

Vysoká škola: strojní a textilní

Katedra: Technické mechaniky

Fakulta: strojní

Školní rok: 1965/66

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro Miroslava V á c l a v í k a

odbor Stavba výrobních strojů a zařízení
se zaměřením na výrobní stroje a automaty

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

Název tématu: Použití analogového počítače při optimalizaci
mechanismu jehly propletacího stroje ARACHNE

- Pokyny pro vypracování:
- 1) Vyjděte z požadované zdvihové závislosti jehly na úhlu pootočení hlavního hřídele a proveďte syntézu předpokládaného šestičlenného rovinného mechanismu (čtyřkloubový mechanismus s přípojnou binární skupinou) tak, aby průběh zrychlení byl optimální.
 - 2) Strukturální analýzou určete geometrické parametry mechanismu s největším vlivem na zákon pohybu jehly a jejich hodnotovou variací najděte optimální uspořádání mechanismu.
 - 3) Získaný mechanismus konstrukčně prokreslete se zřetelem k jeho montáži na stávající disposiční poměry na stroji ARACHNE.

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

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

V 86/66 S

Rozsah grafických laboratorních prací: Součástí diplomní práce budou všechny nutné podklady (programy apod) pro řešení na analogovém počítači

Rozsah průvodní zprávy:

V průvodní zprávě v rozsahu cca 5 stran rukopisu sledujte zkušenosti s dosud používaným mechanismem jehly stroje Arachne

Seznam odborné literatury:

Lichtenheldt W.: Konstruktionslehre der Getriebe
Akademie-Verlag, Berlin 1961

Charvát J.: Teorie mechanismů. Skripta, SNTL 1964

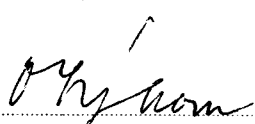
Vedoucí diplomní práce: Ing. Miloš Konopásek,
samostatný výzkumný pracovník VÚP Brno

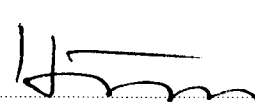
Konsultanti: Ing. Zdeněk Koloc, odborný asistent

Datum zahájení diplomní práce: 26.9.1966

Datum odevzdání diplomní práce: 5.11.1966

L. S.


Vedoucí katedry


Děkan

v Liberci dne 20.9.

196 6

Vysoká škola strojní
a textilní
v Liberci

Fakulta strojní
Katedra technické
mechaniky

POUŽITÍ ANALOGOVÉHO POČÍTAČE PŘI OPTIMALIZACI
MECHANISMU JEHLY PROPLÉTACÍHO STROJE ARACHNE

Miroslav Václavík

Vedoucí diplomové práce: Ing. Miloš Konopásek

Konzultant:

Ing. Zdeněk Koloc

1966

O b s a h :

- 1/ Úvod.
- 2/ Modelování na analogovém počítači.
- 3/ Rozbor výchozího návrhu.
- 4/ Přijatý postup řešení a vymezení sledované oblasti mechanismů.
- 5/ Rozbor základního čtyřkloubového mechanismu.
- 6/ Rozbor binární skupiny šestičlenného mechanismu.
- 7/ Kinetostatické řešení navrženého mechanismu.
- 8/ Shrnutí poznatků o modelování mechanismů na analogovém počítači.
- 9/ Zhodnocení metody návrhu a navrženého mechanismu.

Literatura.

Seznam příloh.

1. Ú v o d

Při analýze mechanismů se donedávna převážně používaly grafické nebo graficko-výpočtové metody /1/, /2/. Společným znakem těchto metod je zdlouhavost a značná pracnost. Též většina úloh syntézy mechanismů se řeší zpravidla graficky /3/. Analytické metody syntéz, např. syntéza podle Čebyševa /4/ dávají velmi složité vztahy, jejichž řešení je zpravidla obtížné. Pro rychlejší orientaci při syntéze mechanismů pro předepsanou trajektorii se používá různých grafů a atlasů křivek /5/. Trajektorie mechanismů se obvykle získávají na mechanických modelech /6/. Jejich nevýhodou je malá univerzálnost a omezená možnost změny parametrů mechanismu.

Rozvoj moderní výpočtové techniky využívající rychlé číslicové počítače se odrazil i v teorii mechanismů /7/. Využití číslicových počítačů však není dosud podrobněji propracováno.

Rovněž možnost použití analogových počítačů v teorii mechanismů není hlouběji zpracována. V literatuře se vyskytují pouze tři články, zabývající se touto problematikou. Poprvé navrhl možnost použití analogového počítače k reprodukci trajektorií klikového a čtyřkloubového mechanismu E. Lenk v práci /6/ v roce 1962.

Jedná se o tzv. přímou metodu, která vychází pouze z geometrie daného mechanismu. Konkretní řešení čtyřkloubového a klikového mechanismu touto metodou provedli u nás poprvé v práci /8/ I. Plander a J. Tomáš v roce 1965. Crosley v práci /9/ provádí řešení dvouklikového čtyřkloubového a kulisového mechanismu. V práci /10/ se autor zabýval reprodukcí trajektorií čtyřčlenného a šestičlenného kloubového mechanismu a navrhl tzv. nepřímou metodu reprodukce trajektorií. U této metody se vychází jednak z geometrických a jednak kinematických veličin daného mechanismu.

V této práci je použito analogového počítače, na rozdíl od ostatních uvedených prací, k optimalizaci parametrů mechanismu, tedy na úlohu syntetickou.

Cílem práce je optimalizace parametrů šestičlenného mechanismu pomocí analogového počítače při dodržení výrazné klidové doby v jedné úvratí posuvného členu, požadovaného zdvihu, vhodného průběhu zrychlení a zachování daných dispozičních možností. Protože vyjma prvních dvou nelze zadané požadavky matematicky nyjádřit, nelze stanovit kritérium optimalizace /12/. Byla proto zvolena metoda rozboru většího počtu mechanismů na zvolené množině parametrů. Vhodné geometrické uspořádání bylo vybráno po dohodě s vedoucím konstruktérem stroje, pro který je mechanismus určen.

2. Modelování na analogovém počítači.

Analogová výpočetní technika je založena na principu analogie, známém z různých vědních oborů. Oba fyzikální systémy - řešený systém i jeho elektrický model na analogovém počítači - jsou popsány analogickými rovnicemi. Analogový počítač je současně matematickým strojem pro řešení rovnic i univerzální stavebnicí k vytváření modelů.

K největším výhodám analogového počítače patří možnost snadné změny parametrů řešeného problému, spočívající v nastavování koeficientů na potenciometrech. Řešení dostáváme ve tvaru spojitého grafu. Výstupní veličiny lze snadno pozorovat na osciloskopu nebo zapisovat pomocí registračního zařízení. Nejvýraznější rozdíl v charakteru výsledků získaných na analogovém, resp. číslicovém počítači je v jejich přesnosti. Na analogovém počítači dostáváme řešení zpravidla na tři platná místa, kdežto na číslicovém počítači je přesnost na devět až dvanáct míst běžná. Ovšem pro obvyklé technické výpočty je přesnost analogového počítače postačující.

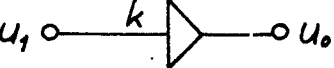
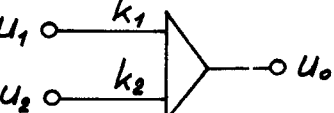
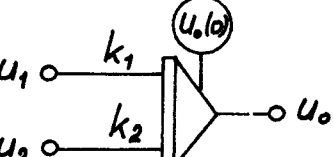
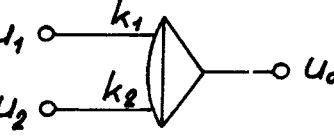
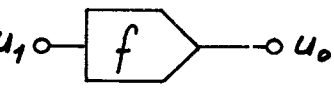
Úkol, který chceme řešit na analogovém počítači musíme nejprve pro stroj zpracovat, to znamená rozložit úlohu na tzv. matematické operace, které mohou být prováděny jednotlivými počítačými bloky. Dále je nutno sestavit

předpis, jak tyto počítačící bloky mezi sebou propojit v počítačící síť. Jednotlivé počítačící bloky znázorňujeme symbolickými značkami. Vzhledem k tomu, že dosud neexistuje jednotná norma označování počítačících bloků, uvedeme symboliku užívanou v práci /11/. /Obr. 1/

Základním prvkem většiny počítačících bloků /invertor, sumátor, integrátor, sumační integrátor, implikátor/ je stejnosměrný zesilovač s vysokým ziskem. Některé počítačící bloky mohou být realizovány také servomechanicky /servonásobička/.

Všechna uvedená řešení byla provedena ve výpočetní laboratoři Výzkumného ústavu pletářského v Brně na analogovém počítači AP 4 /výrobce Tesla Pardubice/ vybaveném nelineární skříní. Z příslušenství analogového počítače jsme užívali generátoru pomalých kmitů GNK, pomaluběžného osciloskopu OPD 250 - B a souřadnicového zapisovače BAK II.

Předpokládejme, že daný fyzikální problém je již popsán matematickými rovnicemi. Vlastní naprogramování rovnic na analogovém počítači má v podstatě čtyři etapy: volbu metody řešení, sestavení hrubého programového schématu, transformace závisle a nezávisle proměnných spolu se sta-vením podrobného programového schématu a vlastní propojení počítačící sítě na počítači.

Název	Symbol	Řeší vztah
Odporový dělič		$u_o = k u_1$
Invertor		$u_o = -k u_1 \quad k \geq 0$
Sumátor		$u_o = -(k_1 u_1 + k_2 u_2)$ $k_1, k_2 \geq 0$
Integrátor		$u_o = u_o(0) - \int_0^T k u_1 dT$ $k \geq 0$
Sumační integrátor		$u_o = u_o(0) - \int_0^T (k_1 u_1 + k_2 u_2) dT$ $k_1, k_2 \geq 0$
Implikátor		$u_o = -\lim_{A \rightarrow \infty} \frac{A(k_1 u_1 + k_2 u_2)}{k_1 + k_2}$ A - zesílení $k_1, k_2 \geq 0$
Násobička		$u_o = u_1 u_2$
Funkční měnič		$u_o = f(u_1)$
Generátor nízkého kmitočtu		$u_1 = \pm \sin \omega t$ $u_2 = \pm \cos \omega t$

Obr. 1

Při řešení mechanismů používáme zpravidla kombinaci nepřímé a implicitní metody výpočtu. Podstatou nepřímé metody je, že řešení jedné neznámé dostáváme pomocí ostatních proměnných, taktéž neznámých. Hlavním znakem této metody je vznik zpětných vazeb mezi jednotlivými počítačícími bloky. Implicitní metoda výpočtu je taková, při které počítačící obvod vypočítává neznámou z implicitní anulované rovnice pomocí otevřeného počítačící zesilovače implikátoru s vhodnými zpětnými vazbami.

Hrubé programové schema sestavujeme na základě matematického modelu řešené úlohy. V tomto schematu vyjadřujeme jednotlivé operace pomocí zavedených schematických značek.

Účelem transformace závisle proměnných je přizpůsobení rozsahu proměnných řešeného problému rozsahu počítačících napětí počítače a zabezpečení co nejlepšího využití dynamického rozsahu počítače. V elektronickém analogovém počítači se všechny závisle proměnné vyjadřují elektrickým napětím u , které se u počítače AP 4 může změnit v rozsahu ± 100 V. K zobrazení závisle proměnných dané úlohy použijeme výhodně metody normalizace. Definujeme normu N_y proměnné y jako

$$N_y \geq \max \{ |y(t)| \} \quad /1/$$

kde $\max \{ |y(t)| \}$ je maximální absolutní hodnota proměnné y , dosažená během řešení. Zobrazení provádíme tak, že

položíme rovnost mezi normalizovanou proměnnou řešeného problému a normalizovanou strojovou proměnnou

$$\frac{y}{N_y} = \frac{u}{N_u} \quad /2/$$

kd-e $N_u = 100 \text{ V}$ je tzv. strojová jednotka.

Transformace nezávisle proměnných je ekvivalentní transformací ča-su, který je nezávisle proměnnou veličinou v analogovém počítači. Jestliže požadujeme řešení pro nezávisle proměnnou v intervalu od $x = 0$ do $x = N_x$ a chceme, aby řešení proběhlo na počítači v časovém intervalu od $T = 0$ do $T = N_T$, získáme normalizací obou nezávisle proměnných vztah

$$\frac{x}{N_x} = \frac{T}{N_T} \quad /3/$$

Pro sestavení podrobného programového schématu užíváme metody maticového programování, kterým se stanoví vstupní a zpětnovazební impedance jednotlivých počítačích zesilovačů a určí koeficienty nastavované na potenciometrech. Programové schéma je tedy grafický předpis, jak je třeba vzájemně propojit vstupy a výstupy počítačích jednotek, aby se dosáhlo potřebného řešení.

Analogový počítač je svou podstatou velmi vhodný především pro řešení soustav diferenciálních rovnic. Řešení nelineárních a transcendentních rovnic činí určité potíže spojené např. s vytvářením nelineárních operací.

Rovněž derivování je operace, jejíž realizace na analogovém počítači činí některé potíže související s otázkou přesnosti a stability počítačích sítě.

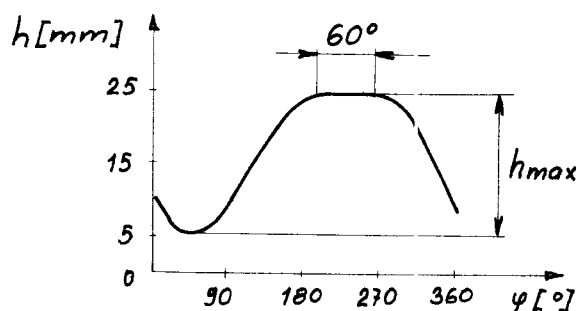
Modelování mechanismů není právě typickou úlohou pro analogový počítač, protože rovnice popisující mechanismus jsou zpravidla transcendentní a zadány implicitně. Zvláště v těchto případech je třeba věnovat zvýšenou pozornost otázkám stability počítačích sítě. Přesto však výhody, které poskytuje analogová výpočetní technika, a o nichž bylo mluveno dříve, nás opravňují k tomu, zabývat se odstraňováním právě naznačených těžkostí.

3. Rozbor výchozího návrhu.

V současné době probíhá ve Výzkumném ústavu pletářském v Brně vývoj jednolůžkového osnovního pletacího stroje. Bude se jednat o stroj zcela nové koncepce. Pro dosažení předepsaného pohybu jehel bylo třeba navrhnout vhodný mechanismus.

Z použité technologie vyplynuly tyto požadavky pro zdvihovou závislost jehly na pootočení hnacího hřídele.

/Obr. 2/



obr. 2

1/ Maximální zdvih

$$h_{\max} = 20 \text{ mm}$$

2/ V horní úvratí

klidová doba minimálně pro 60° po-
otočení hnacího
hřídele.

Požadavek optimálního průběhu zrychlení a dodržení dispozičních možností plyne jednak z důvodů konstrukčních, jednak z důvodů vhodných dynamických vlastností.

Podkladem pro vlastní práci byl informativní návrh mechanismu provedený pracovníky výzkumného ústavu. U tohoto návrhu, který byl proveden čistě empirickou cestou, se přihlíželo především ke konstrukčnímu uspořádání, hlavně co se týče volby počtu členů mechanismu.

Původně navržený mechanismus /obr. 3/ měl tyto parametry:

$$l_1 = 82 \text{ mm}$$

$$l_5 = 50 \text{ mm}$$

$$l_2 = 16 \text{ mm}$$

$$l_6 = 50 \text{ mm}$$

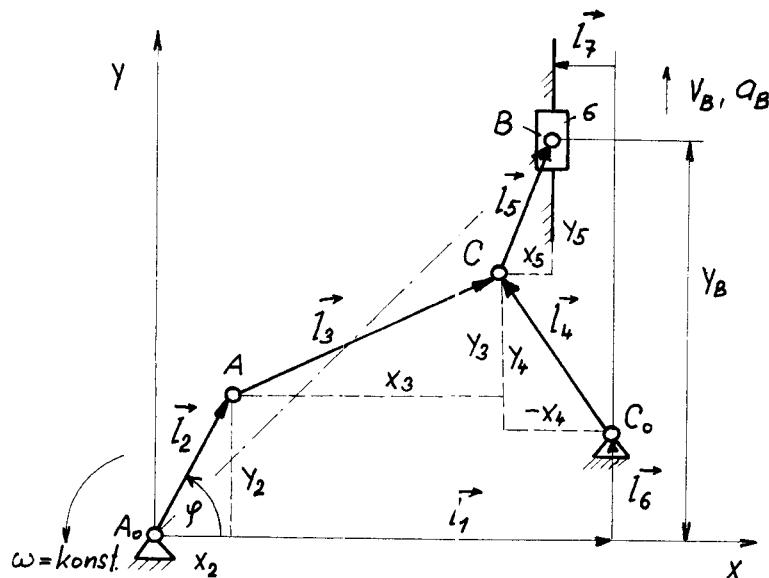
$$l_3 = 100 \text{ mm}$$

$$l_7 = 21 \text{ mm}$$

$$l_4 = 40 \text{ mm}$$

Nejprve provedeme vyšetření zdvihové závislosti průběhu rychlosti a zrychlení bodu B původně navrhovaného

šestičlenného mecha-nismu /obr. 3/ na analogovém počíta-
či.



obr. 3

Předpokládáme rovnoměrný pohyb hnací kliky AA_0 .

K vytvoření matematického modelu daného mechanismu bylo
užito tzv. přímé metody navržené E. Lenkem /6/.

K odvození souřadnice pohybu sledovaného bodu je třeba
popsat podmínky geometrické vazby tvořené vlastním me-
chanismem a vyjádřit výminky tuhosti úsečky pro jedno-
tlivé členy mechanismu.

Podmínku geometrické vazby základního čtyřkloubového me-
chanismu můžeme vyjádřit vektorovou rovnicí uzavřenosti

$$\vec{l}_2 + \vec{l}_3 = \vec{l}_1 + \vec{l}_6 + \vec{l}_4 \quad /4/$$

Polohu bodu B vyjádříme radiusvektorem

$$\vec{A_0B} = \vec{l}_1 + \vec{l}_6 + \vec{l}_4 + \vec{l}_5 \quad /5/$$

Rozepíšeme-li vektorové vztahy /4/ a /5/ do skalárních rovnic, dostaneme

$$x_2 + x_3 - x_4 - x_1 = 0 \quad /6/$$

$$y_2 + y_3 - y_4 - y_6 = 0 \quad /7/$$

$$x_5 + x_7 + x_4 = 0 \quad /8/$$

$$y_8 = y_6 + y_4 + y_5 \quad /9/$$

Z výminky tuhosti úseček plyne pro průměty jednotlivých vektorů

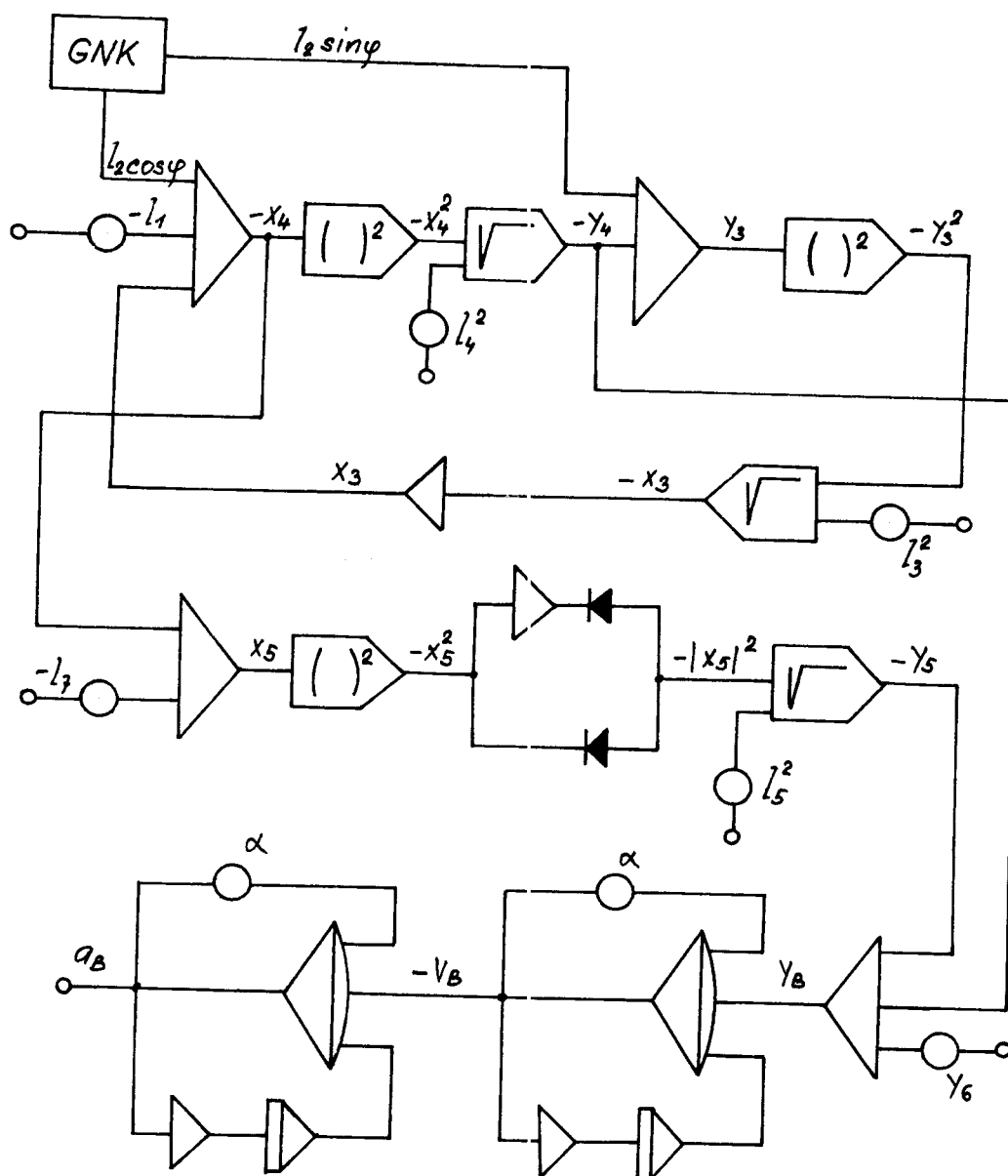
$$x_2 = l_2 \cos \varphi \quad y_2 = l_2 \sin \varphi \quad /10/$$

$$x_3^2 + y_3^2 - l_3^2 = 0 \quad /11/$$

$$x_4^2 + y_4^2 - l_4^2 = 0 \quad /12/$$

$$x_5^2 + y_5^2 - l_5^2 = 0 \quad /13/$$

Obr. 4 představuje obecné programové schéma pro řešení soustavy rovnic /6/ až /13/. Jako zdroje funkcí $\sin \varphi$ a $\cos \varphi$ je užito generátoru pomalých knitů GNK. Nelineární operace jsou prováděny pomocí diodových funkčních měničů. Na výstupech můžeme sledovat souřadnice bodu B, jeho rychlost a zrychlení. Rychlost a zrychlení dostáváme inverzí integrování použitím implicitní metody výpočtu. Potenciometrem α ($0 \leq \alpha \leq 1$) ve zpětnovazebním obvodu se nastavuje kompromis mezi požadavkem přesnosti a šumem. Elektrický model základního čtyřkloubového mechanismu je uzavřený obvod, kde ve zpětnovazební smyčce je velký počet zesilovačů. Zde docházelo k fázovému zpoždění, které způsobovalo nestabilitu řešení. Toto fázové



obr. 4

zpoždění jsme odstraňovali malými kapacitami, připojenými do zpětné vazby přes lichý počet zesilovačů.

Přílohy 1, 2, 3 obsahují grafy zdvihové závislosti bodu B, jeho rychlosti a zrychlení jako funkce pootočení kliky hnacího hřídele. Pro kontrolu a srovnání je zde rovněž zakreslen průběh jednotlivých veličin získaných gra-

ficky. U grafů zrychlení jsou patrné nepřesnosti, kterých se při implicitním způsobu derivování dopouštíme.

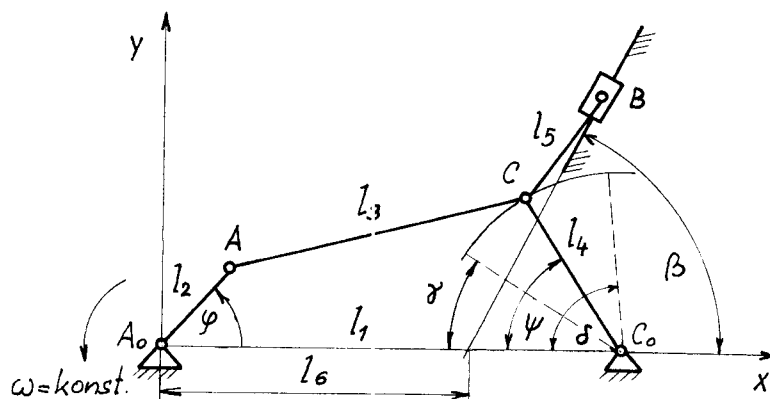
U křivky zdvihové závislosti původně navrhovaného mechanismu dochází ve střední části klidové polohy k mírnému prohnutí směrem dolů. Toto prohnutí má za následek, že zrychlení za jednu otáčku kliky čtyřikrát změní znaménko. Kolísání zrychlení způsobuje změnu smyslu reakcí v kloubech a přispívá k chvění celého stroje.

Prohnutí je způsobeno tím, že k dosažení požadované klidové doby členu 6 bylo třeba, aby pravá úvrať vahadla l_4 ležela za bodem, kdy vahadlo l_4 a ojnice l_5 leží v přímce.

Cílem této práce je najít vhodný mechanismus, který by splňoval zadané požadavky a neměl uvedené nedostatky. Pro tento účel byla zvolena metoda rozboru většího počtu vhodných uspořádání šestičlenného mechanismu pomocí analogového počítače.

4. Přijatý postup řešení a vymezení sledované oblasti mechanismů.

Při návrhu mechanismu pro předepsanou zdvihovou závislost zůstaneme z konstrukčních důvodů u původně navrhované koncepce šestičlenného mechanismu.

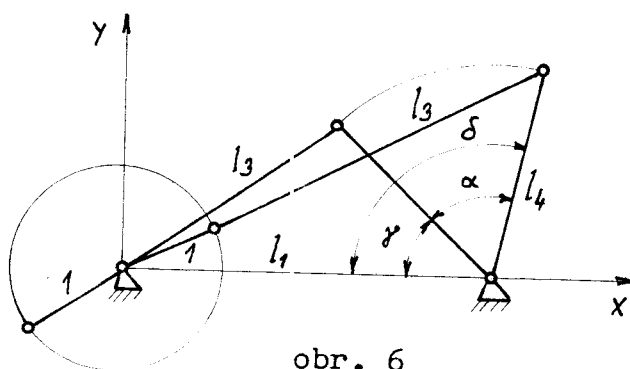


obr. 5

Šestičlenný mechanismus dle obr. 5 je určen sedmi parametry $/l_1, \dots, l_6, \beta/$. Při geometrickém vyšetřování rozdělíme tento mechanismus na základní čtyřkloubový A_0ACC_0 a klikový C_0CB . Vidíme, že časový průběh zdvihové závislosti bodu B je dán jak geometrií klikového mechanismu, tak časovým průběhem úhlu pootočení vahadla a jeho mezními hodnotami.

Pro usnadnění další práce vyjádříme délky jednotlivých členů mechanismů v bezrozměrných veličinách vztažených na kliku $l_2 = 1$. Nejprve se budeme zabývat základním čtyřkloubovým mechanismem.

