

Vysoká škola: strojn<sup>í</sup> a textiln<sup>í</sup> ..... Fakulta: strojn<sup>í</sup> .....

Katedra: katedra textiln<sup>ích</sup>  
a oděvn<sup>ích</sup> stroj<sup>ů</sup> ..... Školn<sup>í</sup> rok: 1981/1982 .....

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro ..... Sergeje Petroviče Kočetkova .....

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

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

Název tématu: Kloubový prošlupní mechanismus víceprošlupního  
tkacího stroje KONTIS .....

### Zásady pro vypracování:

- 1) Zaměřte se na konstrukci kloubového prošlupního mechanismu, přičemž vycházejte z modelu takového mechanismu, který je k dispozici na KTS
- 2) Konstrukčně zpracujte alternativní řešení pro zmenšený počet kinematických dvojic
- 3) Navrženou alternativu analyzujte z hledisek přesnosti a dynamických poměrů.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ

Ústřední knihovna

LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8

TEL. 461 17

Autorské právo na říční směrnici  
MŠV pro státní závěrečné zkoušky 81  
787/ČSFR ze dne 28. července  
1982 Vyd. A. Úřad MŠV, Praha 1  
dne 31. 8. 1981, číslo 2311/8108.

Rozsah grafických prací: Konstrukční sestava kloubového prošlupního mechanismu. Kinematické zdvihové závislosti.

Rozsah průvodní zprávy: 15 stran form.A4

Seznam odborné literatury:

Charvát, J.: Teorie mechanismů, VŠST Liberec, 1970

Charvát, J.: Syntéza mechanismů I, VŠST, 1972

Vedoucí diplomové práce:

Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc

Datum zadání diplomové práce:

konečné zadání: 17.9.1981

Termín odevzdání diplomové práce:

4.6.1982



Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc  
Vedoucí katedry

Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc  
Děkan

v Liberci dne 15.9.1981 10

P r o h l á š e n í .

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

V Liberci 3. 6. 1982.

*Koremp*

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní  
obor 23 - 21 - 8

Strojní zařízení pro chemický, potravinářský a  
spotřební průmysl.

Zaměření: textilní stroje.  
Katedra textilních a oděvních strojů.

Hlubový prohlubňací mechanismus víceprohlubňacího tkacího  
stroje Kontis.

autor práce : Sergej Kočetkov  
Vedoucí práce : Doc. Ing. Jaroslav Charvát CSc.  
Konzultant :

obsah práce, příloh :

počet stran : 82  
počet příloh a tabulek : 7+12  
počet obrázků : 36  
počet výkresů : 1  
počet modelů : —  
nebo jiných příloh : —

datum odevzdání : 4. 6. 1982

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní  
obor 23 - 21 - 8

Strojní zařízení pro chemický, potravinářský a  
spotřební průmysl.

Zaměření: Textilní stroje.  
Katedra textilních a oděvních strojů.

Eloubový proslupní mechanismus víceproslupního tkacího  
stroje Kontis.

autor práce : Sergej Kočetkov  
Vedoucí práce : Doc. Ing. Jaroslav Charvát CSc.  
Konzultant :

Rozsah práce, příloh :

počet stran : 82  
počet příloh a tabulek : 7+12  
počet obrázků : 36  
počet výkresů : 1  
počet modelů : —  
nebo jiných příloh : —

Datum odevzdání : 4. 6. 1982

## Obsah.

1. Úvod .....	6
1.1. Prošlupní ústrojí .....	8
1.1.1. Rozdělení prošlupů .....	10
1.1.2. Rozdělení prošlupních mechanismů .....	13
1.1.3. Mechanismy prošlupních ústrojí .....	14
1.2. Víceprošlupní stavy .....	15
1.2.1. Prošlupní mechanismy víceprošlupních tkacích strojů .....	18
1.3. Československý víceprošlupní tkací stroj Kontis .....	19
1.4. Zhodnocení výhod a nevýhod kloubováčkového a kloubového prošlupního mechanismu .....	24
2. Syntéza kloubového prošlupního mechanismu .....	28
2.1. Syntéza kloubového prošlupního mechanismu po- mocí $q$ - křivek .....	31
2.1.1. Volba základního čtyřkloubového mechanismu ...	32
2.1.2. Volba jedné z poloh základního čtyřkloubového mechanismu, ve které má být realizován klid...	40
2.1.3. Konstrukce $q$ - křivky .....	41
2.1.4. Volba polohy bodu C na $q$ - křivce .....	45
2.2. Syntéza zbývající části prošlupního mechanismu	51
3. Analýza navrženého mechanismu z hlediska přesnosti..	55
4. Analýza navrženého mechanismu z hlediska dynamických poměrů .....	58
4.1. Kinematické řešení prošlupního mechanismu stroje Kontis .....	59
4.1.1. Určení rychlostí bodů prošlupního mechanismu..	60
4.1.2. Určení zrychlení bodů prošlupního mechanismu..	67
4.2. Určení dynamických sil působících na členy mechanismu .....	76

5. Alternativní řešení pro zmenšený počet kinematických dvojic prošlupního mechanismu .....	79
6. Závěr .....	80
7. Literatura .....	82

## 1. Úvod

V zprávě o hlavních směrech hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1981-1985 na XVI. sjezdu KSČ o textilním strojírenství bylo předneseno: "V textilním strojírenství rozvinout výrobu nové generace strojů pro bezřetenové předení s vyšší odťahovou rychlostí, další vývoj a osvojení výroby víceprošlupní tkací techniky".

Základní myšlenka víceprošlupní tkací technologie pochází z konce minulého a začátku tohoto století. V současné době se uplatňují 3 typy strojů:

1. Stroj Kontis - ČSSR
2. Stroj Rütí
3. Stroj Ono firmy Iwer

Posledních 15 let intenzivního výzkumu a vývoje víceprošlupního systému Kontis přivedlo z celosvětového hlediska tuto novou progresivní tkací technologii na prah průmyslové realizace.

Návazně na teoretické práce, technické a ekonomické analýzy probíhal technologický výzkum, vývoj a postupné zdokonalování tkacího stroje Kontis. Nejvýhodnější varianty byly a jsou ověřovány na prototypech strojů Kontis typové řady C ve výzkumně ověřovacích provozech VÚB. Současná úroveň poznání dává již reálné představy o provozním využití víceprošlupní tkací techniky v podnicích bavlnářského průmyslu sortimentu tkanin s plátňovou výzbou.

Restoucí nároky na výkon strojů na jedné straně a na hospodárnost jejich provozu na druhé straně vedou konstruktéry strojů k hospodaření materiálem při výpočtu a konstrukci dílců. Zvyšování výkonu strojů vede k většímu zatěžování mechanismů, zejména v důsledku současné snahy zajistit snížení spotřeby konstrukčních materiálů. Tato skutečnost má pak za následek růst dynamického namáhání a vznik složitých kmitů vlivem pružnosti členů mechanismu. Při nevhodném dimenzování může dojít k narušení původně předpokládané technologické funkce navrženého mechanismu, ke vzniku nestabilních stavů, ke snížení bezpečnosti provozů a dokonce i k havárii.

Proto se v současné době zaměřuje pozornost na výzkum dynamických vlastností tzv. reálných mechanismů, t.j. mechanismů s pružnými /poddajnými/ členy, pružnými vazbami, vůlemi v kynemat. dvojicích, pasívními odpory atd.



I když zatím není tato disciplína podrobně propracována jeví se nutnost jejího hlubšího prozkoumání, neboť dává předpoklady pro určení skutečnosti odpovídajících vztahů pružných mechanismů a pro jejich hlubokou analýzu v budoucnosti.

Cílem této diplomové práce je konstrukčně zpracovat alternativní řešení pro zmenšený počet kinematických dvojic kloubového prošlupního mechanismu a analyzovat navrženou alternativu z hlediska přesnosti a dynamických poměrů.

Nalézt metody pro návrh mechanismu podle podmínek, za jakých mají pracovat na strojích je úkolem vědního oboru Syntéza mechanismů. Jde převážně o podmínky pohybu jednoho nebo několika členů mechanismů, podle předem daného zákona výrobní nebo jiné technologie. Vývoj vysoce produktivních a rychloběžných plně automatizovaných strojů nutí stále větší počet pracovníků zabývat se výzkumem mechanismů, a to jmenovitě jejich syntézou. Počet publikovaných prací svědčí o značném zájmu, který je věnován otázkám syntézy ve světovém měřítku.

Soudobý a historický vývoj strojů, jmenovitě strojů zpracovatelského průmyslu je úzce spjat s kloubovými mechanismy. Kloubové mechanismy dovolují realizovat i velmi komplikované pohyby nástroje (polotoveru) v rovině i v prostoru.

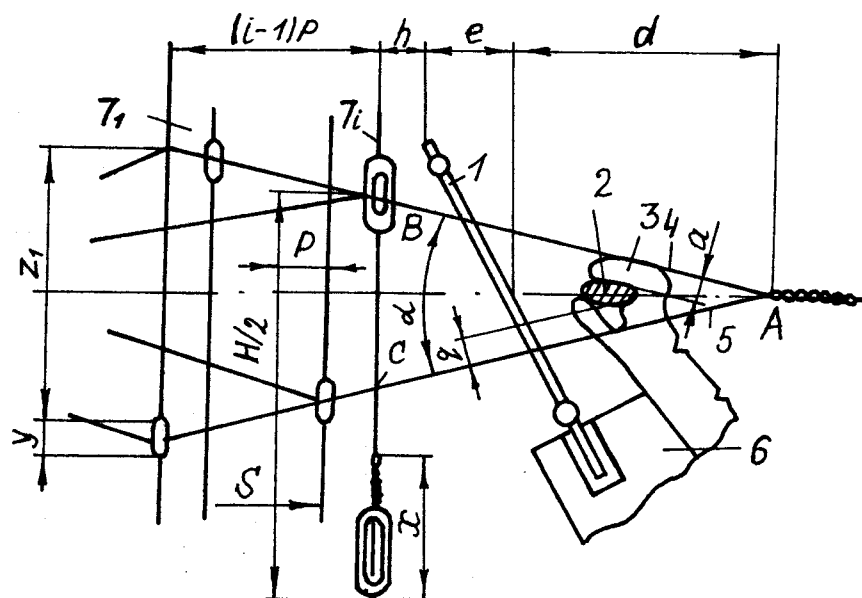
Pohyb tkacích listů s relativním kratším klidem v úvratích může být také realizován kloubovým mechanismem. Kloubový mechanismus je výrobně levnější než mechanismus excentrový. Má také minimální vůle, je pružný a proto snižuje přetrhávost osnova. Tento mechanismus je vhodný pro stavy pracující vysokou rychlostí.

V posledních letech se na světové úrovni věnuje teorii kloubových mechanismů značná pozornost. Těžiště zájmů spočívá hlavně v oblasti teorii složení a syntézy kloubových mechanismů.

## 1. 1. Prošlupní ústrojí

Prošlupní ústrojí zajišťuje první fázi pracovního cyklu tkání. Pomocí nitěnek rozevívá osnovu a vytváří tak klínový prostor - prošlup pro zanesení útku. Technická úroveň prošlupního ústrojí má rozhodující význam nejen pro kvalitu tkaniny, ale také pro výkon tkacího stavu a má vliv na rozsah jeho využití.

### Parametry prošlupu.



obr. 1. 1

V klínovém prostoru ABC (obr.1.1), vytvořeném horní částí osnovních nití 4 a dolní částí osnovních nití 5, musí být jednotlivé osnovní nitě v sákrýtu, chceme-li, aby byl vytvořený prošlup čistý. Proto se zdvih jednotlivých tkacích listů zmenšuje ve směru pohybu osnovy k paprsku.

V části od tkacího listu k úběžnému bodu, který je za čínkem, nejsou osnovní nitě v sákrýtu. Pořadí tkacích listů se označuje ve směru pohybu osnovy. První list  $7_1$  je tedy ten který je nejbližší osnovnímu válu. Jeho maximální zdvih je dán rovnicí:

$$Z_1 + y \leq 2[d + e + h + (i - 1)P] \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (\text{mm}) \quad (1.1.1.)$$

kde  $i$  je celkový počet tkacích listů,  
 $P$  - vzdálenost (rozteč) tkacích listů,

Zdvih prvního listu musí být menší než volná délka poloviny nitěnky.

$$Z_1 + y \leq \frac{H}{2} - x - \frac{y}{2} \quad (\text{mm}) \quad (1.1.2)$$

kde  $x$  je vzdálenost od závěsného oka nitěnky, kam až se mohou pohybovat osnovní nitě, aniž je odírá zakončení nitěnky.

$y$  - délka oka nitěnky. O tuto míru musí být skutečný zdvih tkacího listu větší, než je požadovaný zdvih osnovních nití.

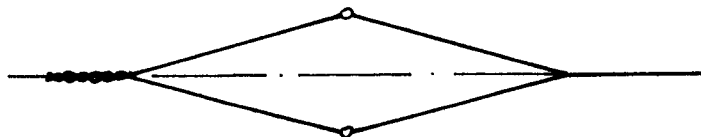
Do prošlupního klínu ABC se musí tedy umístit paprsek 1 a zanašeč 2. Přitom musí být osnovní nitě 4 v horní části prošlupu vzdáleny o  $a$ , ve spodní části o  $b$  od zanašeče (viz. obr. 1.1). Na stavech člunkových, na některých stavech jehlových a skřipcových stavech Textima, na nichž je zanašeč veden po spodní části osnovy,  $b=0$ .

Přitom je paprsek v zadní krajní poloze ve vzdálenosti  $h=15$  až 20 mm od posledního tkacího listu  $7_1$ . Na všech člunkových stavech se ještě používá svrcholec, potom se míra  $h=15$  až 20 mm počítá od svrcholce.

Velmi důležitá je také velikost prošlupu. V zásadě platí, že prošlup může být zmenšen pro hladké osnovy. Úhel prošlupu 15 až 18°. Toto zmenšení se však nedoporučuje pro nečisté osnovy vzhledem k množství spínáků, které malý prošlup nerozevře. U velmi nečistých vláken se nedoporučuje zvyšovat otevření prošlupu nad 25°, protože zdvih tkacích listů nejvíce vzdálených od přírazu by byl příliš velký.

### 1. 1. 1. Rozdělení prošlapů

Plný prošlap - je tvořen současným zvednutím jedné části nití a spáštěním druhé části. (obr. 1. 2.)



Obr. 1.2

Horní prošlap - je vytvořen zvednutím jedné části nití, přičemž druhá část nití zůstává v klidu ( obr. 1. 3.)



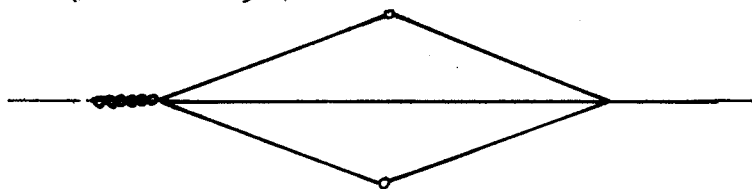
Obr. 1.3

Spodní prošlap - je vytvořen stažením jedné části nití, přičemž druhá část nití zůstává v klidu (obr. 1. 4.)



Obr. 1.4

Dvojitý prošlap - je vytvořen zvednutím jedné části nití a současným spuštěním druhé části nití, přičemž třetí část nití zůstává v klidu (obr. 1. 5.)



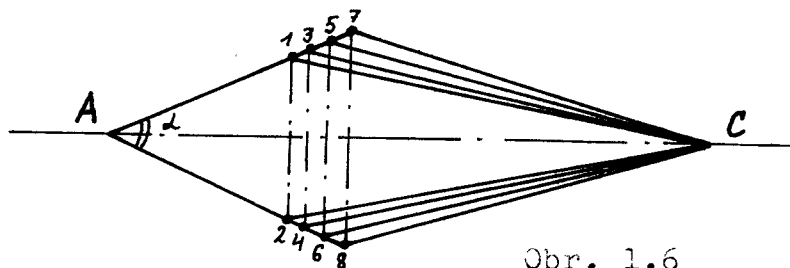
Obr. 1.5

Podle cyklu vytváření prošlupy můžeme dělit prošlupy na :

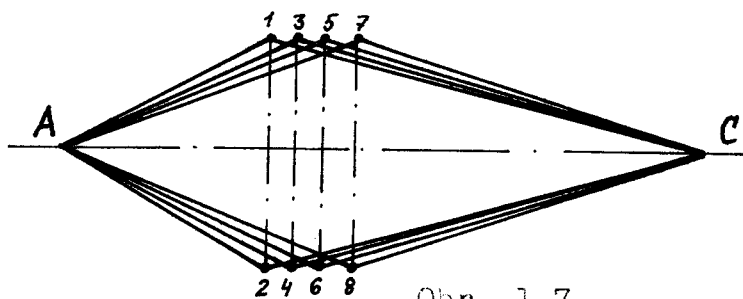
- 1) zavřený
- 2) otevřený
- 3) polouzavřený

Z technologického hlediska rozeznáváme prošlupy na :

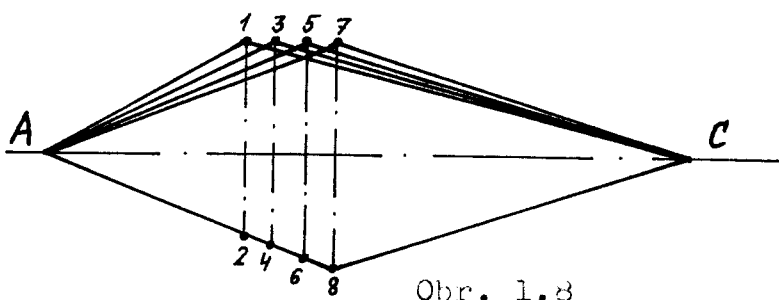
- 1) čistý (obr. 1. 6.)
- 2) nečistý (obr. 1. 7.)
- 3) poločistý (smíšený) (obr. 1. 8.)



Obr. 1.6



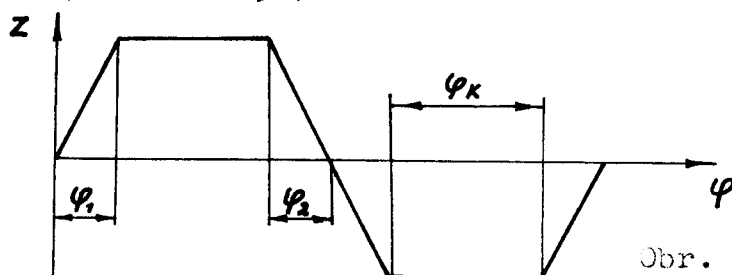
Obr. 1.7



Obr. 1.8

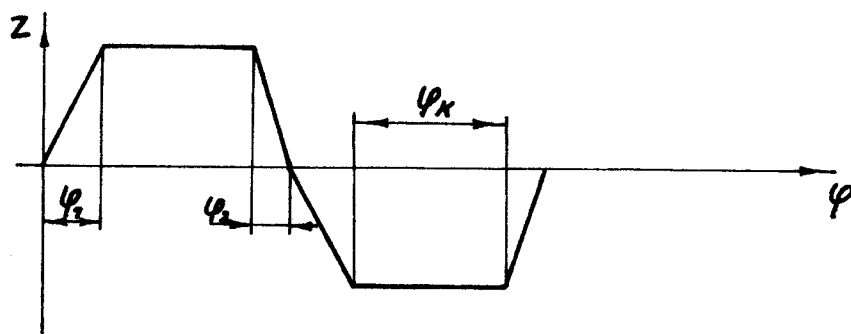
Podle časového průběhu zdvihové závislosti prošlupního zařízení můžeme dělit prošlupy na :

- 1) symetické ( obr. 1. 9.)



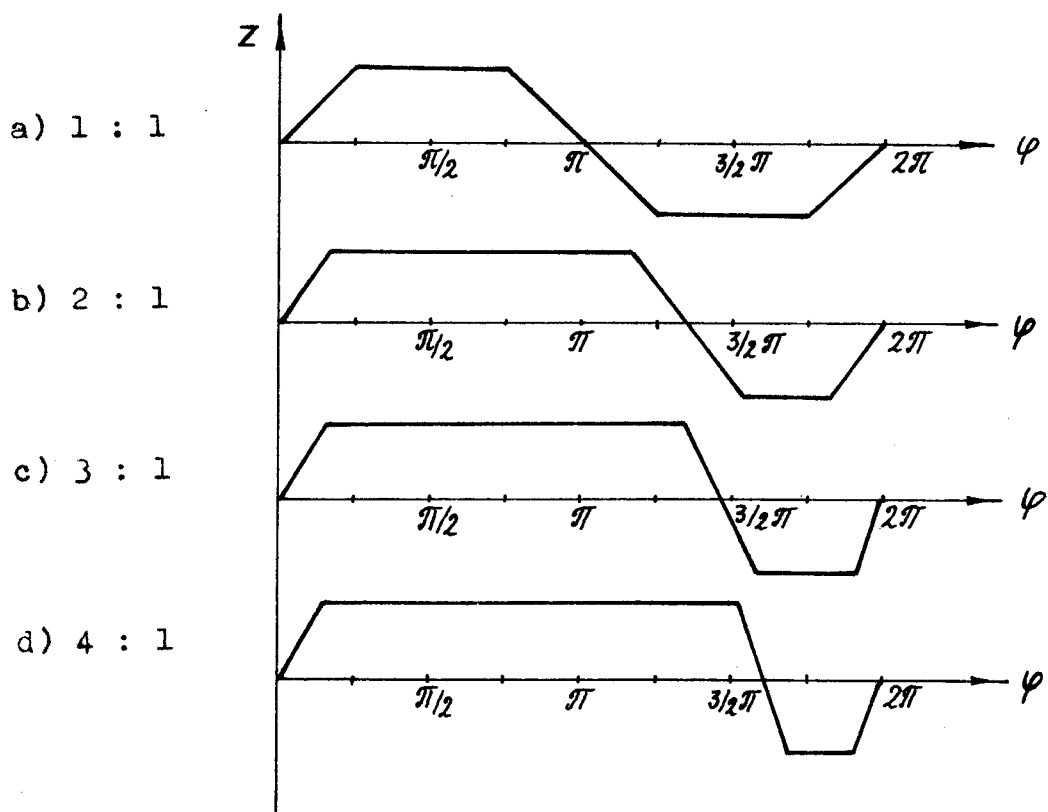
Obr. 1.9

2) nesymetické (obr. 1. 10.)



Obr. 1.10

Dále ještě můžeme uvést rozdíly ve tvarech zdvihových závislostí podle tkané vazby (obr. 1. 10.)



Obr. 1.11

## 1. 1. 2. Rozdělení prošlupných mechanismů

Prošlupní ústrojí rozdělujeme do tří skupin :

1. Vačková prošlupní ústrojí, na nichž jsou tkací listy pevně mechanicky spojeny s pohybovými vačkami :

a) pro vazbu 1 : 1 (plátňovou)

b) vícevazná (pro 4, 5, 8, 10, nebo pro 12 listů)

2. Listové stroje se vyrábějí pro 12, 16, 20, a 25 listů vyjíměčně pro 33 nebo 45 listů.

Všechny tkací listy zdvihá jediný vačkový nebo klikový vahadlový mechanismus, ale pořadí zdvihů jednotlivých listů je programováno podle požadované vazby tkaniny a je řízeno programovým pásem - kartou.

3. Žakarové stroje programově ovládají jednotlivé skupiny nitěnek, takže je možno v tkanině vytvořit libovolné osnovní vzory. Žakarové stroje se stavějí minimálně pro skupinu 200 nitěnek, které ovládají jednotlivé platiny. Další velikosti jsou násobkem tohoto počtu : 400, 600, 800, 1 200, 1 600 až 2 400 platin. Uvedený počet platin je teoretický. Vyrábějí se stroje s 408, 612, 660, 896, a 1 344 platinami.

