

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
nositelka Řádu práce
Fakulta strojní
katedra strojů průmyslové dopravy

Ing. Lubomír M o c

PARAMETRY POHYBU VZDUCHU V KANÁLU A VÁLCI
VZNĚTOVÉHO MOTORU

Kandidátská disertační práce

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146088246

Číslo a název vědního oboru
39-02-9
Termomechanika a mechanika tekutin

Liberec, říjen 1989

S o u h r n

Předložená práce shrnuje některé metody výpočtu a experimentálního popisu pohybu vzduchu v plnicím kanálu, válci a spalovacím prostoru vznětového motoru.

Parametry pohybu vzduchu v kanálu jsou zjišťovány impulsním měřičem s novým způsobem měření točivého momentu náplně. Je popsána konstrukce impulsního měřiče víření a metodika měření při statických a dynamických zkouškách kanálů. Uvádí se výsledky ověřovacích měření na hlavách válců motorů Liaz M 2.3 a M 2.4 R zpracované metodou regresní analýzy.

Na základě souhrnných vírových čísel kanálu je určována tangenciální rychlost náplně ve válci. Pro popis pohybu vzduchu je navržen zjednodušený model a uvedeny průběhy rychlostí v průběhu kompresního zdvihu.

Předkládané výsledky prací byly získány při řešení úkolu rozvoje vědy a techniky č. P 19-124-257.

O b s a h

Souhrn	2
Obsah	3
Seznam použitých označení a jednotek	6
Seznam ČSN souvisících s tematikou práce	11
1. Přehled o současném stavu problematiky, která je předmětem disertace a odborné literatury, jež se zabývá zkoumanými otázkami	12
1.0 Úvod	12
1.1 Základní parametry pro popis vlastností plnicího kanálu	14
1.1.1 Vírové číslo	14
1.1.2 Průtokový součinitel	16
1.1.3 Cirkulace vektoru rychlosti	17
1.1.4 Vírový koeficient	19
1.2 Typy plnicích kanálů a požadavky na kanály vznětových motorů	20
1.3 Přehled některých metod výpočtu pohybu náplně v plnicím potrubí a ve válci motoru	25
1.4 Experimentální metody zjišťování stupně rozvíření náplně ve válci motoru	32
1.4.1 Požadavky na měření a měřicí přístroje	32
1.4.2 Přímé metody měření velikosti rychlosti	33
1.4.3 Měření integrálního parametru proudění	35
2. Cíl disertace	42
3. Zvolené metody zpracování	43
3.1 Výpočet vírového čísla a porovnání vírových čísel různých metod měření	43
3.2 Rozbor průtoku vzdušiny sedlem ventilu	46
3.3 Výpočet vírového čísla kanálu v podmínkách DÚ pístu	49

3.4 Vírové číslo pro podmínky reálného motoru	52
3.5 Výpočet rotace náplně válce při obecném rozložení rychlostí v sedle ventilu	53
3.6 Konstrukce a uspořádání měřicího zařízení	57
3.7 Stanovení průtokového součinitele	62
3.8 Velikost průtokového součinitele v průběhu plnění válce motoru	67
3.9 Metodika měření impulsním měřičem a zpracování naměřených hodnot	71
3.10 Model pohybu náplně válce při kompresním zdvihu	73
4.0 Výsledky disertace	75
4.1 Výsledky měření vlastností plnicích kanálů motorů Liaz M 2.3 a M 2.4 R	75
4.2 Stanovení vírových čísel kanálu při statické zkoušce	76
4.3 Měření vírového čísla za podmínek odpovídajících provozním podmínkám v motoru M 2.4 R	79
4.4 Dynamické měření vírového čísla	83
4.5 Stanovení průtokového součinitele hlav válců motorů M 2.3 a M 2.4 R	84
4.6 Průběh rychlostí na hraně spalovacího prostoru při kompresním zdvihu /bez spalování/	87
4.7 Zhodnocení podmínek při modelové zkoušce kanálu	88
5.0 Závěry pro realizaci ve společenské praxi a pro další rozvoj vědy	93
Poděkování	96
Literatura	97
Doplňek 1 - základní principy měření rychlostí proudění v kanálu a válci vznětového motoru	101

Doplněk 2 - měření objemového průtoku na modelové trati	116
Doplněk 3 - matematický model proudění vzdušiny na hraně spalovacího prostoru	118
Doplněk 4 - vyhodnocování experimentálně naměřených hodnot	126

xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx

Tabulková část: přílohy P-01 až P-32

Seznam použitých označení a jednotek

c_s	/-/	koeficient víření
$\bar{c}_s$	/-/	průměrný koeficient víření
d	/m/	průměr drátu anemometru
d_1	/m/	vnitřní průměr vrtulky anemometru
d_j	/m/	jmenovitý průměr anemometru
d_{cl}	/m/	průměr clony
d_{sp}	/m/	průměr spalovacího prostoru
d_v	/m/	průměr kanálu nad sedlem ventilu
e_o	/V/	indukované napětí
g	/ms ⁻² /	tíhové zrychlení
h	/m/	zdvih ventilu
h_φ	/m/	zdvih ventilu v závislosti na otočení klikového hřídele
h_{max}	/m/	maximální zdvih ventilu
h_v	/m/	výška vlny na hladině kapaliny
i	/-/	počet plnicích kanálů v hlavě válců
i	/Jkg ⁻¹ K ⁻¹ /	entalpie vzduchu
k	/-/	adiabatický exponent
k	/m ² V ⁻¹ s ⁻¹ /	hybnost iontů
k_z	/-/	koeficient ztrát
l	/m/	délka magnetických siločar
l_m	/m/	vzdálenost měřicí matrice od hlavy válců
m	/-/	poměr zúžení clonkové tratě
m_x	/kg/	hmotnost náplně válce v poloze x
$\dot{m}$	/kgs ⁻¹ /	skutečná průtoková hmotnost
m_{teor}	/kgs ⁻¹ /	teoretická průtoková hmotnost
m_l	/-/	měřítka délek
m_t	/-/	měřítka času
m_v	/kg/	hmotnost náplně v DÚ
m_w	/-/	měřítka rychlostí
n	/-/	polytropický exponent
n	/min ⁻¹ /	otáčky motoru
n_p	/s ⁻¹ /	otáčky plynoměru
n_j	/min ⁻¹ /	otáčky náplně válce - anemometru
$\left(\frac{n_j}{n}\right)$	/-/	vírové číslo kanálu určené rotačním anemometrem

$\left(\frac{n_j}{n}\right)_M$	/-/	vírové číslo kanálu určené z točivého momentu
$\left(\frac{n_{DÚ}}{n}\right)$	/-/	vírové číslo na konci plnění
$\left(\frac{n_{DÚ}}{n}\right)_{M,\pi}$	/-/	vírové číslo na konci plnění pro skutečné podmínky plnění
p	/Pa/	tlak tekutiny obecně
p _b	/Pa/	tlak atmosferického vzduchu
p _d	/Pa/	dynamický tlak proudu tekutiny
p _p	/Pa/	tlak v plynoměru
p _v	/Pa/	tlak ve výfuku
p _o	/Pa/	tlak na vstupu do kanálu
p ₁	/Pa/	tlak před clonkou
Δ p _{cl}	/Pa/	tlakový spád na clonce
Δ p _k	/Pa/	tlakový spád na kanále
Δ p _{stř}	/Pa/	střední tlakový spád na kanále
Δ p _s	/Pa/	přetlak plnicího vzduchu
Δ p _z	/Pa/	tlaková ztráta v potrubí
r _o	/m/	vzdálenost osy plnicího ventilu od osy válce
r _{yx}	/-/	korelační koeficient
s	/m/	šířka ventilového sedla
t	/s/	čas
t _b	/°C/	teplota barometrického vzduchu
t _s	/°C/	teplota plnicího vzduchu
v	/m/	vzdálenost mezi ventilem a stěnou válce
v _j	/m/	výška vrtulky rotačního anemometru
w	/ms ⁻¹ /	rychlost proudu tekutiny obecně
w _a	/ms ⁻¹ /	axiální rychlost vzduchu ve válci
w _e	/ms ⁻¹ /	rychlost iontů
w _c	/ms ⁻¹ /	neorientovaná rychlost vzduchu v sedle
w _o	/ms ⁻¹ /	teoretická výtoková rychlost vzduchu
w _h	/ms ⁻¹ /	horizontální rychlost vzduchu v sedle ventilu
w _r	/ms ⁻¹ /	radiální rychlost vzduchu v sedle ventilu
w _s	/ms ⁻¹ /	střední rychlost rotačního anemometru
w _t	/ms ⁻¹ /	tangenciální rychlost vzduchu v sedle ventilu

$w_{t,v}$	$/ms^{-1}/$	tangenciální rychlost vzduchu ve válci
$w_{stř,p}$	$/ms^{-1}/$	střední pístová rychlost
$\bar{w}$	$/ms^{-1}/$	střední rychlost vzduchu v kanále
$w_{sp,t}$	$/ms^{-1}/$	maximální tangenciální rychlost náplně ve spalovacím prostoru pro HÚ pístu
x	$/m/$	vzdálenost obecně
q_{ak}	$/Jm^{-1}K^{-1}/$	teplo akumulované jednotkou délky
q_I	$/Jm^{-1}K^{-1}/$	teplo přivedené el. proudem
q_z	$/Jm^{-1}K^{-1}/$	teplo sdílené zářením
q	$/Jm^{-1}K^{-1}/$	teplo sdílené prouděním
B	$/T/$	magnetická indukce
D	$/m/$	průměr válce
D_{cl}	$/m/$	průměr clonkové trati
E	$/Vm^{-1}/$	intenzita elektrického pole
F	$/m^2/$	průtokový průřez sedlem ventilu
$\dot{F}$	$/N/$	síla vytvářející vírový pohyb náplně
F_d	$/m^2/$	průřez drátu anemometru
F_o	$/N/$	odstředivá síla
F_p	$/m^2/$	průřez pístu
F_v	$/m^2/$	průřez kanálu v sedle ventilu
F_{vs}	$/m^2/$	skutečný průtokový průřez v sedle ventilu
F_x	$/m^2/$	průtokový průřez v sedle ventilu pro malé zdvihy
I_o	$/kgms^{-2}/$	průtokový impuls v radiálním směru výtoku
J	$/kgm^2/$	moment setrvačnosti náplně válce pro polohu pístu v DÚ
J_x	$/kgm^2/$	moment setrvačnosti náplně válce pro odlehlost pístu v x od hlavy válců
$\dot{J}$	$/kgm^2s^{-1}/$	moment setrvačnosti protékajícího vzduchu
$\dot{M}$	$/kgm^2s^{-2}/$	moment hybnosti protékajícího vzduchu
$\dot{M}_k$	$/kgm^2s^{-2}/$	průtokový moment hybnosti kanálu
$\dot{M}_r$	$/kgm^2s^{-2}/$	průtokový moment hybnosti radiálních složek průtoku vzduchu k ose válce
$\dot{M}_t$	$/kgm^2s^{-2}/$	průtokový moment hybnosti tangenciálních složek průtoku vzduchu k ose válce
M_t	$/Nm/$	točivý moment měřicí matrice impulsního měřiče

$\dot{M}_V$	$/\text{kgm}^2\text{s}^{-2}/$	průtokový moment hybnosti ve válci
N_D	$/- /$	vírové číslo dle Davis a Kenta
N_E	$/- /$	vírové číslo dle Eisele
N_R	$/- /$	vírové číslo dle Ricarda
N_{TI}	$/- /$	vírové číslo dle Tippelmannna
N	$/Wm^{-3}/$	výkon na výměnu obsahu válce
Nu	$/- /$	Nusseltovo číslo
Pr	$/- /$	Prandtlovo číslo
R	$/J\text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}/$	plynová konstanta pro vzduch
R	$/m/$	poloměr válce
R	$/ /$	odpor drátu termoanemometru
R_o	$/ /$	odpor drátu termoanemometru při teplotě 0°C
Re	$/- /$	Reynoldsovo číslo
T	$/K/$	teplota vzduchu
T_b	$/K/$	teplota atmosferického vzduchu
T_D	$/K/$	teplota drátu termoanemometru
T_o	$/K/$	teplota vzduchu před kanálem
T_s	$/K/$	teplota stěny
Q_λ	$/J/$	teplo sdílené vedením
V	$/m^3/$	průtokový objem obecně
V_c	$/m^3\text{s}^{-1}/$	celkový průtokový objem
V_z	$/m^3/$	zdvihový objem válce
V_c	$/m^3\text{s}^{-1}/$	okamžitý průtokový objem
Z	$/m/$	zdvih pístu
α	$/Wm^{-2}\text{K}^{-1}/$	koefficient přestupu tepla
α	$/- /$	průtokový součinitel clony
α	$/^\circ/$	úhel sedla ventilu
α_v	$/- /$	koefficient výkonnosti
β	$/- /$	poměr vnitřní plochy sedla ventilu a plochy pístu
γ_{sp}	$/- /$	koefficient zbylých spalín
Γ_{celk}	$/m^2\text{s}^{-1}/$	celková cirkulace vektoru rychlosti
δ	$/- /$	poměrový součinitel
δ	$/Nm/$	změna velikosti točivého momentu
		impulsního měřiče
ϵ	$/- /$	součinitel kontrakce
ϵ_c	$/- /$	expanzní součinitel
ψ	$/^\circ/$	úhel víru

η_0	/-/	dopravní účinnost
λ	/-/	klikový poměr
λ	/m/	vlnová délka světla
λ	/Wm ⁻¹ K ⁻¹ /	koeficient tepelné vodivosti vzduchu
μ	/-/	průtokový součinitel kanálu
ν	/m ² s ⁻¹ /	kinematická viskozita vzduchu
ν_0	/m ² s ⁻¹ /	kinematická viskozita vzduchu při 0°C
π	/-/	tlakový poměr
ρ	/kgm ⁻³ /	měrná hmotnost vzduchu
ρ_0	/kgm ⁻³ /	měrná hmotnost vzduchu před kanálem
ρ_1	/kgm ⁻³ /	měrná hmotnost vzduchu před clonkou či plynoměrem
σ	/-/	uzavírací číslo kanálu
σ	/-/	střední směrodatná odchylka náhodné veličiny
φ	/°/	úhel natočení klikového hřídele od HŮ
φ	/-/	rychlostní součinitel
φ_s	/°/	úhel otevření sacího(plnicího) ventilu
φ_{s1}	/°/	úhel počátku otevření sacího(plnicího) ventilu
φ_{s2}	/°/	úhel uzavření sacího(plnicího) ventilu
ω_j	/s ⁻¹ /	úhlová rychlost otáčení náplně ve válci
ω_m	/s ⁻¹ /	úhlová rychlost klikového hřídele
ω_{sp}	/s ⁻¹ /	úhlová rychlost otáčení náplně ve spalovacím prostoru

Seznam ČSN souvisejících s tematikou práce

ČSN 01 1001	Matematické značky
ČSN 01 1300	Zákonné měřicí jednotky
ČSN 01 1303	Veličiny a jednotky v mechanice tekutin a termomechanice
ČSN 01 1301	Veličiny a jednotky ve vědě a technické praxi
ČSN 01 1310	Pravidla pro psaní a tisk rovnic a značek veličin a jednotek
ČSN 09 0011	Veličiny, jednotky a značky pro spalovací motory
ČSN 09 0014	Definice výkonů pístových spalovacích motorů
ČSN 09 0022	Názvosloví pístových spalovacích motorů

1. Přehled o současném stavu problematiky, která je předmětem disertace a odborné literatury, jež se zabývá zkoumanými otázkami

1.0 Úvod

Důležitým předpokladem pro dokonalé využití energie paliva a dosažení požadovaných parametrů motoru, je zajištění optimální přípravy směsi. Značný vliv na průběh vlastního hoření paliva má proudové pole vzdušiny vstupující do válce motoru, jeho další vývoj v prostoru válce a spalovacím prostoru a na - vazující přípravné procesy při kompresním zdvihu. To se pak projeví, jak v technických parametrech, tak i v ekologických a ekonomických vlastnostech motoru. Z hlediska výměny obsahu válce a přípravy směsi se proto sledují zejména otázky týkající se charakteru a velikosti víření náplně, dopravní účinnosti, vypláchnutí spalovacího prostoru a válce a hydraulických ztrát plnicího systému.

Požadované proudové pole plnicího vzduchu lze dosáhnout konstrukcí spalovacího prostoru, plnicích kanálů a ventilů a jejich vzájemným geometrickým uspořádáním. Z hlediska orientace pohybu náplně vůči ose pístu existují ve spalovacím prostoru a válci motoru složky radiální, tangenciální a osová. Jejich vzájemný poměr je časově i místně proměnlivý a závisí na konstrukčním řešení i na provozním stavu motoru.

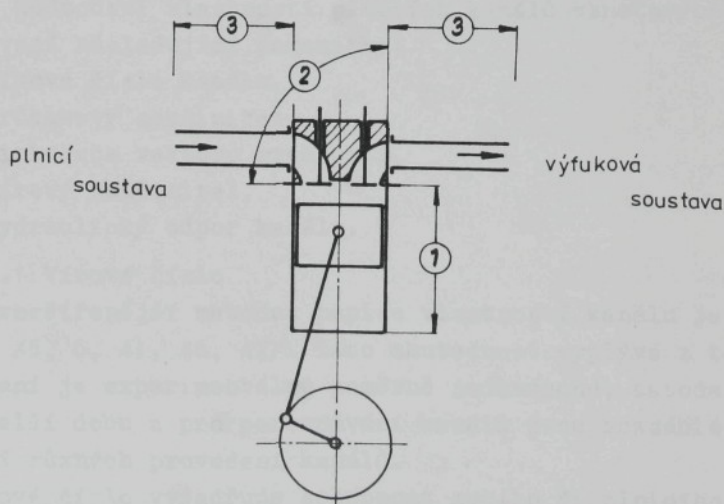
Pohyb náplně válce v průběhu pracovního oběhu vznětového motoru je možné charakterizovat jako prostorové nestacionární proudění stlačitelné tekutiny, s vnitřním třením, s přívodem a odvodem tepla. Základní teoretické řešení proudění je popisováno v četné literatuře /23, 28, 45, 50/. Při řešení pohybu náplně ve válci a kanálu bylo rovněž využíváno experimentálních metod /9, 10, 41, 46, 47, 51/, rozvojem výpočetní techniky, umožňující aplikaci numerických metod na řešení termodynamických procesů, byla v poslední době publikována řada teoretických postupů a matematických modelů ke stanovení jednotlivých parametrů proudění /8, 13, 19, 20, 21, 42/. Při řešení uvedeného složitého problému proudění, v omezeném prostoru válce motoru, je nutné vycházet ze zjednodušujících předpokladů a proto i v současné době mají experimentální metody zjišťování parametrů proudění značný význam. Důležitost těchto

metod je podpořena i tím, že vznikají nové experimentální postupy pro měření parametrů pohybu náplně, umožňující měření nejen při modelových zkouškách, ale přímo v podmínkách reálného motoru. Mezi velmi dokonalou metodu patří měření proudových polí vzdušiny metodou laserové anemometrie /22, 29/, měření metodou stanovení teplotních polí v povrchové vrstvě obtékané desky /2/ či využití mikrotermočlánků /3/. Někteří autoři využívají metody ionizační anemometrie /38/. Získané informace o pohybu náplně jsou využívány pro optimalizaci plnicího kanálu z hlediska jeho parametrů či při návrhu vhodné vstřikovací soupravy motoru /11, 13, 49/.

Řešením nestacionárního proudění ve vznětovém motoru se zabývají pracoviště ČVUT Praha /5, 6, 26/, VŠS Bratislava /25, 40/, VŠDS Žilina /27, 39/, VUT Brno /19/ a další. Některá řešení popisu proudění ve spalovacím prostoru byla ověřována i na VŠST v Liberci /10, 16, 17, 24, 43, 44/.

