

Vysoká škola: **strojní a textilní**

Katedra: **částí strojů**

Fakulta: **strojní**

Školní rok: **1976/77**

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro **Pavla K u b í k a**

obor **23-34-8 Výrobní stroje a zařízení, balicí a polygr. stroje**

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

Název tématu: **Hodnocení mechanismů posunu folie u vertikálních hadicových balicích strojů**

Pokyny pro vypracování:

Různí výrobci vertikálních hadicových balicích strojů řeší posun obalového materiálu po tubusu různými způsoby, z nichž nelze žádný označit jako nejvýhodnější. Pro zjištění vlastností používaných mechanismů proveďte:

1. Kinetostatický rozbor mechanismů posunu folie u následujících hadicových strojů
BA 21
BTH 11
HM 3
2. Získané kinematické veličiny posuďte z hlediska vhodnosti pro obalový materiál
3. Navrhněte a zařizte pro změnu délky sáčku za chodu u stroje BTH 11
4. Uvedené mechanismy komplexně zhodnoťte z různých hledisek a uveďte doporučení k úpravě mechanismů pro zlepšení jejich funkce

Autorské právo se řídí ustanoveními BZK pro aut.
základní zkoušky z. j. 1976/77, 12-III/2 ze dne
13. července 1976, aut. 1976/77, část 24 an. 1976
31. 8. 1982 § 15 zák. o VŠ, část 115/82

V 129/1977 S

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSČ 461 17
Grafia 22 3577 73

Rozsah grafických laboratorních prací: **grafy**

Rozsah průvodní zprávy: **cca 50 stran**

Seznam odborné literatury:

Výkres. dokumentace BS Vlašim

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Drahomír Fencel**

Konsultanti: **Ing.M. Krákora, BS Vlašim**

Datum zahájení diplomové práce: **1. 10. 1976**

Datum odevzdání diplomové práce: **27. 5. 1977**



Vedoucí katedry

Děkan

Počet kusů	Název - rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výpočet	Tržba	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	kolečko	odlitek	422631.2						1
1	rám plech 4	svařence	11370.1						2
1	bočnice vozíku plech 4	ČSN 425310.11	11370.1						3
1	bočnice plech 4	ČSN 425310.11	11370.1						4
2	čelist	svařenec	11370.1						5
1	táhlo	výkovek	163720.9	16720.2					6
1	páka	výkovek	16720.9	16720.2					7
2	svorník tyč 25	ČSN 426510.12	11.340.0						8
2	svorník tyč 25	ČSN 426510.12	11.340.0						9
2	podložka 13	ČSN 021702.11							10
1	pouzdro	ČSN 023091	červený bronz						11
8	pouzdro	ČSN 023091	červený bronz						12
8	kolík 5 x 32	ČSN 022157							13
2	šroub M 12	ČSN 021111							14
8	matic 8 x 1	ČSN 021401							15
8	podložka 8,4	ČSN 021702.11							16
1	matice KM 1	ČSN 023630							17
1	podložka MB 1	ČSN 023640							18
6	sávička 2x 25	ČSN 021781							19
2	pružina 2,5x18,5x17x13,5	ČSN 026020.1							20

VÝKRES VÝR. PRŮJEDNA Dne	Kreslil: <i>Kubík</i> Stupeň: <i>III</i> Měrn. tel. Schválil:	Čís. sním. C. transp.	Starý výkres Nový výkres	Datum Podpis Index změny	1.
	Typ: <i>REGULACE DÉLK Y SÁČKU</i>		DP-87		
	Název:		Počet listů:		
	Lhot.		1.		

V Š S T L I B E R E C

Fakulta strojní

Obor 23-34-8

Konstrukce výrobních strojů a zařízení

zaměření

belicí a polygrafické stroje

Katedra části strojů

Hodnocení mechanismů posunu folie u vertikálních
hadicových balicích strojů

Diplomant: Kubík Pavel

Vedoucí práce: Ing. Drahomír Fencel

Konzultant: Ing. M. Krákora, BS Vlašim

Rozsah práce a příloh

Počet stran

Počet příloh a
tabulek

Počet obrázků

Počet výkresů

DT 621.798.4-52

27. května 1977

O B S A H

Úvod	5
1. Principy strojů na výrobu plochých sáčků	7
2. Místo mechanismů v systému	14
3. Obalový materiál a mechanismus posuvu	20
3.1. Požadavky na kvalitu obalových materiálů	20
3.2. Požadavky na mechanismus posuvu	22
4. Konkretní konstrukční uspořádání	25
4.1. Automat HM 3	25
4.2. Automat BA 21	31
4.2.1. Analýza mechanismů posuvu	31
4.2.2. Program BA 21	33
4.2.3. Vyhodnocení výsledků	35
4.3. Automat BTH 11	42
4.3.1. Analýza mechanismu posuvu BTH 11	42
4.3.2. Program BTH 11	46
4.3.3. Vyhodnocení výsledků	47
4.3.4. Návrh úprav	58
5. Regulace délky sáčku za chodu stroje	60
5.1. Schema provedení	61
5.2. Provedení přípravku	61
Závěr	64
Literatura	65

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval zcela samostatně na základě uvedené literatury.

Dne 27. května 1977

.....

Ú V O D

Balicí technika prochází v současné době rychlým vývojem. Příčinou jsou stále větší požadavky na ochranné vlastnosti obalů, na jejich povrchovou úpravu. Z toho vyplývá potřeba nových obalových materiálů. Dalším požadavkem je zvyšování produktivity, což předpokládá zavádění automatů a stupňování jejich výkonů.

Prvním stupněm rozvoje balicí techniky byla mechanizace pracovních operací, především zavádění jednoduchých mechanizačních pomůcek. Jsou to hlavně různé druhy sešíváček a nýtovaček, kterými lze uzavírat hotové sáčky a krabice. Pro uzavírání obalů z termoplastických materiálů, zejména polyetylenu se používají impulsní svářečky, jsou vyvinuta i svařovací zařízení, která zatavují folii odporovým drátem.

Mechanizací se značně zvýšila produktivita práce při balení. Největší produktivity se však dosáhne použitím poloautomatických nebo automatických zařízení. U poloautomatického balicího zařízení zajišťuje obsluha jen přísun obalů a odsun zabaleného zboží. Poloautomatem bývá většinou dávkovač, který automaticky nebo na impuls daný obsluhou odměřuje nebo váží žádané dávky. Výkony těchto zařízení nejsou velké, protože jsou omezeny zručností obsluhy.

Nevýhody poloautomatických strojů jsou odstraněny u strojů automatických, které samy obal vytvářejí, naplňují a uzavírají. Jejich obsluha spočívá jen v kontrole, případně v doplňování a odebírání baleného zboží. Tyto automaty umožňují vzrůst produkce, snížení počtu pracovníků a tím i větší efektivnost práce.

Vzhledem k tomu, že vývoj balicí techniky jde rychle kupředu, je nutno stále více přihlížet k takovému řešení strojů, které umožní zvýšení dnešních výkonů. Tomuto požadavku je třeba přizpůsobit výzkum a vývoj balicích automatů.

Nejrozšířenější způsob balení je balení do plochých

sáčků na hadicových balicích strojích. Teoretický výkon krových hadicových balicích strojů lze vyjádřit jako převrácenou hodnotu času operace, který sestává z času na sváření, plnění, posouvání, přičemž se některé z nich překrývají. Zvyšování výkonů při zachování stejného principu práce stroje je možné jedině zkracováním uvedených časů.

Tato diplomová práce se zabývá hodnocením některých mechanismů posuvu hadice po tubusu. Zkracováním času posuvu narůstá zrychlení a tím i dynamické síly v mechanismu a v obalovém materiálu. Velký vzrůst dynamických sil však může ohrozit kvalitu výrobků, případně znemožnit práci stroje. Proto je práce zaměřena především na zjištění zdvihových závislostí a určení kinematických veličin mechanismů posuvu u zadaných balicích strojů.

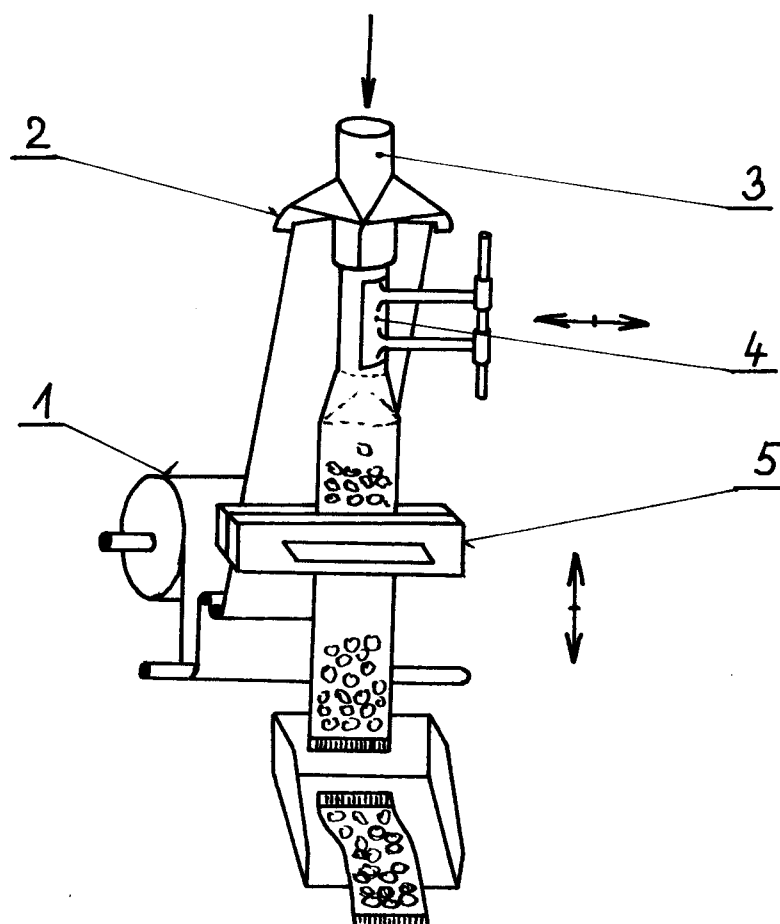
1. P R I N C I P Y S T R O J Ů N A V Ý R O B U P L O C H Ý C H S Á Č K Ů

Ploché sáčky se vyrábějí na hadicových balicích strojích. Funkci těchto strojů lze dělit podle následujících hledisek:

- | | |
|------------------|--|
| výroba sáčku | - z jednoho pásu obalového materiálu
- ze dvou pásů obalového materiálu |
| způsob svařování | - stále vyhřívanými čelistmi
- impulsně vyhřívanými čelistmi |
| způsob práce | - kontinuální
- periodický |
| posouvání hadice | - příčnou čelistí
- zvláštním mechanismem |

Jak je uvedeno v přehledu, lze ploché sáčky vyrábět balicím automatem z jednoho nebo ze dvou pásů obalového materiálu.

Z balicího materiálu s termoplastickou vrstvou je výroba sáčku z jednoho pásu poměrně jednoduchá (obr. 1.1). Pás teplem svařitelného balicího materiálu se odvíjí z role 1 a je veden přes napínací válečky na tvarovací článek 2, kde se z něho vytvoří kolem násypné trubky 3 hadice, jejíž podélný šev je svařen čelistí 4. Hadice je příčně svařena a rozdělena na jednotlivé sáčky svařovací čelistí 5, v níž je zabudováno stříhací zařízení. Jednotlivé dávky baleného materiálu se synchronizovaně dávkují do sáčků dávkovačem,

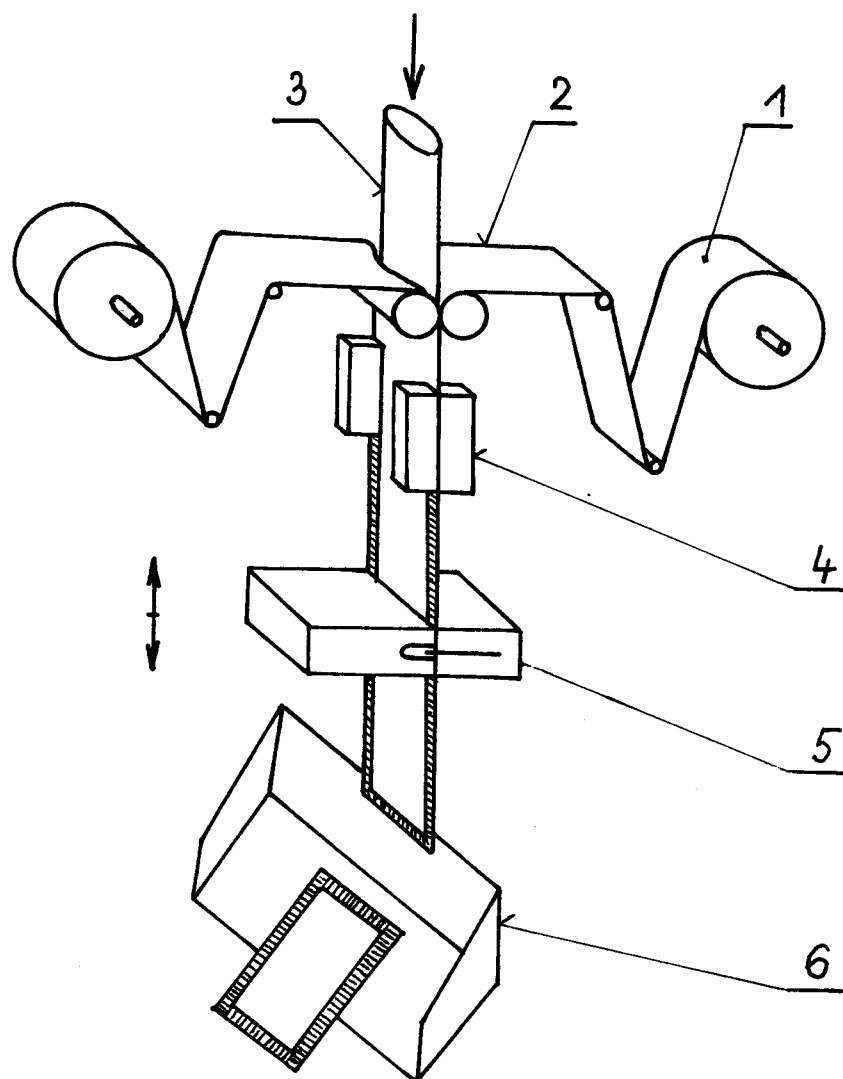


Obr. 1.1 Výroba z jednoho pásu

umístěným v horní části stroje.

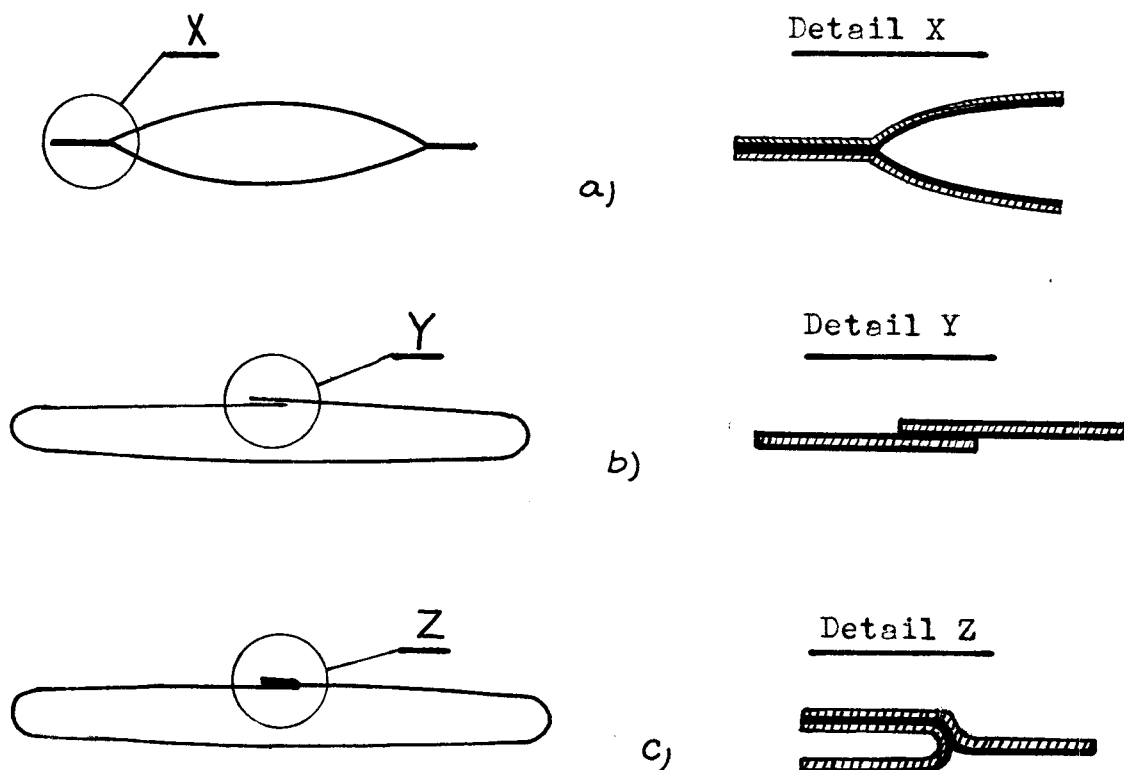
Některé stroje vytvářejí plochý sáček ze dvou pásů obalového materiálu (obr. 1.2). Ze dvou rolí 1 se odvíjejí pásy obalového materiálu přes tvarovací válečky 2, kde jsou přizpůsobeny tvaru násypné hubice 3. Podélné svaření pásu je zajištěno dvěma páry čelistí 4 a příčné svaření jedním párem svařovacích čelistí 5. Součástí těchto čelistí je stříhací zařízení, kterým je hotový sáček oddělen a odtud padá do odváděcího žlabu 6.

Uvedené systémy automatů s různými typy dávkovačů a obalových materiálů jsou vhodné k balení sypkých, drobně kusových, kašovitých i tekutých hmot. Pro dané druhy výrobků je však



Obr. 1.2 Výroba ze dvou pásů

putno zvolit takový obalový materiál, který vyhovuje jejich vlastnostem. Pro vytvoření dobrého svaru je nutné, aby při svařování byly spojovány vždy vrstvy termoplastické hmoty. Této podmínce lze snadno vyhovět při vytváření hadice ze dvou pásů z obalového materiálu s jednostrannou termoplastickou vrstvou (obr. 1.3a). Na obr. 1.3 je černě vytažena termoplastická vrstva, nosný obalový materiál je vyšrafován. Obtížněji lze této podmínce vyhovět u strojů, které vytvářejí hadici z jednoho pásu obalového materiálu. Na obr. 1.3b je podélný svar obalového materiálu s oboustrannou termoplastickou vrstvou nebo z termoplastické folie. Tohoto způ-

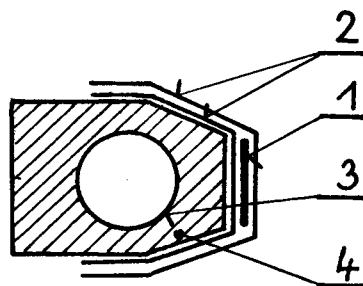


Obr. 1.3 Způsoby vytváření švu

sobu nelze použít u obalových materiálů s jednostrannou vrstvou. Podélný svar těchto materiálů je na obr. 1.3c. K tomuto účelu je však nutno vhodně upravit tvarovací článek stroje a použít obalový pás asi 10 mm širší než v prvním případě. U způsobu b je menší spotřeba obalového materiálu než u způsobu c, materiál pro způsob b je však dražší vzhledem k dvojité termoplastické vrstvě. Způsob b se nejlépe hodí pro zpracování termoplastických folií.

