

Vysoká škola: strojí a textilní Liberec

Katedra: pístových strojů

Fakulta: strojí

Školní rok: 1967/68

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro Miloslava Hyskové

obor Konstrukce výrobních strojů a zařízení

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 tematu: Sací trakt motoru Škoda M 630

Pokyny pro vypracování:

Proveďte výpočet průběhu tlaku v sacím potrubí jednoho, případně trojice válců motoru M 630 a stanovte průběh objemové účinnosti. Výsledky výpočtu porovnejte s experimentálně zjištěnými hodnotami.

Diskusi výsledků proveďte jednak s ohledem na rozbor, případně kritiku použité výpočtové metody, jednak s ohledem na možnost použít jednoduché konstrukční úpravy, sacího potrubí motoru k zvýšení dopravní účinnosti, po případě aspoň k zlepšení průběhu dopravní účinnosti.

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

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

V 60/1968

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy:

Seznam odborné literatury:

Kožešek: Spalovací motory
List: Die Verbrennungskraftmaschine: der Ladungswechsel
Barteníček: Výzkum sacího traktu motoru Š 706 RT (výzk.zpráva)
Hreza: Sací trakt motoru Tatra T 138 (diplomní práce)

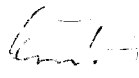
Vedoucí diplomní práce: Ing. Zdeněk Kovář CSc

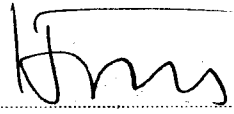
Konsultanti: Ing. Ladislav Barteníček

Datum zahájení diplomní práce: 15.12.1967

Datum odevzdání diplomní práce: 17.6.1968




Vedoucí katedry


Děkan

VŠST Liberec	Listy k učebním materiálům číslo 15-6	Katedra učebních materiálů
Předmět: stavební	Průběh výuky předmětu, se předkládáním diplovaných úkolů jsou vypracováni jednotlivé a posléze uvedené literatury. V Liberci dne 15.6.1968 <i>Ant. Hájek</i>	Jméno stavební

VŠST Liberec	Sací trakt motoru Škoda H 630	Kategorie DP	pístových strojů strana 1
Funkce stroje			
<u>O B S A H</u>			
		strana	
A	Úvod	3	
B	1. metoda výpočtu	5	
C	2. metoda výpočtu	13	
D	Vypočtený průtok tlaku před sacím ventilem podle obou metod	21	
E	Posudek a kritika užitých metod výpočtu a porovnání s naměřenými hodnotami	49	
F	Zhodnocení a využití výpočtu	55	

VŠST Liberec	Bací trakt motoru šluka M 630	Katedra	Elektrotechnika
Fakulta strojní		Dr.	Stránský

Referenční literatura 1

- 1/ Kolochek J.: Spalovací motory, Praha, SNTL /1955/
- 2/ Fischinger A.: Der Auslegungsgang bei Ein- und Mehrzylinder-Viertaktmaschinen.
ATZ Bd. 79 /1956/
- 3/ List E.: Der Leistungswert der Verbrennungskraftmaschine, Wien, Springer /1952/
- 4/ Morse P., Rubin R., Scheeler E.: Acoustic Vibrations and Internal Combustion Engine Performance, Stalling Waves in the Intake Pipe System, Journal of Applied Physics /1958/
- 5/ Krása E.: Bací trakt motoru šluka M 630.
Diplomní práce /1967/
- 6/ Bartoníček J.: Výskum sacích traktů motorů šluka M 630
Výskum. správa /1966/

V5ST Liberec	Noví trakt motor číslo 8 670	Katalog plotových strojů
Fakulta strojná		str. 3
A. <u>Ú v o d</u> Jedním z hlavních vlivů vnějších činitelů, na něž lze se účinně působit při vývoji výkonu a zlepšování provozních vlastností jak pístových, tak vznětových motorů, je úroveň a způsob konstrukční provedení sacího traktu. V našem případě se jedná o samosávací čtyřtakový vznětový motor, takže pístní válec se čípe sacím ventilem ze dna sacího sání. Protože odpory při odtahu sacího strahem jsou, než by sací výkon přišel křivce. Nejlépe naplnění válce se provádí tak, že se před tím, než se sací ventil před křivkou otočí a provede se do ní křivky, přičemž je možné vyvolat určitou setrvačnou pohybu v sacím traktu k doplnění válece. Vzhledem je třeba uvážit, že sací válec k úplnému naplnění, t. j. s válece opět do sacího traktu. K úplnému válece je možné se určitých okolností, jak bude dále uvedeno, vyvolat i vlastních křivkách sacího potrubí. Výkon, ale i spotřeba motoru závisí na více ná- plně ve válci a na práci potřebné k úplnému sacímu válece. Práce k naplnění se provádí například se mechanickými prostředky. Zvláště se v tomto, takže zhu- baje dopravní činnosti. Provedení v sacím traktu je správně zvoleno na pracovní stacionární, ale vzhledem k tomu, že je tak periodicky přerušován rovněž o vlivu vý- buchy, je jasné, že každý část cyklu motoru je do provedení křivky náhodného plynu. Tyto křivky jsou haji někdy tak velkými amplitudami, že mohou ovlivňovat chod motoru. Periodické přerušování rovněž vyvolá- vá v potrubí stacionární křivky, které se sice utlu- jí, ale mohou ovlivnit průběh přístupu sání.		

VŠST Liberec	Směr trakt motoru Škodě R 630	Integrovaná složka
Fakulta strojná		Dr. strojná

K výpočtu průběhu tlaku v sacím potrubí je nutné přistupovat různými způsoby. Na př. jako kvadratickou soustavu více – sací potrubí, se skládá z přední díly, spílkou šumivákovou vlnou rovnou nebo křivkovou rovnou. V našem případě výpočet byl proveden prvními dvěma metodami, a další metoda bude rovněž použita.

Kromě se sejdou z jedné strany, ale každý průběh tlaku je závislý na celé řadě parametrů: hustotě, viskozitě a prouškovatelnosti kapaliny, i na množství stlačené vzduchu vlnitosti plynů, které obklopuje naprosto zcela a množství kapaliny. Je však výhodné provést výpočet předem a podle výsledků upravit hodnoty trakt a chládku na př. na P_{21} , V_{21} atd. přičemž podle vyhodnocení a provedení výpočtu. Konečně také množství vlivů dle ve výše uvedeném potrubí, zejména vlnitosti plynů rovnou, a proto by bylo vhodné zjistit tyto podmínky současně.

Odehnání tlaku bylo zjištěno výpočtem průběhu tlaku před sacím ventilem, provedením výpočtu z množství kapaliny, a na základě toho zavedením příslušné korekce množství sacího potrubí pro výpočet V_{21} .

Průběh tlaku bylo vlnou vlnou ve směru z přímého lisování, souhra vlnitosti vlnitosti je rovněž součástí.

1950

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

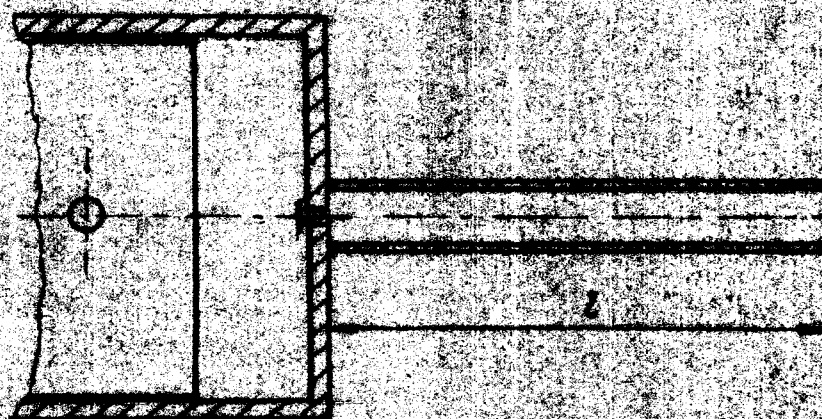
Vidmočakovi sprava korekcijskega se smela spre-
man viles je na obr. 1. Sestavljena je iz dveh delov, pr-
vega A, a drugega delca 1, prvega vstila je A, a drugega Y.
Vstila pila je A, a drugi viles se smela v razmerju 1/1 - 1/2
v prvi delci 1/1 - 1/2 / 1/2, v drugi delci 1/1 - 1/2, a
drugi pila je obvalovani k vstila 1/2 A, a drugi, je
1/2 pila v polovici delca, je Y.

[illegible]

$$A_1 [69.0^{\circ} (1 + \sin 2\omega t) + p]$$

Kde y je tlak přislušný vlaku v daném systému, první výraz je tlak přislušný pohybu plynu. Druhá část rovnice "0" je rovná součinnosti motora. Rovnovážná pohybová síla je rovná rovnovážné síle ze silové reakce.

$$m\ddot{x} + R\dot{x} + Kx = A_s [G_s c^2 (1 + \sin \alpha \cos \omega t) + p] \quad 1.3$$



001.1

K ... poznatí tudních mužů z Vilna, tj. mužů do-
 lůva. / kladeš ruku /
 Tímto sděluješ ti, že na hraně světa byl muž, jen ži-
 li kniha sděluješ x na 4 / žene /.
 Tímto sděluješ ti, že x a y světa byl muž, ale muž
 je neobyčejně komplikovaný a neobvyklý a všeobecně mi-
 vi. Muž světa na hraně světa je spolek se znalostí na-
 perimentálních výsledků světa, mužů, zejména v oblasti
 hraně světa světa. Muž světa světa byl mužem
 na na, že muž je v poznání světa světa a poznání
 poznání je / viz světa K- $C^2 A^2 / V$ /

$$(S_0 c^2 A_0^2 / N)_{\text{eff}} = A_0 [6 S_0 c^2 (1 + \sin 2\alpha \cos t) + p] \quad (2.10)$$

Není-li vzhledem k tomu, že se má jednat o první výstup na pravé straně rovnice 2.1', lze to také být považováno. Pokud nějaký výstup je stejný, je to vedlejší a vnitřní je tak vnitřní.

$$x = \frac{GK}{A_v} (1 + \sin 2\omega t) \quad ; \quad \dot{x} = \frac{GK\omega R}{30 A_v} \cos 2\omega t$$

Prispeklidáme, že naši ventil v hornej časti staviat
a v dolnej časti saviat. Rychlost valcovu vo ventilu je

VŠST Liberec	Real. třída motoru	Katedra	Elektrotechnika
Fakulta strojní	Státní M 630	DT	Strojní

$$\dot{x} = \frac{GKN}{30A_v} \begin{cases} T \cos 2\omega t & -\pi/4 < \omega t < \pi/4 \\ 0 & \pi/4 < \omega t < 3\pi/4 \end{cases}$$

to zápis lze převést do funkcionu řady.

$$\dot{x} = \frac{GKN}{30A_v} \sum_n B_n \cos n\omega t \quad 4.2$$

kde $B_0 = 1/2$
 $B_2 = 2/3$

$$B_n = -\frac{1}{n+1} \cos \frac{n\pi}{2} \quad (0 \neq n \neq 2) \quad 4.3$$

Když elektrický proudění se stacionární vlny v soustavě
trubky. Pro elektrický vlny Liskovce $n/2\pi$, A_1 , A_2 a
dominantní proudění motoru, je odvozen ve vlně
lze představit vlnění.

$$Z_n = -\frac{A_v}{A_p} \sum_n H_n e^{i\theta_n} \quad 4.4$$

kde $H_n e^{i\theta_n} = \tanh(P \{1 + i \frac{n\omega l}{c}\}) \quad 4.5$

Konstanta P je vlna pro odpor ideální vlnění odporu
vlnění na vlnění proudění trubky. Zároveň podle Liskovce
na bylo zjištěno, že pro malé amplitudy je P asi 0,001/1
ale je pro větší amplitudy roste. Tento vlnění není
přístup v analytické vyšetření. Konstanta P
má jen provedení pouze v jakém rozsahu, takže P je
bývá empiricky podle měření. Jako konstanta je asi 0,001/1
/ bráno pro trubku $\Delta 2,5''$ při frekvenci 30 + 50 Hz /.
Mělo je zavedena frekvenční poměr $q = 30c/nc$

takto rovnice 7.B/ je přepsána do tvaru

$$H_n \cos \theta_n = \frac{1}{2} g h (A + \lambda B) \quad 8.B/$$

$$\text{kte } \lambda = \frac{30 \cos \theta_n}{H_n} \quad ; \quad B = \frac{\pi}{2 \theta_n}$$

hodnota H_n je na obr. 1 a rovněž hodnot θ_n na obr. 3 jako funkce λ , B .

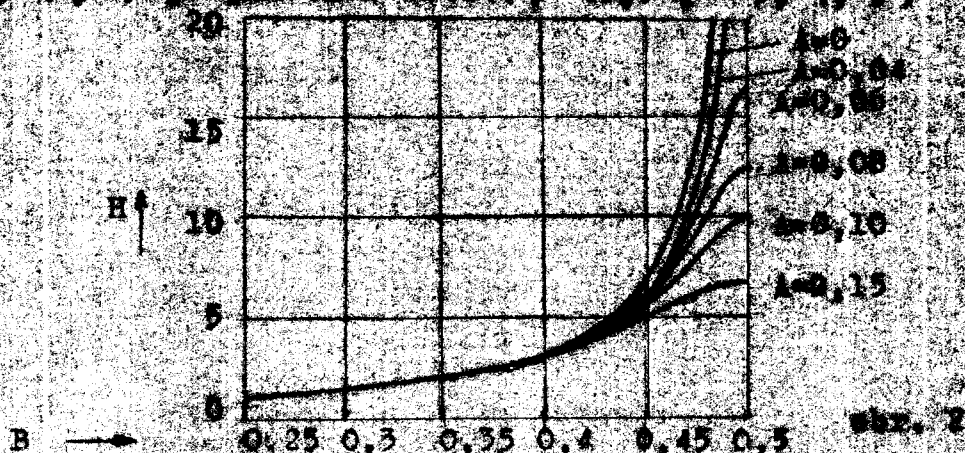
Z rovnice 6.B/ a 4.B/ výraz pro tlak podélně před ventilem je

$$p = - \frac{2 \cos \theta_n}{30 A_p} \sum_{n=1}^{\infty} B_n H_n \cos(n \theta_n + \theta_n) \quad 9.B/$$

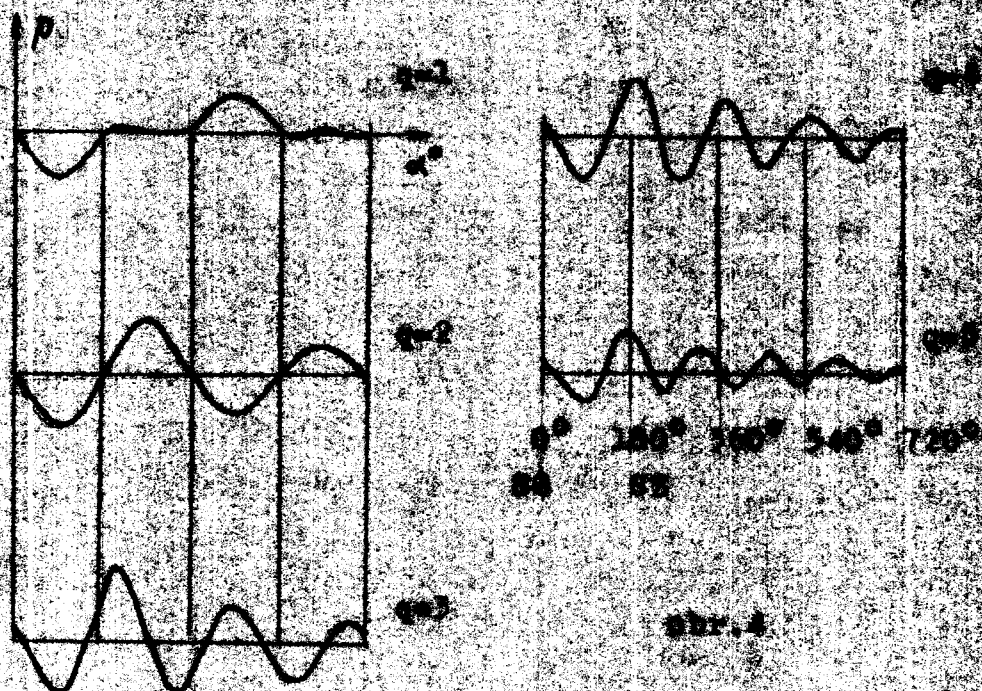
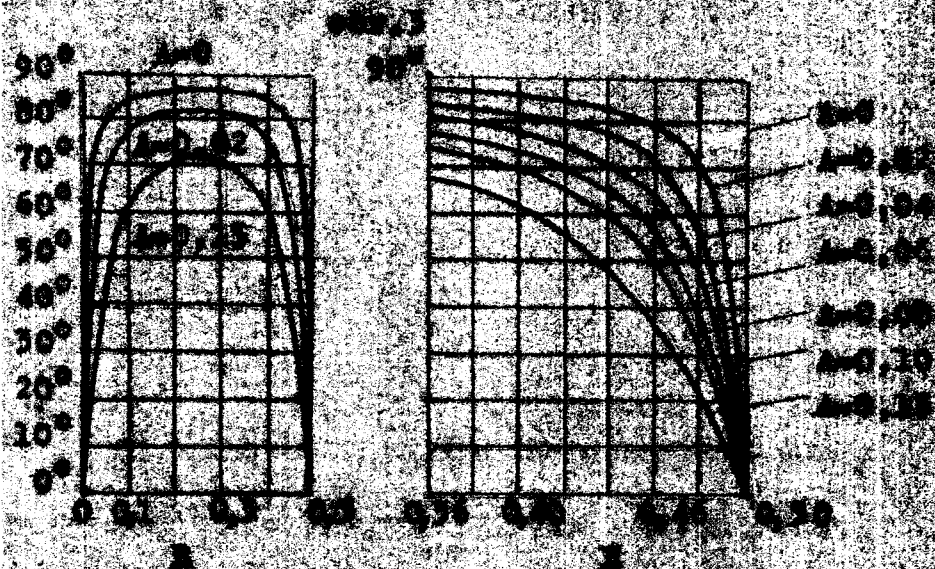
Je to okamžitý přírůstek výrazu o tlaku jak před, tak za ventilem, je nutno přičíst tlak proudění vzhledem k ventili.

Nyní se budeme zabývat stavem přepětí, kdy p má vliv na proudění vzhledem. Nejprve stanovíme závislost H_n na q . Ukážeme, že vzhledem k $\frac{H_n}{q} = \frac{H_n}{30 \cos \theta_n}$ je třeba říci, že hodnota H_n bude větší a θ_n bude menší v řadě pro p bude menší.

Jestliže $q = 1$, hodnota H_n bude větší a vzhledem k tomu bude θ_n menší a p má vliv na čas podle obr. 2. Nejvýznamnější o negativním tlakovém pulsu vyvolané otáčením pístu, pohybujícího se dolů. Tento jev má být vyjádřen v příkladě a/, b/, c/ příslušným efektem. / t.j. $q = 1, 2, 3$ /



V případě $q = 0$ nastává rezonance, protože $\lambda_2 = 0$.
Pro vyšší hodnoty $q = 1, 2, 3, \dots$ nastávají tak malé re-
sonance, že nejsou prakticky viditelné. Prokázání to-
ho může nastat jen, když $q = 3, 4, 5, \dots$, když nast-
vujeme malé vlnění se 3., 4., 5. harmonickou so-
lou. To je právě výsledek experimentálního odvození.