I přes značný progresivní pokrok v teoretickém řešení mají i nadále experimentální metody svůj význam a nelze je zcela vyloučit. Slouží, jak k porovnávání matematického modelu se skutečným motorem, tak i pro stanovení vstupních údajů pro výpočtové metody.

Z hlediska výpočtu oběhu vznětového motoru lze oběh rozdělit na tři základní oblasti dle obr. 1. Při řešení jednot-



Obr. 1. Rozdělení oblastí při řešení oběhu vznětového motoru

livých částí je nutné používat rozdílných výpočtových metod.

V prostoru válce - oblast 1 - se předpokládá, že se vytváří v celém jeho objemu homogenní směs. Vzhledem k malé pístové rychlosti proti rychlosti zvuku a relativně pomalému pohybu ventilů, zpravidla se zanedbává ve voleném časovém intervalu vliv pohybu pístu a ventilů. V tomto časovém kroku se stanovují změny kvazistaticky a celková nestacionární změna je výsledkem statických rovnovážných stavů.

V oblasti 2 řešení, které by respektovalo skutečné poměry proudění na škrticích prvcích oblasti, kromě jednoduchých případů, dosud není. Proto se tlakové ztráty na škrticích místech, na nespojitých změnách průřezů, určují experimentálně při stacionárním proudění tekutiny. Výpočet proudění se ve zvoleném časovém kroku považuje za stacionární s vypočtenými průtokovými součiniteli, které vyjadřují průtokové ztráty v jednotlivých místech průřezu. Výsledné proudění se získá jako časový sled stacionárních stavů proudění.

V oblasti 3 se vzhledem na geometrické parametry potrubí, převažující směr proudění vzdušiny a termodynamické vlastnosti používají při řešení zákony jednorozměrného nestacionárního proudění tekutiny. Přitom se vychází ze vztahů pro zachování hmotnosti, impulsu a energie.

1.1 Základní parametry pro popis vlastností plnicího kanálu

Při hodnocení vlastností plnicích kanálů vznětových motorů se používají následující parametry:

- vírové číslo kanálu,
- průtokový součinitel,
- cirkulace vektoru rychlosti,
- vírový součinitel,
- hydraulický odpor kanálu.

1.1.1 Vírové číslo

Nejrozšířenější metodou popisu vlastností kanálu je vírové číslo /5, 6, 41, 46, 47/. Tato skutečnost vyplývá z toho, že jeho určení je experimentálně poměrně jednoduché, metoda je používána delší dobu a pro porovnávání kanálů jsou rozsáhlé soubory měření různých provedení kanálů.

Vírové číslo vyjadřuje schopnost sacího či plnicího kanálu vytvořit rotaci náplně ve válci motoru. Při vtoku do válce se

vytváří proudové pole, jehož tvar je určován tvarem kanálu, zakřivením, tvarem ventilu, jeho polohou k ose válce a způsobem připojení kanálu.

Vytvořené proudové pole ve válci v průběhu plicního zdvihu pak ovlivňuje přípravu směsi, průtah vznícení, hoření paliva, velikost max. spalovacích tlaků, tvrdost chodu a další parametry motoru.

Základní vírový útvar ve válci motoru je dán vlastnostmi plicního systému, pohybem v plicím kanále, nasměrováním vtoku vzdušiny, jakož i změnami při průtoku v místě sedla ventilu. Při této metodě se vírové vlastnosti kanálu měří většinou v ustálených stavech, i když se uvádí také metoda průběžného měření s využitím rychlostního fotografického snímání rotačního pohybu anemometru /18/.

Při hodnocení vírových vlastností kanálů pro konstantní zdvih ventilu se používá:

- statická metoda,
- dynamická metoda.

Při dynamickém měření se zjišťuje ustálená rotace náplně dvoulistou vrtulkou - rotačním anemometrem - umístěnou ve válci o průměru skutečného motoru. Vzdálenost rotačního anemometru od hlavy válců je rozdílná dle různých autorů. Otáčky vrtulky se ustálí při rovnováze hnacího momentu vzduchu vtékajícího do válce a momentu odporového. Absolutní otáčky anemometru závisí na množství vzduchu protékajícího válcem, velikosti odtokového průřezu pod anemometrem a velikosti tlakového spádu v kanálu. Zjištěné porovnávací číslo - vírové číslo - je tedy zjišťováno při modelových podmínkách, nevychází ze skutečných podmínek motoru a proto slouží k porovnávání vlastností kanálů, posuzování projevu úprav na tvaru kanálu, ventilu, průběhu zdvihové křivky vačky apod.

Statické měření spočívá ve snímání velikosti točivého momentu rotující náplně ve válci motoru přímo tzn. určování rotačního momentu hybnosti ve válci. Rotační pohyb náplně válce se usměrňuje ve směru osy válce a měří se točivý moment měřicího kotouče /6, 31/. Snímání velikosti točivého momentu je prováděno pružinami spirálovými či listovými. I v tomto případě se provádí měření při konstantním zdvihu ventilu, při ustáleném proudění vzdušiny válcem motoru.

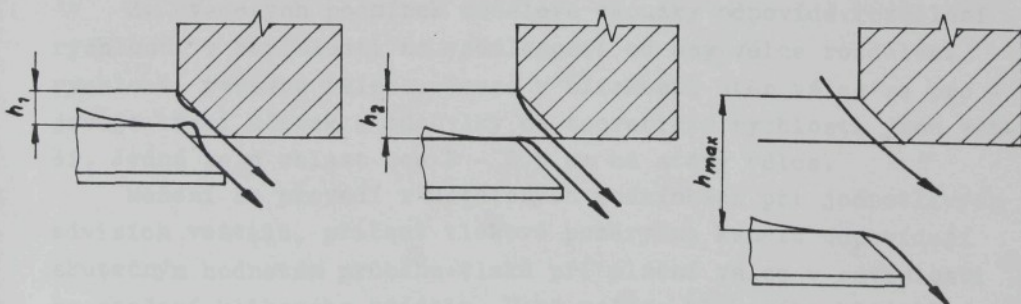
Vírové číslo vyjadřuje poměr otáček víru ve válci k otáčkám motoru (s parametry D průměr válce, Z zdvih pístu), které se určí z podmínky rovnosti střední pístové rychlosti motoru a axiální rychlosti průtoku vzdušiny válcem.

Uspořádání měření metodou rotačního anemometru dle různých autorů je podrobněji popsáno v kap. 1.4 .

1.1.2 Průtokový součinitel

Průtokovým součinitelem se vyhodnocuje odpor, kterým působí plnicí trakt motoru na průtok vzdušiny a souvisí s problematikou dopravní účinnosti a průběhem výměny obsahu válce. Ztráta způsobená odporem kanálu se projeví jako změna impulsu hybnosti náplně proti případu teoretického průtoku vzdušiny plnicím traktem. Součinitel vyjadřuje poměr skutečně proteklého množství vzduchu, určeného při experimentálním měření a teoretického množství. Teoretické množství vzduchu je určeno průběhem okamžité průtokové plochy ventilu a tlakovým spádem mezi vnějším prostředím a válcem při proudění ideální tekutiny. Zpravidla se uvažuje adiabatický průtok stlačitelné tekutiny.

Průtokový součinitel je součinem součinitele kontrakce proudu ϵ a rychlostního součinitele φ . Jeho velikost závisí na tvaru kanálu, jeho umístění vzhledem ke stěně válce, provedení ventilu, stavu protékající tekutiny kanálem a tlakovém spádu na kanálu. Měření se provádí experimentálně při konstantním tlakovém spádu při různých zdvizích ventilu. Rychlost v nejužším průřezu kanálu tj. mezi sedlem a ventilem se příliš nemění. V tomto průřezu se projevuje především změna součinitele kontrakce, která závisí na okamžité poloze ventilu. Součinitel kon-



Obr. 2. Vliv zdvihu ventilu na charakter proudu tekutiny

trakce je dále závislý na úhlu sedla, tvaru sedla, tvaru ventilu, poloze ventilu vzhledem ke stěně válce a poměru zdvihu ventilu k průměru sedla ventilu.

S rostoucím zdvihem ventilu roste rychlost průtoku a tím je především ovlivňován rychlostní součinitel, který závisí na směru proudu a místních ztrátách v kanále. Vliv poměrného zdvihu ventilu lze znázornit na obr. 2 .

1.1.3 Cirkulace vektoru rychlosti

Metoda modelových zkoušek dle /11, 20/ vychází při posuzování vlastností kanálů z porovnávacího parametru celkové cirkulace vektoru rychlosti Γ_{celk} . Celková cirkulace vektoru rychlosti je definována vztahem (pro jeden plnicí oběh)

$$\Gamma_{\text{celk}} = \frac{2\pi}{\varphi_2} \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\dot{M}}{\dot{m}} \cdot d\varphi, \quad 1.01$$

kde $\dot{M}$ je průtokový moment hybnosti dle vztahu

$$\dot{M} = \dot{m} \cdot w_t \cdot r \quad 1.02$$

a je číselně roven točivému momentu náplně válce. Točivý moment se určuje při modelové zkoušce. Měřicí zařízení pro zjišťování točivého momentu se skládá z válce s měřicí natáčecí vrtulkou s naváděcí kulovou plochou. Mezi měřicí vrtulkou a stěnou válce je minimální radiální vůle 0,05 - 0,1 mm. Rovina měřicí vrtulky je ve vzdálenosti $l_M = (2 \cdot Z)$ od hlavy válce. Před měřicí vrtulkou je clonka o průměru hrdla spalovacího prostoru. Lopatky měřicí vrtulky jsou radiální.

Za uvedených podmínek modelové zkoušky odpovídá rozdělení rychlosti v závislosti na vzdálenosti od osy válce rozdělení rychlosti pevného tělesa. Pouze v blízkosti stěn válce se projevuje třecí účinek a odchylky od teoretické rychlosti jsou větší. Jedná se o oblast cca 2 - 2,5 mm od stěny válce.

Měření se provádí v ustálených podmínkách při jednotlivých zdvích ventilu, přičemž tlakové poměry na kanálu odpovídají skutečným hodnotám průběhu tlaků při plnění válce v závislosti na otočení klikového hřídele. Dané poloze klikového hřídele je přiřazena odpovídající velikost zdvihu ventilu.

Rozborem provedeným autory /20/ byla stanovena závislost mezi hodnotou Γ_{celk} a vírovým číslem pro otevřené spalovací prostory ve tvaru

$$\Gamma_{\text{celk}} = 6,42 \cdot 10^1 \omega_m \cdot D^2 \left(\frac{n_s}{n} \right), \quad 1.03$$

kde ω_m - úhlová rychlost klikového hřídele / s⁻¹ / ,
D - průměr válce /m/.

Dle uvedené metody je přímá souvislost mezi hodnotou Γ_{celk} a maximální tangenciální rychlostí otáčení náplně v HÚ ve spalovacím prostoru motoru v závislosti na průměru spalovacího prostoru d_{sp}

$$w_{sp_t} = \Gamma_{\text{celk}} \left(\frac{d_{sp}}{D} \right)^{n_1} \frac{(1 - \gamma)_r}{\pi \cdot d_{sp} (1 + \gamma_{sp})}, \quad 1.04$$

kde $(1 - \gamma)_r$ je koeficient vyjadřující odlišnost pohybu náplně válce od zákona rotace pevného tělesa /- / ,
 d_{sp} průměr spalovacího prostoru /m/ ,
 γ_{sp} koeficient zbylých výfukových plynů /- /.

Na základě měření řady spalovacích prostorů motorů různých výrobců byla stanovena závislost ve tvaru

$$w_{sp_t} = \frac{d_{sp}}{2} \cdot \omega_j \left(\frac{D}{d_{sp}} \right)^2 \cdot \left(\frac{d_{sp}}{D} \right)^{(0,047 \Gamma_{\text{celk}})^{0,83}} \frac{0,77 \cdot D^{0,05}}{1 + \gamma_{sp}} \cdot 1.05$$

Velikost celkové cirkulace vektoru rychlosti pro provedení některých motorů jsou na tab. 1

Tab.1. Hodnoty cirkulace vektoru rychlosti

motor	n	Z/D	d _{sp} /D	Γ _{celk}	ω _j	ω _{sp}	w _{sp}
	min ⁻¹	-	-	m ² s ⁻¹	s ⁻¹	s ⁻¹	ms ⁻¹
Mercedes OM 360	2500	1,206	0,565	7,57	362	833	26,4
C 6NFL - 102	2100	1,169	0,565	5,45	204	482	17,7
Mann 2658 M2	2100	1,190	0,383	13,34	536	1830	42,8
Deutz F8L 413	2650	1,041	0,375	12,80	565	2086	45,8
JMZ 238	2100	1,076	0,561	8,30	315	698	25,5
JMZ 740	2600	1,000	0,500	7,35	325	925	27,0

1.1.4 Vírový koeficient

Dle /52/ se pro hodnocení úrovně rozvíření ve spalovacím prostoru a válci používá bezrozměrný vírový koeficient. Pro jeho určení modelovou zkouškou se používá rotační anemometr umístěný ve válci motoru, ve vzdálenosti 1,5 D, kde se již předpokládá plně rozvinutý vír. Rychlost rotující náplně válce w_s se určuje na průměru $r = D/2 \cdot \sqrt{2}$, přičemž se uvažuje s lineárním průběhem rozdělení rychlosti ve válci. Předpokladem lineárního rozdělení momentu v tangenciálním směru mezi vstupním průřezem a rovinou anemometru, bude síla vytvářející vírový pohyb náplně, která je dána vztahem

$$\dot{F} = \rho \cdot \dot{V} (w_t - w_s) \quad , \quad 1.06$$

kde $\dot{V}$ - je objemový tok vzdušiny vstupním průřezem / m³s⁻¹/. Tato síla musí být v rovnováze s účinky zpomalení náplně ve válci vlivem třecích sil, které lze vyjádřit vztahem

$$\dot{F} = f \cdot 2\pi \cdot R \cdot l_m \cdot \rho \cdot \frac{w_s^2}{2} \quad . \quad 1.07$$

Úpravou získáme výraz pro koeficient tření

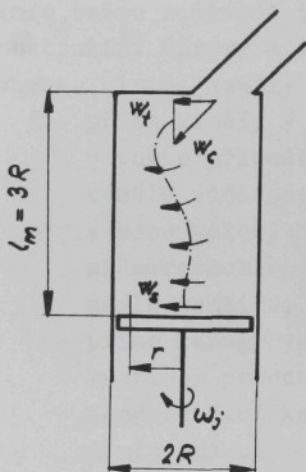
$$\frac{1}{f} = \frac{2\pi R l_m \left(\frac{w_s^2}{2}\right)}{\dot{V} \cdot (w_t - w_s)} \quad . \quad 1.08$$

Velikost koeficientu tření lze stanovit empiricky v závislosti

na podmínkách proudění charakterizovaných Re číslem dle vztahu

$$\frac{1}{f} = a \cdot Re^b . \quad 1.09$$

Schema uvažovaného průběhu proudění při modelové zkoušce je na obr. 3. Velikost tangenciální rychlosti v úrovni vstupního průřezu je pak určena vztahem 1.10



$$w_t = w_s + f \frac{2\pi R \cdot l_m}{\dot{V}} \left(\frac{w_s^2}{2} \right) ,$$

přičemž pro výpočet její složky w_s se používá vztah

$$w_s = \frac{R}{\sqrt{2}} \cdot \omega_j , \quad 1.11$$

kde ω_j je úhlová rychlost rotačního anemometru.

Bezrozměrný koeficient pro popis víření je ve tvaru

Obr. 3. Rozdělení rychlostí ve válci motoru

$$c_s = \frac{w_t}{w_c} . \quad 1.12$$

Kromě hodnoty c_s , charakterizující stav náplně pro jednotlivé zdvihy ventilu, se používá také průměrná hodnota koeficientu víření pro motor ve tvaru

$$\bar{c}_s = \frac{1}{V} \int_0^V c_s dV . \quad 1.13$$

1.2 Typy plnicích kanálů a požadavky na kanály vznětových motorů

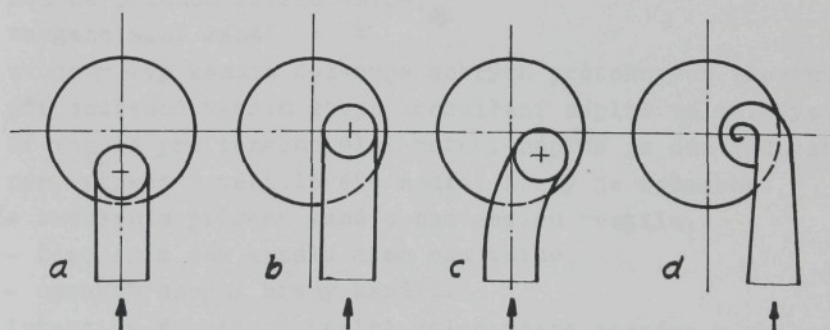
Klasifikace plnicích kanálů vznětových motorů vychází ze zhodnocení schopností kanálu vytvářet rotační pohyb náplně ve válci motoru. Obecně platí, že průtokem tekutiny kanálem vznikají ve válci motoru tři složky rychlostí tj. radiální, tan -

genciální a osová při orientaci vůči ose válce. Působením každého kanálu dochází ve válci motoru ke vzniku rotační složky pohybu, přičemž příčinou uvedeného stavu je především způsob připojení kanálu v příčné rovině válce a následné nerovnoměrné rozdělení rychlosti po obvodu sedla ventilu při výtoku vzdušiny do válce.

U motorů, kde je požadavek na vyšší rozvíření v tangenciálním směru z důvodů tvaru spalovacího prostoru, se provádí konstrukční úpravy k dosažení potřebné velikosti tangenciálního pohybu. Plnicí kanály lze proto rozdělit na:

- přímé kanály v nevířivé poloze. Rotace náplně válce je v tomto případě malá, což vyplývá ze způsobu připojení kanálu vůči ose válce a to v rovině určené osou kanálu a osou válce. K rotaci může dojít pouze vlivem částečně nerovnoměrného rozdělení rychlosti výtoku po obvodu sedla ventilu,
- přímé kanály ve vířivé poloze, kde je rotace způsobena výstupem proudu vzdušiny mimo osu válce,
- tangenciální kanály, které zajišťují výtok sedlem v radiálním směru,
- šroubové kanály, kde náplň získává rotaci již během pohybu ve vlastním kanálu.

Přehled jednotlivých typů kanálů je na obr. 4.



Obr. 4. Způsoby provedení plnicích kanálů

Kromě způsobu připojení a tvarování kanálů, lze dosáhnout rotační pohyb ve válci konstrukčními úpravami, především ventilů. Jedná se o použití clon na ventilu nebo pod sedlem ventilu, čímž se uskutečňuje jednostranný výtok ze sedla, kte-

rý následně způsobuje rotaci náplně. Základní charakteristiky jednotlivých typů kanálů jsou na příloze P-01. Tyto základní charakteristiky byly získány rozbořem většího počtu kanálů /5/ a dle uváděných průběhů lze jednotlivé typy charakterizovat takto:

a) přímý kanál

používá se pro dosažení velké dopravní účinnosti, průtok vzdušiny probíhá s minimálními odporovými ztrátami. Je vhodný pro přeplňované motory. Průtokové vlastnosti kanálu lze ovlivnit umístěním kanálu vůči stěně válce, při větší vzdálenosti roste průtokový součinitel. Dále ovlivňuje průtok velikost průměru plnicího ventilu a délka kanálu. Nevýhodou přímého kanálu v nevířivé poloze je velmi malá rotace náplně válce a proto pro dokonalé spalování paliva se rozvíření náplně válce dosahuje radiálním pohybem. Kanál není vhodný pro otevřené spalovací prostory.

