

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Obor 23 - 21 - 8
Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební
průmysl

Zaměření

Balicí a polygrafické stroje

DYNAMICKÝ ROZBOR PÁSKOVACÍHO AUTOMATU AP12

KST - 136

Satan

U J A T Y N

Vedoucí práce: Ing. Drahomír Fencel, VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh:

Počet stran: 45

Počet tabulek: 7

Počet obrázků: 10

Počet výkresů: 0

Počet jiných příloh: 7

Datum odevzdání DP: 10.5.1988

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Ujatyna S a t a n a
obor 23-21-8 zaměření Balicí a polygrafické stroje

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

Název tématu: Dynamický rozbor mechanismů páskovacího automatu AP12

Zásady pro vypracování:

Páskovací automat AP 12 je vyroben v Kovopodniku Holice zatím jako prototyp. Jeho rozhodující funkce jsou odvozeny od vačkového hřídele. Před uvedením do sériové výroby je třeba posoudit vhodnost návrhu všech mechanismů. Provedte:

1. Stanovení sil působících v jednotlivých mechanismech /dynamické síly, síly pružin ap./ a využijte je k výpočtu reakcí mezi vačkou a kladkou. Týká se mechanismů: přidržovač I, přidržovač II, píst, dělitko, horký nůž, kanál, utahování.
2. Reakci mezi vačkou a kladkou spolu s ostatními důležitými hodnotami uveďte v grafech nebo tabulkách a sdrúžením hnacího momentu od všech mechanismů stanovte průběh hnacího momentu na hřídeli v závislosti na úhlu pootočení vačkového hřídele a dále potřebný příkon.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 6
PSČ 461 17

Baleni - automaticky,
páskovací

Rozsah grafických prací: Průvodní zpráva.

Rozsah průvodní zprávy: cca 50 stran

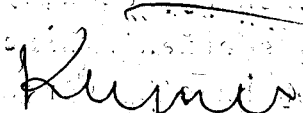
Seznam odborné literatury: Vysokoškolské učebnice.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Drahomír Fencel

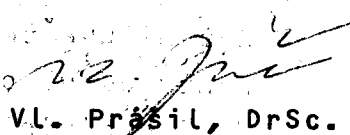
Datum zadání diplomové práce: 6.10.1987

Termín odevzdání diplomové práce: 10.5.1988

Ls.


Prof. Ing. Oldřich Krejčíř, CSc.

Vedoucí katedry


Prof. Ing. Václav Prášil, DrSc.

Děkan

v Liberci dne 6.10. 1987

<u>OBSAH</u>	Str.
Úvod	4
1. Přidržovač I	4
1.1. Obecný vztah pro výpočet reakce R	4
1.2. Vztahy pro výpočet jednotlivých sil	6
1.3. Hodnocení výsledků	7
2. Přidržovač II	8
2.1. Schema přidržovače	8
2.2. Obecný vztah pro výpočet reakce R	8
2.3. Vztahy pro výpočet jednotlivých sil	8
2.4. Hodnocení výsledků	11
3. Píst	14
3.1. Obecný vztah pro výpočet reakce R	15
3.2. Vztahy pro výpočet jednotlivých sil	15
3.3. Hodnocení výsledků	
4. Horký nůž	19
4.1. Obecný vztah pro výpočet reakce R	20
4.2. Vztahy pro výpočet F_p a M_o	20
4.3. Hodnocení výsledků	23
5. Dělitka	26
5.1. Obecný vztah pro výpočet reakce R	27
5.2. Výpočet jednotlivých neznámých geometrických rozměrů a síly pružiny	27
5.3. Výpočet dynamického momentu mechanismu dělitka	29
6. Kanál	33
6.1. Obecný vztah pro reakce	34
6.2. Síla pružiny	35
6.3. Výpočet neznámých veličin	36
7. Mechanismus utahování	39
7.1. Vztah pro reakci	40
7.2. Výpočet síly pružiny	40
Závěr	44
Literatura	45

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

V Liberci, dne 10.5.1988

Úvod

Páskovací stroj AP12 je vyroben v Kovopodniku Holice, zatím jako prototyp. Tento stroj se užívá k páskování zboží, převážně kartonových krabic, textilních výrobků, beden a svazování novin, knih, dřevařských výrobků apod., polypropylenovým vázacím páskem šíře 5,5 až 10 mm. Páskování je v podstatě prostorově omezeno, používá se k páskování předmětů o průřezích 50x60 mm. Dále lze stroj použít i k páskování svazků hadic a vodičů.

Jeho rozhodující funkce jsou odvozeny od vačkového hřídele. Na vačkovém hřídeli je sedm vaček, které na jedné otáčce hřídele splňují celý úhel.

Před uvedením tohoto automatu AP12 do sériové výroby je třeba posoudit vhodnost návrhu všech mechanismů. Mechanismy, kterými se zabývá tato práce jsou přídržovač I, přídržovač II, píst, horký nůž, dělitko, kanál a utahování.

Hlavním cílem práce je stanovení sil působících v jednotlivých mechanismech a výpočet reakce mezi vačkou a kladkou při daném zrychlení, zdvihu a rychlosti kladky, dále reakci uvést v grafech a tabulkách v závislosti na úhlu pootočení vačkového hřídele.

Celá práce je rozdělena na sedm částí, které jsou věnovány výpočtu reakce mezi vačkou a kladkou, dále obsahují grafy průběhu dynamických sil, síly, pružiny jednotlivých mechanismů v závislosti na úhlu pootočení vačkového hřídele.

Některé pomocné údaje /geometrické rozměry, charakteristiky pružin apod./ byly zjištěny měřením v podniku a z výkresové dokumentace.

1. PŘIDRŽOVAČ I

1.1. Obecný vztah pro výpočet reakce R

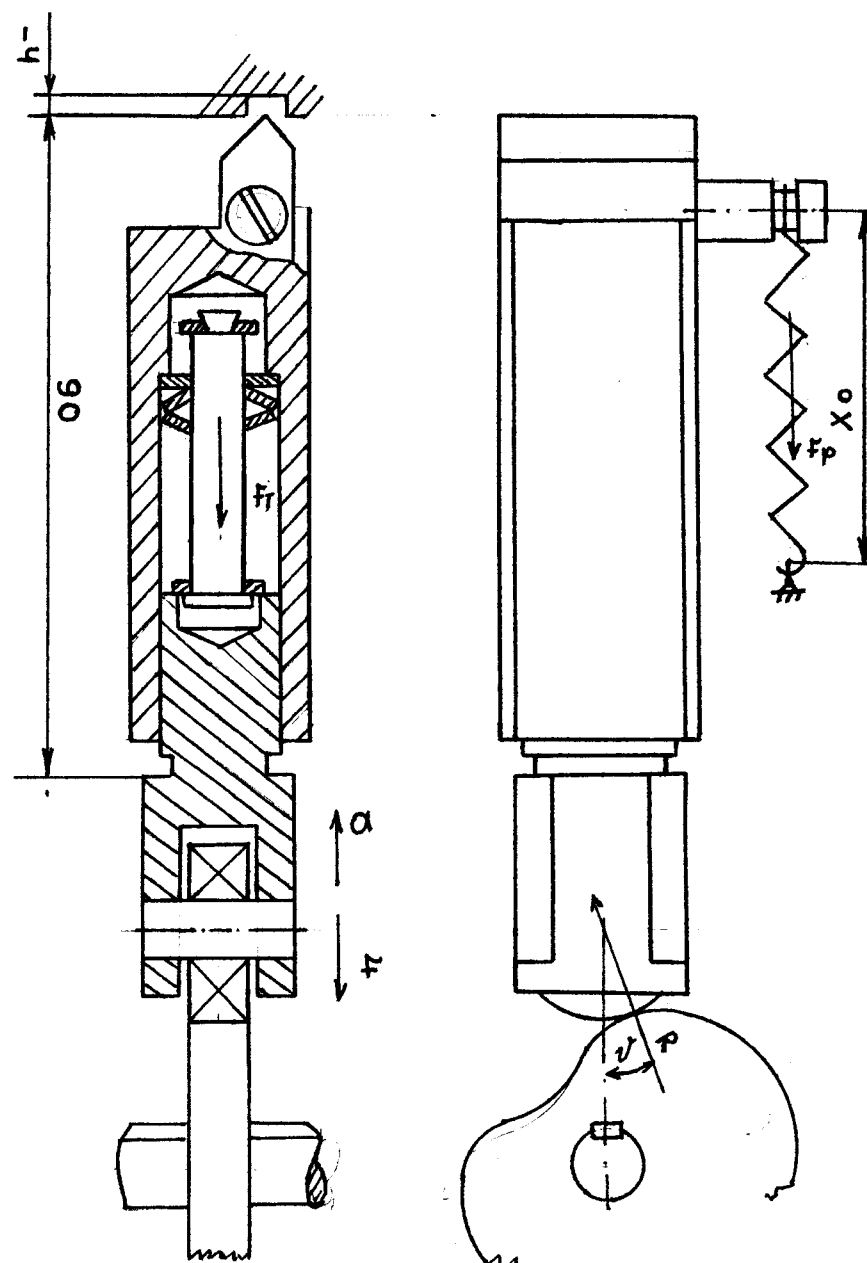
Reakci R můžeme počítat z pohybové rovnice. Podle obr.1 má pohybová rovnice následující tvar

$$ma = R \cos \nu - mg - F_r - F_p$$

/ 1 /

kde g - tíhové zrychlení

m - hmotnost přídržovače



Obr.1. Schéma přidržovače

- R - reakce mezi vačkou a kladičkou
- F - setrvačná síla
- a - zrychlení
- ψ - pracovní úhel
- F_T - síla talířové pružiny
- F_p - síla tažné pružiny

Z této rovnice vyjádřením reakce R

$$R = \frac{ma + G + F_T + F_P}{\cos \psi}$$

Celková hmotnost přidržovače $m = 0,23$ kg. Tato hmotnost nemá velký vliv na reakci, proto můžeme zanedbat tíhu $G = 0$. Pak má reakce konečný tvar podle vztahu

$$R = \frac{ma + F_T + F_P}{\cos \psi}$$

/ 2 /

1.2. Vztahy pro výpočet jednotlivých sil

Obecný vztah pro sílu tažné pružiny má tvar

$$F_P = K_P (X_i - l_0)$$

kde K_P - tuhost tažné pružiny,

l_0 - volná délka tažné pružiny,

x_i - změna délky pružiny při otáčení vačkového hřídele.

Známe zdvih H vačky při otáčení hřídele, proto můžeme snadno vypočítat změnu délky tažné pružiny. V tomto případě potřebujeme znát délku x_0 /tj. délka při nulové poloze/. Pak platí pro změnu délky následující vztah

$$X_i = X_0 + H$$

kde H - zdvih vačky

Z obr.1 je patrné, že síla F_T působí jen tehdy, když přidržovač dojde k přidržení pásu. Vzdálenost k pásu h a délku při nulové poloze jsme zjistili měřením ze sestavy stroje. Pro přidržovač I $h = 1,2$ mm a $x_0 = 75$ mm. Potom mají síly konečný tvar

$$F_P = (H + X_0 - l_0) K_P$$

/ 3 /

$$F_T = (H - h) \cdot K_T$$

/ 4 /

Dále jsme měřením zjistili charakteristiku tažné pružiny,

kde průměr drátu $d = 2,25$ mm

průměr pružiny $D = 14$ mm

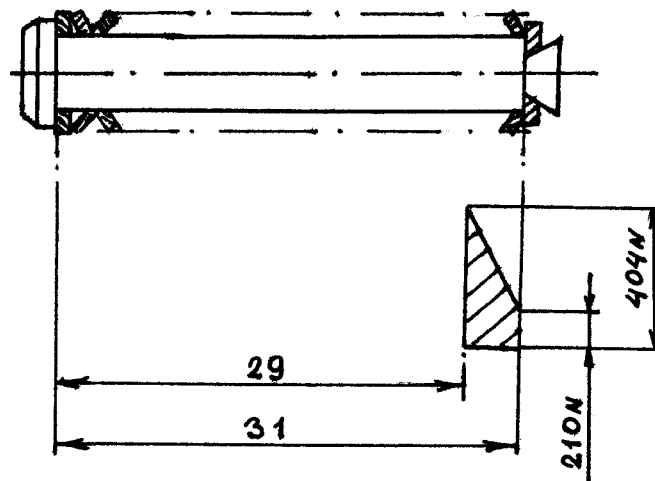
volná délka $l_0 = 65$ mm

počet závitů $n = 22,25$

Pomocí vztahu pro tuhost pružiny $K_p = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 n}$ jsme počítali
 $K_p = 4.16 \text{ N/mm}$

kde $G = 0,8 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.

Tuhost pro talířovou pružinu jsme počítali ze silové charakteristiky podle obr.2.



Obr.2. Silová charakteristika talířové pružiny

Tato pružina je sestavena z 31 kusů talířových pružin o rozměrech 12,5x6,2x0,7

Podle obr.2 pro její tuhost platí vztah

$$K_T = \frac{\Delta F}{\Delta l}$$

kde ΔF - změna síly při změně délky

Δl - změna délky

Číselně její tuhost $K_T = \frac{404 - 210}{31 - 29} = 97 \text{ N/mm}$.