### 1. 1. 3. Mechanismy prošlupných ústrojí.

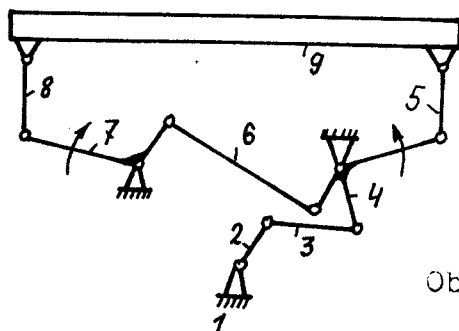
1. K realizaci pohybového zákona se nejčastěji používají váčky, méně kloubové mechanismy nebo excentrická, popřípadě neokrouhlá ozubená kola. Tyto mechanismy se označují jako pohybové. Jimi se rotační pohyb hlavního hřídele stavu mění na vratný posuvný pohyb tkacího listu.

2. Pohyb se převádí na tkací listy nejčastěji pákami a táhly, někdy kombinovaně řetízky, lanky nebo pásy. Na žakarových strojích jsou na pohybová ústrojí napojeny zdvižné šňůry nesoucí nítěnky dole zatížené zavažičky nebo tažené pryžovou pružinou. Tyto mechanismy nazýváme zvedací.

3. Při výrobě složité vazby tkaniny není možno realizovat pohybové zákony jednotlivých tkacích listů přímo tvarem váčky. Proto se na listových a na žakarových strojích používají základní váčky pro plátňovou vazbu a tkací list nebo skupina nitěnek se na váčku napojuje řídicím ústrojím podle programu daného vzornicí vyráběné tkaniny. Tyto mechanismy nazýváme řídicí.

V této práci budeme dále sledovat syntézu kloubového prošlupného mechanismu, takového, aby mohl nahradit stavající vačkový mechanismus a současně odstranil některé závažné nedostatky, které vačkový prošlupný mechanismus má. Hlavně se jedná o odstranění dynamických rázů a zvýšení klidové doby.

Příklad kloubového prošlupného mechanismu pro vazbu 1 : 1 je na obr. 1. 12.



Obr. 1.12

Pohyb tkacích listů s relativním kratším klidem v úvratích může být také realizován kloubovým mechanismem podle (obr. 1. 12,). Otáčející se klika 2 s ojnicí 3 vykyvuje tříramennou pákou 4, na kterou jsou připojeny pákové převody 5, 6, 7, a 8, pohybující tkacím listem 9. Kloubový mechanismus je výrobně levnější než mechanismus excentrový. Má také minimální vůle, je pružný, a proto snižuje přetrhavost osnovy. Tento mechanismus je vhodný pro stavy pracující vysokou rychlostí.



## 1. 2. Víceprošlupní stavy.

Víceprošlupní tkací stroje dělíme podle uspořádání prošlupů :

1. Prošlupy postupují ve vlnách ve směru útku, tedy kolmo k osnově. Podle uspořádání mohou být tyto stroje rovinné nebo kruhové.

2. Prošlupy postupující ve vlnách ve směru osnovy. Zatím je známo jediné provedení bubnové typu Gentilini - Ripamonti (Itálie)

Víceprošlupních stavů kruhových se běžně používá pro výrobu obalových tkanin.

Víceprošlupní stavy rovinné jsou ve stadiu vývoje. Jejich zavedení ve větším počtu lze očekávat po r. 1980.

Ve sborníku z konference " Špičkové textilní stroje", která se konala v listopadu 1979, je uveden přehled vystavovatelů, druhů a počtů vystavovaných kruhových (tab.1.1.) a rovinných (tab. 1. 2.) víceprošlupních tkacích strojů.

Ve skupině rovinných víceprošlupních strojů byla patrná jistá zdrženlivost.

Energetická účinnost víceprošlupních strojů dosahuje hodnot špičkových jehlových strojů jednoproslupních. Kromě toho mají tyto stroje předpoklady při snižování hlučnosti.

Jednoproslupní tkací stav dává výkon pouze pro část otáčky, je tedy z hlediska výkonu proces tkaní přetržitý. Kontinuálního výkonu při tkaní bylo dosaženo tím, že se na celé šířce osnovy vytváří několik prošlupů, jejichž vlny postupují stále stejným směrem a stejnou rychlostí  $v$  .

V každé vlně prošlupu se stejnou rychlostí  $v$  posunují zanášecí, se zásobou útku, který pokládají do osnovy. Jde tedy o nosiče útků, tj. o malé člunky. V místech, kde se prošlupní vlny střídají (kde je zástup nítěnek), útek se vhodnými prostředky přiraží k čelu tkaniny.

Výkon tohoto vícesystémového stavu je dán rovnicí :

$$N = 60 \cdot vzb \quad (\text{m} \cdot \text{min} \cdot ) \quad (1. 2. 1)$$

kde  $v$  je rychlost zanášeců v m.s

$z$  - počet zanášeců na 1 m šířky osnovy

$b$  - šířka osnovy

Výrobce	Počet strojů	Hozsah šířek (cm)	Hozsah otáček (min <sup>-1</sup> )	Zatkaný útek (m. min <sup>-1</sup> )	Záměna	Prošlup	Poznámka
Ferrerinka					1 barva	plátno	nový typ stroje s vysokým výkonem
Imaro	1	88 - 160	128	512	4 člunky		
Saint					1 barva	plátno	elektromech. osnovní regulátor
Freres	2	70 - 148	37 - 48	148 - 192	4 člunky		
Torii	2	90 - 370	60 - 400	240 - 400	1 barva 4-6 člunků	plátno	novinka typ TS-CLI 850

Tab. 1.1

Výrobce	Počet strojů	Hozsah šířek (cm)	Otáčky		Zatkaný útek (m. min <sup>-1</sup> ) skutečné	Prošlup
			prospekt	skutečné		
Smit	1	330	620	450	2 000	1 450 plátno
Mayer	1	4 x 165	19	3.3	2 400	4.00 4-vaz. kepr
Bentley	1	2 x 105	100	2	1 800	360 plátno

Tab. 1.2

Princip	Zjištěný konkrétní výkon $\bar{U}$ (m. út. min <sup>-1</sup> )	Odpovídá příkon P (kW)	Práce na zatkaní 1m útku-L (W·s·m <sup>-1</sup> )
člunky	540	1,35	150 (min.)
jehly (tuhé a ohebné)	1 058	3,2	180
skřípce	1 100	3,5	208
H stavy	1 050	3,2	184
P stavy (monotrysk)	620	1,9	183
P stavy (štafet)	1 026	3,6	211 (max)
víceprošlupní stavy	1 584	5,5	208

Tab. 1.3 Energetické náročnosti tkacích principů

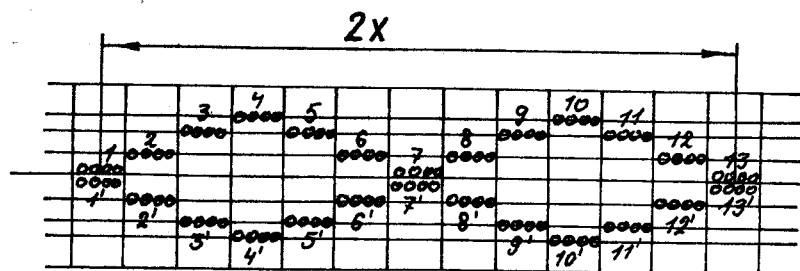
Výkon je lineárně závislý na všech veličinách a je kontinuální.

Dále platí :  $x = l/z = vt$  je vzdálenost zanášeců,  
 $t$  - čas jedné prošlupní změny.

V ČSSR, v SSSR a PLR se vžil pro tyto stavy název víceprošlupní tkací stroje. V západní literatuře se tyto stroje označují jako vícefázové nebo stroje s vlnitým prošlupem.

### 1. 2. 1. Prošlupní mechanismy víceprošlupných tkacích strojů

Na (obr. 1. 13.) je příčný řez osnovou dvěma prošlupními vlnami, které odpovídají jednomu cyklu plátňové vazby 1 : 1 .



Obr. 1.13

Délka těchto dvou sekcí je na příkl.  $2x = 360$  mm. Prošlup je vytvářen sekcemi nitěnek 1 až 12, a protiběžná strana 1' až 12' .

$$\text{Šířka sekce je } S = \frac{2 \cdot x}{12} = \frac{2 \cdot 180}{12} = 60 \text{ mm. (1. 2. 1. 1)}$$

Z obrázku je patrné, že každý jednotlivý pár sekcí např. 1-1', 2-2' atd. bude ovládán samostatnou dvojicí vaček.

Na plátňovou vazbu bude tedy v tomto uspořádání zapotřebí 12 dvojic vaček, které budou na prošlupním hřídeli vzájemně pootočený o úhel

$$\alpha = \frac{360}{12} = 30^\circ \quad (1. 2. 1. 2)$$

Celá pracovní šířka  $b$  stavu bude rozdělena na celkový počet sekcí.

$$12 \frac{b}{2x} = \frac{6b}{x} \quad (1. 2. 1. 3)$$

Ačkoliv vždy jedna sekce každé následující dvojvlny prošlupu se pohybuje shodně s jednou sekcí základní dvojvlny, nelze všechny nitěnky stejně se pohybující upevnit do jednoho tkacího listu.

Například pro uspořádání podle (obr. 1. 13) by pro plátňovou vazbu bylo zapotřebí celkem  $12 \times 2 = 24$  tkacích listů. Listy, které by byly nejdále od paprsku by musely mít příliš velký zdvih. Také návod nití při opravě přetrhu by byl velmi obtížný. Z toho důvodu je nutno pro každou sekci nitěnek použít samostatnou vačku.

Při tkaní kepru nebo atlasu musí být pro každou sekci použito tolik vaček, kolik je různě vazajících osnovních nití ve střídě vzoru. Například pro atlas 1 : 4 by to bylo 5 vaček, které je nutno umístit do šířky sekce.

### 1. 3. Československý víceprošlupní tkací stroj Kontis.

Kontinuální tkací systém se vyznačuje tím, že jednotlivé části tkacího cyklu (prošlup-prohoz-příraz-odtah zboží) se překrývají nebo na sebe alespoň navazují bez časových mezer mezi nimi, takže např. trvale existuje na stroji příraz, trvale se mění prošlup atd.

Jsou dva kontinuální tkací systémy - sériový typ (Gentilini - Ripamonti) a paralelní typ. První nedával mnoho nadějí na úspěch, proto byl zvolen druhý - systém s vlnitým prošlupem.

V patentové literatuře existuje několik metod postupného přírazu i prohozu pro tyto víceprošlupní tkací stroje.

Přírazy : s kolébkovým paprskem, sekcionální příraz, příraz kývajícími lamelami, příraz rotačními lamelami, příraz ojhleným kolečkem, příraz nosem člunku.

Prohozy : tlakem lamel na zanášec, magnetickým polem, které se pohybuje buď reálně nebo zdánlivě, tlakem kladky, uložené na řetěze pod prohozní drahou na člunek pohybující se uvnitř prošlupní vlny tvořené osnovními nitmi.

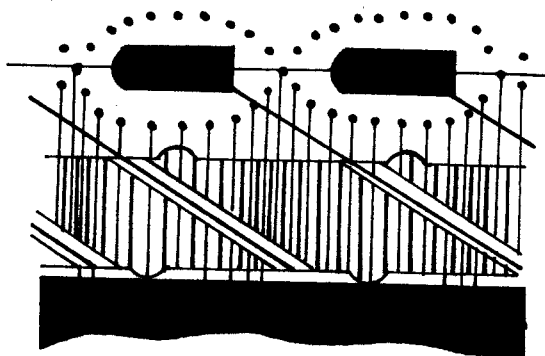
Výběrem a výzkumem vhodných mechanismů se došlo k dnešním modelům tkacího stroje Kontis.

Stroj je tvořen rámem, na němž je umístěn :

- a) vlnitý prošlupní mechanismus s vlnou postupující napříč stavem,
- b) mechanismus postupného zanášení útků,
- c) mechanismus postupného přírazu,
- d) osnovný regulátor se svůrkou a odtah zboží,
- e) mechanismus zásobování zamašečů útkem (tzv. karusel na boku stroje)
- f) pohon,
- g) hlídací systém a popř.
- h) zařízení vyrovnávající napětí osnovy.

### Popis principu stroje Kontis.

Kontis je rovinný víceprošlupní tkací systém s vlnitým prošlupem, u kterého osnovní nitě přecházejí do prošlupní změny spojitě s pohybem zanašečů po celé délce nebo lépe řečeno pracovní šířce stroje. Při chodu stroje vzniká dojem postupující vlny osnovních nití, vyznačující pracovní pole zanašečů. V prošlupní vlně z osnovních nití se pohybuje řada zanašečů útků (obr. 1. 14.)



obr. 1. 14. Funkce víceprošlupního tkacího stroje Kontis.

Každý z nich obsahuje přesně odměřenou délku útku pro jeden prohoz. Útek vybíhá ze zanašeče k rotačnímu paprsku a je drážkou v paprsku veden k čelu tkaniny. Tam je přidržen ke tkanině příraznými nosy lamel. Rotační paprsek je s více-  
stupňovou funkcí. Obecně lze hovořit o fazi uložení, přenosu a přírazu útku ke tkanině.

Velmi důležitou částí stroje je zásobování zanašečů útkem. Zanašeče postupně vbíhají pod řadu soukacích hlavice obíhajících po uzavřené dráze. Každá hlavice odměří a nasouka na cívečku umístěnou v zanašeči přesnou dávku útku pro jeden prohoz. Při tom se provádí kontrola správnosti na-soukání. Tento systém zásobování útkem dovoluje teoreticky libovolnou rychlost tkání při různých šířkách stroje. Stroj může být buď širší a pomalejší, nebo rychlejší a užší. Při zásobování z více míst toto omezení neexistuje.

Kraje tkaniny jedné nebo více vyráběných šířek vedle sebe, jsou zajišťovány perlíkovým ústrojím. Materiálové předlohy pro tkání tvoří v osnově dva vály, umístěné vedle

sebe, pro útek křížové cívky obvyklého formátu.

Správnost a bezpečnost funkce jednotlivých skupin stroje zajišťují zarážky a signalizační zařízení. Stroj je také vybaven vývody pro sber dat, umožňující získávat informace o důležitých provozních údajích. Základní parametry stroje jsou v (tab. 1. 4.)

Tab. 1. 4. Přehled základních parametrů stroje Kontis C 2

výkon	(m.miň <sup>1</sup> .) útku	1 560
provozní rychlost	(útků za min.)	480
paprsková šířka	(cm)	330
průměr kotoučů osnovních válců	(mm)	800
průměr nabaleného zboží	(mm)	560
rozsah zbož. regulátoru	(nití na 10 cm)	25- 600
šířka stroje	(mm)	5 500
hloubka stroje	(mm)	2 000
výška stroje	(mm)	1 600
výška tkací roviny	(mm)	945
zastavěná plocha	(m <sup>2</sup> )	11
hmotnost stroje	(kg)	6 600
příkon	(kW)	7.6

#### Přednosti principů.

Víceproslupní tkací stroj Kontis slučuje všechny přednosti neortodoxních tkacích strojů :

- zvyšování výkonu
- zvětšování pracovní šířky
- snižování počtu operací

Zatímco výkon jednoproslupních tkacích strojů je ve vymezeném čase ohraničen nekonstantní prohozní - zanášecí rychlostí a drahou letu zanášecího prvku, u víceproslupních strojů se zvyšováním otáček a pracovní šířkou stroje při konstantní rychlosti zanášení útku výkon lineárně vzrůstá.

Porovnejme vlastnosti dosavadních člunkových strojů a víceproslupního tkacího stroje Kontis. Člunkový, vzduchový i skřipcový tkací stroj značně namáhá osnova i útek. Zanášecí rychlost má impulsní charakter s maximální rychlostí až 40 m/s. Přírazný tlak dosahuje u těžkých tkanin hodnot až 5 000 N/m šíře stroje, běžně kolem 2 000 N/m. U stroje Kontis jsou tyto hodnoty o jeden až dva řady nižší 50 N/m.

Produkce stroje s jednorázovým přírazem o šíři 330 cm je maximálně 850 až 1000 m útku/min. U víceproslupního stroje lze však dosáhnout výkonu přes 2 000 m útku za minutu. Přitom lze odhadovat, že tím není zdaleka ještě vývoj limitován.

Proti dnešním, sice výkonným, ale prozatím většinou nutně úzkým stavům, je produkce stavu Kontis až desetkrát vyšší.

Nedostatkem je to, že současná verze víceproslupního stroje Kontis je zatím omezena v sortimentu tkanin. Zatím provedení stroje umožňuje plátňové vazby.

Kvalita vyráběné tkaniny není tak vysoká a pro země s náročnými trhy je nepříznivá. Další vývoj musí odstranit tyto nedostatky.

#### Použití víceproslupních tkacích strojů Kontis.

V první etapě průmyslového zavedení bude využíváno těchto strojů k výrobě tkanin v plátňové vazbě, která představuje asi 51 % množství výroby všech tkanin bavlnářského průmyslu ČSSR.

Sortimentní zaměření je připraveno pro:

- šatovky, zástěroviny, sportovní oblečení
- technické tkaniny
- zdravotní sortiment
- ložní prádlo
- pracovní oblečení
- košiloviny a ostatní

Analyzou bavlnářského sortimentu v ČSSR bylo zjištěno,



že je realný předpoklad vyrábět víceproslupní technikou asi 27 % veškeré bavlnářské výroby nebo 52 % všech tkanin vyráběných v plátnové vazbě.

Doufáme, že tkací stroj Kontis zahájí novou éru ve tkaní tak, jako bezvřetenový dopřádací stroj v přádelnách. Věříme, že tento stroj bude přínosem pro všechny země, zvláště pro země našeho socialistického tábora.

#### 1. 4. Zhodnocení výhod a nevýhod kloubového a kloubováčkového prošlupního mechanismu.

Prošlupní zařízení musí umožňovat dostatečné rozevření osnovy po celou dobu prohozu utku. Aby se dosáhlo dostatečného rozevření osnovy v době prohozu útku, pohybují se listy v této době pomaleji, po případě mají klidovou dobu v horní a dolní krajní poloze listu. Ke splnění této závislosti zdvihu listu se používá vaček pro ovládání prošlupního zařízení.

Běžná provedení je možné rozdělit do čtyř alternativ:

1. Obvodové vačky s protitahem, Kodnstrukce jednoduchá. Používá se u starších typů stavů, v poslední době též u stavu Draper (USA).
2. Negativní a pozitivní vačky. Použito u skřipcového stavu Sulzer (Švýcarsko).
3. Součtové vačky obvodové se dvěma kladičkami na zvědaku. Použito u stavu AT 105 (SSSR).
4. Drážkové vačky. Těchto vaček se používá u tryskových stavů.

Většinou se používá jedna vačka pro ovládání jednoho listu. Přenos pohybu z vačky na list se provádí pákovým převodem - kloubováčkový systém.

Pro docílení požadovaných závislostí zdvihu listu je vačka vhodným členem prošlupního zařízení. Její použití je vhodné i pro funkční a konstrukční uspořádání, neboť jednotlivé listy jsou uspořádány za sebou a vzdálenost mezi nimi je 19 mm.

Na první pohled se nám může zdát, že vačkový mechanismus je pro pohon prošlupního zařízení ideální. Jeho kinematická struktura je jednoduchá a přehledná. Ačkoli ještě nemáme přesně vyjasněnou otázku ideální zdvihové závislosti, můžeme předem říci, že do profilu vačky můžeme zapsat libovolnou zdvihovou závislost.

Sledujeme tuto otázku z praktického hlediska. Ptáme se, jestli skutečně můžeme vačkou realizovat pohybový zákon přesně. Ze tří základních typů vaček splňuje podmínku přesné

realizace pohybového zákona v prvním přiblížení pouze vačka s protivačkou, neboli vačka s tvarovou vazbou. Ale na základě výzkumu těchto vaček zjistilo se, že přesnost výroby bezrázových, která by byla potřebná pro dodržení předepsaného pohybového zákona hlavně v oblasti počátku zdvihu je taková, že jí nelze současnou technikou dosáhnout. Tato otázka byla zkoumaná na katedře mechaniky VŠST Liberec. Tak že již při výrobě profilovačky nedodržíme předepsaný zdvihový zákon a to právě v oblasti, která je pro dynamiku vačky nejdůležitější. Jestliže ještě budeme uvažovat změnu zdvihové závislosti, vlivem opotřebení váčkového profilu, vidíme, že předpoklad přesné realizace zdvihového zákona není prakticky splnitelný.

Proslupní vačky, jmenovitě u rychloběžných stavů, jsou zdrojem neklidného chodu a chvění listů, což má mimo jiné za následek zvýšenou přetrhavost osnovních nití. Opotřebení vaček má rovněž vliv na změnu předpokládaného pohybu listu (změna zdvihu apod.). Neklidnému chodu a chvění listu lze čelit použitím tzv. bezrázových vaček. Výroba takových je drahá a pro sériově vyráběné stavy nepřichází prakticky v úvahu. Než uděláme nějaké závěry, shrneme si výhody a nevýhody vačkových proslupních mechanismů.

Výhody :

- 1) možnost v určitých mezích přesné reprodukce zadaného pohybového zákona.
- 2) malý počet členů
- 3) snadné vyvážení
- 4) malé nároky na zastavěný prostor

Nevýhody :

- 1) jsou zdrojem rázů a tím i kmitání celého stroje
- 2) nutnost pákového převodu mezi vačkou a hnaným členem
- 3) značné výrobní náklady, jednak vlivem kvalitních materiálů a jednak vlivem potřebné přesnosti výroby.

Pro tyto nedostatky vačkového proslupního mechanismu, je nutno hledat další cesty řešení.

Jednou z možností je navrhnout a použít kloubového mechanismu proslupního zařízení pro některou vazbu tak, aby se zachovala stavající koncepce celého zařízení při dodržení požadované závislosti zdvihu listu a vyhovujících dynamických poměrech.

U člunkových stavů požadujeme, aby proslupní mechanismus realizoval klád listu v obou krajních polohách. Při konstrukci takového mechanismu lze s výhodou využít toho, že existuje jednoparametrická množina bodů těhlice čtyřkloubového mechanismu, jejichž trajektorii se dají nahradit dvěma oblouky kružnic se stejným poloměrem. To umožňuje realizovat kývavý pohyb vahadla s klidovými dobami v krajních polohách, od něhož odvozen pohyb listu.

Kloubový mechanismus je výrobně levnější než mechanismus excentrový. Má také minimální vůle, je pružný a proto snižuje přetrhavost osnovy. Tento mechanismus je vhodný pro stavy pracující vysokou rychlostí.

Kloubový mechanismus je výhodnější po stránce ekonomické a technologické, je výrobně i provozně jednodušší. Těhlice mechanismu jsou nepříznivě namáhány střídavým tahem a tlakem, mohou se projevovat únavové jevy.

Pohyb je u kloubového mechanismu klidnější, protože je zde pouze čepové tření.

Kloubový mechanismus nahrazuje vačku pro plátňovou vazbu. Společným náhonem vždy dvou listů a vhodnou volbou bodů na rámu je umožněna konstrukční jednoduchost navrženého mechanismu. Podobným mechanismem lze docílit požadovanou závislost pro vytváření képrové vazby 2 : 1. Konstrukční uspořádání by bylo komplikované. Je otázkou dalšího řešení. Náhrada vaček pro képrové vazby 2 : 2 a 3 : 1 je složitý úkol. Je nutné vytvořit přibližně klidové mechanismy pro dlouho trvající klidové doby. Zdá se že pro tyto vazby bude nejvýhodnějším hnacím členem mechanismu vačka.

Shrneme si výhody a nevýhody kloubových proslupních mechanismů.