Pokud je přímý kanál napojen na válec vířivým způsobem tj. mimo osu válce, velikost průtokového součinitele a dopravní účinnost klesá, kanálem lze získat potřebnou velikost rotace náplně. Hlavní vliv na velikost rotace má vzdálenost kanálu od stěny válce. Při malé vzdálenosti se vytváří výraznější nerovnoměrný výtok po obvodu sedla ventilu, který je rovněž příznivě ovlivňován připojením kanálu ve směru kolmém na příčnou rovinu válce,

b) tangenciální kanál

uvedený typ kanálu dosahuje dobrých průtokových vlastností při současně větším stupni rozvíření náplně válce. Výstupní impuls pro tangenciální rotaci náplně je dán jednostranným výtokem z ventilového sedla, který je způsoben:

- zmenšením průřezu kanálu nad sedlem ventilu,
- napojením osy kanálu mimo osu válce,
- úpravou spodní hrany kanálu.

Intenzita rozvíření náplně válce roste zejména v oblasti středních a velkých zdvihů ventilu, což je vyvoláno odtrháváním proudu vzdušiny na vnitřních zakřivených plochách kanálu. Uvedený stav způsobuje nerovnoměrné rozložení průtoku po obvodu sedla ventilu. Pro oblast malých zdvihů ventilu se u těchto typů kanálů zvyšuje intenzita víření konstrukcí s usměrněným výtokem, který plní funkci clony na ventilu.

Konstrukční úprava spočívá v provedení difusorového rozšíření prostoru za sedlem ve směru k ose válce, tím je naměřován výtok proudu vzdušiny.

Úroveň intenzity rozvíření náplně válce u tangenciálního kanálu je v oblasti maximálních zdvihů ventilu stejná jako u kanálů šroubových a navíc jsou jeho průtokové vlastnosti výhodnější.

Charakteristickou vlastností tangenciálních kanálů je hysteretická smyčka v průběhu vírového čísla, která souvisí s průběhem průtoku vzdušiny kanálem. Při větším zdvihu ventilu dochází k odtrhávání proudu vzdušiny v místě sedla ventilu (viz obr. 2.), na výstupní straně kanálu. Odtržení je určeno geometrickým řešením v oblasti sedlo-kanál a nastává při určitém zdvihu ventilu. Při pohybu ventilu směrem do sedla naopak relativně volný proud vzdušiny se připojuje k sedlu ventilu, což nastává v jiném časovém okamžiku než odtržení proudu.

Pro umístění kanálů vůči stěně válce je nutné provést optimalizaci protichůdných vlivů působících na velikost rozvíření náplně. Jedná se zejména o požadavek maximálního poloměru působení proudu vzdušiny od osy válce r_0 a o vzdálenost od stěny válce, která naopak způsobuje škrcení výtoku proudu stěnou a projevuje se snížením intenzity víření,

c) šroubový kanál

konstrukční řešení kanálu umožňuje dosáhnout maximálních hodnot rozvíření náplně ve válci. Jeho výhodou je necitlivost na umístění vzhledem k ose válce a na velikost průměru sedla ventilu. Podmínky pro rotaci náplně ve válci jsou vytvořeny pohybem vzdušiny již v kanále, kde vzdušina získává rotační impuls. Při výtoku se sedla ventilu se získá výrazná tangenciální složka rychlosti, která se v místě výtoku do válce mění na rotaci vůči ose válce. Uvedeným mechanismem výtoku ze sedla ventilu se získává potřebné rozvíření již při malém zdvihu ventilu.

Hlavní nevýhodou šroubových kanálů je snížení velikosti průtokových součinitelů, proti kanálům tangenciálním, vlivem větší kontrakce proudu vzdušiny při výtoku tangenciálním směrem.

Velikost rotačního účinku šroubových kanálů závisí na :

- úhlu zatočení šroubovice kanálu,
- poloze kanálu vzhledem k prostoru válce,
- vzdálenosti připojení kanálu vůči ose válce r_0 .

Mezi nevýhody šroubových kanálů lze rovněž zahrnout složi -
tější konstrukci hlavy válců a větší nároky na prostorovou
zástavbu.

U motorů nepřepřlňovaných je plnicí systém tvořen zpravidla jedním kanálem v hlavě válců. U motorů přepřlňovaných přistupuje, kromě vytvoření požadované intenzity víření náplně i požadavek zvýšeného průtočného množství vzduchu. Proto u těchto motorů je výhodnější, místo zvětšování průměru plnicího ventilu, použití dvou plnicích kanálů v hlavě válců. Výsledné parametry části plnicího traktu v hlavě válců jsou potom ovlivňovány řešením jednotlivých kanálů, které zpravidla nemohou být stejně konstrukčně řešeny. Obecně nelze výsledné parametry určit jako součet dílčích vlivů jednotlivých kanálů, neboť dochází k jejich vzájemnému ovlivňování.

1.3 Přehled některých metod výpočtu pohybu náplně v plnicím potrubí a ve válci motoru

Pro řešení nestacionárního proudění vzdušiny v plnicích systémech a ve válci vznětových motorů lze použít následující základní teorie:

- lineární šíření vlnění,
- konečných prvků,
- nestacionární šíření vlnění.

Teorie lineárního šíření vln (akustická teorie)

Uvedená teorie vychází z předpokladů, že probíhající stavové změny vzdušiny jsou malé a částicová rychlost je v porovnání s rychlostí zvuku rovněž malá. Teorie neuvažuje změnu tvaru tlakové vlny při jejím šíření v důsledku rozdílné rychlosti zvuku v různých místech tlakové vlny. Teorie je vhodná v případech, kdy amplituda tlakové vlny je malá. Teorii lze u vznětových motorů použít v omezených případech, neboť v průběhu pracovního oběhu dochází k velkým změnám stavových veličin. Rovněž složitost okrajových podmínek omezuje její použití.

Metoda konečných prvků

Při řešení proudění vzdušiny vznětovém motoru se motor považuje za objem, ve kterém se vstupující kinetická energie vzdušiny mění na vnitřní energii. Zanedbává se vliv šíření rozruchů na stav vzdušiny.

Teorie nelineárního šíření vlnění

V plnicích i výfukových systémech vznětových motorů vlivem periodického průběhu pracovního oběhu vznikají kromě vln zvukového charakteru i vlny konečné amplitudy. Ze systému parciálních diferenciálních rovnic:

- kontinuity,
- zachování impulsu nebo pohybové rovnice,
- celkové energie,

lze odvodit soustavu parciálních diferenciálních rovnic hyperbolického tvaru, která se řeší metodou charakteristik či diferenciální Lax-Wendroffovou metodou. Způsob řešení je nejexaktnějším postupem výpočtu nestacionárního proudění tekutiny v potrubí.

Při výpočtu metodou charakteristik se používá dle /39, 40/:

- síťová metoda charakteristik,
- průsečíková metoda charakteristik.

Diferenční metoda řešení je známa jako jednokroková či dvojkroková.

Pro řešení pohybu vzdušiny v potrubních systémech lze za předpokladu zjednodušeného jednorozměrného nestacionárního proudění použít následujících vztahů:

- rovnice kontinuity

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial x} = -\rho w \frac{d}{dx} (\ln F) , \quad 1.14$$

- pohybová rovnice

$$\frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} = -g , \quad 1.15$$

- rovnice zachování impulsu proudu

$$\frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w^2 + p)}{\partial x} = -\rho w^2 \frac{d}{dx} (\ln F) + \rho \cdot g , \quad 1.16$$

- energetická rovnice

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho w^2}{2} + \frac{p}{k-1} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[w \left(\frac{\rho w^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot p \right) \right] = \\ = -w \left(\frac{\rho w^2}{2} + \frac{k}{k-1} p \right) \frac{d}{dx} (\ln F) + q , \end{aligned} \quad 1.17$$

kde x - vzdálenost od počátku proudění /m/,
 F - průřez potrubí /m²/,
 w - rychlost vzdušiny /m.s⁻¹/,
 ρ - měrná hmotnost /kg.m⁻³/,
 g - síla vnějšího tření působící na jednotku hmoty /N.kg⁻¹/,
 q - teplo předané okolí stěnou potrubí /W.m⁻³/,
 k - poměr měrných tepelných kapacit /-/.

Při numerickém řešení diferenciálních rovnic 1.14, 1.16, 1.17 dvojkrokovou diferenční metodou (Lax-Wendroffovou) lze zapsat soustavu rovnic ve vektorovém tvaru:

$$\frac{\partial \bar{W}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}}{\partial x} + \bar{C} = \theta, \quad 1.18$$

kde $\bar{W}(x,t)$, $\bar{F}(W)$, $\bar{C}(W)$ jsou symbolické vektory určené vztahy 1.19, 1.20 a 1.21

$$\bar{W}(x,t) = \begin{vmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \rho \\ \rho \cdot w \\ \rho \cdot w^2 + \frac{\rho}{k-1} \end{vmatrix}, \quad 1.19$$

$$\bar{F}(\bar{W}) = \begin{vmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \rho w \\ \rho w^2 + p \\ w \left(\frac{\rho w^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot p \right) \end{vmatrix}, \quad 1.20$$

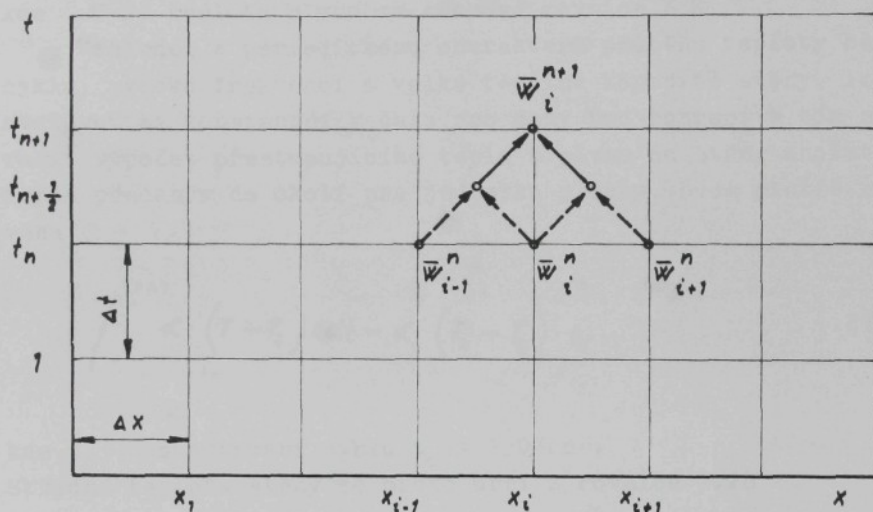
$$\bar{C}(\bar{W}) = \begin{vmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \rho w \frac{d}{dx} \ln F \\ \rho w^2 \frac{d}{dx} \ln F - g \rho \\ w \left(\frac{\rho w^2}{2} + \frac{k}{k-1} p \right) \frac{d}{dx} \ln F - q \end{vmatrix}. \quad 1.21$$

Hledaný vektor řešení $\bar{W}$ se vypočte ve dvou krocích dle schéma na obr. 5 a vztahů:

$$\bar{W}_{i+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} (\bar{W}_{i+1}^n + \bar{W}_i^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x} (\bar{F}_{i+1}^n - \bar{F}_i^n) - \frac{\Delta t}{4} (\bar{C}_{i+1}^n + \bar{C}_i^n), \quad 1.22$$

$$\bar{W}_i^{n+1} = \bar{W}_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} (\bar{F}_{i+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - \bar{F}_{i-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}) - \frac{\Delta t}{2} (\bar{C}_{i+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} + \bar{C}_{i-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}). \quad 1.23$$

Řešením rovnic 1.22 a 1.23 získáme další hodnotu vektoru $\bar{w}_i^{n+1}$ a po zpětné transformaci vektoru $\bar{w}$ do stavových veličin w, ρ, p je určen stav v čase $t = t_n + \Delta t$ a všech dalších bodech sítě, kromě počátečního a koncového bodu potrubí. K určení stavu v těchto bodech slouží okrajové podmínky mezi potrubím a dalším prvkem soustavy.



Obr. 5 Řešení nestacionárního proudění diferenční metodou

Pro stabilitu řešení soustavy musí být splněna podmínka časového kroku ve tvaru

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{w_{zv} + |w|} \quad . \quad 1.24$$

Pro určení veličin F, g, q se užívá následujících vztahů. Průřez potrubí F je určen dle dělení sítě

$$F = f(x) \quad .$$

Odpor prostředí se pro případ turbulentního proudění stanoví závislostí

$$g = \frac{2 \cdot f}{d} \cdot w^3 \quad , \quad 1.25$$

což lze při závislosti součinitele tření na velikosti Reynoldsova čísla pro kruhovou trubku vyjádřit vztahem $f = 0,074 \cdot Re^{-0,2}$. Odvedené teplo na jednotku hmoty a času je

$$q = \frac{2 \cdot f}{d} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot w (T - T_s) , \quad 1.26$$

kde T je teplota plynu ze stavové rovnice / K /.

Vzhledem k periodickému charakteru průběhu teploty během cyklu, vysoké frekvenci a velké tepelné kapacitě stěny, lze T_s uvažovat za konstantní v čase, pro daný bod potrubí a tím nahradit výpočet přestupujícího tepla z plynu do stěny množstvím tepla předaným do okolí pro jednotku plochy, bude platit rovnováha

$$\int_t^{t+t_c} \alpha \cdot (T - T_s) \cdot dt = \alpha_0 (T_0 - T_s) \cdot t_c , \quad 1.27$$

kde t_c - doba trvání cyklu $t_c = 120 / n$.

Střední teplota stěny se proto určí z rovnice 1.28

$$T_s = \frac{1}{\alpha_0 \cdot t_c} \int_t^{t+t_c} \alpha (T - T_s) dt + T_0 . \quad 1.28$$

Pro střední fyzikální veličiny lze dosadit za α, α_0 hodnoty:

$$\alpha = 2,209 d_h^{-0,2} \cdot w^{0,8} ,$$

$$\alpha_0 = 1,046 d_h^{-0,25} (T_s - T_0)^{0,25} .$$

Řešení pohybu vzdušiny ve válci a spalovacím prostoru motoru.

Charakter proudění ve válci a spalovacím prostoru je určen nuceným pohybem pístu a impulsy, které získává vzdušina v plicním systému motoru. Primární pohyb ve válci vyvolaný přemístováním vzdušiny je dále ovlivňován geometrickým uspořádáním spalovacího prostoru, zejména vztahem velikosti spalovacího prostoru a průměru válce, parametry klikového mechanismu, provedením hlavy válců a dna pístu. Dalšími vlivy na nestacionárnost proudění jsou např. změny velikosti měrné hmotnosti náplně, změny kinematické viskozity, vnitřní ztráty při objemových změnách apod.

Kromě řešení vycházejících z řady zjednodušení /14, 23/ je v současné době popis proudového pole ve válci prováděn matematickým modelováním při využití výpočetní techniky. Mezi dokonalý model pohybu vzdušiny ve válci patří tzv. turbulentní k - ε model /8,13/. Model vychází ze základních diferenciálních rovnic popisu pohybu vzdušiny a dále uvažuje i turbulentní kinetickou energii náplně a disipační faktor.

Základní vztahy pro řešení pohybu ve dvou rovinách jsou :
- rovnice kontinuity ve tvaru

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \cdot w_x)}{\partial x} = 0, \quad 1.29$$

- rovnice zachování impulsu proudu

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho \cdot w_y)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \cdot w_x \cdot w_y)}{\partial x} = & - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w_y}{\partial x} + \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) - \right. \\ & \left. - \frac{2}{3} (\mu \operatorname{div}(w) + \rho \cdot k) \cdot \delta_{x,y} \right], \quad 1.30 \end{aligned}$$

- energetické rovnice

$$\frac{\partial (\rho \cdot i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \cdot w_x \cdot i)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\rho r_f} \cdot \frac{\partial i}{\partial x} \right) + \frac{\partial p}{\partial t}, \quad 1.31$$

$$\text{kde - } i = c_p \cdot T + \frac{w_x^2}{2} + k$$

$$\mu_t = c_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$k = \frac{w^2}{2} ,$$

- rovnice turbulentního modelu

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot w_x \cdot k) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \mu_t \cdot G_{x,y} - \frac{2}{3} \operatorname{div}(w) \cdot$$

1.32

$$\cdot \left\{ \mu_t \operatorname{div}(w) + \rho k \right\} - \rho \cdot \varepsilon$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot w_x \cdot \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + c_1 \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t \cdot G_{x,y} - \frac{2}{3} \operatorname{div}(w) \cdot \right.$$

1.33

$$\cdot \left\{ \mu_t \operatorname{div}(w) + \rho k \right\} - c_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} + c_3 \rho \cdot \varepsilon \operatorname{div}(w) ,$$

kde - hodnota $G_{x,y}$ je určena vztahem 1.34

$$G_{x,y} = \frac{\partial w_y}{\partial x} \left(\frac{\partial w_y}{\partial x} + \frac{\partial w_x}{\partial y} \right) ,$$

1.34

w_x - rychlost ve směru x ,

μ - viskozita,

Pr - Prandtlovo číslo,

k - turbulentní kinetická energie,

ε - disipační faktor,

$c_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, c_1, c_2, c_3$ - empirické konstanty.

1.4 Experimentální metody zjišťování stupně rozvíření náplně ve válci motoru

Stanovení parametrů nestacionárního proudění plnicím kanálem a ve válci a spalovacím prostoru motoru lze provést experimentálním měřením na modelu či skutečném motoru. V této kapitole budou popsány některé používané metody.

1.4.1 Požadavky na měření a měřicí přístroje

Experimentální měření lze rozdělit na:

- přímé měření rychlostí a tlaků na skutečném motoru,
- přímé měření vektorů rychlostí a tlaků na modelovém zařízení,
- určení vektorů rychlostí a trajektorií částic zviditelněním profilů rychlostí,
- měření parametrů metodou analogie proudění.

Podle postupu měření se zpravidla sleduje charakter rozvíření do počátku hoření, což se týká zejména případů přímého měření. Metody zviditelnění a některé další metody analogie dovolují sledovat průběh pohybu náplně i v dalším postupu oběhu motoru. Vedle přímého stanovení jednotlivých tří složek pohybu náplně se používá i souhrnný parametr hodnotící proudění celkově.

Význam experimentálních měření stupně rozvíření je v tom, že v teoretickém řešení je vždy nutné přijmout řadu zjednodušujících předpokladů a vypočtené hodnoty tak vyjadřují proudění za těchto podmínek. Ale ani při experimentálním sledování průběhu proudění nezískáme zcela přesné hodnoty zejména z důvodu ovlivnění proudových polí snímači. Protože při měření ve skutečných podmínkách vznětového motoru jsou nároky na měřicí přístroje značně vysoké, nelze zpravidla využít běžných měřicích metod a přístrojů. Stručně lze požadavky na měřicí přístroje vyjádřit následujícími vlastnostmi snímačů:

- miniaturní rozměry. Spalovací prostor vznětového motoru má průměr řádově desítky mm a hloubku jednotky až desítky mm. Charakter víření ve spalovacím prostoru výrazně ovlivňuje způsob hoření směsi a proto je měření parametrů víření v této oblasti nejzajímavější. Aby v tomto prostoru bylo možné s dostatečnou přesností určit rychlostní pole, musí mít snímač miniaturní rozměry, řádově desetiny až jednotky mm,

- minimální vliv snímače na proudění,
- necitlivost na stavové veličiny tekutiny. Při chodu motoru dochází k periodické změně stavu pracovní látky ve válci motoru. Snímač musí být na tyto stavové změny málo citlivý, nebo musí být známa závislost údajů snímače dle stavu pracovní látky,
- odolnost snímače proti vysokým teplotám a tlakům. Při sledování proudění pouze při kompresním zdvihu musí být zaručena odolnost do teplot cca 700 K a tlaků 7 MPa, při sledování proudění i při spalování směsi musí být odolnost zaručena do teplot cca 3000 K a tlaků 15 MPa (i vyšších, pro případ motorů s vyšším stupněm přeplňování),
- citlivost snímače na změny v proudění. Rychlost pracovní látky se mění řádově v mezích $0 - 100 \text{ m.s}^{-1}$. Snímač musí být schopen stanovit uvedenou hodnotu a rovněž musí registrovat změny v mezích jednotek rychlosti,
- malá setrvačnost, snímač musí umožnit měření rychle se měnícího nestacionárního rychlostního pole,
- snadná montáž a přestavitelnost snímače. Pro podrobné zjištění rychlostních polí v prostoru je vždy nutné určit parametry řady bodů. Snímač musí umožňovat snadné přestavení do měřeného prostoru bez demontáže motoru.