Poznámka: Když dojde přidržovač k pásu, síla F_p zůstává konstantní - nedojde ke změně délky. Začne působit jen talířová pružina silou F podle vztahu / 4 /. Sílu F můžeme přímo počítat z dané hmotnosti a zrychlení. Přidržovač je složen ze dvou částí. Až dojde k přidržení pásu, zůstává horní část v jednom místě a pohybuje se dolní část. Z toho $F = a \cdot m_1$, kde m_1 je hmotnost dolní části. ($m_1 = 0.1 \text{ kg}$)

1.3. Hodnocení výsledků

V tab.1 jsou zadané a počítané hodnoty jednotlivých neznámých sil. Podle tabulky jsou označeny v grafu č.2 závislost

síly tažné a talířové pružiny v závislosti na pootočení vačkového hřídele. Z grafu č.1 je patrné, že největší vliv na výslednou reakci R má síla talířové pružiny. Reakce mezi vačkou a kladičkou se pohybuje od 41,6 N až do 300 N. Síla přidržení pásu prakticky odpovídá teoretické síle přidržení.

2. PŘIDRŽOVAČ II

2.1. Schema přidržovače je stejné jako u přidržovače I. Jsou vyrobeny ze stejného materiálu a mají stejné rozměry. Jediný rozdíl je tvar vačky, proto nebude stejný výsledek reakce jako u přidržovače I.

2.2. Obecný vztah pro výpočet reakce R

Reakci mezi vačkou a kladičkou můžeme počítat stejně jako u přidržovače I pomocí pohybové rovnice / 1 /. Proto stejný konečný vztah platí pro reakci

$$R = \frac{m\alpha + F_T + F_P}{\cos \varphi}$$

/při zanedbání celkové tíhy přidržovače II/.

2.3. Vztahy pro výpočet jednotlivých sil

Na začátku jsme upozornili, že schema přidržovače I je stejné jako přidržovače II. Také pružiny mají stejnou charakteristiku jako u přidržovače II. Proto platí stejné vztahy pro sílu talířové a tažné pružiny podle vztahu / 3 / a / 4 /.

Víme, že síla talířové pružiny působí jenom tehdy, když dojde k přidržení pásu. Rozdíl od předchozího výpočtu je vzdálenost k přidržení. U přidržovače II měřená vzdálenost $h = 4,2$ mm. Síly F_P a F_T mají konečný tvar podle následujícího vztahu

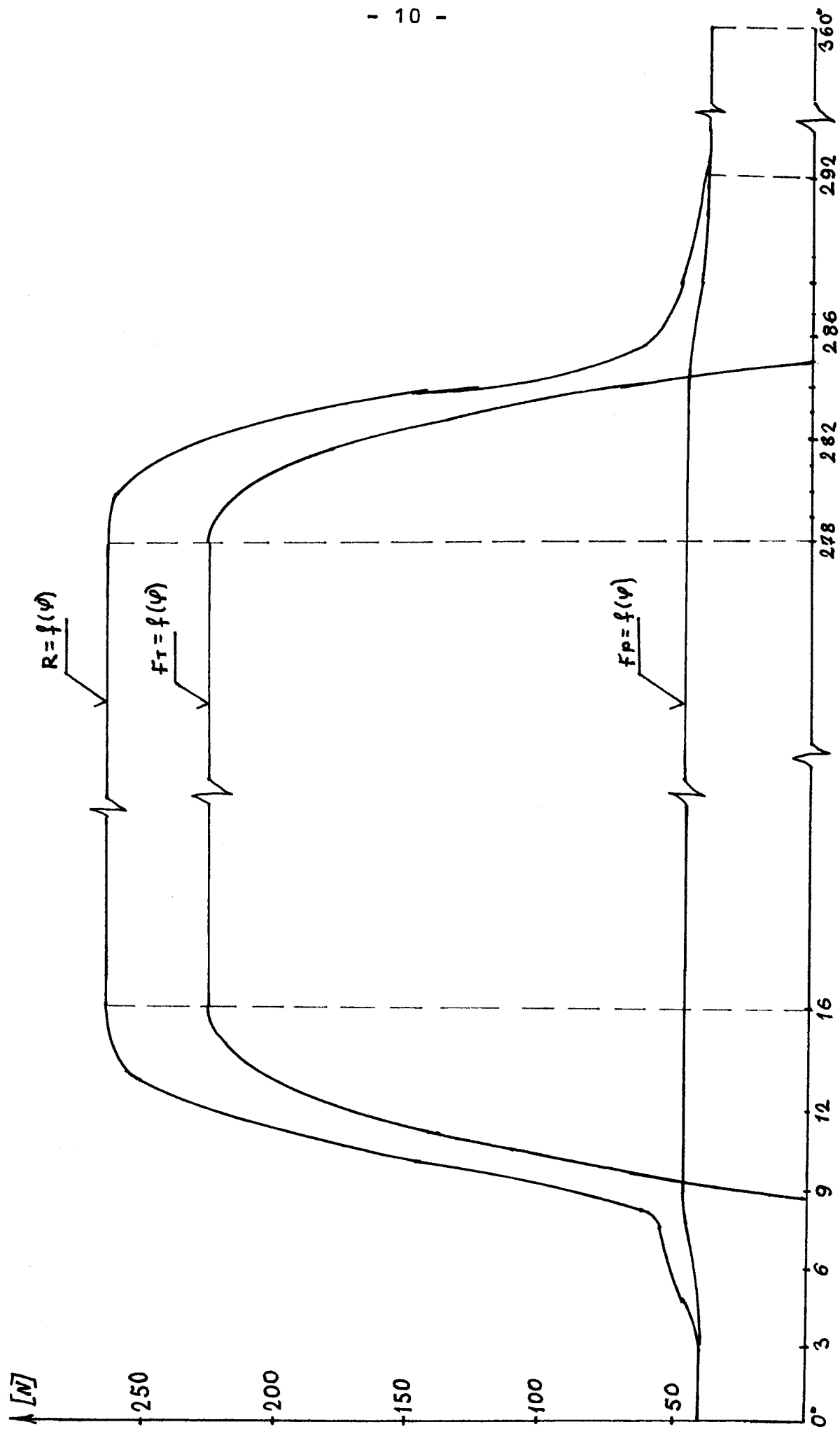
$$F_P = K_P (x_0 + H - L_0)$$

$$F_T = K_T (H - h)$$

$x_0 = 75$ mm - délka pružiny v nulové poloze, kde
 $K_P = 4,16$ N/mm a $K_T = 87$ N/mm.

Tab. 1.

ZADANE HODNOTY				VÝPOČET s/L			
φ [sT]	$\dot{\varphi}$ [sT]	α [m/s ²]	H [mm]	F [N]	F _D [N]	F _T [N]	R [N]
0-3	0	0	0	0	41.6		41.60
4	2.00	12.25	0.01	2.82	41.64		44.48
5	7.48	21.69	0.08	5.00	41.93		47.33
6	14.91	26.91	0.255	6.19	42.67		50.51
7	22.16	24.61	0.57	5.67	43.97		53.59
8	27.56	17.47	0.98	4.02	45.67		56.00
9	30.23	6.31	1.48	0.63	46.59	27.64	86.64
10	29.27	-6.31	2.02	-0.63	46.59	79.54	143.86
11	26.87	-17.47	2.52	-1.47	46.59	128.04	194.11
12	21.28	-24.64	2.94	-2.46	46.59	169.17	228.91
13	14.12	-26.16	3.75	-2.61	46.59	198.85	250.41
14	7.02	-21.69	3.42	-2.17	46.59	215.34	261.72
15	1.87	-12.25	3.49	-1.23	46.59	222.13	262.82
16-278	0.00	0.00	3.30	0.00	46.59	223.10	269.69
280	7.02	-21.69	3.45	-0.70	46.59	218.25	266.12
282	21.28	-24.64	2.94	-2.13	46.59	168.78	228.84
284	29.97	-6.31	2.02	-2.99	46.59	79.54	142.17
286	27.56	17.47	0.58	4.02	45.67		56.00
288	14.91	26.16	0.25	6.19	42.67		50.51
290	2.00	12.65	0.01	4.95	41.61		46.61
292	0.00	0.00	0.00	0.00	41.60		41.60
až do 360	0	0	0	0	41.60		41.60



Graf č.1. Závislost síly na úhlu pootočení vačkového hřídele

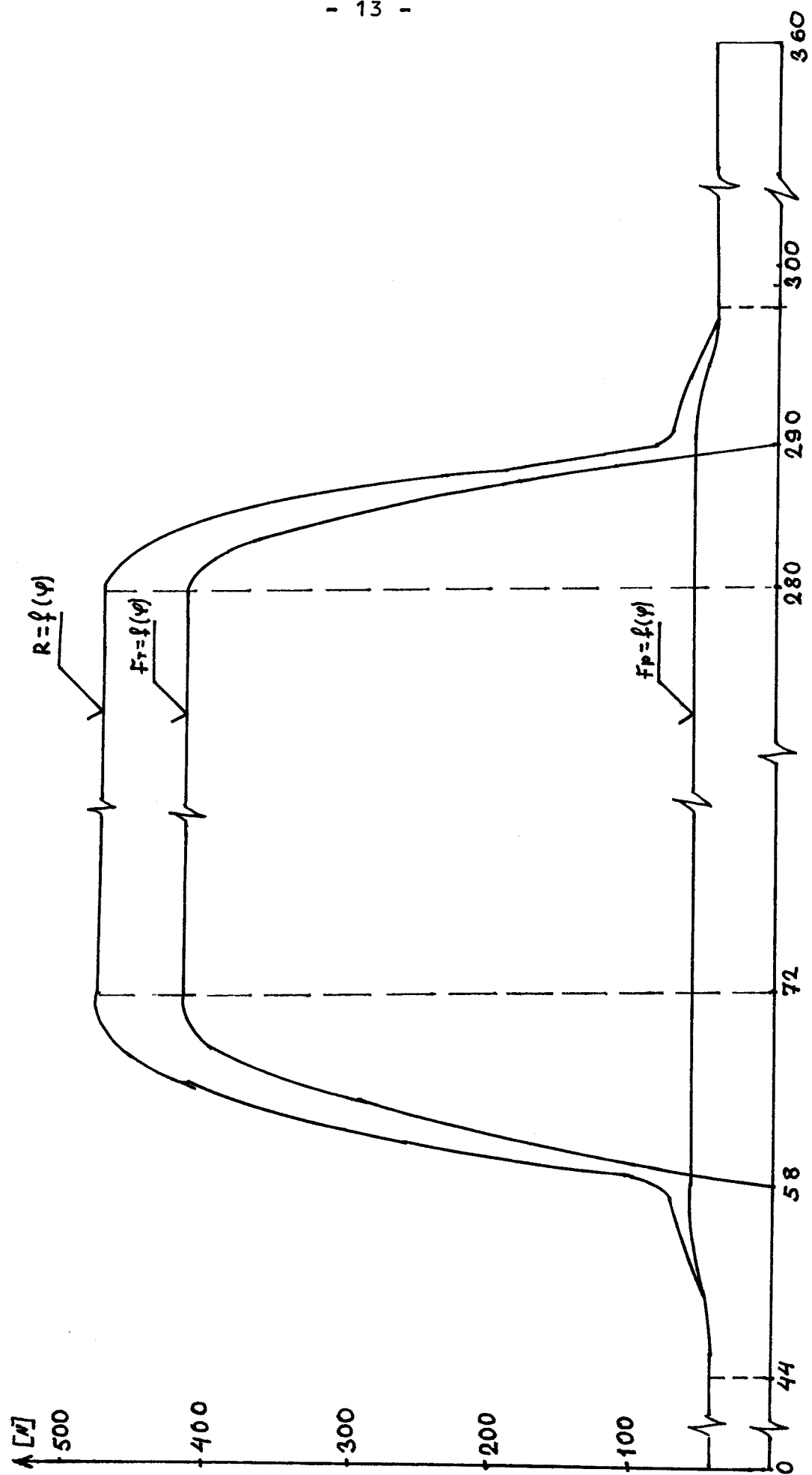
2.4. Hodnocení výsledků

V tab.2 jsou zadané a počítané hodnoty, v grafu č.2 závislost sil v taliřové a tažné pružině a výsledné reakce na pootočení vačkového hřídele.

Výsledná reakce je počítána podle vztahu / 1 /. Pohybuje se od 40 N až do 500 N. Síla v taliřové pružině působí od 58° až do 290° pootočení vačkového hřídele.

