozběh setrvačných hmot.....	21
Návrh valivého uložení.....	23
Ložiska hrotu.....	24
Změna převodů VHJ 63.....	26
Tvářecí přípravek.....	27
Upichovací zařízení.....	31
Výpočet mezní vůle skluzu.....	35
Síťový graf.....	37

## 1. ÚVOD:

Podmínkou rentabilní výroby a rychlého návratu investic vynakládaných pro zavádění moderních výrobních prostředků je mimo jiné kromadná výroba. Tento předpoklad je dán např. v automobilovém průmyslu, u nás konkrétně při výrobě osobního automobilu ŠKODA 1000 MB.

Pro tento automobil dodává n. p. Autobrzdý mimo jiné též teleskopické tlumiče, jejichž součástí jsou pracovní válce  $\phi 29/26 \times 162,5$  a  $\phi 29/26 \times 225,0$ .

Jejich výrobní objem pro rok 1968 je stanoven na 386 tisíc kusů varianty  $\phi 26 \times 110$  a 337 000 kusů dtto  $\phi 26 \times 175$  výhledově pro rok 1971-1973 již k 480 000 kusům obou variant.

Zajistit výrobu dostatečného množství a přitom efektivně t.j. bez nároků na větší počet strojů a jednicových pracovníků již není schopen současný způsob výroby t.j. protahováním protahovacím trnem. Též kapacitně nepostačuje upravený revolverový soustruh, na němž je ověřována nová technologie-rotací tváření. Ekonomický rozbor ukázal, že nejvýhodnější varianta výroby bude jednoučelový čtyřvřetenový stroj s automatickým chodem, který by prováděl tyto úkony:

1. Automatické podání polotovaru
2. Rotační tváření s redukcí stěny 0,25mm
3. Upíchnutí na délku
4. Stažení výrobku z trnu

Takt zařízení byl předběžným výpočtem stanoven na maximální hodnotu 51,5 sec.

Tato varianta při předpokládaném nákladu 300 000 Kčs  $\pm 15\%$  má podle ekonomických propočtů přinést společenský výnos 759 000 Kčs/ 3 roky při době návratnosti 1,35 roku, přičemž životnost stroje má být 5 let.

Mimo této koncepce byly uvažovány ještě další dvě varianty, z nichž první by byla složitější alternativa čtyřvřetenového automatu, na němž by mimo uvedené úkony byly navíc prováděny tyto činnosti:

Automatická kontrola vnitřního průměru polotovaru s vyrazováním nevyhovujících kusů a srážení hran výrobků zarovnaných na délku upichováním.

Další varianta předpokládala použití revolverových soustruhů s přidavným tvářecím zařízením.

Ani tyto dvě varianty by nebyly nerentabilní, nejvýhodnější je však varianta první.

Pracovní válce mají předepsanou drsnost  $H_{3k}$  vnitřní stěny 0,2 - 0,25  $\mu$ . Toho se dosáhne právě při rotačním tváření, když rovny tlakem přivedou materiál do plastického stavu a povrch hladkého leštěného trnu se kopíruje na vnitřní povrch pracovních válců.

Rotační tváření je způsob tváření rotujícího předmětu působením tří rolen, při kterém zůstává vnitřní průměr předmětu prakticky nezměněn při úmyslném zmenšování tloušťky stěny.  
Pochod probíhá následovně:

Polotovar se nasune na válcové pouzdro-trn a roztočí se s ním. Kladky, jejichž osy jsou ve většině případů rovnoběžné s osou trnu jsou tlačeny na čelo polotovaru, který se druhou čelní plochou opírá o narážku na trnu. Kladky jsou třením uvedeny do rotace a nastává tečen materiálu tvářeného předmětu proti posuvu kladek.

Krouticí moment se přenáší z trnu přes čelní plochu polotovaru a přes neoslabenou výchozí stěnu na kladky.

Materiál se kládkami stlačuje do velmi malého objemového prostoru a plasticky se deformuje, přičemž teče ve směru nejmenšího odporu.

Kvalita vnitřního povrchu a přesnost vnitřního popřípadě i vnějšího průměru jsou závislé na následujících okolnostech:

1. mechanické hodnoty tvářeného materiálu
2. poměrná změna tloušťky stěny
3. geometrické poměry rolen
4. technologické hodnoty tvářecího procesu

Aby pracovní válce měly po rotačním tváření požadované vlastnosti musela být tato technologie pokusně ověřena. Z těchto zkoušek vplynuly technologické parametry, doslo ke změně materiálu pracovních válců, aby byl vhodný ke tváření, poněvadž dříve používaný materiál pro novou technologii nevyhovoval. Současně byla stanovena vyhovující geometrie rolen.

Výsledky těchto pokusů tvořily výchozí základnu konstrukce tvářecího zařízení stroje. Pokusně bylo zjištěno, že při bezvadně řízeném toku materiálu nastává přetváření jen na místě styku mezi kládkou a materiálem, kdežto ostatní povrch se přetváření nezúčastní. Proto není čelní plocha přetvářeného válce rovná a je nutno ji upíchnutím zarovnat, přičemž se zároveň dosáhne délky pracovního válce v předepsané toleranci.

Zarovnaní na délku upíchnutím se s výhodou provede opět tváření, čímž se odstraní nebezpečí, že třísky, které by se případně dostaly mezi nový polotovar a trn, poškodí jeho hladký povrch,

Silový element vytváří hydraulická jednotka JVH 63, kterýžto typ má závod k dispozici, spolu s přídatnou vrtací hlavou VH 63, která je osmivřetenová.

Vzhledem k prostoru a výkonu elektromotoru je možné využít jako funkční maximálně 4 vřetena.

Jelikož je u jednotky JHV možno dosáhnout max. 900 ot./min. na vřetenu a převod ve vrtací hlavě je do pomala, je třeba provést úpravu v převodech tak, aby bylo na trnu dosaženo potřebných 1500 ot. za min.

Problematika spočívá ve faktu: pokud bude zpřevodování provedeno za vstupem VHJ 63, t. zn. na prvních převodech, budou obvodové rychlosti ozubených kol vysoké a chod bude hlučný, neboť pro VH 63 byla výrobcem udána hodnota ze 710 ot/min. na vstupu zpřevodovaná na 601 ot./min na výstupu.

Koncepce stroje je stanovena tak, aby v levých vřetenech byly ustaveny trny pracovních válců délky 225,0 a v pravých trny pro válce délky 162,5 mm.

Operace budou probíhat současně a tudíž operační čas obou alternativ bude shodný.

Jelikož jednotka JHV 63 má celkový zdvih 450mm a před tvářecí zařízení je nutno umístit automatický podavač polotovarů dochází při řešení alternativy prac. válce délky 225mm k potížím pokud se týká prostoru, jenž je k dispozici. Z tohoto důvodu byly studie podavače, tvářecího zařízení a podélného průřezu pracovním prostorem prováděny pro variantu  $l = 225\text{mm}$ . Řešení podavače a upichovací části tvářecího zařízení je pro délku 162,5 je zcela analogické.

Funkce a konstrukční provedení stroje.

Funkce jednoučelového stroje je následující:

V šikmém uzavřeném zásobníku jsou připraveny polotovary s předem protaženým vnitřním  $\phi$ , aby byla zaručena velikost vnitřního průměru v předepsané toleranci a to v levém zásobníku polotovary  $l = 184 \pm 0,5$  mm pro pracovní válce  $l = 225$ . Zásobování podavačů pro každou dvojici trnů je prováděno v oddělovači, který je pevně spojen s posuvnou částí podavače a má tudíž i stejný zdvih. Skluzem se oddělený polotovar dostane až do lůžka podavače, jehož pohyblivá část je v zadní krajní poloze odklopena tak, aby polotovar do lůžka volně zapadl.

Jelikož u polotovarů je  $l > d$   $l/d = 6,35$  pro alternativu 225mm, vychází mezní vůle šířky skluzu řádově v setinách mm, zatímco dovolené uchytky polotovarů činí  $\pm 0,5$ mm. Aby tudíž nedocházelo k přičení polotovarů ve skluzu, je třeba uvolnit šířku skluzu natolik, aby nemohlo dojít při natáčení polotovaru ke styku obou čel o boční stěny a zároveň zabránit nadměrnému pootáčení vůbec, aby nedošlo k podstatné změně orientace polotovaru ve skluzu.

V oblasti zásobníku před oddělovačem působí polo-

tovary vahou na níže umístěné, čímž jím odebírají stupeň volnosti. K přetočení polotovaru např. o 90° může tedy dojít při vkládání nového polotovaru do zásobníku. Proto je jeho konstrukce provedena tak, aby takový kus mohl ze zásobníku vypadnout. Přesto by bylo vhodné, aby zásobník byl doplňován tak často, aby polotovar nemusel osamocen probíhat velkou vzdálenost. Posun ostatních polotovarů je relativně malý, takže po skončení posuvu se opět vahou ustaví do správné polohy.

Za oddělovačem procházejí polotovary jednotlivě a proto musí být v oddělovači ustaveny rovnoběžně s otvorem skluzu. Nadměrnému natáčení pak zabráňuje dvojnásobná změna směru dráhy. Při vyjetí z krajních polohy je opět pružinou dotazena pohyblivá část a silou pružiny je polotovar v lůžku ustaven ve třech bodech.

Podavač umístí polotovar do osy trnu. Jeho posuv je ovládan hydraulickým válcem, jehož tlak musí být jen takový, aby při případném vzpříčení polotovaru došlo k zastavení pohybu a tím i k blokování další funkce, t. j. pohybu jednotky JHV 63 rychloposuvem vpřed. Při správném umístění polotovaru do osy trnu se tento nasune na trn a dojde k zapojení elektromagnetické spojky, trn a polotovar se roztočí na 1500 ot/min a jednotka JHV 63 se začne posouvat pracovním posuvem přičemž se již polotovar dostává do styku s kladkami tvářecího zařízení. Tvářecí rolny jsou již předem přesunuty do dolní krajní polohy a přitlačovány přes převody ozubených kol hydraulickým válcem. Prísuv rolny do záběru je prováděn pootáčením hřídele, na němž jsou tyto excentricky uloženy. Proto se rolna otáčí na ložiskách, které jsou zatíženy přímo tvářecími silami.

Životnost ložiska zachycujícího radiální sílu je menší než životnost stroje. Nutná výměna se však provede současně při demontáži rolny po ztrátě jejich předepsaných geometrických hodnot způsobených třením při tečení materiálu. Obnovení se provede jednak broušením, a po určité době výměnou za nové.

Při skončení rotačního tvářecího dojízdi JHV 63 na pevný doraz, čímž se zvyšuje tlak v jejím hydraulickém obvodu a přestavením šoupátka se začne jednotka pohybovat rychloposuvem vzad. Při tomto pochodu však dochází k prodlevě, jejíž velikost lze nastavit škrťací jehlou.

V době, kdy je jednotka v klidu a v koncové poloze, odjíždějí rolny ze záběru a současně zajíždí do záběru upichovací kotouš. Aby nedošlo k případu, že by se kroutící moment nepřenášel z trnu na výrobek, bude nutné, aby čelní plocha narážky byla jemně drážkovaná. Při upichování je nutno podpírat trn na volném konci, neboť zatížení upichovací silou vyvolá při značné délce trnu veliký ohybový moment. Podepření provede otočný hrot ovládaný a tedy i

odpružený hydraulicky.

Po tomto úkonu se vypíná ze záběru elektromagnetická spojka a JHV 63 se pohybuje rychloposuvem zpět a unáší s sebou na trnu výrobek. Současně odjíždí do zadní polohy hrot, přičemž se stáhne a odstraní odpíchnutý prstenec.

Zatímco trn odjíždí vzad, narazí stahovací trubka na pevný doraz a tím se začne výrobek z trnu stahovat. Toto je možno provést jedině v prostoru podavače, přičemž je situace zkomplikovaná tím, že výrobek oproti polotovaru zvětšil svou délku ze  $184^{+0,5}$  na  $225^{+0,5}$ . K tomuto problému dochází jen u alternativy válce s větší délkou.

Výrobek stažený s trnu odpadá do skluzu v podavači, posuvem se přemísťuje a odpadá do zásobníku hotových dílů.

Automatický chod jednoučelového stroje je založen na elektrohydraulickém systému. Následnost jednotlivých úkonů musí být elektricky jistěna t. zn. další úkon může začít probíhat až po skončení předchozího. Toto platí pro úkony v hlavní větvi operace, ostatní mohou probíhat paralelně. Tímto blokováním se zabráňuje případné havarijní situaci.

Bezpečnost pracoviště musí být zajištěna preventivními kontrolami přesnosti stroje a to zejména přesné nastavení podavače do osy trnu, aby bezpečně docházelo k vsouvání trnu do polotovaru. Je nutné též kontrolovat upnutí trnu do vřetena VHJ, neboť pro délku trnu a pracovní otáčky by při vyosení nad kritickou mez došlo k poklesu kritických otáček až na hodnotu pracovní a trn by se nadměrně rozkmital.

Aby při této nežádoucí situaci nebyla ohrožena bezpečnost obsluhy, dochází k rozběhu trnu až v oblasti podavače, jehož konstrukce vymezuje pro trn jen minimální prostor. V okamžiku, kdy je JHV 63 v zadní krajní poloze, musí být trn vždy v klidu. Aby nedocházelo k předčasnému opotřebení a tím i vyběhání ložisek vřetena ve VH 63, které by mělo za následek opět zvětšení vyosení trnu z ideální osy, je tvářecí zařízení uloženo na válečkách dovolujících vycentrování osy rolen a trnu a to ve směru horizontálním, v němž bude docházet tepejnou roztažností ke změnám vosových vzdálenostech vřeten VH 63.

Úchylka osy trnu a středu trojice roten bude záviset pak na přesnosti výroby.

Pokud se týká uložení vřetena ve vrtací hlavě, je nutno provést konstrukční změny, neboť charakter namáhání je až na radiální síly vlivem úchylek a výrobních nepřesností téměř výhradně axiální. Axiálního ložiska (původního) je nízká, proto je navrženo s vyšší dynamickou únosností.

Životnost



Oproti původnímu provedení je tudíž třeba provést konstrukční změnu včetně VHJ a některých součástí.

Stahovací trubka a část trnu mají na stykových plochách jemné drážkování, aby byl zamezen přenos kroučícího momentu a posuv stahovací trubky při stahování výrobku. Aby trubka při pohybu vpřed nebyla unášena spolu stnem čímž by nemohlo dojít k nasunutí polotovaru na trn, je jistěna kulíčkovým zámkem tak dlouho dokud není unášena osazením na trnu.

Při rotačním válcování bude nutné chladit rolny, aby bylo odváděno teplo, vznikající třením materiálu v plastickém stavu a rolen.

Jako chladicí kapaliny, může být použito buď minerálního oleje nebo chladicí emulze. Chladicí kapalina je přiváděna do pracovního prostoru tvářecího zařízení, čímž se kapalina využije i pro mazání ložisek. Vzhledem k této funkci bude výhodnější minerální olej. Ale jelikož v tomto případě může vznikat na trnu olejový film, který je nevýhodný při přenášení kroučícího momentu s trnu na polotovar, zdá se být z tohoto hlediska výhodnější chladicí emulze.

Problém, kterou z obou kapalin použít, nechávám nevyřešený neboť více méně přesahuje rámec zadání diplomové práce.