Uvedené požadavky ve svém souhrnu jsou značně přísné a jejich splnění v celém rozsahu je velmi obtížné a současně ekonomicky náročné. Obtížně se zejména plní požadavek na odolnost snímače proti vysokým teplotám a tlakům při miniaturním provedení. Ten lze zajistit pouze u metod bezdotykových např. laserové anemometrie.

1.4.2 Přímé metody měření velikosti rychlosti a vektorů rychlosti

Z hlediska požadavku na snímač jsou pro tyto účely výhodné principy, které používají elektrické snímače, přičemž výstupní veličinou je elektrické napětí, proud či změna elektrického odporu. Dále je možné využít metod odvozených od změn optických vlastností náplně válce.

Tab. 2 Porovnání možností měřicích metod pro stanovení rychlosti proudění vzdušiny ve válci

porovnávací kritérium	měřicí metoda						
	rotační anemometr	termo- anemometr	iontový anemometr	impulsní měřiče	laserová anemometrie	povrchové teploty	dynamický tlak
měření u stěny	omezené	střední	střední	střední	možné	možné	omezené
cena	malá	střední	střední	střední	velmi vysoká	vysoká	střední
určení rychlosti							
- místní	omezené	dobré	velmi dobré	střední	velmi dobré	dobré	střední
- časové	špatné	dobré	střední	střední	velmi dobré	dobré	omezené
ovlivnění proudění	velké	střední	střední	velké	velmi malé	velmi malé	střední
směrové určení rychlosti	podmíněné	podmíněné	dobré	není	dobré	není	podmíněné
přesnost při rychlosti:							
- malé	střední	dobrá	střední	střední	velmi dobrá	malá	dobrá
- vysoké	špatná	špatná	dobrá	špatná	dobrá	dobrá	střední
cejchování	nutné	nutné	nutné	nutné	není	nutné	nutné
přístupnost	špatná	špatná	špatná	špatná	střední	dobrá	střední
počet měřicích míst	jediné	podmíněný	podmíněný	podmíněný	velký	velký	podmíněný
použití při spalování	ne	ne	podmíněné	podmíněné	ano	ne	ne

Metody měření můžeme rozdělit do následujících skupin:

- měření rychlosti pomocí teplotně závislého odporu - termoanemometru,
- měření rychlosti ionizačním anemometrem,
- měření rychlosti elektromagnetickým anemometrem,
- měření metodou laserové anemometrie,
- měření snímači dynamického tlaku proudu,
- měření metodou průběhu povrchové teploty v tenké desce,
- měření rotačním anemometrem,
- měření impulsním měřičem,
- měření metodou zviditelnování trajektorií pohybu částic,
- měření metodou hydrodynamické analogie.

Porovnání možností některých měřicích metod je uvedeno v tab. 2 . Pro jednotlivé měřicí metody jsou v doplňku 1 . uvedeny základní principy měření.

1.4.3 Měření integrálního parametru proudění

V případě těchto metod se vychází z působení energie hybnosti rotující náplně ve válci motoru na vrtulku rotačního anemometru, čímž otáčky anemometru odpovídají otáčkám náplně nebo je energie rotující vzdušiny určována přímo jako tečný moment hybnosti měřicí maticí impulsního měřiče. Parametry víření náplně se vyjadřují bezrozměrně jako vírové číslo. Tyto metody rotačních či impulsních měřičů lze použít k posuzování vírových vlastností kanálů v modelových zkouškách, jsou však známa i přímá měření ve spalovacím prostoru při kompresním zdvihu /47/.

Měření rotačním anemometrem

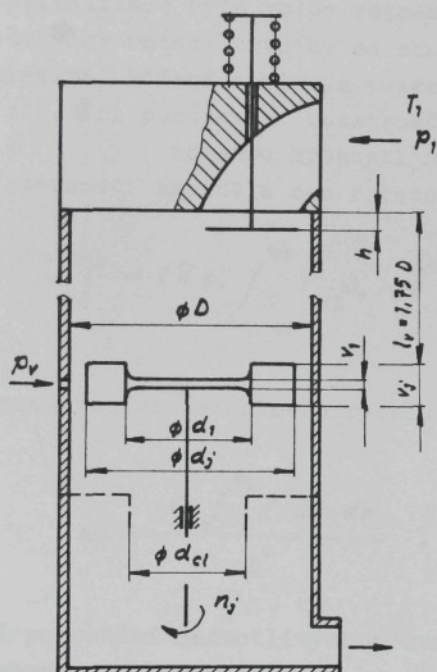
Podle podmínek při měření jsou známa měření:

- nízkotlaká stacionární,
- vysokotlaká stacionární,
- měření ve spalovacím prostoru.

Zkouška probíhá na modelových tratích, kde hlava válce event. model je napojen, přes válec odpovídající průměru válce skutečného motoru, na vyrovnávací nádobu pro omezení tlakových

pulzací. Průtok kanálem je vytvořen zpravidla Rootsovým dmychadlem, regulace průtokového množství se provádí nastavením tlakového spádu na kanálu. Vírové vlastnosti kanálu se projeví tangenciální rotací náplně válce a rotace je změřena vrtulkou anemometru. Schema měření je pro sací (plnicí) kanály uvedeno na obr. 6. Otáčky anemometru při stacionárním měření jsou dány

úhlovou rychlostí rotující náplně ve válci snížením o skluz vlivem odporového momentu anemometru při otáčení. Další odchylka může být způsobena tím, že osa rotace anemometru není zpravidla shodná s osou rotace celé náplně.



Obr. 6 Uspořádání měření s rotačním anemometrem

Měření se provádí při konstantním zdvihu ventilu, přičemž stanovení zdvihu se provádí vhodným délkovým měřidlem např. upraveným mikrometrem, číselníkovým odchytkoměrem. Výpočet vírových čísel pro každý zdvih ventilu je dle vztahu 3.03.

Uvedená metoda je běžně používána, liší se pouze v uspořádání modelové trati dle různých autorů a pracovišť.

Prvá měření dvoulopatkovým anemometrem prováděl Zinner a to s anemometrem o průměru $d_j = 0,64 D$, umístěným ve vzdálenosti $l_v = 100 \text{ mm}$ od roviny hlavy válce. Měřením se stanovilo ví-

Měření otáček vrtulky anemometru se provádí různým způsobem, pro zmenšení odporového momentu anemometru často bezdotykově, převažují induktivní snímače. Intenzitu víru lze měřit do hodnoty otáček anemometru až 30.000 min^{-1} .

Používaný tlakový spád na kanálu $\Delta p_k = 1 - 3 \text{ kPa}$, zpravidla $2,45 \text{ kPa}$. Tlakový spád musí zajistit průtok odpovídající turbulentnímu proudění.

rové číslo pouze pro maximální zdvih ventilu a to jako poměr tangenciální rychlosti anemometru k rychlosti pístu dle vztahu

$$\frac{w_i}{w_{pist}} = \frac{\omega \cdot d_j \cdot F_p}{2 \cdot \dot{V}_c} \quad 1.35$$

Postupně byl tvar anemometru optimalizován a sjednocován. Cílem optimalizace byla volba rozměrů a uspořádání zkoušky tak, aby odchylky rotace vrtulky od skutečné rotace náplně válce byly minimální. Měření s různým tvarem vrtulky byly publikovány např.

(41). Při posuzování konstrukčního řešení anemometru se vychází z momentu hybnosti náplně válce, při konstantní měrné hmotnosti náplně a ose rotace shodné s osou válce

$$\dot{M} = 2\pi \rho_v \int_0^{0.5} r^3 \cdot \omega_v \cdot dr, \quad 1.36$$

projevující se úhlovou rychlostí vrtulky anemometru dle vztahu

$$\omega_j = \frac{64 \int_0^{0.5} r^3 \cdot \omega_v \cdot dr}{D^4} \quad 1.37$$

K porovnání jednotlivých provedení anemometru byl stanoven poměrový součinitel

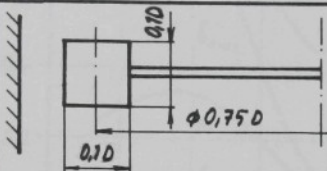
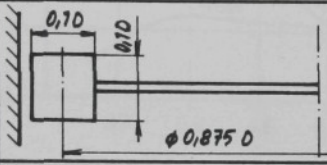
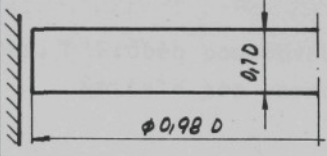
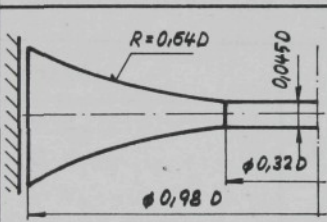
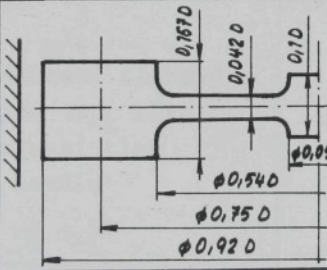
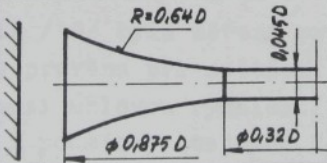
$$\delta = \frac{\omega_v}{\omega_j} - 1, \quad 1.38$$

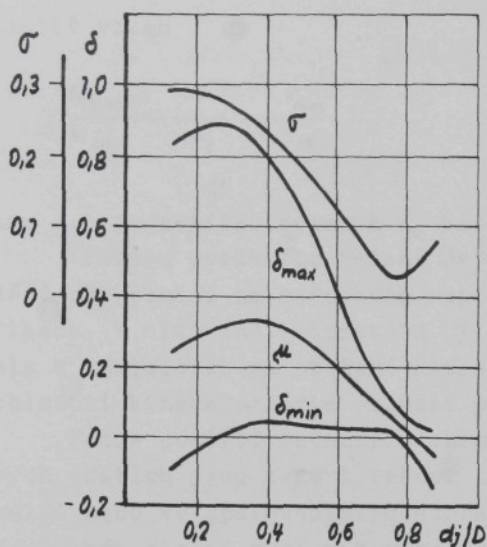
kde ω_v - skutečná úhlová rychlost ve válci motoru,

ω_j - úhlová rychlost anemometru,

který vyjadřuje velikost poměrné odchylky od skutečné rotace náplně ve válci v případě, že přívodem tekutiny je zajištěna rotace náplně s osou shodnou s osou válce. Závislost parametrů $\delta_{\max}$ a $\delta_{\min}$ jsou pro různá provedení na tab. 3 a jejich průběh pro anemometr typu 5 na obr. 7, proměnlivost parametru udává střední směrodatné odchylka.

Tab. 3 Vliv konstrukčního řešení vrtulky anemometru
na poměrový součinitel

TYP	TVAR ANEMOMETRU	POMĚROVÝ SOUČINITEL			σ
		$\delta_{\max}$	$\delta_{\min}$	μ	
1		0,097	0,024	0,066	0,018
2		0,012	-0,160	-0,071	0,067
3		0,134	-0,046	0,041	0,061
4		0,029	-0,160	-0,079	0,079
5		0,042	-0,022	0,009	0,016
6		0,112	0,019	0,059	0,027



Obr. 7 Průběh poměrového součinitele pro anemometr typu 5

Hlavní rozměry rotačních anemometrů používaných na ČVUT Praha a Liaz Jablonec n. Nisou jsou na tab. 4. Clonka umístěná za anemometrem zvyšuje velikost tangenciální rotace náplně a lze proto lépe sledovat změny prováděné na kanálu.

Tab. 4 Rozměry rotačních anemometrů - dvoulistá vrtulka

rozměr	Liaz	ČVUT
$\varnothing d_j$	0,917 D	0,90 D
$\varnothing d_1$	0,538 D	
v_1	0,042 D	
v_j	0,167 D	0,15 D
l_v	1,750 D	0,35 D
základní tlakový spád Δp_k /kPa/	2,45	2,45
vstupní tlak v kanálu	$p_1 = p_b + \Delta p_k$	$p_1 = p_b$
$\varnothing d_{cl}$	-	0,3 - 0,45 D

Dle [18] byla měření průtokových vlastností rotačními anemometry prověna při zvětšení rozměrů sacího traktu na modelech. Vztah mezi úhlovou rychlostí na modelu a skutečného motoru se určuje z podmínky stejných Re čísel a musí pro modelovou zkoušku

platit vztah

$$\frac{\omega_{mod}}{\omega_{sk}} = \frac{1}{m_1^2} \cdot \frac{\gamma_{mod}}{\gamma_{sk}} \quad 1.39$$

kde m_1 - je měřítko délek a γ_{sk} kinematická viskozita.

Výhodou uvedeného řešení je prodloužení doby probíhajících dějů při plnění na modelovém uspořádání a tím snadnější identifikace. V citované literatuře byl zjišťován průběh vírového čísla v závislosti na otočení klikového hřídele motoru, pomocí rychlostní kinematografie snímání pohybu vrtulky anemometru.

Vedle použití rotačních anemometrů při měření na modelových tratích jsou také i řešení s umístěním anemometru v hlavě válců nebo ve spalovacím prostoru /47/. Vzhledem k dynamickým jevům při plnění musí mít vrtulka malý moment setrvačnosti. Vrtulka anemometru se pohybuje bez dotyku kolem elektrody, která je upevněna ve spalovacím prostoru. Elektroda a vrtulka se chovají jako kondensátor, jehož kapacita se mění podle vzdálenosti vrtulky od elektrody. Změna kapacity působí na oscilátor, který vyrábí vysokofrekvenční napětí a dle vzniklé frekvenční modulace lze určit otáčky anemometru. Měření se provádí pouze při kompresním zdvihu.

Způsob měření vlastností plnicích kanálů rotačními anemometry je nejužívanější experimentální metodou. Zařízení je jednoduché, umožňuje částečně i modelování podmínek skutečného motoru. Nevýhodou je ztráta otáček vznikající třením v ložiskách anemometru a zejména to, že otáčky anemometru závisí na rozdělení vírových útvarů ve válci. Může nastat případ, že část energie náplně se nevyužije k rotačnímu pohybu vrtulky.

Měření impulsním měřičem víření

Při měření se v tomto případě vychází z dynamických účinků proudu náplně na měřicí matici, která usměrňuje průtok válcem ve směru jeho osy. Zjištěný točivý moment odpovídá momentu hybnosti. Konstrukční řešení je např. /37/, u kterého je měření velikosti točivého momentu matrice provedeno spirální pružinou. Obdobné řešení měřiče je i dle /6/ na ČVUT Praha, jehož parametry jsou uvedeny v kap. 3.

Mezi výhody impulsních měřičů se zpravidla uvádí malá závislost na charakteru proudění náplně ve válci, neboť je zachycena měřicí maticí energie i vírových útvarů, které mají osu rotace odlišnou od osy válce. Při měření vírových vlastností kanálů se proto získávají vyšší hodnoty vírových čísel. Podrobněji je o způsobu měření impulsními měřiči pojednáno v kapitole 3.0.

2. Cíl disertace

Cílem práce je přispět k dalšímu poznání problematiky pohybu pracovní látky v průběhu výměny obsahu válce vznětových motorů se zaměřením na :

- shrnutí experimentálních a výpočtových metod pro stanovení vlastností plnicích kanálů,
- návrh a ověření vlastností impulsního měřiče,
- návrh metodiky měření impulsním měřičem při statickém a dynamickém stanovení vírového čísla kanálu,
- vytvoření modelu pro popis pohybu náplně válce v průběhu kompresního zdvihu.

3. Zvolené metody zpracování

3.1 Výpočet vírového čísla a porovnání vírových čísel různých metod měření

Vírové číslo je dle /46/ voleno jako porovnávací číslo pro posuzování vlastností kanálů spalovacích motorů, zejména z hlediska vytváření rotačního pohybu ve válci motoru. Je definováno jako poměr otáček náplně ve válci motoru n_j k otáčkám skutečného motoru n , u něhož je střední pístová rychlost shodná s axiální rychlostí průtoku vzdušiny válcem. Otáčky náplně válce nelze stanovit výpočtem pro složitost popisu proudění vzdušiny kanálem a jeho výtoku v oblasti ventilového sedla. Určují se proto experimentálně na aerodynamické modelové trati. Měření otáček n_j se provádí rotačními anemometry nebo v poslední době se užívá k určení vírového čísla nerotačních impulsních měřičů.

Vírové číslo se uvádí pro ustálený stav proudění vzdušiny kanálem a neuvažují se setrvačné účinky proudícího vzduchu v sacím či plnicím potrubí skutečného motoru. Proto v podmínkách modelové zkoušky platí pro protékající objem vzdušiny aerodynamickou ztrátou

$$\dot{V}_c = \frac{\pi D^2}{4} \cdot w_{pstr} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{Z \cdot n}{30} \quad 3.01$$

a budou proto odpovídající otáčky skutečného motoru

$$n = \frac{30 \cdot \dot{V}_c}{V_z} \quad , \quad 3.02$$

vírové číslo má tvar

$$\frac{n_j}{n} = \frac{n_j \cdot V_z}{30 \cdot \dot{V}_c} \quad . \quad 3.03$$

V některých případech se zavádí vyjádření ve tvaru úhlových rychlostí otáčení náplně ve válci

$$\frac{n_j}{n} = \frac{\omega_j \cdot V_z}{\pi \cdot \dot{V}_c} = \frac{\omega_j}{\dot{V}_c} \cdot \frac{D^2 \cdot Z}{4} \quad . \quad 3.04$$

Rozborem vztahu 3.04 lze konstatovat, že prvá část určuje se experimentálně a závisí na volené metodice měření a zbývajících část výrazu respektuje velikost rozměrů skutečného motoru. Vírová čísla z tohoto pohledu nevyjadřují absolutní velikost rozvíření náplně ve válci, ale slouží k porovnávání vlastností kanálů při použití stejné metodiky měření. Přehled používaných vírových čísel je uveden na tab.5 a to pro oba základní způsoby měření.

Rozbor složek rychlostí proudění vzdušiny při obecném průtoku sedlem ventilu je uveden v kap. 3.2. Mezi definovaným vírovým číslem a jednotlivými složkami rychlostí proudění platí závislosti dle tab.6.