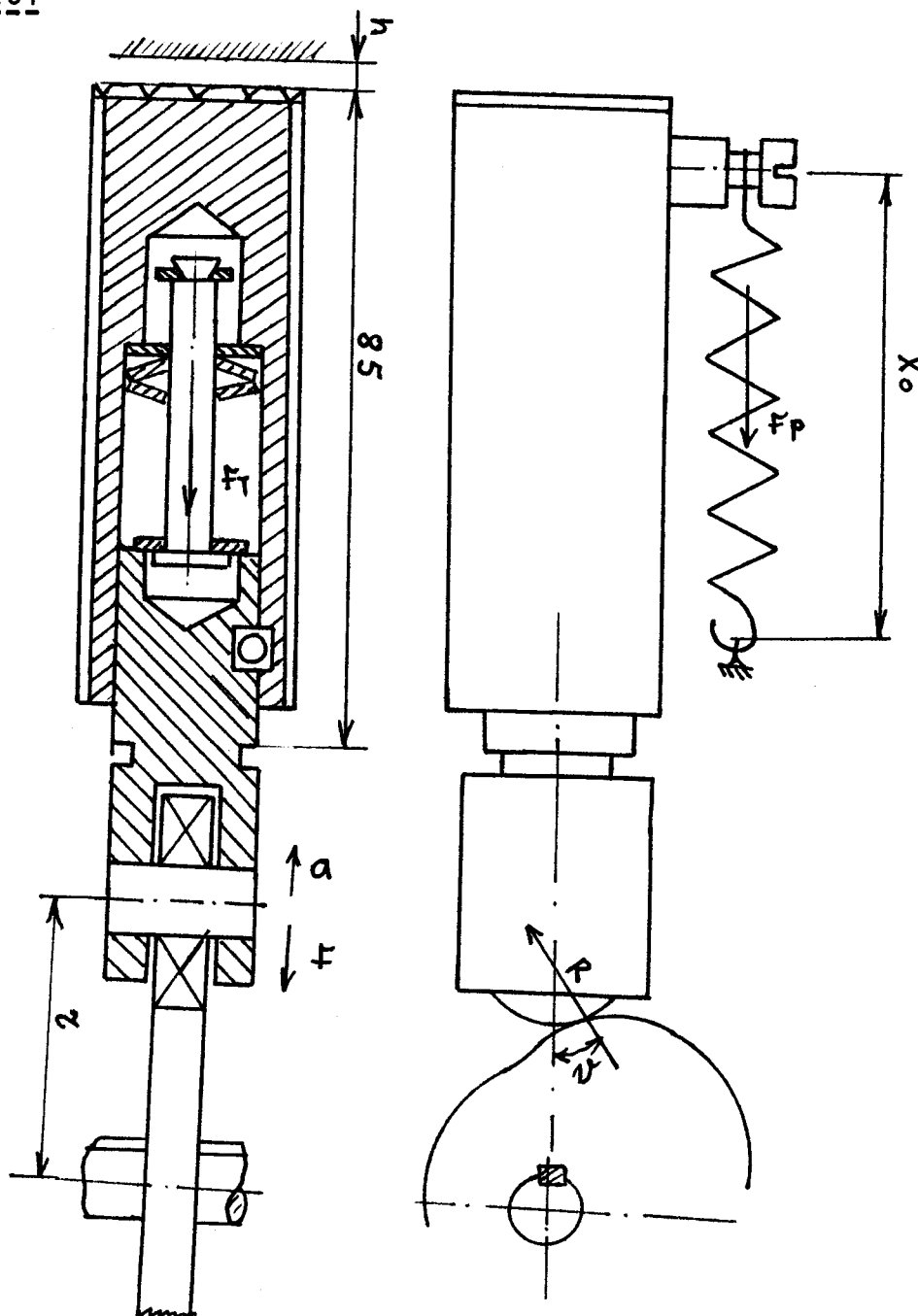
Tab. 2.

ZADANÉ HOODNOTY				VÝPOČET s/L			
$\varphi [s]$	$\dot{\varphi} [s]$	$H [mm]$	$\alpha [m/s^2]$	$F [N]$	$F_P [N]$	$F_T [N]$	$R [N]$
0-44	0	0	0	0	41.6		41.6
46	1.87	0.02	5.99	1.38	41.68		42.98
48	7.05	0.15	10.79	2.48	42.26		45.08
50	14.24	0.50	13.45	3.05	43.68		47.92
52	21.53	1.11	13.45	3.09	46.23		53.19
54	27.27	1.98	10.79	2.48	49.83		57.51
56	30.68	3.06	5.99	1.37	54.32		64.73
58	31.31	4.25	0.00	0.00	59.1	4.85	74.86
60	20.58	5.44	-5.99	-0.64	59.1	120.28	206.44
62	25.46	6.52	-10.79	-1.18	59.1	226.04	313.48
64	19.46	7.39	-13.45	-1.36	59.1	309.43	389.48
66	17.54	7.99	-13.45	-1.35	59.1	367.63	431.67
68	6.11	8.34	-10.79	-1.08	59.1	404.58	469.24
70	1.61	8.48	-5.99	-0.59	59.1	415.16	473.86
72-280	0.00	8.50	0.00	0.00	59.1	417.10	476.2
282	-9.44	8.26	-10.26	-1.63	59.1	393.82	455.45
284	18.53	7.78	-18.78	-1.88	59.1	341.44	420.46
286	27.43	6.84	-16.26	-1.63	59.1	256.08	353.26
288	32.94	6.67	-9.39	-0.99	59.1	142.59	240.49
290	35.43	4.25	0.00	0.00	59.1	4.89	78.53
294	28.80	1.67	16.29	3.74	48.38		59.51
298	10.83	0.25	16.29	3.74	47.63		47.21
300-360	0	0	0	0	41.60		41.60



Graf č.2.

3. Píst



Obr.3. Schema pístu

R - reakce mezi vačkou a kladkou

F - setrvačná síla

a - zrychlení kladky

F_T a F_P - síly talířové a tažné pružiny

3.1. Obecný vztah pro výpočet reakce R

Obecný princip pístu je stejný jako u předchozích úloh. Proto můžeme počítat reakci mezi vačkou pístu a kladkou - pomocí pohybové rovnice ve svislém směru - má stejný tvar jako vztah / 1 /. Hmotnost celkového mechanismu pístu je 0,25 kg. Tato hmotnost má vliv na reakci $\pm 2,5$ N, proto ji můžeme zanedbat jako u předchozích úloh. Pak pro reakci platí stejný vztah ve tvaru

$$R = \frac{ma + f_T + f_P}{\cos \nu} \quad / 5 /$$

3.2. Vztahy pro výpočet jednotlivých sil

Podle obr.3 je vidět, že celkový mechanismus se skládá z horní a dolní části. Do určité míry zdvihu vačky se pohybují obě části, proto pro setrvačnou sílu platí vztah

$$F = ma$$

kde m - celková hmotnost mechanismu

Až dojde horní část k pevné desce, zůstane na jednom místě, setrvačnou sílu koná jenom dolní část mechanismu

$$F = m_1 a$$

kde m_1 - hmotnost dolní části mechanismu / $m_1 = 0,1$ kg /

Měřená vzdálenost od nulové polohy až do pevné desky $h = 10,5$ mm.

Pro síly pružin platí stejný vztah jako u předchozích úloh

$$f_T = K_T(H - h) \quad / \text{působí, když } H > h / \quad / 6 /$$

$$f_P = K_P(x_0 + H - l_0) \quad / 7 /$$

kde $K_T = 97$ N/mm

$K_P = 4,16$ N/mm

$l_0 = 65$ mm

3.3. Hodnocení výsledků

V tab.3 jsou vypočtené síly, které působí na vačkový hřídel. Je zde také uvedeno zrychlení, zdvihy, úhel tlaku v závislosti na úhlu pootočení vačkového hřídele. Pomocí těchto zadaných

hodnot jsou vypočteny jednotlivé silové účinky. V grafu č.3 je vyznačen jejich průběh v závislosti na úhlu pootočení vačkového hřídele. Podle výpočtu největší sílu přináší talířová pružina. Porovnáme-li ji s ostatními silami, uvidíme, že největší vliv má na výslednou reakci. Síla talířové pružiny působí ve dvou intervalech. Velikost dosahuje až do 440 N, což je 86,5% velikosti výsledné reakce.

Kdybychom počítali největší krouticí moment podle obr.3, pak pro krouticí moment platí vztah

$$M_k = R \cdot z \cdot \sin \vartheta \quad / 8 /$$

kde z - vzdálenost středů kladky a vačky

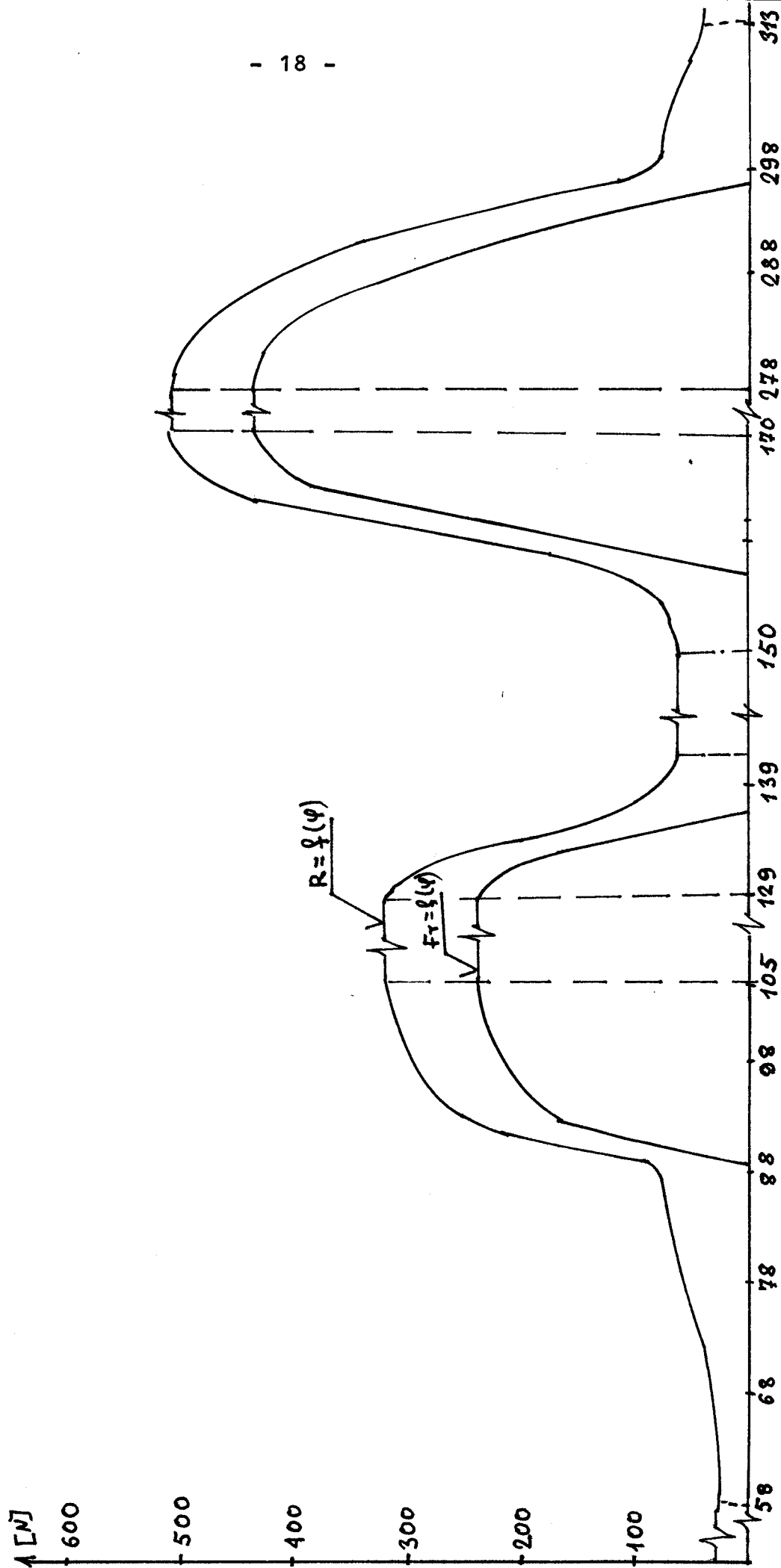
ϑ - pracovní úhel

R - reakce

Největší krouticí moment podle tabulky je v 293° pootočení vačkového hřídele, kde $M_k = 340.84.0,06.\sin 26^\circ 60' = 9,13 \text{ Nm}$.