Výhody :

- 1) jsou výrobně levnější než vačkové mechanismy

- 2) minimální vůle, jsou pružné
- 3) jsou výrobně i provozně jednodušší
- 4) mají klidnější pohyb, vyskytuje<sup>se</sup> pouze čepové tření
- 5) jsou vhodné pro stavy pracující vysokou rychlostí
- 6) jsou výhodnější po stránce ekonomické a technologické

Nevýhody :

- 1) mají větší počet členů
- 2) větší nároky na zastavěný prostor
- 3) vhodné pouze pro plátňovou vazbu, použití pro složitější vazby je komplikované
- 4) projevují se únavové jevy v těhlice mechanismu.

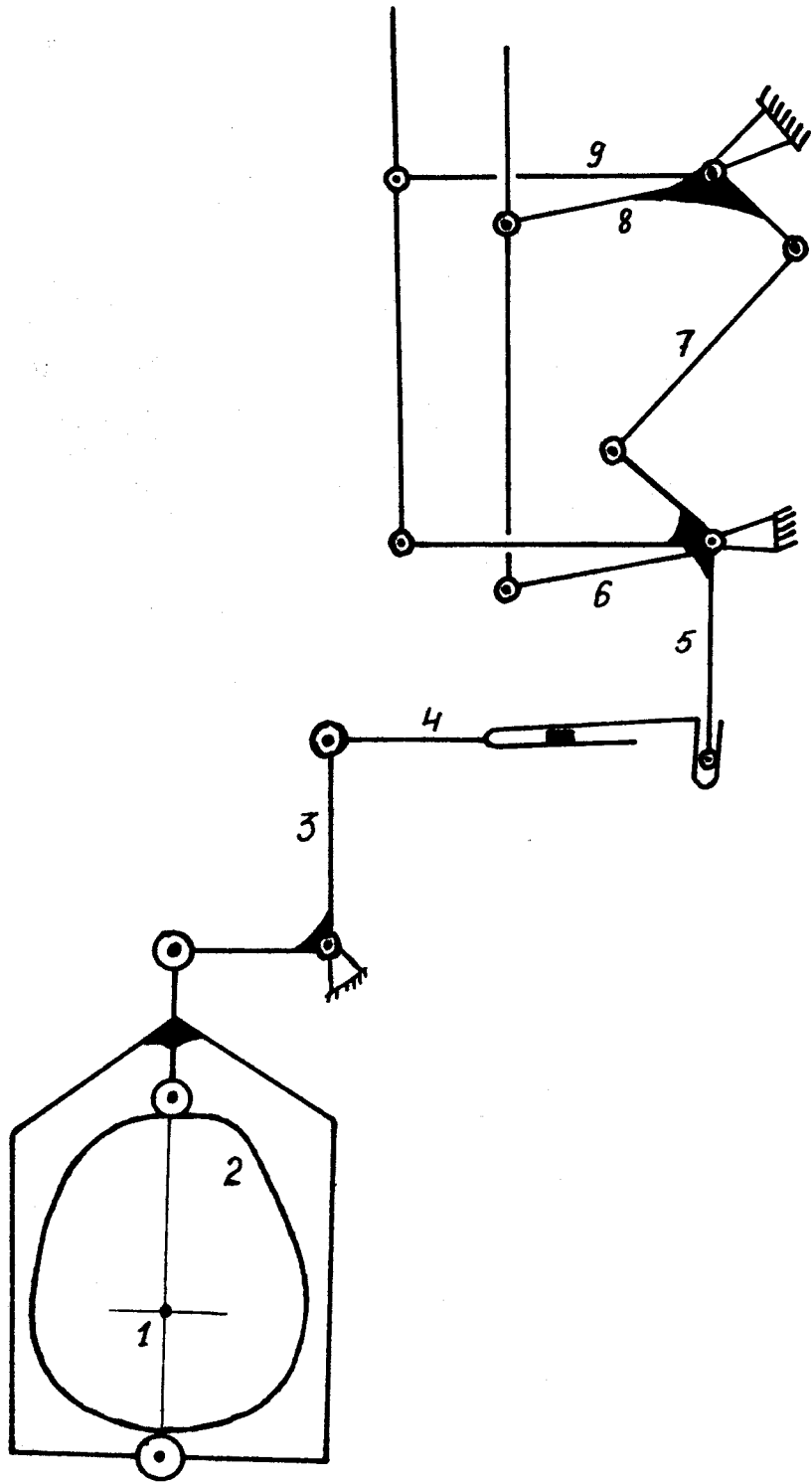
V této práci budeme dále sledovat syntézu kloubového prošlupního mechanismu, takového, aby mohl nahradit stavající vačkový mechanismus a současně odstranit některé závažné nedostatky, které vačkový mechanismus má.

## 2. Syntéza kloubového prošlupního mechanismu.

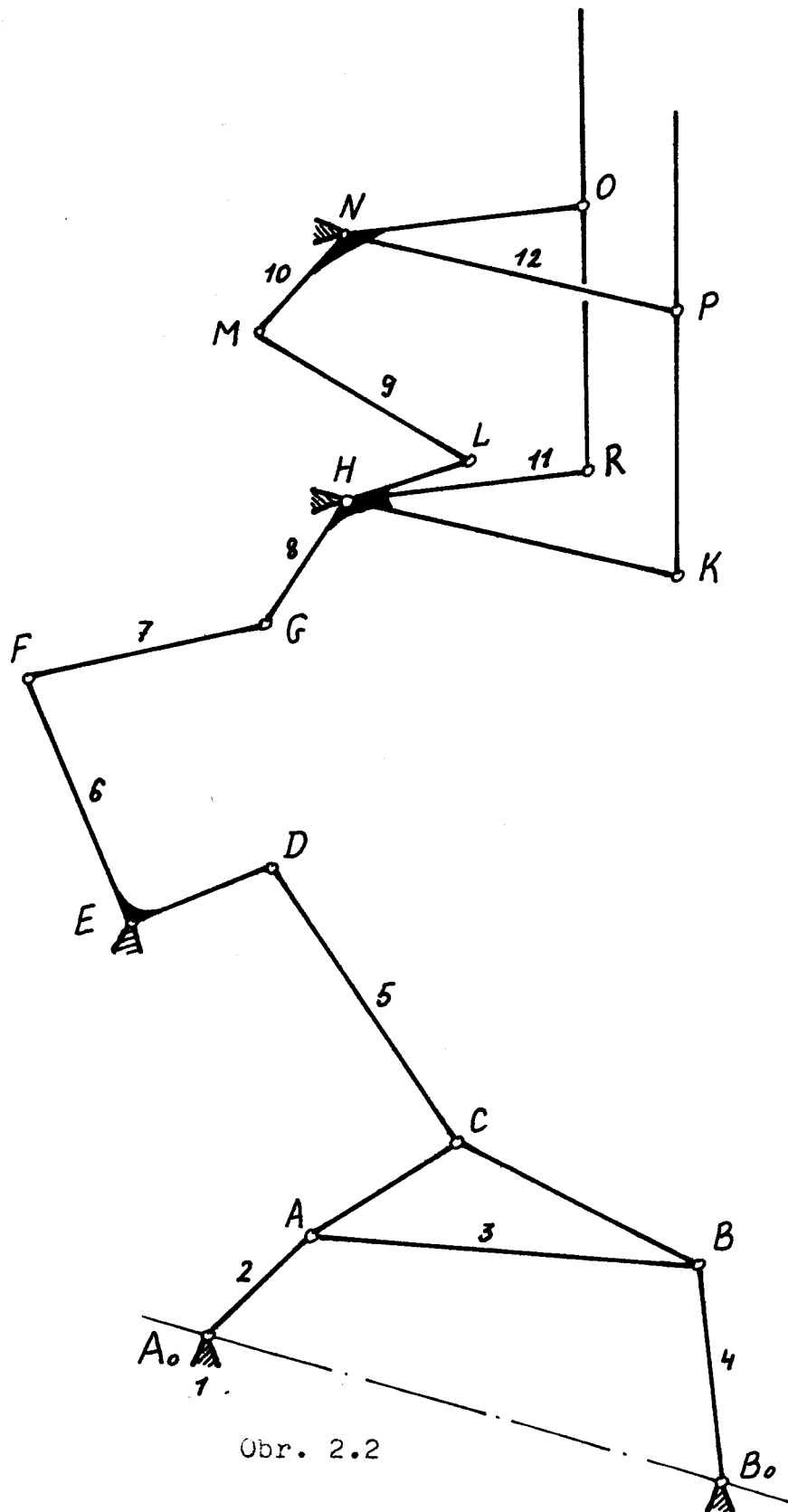
Jelikož celá tato práce má vyústit v konkrétní mechanismus, musíme přesně určit požadavky, které má konečný produkt naší práce mít.

Budeme tedy provádět syntézu prošlupního kloubového mechanismu na víceprošlupním tkacím stavu Kontis, kde v současné době pracuje vačkový prošlupní mechanismus (podle obr. 2. 1). Nový mechanismus musí být vyřešen tak, aby se vešl do prostoru na uvedeném typu stavu. Kloubový prošlupní mechanismus bude realizovat přibližný klid listů v rozsahu  $180^\circ$  pootočení kliky.

Překmitnutí listů v krajních polohách  $h$  nebude větší, než na stavajícím zařízení. Budeme konstruovat mechanismus pro plátnovou vazbu 1 : 1. Při konstruování vycházíme z modelu prošlupního mechanismu, který je k dispozici na katedře textilních a oděvních strojů VŠST Liberec. Zvolená struktura mechanismu je uvedena na ( obr. 2. 2).



Obr. 2.1



Obr. 2.2



## 2. 1. Syntéza kloubového proslupního mechanismu pomocí q - křivek.

Podívejme se na zvolenou strukturu proslupního mechanismu poněkud blíže (obr. 2. 2). Jak již bylo uvedeno dříve, je hlavní myšlenkou, na jejímž základě pracuje mechanismus, realizace takové trajektorie bodu  $C$  těhlice, která je tvořena v potřebném rozsahu dvěma kruhovými oblouky se stejnými poloměry křivosti a se středy na jedné straně trajektorie.

Takových bodů je určitá množina, která tvoří q- křivky (viz [1]). Pro přehlednost si uvedeme definici q- křivky.

Q - křivka je geometrické místo bodů ve dvou konečných polohách mechanismu se stejným poloměrem křivosti trajektorie.

Při odvození konstrukce q - křivky se vychází z toho, že body q - křivky leží v průsečících  $\rho$  - křivky sestrojené pro určitý poloměr křivosti v jedné poloze mechanismu s  $\rho$  - křivkou sestrojenou pro též poloměr křivosti, ale ve druhé poloze mechanismu. Blíže se o konstrukci q - křivky zmíníme v zvláštní kapitole. Přesné odvození a popis metody konstrukce q - křivky je uveden v práci [2]. Dále si uvedeme, jak budeme postupovat při syntéze tohoto mechanismu.

### Postup řešení :

- 1) volba základního čtyřkloubového mechanismu 1, 2, 3, 4, (obr. 2. 2),
- 2) volba jedné polohy základního čtyřkloubového mechanismu, ve které má být realizován klid,
- 3) konstrukce q - křivky v jedné takto zvolené poloze mechanismu,
- 4) volba polohy bodu  $C$  na q - křivce,
- 5) syntéza zbývajících částí proslupního mechanismu na základě omezení plynoucích z volby polohy bodu  $C$  a na základě požadované velikosti zdvihu.

### 2. 1. 1. Volba základního čtyřkloubového mechanismu.

Prvním problémem syntézy uvedeného mechanismu je volba základního čtyřkloubového mechanismu 1, 2, 3, 4. Nejprve je třeba dát odpověď na otázku, jestli všechny čtyřkloubové mechanismy se strukturou (podle obr. 2. 2), kterých je nekonečně mnoho, jsou schopny plnit funkci ve zvoleném proslupném mechanismu. Z názoru je zřejmé, že všechny čtyřkloubové mechanismy nevyhovují. Musíme tedy určit alespoň některá kritéria pro volbu tohoto mechanismu.

Prvním požadavkem je omezená velikost mechanismu, to je prostor, který zaujme a potřebuje pro pohyb. Protože má být proslupný mechanismus použit na reálný stroj s omezeným prostorem, je tím dána i velikost mechanismu.

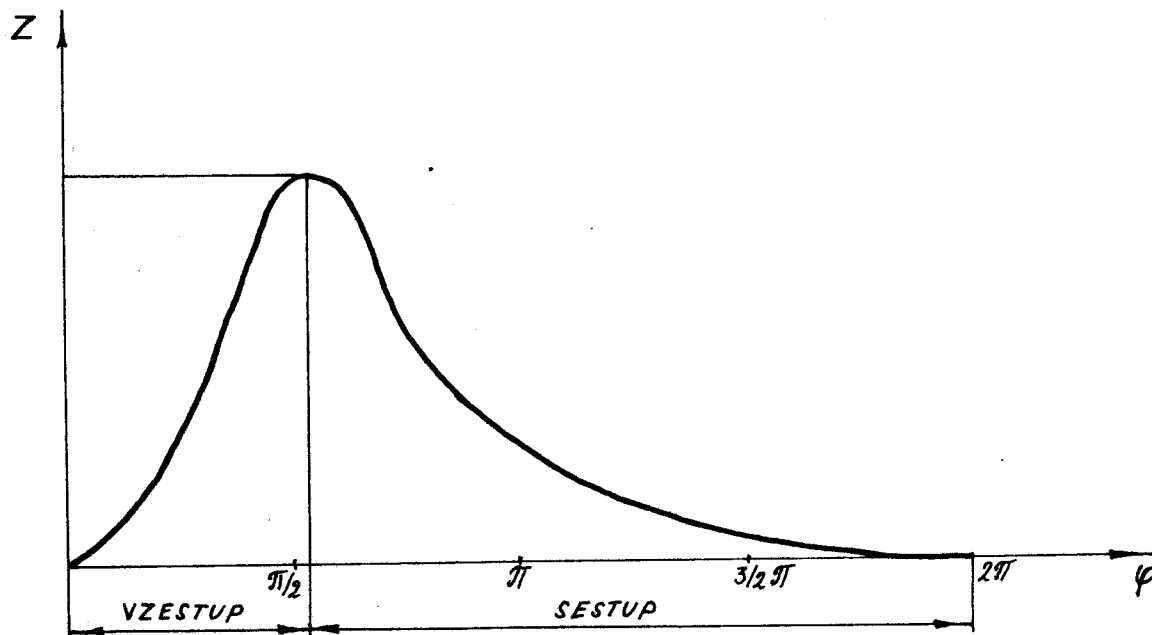
Dalším omezením je požadovaná spodní hranice velikosti transformačních úhlů. Snažíme se o co nejlepší transformační úhly a položíme si podmínku, že nesmí být menší než  $45^\circ$ .

Těmito podmínkami jsme se dostali do jistého reálného prostoru, přesto však můžeme ještě volit z nekonečného počtu čtyřkloubových mechanismů. Na první pohled by se mohlo zdát, že všechny čtyřkloubové mechanismy, splňující uvedené dvě podmínky, mohou plnit funkci základního čtyřkloubového mechanismu ve zkoumaném proslupném mechanismu pro platnovou vazbu. Při bližším zkoumání závislosti pootočení kliky 2 a pootočení vahadla 4, (viz. [3]), ukaže se, že některé mechanismy jeví značnou časovou nesymetrii. Co rozumíme pod pojmem časová nesymetrie, je zřejmé z (obr. 2. 3). Na vzestupnou část křivky připadá podstatně menší část pootočení kliky než na část sestupnou.

Kdybychom použili takovýto mechanismus ve zkoumaném případě, přenesla by se tato časová nesymetrie až na hnaný člen. A to je pro náš případ nepoužitelné.

Pokusme se určit podmínky, při nichž vzniká časová nesymetrie mechanismů. V literatuře lze nalézt mnoho metod pro syntézu různých mechanismů, ale vždy se jedná o interpretace určité trajektorie z hlediska geometrického,

kdežto časový průběh je možno zkoumat až na hotové struktuře, neboli nemůžeme si ji stanovit předem ani v určitých mezích.

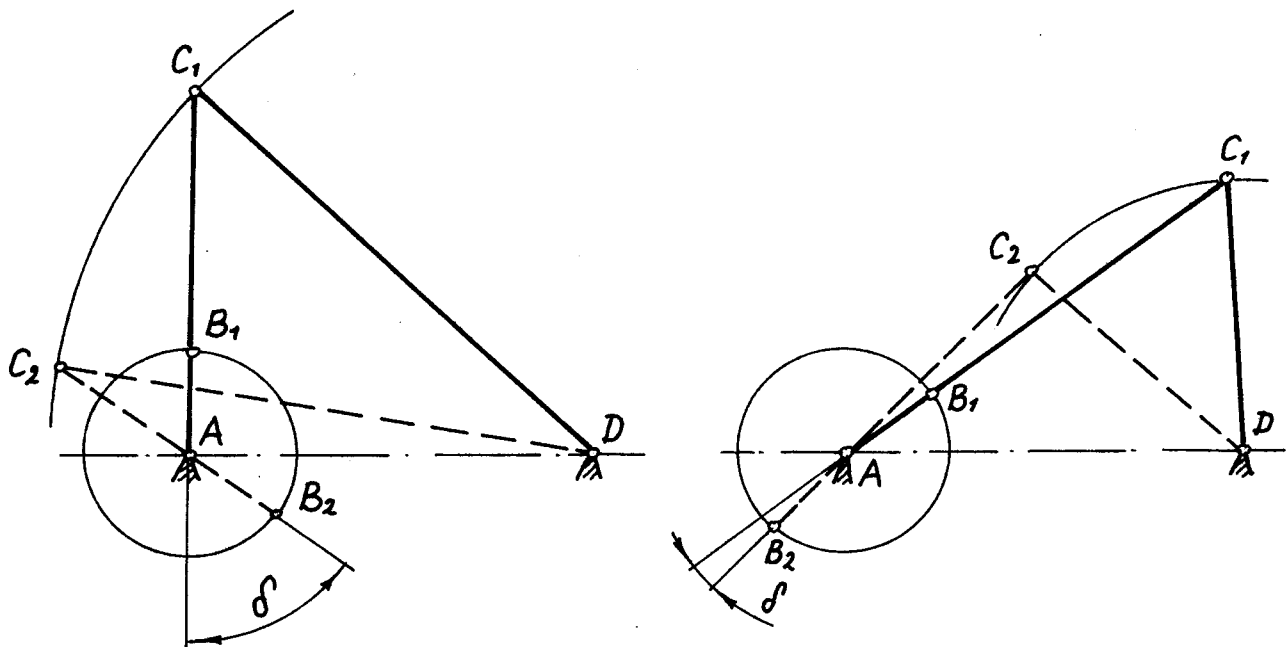


Obr. 2.3

Podrobným zkoumáním chování čtyřkloubových mechanismů je možno dojít k závěru, že časový průběh pohybu členu 4 je určen třemi faktory, které vyjadřují všechny určující parametry mechanismu.

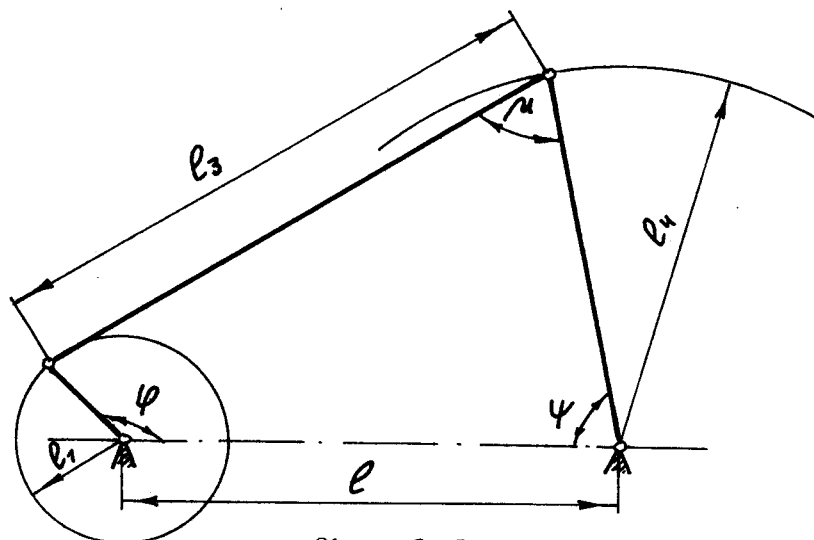
Jako měřítko časové nesymetrie si zvolíme úhel  $\delta$ , který budeme definovat jako absolutní velikost rozdílu polohy kliky 2 při jedné krajní poloze hnaného členu 4, vzhledem k symetrické poloze kliky, kterou by měla zaujmout při druhé krajní poloze členu 4.

Měření úhlu  $\delta$  je názorně vidět z (obr. 2. 4).



Obr. 2.4

a) Prvním parametrem, který ovlivňuje časovou nesymetrii čtyřkloubových mechanismů (obr. 2. 5) je poměr  $l_4/l_1$ .