V současné době je běžné balení tekutin do plochých sáčků. K tomu se používají většinou termoplastické monofolie. Jejich nevýhodou však je, že folie při svařování v místě svaru změkne, takže není schopna přenést sílu působenou tíží baleného zboží. Proto se musí svar impulsně ohřát a ochladit ještě před uvolněním čelisti. Průřez impulsně ohřívané čelisti je na obr. 1.4. Topný pásek 1, který je uložen mezi dvěma elektricky izolujícími vrstvami 2 krátce zahřeje svar a kapalina, která proudí průvrtem 3 v tělese čelisti 4

odvede přebytečné teplo.



Obr. 1.4 Impulsně vyhřívaná čelist

Při impulsním sváření jsou dosahovány menší výkony než při svařování stále vyhřívanými čelistmi, je však nezbytné při zpracování monofolií.

U automatů, které vyrábějí z pásu ploché sáčky, používáme většinou role potištěné a to buď kontinuálním nebo přerušovaným tiskem. Při použití přerušovaného tisku je nutno automat vybavit fotoelektrickým zařízením, které umožní střídit potištěnou plochu tak, aby u všech sáčků byl potisk vždy ve stejném místě.

Při rozdělení balicích automatů můžeme užít ještě dalšího měřítka, a to, zda zařízení pracuje způsobem přetržitým (periodickým) nebo plynulým (kontinuálním).

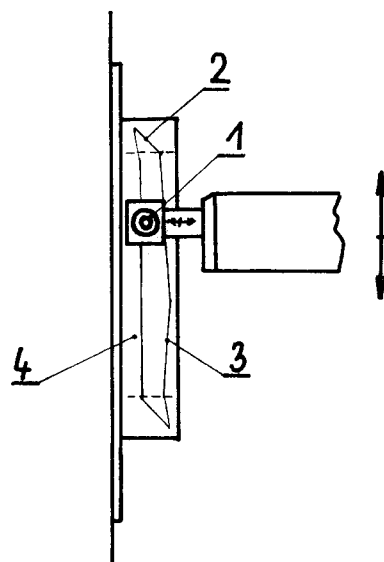
V kontinuálně pracujících strojích se obalový materiál plynule odvíjí z role, tvaruje a svařuje v hotový sáček, aniž by zastavoval nebo měnil rychlost. Příslušné pracovní orgány vykonávají své funkce za souběžného pohybu rovnoběžně s tubusem. Bývají upevněny na řetězu nebo na bubnu, který postupuje stejnou rychlostí jako hadice. Příčné posunutí, např. stisknutí příčných čelistí, je realizováno pomocí náběhů, křivkových drah. Nevýhoda kontinuálně pracujících strojů je ve větší složitosti. Pro každou operaci musí být zařazeno několika-násobně větší množství funkčních orgánů, tím se zvyšuje hmotnost automatu, jeho cena a většinou i zastavěný prostor. Seřízení na jiný rozměr sáčku je podstatně složitější než

u krokových strojů. Výhodou je nižší opotřebení jednotlivých součástí, protože ve strojích nevznikají tak značné dynamické síly, jako u krokových strojů. Hlavní jejich předností je však mnohem vyšší výkon.

Periodicky pracující stroje se vyznačují tím, že se v nich obalový materiál pohybuje po přítržích, krokově. Funkční orgány (mimo orgán zajišťující posuv) se pohybují pouze v příčném směru a přicházejí do styku s obalovým materiálem jen tehdy, když je hadice v klidu. Krokové balicí automaty jsou lehčí, mívají jen jeden funkční orgán pro určitou operaci, jsou levnější. Velkou výhodou je snadná přestavitelnost na jiný formát sáčku. Mají však vždy nižší výkon, protože jeho zvyšování je omezeno technologickými časy, např. svařování (pouze jedna příčná čelist). Dále brání zvýšení výkonů setrvačné síly, které vznikají při vyšších výkonech, protože mnoho součástí vykonává vratné pohyby v krátkých časových intervalech. To se týká především mechanismu posuvu, kde jde o nejdelší zdvih a vysokému zrychlení je vystaven i obalový materiál.

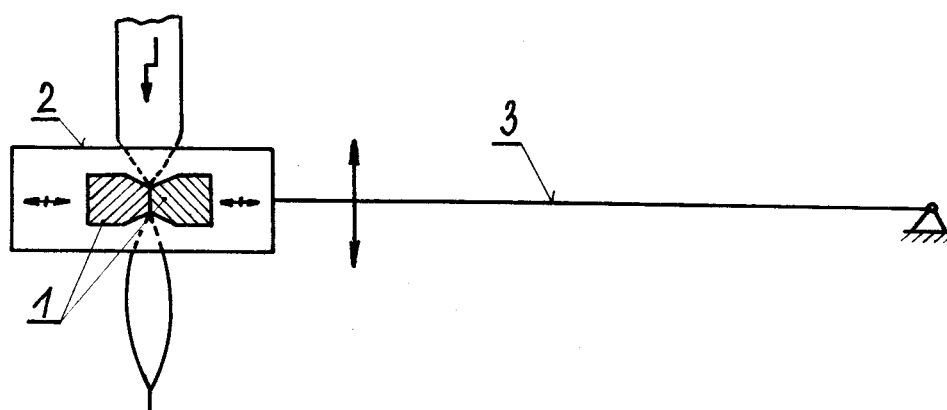
U periodicky pracujících strojů musí být zajištěn krokový posuv obalového materiálu. Posuv může být realizován buď pomocí příčných svařovacích čelistí nebo zvláštním mechanismem.

Posouvání pomocí čelistí se uskutečňuje tak, že svařovací čelist koná vratný pohyb nahoru a dolů. Při pohybu směrem dolů stiskne hadici a posune ji jednu délku sáčku. Příčný a podélný pohyb svařovací čelisti může být uskutečněn různými způsoby. Např. podélný posuv pomocí klikového mechanismu a příčný pohyb vhodně zvolenou křivkovou dráhou (obr. 1.5). Při pohybu dolů kámen 1, který je pružinou spojen s čelistí, přejde přes horní západku 2 a prochází dráhou 3, bližší k hadici, takže je hadice stisknuta a unášena dolů. Nazpět se kámen vrací dráhou 4, hadice je uvolněna. Tento princip je použit na stroji BA 21. Jiný způsob realizace posuvného pohybu příčné svařovací čelisti je na obr. 1.6. Čelisti 1 jsou uloženy v bloku 2, který kýve



Obr. 1.5 Podélně posuvná příčná čelist

ve svislé rovině na páce 3. Zakřivení podélné dráhy čelistí není velké, vzhledem ke značné délce páky 3. Příčný pohyb čelistí může být zajištěn např. hydraulicky. Stroj s tímto posuvem hadice byl předváděn na výstavě Embax - print Brno 77.



Obr. 1.6 Kyvně uložená příčná čelist

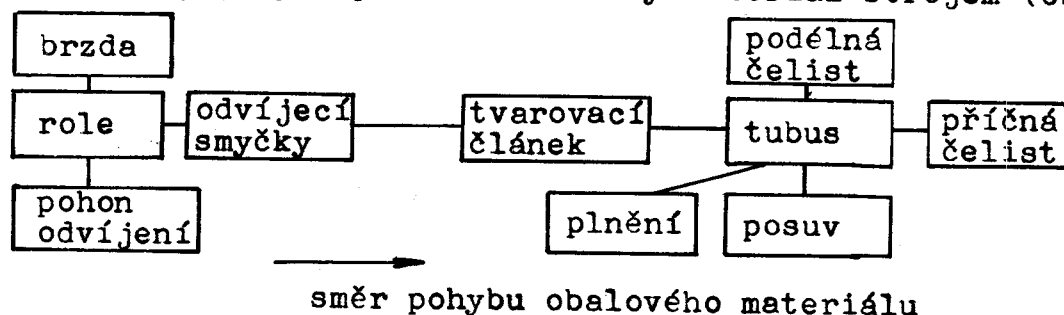
Není-li příčná čelist podélně posuvná, musí se použít dalšího mechanismu, který v čase, kdy jsou svařovací čelisti oddáleny, posouvá obalový materiál. Samotný pohyb může být realizován např. klikovým mechanismem, vačkami a pod. Přenos pohybu na obalový materiál se provádí nejčastěji pootáčením koleček s pryžovým potahem, nebo pootáčením dvojic koleček, na nichž se pohybuje pryžový řemínek. Používá se také dutá

objímka, která obepíná hadici a je upravena tak, aby při jejím posunu dolů mohl být uvnitř vyčerpán vzduch. Folie je pak atmosférickým tlakem přitisknuta k objímce a unášena současně s ní.

Z hlediska namáhání folie při posouvání je zřejmě výhodnější podtlaková objímka, než pryžová kolečka. Při zrychleném pohybu je obalový materiál namáhán tahovou silou, která vzniká při nestejnoměrném odvíjení z role a dále se zvětšuje na tvarovacím článku. Posuvná podtlaková objímka namáhá hadici silou, která je rozložena téměř na celý obvod sáčku a nehrozí tedy nebezpečí poškození. Při posouvání kolečky se celá síla soustředí pouze do dvou krátkých úsečků, jejichž délka odpovídá šířce koleček přitisknutých na tubus. V těchto místech vzniká značné napětí, které může zvláště u monofolií z plastických hmot způsobit trvalou deformaci. Deformace se projeví na dráze styku koleček s folií jako zvlněný proužek. Posuv pomocí koleček má však výhodu v tom, že stroj nepotřebuje zdroj podtlaku a dynamické síly v samotném mechanismu jsou menší, vyskytují se převážně jen rotující elementy.

2. M Í S T O M E C H A N I S M U V S Y S T É M U

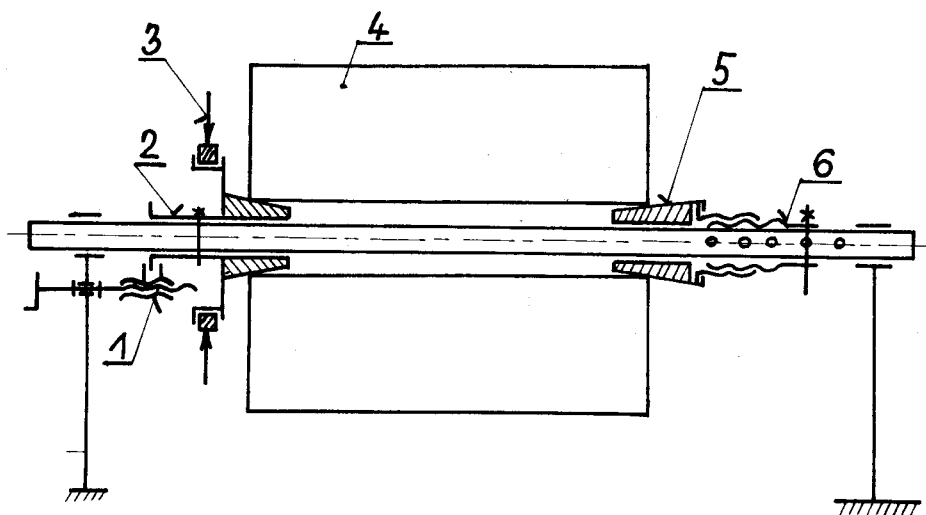
Celý systém hadicového balicího automatu se skládá z řady mechanismů, které na sebe svými funkcemi vzájemně navazují a ovlivňují podmínky práce ostatních částí stroje. Budeme sledovat jednotlivé mechanismy s příslušnými funkčními orgány v takovém pořadí, jakým prochází obalový materiál strojem (obr.2.1).



Obr. 2.1

2.1 R o l e

Obalový materiál se vkládá do stroje v podobě rolí, které jsou dodávány již potištěné, podle požadavků výrobního závodu. Upínací zařízení (obr. 2.2) musí být upraveno tak, aby

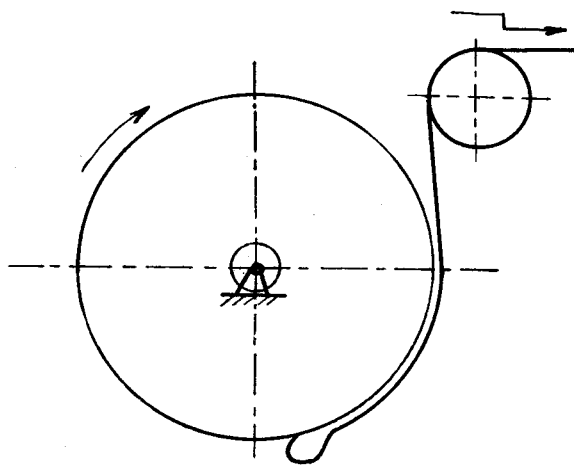


Obr. 2.2 Upínání role

umožňovalo centrické uchycení role 4 na upevňovacích kuželech 2, 5. Seřízení axiální polohy se provádí šroubem 1 dotažení kužele 5 šroubem 6. Brzdou 3 je zamezeno samovolnému roztáčení role.

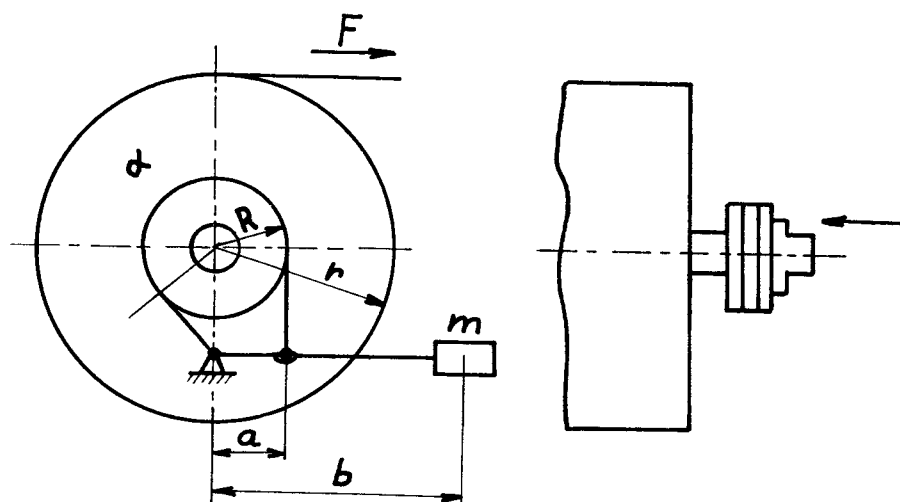
2.2 Brzda

Při odvíjení nestejnou rychlostí je nutné přibrzďování role, aby se v době snižování rychlosti odběru materiál volně nehromadil mezi odvíjecími válci. Některé obalové materiály, zvláště plastické folie často ulpívají na předešlých vrstvách role. Je-li role málo brzděna, může folie vytvořit smyčku přímo na roli (obr. 2.3). Po jejím roztočení hrozí nebezpečí rázu ve folii. Používá se různých druhů brzd.



Obr. 2.3 Ulpívání folie na roli

Pásová brzda (obr. 2.4 a) vyvine brzdný moment



Obr. 2.4 Brzda a - pásová, b - přírubová

$$M_B = mg \times \frac{a}{b} (e^{f\alpha} - 1)$$

kde g - gravitační zrychlení

f - koeficient tření mezi pásem a brzdovým bubnem

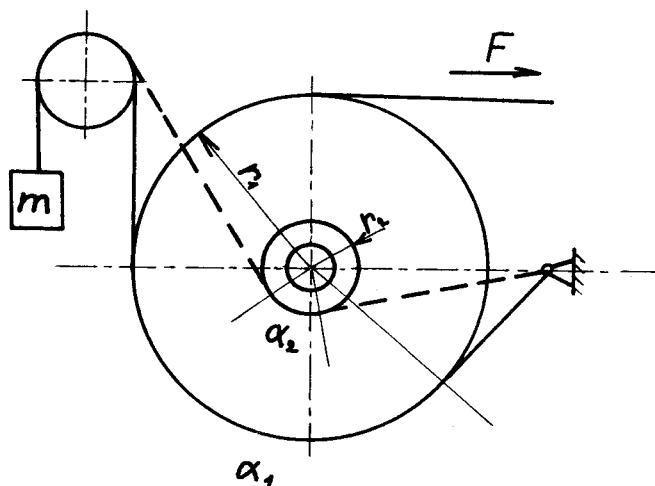
M_B je konstantní. Podobně je tomu i u přírubové brzdy (obr. 2.4 b). Při rovnoměrném otáčení vzniká při použití těchto brzd ve folii síla

$$F = \frac{M_B}{r}$$

která je závislá na poloměru role. U nové role je nejmenší, s odběrem stoupá až na maximum. Pro tuto proměnlivost síly F

se brzdy s konstantním ubrzděným momentem mohou používat jen u málo náročných zařízení.

Jiný druh pásové brzdy (obr. 2.5) tento nedostatek částečně odstraňuje. Brzdicí pás tře přímo o obalový materiál, takže



Obr. 2.5 Pásová brzda s proměnným brzdňým momentem

se brzdňý moment s poloměrem role mění. Podíl síly ve folii na začátku a na konci odběru je

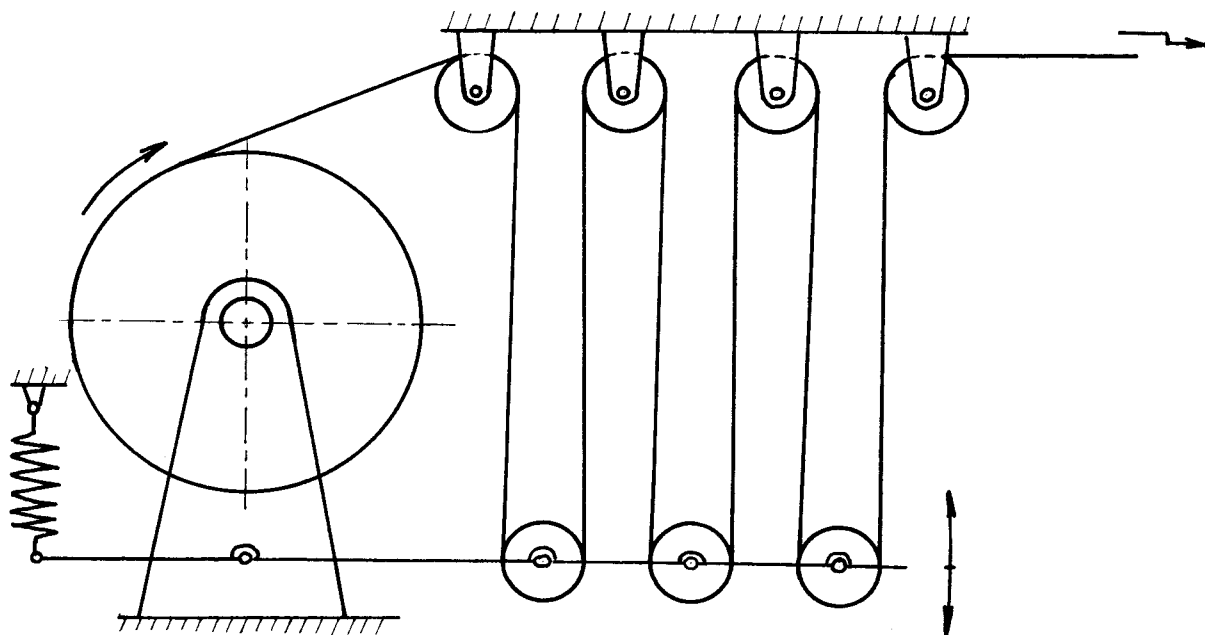
$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{e^{f\alpha_1} - 1}{e^{f\alpha_2} - 1}$$

Maximální síla ve folii je při maximálním poloměru role. Tato brzda se však nedá použít pro materiály, jejichž povrch se může snadno poškodit, protože pás tře přímo o poslední vrstvu folie. Proto se používají ještě další druhy brzd, kde je poloměr role snímán kladkou nebo válečkem a odklonem ramene válečku je přes pružinu vyvolávána brzdňá síla, zmenšující se s průměrem role. Při použití těchto brzd lze dosáhnout konstantní odvíjecí síly (při rovnoměrném odběru obalového materiálu). Další typy brzd jsou v knize Taschenbuch Maschinenbau, Band 3/II Stoffumformung.