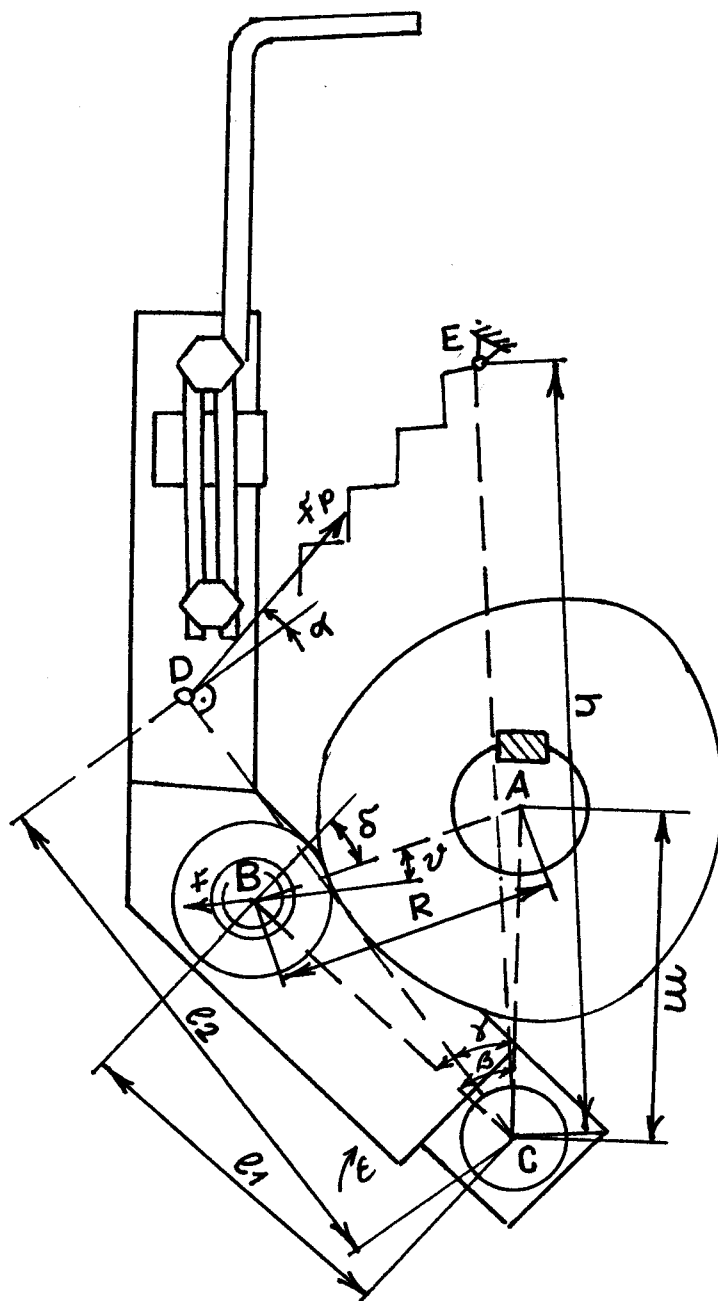
Tab.3.

ZADANÉ HODNOTY				VÝPOČET S/L			
φ [st]	ν [st]	H[mm]	α [m/s ²]	F[N]	F_p [N]	F_T [N]	R[N]
0-58	0	0	0	0	29.12		29.12
63	4.04	0.1	4.64	1.16	29.54		30.79
68	13.97	0.75	7.28	1.82	32.25		35.12
73	24.04	2.27	6.78	1.69	38.57		44.06
78	29.60	4.59	3.38	0.94	48.25		56.46
83	29.47	7.32	-1.49	-0.37	59.60		68.08
88	24.19	9.87	-5.72	-1.43	70.21		75.41
93	15.24	11.74	-7.48	-0.75	72.8	169.65	250.51
98	6.04	12.70	-6.03	-0.60	72.8	216.31	290.10
103	0.53	12.99	-1.98	-0.19	72.8	290.03	362.65
105-129	0	13.00	0.00	0.00	72.8	242.5	315.3
134	-32.04	11.58	-18.56	-1.86	72.8	104.76	207.18
139	-9.96	8.92	32.14	8.23	66.23		75.46
142-150	0.00	8.88	0.00	0.00	66.06		66.06
155	17.15	9.44	19.72	4.93	68.39		76.77
160	30.59	11.98	0.00	0.00	72.8	143.56	216.36
165	15.83	14.47	-19.72	-1.97	72.8	385.09	473.86
170-278	0	15.00	0.00	0.00	72.8	436.5	509.3
283	4.33	14.85	-6.42	-0.64	72.8	422.72	496.10
288	+15.07	13.93	-9.76	-0.98	72.8	327.59	413.21
293	26.60	12.9	-8.29	-0.83	72.8	232.8	340.84
298	33.86	8.80	-2.78	-0.69	65.72		78.31
303	+34.79	5.49	4.10	1.03	51.95		64.24
308	28.58	+2.61	8.97	2.24	39.94		48.05
313	15.98	0.79	9.46	2.36	32.35		35.93
318	3.68	0.003	5.33	1.33	29.13		30.57
322-360	0	0	0	0	29.12		29.12



Graf č.3. Závislost reakce a síly taliřové pružiny na úhlu pootočení vačkového hřídele

4. HORKÝ NOŽ



Obr. 4. Schema horkého nože

ν - pracovní úhel

F - reakce mezi vačkou a kladičkou

F_p - síla na tažné pružiny

Mařené rozměry: $l_1 = 70 \text{ mm}$, $l_2 = 93 \text{ mm}$
 $m = 65 \text{ mm}$, $h = 123 \text{ mm}$

4.1. Obecný vztah pro výpočet reakce

Schema mechanismu horkého nože se liší od schemat předchozích úloh, proto ho nemůžeme počítat pomocí pohybové rovnice. Celkový mechanismus je otáčivý v bodě C, proto budeme počítat pomocí momentové rovnice na tomto bodě. Momentová rovnice v bodě C má následující tvar $M_0 + l_2 \cdot F_p \cdot \cos \alpha - l_1 \cdot F \cdot \cos \nu \cdot \cos \delta = 0$ kde l_1 , l_2 , ν a δ jsou geometrické rozměry podle obr.4. M_0 - dynamický moment /tj. moment, který je vyvolán při otáčení celkového mechanismu kolem bodu C/. Potom můžeme vyjádřit reakci mezi vačkou mechanismu horkého nože a kladičkou

$$F = \frac{M_0 + l_2 \cdot F_p \cdot \cos \alpha}{l_1 \cos \nu \cdot \cos \delta} \quad / 9 /$$

V této rovnici všechny veličiny /geometrické rozměry, síla pružiny, dynamický moment/ jsou proměnlivé v závislosti na úhlu pootočení vačkového hřídele φ . Proto musíme znát jejich změnu v závislosti na φ /tj. na úhlu otáčení hlavního hřídele/.

4.2. Vztahy pro výpočet F_p a M_0

Pro sílu F_p platí vztah, který má následující tvar

$$F_p = K(x - l_0) \quad / 10 /$$

kde K - tuhost pružiny

x - proměnlivá délka pružiny

l_0 - volná délka pružiny

Tuhost pružiny jsme počítali pomocí vztahu

$$K = \frac{G d^4}{8 D^3 n} \quad / 11 /$$

Měřením byly zjištěny pro pružinu tyto charakteristiky

volná délka $l_0 = 50 \text{ mm}$

průměr drátu $d = 1 \text{ mm}$

průměr pružiny $D = 9 \text{ mm}$

počet závitů $n = 29$

Dosazením do rovnice /11/

$$K = 0.47 \text{ N/mm}$$

Proměnlivou délku pružiny můžeme určit pomocí známé hodnoty R/R - vzdálenost mezi středem kladky a středem vačkového hřídele/. Abychom mohli vypočítat délku pružiny v každém stupni pootočení vačkového hřídele, zavedeme pro proměnlivou hodnotu index i . Pak pro délku pružiny v libovolné poloze platí vztah podle cosinové věty ve tvaru

$$x = h^2 + l_2^2 - 2hl_2 \cos \gamma_i \quad / 12 /$$

kde γ_i - úhel při i -té poloze

Z této rovnice vyplývá, že délka pružiny závisí na měnícím se úhlu γ_i . Podle obr.4 změny úhlů γ a β jsou stejné. Proto pomocí změny jednoho úhlu můžeme vyjádřit změnu druhého. Pro jejich změnu platí vztah ve tvaru

$$\Delta\beta = \beta_0 - \beta_i$$

$$\Delta\gamma = \gamma_0 - \gamma_i$$

kde $\Delta\beta, \Delta\gamma$ - změny úhlu

β_0, γ_0 - úhly při nulové poloze

Při libovolné poloze úhel β_i můžeme vyjádřit pomocí cosinové věty

$$\cos\beta_i = \frac{m^2 + l_1^2 - R_i^2}{2ml_1}$$

$$\beta_i = \arccos \frac{m^2 + l_1^2 - R_i^2}{2ml_1}$$

Jestliže při nulové poloze $R_0 = 58 \text{ mm}$, pak $\beta_0 = 50^{\circ}72'$.

Pomocí této počáteční hodnoty známe změnu $\Delta\beta_i = \beta_0 - \beta_i$ v i -tém stupni pootočení vačkového hřídele.

Na začátku jsme upozornili, že změny úhlů γ a β jsou stejné $\Delta\beta = \Delta\gamma$. Proto můžeme vyjádřit úhel γ_i při libovolné poloze pomocí změny úhlu

$$\gamma_i = \gamma_0 - \Delta\beta_i$$

Z této rovnice máme určit jenom počáteční úhel γ_0 . Pro úhel platí následující vztah

$$\gamma_0 = \arccos \frac{h^2 + l_2^2 - L_0^2}{2L_0l_2}$$

kde L_0 - měřená délka pružiny při nulové poloze

Pak pomocí známého úhlu γ_i lehce vyjádříme délku pružiny v libovolné poloze i pomocí vztahu / 12 /.

Další ovlivňující rozměry na výslednou reakci jsou δ_i a α_i . Jejich rozměry jsou právě závislé na změně úhlu β a γ . Proto pomocí známých úhlů vyjádříme jejich změnu. Podle sinové věty pro úhel δ_i a α_i platí

$$\frac{R_i}{\sin \beta_i} = \frac{m}{\sin (\frac{\pi}{2} - \delta_i)}$$

Z této rovnice určíme úhel δ_i v libovolné poloze pootočení vačkového hřídele

$$\delta_i = \arccos \left(\frac{m}{R_i} \sin \beta_i \right)$$

Podobně tato rovnice platí i pro úhel α_i

$$\alpha_i = \arccos \left(\frac{h}{x} \sin \gamma_i \right)$$

Podle vztahu / 9 / je pro nás neznámou veličinou dynamický moment. Pro dynamický moment platí obecný vztah

$$M_o = J \cdot \varepsilon$$

kde ε - úhlové zrychlení

J - moment setrvačnosti mechanismu

Úhlové zrychlení určíme pomocí známých zrychlení mechanismu. Směr zrychlení je kolmý ke spojnici bodů B a C. Proto pro úhlové zrychlení platí vztah

$$\varepsilon = a_y / l_i$$

Celý mechanismus horkého nože můžeme nahradit pákou, která má obdélníkový profil. Její rozměry jsme zvolili podobným způsobem, jako u mechanismu horkého nože. Kdybychom označili její délku a , šířku c a b , její moment setrvačnosti na jednom kraji má následující tvar

$$J = \left\{ \frac{1}{12} (a^2 + b^2 + c^2) + \left(\frac{1}{2} a \right)^2 \right\} m_o$$

kde m_o - hmotnost horkého nože.

Hmotnost určíme pomocí objemu a hustoty materiálu

$$m_o = (a \cdot b \cdot c) \cdot \rho = (0.2 \cdot 0.05 \cdot 0.02) \cdot 7.8 \cdot 10^3 = 0.156 \text{ kg}$$

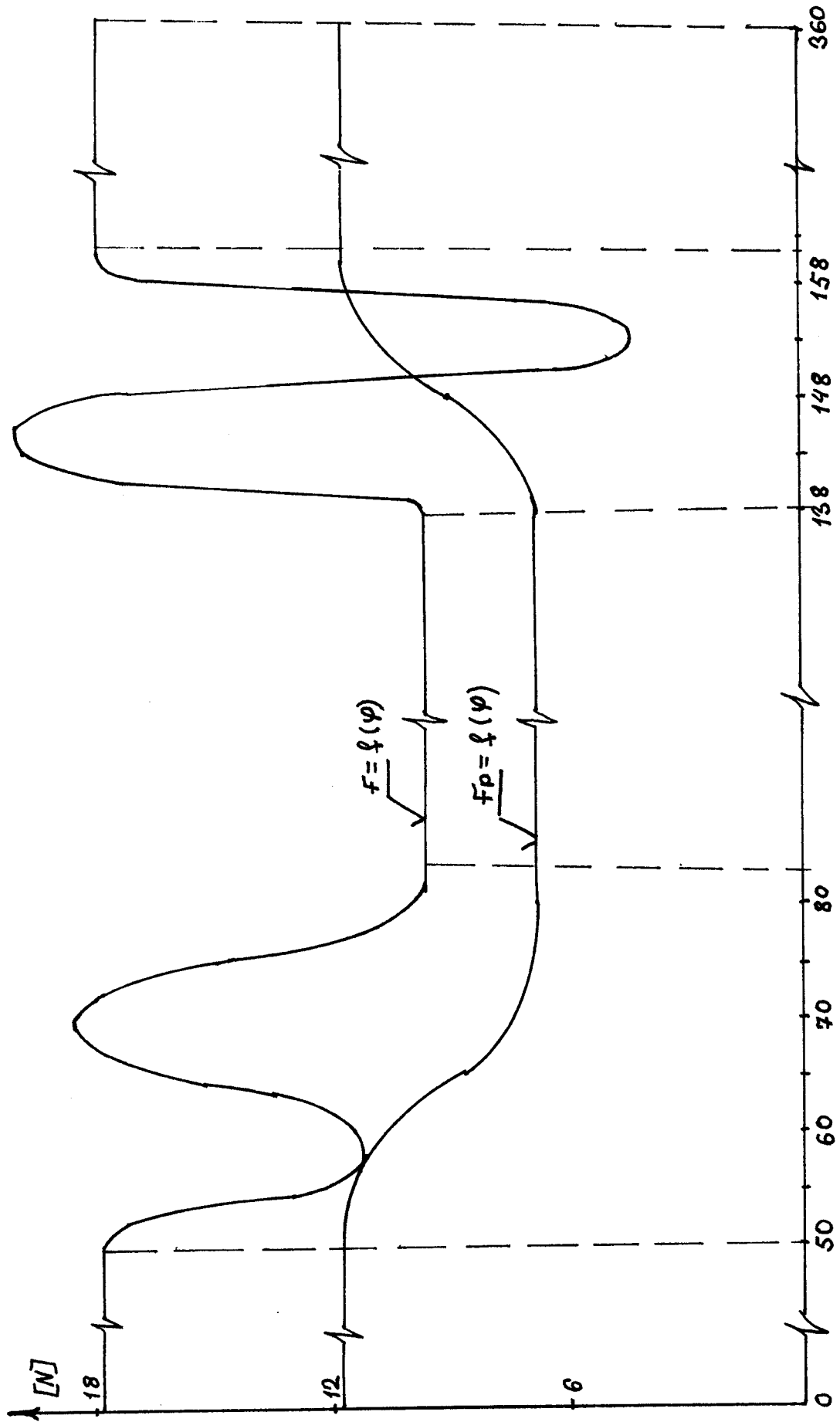
Pak moment setrvačnosti na konci tyče bude číselně $J = 0.0026 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Pomocí těchto uvedených vztahů můžeme počítat reakci mezi kladkou a vačkou horkého nože v libovolné poloze.