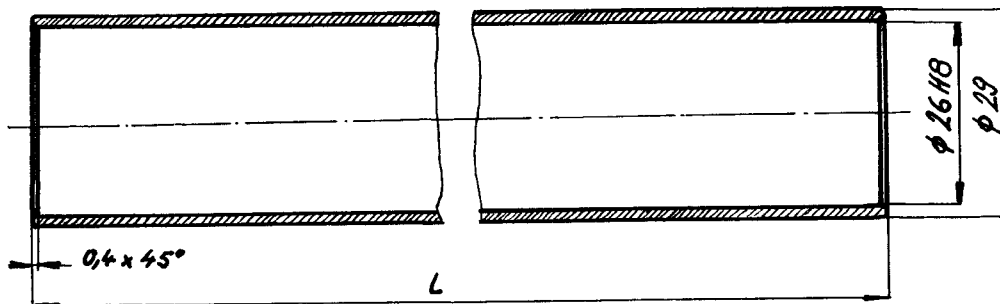
Pro koncepci jednouúčelového stroje byly konkrétně řešeny tyto funkční skupiny:

1. Tvářecí zařízení obsahující skupinu pro rotační tváření a pro upichování tváření.
2. Podávání polotovarů t. zn. zásobník, oddělovač a podavač, skluz hotových dílů.
3. Podélný řez pracovní částí jednouúčelového stroje, t. zn. konstrukční úprava uložení VH 63, stahování výrobků, valivé uložení a hydraulicky ovládaný hrot.

Změny převodů JVH 63 a zabudování elektromagnetické spojky není konstrukčně řešeno neboť jde v podstatě o úpravy, které jsou již mimo formulaci zadání diplomové práce.

## 2. EKONOMICKÝ ROZBOR:

Ekonomický rozbor je proveden v ekonomických podkladech pro nabídku jednouúčelového zařízení na výrobu pracovních válců teleskopických tlumičů  $\phi 26$  s 1000 MB, s rozměry 29/26 H8, čísla výkresů 403-6404.84 délky 162,5mm a 403-6404.59 délky 225,0mm.



L pro č. v. 403-6404.84 je 162,5 + 0,5mm  
pro č. v. 403-6404.59 je 225,0 + 0,5mm

Výrobní roční objem stanovený útvarem podnikových perspektiv je následující:  
Teleskopický tlumič  $\phi 26$  s 1000 MB

Rok	1968	1969	1970	1971-1973
26x110	322000	320 000	350 000	a 400 000
26x175	281000	300 000	330 000	a 400 000
26x110	386000	384 000	420 000	a 480 000
26x175	337000	360 000	396 000	a 480 000

Tabulka udává počet kusů, v jednotlivých letech, přičemž vyšší hodnoty udávají potřebné množství včetně náhradních dílů.

Ekonomický rozbor vychází ze srovnání technologie používané pro výrobu pracovních válců v současné době, to je protahováním a metodou válcování na hladký trn. Tato metoda je nyní prověřována na rekonstruovaném soustruhu, jehož kapacita je však do budoucna nepostačující.

Pro metodu válcování na hladký trn byly srovnávány tři varianty a to tak, aby kapacitně kryly výrobu.

Jednotlivé technologie jsou porovnány na základech: 1. materiálové náklady,

2. pracnost a mzdové náklady

Ze tří variant se jeví ekonomicky nejvýhodnější ta, ve které je počítáno s použitím čtyřvřetenového jednouúčelového zařízení pro válcování na hladký trn s automatickým cyklem provádějícím operace rotační

tváření, upichování na délku. Operaci srážení hran provádět jednotlivě na revolverovém soustruhu.

Předpokládaný pořizovací náklad zařízení	300 000 Kčs ± 15%
Příkon	15 kW
Zastavbová plocha	12 m <sup>2</sup>
Předpokládaná životnost	5 let
Ekonomické ukazatele	
Doba návratnosti	1,35 roku
Doba úhrady	1,05 roku
Společenský výnos	759 000 Kčs /3 roky

Technická data předpokládaná po ekonomickém rozboru:

Počet válcovacích trnů	4
Smysl rotace	pravý
Otáčky trnu 1/min	1520
Otáčky motoru 1/min	1440
Počet roln/ jednotku	3
Takt max.	51,5 sec
Takt min.	46 sec
Max. kapacita při 80%	2000 ks/směnu
Min. kapacita při 80%	1800 ks/směnu
Váha jednotky JHV 63	1500 kg
Váha stojanu a desky	900 kg
Váha válcovací části	800 kg
Váha celková	3300 kg
Příkon	15 kW
Zastavovací rozměry	3370x1500

Technologické parametry:

Obvodová rychlost tváření	v	2,25 m/sec
Posuv na otáčku	s	0,35 mm/ot
Podélná rychlost tváření	v	0,532 m/min
Čas operace válcování(čistý)	t	21 sec

Jednoučelový stroj bude složen z těchto skupin a součástí:

Hydraulický agregát, vrtací jednotka JHV 63 se čtyřvřetenovou hlavou VH63, stojan s deskou, válcovací trn, zásobník pro 2 vřetena, chladicí zařízení, válcovací rolny, upichovací kotouč, podpěrný hrot, strhovací trubka, propad orovnaných trubek, pevný doraz.

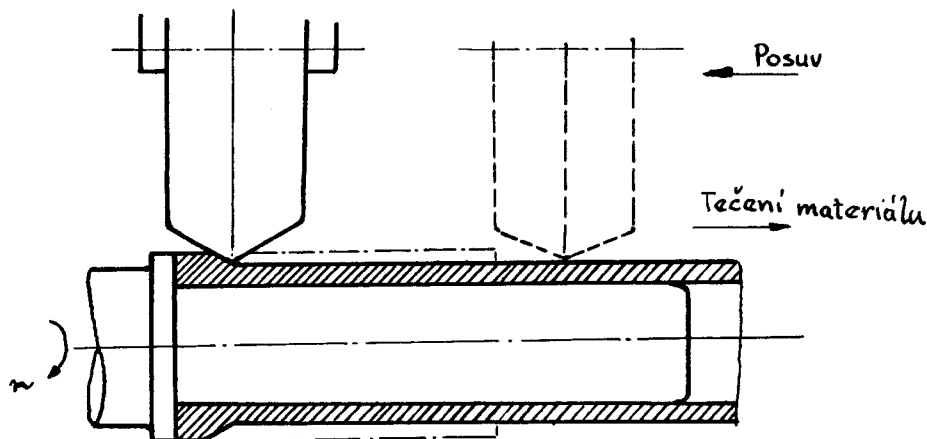
### 3. VÝPOČET SIL VZNIKAJÍCÍCH PŘI ROTAČNÍM TVÁŘENÍ DUTÉHO VÁLCOVÉHO TĚLESA.

#### Definice metody:

Rotační tváření je způsob tváření rotujícího předmětu působením jedné nebo více roln, při kterém zůstává nezměněn vnitřní průměr při úmyslném zmenšování tloušťky stěny. Při tváření se materiál stlačuje do velmi malého prostoru a plasticky se deformuje, přičemž teče ve směru nejmenšího odporu. Vliv na přetváření mají: mechanické vlastnosti, velikost mezery mezi trnem a kladkou, poměr úhlů mezi trnem na vstupní a výstupní straně materiálu, tvar a velikost rolny i průměrem polotovaru, technologické poměry.

#### Teorie výpočtu:

Při výpočtu vznikajících sil je aplikován výpočet podle Thamasetta, který je uváděn v literatuře (1). Při tváření pracovních válců je použita t. zv. protisměrná metoda podle obr 1.



Ze základního vzorce pro tvářecí sílu:

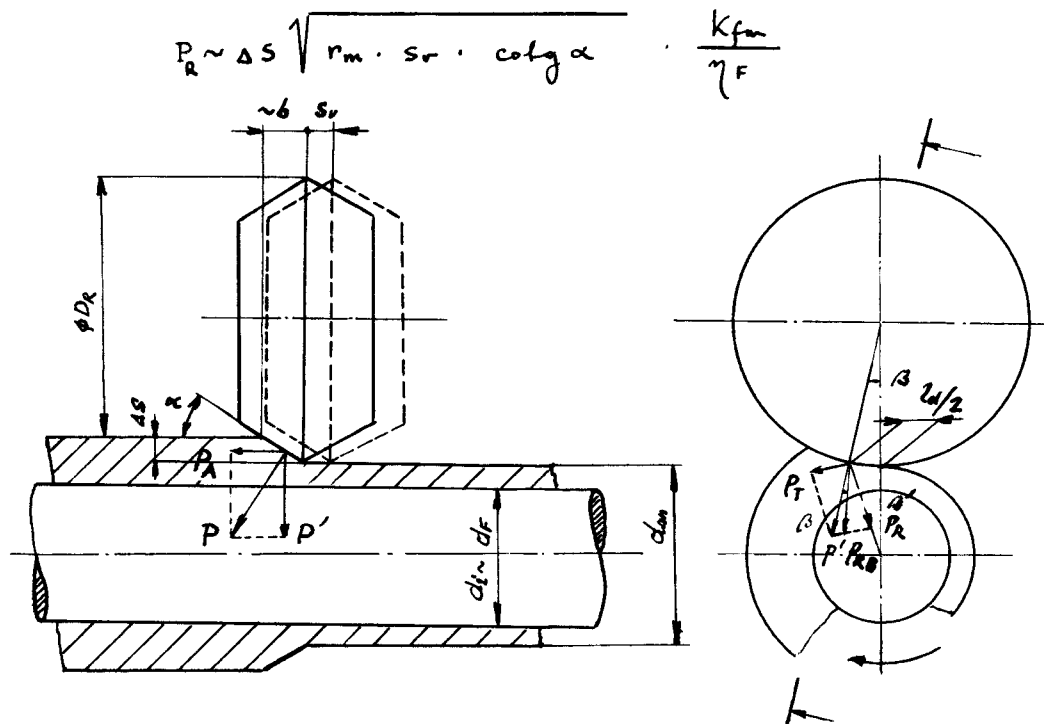
$$P = F_d \cdot k_{wm} \text{ nebo}$$

$$P = b \cdot l_d \cdot \frac{k_{fm}}{\eta_F} \text{ lze při použití zjednodušujících}$$

předpokladů odvodit z geometrických poměrů vztahy pro jednotlivé složky celkové tvářecí síly a to sílu radiální  $P_R$ , axiální  $P_A$  a tangenciální  $P_T$ . Thamasett vychází při stanovení složek síly výsledné ze síly radiální  $P_R$ .

$$P_R = b \cdot l_d \cdot \frac{k_{fm}}{\eta_F}$$

a z geometrických poměrů spolu se zavedením zjednodušujících předpokladů odvozuje vztah pro  $P_R$



Výpočet konkrétních hodnot sil.

Metoda rotačního tváření byla vyzkoušena pro válcování pracovního válce při těchto technologických parametrech:

$$\Delta S = 0,25 \text{ mm}$$

$$s_r = 0,35 \text{ mm/vt}$$

Podle zkoušek v literatuře (1) je vhodná velikost pracovního úhlu

$$\alpha = 25^\circ$$

$$\text{Ø rolny } D_R = 80 \text{ mm}$$

Střední polomer:

$$r_m = \frac{2 r_R \cdot r_{an}}{r_R + r_{an}} = \frac{2 \cdot 40 \cdot 14,25}{40 + 14,25} = 21 \text{ mm}$$

Materiál pracovních válců: 1150 pro protahování  
Náhradní materiál: 11350.0 pro tváření

Pro výpočet je směrodatný materiál 11350, neboť je vhodný pro tváření a proto se v současné době používá materiál 11350.0.

Mechanické hodnoty pro 11350 podle ČSN 411353 v nežíhaném stavu, v němž jsou dodávány polotovary (trubky 29/26x3000), a který je výhodný z hlediska podélného průběhu sil - literatura(2)

$$\text{je } \sigma_{pt} = \text{min } 35 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{kt} = 25 \text{ kp/mm}^2$$

$\eta_F$  je stupeň účinnosti změny tvaru a podle zkoušek v literatuře (1) činí 10-15%.

$k_{fm}$  je střední přetvárná pevnost. Určí se jako střední hodnota meze průtažnosti ( $\sigma_{0.2}$ ), před tvářením za studena a po něm, což postačuje pro praktické výpočty, viz literatura (3) str. 18-19.

Přesnější metoda je použitím křivky meze průtažnosti a deformace zplanimetrováním plochy (3) str. 19 na niž odkazuje literatura (1).

Zpevnění materiálu tvářením je závislé na stupni tvářením  $\epsilon$ .

$$\epsilon = \frac{S_0 - S}{S_0} \cdot 100 = \frac{1,50 - 1,25}{1,50} \cdot 100 = 16,7 \%$$

kteréžto hodnotě odpovídá zpevnění na  $40 \text{ kp/mm}^2 = \sigma_{kt}$  podle literatury (4).

Potom bude:

$$k_{fm} = \frac{\sigma_{kt} + \sigma_{ktzpevn}}{2} = \frac{25 + 40}{2} = 32,5 \text{ kp/mm}^2$$

Pokud při montáži dojde k určité nepřesnosti a rolny nebudou ležet přesně v rovině, nedojde k rozdělení posuvu  $s_v$  na všechny rolny t. j.  $\sim 0,12 \text{ mm/rolnu}$  a veškerou tvářecí práci přebírá jediná rolna. Liter. (1) Proto je do vzorce dosazována hodnota posuvu

$$s_v = 0,35 \text{ mm/ot}$$

Radiální síla

$$P_R \approx 0,25 \sqrt{21 \cdot 0,35 \cdot \cotg 25^\circ \cdot \frac{32,5}{0,1}} \approx 322 \text{ kp}$$

Axiální síla bude dosahovat nejvyšší hodnoty, dojde-li k dokonalému rozdělení posuvu na 3 rolny

a) pro úběr jednou rolnou:

$$P_{A1} = P_R \cdot \tg \alpha = 322 \cdot \tg 25^\circ = 148 \text{ kp}$$

b) pro úběr 3 rolnami:

$$P_{A3} = \frac{3}{\sqrt{3}} \cdot P_{A1} = \frac{3}{\sqrt{3}} \cdot 148 = 254 \text{ kp}$$

Tangenciální síla

$$P_T = 4S \cdot s_v \cdot \frac{k_{fm}}{\eta_F} = 0,25 \cdot 0,35 \cdot \frac{32,5}{0,1} = 28,5 \text{ kp}$$

Podle (1) jsou hodnoty  $P_T$  zjištěné měřením asi o 25% vyšší, proto vypočtenou hodnotu přepočteme:

$$P_{Tskut} = P_T + 0,25 P_T = 35,5 \text{ kp}$$

Na rolnu působí:

V radiálním směru síla  $P'$

$$P' = P_{A1} \cdot \cotg \alpha = 148 \cdot 2,14 = 317 \text{ kp}$$

Vaxiálním směru  $P_{A1}$

$$P_{A1} = 148 \text{ kp}$$

V tangenciálním směru

$$P_r = 35,5 \text{ kp}$$

Poznámka:

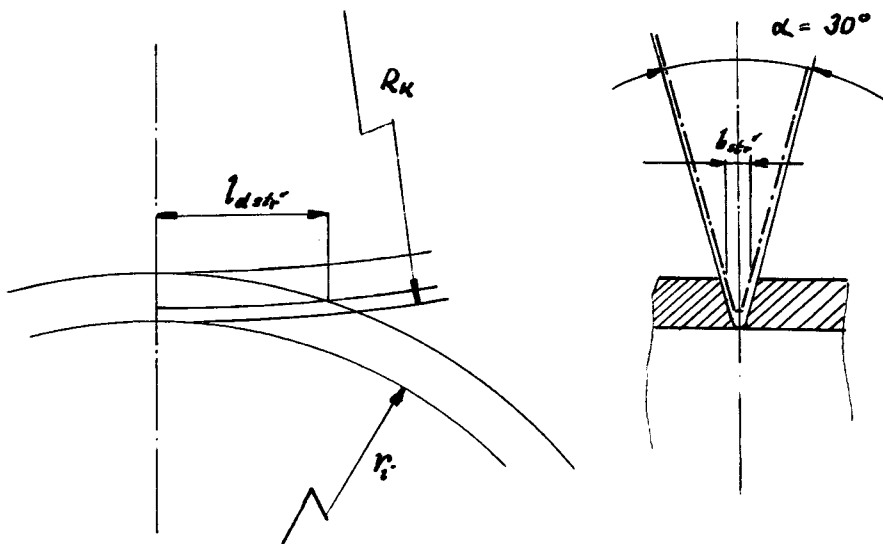
Jelikož mezi zjednodušujícími předpoklady byl pracovní poloměr rolny  $\rho$  položen rovný nule, je vhodné volit jeho velikost rovnou úběru  $\Delta S$ , lit.(1). Délka oblouku je potom relativně malá vzhledem ke kuželu rolny a lze ve výpočtu počítat na základě zjednodušujících předpokladů.