2.3 O d v í j e c í s m y č k y

U krokově pracujících strojů je odběr pásu folie soustředěn do krátkého času, obvykle menšího než 50 % času cyklu.

Při tom musí být obalový materiál značně zrychlován a opět brzděn. Bylo by velmi obtížné zajistit, aby role svými otáčkami sledovala odběr pásu. Proto jsou zařazovány mezi roli a tvarovací článek odvíjecí válce (obr. 2.6). V nich se vytvoří



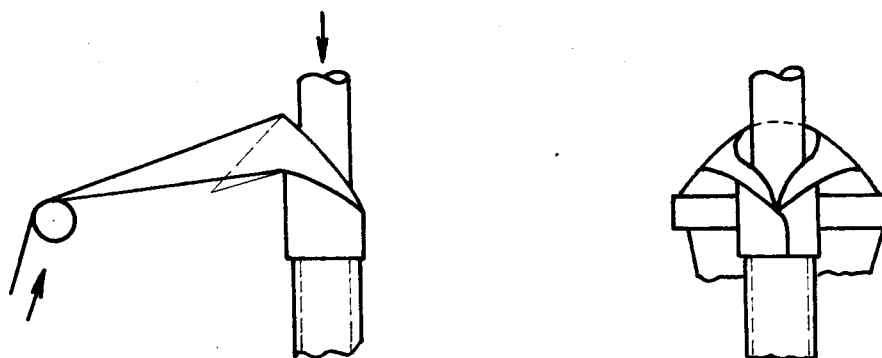
Obr. 2.6 Odvíjení pomocí pohyblivých odvíjecích válců

zásoba materiálu plynulejším odvíjením folie a při rychlém odběru se smyčky zkrátí bez velkého nárůstu síly.

Pro snížení napětí ve folii lze použít pohonu odvíjení. Role je roztáčena zvláštním zařízením a v pásu je tím udržováno jen minimální napětí, nutné k dobrému odvíjení z role.

2.4 T v a r o v a c í č l á n e k

Po odvinutí ze smyčky se pás obalového materiálu (jde-li o způsob výroby z jednoho pásu) tvaruje v hadici pomocí tvarovacího članku. Tvarovací článek je těleso buď svařené z plechu nebo odlité (obr. 2.8). Jeho funkční povrch je zakřivená plocha, rozvinutelná do roviny. Na vstupu má obalový materiál tvar pásu, na výstupu tvar hadice s kruhovým průřezem. Síla v pásu se tvarovacím článkem zvětšuje podle druhu folie a kvality tvarovacího članku. Velmi silný je vliv koeficientu tření



Obr. 2.8 Tvarovací článek

mezi obalovým materiálem a povrchem tvarovacího článku. Některé materiály přilnou pevně k povrchu a trhají se. Z tohoto důvodu se používají různé úpravy povrchu tvarovacího článku, které mají snížit tření. Je to např. vytváření drobných výstupků nebo připevňování lišt na místech styku s obalovým materiálem. Tím se snižuje skutečná styčná plocha a zamezuje se přilnutí k tvarovacímu článku. Jiná úprava snižuje třecí sílu pomocí tlakového vzduchu. Tvarovací článek je zespoda uzavřen a v plášti jsou vyvrtány otvory. Do dutiny je čerpán vzduch, který vytváří na ploše styku obalového materiálu a tvarovacího článku tenkou vrstvu, po níž materiál lehce klouže.

2.5 Posouvací mechanismus

Posouvací mechanismus zajišťuje pohyb hadice po tubusu. Pohyb bývá uskutečněn nejčastěji na principu vačkového pohonu, klikového mechanismu nebo pomocí ozubeného hřebenu a pastorku (viz kapitola 4). Vlastní orgán přenášející pohyb na hadici je podtlaková objímka, kolečka s pryžovým potahem nebo příčná čelist (viz kapitola 1).

2.6 Podélná a příčná čelist

Podélné čelisti vytváří podélný svar hadice. Při svařování sáčku ze dvou pásů jsou umístěny po stranách, vně hadice. Ke svařování hadice z jednoho pásu se používá jeden pár podélných čelistí, jehož jedna část je uložena vně hadice tak, aby

mohla vykonávat příčný pohyb, druhá je napevno zabudována v tubusu. Délka podélných čelistí musí přesahovat délku sáčku, překrytí je potřebné pro kvalitní navázání svaru.

Příčná čelist, neplní-li také funkci posouvacího elementu, vykonává příčné svaření a oddělení sáčku. Při jednom stisknutí vznikají dva svary současně, uzávěr jednoho a dno následujícího sáčku. Čelist má tedy dvojitou šířku a mezi horní a dolní polovinou je umístěn stříhací nebo perforovací nůž. Při dosedu čelisti oddělí nůž spodní sáček od hadice a po svaření a uvolnění čelistí spadne hotový sáček do odváděcího žlabu.

2.7 P l n ě n í

Sáček je plněn násypnou hubicí umístěnou v tubusu shora, synchronizovaně s ostatními operacemi. Plnění může začít už při svařování dna sáčku a může pokračovat při posouvání hadice. Proto při balení tekutých nebo dobře sypkých výrobků většinou neomezuje výkon stroje. Množství zboží je odměřováno váhově nebo objemově. Objemové dávkovače jsou vždy rychlejší, jednodušší a jejich přesnost vyhovuje při plnění většiny baleného zboží. Proto se objemové dávkovače používají u hadicových balicích strojů nejčastěji.

3. O B A L O V Ý M A T E R I Á L

A M E C H A N I S M U S P O S U V U

Výkon balicího stroje ovlivňuje do značné míry kvalita použitého obalového materiálu a kinematické hodnoty posouvacího mechanismu.

3.1. P o ž a d a v k y n a k v a l i t u o b a l o - v ý c h m a t e r i á l ů

Požadavky na kvalitu obalových materiálů jsou dány především povahou baleného zboží. Požaduje se např. nepropustnost pro vodní páru a aromatické látky, nepromastitelnost, nepropustnost pro kapaliny ale i pevnost, odolnost při nízkých a vysokých teplotách, průhlednost.

Z hlediska zpracovatelnosti na balicích automatech jsou důležité především mechanické vlastnosti. Vyžadovány jsou zejména pevnost, nízká tažnost, odolnost proti průrazu, dobrá svařitelnost, nízký koeficient tření, malá přilnavost.

Různé materiály splňují vždy jen některé z těchto požadavků. Proto se v obalové technice velmi často používají kombinované obalové materiály, složené z několika vrstev různých vlastností, které se vhodně doplňují.

Dále je uveden přehled obalových materiálů nejčastěji používaných na hadicových strojích a jejich vlastností.

Polyetylenová folie je nejrozšířenější obalový materiál vyráběný z plastických hmot. Běžně se vyrábí tloušťky 0,05 mm a 0,1 mm. PE folie má velkou odolnost proti vodě a proti pronikání vodní páry. Značně propouští plyny jako kyslík a kysličník uhličitý. Pro tuto vlastnost není vhodným obalovým materiálem chránícím proti oxidaci, např. u tuků a masných výrobků. Propouští také páry organických látek, je tedy nevhodný pro balení výrobků obsahujících aromatické látky. PE folie má značnou tažnost, menší pevnost v tahu a průtlaku. Velmi dobře se spojuje impulsním svařováním. Dotykové plochy svařovacích čelistí se obkládají skelnou tkaninou impregnovanou teflonem, aby se zabránilo přilepování roztavené hmoty.

PVC folie se používá při strojním belení méně často. Je poměrně pevná, má značnou tažnost. Za nízkých teplot ztrácí poddajnost. Měkčená folie může být svářena vysokofrekvenčně.

Papír s vrstvou plastické hmoty je často užívaný kombinovaný materiál. Papír propůjčuje obalu svoji pevnost a nízkou tažnost, vrstva plastické hmoty ochranné vlastnosti, které odpovídají použité hmotě. Plastická hmota umožňuje také svařitelnost.

Často se užívá celofán upravený pro sváření. V kombinaci s polyetylenem má výhodné vlastnosti obou materiálů - malou propustnost pro vlhkost, pro plyny a aromatické látky. Mechanické vlastnosti jsou vyhovující.

Pozornost je třeba věnovat uskladnění rolí. Nejlepší způsob je zavěšení na ležato, tím se zabrání zvlnění materiálu, slepení a posouvání vrstev. Nejlepší teplota je kolem 20°C , vlhkost kolem 60 %. Zvláště celofán je citlivý na vlhkost. Vysušený ztrácí pevnost, příliš vlhký se lepí na tvarovací článek a trhá se.

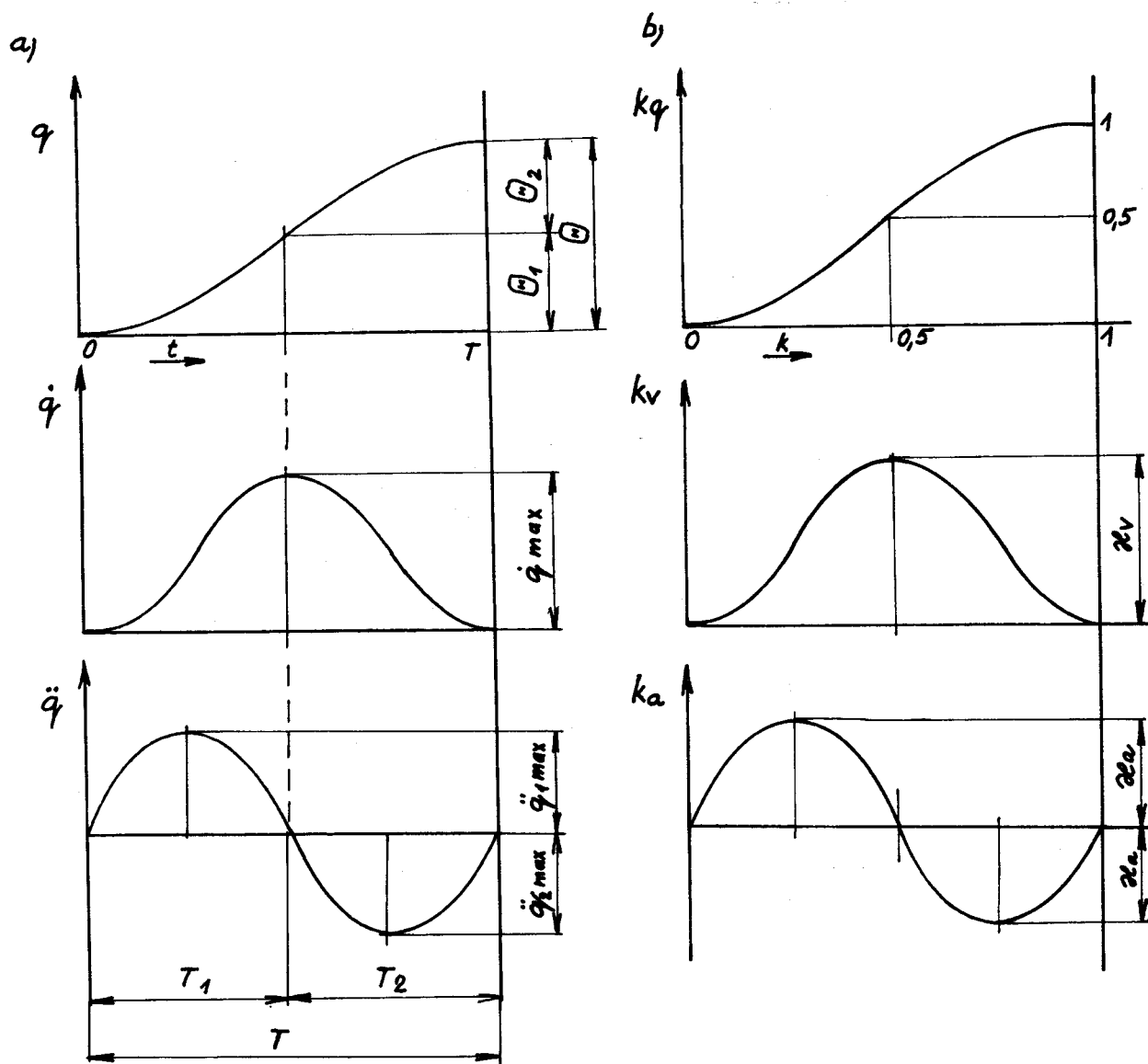
3.2. P o ž a d a v k y n a m e c h a n i s m u s p o s u v u

Jak bylo již výše uvedeno, posuv po tubusu lze realizovat různými mechanismy. Pro dosažení vysokých výkonů je však třeba brát zřetel na kinematické veličiny těchto mechanismů. Pro odvíjení z role a průchod odvíjecími smyčkami platí, že většímu zrychlení obalového pásu odpovídá větší síla. Zrychlení před a za tvarovacím článkem je při zanedbání průtažnosti stejné, síla ve folii se však násobí a na tvarovacím článku nebo v místě uchycení unášecího elementu může dojít k protržení. S ohledem na pevnost folie bude tedy výhodnější ten mechanismus, který má nižší maximální zrychlení.

Aby se dala posuzovat kvalita zdvihových závislostí bez ohledu na čas zdvihu T a na celkový zdvih , zavádějí se bezrozměrné součinitele pohybu a kinematických veličin pohybu. Tyto součinitele se používají při syntéze vaček - vytváření umělých závislostí nebo k analýze mechanismů určitého složení a geometrických poměrů.

Na obr. 3.1. a je průběh skutečného pohybu, na obr. 3.1.b je průběh zdvihové závislosti (v tomto případě je to závislost se sinovým průběhem zrychlení). Na obr. 3.1. a v dalším textu jsou použity tyto symboly:

Θ	- celkový zdvih	$[\text{m}]$
T	- celkový čas zdvihu	$[\text{s}]$
t	- okamžitý čas	$[\text{s}]$
q	- okamžitý zdvih	$[\text{m}]$
$\dot{q}$	- okamžitá rychlost	$[\text{ms}^{-1}]$



Obr. 3.1. Průběh a - pohybu, b - zdvihové závislosti

- $\ddot{q}$ - okamžité zrychlení ms^{-2}
 $\dot{q}_{max}$ - maximální rychlost ms^{-1}
 q_{max} - maximální zrychlení ms^{-2}
 k - bezrozměrný součinitel času
 k_q - bezrozměrný součinitel zdvihu
 k_v - bezrozměrný součinitel rychlosti
 k_a - bezrozměrný součinitel zrychlení
 k_v - největší hodnota k_v
 k_a - největší hodnota k_a

Mezi uvedenými hodnotami platí tyto vztahy:

$$q = F(t); \quad F \text{ je funkce daná rovnicí nebo tabulkou} \quad (1)$$

$$k = \frac{t}{T} \quad (2)$$

$$k_q = \frac{q}{\theta} \quad (3)$$

Z rovnic 1 + 3 vyplývají vztahy pro převod souřadnic

$$k = \frac{t}{T} \Rightarrow \frac{1}{T} = \frac{k}{t} \quad ; \quad \frac{dk}{dt} = \frac{1}{T}$$

$$q = F(t) \quad ; \quad k_q = \frac{q}{\theta} = \frac{F(t)}{\theta} = \frac{F(\frac{t}{T} \times T)}{\theta} = f(k)$$

proto lze psát

dráha $q = f(k)$

rychlost $\dot{q} = f'(k) \frac{dk}{dt} \times \theta = f'(k) \frac{1}{T} \theta = k_v \frac{\theta}{T}$

zrychlení $\ddot{q} = f''(k) \frac{dk}{dt} \times \frac{\theta}{T} = f''(k) \frac{\theta}{T^2} = k_a \frac{\theta}{T^2}$

bezrozměrný součinitel zdvihu $k_q = f(k)$

bezrozměrný součinitel rychlosti

$$k_v = f'(k) \quad ; \quad (k_v)_{max} = \kappa_v \Rightarrow \dot{q}_{max} = \frac{\theta}{T} \times \kappa_v$$

bezrozměrný součinitel zrychlení

$$k_a = f''(k) \quad ; \quad (k_a)_{max} = \kappa_a \Rightarrow \ddot{q}_{max} = \frac{\theta}{T^2} \times \kappa_a$$

Používá se mnoho zdvihových závislostí, jejichž k_q , k_v a k_a lze vyjádřit rovnicí. U nich je také známa κ_v a κ_a .

Nejběžněji používané jsou:

sinová	$\kappa_v = 2$	$\kappa_a = \frac{2\pi}{T}$
kosinová	$\kappa_v = \frac{\pi}{2}$	$\kappa_a = \frac{\pi^2}{2}$

Pro různé podmínky práce lze najít nejvhodnější zdvihové závislosti a vyrobit podle nich příslušné vačky. Analýzou mechanismů posuvu získáme pro každý pohyb určité κ_a a κ_v , z nichž především velikost bezrozměrného součinitele zrychlení určuje kvalitu závislosti a použitelnost pro mechanismus posuvu.

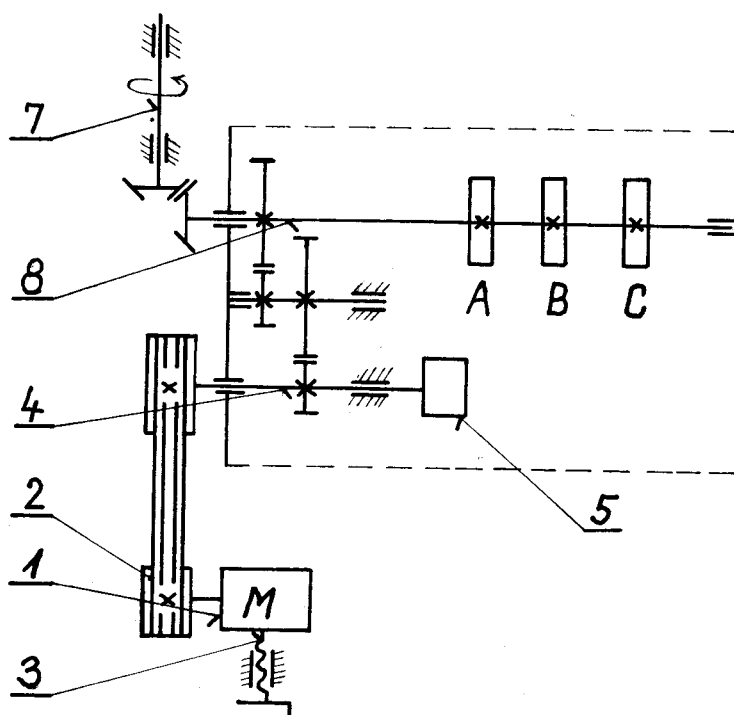
4. KONKRETNÍ KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ

V této kapitole budou stručně popsána konkrétní uspořádání hadicových balicích strojů HM 3, BA 21 a BTH 11. Hlavní pozornost je věnována mechanismům posuvu a kinematickým hodnotám jejich zdvihových závislostí.

4.1. A u t o m a t H M 3

Automat HM 3 je vertikální hadicový balicí stroj s krokovým způsobem práce. Umožňuje vytvářet ploché sáčky z jednoho pásu obalového materiálu, plnit je a uzavírat. Vyrábí jej závod VEB NACEMA v NDR.