Toto byla hrubá analýza pro tlak. Zkoumali se potrubí
pokryt vlněnou, když nastane roztržení, jev, musíme ho-
riment do roviny přímé, která je na vyhlášení roviny, vln-
níkové vlny. Toto vede k analýze k analýze. V-
něj máme vlněnou takt. Když přepokládá, že
vlna je vlna pro p malý vlněnou takt. Když je
vlněnou jako vlna na vyhlášení. Když máme malý vln-
níké roviny. Přepokládá g + 2, když k = 3, 4, 5.
Přepokládá vše, že tlak způsobí vlnu v potrubí,
lze vyjádřit takt.

$$p = P \cos(\omega t - \phi)$$

22

Polčas v rovnici 2.3/ počasi na 2' jeho dĺžka

$$i = \frac{6 \text{ kN}}{30 \text{ A}} \left[\frac{1 \cos 2\omega t}{0} + \frac{1 \text{ TR}}{20 \text{ A}} \sin(2\omega t - \phi) \right]$$

viras lse roslakit vo Pousierova faga

$$i = \frac{6 \text{ kV}}{30 \text{ A}} \left[B_1 \cos \omega t + \frac{R_1}{200 \text{ } \Omega} D_1 \sin (\omega t - \phi_1) \right] \text{ A}$$

Koefficienty B_n jsou 1,462 jako v rovnici 5.24' a $B_n = \frac{2.7}{n} \cdot 12.8$.
 Místa rozměry, b-ty vrstev v 11.2' jsou předloženy
 table při poslední 5.24' rovnice pro tlak bude ve tvaru

$$\rho = - \frac{9.0 \text{ cKNH}_2}{60 \text{ A}_p} [258.2 \cos(\omega t + Q_2) + \frac{7.5}{1.0} \sin \omega t + \frac{2}{1.0} \sin(\omega t + Q_1)]$$

Spolu s reagent 10,3% doctazone

$$\cos(k\omega t - \phi_2) = E_2 \cos(k\omega t + \theta_2) +$$

$$+ d_2 \cos(k\omega t - \phi_2 + \theta_2 - \pi/2) \quad 24.2$$

44

$$P_A = \frac{\cos \phi_{NBH}}{30A} \cos \phi_H$$

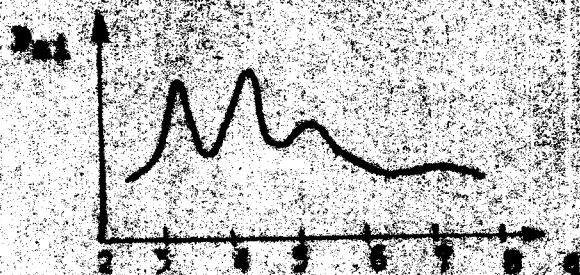
0-4-21

$$= 6\% \left[1 + 0.2 \ln 2 - \frac{1}{0.2 \ln 2} \cos \left(\ln 2 \left(-\frac{1}{0.2} \right) \right) \right] \quad 31.2\%$$

$$E = 1 - \left(\frac{E_s}{E} \cos[\theta_s - \phi_s] \right)$$

$$E_x = \frac{B_0 C}{D_0}$$

Report has element will acknowledge problem & do
best possible while they are /HSA/



C

Druhý způsob výpočtu tlaku v sacím potrubíC 1 / Všeobecně

Absolutní tlak a absolutní rychlost v sacím potrubí
v každém okamžiku mají hodnotu

$$p = p_0 + p_r + p_v \quad ; \quad w = w_0 + K(p_v - p_r) \quad 1.C/$$

p_0, w_0 ... konstantní hodnoty na počátku pohybu

p_v, p_r ... hodnoty amplitud dvou tlakových vln,
šířících se v opačných směrech.

Dopředná /postupná / vlna $/p_v/$ má pozitivní směr rychlosti a zpětná /odražená/ vlna $/p_r/$ má směr opačný.

Rychlost zvuku $/a/$ a faktor $/K/$ jsou ve vztahu

$$a = p^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{k \cdot g \cdot C} \quad ; \quad K = p^{-\frac{k-1}{k}} \sqrt{\frac{C \cdot g}{k}} \quad 2.C/$$

k -- koeficient polytropy pro vzduch v sacím potrubí

g -- zemské zrychlení

$C = p_0^{\frac{1}{k}} v_0$ při čemž p_0, v_0 udává počáteční stav.

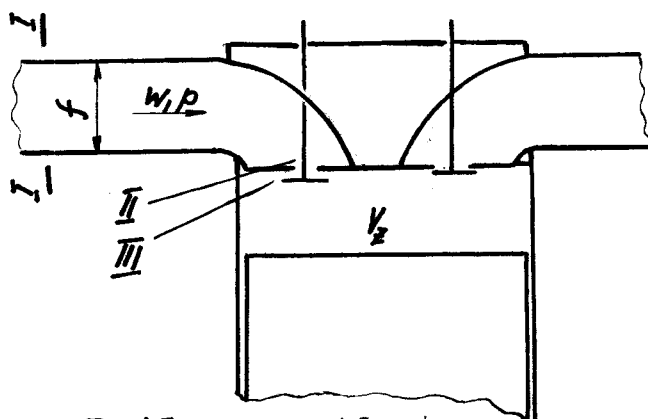
Sací děj probíhá v podstatě tak, že se vzdalujícím se pístem z horní úvratě válce se v sacím potrubí vyvolává podtlaková vlna a proti ní od vyústění trubky nebo u víceválnového motoru od rozvětvení sacího potrubí se šíří zpětná vlna, kterou dopředná vlna vyvolala.

Hodnoty amplitud vlny jdoucí od válce se vyšetřují z okrajových podmínek na druhém konci trubky. Výpočet musíme provést po krátkých intervalech bodovým způsobem, protože zákony zdvihu ventilů a dráhy pístu v daném případě nejsou obecně jednoduše vyjádřitelné, což vede na uzavřené neodlučitelné rovnice.

C. 2.

Okrajové podmínky ve válci

Jsou dány vyrovnáním stavu ve válci a trubce prouděním průřezem ventilu.



obr.1

- w [m/s] ... rychlost
 p [kPa/m²] ... tlak
 p_z [kPa/m²] ... tlak ve válci
 q [m²] ... účinný průřez otvoru sacího ventilu
 f [m²] ... průřez sací trubky /účinný/
 t [s] ... čas
 Δt [s] ... časový interval mezi dvěma následnými polohami
 V_z [m³] ... objem válce /okamžitý/
 ΔV_z [m³] ... změna objemu válce během čas. intervalu Δt
 k_1 [-] ... exponent polytropy pro změnu stavu plynu v trubce a průřezu ventilu
 k_2 [-] ... exponent polytropy pro změnu stavu ve válci

Hodnoty p a w v místech I - III /obr. 1 / jsou označeny 1 + 3.

Proměnlivé velikosti na počátku časového intervalu nejsou označeny, zatímco hodnoty platné pro konec intervalu jsou označeny.

Střední hodnoty v časovém intervalu mají index m.

Pro změny stavu ve válci se může použít, je-li výfukový ventil uzavřen, těchto rovnic :

$$p'_2 = A_1 w'_3 + B_1$$

3.C/

$$A_1 = \frac{k_2 p_{2m}}{V_{2m}} \cdot q_b \cdot \Delta t$$

$$B_1 = p_2 + \frac{k_2 p_{2m}}{V_{2m}} (w_3 q_a \Delta t - \Delta V_2)$$

kde náhradní průřez je dán

$$q_a = \frac{1}{3} (q + q_{1/2})$$

$$q_b = \frac{1}{3} (q' + q_{1/2})$$

Dále pro sací trubku platí

$$p'_2 = M'_2 - \frac{1}{K} w'_2$$

$$M'_2 = p_0 + 2 p'_{v2}$$

4.C/

podle rovnice kontinuity s ohledem na proměnlivou měrnou hmotu

$$w'_2 = w'_3 \cdot \frac{q'}{f} \cdot \left(\frac{p'_2}{p'_1} \right)^{\frac{1}{k_1}}$$

a dále

$$p'_2 = M'_2 - G w'_3$$

$$G = \frac{1}{K} \cdot \frac{q'}{f} \left(\frac{p'_2}{p'_1} \right)^{\frac{1}{k_1}}$$

5.C/

K plyne z rovnice 2.C/

Pro průřez III platí rovnice proudění /viz na př. lit. 3//

$$w'_3{}^2 = \frac{2gk_1}{k_1 - 1} p'_2 v'_2 \left[1 - \left(\frac{p'_2}{p'_1} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right]$$

6.C/

jde-li o podkritické proudění, t.j. poměr $\frac{p'_2}{p'_1} > \beta_{kr} = 0,528$ což je v našem případě splněno.Nahražením výrazu $\frac{k_1}{k_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{p'_2}{p'_1} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right]$ výrazem $\left(\frac{p'_2}{p'_1} \right)^{\frac{2}{k_1}} \cdot \left(1 - \frac{p'_1}{p'_2} \right)$

si rovnici 6.C/ upravíme do tvaru

$$w'_3{}^2 = 2g v'_2 \left(\frac{p'_1}{p'_2} \right)^{\frac{2}{k_1}} (p'_2 - p'_1)$$

přičemž vznikne chyba při $\beta = 0,5$ asi 0,8% / $k_1 = 1,4$ /

Dále užitím rovnice polytropy

$$p'_2 v'^k = p_0 v_0^k$$

upravíme výraz na

$$w'_3{}^2 = 2g v_0 \left(\frac{p_0}{p'_2} \right)^{\frac{1}{k_1}} \cdot \left(\frac{p'_1}{p'_2} \right)^{\frac{2}{k_1}} (p'_2 - p'_1) = W (p'_2 - p'_1)$$

7.C/

kde

$$W = 2g v_0 \left(\frac{p_0^2}{p'_2 p'_1} \right)^{\frac{1}{2k_1}}$$

Použijeme-li ve výrazech A_1 , B_1 v prvním přiblížení místo p_{zm} hodnotu p_z a ve výrazech pro G a pro W místo $\frac{p_1}{p_2}$ resp. $\frac{p_0^2}{p_2' p_2'}$ poměr tlaků na počátku intervalu lze určit w_3' , p_z' , p_2' . Zavedeme-li

$$S = W(G + A_1) \quad ; \quad T = W(M_2' - B_1)$$

po dosazení do 7.C/ za p_2' , p_z' dostaneme

$$w_3'^2 + w_3' W(G + A_1) - W(M_2' - B_1) = 0$$

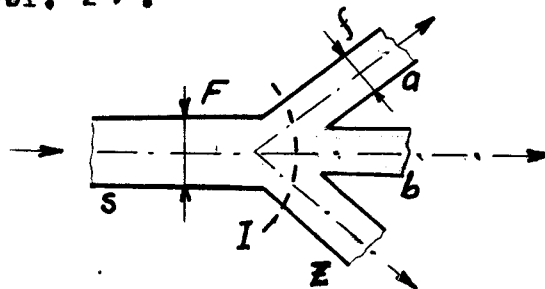
$$w_3' = -\frac{S}{2} + \sqrt{\frac{S^2}{4} + T} \quad 8.C/$$

Tím jsou dány také ostatní veličiny podle příslušných rovnic 3.C/, 4.C/. V rovnici 8.C/ platí kladné znaménko, proudí-li plyn z potrubí do válce. Při opačném proudění platí opačné znaménko. V rovnicích 3.C/ a 5.C/ je pak nutno brát rychlost negativně.

C.3. Okrajové podmínky v ústí trubky

U jednoválcových strojů ústí sací trubka obvykle do atmosféry. Pak máme pro průřez ústí podmínku $p_1 = p_0$ a rovnici 1.C/ $p_v = p_r$. To zn., že vlna, která se šíří proti otevřenému ústí, je odražena zpět negativně. Je-li na ústí trubky tlumič / filtr /, probíhá odraz jinak. Může se zde použít analogie s clonami.

U víceválcových strojů ústí zpravidla sací trubky do jedné společné přes rozvětvení a musí se hledat další zákony / viz obr. 2 /.



obr.2

Positivní směr uvažujeme od válce. Z rovnosti tlaků v průřezu 1 plyne:

VŠST Liberec	Sačí trakt motoru	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP	strana 17

$$p_n = p_s / n = a \div z$$

Dále z podmínky kontinuity

$$f(w_a + w_b + \dots + w_z) = F \cdot w_s$$

a vzniká řešení pro jednotlivé větve trubek,

$$p_n = p_o + p_{vn} + p_{rn} \quad n = a \div z \quad 9.C/$$

$$w_n = K(p_{vn} - p_{rn}) \quad n = a \div z \quad 10.C/$$

$$p_s = p_o + p_{vs} + p_{rs} \quad 11.C/$$

$$w_s = K(p_{rs} - p_{rs}) \quad 12.C/$$

příčemž byla dána počáteční rychlost proudění $w_o = 0$. Jestliže jsou nyní známy hodnoty funkcí tlakových vln p_{vs} , $p_{ra \div z}$ jdoucích k místu rozvětvení v určitém čase, zůstávají jako neznámé velikosti $p_{va \div z}$, $p_{s \div z}$, $w_{a \div z}$, p_s , p_{rs} , w_s , tedy 3/ z -a /+ 3 neznámé, k jejichž vyjádření slouží výše uvedené rovnice. Pro výpočet na válci a na ústí trubek je třeba nyní jen velikostí $p_{va \div z}$, p_{rs} . Z výše uvedených rovnic vyplývá nehomogenní systém ve formě

$$\begin{aligned} (1+\varepsilon)p_{va} + p_{vb} + \dots + p_{vz} &= \varepsilon(p_{rs} - p_{ra}) + \sum_{n=a}^z p_{rn} \\ p_{ra} + (1+\varepsilon)p_{rb} + \dots + p_{rz} &= \varepsilon(2p_{rs} - p_{rb}) + \sum_{n=a}^z p_{rn} \\ p_{ra} + p_{rb} + \dots + (1+\varepsilon)p_{rz} &= \varepsilon(2p_{rs} - p_{rz}) + \sum_{n=a}^z p_{rn} \end{aligned} \quad 13.C/$$

kde je poměr $\frac{F}{f} = \varepsilon$

Z toho vyplývají řešení $p_{va \div z}$ v lineární závislosti a dále podle rovnic 9.C/ a 11.C/ také p_{rs} . Pro případ dvou vidlicovitých trubek dostáváme vztahy:

$$p_{ra} = \frac{1}{2+\varepsilon} (-\varepsilon p_{ra} + 2p_{rb} + 2\varepsilon p_{rs}) \quad 14.C/$$

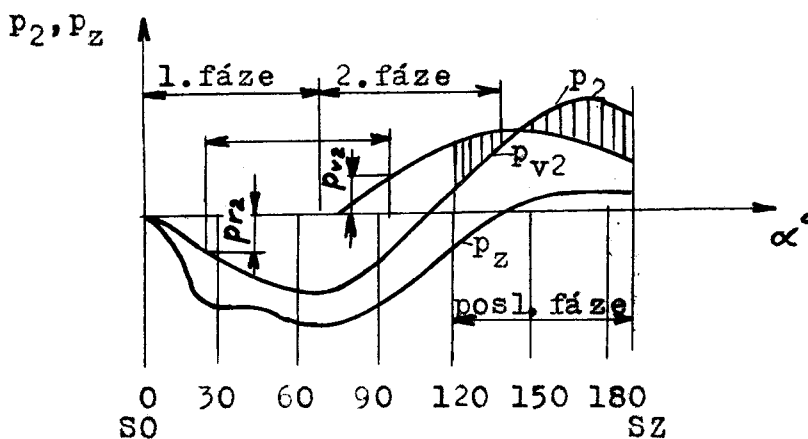
p_{vb} obdržíme záměnou indexů a, b.

$$p_{rs} = \frac{1}{2+\varepsilon} [2p_{ra} + 2p_{rb} + (\varepsilon-2)p_{rs}] \quad 15.C/$$

VŠST Liberec	Sací trakt motoru Škoda M 630	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní		DP	strana 18

C.4. Způsob výpočtu

Provedenými pokusy bylo zjištěno, že nejlépe souhlasí při výpočtu předpoklad adiabatické změny stavu plynu v sací trubce a ventilu / $k_1 = 1,4$ / a isotermické změny stavu ve válci / $k_2 = 1$ /, přičemž průběh tlaku ve válci byl jen nepodstatně ovlivněn způsobem změny stavu. Jsou-li dány potřebné parametry / délka trubky, průměr trubky, otáčky, atmosférický tlak, teplota atp. /, pak obr. 3 udává základní formu průběhu tlaků. Přitom se vychází z klidného obsahu trubky. Se začátkem sání se odděluje od válce podtlaková vlna, která dojde k válci zpět teprve po dvojnásobném průběhu trubky, když byla na otevřeném konci úplně negativně odrazena zpět.



obr. 3

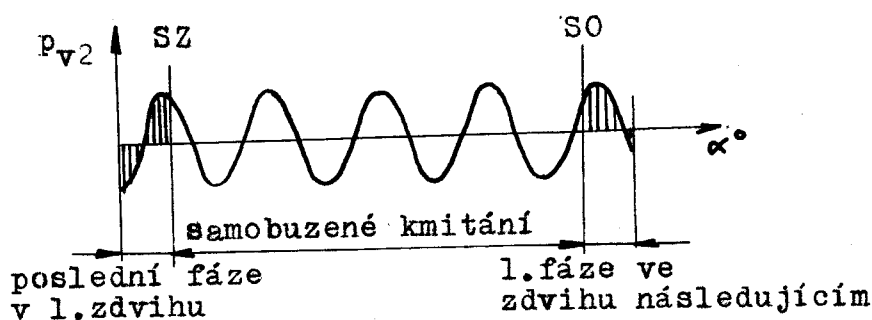
1. fázi, která trvá po dobu $2l/a$, což je doba vlastního kmitu obsahu trubky, je $p_{v2} = 0$, takže p'_z a p'_2 lze počítat intervalově podle udaných rovnic. Hodnota amplitudy vlny jdoucí od válce / dopředné / je určena z atmosférického tlaku p_0 a absolutního tlaku p_2 .

Ve 2. fázi se jeví negativní hodnota za $2l/a$ vteřin jako pozitivní, takže může být vypočten průběh tlaku v dalším intervalu. U složitějšího potrubí se vyšetří hodnota amplitud podle zákonů o odrazu v místě rozvětvení.

Tak je třeba postupovat dál, obecně je hodnota amplitudy

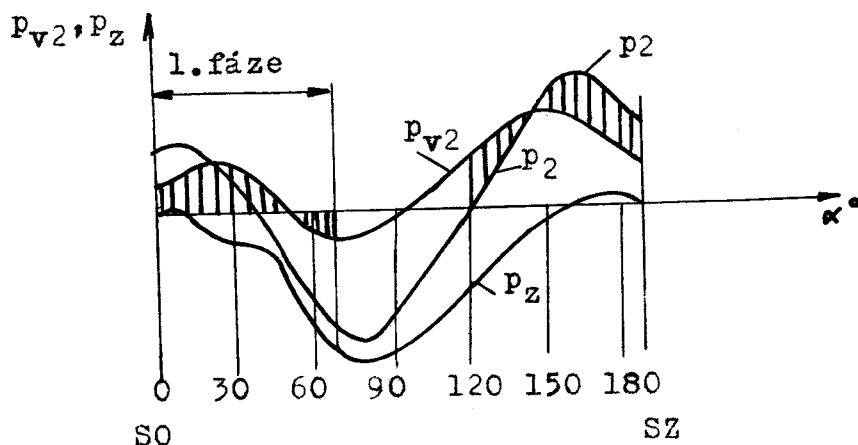
vlny, jdoucí od válce zpět, jak je označeno pro hodnotu 2. fáze, dána vztahem $p_{r2} = p_2 - p_0 - p_{v2}$, tedy rozdíl pořadnic mezi liniemi tlaků p_{v2} a p_2 , přičemž křivka p_{v2} je vzata jako nulová linie.

Tvar vlastního kmítu po uzavření sacího ventilu je určen šrafovanou zpětnou vlnou, která v poslední fázi jde od ventilu. I za předpokladu útlumu zůstává kmit v trubce zachován, takže tvoří pro příští sací zdvih počáteční podmínku. /viz obr. 4 /. Tím bude vlastně 2. sací zdvih oproti prvému deformován.