Metoda určování vírového čísla měřením při konstantním zdvihu ventilu neumožňuje vyjádřit přínos setrvačným účinkům usměrněného proudu vzdušiny v plnicím potrubí a kanálu motoru. Uvedený vliv má větší význam především u motorů s vyšším stupněm přeplňování, vzhledem k vyšší měrné hmotnosti náplně plnicího vzduchu. Byla proto navržena metoda dynamického měření vírového čísla, modelující zčásti podmínky proudění v plnicím potrubí skutečného motoru. K měření je používán nerotační impulsní měřič a výpočet vírového čísla pro ustálený průtok vzdušiny při konstantním zdvihu ventilu je dle vztahu

$$\left(\frac{n_j}{n}\right)_m = \frac{2 \cdot M_t \cdot Z}{\rho \cdot \dot{V}_c^2} \quad . \quad 3.05$$

Při průběžném měření vírového čísla v závislosti na zdvihu ventilu se hodnota průtokového objemu ventilem $\dot{V}_c$ určuje dle tlakového spádu, teoretické průtokové plochy ventilu a průběhu průtokového součinitele dle vztahu

$$\dot{V}_c = \mu \sigma F_v w_o = \mu \sigma \frac{\pi d_v^2}{4} \cdot w_o \quad . \quad 3.06$$

Součin průtokového součinitele a uzavíracího čísla kanálu závisí na zdvihu ventilu a tlakovém spádu na kanálu. Vztah těchto veličin lze stanovit regresní analýzou na základě hodnocení veličin zjištěných při zkoušce s konstantními zdvihy ventilu. Jako vhodný regresní model tříparametrické závislosti

Tab. 5 Přehled definovaných vírových čísel

autor	označení	rotační anemometr	impulsní měřič
Tippelmann	N_{Ti}	$\frac{\omega_j}{\dot{V}_c} \cdot \frac{D^3}{16}$	$\frac{M_t \cdot D}{2 \rho_0 \dot{V}_c^2}$
Ricardo	N_R	$\frac{\omega_j \cdot D}{w_0}$	$\frac{8 \cdot M_t}{\rho_0 \cdot \dot{V}_c \cdot w_0 \cdot D}$
Thien	$\frac{n_j}{n}$	$\frac{\omega_j}{\dot{V}_c} \cdot \frac{D^2 \cdot Z}{4}$	$\frac{2 \cdot M_t \cdot Z}{\rho_0 \cdot \dot{V}_c^2}$
Eisele	N_E	$\frac{\omega_j}{\dot{V}_c} \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{8}$	$\frac{\pi \cdot M_t \cdot D}{\rho_0 \cdot \dot{V}_c^2}$
Davis, Kent	N_D	$\frac{\omega_j}{w_0} \cdot \frac{D^2}{8 \cdot r_0}$	$\frac{M_t}{\rho_0 \cdot \dot{V}_c \cdot r_0 \cdot w_0}$
Baumruk	$\frac{n_j}{n}$	$\frac{\omega_j}{\dot{V}_c} \cdot \frac{D^2 \cdot Z}{4}$	$\frac{2 \cdot M_t \cdot Z}{\rho_0 \cdot \dot{V}_c^2}$

Poznámka: za hodnotu w_0 se dosazuje $w_0 = \sqrt{\frac{2 \Delta p_k}{\rho_0}}$
 - pro malé tlakové spády

- pro větší tlakové spády $w_0 = \sqrt{RT_0 \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_v}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$
 (s uvažováním stlačitelnosti)

za hodnotu $\omega_j (s^{-1})$ - úhlová rychlost anemometru
 za hodnotu $M_t (Nm)$ - moment zjištěný impulsním měřičem

se volí polynomičká regrese se stupněm polynomu 4 - 5. Náhradní model udává závislost

$$\mu \sigma = f(\pi, h) . \quad 3.07$$

Obdobným způsobem se provádí regresní analýzou výpočet vírového čísla, tj. stanovení závislostí

$$\left(\frac{n_i}{n}\right)_m = f(\pi, h) \quad 3.08$$

Na základě statických měření vírového čísla pro jednotlivé zdvihy ventilu je uveden v kap. 3.3 postup výpočtu souhrnného vírového čísla za podmínek v DÚ pístu.

3.2 Rozbor průtoku vzdušiny sedlem ventilu

Rozbor průtoku vzdušiny sedlem ventilu vznětového motoru je proveden za zjednodušujících předpokladů stejného rozložení rychlosti po obvodě sedla ventilu, není uvažován vliv stěny válce tj. omezení výtoku ve směru stěny válce. Vektory jednotlivých složek rychlostí pro kanál s obecným rozdělením rychlostí jsou na obr. 8. Při modelové zkoušce kanálu získáme parametry: průtokový součinitel μ , celkový průtokový objem $\dot{V}_c$ a vírové číslo $\left(\frac{n_i}{n}\right)$. Na základě těchto veličin lze stanovit:

- složku rychlosti ve směru osy válce w_a ze vztahu

$$w_a = w_0 \cdot \beta \cdot (\mu \sigma) = \frac{4 \cdot \dot{V}_c}{\pi D^2} , \quad 3.09$$

- složku rychlosti rovnoběžnou s rovinou hlavy válce v radiálním směru ze sedla ventilu

$$w_r = \frac{\dot{V}_c}{F} = \frac{\dot{V}_c}{\pi d_r h} , \quad 3.10$$

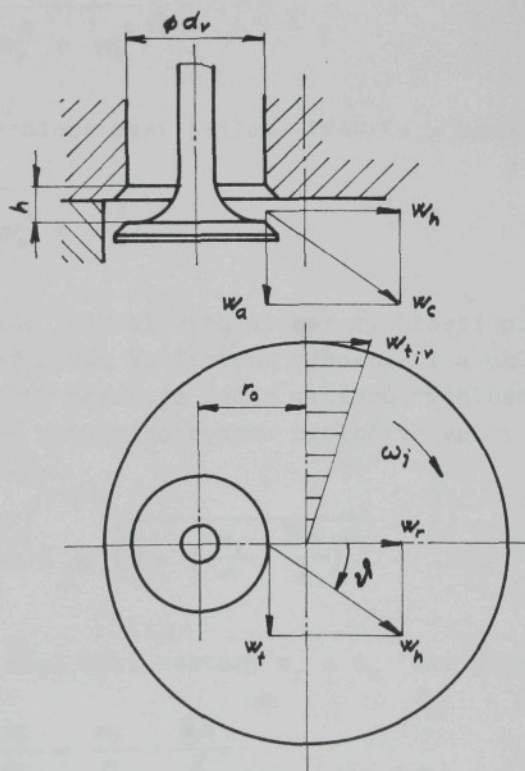
- složku rychlosti rovnoběžnou s rovinou hlavy válce v tangenciálním směru, která je stanovena za předpokladu rovnosti mo-

mentů hybnosti náplně válce, rotující jako pevné těleso s osou rotace v ose válce a hybnosti vzdušiny vtékající do válce ventilem. Bude tedy platit vztah

$$\dot{m} \frac{D^2}{8} \omega_j = \dot{m} w_t \frac{d_v}{2} \quad . \quad 3.11$$

Úpravou získáme pro tangenciální rychlost výraz

$$w_t = \frac{D^2 \omega_j}{4 d_v} = \frac{n_j}{n} \cdot \frac{\dot{V}_c}{d_v \cdot Z} = \frac{2 M_t}{\rho_0 \dot{V}_c d_v} \quad . \quad 3.12$$



Obr. 8 Vektory rychlostí v kanálu s obecným rozdělením rychlostí

Rychlost v kanálu se určí dle velikosti použitého tlakového spádu modelové zkoušky:

pro malé tlakové spády (zanedbává se stlačitelnost vzdušiny)

$$w_0 = \sqrt{\frac{2 \Delta p_k}{\rho}} = \frac{\dot{V}_c}{F_v \cdot (\mu \sigma)} \quad , \quad 3.13$$

- pro tlakové spády větší

$$w_0 = \sqrt{RT_0 \frac{2k}{k-1} \left(1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}\right)} = \frac{\dot{V}_c}{F_v \cdot (\mu \sigma)} \quad . \quad 3.14$$

Rychlost rovnoběžná s rovinou hlavy válce pak bude

$$w_h = \sqrt{w_r^2 + w_t^2} \quad 3.15$$

a výsledná rychlost mezi sedlem ventilu a kanálem

$$w_c = \sqrt{w_h^2 + w_a^2} \quad . \quad 3.16$$

S využitím jednotlivých složek rychlostí průtoku vzdušiny kanálem je definován koeficient výkonnosti a úhlu víru. Koeficient výkonnosti posuzuje podíl vektorů rychlostí, které se podílí na vzniku rotačního pohybu náplně ve válci motoru. Je definován vztahem

$$\alpha_v = \frac{w_h}{w_0} = \mu \sqrt{1 + \left(\frac{n_j}{n} \cdot \frac{\pi h}{z}\right)^2} \quad . \quad 3.17$$

Úhel víru je úhel mezi vektory w_r a w_h dle vztahu

$$\tan \nu = \frac{w_t}{w_r} = \frac{n_j}{n} \cdot \frac{\pi h}{z} \quad 3.18$$

a určuje podíl energie v tangenciální a radiální složce rych-

losti vzdušiny. Vztah mezi uvedenými parametry lze vyjádřit ve tvaru

$$\alpha_v = \mu \sqrt{1 + \lg^2 v} \quad . \quad 3.19$$

Závislost vírového čísla na jednotlivých složkách rychlostí je uvedena v tab. 5.

Tab. 6 Závislost vírového čísla na vektorech rychlostí

autor	vírové číslo
Tippelmann	$\frac{W_{t,v}}{2\pi \cdot W_a}$
Ricardo	$\frac{2 \cdot W_{t,v}}{W_0}$
Thien, Baumruk	$\frac{2Z}{\pi D} \cdot \frac{W_{t,v}}{W_a}$
Eisele	$\frac{W_{t,v}}{W_a}$
Davis, Kent	$\frac{W_{t,v}}{4} \cdot \frac{D}{r_0}$

3.3 Výpočet vírového čísla kanálu v podmínkách DÚ pístu

Při experimentálních zkouškách prováděných staticky při konstantním zdvihu ventilu získáme vírová čísla příslušející k danému zdvihu ventilu. Vírové vlastnosti v průběhu pohybu pístu při plnicím zdvihu nejsou konstantní, ale závisí mj. na průběhu zdvihu ventilu, průtokovém množství. Pro posouzení roz-

víření ve válci motoru se uvádí vírové číslo na konci plnicího zdvihu stanovené ze součtového průtokového momentu hybnosti v průběhu plnicího zdvihu.

Při aerodynamické modelové zkoušce je průtokový moment hybnosti roven točivému momentu vírového tělesa rotujícího ve válci motoru. Lze ho stanovit na základě znalosti momentu setrvačnosti protékající tekutiny a úhlové rychlosti otáčení vírového tělesa t.j. náplně válce. Platí tedy vztah

$$M_t = \dot{J}_x \cdot \omega; \quad , \quad 3.20$$

kde $\dot{J}_x$ - průtokový moment setrvačnosti pro polohu pístu od hlavy válců x je dán vztahem

$$\dot{J}_x = \int_0^{2\pi} \int_0^{D/2} \rho r^2 w_x d\varphi dr = \dot{m}_x \frac{D^2}{8} . \quad 3.21$$

Při výpočtu dále uváděných závislostí se vychází ze zjednodušujících předpokladů a to :

- průtok kanálem je isoentropický,
- neuvažují se objemové ztráty,
- ve válci vzniká válcový vír s osou rotace shodnou s osou válce,
- plnění válce probíhá mezi horní a dolní úvratí pístu,
- plnění je při konstantním tlakovém spádu a závisí pouze na zdvihu ventilu,
- v celém prostoru válce je konstantní osová rychlost.

Potom výsledný průtokový moment hybnosti v dolní úvratí, při ukončení plnicího zdvihu je

$$J_{w_{dv}} = \int_0^t \dot{J}_x dt . \quad 3.22$$

Moment setrvačnosti pro polohu pístu v dolní úvratí je určen výrazem

$$J = \rho \frac{\pi D^2}{4} Z \cdot \eta_r \cdot \frac{D^2}{8} = m_r \frac{D^2}{8} , \quad 3.23$$

kde m_v - celková hmotnost náplně ve válci při poloze pístu
v DÚ /kg/.

Moment setrvačnosti protékající vzdušiny v diskrétních bodech
měření je obdobně

$$\dot{J}_x = \dot{m}_x \frac{D^2}{8} = \frac{\rho \cdot \pi D^4}{32} \cdot \omega_m \cdot \dot{\varphi}_{p_x} = \frac{\rho \pi D^4}{32} \cdot \omega_m \cdot \frac{dx}{d\varphi} \quad 3.24$$

a úhlová rychlost otáčení náplně válce z definice vírového čísla bude

$$\omega_j = \frac{n_j}{n} \cdot \frac{4 \dot{V}_c}{D^2 \cdot Z} \quad 3.25$$

Průtokový objem vzdušiny závisí na rychlosti pohybu pístu a pro jednotlivé body tedy platí

$$\dot{V}_c = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{dx}{dt} \quad 3.26$$

proto dosazením okamžitého průtokového objemu získáme výraz pro
úhlovou rychlost otáčení náplně válce

$$\omega_j = \frac{n_j}{n} \cdot \frac{\pi}{Z} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad 3.27$$

Z rovnice pro výsledný průtokový moment hybnosti v dolní úvrati
vyplývá vztah pro vírové číslo na konci plnicího taktu ve tvaru

$$\frac{n_{ou}}{n} = \frac{\omega_{ou}}{\omega_m} = \frac{\pi}{Z^2 \eta_D} \int_0^\pi \frac{n_j}{n} \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)^2 \cdot d\varphi \quad 3.28$$

Pro výpočet tohoto porovnávacího čísla lze přijmout předpoklad
pro $\eta_v = 1,0$. Do vztahu dosadíme za $\left(\frac{n_j}{n}\right)$ při impulsní metodě mě-
ření hodnotu

$$\frac{n_j}{n} = \frac{2 \cdot M_t \cdot Z}{\rho \cdot \dot{V}_c^2} \quad 3.29$$

Okamžitá rychlost pístu může být s dostatečnou přesností vyjádřena rovnicí

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{Z}{2} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right), \quad 3.30$$

kde φ - je otočení klikového hřídele z polohy HÚ

Výsledný vztah pro určení vírového čísla v dolní úvrati je pak

$$\frac{n_{oi}}{n} = \frac{\pi}{4} \int_0^{\pi} \left(\frac{n_j}{n} \right)_M \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)^2 d\varphi. \quad 3.31$$

Za hodnotu $(n_j/n)_M$ se při výpočtu dosazuje hodnota regresní funkce stanovená z výsledků diskrétních měření impulsním měřičem. Volená funkční závislost vírového čísla na zdvihu ventilu event. poměru h/d_V musí mít hodnotu korelačního koeficientu v mezích 0,96 - 1,0.

3.4 Vírové číslo pro podmínky reálného motoru

Vírové číslo dle předcházejících kapitol je číslem porovnávacím a nemůže proto respektovat podmínky, které jsou na reálném motoru. Je tudíž odvození vztahu mezi velikostí vírového čísla kanálu a provozními parametry motoru velmi obtížné a v literatuře se dosud ani neuvádí. Jsou pouze známa přibližná doporučení velikostí vírového čísla pro různá provedení motorů - přeplňovaný, nepřeplňovaný - event. velikosti pro typ kanálu.

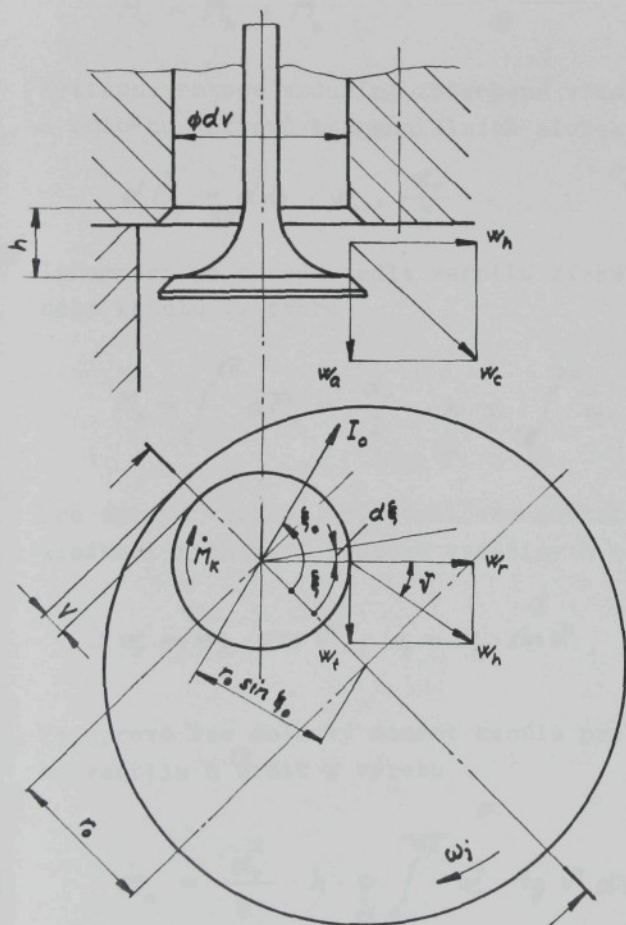
Pro respektování podmínek reálného motoru je navrhován výpočet vírového čísla při podmínkách v DÚ pístu dle vztahu 3.31 s tím, že jsou uvažovány skutečné tlakové podmínky v plnicím kanálu. Tlakový poměr potřebný pro výpočet vírového čísla $(n_j/n)_{M,\pi}$ se určí dle skutečného průběhu tlaku ve válci a v plnicím potrubí motoru. Pro výpočet je nutné znát průběhy a výsledky nízkotlaké indikace, vírové číslo má pak tvar

$$\left(\frac{n_{oi}}{n} \right)_{M,\pi} = \frac{\pi}{4} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\frac{n_j}{n} \right)_{M,\pi} \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)^2 d\varphi. \quad 3.32$$

Uvedený postup pak umožňuje sledovat velikost vírového čísla v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. I když tato metoda měření zčásti uvažuje skutečné podmínky proudění v kanálu a stanoví výchozí stav náplně válce v DÚ, je nutné si uvědomit, že v další části pracovního oběhu dochází k ovlivnění pohybu náplně např. provedením pístu, spalovacím prostorem, podmínkami přestupu tepla do stěn, velikostí turbulentní energie náplně a vnitřními ztrátami.

3.5 Výpočet rotace náplně válce při obecném rozdělení rychlostí v sedle ventilu

Rozdělení rychlostí při obecném charakteru průtoku vzdušiny



ny sedlem ventilu je na obr. 9'. Výtokem vzdušiny vzniká určitý točivý moment náplně válce, který je určován množstvím vytékající vzdušiny a její orientací vzhledem k ose válce. Číselně je tento moment roven průtokovému momentu hybnosti, který je součinem vektoru hybnosti a kolmé vzdálenosti k ose válce z místa působíště vektoru.

$$\dot{M} = \dot{m} \cdot w \cdot r$$

V prostředí náplně válce se neuplatňuje osová složka rychlosti a moment hybnosti se stanoví jako součin hmotnosti vté-

Obr. 9 Rozdělení proudového pole kanálu s obecným průtokem

kající do válce v rovině rovnoběžné s hlavou válce a vzdálenosti k ose válce. Průtoková hmotnost v sedle ventilu se určí dle vztahu

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{d_r}{2} \cdot h \cdot \int_0^{2\pi} w_r \cdot d\varphi \quad . \quad 3.32$$

Průtokový moment hybnosti ve válci $\dot{M}_V$ je tvořen složkami:

- výstupní rotací kanálu $\dot{M}_K$,
- rotací spojenou s výstupním impulsem $\dot{M}_e$.