4.3. Hodnocení

V tab.4 jsou uvedeny zadané a vypočítané hodnoty. Jsou zde zaznamenány, které jsme potřebovali k výpočtu výsledné reakce. V grafu č.4 jsou vyznačeny síla pružiny a výsledná reakce v závislosti na úhlu pootočení vačkového hřídele. Podle grafu je patrné, že dynamické účinky silně ovlivňují výslednou reakci mezi vačkou a kladičkou. Reakce mezi vačkou a kladkou se pohybuje od 3 N až do 20 N. To nemá velký vliv na snížení životnosti kuličkových ložisek.

Tab. 4.

ZADANÉ KOBYNOTY				VÝPOČET					POŘEDNÍČNÁ VELIČINA			
$\varphi [^\circ]$	$R [mm]$	$\nu [^\circ]$	$\alpha_f [mg]$	$\beta_i [^\circ]$	$\Delta\beta [^\circ]$	$\delta [^\circ]$	$\gamma_i [^\circ]$	$\lambda [mm]$	$d_i [mm]$	$\varepsilon [1/mm]$	$Fp [N]$	$F [N]$
0-50	58	0	0.00	50.72	0	29.83	37.49	75	3.49	0	11.75	17.58
55	57.87	-7.99	-10.24	50.60	0.12	29.78	37.43	74.90	4.16	-146.24	11.70	11.71
60	54.00	-19.89	-10.24	49.54	1.18	29.86	36.32	73.12	4.90	-146.24	10.86	10.91
65	51.91	-27.65	2.57	46.97	3.75	28.35	33.44	68.46	8.07	36.14	8.67	16.35
70	51.95	-18.64	11.08	45.04	5.72	27.62	31.79	65.87	8.15	158.28	7.43	18.66
75	51.05	-1.59	1.08	44.24	6.48	27.42	31.22	64.91	10.82	101.00	7.00	14.52
80	51.00	0.00	0.00	44.19	6.59	27.32	30.96	64.49	11.66	0	6.79	9.62
80-138	51.00	0.00	0.00	44.19	6.53	27.32	30.92	64.49	11.66	0	6.79	9.62
139	51.01	1.10	6.88	44.20	6.52	27.39	30.97	64.50	11.09	98.79	6.81	12.13
143	51.64	21.22	22.27	44.78	5.54	27.53	31.95	66.07	9.88	318.15	7.95	20.24
148	54.50	36.35	0.00	47.44	3.08	28.54	34.42	70.02	6.92	0	9.10	16.92
152	56.96	24.74	-2.18	49.74	1.22	29.44	36.27	73.02	4.52	-302.97	10.81	3.87
157	57.99	0.97	-6.88	50.77	0.01	29.80	37.48	74.98	4.05	-98.25	11.74	13.72
158-360	58.00	0.00	0.00	50.72	0.00	29.83	37.49	75	3.49	0	11.75	17.95



Graf č. 4.

5.1. Obecný vztah pro výpočet reakce

Reakci mezi vačkou a kladkou počítáme pomocí momentové rovnice v bodě A. Podle obr.5 má momentová rovnice v bodě A tvar

$$F_p \cdot r - F \cdot l \cdot \cos \vartheta \cdot \cos \delta + M_o = 0 \quad / 13 /$$

kde F_p - síla pružiny

M_o - dynamický moment

ϑ - pracovní úhel

F - reakce

r - nejbližší vzdálenost pružiny k bodu A

Z rovnice /13/ vyplývá

$$F = \frac{F_p \cdot r + M_o}{l \cos \vartheta \cdot \cos \delta} \quad / 14 /$$

Některé veličiny v této rovnici, jako u předchozích úloh, jsou různé. Proto, abychom vypočítali reakci v závislosti na pootočení vačkového hřídele, musíme znát závislost některých geometrických rozměrů na měnící se vzdálenosti mezi středem kladky a vačkového hřídele R . Pomocí R můžeme tyto rozměry vyjádřit v libovolné poloze pootočení vačkového hřídele.

5.2. Výpočet jednotlivých neznámých geometrických rozměrů a síly pružiny

Podle vztahu /14/ je úhel δ pro nás neznámý. Jeho změnu můžeme určit na závislosti R . Stejně jako u předchozích úloh, podle cosinové věty, nejprve musíme znát úhel β_i , který se mění v závislosti na R_i .

$$\cos \beta_i = \frac{m^2 + l^2 - R_i^2}{2ml}$$

$$\beta_i = \arccos \frac{m^2 + l^2 - R_i^2}{2ml}$$

Jestliže známe β_i v libovolné poloze pootočení vačkového hřídele, potom lehce vypočítáme δ_i v této poloze. Pro úhel δ_i platí sinová věta podle vztahu

$$\frac{R_i}{\sin \beta_i} = \frac{m}{\sin (\frac{\pi}{2} + \delta_i)}$$

Vyjádřením zjistíme

$$\delta_i = \arccos \frac{m}{R_i} \sin \beta_i$$

Síla pružiny

Obecný vztah pro sílu F_p má tvar

$$F_p = K (L_i - L_0)$$

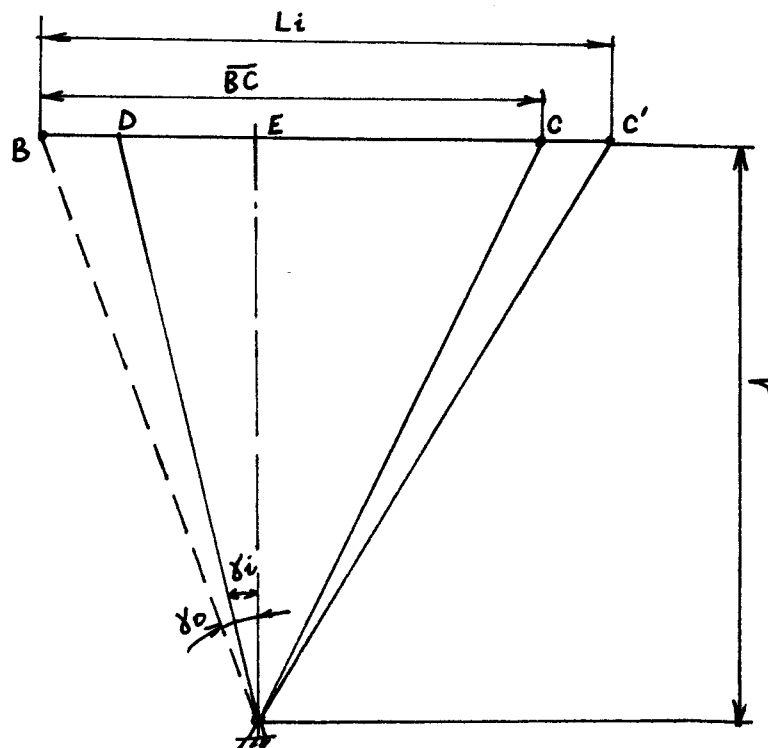
/ 15 /

kde K - tuhost pružiny

L_0 - volná délka pružiny

L_i - délka pružiny v libovolné poloze

Délku L_i můžeme zjistit podle obr.6.



Obr.6. B - pevný konec pružiny
C, C' - pohyblivý konec pružiny na počátku a i-tém
stupni pootočení vačkového hřídele

Podle obr.6 délka pružiny v libovolné poloze

$$L_i = \overline{BC} + \overline{CC'}$$

kde $\overline{BC}$ - původní délka pružiny v nulové poloze.

Tuto délku jsme zjistili měřením $\overline{BC} = 100$ mm. Při pohybu tato délka zůstává konstantní, tzn. $\overline{BC} = \overline{DC'}$. Zbývá zjistit změnu $\overline{CC'}$. Změna $\overline{CC'} = \overline{BD}$. Známe úhel δ_i při libovolné poloze a také vzdálenost r . Proto pro $\overline{BD}$ platí $\overline{BD} = \overline{BE} - \overline{DE} = r(\text{tg } \delta_0 - \text{tg } \delta_i)$

Délka pružiny v libovolné poloze

$$L_i = \overline{BC} + r(\operatorname{tg} \gamma_0 - \operatorname{tg} \gamma_i)$$

Tuhost pružiny byla zjištěna pomocí vztahu

$$K = \frac{G d^4}{8 D^3 n}$$

Parametry pružiny jsou:

průměr drátu	$d = 1,2 \text{ mm}$
průměr pružiny	$D = 12 \text{ mm}$
počet závitů	$n = 36$
volná délka	$L_0 = 90 \text{ mm}$
	$K = 0,333 \text{ N/mm}$

Potom F_p má tvar

$$F_p = K(\overline{BC} + r(\operatorname{tg} \gamma_0 - \operatorname{tg} \gamma_i) - L_0)$$

/ 16 /

Úhel γ_i zjistíme stejně jako u předchozích úloh pomocí změny

$$\Delta \beta_i = \beta_0 - \beta_i \quad \text{když} \quad R_0 = 47,5 \text{ mm} \text{ bude} \quad \beta_0 = 35^\circ 31'$$

Pak pro γ_i platí vztah ve tvaru

$$\gamma_i = \gamma_0 - \Delta \beta_i$$

Úhel $\gamma_0 = 12^\circ$ byl zjištěn měřením ze sestavy stroje.

5.3. Výpočet dynamického momentu mechanismu dělitka

Pro moment platí obecný vztah ve tvaru

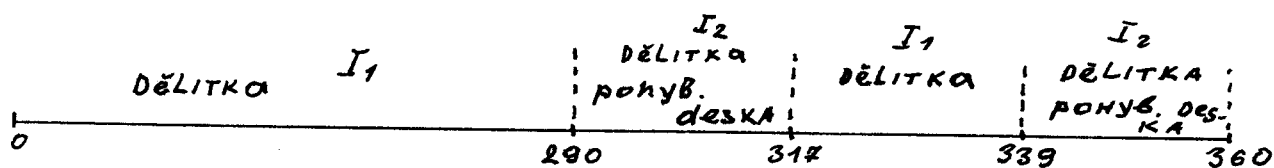
$$M_0 = \varepsilon \cdot I \quad (\varepsilon = a/l)$$

kde I - moment setrvačnosti.

Pro výpočet momentu setrvačnosti I celkový mechanismus můžeme nahradit pákou, která má obdélníkový průřez. Celkový mechanismus je složen ze 3 hlavních částí. Jsou to - rameno dělitka o hmotnosti 0,2 kg, dělitko o hmotnosti 0,06 kg a pohyblivá deska o hmotnosti 0,20 kg. Další části jsou šrouby a pomocné spojovací části. Při výpočtu můžeme pro zanedbatelnou hmotnost vliv těchto částí zanedbat.

Pohyb jednotlivých částí /dělitko a pohyblivá deska/ je spojen s ramenem při různých intervalech úhlu pootočení vačkového hřídele. Tato závislost je vyznačena na obr.7, kde na vodo-

rovné ose je přenášený úhel pootočení vačkového hřídele. Graf je rozdělen do několika intervalů, podle toho, s jakou částí je spojeno rameno.



Obr. 7.

V tomto případě máme určit různé momenty setrvačnosti pro různé intervaly.