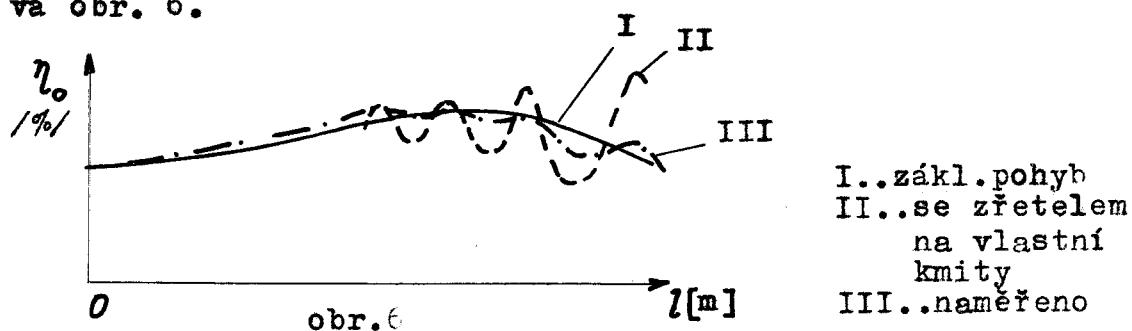
obr. 4

Vlastní pohyb plynu v trubce je podobný jak po prvním, tak po druhém sacím zdvihu, takže jak se ukazuje, nenastává žádná podstatnější změna hodnot při třetím sacím zdvihu oproti druhému. /viz obr. 5/ Proto stačí provést výpočet ve dvou krocích, výsledky druhého kroku pak uvažujeme jako konečné.



obr. 5

Jak je vidět, závisí na časové poloze vlastního kmitu k následujícímu sacímu zdvihu, zmenší-li se objemová účinnost ve druhém zdvihu oproti základnímu pohybu, nebo naopak dojde k jejímu zvýšení. Podle obr.4 by došlo k jejímu snížení, protože vlastní kmit způsobuje podtlak uprostřed sacího zdvihu. Leží-li vlna v zrcadlovém obraze k této, pak dochází ke zvýšení objemové účinnosti / přeplňuje /. Potom nastávají stavy blízké resonanci. Pokusy ukázaly, že amplitudy vlastního kmitu jsou menší, čím vyšší je vlastní frekvence. Podle toho je klesání objemové účinnosti při užití kratší trubky menší a stavy blízké resonanci se srážejí blíže k sobě. Až k délce trubky 0 jich je ∞ , ale hodnoty křivky II jdou stále více přes hodnoty křivky I /viz obr. 6 /. Prakticky se ukazuje, že pokles není tak velký, jaký dává výpočet. To je pochopitelné, protože s poklesem otáček se resonanční stavy rozpadají a při vysokých otáčkách dochází ke zvýšení útlumu vlivem větší turbulence. Průběh objemové účinnosti v závislosti na délce trubky udává obr. 6.



Se zvýšením η_o stoupá také obyčejně výkon potřebný k nasátí vzduchu do válce. Střední sací tlak nabývá s délkou trubky. Tato hodnota zmenšuje částečně tlak p_{si} zvýšený částečným přeplněním. Celková účinnost je pak

$$\eta' = \eta \left(1 - \frac{\eta_o}{p_s} \cdot \frac{p_s'}{\eta_o'} \right)$$

přičemž η je celková účinnost bez sací trubky. / $l = 0$ /

p_s , p_s' jsou střední sací tlaky,

η_o , η_o' jsou objemové účinnosti.

VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP	strana 21

D.

D.1 Výpočet tlaku před sacím ventilem / 1.způsob /

Výpočet byl proveden pro jeden válec a tyto počáteční podmínky:

atmosférický tlak $10000[\text{kp/m}^2] / 736 \text{ Torr} /$,

vlhkost vzduchu $\varphi = 40[\%]$

vnější teplotu $T = 293[^\circ\text{K}]$

délka sací trubky $l = 1200[\text{mm}]$, takže celková délka sacího traktu po připočtení délky kanálu v hlavě je $1326[\text{mm}]$.

Vnitřní průměr sací trubky $d = 45[\text{mm}]$

otáčky byly brány pro srovnání s naměřenými hodnotami 1200, 1400, 1600, 1800, 2000 $[\text{1/min}]$.

Další veličiny dané konstrukcí motoru:

průměr pístu $D = 130[\text{mm}]$

zdvih $z = 140[\text{mm}]$

kompresní poměr $k = 1:14$

délka ojnice $L = 235[\text{mm}]$

Motor M 630 je vodou chlazený šestiválec, v měřeném uspořádání měl každý válec samostatnou sací trubku na konci otevřenou, takže stačí zkoumat pouze jeden válec.

a/ rychlost zvuku $c = \sqrt{kgRT} = \sqrt{1,4 \cdot 9,81 \cdot 2927 \cdot 293} = 343[\text{m/s}]$

b/ hodnota G

objem v DÚ $(1+G)V_0 = \frac{\pi D^2}{4} z + V_s = (109,3 + 14,2) \cdot 10^{-5} = 123,5 \cdot 10^{-5}[\text{m}^3]$

v HÚ $(1-G)V_0 = V_s = 14,2 \cdot 10^{-5}[\text{m}^3]$

$\Rightarrow G = 0,87$, $V_0 = 106,85 \cdot 10^{-5}[\text{m}^3]$

c/ frekvenční poměr $q = \frac{30c}{N \cdot l}$ / viz rovnice v kap.B/
takže pro délku trubky 1326 mm dostáváme tabulku

$N [\text{1/min}]$	1200	1400	1600	1800	2000
$q [-]$	6,46	5,54	4,85	4,31	3,87

VŠST Liberec		Sací trakt motoru Škoda M 630	Katedra	pístových strojů
Fakulta	strojná		DP	strana 22

d/ hodnota δ_k

$$\delta_k = \frac{V_0 N D_k H_k}{60 A_p \cdot c} = \frac{106,85 \cdot 10^{-5} \cdot k \cdot \pi \cdot N \cdot H_k}{60 \cdot 15,9 \cdot 10^{-4} \cdot 343 \cdot 4}$$

$$A_p = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,045^2}{4} = 15,9 \cdot 10^{-6} [m^2]$$

pro každé otáčky je uvedena vždy u příslušné tabulky.

e/ hodnoty A, B - viz rovnice v kap. B.

$$A = \frac{30 c F}{N q} \quad \text{kde } F = 4,84 \cdot 10^{-2} \text{ /m /viz liter. 4/}$$

$$B = n/2q, \text{ opět je uvedeno vždy u příslušné tabulky pro dané otáčky.}$$

$$n = 1,2 \div 8$$

bylo vzato prvních 8 členů ve Fourierově rozvoji.

f/ velikosti úhlů Θ_k a koeficientů H_k byly odečteny podle obr. 2, 3 v kap. B a tabulevány. Bylo zjištěno, že v lit. 1 byla chybně uvedena desetinná čárka u koeficientů A v grafech pro určení Θ_k i H_k .

g/ hodnoty koeficientu c_k a fázového úhlu ϕ_k jsou odečteny z vektorových diagramů v obr. 1.

h/ výpočet tlaku provedeme podle rovnice 16.B/

$$p = - \frac{S_0 c G V_0 N}{30 A_p} \left[\sum_{n \neq k} B_n H_n \cos(n\omega t + \Theta_n) + \frac{B_k H_k}{c_k} \cos(k\omega t - \phi_k) \right] =$$

$$= - \frac{1,0 \cdot 343 \cdot 0,87 \cdot 106,85 \cdot 10^{-5} N}{9,81 \cdot 30 \cdot 15,9 \cdot 10^{-4}} \left[\sum_{n \neq k} B_n H_n \cos(n\omega t + \Theta_n) + \frac{B_k H_k}{c_k} \cos(k\omega t - \phi_k) \right] =$$

$$= - K \left[\sum_{n \neq k} B_n H_n \cos(n\omega t + \Theta_n) + \frac{B_k H_k}{c_k} \cos(k\omega t - \phi_k) \right]$$

kde koeficienty

$B_0 = \frac{1}{2}$	$B_6 = 0$
$B_1 = 0,942$	$B_7 = -0,063$
$B_2 = 0,786$	$B_8 = -0,066$
$B_3 = 0,564$	$B_9 = -0,030$
$B_5 = 0,134$	

viz rovnice 5.B/

Hodnoty K jsou u příslušných tabulek.

$$\gamma_0 = \gamma_v + \gamma_p = 1,17 + 0,08 = 1,18 [K/P/m^2]$$

obr.1

VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP	strana 24

$$\gamma_v = 1293 \frac{p_v}{p_a} \cdot \frac{273}{293+t} = 1293 \frac{729}{760} \cdot \frac{273}{293} = 1,17 [\text{kg/m}^3] \quad \dots \text{měrná váha suchého vzduchu}$$

$$\gamma_p = \gamma \cdot \gamma'' = 0,4 \cdot 0,018 = 0,0072 [\text{kg/m}^3] \quad \dots \text{měrná váha ob-}$$

$$p_p = \gamma p_p'' = 0,4 \cdot 17 = 7 [\text{Torr}] \quad \dots \text{sažené páry}$$

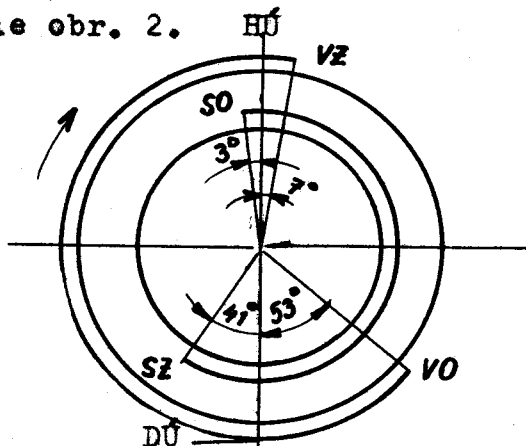
$$p_v = p_{at} - p_p = 736 - 7 = 729 [\text{Torr}] \quad \dots \text{parciální tlak páry}$$

$$p_v = p_{at} - p_p = 736 - 7 = 729 [\text{Torr}] \quad \dots \text{parciální tlak suchého vzduchu}$$

Výsledky jsou zpracovány v tabulkách I ÷ V a vyneseny do grafů g 1 ÷ 5. Útlum byl brán stejně jako v kap.D.2, hodnoty účinností byly tabelovány v tab. 6.

D.2 Výpočet tlaku před sacím ventilem / 2.způsob /

Počáteční podmínky jsou stejné jako v D.1. Rychlost zvuku je zde $a = 343 [\text{m/s}]$. Je zde přesně uvažováno časování rozvodu podle obr. 2.



obr.2

Výpočet byl proveden pro 1200 a 1800 $[\text{1/min}]$, protože je pro ruční počítání příliš sdlouhavý. Časový interval byl volen 10° otočení klikového hřídele, což je postačující hodnota, neboť nejbližší odražená vlna se vrátí vždy až po delším odpovídajícím čase. Hodnoty otevírání ventilu byly vzaty z továrního výkresu, průběh zdvihu byl aproximován podle obr. 3, což je pro naše účely postačující.

Hodnoty αG určující průřez $q' = \alpha G \pi d_v h [\text{m}^3]$

byly vzaty z lit.3 podle obr. 4, který byl získán pro tvarově i rozměrově podobný ventil, jako je užit u motoru M 630. Při zdvihu $h > d_v/4$ již nedochází ke zvětšení průtočného průřezu, což se projeví přímkovou částí na obr.3. Vnitřní průřez trubky je opět $f = 15,9 \cdot 10^{-4} [\text{m}^2]$, délka 1326 $[\text{mm}]$.

Průměr ventilu $d_1 = 56 \text{ mm}$.

Koeficienty polytrop $k_1 = 1,4$, $k_2 = 1$

Potřebné hodnoty spočtené po 10° otočení klikového hřídele jsou v tab. 7.

Zdvih byl počítán podle vztahu

$$z_x = r(1 - \cos \alpha + \frac{r}{2L} \sin^2 \alpha)$$

kde $r = z/2$

Objem je potom $V = \frac{\pi D^2}{4} z_x + V_s$

$$\Delta V_z = V_2 - V_1, \quad V_{zm} = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

Pro otáčky $1200 [1/\text{min}]$ je časový interval příslušný otočení klikového hřídele o 10°

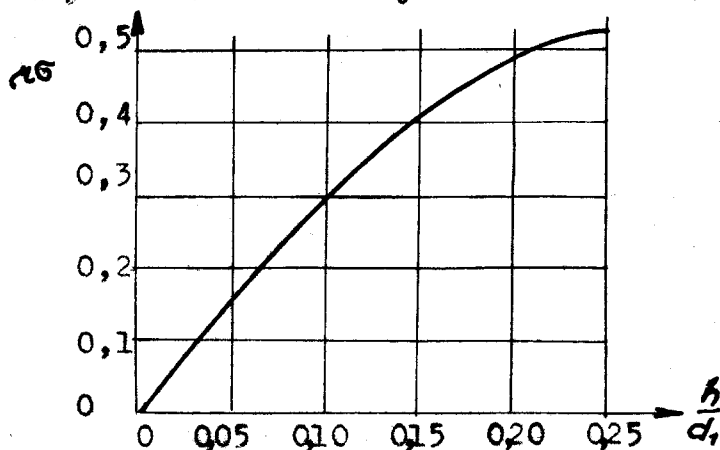
$$\Delta t = 3666/n = \frac{3666}{1200} = 3,055 \cdot 10^{-3} [\text{s}]$$

protože jedné otáčce přísluší čas $60/n$, 10° je potom $1/36$ z obvodu. Jedna fáze pohybu trvá po dobu $t = \frac{2\pi}{\omega} =$

$$= \frac{2 \cdot 3,1416}{343} = 0,00776 [\text{s}]$$

čemuž odpovídá otočení hřídele o 56° .

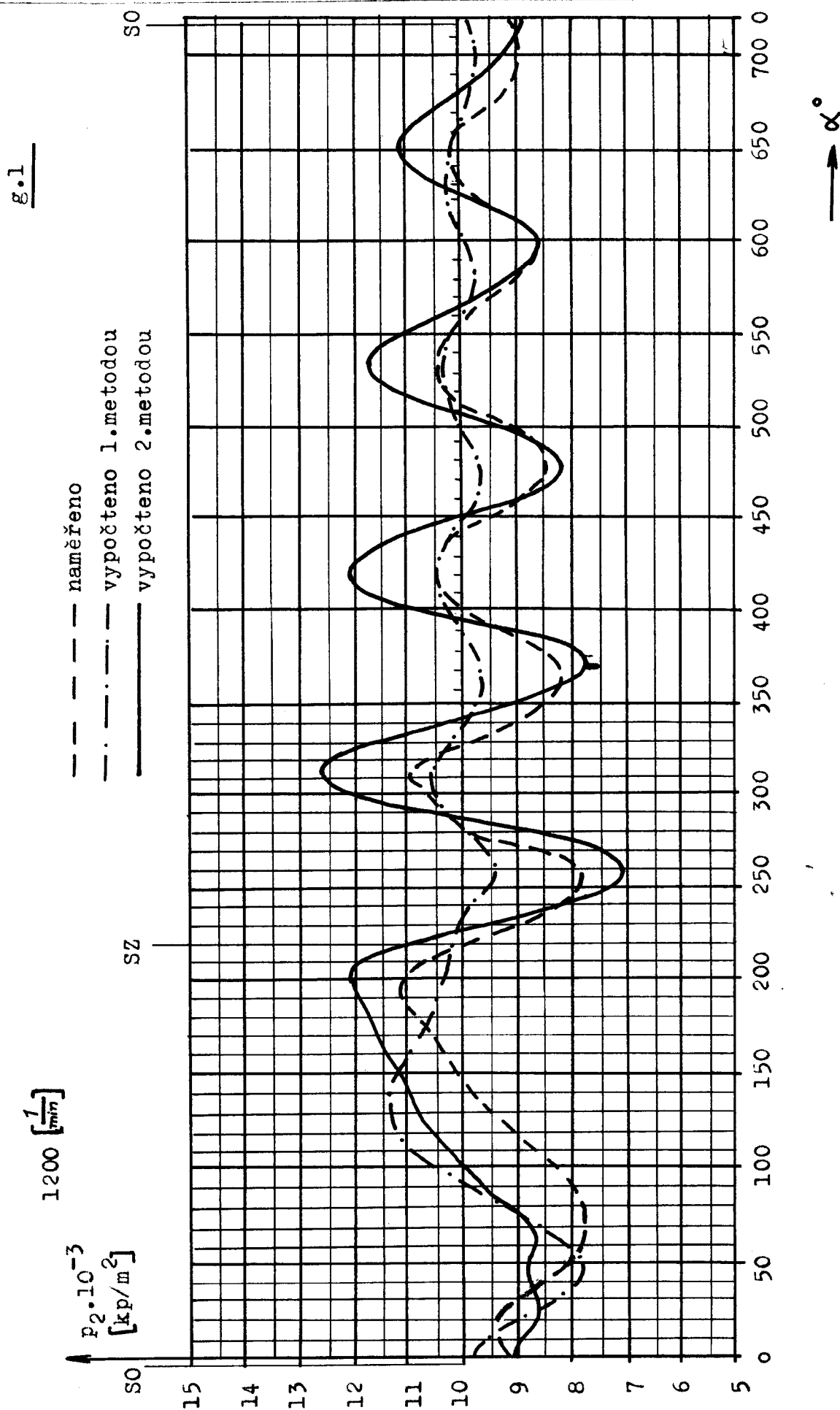
Výpočet byl prováděn ve dvou krocích podle udaných rovnic v kap. c. V tabulce 8 a grafu g6 je první krok, který vychází z klidného obsahu sací trubky, jak bylo již dříve uvedeno. Poslední část prvního sacího zdvihu určuje potom kmit v sací trubce, který přetrvává až do dalšího sacího zdvihu a tvoří pro něj počáteční podmínku. Jak je vidět, v grafu 7. Druhý sací zdvih pak dává konečnou hodnotu tlaku podle tab. 9 a grafu 8. Pro zpřesnění výpočtu byly v prvních 2 intervalech, kdy nastává překrytí rozvodu, vzaty naměřené hodnoty tlaku ve válci p_z .



obr. 4

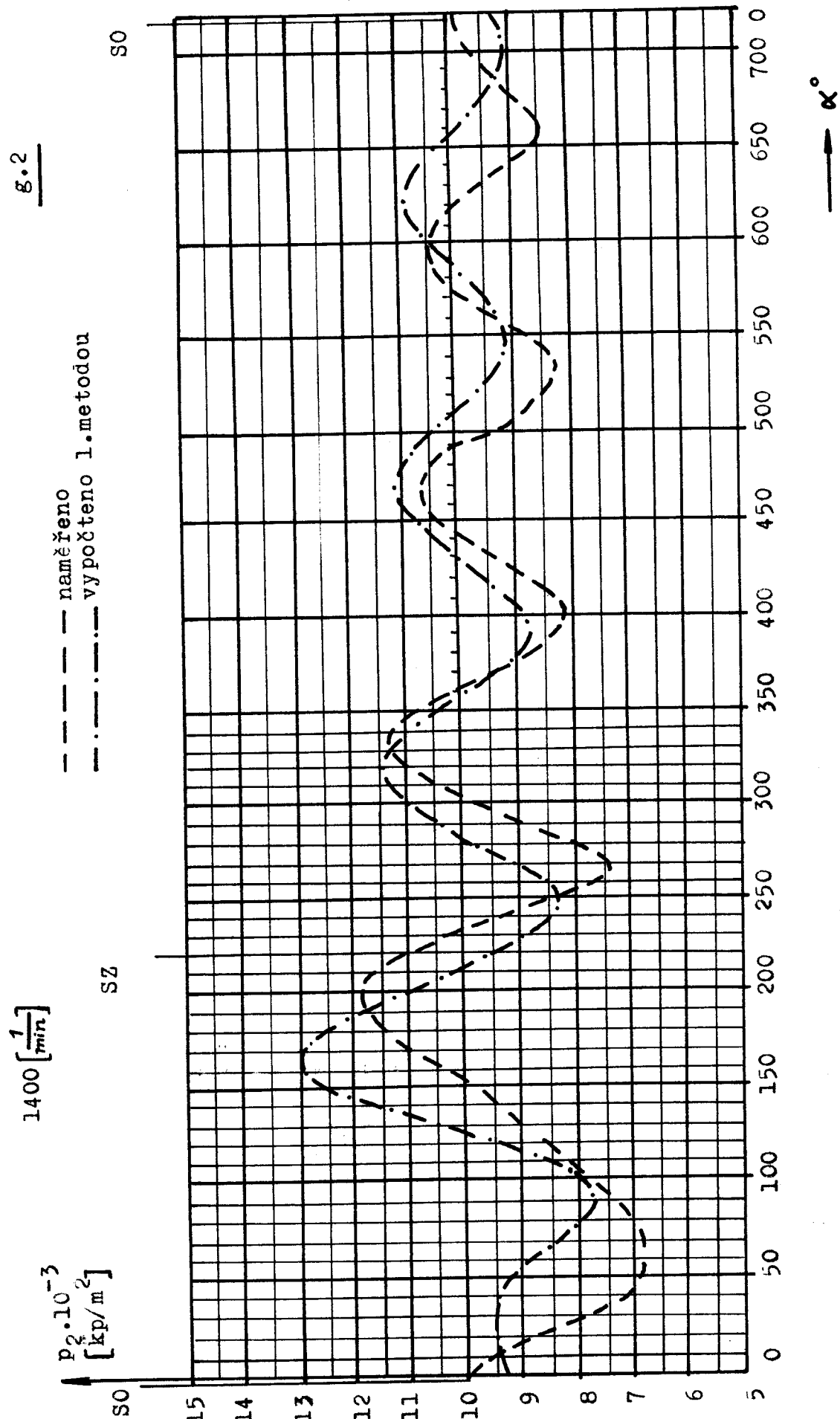
tab. I

α [°]	ωt [°]	$\omega t + \theta_1$	$2\omega t + \theta_2$	$3\omega t + \theta_3$	$4\omega t + \theta_4$	$5\omega t + \theta_5$	$7\omega t - \theta_K$	$\beta \omega t + \theta_8$	P [kp/m ²]
0	-45	25	-12	-54	-99	-150	-365	-284	-0170
10	-40	30	-2	-39	-79	-125	-330	-244	-0300
20	-35	35	8	-24	-59	-100	-295	-204	-1085
30	-30	40	18	-9	-39	-75	-260	-164	-1590
40	-25	45	28	6	-19	-50	-225	-124	-2020
50	-20	50	38	21	1	-25	-190	-84	-2090
60	-15	55	48	36	21	0	-155	-44	-1820
70	-10	60	58	51	41	25	-120	-4	-1400
80	-5	65	68	66	61	50	-85	36	-0735
90	0	70	78	81	81	75	-50	76	-012
100	5	75	88	96	101	100	-15	116	630
110	10	80	98	111	121	125	20	156	1030
120	15	85	108	126	141	150	55	196	1080
130	20	90	118	141	161	175	90	236	1225
140	25	95	128	156	181	200	125	276	1450
150	30	100	138	171	201	225	160	316	1680
160	35	105	148	186	221	250	195	356	0825
170	40	110	158	201	241	275	230	396	0770
180	45	115	168	216	261	300	265	436	670
190							300		255
200		$q=6,46$	$K=0950$	$\phi_K=1,4$			335		460
210		$\phi_K=0,75$	$\phi_K=50^\circ$	$A=0,064$			370		505
220							405		365
230		$B_8=0,618$	$\theta_8=76^\circ$	$H_8=2,7$			440		015
240		$B_7=0,540$	$\theta_7=60^\circ$	$H_7=6,5$			475		-215
250		$B_5=0,386$	$\theta_5=75^\circ$	$H_5=3,0$			510		-450
260		$B_4=0,308$	$\theta_4=81^\circ$	$H_4=1,5$			545		-510
270		$B_3=0,231$	$\theta_3=81^\circ$	$H_3=0,8$			580		-395
280		$B_2=0,154$	$\theta_2=78^\circ$	$H_2=0,5$			615		-130
290		$B_1=0,075$	$\theta_1=70^\circ$	$H_1=0,2$			650		175
300							685		425
310							720		515
320							755		420
330							790		175



tab.2

[illegible]