#### 4. VÝPOČET SÍLY VZNIKAJÍCÍ PŘI UPICHOVÁNÍ TVÁŘENÍM

Vycházíme ze základního vzorce z literatury (3).

$$P = l_d \cdot b \cdot k \quad (4.1)$$

Upichování je prováděno kotoučem, jehož obvod je sbroušen tak, aby úhel  $\alpha = 30^\circ$  a na obvodě byla vytvořena ploška 0,1-0,3 mm. podle obrázku:



Jelikož se mění geometrické poměry tváření, bude hodnota síly proměnná. Dá se předpokládat, že při určité hloubce vzniklé axiální síly vyvodí napětí ve zbylém průřezu vyšší než mez kluzu materiálu a dojde k plastickým deformacím. Maximální hodnoty  $l_d$  a  $b$  by odpovídaly spíše vnikání kotouče do plného válce, nikoliv do tenkostěnné trubky.

Z tohoto důvodu uvažují střední hodnoty  $l_d$  str.

a  $b$  str. Z geometrických poměrů vyplývá :

$$l_d \text{ str.} = 4,5 \text{ mm} \quad b \text{ str.} = 0,7 \text{ mm}$$

Hodnotu středního přetvárního odporu  $k$  určíme ze vzorce

$$k = k_{fm} \cdot \left( 1 + 5,5 \mu \cdot \frac{l_d}{h} \sqrt{v} \right) \quad (4.2)$$

dosazením hodnot  $v = 2,25 \text{ m/sec}$   $\mu = 0,1$   $k_{fm} = 32,5 \text{ kp}$   
a hodnoty  $h$

$$h = 0,5 (h_1 + h_2) = 0,5 (14,25 + 1,25) = 7,75 \text{ mm}$$

$h = 0,5 \cdot (h_1 + h_2) = 0,5 \cdot (14,25 + 1,25) = 7,75 \text{ mm}$   
 přičemž  $h_1$  - poloměr válcovaného materiálu  
 $h_2$  - tloušťka stěny dutého předmětu  
 ze vzorce (4.2) dostaneme:  
 $k = 32,5(1 + 5,5 \cdot 0,1) \cdot \frac{4,5 \cdot \sqrt{2,25}}{7,75} = 45,6 \text{ kp}$   
 potom ze vzorce plyne:  
 $P_{\text{max}} = 4,5 \cdot 0,7 \cdot 45,6 = 144 \text{ kp}$

### 5. VÝPOČET SPOTŘEBY ENERGIE PRO TVÁŘENÍ A URČENÍ ELEKTROMOTORU:

#### 5.1. Energie pro tváření:

Čelková energie pro rotační tváření je složena z následujících složek, které vypočítáme ze vztahů uvedených v literatuře (3).  
 Energie potřebná na čistou přetvárnou práci:

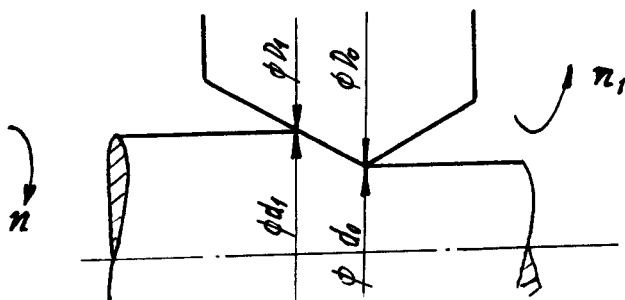
$$N_{\text{def}} = \frac{P_T \cdot v}{75} \quad (5.1,1)$$

Energie na překonání tření:

$$N_v = \frac{3 P' \cdot \mu \cdot v_r}{75} \quad (5.1,2)$$

Relativní rychlost  $v$

$$v = \frac{\pi n_1}{2 \cdot 60} \cdot \frac{D_o d_1 - d_o D_1}{D_o} \quad (5.1,3)$$



Spotřeba energie na překonání tření v ložiskách:

$$N_{\text{lo}} = \frac{3}{75} P' \cdot f_v \cdot v_v \quad (5.1,4)$$

přičemž obvodová rychlost v ložisku:

$$v_v = \frac{\pi d_{\text{lo}} \cdot n_1}{60} \quad (5.1,5)$$

číselné hodnoty získáme dosazením do vztahů:

$$\text{ad (5.1,1)} \quad N_{\text{def}} = \frac{35,5 \cdot 2,25}{75} = 1,14 \text{ kJ / jednotku}$$



ad (5.1,3) plyne relativní rychlost:

$$V_r = \frac{\pi \cdot 540}{2 \cdot 60} \cdot \frac{0,08 \cdot 0,029 - 0,0285 \cdot 0,0795}{0,080} = 0,010 \text{ m/sec}$$

ad (5.1,2)

$$N_v = \frac{3 \cdot 317 \cdot 0,1 \cdot 1,06 \cdot 10^2}{75} = 0,0134 \text{ k / jednotku}$$

ad (5.1,5)

$$V_{lož} = \frac{\pi \cdot 0,06 \cdot 540}{60} = 1,7 \text{ m/sec}$$

ad (5.1,4)

$$N_{lož} = \frac{3}{75} \cdot 317 \cdot 0,02 \cdot 1,7 = 0,43 \text{ k / jednotku}$$

Spotřeba energie pro tváření na jednotku je:

$$N_I = N_{def} + N_v + N_{lož} = 1,14 + 0,01 + 0,43 = 1,58 \text{ k} \approx 1,16 \text{ kW}$$

5.2, Energetické ztráty v převodech:

Ztráty v převodech ozubených kol zahrnujeme účinností převodu  $\eta = 0,97$  pro broušená ozubená kola, jak udává literatura (5). Pro vnější vřetena je na vstupu vrtací hlavy nutný příkon:

$$N_{vněj} = \frac{2 N_I}{\eta_{c1}} \quad (5.2,1)$$

$$\eta_{c1} = \eta_1^6 \quad (6 \text{ převodů ze vstupu na vřeteno})$$

Dosažením vyplyne:

$$\eta_{c1} = 0,97^6 = 0,643$$

ad (5.2,1)

$$N_{vněj} = \frac{2 \cdot 1,16}{0,643} = 3,64 \text{ kW}$$

Pro vnitřní vřetena bude potřebný příkon na vstupu VH 63:

$$N_{vnitř} = \frac{2 N_I}{\eta_{c2}} \quad (5.2,2)$$

$$\eta_{c2} = 0,97^4 = 0,745$$

Ze vztahu (5.2,2)

$$N_{vnitř} = \frac{2 \cdot 1,16}{0,745} = 3,14 \text{ kW}$$

Součet pro všechna 4 vřetena činí:

$$N_{vst} = N_{vněj} + N_{vnitř} = 3,64 + 3,14 = 6,78 \text{ kW}$$

Přenosem výkonu přes převody VHJ 63 dojde k dalším mechanickým ztrátám, takže příkon na vstupu VHJ 63

musí dosahovat hodnoty:

$$N_{vst\ vnu} = \frac{N_{vh}}{\eta_{cs}} \quad (5.2,3)$$

$$\eta_{cs} = \eta_1^3 = 0,97^3 = 0,802$$

ze vztahu (5.2,3)

$$N_{vst\ vnu} = \frac{6,78}{0,802} = 8,45 \text{ kW}$$

5.3. Příkon pro čerpadla jednotky JHV 63.

Elektromotor musí též dodávat energii pro nízkotlakové a vysokotlakové čerpadlo hydraulického systému JHV 63. Jejich příkon vypočítáme ze vztahů podle literatury (6).

$$N = \frac{Q \cdot p}{612 \cdot \eta} \quad (5.3,1)$$

Pro nízkotlakové čerpadlo ( $Q = 45 \text{ l/min}$  p 20at) vypočítáme příkon při uvažování účinnosti  $\eta = 0,8$  bude ze vztahu (5.3,1).

$$N_n = \frac{45 \cdot 20}{612 \cdot 0,8} = 1,84 \text{ kW}$$

Pro vysokotlakové čerpadlo ( $Q = 15 \text{ l/min}$  p 30 at) bude opět ze vztahu (5.3,1)

$$N_v = \frac{30 \cdot 15}{612 \cdot 0,8} = 0,925 \text{ kW}$$

Celkový příkon čerpadel bude součet  $N_v$  a  $N_n$ .

$$N_{\Sigma} = N_v + N_n = 0,925 + 1,84 = 2,765 \text{ kW}$$

5.4. Výkon elektromotoru.

Výkon elektromotoru musí být tedy součtem jednotlivých výkonů:

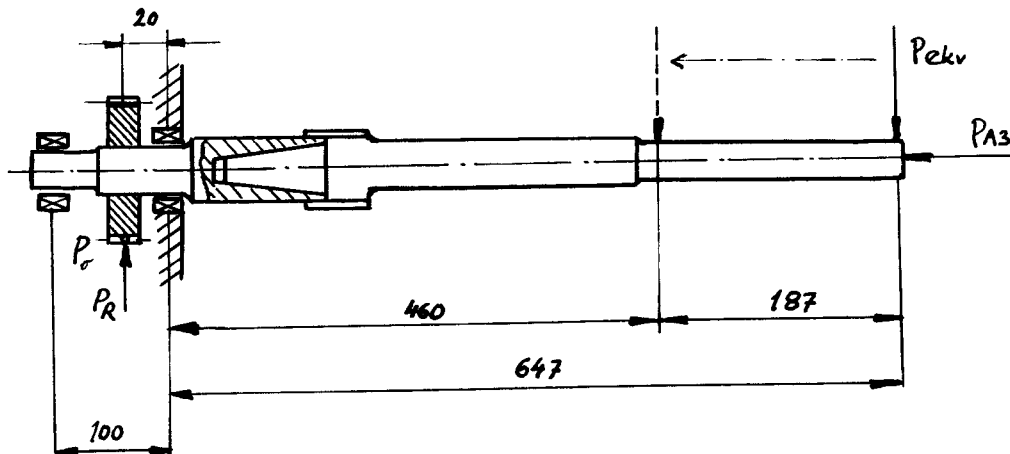
$$N_{el} = N_{vst\ vnu} + N_{\Sigma} = 8,45 + 2,76 = 11,21 \text{ kW}$$

Elektromotor jednotky JHV 63 t.j. typ OR-67b má podle katalogu nominální výkon 12 kW. Zatížení motoru chodem jednoučelového stroje má charakter krátkodobého zatížení t. zn. N1b podle ČSN 35 00 00. Literatura (7) doporučuje ověřit na prototypu potřebný výkon registračním wattmetrem, čímž lze zkontrolovat přesnost výpočtu.

6. VÝPOČET ULCŽENÍ VŘETENA VE VRTACÍ HLAVĚ VH 63.

6.1. Schema uložení a působící síly;

V ložiskách vznikají reakce od síly  $P_{ew}$  která je ekvivalentní průhybu v místě jejího působení jakožto následek výrobních nepřesností a od síly  $P_r$ ,  $P_r$  t.j. radiální složky síly soukolí ozubených kol.



Ozubená kola přenášejí krouticí moment:

$$M_k = 71\,620 \frac{\text{N}}{\text{s}} = 71\,620 \cdot \frac{1,58}{1520} = 74,5 \text{ kpcm}$$

Obvodová síla v soukolí:

$$P_t = \frac{2M_k}{D_t} = \frac{2 \cdot 74,5}{101,5} = 14,1 \text{ kp}$$

Radiální síla:

$$P_R = P_t \cdot \lg 20^\circ = 14,1 \cdot 0,364 = 4,2 \text{ kp}$$

Z momentové podmínky platí:

$$R_{Ax} \cdot 10,5 - P_t \cdot 2 = 0 \Rightarrow R_{Ax} = 2,7 \text{ kp}$$

$$R_{Bx} = P_t - R_{Ax} = 14,1 - 2,7 = 11,4 \text{ kp}$$

$$R_{Ay} \cdot 10,5 - P_R \cdot 2 = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{2 \cdot P_R}{10,5} = \frac{2 \cdot 4,2}{10,5} = 0,8 \text{ kp}$$

$$R_{By} = P_R - R_{Ay} = 4,2 - 0,8 = 3,4 \text{ kp}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{11,4^2 + 3,4^2} = 11,9 \text{ kp}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{2,7^2 + 0,8^2} = 2,82 \text{ kp}$$

Průhybu na konci trnu bude odpovídat síla:

$$P = \frac{3EJ}{l^2 \left( \frac{1}{3l} \frac{a}{J_A} \right)} \quad (6.1,1)$$

Pro předpokládanou nepřesnost 0,3 mm budou ze vztahu (6.1,1) a pro 1 max a 1 min vypočteny hodnoty

$P_{min}$  a  $P_{max}$ .  
Pro jednoduchost považují modul průřezu za konstantní. Ze zjednodušení plyne:

$$P = \frac{3EyJ}{l^2(1+a)} \quad (6.1,1)$$

Dosažením do (6.1,1a) dostaneme:

$$P_{max} = 10,6 \text{ kp}$$

$$P_{min} = 4,35 \text{ kp}$$

Tyto síly vyvolí reakce v ložiskách:

$$P \cdot (1+a) - R_B \cdot a = 0$$

$$R_{Bmax} = 60,6 \text{ kp}$$

$$R_{Bmin} = 33,2 \text{ kp}$$

Z podmínky rovnováhy

$$R_{Amax} = 50 \text{ kp}$$

$$R_{Amin} = 28 \text{ kp}$$

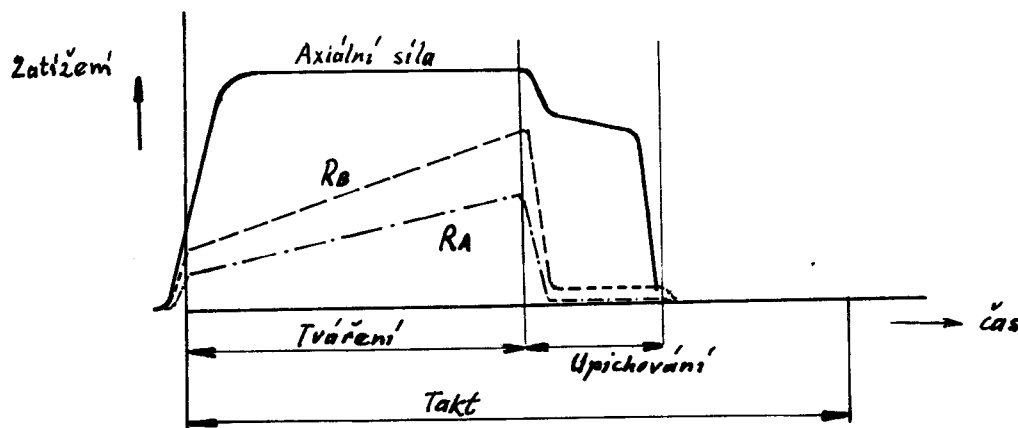
Časový průběh zatížení při předpokladu nejnepříznivějšího případu t. j. směry  $R$  jsou shodné a obě složky se počítají:

Z toho plyne, že reakce se budou měnit od:

$$R_A = 28 + 2,8 \div 50 + 2,8 = 30,8 \div 52,8 \text{ kp}$$

$$R_B = 33,2 + 11,9 \div 60,6 + 11,9 = 45,1 \div 72,5 \text{ kp}$$

### 6.2. Dimenzování ložisek:



Při tomto charakteru zatížení lze určit střední zatížení ze vztahu uvedeného v literatuře (8)

$$F_s = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \quad (6,2,1)$$

Dynamické zatížení ložiska v reakci B:

$$F_{SB} = \frac{R_{Bmin} + 2R_{Bmax}}{3} = \frac{45,1 + 2 \cdot 72,5}{3} = 65 \text{ kp}$$

v reakci A:

$$F_{SA} = \frac{R_{Amin} + 2R_{Amax}}{3} = \frac{30,8 + 2 \cdot 52,8}{3} = 46 \text{ kp}$$