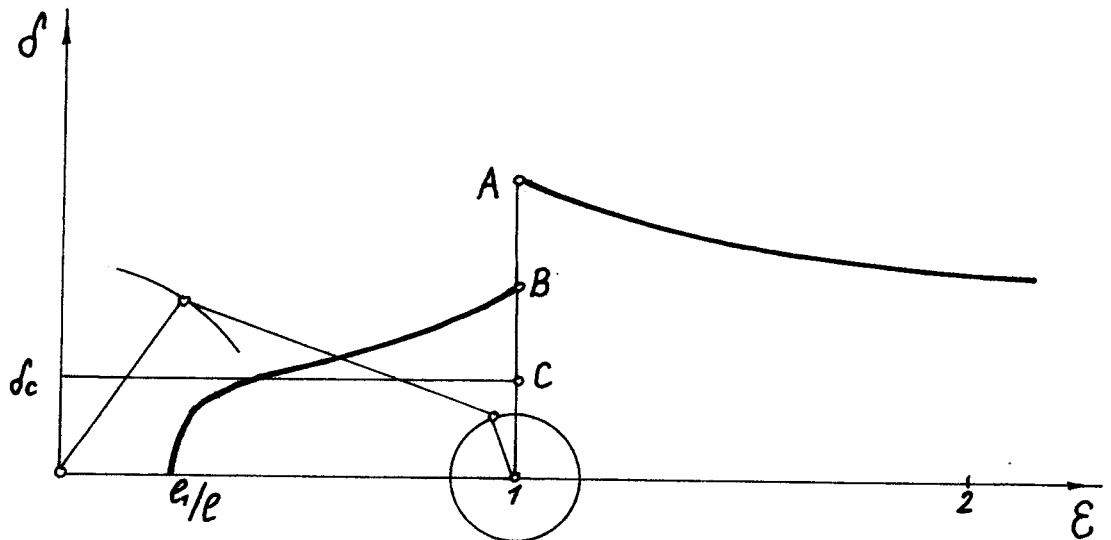


Obr. 2.5

Tento poměr si označíme  $\mathcal{E}$ .

$$\mathcal{E} = \frac{l_4}{l}$$

Vliv parametru  $\mathcal{E}$  je vidět názorně z diagramu na (obr. 2. 6)



Obr. 2.6

Diagram můžeme rozdělit na dvě části. Hranici mezi oběma částmi tvoří poloměr  $\mathcal{E} = 1$ . Při tomto poloměru dochází k nespojitosti v průběhu grafu. Body A a B ke křivkám diagramu nepatří. V bodě  $\mathcal{E} = 1$  je úhel  $\delta$  roven úhlu  $\delta_c$ . K této nespojitosti dochází v důsledku skokové změny polohy kliky, odpovídající jedné krajní poloze mechanismu. Nulová nesymetrie nastane v případě, že poloměr vahadla 4 je stejný jako poloměr kliky 2. S rostoucím  $\mathcal{E}$  roste časová nesymetrie až do bodu  $\mathcal{E} = 1$ , kde dochází k nespojitosti. Extrém nesymetrie nastává při poměru  $\mathcal{E}$  blížícím se k jedné zprava.

$$\lim_{l_4 \rightarrow l} \mathcal{E} = 1$$

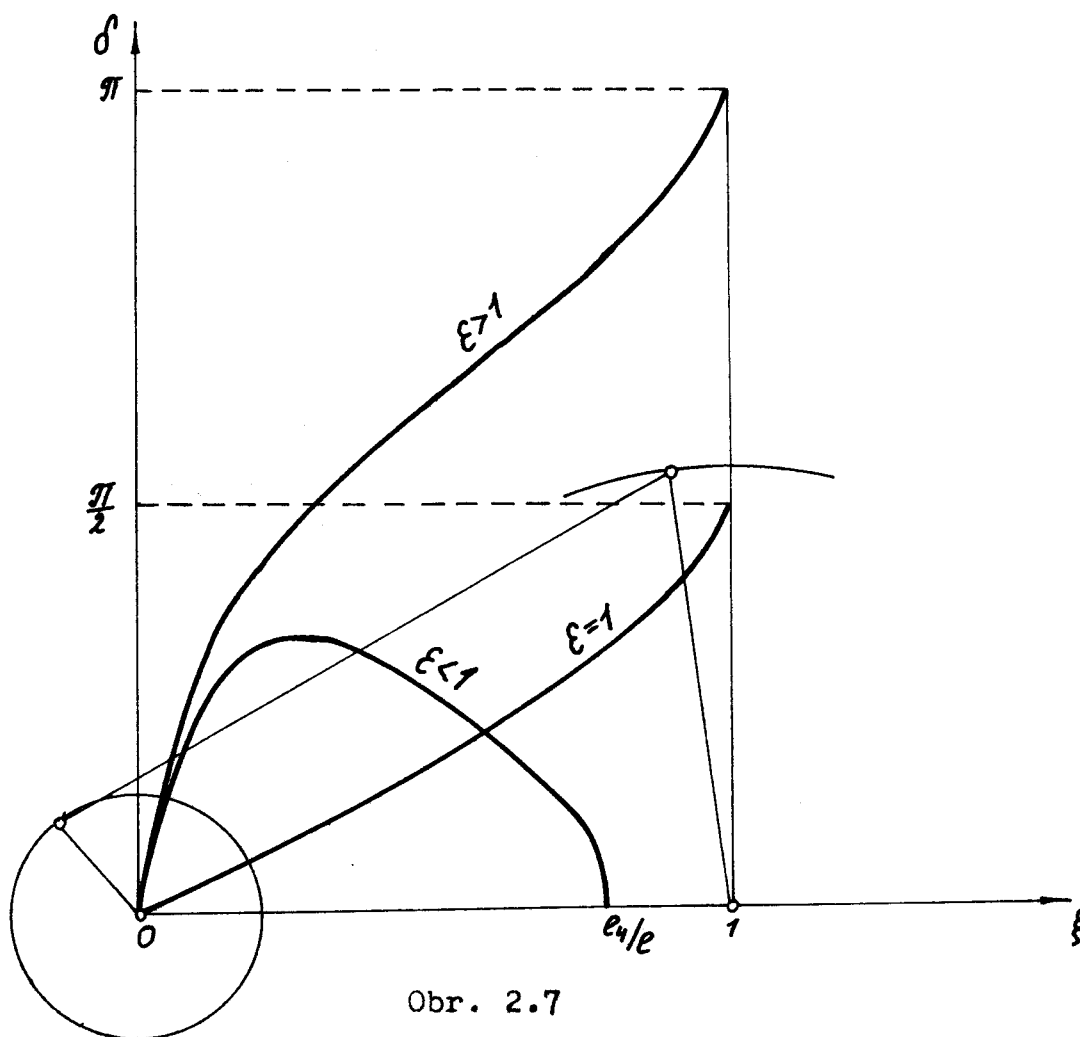
$$(2. 1. 1. 1)$$

Od bodu  $\varepsilon = 1$  vpravo časová nesymetrie opět mírně klesá. Absolutní velikost úhlu  $\delta$  není v diagramu uvedena, protože je závislá na zbývajících dvou parametrech. To je na průměru klikové kružnice a na délce ojnice 3.

b) Druhým parametrem je poloměr klikové kružnice  $l_1$ . Vyjádříme jej poměrem  $\xi$ .

$$\xi = \frac{l_1}{l} \quad (2.1.1.2)$$

Diagram, který znázorňuje závislost úhlu nesymetrie  $\delta$  na poměru  $\xi$ , se rozpadá na tři větve, které vycházejí z počátku (obr. 2.7).



Obr. 2.7

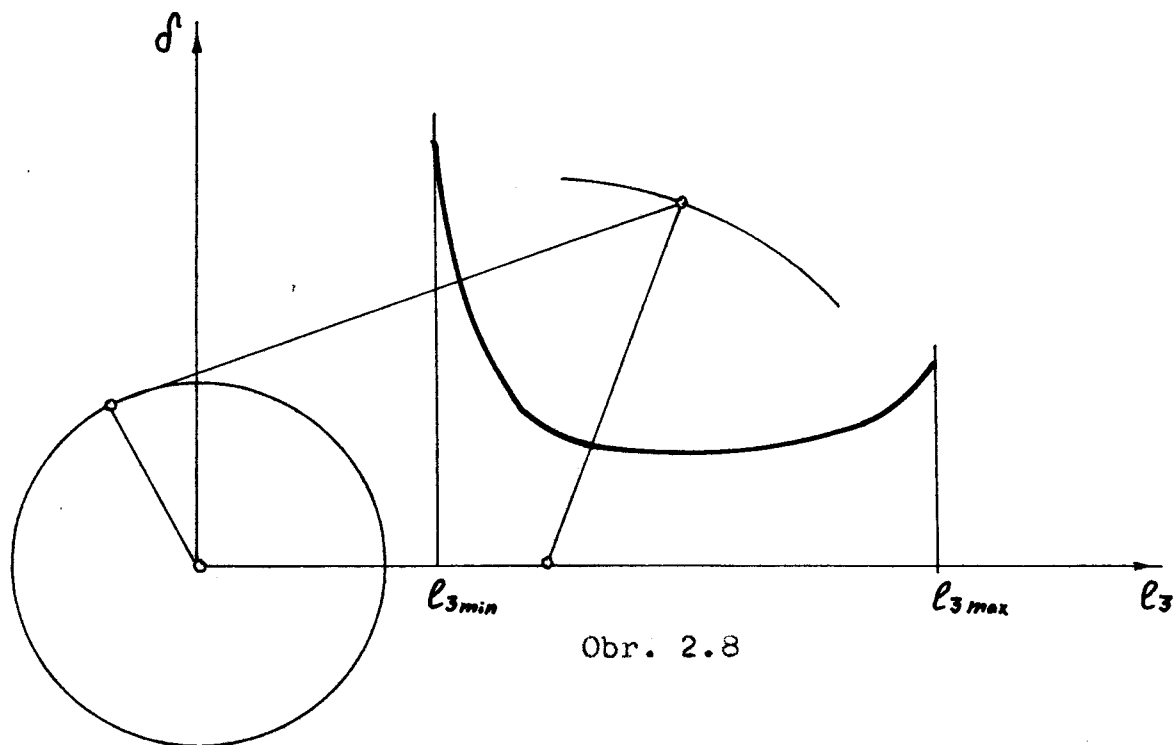
První větev  $\mathcal{E} < 1$  odpovídá levé části diagramu (obr. 2. 6). Tato větev končí v bodě  $l_1 = l_4$ , protože větší poloměr kliky by vedl na dvojvahadlový systém.

Křivka označená  $\mathcal{E} = 1$  odpovídá, jak již napovídá označení, poměru  $\mathcal{E} = 1$ . Jelikož v tomto bodě má funkce  $\delta = \delta(\mathcal{E})$  nespojitost, má tento poměr svou vlastní závislost na poměru  $\xi$ . Maximum této funkce je v bodě  $l_1 = 1$  ze stejného důvodu, jako předcházející větev.

Třetí větev označená  $\mathcal{E} > 1$ , odpovídá pravé části diagramu (obr. 2. 6). Zde je možno dosáhnout maximálního úhlu nesymetrie  $\delta = \pi$ , jak je vidět z diagramu (obr. 2. 7)

Musíme však poznamenat, že extrémy ve větích  $\mathcal{E} = 1$  a  $\mathcal{E} > 1$  nejsou *reálně* využitelné, protože velké poloměry klikových kružnic vedou k neunosně malému transformačnímu úhlu  $\mu$ .

c) Třetím a posledním parametrem, určujícím velikost časové nesymetrie, je délka ojnice 3. Kdybychom vztáhli délku ojnice některému dalšímu parametru mechanismu, jako jsme to udělali v obou předchozích případech, ztratil by diagram svou názornost. Proto je diagram uspořádán podle (obr. 2. 8)



Obr. 2.8

Minimální délku ojnice určíme ze vztahu

$$l_{3min} = (l_4 - l) + l_1 \quad (2. 1. 1. 3)$$

Maximální délku ojnice určíme ze vztahu

$$l_{3max} = l_4 + l - l_1 \quad (2. 1. 1. 4)$$

Z diagramu je vidět, že praktické ovlivnění časové nesymetrie délkou ojnice je velmi omezené, protože použití extrémně krátkých ojníc vede na nevyhovující transformační úhly. Současně můžeme z diagramu vyčíst, že v poměrně velkém rozsahu délek ojníc je mechanismus na změnu délky ojnice necitlivý. O absolutní velikosti úhlu  $\delta$  v diagramu (obr. 2. 8) platí totéž, co bylo napsáno o (obr. 2. 6).

Shrnutím uvedených poznatků můžeme vyjádřit případ maximální časové nesymetrie. Maximum nastane při :

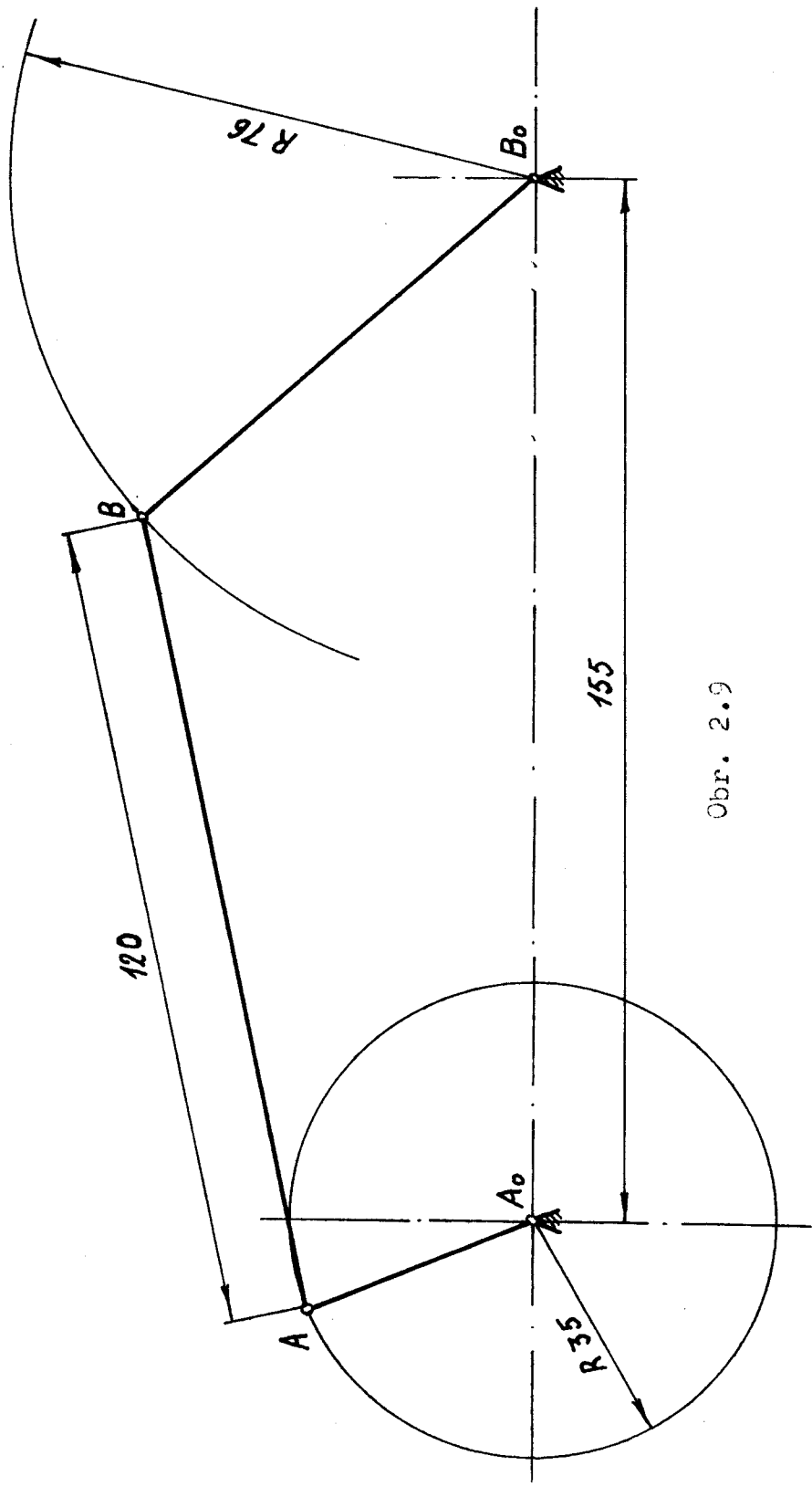
$$\begin{aligned} \lim_{l_4 \rightarrow l^*} \varepsilon &= 1 \\ l_1 &= l \end{aligned} \quad (2. 1. 1. 5)$$

$$l_3 = (l_4 - l) + l_1$$

Je nutno poznamenat, že toto maximum je pouze teoretické, protože  $\delta_{max} = 2\pi$ , což znamená, že by se hnaný člen 4 nepohyboval.

S použitím výše uvedených zákonitostí a omezujících kritérií byl zvolen základní čtyřkloubový mechanismus 1, 2, 3, 4 uvedeny na (obr. 2. 9).





Obr. 2.9

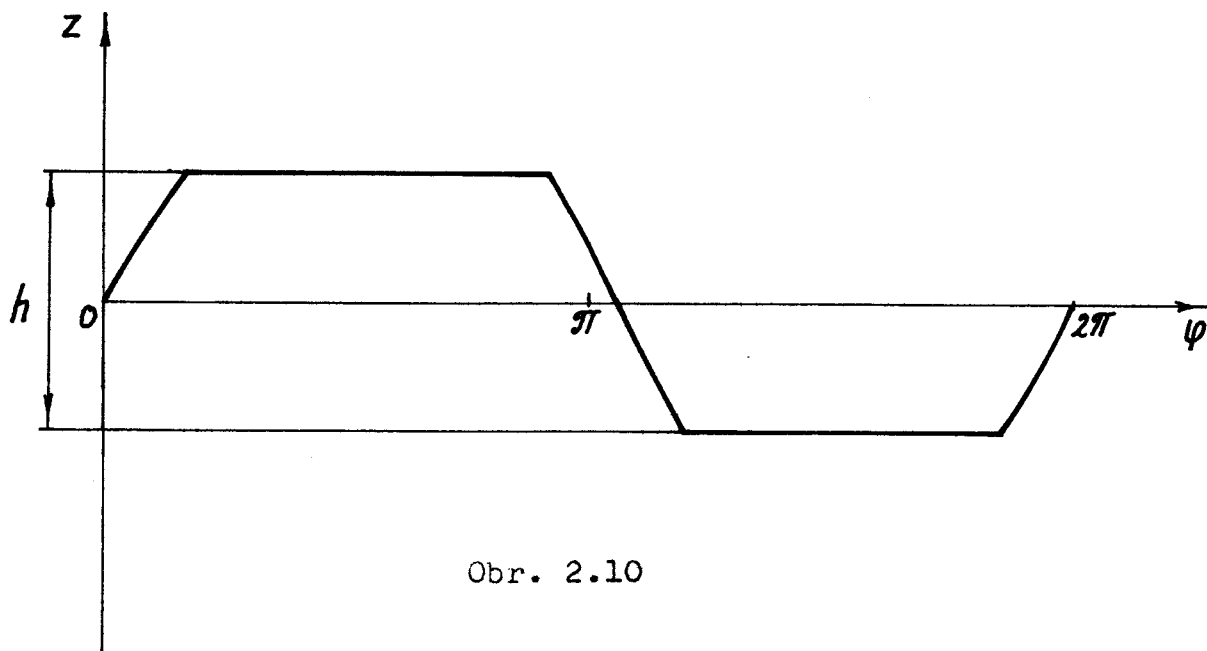
2. 1. 2 Volba jedné z poloh základního čtyřkloubového mechanismu, ve které má být realizován klid.

Teoreticky můžeme konstruovat  $q$  - křivku pro libovolné dvě polohy čtyřkloubového mechanismu. Z funkce prošlupního mechanismu je zřejmé, že polohy mechanismu, pro které budeme konstruovat  $q$  - křivku, musí být pootočený o úhel  $180^\circ$ , měřeno na klíce. Ale tím ještě není dána podmínka pro volbu jedné z poloh. Tu vhodně zvolíme po prokreslení zdvihové závislosti hnaného členu.

Jako první polohu mechanismu pak zvolíme jednu z poloh kdy zdvihová závislost hnaného členu protíná osu (obr. 2. 10).

Druhou polohu mechanismu určíme pootočením o úhel  $180^\circ$ .

Tím jsou určeny obě polohy základního čtyřkloubového mechanismu potřebné pro konstrukci  $q$  - křivky. V obou polohách má být realizován alespoň přibližný klid listů.



Obr. 2.10

### 2. 1. 3 Konstrukce q - křivky.

Q - křivka je geometrickým místem bodů mechanismu, které mají ve dvou polohách mechanismu stejný poloměr křivosti. Q - křivka - je algebraická křivka devátého stupně.

Bod q - křivky pro určitý poloměr křivosti leží v průsečíku dvou  $\rho$  - křivek zkonstruovaných pro stejný poloměr křivosti ve dvou polohách mechanismu.

Rovnice  $\rho$  - křivky pro určitý poloměr křivosti v pravouhlých souřadnicích  $x \equiv t$ ,  $y \equiv n$ , tj. s počátkem souřadnic v okemžitém středu otáčení P, pro mechanismus v první poloze je dána vztahem.

$$(x^2 + y^2)^3 - \rho^2(x^2 + y^2 - d_{o1}y)^2 = 0 \quad (2. 1. 3. 1)$$

$d_{o1}$  je průměr kružnice obratu  
v první poloze.

Rovnice  $\rho$  - křivky pro stejný poloměr křivosti v tom-  
též souřadném systému ve druhé poloze mechanismu je dána  
vztahem.

$$[(x - x_o)^2 + (y - y_o)^2]^3 - \rho^2[(x - X_o)^2 + (y - Y_o)^2 - (\frac{d_{o2}^1}{2})^2]^2 = 0 \quad (2.1.3.2)$$

$x_o, y_o$  ... souřadnice pólu  $P_2^1$  členu 3

$d_{o2}^1$  ... průměr kružnice obratu  
členu 3 ve druhé polo-  
ze přemístěné do první  
polohy.

$X_o, Y_o$  ... souřadnice středu kružnice  
obratu  $k_{o2}^1$  přemístěné do  
první polohy členu 3.

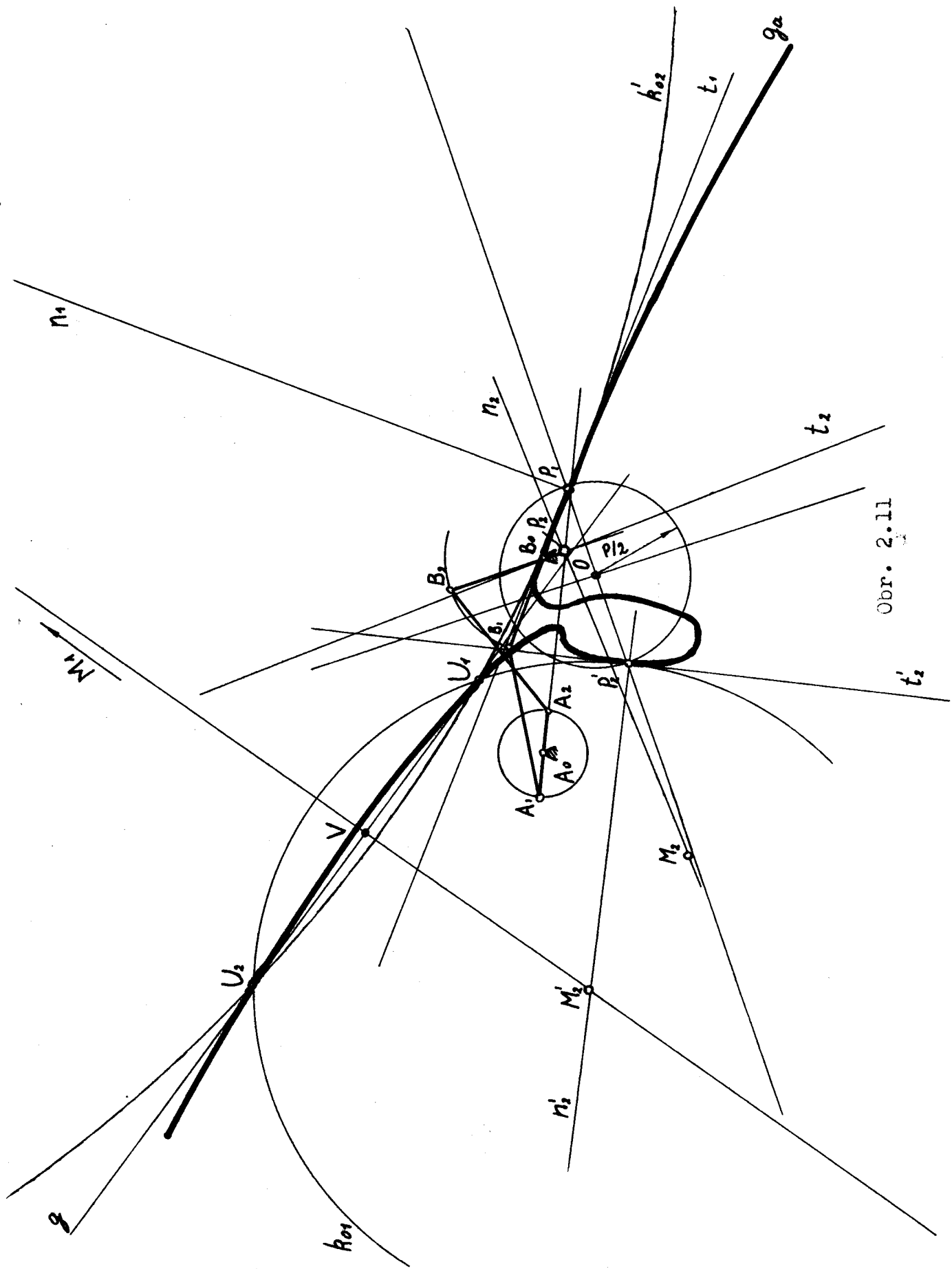
Řešením rovnic (2.1.3.1) a (2.1.3.2) jako soustavy dvou  
rovnic dostaneme pro volené poloměry křivosti  $\rho$  postupně  
body q - křivky.

Pro zjednodušení se provádí konstrukce  $q$  - křivky graficko - počítařsky. Přesné odvození této metody a její popis včetně příkladu je uveden v práci [2].