Všechny jeho pohyblivé funkční orgány jsou ovládány pomocí vaček. Spodní část rámu je svařena z ocelového plechu tak, že současně tvoří rozvodovou skříň. Na přední straně skříně je umístěn tubus a tvarovací článek, zepředu proti tubusu podélná svařovací čelist, dále příčné svařovací čelisti a podtlaková objímka pro posouvání hadice. Obalový materiál se

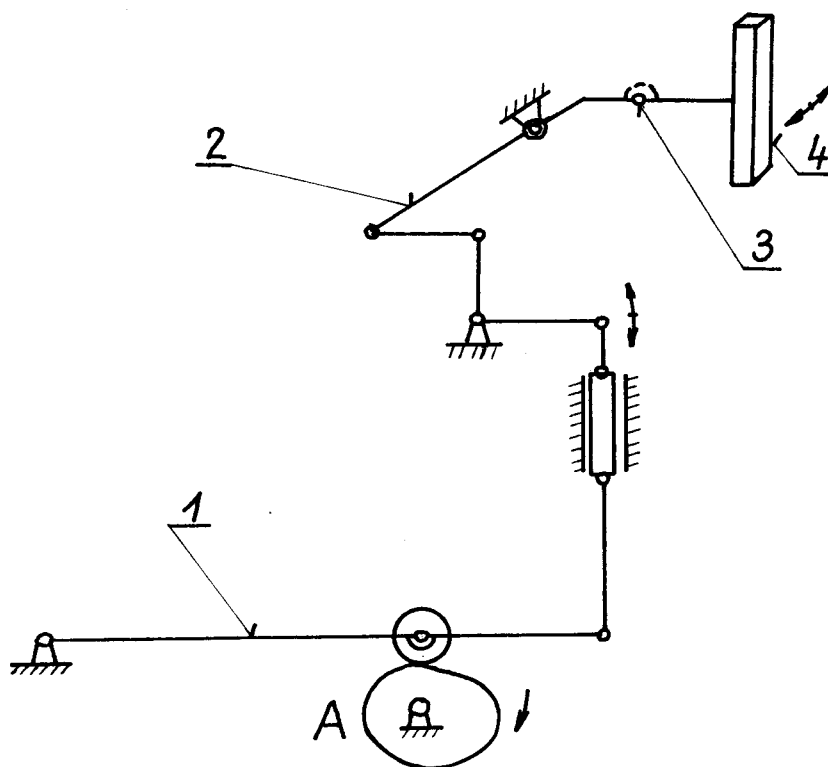


Obr. 4.1.1 Pohon a rozvodová skříň HM 3

odvíjí z role přes vyrovnávací válečky a pokračuje do tvarovacího článku. Držák s vyrovnávacími válečky je přišroubován k víku skříně na zadní straně automatu. V horní části je umístěn zásobník a dávkovač.

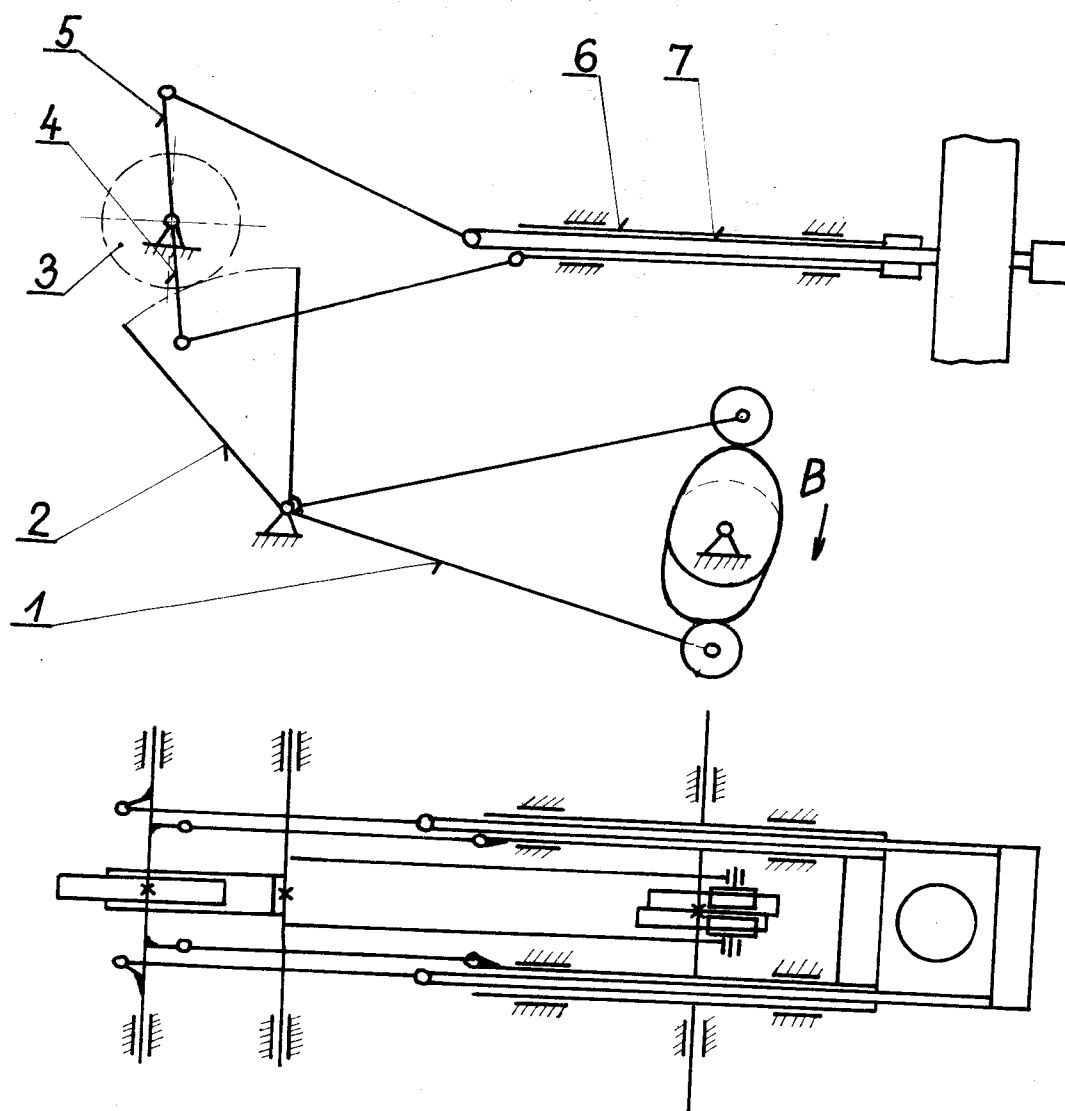
Dole pod skříní (obr. 4.1.1) je motor 1 s variátorem 2. Elektromotor je uložen posuvně, ručně ovládaným šroubem 3 lze seřídit osovou vzdálenost mezi motorem a vstupním hřídelem 4. Tím se mění průměr jedné řemenice a tedy i otáčky vstupního hřídele a výkon automatu. Ke vstupnímu hřídeli uvnitř skříně je připojeno olejové čerpadlo 5, z něhož je olej trubičkami rozváděn na všechny vačky a soukolí. Vačkový hřídel 8 je poháněn přes dvě čelní ozubená soukolí. Z něho je přes kuželové soukolí vyveden pohon dalšího hřídele 7, který je umístěn na boku stroje ve svislé poloze. Z tohoto svislého hřídele je vyveden pohon dopravníku, který odváží naplněné a uzavřené sáčky k další manipulaci. Dále jsou na svislém hřídeli vačky pro ovládání vzduchu a vyhřívání čelistí.

Uvnitř rozvodové skříně jsou na vačkovém hřídeli nasazeny dvě dvojvačky a jedna vačka.



Obr. 4.1.2 Ovládání podélné čelisti HM 3

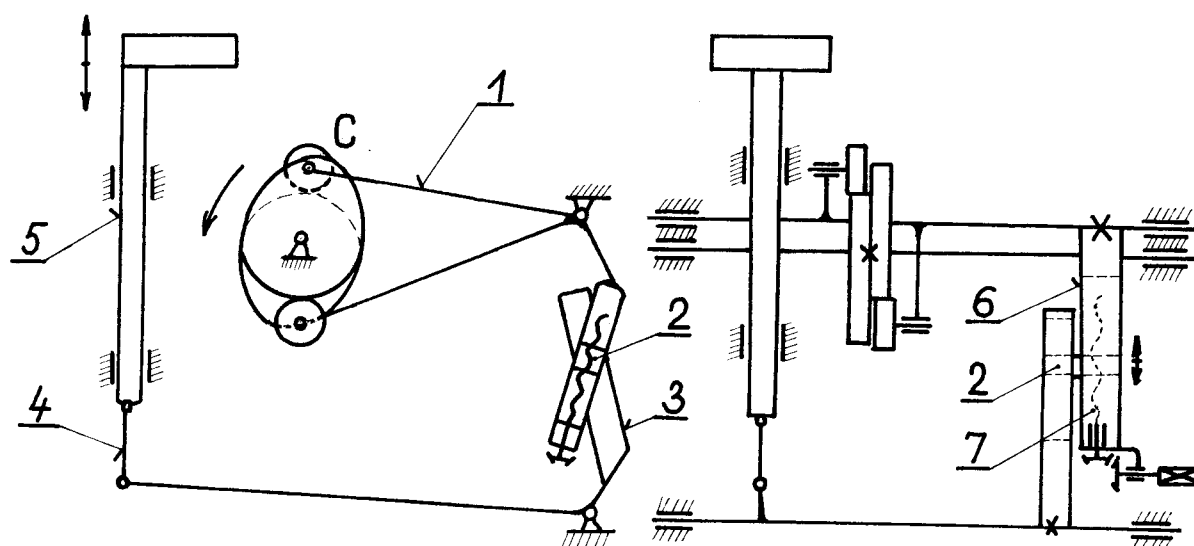
Vačka A ovládá mechanismus pohybu podélné čelisti (obr. 4.1.2). Z vahadla 1 se soustavou táhel a pák přenáší kývavý pohyb na rameno 2 s podélnou čelistí 4, která se otáčí v horizontální rovině. Rameno má ještě další pomocný kloub 3, který je při práci zablokován. Uvolňuje se jen při opravě a čištění čelisti.



Obr. 4.1.3 Ovládání příčné čelisti HM 3

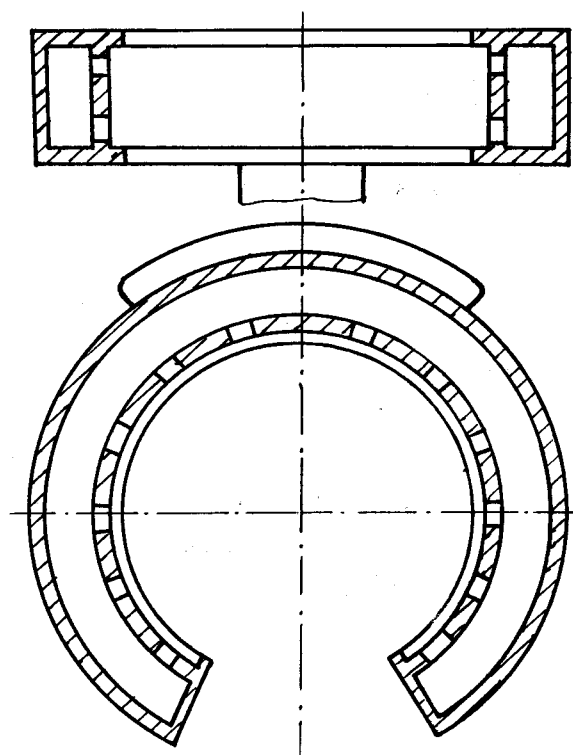
Dvojvačka B pohání mechanismus přitlaku příčných čelistí (obr. 4.1.3). Vahadlo 1 dvojvačky B je pevně spojeno s ozubeným segmentem 2, který zabírá s ozubeným kolem 3. Na stejném

hřídeli s ozubeným kolem jsou dvě dvojice pák 4,5, každá dvojice na jednom konci hřídele. Páky jsou pomocí táhel spojeny s teleskopicky zasouvateľnými trubkami 6,7, stejnohle páky s vnitřní trúbkou, opačné páky s vnější trúbkou. Kývavý pohyb vahadla dvojvačky a ozubeného segmentu se přenáší přes hřídel ozubeného kola na páku. Táhla převádějí kývavý pohyb pák na posuvný pohyb trubek. Dvojice trubek jsou uloženy vodorovně vedle sebe a slouží jako držáky příčných čelistí. Na vnitřní trubky je připevněna přední a na vnější trubky zadní příčná čelist. Vykonáním vstřícného pohybu čelistí stisknou hadici a vytvoří horní svar dolního naplněného sáčku a dolní svar horního sáčku. Současne odstřihnou dolní uzavřený sáček.



Obr. 4.1.4 Ovládání posuvací čelisti HM 3

Mechanismus posuvu hadice po tubusu uvádí do pohybu dvojvačka C (obr. 4.1.4). Vahadlo 1 je pevně spojeno s ramenem, na němž je uložen kámen 2 Whitworthova mechanismu. Společně s kulisou 3 kýve na stejném hřídeli dlouhá páka, která přes táhlo 4 posouvá už samotným držákem posuvací čelisti 5. Posuvací čelist (obr. 4.1.5) je duté těleso prstencovitého tvaru, vpředu v místě přiléhání podélné čelisti přerušené.



Obr. 4.1.5 Podtlaková posouvací čelist

Ve vnitřním plášti je několik desítek otvorů, kterými je odčerpáván z prostoru a hadicí vzduch. Po vytvoření podtlaku začne čelist klesat a unáší dolů hadici. V dolní poloze podtlak vymizí, hadice se uvolní a čelist se vrací rychlejším pohybem zpět nahoru. V horní poloze objímka přidržuje plnicí se sáček.

Na velikosti posuvu závisí délka sáčku, kterou je nutno pro různé objemy baleného zboží měnit. U automatu HM 3 se to děje změnou poloměru kývání kamene 2 Whitworthova mechanismu. Kámen je posuvně uchycen ve vedení ramene 6 a jeho vzdálenost od středu otáčení se mění šroubem 7, kterým se pro snadnější obsluhu otáčí přes malé kuželové soukolí. Větší vzdálenosti kamene odpovídá větší posuv čelisti.

Balicí stroj HM 3 působí jako kompaktní celek, všechny pohyblivé části, u nichž přichází v úvahu opotřebení jsou uloženy uvnitř rozvodové skříně a dobře mazány proudem oleje, rozváděného měděnými trubičkami z nízkotlakého čerpadla. Dá se tedy předpokládat, že kola a vačky mají takřka neomezenou ži-

votnost. Realizace pohybů pomocí vaček umožňuje použití kvalitních zdvihových závislostí.

Nevýhody jsou nutnost vybavení vakuovou pumpou pro podtlakovou čelist a rozvod vzduchu, dále pak špatný přístup k vačkám a ostatním převodům, které jsou uloženy hluboko uvnitř rozvodové skříně.

Automat HM 3 byl shlednut v provozu mlékárny v Lounech. V tomto provozu jsou v současné době instalovány čtyři uvedené stroje a balí mléko do polyetylenových sáčků. Z provozních důvodů mlékárny nemohlo být provedeno žádné měření zdvihové závislosti posouvacího mechanismu. Ani by to nemělo praktický význam, protože dovolují naprogramování libovolných závislostí. Dá se přibližně určit maximální zrychlení při posuvu a to z těchto informací:

1. V mlékárně se balí mléko po jednom litru, rozměry příslušného sáčku jsou 260 mm délka a 130 mm šířka. Při tomto balení nastavují výkon stroje na $P = 1\ 800 + 2\ 200$ ks za hodinu.

2. Při ručním pootáčení strojem a pozorování posouvací čelisti bylo odhadnuto, že čas posuvu představuje méně než polovinu, asi 40 % času kroku.

3. U kvalitních zdvihových závislostí se pohybuje hodnota κ_a v mezích 5 + 6.

Přibližný výpočet

$$P = 2\ 200 \text{ hod.}^{-1}$$

$$\text{čas jednoho cyklu } T_k = \frac{3\ 600}{P} = 1,636 \text{ s}$$

$$\text{čas zdvihu } T = 0,4 T_k = 0,659 \text{ s}$$

$$\text{délka zdvihu } \theta = 0,26 \text{ m}$$

$$\kappa_a = 5$$

$$a_{\max} = \kappa_a \frac{\theta}{T^2} = 3,09 \text{ ms}^{-2}$$

Při délce sáčku 260 mm a výkonu 2 200 ks za hodinu se pohybuje posouvací čelist s maximálním zrychlením asi 3 ms^{-2} .

4.2. A u t o m a t B A 2 1

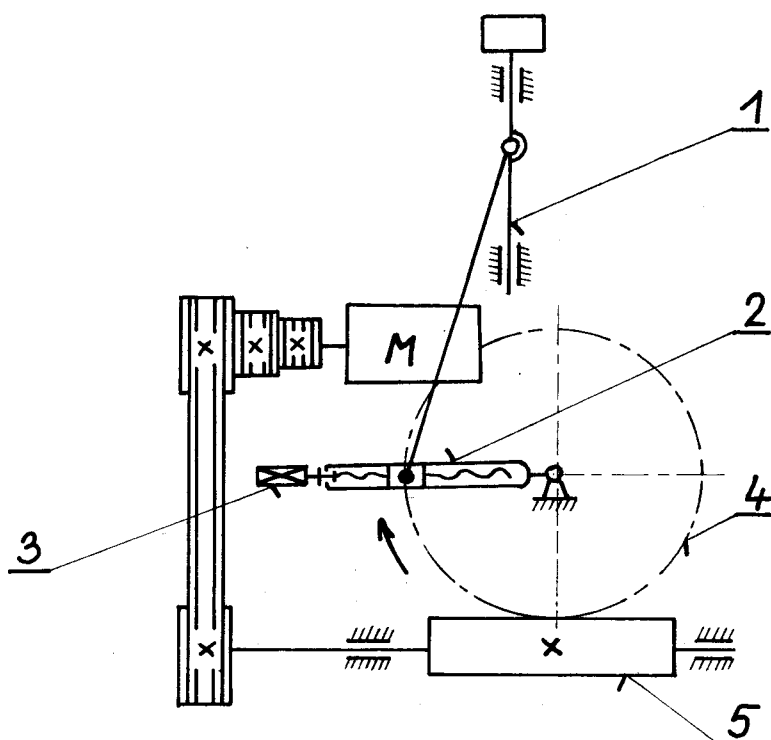
Vertikální hadicový balicí automat BA 21, výrobek Blanic-
kých strojíren n. p. Vlašim, plní a uzavírá sáčky o délce
 63 ± 160 mm a šířce 50 ± 125 mm. Výkon lze měnit stupňovitě
a dá se nastavit na hodnoty 43, 52 a 60 sáčků za minutu.

Sáčky jsou vyráběny ze dvou pásů obalového materiálu.
Role jsou umístěny na bocích automatu. Pás se odvíjí z role
přes jednoduchou odvíjecí smyčku, která je napínána závažím
na výkyvném rameni. Podélné čelisti jsou přitlačovány pomocí
vačky, uvolňování se děje pomocí pružiny.

Příčné čelisti zajišťují mimo příčného svaru také posou-
vání hadice. Podélný posuvný pohyb je odvozen od excentrického
klikového mechanismu. Příčný pohyb, jak je popsáno v kapitole
1., se uskutečňuje pomocí křivkového vedení kamene v drážce.