Vymezíme množinu parametrů l_1, l_3, l_4^v , které se budeme pohybovat s ohledem na úhly γ a δ v úvratích vahadla.
/Obr. 6/



obr. 6

Pro čtyřkloubový mechanismus dle obrázku, kdy vahadlo je v úvrati, platí vztahy

$$(l_3 - l_1) = l_1^2 + l_4^2 - 2l_1 l_4 \cos \gamma \quad /14/$$

$$(l_3 + l_1) = l_1^2 + l_4^2 - 2l_1 l_4 \cos \delta \quad /15/$$

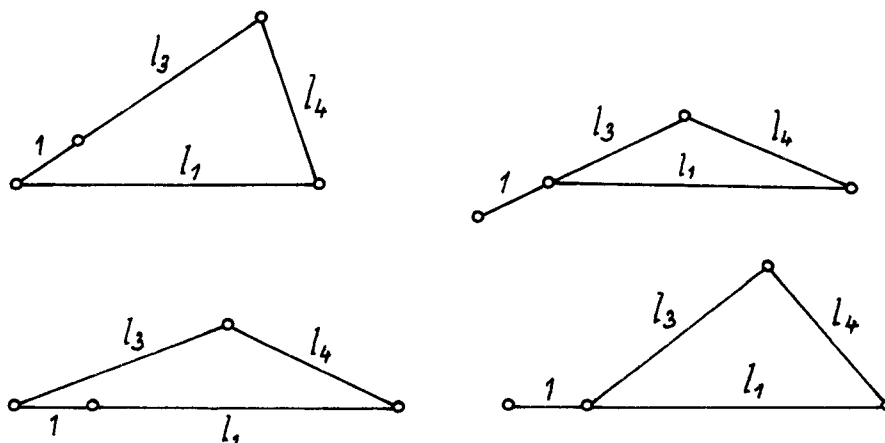
Volíme-li l_1 a úhel γ , resp. δ lze závislost /14/ a /15/ zakreslit do grafů jako funkci $l_3 = f(l_4, l_1, \gamma)$, resp. $l_3 = f(l_4, l_1, \delta)$. /Přílohy 4 až 8/

Řešení bylo provedeno numericky pro $l_1 = 2, 4, 6, 8, 10$ a pro $\gamma \in \langle 15^\circ; 165^\circ \rangle$ po patnácti stupních.

Nezávisle proměnná l_4 probíhá v intervalu $l_4 \in \langle 0, 10 \rangle$. Křivky, kde parametrem je úhel δ , probíhají obdobně, jen jsou posunuté o jednu směrem dolů na ose l_3 .

Množinu parametrů omezíme podmínkami, které musí být splněny, aby daný mechanismus byl klikovahadlový.

U čtyřkloubového mechanismu můžeme nalézt čtyři polohy, kdy klika leží na jedné přímce s některým dalším členem /obr. 7/.



obr. 7

Pro každý trojúhelník lze napsat tři trojúhelníkové nerovnosti /celkem 12 nerovností/, z nichž tři jsou na sobě nezávislé.

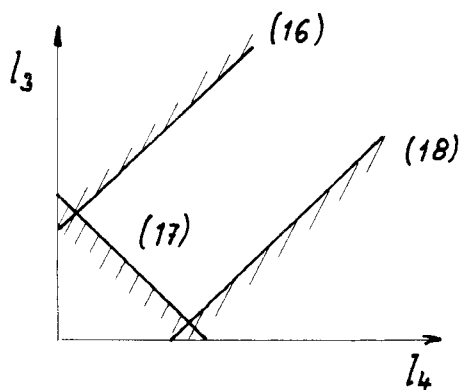
$$l_3 + 1 < l_1 + l_4 \quad /16/$$

$$l_1 + 1 < l_3 + l_4 \quad /17/$$

$$l_4 + 1 < l_3 + l_1 \quad /18/$$

Tím dostáváme výhodné matematické vyjádření Grashofovy podmínky /1/. Výsledné rovnosti /16/ až /18/ jsou zakresleny do jednotlivých grafů. /Přílohy 4 až 8/.

/Obr. 8/

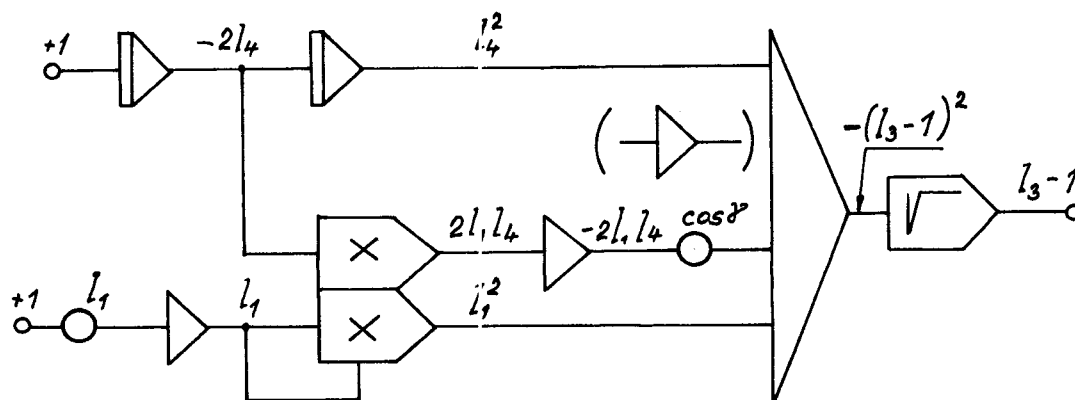


obr. 8

Pozn.:

Tyto grafy mohou usnadnit práci při návrhu čtyřkloubového mechanismu pro předepsané polohy vahadla v úvrati, resp. pro předepsaný rozkyv vahadla $\alpha = \delta - \gamma$

Rovnici /14/, resp. /15/ je rovněž možno řešit na analogovém počítači.



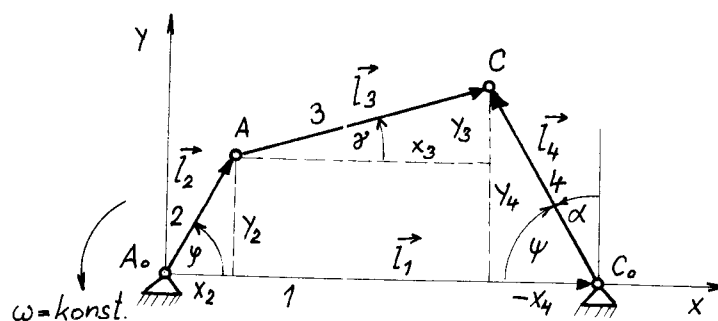
obr. 9

Obr. 9 představuje obecné programové schema pro řešení rovnice /14/. Invertor nakreslený v závorce je nutno zapojit do počítačích sítě v případě, že $\cos \psi$ změní znaménko. K realizaci odmocniny $\sqrt{l_3-1}$ je užito dodového funkčního měniče.

5. Rozbor základního čtyřkloubového mechanismu.

V úvodu jsme řekli, že značný vliv na tvar zdvihové závislosti posuvného členu šestičlenného mechanismu má časový průběh výkyvu vahadla l_4 čtyřkloubového mechanismu /obr. 10/.

Naším úkolem je získat závislost ψ , resp. $\alpha = f(\psi)$ pomocí analogového počítače. Základním problémem je zde popis daného mechanismu matematickými vztahy. Obecně lze říci, že metod řešení na analogovém počítači je právě



cbr. 10

tolik, kolika způsoby lze daný mechanismus popsat matematicky. Uvedeme několik možných variant řešení.

Ukážeme nejdříve, jak lze získat funkci $\psi = f(\varphi)$, užijeme-li tzv. přímé metody /6/. Postup je obdobný jako v části 3.

Podmínku geometrické vazby vyjádříme vektorovou rovnicí uzavřenosti.

$$\vec{l}_2 + \vec{l}_3 = \vec{l}_1 + \vec{l}_4, \text{ kde } \vec{l}_2 = \vec{l} \quad /19/$$

Vektorovou rovnici /19/ rozepíšeme do skalárních rovnic

$$x_2 + x_3 - x_4 - x_1 = 0 \quad /20/$$

$$y_2 + y_3 - y_4 = 0 \quad /21/$$

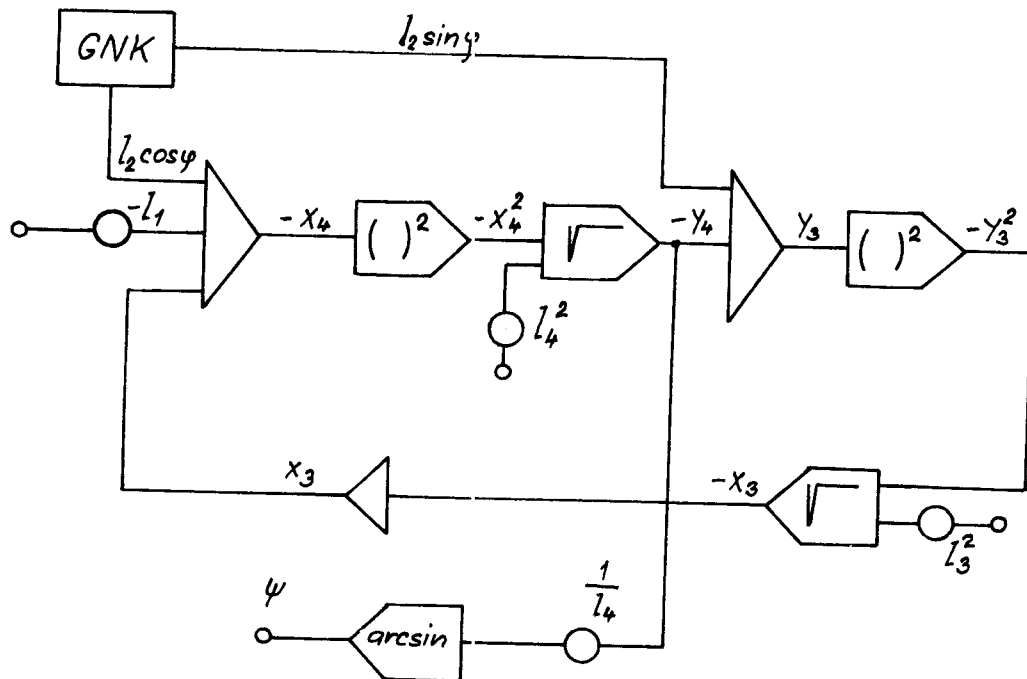
Připojíme výminky tuhosti úsečky /10/ až /12/.

Pro průmět vektoru l_4 do osy y platí

$$y_4 = l_4 \sin \psi \Rightarrow \psi = \arcsin \frac{y_4}{l_4} \quad /22/$$

Na obr. 11 je obecné programové schéma pro řešení soustavy rovnic /10/ až /12/, /20/ až /22/.

U této metody se setkáváme s potížemi uvedenými v části 3.



obr. 11

K získání závislosti $\psi = f(\varphi)$ můžeme rovněž užít nepřímé metody navržené v práci /10/, která vychází z popisu geometrických a kinematických veličin sledovaného mechanismu.

Pro rychlost bodu C platí vektorový vztah

$$\vec{v}_C = \frac{d\vec{l}_2}{dt} + \frac{d\vec{l}_3}{dt} = \frac{d\vec{l}_4}{dt} \quad /23/$$

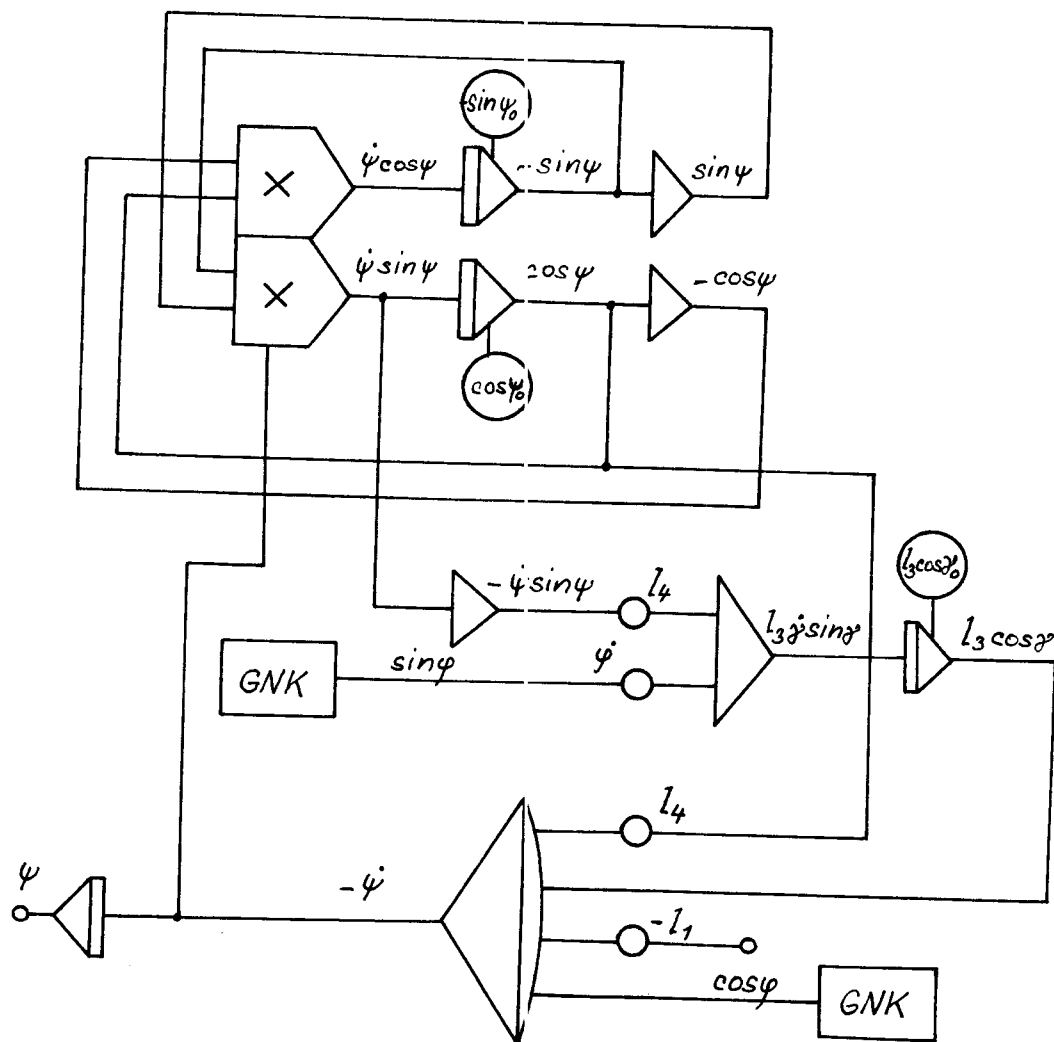
Skalární rovnice vektorového vztahu /23/ do směru osy x můžeme psát /s použitím dříve zavedeného vztahu $l_2 = l_4$ ve tvaru

$$\dot{\varphi} \sin \varphi + l_3 \dot{\gamma} \sin \gamma = l_4 \dot{\psi} \sin \psi \quad /24/$$

Jako podmínku geometrické vazby použijeme vektorový vztah /19/, jehož skalární rovnici do směru osy x můžeme psát

$$\cos\varphi + l_3 \cos\varphi = l_1 - l_4 \cos\varphi$$

/25/



obr. 12

Na obr. 12 vidíme obecné programové schema pro řešení soustavy rovnic /24/, /25/. Při sestavení schematu je užito implicitní metody výpočtu. U této metody není matematicky ověřeno, zda je splněna podmínka stability počíta-ci sítě.

Další variantu řešení dostaneme, napíšeme-li skalární rovnice vektorové podmínky geometrické vazby /19/ ve tvaru:

$$l_3 \cos \varphi = l_1 - c \cos \psi - l_4 \cos \psi \quad /26/$$

$$l_3 \sin \varphi = l_4 \sin \psi - \sin \psi \quad /27/$$

Rovnice /26/ a /27/ umocníme dvěma, sečteme a po úpravě dostaneme

$$l_1 \cos \varphi = \frac{1}{2l_4} + \frac{l_1^2}{2l_4} + \frac{l_4}{2} - \frac{l_3^2}{2l_4} + \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi - \frac{l_4}{l_4} \cos \varphi /28/$$

Zavedeme-li konstanty

$$a = l_1$$

$$b = \frac{l_1}{l_4}$$

$$c = \frac{1}{2l_4} + \frac{l_1^2}{2l_4} + \frac{l_4}{2} - \frac{l_3^2}{2l_4}$$

můžeme rovnici /28/ přepsat do tvaru

$$a \cos \varphi = c + \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi - b \cos \psi \quad /29/$$

Tím jsme dostali výhodný matematický zápis čtyřkloubového mechanismu vzhledem k programování na analogovém počítači.

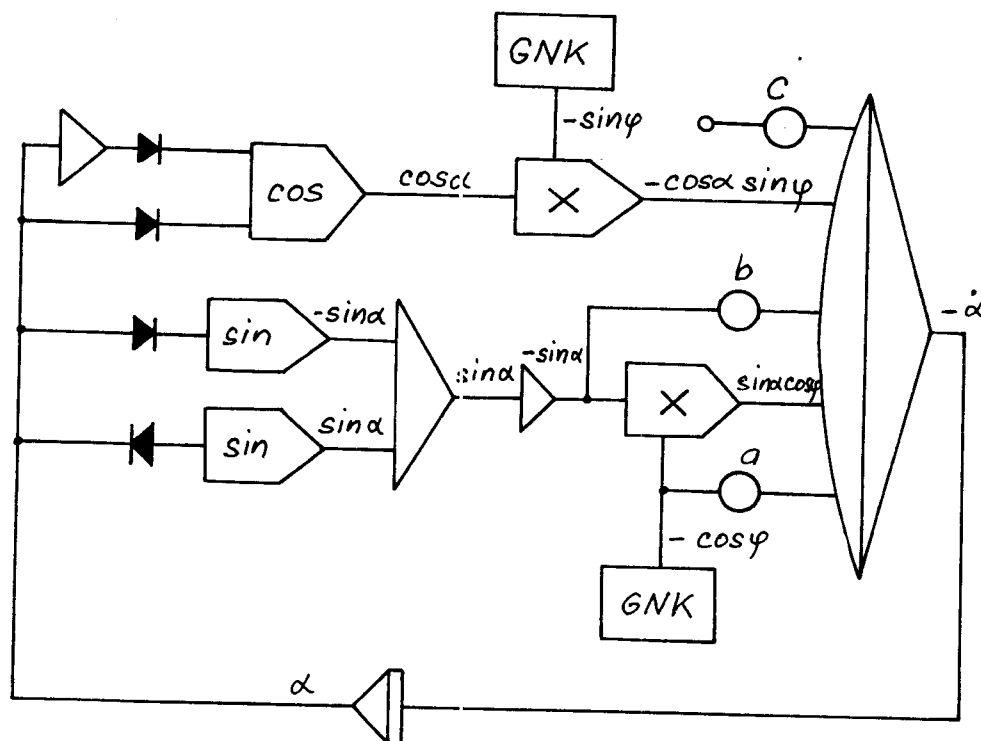
Obecné programové schema na obr. 13 představuje počítačící obvod pro řešení rovnice /29/. Programové schema je sestaveno nepřímou metodou výpočtu, pouze funkce $\arccos \varphi$ je provedena implicitní metodou.

Rovnici /29/ můžeme přepsat do tvaru

$$\cos \varphi (a - \cos \varphi) = c - b \cos \psi - \sin \psi \sin \varphi \quad /30/$$

Pro rovnici /30/ můžeme sestavit jiné obecné programové schema /obr. 14/. Schema je podobné s předchozím, jen implicitní metody výpočtu je využito při realizaci funkcí $\arccos \psi$ a při dělení.

Přepíšeme-li rovnici /29/ do anulovaného tvaru a dosadíme-li pro lepší využití rozsahu strojové jednotky $\sin \psi = \cos \alpha$ a $\cos \psi = \sin \alpha$ /obr. 11/, převedeme ji na tvar

$$c + \cos \psi \sin \alpha - \sin \psi \cos \alpha - a \cos \psi - b \sin \alpha = 0 \quad /31/$$


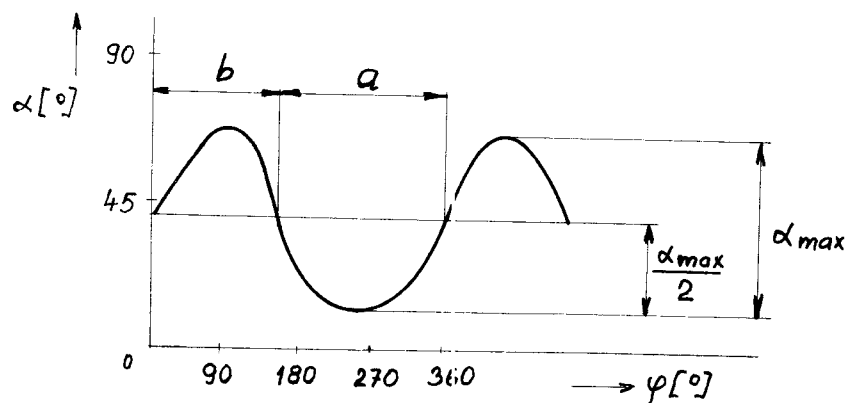
obr. 15

Při sestavení obecného programového schematu /obr. 15/ pro řešení rovnice /31/ je užito implicitní metody. Výhodou tohoto postupu je, že vedle časového průběhu úhlu α můžeme sledovat i průběh úhlové rychlosti $\dot{\alpha}$.

Další výhodou uvedeného schematu je možnost řešit prakticky jakýkoliv čtyřkloubový mechanismus bez změny měřítek zobrazení jednotlivých proměnných. Úhel α leží v intervalu $\langle -75^\circ, 75^\circ \rangle$, kde $\cos \alpha$ nemění znaménko, kdežto $\sin \alpha$ nabývá obou polarit.

Uvedená obecná programová schemata nám ukazují několik dalších metod řešení čtyřkloubového mechanismu na analogovém počítači. Každé schema má své výhody i nevýhody, které souvisí s otázkou stability a možnostmi danými vybavením analogového počítače.

Bylo provedeno řešení závislosti $\alpha = f(\varphi)$ pro třicet různých geometrických uspořádání čtyřkloubového mechanismu, vybraných z vymezené množiny parametrů, dané grafy /přílohy 4 až 8/. Ukázky průběhu funkce $\alpha = f(\varphi)$ jsou uvedeny v přílohách 9 a 10.



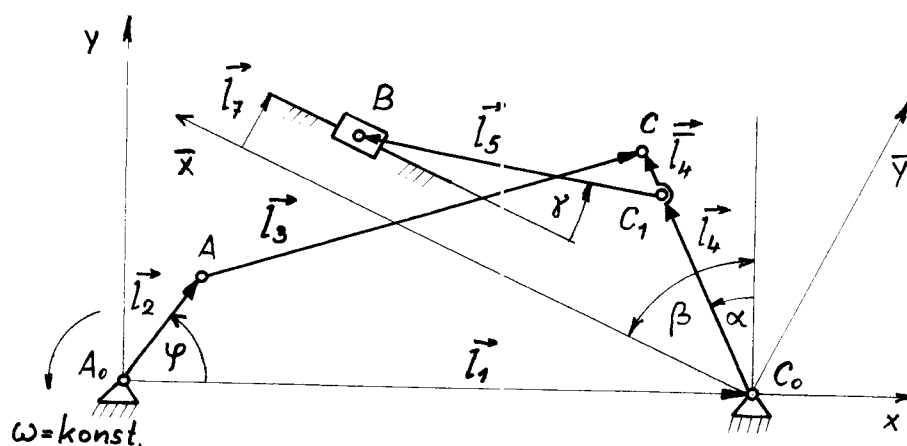
obr. 16

Vliv jednotlivých parametrů mechanismu na průběh funkce $\alpha = f(\varphi)$ je patrný z diagramů /přílohy 11, 12, 13, 14/. Za měřítko vlivu je vzat celkový rozkvyv vahadla $\alpha_{\max}$ a nesymetrie křivky, vyjádřená poměrem $\frac{a}{b}$ /obr. 16/. Závislost je velmi složitá plocha. Pro přesné vyšetření jejího průběhu by bylo třeba provést větší počet řešení. Délky a , b jsou měřeny ve vzdálenosti $\frac{\alpha_{\max}}{2}$ od úvrati. Pro náš případ potřebujeme křivku, která by při vhodných transformačních úhlech mechanismu měla značnou nesymetrii. Taková křivka pak zaručuje klidovou dobu v jedné úvrati vahadla, která bude prvním předpokladem, abychom dosáhli požadovanou klidovou dobu posuvného členu, aniž by vahadlo l_4 muselo překývnout za bod, kdy l_4 a l_5 leží v přímce. Z grafu /příloha 11/ vidíme, že této symetrie nejsnáze dosáhneme při malém l_3 a l_1 . Větší klidová doba je v té úvrati, kdy klika l_2 leží v jedné přímce s těhlicí l_3 v pořadí AA_0C . Tato skutečnost plyne z úvahy, že při malém vychýlení z polohy, kdy l_2 a l_3 leží v přímce v pořadí AA_0C , narůstají difference mezi kružnicemi, které opisuje bod A kolem bodu A_0 , patří-li členu 2 a kolem bodu C, patří-li členu 3, pomaleji, než při pořadí A_0AC .