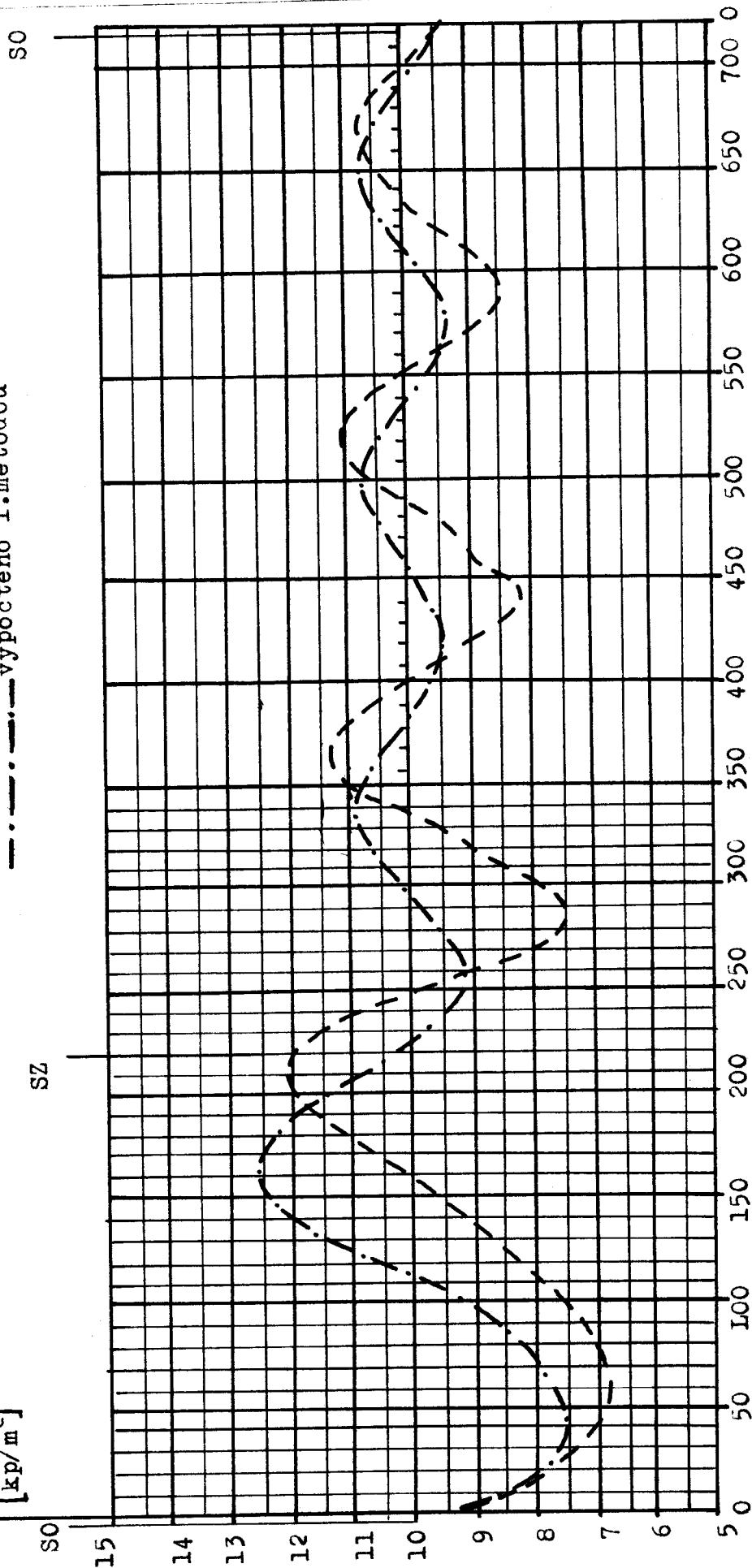


1600 [$1/\text{min}$]

tab.3

[illegible]

g.3

 $1600 \left[\frac{1}{\text{mm}} \right]$ $p_2 \cdot 10^{-3}$
[kp/m²]--- naměřeno
-.-.- vypočteno 1. metodou α →

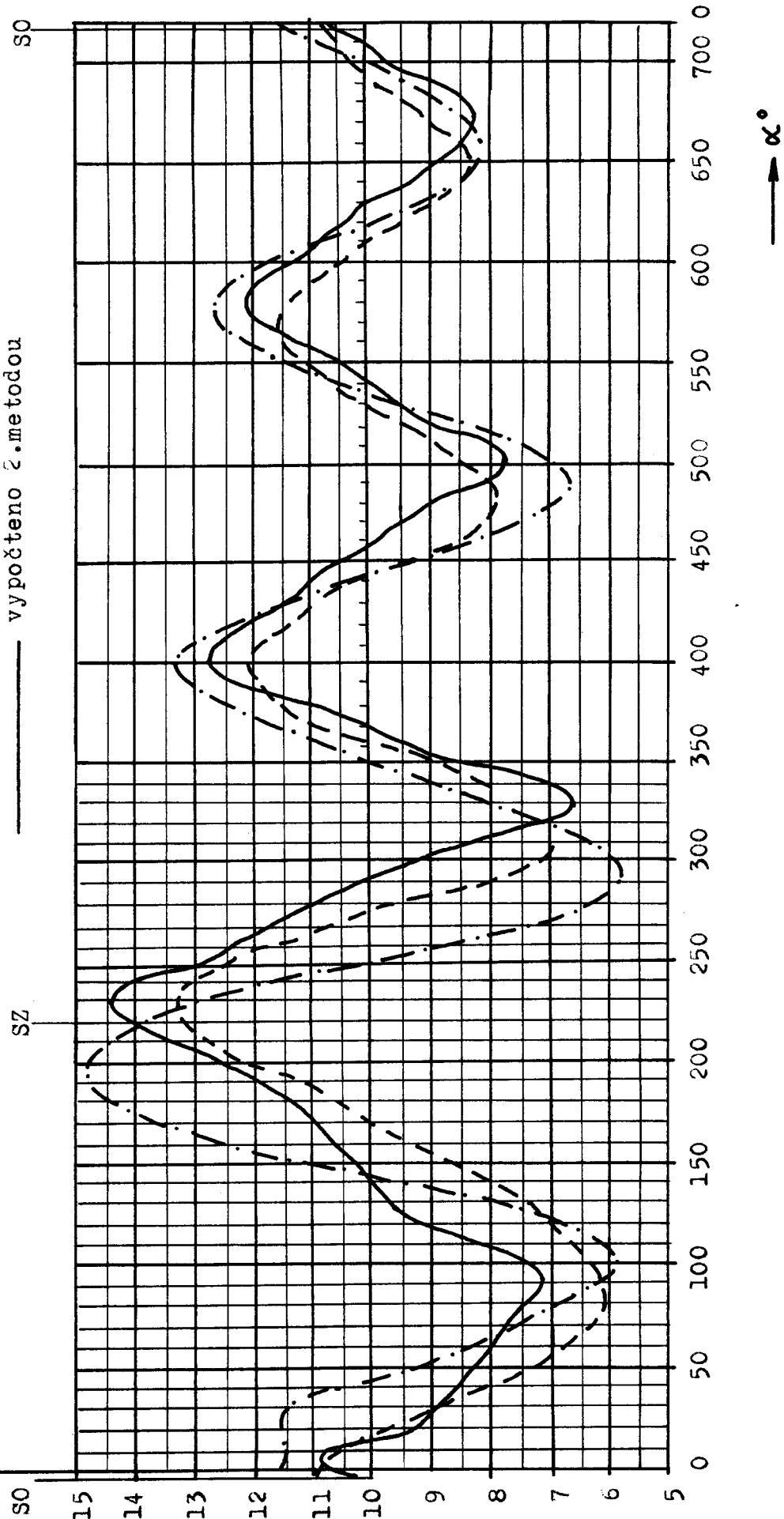
tab. 4

[illegible]

g.4

 $1800 \left[\frac{1}{\text{mm}} \right]$ $p_2 \cdot 10^{-3}$
[kp/m²]

--- naměřeno
 -.-.- vypočteno 1. metodou
 — vypočteno 2. metodou



2000 [$\frac{1}{min}$]

tab.5

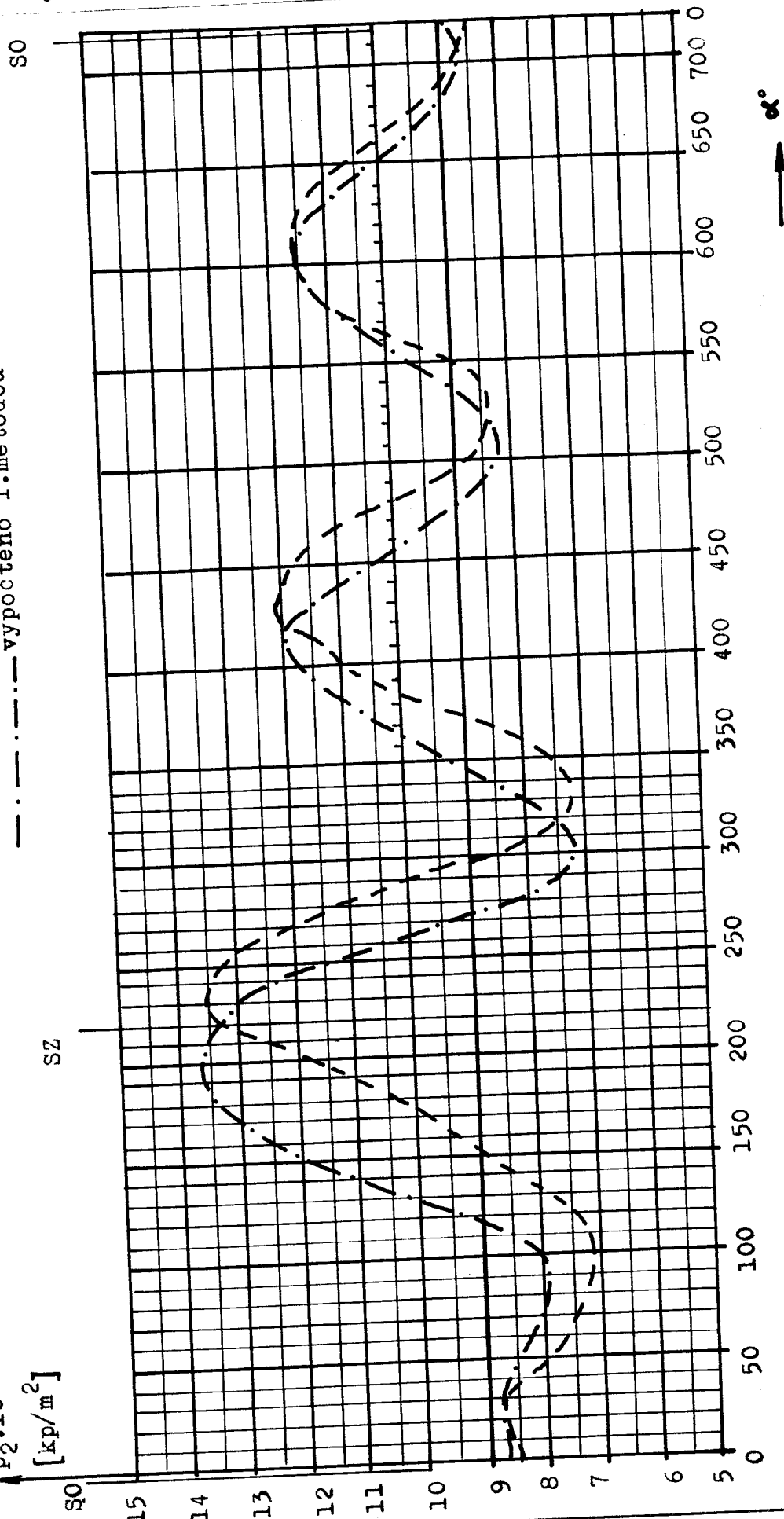
α [°]	ωt [°]	$\omega t + \theta_1$	$2\omega t + \theta_2$	$3\omega t + \theta_3$	$5\omega t + \theta_5$	$7\omega t + \theta_7$	$8\omega t + \theta_8$	$4\omega t - \phi_k$	p [kp/m ²]
0	-45	31	- 9	- 60	-147	-242		-250	-1520
10	-40	36	1	- 45	-122	-207		-230	-1320
20	-35	41	11	- 30	- 97	-172		-210	-1165
30	-30	46	21	- 15	- 72	-137		-190	-1330
40	-25	51	31	0	- 47	-102		-170	-1450
50	-20	56	41	15	- 22	- 67		-150	-1475
60	-15	61	51	30	3	- 32		-130	-1760
70	-10	66	61	45	28	3		-110	-1985
80	- 5	71	71	60	53	38		- 90	-1990
90	0	76	81	75	78	73		- 70	-2160
100	5	81	91	90	103	108		- 50	-1980
110	10	86	101	105	128	143		- 30	-1575
120	15	91	111	120	153	178		- 10	-0460
130	20	96	121	135	178	213		10	+ 060
140	25	101	131	150	203	248		30	625
150	30	106	141	165	228	283		50	2000
160	35	111	151	180	253	318		70	3020
170	40	116	161	195	278	353		90	3960
180	45	121	171	210	303	388		110	4180
190								130	2010
200		$q = 3,87$		$K=1580$		$A=0,064$		150	2700
210								170	2930
220		$c_k=2,20$		$\phi_k=70^\circ$		$\delta_k=2,66$		190	2850
230		$B_1=0,129$		$\theta_1=76^\circ$		$H_1=0,3$		210	2700
240		$B_2=0,258$		$\theta_2=81^\circ$		$H_2=1,0$		230	2010
250		$B_3=0,387$		$\theta_3=75^\circ$		$H_3=3,0$		250	1065
260								270	000
270		$B_4=0,516$		$\theta_4=35^\circ$		$H_4=13,0$		290	-1065
280		$B_5=0,645$		$\theta_5=78^\circ$		$H_5=2,2$		310	-2010
290								330	-2700
300		$B_7=0,903$		$\theta_7=73^\circ$		$H_7=0,5$		350	-2930
310		$B_8=1,035$		$\theta_8=56^\circ$		$H_8=0$		370	-2850
320								390	-2700
330								410	-2010

neprojeví se / $H_8=0$

g.5

2000 $\left[\frac{1}{min}\right]$ $p_2 \cdot 10^{-3}$
[kp/m²]

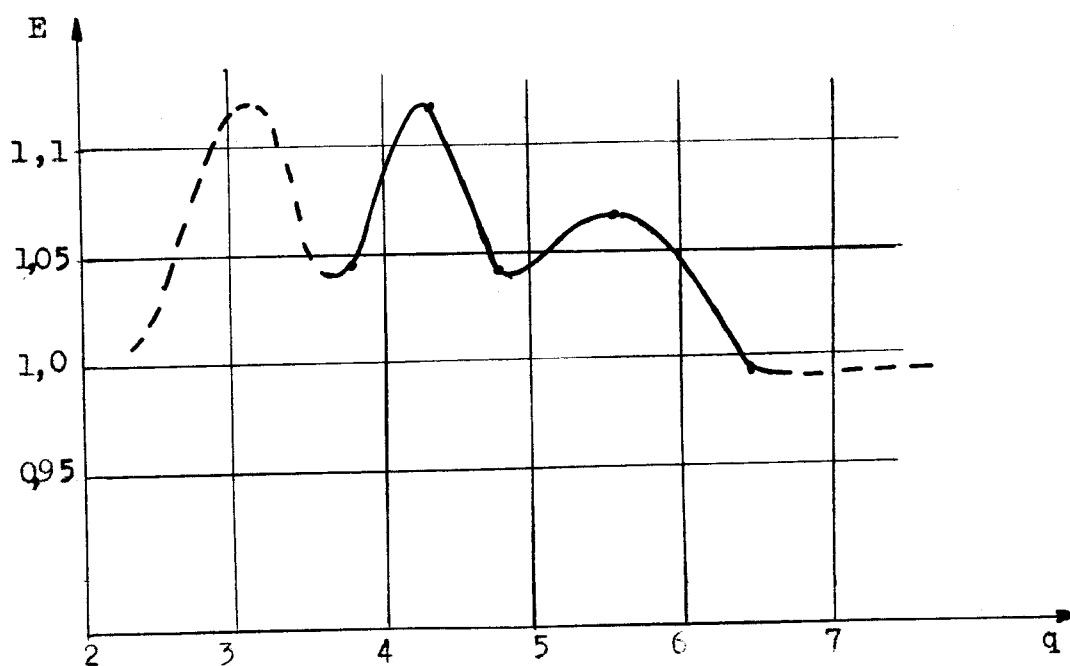
--- naměřeno
 -.-.- vypočteno 1. metodou