4.2.1. A n a l ý z a m e c h a n i s m u p o s u v u

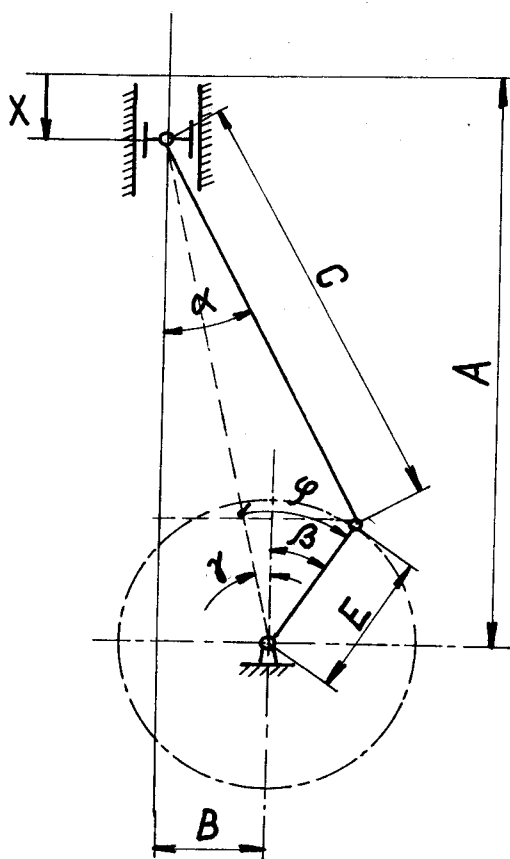
Provést rozbor pohybu příčné čelisti znamená zjistit po-
hybové závislosti křížáku 1 (obr. 4.2.1.), který s blokem



Obr. 4.2.1 Pohon mechanismu posuvu BA 21

příčných čelistí je přímo spojen. Křížák je poháněn ojnicí a klikou 2. U kliky lze měnit poloměr natáčením šroubu 3 a tím i délku sáčku. Délka sáčku je však asi o 40 mm menší než zdvih křížáku, protože v dolní a horní poloze se ztrácí vždy 20 mm přechodem z vnější drážky do vnitřní a naopak. Klika je pevně spojena s hřídelem šnekového kola 4, šnek 5 je poháněn přes řemenový převod elektromotorem M.

Odvození závislosti posunutí křížáku na natočení kliky.



Obr. 4.2.2 Schema pro odvození pohybové závislosti

Závislost $x = F(\beta)$ byla odvozena podle obr. 4.2.2. Jednotlivé symboly značí:

- A - poloha počátku pohybu
- E - délka kliky
- B - excentricita

- C - délka ojnice
 α - natočení ojnice
 β - natočení kliky
 x - poloha křížáku

Pro polohu křížáku platí podle obr. 4.2.2.

$$x = A - C \cos \alpha - E \cos \beta$$

Výchozí poloha křížáku - horní úvrať je

$$A = \sqrt{(E + C)^2 - B^2}$$

Natočení ojnice dostaneme ze vztahu

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B + E \sin \beta}{\sqrt{C^2 - (B + E \sin \beta)^2}}$$

kde pro zjednodušení dosadíme za $B + E \sin \beta = D$

Úhel $\beta = \varphi - \alpha$; $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{A}{B}$; φ se mění od 0 do 2π

vyjde tedy

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{D}{\sqrt{C^2 - D^2}}$$

Závislost $x = F(\beta)$ je

$$x = \sqrt{(E + C)^2 - B^2} - C \cos \left(\operatorname{arctg} \frac{D}{\sqrt{C^2 - D^2}} \right) - E \cos \beta$$

4.2.2. P r o g r a m B A 2 1

Výpočet hodnot posunutí křížáku v závislosti na natočení kliky byl proveden na počítači. Všechny hodnoty x byly uloženy v paměti a použity pro numerický výpočet první a druhé derivace. Získané derivace byly dále použity k výpočtu bezrozměrných součinitelů rychlosti a zrychlení.

Výpočet rychlosti.

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dF(\beta)}{dt} = \frac{dF(\beta)}{d\beta} \times \frac{d\beta}{dt} = F'(\beta) \times \omega_H$$

ω_H - otáčky kliky

Výraz $F'(\beta)$ představuje první derivaci podle úhlu β . Byl použit numerický výpočet derivace funkce $x(\beta)$, jako derivace jejího interpolačního polynomu s rovnoměrným rozdělením uzlů. Počet uzlů polynomu je 5, všechny hodnoty derivací jsou počítány podle formule (1), pro prostřední uzel. Dovoluje to cykličnost pohybové závislosti. Derivace se provede po výpočtu tabulky $x(\beta)$. *

Výpočet zrychlení

$$v = F'(\beta) \times \omega_H$$

$$a = \frac{dv}{dt} = F''(\beta) \frac{d\beta}{dt} \times \omega_H = F''(\beta) \times \omega_H^2$$

$F''(\beta)$ je druhá derivace funkce posunutí x podle úhlu β . Vzorec pro výpočet druhé derivace numericky vychází ze stejných podmínek jako (1) a zní

$$F''(\beta)_2 = \frac{1}{24h^2} [-2x_0 + 32y_1 - 60y_2 + 32y_3 - 2y_4] \quad (2)$$

Dále je v programu zařazen výpočet bezrozměrných součinitelů rychlosti a zrychlení.

Pro výpočet k_v vycházíme ze vztahu

$$\dot{q} = k_v \times \frac{\theta}{T} = F'(\beta) \times \omega_H$$

takže

$$k_v = \frac{F'(\beta) \times \omega_H \times T}{\theta}$$

kde θ je celkový zdvih a T je čas zdvihu, to znamená čas pohybu z jedné krajní polohy do druhé, $T = \frac{\pi}{\omega_H}$

* formule pro výpočet 1. derivace

$$F'(\beta)_2 = \frac{1}{12h} [x_0 - 8x_1 + 8x_3 - x_4] \quad (1)$$

h - interval mezi uzly

Takže

$$k_v = \frac{F'(\beta) \times \omega_H \pi}{\Theta \omega_H} = \frac{F'(\beta) \pi}{\Theta}$$

Podobně pro výpočet k_a :

$$\ddot{q} = k_a \frac{\Theta}{T^2} = F''(\beta) \times \omega_H^2$$

$$k_a = \frac{F''(\beta) \times \omega_H^2 \times T^2}{\Theta} = \frac{F''(\beta) \pi^2}{\Theta}$$

Na následujících dvou stranách je program na výpočet hodnot natočení kliky, posunutí křížáku, rychlosti křížáku, zrychlení křížáku, bezrozměrných součinitelů zdvihu, rychlosti a zrychlení. Rychlost a zrychlení jsou počítány pro úhlovou rychlost kliky $\omega_H = 1 \text{ rad s}^{-1}$. Skutečné hodnoty se vypočtou ze vztahů

$$v = \bar{v} \cdot \omega_H \quad [m \text{ s}^{-1}, m, s^{-1}]$$

$$a = \bar{a} \cdot \omega_H^2 \quad [m \text{ s}^{-2}, m, s^{-2}]$$

$\bar{v}$ - hodnota uvedená v tabulce výsledků pod hlavičkou - rychlost křížáku -

$\bar{a}$ - hodnota pod hlavičkou-zrychlení křížáku-

Rozměry hodnot v tabulce výsledků

Rychlost a zrychlení křížáku - rozměr $[m]$

Ostatní hodnoty v tabulce - $[1]$

4.2.3 V y h o d n o c e n í v ý s l e d k ů

Při zadání výpočtu bylo zvoleno dělení plného úhlu na 90 dílů. Všechny hodnoty (viz příloha 1) jsou spočteny pro délky kliky $E = 30; 60; 90; 120 \text{ mm}$. Přibližně platí

$$l_s = 2E - 40 \quad [mm].$$

l_s - délka sáčku

Takže vlastně byly spočteny kinematické veličiny při délce sáčku $l_s = 20; 80; 140; 200 \text{ mm}$, protože se vycházelo z délky kliky na výkrese sestavy pohonu a nikoli ze skutečných možností stroje.

```

mon# job
mon# fortran s1, w: kubik, lps
cd diplomova prace 87 ba 21
dimension fi(360), x(360), ry(360), zry(360)
real kq(360), kv(360), ka(360)
read(1,100) c, b
read(1,101) n
do4 j=1,4
e=float(j)*0.03
a=sqrt((e+c)**2-b**2)
h=6.28318/float(n)
gama=atan2(b,a)
do3 i=1,n
fi(i)=float(i)*h
beta=fi(i)-gama
d=b+e*sin(beta)
3x(i)=a-c*cos(atan2(d,sqrt(c**2-d**2)))-e*cos(beta)

i=1
ry(i)=(x(n-1)-8.0*x(n)+8.0*x(2)-x(3))/(12.0*h)
zry(i)=(-2.0*x(n-1)+32.0*x(n)-60.0*x(1)+32.0*x(2)
/-2.0*x(3))/(24.0*h**2)
i=2
ry(i)=(x(n)-8.0*x(1)+8.0*x(3)-x(4))/(12.0*h)
zry(i)=(-2.0*x(n)+32.0*x(1)-60.0*x(2)+32.0*x(3)
/-2.0*x(4))/(24.0*h**2)
l=n-2
do2 i=3,l
ry(i)=(x(i-2)-8.0*x(i-1)+8.0*x(i+1)-x(i+2))/(12.0*h)
2zry(i)=(-2.0*x(i-2)+32.0*x(i-1)-60.0*x(i)+32.0*x(i+1)
/-2.0*x(i+2))/(24.0*h**2)

i=n-1
ry(i)=(x(n-3)-8.0*x(n-2)+8.0*x(n)-2.0*x(1))/(12.0*h)
zry(i)=(-2.0*x(n-3)+32.0*x(n-2)-60.0*x(n-1)+32.0*x(n)
/-2.0*x(1))/(24.0*h**2)

```

```

i=n
ry(i)=(x(n-2)-8.0*x(n-1)+8.0*x(1)-x(2))/(12.0*h)
zry(i)=(-2.0*x(n-2)+32.0*x(n-1)-60.0*x(n)+32.0*x(1)-2.0*x(2))
//(24.0*h**2)

q=0
do5 i=1,n
if (x(i).gt.q) q=x(i)
5continue
do6 i=1,n
kq(i)=x(i)/q
kv(i)=3.14159*ry(i)/q
6ka(i)=9.86*zry(i)/q
write(3,104)e
write(3,103)
write(3,105)(i,fi(i),x(i),ry(i),zry(i),kq(i),kv(i),ka(i),i=1,n)
4continue
stop
100format(f5.3,f5.3)
101format(i0)
103format('  i  natoceni kliky  posunuti krizaku  rychlost
/kriz      zrychleni krizaku      kq      kv      ka'/)
105format(i4,f16.5,f18.5,f15.5,f24.10,f9.4,f9.4,f9.4)
104format(' e= ',f4.2)
end
mon#
mon#loadersw:kubik,w:diplom,no,no,noe

```

Výsledky pro $E = 0,03$ a $0,12$ jsou vyšetřeny v grafech 4.2.1 a 4.2.2. Maximální a minimální hodnoty pro mechanismus a pro obalový materiál jsou v tabulce 4.2.1. (str. 41)

Z tabulky a především z grafů je patrné, že se vzrůstající délkou sáčku (poloměrem kliky) klesá podíl ztráty na začátku a na konci zdvihu. Čím větší poloměr kliky, tím větší k_a v okamžiku stisknutí čelistí. Zrychlení však v tomto okamžiku je mnohem větší, protože čelist začíná zabírat při $v_{\min}$.

Největší překážkou při zvyšování výkonu je patrně ráz při počátku posouvání. I když může dojít k prokluzu čelistí, vyžaduje tento krátkodobý nárůst zrychlení pružný obalový materiál. k_v klesá se vzrůstajícím poloměrem kliky, tedy s klesajícím podílem ztrátové části zdvihu na celkovém zdvihu.

Z toho vyplývá požadavek na co nejkratší dráhu přechodu mezi vnější a vnitřní dráhou kamene čelistí, případně jinou konstrukcí tento přechod zcela odstranit. Tím by se dosáhlo plynulého narůstání rychlosti bez rázů.

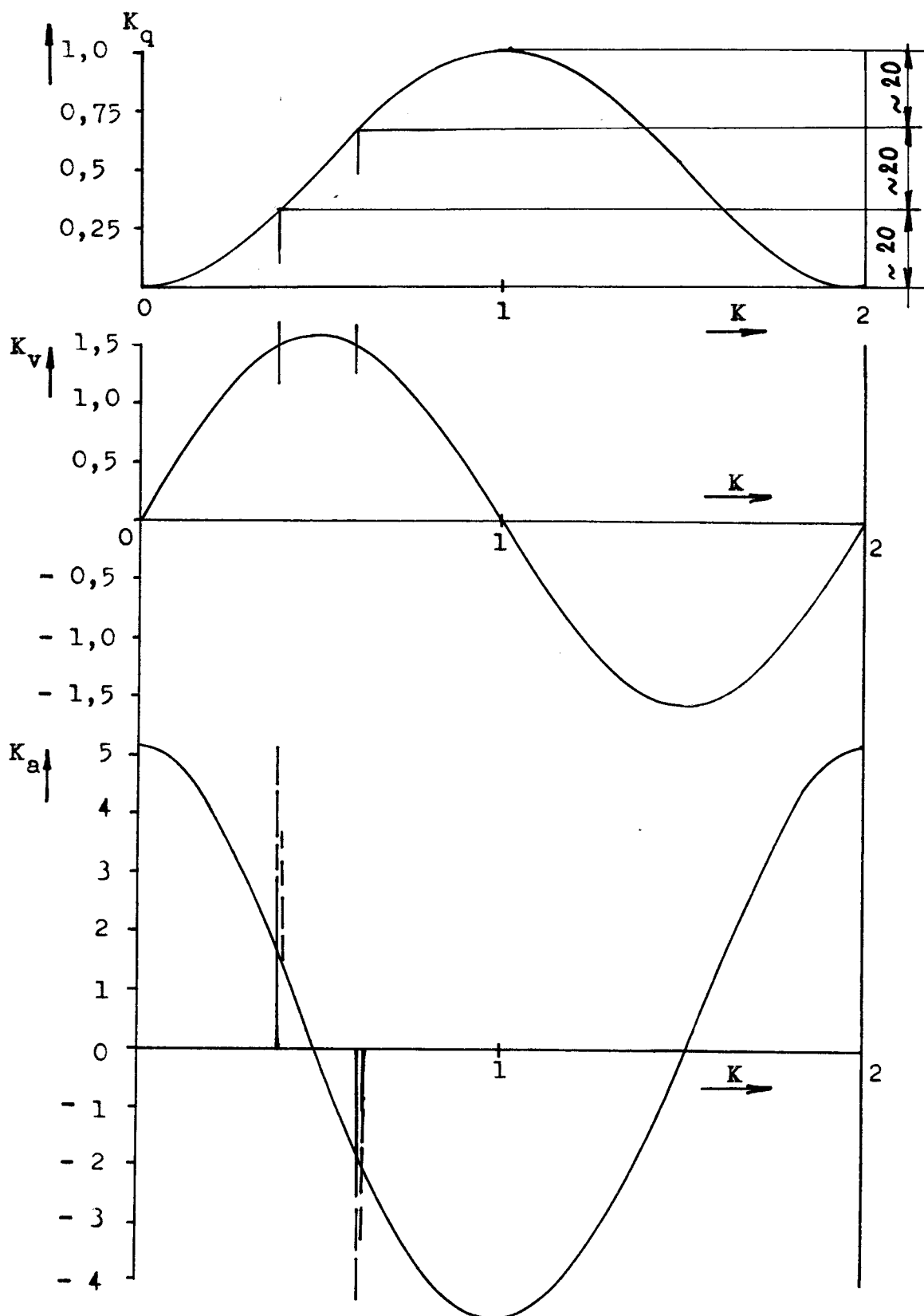
Dále uvedena tabulka 4.2.2 hodnot rychlosti a zrychlení pro dané výkony a délky sáčků.

hodnoty mechanismu hodnoty hadice

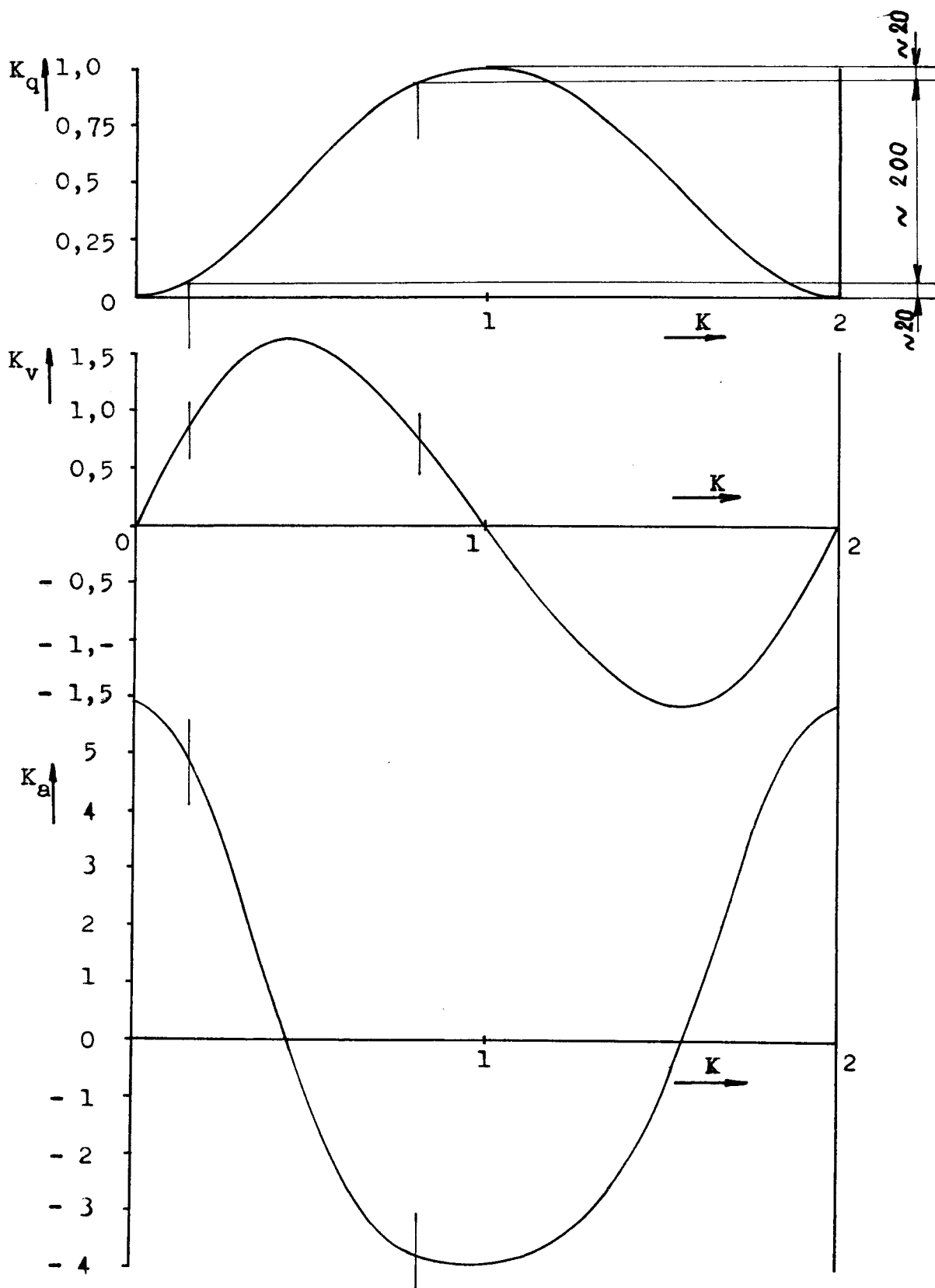
l_s [mm]	P [min ⁻¹]	$a_{\max}$ [m s ⁻²]	$v_{\max}$ [m s ⁻¹]	$a_{\max}$ [m s ⁻²]	$v_{\max}$ [m s ⁻¹]
60	65	1,55	0,203	1,03	0,153
160	30	0,91	0,256	0,64	0,167

Tab. 4.2.2

V tabulce je vidět, že výkony a příslušné délky sáčků byly voleny právě tak, že v obou případech nastává stejná skoková změna rychlosti folie v počátku záběru čelistí. Právě tento ráz patrně omezuje zvětšení otáček stroje.