Dělitko s ramenem nahradíme pákou, která má rozměr 40x5x130 mm a hmotnost 0,26 kg. Stejně tak můžeme nahradit dělitko pohyblivou deskou s ramenem, která má rozměr 20x10x250 mm a hmotnost 0,46 kg. Pak moment setrvačnosti na jednom konci obdélníku je $I_1 = 0.0015 \text{ kgm}^2$

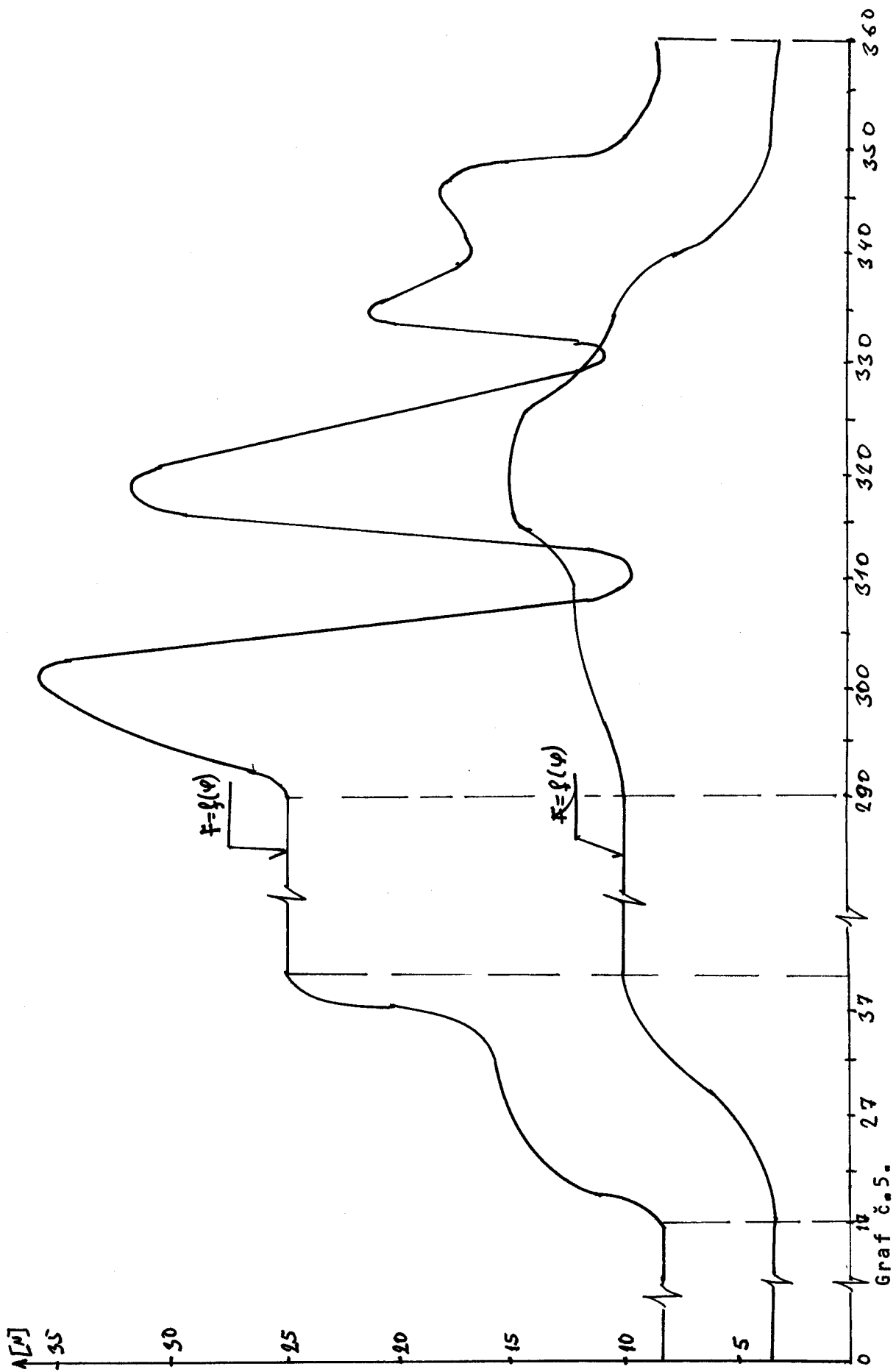
Podobným způsobem $I_2 = 0.0081 \text{ kgm}^2$

Ψ	σ	R [mm]	V [ST]	α [m/s]	β [ST]	$\Delta\beta$ [ST]	d [ST]	γ [ST]	ϵ [1/mm]	ΔL	L [mm]	F_p [N]	F [N]
0	14	47.50	0	0	35.31	0	1.00	12	0	37.00	100	3.33	8.29
2	2	47.86	13.95	14.13	35.60	0.29	1.15	11.71	201.85	36.53	100.46	3.48	13.47
7	7	47.72	29.95	5.15	37.13	1.83	5.42	10.18	15.00	31.81	105.19	5.10	13.23
32	32	52.19	24.30	-11.79	39.16	3.85	7.16	8.15	-168.20	25.51	111.78	7.15	15.88
37	37	53.42	5.08	-10.99	40.17	4.86	7.96	7.14	-150.71	19.22	117.74	9.23	20.25
40	290	55.50	0	0	41.90	6.59	9.39	6.92	0.00	16.97	120.00	9.99	25.45
95	95	53.79	10.13	12.02	40.48	5.17	8.25	6.83	171.9	21.40	122.58	10.84	32.49
00	00	55.41	25.84	9.52	41.83	6.52	9.26	5.48	136.0	17.19	124.80	11.59	36.00
05	05	58.07	27.99	-4.48	44.04	8.73	10.99	3.27	-64	10.26	126.73	17.23	23.94
10	10	60.27	16.62	-13.07	45.87	10.56	12.43	1.44	-186.7	4.53	132.41	12.35	9.68
15	15	60.98	1.59	-5.87	46.47	11.16	12.85	0.84	-88.85	2.53	134.30	14.77	27.45
20	20	60.99	0	-1.96	46.49	11.18	12.81	0.82	-28	2.53	134.47	14.88	34.85
25	25	60.66	-8.64	-9.96	46.20	10.89	12.66	1.11	-142.5	3.49	133.51	14.48	20.64
30	30	59.17	23.19	-11.53	44.96	9.65	11.71	2.35	-164.71	7.38	128.60	11.42	10.85
35	35	56.33	34.78	-5.66	42.55	7.27	10.15	4.73	-80.82	14.84	122.15	10.69	21.45
40	40	52.84	36.85	-3.86	39.70	4.39	7.57	7.61	-55.14	23.83	113.17	7.72	15.19
45	45	49.78	29.81	10.83	37.19	1.88	6.44	10.12	15.56	31.62	103.34	5.11	18.51
50	50	48.02	14.23	3.66	35.37	0.72	8.55	11.58	52.28	36.73	100.87	3.61	10.54
55	55	47.51	1.83	3.22	35.32	0.22	3.92	11.59	46.00	36.72	100.28	3.42	9.11
358	360	47.50	0	0	35.31	0	0.00	12	0	37.00	100.00	3.33	8.29

Tab.5.

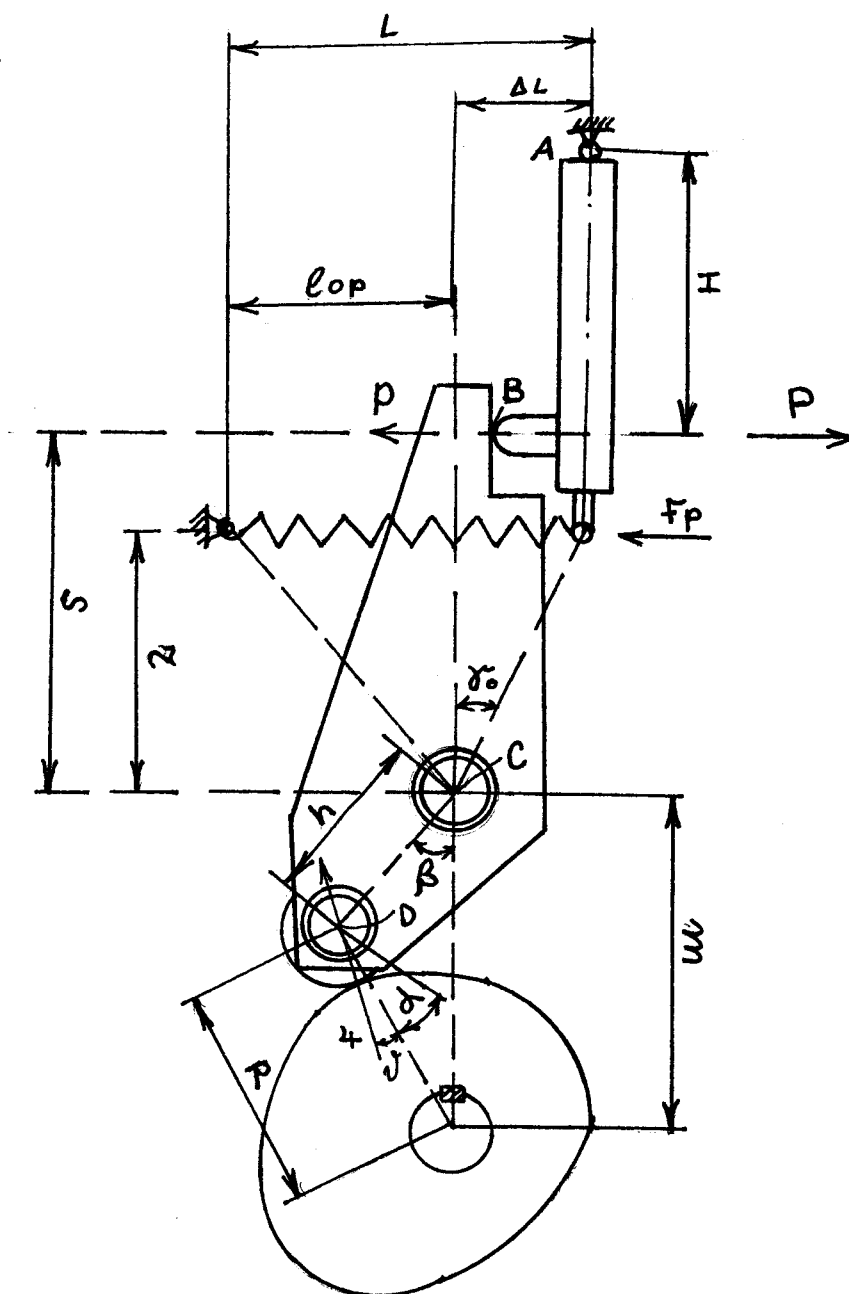
φ [°]	R [mm]	U [°]	α [m/s]	β_i [°]	ΔB [°]	d_i [°]	δ_i [°]	ϵ [1/mm]	ΔL_i	L_i [mm]	F_p [°]	F [°]
0-14	47.50	0	0	35.31	0	1.00	12	0	37.00	100	3.33	8.29
22	47.86	13.95	14.13	35.60	0.29	1.15	11.71	201.85	36.53	100.46	3.43	13.47
27	47.72	29.95	5.15	37.13	1.83	5.42	10.18	15.00	31.81	105.19	5.10	13.23
32	52.19	24.30	-11.79	39.16	3.85	7.16	8.15	-168.20	25.51	111.78	7.15	15.88
37	53.42	5.08	-10.99	40.17	4.86	7.96	7.14	-150.71	19.22	117.74	9.23	20.25
40-290	55.50	0	0	41.90	6.59	9.39	6.92	0.00	16.97	120.00	9.99	25.45
295	53.79	10.13	12.02	40.48	5.17	8.25	6.83	171.9	21.40	122.58	10.84	32.49
300	55.41	25.84	9.52	41.83	6.52	9.24	5.48	136.0	17.19	124.80	11.59	36.00
305	58.07	27.99	-4.48	44.04	8.73	10.99	3.27	-64	10.26	126.73	17.23	23.94
310	60.27	16.62	-13.07	45.87	10.56	12.43	1.44	-186.7	4.53	132.41	12.35	9.68
315	60.98	1.59	-5.87	46.47	11.16	12.85	0.84	-88.85	2.53	134.30	14.77	27.45
320	60.99	0	-1.96	46.49	11.18	12.81	0.82	-28	2.53	134.47	14.88	34.85
325	60.66	-8.64	-9.96	46.20	10.89	12.66	1.11	-142.5	3.49	133.51	14.98	20.64
330	59.17	23.19	-11.53	44.96	9.65	11.71	2.35	-164.71	7.38	128.60	11.42	10.85
335	56.33	34.18	-5.66	42.55	7.27	10.15	4.73	-80.82	14.84	122.15	10.69	21.45
340	52.87	36.85	-3.86	39.70	4.39	7.57	7.61	-55.14	23.83	113.17	7.72	15.19
345	49.79	29.81	10.83	37.19	1.88	6.44	10.12	155.6	31.62	103.34	5.11	18.51
350	48.02	14.23	3.66	35.37	0.72	8.55	11.58	52.28	36.73	100.87	3.61	10.54
355	47.51	1.83	3.22	35.32	0.22	3.92	11.59	46.00	36.72	100.28	3.42	9.11
358-360	47.50	0	0	35.31	0	0.00	12	0	37.00	100.00	3.33	8.29

Tab. 5.



Graf č. 5.