Uvažujeme tedy dobu zatížení v jednom cyklu:  
 $t_{zad} = t_{tvár} + t_{upich} = 21 + 3 \text{ sec} = 25 \text{ sec/takt.}$   
 Pro předpokládanou životnost bude tedy muset být  
 životnost ložisek:  $313\ 000 \text{ cyklů / rok} \cdot 25 [\text{sec/rok}]$

$$L = \frac{313000 \cdot 25 \cdot 5}{3600} = 11000 \text{ hod} / 5 \text{ let}$$

Ložisko B:  
 Pro zvýšení tuhosti upravíme  $\phi$  hřídele na 35mm a  
 volíme ložisko 6007

Pro ložiska kuličková platí:  $L_h = \left(\frac{C}{P_s}\right)^3 \frac{16666}{n}$   
 (6.2,2)

Životnost ložiska B podle (6.2,2) je:

$$L_h = \left(\frac{1250}{65}\right)^3 \frac{16666}{1520} = 76500 \text{ hod}$$

Životnost ložiska A 6204 (původní) podle téhož  
 vztahu:

$$L_h = \left(\frac{1000}{46}\right)^3 \frac{16666}{1520} = 110\ 000 \text{ hodin}$$

Axiální síla = 254 kp  
 Ložisko 51 105 původní má životnost podle (6.2,2)  
 1940 hodin, tedy nevyhovující:  
 Proto je použito typu 51 305 jehož životnost je  
 podle (6.2,2):

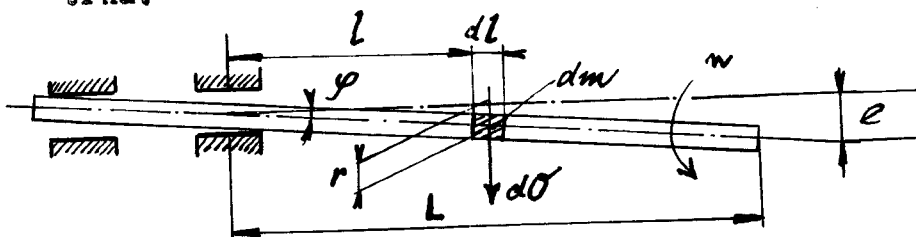
$$L_h = \left(\frac{2800}{254}\right)^3 \frac{16666}{1520} = 14\ 800 \text{ hodin}$$

## 7. VÝPOČET KRITICKÝCH OTÁČEK TRNU.

Ke kritickým otáčkám by došlo v případě,  
 že vlastní frekvence by se rovnala frekvenci krou-  
 živého kmitání v době před vsunutím trnu s polo-  
 towarem do válcovacích roln, neboť tehdy se otáčí  
 trn jen letmo uchycený.

Pokud budeme uvažovat jen vychýlení vlastní vahou  
 trnu, bude odchylka ideální a skutečné osy nepatr-  
 ná a kritické otáčky zjištěné např. podle vzorce:  
 $n_k = 4,364 \cdot 10^7 \cdot \frac{d}{l^2}$  jsou řádově pro náš případ  
 $\sim 15000 \text{ ot/min.}$

Jelikož dojde časem k vyběhání ložisek  
 bude výchylka osy trnu z osy ideální mnohem větší  
 a poměry budou úplně odlišné. Uvažujeme tudíž  
 výchylku od vůlí v ložiskách e 0,3 mm na konci  
 trnu.



Výhybku odstředivou silou můžeme zanedbat vzhledem k velikosti výhybky  $e$  a pokládat zvyšování výhybky lineární.

Při otáčení bude na element působit:

$$dD = dm \cdot r \cdot \omega^2 = \rho \cdot f \cdot dl \cdot \rho g \varphi \cdot l \cdot \omega^2$$

Výslednou hodnotu získáme integrováním vztahu v měřících délkách daných konstrukcí trnu.

$$D = \int_0^{L_1} \rho \cdot f_1 \cdot l \cdot \rho g \varphi \cdot \omega^2 dl + \int_{L_1}^{L_2} \rho \cdot f_2 \cdot l \cdot \rho g \varphi \cdot \omega^2 dl + \int_{L_2}^{L_3} \rho \cdot f_3 \cdot \rho g \varphi \cdot \omega^2 dl$$

úpravou získáme vztah

$$D = \rho \cdot \frac{l}{2} \cdot \omega^2 \left[ f_1 \frac{L_1^2}{2} + f_2 \left( \frac{L_2^2}{2} - \frac{L_1^2}{2} \right) + f_3 \left( \frac{L_3^2}{2} - \frac{L_2^2}{2} \right) \right] \quad (7.1,1)$$

příčinná měrná hmota

$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{0,0078}{981} = 7,95 \cdot 10^{-6} \text{ kpcm}^3 \text{ sec}^2$$

$$\rho g \varphi = \frac{e}{L} = \frac{0,03}{67} = 4,48 \cdot 10^{-4}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1520}{30} = 159 \text{ 1/sec}$$

$$f_1 = 18,55 \text{ cm}^2$$

$$f_2 = 800 \text{ cm}^2$$

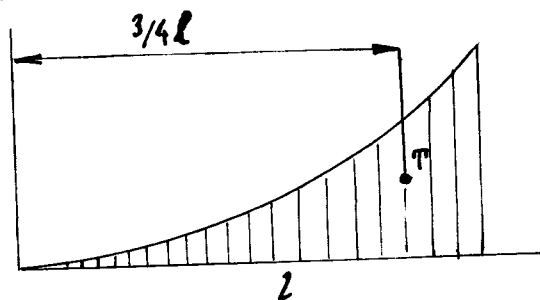
$$f_3 = 8,5 \text{ cm}^2$$

$$L_1 = 210 \text{ mm}$$

$$L_2 = 480 \text{ mm}$$

$$L_3 = 640 \text{ mm}$$

Dosažením do vztahu (7.1,1) vypočítáme hodnotu odstředivé síly  $D = 0,295 \text{ kp}$   
Ze vztahu (7.1,1) plyne, že  $D = r(l^2)$  tudíž její rozložení na trnu bude:



Výslednice spojitěho zatížení působí v těžišti t.j.  $3/4$  od kraje; tato síla způsobí výhybku  $y$ , podle vzorce viz (6.1,1). Uvažujeme-li moment setrvačnosti  $I$  v místě vetknutí za rozhodující, bude výhybka

$$y = \frac{0,295 \cdot 48,5^2 \cdot (48,5 + 10)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7,25} = 6,47 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$$

Neporušuje tedy předpoklad lineárního vzrůstu odchylky od ideální osy. Z vypočtených hodnot můžeme určit tuhost  $c$ :

$$c = \frac{D}{y} \text{ uvedeno např. v literatuře (5)}$$

$$c = \frac{0,295}{6,47 \cdot 10^{-4}} = 457 \text{ kp/cm}$$

Hmota trnu:

$$m = \rho (L_1 f_1 + L_2 f_2 + L_3 f_3)$$

$$= 7,95 \cdot 10^{-6} (18,7 \cdot 5,3 + 25 \cdot 8,08 + 21 \cdot 12,55) = 4,47 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kp sec}^2}{\text{cm}}$$

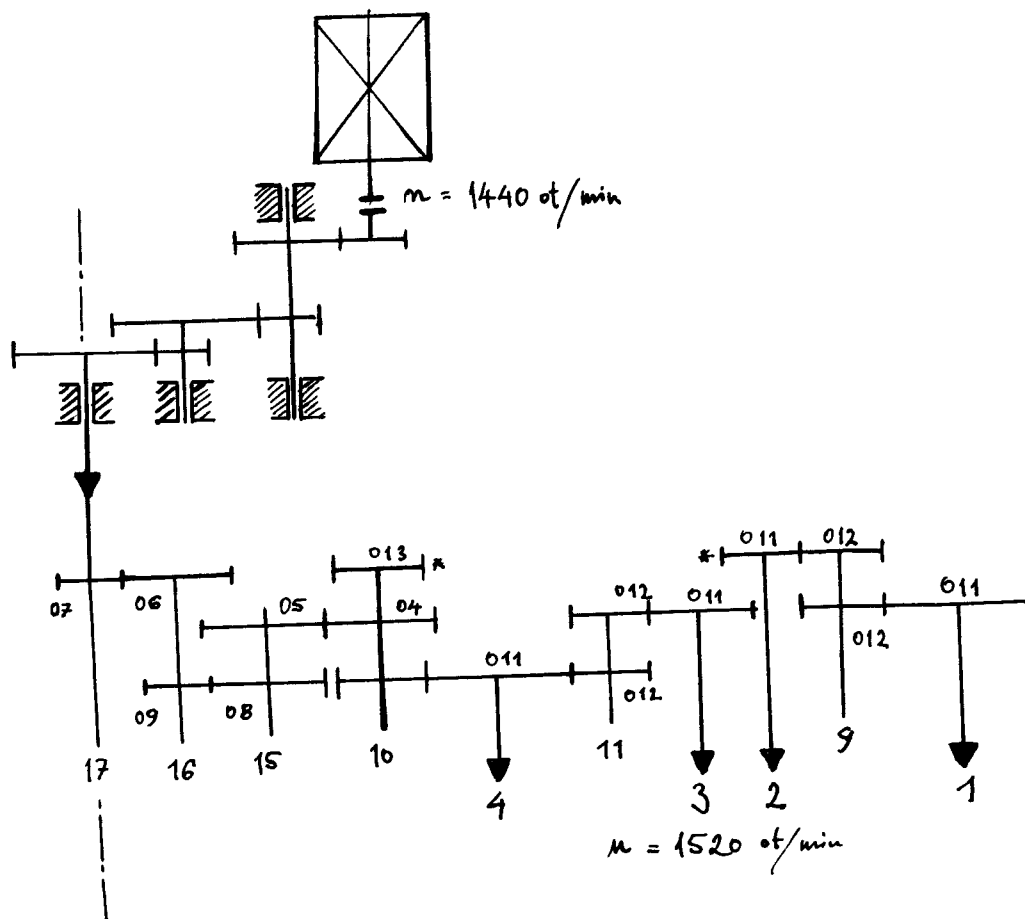
Kritická frekvence úhlová:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{457}{4,47 \cdot 10^{-3}}} = 320 \approx n_k = 3060 \text{ ot/min}$$

Provozní otáčky trnu tedy jsou v podkritické oblasti.

### 8. KONTROLA VÝKONU NUTNĚHO PRO ROZBĚH SETRVAČNÝCH HMOT.

Při každém cyklu bude výchozí úsek rozběh veškerých setrvačných hmot, neboť strhování výrobků musí být prováděno za klidu. Setrvačné hmoty redukují na vstup jednotky JVH 67. Při rozběhu je nutno zrychlit pracovní trny, veškerá ozubená kola a hřídele vrtací hlavy VH a JVH 63. Moment setrvačnosti J: Předpoklad: ozubená kola tvoří spolu s hřídelem vždy válec, jehož  $J = \frac{1}{2} m r^2$  (8.1,1).  
Podle výkresové dokumentace VH 67 č.v. 81-08 24000/1 lze zjistit rozměry ozubených kol a spočítat jednotlivé momenty setrvačnosti podle (8.1,1).



Ozubené kolo (podle dokumentace)	Moment setrvačnosti	
07	0,0760	kgcmsec <sup>2</sup>
06	0,0250	"
09	0,0135	"
08	0,0167	"
05	0,0320	"
04	0,0386	"
013	0,0310	"
011	0,0204	"
018	0,0067	"

Moment setrvačnosti trnu:

$$J \approx 4,24 \cdot 10^{-3} \text{ kgcm sec}^2$$

Redukovaný moment vypočteme ze vzorce (literatura 5)

$$J_{red} = \frac{\sum J_i \omega_i^2}{\omega_1^2} \quad (8.1,2)$$

kvadrát úhlové rychlosti vypočítána ze vztahu

$$\omega^2 = \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2 \quad (8.1,3)$$

Pro jednotlivé křídle vypočteme ze vztahu (8.1,3)

Křídlo (číslo na výkresu)	$\omega^2$	Moment setrvačnosti J
17	35600	0,0760
18 16	33400	0,0385
19 15	29500	0,0487
13 10	27000	0,0100
6 3	25000	0,0204
12 11	45000	0,0134 kg cm sec <sup>2</sup>
5 4	25000	0,0204
2 7	25000	0,0204
14 9	45000	0,0134
8 8	25000	0,0204

Ze vzorce (8.1,2) plyne:

$$J_{red} = \frac{18400}{22800} = 0,806 \text{ kg sec}^2 \text{ cm}$$

Dynamický moment podle literatury (5) Při době rozběhu  $t = 2 \text{ sec}$ :

$$M_d = \frac{J_{red} \cdot \omega_1}{t \cdot \eta_c} = \frac{0,806 \cdot 151}{2 \cdot 0,5} = 122 \text{ kp cm} \quad (8.1,4)$$

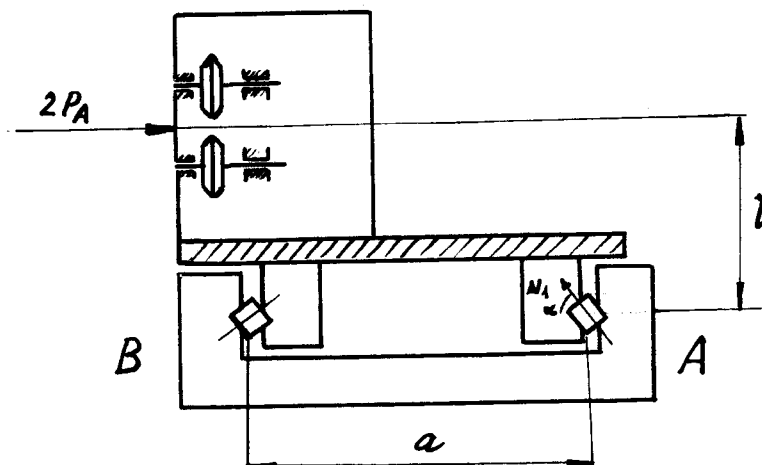
Tomu odpovídá potřebný výkon:

$$N = \frac{M_d \cdot \omega}{94000} = \frac{122 \cdot 1520}{94000} = 1,87 \text{ kW}$$



### 9. NÁVRH VALIVÉHO ULOŽENÍ TVÁŘECÍHO ZAŘÍZENÍ

Vždy dvojice tvářecích přípravků je uložena na válečkách, aby mohlo docházet k vystředování se trnu a dvojice rolen při změně osové vzdálenosti trnů tepelnou dilatací.  
Schema:



Reakce určíme z momentové podmínky rovnováhy:  
 $2P_{A3} \cdot l - R_A \cdot a = 0$

$$R_A = \frac{2 \cdot 254 \cdot 15}{25} = 305 \text{ kp}$$

Reakce se rozkládá na normální složky, jejichž velikost je:

$$R_{AN} = R_A \cdot \cos 45^\circ = 305 \cdot 0,707 = 215 \text{ kp}$$

Uložení je též zatíženo axiální silou  $2P_{A3}$ , jejíž normální složka je:

$$R_{A3N} = 2P_{A3} \cdot \cos 45^\circ = 2 \cdot 254 \cdot 0,707 = 360 \text{ kp}$$

Na nejvíce namáhané ploše se složky sčítají:

$$N = R_{A3N} + R_{AN} = 360 + 215 = 575 \text{ kp}$$

Zatížení jednoho tělíska:

$z$  - počet tělísek

$$N_1 = \frac{N}{z} \cdot \kappa$$

$\kappa$  - zahrnuje nepřesnost válečků

Dosažením

$$N = \frac{575}{8} \cdot 1,2 = 86,5 \text{ kp} \quad \text{přičemž počet válečků je dán konstrukcí}$$