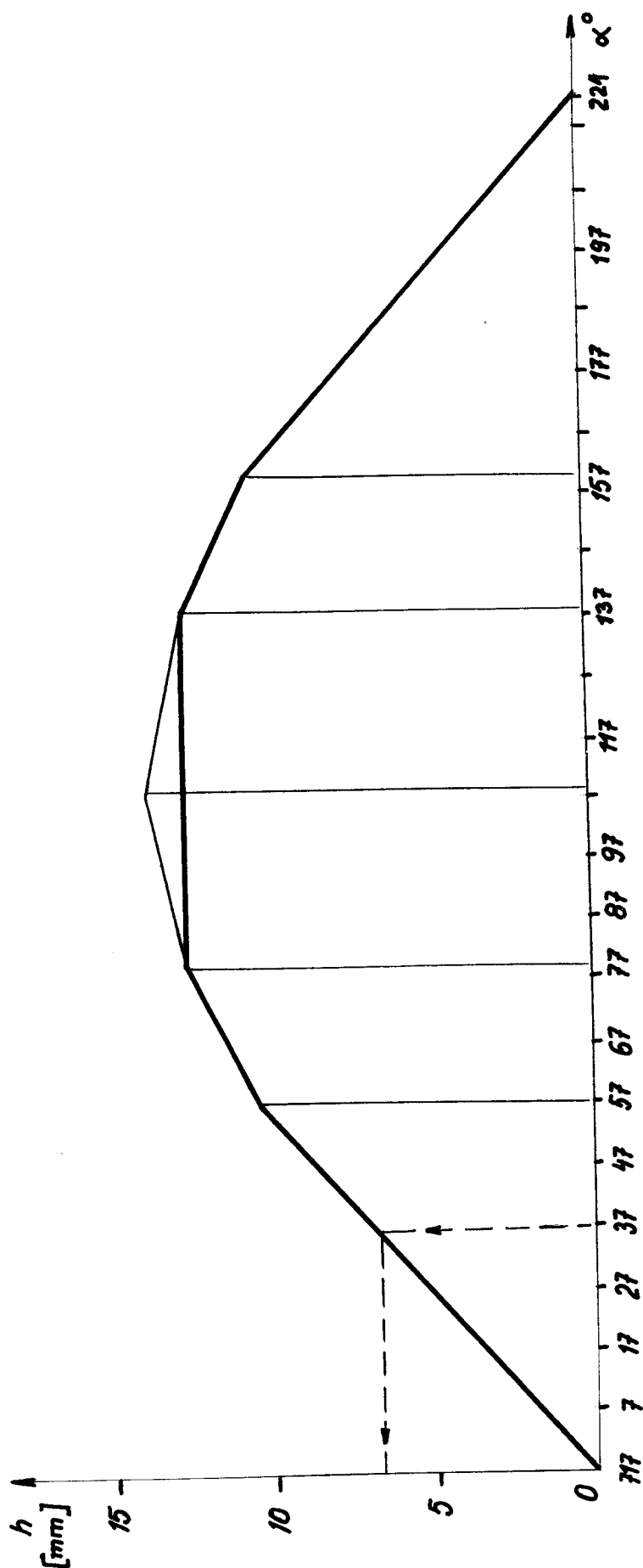


VŠST Liberec	Sací trakt motoru Škoda M 630	Katedra pístových strojů
Fakulta strojí		DP strana 36

tab.6

N [$1/min$]	1200	1400	1600	1800	2000
q	6,46	5,54	4,85	4,31	3,87
k	7	5	5	4	4
δ_k	1,40	1,11	2,36	1,39	2,66
c_k	0,75	0,48	2,02	0,78	2,20
Φ_k	50°	30°	65°	48°	70°
B_k/D_k	-0,01144	0,03427	0,03427	0,10610	0,10610
$k\pi/4 - \Phi_k$	265°	195°	169°	132°	110°
$E = 1 - \frac{E_k}{c_k} \cos(\frac{k\pi}{4} - \Phi_k)$	0,9981	1,0727	1,0378	1,1262	1,0437





obr. 3

VŠST Liberec		Sací trakt motoru Škoda M 630			Katedra pístových strojů			
Fakulta strojní					DP strana 38			

Hodnoty potřebné pro výpočet

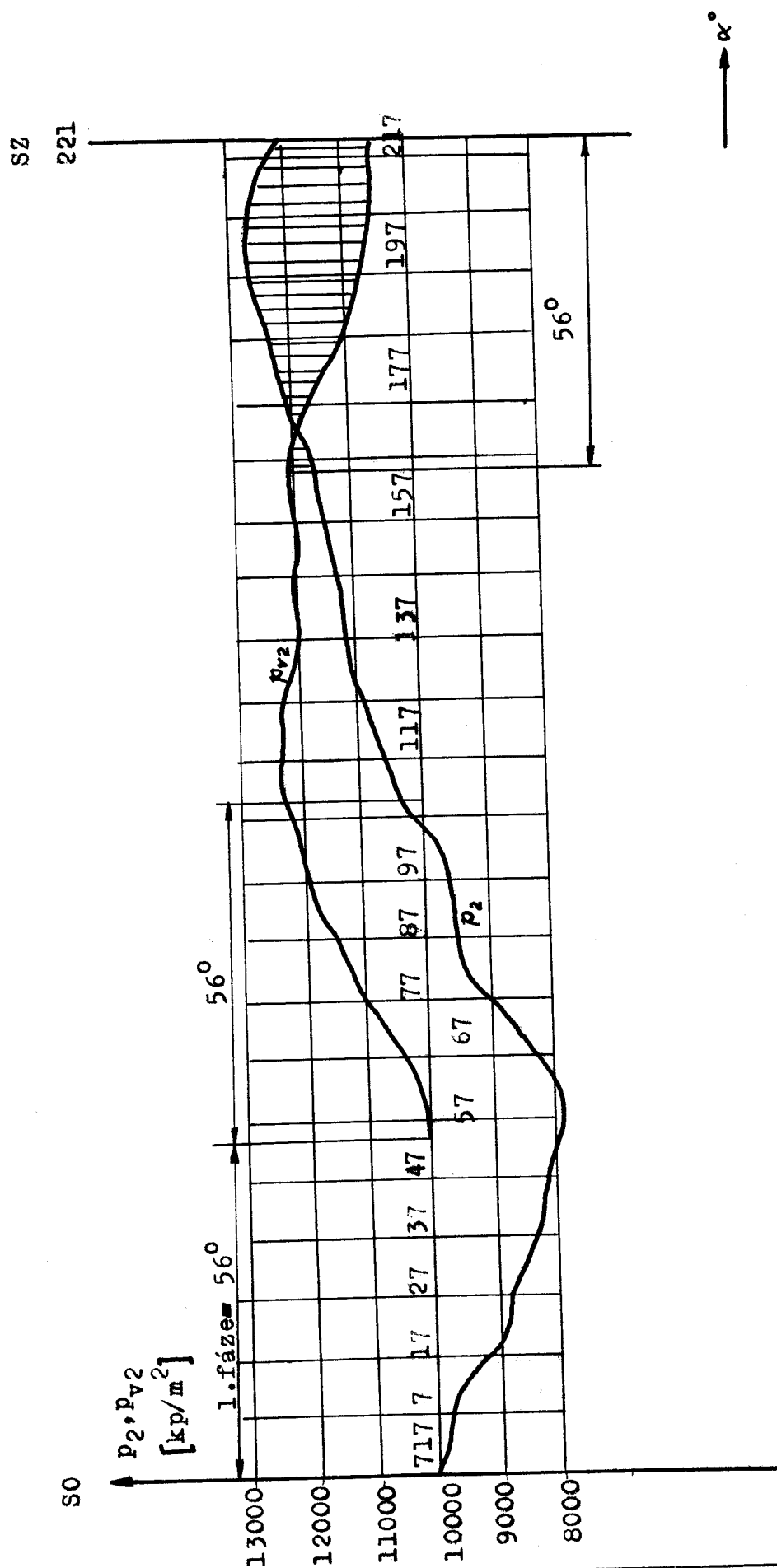
tab.7

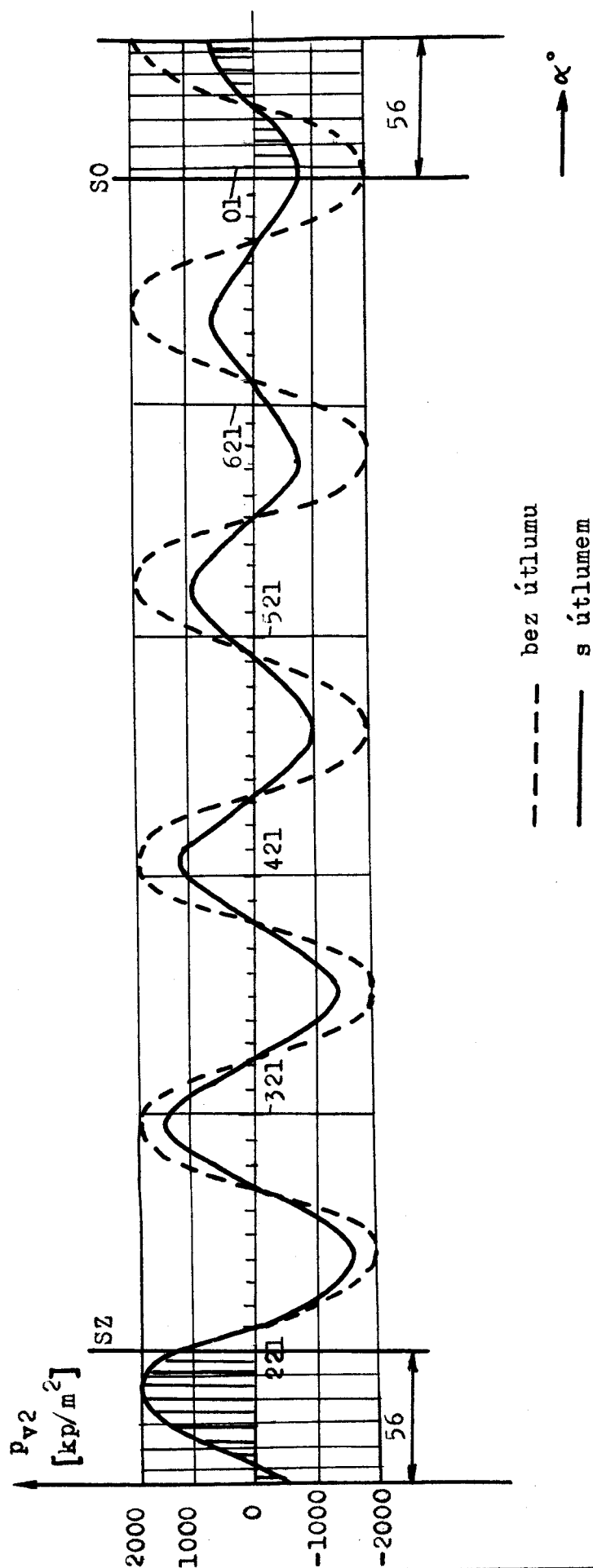
α [°]	$z \cdot 10^3$ [m]	$v_z \cdot 10^5$ [m³]	$v_z \cdot 10^5$ [m³]	$v_{zm} \cdot 10^5$ [m³]	ϵ_G [-]	$q \cdot 10^4$ [m²]	$q_a \cdot 10^4$ [m²]	$q_b \cdot 10^4$ [m²]
717	0,282	0,373	0,48	14,82	0	2,46	0,41	0,82
007	0,643	0,851	4,42	17,26	0,10	5,17	1,67	2,13
017	3,980	5,270	7,71	23,33	0,21	7,88	3,03	3,49
027	9,800	12,98	11,52	32,94	0,32	9,34	4,18	4,41
037	18,50	24,50	12,50	44,95	0,38	11,06	4,95	5,25
047	27,90	37,00	14,90	58,65	0,45	12,14	5,71	5,89
057	39,20	51,90	16,30	74,25	0,49	12,30	6,02	6,12
067	51,50	68,20	16,70	90,75	0,50	13,04	6,24	6,31
077	64,10	84,90	16,60	107,4	0,52	13,04	6,42	6,46
087	76,50	101,5	16,30	123,4	0,53	13,04	6,52	6,52
097	88,70	117,8	14,70	139,9	0,53	13,04	6,52	6,52
107	100,0	132,5	13,30	153,5	0,53	13,04	6,52	6,52
117	110,0	145,8	11,70	165,8	0,53	13,04	6,52	6,52
127	119,0	157,5	9,50	176,5	0,53	13,04	6,52	6,52
137	126,0	167,0	8,00	185,2	0,52	12,30	6,38	6,27
147	132,0	175,0	5,00	191,7	0,50	12,20	6,15	6,10
157	136,0	180,0	3,50	195,9	0,49	10,80	5,95	5,14
167	138,5	183,5	2,50	198,5	0,44	9,45	5,07	4,95
177	139,9	185,0	-0,30	200,0	0,38	7,87	4,45	4,18
187	139,5	184,7	-2,70	197,5	0,32	5,90	3,94	3,25
197	137,5	182,0	-4,00	194,2	0,24	4,17	2,66	2,38
207	134,5	178,0	-7,00	188,7	0,17	1,72	1,68	1,27
217	129,0	171,0	-7,50	181,4	0,07	0	0,57	0,29
227	123,5	163,5	-11,3	172,0	0	0	0	0

α [°]	p_z [kp/m ²]	A_1	B_1	G	W	T $\times 10^{-2}$	s	w_3 [m/s]	M_2 [kp/m ²]	p_2 [kp/m ²]	p_{v2} [kp/m ²]
717	10000	7,76	9678	6,7	15,2	49	219	21	10000	9859	-
007	9841	17,40	7611	13,2	15,4	368	471	74	10000	9024	-
017	8901	18,50	7150	17,8	16,4	476	595	70	10000	8755	-
027	8445	15,60	6535	19,7	16,7	580	590	85	10000	8330	-
037	7865	12,30	6700	21,0	17,7	583	588	86	10000	8200	-
047	7166	9,90	5970	21,3	18,3	740	570	109	10200	7880	100
057	7050	9,05	6380	20,8	18,8	830	560	121	10800	8290	400
067	7475	7,15	6960	19,7	18,0	908	484	144	12000	9160	1000
077	7990	6,50	7825	27,6	17,0	845	580	120	12800	9490	1400
087	8605	6,26	8223	30,4	16,3	875	595	138	13600	9440	1800
097	9088	5,86	8945	31,4	16,0	777	580	110	13800	10350	1900
107	9590	5,63	9384	35,8	15,3	736	632	99	14200	10660	2100
117	9942	5,42	9800	39,0	14,9	685	660	90	14400	10900	2200
127	10288	5,28	10238	40,0	14,6	607	660	81	14400	11160	2200
137	10666	4,95	10617	40,3	14,1	422	632	60	13600	11180	1800
147	10897	4,80	10903	41,3	14,1	436	640	60	14000	11520	2000
157	11195	4,04	11278	36,6	13,9	323	565	53	13600	11665	1800
167	11492	3,86	11563	31,4	14,2	331	510	56	13900	12140	1950
177	11821	3,41	12021	29,0	13,3	158	432	34	13200	12214	1600
187	12137	2,86	12611	22,5	13,2	- 27	334	8"	12400	12580	1200
197	12583	2,39	12820	17,5	12,9	-161	256	53"	11600	12490	800
207	12968	1,20	13364	6,8	12,8	-225	103	106"	11600	12305	800
217	13237	0,28	13724	0	12,6	-331	4	179"	11100	11100	550

tab.8

g.6

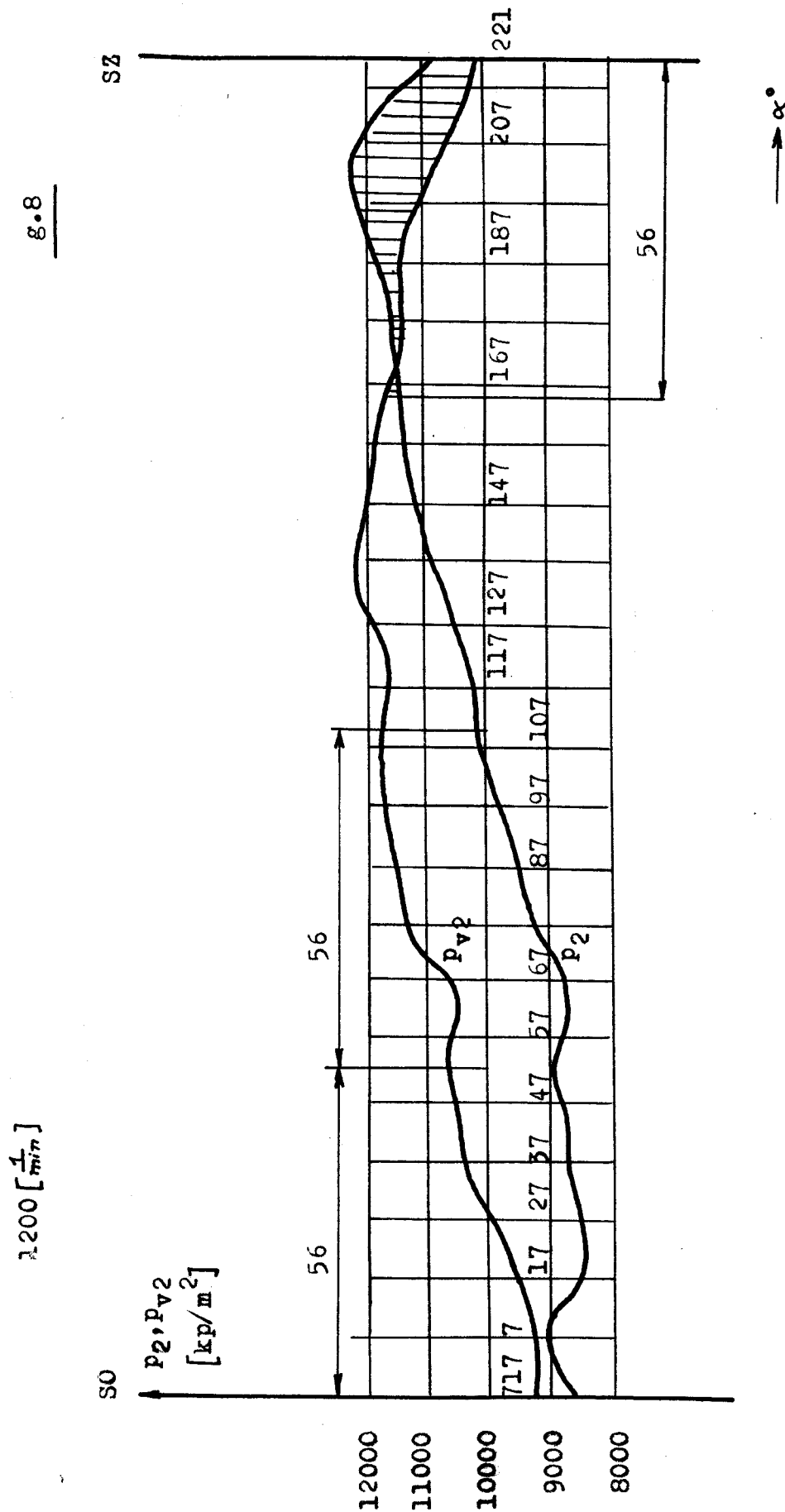
 $1200 \left[\frac{1}{\text{min}} \right]$ 

$\frac{8.7}{}$ 1200 $\left[\frac{1}{min}\right]$ 

VŠST Liberec		Sací trakt motoru						Katedra pístových strojů			
Fakulta strojní		Škoda M 630						DP strana 42			
1200[1/min] , 2.krok											
α [°]	P_z [kp/m²]	A_1	B_1	G	W	T $\times 10^{-2}$	s	w'_3 [m/s]	M'_2 [kp/m²]	P'_2 [kp/m²]	P'_{v2} [kp/m²]
707									8600	8600	- 700
717	10950	8,41	10596	6,1	15,5	- 310	225	96	8600	9185	- 700
007	10860	19,10	6680	13,8	15,2	368	500	65	9100	8205	- 450
017	7920	17,25	6230	14,9	17,7	666	570	97	10000	8505	0
027	7905	14,65	6480	18,3	17,4	715	574	103	10600	8720	300
037	7985	13,00	7020	22,2	17,2	720	605	101	11200	8960	600
047	8335	11,50	7355	25,9	17,4	670	650	90	11200	8870	600
057	8390	10,80	7400	26,1	16,9	608	624	86	11000	8750	500
067	8330	8,00	7485	27,2	17,0	886	598	123	12700	9360	1350
077	8465	6,90	8021	29,5	16,5	820	600	114	13000	9640	1500
087	8807	6,42	8378	31,1	15,8	792	592	111	13400	9950	1700
097	9090	5,86	8788	33,2	15,7	740	614	103	13500	10080	1750
107	9362	5,51	9119	33,6	15,5	617	606	89	13100	10110	1550
117	9609	5,23	9398	34,8	15,2	685	610	97	13900	10520	1950
127	9905	5,11	9867	36,9	14,9	660	626	91	14300	10940	2150
137	10332	4,84	10329	37,4	14,5	504	612	74	13800	11030	1900
147	10687	4,70	10760	38,2	14,4	408	602	60	13600	11310	1800
157	11042	3,99	11124	35,5	14,1	250	556	42	12900	11505	1450
167	11291	3,90	11317	28,2	13,8	177	443	36	12600	11585	1300
177	11450	3,21	11594	27,6	13,7	179	424	38	12900	11850	1450
187	11719	2,77	12003	21,4	13,4	40	324	12	12300	12048	1150
197	12036	2,29	12311	15,6	13,3	- 134	239	47	11300	12037	650
207	12203	1,13	12586	6,4	13,2	- 261	99	120	10600	11367	300
217	12450	0,26	12898	0	13,4	- 416	1	204	9800	9800	-100