$Q$  - křivka se skládá z několika větví. Dvě větve  $q_b, q_c$  jsou tvořeny body, které mají stejné poloměry křivosti, ale opačný smysl zakřivení. Tyto dvě větve nemají pro konstrukci klidových mechanismů význam, a proto je nebudeme prokreslovat.

Pro konstrukci klidových mechanismů jsou upotřebitelné právě body větví  $q'_a, q''_a$ , neboť jejich trajektorie mají v obou polohách roviny 3 stejnou číselnou hodnotu i smysl poloměru křivosti.

V tabulce 2.1. jsou uvedeny číselné hodnoty potřebné pro graficko - počítařskou konstrukci  $q$  - křivky. Na obr.2.11 je prokreslena část jedné větve  $q$  - křivky, které je reálně použitelná ve zkoumaném případě.



Obr. 2.11

Parametry odměřené z mechanismu / obr. 2.11/

$$\frac{p}{2} = 40 \text{ mm}$$

$$\frac{l}{2} = 665 \text{ mm}$$

$\zeta$	$\frac{a - \zeta^2 + 1}{p/2 \zeta^2 - 1}$	$\frac{b' - \zeta^3 + 1}{l/2 \zeta^2 - 1}$	$\alpha$	$b'$	$r$
6,00	1,05714	1,00930	1,90285	18,11694	0,61714
4,00	1,13330	1,03170	2,03994	18,51902	0,95988
2,40	1,42020	1,15600	2,55636	20,7502	1,81521
2,00	1,66670	1,28570	3,00006	23,07832	2,40007
1,80	1,89290	1,41390	3,40722	25,37951	2,89295
1,73	2,00356	1,47873	3,60641	26,5432	3,12509
1,72	2,02124	1,48918	3,63823	26,73078	3,16176
1,70	2,05820	1,51110	3,70476	27,12424	3,23809
1,65	2,16110	1,57271	3,88998	28,23014	3,44842
1,60	2,28205	1,64060	4,10769	29,44877	3,69230
1,55	2,42600	1,73420	4,36680	31,12889	3,97856
1,53	2,49154	1,77477	4,48477	31,85712	4,10769
1,50	2,60000	1,84210	4,68000	33,06569	4,32000
1,45	2,81410	1,97630	5,06538	35,47459	4,73477
1,40	3,08330	2,14683	5,54994	38,53559	5,24993
1,35	3,43161	2,36950	6,17689	42,53253	5,88999
1,30	3,89850	2,67080	7,01730	47,94086	6,78214
1,28	4,13283	2,82290	7,43909	50,67106	7,21804
1,25	4,55556	3,09831	8,20001	55,61466	8,00000
1,20	5,54540	3,74720	9,98172	67,26224	9,81808

Tab. 8.2.1

#### 2.1.4 Volba polohy bodu C na q - křivce.

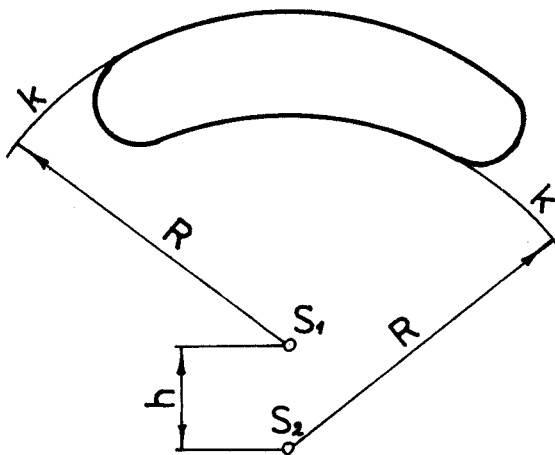
Pro volbu polohy bodu C na q - křivce nemáme žádné kritéria, kromě toho, že bod C musí ležet v určitém omezeném prostoru, které je dán prostorovými možnostmi použitého stavu. Toto omezení však není zdaleka postačující k vhodnému určení polohy bodu C.

V současné době není známa žádná studie, která by se zabývala chováním a vlastnostmi bodů q - křivky v celém jejím rozsahu.

Je jisté, že všechny body q - křivky mají ve dvou polohách mechanismu stejný poloměr křivosti. Pokud budeme sledovat jen větev  $q_a$ , máme zajištěno i to, že oba poloměry křivosti budou mít stejný smysl. Nevíme ale nic o tom, v jakém rozsahu pootočení kliky lze tímto poloměrem křivosti aproximovat trajektorii daného bodu C. Je velmi pravděpodobné, že rozsah aproximace se mění v průběhu q - křivky. Tento problém by si však žádal mnohem hlubšího studia, než jaké je možno provést v rámci této práce.

Existenční větou pro syntézu zkoumaného mechanismu je Altova definice vlastností bodu q - křivky.

Z této definice je zřejmé, že se jedná o body se stejným poloměrem křivosti ve dvou polohách mechanismu. Není v ní však řečeno nic o tvaru trajektorie takových bodů. Pro náš případ klidového mechanismu je ideálním tvarem trajektorie podle obr. 2.12.



Obr. 2.12

Pokusme se nyní dát odpověď na otázku, jako jsou tvary trajektorií bodů  $q$  - křivky.

Na toto téma provedl Alt poměrně rozsáhlou studii. Prokreslil více než dvě stě různých mechanismů. U každého mechanismu bylo prozkoumáno několik bodů a nalezená  $q$  - křivka. Na základě této studie byly učiněny závěry, které budou dále uvedeny.

Pro lepší a názornou představu si uvedeme trajektorie různých bodů těhlice jednoho čtyřkloubového mechanismu (obr. 2.13). Jednotlivé body leží na přímce, která je rovnoběžná s těhlicí a v uvedené poloze protíná  $q$  - křivku přibližně kolmo.  $Q$  - křivka je sestrojena pro dvě polohy mechanismu pootočené o  $180^\circ$ .

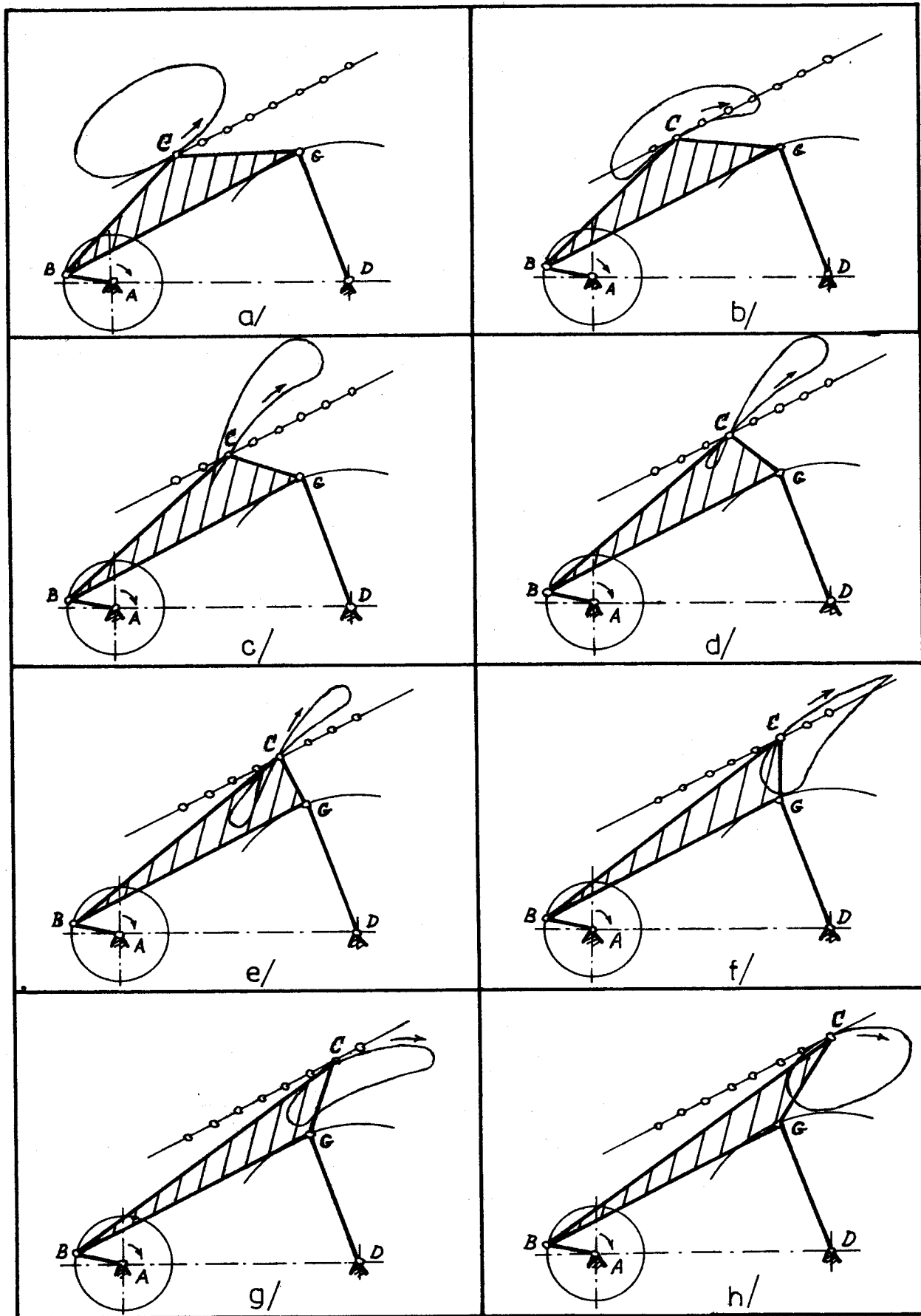
Na obr. 2.13 je vidět vývoj trajektorií od eliptické, přes "osmičku", až opět po elipsu. Všechny uvedené body, kromě obou krajních, jsou vlastně body určitých  $q$  - křivek. Jejich trajektorie splňují podmínku stejných poloměrů ve dvou polohách mechanismu.

Body  $q$  - křivky, sestrojené pro dvě polohy mechanismu pootočené o  $180^\circ$ , tvoří trajektorie ve tvaru "osmičky".

Body  $q$  - křivek, sestrojených pro dvě polohy mechanismu pootočené o úhel menší než  $180^\circ$ , tvoří trajektorie ve tvaru od nesymetrických osmiček (obr. 2.13d) až po trajektorie s bodem vratu (obr. 2.13f). Z uvedeného příkladu, který je podle provedeného rozboru charakteristický pro celý průběh  $q$  - křivek plyne, že ideální trajektorie podle obr. 2.12 prakticky neexistuje. Nejvíce se k ní přibližují trajektorie podle obr. 2.13b a obr. 2.13g.

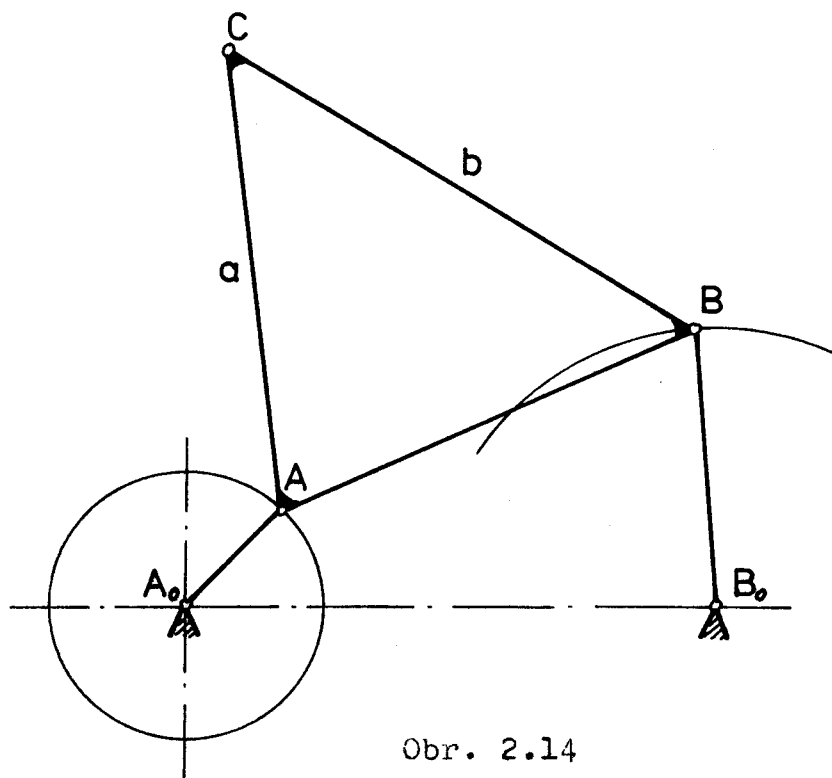
Pro použití v klidových mechanismech jsou trajektorie podle obr. 2.13c - f nevhodné, protože jejich použití vede k mechanismům s příliš malými transformačními úhly mezi členy 5 a 6 (obr. 2.2). Trajektorie podle obr. 2.13d, e vedou dokonce na nulové transformační úhly.





Z uvedeného výsledku plyne, že z hlediska vhodné trajektorie by bylo potřeba konstruovat  $q$  - křivku pro dvě polohy mechanismu pootočené o úhlu dostatečně menší než  $180^\circ$ . Jelikož však není možné předem stanovit potřebný úhel pootočení obou poloh, dosáhneme dostatečně přesného řešení použitím  $q$  - křivky zkonstruované v předcházejícím odstavci. Nepoužijeme, ale přímo bod této křivky, kdežto zkusmo jej posuneme buď vpravo nebo vlevo od zkonstruované  $q$  - křivky. Touto úpravou dostaneme bod C do oblasti, kde již nejsou trajektorie osmičkové ani s body vratu.

U daného čtyřkloubového mechanismu bylo vyzkoušeno několik bodů  $q$  - křivky i vedle ní. Byly prokresleny trajektorie bodu C (přílohy č. 1, č.2). V našem případě, v němž jde o klidové doby listů v jeho krajních polohách, těhlice čtyřkloubového mechanismu byla zvolena jako ternární člen (obr. 2.14).



Obr. 2.14

Vzhledem k tomu, že jsme nepoužili přímo bod  $q$  - křivky, zkonstruované pro dvě polohy mechanismu, pootočené o  $180^\circ$ , ale nějaké jiné s úhlem pootočení menším a přesto chceme realizovat klid ve dvou polohách mechanismu pootočených o  $180^\circ$ , poloměry křivosti  $R_1$  a  $R_2$  nemusí být stejné. Určíme proto aritmetický průměr obou poloměrů křivosti a získáme tak střední poloměr křivosti  $R_s$ .

Pro zjištění ideální trajektorie bodu C byl použit tento způsob. Byl zvolen bod C posunutý vpravo od  $q$  - křivky. Zatím byla prozkoumána oblast vedle tohoto bodu a bylo zjištěno, že trajektorie bodu C se blíží k ideální při zvětšování rozměru  $a$ , při konstantním  $b = 150$  mm. Zmenšují se poloměry křivosti a jejich rozdíl. Ale do určité hodnoty, potom poloměry zase rostou a roste i jejich rozdíl. V příloze č. 1 jsou uvedeny tři varianty a hodnoty jsou uvedeny v tab. č. 2.2.

	$R_1$ mm	$R_2$ mm	$R_s$ mm	$a$ mm
1	188,5	289	238,75	120
2	160	187	173,5	126
3	120	182,5	245	145

$b = 150$  mm

Tab. č. 2.2

Optimálním rozměrem je  $a = 126$  mm. Změnou rozměru  $b$ , při konstantním  $a = 126$  mm, dostaneme trajektorii, která je nejbliž k ideální při  $b = 145$  mm, (příloha č. 2). Hodnoty jsou uvedeny v tab. č. 2.3.

	$b$ mm	$R_1$ mm	$R_2$ mm	$R_s$ mm
1	150	160	187	173,5
2	145	160	160	160
3	140	207	148	177,5

$a = 126$  mm

Tab. č. 2.3.

Tak byly zvoleny rozměry  $a = 126$  mm,  $b = 145$  mm (příloha č. 3). Tyto rozměry také vyhovují z hlediska technologičnosti konstrukce a prostorovým možnostem daného stavu.

Klidová doba odpovídá pootočení kliky na úhel větší než  $90^\circ$ , úhel potřebný pro platnovou vazbu.

## 2.2. Syntéza zbývající části prošlupního mechanismu.

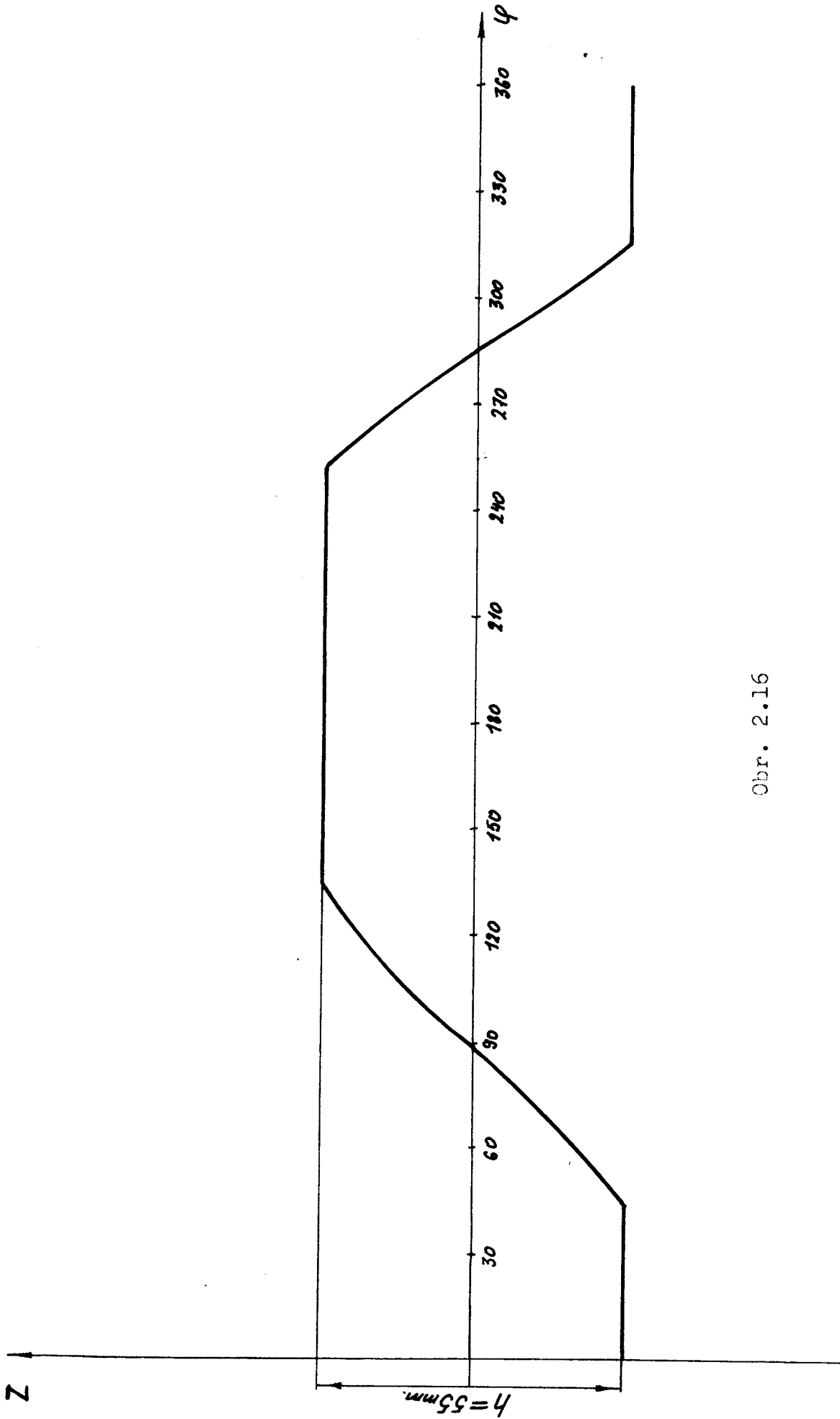
Nejprve zvolíme na trajektorii bodu C dva úseky omezené body 15 - 3 a 7 - 11, ve kterých má být realizován klid (příloha č. 4). Na klidové kružnici je vidět, že bodům 15 - 3 a 7 - 11 odpovídají úseky pootočení kliky, které jsou vzhledem k sobě pootočený o úhel  $180^\circ$ , jak to odpovídá požadavkům funkce prošlupního mechanismu pro plátnovou vazbu. Tyto úseky aproximujeme kruhovými oblouky se středy  $S_1$  a  $S_2$  a poloměry  $R_1$  a  $R_2$ . V našem případě  $R_1 = R_2$ . Postup je znázorněn v příloze č. 4. Dále sestrojíme symetrálu bodů  $S_1$  a  $S_2$ , kterou označíme  $\sigma$ .

Na symetrále  $\sigma$  musí ležet střed otáčení vahadla 6 označený E. Polohu bodu E je možno na symetrále volit libovolně. Jestliže položíme body  $S_1$  a  $S_2$  kružnici  $k_3$  se středem v bodě E, dostaneme trajektorii bodu D.

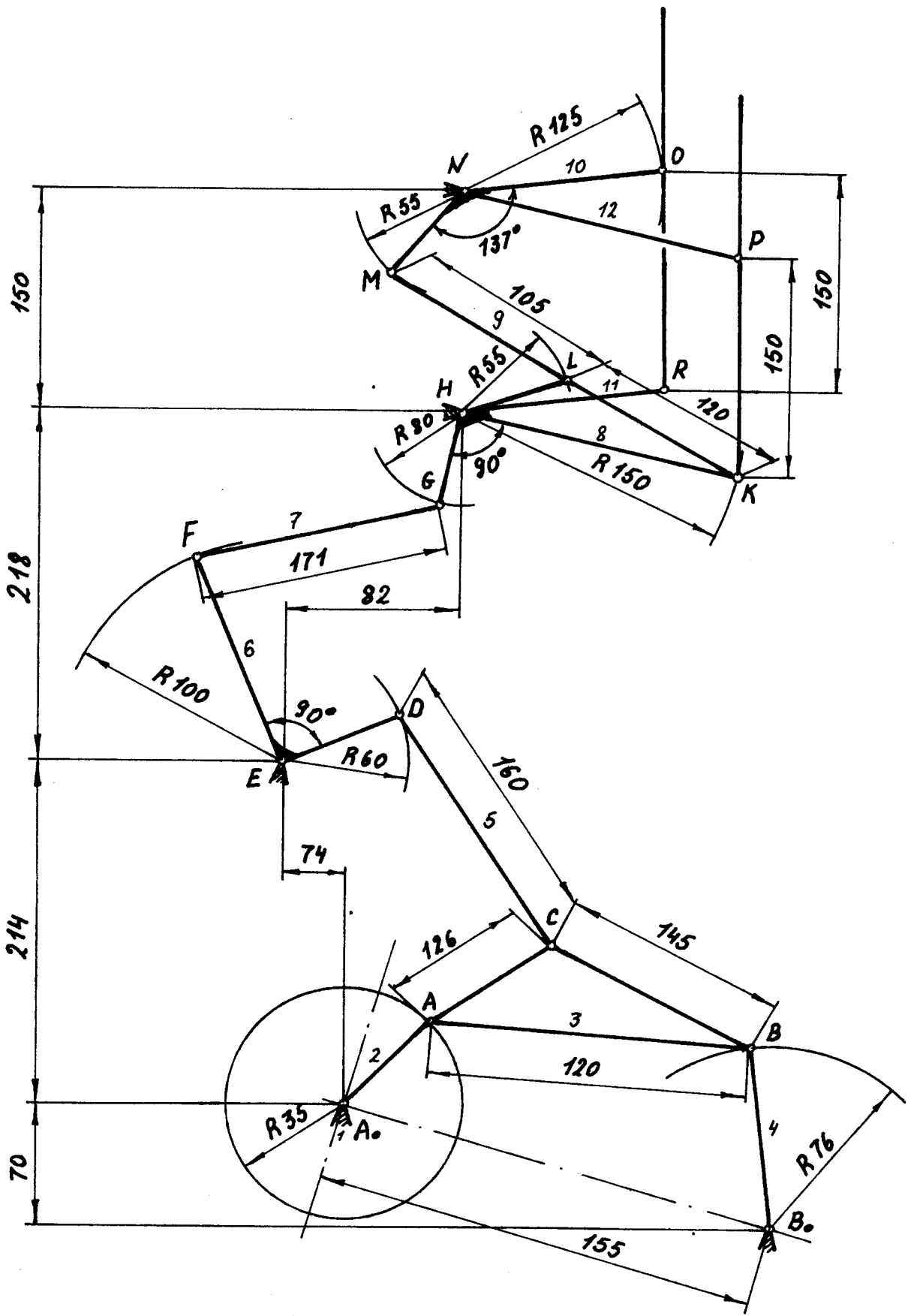
Horní část mechanismu je tvořena antiparalelogramem, který byl převzat z dosevadního mechanismu. Celý prošlupní mechanismus byl řešen spojením dvou částí antiparalelogramu a navrženého mechanismu. Postup je znázorněn na obr. 2.15. Délka vahadla 6 byla zvolena. Délky členu 7 a 8 vyplývají z grafického řešení.