Dotykový tlak  $p_0$  podle Hertzova vzorce je pro válec a rovinu:

$$p_0 = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E_s}{r_r \cdot l}} \quad (9,1)$$

pro průměr válečků  $d = 20 \text{ mm}$  je redukovaný polo-

měr při styku válce s rovinou  $r_1 = r$ .  
Styková délka z konstrukce  $l = 12\text{mm}$   
Posazením hodnot do (9,1) vychází Hertzův tlak  $p_0$ .

$$p_0 = 0,418 \sqrt{\frac{86 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{1 \cdot 1,2}} = 12\,500 \text{ kp/cm}^2$$

Z Hertzova tlaku určíme velikost napětí  $\sigma$  :

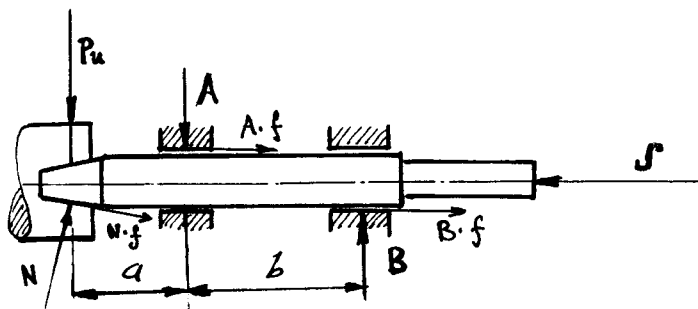
$$\sigma = 0,2 p_0 = 0,2 \cdot 12\,500 = 2\,500 \text{ kp/cm}^2$$

Při zakalení vedení na 60 HRC bude dovolená hodnota  
napětí  $\sigma_{\text{dov}} = 2\,500 \text{ kp/cm}^2$ ,  
pro materiál 14 100 - podle údajů v literatuře (5)

### 10. VÝPOČET LOŽISEK ULOŽENÍ PODPĚRNÉHO HROTU.

Při upichování vyválcovaného výrobku je  
nutné podepřít trn odpruženým hrotem, který zachy-  
cuje v podstatě upichovací sílu,

10.1. Výpočet potřebné přítláčné síly hrotu:  
Schéma sil na hrotu:



složkové

Z podmínek rovnováhy a momentové podmínky lze odvo-  
dit vztahy:

$$S = N \cdot f \cdot \cos \alpha + N \sin \alpha + A \cdot f + B \cdot f \quad (10.1,1)$$

$$N \cos \alpha = A - b \quad (10.1,2)$$

$$N \cos \alpha \cdot a = B \cdot b \quad (10.1,3)$$

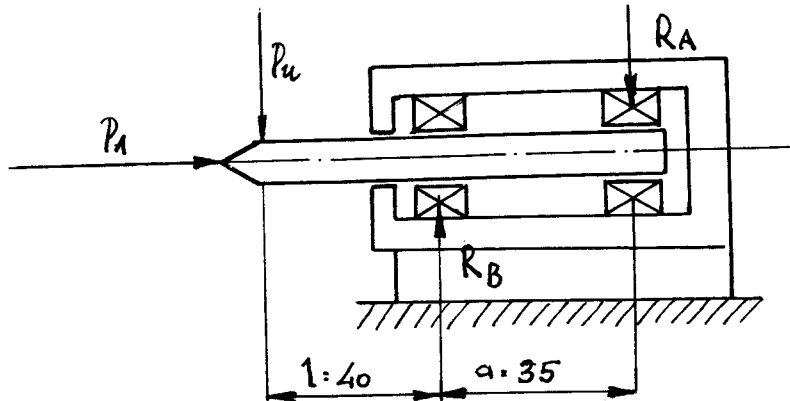
$$N \cos \alpha = P_u \quad (10.1,4)$$

Dosažením hodnot  $\alpha = 30^\circ$   $f = 0,1$   $a = 30\text{mm}$   $b = 75\text{mm}$   
 $P_u = 144\text{kp}$  lze z rovnice (10.1.1) psát potřebnou  
axiální sílu. až 4

$$S = 144 \cdot 0,1 + \frac{144}{0,866} \cdot 0,5 + 185 \cdot 0,1 + 41 \cdot 0,1 = 120,5\text{kp}$$

Přítláčná síla bude vyvozena hydraulickým válcem JHVJ 6  
pístu 25mm a bude zachycována axiálním ložiskem.  
Tlak v systému hydrauliky je 30at, tedy přítláčná  
síla je  $\sim 150\text{kp}$ , čímž je přítlak hrotu jistěn.

10.3. Výpočet ložisek - schema uložení:



Reakce v ložiskách vyplývají z momentové podmínky rovnováhy a složkové podmínky rovnováhy:

$$P_u \cdot (a+1) - R_B \cdot 1 = 0$$

$$R_B = \frac{144(3.5+4)}{3.5} = 308 \text{ kp}$$

$$R_A = R_B - P_u = 308 - 144 = 164 \text{ kp}$$

Ložiska musí být dimenzována na následující počet hodin:  
Zatížení silou  $P_u \sim 2 \text{ sec/1 takt}$ , t. z. n., za 5 let při 313 000 taktech/rok, že je zatížení po dobu 870 hod.

Zatížení silou  $P_A$  bude  $\sim 5 \text{ sec/1 takt}$ , t. j., za 5 let bude celková doba zatížení 2180 hod.

Volím ložisko B 6206.

$$\text{Dynamické zatížení: } P = X \cdot V \cdot F = 1.1 \cdot 1.308 = 308 \text{ kp}$$

Životnost podle (6,2,2)

$$L_h = \left( \frac{1530}{308} \right)^3 \cdot \frac{16666}{1520} = 1320 \text{ hodin}$$

Ložisko A: 6005

$$P = 1.1 \cdot 164 = 164 \text{ kp}$$

$$L_h = \left( \frac{780}{164} \right)^3 \cdot \frac{16666}{1520} = 1170 \text{ hodin}$$

Ložisko C axiální: 61106

$$P_A = 150 \text{ kp}$$

$$L_h = \left( \frac{1460}{150} \right)^3 \cdot \frac{16666}{1520} = 10000 \text{ hodin}$$

## 11. NÁVRH ELEKTROMAGNETICKÉ SPOJKY

Spojka je vložena mezi elektromotor a vstup do VHJ 63. Při plném zatížení musí přenášet krouticí moment.

$$M_k = \frac{16,3}{1440} \cdot 71620 \cdot \dots = 810 \text{ kpcm}$$

Volíme elektromagnetickou spojku s dynamickým momentem, s těmito stavebními rozměry:

$$M_d = 10 \text{ kpcm}$$

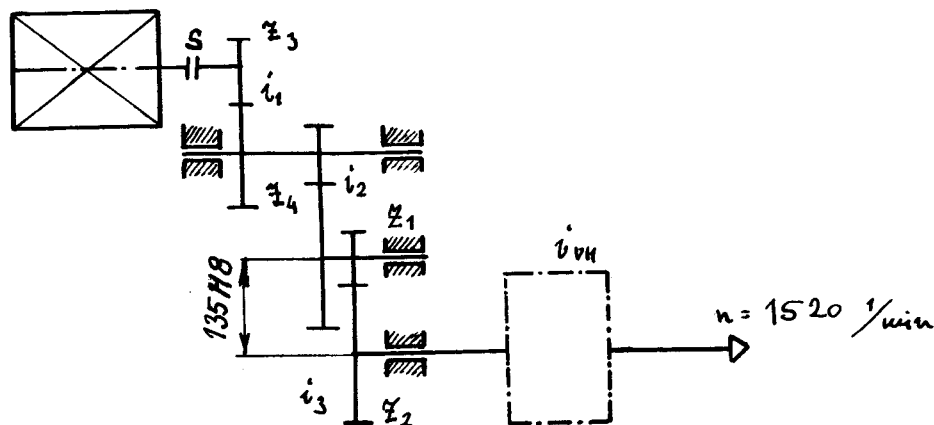
$$L = 60 \text{ mm}$$

$$D = 147 \text{ mm}$$

Podle prospektu výrobce Přerovské strojírný, n.p. Při rozběhu přenáší spojka moment podle vztahu (8.1,4) t.zn. 112 kpcm, tedy několikrát nižší hodnotu než při operaci tváření.

## 12. ZMĚNA PŘEVODŮ VE VRTACÍ HYDRAULICKÉ JEDNOTCE

Schema převodů VHJ 63.



Převod elektromotor - trn:

$$n_{el} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_{VH} = 1500 \text{ ot/min}$$

Aby bylo dosaženo potřebného převodu, musí se změnit např.: převod  $i_3$  : změna kol  $z_3$   $z_4$

$$i_3 = \frac{n}{n_{el} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_{VH}} = 1,745$$

Tudíž změna výměnných kol:  $z_1$   $z_2$  bude

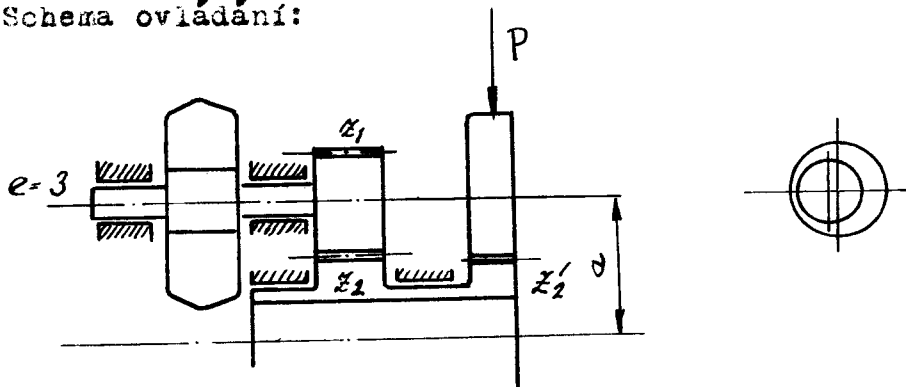
$$a = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = 135 \text{ mm}$$

Tomuto vyhovují kola: 57  $z_1$  33  $z_2$

$$a = \frac{m}{2} (57 + 33) = \frac{3}{2} \cdot 90 = 135 \text{ mm}$$

### 13. GEOMETRICKÉ ROZMĚRY MECHANISMU OVLÁDÁNÍ ROLEN.

Schema ovládání:



Rolny budou uloženy na hřídeli excentricky s výstředností  $e = 3\text{mm}$  a budou ovládány hydraulickým válcem přes převody - ozubený hřeben a kolo jeden pár ozubených kol  
Osová vzdálenost musí být :

$$a_{\text{výr}} = \frac{D_r}{2} + \frac{d_{\text{vnitř}}}{2} + s = 1,25 + 40 + 13 = 54,25\text{mm}$$

Pro navržení ozubeného kola  $z_1 = 24, z_2 = 38$  a modul  $m = 1,75$  bude a:

$$a = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = 54,25\text{mm}$$

Abý oddálení rolen bylo maximálně 2 mm je třeba natocit pastorek  $z_1$  o úhel  $83^\circ$

Natocení kola  $z_2$  a  $z_2'$  bude  $\beta = \frac{\alpha}{i} = \frac{83}{1,585} = 52,4^\circ$

Převod hřeben - kolo bude tento:

$$z_2' = 60 \quad m = 1,75 \quad \text{a } D_{t,z_2'} = 105\text{mm}$$

Závit pístu hydraulického válce bude  $l = R_{t,z_2'} \cdot \text{arc } 52,4^\circ = 49,4\text{mm}$

### 14. PEVNOSTNÍ KONTROLA OZUBENÝCH KOL.

Zatížení rolny silou  $F'$  (viz 3) vyvozuje při excentricitě  $e = 0,3$  max. možný moment:

$$M = F \cdot e = 317 \cdot 0,3 = 95\text{kpcm}$$

Potom je obvodová síla ve styku ozubených kol  $z_1, z_2$ :

$$P_{\text{obv}} = \frac{2M_k}{D_{t_1}} = \frac{2 \cdot 95}{4,5} = 42,2\text{kp}$$

Jelikož je celý mechanismus též svázán s přísunem upichovacího kotouče, je nutno zkontrolovat, podle údajů jež jsou uvedeny výše, obvodovou sílu, která je ve styku kol při upichování. Jelikož dosahuje

nižší hodnoty je ozubení kontrolováno pro větší sílu:  $P_{obv} = 45,3 \text{ kp}$

14.1. Kontrola ra onyb:

$$\sigma = \frac{8,5 \cdot P}{b \cdot l \cdot m} = \frac{8,5 \cdot 45,3}{1,5 \cdot 21 \cdot 0,175} = 468 \text{ kp/cm}^2 \quad (14.1,1)$$

Amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{\sigma}{2} = \frac{465}{2} = 232,5 \text{ kp/cm}^2$$

Zahrneme vliv vrubu:

$\beta = 1 + (\alpha - 1) \eta_c$  14.1.2; příčměň tvarový činitel  $\alpha$

$$\text{určíme ze vzorce } \alpha = 1,65 - \frac{2,5}{z_2} = 1,65 - \frac{2,5}{38} = 1,59$$

(literatura 7)

Vrubová citlivost  $\eta_c$  je pro materiál 12O10  $\eta_c = 0,35$

$$\beta = 1 + (1,59 - 1) \cdot 0,35 = 1,2$$

$$\sigma^* = \sigma_a \cdot \frac{\beta}{\gamma_v \gamma_s} \quad 14.1.3/\text{kde } \gamma_v \text{ - vliv velikosti} = 0,6$$

$\gamma_s$  - vliv jakosti povrchu = 0,85

$$\sigma^* = 2,32 \cdot \frac{1,2}{0,6 \cdot 0,85} = 5,7 \text{ kp/mm}^2$$

Materiál bude mít tvrdost vratvy 60 HRC, t.zn. pevnost  $\sigma_{Ht} = 240 \text{ kp/mm}^2$

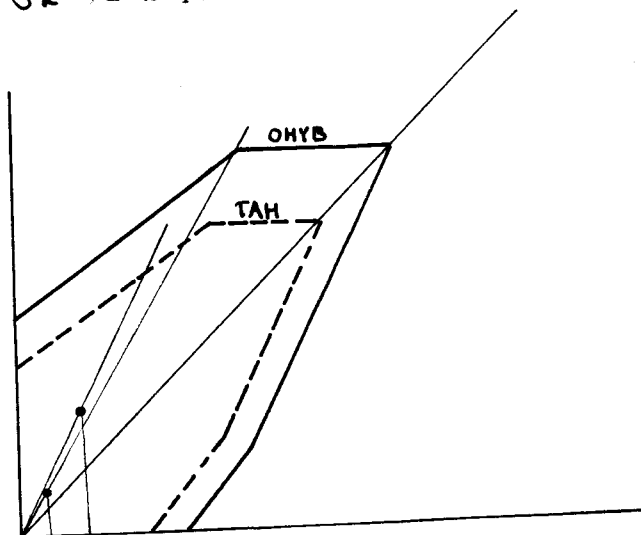
$$\sigma_{cov} = 0,175 \cdot (\sigma_{Ht} + 0,55 \sigma_{kt} \text{ jádro}) + 15 \quad (14.1,4)$$

$$= 0,175 \cdot (240 + 0,55 \cdot 28) + 15 = 60 \text{ kp/mm}^2$$

Ekvivalentní hodnoty pro konstrukci Smithova diagramu:

$$\sigma_{\sigma} = 150 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{\kappa} = 102 \text{ kp/mm}^2$$



14.2. Kontrola na stlačení:  
Kontrolujeme podle Hartzova vzorce:

$$\tau_{Hmax} = \sqrt{\frac{P_n \cdot E_s}{r_s \cdot b} \cdot 0,135} \quad (14.2,1)$$

Zakřivení boků zubů vypočteme ze vzorce:

$$R = \frac{D_t}{2 \sin \alpha} \quad (14.2,2)$$

$$\text{tedy } R_2 = \frac{66,5}{2 \cdot \sin 20^\circ} = 9,75 \text{ mm} \quad R_1 = 6 \text{ mm}$$

Střední poloměr:

$$\frac{1}{r_s} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (14.2,3)$$

tedy je  $r_s = 7,4 \text{ mm}$

$$\text{Normální složka } P_n = \frac{P}{\cos 20^\circ} = \frac{45,3}{0,94} = 48 \text{ kp}$$

Tedy ze vztahu (14.2,1) plyne

$$\tau_{Hmax} = \sqrt{\frac{48 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,135}{0,74 \cdot 1,5}} = 5700 \text{ kp/cm}^2$$

potom bude napětí

$$\sigma_{H1} = (0,56 + 0,17f) \cdot \tau_{Hmax} \quad (14.2,2)$$

$$= (0,56 + 0,017) \cdot 5700 = 3200 \text{ kp/cm}^2$$

Pro cementov. povrch a měkké jádro jsou ekvivalentní  
mechanické vlastnosti:

$$\sigma_H = 155 \text{ kp/mm}^2 \quad \sigma_{kt} = 85 \text{ kp/mm}^2 \quad \sigma_c = 46 \text{ kp/mm}^2$$

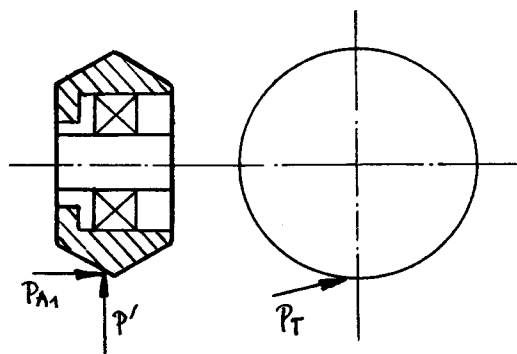
$$\sigma_a = 16 \text{ kp/mm}^2$$

Podle Smithova diagramu je bezpečnost  $S = 1,95$ .