6. Rozbor binární skupiny šestičlenného mechanismu.

Ke čtyřkloubovému mechanismu připojíme zbývající binární skupinu /obr. 17/. Při prvním návrhu uspořádání binární skupiny jsme vycházeli z poznatku, že vahadlo l_4 má v le-

vé úvrati větší klidovou dobu než v úvrati pravé. Abychom mohli použít beze změny schematu pro čtyřkloubový mechanismus, zavedeme nové souřadnice $\bar{x}$, $\bar{y}$ s počátkem v bodě C_0 .



obr. 17

Polohu bodu B v novém souřadném systému vyjádříme radius-vektorem

$$\vec{C_0 B} = \vec{l_4} + \vec{l_5} \quad /32/$$

Rovnici /32/ rozepíšeme do skalárních rovnic

$$\bar{y}_5 = l_4 - \bar{y}_4 \quad /33/$$

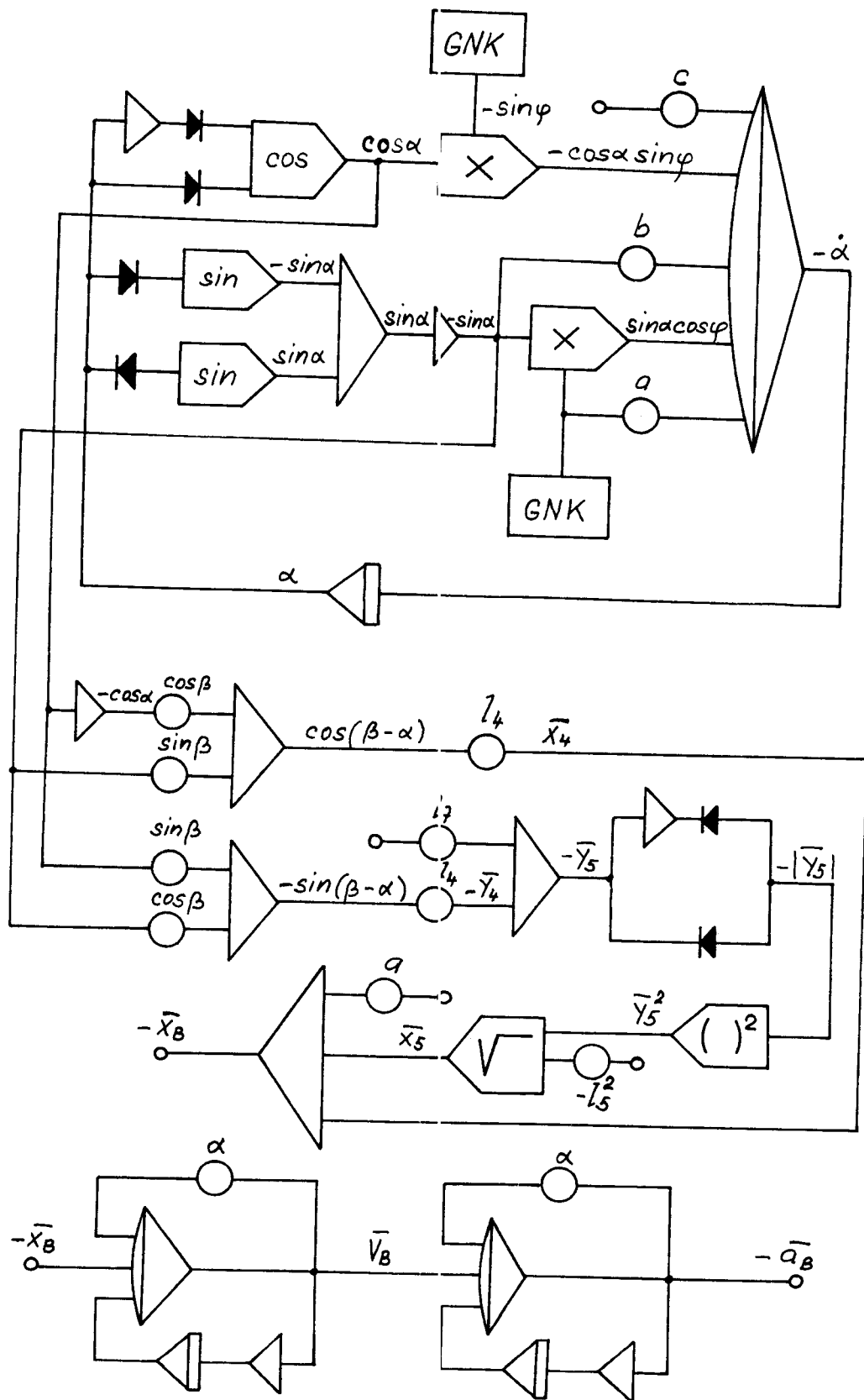
$$\bar{x}_B = \bar{x}_4 + \bar{x}_5 \quad /34/$$

Z podmínky tuhosti úseček plyne pro průměty vektorů

$$\bar{x}_4 = l_4 \cos(\beta - \alpha) = l_4 (\cos \beta \cos \alpha + \sin \beta \sin \alpha) \quad /35/$$

$$\bar{y}_4 = l_4 \sin(\beta - \alpha) = l_4 (\sin \beta \cos \alpha - \cos \beta \sin \alpha) \quad /36/$$

$$\bar{x}_5^2 + \bar{y}_5^2 - l_5^2 = 0 \quad /37/$$

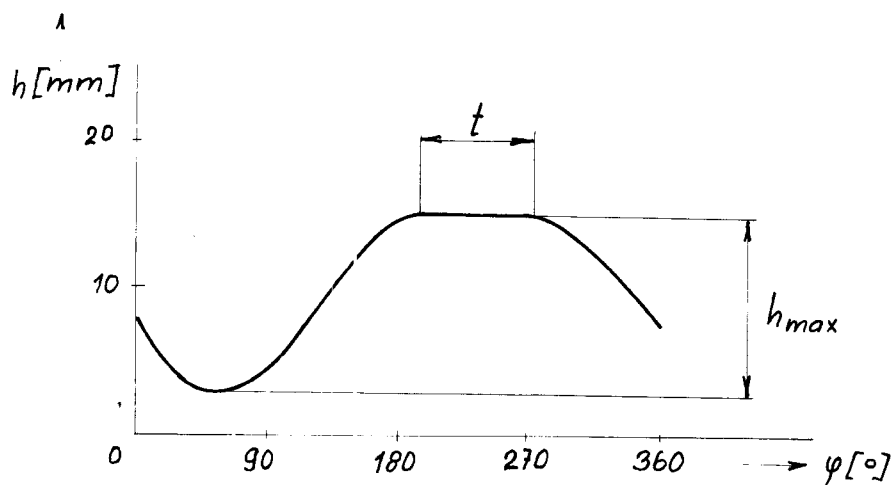


obr. 18

Na obr. 18 je obecně programové schema pro řešení soustavy rovnic /31/, /33/ až /37/, kde k elektrickému modelu čtyřčlenného mechanismu je připojen model binární skupiny. Na výstupu můžeme sledovat průběh zdvihové závislosti bodu B. Připojením derivačního obvodu můžeme získat i rychlost a zrychlení tohoto bodu. Koeficient a slouží ke zmenšení normy zdvihu x_B . Provedli jsme řešení zdvihové závislosti $\bar{x}_B = f(\varphi)$ pro čtyřicet různých geometrických uspořádání šestičlenného mechanismu. Ukázky průběhu zdvihových závislostí jsou uvedeny v přílohách 15, 16.

Vliv jednotlivých parametrů na zdvihovou závislost je zřejmý z diagramů /přílby 17 až 24/. Za měřítko vlivu je vzat celkový zdvih h_{max} a délka klidové doby t .

/Obr. 19/.



obr. 19

V diagramech jsou délka klidové doby t a celkový zdvih $h_{\max}$ vy-neseny jako funkce jednoho parametru klikového mechanismu, při čemž všechny ostatní parametry jsou konstantní, dané výběrem čtyřkloubového mechanismu /označení je shodné s obr. 17/. Z diagramů plyne, že s rostoucím l_7 podstatně roste klidová doba a klesá celkový zdvih. Naopak roste-li úhel β , klidová doba se zmenšuje a celkový zdvih roste. Obdobný vliv jako úhel β má i změna l_4 . Parametr l_5 vykazuje ve sledované oblasti vcelku nepatrný vliv. Lze říci, že nejnázve lze dosáhnout požadovaní zdvihové závislosti změnou úhlu β a délky l_7 . Uvedené závislosti platí v omezené oblasti změny jednotlivých parametrů. Při překročení určité hranice klidová doba buď zmizí, anebo se zhorší její kvalita v tom smyslu, že se objeví prohnutí ve střední části, o kterém byla zmínka v části 3. Pro podrobnější sledování uvedených závislostí by bylo třeba provést rozbor většího počtu mechanismů.

Shrneme-li výsledky rozboru binární skupiny s výsledky rozboru základního čtyřkloubového mechanismu, lze říci, že největší vliv na tvar zdvihové závislosti bodu B mají délky l_3 , l_7 a úhel β . Vhodnou kombinací těchto parametrů lze dosáhnout klidové doby až pro 200° pootočení hnacího hřídele.

Pro zadané požadavky byl vybrán po dohodě s vedoucím konstruktérem stroje, pro který je mechanismu určen, mechanismus v těchto parametrech /parametry jsou již přepočteny na zvolenou délku kliky - obr. 20/.

$$l_1 = 52,5 \text{ mm}$$

$$l_4 = 44 \text{ mm}$$

$$l_2 = 12,5 \text{ mm}$$

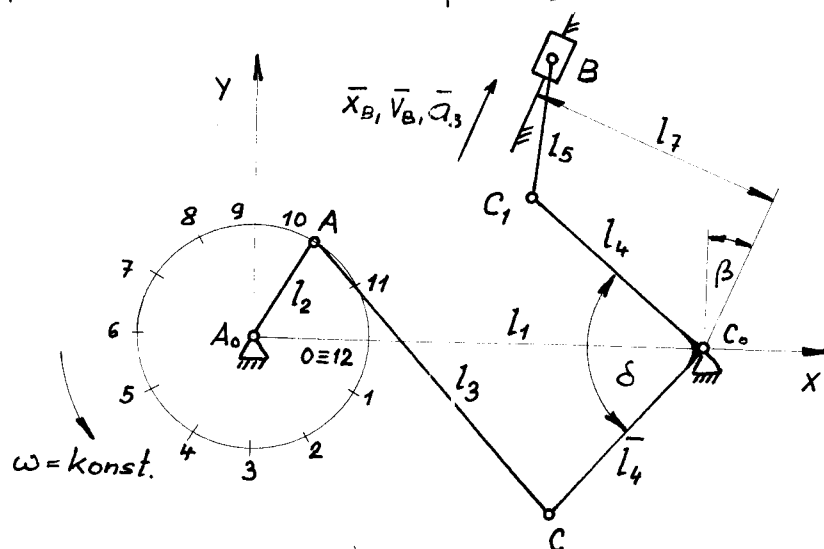
$$l_5 = 27,4 \text{ mm}$$

$$l_3 = 47,7 \text{ mm}$$

$$l_7 = 18,5 \text{ mm}$$

$$\bar{l}_4 = 44 \text{ mm}$$

$$\beta = 5^\circ$$



obr. 20

Z konstrukčních důvodů byla provedena úprava mechanismu /vahadlo l_4 je provedeno jako dvojramenná páka/.

Pro nově navržený mechanismus byl vyšetřen na analogovém počítači průběh zdvihové závislosti, rychlosti a zrychlení bodu B. /Přílohy 16,25,26/. Průběhy byly ověřeny grafickou konstrukcí. Při grafickém vyšetřování rychlostí a zrychlení bylo použito metody základního rozkladu.

Pro rychlost bodu C můžeme psát

$$\vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{V}_{CA} \quad /38/$$

platí-li $l_4 = \bar{l}_4$, je rychlost bodu C_1 stejná jako rychlost bodu C. Pro rychlost bodu B platí

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{C_1} + \vec{V}_{BC_1} \quad /39/$$

Rychlostní trojúhelníky pro jednu polohu kliky jsou uvedeny v příloze 27.

Obdobně pro zrychlení bodu C platí

$$\begin{array}{c} \vec{a}_C \\ \swarrow \quad \searrow \\ \underline{n} \quad \underline{t} \end{array} = \vec{a}_A + \begin{array}{c} \vec{a}_{CA} \\ \swarrow \quad \searrow \\ \underline{n} \quad \underline{t} \end{array} \quad /40/$$

Normální zrychlení dostaneme grafickou konstrukcí z rychlostí a poloměrů křivosti, u tečných zrychlení známe směr.

Pro zrychlení bodu B dostaneme

$$\begin{array}{c} \vec{a}_B \\ \swarrow \quad \searrow \\ \underline{n} \quad \underline{t} \end{array} = \vec{a}_{C_1} + \begin{array}{c} \vec{a}_{BC_1} \\ \swarrow \quad \searrow \\ \underline{n} \quad \underline{t} \end{array} \quad /41/$$

Konstrukce zrychlení pro jednu polohu kliky je provedena v příloze 28.

Průběhy rychlostí a zrychlení byly vyšetřeny pro dvanáct poloh kliky. Rychlosti, resp. zrychlení jsou vyneseny v poměru k rychlosti, resp. zrychlení bodu A kliky.

Především u průběhu zrychlení jsou patrné chyby, které jsou způsobeny nestabilitou a malou přesností derivačního obvodu.

Pozn.:

Chceme-li se vyhnout obtížím s derivováním, můžeme k získání rychlostí, resp. zrychlení bodu B užít tzv. nepřímé metody /10/.

Pro rychlost bodu B /obr. 17/ platí /uvažujeme $l_4 = \overline{l_4}$ /

$$\vec{V}_B = \frac{d\vec{l}_4}{dt} + \frac{d\vec{l}_5}{dt} \quad /42/$$

Skalární rovnice vektorového vzta-hu /42/ napíšeme ve tvaru

$$\overline{V}_{Bx} = \frac{d\overline{x}_B}{dt} = l_4 \dot{\alpha} \sin(\beta - \alpha) - l_5 \dot{\varphi} \sin \varphi \quad /43/$$

$$\overline{V}_{By} = 0 = -l_4 \dot{\alpha} \cos(\beta - \alpha) + l_5 \dot{\varphi} \cos \varphi \quad /44/$$

Obr. 21 představuje obecné programové schema pro řešení soustavy rovnic /43/, /44/. Schema pro řešení rovnice čtyřkloubového mechanismu /obr. 18/ není na obr. 21 uvedeno.

Obdobně lze postupovat, vyjdeme-li od zrychlení bodu B /obr. 17/. Pro zrychlení bodu B můžeme psát vztah

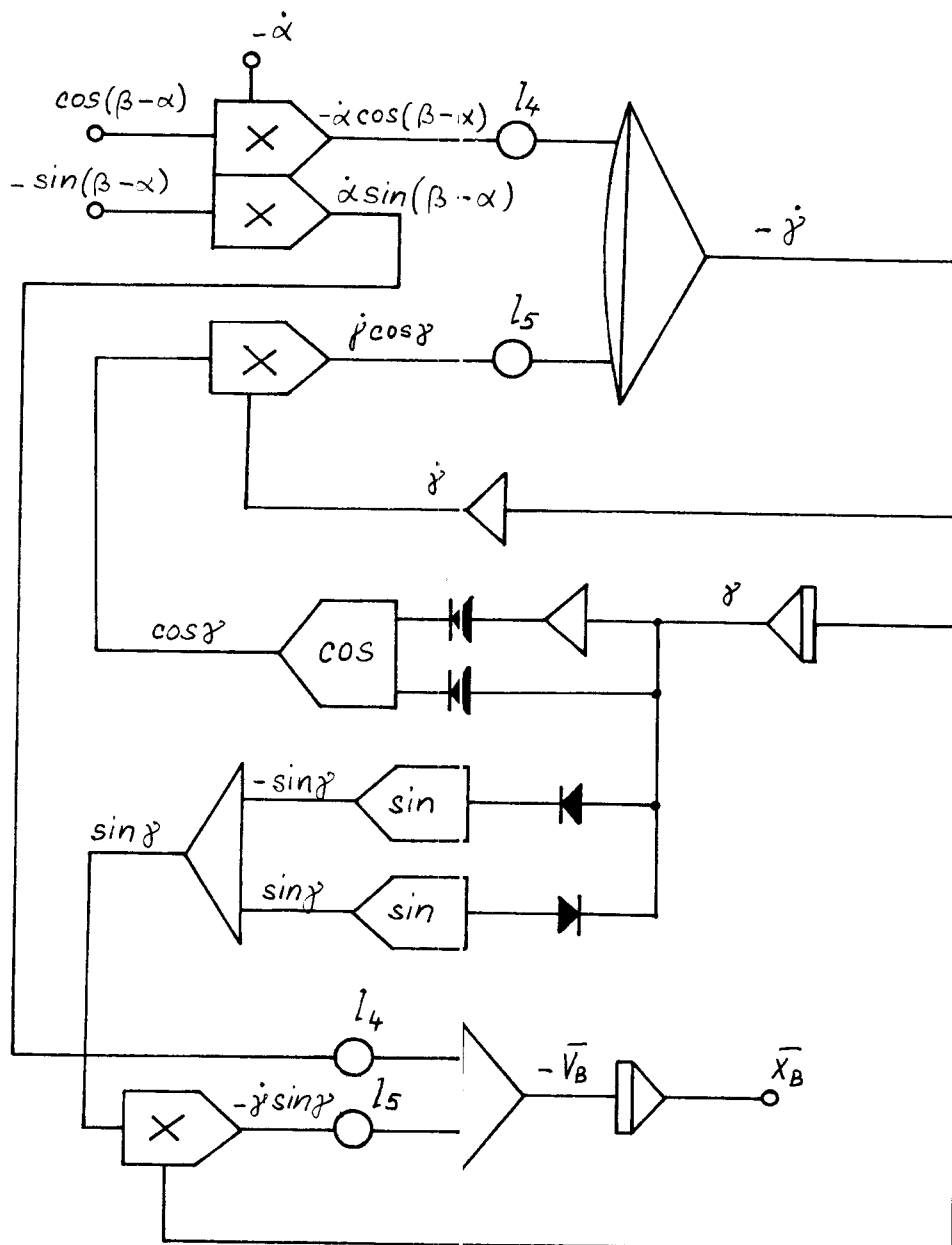
$$\vec{a}_B = \frac{d^2 l_4}{dt^2} + \frac{d^2 \vec{l}_5}{dt^2},$$

/45/

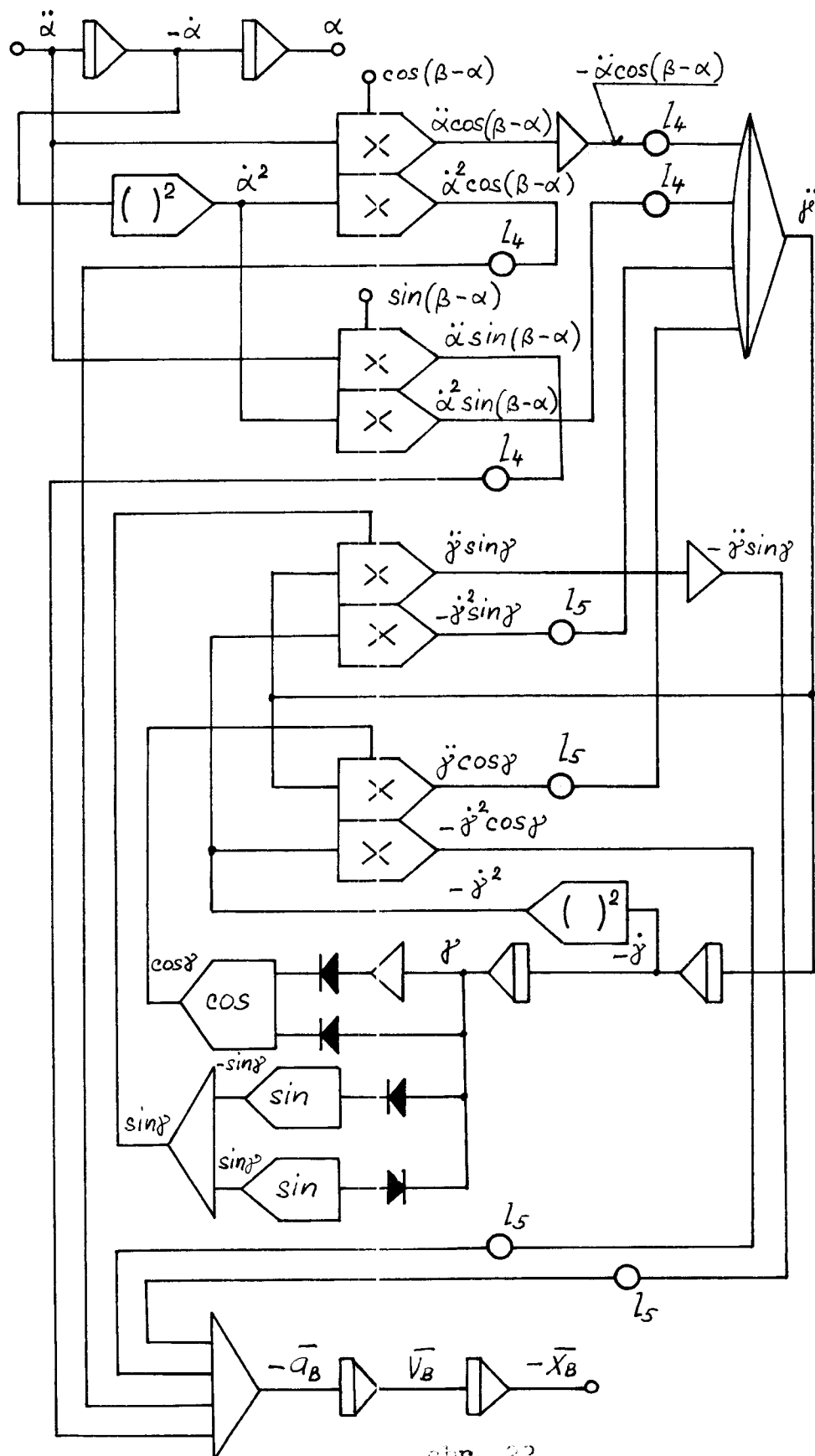
ze kterého plyne

$$\vec{a}_B = -\ddot{\alpha} \times \vec{l}_4 + \dot{\alpha}^2 \vec{l}_4 + \ddot{\gamma} \times \vec{l}_5 - \dot{\gamma}^2 \vec{l}_5$$

/46/



obr. 21



obr. 22

Rozepíšeme-li rovnici /46/ do složek, dostaneme

$$\bar{a}_{Bx} = \frac{d^2 \bar{x}_B}{dt^2} = l_4 \ddot{\alpha} \sin(\beta - \alpha) + l_4 \dot{\alpha}^2 \cos(\beta - \alpha) - l_5 \ddot{\gamma} \sin \gamma - l_5 \dot{\gamma}^2 \cos \gamma \quad /47/$$

$$\bar{a}_{By} = 0 = -l_4 \ddot{\alpha} \cos(\beta - \alpha) + l_4 \dot{\alpha}^2 \sin(\beta - \alpha) + l_5 \ddot{\gamma} \cos \gamma - l_5 \dot{\gamma}^2 \sin \gamma \quad /48/$$

Na obr. 22 je nakresleno obecné programové schema pro řešení soustavy rovnic /47/, /48/. Obvod pro řešení rovnice /31/ není zde zakreslen. Předpokládáme, že na výstupu implikátoru /obr. 15/ máne místo $\dot{\alpha}$ veličinu $\ddot{\alpha}$, z které získáváme α dvojí integrací. Na výstupech můžeme sledovat zdvihovou závislost bodu B, jeho rychlost i zrychlení.

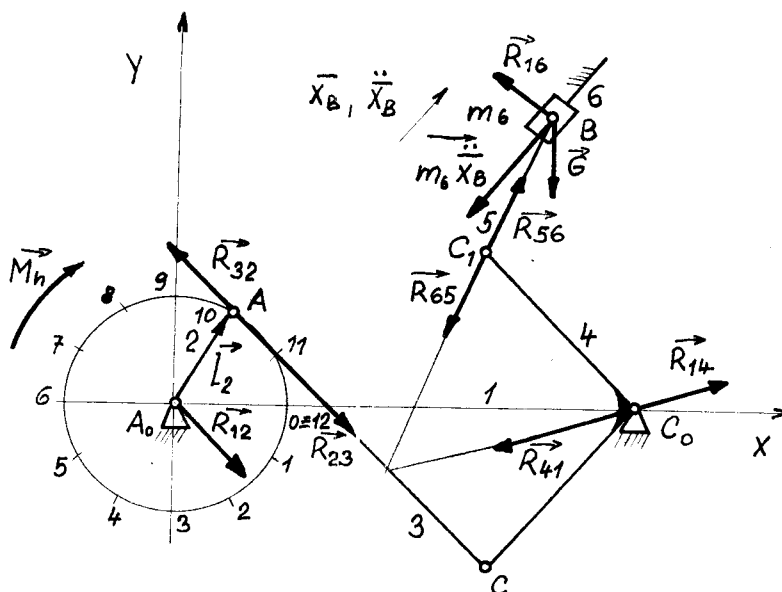
7. Kinetostatické řešení navrženého mechanismu.

Kinetostatické řešení bylo provedeno graficky za těchto zjednodušujících předpokladů /obr. 23/:

- a/ posuvný člen je zatížen vahou jehelního lůžka $G = 10 \text{kp}$
- b/ váhy ostatních členů mechanismu jsou zanedbány, protože jejich váha je malá ve srovnání s váhou jehelního lůžka
- c/ pracovní odpory se zanedbávají, protože při pletení prakticky žádné nevznikají. Rovněž pasivní odpory pro jednoduchost nebudeme uvažovat.

Použitím D'Alembertova principu můžeme psát pro člen 6 vektorovou rovnici rovnováhy:

$$\vec{R}_{16} + \vec{R}_{56} + \vec{G} - m_6 \vec{\ddot{x}}_B = \vec{0} \quad /49/$$



obr. 23

Pro rovnováhu členu 4 platí

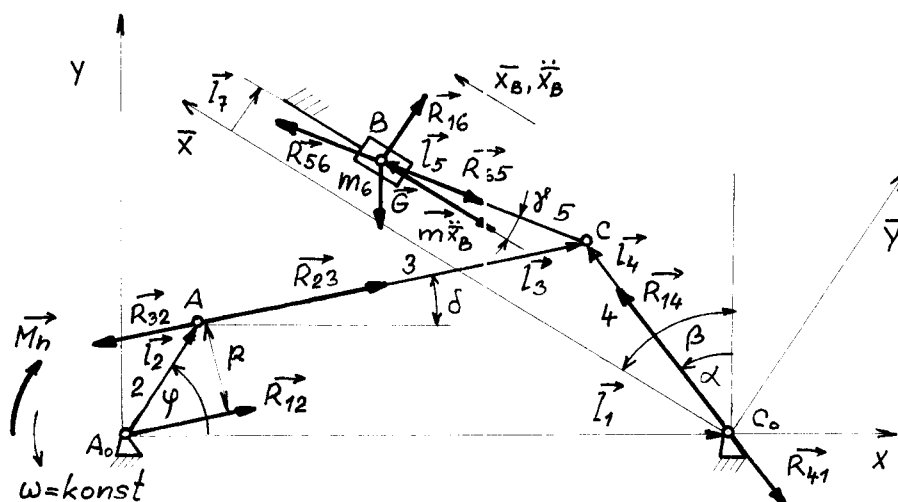
$$\vec{R}_{65} + \vec{R}_{14} + \vec{R}_{23} = \vec{0} \quad /50/$$

Pro člen 2 můžeme psát

$$\vec{M}_h + \vec{L}_2 \times \vec{R}_{32} = \vec{0} \quad /51/$$

Grafická konstrukce reakcí pro jednu polohu kliky je uvedena v příloze 29. Řešení je provedeno pro $n = 1000$ ot/min kliky, což jsou maximální otáčky, jaké připadají u navrhovaného stroje v úvahu. Průběh hnacího momentu a jednotlivých reakcí v úložných kloubech v závislosti na pootočení kliky je zakreslen v přílohách 30 až 33.