Platí tedy

$$\dot{M}_V = \dot{M}_K + \dot{M}_e \quad . \quad 3.33$$

Výstupní rotace vzdušiny způsobená vlastním kanálem $\dot{M}_K$ se určí z průběhu vektorů tangenciálních složek rychlosti w_t a platí

$$d\dot{M}_K = d\dot{m} \cdot w_t \cdot \frac{d_r}{2} \quad . \quad 3.34$$

Integrací po obvodu sedla ventilu získáme celkový moment samotného kanálu ve tvaru

$$\dot{M}_K = \int_0^{2\pi} d\dot{M}_K = \frac{d_r}{2} \cdot h \cdot \rho \cdot \int_0^{2\pi} w_r \cdot w_t \cdot d\varphi \quad . \quad 3.35$$

Pro úpravu vztahu 3.35 použijeme závislosti mezi jednotlivými složkami rychlostí průtoku vzdušiny a to

$$w_r = w_h \cdot \cos \vartheta, \quad w_t = w_h \cdot \sin \vartheta, \quad \operatorname{tg} \vartheta = \frac{w_t}{w_r} \quad . \quad 3.36$$

Po úpravě lze celkový moment kanálu pro diskrétní hodnotu zdvihu ventilu h určit z výrazu

$$\dot{M}_K = \frac{d_r^2}{4} \cdot h \cdot \rho \int_0^{2\pi} w_r^2 \cdot \operatorname{tg} \vartheta \cdot d\varphi \quad . \quad 3.37$$

Celkový moment hybnosti kanálu v průběhu plnicí části pracovního oběhu bude

$$M_k = \int_{\psi_1}^{\psi_2} \dot{M}_k dh(\psi) = \int_0^{\pi} \dot{M}_k dh(\psi) , \quad 3.38$$

kde h/ψ je funkční závislost zdvihu ventilu na otočení klikového hřídele. Ve vztahu pro přibližný výpočet se zanedbává část momentu odpovídající průtoku při malých průtokových plochách.

Druhou složkou průtokového momentu hybnosti je rotace výstupního impulsu I_e . Moment výstupního impulsu vzhledem k ose válce je určen vztahem

$$\dot{M}_e = \dot{I}_e \cdot r_0 \cdot \sin \alpha_0 , \quad 3.39$$

kde I_e - je okamžitá velikost výstupního impulsu radiálních složek rychlosti w_r po obvodu sedla ventilu pro diskrétní hodnotu zdvihu ventilu / kg.m.s⁻²/,

$$\dot{I}_e = \int_0^{2\pi} w_r \cdot d\dot{m} . \quad 3.40$$

Při výpočtu je nutné uvažovat radiální rychlost jako vektor. V případě rovnoměrného výtoku po obvodu celého sedla ventilu či symetrického výtoku podle osy spojující osu ventilu a válce, je výstupní impuls nulový. Vzhledem ke skutečným podmínkám výtoku vzdušiny do prostoru válce, vždy existuje určitá velikost výstupního impulsu. Určení směru impulsu je však velmi obtížné, lze použít následující postup.

Výsledný průtokový moment hybnosti náplně válce se skládá z tangenciální a radiální složky vzhledem k ose válce a tudíž pro diskrétní hodnotu zdvihu ventilu h platí

$$\dot{M}_v = \dot{M}_r + \dot{M}_t \quad 3.41$$

Průtokový moment hybnosti radiální složky rychlosti je

$$\dot{M}_r = r_v \cdot h \cdot \rho \cdot r_0 \cdot \int_0^{2\pi} w_r^2 \cdot \sin \xi \, d\xi \quad . \quad 3.42$$

Průtokový moment hybnosti tangenciální složky rychlosti

$$\dot{M}_t = r_v \cdot h \cdot \rho \cdot \int_0^{2\pi} w_r \cdot w_t \left(\frac{d_v}{2} - r_0 \cdot \cos \xi \right) d\xi \quad , \quad 3.43$$

bude tudíž použitím 3.33 a 3.41

$$\dot{M}_e = \dot{M}_r + \dot{M}_t - \dot{M}_k \quad 3.44$$

a dosazením vypočtených hodnot dílčích složek

$$\dot{M}_e = \frac{d_v}{2} \cdot h \cdot \rho \cdot r_0 \int_0^{2\pi} w_r^2 \cdot \frac{\sin(\xi - \psi)}{\cos \psi} \, d\xi \quad . \quad 3.45$$

Velikost momentu hybnosti kromě geometrického řešení tvaru sedla ventilu je ovlivňována i vzdáleností připojení kanálu tj. hodnotou r_0 .

Z hlediska dosažení potřebného rozvíření náplně válce je požadavek pro konstrukční řešení dosáhnout co největší velikost d_v . Růstem průměru však klesá radiální složka rychlosti a tím i klesá možnost získat větší rozdíly v rozdělení rychlosti w_r po obvodu sedla ventilu. Zmenšováním průměru d_v se naopak zhoršují podmínky průtoku.

3.6 Konstrukce a uspořádání měřicího zařízení

Hlavní částí měřicího zařízení pro stanovení vírových vlastností kanálů je impulsní měřič. Impulsní měřič určuje průtokový moment hybnosti náplně válce na základě velikosti točivého momentu. Točivý moment je vytvářen usměrněným axiálním průtokem náplně válce měřicí maticí. Při jeho konstrukci se vycházelo z dostupných zahraničních podkladů a konstrukčního řešení ČVUT Praha. Na tab. 7 je provedeno porovnání základních parametrů obou měřičů.

Tab. 7 Porovnání parametrů impulsních měřičů

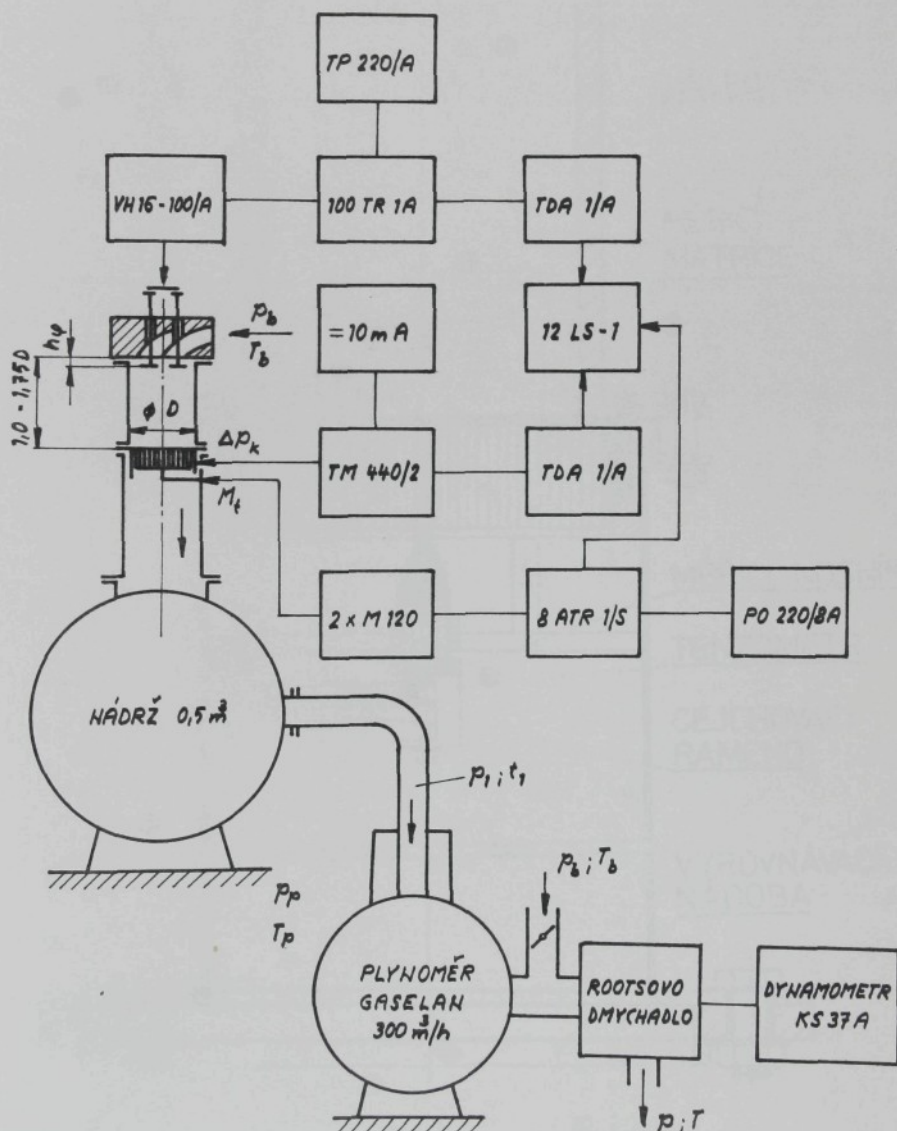
parametr	provedení měřiče	
	VŠST	ČVUT
průměr měřicí matrice /mm/	152	117,5
výška matrice /mm/	45	70
tvar axiálních komůrek	půlkruhové $R = 1,5 \text{ mm}$	šestiboké průměr 6 mm
štíhlostní poměr /-/	15	11,67
snímání momentu	tenzometrické	spirálová pružina
vzdálenost od hlavy válců /mm/	1,0-1,75 D	80
měřicí rozsah /Nm/	0,2	0,056/360°

Celkové uspořádání zkušebního zařízení je na obr.10 a konstrukční provedení vlastního impulsního měřiče je na obr. 11. Hlavní součástí měřiče je měřicí matrice, která je sestavena z axiálních komůrek půlkruhového průřezu o vnitřním průměru cca 3 mm. Vnitřní část matrice je zhotovena z hliníkové folie tloušťky 0,2 mm tvarováním mezi speciálními ozubenými koly. Tvarovaná část matrice je nalepena na rovinnou dělicí folii a tím je vytvořena rovinná voština. Postupným stočením do nosného prstence je vytvořena měřicí matrice. Jednotlivé vrstvy jsou lepeny lepidlem ChS-epoxy 1200. Do matrice je centricky umístěn hřídel uložený ve dvou radiálních ložiskách EL 4 s možností vymezování axiální vůle. Po obvodu nosného prstence je vytvořen těsnicí labyrint.

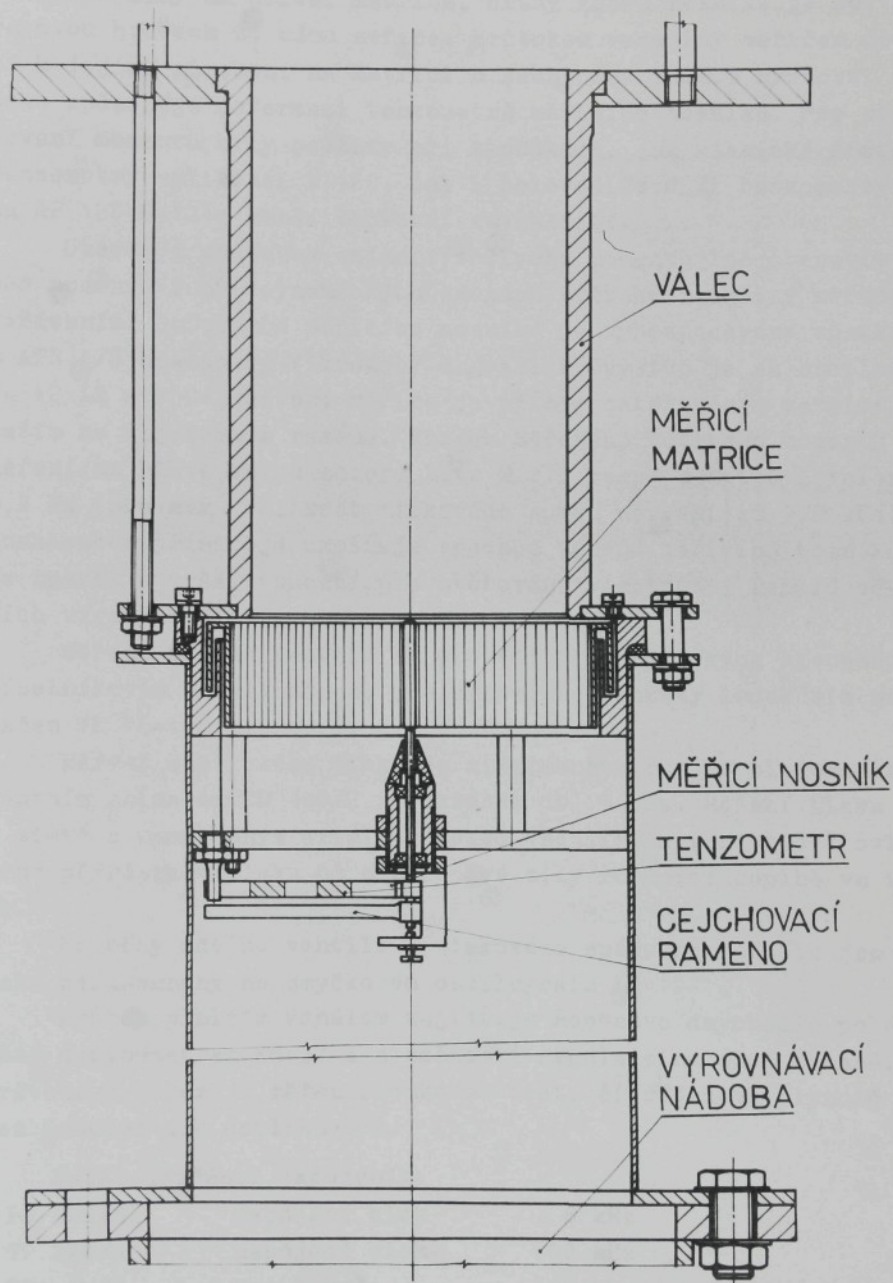
Nosnou částí měřiče je válec vložený do základové desky. Délka válce byla stanovena z požadavku úplného rozvinutí víru

ve válci a byla volena v rozmezí 1,0 - 1,75 průměru válce. Na horní nosnou desku je upevňována hlava válců nebo model kanálu, dolní příruba umožňuje připojení na vyrovnávací nádrž o obsahu $0,5 \text{ m}^3$.

Pro snímání točivého momentu slouží nosník z pružinové oce-



Obr. 10 Schema uspořádání zkušebního zařízení



Obr. 11 Konstrukční řešení impulsního měřiče

li připevněný na hřídel matrice, druhý konec nosníku je upevněn ve dvou hrotech na rámu měřiče. Průtokem vzdušiny měřičem dochází k jejímu působení na matici a zachycený moment hybnosti průtoku způsobuje deformaci tenzometrů měřicího nosníku. Pro stanovení momentu byly použity při zkouškách, jak klasické drátkové tenzometry velikosti M 120, tak i polovodičové Si tenzometry typu AP 120-6-12 s menší teplotní závislostí.

Uvedeným způsobem snímání točivého momentu lze stanovit průběh momentu i při dynamických změnách průtoku vzdušiny měřicím zařízením. Deformace měřicího nosníku je vyhodnocována můstkem 8 ATR 1/S aparatury Vibrometr a grafický výstup je na oscilografu 12 LS -1. Cejchování měřiče je přímým zatěžováním matrice závažím na cejchovném ramenu. Rozsah měřeného točivého momentu pro měření na hlavě válců motoru Liaz M 2.3 resp. M 2.4 byl volen 0,2 Nm (pro max. velikost tlakového spádu na ventilu 9,8 kPa). Konstrukce přístroje umožňuje snadnou výměnu měřicího nosníku za nosník s vyšší tuhostí, pro ověřování vlastností kanálů větších vírových čísel.

Měření zdvihu ventilu se provádí při statických zkouškách číselníkovým úchylkoměrem, pro dynamické zkoušky indukčním snímačem VH 16-100/A.

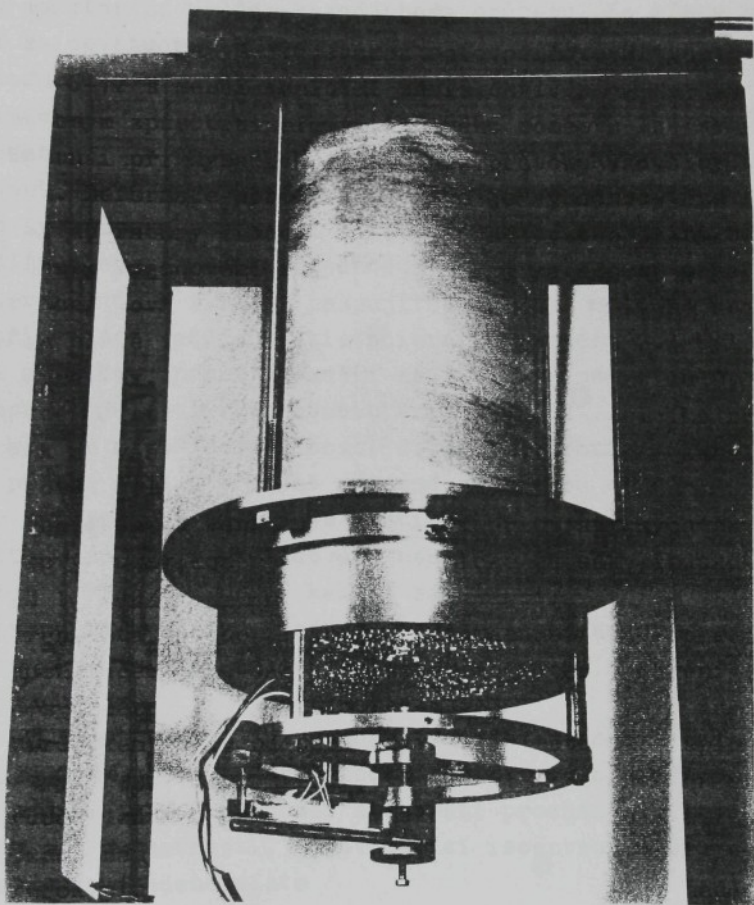
Měření statického tlaku je mikromanometrem či piezoresistantním snímačem TM 440/2 s rozsahem do 15 kPa. Měření tlaku je v místě s usměrněným axiálním tokem vzdušiny a není tudíž ovlivněno přírůstkem tlaku od odstředivé síly rotující náplně ve válci.

Průběhy zdvihu ventilu a tlakového spádu na ventilu jsou také zaznamenány na smyčkovém oscilografu IS 12-1..

Průtok plnicím kanálem zajišťuje Rootsovo dmychadlo poháněné dynamometrem KS 37 A s možností regulace na sací straně. Průtokový objem je měřen clonkovou trati či objemově plynoměrem Gaselan dle doplňku D 2.

Další součásti zapojení:

- FO 220/8A	napájecí blok	8 kHz
- TP 220/A	napájecí blok	100 kHz
- TDA 1/A	zesilovač	8 kHz
- 100 TR 1A	měřicí můstek	100 kHz



Obr. 12 Provedení měřicí matrice měřiče

3.7 Stanovení průtokového součinitele

Průtok vzdušiny vznětovým motorem je možné rozdělit na jednotlivé části průtoku charakterizované schematem: nespojitost průřezu-konstantní průřez-nespojité průřezu. Za místa nespojitosti se považuje např. ventilové sedlo, dělení potrubí, válec motoru.

Místa nespojitosti průřezu tvoří okrajové podmínky pro výpočet nestacionárního proudění v jednotlivých částech potrubí s konstantním průřezem. Přesné řešení okrajových podmínek ve skutečných systémech vznětového motoru je v místě nespojitosti značně obtížné, zpravidla za zjednodušujících předpokladů. Proto se charakter proudění v místě nespojitosti řeší modelovými zkouškami, přitom se uvažuje kvazistacionární proudění v místě nespojitosti a nestacionární proudění se v uvažovaném místě modeluje posloupností jednotlivých stacionárních měření.