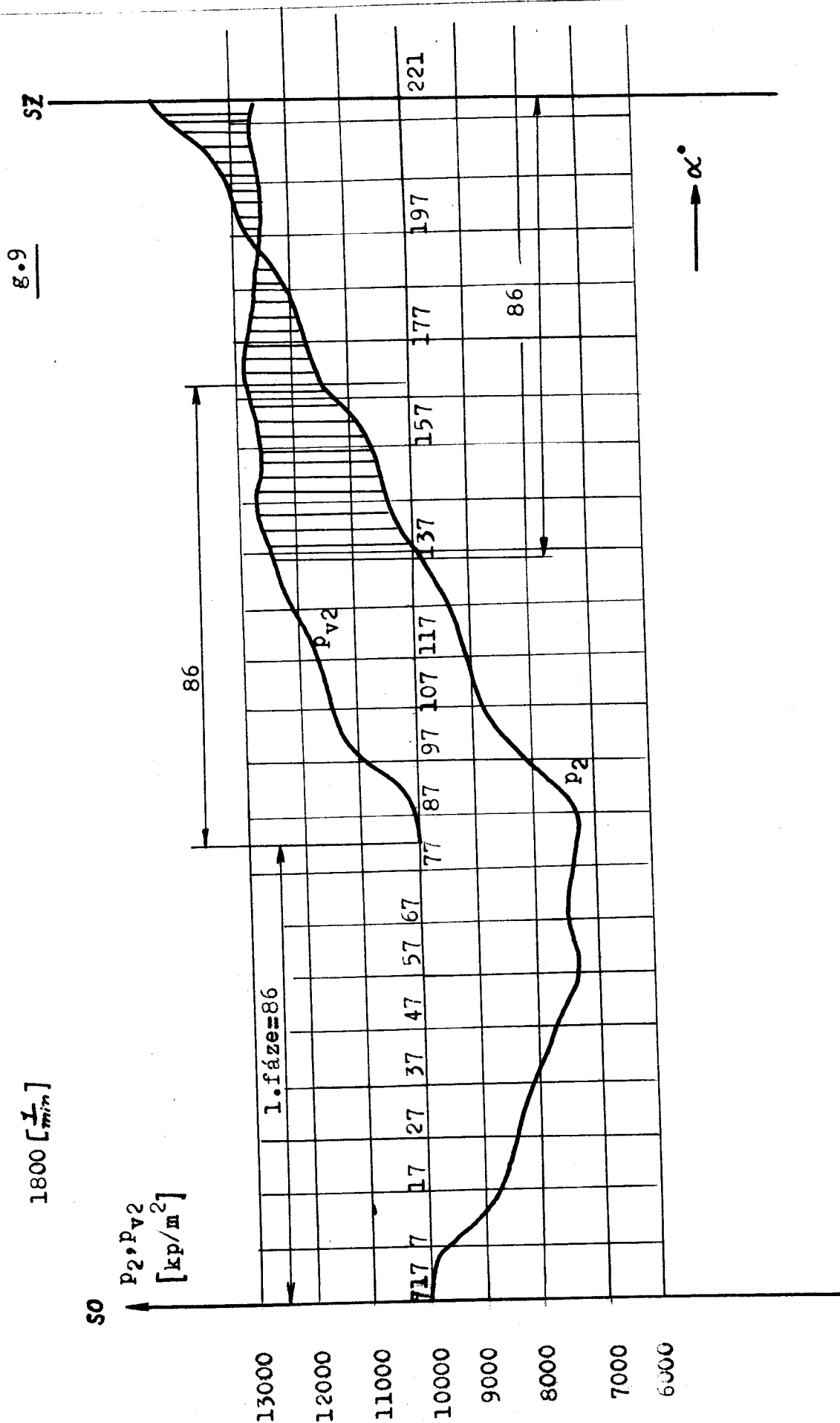
tab. 9

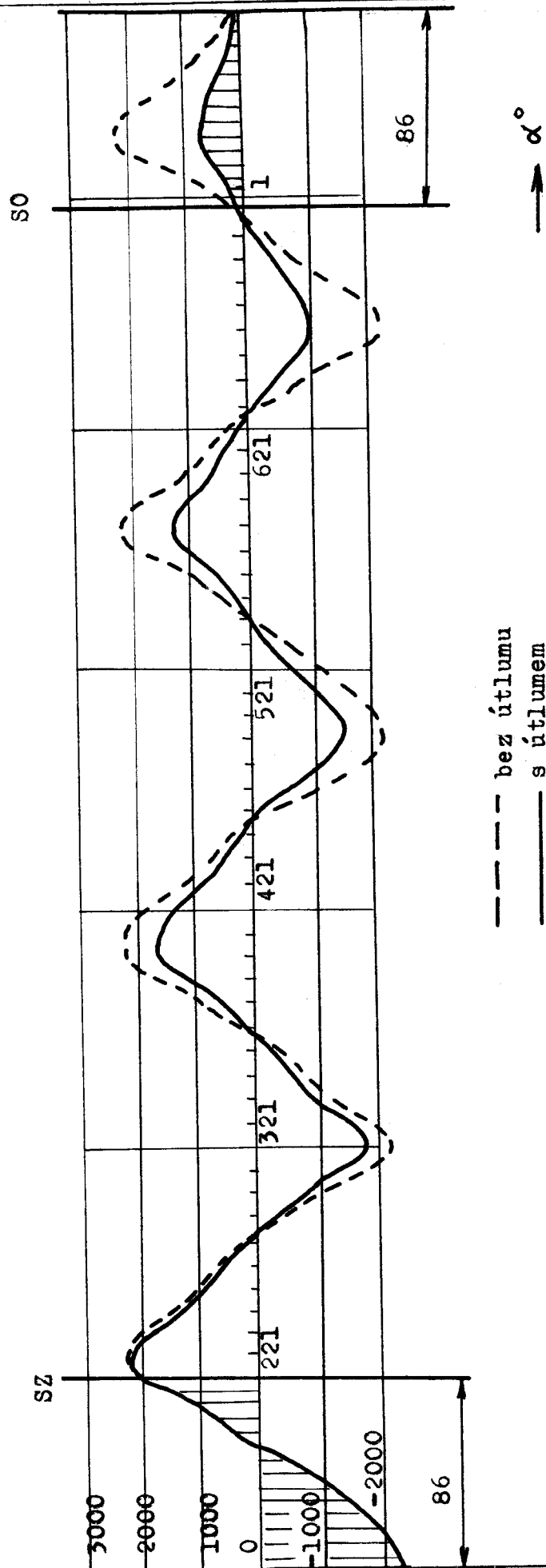
tab. 9



VŠST Liberec		Sací trakt motoru Škoda M 630						Katedra pístových strojů			
Fakulta strojní								DP strana 44			
1800 [1/min] , 1.krok											
α [°]	P_z [kp/m²]	A_1	B_1	G	W	$T_{x \cdot 10^{-2}}$	s	w_3 [m/s]	M_2' [kp/m²]	P_2' [kp/m²]	P_{v2}' [kp/m²]
717	10000	5,12	9678	6,7	15,2	49	186	19	10000	9846	-
007	9783	11,50	7480	15,2	15,4	383	405	78	10000	8805	-
017	8382	12,20	7335	16,8	16,9	450	490	89	10000	8505	-
027	8425	10,40	6535	18,5	17,1	593	493	99	10000	8170	-
037	7565	8,94	6225	20,2	18,0	678	524	106	10000	7860	-
047	7171	6,60	5734	20,7	18,6	795	507	125	10000	7400	-
057	6561	5,65	5736	18,5	19,6	835	473	136	10000	7485	-
067	6502	4,17	5868	18,6	19,8	820	452	138	10000	7440	-
077	6444	3,50	5940	19,1	19,8	845	448	146	10200	7410	100
087	6450	3,14	6047	18,5	20,2	1080	435	176	11400	8140	700
097	6600	2,84	6396	21,5	19,0	1275	462	194	13100	8930	1550
107	6946	2,72	6851	24,8	18,0	1195	495	176	13500	9130	1750
117	7331	2,67	7262	29,8	17,5	1250	568	170	14400	9340	2200
127	7716	2,65	7729	27,3	17,1	1245	512	179	15000	10100	2500
137	8204	2,56	8317	28,8	16,1	1285	560	175	15500	10450	2750
147	8761	2,58	8987	31,5	15,6	1005	530	148	15400	10740	2700
157	9379	2,26	9599	27,0	15,2	926	445	154	15700	11550	2850
167	9947	2,30	10220	27,1	14,9	835	444	138	15800	11940	2900
177	10595	2,03	10895	26,0	14,1	636	394	125	15400	12150	2700
187	11150	1,75	11255	20,3	13,6	550	299	121	15300	12840	2650
197	11467	1,45	11400	15,7	13,2	503	226	133	15200	13110	2600
207	11593	0,71	11684	6,8	13,1	537	96	188	15500	14220	2750
217	11816	0,16	12342	0	12,8	472	2	216	14600	14600	2300

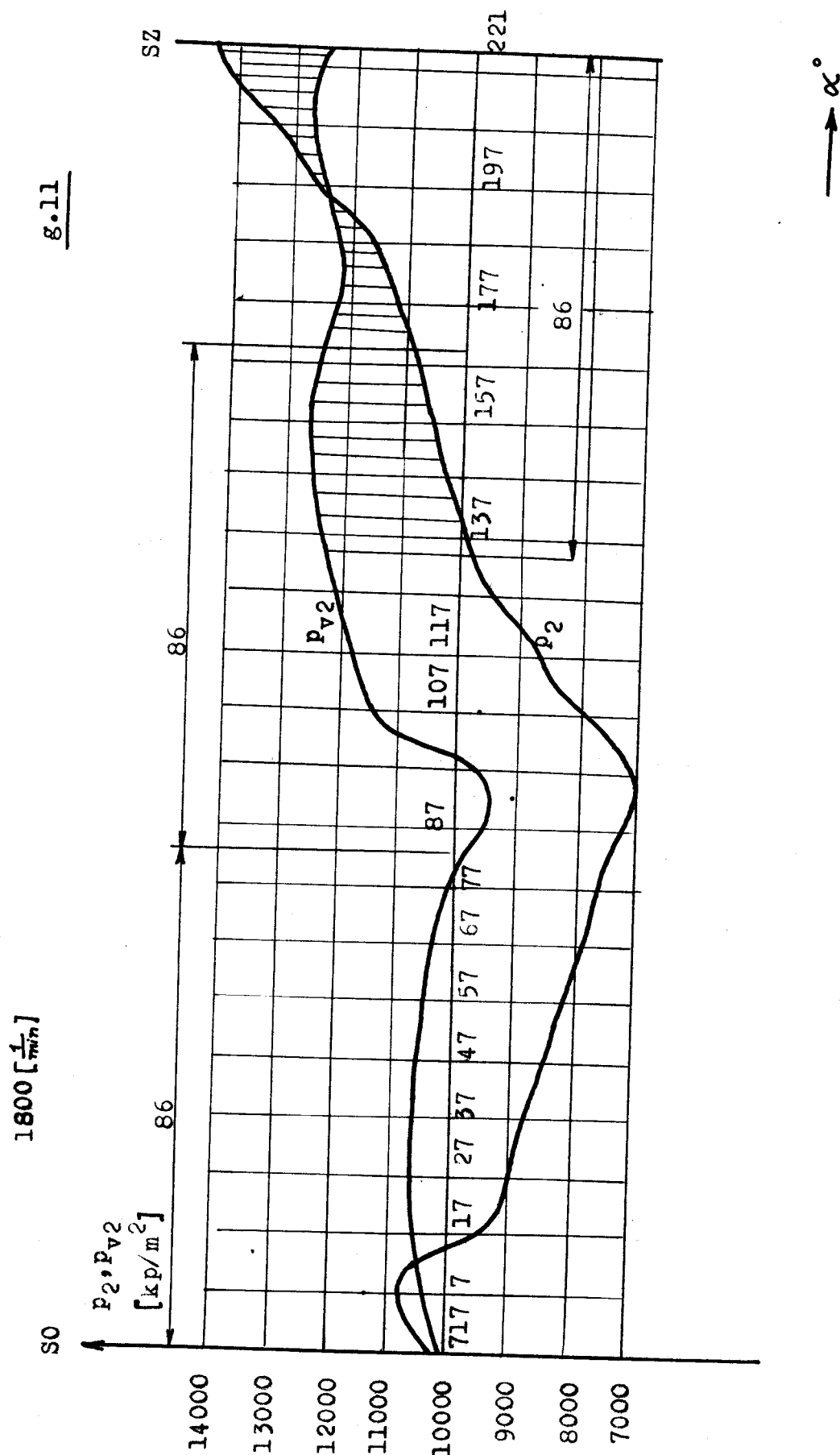
tab.10



1800 $[\frac{1}{min}]$ $g \cdot 10$ $p_{v2} [kp/m^2]$ 

VŠST Liberec		Sací trakt motoru						Katedra pístových strojů			
Fakulta strojní		Škoda M 630						DP strana 47			
1800 [1/min], 2.krok											
α [°]	P_z [kp/m²]	A_1	B_1	G	W	T $\times 10^{-2}$	s	w_3 [m/s]	M_2' [kp/m²]	P_2' [kp/m²]	P_{v2}' [kp/m²]
707									10200	10200	100
717	12700	6,54	12290	8,0	13,8	- 212	201	76*	10750	11362	375
007	11270	11,80	7630	17,4	13,9	455	407	92	10900	9300	450
017	8715	12,70	6795	18,2	16,3	685	504	110	11000	9000	500
027	8190	10,10	6390	19,7	16,9	830	503	131	11300	8760	650
037	7715	9,10	6530	21,9	17,4	815	540	123	11200	8510	600
047	7650	7,04	6550	23,3	17,7	786	536	120	11000	8200	500
057	7395	6,36	6450	22,4	18,1	752	521	118	10600	7960	300
067	7200	4,60	6415	22,3	18,5	718	497	116	10300	7710	150
077	6950	3,77	6319	21,1	19,0	510	474	90	9000	7100	- 500
087	6658	3,25	6073	18,8	19,8	600	436	108	9100	7070	- 450
097	6424	2,77	6047	18,3	21,5	1495	454	227	13000	9850	1500
107	6676	2,61	6691	25,8	14,7	1205	504	188	13500	8650	1750
117	7181	2,61	7196	24,1	18,0	1250	480	187	14100	9600	2050
127	7684	2,63	7758	28,1	16,9	1155	519	169	14600	9850	2300
137	8205	2,57	8317	28,8	16,1	1060	506	158	14900	10350	2450
147	8723	2,56	8899	31,1	15,7	990	528	147	15200	10620	2600
157	9277	2,23	9493	29,6	15,2	840	484	136	15000	10980	2500
167	9796	2,26	9985	27,9	14,8	622	445	110	14200	11130	2100
177	10235	1,97	10481	24,5	14,5	554	384	112	14300	11560	2150
187	10701	1,68	11070	18,3	14,2	544	284	130	14900	12520	2450
197	11288	1,43	11705	15,6	13,5	498	230	135	15400	13290	2700
207	11898	0,73	12472	7,0	12,9	339	99	141	15100	14115	2550
217	12578	0,17	12695	0	12,4	298	2	171	14400	14400	2200
227									13800	13800	1900

tab.11



VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojná	Škoda M 630	DP	strana 49

Pro otáčky 1800 [$\frac{1}{min}$] bude obdobně časový interval

$$\Delta t = \frac{1666}{n} = \frac{1666}{1800} = 0,924 \cdot 10^{-3} [s]$$

1. fáze potrvá tedy $21/a = \frac{2 \cdot 1326}{343} = 776 \cdot 10^{-3}$, což odpovídá 86° po-
otočení klikové hřídele. Výpočtem podle uvedených rovnic
v kap. C dostaneme obdobným způsobem jako při posledních
otáčkách tabulky 10 a 11 a grafy 09, 10 a 11. Opět se vy-
cházelo z klidného obsahu trubky před prvním sacím zdvi-
hem, koeficient útlumu byl vzat ve všech případech $b = 0,048$
takže hodnota amplitudy $A' = A \cdot e^{-bx}$

x ... celková dráha kmitu

Přesná hodnota b plyne z návaznosti $720^\circ = 0^\circ$.

E

E 1. Rozbor a kritika použitých metod

a/ 1. užitá metoda

Tento způsob výpočtu tak jak byl užit, se dopouští těch-
to nepřesností:

1. uvažuje otevření sacího orgánu od HÚ do DÚ, což ne-
odpovídá skutečnosti, zvláště při DÚ.
2. Neuvažuje postupné otevírání a uzavírání ventilu
a tím změnu průtočného průřezu.
3. Koeficient F / a z něho plynoucí A / by bylo třeba
přesně určit měřením.
4. Rovněž koeficient b v útlumovém členu e^{-bx} by bylo
třeba přesně určit měřením.
5. Neuvažuje vliv setrvačných sil v sacím traktu.

Výhody tohoto způsobu:

1. Poměrně snadnější výpočet hodnot tlaku oproti způso-
bu b.
2. Umožňuje stanovit potřebnou délku sacího potrubí tak,
aby bylo možno při daných otáčkách dosáhnout přepl-
ňovacího účinku.

VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP	strana 50

3. Výsledky výpočtů umožňují navrhnout konstrukční úpravy tak, že při experimentálním měření dochází jen k do-
laďování.

Přes uváděné nepřesnosti je tento způsob možno užít, protože umožňuje získat přehled o průběhu tlaku. Vrchol bude ovšem posunut z grafu doprava / ve skutečnosti /, t.j. směrem k většímu pootočení klikového hřídele, a to vlivem časování rozvodu. /viz bod 1/. Vliv setrvačných sil, jak bylo již dříve uvedeno, není velký, rovněž ostatní nepřesnosti / na př. omezený počet členů ve Fourierově rozvoji /nejsou značné, vzhledem k tomu, že nelze postihnout přesně změny všech veličin, ovlivňujících průběh tlaku. Ve skutečnosti se mění atmosférický tlak, vlhkost vzduchu, všechny teploty, tím i rychlost zvuku, otáčky motoru nezůstávají absolutně konstantní, a dále se ukazuje, že s růstem otáček a tím i rychlosti proudění v sacím traktu rostou vlivem větší turbulence koeficienty tření F i útlumu b . Toto platí i pro druhou užitou metodu. / změna b /

b/ 2. užitá metoda

1. respektuje přesné časování rozvodu
2. uvažuje škrcení změnou průtočného průřezu
3. dává tedy výsledky lépe se shodující se skutečným průběhem tlaku před sacím ventilem.
4. je mnohem pracnější oproti první, ale vzhledem k danému algoritmu se nabízí možnost zpracování na počítačím stroji.
5. uvažované změny / adiabatická a isothermická / zřejmě neodpovídají zcela skutečnosti, koeficienty polytrop by bylo třeba stanovit měřením.
6. umožňuje směr konstrukčních zásahů jako u předchozí metody.

Tento způsob výpočtu je tedy přesnější, i když rovněž ne-
uvažuje vliv setrvačných sil. Vzhledem k tomu, že se v našem případě jedná o vzduch o poměrně malé hmotě a o postupné uzavírání ventilů, nejsou setrvačné síly velké.

VŠST Liběrec	Sací trakt motoru Škoda M 630	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní		DP	strana 51

Kdyby se užilo rozvodu s téměř okamžitým působením rozvodového orgánu, což je u běžně užívaných rozvodů nedsažitelné, potom by se setrvačnými silami bylo nutno počítat. Ještě lepších výsledků by se mohlo dosáhnout opakovaním výpočtu při užití středního tlaku p_{zm} /viz kap.B/, po př. provést výpočet ve více krocích, až by se kmit působící jako počáteční podmínka, pro další sací zdvih zcela ustálil. To by bylo dobře možné při užití počítačového stroje.