Reakce je rovněž možno určovat pomocí analogového počítače. Souřadnicový zapisovač nám nakreslí přímo jejich polární diagramy anebo časový průběh.



obr. 24

Použitím D'Alembertova principu můžeme psát složkové rovnice vektorových rovnic rovnováhy /49/ až /51/ /obr. 24/.

$$-G \cos \beta - m_6 \ddot{x}_B + R_{56} \cos \gamma = 0 \quad /52/$$

$$R_{16} - R_{56} \sin \gamma = 0 \quad /53/$$

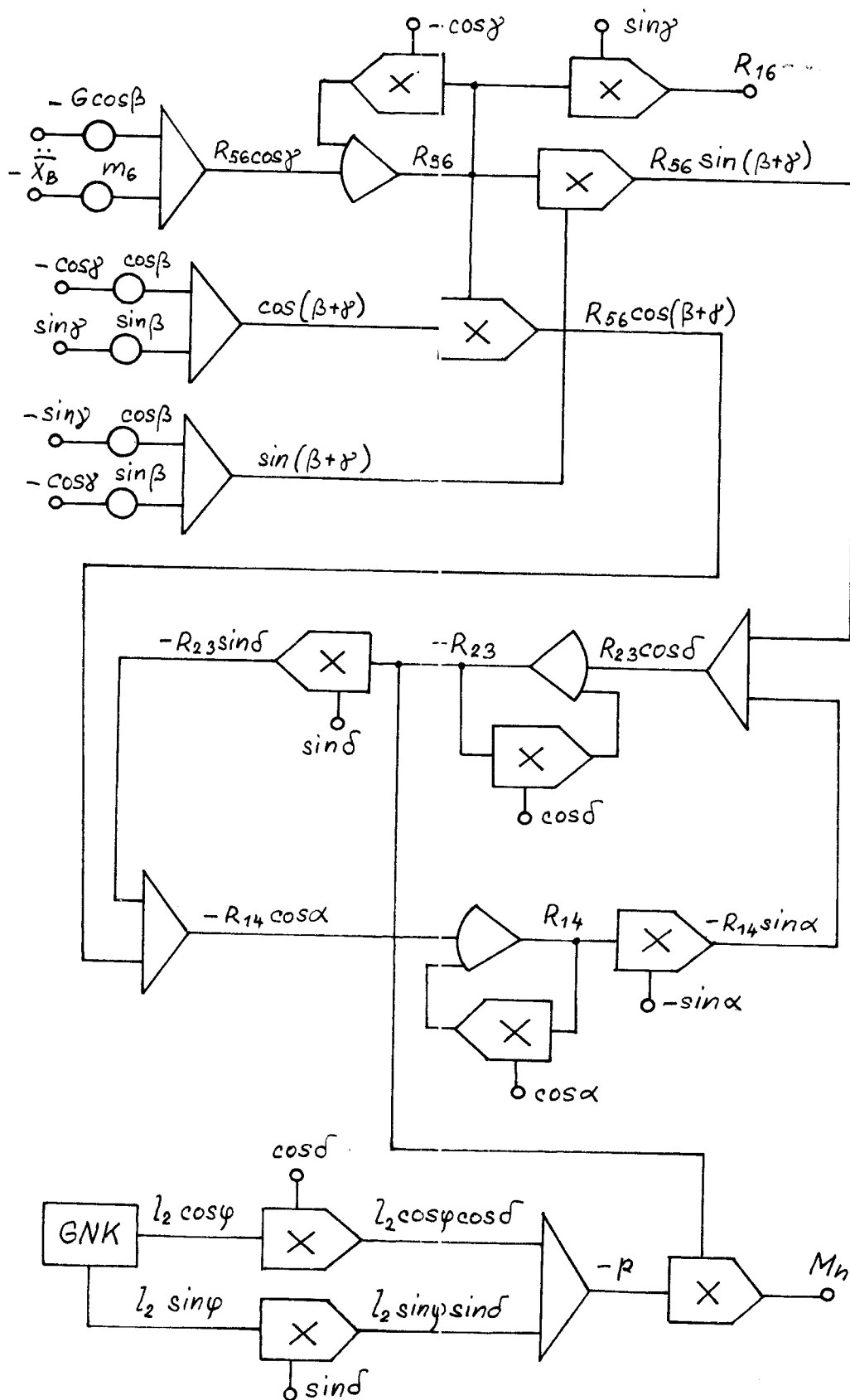
$$R_{65} \cos(\beta + \gamma) - R_{23} \sin \delta - R_{14} \cos \alpha = 0 \quad /54/$$

$$R_{65} \sin(\beta + \gamma) + R_{23} \cos \delta - R_{14} \sin \alpha = 0 \quad /55/$$

$$M_h = p R_{32} \quad /56/$$

$$p = l_2 \cos(\varphi - \delta) = l_2 (\cos \varphi \cos \delta + \sin \varphi \sin \delta) \quad /57/$$

Na výstupech v obecném programovém schématu pro řešení soustavy rovnic /52/ až /57/ /obr. 25/ můžeme odebírat průběhy jednotlivých reakcí a hnacího momentu. Předpokládáme zde, že je naprogramován celý mechanismus, odkud mů-



obr. 25

žeme odebírat potřebné geometrické veličiny a zrychlení. Bylo by rovněž možno provést úplné dynamické řešení /8/. Museli bychom však znát momentovou charakteristiku hnacího motoru.

Pozn.:

Obdobné rovnice i programové schema by bylo možno napsat pro kinetostatické řešení upraveného mechanismu /obr.23/. Bylo by však nutno poněkud upravit program pro celý mechanismus s ohledem na nové uspořádání.

1-DP-00
V příloze je proveden předběžný konstrukční návrh nového mechanismu. Nejedná se o podrobný konstrukční výkres, cílem bylo především prošetřit dispoziční možnosti. Klika a těhlice čtyřkloubového mechanismu jsou řešeny jako dvojitý excentr na jehlovém ložisku. Ostatní kloubová spojení jsou řešena čepy. U čepů nejsou zakreslena bronzová pouzdra, protože není rozhodnuto, která část se pohybovat.

8. Shrnutí poznatků o modelování mechanismů na analogovém počítači.

V práci je jednak aplikována přímá a nepřímá metoda sestavení obecného programového schématu na šestičlenný mechanismus, a jednak je navrženo několik nových metod řešení čtyřkloubového mechanismu. V závěru je navrženo obecné programové schema pro výpočet reakcí a hnacího

momentu.

Jak jsme ukázali, je možno každou úlohu řešit několika metodami. Každá metoda je pro některý účel více a pro jiný méně vhodná. Jednotlivá schemata pro řešení jediné úlohy vyžadují různý počet různých počítačích bloků, což má vliv např. na stabilitu počítačích sítě a na přesnost řešení /s počtem počítačích bloků roste i chyba/.

Umocňování a odmocňování je možno realizovat servonásobičkami nebo diodovými funkčními měniči. Funkční měniče jsou méně přesné, ale řešení může probíhat rychleji než při použití servonásobiček.

Derivování implicitní metodou je spojeno s určitými nepřesnostmi, jak je patrné z grafů rychlostí a především zrychlení. Jedná-li se nám o rychlosti, resp. zrychlení, může být výhodnější nepřímá metoda.

Stabilita obvodu s otevřeným počítačím zesilovačem /implikátorem/, např. rovnice /31/ přepsané do implicitního tvaru

$$F(\alpha, \dot{\alpha}, \varphi) \cong 0 = - \frac{\dot{\alpha}}{|A|} \quad /58/$$

/kde A je koeficient zesílení otevřeného zesilovače/ vyžaduje, aby

$$\frac{\partial F}{\partial \dot{\alpha}} > 0 \quad /59/$$

za předpokladu, že derivace $\frac{\partial F}{\partial \dot{\alpha}}$ po dobu řešení nemění

znaménko. Jestliže však $\frac{\partial F}{\partial \dot{\alpha}}$ může nabýt kladného i záporného znaménka, je třeba řešit rovnici

$$F \frac{\partial F}{\partial \dot{\alpha}} = - \frac{\dot{\alpha}}{|A|} \quad /60/$$

čímž se úloha podstatně zkomplikuje. U řešených úloh nebyla podmínka stability /59/, resp. /60/ matematicky ověřena. V praxi se však ukazuje, že je splněna. Tyto úvahy si zaslouží podrobnějšího studia.

9. Zhodnocení metody návrhu a navrženého mechanismu.

Užití metody modelování v daném případě vedlo k použitelným výsledkům. Modelování mechanismů téhož typu, avšak s proměnnými parametry poskytne celkový obraz o množině sledovaných mechanismů, což je zvláště výhodné, nelze-li dostatečně přesně formulovat kriteria výběru, a není-li množina příliš rozsáhlá. Zlepšit tento způsob návrhu by bylo možno použitím modelu, umožňujícího sledovat přímo vedle geometrie pohybu i jeho kinematiku a dynamické vlastnosti, ty pak vyhodnotit charakteristikami důležitými v konkrétním případě /např. maximální zrychlení nejhmotnějších členů maximální hodnoty jednotlivých reakcí, maximální rychlost změny velikosti jednotlivých reakcí, počet nulových hodnot reakcí/. Podle zmíněných charakteristik by bylo možno provádět výběr buď intuitivně, nebo po sta-

novení jednotlivých kritérií by bylo možno užít hybridní výpočetní techniky. Množinou mechanismů podrobenou tomuto podrobnému sledování, by byla podmnožina původního souhrnu taková, jež sleduje nejdůležitější geometrické, resp. kinematické podmínky.

V této práci se hlediska výběru omezila pouze na dodržení celkového zdvihu a velikosti, resp. kvality klidové doby. Pro jeden vybraný mechanismus /z asideseti, které tyto podmínky rovněž splňovaly/ bylo provedeno vyšetření kinematické a kinetostatické. Výsledky řešení ukázaly, že tento mechanismus má v porovnání s původním návrhem tyto vlastnosti:

- 1/ menší počet změn smyslu zrychlení posuvného členu, čímž jsou potlačeny vyšší harmonické složky dynamických sil
- 2/ stejně velká doba přibližného klidu v horní úvrati
- 3/ menší rozměry většiny členů mechanismu
- 4/ nové uspořádání mechanismu dovoluje lepší přizpůsobení dispozičním možnostem stroje
- 5/ velikosti reakcí vzrostly.

Sledováním množiny vyhovujících mechanismů by bylo možno jedinou nevýhodu /ad 5/ odstranit/příloha 34/.

Je mou milou povinností počekat vedoucímu diplomové práce Ing. Miloši Konopáskvi za obětavé vedení a nevšední pochopení pro mou práci a konzultantu Ing. Zdeňku Kolocovi za cenné rady a připomínky.

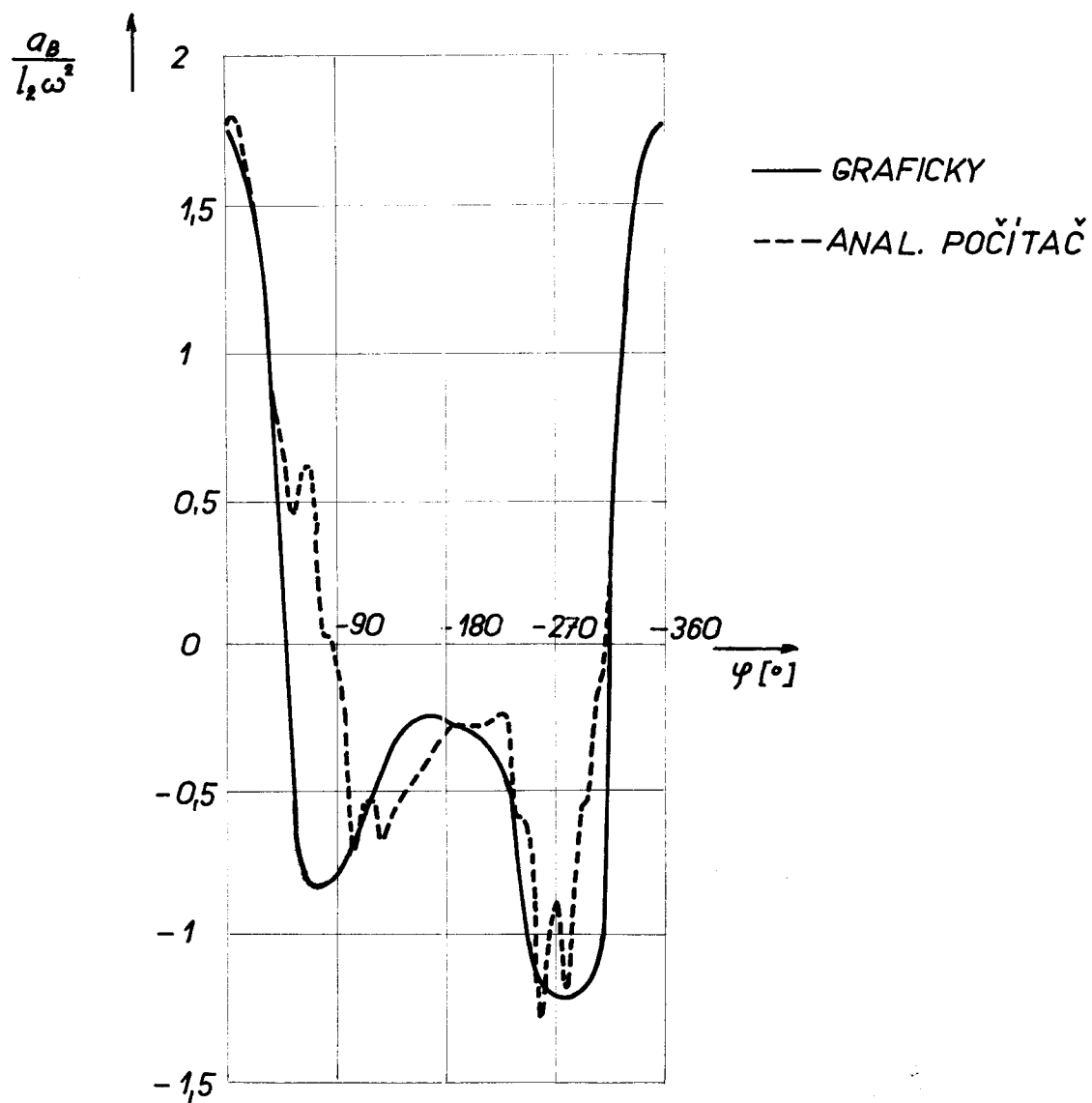
Dále patří dík Výzkumnému ústavu pletářskému v Brně, který mi umožnil pobyt ve své výpočtové laboratoři.

VŠST LIBEREC	Použití analogového počítače při optimalizaci mechanismu jehly	DP strana 45 5. LISTOPADU 1966 M. Václavík
		Literatura: /1/ Beyer R.: Technische Kinematik, Van Chong Book Company, Shanghai, 1949 /2/ Charvát J.: Teorie mechanismů, skripta, SNTL, 1964 /3/ Lichtenheldt W.: Sintéz mechanismov, Nauka, Moskva, 1964 /4/ Bárdoš V.: Metódy približnej syntézy rovinných mechanismov s nižšími kinematickými dvojicami, Strojírnoství 16, č. 1, 1966, str. 9-21 /5/ Hrones J.A., Nelson G.L.: Analysis of the Four-Bar linkage, The Technology Presse of M.I.T. and John Wiley and Sons, New York, 1951 /6/ Lenk E.: Instrumentelle und elektrische Verfahren zur Erzeugung und Aufzeichnung von Koppelkurven-Konstruktion 14, 1962, Heft 10, 393-396 /7/ Freudenstein F.: Trends in the Kinematics of Mechanisms, Applied Mechanics Reviews 12, 1959, č. 9, 1 - 4 /8/ Plander I., Tomáš J.: Analýza rovinných mechanismov s nižšími kinematickými dvojicami na analogovom počítači, Strojnícky časopis XVI., 1965, č. 5, 463-486 /9/ Crosley F.E.: Modelirovanije dviženij ploskich četyrjehzvěnných mechanismov na elektronnoj analogovoj mašině, Sovremennyye problemy teorii mašin i mechanismov, sborník Nauka, red. Levitskij, Moskva 1965, str. 162-171 /10/ Václavík M.: Možnosti použití analogových počítačů pro analýzu trajektorií rovinných kloubových mechanismů, Příspěvek na celostátní konferenci studentských vědeckých prací v Brně, 1966 /11/ Borský V.; Matyáš J.: Technika použití elektronických analogových počítačů, SNTL Praha, 1963

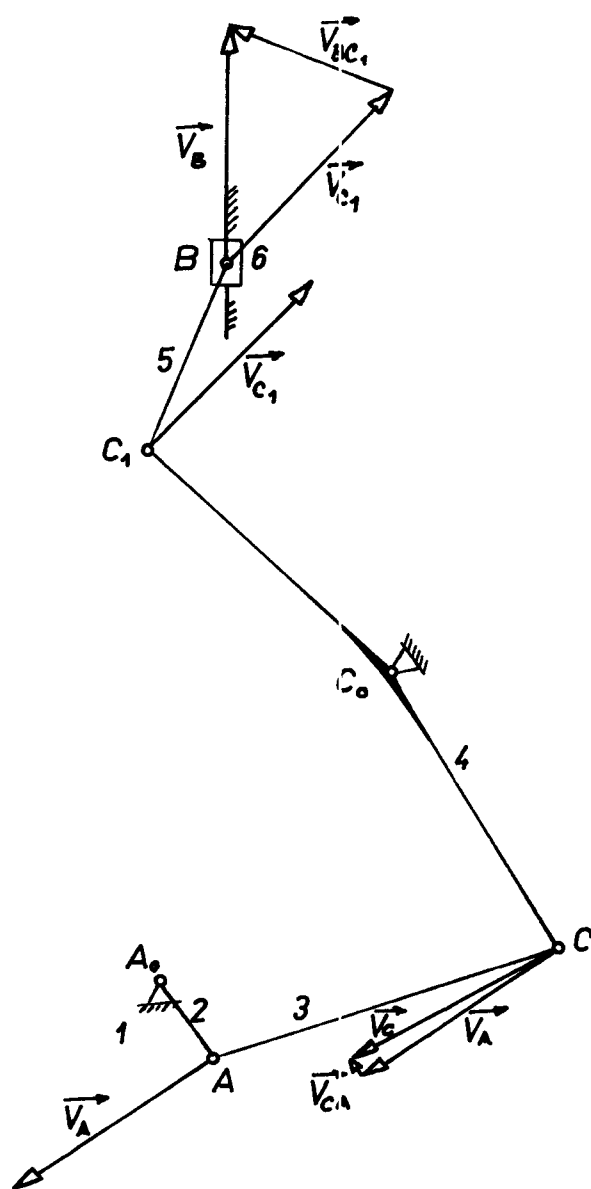
Seznam příloh:

- 1/ Průběh zdvihu bodu B v závislosti na pootočení kliky.
- 2/ Graf rychlosti bodu B v závislosti na potočení kliky.
- 3/ Graf zrychlení bodu B v závislosti na pootočení kliky.
- 4/ Graf závislosti l_3 na l_4 pro $l_1 = 2$.
- 5/ Graf závislosti l_3 na l_4 pro $l_1 = 4$.
- 6/ Graf závislosti l_3 na l_4 pro $l_1 = 6$.
- 7/ Graf závislosti l_3 na l_4 pro $l_1 = 8$.
- 8/ Graf závislosti l_3 na l_4 pro $l_1 = 10$.
- 9/ Průběh výkyvu vahadla v závislosti na pootočení kliky.
- 10/ Průběh výkyvu vahadla v závislosti na pootočení kliky.
- 11/ Závislost poměru $a:b$ a maximálního rozkyvu vahadla na l_3 a l_4 pro $l_1 = 4$.
- 12/ Závislost poměru $a:b$ a maximálního rozkyvu vahadla na l_3 a l_4 pro $l_1 = 6$.
- 13/ Závislost poměru $a:b$ a maximálního rozkyvu vahadla na l_3 a l_4 pro $l_1 = 8$.
- 14/ Závislost poměru $a:b$ a maximálního rozkyvu vahadla na l_3 a l_4 pro $l_1 = 10$.
- 15/ Průběh zdvihu bodu B jako funkce pootočení kliky.
- 16/ Průběh zdvihu bodu B jako funkce pootočení kliky.
- 17/ Graf závislosti klidové doby a maximálního zdvihu na l_7 .
- 18/ Graf závislosti klidové doby a maximálního zdvihu na l_7 .
- 19/ Graf závislosti klidové doby a maximálního zdvihu na l_7 .
- 20/ Graf závislosti klidové doby a maximálního zdvihu na l_7 .

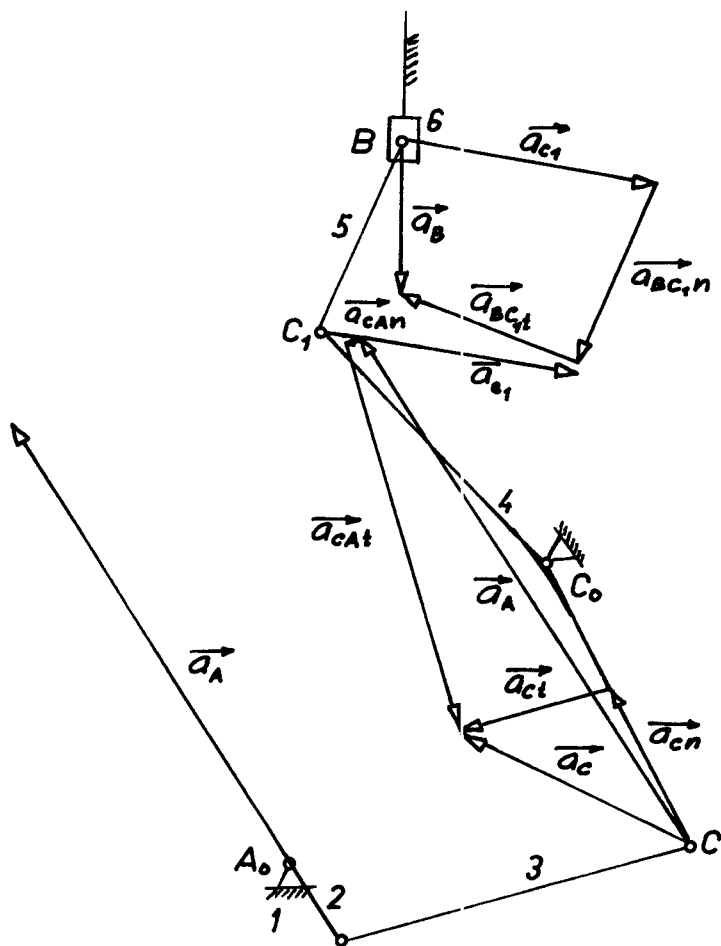
- 21/ Graf závislosti klidové doby a maximálního zdvihu na l_7 .
- 22/ Graf závislosti klidové doby a maximálního zdvihu na l_7 .
- 23/ Graf závislosti klidové doby a maximálního zdvihu na l_5 .
- 24/ Graf závislosti klidové doby a maximálního zdvihu na l_4 .
- 25/ Graf rychlosti bodu B v závislosti na pootočení kliky.
- 26/ Graf zrychlení bodu B v závislosti na pootočení kliky.
- 27/ Grafická konstrukce rychlostí.
- 28/ Grafická konstrukce zrychlení.
- 29/ Grafická konstrukce reakcí.
- 30/ Průběh reakce R_{16} v závislosti na pootočení kliky.
- 31/ Průběh reakce R_{23} v závislosti na pootočení kliky.
- 32/ Průběh reakce R_{14} v závislosti na pootočení kliky.
- 33/ Průběh hnacího momentu M_h v závislosti na pootočení kliky.
- 34/ Tabulka rozměrů vyhovujících mechanismů.