Tím jsme uzavřeli syntézu našeho kloubového prošlupního mechanismu. Na obr. 2.16 je uvedena zdvihová závislost navrženého mechanismu. Na obr. 2.17 jsou uvedeny rozměry.





Obr. 2.16



Obr. 2.17



### 3. Analýza navrženého mechanismu z hlediska přesnosti.

Geometrickou přesností mechanismu máme na mysli především vliv rozměrových odchylek (prvotních chyb) mechanismu na polohu mechanismu, tj. na polohu jednotlivých členů mechanismu. Výsledná chyba v poloze mechanismu závisí na dílčích chybách, které mohou být na sobě nezávislé nebo závislé. Při sledování chyb polohy mechanismu se zřetelem na prvotní chyby budeme předpokládat platnost principu nezávislosti účinků prvotních chyb. V tomto případě je výsledná chyba lineární funkcí prvotních chyb. V našich úvahách budeme vycházet pouze z geometrických odchylek v základních strukturálních rozměrech mechanismu tj. vyšetřování bez zřetele na geometrické odchylky (vůle) v kinematických dvojicích.

Existuje několik metod řešení přesnosti mechanismů. V této práci použijeme statickou metodu řešení, která je popsána v práci [4].

Krátce princip této metody :

Vyjdeme z rovnice 
$$d\psi = \sum_{k=1}^{k=N} \frac{\partial \psi}{\partial q_k} dq_k \quad (3.1)$$

kde  $N$  je počet nezávislých rozměrů členů mechanismu.

Dělíme-li rovnici (3.1) diferenciálem času  $dt$  máme

$$\dot{\psi} = \sum_{k=1}^N \frac{\partial \psi}{\partial q_k} \dot{q}_k \quad (3.2)$$

kde značí

$$\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt} ; \dot{q}_k = \frac{dq_k}{dt} .$$

Použijeme-li ve vztahu (3.2) relace  $ds = r d\psi$ ,

kde  $ds$  je elementární oblouk bodu hmotného členu ve vzdálenosti  $r$  od osy otáčení, máme

$$\dot{S} = r \left( \frac{\partial \psi}{\partial q_1} \dot{q}_1 + \frac{\partial \psi}{\partial q_2} \dot{q}_2 + \dots + \frac{\partial \psi}{\partial q_N} \dot{q}_N \right) \quad (3.3)$$

Můžeme napsat :

$$\begin{aligned} \dot{S}_1 &= r \frac{\partial \psi}{\partial q_1} \dot{q}_1 \\ &\vdots \\ \dot{S}_N &= r \frac{\partial \psi}{\partial q_N} \dot{q}_N \end{aligned} \quad (3.4)$$

Z rovnic (3.4) plyne úměrnost derivací  $\frac{\partial \psi}{\partial q_k}$  s dráhovými převody.

$$G_k = \frac{\dot{S}_k}{\dot{q}_k}$$

Převody  $G_k$  můžeme určovat rovněž staticky. Působí-li na mechanismus soustava sil  $F_j$ , pak ze rovnováhy je :

$$\sum F_j \cos d_j ds_k = 0 \quad (3.5)$$

neboli

$$\sum F_j \cos d_j v_k = 0 \quad (3.6)$$

což značí, že algebraický součet prací všech sil působících na mechanismus je ze rovnováhy roven nule. Kde je úhel, který svírá nositelka sil  $F_j$  s nositelkou rychlosti  $v_k$ .

Při konkrétním postupu stanovení převodu  $G_k = r \frac{\partial \psi}{\partial q_k}$  v dané poloze mechanismu volíme v bodě hnaného členu ve vzdálenosti  $r$  od osy otáčení jednotkovou sílu  $Q$ , která má směr shodný se směrem pohybu takového bodu a určujeme z podmínky rovnováhy sílu  $F_j$  působící ve směru změny nominálního rozměru  $q_k$ , tudíž

$$Q \dot{S}_k + F_j \cos d_j \dot{q}_k = 0 \quad (3.7)$$

pro  $Q = 1$  máme

$$\frac{\dot{S}_k}{\dot{q}_k} = -F_j \cos d_j \quad (3.8)$$

S přihlédnutím ke vztahům (3.4) je

$$r \frac{\partial \psi}{\partial q_k} = -F_j \cos d_j \quad (3.9)$$

položíme-li ve vztahu (3.9)  $\bar{u}_k = \frac{\partial \psi}{\partial q_k}$ , máme

$$\bar{u}_k = -\frac{F_j}{r} \cos d_j \quad (3.10)$$

Úhlové odchylky hnaného členu pro danou chybu  $\Delta q_k$  určujeme tudíž ze vztahu.

$$\Delta \psi = \bar{u}_k \Delta q_k = u_k \Delta q_k \frac{1}{r} \quad (3.11)$$

U navržené alternativy mechanismu má největší vliv na přesnost celého mechanismu rozměr AB těhlice 3.

Řešení provedeme v krajní poloze mechanismu, tam odchylka nabývá největší hodnoty.

Pro náš případ platí :

$$d_s = 0$$

$$F_j = F_3$$

$$S_k = S$$

$$r = 125 \text{ mm}$$

$$q_k = l_3 = 0,5 \text{ (volíme)}$$

Sílu  $F_3$  určíme graficky. Postup je znázorněn v příloze č. 5. Výsledkem grafického řešení je že síla  $F_3 = 53,83$ .

Dosažením do vzorců (3.10) a (3.11) dostaneme

$$\bar{u} = -\frac{53,83}{125} = -0,43064$$

$$\Delta \psi = -0,43064 \cdot 0,5 = -0,21532 \approx 0,2 \text{ [mm]}.$$

Analýza z hlediska přesnosti ukázala, že odchylka není velká, že vyhovuje pro daný mechanismus.

#### 4. Analýza navrženého mechanismu z hlediska dynamických poměrů.

Dynamika vyšetřuje pohyb útvarů komplexněji, t. j. s ohledem na jejich hmotu a síly, které pohyb způsobuje.

Důležitým krokem (a v podstatě nejdůležitějším) je vytvoření tzv. mechanického (výpočtového) modelu. Do tohoto modelu zahrnujeme všechny podstatné vlivy a skutečnosti, mající vliv na chování reálného útvaru a zanedbáme vlivy a parametry nepodstatné. S rostoucím počtem uvažovaných vlivů se pochopitelně blížíme více skutečným poměrům u sledovaného objektu, řešení se však stává složitější a komplikovanější. Mechanický model obsahuje proti skutečnému případu řadu zjednodušujících předpokladů.

Dynamika mechanismů vyšetřuje pohyby členů mechanismu za působení vnějších hnacích a odporových sil. Kromě toho se určují v dynamice síly, které působí na členy mechanismů, což je nutné pro výpočet pevnosti, vyvažování apod.

V dané kapitole se budeme zabývat určením sil působících na členy mechanismu.

Před tím než přejdeme k vlastní dynamice provedeme kinematické řešení navrženého mechanismu.

#### 4.1. Kinematické řešení prošlupního mechanismu stroje Kontis.

Kinematické řešení bylo provedeno pro kloubový mechanismus prošlupu. Kinematické schéma mechanismu prošlupu je uvedeno v příloze č. 6.

Kinematické řešení celého mechanismu provedeme graficko - počítařskou metodou závislosti na otáčkách kliky. Úkolem řešení bude určit průběh rychlosti a zrychlení konečných bodů na listech.

Úhel  $2\pi$  jedné otáčky kliky rozdělíme na 12 stejných poloh a určíme jim odpovídající výkyvy listů.

Při řešení volíme konstantní jednotkovou úhlovou rychlost

Zobrazovací modul pro délku  $d = 1\ 000$  [mm/m]

Zobrazovací modul pro rychlost  $\beta = 1\ 000$  [mm/ms<sup>-1</sup>]

Zobrazovací modul pro zrychlení  $\gamma = \frac{\beta^2}{d} = 1\ 000$  [mm/ms<sup>-2</sup>]

Při řešení budeme vycházet ze základního rozkladu komplanárního pohybu obou členů binární skupiny. V příloze č. 6 bude uvedeno sestrojení vektorů rychlostí a zrychlení pro jednu krajní polohu a jednu nekrajní polohu (úhel pootočení kliky  $0$  a  $\frac{2}{3}\pi$ ).

#### 4.1.1. Určení rychlostí bodů prošlupního mechanismu.

Bod A na klice se otáčí kolem bodu  $A_0$  s konstantní obvodovou rychlostí. Rychlost bodu A se určí ze vztahu.

$$V_A = \omega_1 \cdot \overline{AA_0} = 1 \cdot 0,035 = 0,035 \text{ [m/s]} \quad (4.1.1.1)$$

Vektor rychlosti bodu A je kolmý ke spojnici bodu se středem otáčení a veličinová úsečka  $V_A = 35 \text{ [mm]}$

Postup grafického řešení je znázorněn v příloze č. 6.

Rychlosti  $V_B$  ( $B \in AB$ ,  $B \in BB_0$ ) přísluší Eulerovy rovnice.

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{B_0} + \vec{V}_{BB_0} \quad ; \quad \vec{V}_{B_0} = \vec{0}$$

tedy 
$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} = \vec{0} + \vec{V}_{BB_0} \quad (4.1.1.2)$$

Směr relativní rychlosti  $\vec{V}_{BA} \perp \overline{BA}$  ve vrcholu rychlosti  $\vec{V}_A$  v bodě A se protíná se směrem  $\vec{V}_B \equiv \vec{V}_{BB_0} \perp \overline{BB_0}$  ve vrcholu rychlosti  $\vec{V}_B$ .

Totéž platí pro grafické řešení rychlostí všech bodů mechanismu, a proto při dalším popisu postupu řešení budou uváděny pouze základní Eulerovy rovnice příslušných bodů.

Bod C stejně jako bod B patří členu 3. Pro řešení potřebujeme pol pohybu P.

$$\vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{V}_{CA}$$

$$\vec{V}_C = \vec{V}_P + \vec{V}_{CP} \quad ; \quad \vec{V}_P = \vec{0}$$

tedy 
$$\vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{V}_{CA} = \vec{0} + \vec{V}_{CP} \quad (4.1.1.3)$$

Směry rychlosti  $\vec{V}_{CA} \perp \overline{CA}$ ,  $\vec{V}_C \equiv \vec{V}_{CP} \perp \overline{CP}$

Rychlosti ostatních bodů, v krajních polohách listů jsou nulové, poněvadž krajní polohy mechanismu odpovídají době klidu.

Pro nekrajní polohy listu platí, že :

Rychlost bodu D ( $D \in DC$ ,  $D \in DE$ ) určíme ze vztahu

$$\vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC}$$

$$\vec{V}_D = \vec{V}_E + \vec{V}_{DE} \quad ; \quad \vec{V}_E = \vec{0}$$

tedy 
$$\vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC} = \vec{0} + \vec{V}_{DE} \quad (4.1.1.4)$$

Směr rychlosti  $\vec{V}_D \perp \overline{DE}$ .

Vzhledem k tomu, že ramena FE a DE jsou pevně spojena a v dané poloze otáčí se se stejnou úhlovou rychlostí  $\omega_3$ , rychlost bodu F lze určit následujícím způsobem :

$$\vec{V}_F = \vec{V}_E + \vec{V}_{FE} \quad ; \quad \vec{V}_E = \vec{0} \quad (4.1.1.5)$$

$$|\vec{V}_F| \equiv |\vec{V}_{FE}| = \omega_3 \cdot \overline{FE} \quad (4.1.1.6)$$

Totéž platí pro bod D .

$$|\vec{V}_D| \equiv |\vec{V}_{DE}| = \omega_3 \cdot \overline{DE} \quad (4.1.1.7)$$

tehdy

$$|\vec{V}_F| = \frac{\overline{FE}}{\overline{DE}} |\vec{V}_D| = 1,67 |\vec{V}_D| \quad (4.1.1.8)$$

Směr rychlosti  $\vec{V}_F \perp \overline{EF}$ .

Rychlost bodu G ( $G \in FG$ ,  $G \in GH$ ) určíme ze vztahů.

$$\vec{V}_G = \vec{V}_F + \vec{V}_{GF}$$

$$\vec{V}_G = \vec{V}_H + \vec{V}_{GH} \quad ; \quad \vec{V}_H = \vec{0}$$

$$\vec{V}_G = \vec{V}_F + \vec{V}_{GF} = \vec{0} + \vec{V}_{GH} \quad (4.1.1.9)$$

Směr rychlosti  $\vec{V}_G \perp \overline{GH}$

Ramena GH, HK a HL jsou pevně spojena a otáčí se se stejnou úhlovou rychlostí  $\omega_4$ . Rychlostí bodů K a L určíme stejně jak jsme určili rychlost bodu F.

$$|\vec{V}_K| = \frac{\overline{HK}}{\overline{GH}} |\vec{V}_G| = 1,875 |\vec{V}_G| \quad (4.1.1.10)$$

$$|\vec{V}_L| = \frac{\overline{HL}}{\overline{GH}} |\vec{V}_G| = 0,687 |\vec{V}_G| \quad (4.1.1.11)$$

Směry rychlostí  $\vec{V}_K \perp \overline{HK}$  ;  $\vec{V}_L \perp \overline{HL}$

( $\vec{V}_K = \vec{V}_P$ ) protože oba body K a P patří listu 1.

Rychlost bodu M ( $M \in ML$ ,  $M \in MN$ ) určíme ze vztahů

$$\vec{V}_M = \vec{V}_L + \vec{V}_{ML}$$

$$\vec{V}_M = \vec{V}_N + \vec{V}_{MN} \quad ; \quad \vec{V}_N = \vec{0}$$

$$\vec{V}_M = \vec{V}_L + \vec{V}_{ML} = \vec{0} + \vec{V}_{MN} \quad (4.1.1.12)$$

Směr rychlosti  $\vec{V}_M \perp \overline{MN}$

Ramena MN a NO jsou pevně spojena a otáčejí se se stejnou úhlovou rychlostí  $\omega_6$ . Rychlost bodu O určíme podle vztahu.

$$|\vec{V}_O| = \frac{NO}{MN} |\vec{V}_M| = 2,273 |\vec{V}_M| \quad (4.1.1.13)$$

( $\vec{V}_O = \vec{V}_R$ ) protože oba body O a R patří listu č. 2.

Směry rychlosti  $\vec{V}_O \perp \overline{NO}$ ;  $\vec{V}_R \perp \overline{HR}$ .

Výsledky řešení byly zpracovány do tabulky č. 4.1.

Na obr. 4.1 a obr. 4.2 jsou vyneseny **grafy** rychlosti bodů na listu 1 a 2.

Grafické řešení v příloze č. 6 je znázorněno pouze pro dvě polohy mechanismu, pro jednu krajní polohu listu a jednu nekrajní. Stejný postup byl použit při určení rychlostí ve všech 12 polohách mechanismu.

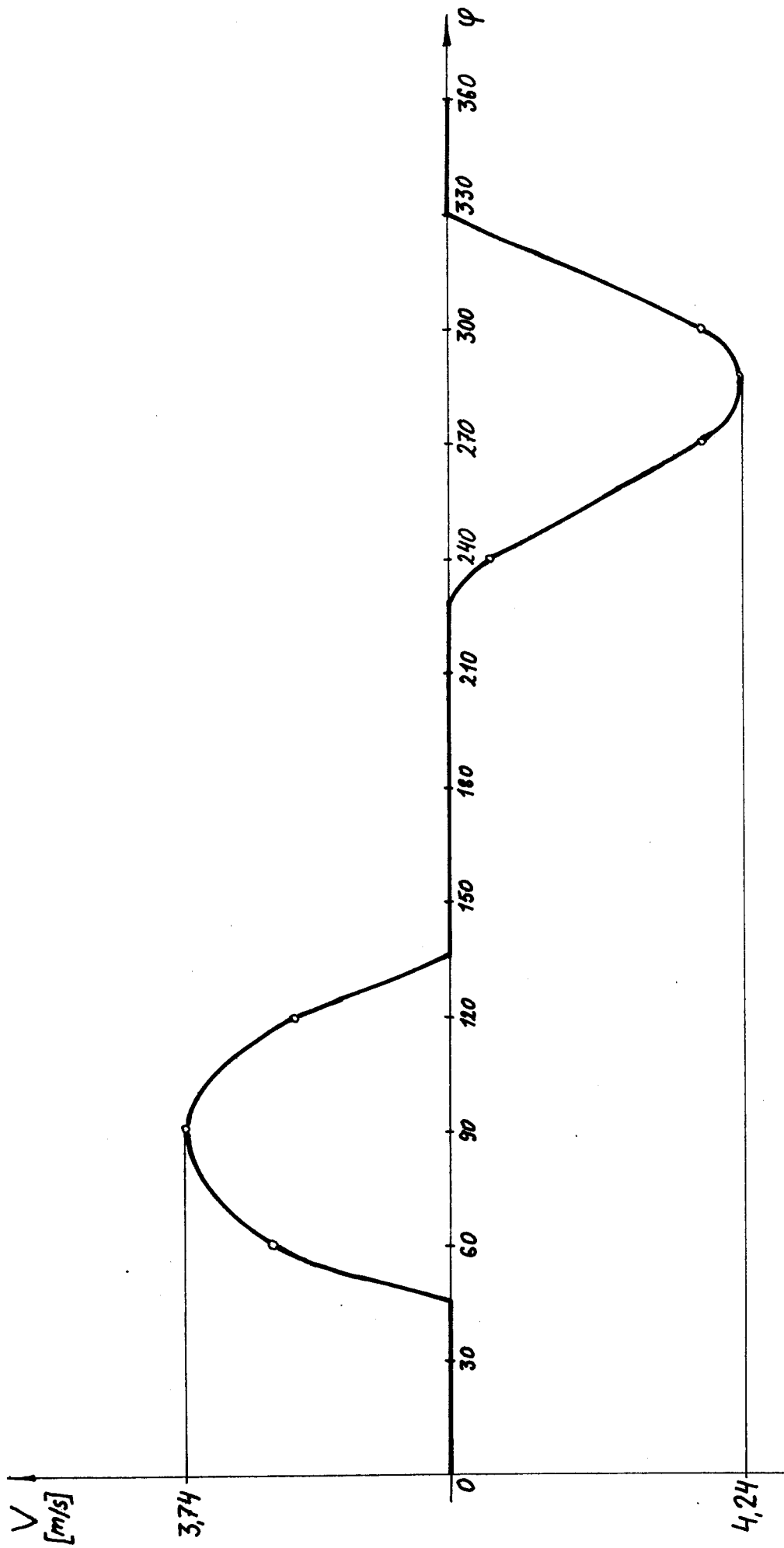
Přepočítané hodnoty rychlosti pro otáčky  $n = 800$  ot/min. tzn. při  $\omega = 33,7 \text{ s}^{-1}$  jsou uvedeny v tab. č. 4.2.



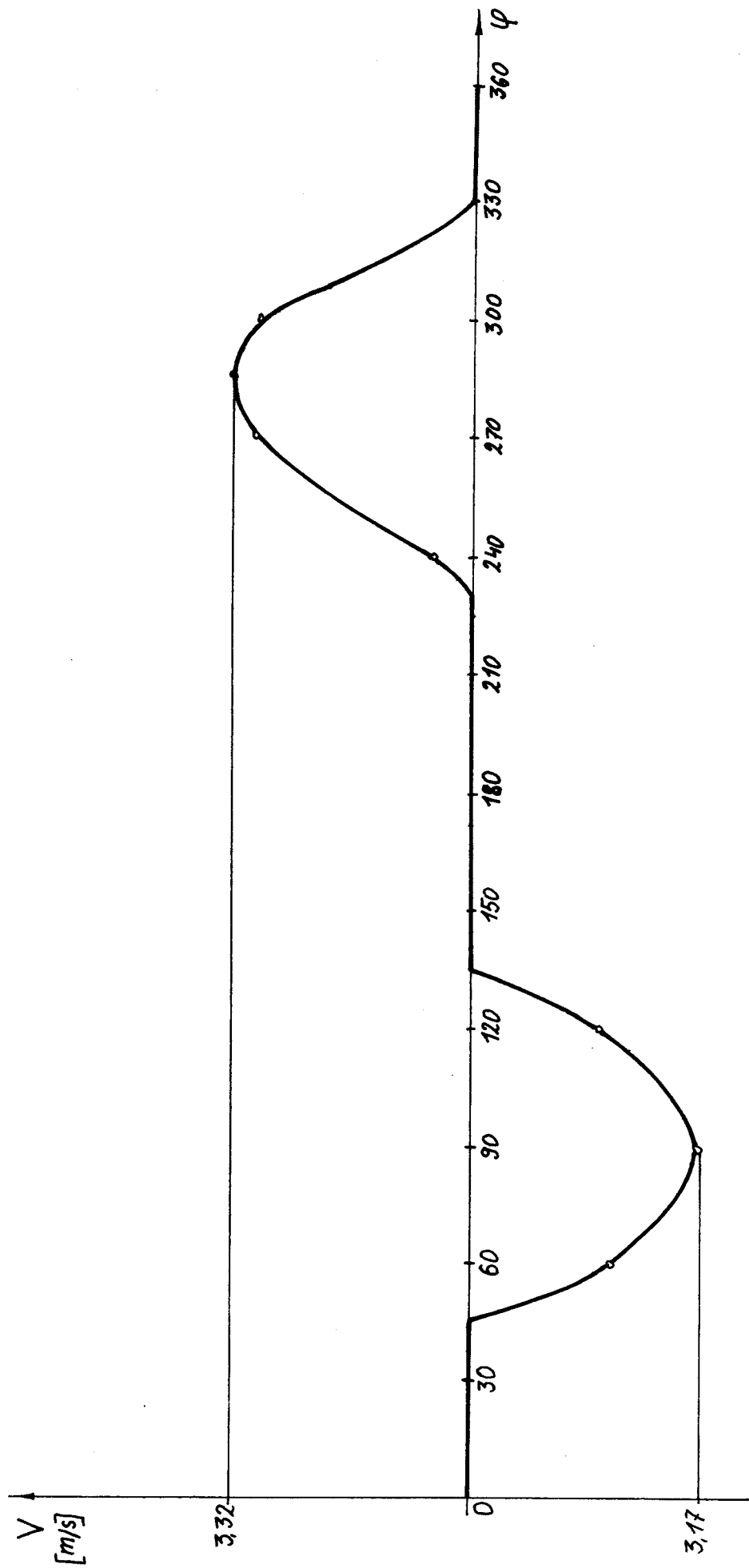
$\psi$ $V$ [mm]	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°	360°
V <sub>A</sub>	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
V <sub>B</sub>	13,7	36	41	35	22	1,2	22,2	34	33,5	28	21,5	9,5
V <sub>C</sub>	39,8	33	26	16	19	40,5	58,5	51	13	12,5	31	42
V <sub>D</sub>	0	0	9	14,8	8,5	0	0	0	2,5	14	13	0
V <sub>F</sub>	0	0	15	24,67	14,17	0	0	0	4,16	23,33	21,66	0
V <sub>G</sub>	0	0	16	24	14	0	0	0	3,8	23	23	0
V <sub>K=VP</sub>	0	0	30	45	26,25	0	0	0	7,12	43,12	43,12	0
V <sub>L</sub>	0	0	11	16,5	9,63	0	0	0	2,61	15,81	15,81	0
V <sub>M</sub>	0	0	10,5	16,8	9,5	0	0	0	2,8	16	15,8	0
V <sub>O=VR</sub>	0	0	23,86	38,18	21,59	0	0	0	6,36	36,36	35,94	0

$d = 1\ 000$  [mm/m]  
 $\beta = 1\ 000$  [mm/ms<sup>-1</sup>]

Tab. 4.1.