Graf 4.2.1 BA 21 $E = 0,03$



Graf 4.2.2 BA 21 $E = 0,12$

Hodnoty křížáku

Hodnoty obalového materiálu

E	l_g	$a_{\max}^+$ [mm s ⁻²]	$a_{\max}^-$ [mm s ⁻²]	α_a^+	α_a^-	$a_{\max}^+$ [m s ⁻²]	$a_{\max}^-$ [m s ⁻²]	V_z [mm s ⁻¹]	$V_{\max}$ [mm s ⁻¹]	k_a	k_{vz}
0,03	20	0,0315	0,0284	5,18	4,67	0,0101	0,0107	0,0284	0,0301	1,669	1,489
0,06	80	0,0662	0,0538	5,43	4,42	0,0438	0,0393	0,0441	0,0607	3,600	1,178
0,09	140	0,1040	0,0762	5,69	4,17	0,0783	0,0660	0,0600	0,0919	4,283	1,046
0,12	200	0,1449	0,0957	5,94	3,92	0,1218	0,0902	0,0671	0,1240	4,998	0,878

Tab. 4.2.1

Hodnoty křížáku

Hodnoty obal. materiálu

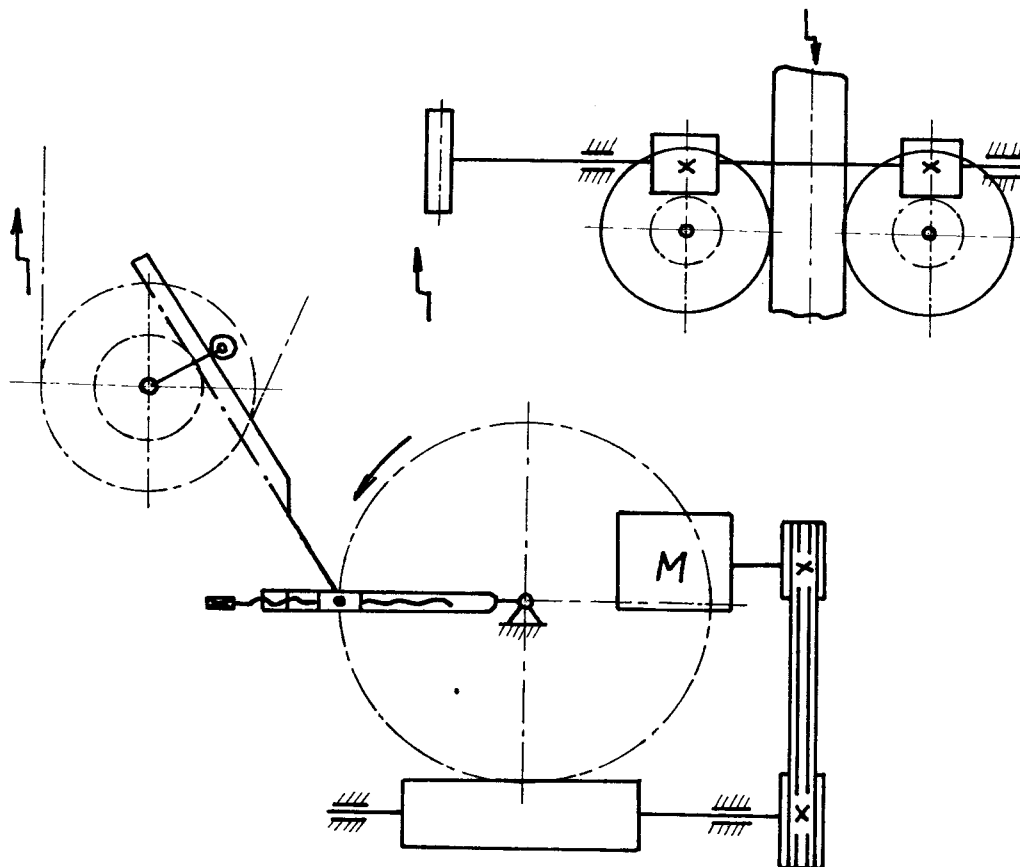
 $a_{\max}^+$ - maximální rozběhové zrychlení v_z - min. rychlost hadice $a_{\max}^-$ - maximální brzdící zrychlení $v_{\max}$ - max. rychlost hadice α_a^+ - bezrozměrný souč. zrychl.rozběh α_a^- - bezrozměrný souč. zrychl.brzdění

4.3. A u t o m a t B T H 1 1

Vertikální hadicový balicí automat BTH 11, výrobek Blahnických strojíren n. p. Vlašim je určen k balení sypkého a tekutého zboží do celofánu, papíru, hliníkové nebo cínové folie s nánosem termoplastické hmoty nebo do termoplastické folie. Má možnost použití stálého i indukčního ohřevu. Výkon je $20 + 110$ balení za minutu při délce sáčku $90 + 300$ mm. Výkon a délka sáčku se dá měnit plynule. Stroj má ve výbavě zařízení na středění potisku. Sáček je tvarován z jednoho nebo ze dvou pásů obalového materiálu. Podélná čelist sváří hadici proti tubusu, podélný svar je prováděn s jednostranným ohřevem. Příčná čelist je vybavena zařízením na oddělování sáčků. Příčná i podélná čelist je ovládána vačkovým mechanismem.

4.3.1. Analýza mechanismu posuvu BTH 11

Základ posouvacího mechanismu (obr. 4.3.1) tvoří ozubený hřeben 1 klauzem upevněným na klice 2, zabírající s pastorkem 3.



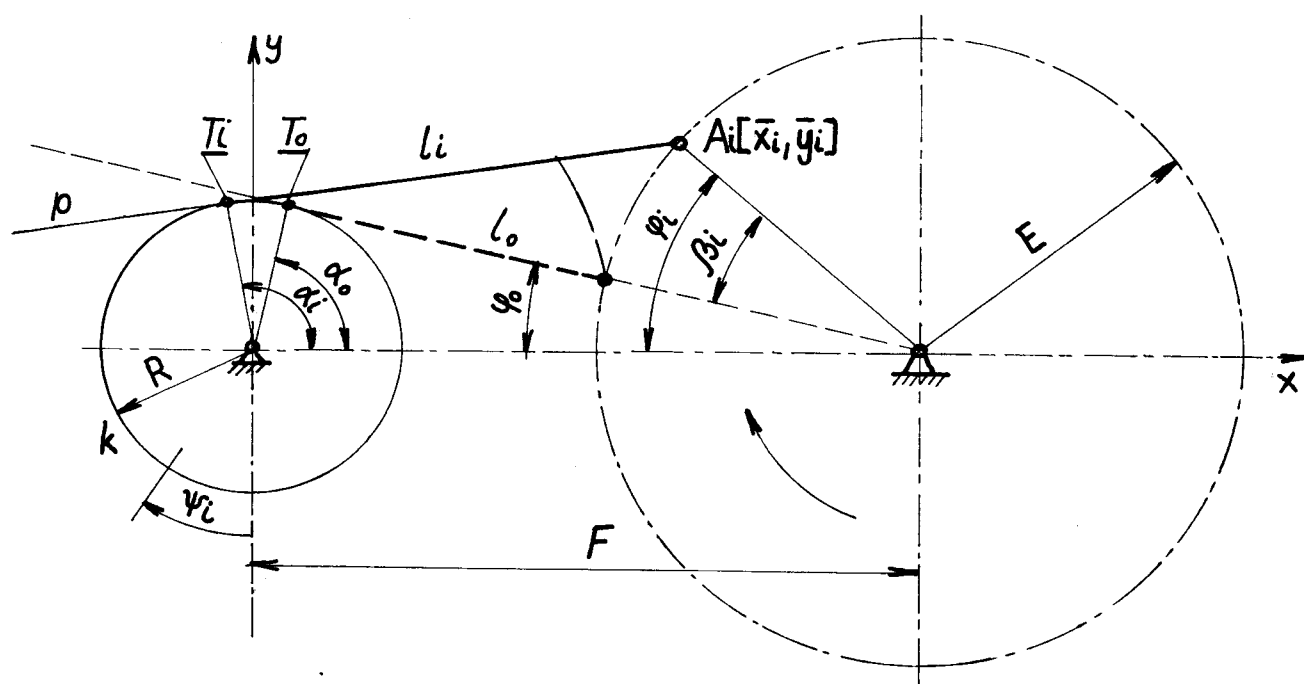
Obr. 4.3.1 Mechanismus posuvu BTH 11

Klika je na hřídeli šnekového kola, jehož šnek je poháněn přes variátor motorem M. Pastorek je společném hřídeli s elektromagnetickou spojkou a brzdou. Spojka a brzda jsou střídavě zapínány vačkami (v případě centrování potisku jsou ovládány elektricky) tak, že při otáčení pastorku v jednom směru je spojka sepnuta a otáčí řetězovým kolečkem 4, při otáčení pastorku v druhém směru je spojka vypnuta a řetězové kolečko je zastaveno elektromagneticky ovládanou brzdou. Řetězové kolečko se otáčí krokově v jednom směru a řetěz pohání přes další řetězové kolo 6 hřídel, na němž jsou posuvně v drážkách uchycena dvě šroubová kola. S každým z těchto kol zabírá další šroubové kolo, které otáčí kolečky s pryžovým potahem. Otáčením koleček se posouvá hadice po tubusu.

K provedení rozboru mechanismu posuvu automatu BTH 11 je třeba nejprve nalézt závislost natočení pastorku ψ na natočení kliky β ,

$$\psi = F(\beta)$$

Natočení pastorku lze vyjádřit z obr. 4.3.2.



Obr. 4.3.2 Schema pro odvození pohybové závislosti

- E - poloměr kliky
- R - poloměr pastorku
- F - osová vzdálenost
- β - natočení kliky
- φ - úhel mezi klikou a zápornou poloosou x
- A - poloha kloubu kliky a hřebene
- T - bod dotyku hřebene a pastorku
- α - úhel odpovídající bodu dotyku
- l - délka hřebene od kloubu A k bodu dotyku T

Indexy

- o - hodnoty při počátku pohybu
- i - hodnoty v obecné poloze kliky

Natočení pastorku je

$$\psi_i = \frac{l_i - l_o}{R} - (\alpha_i - \alpha_o) \quad (1)$$

kde $\frac{l_i - l_o}{R}$

představuje natočení pastorku vlivem podélného posunutí hřebene a výraz $\alpha_i - \alpha_o$ představuje společné natočení pastorku a hřebene.

Pro vyjádření l_i a α_i musíme nejprve nalézt bod dotyku přímky p vedené z bodu A ke kružnici k .

Rovnice kružnice k s poloměrem R se středem v počátku souřadnic je

$$x^2 + y^2 = R^2 \quad (2)$$

Rovnice poláry, tj. křivky, která protíná kružnici v bodech dotyku přímek vedených z bodu $A[\bar{x}, \bar{y}]$ je

$$x \cdot \bar{x} + y \cdot \bar{y} = R^2 \quad (3)$$

Vyřešením soustavy rovnic (2) a (3) dostaneme

$$y_{1,2} = \frac{R^2 \bar{y} \pm R \bar{x} \sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2 - R^2}}{\bar{y}^2 + \bar{x}^2}$$

což vyjadřuje, že existují dva body dotyku. Podle geometrického uspořádání volíme kladnou souřadnici y , tedy

$$y_T = \frac{R^2 \bar{y} + R \bar{x} \sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2 - R^2}}{\bar{x}^2 + \bar{y}^2} \quad (4)$$

Dosazením (4) do (2) dostaneme po úpravě

$$x_T = \frac{R^2 \bar{x} - R \bar{y} \sqrt{\bar{x}^2 + \bar{y}^2 - R^2}}{\bar{x}^2 + \bar{y}^2} \quad (5)$$

Vyjádříme výrazy pro jednotlivé symboly ze vztahu (1)

$$l_o = \sqrt{F^2 - R^2} - E \quad (6)$$

$$l_i = \sqrt{(\bar{x} - x_T)^2 + (\bar{y} - y_T)^2} \quad (7)$$

$$\alpha_o = \frac{\pi}{2} - \varphi_o \quad (8)$$

$$\alpha_i = \frac{\pi}{2} - \arctg \frac{x_T}{y_T} \quad (9)$$

Do (7) dosadíme vztahy (4), (5) a dále

$$\bar{x} = F - E \cos \varphi_i \quad (10)$$

$$\bar{y} = E \sin \varphi_i \quad (11)$$

Vztahy (10) a (11) vyplývají z obr. 4.3.2. Do nich dosadíme

$$\varphi_i = \varphi_o + \beta_i$$

kde $\varphi_o = \arctg \frac{R}{\sqrt{F^2 - R^2}}$

který byl také napsán podle obr. 4.3.2.

Postupným dosazováním a úpravami dojdeme ke vztahu, který je značně rozsáhlý, ale některé výrazy se v něm opakují. Proto je výhodné spočítat je předem a do výsledného vzorce dosazovat jejich konkrétní hodnoty.

Konečný vztah je tedy

$$\psi_i = \frac{\sqrt{\left[A - \frac{R^2 A - R B C}{D}\right]^2 + \left[B - \frac{R^2 B + R A C}{D}\right]^2}}{R} + \arctg \frac{R A - B C}{R B + A C} + G = F(\beta_i)$$

a v něm dosud nevyjádřené výrazy jsou

$$A = F - E \cos \varphi$$

$$B = E \sin \varphi$$

$$C = \sqrt{F^2 - 2 E F \cos \varphi + E^2 - R^2}$$

$$D = F^2 - 2 E F \cos \varphi + E^2$$

$$G = \frac{E - \sqrt{F^2 - R^2}}{R} - \varphi_0$$

4.3.2. Program BTH 11

Výpočet hodnot $\psi = F(\beta)$ musí být vzhledem ke své složitosti proveden na počítači. Úhlová rychlost a úhlové zrychlení je určeno obdobně jako u BA 21. Úhlová rychlost je

$$\omega = \frac{d\psi}{dt} = \frac{dF(\beta)}{dt} = F'(\beta) \times \omega_H$$

Derivace $F'(\beta)$ je počítána opět podle formule (1) z kapitoly 4.2.2. Úhlové zrychlení je

$$\epsilon = \frac{d\omega}{dt} = F''(\beta) \omega_H^2$$

kde $F''(\beta)$ je počítáno podle vzorce (2) z kapitoly 4.2.2.

Pro snadnější hodnocení kvality zdvihu je také zařazen výpočet k_ψ ; k_ω ; k_ϵ

$$k_\psi = \frac{\psi}{\psi_{\max}}$$

$$k_\omega = F'(\psi) \frac{\pi}{\psi_{\max}}$$

$$k_\epsilon = F''(\psi) \frac{\pi^2}{\psi_{\max}}$$

Na následujících dvou stranách je konkrétní provedení programu, pomocí něhož bylo počítáno v závislosti na natočení kliky β natočení pastorku (označeno PSI), úhlová rychlost (OMEGA), úhlové zrychlení (EPSIL), bezrozměrný součinitel zdvihu (KPSI), úhlové rychlosti (KOM) a úhlového zrychlení (KEPS).

Skutečné hodnoty úhlové rychlosti a zrychlení pro otáčky kliky ω_H je

$$\begin{aligned}\omega &= \text{OMEGA} \cdot \omega_H & \begin{bmatrix} s^{-1}, 1, s^{-1} \end{bmatrix} \\ \varepsilon &= \text{EPSIL} \cdot \omega_H^2 & \begin{bmatrix} s^{-2}, 1, s^{-2} \end{bmatrix}\end{aligned}$$

Všechny hodnoty v tabulce výsledků mají rozměr [1]

4.3.3. Vyhodnocení výsledků

Program má volitelné dělení plného úhlu natočení kliky až na 360 dílů. Ve výpočtu bylo zvoleno dělení na 90 dílů. Pro posouzení vlivu délky kliky na kinematické hodnoty mechanismu byl výpočet proveden pro délky kliky $E = 30; 60; 90; 120$ mm. Pro názornost je na grafech 4.3.1 a 4.3.2 vynesena průběh bezrozměrných součinitelů $k\psi$, $k\omega$ a $k\varepsilon$ pro $E = 30; 120$ mm. K posouzení kvality zdvihové závislosti stačí vyhledat jejich maximální hodnoty (tab. 4.3.1)

E	κ_v^+	κ_ε^+	κ_ε^-
0,03	1,571	5,622	- 4,390
0,06	1,571	6,539	- 3,957
0,09	1,571	7,813	- 3,601
0,12	1,571	9,705	- 3,304

Tab. 4.3.1

Z tabulky maximálních hodnot bezrozměrných součinitelů vyplývá, že se zvětšující se délkou kliky stoupá zrychlení při rozběhu a klesá zrychlení při brzdění.

mon#job#

mon#fortran#s1,w:kubik,l#

cdiplomova prace 87 bth11

dimension beta(360), psi(360), omega(360), epsilon(360)

real kpsi(360), kom(360), keps(360), kapom, kapep, kome, kepsi

read(1,101)f,r

read(1,102)n

do4 j=1,4

e=float(j)*0.03

finu=atan2(r,sqrt(f**2-r**2))

g=(e-sqrt(f**2-r**2))/r-finu

h=6.28318/float(n)

do2 i=1,n

beta(i)=float(i)*h

fi=finu+beta(i)

cofi=cos(fi)

a=f-e*cofi

b=e*sin(fi)

c=sqrt(f**2-2.0*e*f*cofi+e**2-r**2)

d=f**2-2.0*e*f*cofi+e**2

2psi(i)=sqrt((a-(r**2*a-r*b*c)/d)**2+(b-(r**2*b+r*a*c)/d)**2)
//r+atan2(r*a-b*c,r*b+a*c)+g

i=1

omega(i)=(psi(n-1)-8.0*psi(n)+8.0*psi(2)-psi(3))/(12.0*h)

epsilon(i)=(-2.0*psi(n-1)+32.0*psi(n)-60.0*psi(1)+32.0*psi(2)
/-2.0*psi(3))/(24.0*h**2)

i=2

omega(i)=(psi(n)-8.0*psi(1)+8.0*psi(3)-psi(4))/(12.0*h)

epsilon(i)=(-2.0*psi(n)+32.0*psi(1)-60.0*psi(2)+32.0*psi(3)
/-2.0*psi(4))/(24.0*h**2)

k=n-2

do3 i=3,k

omega(i)=(psi(i-2)-8.0*psi(i-1)+8.0*psi(i+1)-psi(i+2))/(12.0*h)