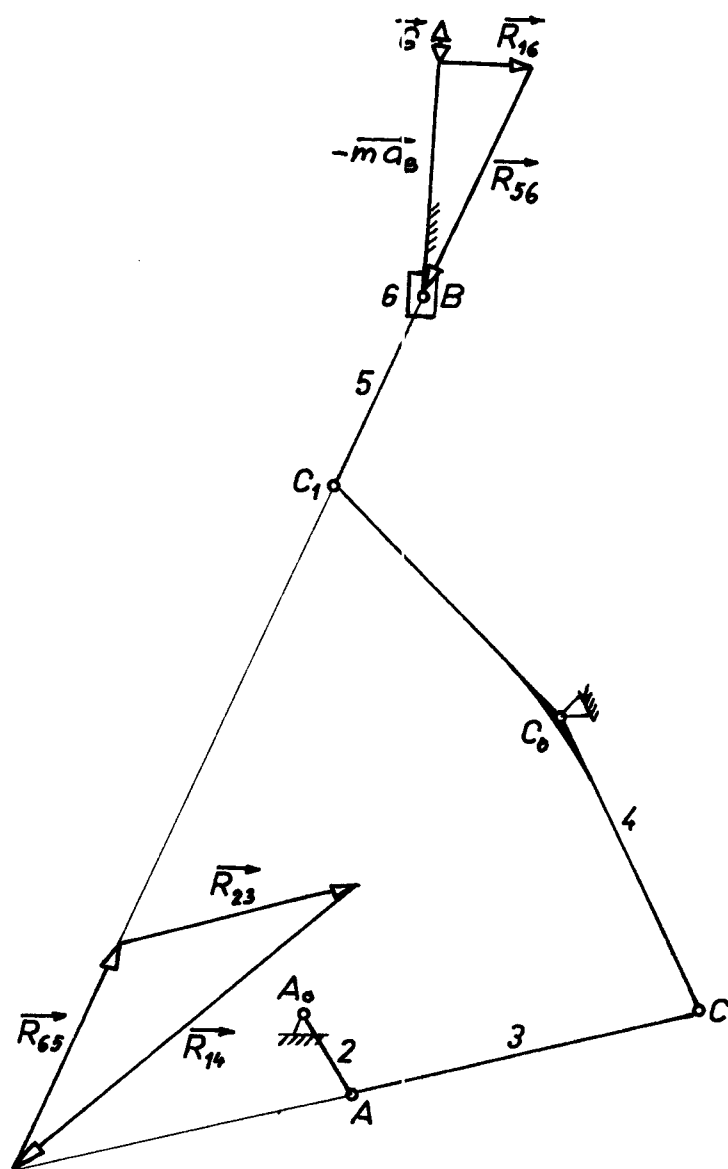
PŘÍLOHA 26



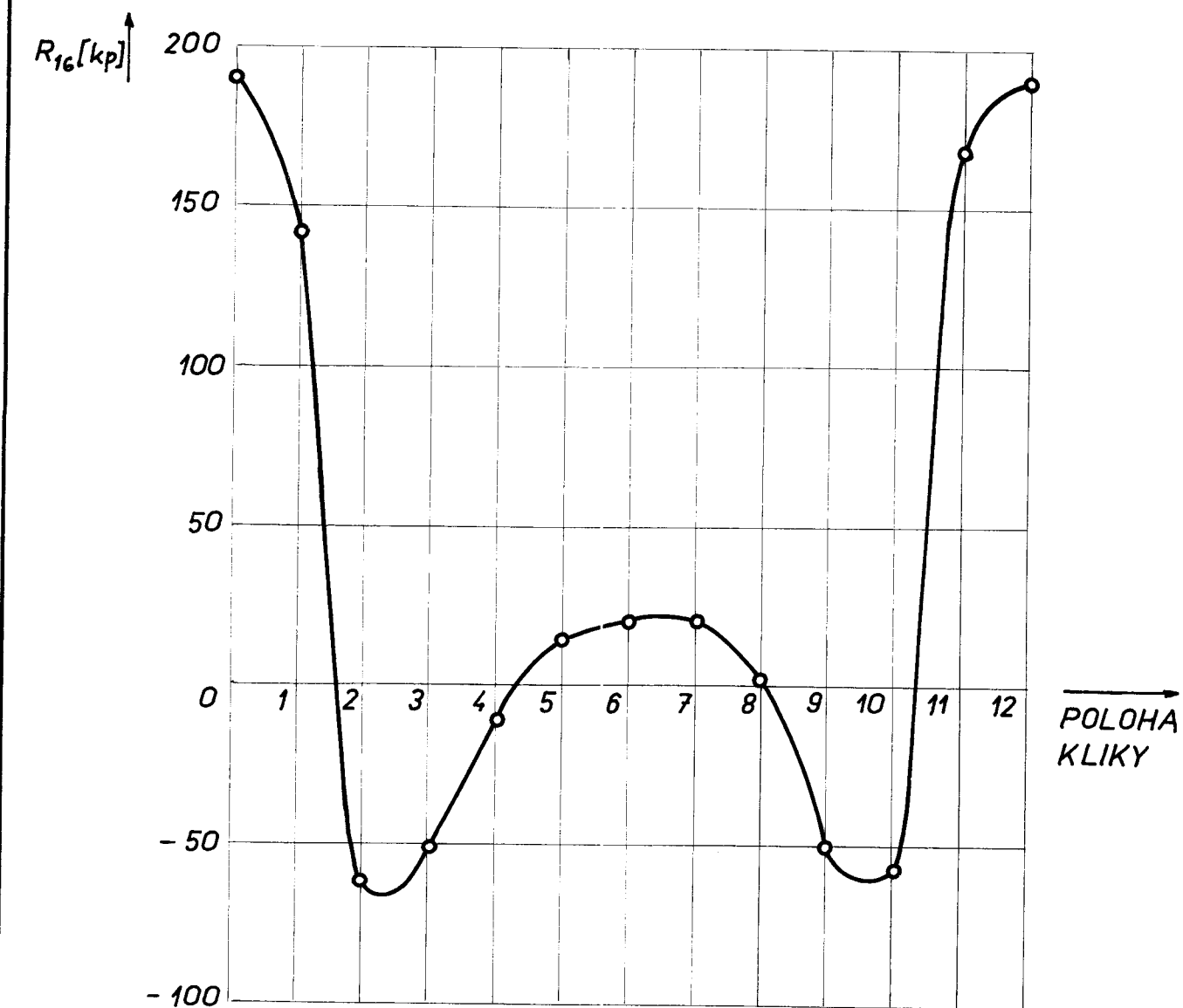
PŘÍLOHA 27



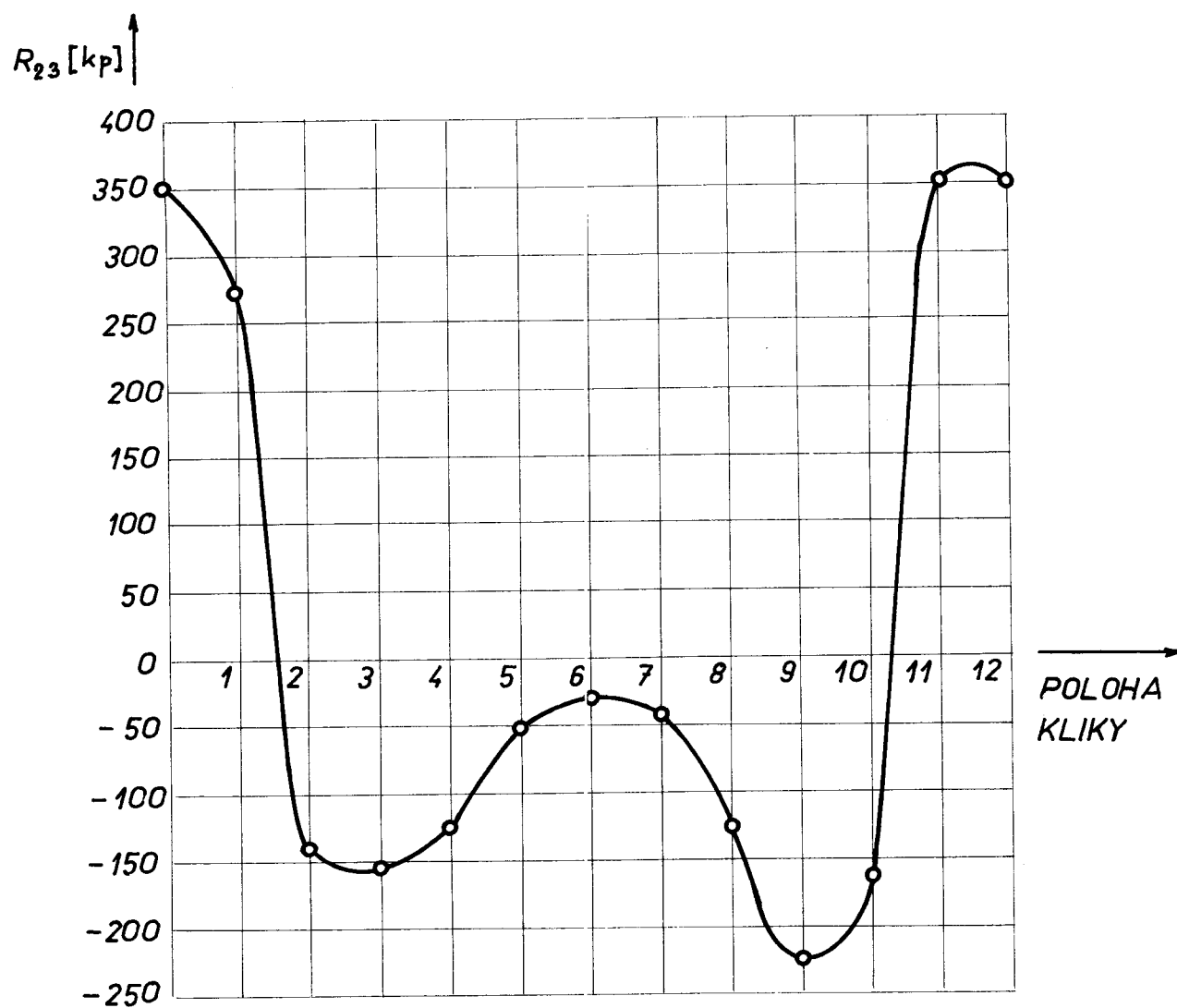
PŘÍLOHA 28



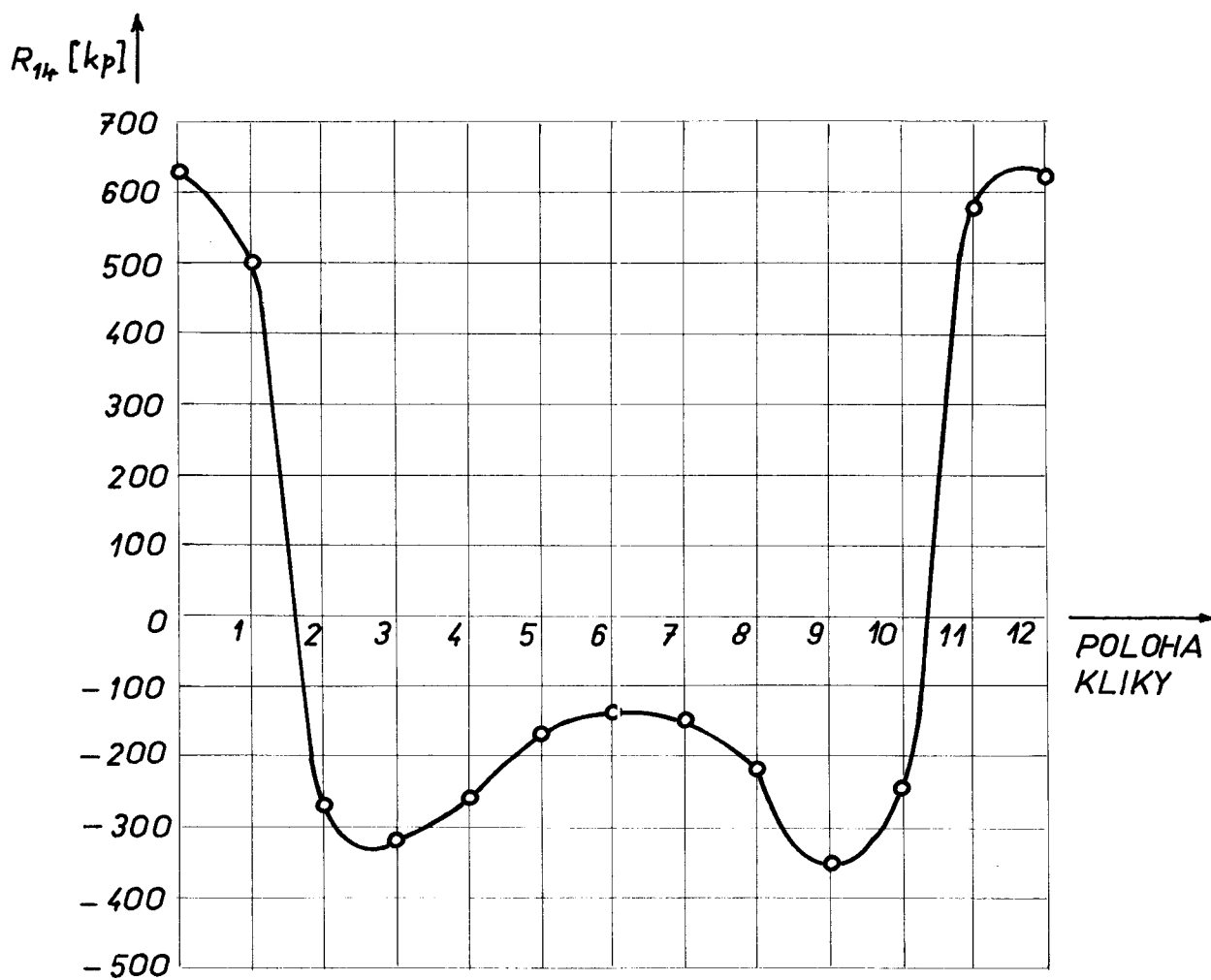
PŘÍLOHA 29



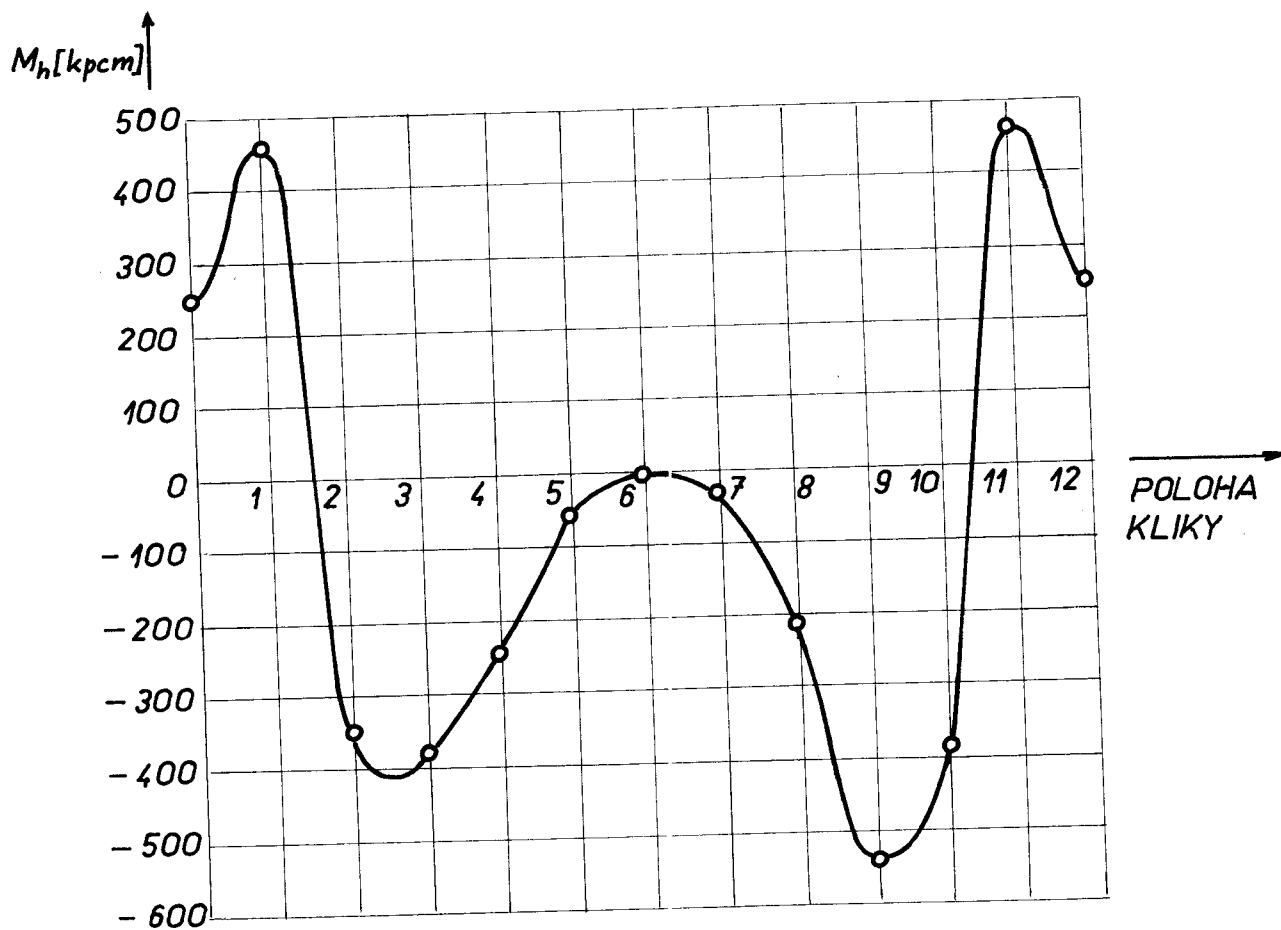
PŘÍLOHA 30



PŘÍLOHA 31



PŘÍLOHA 32



PŘÍLOHA 33

l_1	l_3	$\bar{l}_4$	l_4	l_5	l_7	β
4,2	3,82	3,52	2,85	1,78	2,12	76°
4,2	3,82	3,52	2,85	1,78	3,2	85°
4,2	3,82	3,52	2,85	1,78	0,46	57°
4,2	3,82	3,52	2,85	2,-	0,69	57°
4,2	3,82	3,52	2,85	2,5	0,69	57°
4,2	3,82	3,52	2,85	1,78	0,65	57°
4,2	3,82	3,52	2,85	1,78	1,9	76°
4,2	3,82	3,52	2,85	1,78	3,-	85°
4,2	3,82	3,52	2,85	1,78	1,2	66°
4,2	3,82	3,52	2,85	1,78	0,75	57°

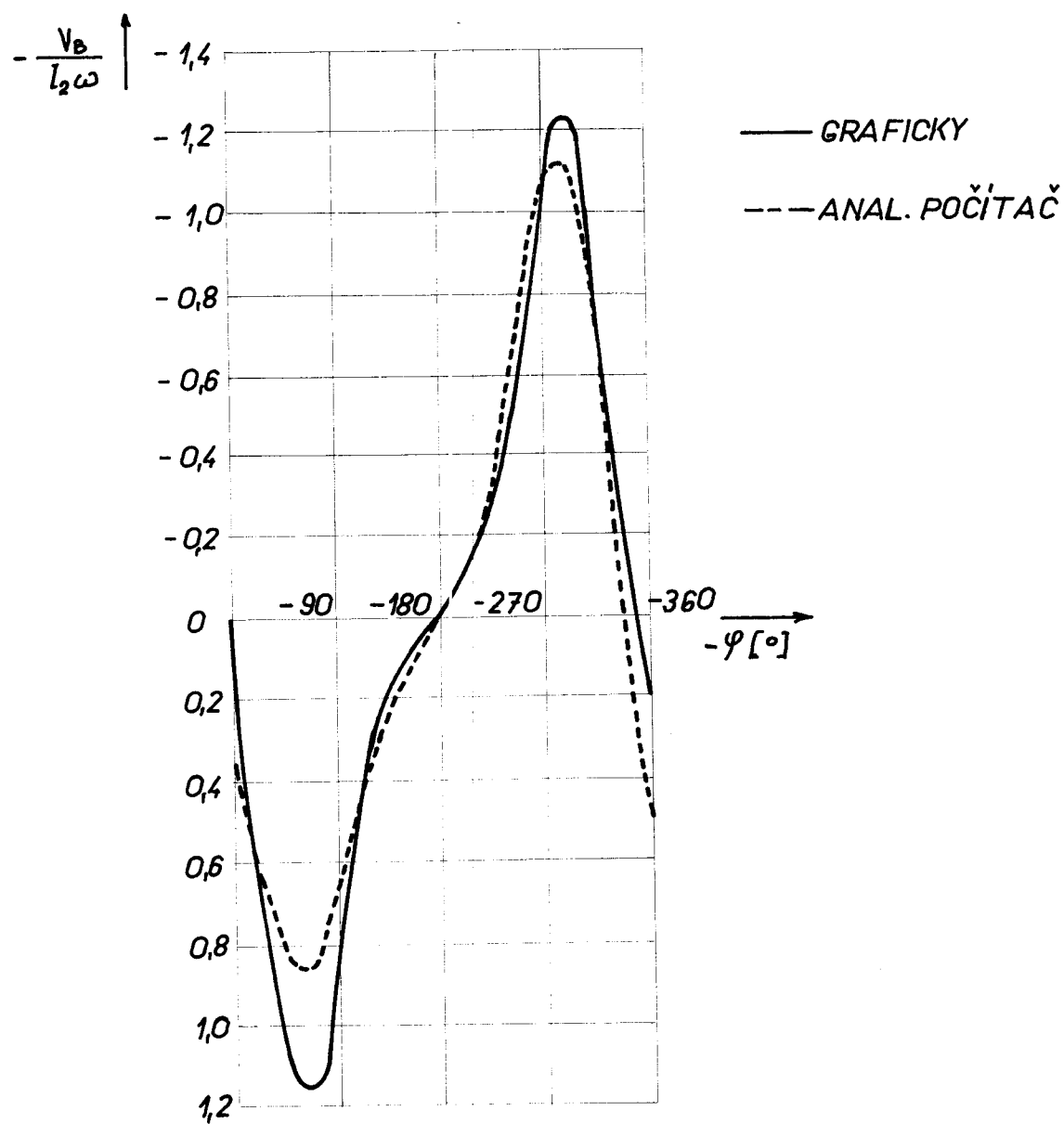
Příloha 34

Poč. kusů	Název - Rozměr	Polotovary	Materiál konečný	Materiál výchozí	Tř. odp.	Čistá váha	Hrubá váha	Číslo výkresu	Po- zice
1	Hřídel ø 40	ø 42 ČSN427610	11 500						1
1	Excentr ø 72	ø 75-25 "	12 020.4	12 020					2
1	Čep ø 26-74	ø 27-75 "	12 020.4	12 020					3
4	Čep ø 26-47	ø 27-48 "	12 020.4	12 020					4
3	Podložka ø26	ø 26-5 "	11 374						5
1	Čep ø 16-72	ø 16,5-73 "	12 020.4	12 020					6
1	Čep ø 16-47	ø 16,5-48 "	12 020.4	12 020					7
2	Tanlo		42 2642						8
1	Táhlo		42 2642						9
1	Víko		12 C20.4	12 020					11
1	Víko		12 C20.4	12 020					12
1	Píst ø 40		12 C20.4	12 020					13
								14,	14
									15
1	Držák		42 2642						16
1	Jehelní lůžko								17
1	Rám								18
1	Držák		42 2642						19
1	Podstavec								20
2	Víko ø 105		42 2418						21
									22
									23
1	Pouzdro ø 50		42 3018						24
									25
									26
1	Kroužek 40x60x12	ÚNO2 94010							27
2	Šroub M4x10	ČSN 02 1181							28
3	Šroub M6x15	ČSN 02 1154							29
1	Pero ¹² e7x8x23	ČSN 02 2562							30
1	Podložka MB 9	ČSN 02 3640							32
1	Matice KM 9	ČSN 02 3630							31
1	Ložisko 22209K	ČSN 02 4712							33

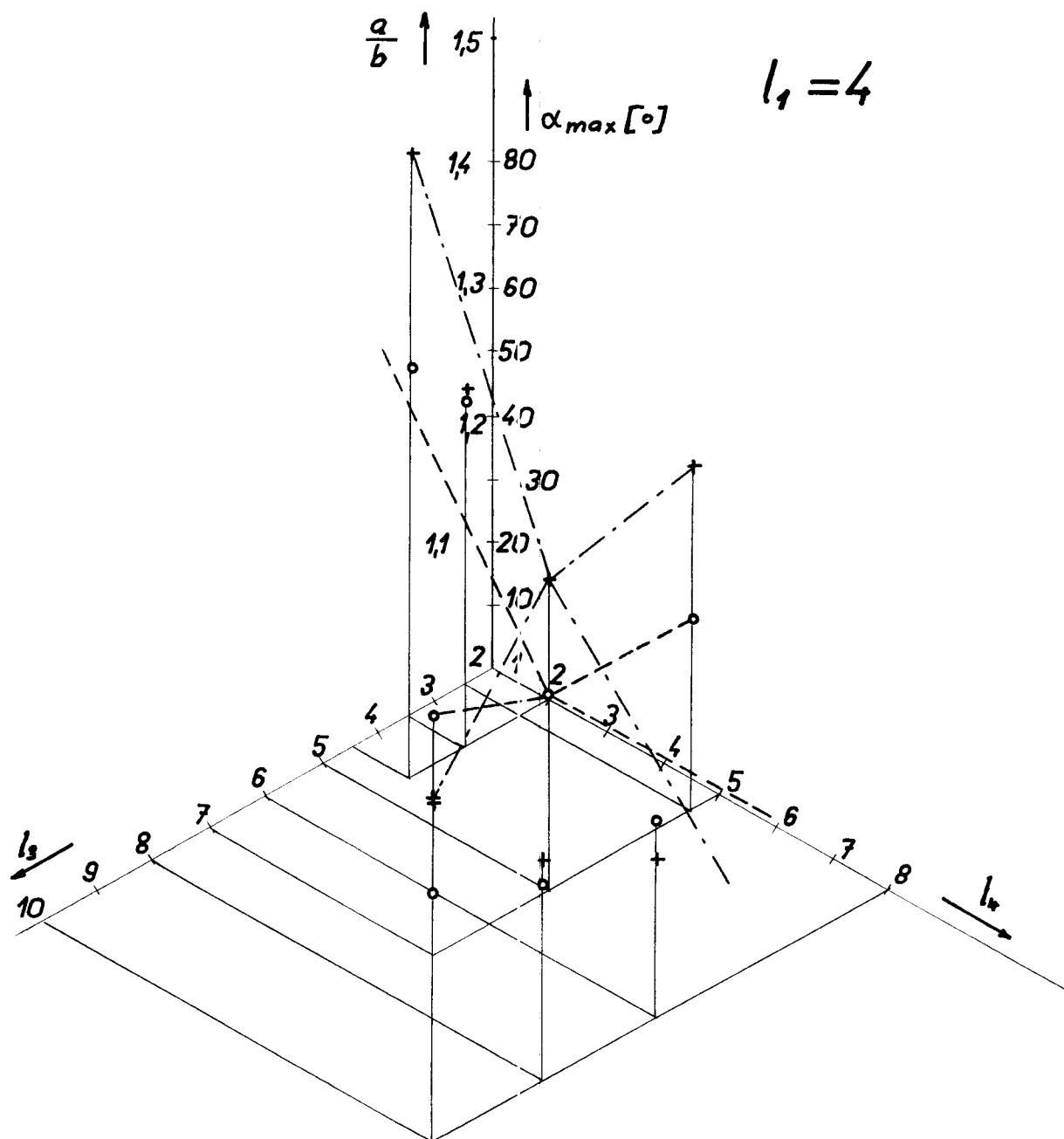
Měřítka	Kreslil	M. Václavík	Č. anímku	Změna	Datum	Podpis	Index změny
	Přezkoušel						
	Norm. ref.						
	Výr. projedn.						
		Schválil	Č. transp.				
		Dne					

VŠST Liberec	Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
	Název			
	JEHELNÍ MECHANISMUS	K 1 - DP - 00		
	Počet listů	1		
				List

[illegible]