6. KANÁL



Obr.8. Schema

P - síla při uvolnění v bodě B

F_p - síla pružiny

F - reakce mezi vačkou a kladkou

Měřené geometrické rozměry:

h	$= 33 \text{ mm}$
m	$= 73 \text{ mm}$
r	$= 40 \text{ mm}$
α_0	$= 20^\circ$
l_{op}	$= 55 \text{ m}$

6.1. Obecný vztah pro reakce

Princip mechanismu je takový, že kanál je zavěšen v bodě A, při zdvihu vačky se kolem tohoto bodu otáčí. Hmotnost a velikost kanálu je největší, proto v bodě A má největší moment setrvačnosti. K výpočtu reakce mezi vačkou a kladkou uvažujeme moment setrvačnosti kanálu. Páka a kanál jsou jako složená tělesa. Abychom uvažovali vliv kanálu na reakci mezi vačkou a kladkou, musíme znát působící sílu mezi kanálem a pákou. Tuto sílu můžeme počítat pomocí uvolňovací metody v bodě B. Pak platí vztah

$$F_p(H+S-r) - J\varepsilon - P \cdot H = 0 \quad / 17 /$$

kde J - momenty setrvačnosti kanálu

ε - úhlové zrychlení

P - síla při uvolnění

Z rovnice /17/ pro sílu P

$$P = \frac{F_p(H+S-r) - J\varepsilon}{H} \quad / 18 /$$

/Výpočet neznámých veličin je v následující kapitole/.

Jestliže známe sílu P , pak lehce vypočítáme reakci F mezi vačkou a kladkou. Platí momentová rovnice podle vztahu /v bodě C/

$$h \cdot F \cos \nu \cdot \cos \alpha = S \cdot P$$

Vyjádřením reakce

$$F = \frac{S \cdot P}{h \cdot \cos \nu \cdot \cos \alpha} \quad / 19 /$$

Abychom vypočítali reakci v každém stupni pootočení vačkového hřídele, musíme znát závislost všech geometrických rozměrů na měnící se vzdálenosti R /to je vzdálenost mezi středem kladky a středem vačkového hřídele/.

Podle obr.8 lehce zjistíme změnu úhlu β_i v závislosti R . Podle cosinové věty platí pro tento úhel vztah

$$\cos \beta_i = \frac{h^2 + m^2 - R_i^2}{2mh}$$

$$\beta_i = \arccos \frac{h^2 + m^2 - R_i^2}{2mh}$$

Pro $R = 52,5 \text{ mm}$, počáteční úhel β_0

Pak změna

$$\Delta\beta_i = \beta_0 - \beta_i$$

kde β_i - úhel v i -té poloze vačkového hřídele

Pomocí známého úhlu β_i zjistíme úhel d_i pomocí sinové věty

$$\frac{R_i}{\sin\beta_i} = \frac{m}{\sin(\frac{\pi}{2} + d_i)}$$

$$d_i = \arccos\left(\frac{m}{R_i} \cdot \sin\beta_i\right)$$

6.2. Síla pružiny

Podle obr. pro sílu pružiny platí vztah

$$F_p = K(L_i - l_0)$$

/ 20 /

kde K - tuhost pružiny

L_i - délka pružiny v i -té poloze

l_0 - volná délka

Délku pružiny v libovolné poloze určíme pomocí úhlu γ_i . Jeho změna je stejná jako $\Delta\beta_i$. Pak platí

$$\gamma_i = \gamma_0 + \Delta\beta_i$$

kde γ_0 - úhel v nulové poloze / $\gamma_0 = 20^\circ$ /

Podle obr. 8 platí pro délku pružiny

$$L_i = l_0 + \Delta L_i$$

$$\Delta L_i = r \cdot \tan\gamma_i$$

Rovnici / 20 / můžeme napsat ve tvaru

$$F_p = K(l_0 + r \cdot \tan\gamma_i - l_0)$$

Pružina má tyto rozměry:

volná délka $l_0 = 55 \text{ mm}$

počet závitů $n = 36$

průměr drátu $d = 1,3 \text{ mm}$

průměr pružin $D = 12 \text{ mm}$

Pak její tuhost

$$K = \frac{G d^4}{8 D^3 n} = 1.053 \text{ N/mm}$$

6.3. Výpočet neznámých veličin

Podle vztahu / 18 / další neznámou veličinou je moment setrvačnosti a zrychlení kanálu. Jeho zrychlení vypočítáme pomocí známého zrychlení v bodě C. Platí mezi nimi vztah

$$\frac{a}{h} = \frac{a_b}{s} \Rightarrow a_b = \frac{s}{h} a$$

kde a_b - zrychlení bodu B

a - zrychlení bodu D

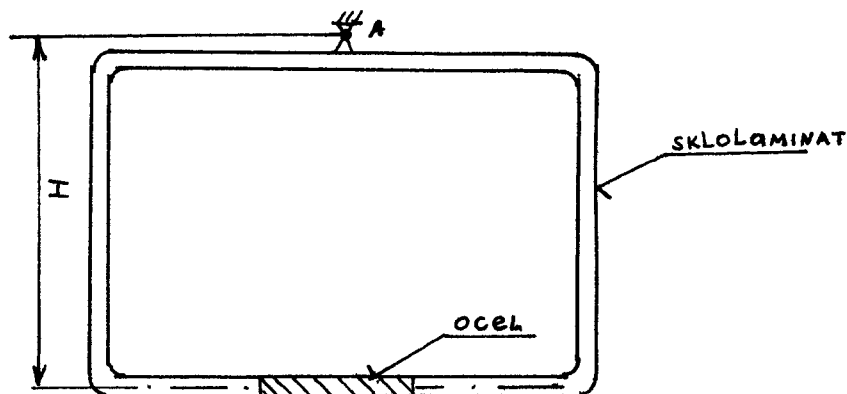
Pak pro úhlové zrychlení

$$\xi = \frac{a_b}{H} = a \cdot \frac{s}{h \cdot H}$$

/ 21 /

Moment setrvačnosti kanálu $M = J \cdot a \cdot \frac{s}{h \cdot H}$

Celkové uspořádání je zobrazeno na obr.9.



Obr.9 KANAL

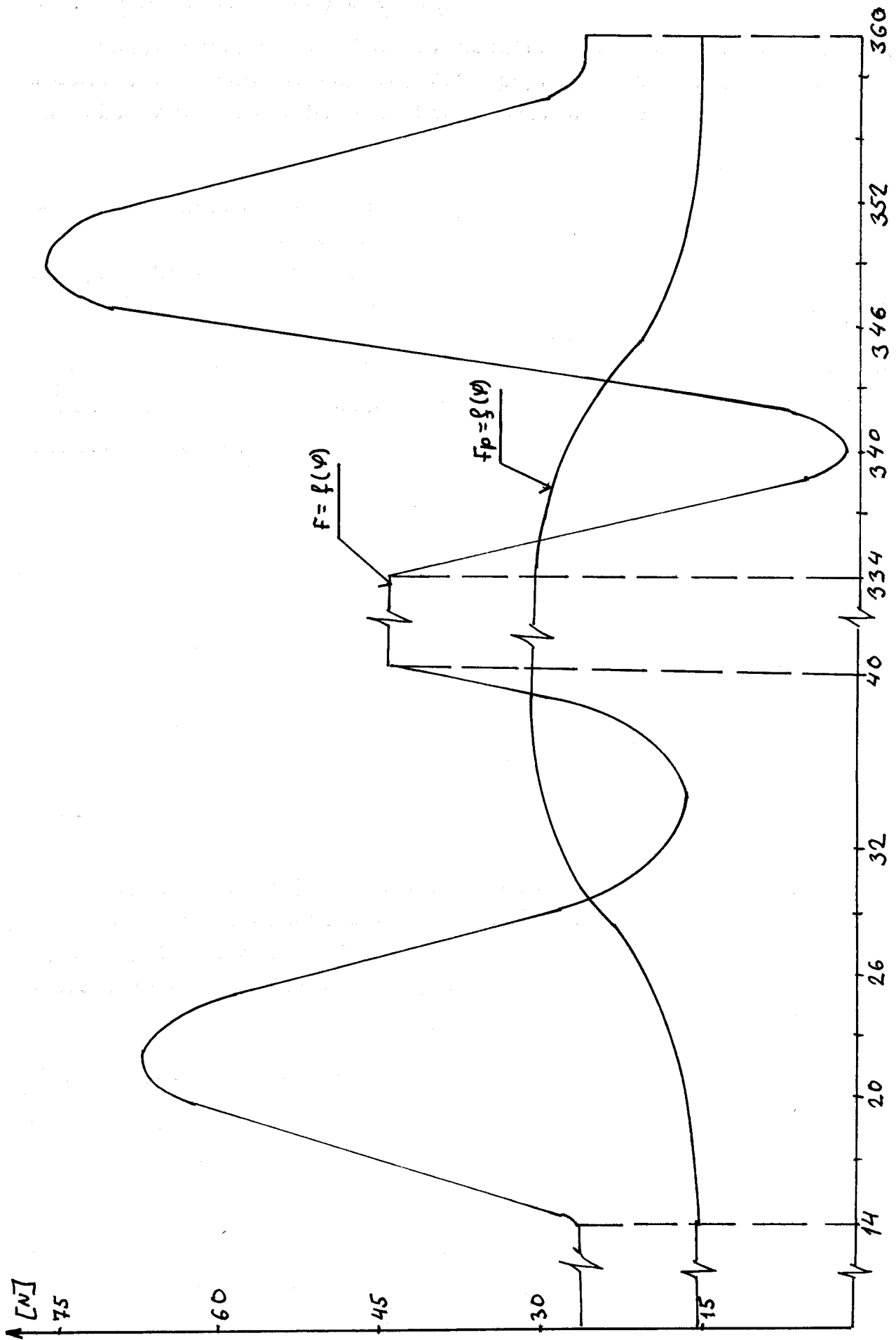
Jeho nejtěžší část je dolní, má hmotnost 0,82 kg. Při výpočtu můžeme zanedbat hmotnost horní části, tzn. sklolaminátu. Proto je výhodné ji nahradit určitým hmotným bodem. Jeho moment setrvačnosti v bodě A podle následujícího vztahu

$$J = m \cdot H^2 = 0.82 \cdot 0.4^2 = 0.131 \text{ kg m}^2$$

V tab.6 jsou všechny potřebné údaje podle uvedených vztahů.

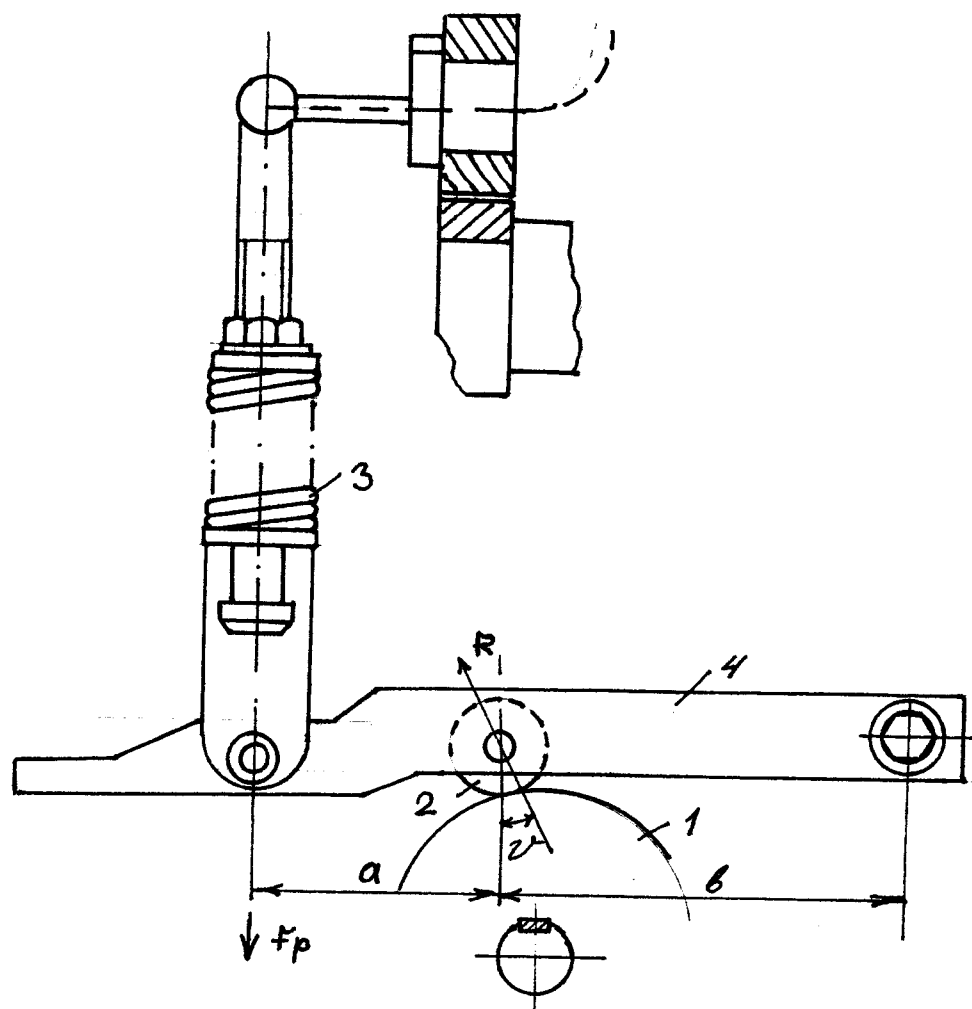
φ [ST]	R [mm]	V [ST]	a [m/s ²]	β_i [ST]	$A\beta_i$ [ST]	δ_i [ST]	d_i [ST]	ΔL_i [mm]	ϵ [1/100]	P [N]	F _P [N]	F [N]
0-14	52.50	0.00	0	40.53	0	20.00	25.36	14.55	0	15.7	15.32	26.33
17	52.58	5.12	10.61	40.63	-0.1	20.10	24.41	14.63	40.18	28.94	15.40	48.16
20	53.12	17.23	15.88	41.71	-1.18	21.18	23.88	15.50	60.15	36.42	16.32	62.17
23	54.83	28.40	13.17	43.99	-3.46	23.46	21.05	17.37	49.87	35.08	18.29	65.74
26	56.09	33.35	3.83	47.24	-6.74	26.78	17.17	19.85	14.51	26.18	20.29	49.45
29	58.03	37.32	-7.43	50.63	-10.1	30.1	13.48	23.09	-28.14	15.71	24.31	23.78
32	59.65	23.04	-14.96	54.2	-12.67	33.61	5.07	26.64	-66.56	10.22	28.25	17.00
35	60.63	11.28	-14.96	55.31	-14.78	35.37	8.01	27.78	-56.56	11.42	29.25	16.60
38	60.97	2.02	-7.43	55.9	-15.37	35.42	7.49	28.39	-28.14	17.20	29.89	21.59
40-334	61.00	0.00	0	55.95	-15.42	35.42	7.45	28.44	0.00	30.69	29.94	46.90
337	60.86	7.16	16.89	55.71	-15.19	35.19	7.51	28.20	-63.87	9.51	29.69	16.12
340	60.02	22.29	-22.12	54.9	-13.80	33.80	9.69	26.77	-83.78	0.76	28.18	2.25
343	58.25	34.98	-12.08	51.1	-10.58	30.58	12.49	23.67	-45.83	10.53	24.92	19.92
346	55.98	37.77	6.30	47.04	-6.51	26.51	17.39	19.83	23.86	29.21	20.88	58.68
349	53.97	30.14	20.33	43.04	-2.79	22.79	21.88	16.8	77.01	42.35	17.69	81.79
352	52.81	13.77	20.53	41.14	-0.61	20.61	24.58	15.04	77.01	41.41	16.8	70.81
355	52.50	0.93	6.30	40.9	-0.37	20.61	24.90	15.00	23.86	24.00	15.79	40.35
366-360	52.50	0	0	40.63	0	20.00	25.36	14.55	0	15.7	15.32	26.33