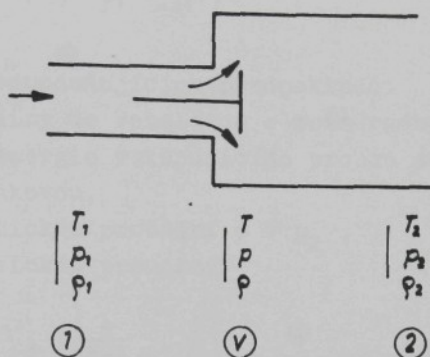
V každém místě nespojitosti dochází ke vzniku vírů, odtrhávání proudu apod., přičemž uvedené děje jsou omezené na malý prostor a jejich intenzita je proti primárním procesům v místě nespojitosti malá. Při sledování nestacionárního proudění za slabou rázovou vlnou v dělení kanálu se prokázala rychlá stabilizace proudění za místem nespojitosti. V místě nespojitosti dochází v důsledku uvedených jevů ke ztrátě impulsu hybnosti a k růstu entropie.

Ztrátu změny impulsu hybnosti proudění vzdušiny místem nespojitosti je možné vyjádřit pomocí průtokového součinitele, který je definován jako poměr hmotnosti procházející přes místo nespojitosti k hmotnosti, odpovídající izoentropickému proudění vzdušiny přes uvedené místo

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{TEOR}} \quad . \quad 3.46$$

Hodnoty průtokových součinitelů se určují experimentálně a to v závislosti na různých podmínkách proudění tekutiny např. termodynamickém stavu, rychlosti proudění, geometrických poměrech apod. Průtok sedlem ventilu lze znázornit následujícím schematem na obr. 13 .

K výpočtu průtokového součinitele je nutné stanovit do výše uvedeného vztahu teoretickou a skutečnou hmotnost vzdušiny protékající ventilem.



Obr. 13 Schema průtoku vzdušiny ventilem

Pro určení teoretické hmotnosti m_{teor} při vtoku do válce platí energetická rovnice a rovnice kontinuity. Bude tedy pro jednorozměrné izoentropické stacionární proudění platit

$$d i + d \frac{w^2}{2} = 0, \quad 3.47$$

což po integraci při zanedbání malého rozdílu potenciální energie mezi body 1, v, 2

$$\frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} = \text{KONST} . \quad 3.48$$

Pro ustálený průtok stlačitelné tekutiny má rovnice kontinuity tvar

$$m = \rho_1 w_1 F_1 = \rho w F = \rho_2 w_2 F_2 . \quad 3.49$$

Aplikací energetické rovnice pro dané průřezy dostaneme

$$\frac{p_1}{\rho_1} \cdot \frac{k}{k-1} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{p}{\rho} \cdot \frac{k}{k-1} + \frac{w^2}{2} = \frac{p_2}{\rho_2} \cdot \frac{k}{k-1} + \frac{w_2^2}{2} , \quad 3.50$$

čímž lze stanovit teoretickou isoentropickou výtokovou rychlost

$$w = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p}{\rho} \right)} + w_1 \quad . \quad 3.51$$

Zavedením zjednodušujících předpokladů:

- vstup vzdušiny do kanálu je z rozměrného prostoru $w_1=0$,
- kinetická energie vstupujícího proudu se ve válci okamžitě mění na tlakovou,
- při podkritickém proudění $p = p_2$,
- při nadkritickém proudění

$$p = p_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} .$$

Provedením úprav získáme vztah pro teoretické průtokové množství

$$m_{\text{teor}} = F \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad . \quad 3.52$$

Určení jednotlivých stavů vychází ze způsobu uspořádání modelové zkoušky. Stav v bodě "1" odpovídá barometrickým podmínkám. V průřezu "v" platí $p = p_2$ tj. celkový tlak ve válci motoru.

Pro zjištění skutečného průtokového množství lze použít měření clonkovou trati či objemového průtokoměru. Vzhledem k tomu, že při modelových zkouškách kanálů se používají v některých případech malé tlakové spády, lze přijmout i předpoklad nestlačitelnosti vzdušiny tj. $\rho_1 = \rho_2 = \rho$. Rychlost v sedle ventilu je pak

$$w = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_c}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p)}{\rho}} = \varphi \cdot w_0 \quad , \quad 3.53$$

kde ξ_c - součet místních ztrát mezi průřezy,

φ - rychlostní součinitel vyjadřující podíl úbytku kinetické energie na výtoku,

w_0 - výtoková rychlost isoentropického průtoku ideální tekutiny.

Průřez v sedle ventilu je ovlivněn kontrakcí proudu vzdušiny a vyjadřuje se součinitelem kontrakce ϵ . Průtokové množství tedy bude

$$\dot{m} = F_{ns} \cdot \rho \cdot w = \epsilon \cdot F \cdot \rho \cdot \varphi \cdot w_0, \quad 3.54$$

kde $\epsilon \cdot \varphi$ - určuje průtokový součinitel μ a za podmínky nestlačitelnosti tekutiny se určí ze vztahu

$$\mu = \epsilon \cdot \varphi = \frac{\dot{m}}{F \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta p_R}{\rho}}}. \quad 3.55$$

Jak bylo dříve uvedeno jeho velikost závisí na celé řadě parametrů a zpravidla se udává průběh na hodnotě Re čísla pro jednotlivá geometrická provedení místa nespojitosti. Průtokové součinitele plicích kanálů se zjišťují v závislosti na poměru h/d_v . Modelové zkoušky při konstantním tlakovém spádu na kanálu postihují změnu součinitele kontrakce ϵ v místě ventil-ventilové sedlo a současně změnu rychlostního součinitele φ . Na základě závislosti na bezrozměrném ukazateli h/d_v lze posuzovat průtokové vlastnosti různých provedení kanálů.

Ve vztahu pro výpočet průtokového součinitele μ je vyjádřena plocha průtokového průřezu. Velikost μ závisí na způsobu vyjádření této plochy. Pro větší zdvihy ventilu se zpravidla volí za geometrickou průtokovou plochu sedlem vztah

$$F = \pi \cdot d_v \cdot h. \quad 3.56$$

Pro menší zdvihy se průtoková plocha v sedle určuje v závislosti na úhlu sedla ventilu.

$$F_K = \pi \cdot (d_v + h \sin \kappa \cos \kappa) \cdot h \cos \kappa = \frac{\pi d_v^2}{4} \cdot \frac{4h}{d_v} \cdot \cos \kappa \left(1 + \frac{h}{2d_v} \sin 2\kappa\right) = \sigma_v \cdot F_v. \quad 3.57$$

V některých případech se používá ve výpočtech plocha kanálu odpovídající průřezové ploše

$$F_v = \frac{\pi d_v^2}{4} . \quad 3.58$$

Potom závislost obou ploch je dle vztahu

$$F = \sigma \cdot F_v , \quad 3.59$$

kde hodnota σ se označuje jako uzavírací číslo kanálu a závisí na zdvihu ventilu

$$\sigma = \frac{4h}{d_v} . \quad 3.60$$

Pro malé zdvihy ventilu má uzavírací číslo kanálu tvar

$$\sigma_k = \sigma \cdot \cos \alpha \left(1 + \frac{h}{2d_v} \cdot \sin 2\alpha \right) . \quad 3.61$$

Za malé zdvihy ventilu se považují hodnoty:

- pro sedlo $\alpha = 30^\circ$ $h = 2 \cdot s$,
 - pro sedlo $\alpha = 45^\circ$ $h = \sqrt{2} \cdot s$,
- kde s - šířka sedla ventilu / 1,5 - 2 / mm.

Dle definice průtokový součinitel vyjadřuje podíl skutečně protékající hmotnosti sedlem ventilu a teoretické hmotnosti při průtoku bez ztrát. Při výpočtu vycházíme ze základního vztahu

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{teor}}} = \frac{\dot{V}_c}{F \cdot w_0} , \quad 3.62$$

kde F - je skutečná průtoková plocha. Pro porovnávání kanálů je výhodnější vztahovat podmínky průtoku na průřezovou plochu sedla ventilu F_v a takto stanovený průtokový součinitel se označuje μ_v . Souvislost průtokových součinitelů pro různé průřezy udává vztah

$$\mu_v = \frac{\dot{V}_c}{F_v \cdot w_0} = \mu \cdot \sigma \quad 3.63$$

Charakteristické průběhy průtokového součinitele $\mu\sigma$ pro různá provedení kanálu jsou v příloze P-01.

3.8 Velikost průtokového součinitele v průběhu plnění válce motoru

Množství vzduchu, které při určitém provozním režimu motoru protéká kanálem do válce motoru, závisí na tlakovém spádu kanálu, jeho provedení a je určeno také požadovaným přebytkem vzduchu. Střední rychlost vzduchu v kanále během plnění je teoreticky dána vztahem

$$w_{STR,t} = \frac{w_{PSTR}}{\beta \cdot i} = \frac{Z \cdot n}{30 \cdot \beta \cdot i} = \frac{Z \cdot \omega_m}{\pi \cdot \beta \cdot i} \quad 3.64$$

kde $\beta = \left(\frac{d_v}{D}\right)^2$ je poměrový koeficient,
i - počet plnicích ventilů.

Takto stanovená rychlost udává střední rychlost ideální tekutiny, při průtoku beze ztrát, průřezem kanálu při určité střední pístové rychlosti. Vzhledem k předcházejícímu součin $\mu\sigma$ postihuje velikost ztrát, které lze chápat také jako zmenšení efektivní velikosti průtočné plochy ventilu. Bude proto skutečná střední rychlost vzduchu

$$w_{STR,SK} = \frac{w_{STR,t}}{(\mu \cdot \sigma)_{STR}} \quad 3.65$$

kde $(\mu\sigma)_{STR}$ střední průtokový součinitel během plnicího zdvihu. Za předpokladu počátku a konce plnění v úvratích je určen výrazem

$$(\mu \sigma)_{STR} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} (\mu \sigma) \cdot d\varphi \quad 3.66$$

Při uvažování skutečných průtokových poměrů v sedle ventilu tj. závislosti určujících průběh zdvihu ventilu a pohybu pístu na otočení klikového hřídele motoru, získáme střední rychlost vzdušiny v kanále dle vztahu

$$\bar{w} = \frac{w_{str}, t}{(\mu \sigma)} \quad 3.67$$

Takto stanovené střední rychlosti odpovídá potřebný tlakový spád na ventilu Δp_{str} a bude tedy platit

$$\Delta p_{str} = \frac{1}{2} \rho \cdot \bar{w}^2 \quad 3.68$$

Současně ze strany válce motoru platí pro střední tlakový spád závislost respektující průběh průřezu ve válci motoru

$$\Delta p_{str} = \frac{1}{V_2} \int_0^{V_2} \frac{1}{2} \rho w_p^2 dV, \quad 3.69$$

kde w - okamžitá rychlost vzdušiny v kanálu $/m.s^{-1}/$.

Rychlost v kanálu lze také stanovit z okamžité rychlosti pístu a průběhu skutečného průřezu kanálu. Objem vzdušiny protékající kanálem odpovídá objemu, který uvolňuje pohybující se píst motoru. Za předpokladu dopravní účinnosti $\eta_0 = 1,0$ bude platit

$$w \cdot (\mu \sigma) \cdot \frac{\pi d_r^2}{4} \cdot i = w_p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad 3.70$$

a okamžitá rychlost vzdušiny v sedle ventilu je

$$w = \frac{w_p}{(\mu \sigma) \cdot \beta \cdot i} = \frac{1}{(\mu \sigma) \cdot \beta \cdot i} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad 3.71$$

Vyjádříme-li okamžitou rychlost pístu vztahem 3.72

$$w_p = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{\pi n}{30} , \quad 3.72$$

bude objem vtékající do válce

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \cdot \omega_m , \quad 3.73$$

což diferencováním přechází do vztahu

$$dV = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \cdot d\varphi . \quad 3.74$$

Dosažením uvedených hodnot do rovnice 3.69 získáme závislost pro střední tlakový spád na ventilu ve tvaru

$$\Delta p_{sr\bar{r}} = \frac{\rho \omega_m^2}{2 \cdot Z \cdot \beta^2 \cdot i^2} \int_0^{\pi} \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)^3 \cdot \left(\frac{1}{\mu \sigma} \right)^2 d\varphi . \quad 3.75$$

Z rovnice 3.68 lze určit střední rychlost vzdušiny v sedle ventilu

$$\bar{w} = \sqrt{\frac{2 \Delta p_{sr\bar{r}}}{\rho}} , \quad 3.76$$

čímž získáme z rovnice 3.67 výraz pro určení střední velikosti průtokového součinitele

$$(\bar{\mu \sigma}) = \frac{w_{sr\bar{r}, p}}{\bar{w} \cdot \beta \cdot i} . \quad 3.77$$

Po úpravách získáme konečný vztah pro výpočet střední hodnoty průtokového součinitele ve tvaru

$$(\bar{\mu \sigma}) = \frac{1}{\pi \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{Z} \right)^3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)^3 \cdot \left(\frac{1}{\mu \sigma} \right)^2 d\varphi}} . \quad 3.78$$

V případě přibližných výpočtů se předpokládá počátek a konec plnění válce v úvratích a vztah pro výpočet má tvar

$$(\overline{\mu\sigma}) = \frac{1}{\pi \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right)^3 \cdot \int_0^\pi \left(\frac{dx}{d\varphi}\right)^3 \cdot \left(\frac{1}{\mu\sigma}\right)^2 d\varphi}} \quad 3.79$$

Po dosazení závislosti pohybu pístu

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{Z}{2} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) , \quad 3.80$$

bude hodnota průtokového součinitele dána vztahem

$$(\overline{\mu\sigma}) = \frac{1}{\frac{\pi}{\sqrt{8}} \cdot \sqrt{\int_0^\pi \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)^3 \left(\frac{1}{\mu\sigma} \right)^2 d\varphi}} \quad 3.81$$

Ze vztahu 3.81 může být stanovena hodnota průtokového součinitele pro případ konstantního tlakového spádu na ventilu pro případ modelové zkoušky kanálu, zpravidla pro $\Delta p_k = 2,45 \text{ kPa}$, nebo pro známou závislost Δp_k na otočení klikového hřídele. Pro potřeby těchto výpočtů je nutné stanovit závislost průtokového součinitele pro konstantní zdvih ventilu pro různé tlakové spády. Statistickým zpracováním jednotlivých diskrétních hodnot se stanoví závislost $(\mu\sigma) = f/h, \pi /$.

Určením průměrné hodnoty průtokového součinitele, pro určitou střední pístovou rychlost, lze stanovit potřebný výkon na výměnu obsahu válce. Vypočteme především střední rychlost vzdušiny v kanálu

$$\overline{w} = \frac{w_{stř, \varphi}}{(\overline{\mu\sigma})} = \frac{Z \cdot n}{30 \cdot \beta \cdot i \cdot (\overline{\mu\sigma})} \quad 3.82$$

a odpovídající tlakový spád

$$\Delta p_{stř} = \frac{\rho}{2} \overline{w}^2 = \frac{\rho}{2} \overline{w}^2 = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Z \cdot n}{30 \cdot \beta \cdot i \cdot (\overline{\mu\sigma})} \right)^2 \quad 3.83$$

Výkon potřebný na výměnu obsahu válce jednotkového objemu, při dané střední pístové rychlosti je

$$N_{\text{str}} = \frac{\Delta p_{\text{st}} \cdot \pi}{120} \quad . \quad 3.84$$

3.9 Metodika měření impulsním měřičem a zpracování naměřených hodnot

Vzhledem ke způsobu měření točivého momentu matrice lze provádět zkoušky:

- statické, měření při konstantním zdvihu ventilu h a konstantním tlakovém spádu Δp_k tj. při ustáleném průtoku vzdušiny kanálem,
- dynamické, měření při plynulé změně zdvihu ventilu, odpovídající zdvihu ventilu na skutečném motoru či měření při plynulé změně tlakového poměru π a konstantním zdvihu h .

Zkušební stanoviště pro měření impulsním měřičem pro statické zkoušky je obdobného uspořádání jako při měření rotačním anemometrem. Technické parametry zařízení umožňují měření:

- při konstantním tlakovém spádu $\Delta p_k = 2,45$ kPa /porovnávací měření k metodě rotačních anemometrů/,
- měření při tlakových spádech $\Delta p_k = \text{max. } 10$ kPa, při zkouškách používány tlakové spády 4,90 , 7,30 a 9.80 kPa,
- měření při tlakovém spádu skutečného průběhu tlaku při plnicím zdvihu do hodnoty 10 kPa.

Měření v ustálených podmínkách je prováděno v závislosti na zdvihu ventilu v rozmezí 1 - h_{max} po 1 mm. V grafech sledovaných veličin se výsledky zpracovávají v závislosti na bezrozměrném parametru h/d_v .

Pro výpočet souhrnných vírových čísel a průtokových součinitelů v poloze pístu v DÚ jsou experimentální závislosti n_3/n a $\mu\sigma$ nahrazeny regresní funkcí. Při volbě funkční závislosti se vychází z experimentálního průběhu parametrů, přičemž pro závislost $\mu\sigma = f(h/d_v)$ jsou vhodnou náhradou funkce dle tab. 1 doplněk D 4.

Průběh vírového čísla v závislosti na h/d_v má zpravidla složitější průběh /s několika extrémy v intervalu proměnné h/d_v / a pro jeho popis je nutné použít obecnější náhradu např. ve

tvaru polynomu

$$\left(\frac{n_j}{n}\right)_m = A_0 + A_1 (h/d_v) + A_2 (h/d_v)^2 + \dots + A_i (h/d_v)^i \quad 3.85$$

Integrace ve vztahu 3.31 event. 3.32 je prováděna dle úhlu otočení klikového hřídele, vzhledem k postupu měření diskretních hodnot n_j/n a $\mu\sigma$ při statické zkoušce, je nutné znát funkční závislost h event. h/d_v na otočení φ . Pro popis závislosti je také volena obecná polynomická funkce ve tvaru

$$h(\varphi) = B_0 + B_1 \varphi + B_2 \varphi^2 + \dots + B_i \varphi^i \quad 3.86$$

Na základě určených závislostí lze vypočítat velikosti parametrů kanálu pro konstantní tlakový spád Δp_k , tedy pro jednu hodnotu π .

Při výpočtu parametrů kanálu za podmínek v reálném motoru, kdy se v průběhu cyklu plnění válce vzdušinou mění hodnota Δp_k a tedy i tlakový poměr π , je pro výpočet nutné stanovit závislost popisující průběh plnění např. tlakový poměr. Vzhledem ke způsobu vyjádření závislosti n_j/n a $\mu\sigma$ se určuje z experimentálně stanovených hodnot průběh tlakového poměru na otočení klikového mechanismu ve tvaru

$$\pi(\varphi) = C_0 + C_1 \varphi + C_2 \varphi^2 + \dots + C_i \varphi^i \quad 3.87$$

Stupeň polynomické náhrady jednotlivých parametrů závisí, jak na požadované přesnosti shody experimentálních a teoretických průběhů, tak i na složitosti průběhů popisovaných veličin.

Stávající možnosti zkušebního zařízení dovolují dynamické měření vlastností kanálů při konstantním zdvihu ventilu a dynamické změně tlakového poměru. Změna tlakových poměrů se dosahuje skokovou změnou průřezu regulačního potrubí v obtoku Rootsova dmychadla, která následně ovlivňuje průtok modelovou tratí. Rychlost prováděné změny je omezena setrvačností probíhajících jevů mezi regulovaným průřezem a připojeným kanálem. Zpracování naměřených hodnot je obdobné jako při statickém měření s tím, že dalším sledovaným parametrem je rychlost časové změny, která charakterizuje otáčky motoru.