PŘÍLOHA 25

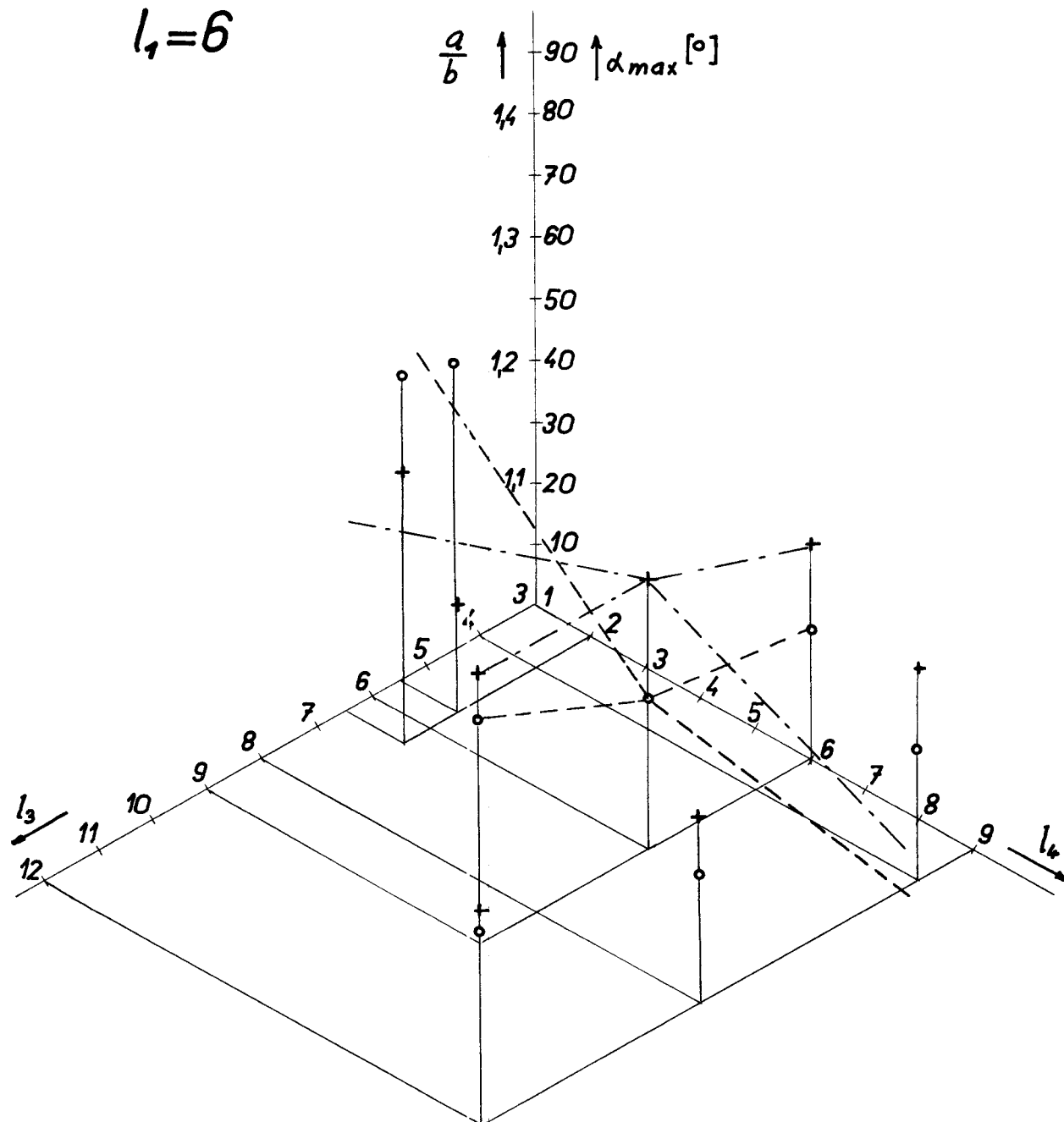


o — $\alpha_{max} = f(l_3, l_4)$

+ — $\frac{a}{b} = f(l_3, l_4)$

PŘÍLOHA 11

$$l_1 = 6$$

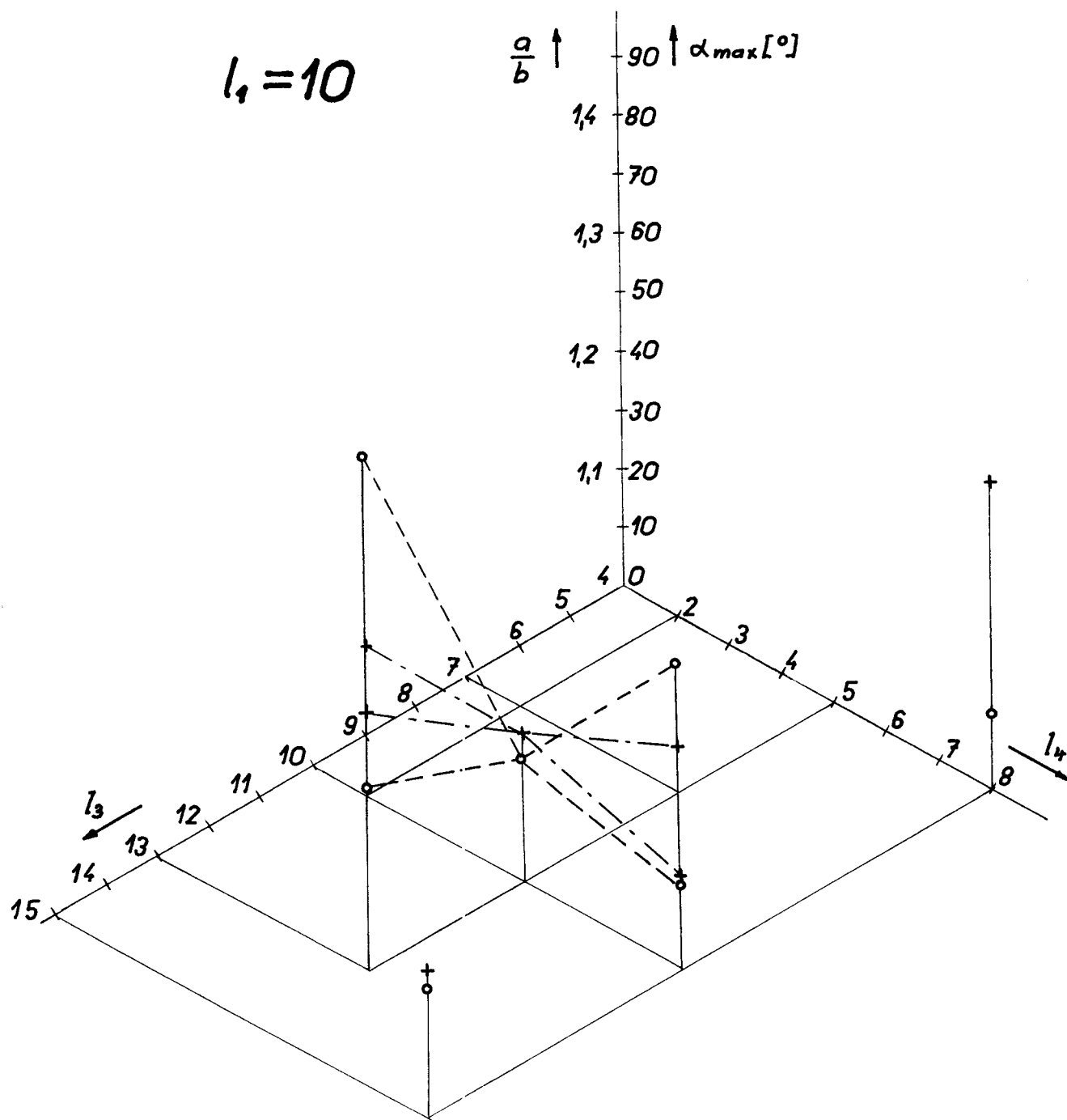


$$\circ \text{ — } \alpha_{max} = f(l_3, l_4)$$

$$+ \text{ — } \frac{a}{b} = f(l_3, l_4)$$

PŘÍLOHA 12

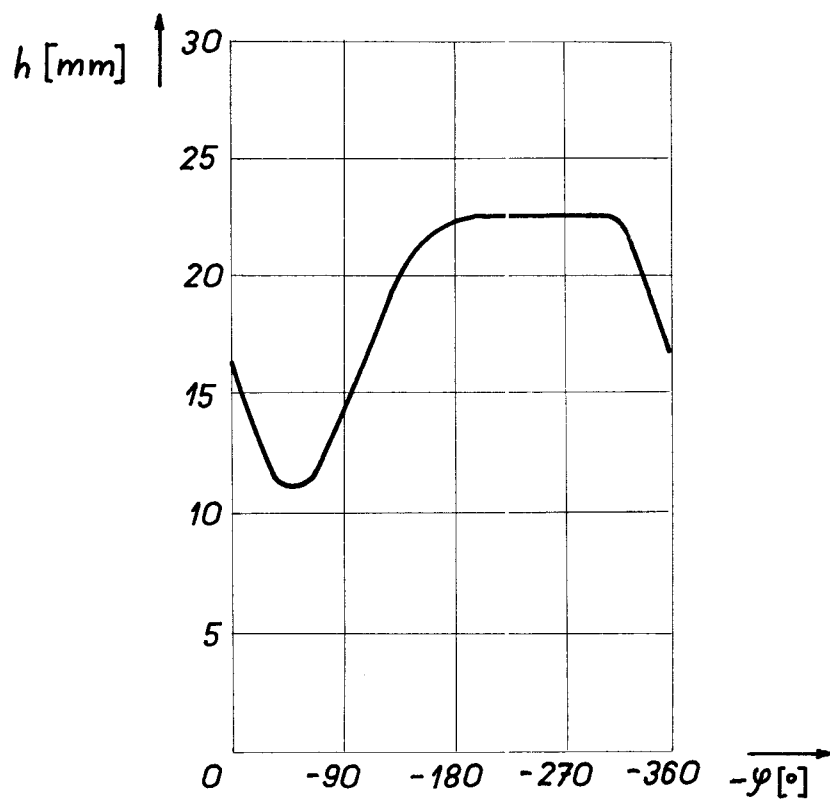
$$l_4 = 10$$



$$\circ - \alpha_{max} = f(l_3, l_4)$$

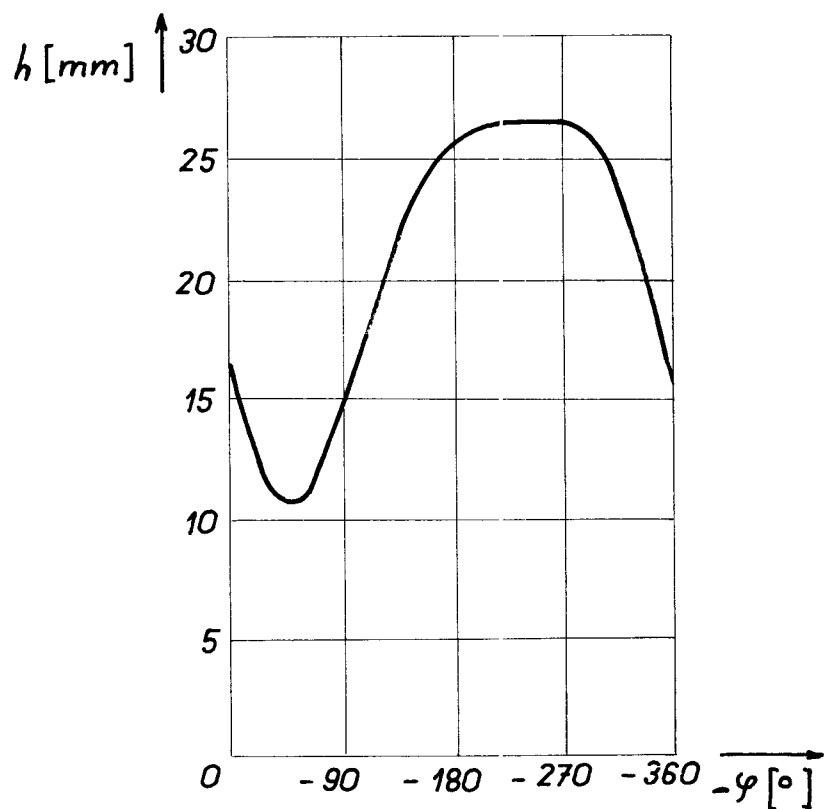
$$+ - \frac{a}{b} = f(l_3, l_4)$$

PŘÍLOHA 14



$l_1 = 42$
 $l_3 = 382$
 $\overline{l}_4 = 352$
 $l_4 = 352$
 $l_5 = 22$
 $l_7 = 1$
 $\beta = 57$
 (DLE OBR. 17)

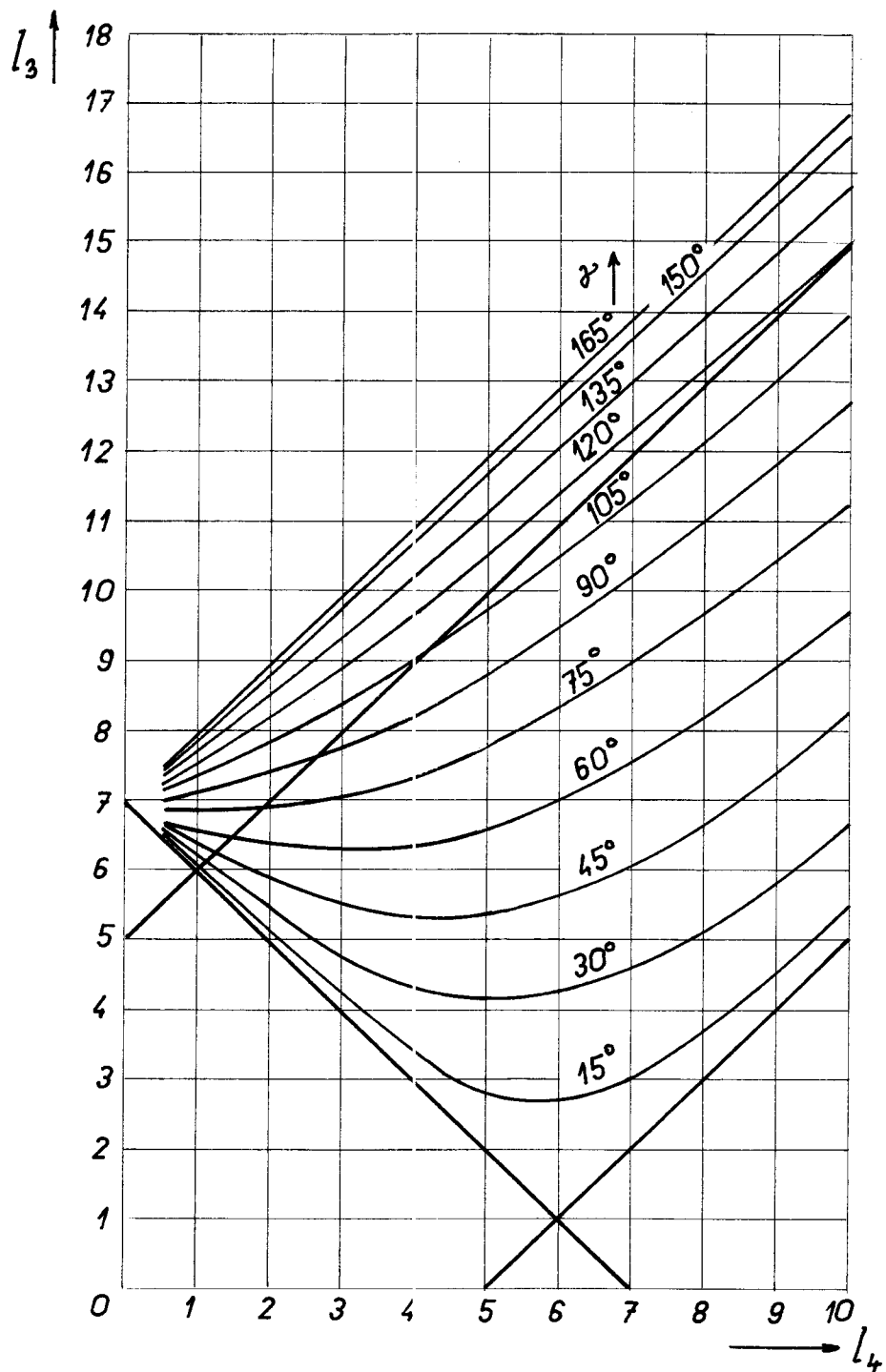
PŘÍLOHA 15



$l_1 = 42$
 $l_3 = 382$
 $\overline{l}_4 = 352$
 $l_4 = 352$
 $l_5 = 22$
 $l_7 = 12$
 $\beta = 66$
 (DLE OBR. 17)

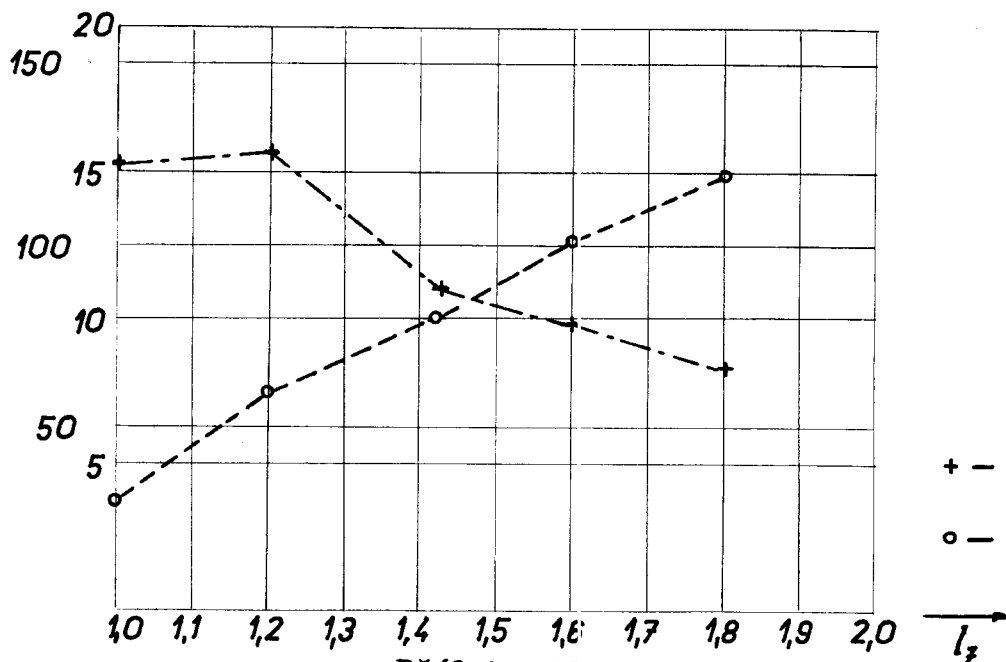
PŘÍLOHA 16

$$l_1 = 6$$



PŘÍLOHA 6

$t[^\circ]$ ↑ $h[\text{mm}]$



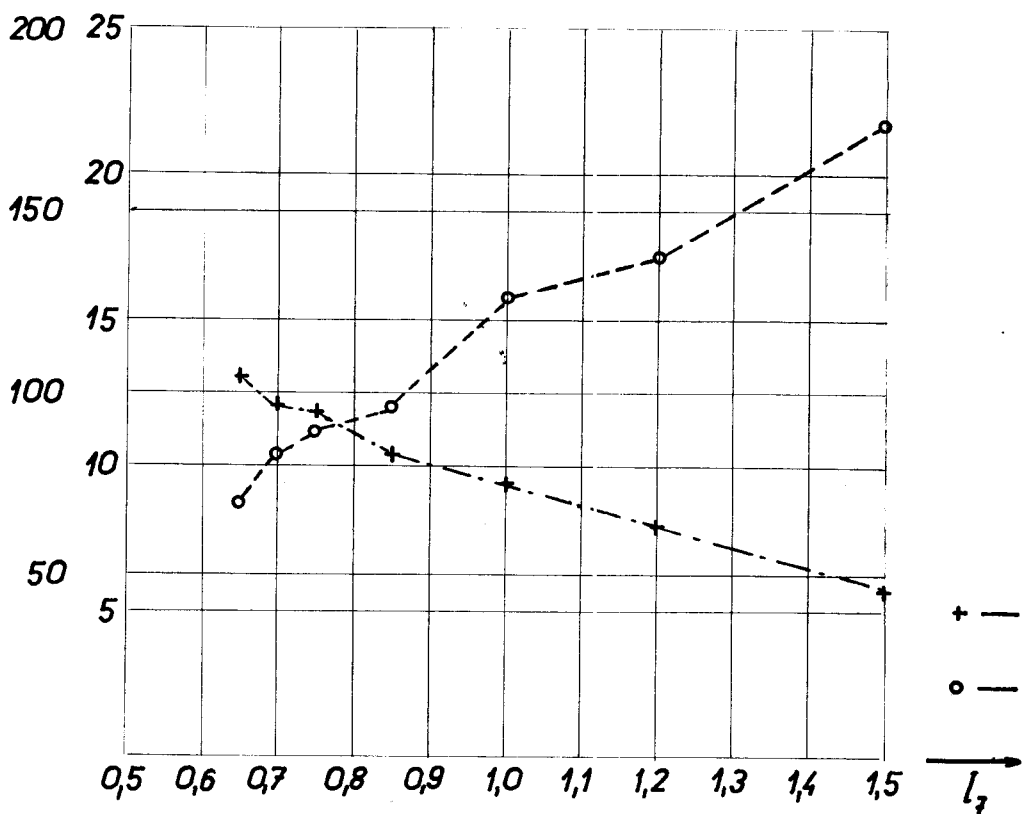
$l_1 = 4,2$
 $l_3 = 3,82$
 $\overline{l}_4 = 3,52$
 $l_4 = 2,85$
 $l_5 = 1,78$
 $\beta = 66^\circ$

+ — $h = f(l_7)$

o — $t = f(l_7)$

Příloha 16

$t[^\circ]$ ↑ $h[\text{mm}]$

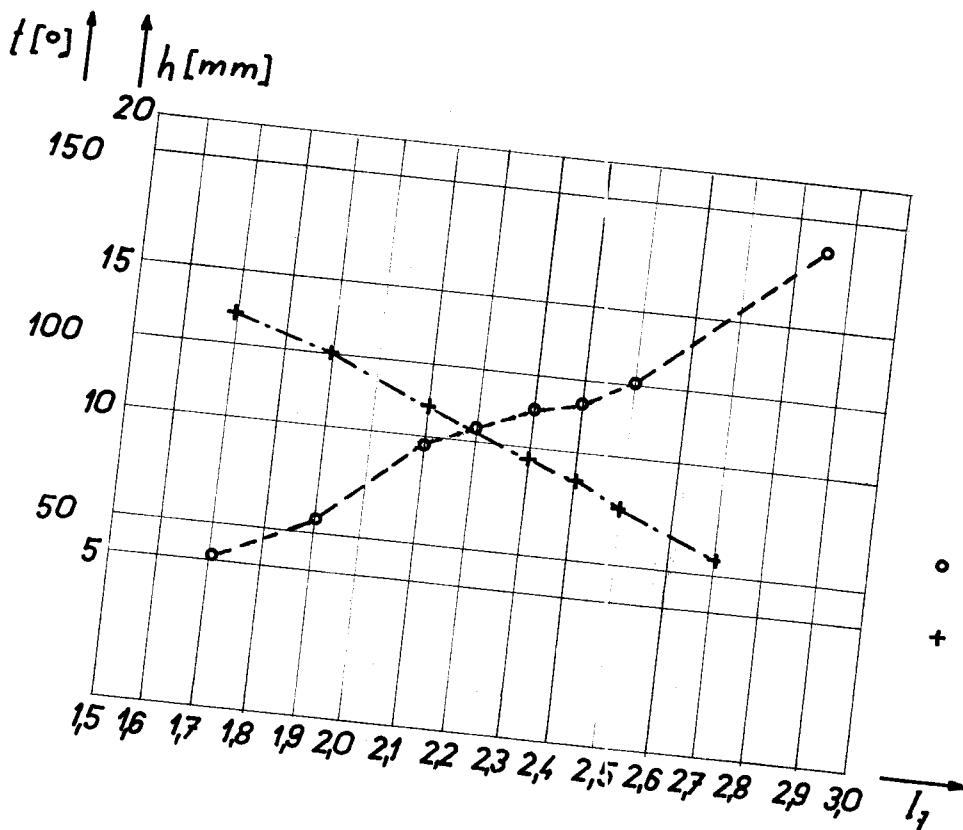


$l_1 = 4,2$
 $l_3 = 3,82$
 $\overline{l}_4 = 3,52$
 $l_4 = 2,85$
 $l_5 = 1,78$
 $\beta = 57^\circ$

+ — $h = f(l_7)$

o — $t = f(l_7)$

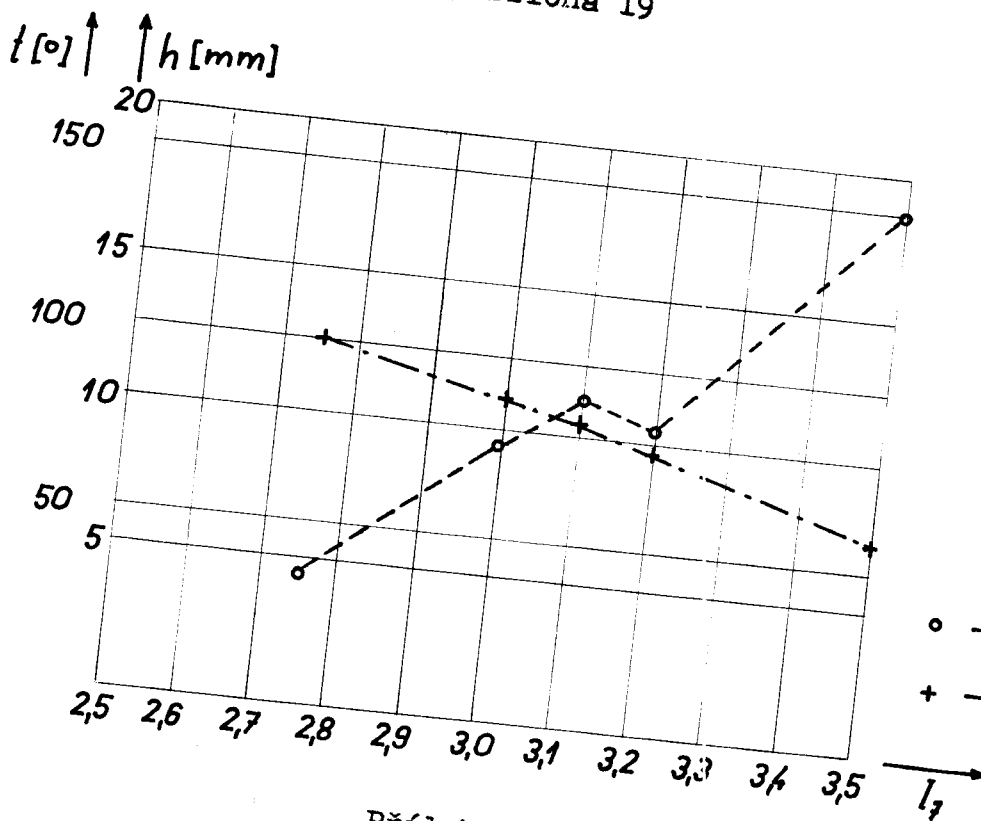
Příloha 17



$$\begin{aligned}
 l_1 &= 4,2 \\
 l_3 &= 3,82 \\
 l_4 &= 3,52 \\
 l_4 &= 2,85 \\
 l_5 &= 1,78 \\
 \beta &= 76^\circ
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \circ & \text{ --- } t = f(l_1) \\
 + & \text{ --- } h = f(l_1)
 \end{aligned}$$

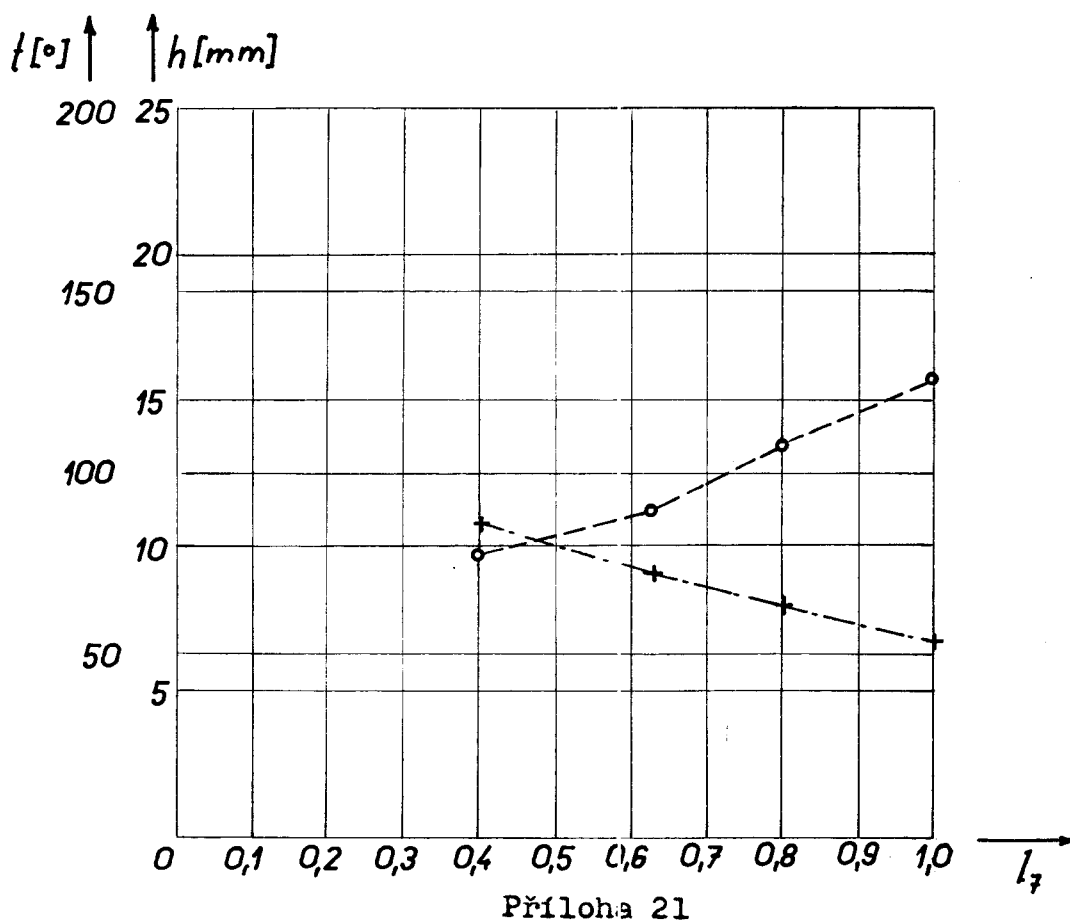
Příloha 19



$$\begin{aligned}
 l_1 &= 4,2 \\
 l_3 &= 3,82 \\
 l_4 &= 3,52 \\
 l_4 &= 2,85 \\
 l_5 &= 1,78 \\
 \beta &= 85^\circ
 \end{aligned}$$