Tab. 6.



Граф. 6.

7. MECHANISMUS UTAHOVÁNÍ



Obr.10. Schema

F_p - síla pružiny

R - reakce mezi vačkou a kladkou

Měřené geometrické rozměry:

$b = 72 \text{ mm}$

$a = 40 \text{ mm}$

7.1. Vztah pro reakci

Princip této úlohy je takový, že vačka 1, která po najetí na kladku 2 stiskne kladky a je prováděno utahování pásku. Délka pružiny je nastavena na rozměr 30 mm a proto působí počáteční síla, která vytlačí kladku 2 na vačku. Reakci mezi vačkou a kladkou můžeme počítat pomocí momentové rovnice v bodě A. Na tomto bodě A má momentová rovnice následující tvar

$$F_p(a+b) - R \cos \varphi \cdot b + I \cdot \varepsilon = 0 \quad / 22 /$$

kde φ - pracovní ^{úhel} tlaku
I - moment setrvačnosti
 ε - úhlové zrychlení
R - reakce
 F_p - síla pružiny

Z rovnice / 22 / vyjádříme vztah pro reakci

$$R = \frac{F_p(a+b) + I\varepsilon}{b \cos \varphi} \quad / 23 /$$

7.2. Výpočet síly pružiny

Sílu tlačné pružiny zjistíme pomocí vztahu

$$F_p = K(l_0 - l_i) \quad / 24 /$$

kde K - tuhost pružiny
 l_0 - počáteční délka
 l_i - délka pružiny

Délku pružiny můžeme počítat podle obr.10. Platí vztah

$$l_i = r - h_i \quad / 25 /$$

kde r - počáteční nastavená délka
 h_i - zdvih na pružině v i-tém stupni pootočení vačkového hřídele

Známe zdvih vačky H_i v i-tém stupni pootočení vačkového hřídele. Proto platí mezi H_i a h_i vztah

$$\frac{h_i}{a+b} = \frac{H_i}{b}$$

Z tohoto vztahu vyplývá

$$h_i = \frac{H_i}{b} (a+b)$$

Dosazením do rovnice / 25 / a pak do rovnice / 22 / platí pro sílu pružiny

$$F_p = (l_0 - r + \frac{H_i}{b} (a+b)) \quad / 26 /$$

Její tuhost vypočítáme podle vztahu

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 D^3 n}$$

Měřené rozměry pružiny:

průměr drátu $d = 3,15 \text{ mm}$

průměr pružiny $D = 18 \text{ mm}$

počet závitů $n = 8$

volná délka $l_0 = 45 \text{ mm}$

Dosazením do rovnice

$$K = 21.1 \text{ N/mm}$$

Dynamický moment počítáme pomocí vztahu

Silová páka má obdélníkový průřez. Její rozměry jsou:

délka $l = 125 \text{ mm}$

výška $h = 16 \text{ mm}$

šířka $c = 12 \text{ mm}$

Pak pro moment setrvačnosti na jednom konci platí

$$\begin{aligned} I &= \int_0^l x^2 \cdot dm = \int_0^l x^2 h \cdot c \rho dx = \\ &= h c \rho \left[\frac{x^3}{3} \right]_0^l = \rho \frac{h \cdot c \cdot l^3}{3} = 9.7 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2 \end{aligned}$$

Úhlové zrychlení zjistíme ze zrychlení kladky. Platí pro ně vztah

$$\varepsilon = a/b \quad / 27 /$$

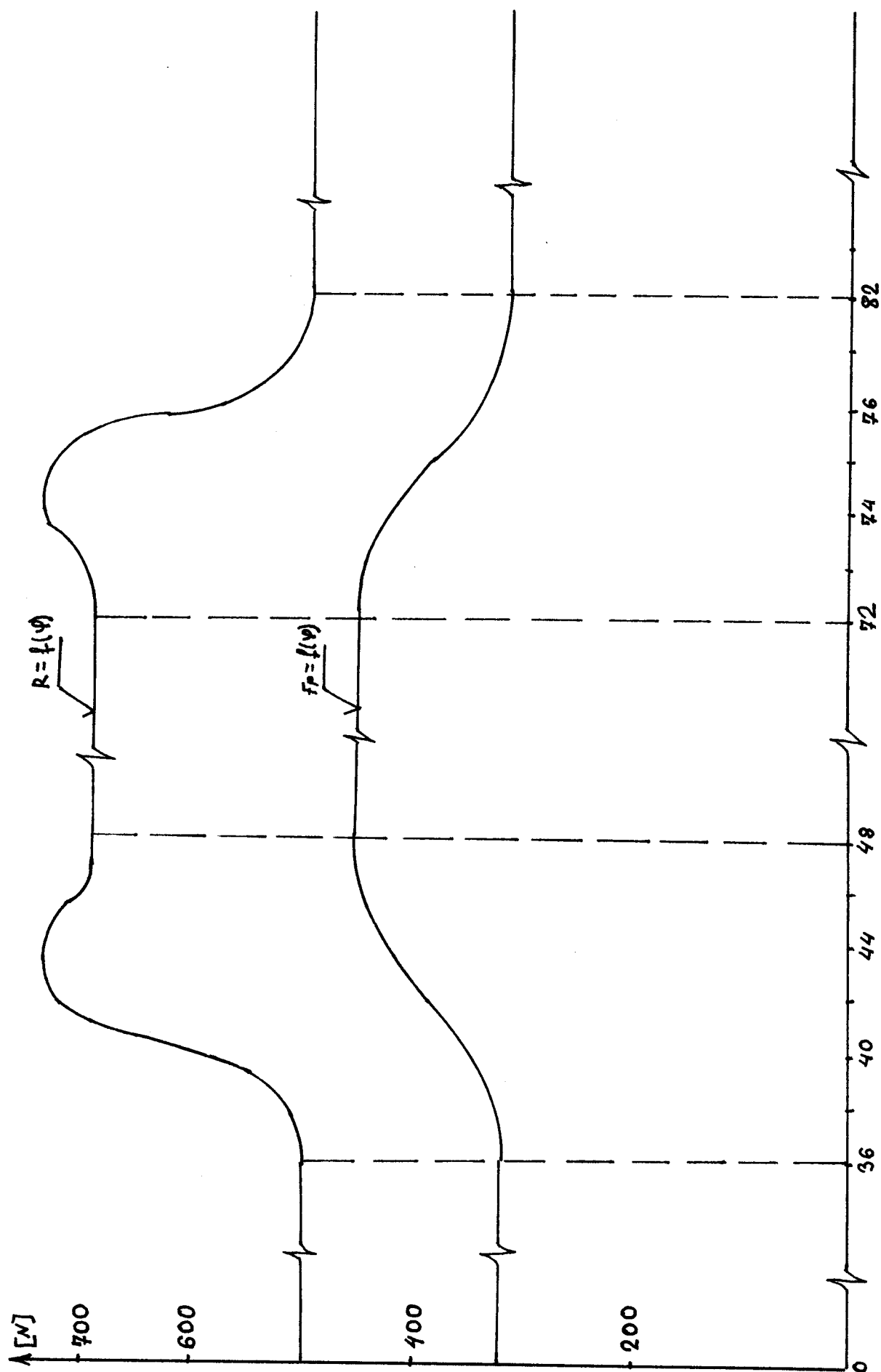
kde a - zrychlení kladky.

Největší krouticí moment vypočítáme podle vztahu / 8 / při 24° vačkového hřídele

$$M_k = Z \cdot R \cdot \sin \nu = 730,34 \cdot 0,56 \cdot \sin 27^\circ = 18,63 \text{ Nm}$$

Tab. 7.

ZADANÉ HODNOTY			VÝPOČET POTŘEBNÝCH VELIČIN			VÝPOČET SIL	
$\varphi [s]$	$\dot{\varphi} [s]$	$H [mm]$	$a [m/s]$	$\epsilon [1/2m]$	$l_i [m]$	F_p	F
0-36	0	0	0.00	0.00	30	316.50	492.83
38	10.19	0.115	30.61	425.13	29.82	320.27	512.00
40	28.04	0.782	30.61	425.13	28.78	342.16	603.86
42	34.78	2.00	0.00	0.00	26.88	382.14	723.66
44	27.00	3.218	-30.61	-425.13	25.00	422.00	730.34
46	9.53	3.885	-30.61	-425.13	23.96	444.01	694.52
48-70	0	4.00	0.00	0.00	23.78	447.78	696.50
72	-9.53	3.885	-30.61	-425.15	23.96	444.01	694.52
74	-27.00	3.218	-30.61	-425.15	25.00	422.00	730.34
76	-34.78	2.00	0.00	0.00	26.88	382.14	723.66
78	-28.04	0.782	30.61	425.15	28.78	342.16	603.86
80	-10.92	0.115	30.61	425.13	29.82	320.27	512.00
82	0	0.015	0.00	0.00	30	316.5	492.23
83-360	0	0.00	0.00	0.00	30	316.00	492.23



Graf č. 7.

Závěr

Tato práce byla vypracována na základě známých vačkových souřadnic, zrychlení a rychlosti kladky. Obsahuje obecná schémata mechanismů, výpočet reakce a závislost reakce na pootočení vačkového hřídele. Dále jsou zde počítány pomocné údaje, které mají vliv na konečný výsledek. Jsou to změna délky pružiny, tuhost pružiny atd.

Z výsledků je vidět, že v některých mechanismech /např. při-
držovač I, při-
držovač II, píst a utahování/ je reakce mezi vač-
kou a kladkou příliš velká a to má vliv na snížení životnosti
kuličkových ložisek, které jsou používány jako kladky. Také
může dojít ke zlomení silové páky. Na výslednou reakci mají vliv
tyto veličiny

1. rozměry pružiny,
2. zdvih vačky,
3. celkový geometrický tvar mechanismu.

V závěru této práce si dovoluji co nejsrdečněji poděkovat
vedoucímu této diplomové práce a pracovníkům Kovopodniku Holice
za jejich obětavou pomoc při řešení některých částí mé diplomo-
vé práce.

Literatura

- |1| BRADSKÝ, Z. - JÁČ, V.: Mechanika II. Skripta VŠST. Liberec.
- |2| BRADSKÝ, Z. - VRZALA, R.: Mechanika III. Skripta VŠST. Liberec.
- |3| ČERNOCH, B.: Strojní technická příručka 1.
- |4| ČERNOCH, B.: Strojní technická příručka 2.