3epsilon(i)=(-2.0*psi(i-2)+32.0*psi(i-1)-60.0*psi(i)+32.0*psi(i+1)
/-2.0*psi(i+2))/(24.0*h**2)

i=n-1

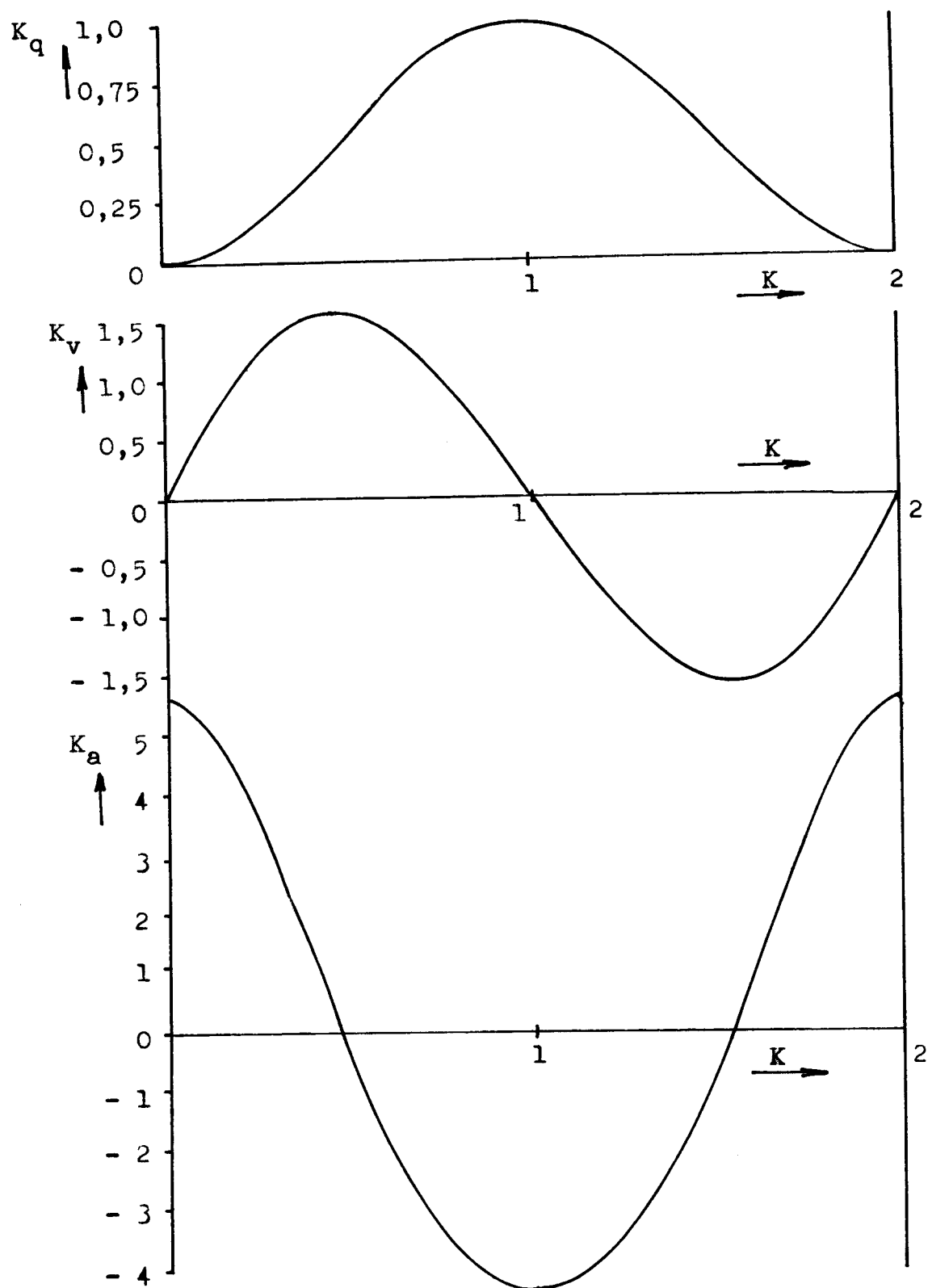
omega(i)=(psi(n-3)-8.0*psi(n-2)+8.0*psi(n)-psi(1))/(12.0*h)

```

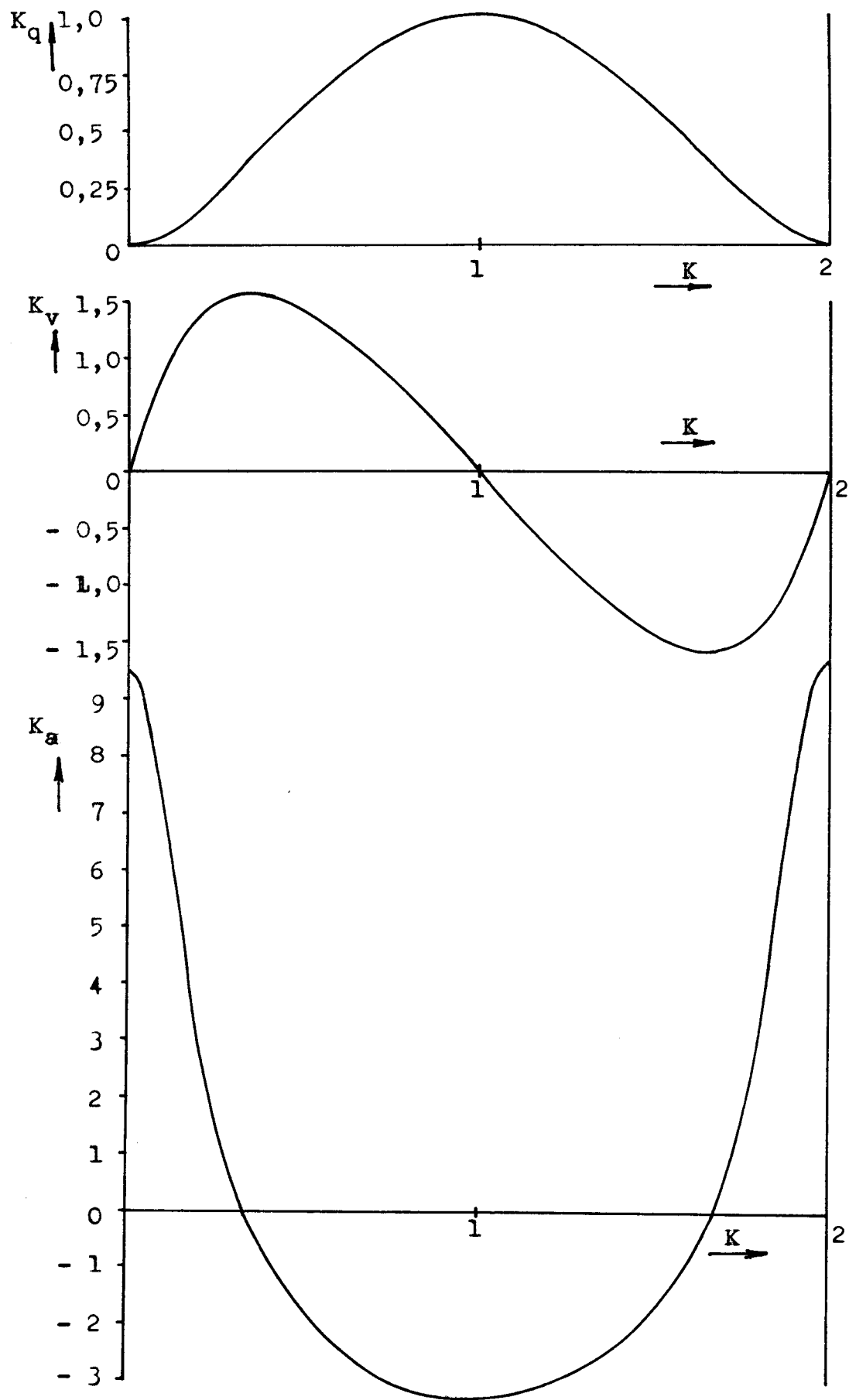
epsil(i)=(-2.0?psi(n-3)+32.0?psi(n-2)-60.0?psi(n-1)+32.0?psi(n)
/-2.0?psi(1))/(24.0?h??2)
i=n
omega(i)=(psi(n-2)-8.0?psi(n-1)+8.0?psi(1)-psi(2))/(12.0?h)
epsil(i)=(-2.0?psi(n-2)+32.0?psi(n-1)-60.0?psi(n)+32.0?psi(1)
/-2.0?psi(2))/(24.0?h??2)

q=0
do5 i=1,n
if(psi(i).gt.q)q=psi(i)
5continue
do6 i=1,n
kpsi(i)=psi(i)/q
kom(i)=omega(i)?3.14159/q
6keps(i)=epsil(i)?9.86/q
kapom=0
kapep=0
do7 i=1,n
kome=abs(kom(i))
kepsi=abs(keps(i))
if(kome.gt.kapom)kapom=kome
if(kepsi.gt.kapep)kapep=kepsi
7continue
write(3,104)e,q,kapom,kapep
write(3,103)
write(3,105)(i,beta(i),psi(i),omega(i),epsil(i),kpsi(i),kom(i)
/,keps(i),i=1,n)
4continue
stop
101format(f5.3,f5.3)
102format(i0)
103format(/' i nat kliky nat pastor uhl rychlost uhl zry
/chleni kpsi komega kepsilon')
104format(///' e=',f4.2,' max natoceni=',f7.3,
/' kapa omega=',f7.3,' kapa epsilon=',f7.3)
105format(i3,f11.3,f12.3,f14.3,f15.3,f15.3,f10.3,f10.3)
end
mon#
mon# loader#w:kubik,w:diplom,no,no,no#

```



Graf 3.4.1 BTH 11 $E = 0,03$



Graf 3.4.2 BTH 11 $E = 0,12$

Aby se dal posoudit vliv rozměrů na kinematické hodnoty mechanismu, byl vypracován další program, v němž byly měněny tyto rozměry: F - osová vzdálenost, R - poloměr pastorku a E - poloměr kliky.

Postup, který vyplývá z metod vědeckého plánování experimentu byl následující: Byly určeny výchozí hodnoty F, R podle skutečných rozměrů a poloměr kliky E. (Těmto hodnotám na dolní úrovni je v tab. 4.3.2 přiřazen symbol -). Potom byly pro každý parametr zvoleny větší hodnoty a větší poloměr kliky E (symbol +). Do zadání programu pak byly postupně vkládány kombinace zvolených hodnot tak, že dvě zůstaly stejné a jedna se zvětšila. Příslušné hodnoty bezrozměrných součinitelů zrychlení jsou v tab. 4.3.3.

	-	+
R	0,023	0,035
E	0,030	0,060
F	0,245	0,350

Tab. 4.3.2

F	R	E	$\mathcal{H}_E^+$	$\mathcal{H}_E^-$
-	-	-	5,622	4,390
-	-	+	6,539	3,957
-	+	-	5,627	4,389
+	-	-	5,394	4,540

Tab. 4.3.3

Aby byl vliv rozměrů lépe patrný, byla sestavena ještě tabulka 4.3.4, kde je šipkou vyznačeno zvětšení nebo zmenšení $\mathcal{H}_E$ v závislosti na zvětšení F; R; E.

	$\mathcal{H}_E^+$	$\mathcal{H}_E^-$
F ↑	↓	↑
R ↑	↑	↓
E ↑	↑	↓

Tab. 4.3.4

Z tab. 4.3.4 plyne, že zmenšení rozběhového $\mathcal{H}_E$ lze dosáhnout zvětšením osově vzdálenosti pastorku a kliky, zmenšením poloměru pastorku, nebo zmenšením poloměru kliky. Jde o relativní změny vzhledem ke zbývajícím rozměrům. Zmenšení kliky přinese i zkrácení sáčku. To se dá však odstranit změnou převodu mezi pastorkem a posouvacími kolečky.

Dalším úkolem bylo zjištění průběhů rychlosti a zrychlení pro konkrétní výkony a délky sáčků. Proto byl sestaven další program 3 (následující dvě strany), který vychází z programu 2. Je však upraven tak, že po zadání výkonu v kusech za minutu a délky sáčku v metrech, vytiskne počítač tabulku s průběhem rychlosti a zrychlení posunovacích koleček.

Přepočet mezi úhlovými veličinami pastorku a veličinami na obvodu pryžových koleček vychází z toho, že převod mezi pastorkem a posouvacími kolečky je 1, takže všechny úhlové veličiny zůstávají stejné. Takže pro délkové rozměry na tubusu platí

$$l_h = \psi \cdot \frac{D}{2} = \psi \cdot 0,04 \quad [\text{m}; \quad 1; \quad \text{m}]$$

kde

D - průměr posunovacích koleček [m]

l_h - odvalená délka hadice [m]

Podobně pro rychlost a zrychlení

$$v = \omega \cdot 0,04 \quad [\text{m s}^{-1}, \text{s}^{-1}, \text{m}]$$

$$a = \varepsilon \cdot 0,04 \quad [\text{m s}^{-2}, \text{s}^{-2}, \text{m}]$$

Průběhy kinematických veličin pro výkon 110, 20 ks za min. a délku sáčku 90, 300 mm jsou v grafech 3.4.3 a 3.4.4. Maximální hodnoty kinematických veličin jsou v tabulce 4.3.5.

P [m]	l_s [m]	$v_{\max}$ [m s ⁻¹]	$a_{\max}^+$ [m s ⁻²]	$a_{\max}^-$ [m s ⁻²]	$\mathcal{H}_a^+$	$\mathcal{H}_a^-$
110	90	0,505	6,484	- 5,269	5,36	- 4,35
20	300	0,306	0,977	- 0,476	7,34	- 3,58

Tab. 4.3.5

Tabulka 4.3.5 může sloužit ke srovnání kinematických hodnot s jinými stroji při maximálním výkonu.

```

mon# job#
mon# fortran#1, w: kubik, L#
cdiplomova prace 87 bth11
dimension beta(360), psi(360), omega(360), epsil(360)
real L
f=0.245
r=0.023
read(1,101)L,p
read(1,102)n
e=0.28?L
o=0.1047?p
finu=atan2(r,sqrt(f??2-r??2))
g=(e-sqrt(f??2-r??2))/r-finu
h=6.28318/float(n)
do2 i=1,n
beta(i)=float(i)?h
fi=finu+beta(i)
cofi=cos(fi)
a=f-e?cofi
b=e?sin(fi)
c=sqrt(f??2-2.0?e?f?cofi+e??2-r??2)
d=f??2-2.0?e?f?cofi+e??2
2psi(i)=sqrt((a-(r??2?a-r?b?c)/d)??2+(b-(r??2?b+r?a?c)/d)??2)
//r+atan2(r?a-b?c,r?b+a?c)+g

i=1
omega(i)=(psi(n-1)-8.0?psi(n)+8.0?psi(2)-psi(3))/(12.0?h)
epsil(i)=(-2.0?psi(n-1)+32.0?psi(n)-60.0?psi(1)+32.0?psi(2)
/-2.0?psi(3))/(24.0?h??2)
i=2
omega(i)=(psi(n)-8.0?psi(1)+8.0?psi(3)-psi(4))/(12.0?h)
epsil(i)=(-2.0?psi(n)+32.0?psi(1)-60.0?psi(2)+32.0?psi(3)
/-2.0?psi(4))/(24.0?h??2)

```

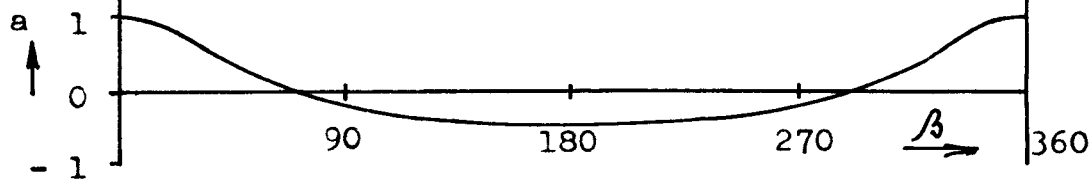
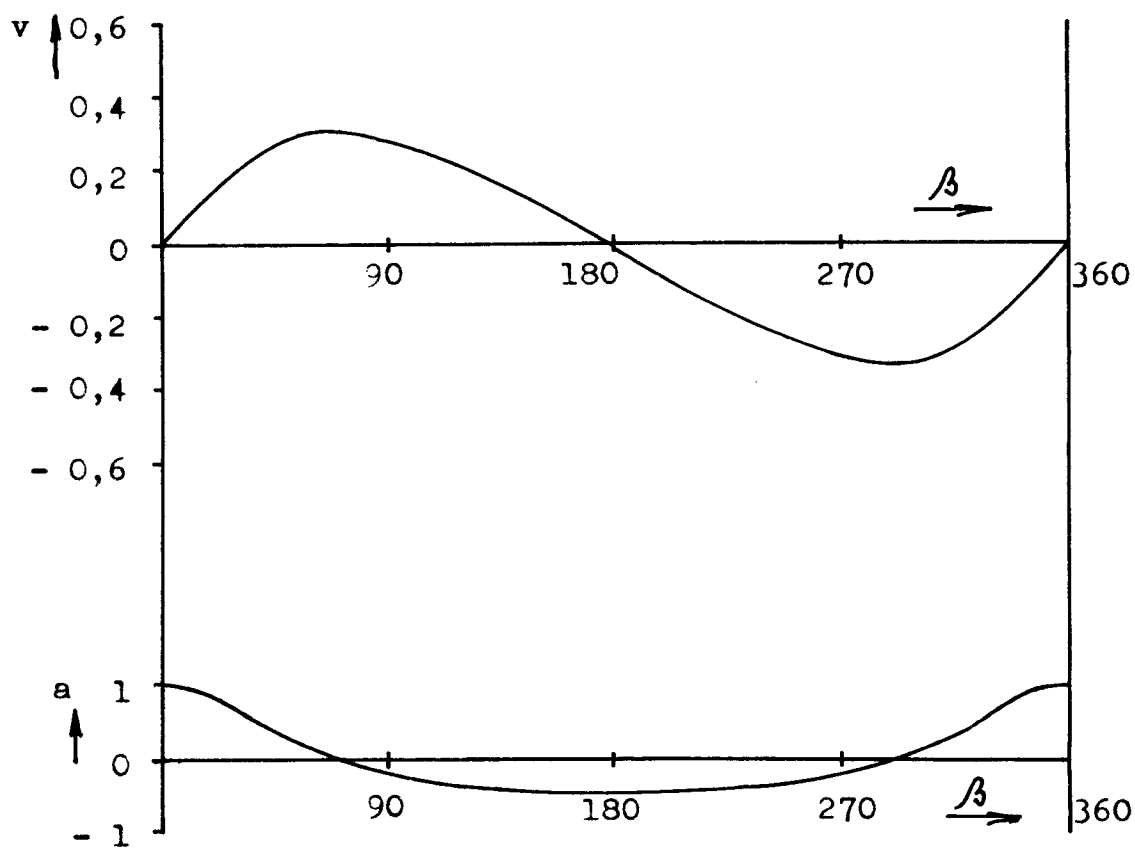
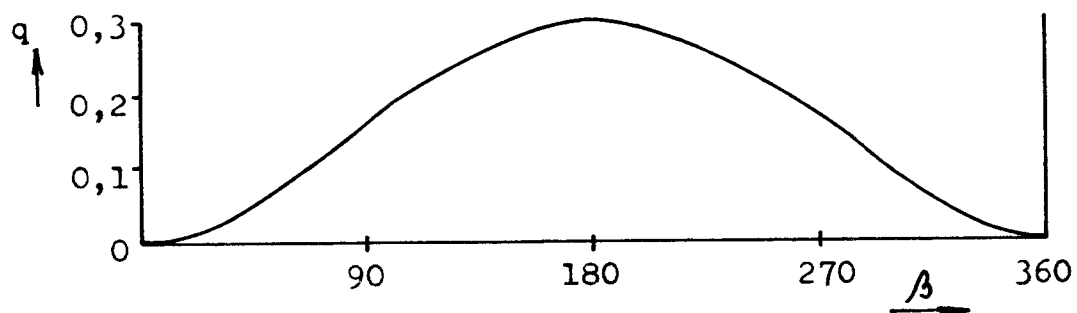
```

k=n-2
do3 i=3,k
omega(i)=(psi(i-2)-8.0?psi(i-1)+8.0?psi(i+1)-psi(i+2))/(12.0?h)
3epsil(i)=(-2.0?psi(i-2)+32.0?psi(i-1)-60.0?psi(i)+32.0?psi(i+1)
/-2.0?psi(i+2))/(24.0?h??2)
i=n-1
omega(i)=(psi(n-3)-8.0?psi(n-2)+8.0?psi(n)-psi(1))/(12.0?h)
epsil(i)=(-2.0?psi(n-3)+32.0?psi(n-2)-60.0?psi(n-1)+32.0?psi(n)
/-2.0?psi(1))/(24.0?h??2)
i=n
omega(i)=(psi(n-2)-8.0?psi(n-1)+8.0?psi(1)-psi(2))/(12.0?h)
epsil(i)=(-2.0?psi(n-2)+32.0?psi(n-1)-60.0?psi(n)+32.0?psi(1)
/-2.0?psi(2))/(24.0?h??2)

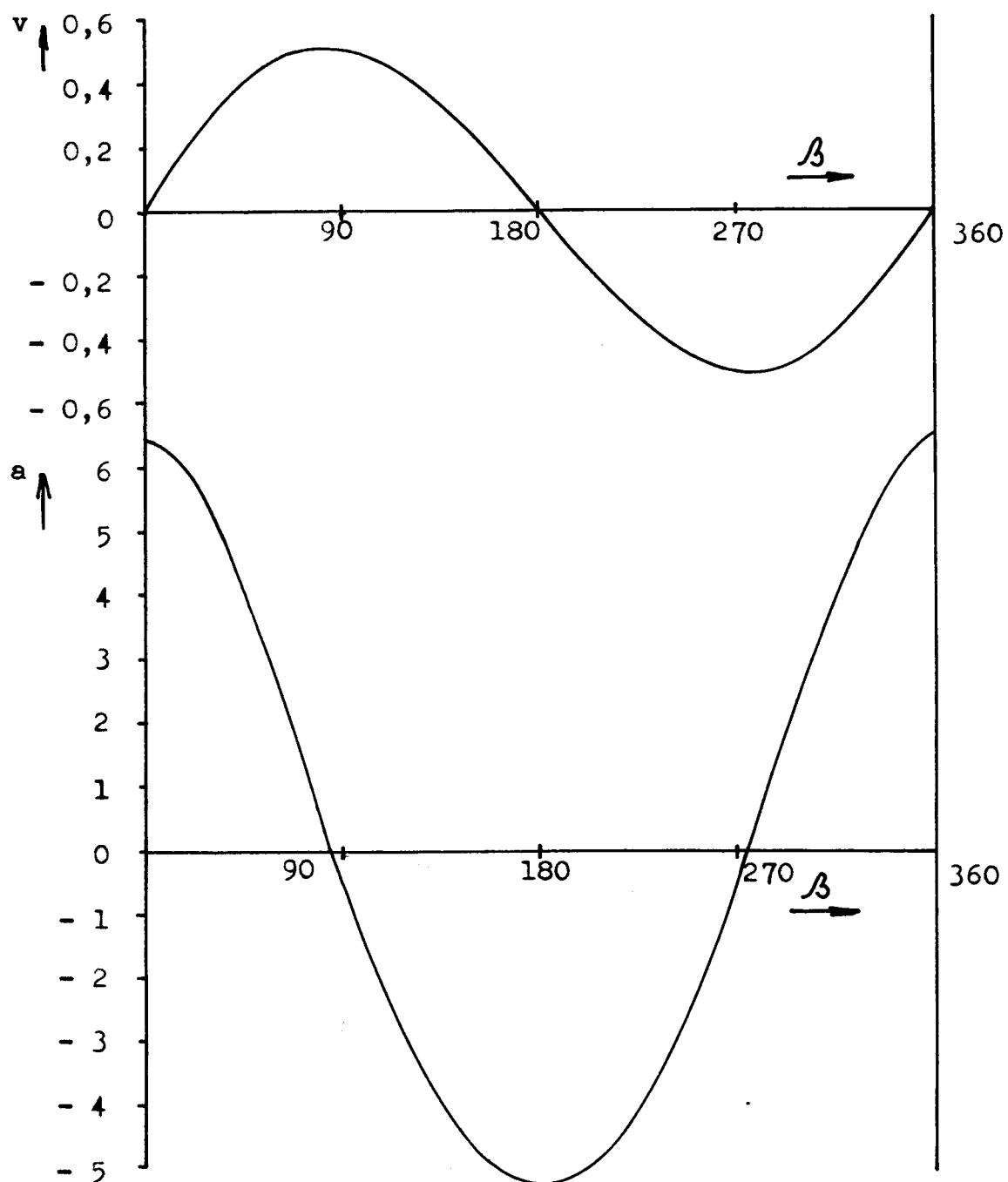
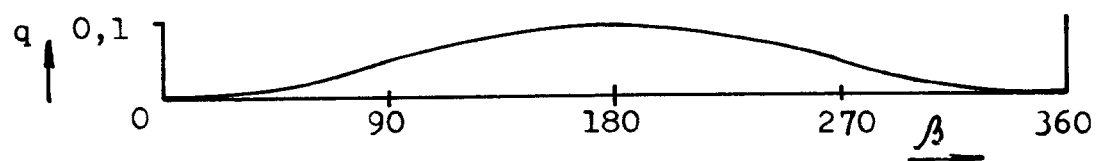
write(3,103)l,p
do4 i=1,n
pos=psi(i)?0.04
ry=omega(i)?0.04?o
zr=epsil(i)?0.04?o??2
j=i?360/n
4write(3,104)j,pos,ry,zr
stop

101format(f5.3,f5.1)
102format(i0)
103format(' kinematicke veliciny mech. posuvu bth11'/
/' delka sacku: '(f5.3)' m,      vykon: '(f5.1)' baleni za minutu'/
/' nat kliky      posunuti      rychlost      zrychleni'/)
104format(i9,f12.3,f12.3,f12.3)
end
mon#
mon#loadersw:kubik,w:diplom,no,no,no#