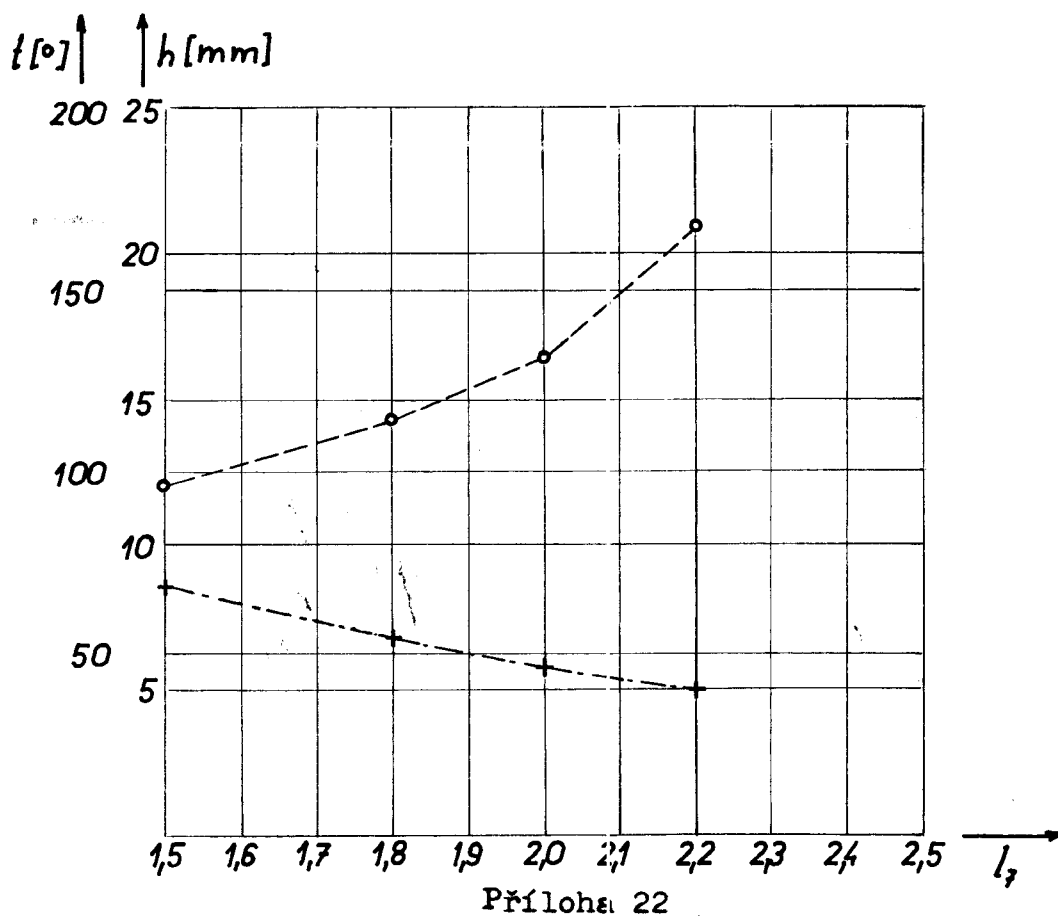
$$\begin{aligned}
 \circ & \text{ --- } t = f(l_1) \\
 + & \text{ --- } h = f(l_1)
 \end{aligned}$$

Příloha 20



$$\begin{aligned} l_1 &= 4,2 \\ l_3 &= 3,25 \\ l_4 &= 3,44 \\ l_4 &= 2,82 \\ l_5 &= 2,4 \\ \beta &= 65^\circ \end{aligned}$$

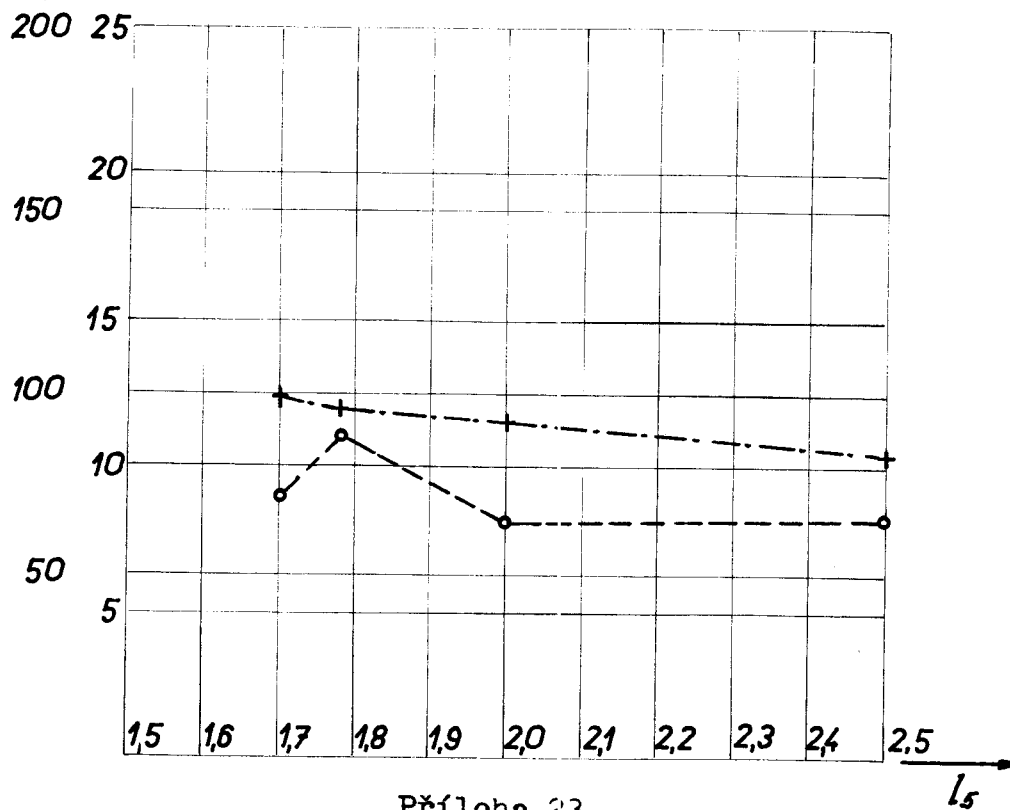
$$\begin{aligned} \circ &— t = f(l_7) \\ + &— h = f(l_7) \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} l_1 &= 4,2 \\ l_3 &= 3,25 \\ l_4 &= 3,44 \\ l_4 &= 2,82 \\ l_5 &= 2,4 \\ \beta &= 75^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \circ &— t = f(l_7) \\ + &— h = f(l_7) \end{aligned}$$

$t [^\circ]$ ↑ $h [mm]$ ↑

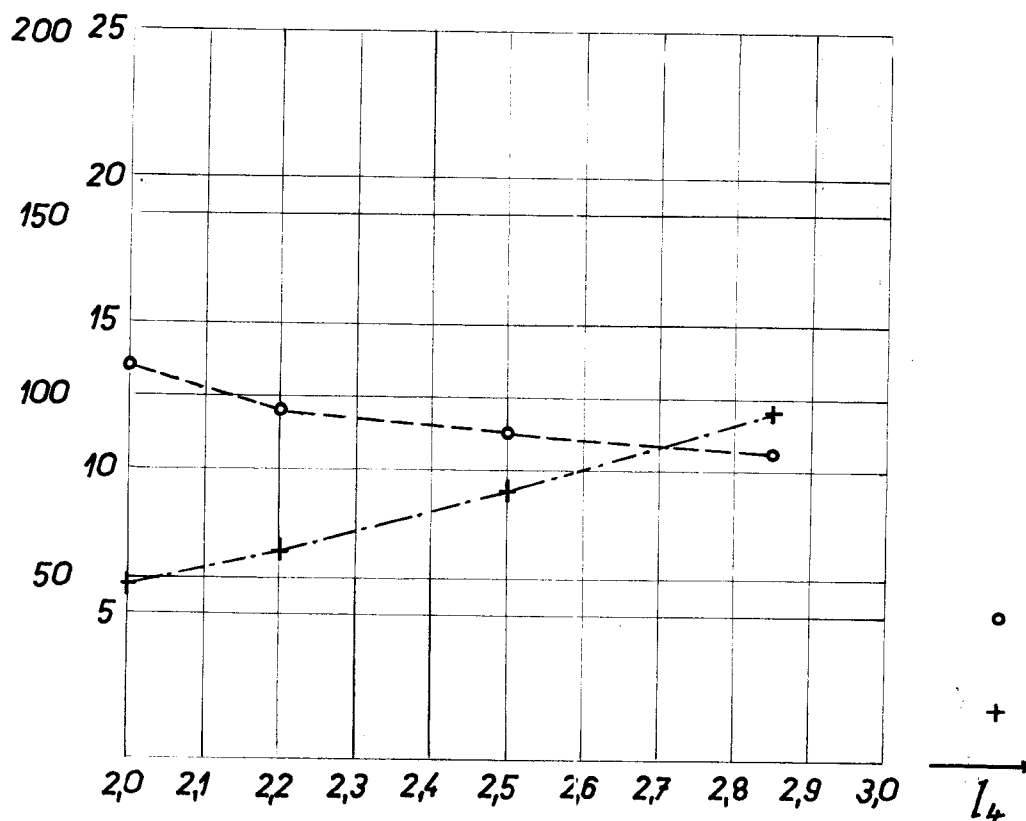


Příloha 23

$$\begin{aligned} l_1 &= 4,2 \\ l_3 &= 3,82 \\ \frac{l_3}{l_4} &= 3,52 \\ l_4 &= 2,85 \\ l_7 &= 0,695 \\ \beta &= 57^\circ \end{aligned}$$

○ — $t = f(l_5)$
+ — $h = f(l_5)$

$t [^\circ]$ ↑ $h [mm]$ ↑

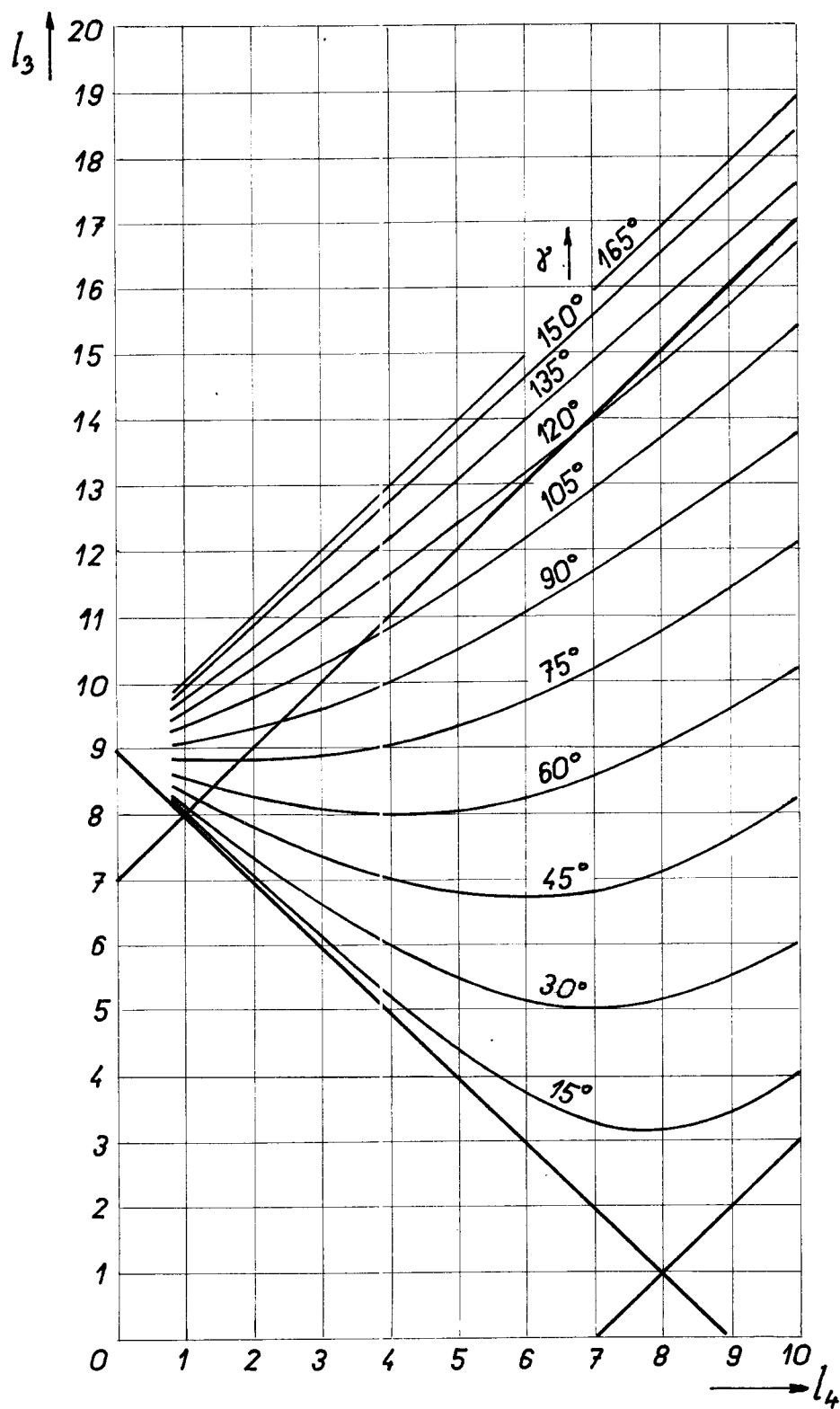


Příloha 24

$$\begin{aligned} l_1 &= 4,2 \\ l_3 &= 3,82 \\ \frac{l_3}{l_4} &= 3,52 \\ l_5 &= 1,78 \\ l_7 &= 0,695 \\ \beta &= 57^\circ \end{aligned}$$