Obr. 4.1.1. Průběh rychlosti na listu I.



Obr. 4.2. Průběh rychlosti na listu II.

$V$ $\varphi$ [m/s]	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°	360°
$V_A$	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90	2,90
$V_B$	1,14	2,99	3,40	2,90	1,83	0,1	1,85	2,82	2,78	2,32	1,78	0,79
$V_C$	3,30	2,74	2,16	1,33	1,58	3,36	4,85	4,23	1,08	1,04	2,57	3,48
$V_D$	0	0	0,75	1,23	0,70	0	0	0	0,2	1,16	1,08	0
$V_F$	0	0	1,25	2,05	1,18	0	0	0	0,35	1,94	1,79	0
$V_G$	0	0	1,33	1,99	1,16	0	0	0	0,32	1,91	1,91	0
$V_{K=VP}$	0	0	2,49	3,74	2,18	0	0	0	0,59	3,57	3,57	0
$V_L$	0	0	0,91	1,37	0,79	0	0	0	0,22	1,31	1,31	0
$V_M$	0	0	0,87	1,39	0,78	0	0	0	0,23	1,32	1,31	0
$V_{O=VR}$	0	0	1,98	3,17	1,79	0	0	0	0,53	3,01	2,98	0

Tab. 4.2.

#### 4.1.2. Určení zrychlení bodů proslupního mechanismu,

Při určení vektorů zrychlení bodů mechanismu proslupu vycházíme ze základního rozkladu pohybu členů binární skupiny.

Zrychlení bodu A přísluší vektorový vztah

$$\vec{a}_A = \vec{a}_{An} + \vec{a}_{At} = \vec{a}_{Ao} + \vec{a}_{AAon} + \vec{a}_{AAot}; \vec{a}_{Ao} = \vec{0} \quad (4.1.2.1)$$

Na základě toho, že  $\omega_1$  je konstantní, je  $\epsilon = 0$ . Z toho plyne  $\vec{a}_{AAot} = \vec{0}$ ,  $\vec{a}_{At} = \vec{0}$ .

$$\text{tedy } \vec{a}_A = \vec{a}_{An} + \vec{0} = \vec{0} + \vec{a}_{AAon} + \vec{0} \quad (4.1.2.2)$$

$$|\vec{a}_A| = |\vec{a}_{An}| = |\vec{a}_{AAon}| = \frac{V_A^2}{AA_0} = \overline{AA_0} \cdot \omega_1^2 = 0,035 \cdot 1 = 0,035 [\text{m/s}^2]$$

Vektor zrychlení bodu A ( $A \in AA_0$ ,  $A \in AB$ ) leží na klíče  $AA_0$ , směrem ke středu otáčení. Veličinová úsečka  $a_A = 35$  mm. Postup grafického řešení je znázorněn v příloze č. 6.

Zrychlení  $\vec{a}_B$  ( $B \in BA$ ,  $B \in BB_0$ ) vypočítáme ze vztahů

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA_n} + \vec{a}_{BA_t}$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{Bo} + \vec{a}_{BB_n} + \vec{a}_{BB_t}; \vec{a}_{Bo} = \vec{0}$$

$$\text{tedy } \vec{a}_B = \vec{a}_{Bn} + \vec{a}_{Bt} = \vec{a}_{BB_n} + \vec{a}_{BB_t} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA_n} + \vec{a}_{BA_t} \quad (4.1.2.3)$$

Normálové složky relativních zrychlení  $\vec{a}_{BB_n}$ ,  $\vec{a}_{BA_n}$  určíme algebraickým řešením vztahů.

$$V_{BA}^2 = |\vec{a}_{BA_n}| \cdot \overline{BA}$$

$$V_{BB_0}^2 = |\vec{a}_{BB_n}| \cdot \overline{BB_0}$$

tedy

$$|\vec{a}_{BA_n}| = \frac{V_{BA}^2}{\overline{BA}} \quad (4.1.2.4)$$

$$|\vec{a}_{BB_n}| = \frac{V_{BB_0}^2}{\overline{BB_0}} \quad (4.1.2.5)$$

Směr normálové složky relativního zrychlení vždycky leží na spojnici bodů se středem otáčení, směrem ke středu otáčení. Z rovnic (4.1.2.4) a (4.1.2.5) určíme absolutní

hodnoty vektorů normálových zrychlení  $\vec{a}_{BA_n}, \vec{a}_{BB_n}$ , přičemž jejich směry známe. Do vrcholu normálových složek  $\vec{a}_{BA_n}, \vec{a}_{BB_n}$  připojíme známá zrychlení  $\vec{a}_A, \vec{a}_B$  redukčních bodů A, B<sub>0</sub>. Vrchol zrychlení  $\vec{a}_B$  bodu B je průsečíkem směrů tečných složek  $\vec{a}_{BA_i}, \vec{a}_{BB_i}$ , relativních zrychlení  $\vec{a}_{BA}, \vec{a}_{BB}$ , přičemž platí  $\vec{a}_{BA} \perp \vec{BA}, \vec{a}_{BB} \perp \vec{BB}$ . (příloha č. 6).

Totéž platí pro grafické řešení zrychlení všech bodů mechanismu, a proto při dalším postupu řešení budou uvedeny pouze rovnice základního rozkladu příslušných bodů.

Zrychlení bodu C bylo zjištěno pomocí věty o podobnosti obrazce bodů a koncových bodů zrychlení. Na základě známých zrychlení  $\vec{a}_A, \vec{a}_B$  dvou bodů A, B tělesa lze stanovit zrychlení  $\vec{a}_C$  třetího bodu C [5] (příloha č. 6).

Zrychlení bodu D ( $D \in DC, D \in ED$ ) určíme ze vztahů

$$\vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC_n} + \vec{a}_{DC_t}$$

$$\vec{a}_D = \vec{a}_E + \vec{a}_{DE_n} + \vec{a}_{DE_t} ; \vec{a}_E = \vec{0}$$

Normálové složky relativních zrychlení  $\vec{a}_{DC_n}, \vec{a}_{DE_n}$  určíme algebraickým řešením.

$$|\vec{a}_{DE_n}| = \frac{V_{DE}^2}{DE}$$

Pro krajní polohy  $V_{DE} = 0$   
tedy i  $|\vec{a}_{DE_n}| = 0$

$$|\vec{a}_{DC_n}| = \frac{V_{DC}^2}{DC}$$

Směry zrychlení  $\vec{a}_{DE_n} \parallel \vec{DE} ; \vec{a}_{DC_n} \parallel \vec{DC}$

tedy  $\vec{a}_D = \vec{a}_{D_n} + \vec{a}_{D_t} = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC_n} + \vec{a}_{DC_t} = \vec{0} + \vec{a}_{DE_n} + \vec{a}_{DE_t}$  (4.1.2.6)

Směry tečných složek zrychlení  $\vec{a}_{DE_t} \perp \vec{DE}, \vec{a}_{DC_t} \perp \vec{DC}$ .

Rameno  $\vec{FE}$  je pevně spojeno s ramenem  $\vec{DE}$ . Z toho plyne, že se  $\vec{FE}$  pootočí za jednotku času o stejný úhel  $\psi_3$  jako rameno  $\vec{DE}$ . To znamená, že v dané poloze se rameno  $\vec{FE}$  pohybuje se stejným zrychlením  $\epsilon_3$  ( $\epsilon_3 = \frac{d^2\psi_3}{dt^2}$ ) jako rameno  $\vec{DE}$ .

Zrychlení bodu F určíme následujícím způsobem

$$a_F = a_{F_n} + a_{F_t} \quad (4.1.2.7)$$

$$|a_{F_n}| = \frac{V_F^2}{FE} \quad (4.1.2.8)$$

Směr normálové složky zrychlení  $\vec{a}_{FE} \parallel \overline{FE}$  ke středu otáčení E.

$$|\vec{a}_{Fe}| = \varepsilon_3 \overline{FE}$$

$$|\vec{a}_{De}| = \varepsilon_3 \overline{DE}$$

tedy

$$|\vec{a}_{Fe}| = \frac{\overline{FE}}{\overline{DE}} |\vec{a}_{De}| \quad (4.1.2.9)$$

Směr tečné složky zrychlení  $\vec{a}_{Fe} \perp \overline{FE}$ .

Zrychlení bodu G ( $G \in GE$ ,  $G \in GH$ ) určíme ze vztahů

$$\vec{a}_G = \vec{a}_F + \vec{a}_{GF_n} + \vec{a}_{GF_t}$$

$$\vec{a}_G = \vec{a}_H + \vec{a}_{GH_n} + \vec{a}_{GH_t} \quad ; \quad \vec{a}_H = \vec{0}$$

$$|\vec{a}_{GF_n}| = \frac{V_{GF}^2}{\overline{GF}}$$

$$|\vec{a}_{GH_n}| = \frac{V_{GH}^2}{\overline{GH}}$$

Směry zrychlení  $\vec{a}_{GF_n} \parallel \overline{GF}$  ;  $\vec{a}_{GH_n} \parallel \overline{GH}$

$$\text{tedy } \vec{a}_G = \vec{a}_{G_n} + \vec{a}_{G_t} = \vec{a}_F + \vec{a}_{GF_n} + \vec{a}_{GF_t} = \vec{a}_{GH_n} + \vec{a}_{GH_t} \quad (4.1.2.10)$$

Směry tečných složek zrychlení  $\vec{a}_{GF_t} \perp \overline{GF}$  ;  $\vec{a}_{GH_t} \perp \overline{GH}$ .

Pro výpočet zrychlení bodů K a L použijeme stejný postup jako pro bod F. Body G, K, L patří jednomu členu, který se otáčí kolem jednoho bodu H se stejným úhlovým zrychlením  $\varepsilon_4$  ( $\varepsilon_4 = \frac{d^2\varphi_4}{dt^2}$ ).

$$\vec{a}_K = \vec{a}_{K_n} + \vec{a}_{K_t} \quad (4.1.2.11)$$

$$|\vec{a}_{K_n}| = \frac{V_K^2}{\overline{KH}} \quad (4.1.2.12)$$

Směr normálové složky zrychlení  $\vec{a}_{K_n} \parallel \overline{KH}$  ke středu otáčení H.

$$|\vec{a}_{K_2}| = \frac{\overline{KH}}{\overline{GH}} |\vec{a}_{C_2}| \quad (4.1.2.13)$$

Směr tečné složky zrychlení  $\vec{a}_{K_2} \perp \overline{KH}$ .

( $\vec{a}_K = \vec{a}_P$ ) protože oba body patří jednomu listu 1.

$$\vec{a}_L = \vec{a}_{L_n} + \vec{a}_{L_2} \quad (4.1.2.14)$$

$$|\vec{a}_{L_n}| = \frac{V_L^2}{LH} \quad (4.1.2.15)$$

$$|\vec{a}_{L_2}| = \frac{\overline{LH}}{\overline{GH}} |\vec{a}_{C_2}| \quad (4.1.2.16)$$

Směry zrychlení  $\vec{a}_{L_n} \parallel \overline{LH}$ ;  $\vec{a}_{L_2} \perp \overline{LH}$ .

Zrychlení bodu M ( $M \in ML$ ,  $M \in MN$ ) určíme ze vztahů

$$\vec{a}_M = \vec{a}_L + \vec{a}_{ML_n} + \vec{a}_{ML_2}$$

$$\vec{a}_M = \vec{a}_N + \vec{a}_{MN_n} + \vec{a}_{MN_2} \quad ; \quad \vec{a}_N = \vec{0}$$

$$|\vec{a}_{ML_n}| = \frac{V_{ML}^2}{ML}$$

$$|\vec{a}_{MN_n}| = \frac{V_{MN}^2}{MN}$$

Směry zrychlení  $\vec{a}_{ML_n} \parallel \overline{ML}$ ;  $\vec{a}_{MN_n} \parallel \overline{MN}$

tedy

$$\vec{a}_M = \vec{a}_{M_n} + \vec{a}_{M_2} = \vec{a}_L + \vec{a}_{ML_n} + \vec{a}_{ML_2} = \vec{a}_{MN_n} + \vec{a}_{MN_2} \quad (4.1.2.17)$$

Směry tečných složek  $\vec{a}_{ML_2} \perp \overline{ML}$ ;  $\vec{a}_{MN_2} \perp \overline{MN}$ .

Bod O patří s bodem M stejnému členu, který se otáčí kolem pevného bodu N se stejným úhlovým zrychlením  $\epsilon_5$

$$\left( \epsilon_5 = \frac{d^2 \varphi_5}{dt^2} \right).$$

$$\vec{a}_O = \vec{a}_{On} + \vec{a}_{O_2} \quad (4.1.2.18)$$



$$|\vec{a}_{on}| = \frac{v_o^2}{ON} \quad (4.1.2.19)$$

$$|\vec{a}_{ot}| = \frac{NO}{NM} |\vec{a}_{Mt}| \quad (4.1.2.20)$$

Směry složek zrychlení:  $\vec{a}_{on} \parallel \overline{ON}$  ke středu otáčení N,  
 $\vec{a}_{ot} \perp \overline{ON}$ .

( $\vec{a}_o = \vec{a}_R$ ) protože oba body patří jednomu listu 2.

Výsledky řešení zrychlení jsou zpracovány do tabulky č. 4.3.

Postup grafického řešení je znázorněn v příloze č. 6 pouze pro dvě polohy mechanismu, pro jednu krajní polohu listů a jednu nekrajní. Stejný postup byl použit při určení zrychlení ve všech 12 polohách mechanismu.

Grafické záznamy průběhu zrychlení jsou uvedeny na obr. 4.3 a obr. 4.4.

Přepočítané hodnoty zrychlení pro otáčky  $n = 300$  ot/min, tzn. při  $\omega = 83,7 \text{ s}^{-1}$  jsou uvedeny v tab. 4.4.

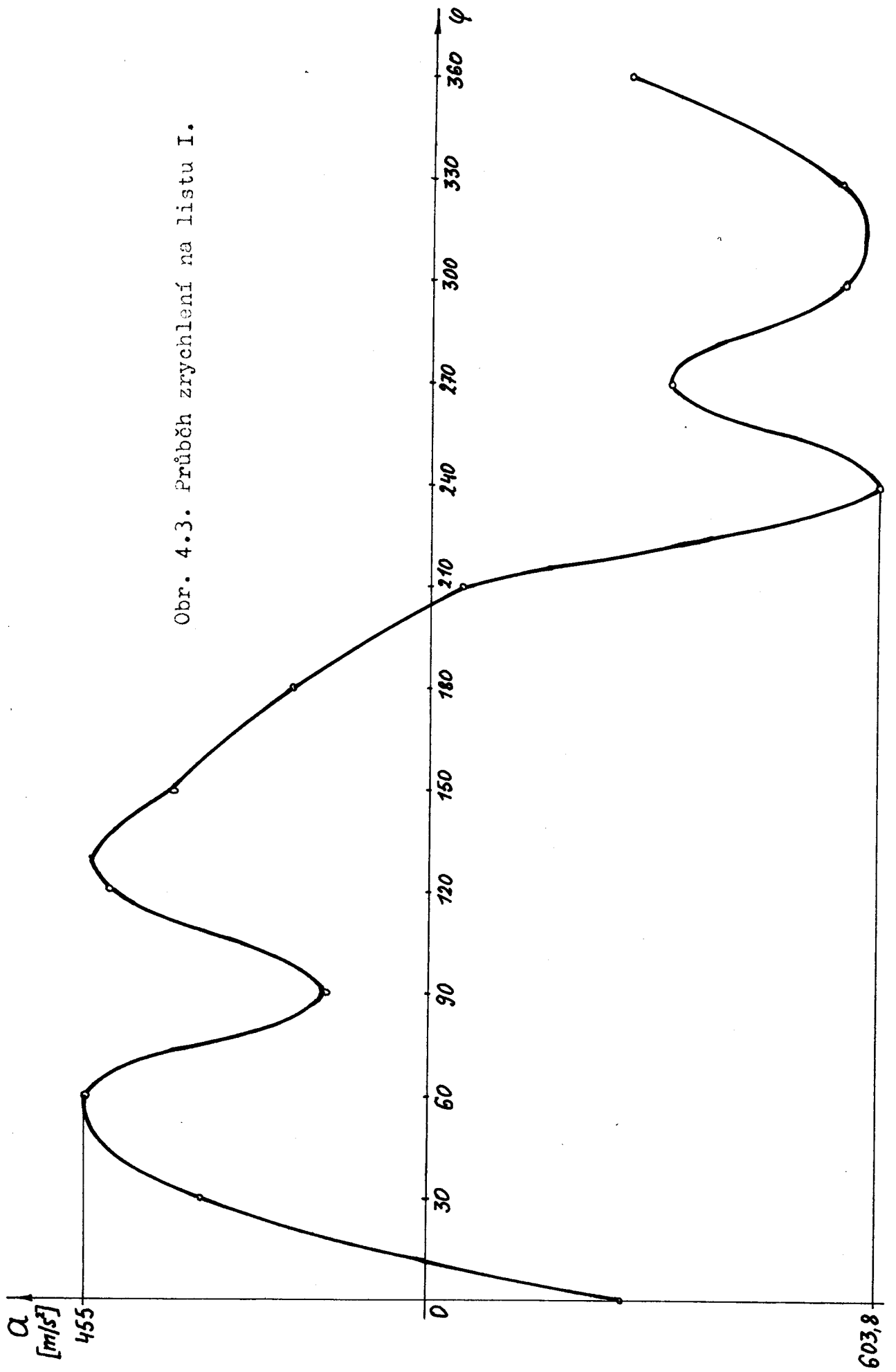
$\frac{\alpha}{\varphi}$ [mm]	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°	360°
a <sub>A</sub>	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
a <sub>B</sub>	56	28	22	23,5	33	46	39	18	16,5	16,5	16	32
a <sub>C</sub>	24	14	31,8	39,8	51,5	51	20	38	58	53	39	10
a <sub>D</sub>	10,4	12	18	4,5	19	14,5	8,5	2,0	27	14	21	22
a <sub>F</sub>	17,33	19,99	30	7,2	32	24,16	14,17	3,33	46,66	24	35	36,66
a <sub>G</sub>	20	23	35	7,5	32	23,5	14	3,5	45,5	24,5	41	42
a <sub>K</sub> =a <sub>P</sub>	37,5	43,12	65	19	60	44,06	26,25	6,56	86,25	46	79	78,75
a <sub>L</sub>	13,75	15,81	24	7,0	22	16,15	9,63	2,41	31,62	17	29	28,87
a <sub>M</sub>	14	15,5	24	8,5	22	16,5	10	2,5	31,62	17	29	28,5
a <sub>O</sub> =a <sub>R</sub>	31,82	35,22	11,5	12	10,5	37,49	22,72	5,68	13,64	12,83	16,41	64,77

Tab. 4.3

$$d = 1\,000 \text{ [mm/m]}$$

$$\beta = 1\,000 \text{ [mm/ms}^{-1}\text{]}$$

$$\gamma = 1\,000 \text{ [mm/ms}^{-2}\text{]}$$



Obr. 4.3. Průběh zrychlení na listu I.



Obr. 4.4. Průběh zrychlení na listu II.

$\frac{\alpha}{\psi}$ [m/s <sup>2</sup> ]	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°	360°
a <sub>A</sub>	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245	245
a <sub>B</sub>	393,06	196,53	154	164,5	231	322	273	126	115,5	115,5	112	224
a <sub>C</sub>	168,45	98,26	222,6	278,6	360,5	357	140	266	406	371	273	70
a <sub>D</sub>	72,99	84,22	126	31,5	133	101,5	59,5	14	189	98	147	154
a <sub>F</sub>	121,63	140,30	210	50,4	224	169,12	99,19	23,31	326,62	168	245	256,6
a <sub>G</sub>	140,38	161	245	52,5	224	164,5	98	24,5	318,5	171,5	287	294
a <sub>K=ap</sub>	263,21	301,84	455	133	420	308,42	183,75	45,92	603,75	322	553	551,2
a <sub>L</sub>	93,51	110,67	168	49	154	113,05	67,38	16,87	221,34	119	203	202
a <sub>M</sub>	98,27	108,5	168	59,5	154	115,5	70	17,5	221,34	119	203	199,5
a <sub>O=aR</sub>	217,58	246,54	380,5	84	73,5	262,43	159,04	39,76	95,48	89,81	114,8	453,39

Tab. 4.4

#### 4.2. Určení dynamických sil působících na členy mechanismu.

Nejvíce nás zajímají síly na listech. Ty jsou největší zrychlení, tedy i dynamické síly mnohokrát vyšší než zátěžné a tíhové síly.

Hmotnosti členů mechanismu byly stanovené počítařsky ze sestaveného výkresu a volbou vhodného materiálu, jako :

$$m = V \cdot \rho \quad (4.2.1)$$

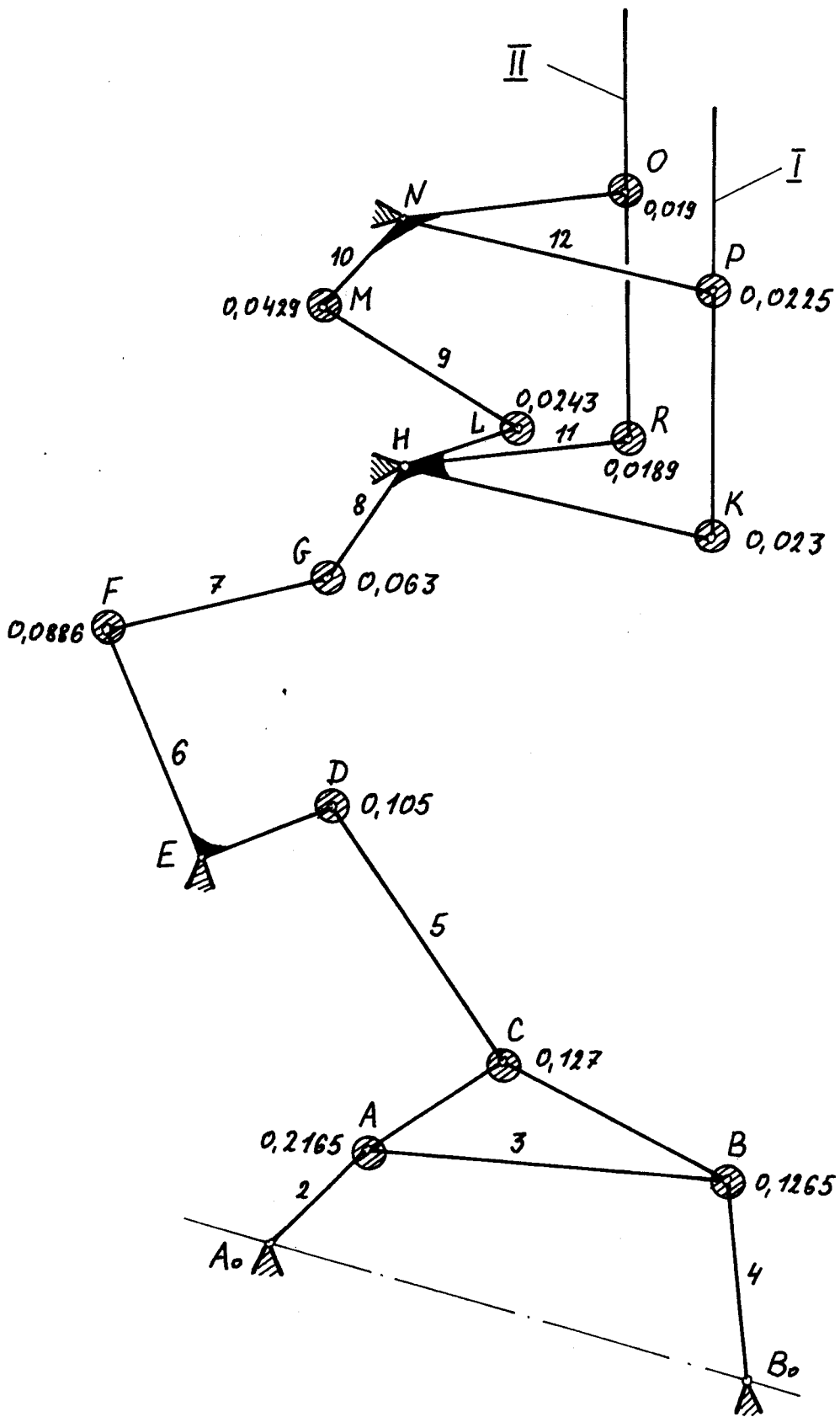
kde  $m$  - je hmotnost [kg],  
 $V$  - objem součásti [dm<sup>3</sup>],  
 $\rho$  - hustota materiálu [kg·dm<sup>-3</sup>].