Dále lze předpokládat, že rovněž ve válci nastává kmitání, které může ovlivňovat sací děj, což se při výpočtu neuvažuje. Pokud se týká ovlivnění děje setrvačnými silami, vidíme z intervalového výpočtu, že je skutečně zanedbatelné. Průměrná hmota plynu v sací trubce je m , zrychlení plynu během intervalu (jak je vidět z tabulek 9 a 11) se pohybuje kolem $30 \text{ [m/s}^2\text{]}$, maximálně asi $100 \text{ [m/s}^2\text{]}$ při změně smyslu proudění. I tak je ale potom složka tlaku od setrvačných sil $p = \frac{100 m}{f} = \frac{100 \cdot 1 \cdot \tau}{g} = \frac{100 \cdot 1326 \cdot 12}{981} = 16,5 \text{ [} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\text{]}$ což je zcela nepodstatné.

$$m = f \cdot l \cdot \tau / g$$

VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP strana 52

E.2. Porovnání naměřených a vypočtených hodnot

Naměřené hodnoty tlaku jsou vyneseny v grafech g 1 - g 5 čárkovaně. Spolu s nimi jsou čerchovaně vyneseny vypočtené hodnoty tlaku získané prvním způsobem výpočtu a tabelované v tab. 1 - 5. Pro 1200 a 1800 otáček za minutu jsou plnou čarou vyneseny hodnoty tlaků získané druhou metodou výpočtu. Postup tohoto druhého výpočtu plyne z grafů G 6 - 11, hodnota tlaku po uzavření sacího ventilu je (- jak plyne z udaných rovnic v kap. $\text{Dp}_0 + 2\text{p}_{v2}$, takže může být snadno vynesena. Z porovnání je vidět, že průběhy tlaku získané výpočtem zhruba souhlasí s naměřenými hodnotami, přičemž jak jsme předpokládali - projeví se posunutí vrcholu tlaku u průběhu získaného prvním způsobem / vliv časování - ventil zavírá až po DÚ /. Tuto nevýhodu ovšem nelze odstranit, protože Fourierův rozvoj zde lze uskutečnit jen pro interval $0 - 180^\circ$. Proto je věrnější výpočet druhým způsobem, který uvažuje skutečné časování.

Povšimněme si frekvence a amplitudy kmitů. Frekvence vlastního kmitu je $f = 1/T$, jestliže T je doba kmitu, snadno zjistitelná, protože lze vypočítat čas příslušející danému otočení klikového hřídele. Vidíme, že frekvence je asi 58 Hz a souhlasí s naměřenými hodnotami. Pokud se týká amplitudy, nejsou opět rozdíly velké a jsou způsobeny, jak již bylo uvedeno, volbou některých hodnot a počátečních podmínek pro výpočet. Také naměřené hodnoty nemohou být zcela objektivní, ať již je nepřesnost způsobena setrvačností čidla, jeho umístěním nebo vlastní setrvačností. Konkrétně u 1200 ot/min se zdá, že naměřené hodnoty přetlaku neodpovídají skutečnosti.

VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP	strana 53

Zde se patrně nejvíce blíží skutečnosti průběh získaný 2. metodou výpočtu, protože u 1. metody bylo nutno vzít až $k = 7$ / při $k = 6$ je $B_6 = 0$ /.

Se stoupajícími otáčkami stoupá absolutní hodnota amplitudy, přičemž blíží-li se frekvenční poměr celému číslu, dává 1. metoda výpočtu poněkud větší hodnotu amplitudy. Ve skutečnosti dochází zřejmě k většímu útlumu rezonančního stavu, jak je vidět na grafu pro 1800 / 1/min/, kde dává hodnoty více se blížíci naměřeným nejen co do polohy vrcholu, ale i co do velikosti amplitudy průběh tlaku, který dává

2. metoda výpočtu.

Pro jiné délky trubek je zřejmé, že jde o ekvivalentní změnu frekvenčního poměru, jako když pro jednu délku měníme otáčky

Proto není nutné uvažovat zvlášť jiné délky trubek.

VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP	strana 54

E. 3. Nástin aplikace Schrödingerovy rovnice

Vyjděme z vlnové rovnice

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = \Delta \psi$$

což je parciální lineární diferenciální rovnice, kde je vlnová funkce, zde veličina šířícího se rozrušení, odchylka částice od rovnovážné polohy.

c je rychlost vlny v daném prostředí.

Známe-li partikulární integrál ψ_1 , je řešení $C_1 \psi_1$

kde C_1 je konstanta. Řešení je rovněž $\psi = C_1 \psi_1 + C_2 \psi_2$ / superposice vln /.

Schrödingerova rovnice

$$-\frac{h}{2\pi j} \frac{\partial \psi}{\partial t} = -\frac{h^2}{8\pi^2 m} \Delta \psi + U \psi$$

kde ve směru x $\Delta \psi = \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2}$

h - Planckova konstanta

E - kinetická energie

U - potenciální energie

m - hmota

$$-\frac{h}{2\pi j} \frac{\partial \psi}{\partial t} = E \psi$$

Řešení se provádí zvlášť pro obě části t.zv. potenciální překrady. Bereme-li rozdíl tlaků

$$p - p_0 = \Delta p = \rho c_0 c$$

lze z uvažování přechodových podmínek na rozhraní a počátečních podmínek dospět ke vztahu pro výchylku částice plynu ve směru osy potrubí, to zn. že lze vyjádřit rychlost plynu a dále i tlak.

Výchylka

$$y = R(\cos \Omega t + \frac{1}{4} A_2 \cos 2\Omega t - \frac{1}{16} A_4 \cos 4\Omega t)$$

kde koeficienty A_n plynou z rozměrů daných konstrukcí motoru.

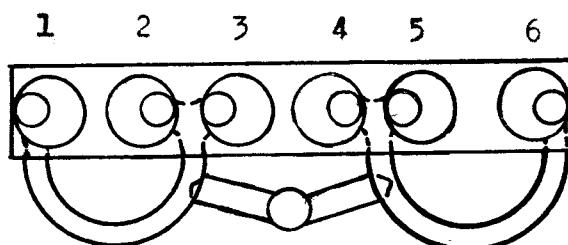
$$\Omega t = \alpha$$

Podrobně je tato metoda popsána autorem lit. 1.

VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP	strana 55

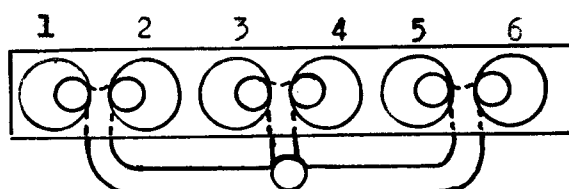
F.1 Sací potrubí

Amplitudy tlaku zvláště u vozidlových motorů mohou dosahovat velkých hodnot a způsobit citelné rozdíly v plnění jednotlivých válců. Proto se musí sací trubky účelně formovat. Při době otevření ventilu od 240° se překrývají časy otevírání po sobě zapalujících válců u šestiválcového motoru o 120° . Působnost podtlakové vlny válce, který začíná sát, je tedy zesílena, nevolíme-li sled práce válců tak, aby po sobě pracující válce byly od sebe dostatečně vzdáleny. / aby nebyly vedle sebe /. Při obvyklém uspořádání 1,5,3,6,2,4 pracují válce obou polovin motoru střídavě. U symetrických sacích trubek bude vzhledem k symetrickému průběhu práce motoru také symetrické rozdělení plnění. Je tedy plnění válců 1 - 6, 2 a 5, 3 a 4 stejné / obr. 1/ .



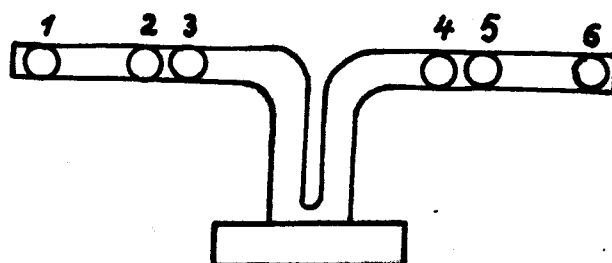
obr. 1

Při uspořádání podle obr. 2 nepřekrývají se doby otvírání ventilů sajících z jedné větve trubky, proto nenásleduje změna plnění jednotlivých válců vlivem podtlakových vln na počátku plnění sousedních válců. Pro rozdílnost délek trubek k válcům 1 a 6, 2 a 3, 4 a 5, a pro vzájemné ovlivňování větví rozvětvených trubek je plnění válců 1,2,3 respekt. 4,5,6 obecně rozdílné. Velikost těchto rozdílů se nedá předpovědět. Rozdílnost v plnění válců je u tohoto uspořádání větší.



obr. 2

Má - li každý válec vlastní sací trubku, pak lze dosáhnout rovnoměrné dodávky do všech válců. U trojice při uspořádání podle obr.3 nedochází prakticky k přímému vzájemnému ovlivnění sání válců, protože sání válců v trojici probíhá po 240° .



obr,3

Pokud by se mělo dosáhnout maximální dopravní účinnosti při rovnoměrném plnění válců, je vhodné užít samostatných trubek. Tady lze vhodnou délkou dosáhnout i přeplňovacího účinku a tím zvýšené dopravní účinnosti, případně i vyššího výkonu. To ovšem předpokládá udržení otáček v jistém rozsahu. Pokud to není zaručeno, pak naopak může dojít ke zhoršení dopravní účinnosti.

U trojice se nedosáhne zřejmě takového stupně naladění, což ovšem znamená na druhé straně menší citlivost na kolísání otáček. Rovnoměrnost plnění ale není zaručena. Chceme-li dosáhnout maximálního zvýšení dopravní účinnosti, potom to znamená použít trubky s minimálním vnitřním průměrem, který ovšem musí ještě stačit při maximálních otáčkách naplnit válec. Vnitřní povrch by měl být pokud možno hladký pro minimální hodnotu tření, trubka pokud možno s pozvolným zakřivením a beze změny vnitřního průměru. Pokud možno rychlé uzavírání ventilu může ještě zvýšit účinek.

Pro celkové zvýšení výkonu motoru by bylo možno využít kmitů i ve výfukovém potrubí / Kadenacyho účinek /. Současným řešením těchto problémů se lze nejlépe přiblížit maximálnímu efektu prováděných úprav.

VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP strana 57

F.2 Trojice válců

Pro získání průběhu tlaku v sacím potrubí pro trojici válců byla provedena tato úvaha: známe-li průběh tlaku před sacím ventilem každého z trojice válců, pak lze po uvážení časového rozdílu v práci válců provést superpozici získaných hodnot a tak získat výsledný průběh. Přitom samozřejmě bereme ohled na odlehlost sledovaných míst a útlum tlakového rozruchu.

Vyjděme na př. od válce 6, když $\alpha_6 = 0^\circ$. Potom je při pořadí práce válců 1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4 u 5. válce časová poloha kmitu ekvivalentní posunutí o $\Delta\alpha_5 = 240^\circ$, u 4. válce je $\Delta\alpha_4 = 480^\circ$ vzhledem k průběhu tlaku od minulého zdvihu příslušných válců.

Spolu s posunutím vlivem toho, že se tlakový rozruch šíří rychlostí zvuku, dostáváme zvětšení $\Delta\alpha_5$ a $\Delta\alpha_4$ o další část, ekvivalentní časům $\Delta t_5 = \frac{l_5}{c}$, $\Delta t_4 = \frac{l_4}{c}$, jsou -li l_5 a l_4 vzdálenosti sacích ventilů 6. a 5, resp. 6. a 4. válce /měřeno v potrubí/.

Výpočet byl proveden pro 1800 / 1/min / a stejné počáteční podmínky jako dříve pro jednotlivé trubky. Délkové rozměry byly odměřeny z potrubí na motoru a při výpočtu zachovány, vnitřní průměr potrubí byl uvažován konstantní, a to 45 [mm] jako u samostatných trubek. Vzájemné ovlivnění trojic válců bylo zanedbáno.

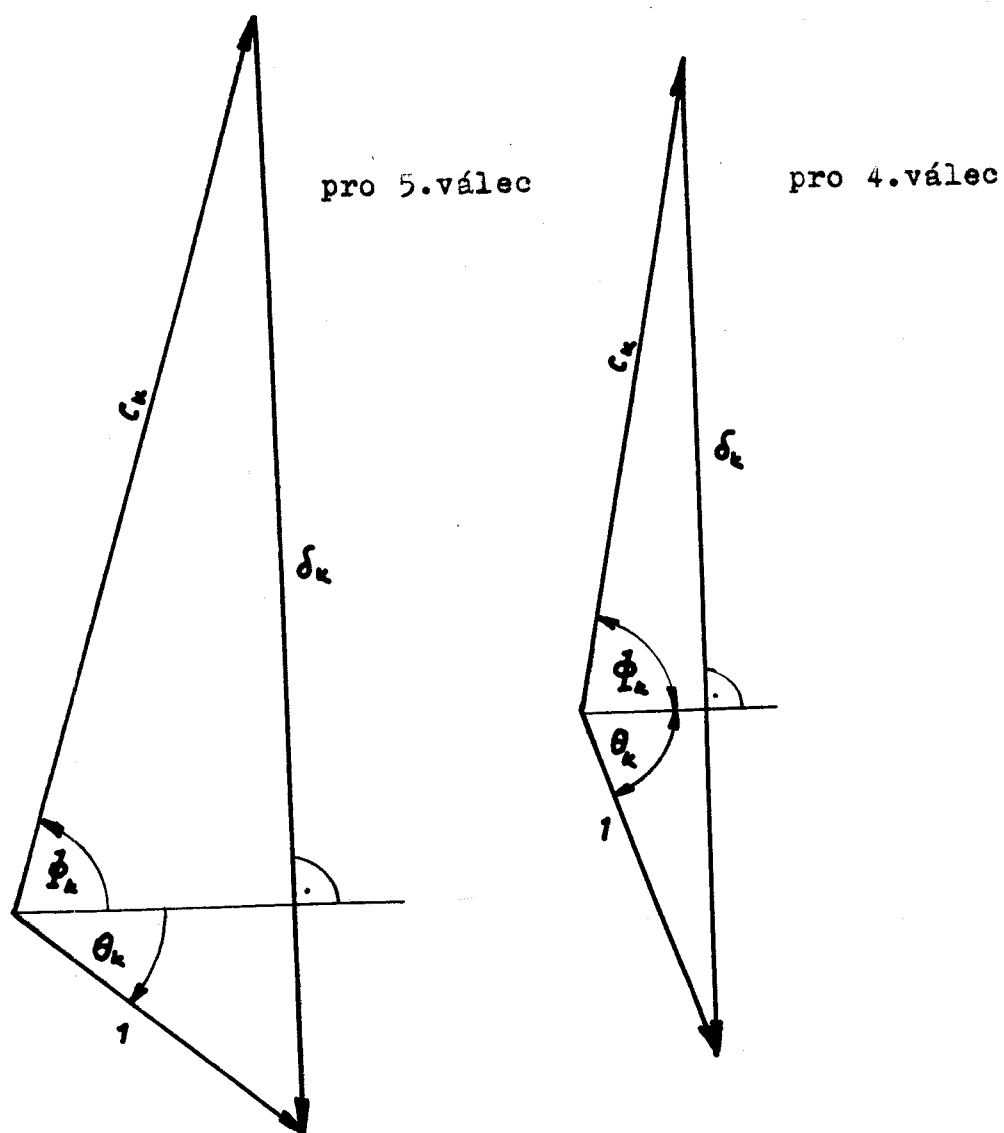
Hodnoty tlaku pro válce 6, 5 a 4 jsou uvedeny v tabulkách 12, 13 a 14, přičemž tab. 12 = tab. 4, protože celková délka příslušná válci 6 je opět 1326 [mm]. Válcí 5 přísluší délka 1106 [mm] a válci 4 délka 1041 [mm]. Tlak pro jednotlivé válce je vynesena čerchovaně v grafech g 12, 13 a 14, vektorové diagramy pro válce 5 a 4 jsou na obr. 4.

Pro superponovaný průběh je celkové posunutí $\Delta \alpha_{sc} = 260^\circ$, $\Delta \alpha_{sc} = 502^\circ$

/vzdálenost 6 a 5 je 602 [mm], vzdálenost 6 a 4 je 667 [mm]/. Útlum rozruchu je pro krátkou vzdálenost $e^{-bx} = 0,99$, což je zanedbatelné, posunuté průběhy jsou vyneseny čárkovaně, superponovaný pak plně. Obdobně se postupuje i pro válce 5 a 4, vzdálenost 4 a 5 je 247 [mm], takže příslušné $\Delta \alpha$ se zvýší o 15° . Rozvětvení potrubí se na průběhu tlaku neprojeví, protože dále se šířící tlak větvením po rozdělení je $p' = p \frac{2f}{F+f} = p$

protože se průřez nemění / $F = f$ /.

Pro přesný tvar sacího potrubí instalovaného potrubí na motoru M 630 by se přesněji průběh tlaku vyjádřil podle druhé metody výpočtu detailně uvažující průběh všech postupných i odražených vln i s vlivem změny průměru potrubí a propojení trojic ještě před sběrnou nádobou. To ovšem vede na složitější vyjádření a výpočet.



obr.4

1800 / 1/min / - válec 5

tab. 13

[illegible]

1800/ 1/min / válec 4

tab.14

α [°]	ωt [°]	$\omega t + \theta_1$	$2\omega t + \theta_2$	$3\omega t + \theta_3$	$4\omega t + \theta_4$	$5\omega t + \theta_5$	$6\omega t + \theta_6$	$7\omega t + \theta_7$	$8\omega t + \theta_8$	$5\omega t - \phi_k$	p /kp/m ² /
0	-45	29	- 9	- 53	- 99	-233	-279	-306	-3060	-3060	
10	-40	34	1	- 38	- 79	-198	-239	-281	-3260	-3260	
20	-35	39	11	- 23	- 59	-163	-199	-256	-3200	-3200	
30	-30	44	21	- 8	- 39	-128	-159	-231	-2900	-2900	
40	-25	49	31	+ 7	- 19	- 93	-119	-206	-2580	-2580	
50	-20	54	41	22	1	- 58	- 79	-181	-1930	-1930	
60	-15	59	51	37	21	- 23	- 39	-156	-1460	-1460	
70	-10	64	61	52	41	12	1	-131	-1260	-1260	
80	- 5	69	71	67	61	47	41	-106	- 960	- 960	
90	0	74	81	82	81	82	81	- 81	-0815	-0815	
100	5	79	91	97	101	117	121	- 56	- 465	- 465	
110	10	84	101	112	121	152	161	- 31	- 255	- 255	
120	15	89	111	127	141	187	201	- 6	325	325	
130	20	94	121	142	161	222	241	19	950	950	
140	25	99	131	157	181	257	281	44	1940	1940	
150	30	104	141	172	201	292	321	69	2740	2740	
160	35	109	151	187	221	327	361	94	3450	3450	
170	40	114	161	202	241	362	401	119	3800	3800	
180	45	119	171	217	261	397	441	144	3700	3700	
190								169	1210	1210	
200								194	1220	1220	
210								219	955	955	
220								244	540	540	
230								269	0	0	
240								294	- 495	- 495	
250								319	- 950	- 950	
260								344	-1160	-1160	
270								369	-1210	-1210	
280								394	-1040	-1040	
290								419	- 630	- 630	
300								444	- 125	- 125	
310								469	+ 400	+ 400	
320								494	855	855	
330								519	1150	1150	

$q = 5,49$
 $c_k = 1,86$
 $B_1 = 0,091$
 $B_2 = 0,182$
 $B_3 = 0,274$
 $B_4 = 0,366$
 $B_5 = 0,456$
 $B_7 = 0,639$
 $B_8 = 0,730$