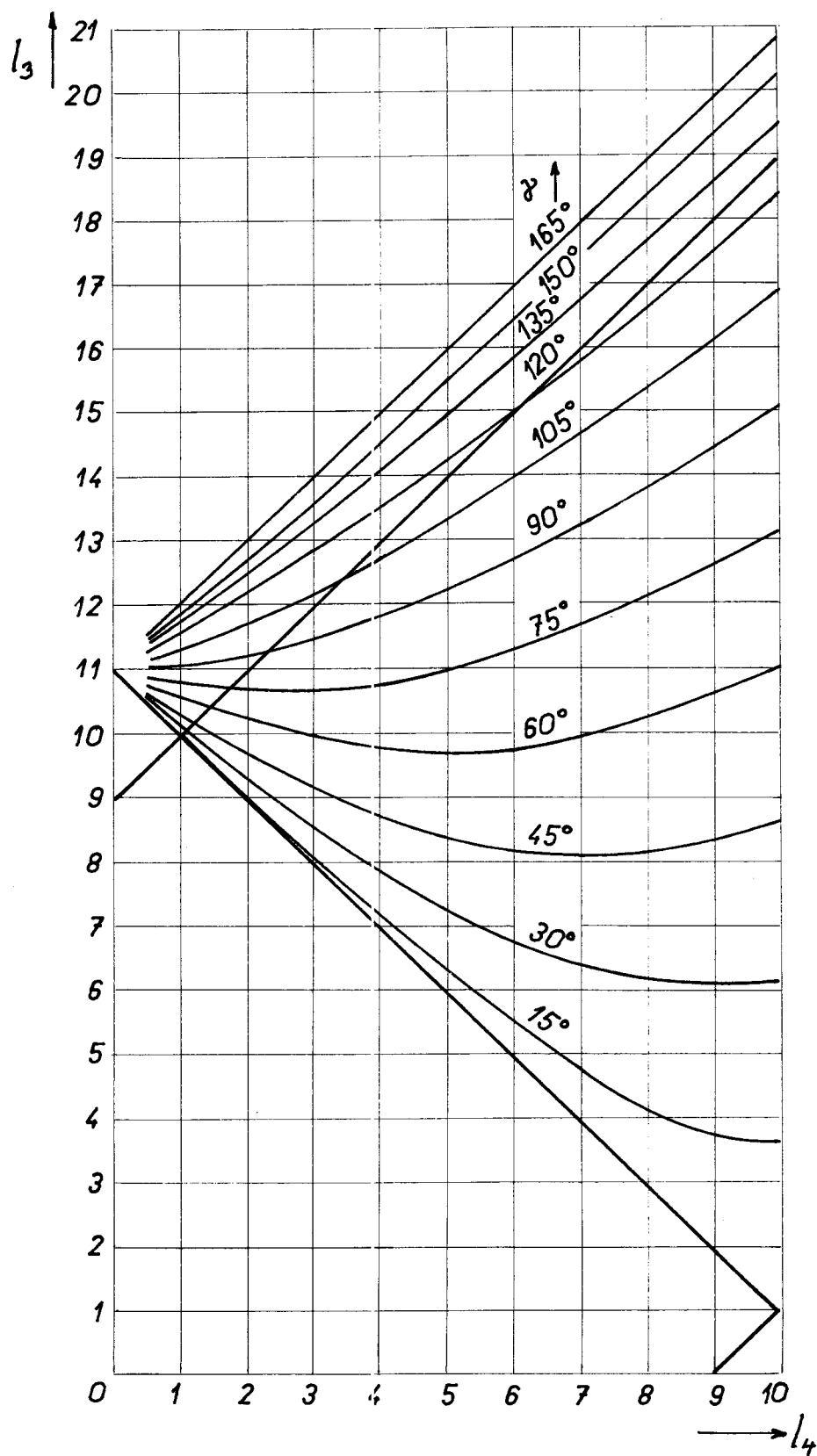
○ — $t = f(l_4)$
+ — $h = f(l_4)$

$$l_1 = 8$$

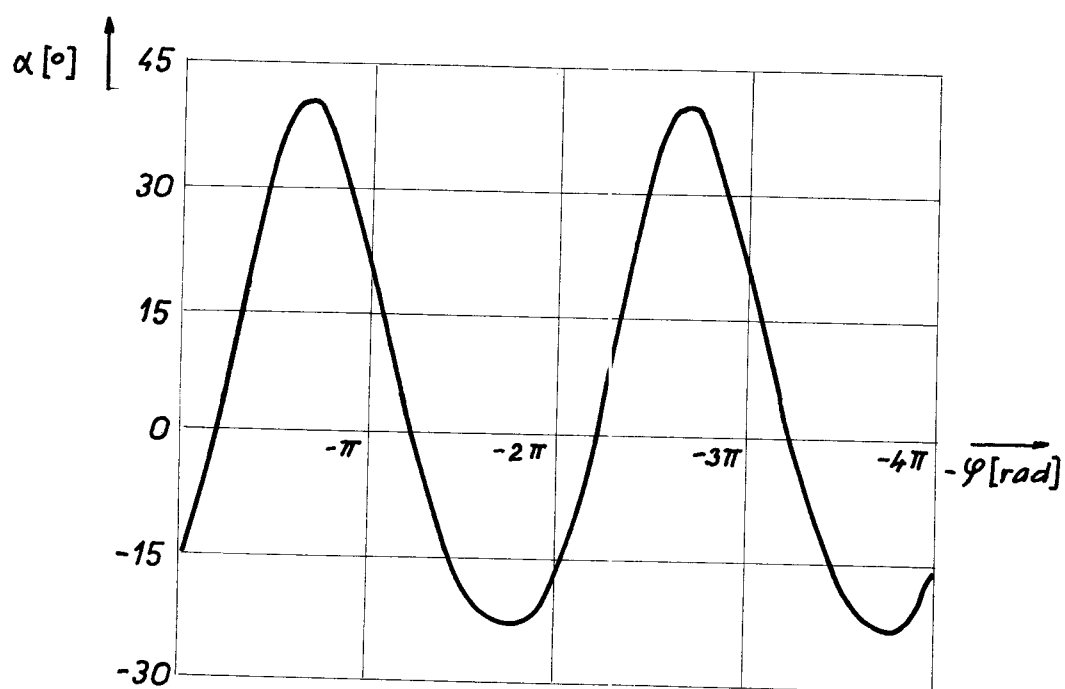


PŘÍLOHA 7

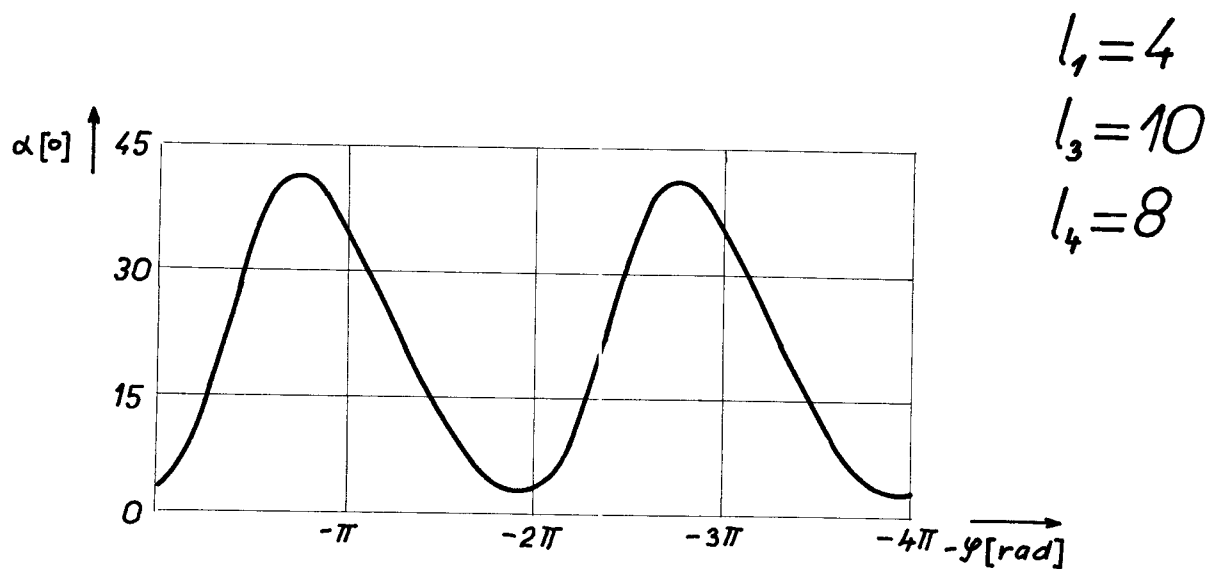
$$l_1 = 10$$



PŘÍLOHA 8

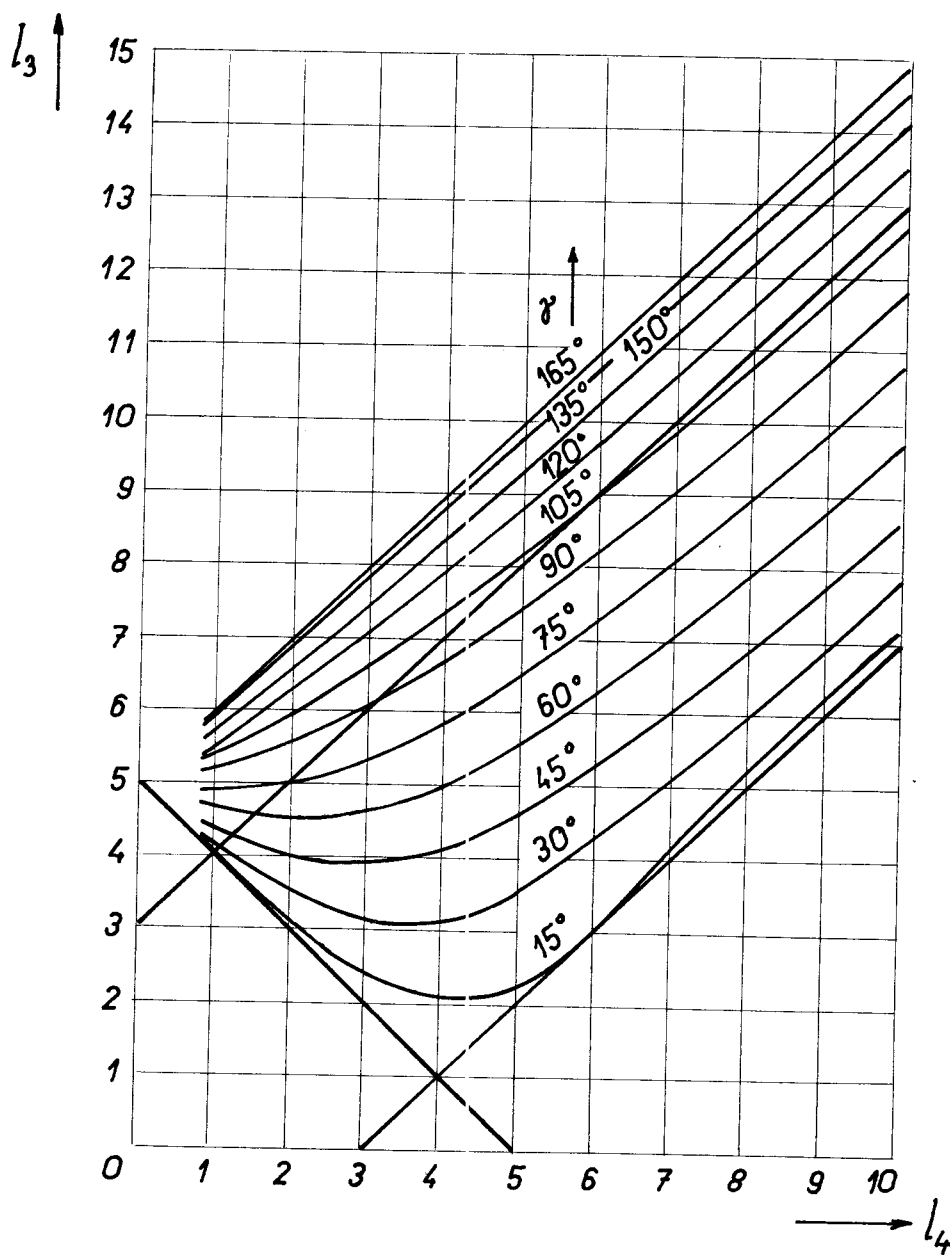


PŘÍLOHA 9



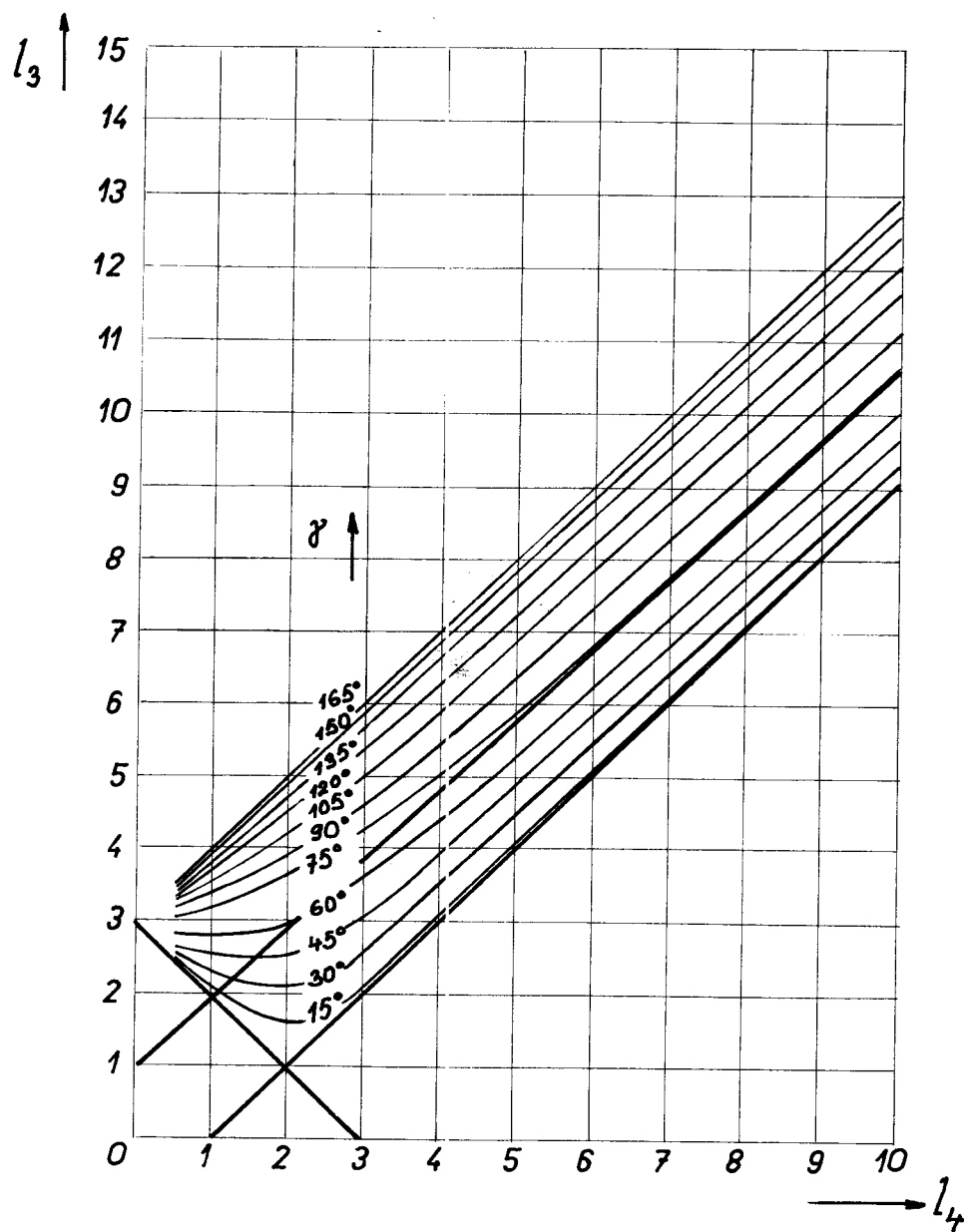
PŘÍLOHA 10

$$l_1 = 4$$

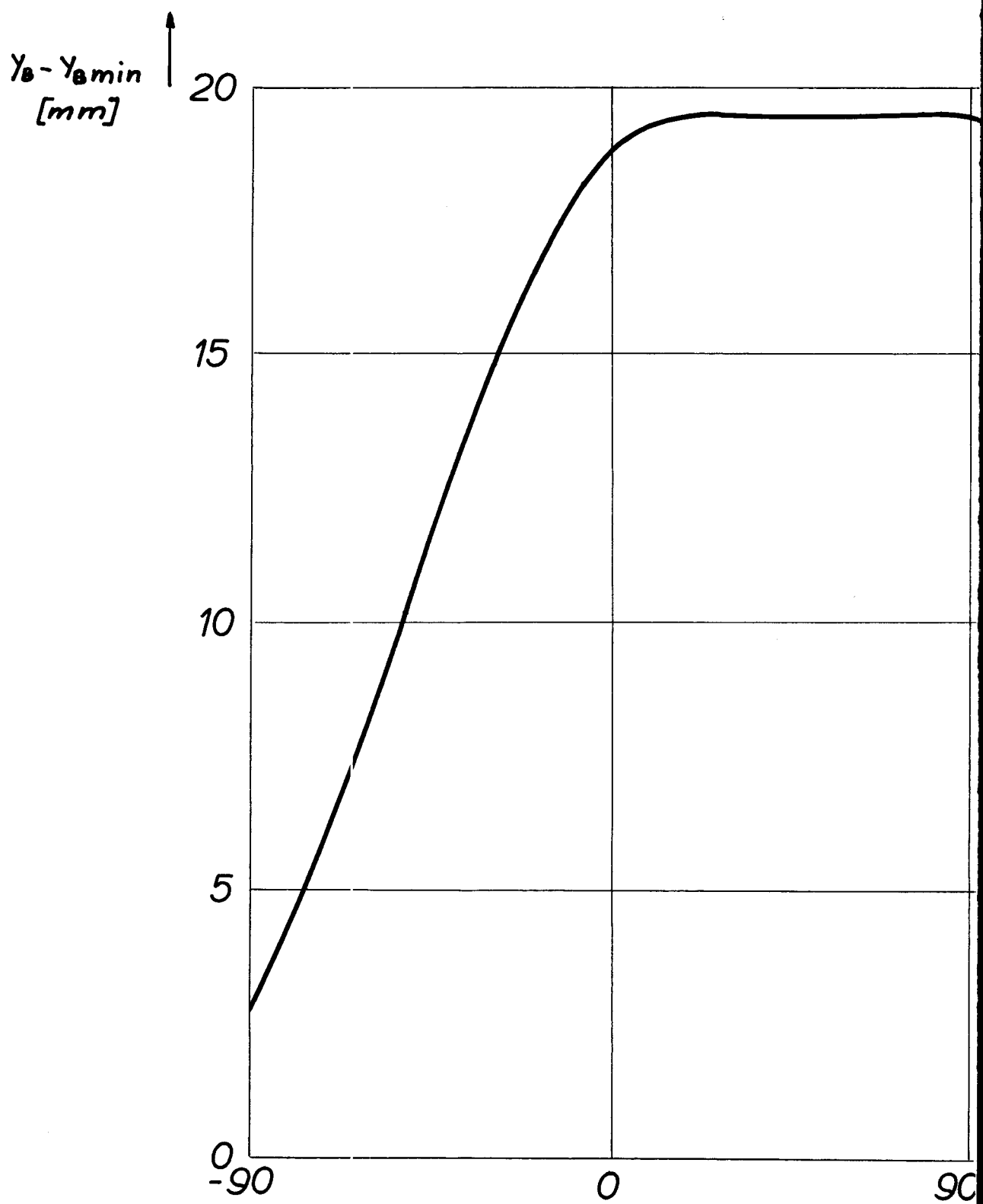


PŘÍLOHA 5

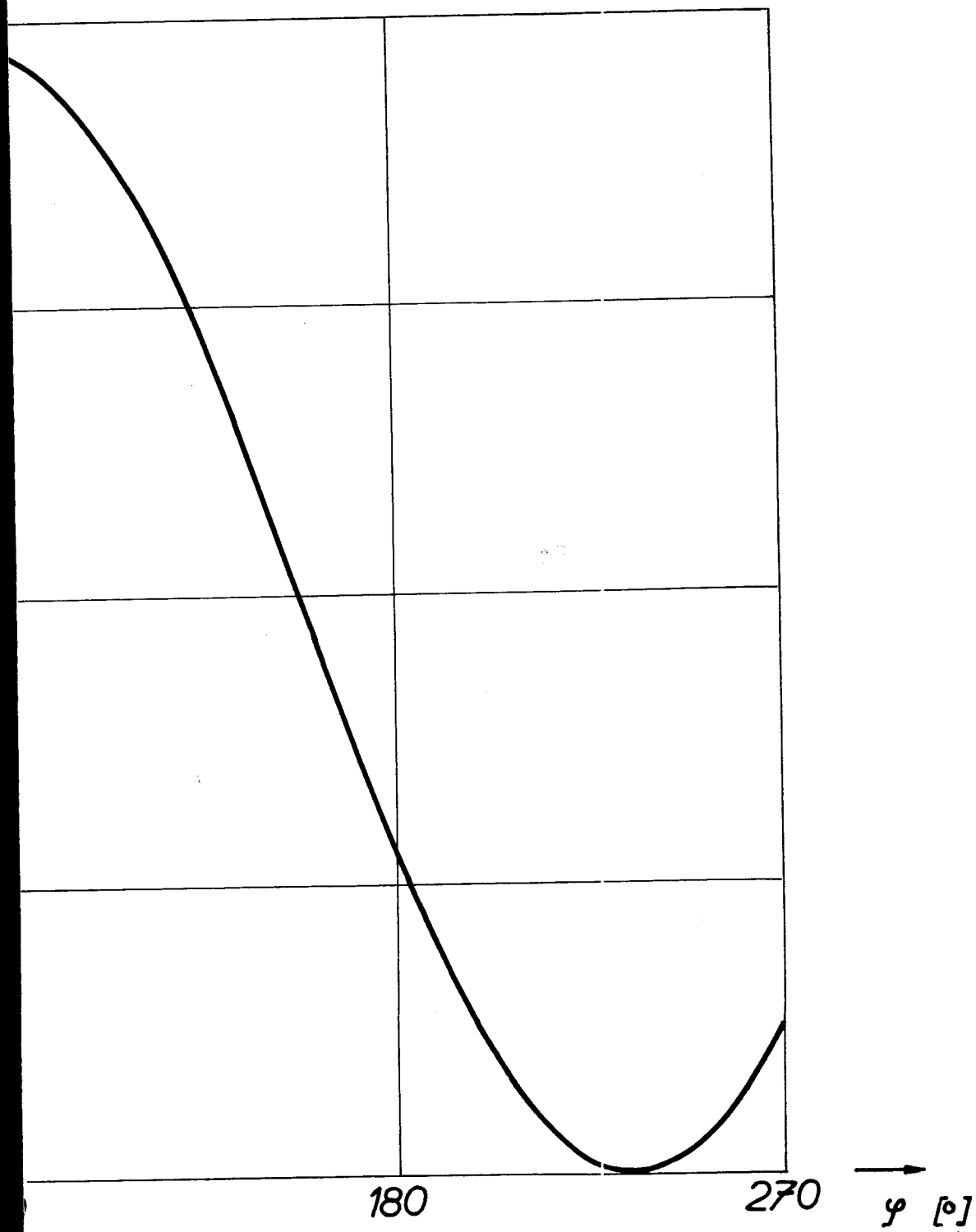
$$l_1 = 2$$



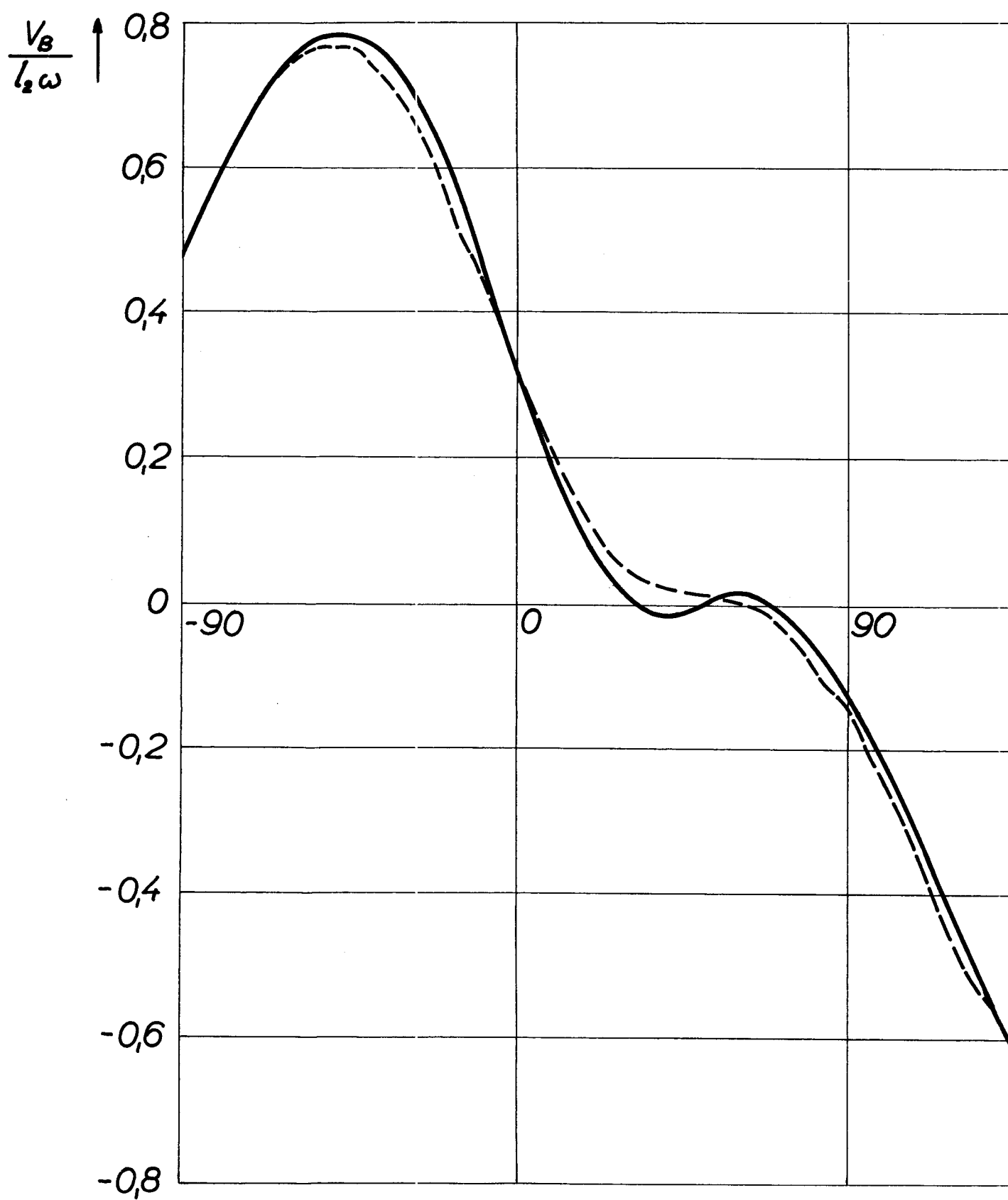
PŘÍLOHA 4



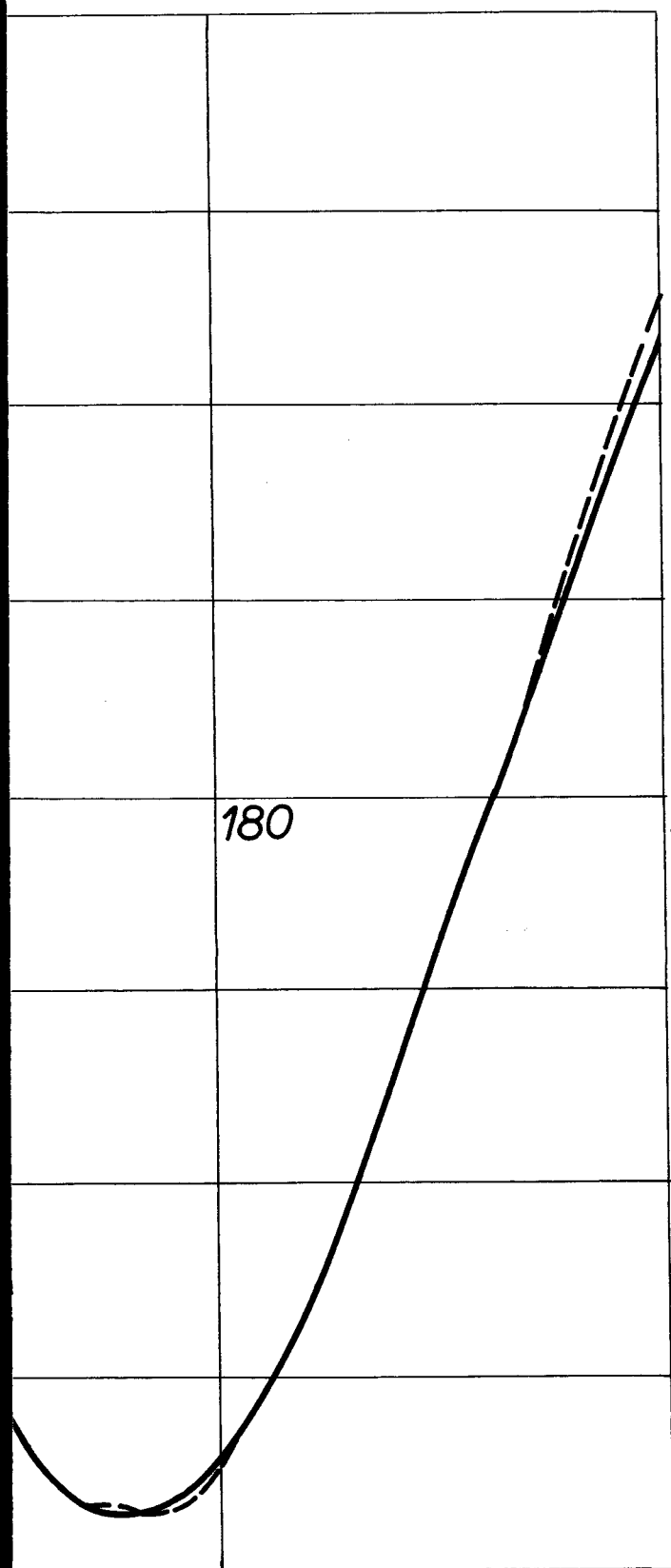
PRÍL



OHA 1



PŘÍLOHA 2



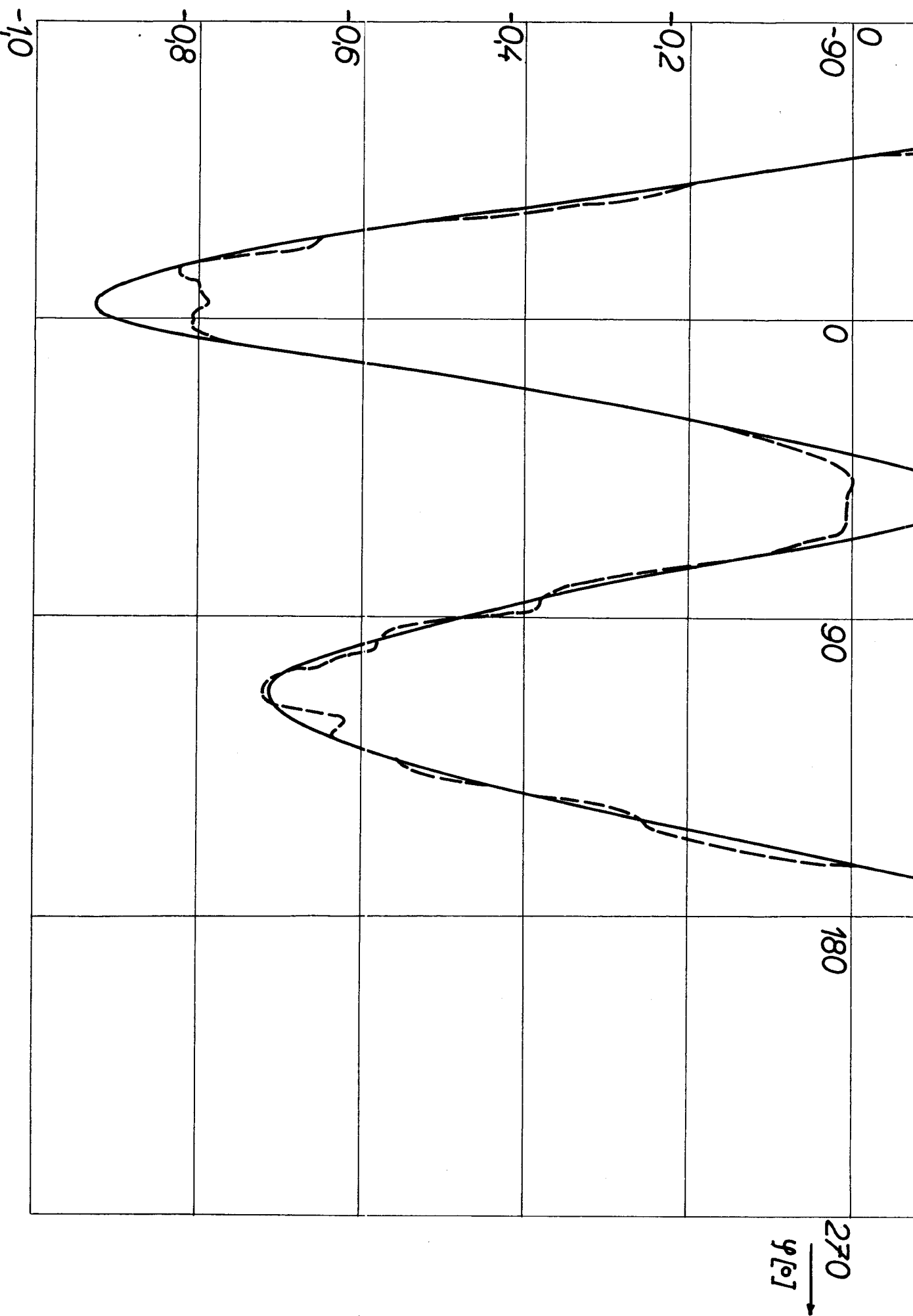
—— GRAFICKY

----- ANAL. POČÍTAČ

180

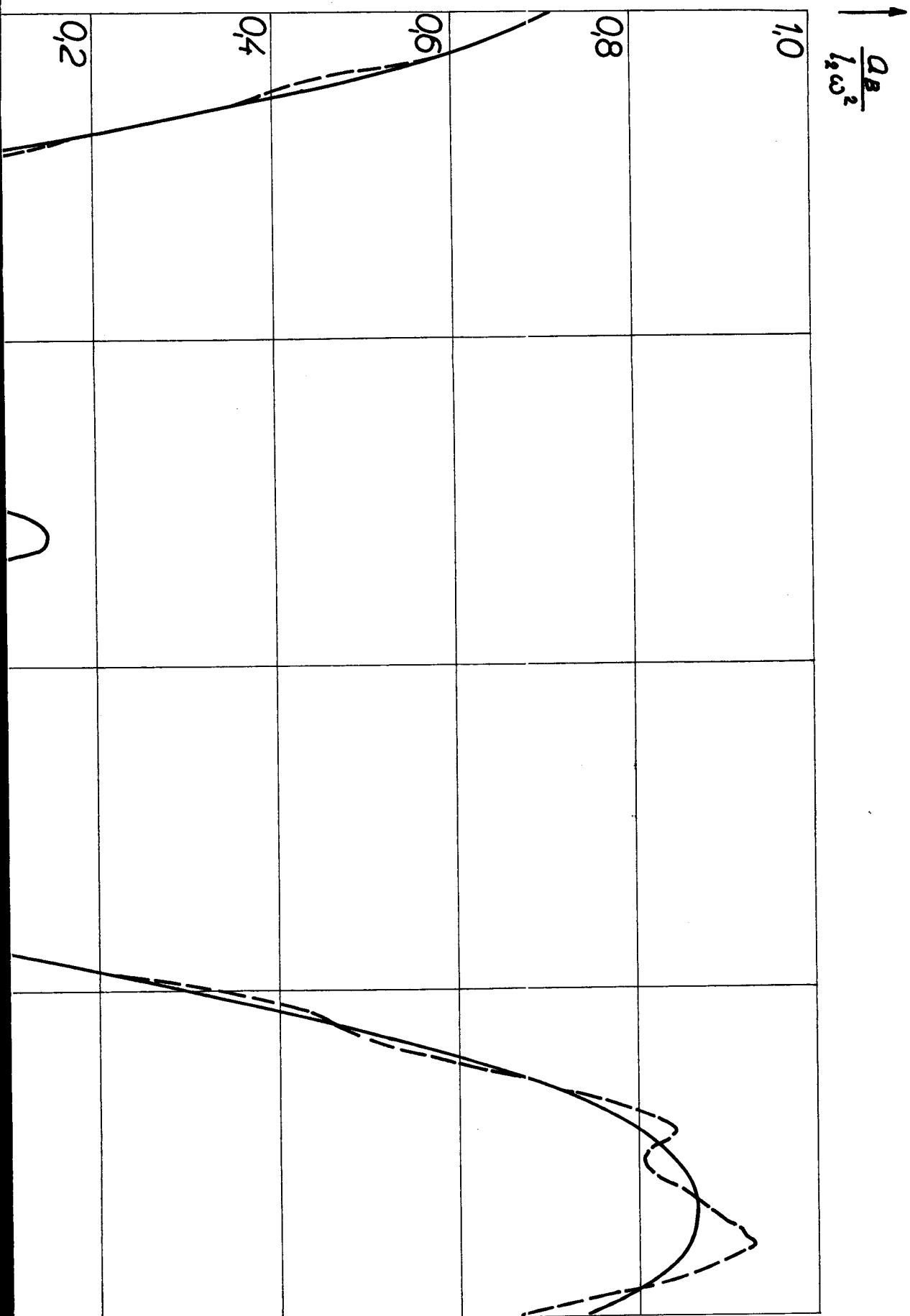
270

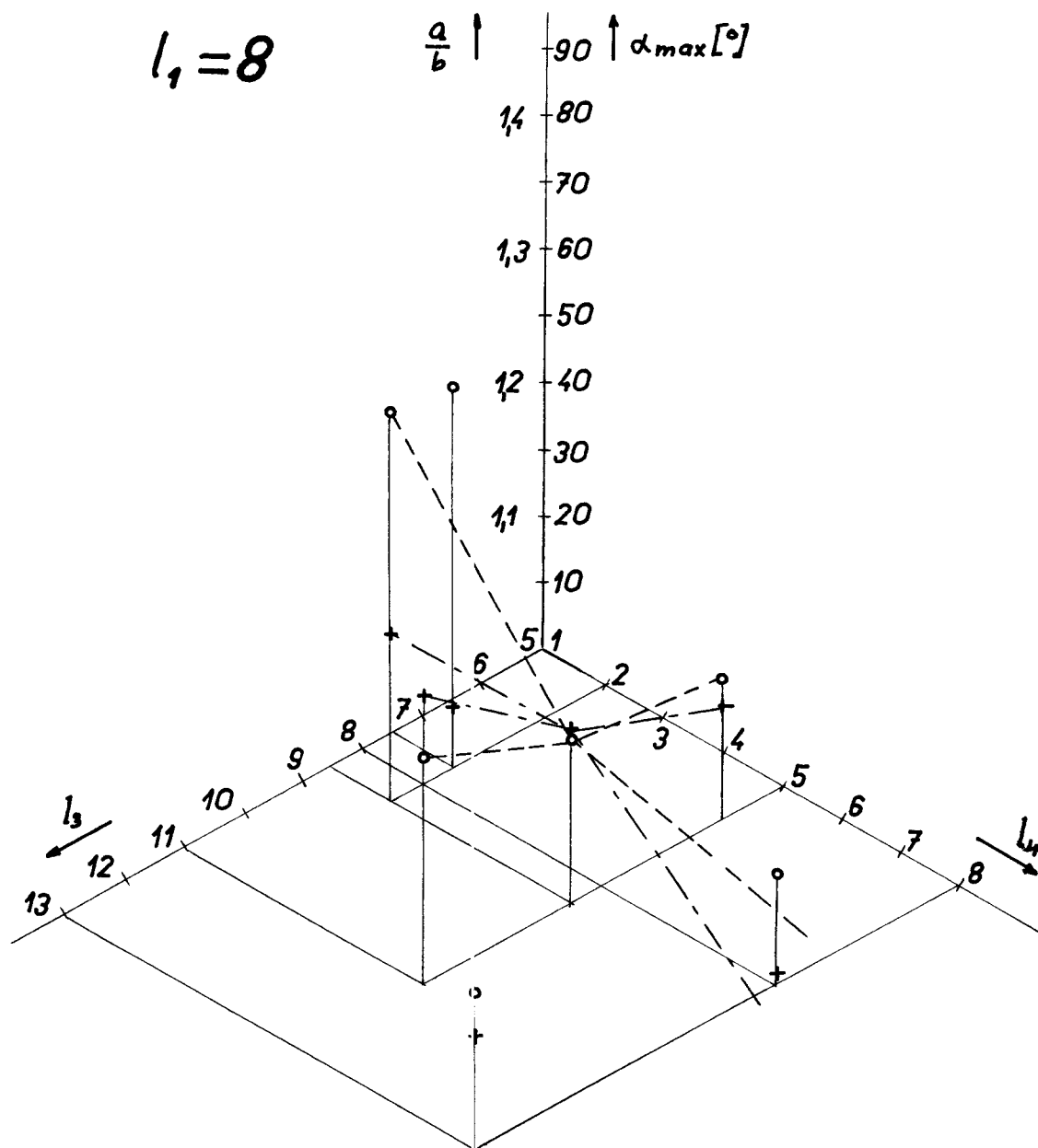
φ [°]



PŘÍLOHA 3

— GRAFICKY
 --- ANAL. POČÍTAČ





○ — $\alpha_{max} = f(l_3, l_4)$

+ — $\frac{a}{b} = f(l_3, l_4)$

PŘÍLOHA 13