```



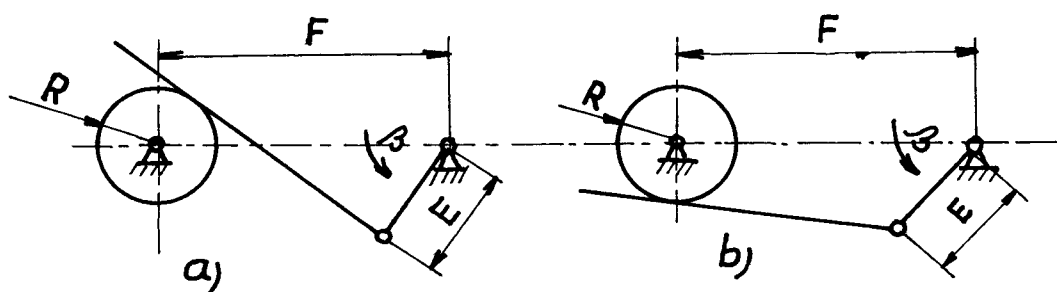
Graf 3.4.4 BTH 11 Délka sáčku 0,3 m
výkon 20 ks za minutu



Graf 3.4.3 BTH 11 Délka sáčku 0,09 m
výkon 110 ks za minutu

4.3.4. Návrh úprav

Klika s hřebenem se otáčí při práci automatu tak, jak je



Obr. 4.3.4 Směr otáčení kliky a poloha hřebene

naznačeno na obr. 4.3.4 a. Je to právě obrácený směr, než který byl uvažován při psaní programu a vynášení grafů. To znamená, že k pohonu posouvacích koleček je využívána ta část celkového průběhu pohybu, která je v grafu 3.4.1, 3.4.2 označena čísly 2 1 na ose bezrozměrného součinitele času^a spojka sepíná, když hřeben táhne. (Hodnota bezrozměrného součinitele času roste od 0 do 1 pro pohyb od 0 do θ . Pro pohyb zpět by mělo být opět značeno K od 0 do 1, ztěžovalo by to však orientaci při popisu celkového pohybu mechanismu). Grafy jsou přibližně souměrné podle svislé osy, proto při poloze hřebenu jako na obr. 4.3.4 b, kdyby hřeben opět táhl, by se pohybová závislost podstatně nezměnila a její průběh by odpovídal postupu 0 1. V každém případě je rozběhové zrychlení větší než brzdící zrychlení. Rozdíl stoupá se zvětšující se délkou kliky (tab. 4.3.1) a patrně i se zvětšujícím se poloměrem pastorku a zmenšující se osovou vzdáleností (tab. 4.3.3).

Úprava mechanismu pro snížení rozběhového $\mathcal{H}_E$ by tedy mohla spočívat ve změně některých rozměrů mechanismu podle tab. 4.3.4 a ve změně celkového převodu mezi pastorkem a posouvacími kolečky. Při velmi výrazné změně rozměrů

$$\begin{aligned} R_1 &\ll R \\ F_1 &\gg F \\ E_1 &\ll E \end{aligned}$$

R_1, F_1, E_1 - nové rozměry mechanismu

by se zdvihová závislost přiblížila závislosti s kosinovým průběhem zrychlení, tedy

$$\kappa_a \rightarrow \frac{\pi^2}{2}$$

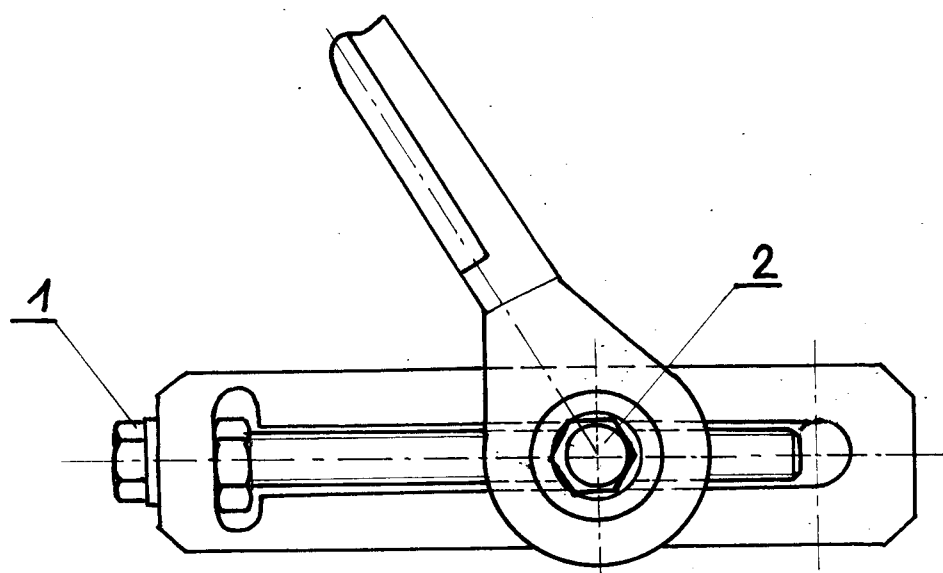
Nabízí se však ještě jedna možnost. Její objasnění je nejlépe patrné v grafu 3.4.2, kde je průběh zdvihové závislosti při použití největšího poloměru kliky $E = 0,12$ m. Tato úprava spočívá ve změně směru záběru hřebene. Bude-li spojka zapínat v době, kdy hřeben tlačí na pastorek, posune se pohybová závislost tak, že bude ležet (graf 3.4.2) v úseku 1 0. Tím se zmenší rozběhové zrychlení dokonce pod hranici $\frac{\pi^2}{2}$. Zároveň vzroste zrychlení při brzdění pohybu. To by však nemělo mít škodlivý vliv pro folii. (Při středění potisku foto-buňkou dochází k zabrzdění koleček elektromagnetickou spojkou ještě při pohybu hřebene, což natrhně vyvolá mnohem větší brzdné zrychlení.) Úprava nemá vliv na maximální rychlost, ve všech případech je $\kappa_v = 1,571$.

Úpravou by se dosáhlo podle tab. 4.3.5 snížení rozběhového κ_a pro sáček dlouhý 90 mm z 5,36 na 4,35 a u sáčku $l_s = 300$ mm z 7,34 na 3,58. V případě změny záběru hřebene by tedy bylo lepší využít právě větších poloměrů kliky: Aby se dosáhlo délky sáčku 0,30 m při délce kliky $E = 0,12$ m, musel by se při zachování ostatních částí stroje změnit řetězový převod mezi hřídelem pastorku a hřídelem šroubových kol z hodnoty 1 na 0,72.

Úprava by si vyžádala mimo změny časování spojky a brzdy také pootočení kliky o 180° a přiložení hřebene na pastorek z opačné strany (obr. 4.3.4 b), nebo změnu smyslu stoupání šroubových kol u poháněcích koleček. Nebyl by potřebný zásah do převodové skříně.

5. REGULACE DÉLKY SÁČKU ZACHODU STROJE BTH 11

Úlohou je navrhnout zařízení, které by měnilo délku sáčku při práci stroje a předpokládá se využití celého zdvihu hřebene k pohonu posouvacích koleček. V tom případě je délka sáčku závislá na poloměru kliky. Změna poloměru kliky (obr. 5.1) se v současném provedení děje ručním natáčením šroubu 1. Tím



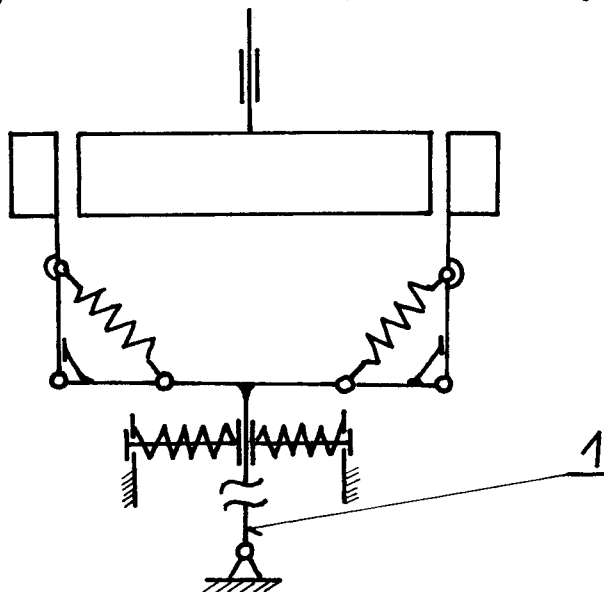
Obr. 5.1. Regulace za klidu

se posouvá ve vedení kliky kámen s čepem 2. Je tedy třeba za chodu pootáčet šroubem.

Bylo navrženo řešení, jehož princip je podobný jako u třecího lisu. Na konci kliky je nasazeno na šroub kolečko s pryžovým potahem (vyšší tření) a k otáčení kolečka se využívá třecí síly přitlačných čelistí. Tak lze dosáhnout otáčení šroubu v obou směrech podle toho, z které strany byla čelist přitisknuta.

5.1. S c h e m a p r o v e d e n í

Přítlačované čelisti je možno uchytit na rámu buď kyvně nebo posuvně. Kyvné uložení (obr. 5.2) má nevýhodu ve velké



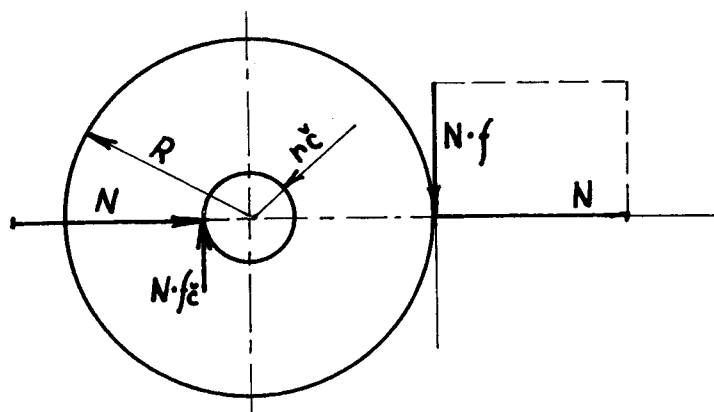
Obr. 5.2 Kyvné uložení čelistí

délce ramena 1, která je potřebná, aby se čelisti vzhledem ke kolečku příliš nenakláněly. U kluzného uložení zase hrozí nebezpečí přičení. Dá se mu zabránit co největší vzdáleností kluzných pouzder v trubkách a mazáním. Provedení s kluzným uložení vyjde celkově menší a proto bylo zvoleno k podrobnějšímu nakreslení.

5.2. P r o v e d e n í p ř í p r a v k u n a r e g u - l a c í d é l k y s á č k u

Při provedení bylo přihlíženo k tomu, že jde pouze o zkušební přípravek, proto se v návrhu nevyskytují žádné odlitky, mimo kolečka na šroubu. Rám je svařen z plechu tloušťky 6 a 4 mm, čelisti tloušťky 4 mm jsou v místě přivaření na kluzné trubky zesíleny přivařením dalšího plechu, aby se zvýšila jejich tuhost. Čelisti jsou skloněny, takže podle velikosti posunutí jejich držáku lze dosáhnout různého pootočení šroubu. Pro pohyb hřebene z jedné krajní polohy do druhé platí $E = 0,2875 l_s$. To při stoupání $s = 1$ mm šroubu M 12 znamená,

že při plném využití délky čelisti a při průměru kolečka $\varnothing 50$ mm je dosažena změna délky sáčku o 3 mm. Na 1 mm změny délky sáčku je potřeba 0,287 otáček šroubu. Čelisti budou zabírat v době, kdy je vypnutá spojka spojující pastorek s řetězovým ozubeným kolem. Bude třeba vyvinout krouticí moment v šroubu pouze na překonání pasivních odporů v závitě a vedení kamene. Moment vyvolaný ve šroubu (obr. 5.4) bude přibližně

$$M_s = N \cdot f \cdot R - N \cdot f_{\chi} \cdot r_{\chi}$$


Obr. 5.4 Krouticí moment ve šroubu

Při hodnotách $R = 25$ mm, $r_{\chi} = 6,5$ mm, tření kov - pryž suché $f = 0,3$, tření kov - kov mazané $f_{\chi} = 0,05$ vyjde

$$M_s = N \cdot 7,1 \quad [\text{N mm}]$$

Konstrukce je tak tuhá, že v případě potřeby je možno použít silnější pružiny.

Ovládání může být vyvedeno například pákou na levém či pravém boku stroje. Ovládací sílu vyvolávají především pružiny, které vymezují střední polohu držáku čelistí. Nárůst síly při záběru kolečka je tak malý (bude-li ovládací páka dlouhá 250 mm, pak při max. ovládací síle mimo záběr 22 N a při max. přitlačné síle čelistí 2,36 N se zvětší ovládací síla při záběru o 0,265 N, tj. o 11,8 %), že nezpůsobí náraz do ruky obsluhy stroje. Regulace se provádí natáčením ovládací páky nahoru

nebo dolů. Změna délky sáčku za jednu otáčku je úměrná natočení páky. Regulace by se dala zjemnit zvětšením kolečka. Snížení maximální změny sáčku na jedno otočení kliky lze dosáhnout navlečením podložek na svorníky rámu, po nichž klouže držák čelistí.

Z Á V Ě R

Hlavním úkolem této diplomové práce bylo spočítat kinematické hodnoty posunu některých hadicových balicích strojů. To se podařilo splnit u strojů BA 21 a BTH 11, kde byly k dispozici výkresy mechanismů. Byly sestaveny přehledné tabulky maximálních kinematických hodnot a sestrojeny grafy průběhů bezrozměrných kinematických součinitelů. Průběhů může být využito např. při posuzování dynamiky odvíjecích systémů. U stroje HM 3, kde je posouvací mechanismus poháněn vačkou a přesné hodnoty zdvihové závislosti by se daly zjistit jedině přesným měřením, byly alespoň popsány všechny dílčí mechanismy a nakresleny jejich schémata.

Byly navrženy dva způsoby, jak snížit rozběhové zrychlení u automatu BTH 11. První způsob by vyžadoval změnu rozměrů některých částí stroje a úprava by nepřinesla podstatné zlepšení, pouze by vedla k vyrovnání rozběhového a brzdícího zrychlení. Druhý způsob, obrácení záběru hřebenu, by přinesl po jednoduché úpravě značné snížení rozběhového zrychlení. Je však ještě nutno ověřit, zda prudké brzdění nezpůsobí poškození naplněných sáčků, zvláště při balení větších dávek zboží.

Zařízení na změnu délky sáčku za chodu stroje bylo navrženo jako zkušební prototyp a šlo spíše o návrh principu než o detailní propracování. Při případné výrobě tohoto zařízení bude možno upravit některé rozměry (délku čelistí) podle konkrétních požadavků na funkci.

Závěrem bych chtěl poděkovat s. Ing. Andělovi za informace a s. Ing. Fenclovi za odborné rady při vypracování této diplomové práce.

L I T E R A T U R A

1. Ryant a kol. Moderní obalová technika SNTL Praha 1971
2. Čepelík a kol. Mechanizace a automatizace balení SNTL Praha 1963
3. Petrů Vačky SNTL Praha 1962
4. Olehla-Tischer Fortran IV, Skripta VŠST, Liberec 1975
5. Nekvinda-Vild Úvod do numerické matematiky, Skripta VŠST, 1971
6. Taschenbuch Maschinenbau Band 3/II Stofumformung VEB 1968