Aby i pro kontrolu ohybu vycházela hodnota bezpeč-  
nosti  $S \approx 2$ , musel by modul být mnohem menší,  
a musela by být vyráběna kola s velikými počty zubů.

## 15. VÝPOČET LOŽISEK VÁLCOVACÍ ROLNY.

Schema zatížení:



Velikosti jednotlivých sil podle odstavce 3:

$$P' = 317 \text{kp}$$

$$P_{A1} = 148 \text{kp}$$

$$P_{A3} = 254 \text{kp}$$

$$P_T = 25,5 \text{kp}$$

15.1. Životnost ložisek roln:

Ložiska jsou zatížena při čistém operačním čase  $t = 21 \text{sec/takt}$ , t.zn. za 5 let:

$$L = \frac{313000 \cdot 21 \cdot 5}{3600} = 9130 \text{hodin/5let}$$

Otáčky rolny budou

$$n_1 = \frac{n}{i} = \frac{1520}{2,82} = 540 \frac{1}{\text{min}}$$

Z konstrukce je možno použít ložisko s rozměry  $\phi d_1 = 25 \text{mm}$ .  $\phi D$  je omezen průměrem rolny  $D = 80 \text{mm}$ .

Abychom mohli použít pokud možno ložisko s vysokou dynamickou únosností, bude prstavec rolny upraven tak, aby přejímal funkci vnějšího kroužku valivého ložiska.

Tak bude možno použít ložisko N 305. Dynamické ekvivalentní zatížení bude

$$P = X \cdot V \cdot F \quad \begin{matrix} x = 1 \\ v = 1,2 \end{matrix}$$

$$P = 1,2 \cdot 317 = 380 \text{kp}$$

Životnost ložiska N 305 bude podle vztahu

$$L_h = \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{16666}{\omega} \quad (15.1)$$

$$L_h = \left( \frac{1660}{380} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{16666}{540} = 7240 \text{hod.}$$

Ložisko N 305 je tedy nutno po 3 letech vyměnit za nové, což se provede při demontáži nutně při přebrašování pracovní části rolny.

Dynamické zatížení axiálního ložiska bude:

$$P = F_A \cdot Y \quad Y = 1$$

$$P = 148 \text{kp}$$

konstrukce dovoluje použít ložisko  $\phi d = 40 \text{mm}$ , tedy např. typ 51 108

Jeho životnost bude:

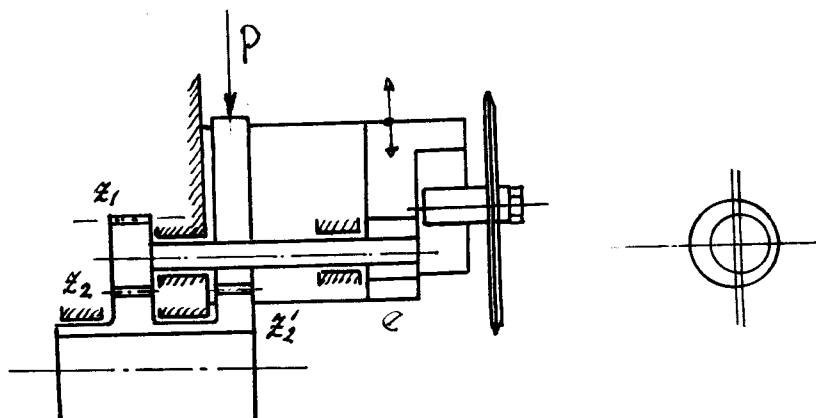
$$L_h = \left( \frac{2120}{148} \right)^{\frac{10}{3}} \frac{16666}{540} = 62000 \text{hodin}$$



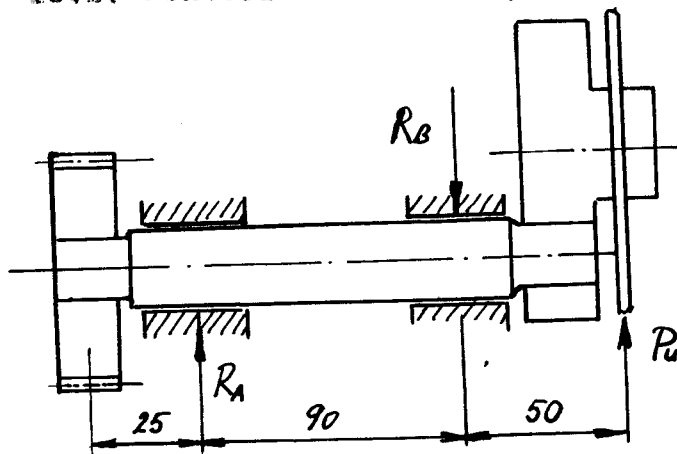
## 16. UPICHOVACÍ ZAŘÍZENÍ.

16.1. Geometrické poměry upichovacího mechanismu.  
Ovládání upichovacího kotouče je mechanicky spojeno s ovládním přísuvu rolny. Při rozevírání rolny, t.j. v okamžiku, kdy byl výrobek doválcován nastává přísuv upichovacího kotouče a naopak. Je tedy třeba navrhnout geometrii tak, aby při zdvihu pístu hydraulického válce o 49,4mm provedl upichovací kotouč zdvih 3,75mm. Proto bude upichovací kotouč uložen na excentru s výstředností  $e = 0,315\text{cm}$  a ovládním přes stejné převody jako rolny. Z toho vyplývá, že natačení kola z, je opět  $83^\circ$ .

Schema ovládání:



## 16.2. Kontrola hřídele upichovacího kotouče:



$\Sigma$  momentové podmínky rovnováhy:

$$P_u \cdot 14 - R_B \cdot 9 = 0$$

$$R_{By} = \frac{144 \cdot 14}{9} = 224 \text{kp}$$

Z podmínky rovnováhy sil ve směru y:

$$R_{Ay} = H_{By} - P_u = 224 - 144 = 80 \text{kp}$$

Zatížení složkami obvodové a radiální síly ve styku ozubených kol možno zanedbat, neboť jejich hodnoty jsou ve srovnání s upichovací silou malé, což plyne z výpočtu:

$$R_{Ax} = \frac{9,5 \cdot 11,5}{9} = 12,1 \text{kp} \quad R_{Bx} = 2,6 \text{kp}$$

Průřez bude namáhán ohybovým momentem:

$$M_{omax} = P_u \cdot 5 = 144 \cdot 5 = 720 \text{kpcm}$$

ohybové napětí:

$$\sigma_{oh} = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{32 M_{omax}}{\pi \cdot 1,8^3} = 1260 \text{kp/cm}^2$$

Namáhání má cyklický charakter a je míjivé

$$\text{amplituda } \sigma_a = \frac{12,6}{2} = 6,3 \text{kp/mm}^2$$

Zahrneme-li vliv vrubu, bude amplituda :

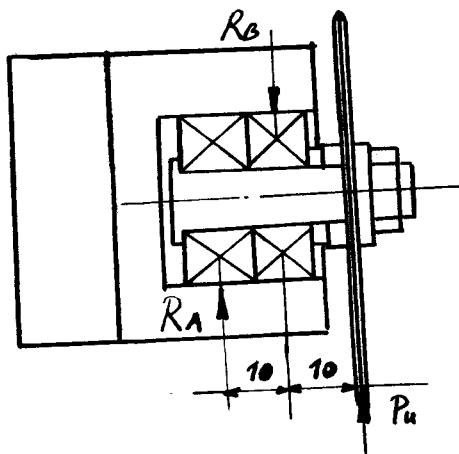
$$\sigma_a^* = \sigma_a \cdot \frac{\beta}{\rho \cdot r_e}$$

$$\text{Jelikož } \beta = 1 + (\alpha - 1) \eta_c = 1 + (2,14 - 1) \cdot 0,3 = 1,34$$

$$\text{bude } \sigma_a^* = 6,3 \cdot \frac{1,34}{0,002} = 10,7 \text{kp/mm}^2$$

pro materiál 11300 lze kontrolou ve Smithově diagramu zjistit, že bezpečnost s 1,73

18.3. Ložiska a upichovací kotouče.



Z podmínky rovnováhy složkové a momentové plynou reakce :

$$R_B = \frac{P_u \cdot 2}{1} = \frac{144 \cdot 2}{1} = 288 \text{kp}$$

$$R_A = R_B - P_u = 288 - 144 = 144 \text{kp}$$

Doba zatížení ložiska během 1 cyklu je při posuvu

rotouče  $s = 0,08 \text{ mm/ot}$  včetně, t. j.  $2,05 \text{ mm/sec}$ .  
Při tloušťce upichované stěpy  $S = 1,25 \text{ mm}$  bude čas  
upichování  $t = 0,61 \text{ sec}$ , čemuž odpovídá při 313 000  
taktech/rok potřebná životnost 260 hodin/5let  
Dynamické ekvivalentní zatížení určíme ze vztahu:

$$F_s = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3} \quad \text{neboť upichovací síla vzrůstá od nuly do } P$$

$$\text{tedy } F_s = \frac{0 + 2 \cdot 288}{3} = 192 \text{ kp}$$

Životnost ložiska 6003 bude

$$L_n = \left( \frac{475}{192} \right)^3 \cdot \frac{16666}{280} = 360 \text{ hodin}$$

Pro uložení budou použita 2 ložiska 6003.

## 17. NAVRŽENÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE TVÁŘECÍHO ZAŘÍZENÍ

### 17.1. Silový přenos z válce na rolny:

Síla  $P$  bude působit při excentricitě  $e = 3 \text{ mm}$   
momentem:

$$M_k = 317,0 \cdot 3 = 951 \text{ kpcm}$$

Ten se přenáší kolem  $z_1 = 24$   $D_{t1} = 42,0 \text{ mm}$   
na kolo  $z_2 = 38$  zubů  $D_{t2} = 66,5 \text{ mm}$  a převodem se  
zvysuje na velikost

$$M_{k2} = \frac{i \cdot M_k}{\eta} = \frac{1,585 \cdot 95}{0,95} = 158,5 \text{ kpcm}$$

Moment  $M_{k2}$  je třeba zvětšit 3x, neboť kolo  $z_2$   
je v záběru se třemi pastorky  $z_1$ .

$$M_{\text{III}} = 3M_{k2} = 3 \cdot 158,5 = 475 \text{ kpcm}$$

V záběru ozubeného hřebene a kola  $z_2$  musí tedy  
působit síla:

$$P = \frac{2M_{\text{III}}}{D_{t2} \cdot \eta} = \frac{2 \cdot 475}{70,5 \cdot 0,95} = 95 \text{ kp}$$

Zvolíme-li válec JHVJ  $\phi$  pístu 32 mm bude pro pří-  
tlak rolén potřeba tlak

$$p = \frac{P}{F_p} = 11,8 \text{ atp}$$

Válec JHVJ vyrábí Nářadí, n.p., Vrchlabí.

17.2. Silový přenos z válce na upichovací kotouč

Upichovací síla  $P_u$  vyvodí na rameni  $e=0,215$  cm krouticí moment :

$$M_k = P_u \cdot e = 144 \cdot 0,215 = 31 \text{ kpcm}$$

pasivní odpory v posuvné části upichovacího zařízení zahrneme účinností  $\eta$ , tudíž potřebný moment na kole  $z_1$  musí být

$$M_{k_1} = \frac{M_k}{\eta} = 36,5 \text{ kpcm}$$

Na ozubeném kole  $z_2$  bude  $M_{k_2} = \frac{M_{k_1} \cdot i}{\eta} = 62,5 \text{ kpcm}$   
Tudíž v převodu ozub. hřeben - ozubené kolo, musí být obvodová síla

$$F = \frac{2 M_{k_2}}{D t z_2 \cdot \eta} = \frac{2 \cdot 62,5}{10,5 \cdot 0,95} = 12,5 \text{ k}$$

$$\eta = 0,95 \quad P = 12,5 \text{ kp}$$

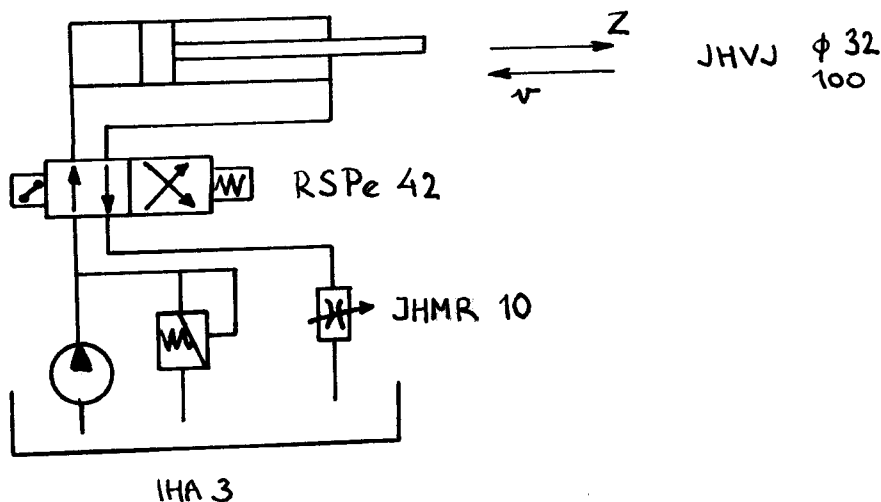
$$\text{Plocha pístu } F_2 = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = 6 \text{ cm}^2$$

Tedy potřebný tlak je min 2,1 atp.

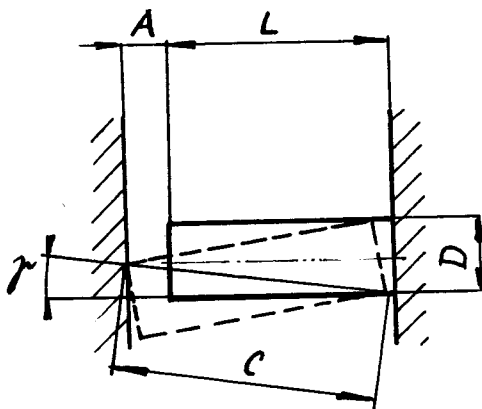
17.3. Rychlost pístu hydraulického válce při upichování:

Pro posuv upichovacího kotouče 0,08mm/ot a 1520 ot/min trnu je rychlost posuvu 2,05mm/sec, tudíž operace upichování bude při zdvihu kotouče  $h = 2,75 \text{ mm}$  trvat 1,34sec.