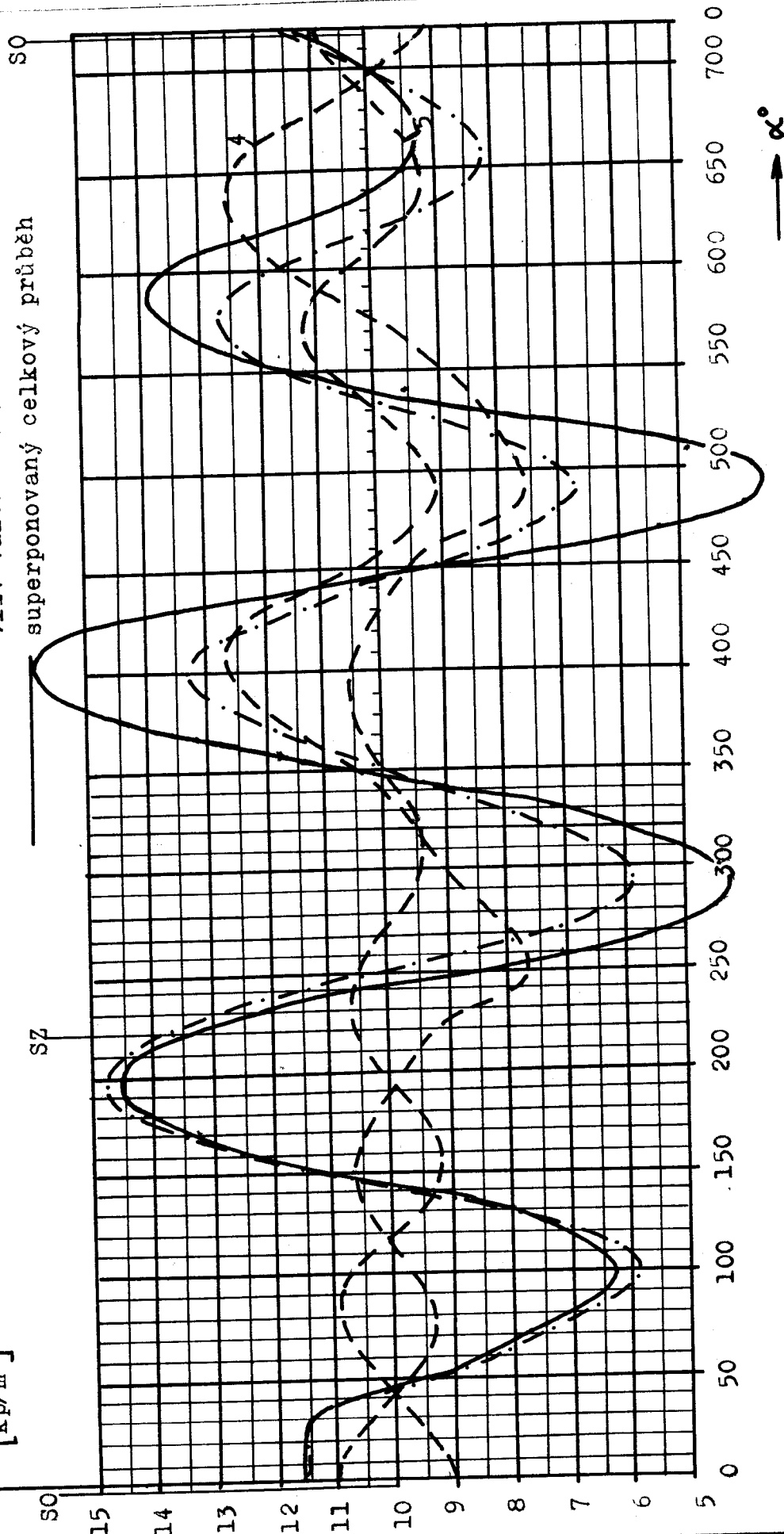
$K = 1420$
 $\phi_k = 81^\circ$
 $\theta_1 = 74^\circ$
 $\theta_2 = 81^\circ$
 $\theta_3 = 82^\circ$
 $\theta_4 = 81^\circ$
 $\theta_5 = 70^\circ$
 $\theta_7 = 82^\circ$
 $\theta_8 = 81^\circ$

$\phi_k = 2,76$
 $A = 0,0504$
 $H_1 = 0,5$
 $H_2 = 1,0$
 $H_3 = 1,5$
 $H_4 = 2,0$
 $H_5 = 12,0$
 $H_7 = 2,0$
 $H_8 = 1,5$

g.12

1800 $\left[\frac{1}{min}\right]$, 6. válec $p_2 \cdot 10^{-3}$
[kp/m²]

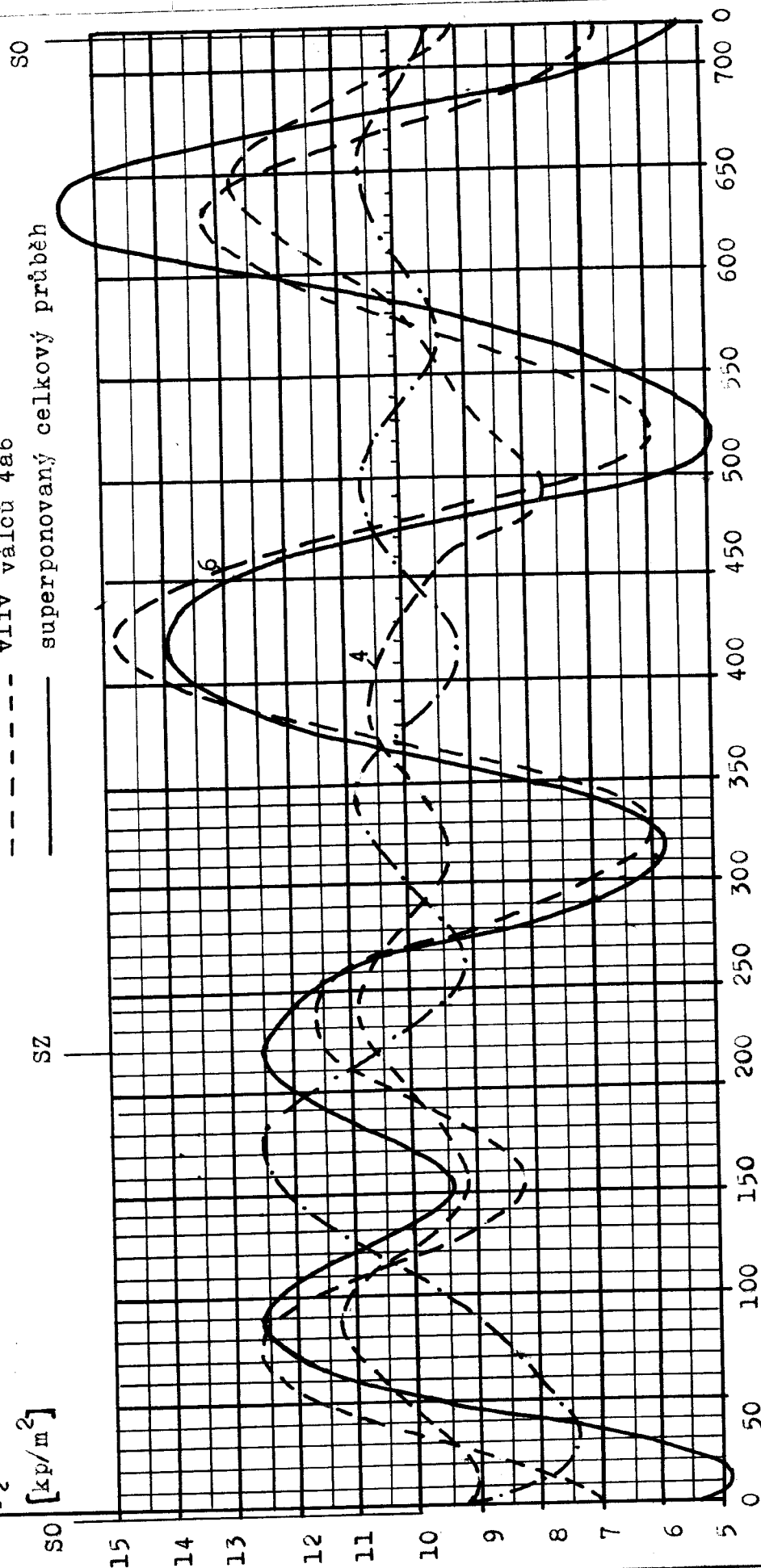
— jen 6. válec
 - - - - - vliv válců č. 4a5
 — superponovaný celkový průběh



g.13

1800 [$\frac{1}{min}$], 5. válec
 $p_2 \cdot 10^{-3}$
 $[kp/m^2]$

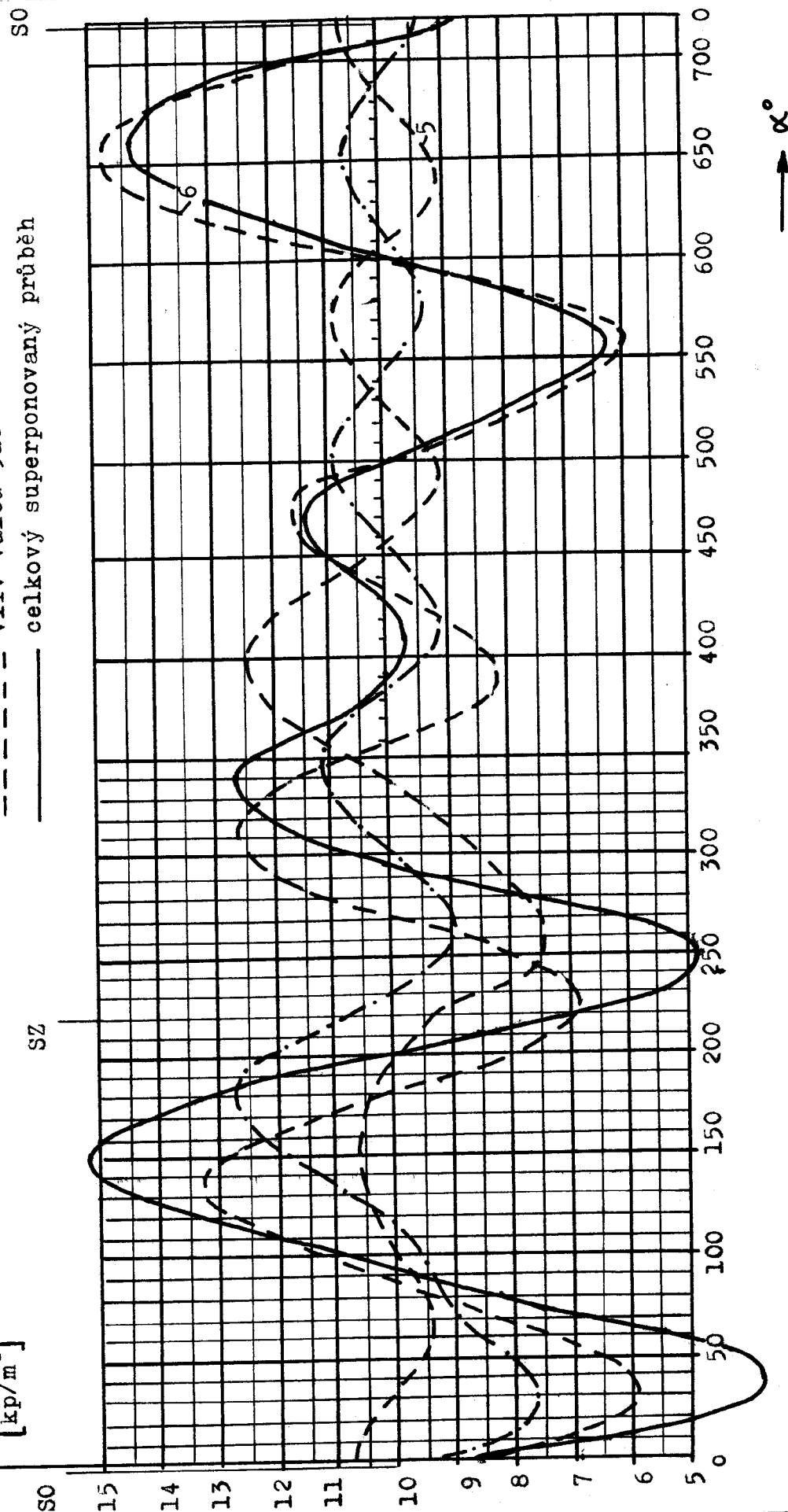
- · - · - jen 5. válec
 - - - - - vliv válců 4a6
 ————— superponovaný celkový průběh


 α°

g.14

1800 [$\frac{1}{\text{min}}$], 4. válec $p_2 \cdot 10^{-3}$
[kp/m²]

- · - · - jen 4. válec
 - - - - - vliv válců 5 a 6
 — celkový superponovaný průběh



VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP strana 65

P 3 Zhodnocení, využití výsledků

Při výpočtu bylo zjištěno, že pro lepší přiblížení se skutečnosti je vhodné zavést některé další úpravy do metod uvedených v cizojazyčné literatuře. Proto byl zaveden do obou metod útlum od okamžiku, kdy se zavře sací ventil. U 1. metody se kromě již uvedené změny některých hodnot vlivem chyby v desetinné čárce oproti lit. 1 uvažoval rozšířený průběh H_n , / viz obr. 2, kap. B/, a to ve větším rozsahu B_n , protože pro jednotlivé harmonické nestačí interval průběhu udaný v literatuře. Pro $B_n = 0,5$ se uvažovalo $H_n = 0$ a pro $B_n > 0,5$ průběh souměrný podle osy $B_n = 0,5$, takže bylo umožněno pojmout více harmonických do výpočtu. Při 2. metodě bylo pro zpřesnění výpočtu uvažováno se změnou hodnoty K / viz kap. C/ v závislosti na změně tlaku, rovněž rovnice proudění byly částečně upraveny s ohledem na skutečné poměry, a to konfrontací lit. 2,3,1 a obecných zákonů pro polytropické změny stavu vzduchu spolu s rovnicí kontinuity.

Dojde-li v průběhu tlaku p_v k přetlakové amplitudě uprostřed sacího zdvihu, nastává maximální přeplňovací efekt odpovídající vrcholu v průběhu K získaném 1. metodou výpočtu. Nastává-li maximální přetlak na počátku či konci sacího zdvihu, efekt se mění hlavně vlivem škrcení průtočného průřezu při otevírání, resp. zavírání ventilu, při počátku sacího zdvihu má vliv i překrytí rozvodu. Při dosažení kladné vlny uprostřed sacího zdvihu dosáhne se tedy zvýšení η_o . Na velikosti amplitudy pak závisí zvýšení η_d , neboť měrná hmota je funkcí tlaku. Se zvýšením amplitudy dosáhne se i většího přeplňovacího efektu, což lze využít pro zvýšení výkonu motoru.

a/ Samostatné sací trubky

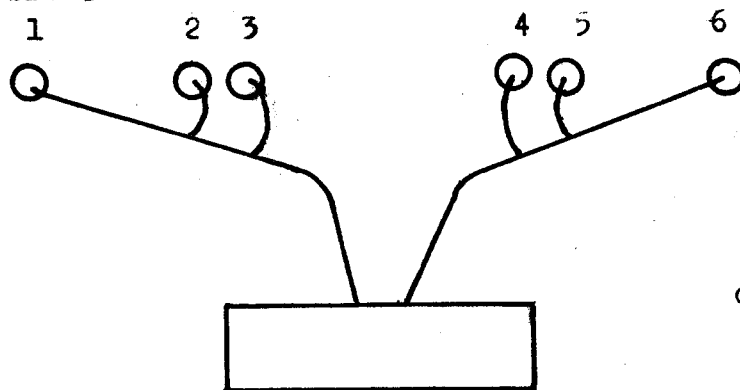
Z průběhu tlaku a účinnosti plyne, že lze doporučit na základě vypočteného průběhu závislosti přeplňovacího efektu na frekvenčním poměru jako použitelný $q \approx 4,2$. To tedy znamená, že je-li délka trubky 1200 [mm], celkem tedy 1326 [mm], pak je vhodný rozsah otáček 1940 - 1720 / 1/min /. Optimální otáčky jsou 1850 / 1/min /, avšak ani při překročení tohoto rozsahu se účinnost nezhoršuje oproti délce trubky. Další vrcholy průběhu nejsou nejvhodnější, vrchol příslušející ke $q \approx 5,5$ pro malý efekt a předpokládaný vrchol $q \approx 3,1$ pro konstrukční neupotřebitelnost / buď nedosažitelné otáčky nebo přílišná délka trubky /. Ze vzorce pro výpočet tlaku by plynulo, že zmenšením vnitřního průměru trubky se dosáhne zvýšení tlakové amplitudy a tak zvýšení

η_d . Ve skutečnosti se vlivem zvýšených hydraulických odporů při vyšší rychlosti proudění zvyšují ztráty, takže je nutno hledat optimální průměr trubky. Nejspolehlivěji se zjistí toto optimum experimentálně, neboť matematické vyjádření hydraulických odporů nedává o tomto případě vlivem užití empirických hodnot přesný obraz skutečnosti. Zcela jistě lze ale doporučit pro zmenšení hydraulických odporů povlovné změny tvaru a hladký činný povrch trubky.

b/ Potrubí pro trojici válců

Pro potrubí trojice válců platí většinou totéž jako v odstavci a/. Z průběhu tlaků získaných superpozicí skutečně plyne, že vlivem rozdílného průběhu tlaku dochází k nerovnoměrnému plnění válce 6 oproti 5 a 4 / vliv q , pro 5. a 4. je q blízké /. Pro dosažení rovnoměrného plnění válců lze doporučit stejnou délku potrubí od sběrné nádoby ke kaž-

dému válci. Dále je možno použít potrubí o neměnném průřezu, protože se práce válců při daném časování nepřekrývá. Ovlivnění trojic válců není žádoucí, proto je vhodné zcela rozdělit obě větve trojic, které ústí do větší sběrné nádoby. Sběrnou nádobu je vhodné zvětšit, aby v ní nekolidoval tlak. Možné schematické uspořádání je na obr. 5.



obr.5

Je vhodné změny tvaru potrubí provádět pozvolné, tj. s velkými poloměry křivosti.

Úvaha o optimálním průřezu a délce platí jako v odstavci a/. Ukazuje se, že lze dosáhnout lepšího průběhu přeplňovacího účinku, ovšem při určitých otáčkách / $q = \text{konst.}$ /. Při nedodržení $q = \text{konst.}$ pak dochází k většímu poklesu η_d oproti samostatným trubkám. Zvyšování η_d je tedy v protikladu se snahou po jejím rovnoměrném průběhu.

Užití symboly

označení	význam	strana
A_p	činný průřez trubky	5
A_c	plocha pístu	5
A_n	motorová konstanta	54
A_v	průřez ventilu	5
A_l	uvedeno na str.	15
A	" "	7, 8
a	rychlost zvuku	13
B_l	uvedeno na str.	15
B_n	koefficient Fourierova rozvoje	7
b	koefficient útlumu	49
C	konstanta	13
c	rychlost zvuku	5
c_k	uvedeno na str.	11
D	průměr pístu	21
D_k	uvedeno na str.	19
d	vnitřní průměr trubky	21
d_l	průměr ventilu	24
E	kinetická energie	54
E_l	objemová účinnost	12
E_k	uvedeno na str.	12
F	vnitřní průřez trubky	17
F	koefficient tlumení	7
f	činný průřez sací trubky	14, 51
G	uvedeno na str.	15
g	zemské zrychlení	15, 22
H_n	uvedeno na str.	7, 8
h	zdvih ventilu	24
h	Planckova konstanta	54
K	konstanta tuhosti	5
K	uvedeno na str.	13
K	uvedeno na str.	22

VŠST Liberec	Sací trakt motoru	Katedra	pístových strojů
Fakulta strojní	Škoda M 630	DP	strana 69

označení	význam	strana
k	koefficient polytropy	13
k	kompresní poměr	21
L	délka ojnice	25
e	délka potrubí	5, 18
M ₂	uvedeno na str.	15
m	hmota	5, 51, 54
N	otáčky	6
n	otáčky	25
P _k	uvedeno na str.	11
p	měrný tlak	5, 13, 14, 24
p _{si}	střední indikovaný tlak	12
P _s	střední sací tlak	20
Q	nasátý objem	12
q	účinný sací průřez	14
q _a , q _b	náhradní průřezy	15
q	frekvenční poměr	7
R	odpor	5
S	uvedeno na str.	16
T	" "	16
T	absolutní teplota	21
t	čas	5, 14, 54
U	potenciální energie	54
V	objem	5, 14, 15
v	měrný objem	13
W	uvedeno na str.	15
w	rychlost	13
x	dráha	5, 49, 54
$\dot{x}$	rychlost	5
$\ddot{x}$	zrychlení	5
y	výchylka	54
Z _n	odpor	7

VŠST Liberec		Sací trakt motoru	Katedra pístových strojů
Fakulta	strojní	Škoda M 630	DP strana 70

označení	význam	strana	
z	zdvih pístu	21, 25	
α	úhel otoč. klikového hřídele	9, 24, 54	
β_{kr}	kritický tlakový poměr	15	
γ	měrná váha	22, 51	
δ_k	uvedeno na str.	11	
ε	" "	17	
Φ_k	fázový úhel	11	
G	konstanta	5	
S	měrná hmota	5	
ν	exponent náhradní funkce	15	
θ_n	fázový úhel	7	
η	celková účinnost přeplnění	20	
η_o	účinnost objemová	20	
η_d	účinnost dopravní	4	
ψ	vlnová funkce	54	
ω	úhlová frekvence	5	
αG	uvedeno na str.	24	
indexy {	'	hodnota na konci intervalu	14
	"	opačný smysl rychlosti - /uvedeno v tabul./	
	"	nasycený stav	24
	m	střední hodnota	14
	z	týká se válce	14
	n	pořadí harmonické frekvence	7, 11
	k	" " "	11
	1,2,3	hodnota v příslušném místě	
	B	normální hodnota	24
	o	počáteční stav	13
	o	střední hodnota	5
	v	dopředná, postupná vlna	13
	r	zpětná, odražená vlna	13
	v	vzduch suchý	24
	v	týká se ventilu	5
	p	vodní pára	24
	o	vzduch vlhký	24