Při určování dynamických sil použijeme metody nahrazení hmoty členu mechanismu ekvivalentní soustavou diskretních hmotných bodů. Předpokládáme, že hmota členu mechanismu je souměrná podle roviny pohybu. Půjde tedy o soustavu hmotných bodů v rovině souměrnosti. Provedeme nahrazení členů mechanismu dvěma hmotnými body. Rozdělení hmoty členů mechanismu je uvedeno na obr. 4.5. Hmota je udaná v kg. Hmotu členů rozloženou do pevných bodů na rámu, neuvažujeme.

Dynamické síly spočítáme pomocí D'Alambertova principu ( $D_i = -m_i \cdot a_i$ ). Absolutní hodnotu spočítáme jako:  $D_i = m_i \cdot a_i$ . Směr síly bude vždy proti směru zrychlení daného bodu ( $F = -D$ ). Síla, s kterou působí osnova na listy, je malá, a proto jí zanedbáváme.

Výsledky řešení pro 12 poloh mechanismu jsou uvedeny v tab. 4.5. Jak je vidět největší síly působí v krajních polohách mechanismu, poněvadž tam listy mají největší zrychlení.

Na základě spočítaných sil, grafickým řešením byla spočítaná pro jednu z krajních poloh výsledná síla na klíce ( $F_{kl.} = 165 \text{ N}$ ).



Obr. 4.5

$\psi$ $F_{IN}$	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°	360°
$F_{LIST I}$	77,71	89,12	134,34	39,27	124	91,06	54,25	13,56	178,25	95,07	163,3	162,75
$F_{LIST II}$	62,64	70,98	23,18	24,18	21,16	75,55	45,79	11,45	27,49	25,86	33,05	130,53
$F_M$	4,22	4,65	7,20	2,55	6,61	4,95	3,00	0,75	9,49	5,10	8,71	8,55
$F_L$	2,35	2,69	4,08	1,19	3,74	2,75	1,64	0,41	5,38	2,89	4,93	4,89
$F_G$	8,84	10,14	15,44	3,31	14,11	10,36	6,17	1,54	20,06	10,80	18,08	18,52
$F_F$	10,78	12,43	18,61	4,47	19,85	14,98	8,79	2,06	28,94	14,88	21,71	22,73
$F_D$	7,66	8,84	13,23	3,31	13,97	10,66	6,25	1,47	19,84	10,29	15,44	16,17
$F_C$	21,39	12,48	28,27	35,38	45,78	45,34	17,78	33,76	51,56	47,12	34,67	8,89
$F_B$	49,72	24,86	19,48	20,81	29,22	40,73	34,53	15,94	14,61	14,61	14,16	28,34
$F_A$	53,04	53,04	53,04	53,04	53,04	53,04	53,04	53,04	53,04	53,04	53,04	53,04

Tab. 4.5.



## 5. Alternativní řešení pro zmenšený počet kinematických dvojic prošlupního mechanismu.

Nevýhodou kloubových mechanismů je velký počet členů. Jedním z úkolů konstrukterů je zmenšovat počet kinematických vazeb v kloubových mechanismech.

Z počátku se nám nijak nedařilo zmenšit počet členů u daného mechanismu. Ale v průběhu práce jsme dospěli k jedné možnosti řešení tohoto úkolu.

Použijeme postup uvedený v kapitole 2.2, jenomže vynecháme dva členy 6 a 7, a za otočný bod na symetrále zvolíme bod H, který je středem otáčení ramena 6 (příloha č. 7).

Horní část mechanismu, která je tvořena antiparalélogramem, byla spojena s navrženým mechanismem přímo v bodech  $S_1$  a  $S_2$ , které jsou středy poloměrů křivosti trajektorii. Byl změněn tvar ramena 6 a jeho délka, za účelem stejného zdvihu listů ( $h = 55$  mm) a vzhledem k prostoro-rovým možnostem. Řešení bylo provedeno graficky pro dvě krajní polohy mechanismu.

Touto úpravou jsme dosáhli zmenšení členů prošlupního mechanismu z původních 12 na 10 členů, tzn., že bylo odstraněno 2 členy a tím i 3 klouby.

Tato možnost zkrácení kynematické cesty umožňuje právě kloubová varianta prošlupu. U váčkové varianty je tato možnost omezena tím, že je zapotřebí realizovat převod mezi kladičkou vačky a listy v poměru 1 : 5.

## Závěr.

V předložené práci je provedena konstrukce sekcionálního prošlupního mechanismu pro potřebu víceprošlupního tkacího stroje Kontie, československé výroby.

Prošlupní mechanismus patří k hlavním mechanismům tkacího stroje a jeho úkolem je vytvořit z osnovních nití podélnou prošlupní vlnu, která umožňuje zanášet útky pomocí skřípců, podél přírazové přímký.

Dosavadní mechanismus je řešen jako kloubový s vačkovým pohonem, který pro požadované výkony neplní požadavky z hlediska životnosti. Při návrhu čistě kloubového mechanismu bylo zapotřebí použití systému který plní uvedený požadavek.

V předložené práci je uvedena syntéza kloubového prošlupního mechanismu a posléze i jeho analýza. Při syntéze jsme vycházeli z Altových  $q$  - křivek jako množin bodů těhlice čtyřkloubového mechanismu, jehož trajektorii se dá aproximovat dvěma kruhovými oblouky se stejnou hodnotou a stejným smyslem poloměru křivosti.

Při syntéze tohoto mechanismu jsme narazili na některé potíže, protože se jedná, pokud se týče vícečlenných mechanismů a použití  $q$  - křivek o průkopnickou práci. Bylo třeba si ujasnit některé otázky jako jsou vlastnosti  $q$  - bodů a časová symetrie čtyřkloubových mechanismů.

Po zvolení základního čtyřkloubového mechanismu a vyřešení  $q$  - křivky nastal problém s volbou polohy bodu  $C$  na  $q$  - křivce. Ukázalo se, a to v práci je sledováno, že pro dosažení symetrie v obou klidových dobách bylo zapotřebí sledovat takové body v blízkosti  $q$  - bodů, které při přijatelném zvýšení rušivého pohybu v obou krajních polohách osnovních nití, vedou k přibližně stejným hodnotám klidového času. Proto jsme použili bod z oblasti kolem  $q$  - křivky. U daného čtyřkloubového mechanismu bylo vyzkoušeno několik bodů  $q$  - křivky i vele ní byly prokresleny jejich trajektorie. Výsledkem bylo nalezení bodu s trajektorií, která je nejbliž k ideální. Tato část práce byla uzavřena syntézou zbývajících částí prošlupního mechanismu a vyústila v konkrétní mechanismus.

Potom byla provedena analýza navržené alternativy prošlupního mechanismu, a to totiž analýza z hlediska kinematického, dynamického a hlediska přesnosti.

Kinematika i dynamika byly řešeny graficko-počítařsky pro 12 poloh mechanismu. A bylo zjištěno, že největší zrychlení o dynamické síly na listech vznikají v krajních polohách mechanismu. Řešení bylo provedeno při otáčkách stroje 800 ot/min.

Analýza z hlediska přesnosti byla provedena v jedné z krajních poloh mechanismu, pomocí statické metody. Ukázalo se, že odchylka není velká, že vyhovuje pro daný mechanismus.

Z výsledků analýzy je zřejmé, že zkoumaná struktura kloubového prošlupního mechanismu je schopná dobře plnit svoji funkci pro plátňovou vazbu 1 : 1. Řešený mechanismus má předpoklady ke zvýšení životnosti stroje a umožnit použití pro rychloběžnost 800 zdvihů za min., a tím přispět ke zvýšení výkonu tkacího stroje Kontis z dnešních 1 800 na 2 250 m. ú/min.

Výsledkem řešení jsou dvě varianty čistě kloubového mechanismu. Přičemž druhá varianta realizovaná zkrácenou kynematickou cestou, čímž se dosáhne větší tuhosti systému a zmenšení celkových vůlí v kinematických dvojicích, a tím snížení hlučnosti a zvyšování životnosti.

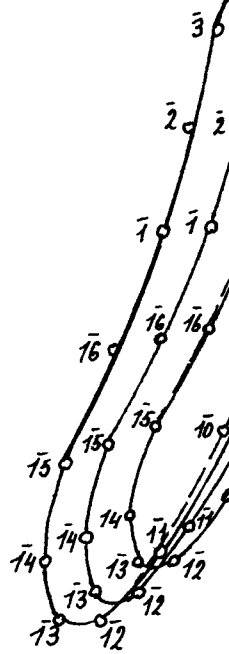
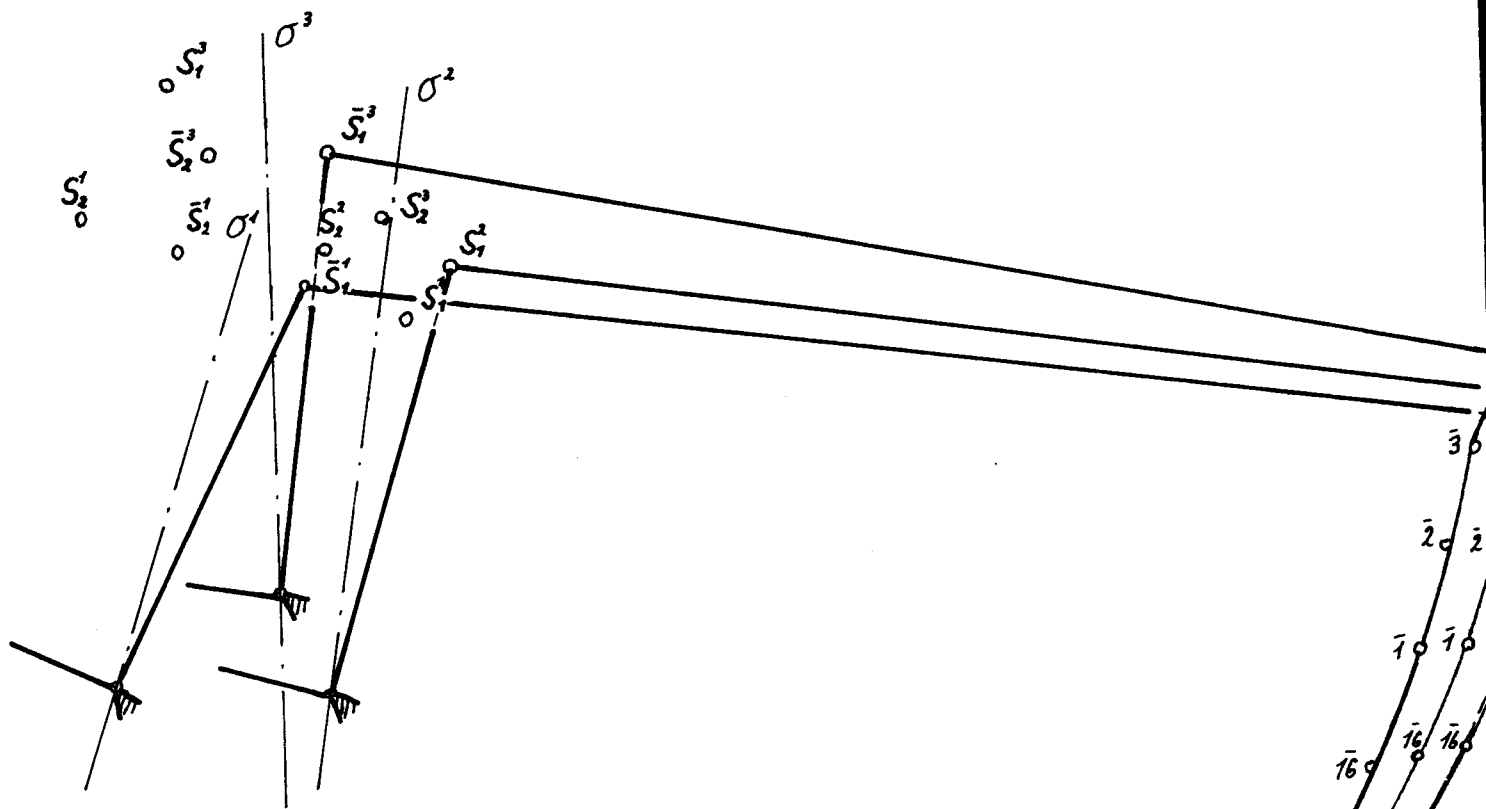
Dosavadní váčkový prošlupní mechanismus u tkacího stroje Kontis představuje 30 % celkové ceny stroje. Podíl hlučnosti mechanismu rovněž je výrazný na celkové hlučnosti stroje. Pokud jde o spolehlivost a životnost patří tento mechanismus ve váčkové variantě ke hlavním omezujícím faktorům.

Předložené studie jsou motivované právě těmito hledisky a ukazují cestu, která ukazuje na možnosti úspěšného řešení problému.

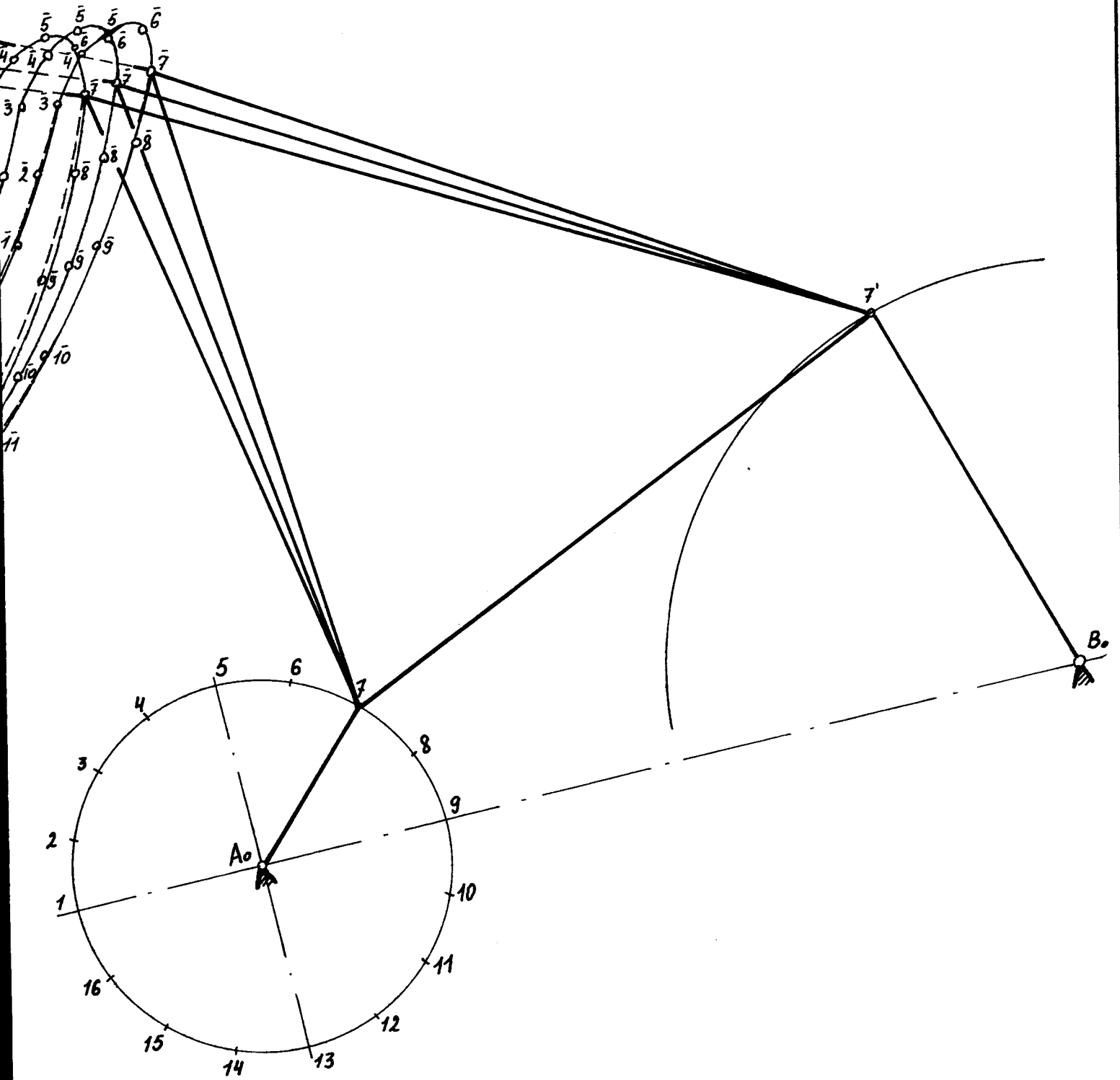
Na závěr této práce bych chtěl poděkovat Doc. Ing. J. Charvátovi, CSc za cenné rady a podněty, které mě pomohli při sestavování této práce.

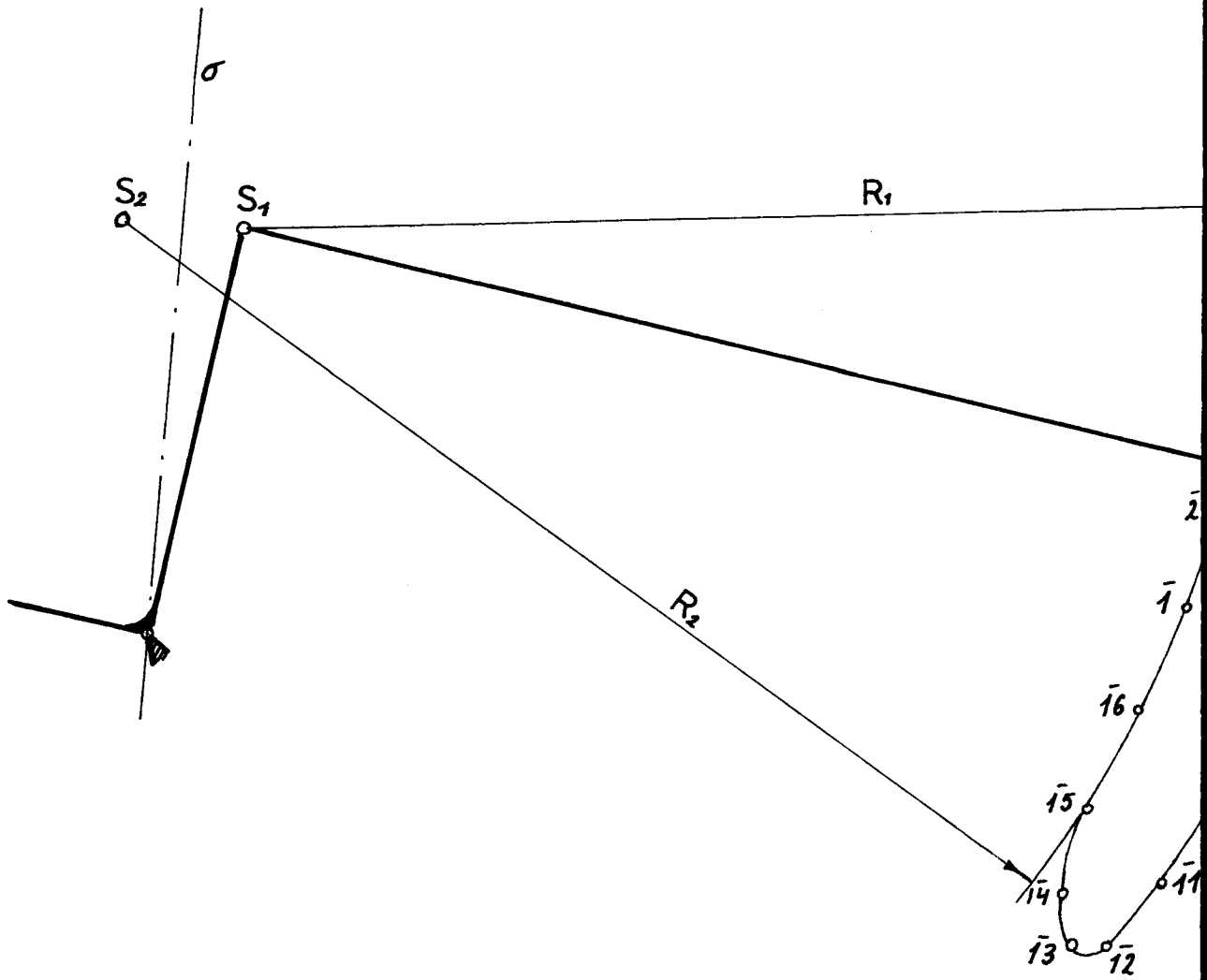
## Literatura.

- /1/ Alt. H : Zur Geometrie der Koppelrastgetriebe.  
Ingeniet Archiv III Band 1932 s. 394.
- /2/ Charvát J.: Syntéza mechanismů I. VŠST Liberec 1970
- /3/ Velechovský P.: Kloubový prošlupní mechanismus. Dip-  
lomová práce VŠST Liberec 1972.
- /4/ Charvát J.: Teorie kloubových mechanismů. Úřad pro pa-  
tenty a vynálezy. Praha 1972.
- /5/ Bradský Z.; Jáč V.: Mechanika II (Kinematika).  
VŠST Liberec 1979.
- /6/ Charvát J.: Teorie mechanismů. VŠST Liberec 1970.
- /7/ Langr J.: Možnosti uplatnění víceprošlupní tkací tech-  
niky Kontis. Textil č. 10 SNTL, Praha 1979.
- /8/ Charvát J.: Syntéza kloubového prošlupního mechanismu.  
Textilní strojírenství č. 26.  
VÚTT Liberec 1963.
- /9/ Bílek J.: Návrh kloubového prošlupního mechanismu pro  
vytváření plátnové vazby na tryskových stavech.  
Textilní strojírenství č. 18 VÚTT Liberec 1961.
- /10/ Artobolevskij I. I.: Teorija mehanizmov i mašin. Nauka,  
Moskva 1975.
- /11/ Talavašek O., Svatý V.: Bezčlunkové stavy. SNTL,  
Praha 1975.



# PŘÍLOHA 2





# PŘÍLOHA 3