Z toho propočtem vyplývá, že rychlost pístu hydraulického válce musí být 37 mm/sec. Rychlosti se dosáhne škrcením na výtoku podle schématu:



18. VÝPOČET MEZNÍ VŮLE SKLUZU.



Správná vůle je základním předpokladem správné funkce skluзу. Pro mezní vůli je odvozen v literatuře 8 vztah:

$$A = \frac{\sqrt{D^2 + L^2}}{\sqrt{1 + f^2}} - L$$

Pro delší alternativu: L polotovaru = 184mm  $\phi$  D = 29mm  
f-součinitel tření ocel-ocel: 0,1

Pro tyto hodnoty je mezní vůle  $\approx 0,03$ mm. Jelikož povolena tolerance délky polotovaru činí +0,5mm, nemělo by ani smysl pokoušet se tuto vůli dodržet. Skluz bude proto proveden tak, že bude širší nežli úhlopříčka polotovaru a přitom konstrukčně bylo pokud možno zabráněno natáčení polotovarů.

19. VÝPOČET PRUŽINY PODAVAČE:

Síla pružiny bude vyvozovat přítláčnou sílu na polotovar v lůžku podavače, aby při nasouvání trnu držel polotovar třením v lůžku.

Pro normální sílu  $N = 2,5$ kp, bude v drážce výsledná třecí síla  $T \approx 2Nf \approx 2 \cdot 2,5 \cdot 0,1 = 0,5$ kp

Pro vyvození této síly musí mít pružina předpětí: podle podmínky rovnováhy:

$$N \cdot a - S \cdot b = 0$$

$$S \geq \frac{2,5 \cdot 6,2}{2,3} = 6,7 \text{kp} \Rightarrow S \approx 7 \text{kp}$$

Přitom ale pružina musí být pokud možno měkká, aby při odjíždění podavače nebyl trn nadměrně zatěžován pružinou při jejím prodlužování, při odklápění klapky. Tudíž budeme požadovat:

Předpětí 7kp

P max 9kp

Pro zvolený poměr  $i = \frac{D}{d} = 10$  bude Wahlův korekční součinitel  $W_r = 1,14$

$$W_r = \frac{i - 0,25}{i - 1} + \frac{0,615}{i}$$

pro materiál 14280 bude  $\tau_{Dov} = 25 \text{kp/mm}^2$   
z pevnostní podmínky lze odvodit vztah pro průměr  
drátu pružiny.

$$d = \sqrt{\frac{P_{max} \cdot i \cdot 8 \cdot Wt}{\pi \cdot \tau_{Dov}}} \quad (19,1)$$

$$d = \quad = 2,95 \text{mm} \quad \Rightarrow \quad \begin{array}{l} \delta d \ 3 \text{mm} \\ \delta D \ 30 \text{mm} \end{array}$$

Délka zdvihu v předepjatém stavu:

$$y_1 = h \cdot \frac{P_1}{P_2 - P_1} = 1 \cdot \frac{7}{9 - 7} = 3,5 \text{cm}$$

Počet závitů:

$$z = \frac{y_1 G d^4}{8 P_1 D^3} = \frac{3,5 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 0,3^4}{8 \cdot 4 \cdot 3^3} = 15 \text{ závitů}$$

Délka pružiny  $l_0 = 15 \cdot 3 = 45 \text{mm}$

Celková délka pružiny v předepjatém stavu  $l = 45 + 35 = 80 \text{mm}$

Bude použita pružina  $\delta \ 3/30 \quad l = 45 \text{mm}$

## 20. SÍŤOVÝ GRAF

V síťovém grafu jsou zachyceny jednotlivé úkony a operace během jednoho taktu stroje. Vzájemným svázaním jednotlivých činností je určeno, jak musí být funkce navzájem blokovány, t.zn. který úkon může začít až po skončení úkonu předchozího. Zároveň tak vyšetříme kritickou cestu a tím také nejkratší možný čas jednoho taktu.

Jednotlivé hrany síťového grafu představují tyto úkony resp. operace:

JVH 63:

- 1.1. Prodleva v zadní krajní poloze
- 1.2. Rychloposuv vpřed
- 1.3. Změna rychloposuvu na pracovní posuv
- 1.4. Pracovní posuv
- 1.5. Prodleva v krajní přední poloze
- 1.6. Rychloposuv zpět

Podavač:

- 2.1. Přísuv podavače do osy vřetená
- 2.2. Prodleva v přední krajní poloze
- 2.3. Odsuv zpět
- 2.4. Doba klidu v zadní krajní poloze

Rolny:

- 3.1. Přísuv rolen
- 3.2. Klidový stav v dolní poloze
- 3.3. Odsuv rolen
- 3.4. Klidový stav v horní poloze

Upichovací kotouč:

- 4.1. Odsuv kotouče
- 4.2. Klidový stav v horní poloze
- 4.3. Přísuv
- 4.4. Klidový stav v dolní poloze

Hrot:

- 5.1. Klidový stav v zadní úvratí
- 5.2. Přísuv hrotu
- 5.3. Podepření trnu při upichování
- 5.4. Odsuv do zadní úvratě

Rotace trnu:

- 6.1. Doba klidu
- 6.2. Rozběh
- 6.3. Pracovní otáčky
- 6.4. Doběh

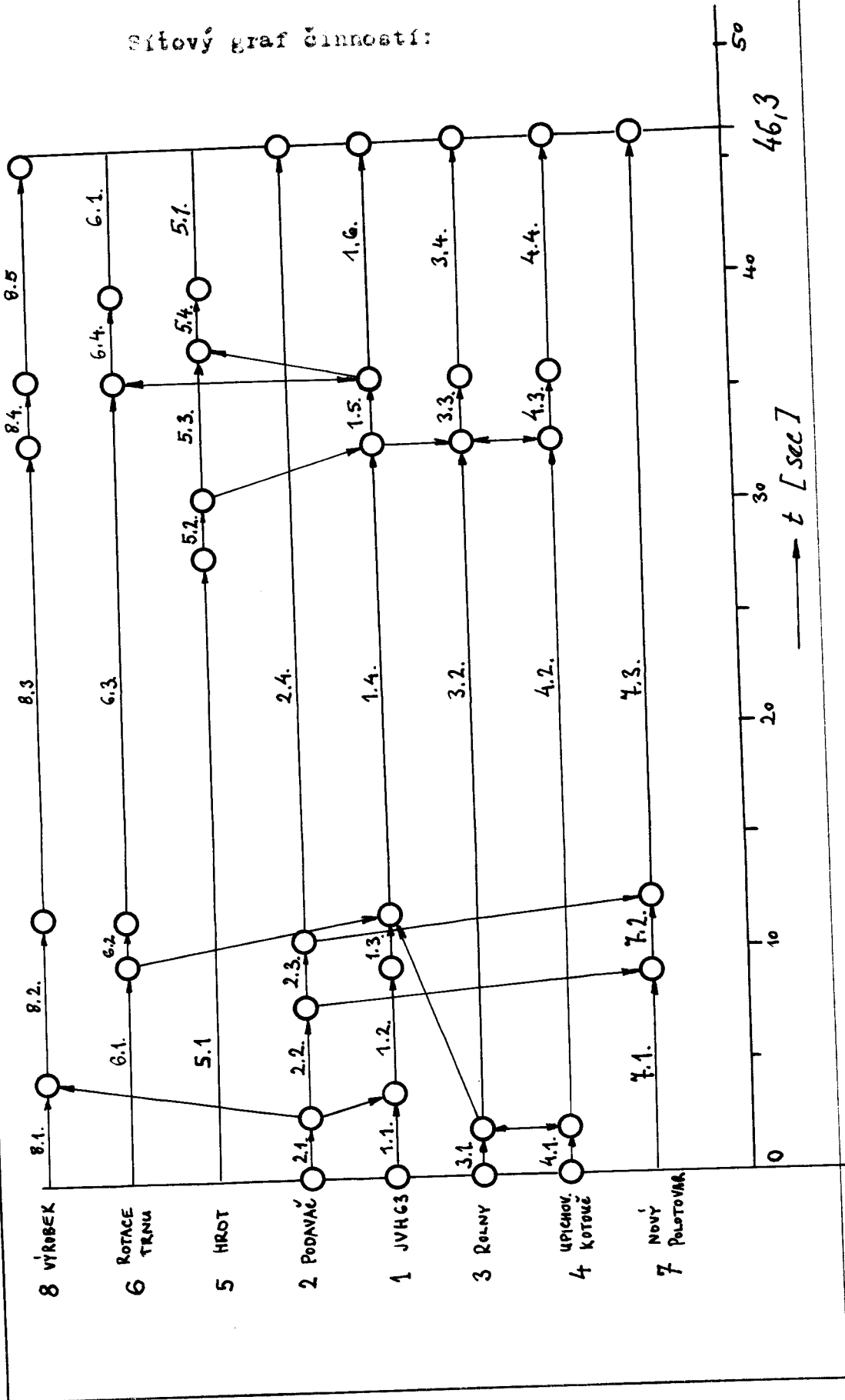
Nový polotovár:

- 7.1. Připraven v oddělovači
- 7.2. Padá do lůžka podavače
- 7.3. Doba klidu v podavači

Výrobek:

- 8.1. Uložení v lůžku podavače
- 8.2. Nasouvání se na trn
- 8.3. Rotační tváření
- 8.4. Upichování
- 8.5. Posuv zpět a stahování z trnu

Sítový graf činností:





Síťový graf bude pomůckou při sestavování schéma vzájemného propojení ovládacích a řídicích prvků a to tak, aby se blokováním funkcí zabránilo havarijní situaci, a chod stroje byl automatický.

POUŽITÁ LITERATURA :

1. Fertigungstechnik und Betrieb r. 1964, č.2  
JACOB, Berechnung der auftretenden Kräfte beim  
Fließdrücken zylindrischer Hohlkörper
2. Fertigungstechnik und Betrieb r. 1962, č.3  
Erfahrungen beim Fließdrücken zylind-  
rischer Werkstücke
3. GELEJI, A. Výpočet sil a spotřeby energie při  
tváření kovů
4. JABEŠ, V. Ocel
5. PÍČ, J. Základy stavby obráběcích strojů
6. MACH, HOLEC Mechanizace hydraulikou
7. KULDA Elektrická zařízení obráběcích str-  
ojů
8. PATOČKA, Valivá ložiska ZKL  
KOCH
9. BOLEK Části strojů II
10. PÍČ, J. Automatizační systémy výrobních  
strojů
11. Nábídka jednoúčelového zařízení  
na výrobu pracovních válců tlumičů  
ø 26 Š 1000 MB
12. FRESLER, Příručka pro zavádění metody kri-  
tické cesty  
NĚMEC
13. BABINOVIČ Automatizace ve strojírenství

v Liberci, 30. října 1967

*V. Prikryl*  
.....

VŠST LIBEREC  
FAKULTA STROJNÍ

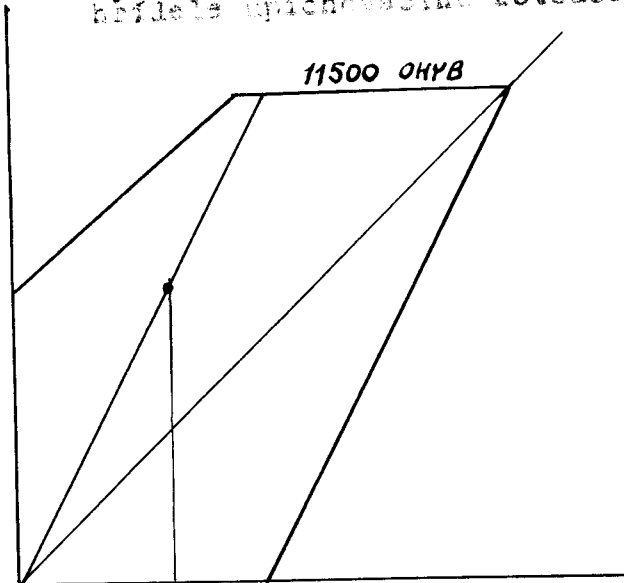
Návrh koncepce mechanismů  
jednoúčelového stroje

V. Píkrýl

30. října 1967

Příloha 41

Smithův diagram pro kontrolu bezpečnosti  
běžně upichovacího kotouče.



Počet kusů	Název - rozměr	Půl tovar	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Por. č.
1	Hydraul. jednot.	JHV 63						1
1	Elektromotor	OR 67-b						2
1	Vrtací hlava	VH 63						3
1	Hydraul. agregát	IHA 3						4
1	Stojan	Podsestava						5
1	Zákl. deska JHV							6
1	Zvyšovací deska	Podsestava						7
2	Zvyšovací deska	Podsestava						8
2	Zvyšovací deska	Podsestava						9
4	Tvářecí příprav.	Podsestava						10
4	Upínovací příp.	Podsestava						11
4	Podavač	Podsestava						12
4	Zásobník	Podsestava						13
4	Hrot	Podsestava						14
4	Trn 640x245	ČSN 426510	12040		50			15
4	Strhovací trubka 6 38x202	ČSN 42651	11500					16
2	Skluz	Podsestava						17
1	Nosná konstrukce	Podsestava						18
4	Opěrka	Podsestava						19
2	Zásobník	Podsestava						20

Vyhotovil <i>V. Píškyl</i>	Č. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny
Kontroloval	Č. transp.				
Norm. ref.	Schválil				
Výr. projednal	Dne				


<b>VŠST</b>	Typ	Starý kusovník	Nový kusovník
	Název součásti	Název zařízení <b>Jednoucelový stroj na tváření pracovních válců.</b>	
	Číslo součásti		List kus.
			List kus.

Počet kusů	Název - rozměr	Podtovar	Materiál	Poznámka	HRC	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
1	Základní deska 24x500x500	ČSN 420138	11370					1
1	Střední deska 70x220x220	ČSN 420138	11370					2
1	Krajní deska 220x220x28	ČSN 420138	11370					3
1	Boční deska 220x220x30	ČSN 420138	11370					4
1	Hydraul. válec ø32x100	JHVI						5
1	Nosná deska 105x80x15	ČSN 420138	11370					6
1	Vedení 98x98x50	ČSN 420076	11370					7
1	Zvyšovací profil 62x98x98	Podsestava	11370					8
1	Vedení 120x20x22	ČSN 426522	12040		50			9
1	Hřeben 132x20x27	ČSN 426522	12030		60			10
1	Jezdec 25x28x28	ČSN 426522	12040		50			11
2	Príložka 98x25x7	ČSN 426522	11500					12
1	Držák 114x36x26	ČSN 426522	11500					13
3	Øzubené kolo ø46x15	ČSN 426510	12010		58			14
1	Øzubené kolo ø70x108	ČSN 426510	12010		58			15
1	Øzubené kolo ø40x15	ČSN 426510	12010		58			16
3	Hřídel ø25x10	ČSN 426510	11500					17
1	Čep ø 20x50	ČSN 426510	11500					18
1	Kroužek ø32x8	ČSN 426510	11370					19
1	Hřídel ø38x142	ČSN 426510	11370					20
1	Kámen 30x15x40	ČSN 426522	12040		50			21
1	Kroužek ø38x7	ČSN 426510	11420					22
1	Prstenec ø40x8	ČSN 426510	11370					23
1	Príložka ø40x1	ČSN 426510	11370					24
3	Rožna ø60x20	ČSN 426510	12042					25
3	Kroužek ø30x7	ČSN 426510	11420					26
1	Kroužek ø54x4	ČSN 426510	11420					27


Vyhotovil <i>V. Pátek</i>	Č. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny
Kontroloval					
Norm. ref.					
Výr. projednal	Č. transp.				
Schválil	Dne				
Typ	Název součásti	Starý kusovník	Nový kusovník	Název zařízení	List kus.
	Číslo součásti			Tvárečí zařízení	1.
					List kus.

Počet kusů	Název - rozměr	Podtovar	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
1	Kroužek 650x3,5	ČSN 425510	11420					28
1	Kroužek 660x3,5	ČSN 425510	11420					29
1	Šroub M8x35	ČSN 425510	11420					30
1	Narážka 60x15x7	ČSN 426522	12010		36			31
3	Kroužek 640x13	ČSN 425510	11370					32
3	Pero 6x6x15	ČSN 022562						33
1	Pero 6x6x15	ČSN 022562						34
3	Ložisko E1108	ČSN 024730						35
3	Ložisko N 30B	ČSN 024623						36
3	Ložisko E1108	ČSN 024730						37
2	Ložisko 6003	ČSN 024633						38
1	Kotouč 4160x12	ČSN 222913						39
1	Matice M3	ČSN 023630						40
1	Podložka MB 8	ČSN 025640						41
1	Matice KM 3	ČSN 023630						42
1	Podložka MB 3	ČSN 023640						43
1	Pouzdro 40 H7x20	ČSN 023450						44
1	Pouzdro 18 H7x15	ČSN 023450						45
1	Pouzdro 18 H7x20	ČSN 023450						46
1	Pouzdro 25 H7x20	ČSN 023450						47
1	Pouzdro 25 H7x20	ČSN 023450						48
1	Pouzdro 18 H7x15	ČSN 023450						49
1	Pouzdro 50 H7x20	ČSN 023450						50
1	Pojistný kroužek 6 18	ČSN 022930						51
3	Šroub M10x35	ČSN 021101						52
1	Pojistný kroužek 6 35	ČSN 022931						53
1	Šroub M12x50	ČSN 021101						54

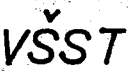
Vyhotovil <i>V. Píchy</i>	Č. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny
Kontroloval					
Norm. ref.					
Výr. projednal	Č. transp.				
Schválil	Due				

 IABLONEC n. N.	Typ	Starý kusovník	Nový kusovník
	Název součásti	Název zařízení	List kus.
	Číslo součásti	Tvářecí zařízení	2.
			List kus.

Počet kusů	Název - rozměr	Př. tovar	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
1	Matice M12x1,5	ČSN 021401						55
1	Podložka pruž. ø 12,2	ČSN 021740						56
3	Šroub M8x25	ČSN 021101						57
1	Pojist. kř. ø18	ČSN 022930						58
3	Podložka ø10,2	ČSN 021740						59
4	Šroub M8x25	ČSN 021143						60
6	Šroub M12x15	ČSN 021143						61
6	Šroub M12x35	ČSN 021143						62
6	Šroub M12x40	ČSN 021143						63
1	Hrdlo M38x146	ČSN 426510	11500					64
2	Matice M14x1,5	ČSN 021403						65
1	Podložka ø14,2	ČSN 021740						66
4	Podložka ø8,2	ČSN 021740						67
4	Šroub M8x21	ČSN 021101						68
1	Šroub M4x10	ČSN 021133						69
1	Podložka ø4,3	ČSN 021701						70
4	Šroub M10x150	ČSN 021143						71
1	Stavěcí šroub M6x10	ČSN 021165						72
2	Hrdlo průmě ø16x1,5	ČSN 027850						73
1	Kolík ø5x10	ČSN 022160						74
1	Podložka ø10,2	ČSN 021740						75
1	Trubka ø12	ČSN 425715.0	11350					76

Vyhotovil <i>V. Píchy</i>	Č. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny
Kontroloval	Č. transp.				
Norm. ref.	Schválil				
Výr. projednal	Dne				
	Typ	Starý kusovník	Nový kusovník		
	Název součásti	Název zařízení	List kus.		
	Číslo součásti	Tvářečí zařízení	3.		
				List kus.	


Počet kusů	Název - rozměr	Přilohovat	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
1	Vrtací hlava	Podsestava						1
1	Tvářecí příprav.	Podsestava						2
1	Zásobník	Podsestava						3
1	Upichovací příb.	Podsestava						4
1	Hydr. válec ø25x63	JHVJ						5
1	Zákl. deska 24x505x 500	ČSN 425310	11370					6
1	Zvyš. skříň	Podsestava						7
1	Zvyšov. skříň	Podsestava						8
1	Lože 82x40x156	ČSN 425522	11500					9
1	Nosná deska 140x25x60	ČSN 425522	11370					10
1	Stah. deska 112x20x55	ČSN 425522	11370					11
1	Jezdec 112x48x70	ČSN 425522	11370					12
1	Opěrka 80x140x100	ČSN 420076	11370					13
1	Vedení 30x50x500	ČSN 426522	14100		60			14
2	Vedení 40x50x500	ČSN 426522	14100		60			15
1	Vedení 40x50x500	ČSN 426522	14100		60			16
1	Vřetenec ø82x260	ČSN 426510	12060		40			17
1	Trn ø40x845	ČSN 426510	12040		50			18
1	Stanovací trubka ø86x260	ČSN 426510	11500					19
1	Hrot ø30x140	ČSN 426510	12060		40			20
1	Těleso hrotu ø80x65	ČSN 426510	11500					21
1	Narážka ø42x20	ČSN 426510	12060		40			22
1	Převlečná nitice ø22x30	ČSN 426510	11500					23
1	Ozub. kolo ø110x20	ČSN 426510	12040		55			24
1	Kroužek ø60x20	ČSN 426510	11500					25
1	Opěrný kroužek ø80x6	ČSN 426510	12010		55			26
1	Kroužek ø35x10	ČSN 426510	11500					27

Vyhotovil <i>V. Půkyl</i>	Č. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny
Kontroloval					
Norm. ref.					
Výr. projednal	Č. transp.				
Schválil	Dne				
	Typ	Starý kusovník	Nový kusovník		
	Název součásti	Název zařízení <b>Vřeteník</b>		List kus.	1.
	Číslo součásti			List kus.	




Počet kusů	Název - rozměr	Položka	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
								38
1	Kroužek ø34x28	ČSN 425510	11500					39
1	Víko ø 86x38	ČSN 425510	11500					40
1	Víko ø86x15	ČSN 425510	11500					41
2	Kryt 2x30x100	ČSN 425302	11370					42
1	Skluz 2x60x200	ČSN 425302	11370					43
1	Kroužek ø38x28	ČSN 425510	11500					44
1	Těsnicí kroužek ø60x15	ČSN 425510	11370					45
2	Páa 10x0,5x90	ČSN 425302	11500					46
2	Prilozka 23x4x90	ČSN 426522	12010		53			47
1	Pravitko 10x5x90	ČSN 426522	12010		53			48
1	Šroub ø25x30	ČSN 426522	11500					49
1	Pružina ø1,5/10	ČSN 425410	14 240					50
1	Nosník 55x55x30	ČSN 425302	11370					51
								52
1	Koule ø18	ČSN 023680						53
1	Matice KM4	ČSN 023630						54
1	Podložka MB4	ČSN 023640						55
1	Ložisko 6204	ČSN 024636						56
1	Ložisko 51505	ČSN 024733						57
1	Ložisko 6007	ČSN 024633						58
1	Ložisko 6005	ČSN 024633						59
1	Ložisko 6208	ČSN 024636						60
1	Ložisko 52104	ČSN 024733						61
1	Podložka MB 3	ČSN 023640						62
1	Matice KM3	ČSN 023630						63
1	Matice 18x1	ČSN 021444						64

Vyhotovil <i>V. Pátek</i>	Č. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny
Kontroloval					
Norm. ref.					
Vyr. projednal	Č. transp.				
Schválil	Dne				


	Typ	Starý kusovník	Nový kusovník
	Název součásti	Název zařízení <b>Vřeteník</b>	List kus. 2.
	Číslo součásti		List kus.

Počet kusů	Název - rozměr	Př. Dtovar	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
1	Stav. šroub M8x7	ČSN 021181						55
10	Váleček 630x20	ČSN 023686						56
2	Klec	J						57
1	Pero 6x6x20	ČSN 022562						58
1	Pero 6x6x40	ČSN 022562						59
1	Poj. kroužek 628	ČSN 022930						60
1	Poj. kroužek 647	ČSN 022931						61
1	Poj. kroužek 635	ČSN 022930						62
3	Šroub M10x35	ČSN 021143						63
12	Šroub M10x50	ČSN 021143						64
12	Šroub M10x60	ČSN 021143						65
3	Šroub M8x25	ČSN 021143						66
4	Šroub M10x50	ČSN 021143						67
2	Šroub M8x15	ČSN 021133						68
5	Podložka 63,1	ČSN 021740						69
5	Šroub M8x18	ČSN 021133						70
10	Šroub M8x15	ČSN 021101						71
10	Podložka 66,1	ČSN 021740						72
2	Šroub M10x38	ČSN 021143						73
2	Šroub M10x35	ČSN 021143						74
4	Podložka 66,1	ČSN 021740						75
1	Šroub M8x25	ČSN 021101						76
1	Matice M8	ČSN 021401						77
4	Šroub M6x15 Hrdlo přímé	ČSN 021103						78
3	M16x1,5	ČSN 027850						79
6	Šroub M8x20	ČSN 021101						80
6	Podložka 68,2	ČSN 021740						81

Vyhotožil <i>V. Pláňky</i> Kontroloval Norm. ref. Vyr. projednal	Schválil Dne	Č. sním. Č. transp.	Změna Datum Podpis Index změny
 JABLONEC n. N.	Typ Název součásti Číslo součásti	Starý kusovník Název zařízení <b>Vřeteník</b>	Nový kusovník List kus. <b>3.</b> List kus.



Počet kusů	Název - rozměr	Přítovar	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
1	Podložka 6lo,2	ČSN 021740						82
4	Šroub M6x30	ČSN 021101						83
4	Podložka 6s,1	ČSN 021101						84
1	Poj. kroužek 620	ČSN 022930						85
6	Šroub M6x25	ČSN 021143						86
1	Těsnění 628/17x10	ČSN 029401						87
1	Maznice 15	ČSN 027162						88


Vyhotovil <i>V. Dřímal</i> Kontroloval Norm. ref. Výr. projednal	Č. sním.  Č. transp.	Změna   Datum Podpis Index změny		
 JABLONEC n. N.	Typ	Starý kusovník	Nový kusovník	
	Název součásti	Název zařízení <b>Vřeteník</b>	List kus.	4.
	Číslo součásti		List kus.	

Poř. kusu	Název - rozměr	Podtovar	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
1	Zvyšovací profil	Podsestava						1
1	Základní deska 150x58x480	ČSN 420078	11370					2
1	Hranol 75x40x148	ČSN 425522	11370					3
1	Nosný profil	Podsestava						4
1	Vzpěra 172x40x40	ČSN 425522	11373					5
1	Opěrka 80x132x110	ČSN 420078	11370					6
2	Deska 80x81x18	ČSN 425522	11370					7
2	Klapka 80x80x30	ČSN 425522	12010					8
1	Těleso ložka 38x72x75	ČSN 425522	12010					9
1	Pružina 63/30	ČSN 425410	14280					10
1	Střed odhříváče 30x30x127	ČSN 425522	11500					11
2	Kraj odhříváče 70x30x127	ČSN 425522	11500					12
4	Jezelec 22x32x132	ČSN 425522	12010					13
1	Střed vedení 92x20x127	ČSN 425522	11500					14
2	Skřiz 50x20x200	ČSN 425522	11370					15
2	Spojovací deska 270x90x13	ČSN 425522	11370					16
2	Kraj vedení 92x20x127	ČSN 425522	11370					17
3	Príložka 6x40x200	ČSN 425522	11370					18
1	Nosník	Podsestava						19
1	Hydraul. válec 423x63	JHVC						20
2	Spojovací pás 5x12x330	ČSN 425522	11500					21
1	Zvyšovací krouž. 64x7	ČSN 425010	11370					22
2	Pás 3x30x175	ČSN 425522	11370					23
1	Pás 3x30x140	ČSN 425522	11370					24
4	Príložka 25x6x170	ČSN 425522	12010					25
1	Skřiz Plech 140x140x2	ČSN 425302	11370					26
2	Pravítko 5x15x120	ČSN 1094	12010		55			27

Vyhotovil	<i>V. Pátek</i>	Č. sním.	
Kontroloval			
Norm. ref.			
Výr. projednal	Schválil	Č. transp.	
	Dne		


	Typ	Starý kusovník	Nový kusovník
	Název součásti	Název zařízení Podavač	List kus. 1.
Číslo součásti		List kus.	

Počet kusů	Název - rozměr	Podložit	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
2	Kroužek $\phi 15 \times 1$	ČSN 425510	11500					28
4	Vložka Plech $1 \times 18 \times 100$	ČSN 425302	11500					29
1	Nosník	Podsestava	11373					30
4	Vedení $125 \times 35 \times 40$	ČSN 425522	11500					31
2	Čep $\phi 12 \times 80$	ČSN 425510	12010		55			32
3	Šroub $M10 \times 45$	ČSN 021101						33
3	Podložka $\phi 10,2$	ČSN 021740						34
12	Šroub $M6 \times 15$	ČSN 021103						35
12	Podložka $\phi 6,1$	ČSN 021740						36
20	Šroub $M8 \times 25$	ČSN 021103						37
20	Podložka $\phi 8,2$	ČSN 021740						38
12	Šroub $M6 \times 18$	ČSN 021157						39
2	Šroub $M10 \times 25$	ČSN 021143						40
8	Šroub $M8 \times 40$	ČSN 021143						41
2	Šroub $M6 \times 25$	ČSN 021103						42
2	Matice $M6$	ČSN 021403						43
2	Podložka $\phi 6,1$	ČSN 021740						44
12	Šroub $M6 \times 10$	ČSN 021103						45
12	Podložka $\phi 6,1$	ČSN 021740						46
8	Šroub $M8 \times 25$	ČSN 021143						47
8	Šroub $M6 \times 20$	ČSN 021103						48
3	Podložka $\phi 6,1$	ČSN 021740						49
4	Šroub $M12 \times 35$	ČSN 021101						50
4	Podložka $\phi 12,2$	ČSN 021740						51
4	Šroub $M16 \times 45$	ČSN 021101						52
4	Podložka $\phi 16,3$	ČSN 021740						53
4	Šroub $M6 \times 15$	ČSN 021103						54

Vyhotovil <i>V. Pšišný</i>	Č. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny
Kontroloval					
Norm. ref.					
Výr. projednal					
Schválil	Č. transp.				
Dne					

	Typ	Starý kusovník	Nový kusovník
	Název součásti	Název zařízení Podavač	List kus. 2.
	Číslo součásti		List kus.

Počet kusů	Název - rozměr	Podvozar	Materiál	Poznámka	HRe	Váha	Číslo výkresu	Poř. č.
4	Podložka ø6,1	ČSN 021740						55
4	Poj. kroužek ø12	ČSN 022930						56
8	Šroub M6x20	ČSN 021103						57
1	Kolík ø10x40	ČSN 022150						58
2	Poj. krouž., ø10	ČSN 022930						59
2	Hrlo přine M18x1,2	ČSN 027820						60
8	Šroub M6x20	ČSN 021103						61
8	Podložka ø 6,1	ČSN 021740						62
8	Šroub M10x35	ČSN 021101						63
8	Podložka ø10,2	ČSN 021740						64
1	Podložka ø10,2	ČSN 021740						65
8	Kolík ø 6x50	ČSN 022150						66
2	Matice M6	ČSN 021401						67
2	Podložka ø5,1	ČSN 021740						68
2	Šroub M5x25	ČSN 021167						69
2	Šroub M5x7	ČSN 021167						70
2	Kolík ø8x18	ČSN 022150						71
2	Kolík ø5x45	ČSN 022150						72

Vyhotovil <i>V. Půček</i>	Č. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny
Kontroloval	Č. transp.				
Norm. ref.	Schválil	Starý kusovník		Nový kusovník	
Výr. projednal	Dne	Název zařízení <b>Podavač</b>		List kus.	3
<b>VŠST</b>	Typ	Číslo součásti		List kus.	
	Název součásti			List kus.	
	Číslo součásti			List kus.	