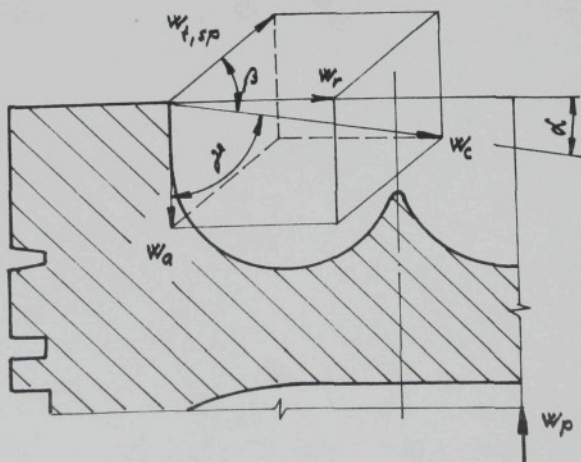
Vyhodnocením experimentálních údajů se získají celkové parametry pro popis vlastností kanálu a to vírové číslo v DÚ a střední průtokový součinitel. Ze vztahů mezi vírovým číslem a tangenciální rychlostí náplně ve válci se stanoví hodnota tangenciální rychlosti náplně a ze střední hodnoty průtokového součinitele lze určit výkon potřebný na plnění válce.

3.10 Model pohybu náplně válce při kompresním zdvihu

Pro hodnocení charakteru proudění ve válci v průběhu kompresního zdvihu, bez spalování paliva, byl navržen model vycházející ze zjednodušujících předpokladů:

- náplň ve válci je dokonalá tekutina,
- tlak a teplota jsou v každém okamžiku rovnoměrně rozloženy,
- děje probíhají bez sdílení tepla,
- náplň v DÚ pístu má pouze tangenciální rychlost, která je určena vlastnostmi kanálu a její velikost závisí na velikosti vírového čísla v DÚ,
- neuvažují se vnitřní ztráty,
- průběh rychlostního profilu je obdélníkový.

Pohyb náplně je sledován na hraně spalovacího prostoru v rozsahu otáčení klikového hřídele $\varphi = 180 - 360^\circ$. Na hraně spalovacího prostoru je pohyb náplně rozložen do tří složek: axiální w_a , radiální w_r a tangenciální w_t viz obr. 14.



Obr. 14 Idealizované rychlostní poměry na hraně

Jednotlivé složky rychlostí lze charakterizovat:

- radiální rychlostí w_r je náplň vytlačována ze štěrbin nad dnem pístu do středu spalovacího prostoru, velikost složky roste se zmenšováním vzdálenosti mezi dnem pístu a hlavou válce,
- axiální rychlostí w_a vtéká náplň do spalovacího prostoru, je tvořena složkou vznikající přímým působením pístu a složkou ze změny hybnosti ve štěrbině nad pístem,
- tangenciální rychlost vyjadřuje tangenciální usměrnění pohybu náplně při plnění válce a je odvozena od velikosti vírového čísla v DÚ pístu či v okamžiku ukončení plnění válce.

Celková rychlost pohybu náplně je dána vektorovým součtem a její směr úhly α, β, γ k osám složek rychlostí. Výpočet pohybu náplně za uvedených zjednodušujících předpokladů je řešen s využitím sestavy:

- | | |
|-----------------------|--------------|
| - osobní počítač | FMD 85-2, |
| - kasetopásková paměť | SF 210, |
| - tiskárna | Consul 2112, |
| - grafická jednotka | XY 4131. |

Potřebné vztahy pro výpočet jsou uvedeny v doplňku D3 a příklady řešení pohybu náplně pro motor Liaz M 2.4 R jsou na přílohách P-25 až P-32.

4.0 Výsledky disertace

4.1 Výsledky měření vlastností plnicích kanálů motorů Liaz M 2.3 a M 2.4 R

Vlastnosti navrženého impulsního měřiče se ověřovaly na plnicím kanálu motoru Liaz M 2.3 a další měření se uskutečnila na plnicím kanálu motoru Liaz M 2.4 R. Motor M 2.3 byl vývoje-ovou variantou nové koncepce přeplňovaného motoru Liaz, který je určen jako pohonná jednotka vozidel po roce 1990.

Základní technické parametry motoru M 2.4 R:

- motor čtyřdobý vznětový šestiválec, s přeplňováním a mezi - chladičem plnicího vzduchu, s přímým vstřikem paliva,
- obsah motoru $13,74 \text{ dm}^3$,
- vrtání 135 mm ,
- zdvih pístu 160 mm ,
- kompresní poměr $15 : 1$,
- výkon při otáčkách 2000 min^{-1}
 - v základním provedení 275 kW ,
 - v provedení NFJ 310 kW ,
- min. měrná spotřeba paliva $206 \text{ gkWh}^{-1} \pm 5 \%$.

Základní charakteristika plnicích kanálů motoru M 2.3.

Dva plnicí kanály mají oddělený vstup do hlavy válců se samo-
statným napojením na společné plnicí potrubí motoru, úhel sedla
ventilů 45° , zdvih ventilu 12 mm , poloměr přechodu talířku ven-
tilu do dríku 12 mm , průměr dríku ventilu 11 mm , připojení po-
trubí od dmychadla na společné plnicí potrubí motoru mezi 2. a
3.válec.

Plnicí kanály jsou přibližně stejně dlouhé, jeden kanál
veden od vstupní příruby přímo, druhý se před napojením na vá-
lec stáčí téměř v pravém úhlu. V obou případech konstrukční u-
spořádání umožňuje vznik tangenciální složky víření náplně ve
válci motoru. Průběh zdvihu ventilu na otočení klikového hří-
dele je dle přílohy P-18.

Charakteristika plnicích kanálů motoru M 2.4 R, dva plni-
cí kanály v hlavě válců se společným napojením na plnicí po-
trubí. Kanály přímé ve vířivém napojení, u obou kanálů je vzdá-
lenost osy ventilu od osy válce $r_0 = 42 \text{ mm}$, maximální průměr
ventilu 43 mm , vnitřní průměr sedla ventilu 39 mm , průměr drí-

ku ventilu 11 mm, zdvih 12 mm. Délka kanálů v hlavě válců je odlišná. Průběh zdvihu ventilu na otočení klikového hřídele dle tab. přílohy P-19. Zdvihová závislost ventilu byla ve výpočtech charakteristik kanálu nahrazena polynomem 6. řádu ve tvaru

$$h/\varphi = 9,0 \cdot 10^{-1} + 1,287 \cdot 10^{-1} \cdot \varphi + 2,896 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi^2 - 6,922 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi^3 + 5,956 \cdot 10^{-7} \cdot \varphi^4 - 2,564 \cdot 10^{-9} \cdot \varphi^5 + 4,360 \cdot 10^{-12} \cdot \varphi^6.$$

Odchylka pro zdvihy ventilu do cca 1 mm je nepodstatná pro výpočet vírového čísla, neboť do této hodnoty zdvihu je vírové číslo nulové.

Konstrukční řešení plnicích kanálů motoru M 2.4 R je v příloze P-20 a P-21.

4.2 Stanovení vírových čísel kanálu při statické zkoušce

Úvodní zkoušky impulsního měřiče provedené na kanálech hlavy válců motoru M 2.3 byly zaměřeny na ověření citlivosti měřiče a reprodukovatelnosti naměřených výsledků. Pro rozměry měřicího nosníku 8x0,6 mm jsou na přílohách P-02 a P-03 uvedeny průběhy točivých momentů pro různé zdvihy ventilu h a tlakové spády na kanálu Δp_k v rozmezí 2,45 až 9,8 kPa.

Při měření se ve všech případech, vzhledem k vysoké citlivosti snímače točivého momentu matrice, projevilo kolísání točivého momentu, které se zvětšuje růstem tlakového spádu Δp_k . Střední hodnota točivého momentu však byla časově stálá.

Pro měření v ustálených tlakových podmínkách a konstantním zdvihu ventilu, kdy je odečítání momentu prováděno v delším časovém úseku záznamu, lze uvedenou nevýhodu měření eliminovat. Pro výpočet vírových čísel kanálu se ze záznamu stanoví střední hodnota z naměřeného záznamu točivého momentu.

Teplotní změny probíhající při průtoku vzdušiny kanálem za podmínek přibližně barometrického tlaku jsou v průběhu měření velmi malé a neprojevily se změnou základního vyvážení můstku. Přesto po každém měření momentu pro hodnotu zdvihu ventilu následovala kontrola nulového nastavení můstku.

Pro měnlivost točivého momentu je způsobena uspořádáním zkušebního zařízení a dále přenosem pulsací tlaku od Rootsova dmychadla z důvodu menší velikosti vyrovnávací nádrže.

Z výsledků statických měření vírových čísel $(n_j/n)_M$ při konstantní velikosti tlakového spádu na kanálu Δp_k byla určena dle vztahu 3.05 vírová čísla v rozsahu $\Delta p_k = (2,45 - 9,80)$ kPa.

Vírové číslo závisí při uvedené metodě měření na vzdálenosti měřicí matrice od hlavy válců. Velikost vzdálenosti l_m se určuje z požadavku dostatečného rozvinutí proudu vzdušiny ve válci. Ověření vlivu vzdálenosti měřicí matrice od hlavy válců bylo provedeno pro $l_m = 1,0$ až $1,75$ D. Pro kanály s malou úrovní tangenciálního víru byly maximální hodnoty vírových čísel dosaženy při $l_m = 1,0$ až $1,2$ D, při větší vzdálenosti se již projevila výraznější vliv tření rotující náplně o stěny válce. Na základě těchto měření byly další zkoušky prováděny při hodnotě $l_m = 1,0$ D. Průběhy vírových čísel a průtokových součinitelů pro tlakový spád $\Delta p_k = 2,45$ kPa jsou uvedeny v příloze P-06.

Průběhy vírových čísel pro různé tlakové spády jsou na přílohách P-07 pro $l_m = 1,0$ D a na P-08 pro $l_m = 1,75$ D.

Vzhledem k vyhovujícím vlastnostem navrženého měřicího zařízení při měření v ustálených podmínkách bylo dále provedeno proměření vlastností kanálu motoru M 2.4 R. Výsledky některých měření jsou na přílohách P-09, P-10, P-11 a P-12.

Zpracováním naměřených výsledků byla získána závislost vírového čísla kanálu na tlakovém spádu. V tab. 8 jsou uvedeny nejvýhodnější průběhy závislostí dle doplňku D 4.

Tab. 8 Regresní funkce vírových čísel kanálu motoru M 2.4 R

Δp_k	π	$(n_j/n)_M$	r_{yx}
/kPa/	/-/	/-/	/-/
2,45	0,975	$- 0,014 + 5,079 \cdot h/d_v$	0,964
4,90	0,951	$- 0,142 + 5,454 \cdot h/d_v$	0,984
7,35	0,929	$- 0,068 + 4,963 \cdot h/d_v$	0,963
2,45 rotační anemometr Liaz	-	$- 0,226 + 4,793 \cdot h/d_v$	0,991

Z vynesného průběhu naměřených hodnot, kdy v rozmezí $h/d_v = 0,07$ až $0,15$ je téměř konstantní vírové číslo, vyplývá těsnější náhrada průběhu vírového čísla polynomem dle tab. 9. Pro měření rotačním anemometrem je náhrada dle tab. 8 velmi těsná a byla použita v dalších výpočtech.

Tab. 9 Polynomická regresní funkce vírových čísel kanálu

Δp_k	$(n_j/n)_M$
/kPa/	/-/-
2,45	$-5,59 \cdot 10^{-1} + 3,391 \cdot 10 \cdot h/d_v - 3,673 \cdot 10^2 \cdot (h/d_v)^2 +$ $+ 1,647 \cdot 10^3 \cdot (h/d_v)^3 - 2,402 \cdot 10^3 \cdot (h/d_v)^4$
4,90	$-2,02 \cdot 10^{-1} + 1,519 \cdot 10 \cdot h/d_v - 1,515 \cdot 10^2 \cdot (h/d_v)^2 +$ $+ 7,348 \cdot 10^2 \cdot (h/d_v)^3 - 1,126 \cdot 10^3 \cdot (h/d_v)^4 + 7,124 \cdot 10 \cdot (h/d_v)^5$
7,35	$-9,75 \cdot 10^{-1} + 4,225 \cdot 10 \cdot h/d_v - 4,305 \cdot 10^2 \cdot (h/d_v)^2 +$ $+ 1,831 \cdot 10^3 \cdot (h/d_v)^3 - 2,576 \cdot 10^3 \cdot (h/d_v)^4$

Za použití vztahů z tab. 9 byla vypočtena souhrnná vírová čísla kanálu pro podmínky konstantního tlakového spádu na kanálu v rozmezí $\Delta p_k = 2,45$ až $7,35$ kPa, tj. při daných barometrických podmínkách tlakový poměr $\Pi = 0,975 - 0,929$ a to při přibližném řešení doby plnění $0 - 180^\circ$ a teoretickém geometrickém plnění v rozmezí $\varphi_1 = SO$ a $\varphi_2 = SZ$. Vypočtené hodnoty jsou v tab. 10.

Tab. 10 Souhrnná vírová čísla kanálu motoru Liaz M 2.4 R

Δp_k	Π	$(n_{DU}/n)_M$	$(n_{235}/n)_M$
/kPa/	/-/-	/-/-	/-/-
2,45	0,975	1,703	1,703
4,90	0,951	1,702	1,703
7,35	0,929	1,624	1,625
2,45 rotační anemometr Liaz	-	1,289	1,290

Kromě základních měření charakteristik kanálu M 2.4 R byly sledovány některé další vlivy působící na charakter proudění v plnicím kanále. Na příloze P-11 jsou uvedeny podíly jednotlivých kanálů na vírové číslo, na příloze P-12 je uveden vliv clony na ventilu.

Porovnání souhrnných vírových čísel kanálů motoru M 2.3 a M 2.4 R je na tab. 11 pro teoretické plnění.

Tab. 11 Porovnání vírových čísel kanálů M 2.3 a M 2.4 R

Δp_k	$(n_{DÜ} / n)_{M, \pi}$	
/kPa/	M 2.3	M 2.4 R
2,45	2,795	1,703
4,90	3,195	1,702
7,35	2,921	1,624

4.3 Měření vírového čísla za podmínek odpovídajících provozním podmínkám v motoru M 2.4 R

Výpočet souhrnného vírového čísla, které charakterizuje celkové rozvíření náplně, pro motor M 2.4 R v poloze pístu v DÜ event. na konci plnění je proveden dle vztahu 3.32 či 3.31. Do vztahu za vírová čísla, pro diskretní polohu ventilu, jsou použity hodnoty ze závislosti $n_j/n_M = f/h, \pi$ / určené při statickém měření kanálu. Pro vlastní výpočet byla závislost $(n_j/n)_{M, \pi}$ nahrazena polynomem ve tvaru

$$\begin{aligned}
 (n_j/n)_{M, \pi} = & - 0,600 + 29,375 \cdot \pi \cdot h - 8,2775 \cdot 10^{-3} \cdot h^4 - \\
 & - 3,265 \cdot h^2 + 2,733 \cdot 10^{-2} \cdot h^3 + 30,834 \cdot \pi^3 \cdot h - \\
 & - 5,063 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot h^3 + 6,393 \cdot \pi \cdot h^2 - \\
 & - 3,332 \cdot \pi^2 \cdot h^2 - 59,377 \cdot \pi^2 \cdot h .
 \end{aligned}$$

Tato náhradní funkce zaručuje přesnost odhadu vírového čísla v řádu 10^{-1} při maximálních hodnotách tj. cca 5%. Závislost zdvihu ventilu na poloze klikového hřídele je uvedena v kap. 4.1.

Tlakový poměr π do vztahu je určen z průběhu tlaku ve válci a plnicího tlaku p_s ve společném plnicím potrubí před kanálem. Nízkotlaká indikace ve válci motoru byla provedena na pracovišti dostupnou indikační aparaturou Farnboro na 1. válci motoru. Délka spojovacího kanálku mezi válcem a snímačem byla 45 mm, průměr kanálku 3 mm. Pro posouzení možností plnění válce z výfukového systému motoru při překrytí ventilů, byla současně s indikací tlaku ve válci provedena i indikace tlaku ve výfukovém potrubí za 1. válcem. Umístění snímače ve vzdálenosti 110 mm za připevňovací přírubou výfukového potrubí.

Průběhy tlaků p_s , p_v , p pro otáčky 1000, 1400 a 2000 min^{-1}

a tři různá zatížení motoru jsou uvedeny v přílohách P-13, P-14 a P-15. Vzhledem k experimentálně zjištěné nepodstatné změně plnicího tlaku p_s , ve společném plnicím potrubí motoru M 2.4R, se ve výpočtu tlakového poměru Π uvažovala konstantní velikost tlaku p_s . Tento předpoklad byl proveden, jak na základě podrobného měření motoru M 2.3, při použití různých typů turbodmychadel, viz přílohy P-22, P-23 a P-24, tak i výsledků vlastních měření na motoru M 2.4 R s turbodmychadlem K 36-3770V-27.22.

Při zpracování výsledků měření se nahrazuje experimentálně zjištěný průběh tlakového poměru Π na otočení klikového hřídele regresní funkcí. Vzhledem k charakteru průběhu tlaku ve válci p byl volen pro regresní funkci polynom 4. event. 5. stupně ve tvaru

$$\Pi = C_0 + C_1 \cdot \varphi + C_2 \cdot \varphi^2 + C_3 \cdot \varphi^3 + C_4 \cdot \varphi^4 + C_5 \cdot \varphi^5$$

Koeficienty $C_0, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5$ byly stanoveny metodou regresní analýzy z cca 15 experimentálně získaných údajů, rozložených mezi φ_1 a φ_2 tak, aby charakterizovaly průběh křivky tlaku. Jako příklad měření jsou v tab. 11 uvedeny hodnoty vypočtených koeficientů pro různé stavy motoru.

Souhrnné vírové číslo za tlakových podmínek skutečného motoru je určeno pro skutečný průběh plnění válce tj. integrace ve vztahu 3.32 se provádí v mezích φ_1 až φ_2 s krokem 1° .

Pro známou závislost zdvihu plnicího ventilu na otočení klikového hřídele byla stanovena celková vírová čísla odpovídající stavu na konci plnění, jejich velikosti jsou v tab. 12.

Celková vírová čísla charakterizují stupeň celkové rotace náplně ve válci na konci plnění a lze z nich proto usuzovat o velikosti tangenciální rychlosti náplně válce.

Souvislost mezi vírovým číslem a tangenciální rychlostí nebyla v podmínkách motoru M 2.4 R vlastním měřením ověřována, vzhledem k obdobnému charakteru měření jako v /20/, byl k výpočtu použit vztah 1.05. Ze vztahu byla vypočtena max. rychlost na průměru spalovacího prostoru $d_{sp}/2$ při poloze pístu v HÚ. Maximální tangenciální rychlosti jsou uvedeny v tab. 12. Z naměřených výsledků vyplývá závislost tangenciální rychlosti na otáčkách i zatížení motoru.

Tab. 11 Koeficienty funkce tlakového poměru Π pro motor Liaz M 2.4 R

n	p_e	φ_1	φ_2	c_o	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5
/min ⁻¹	/MPa/	/°/	/°/	/-/	/-/	/-/	/-/	/-/	/-/
1000	0,609	-16,5	215	$9,270 \cdot 10^{-1}$	$-2,719 \cdot 10^{-3}$	$6,508 \cdot 10^{-5}$	$-5,134 \cdot 10^{-7}$	$1,340 \cdot 10^{-9}$	-
	0,914	-20	215	$8,410 \cdot 10^{-1}$	$-2,999 \cdot 10^{-3}$	$1,154 \cdot 10^{-4}$	$-1,038 \cdot 10^{-6}$	$2,830 \cdot 10^{-9}$	-
	1,200	-20	180	$8,160 \cdot 10^{-1}$	$-9,146 \cdot 10^{-4}$	$1,797 \cdot 10^{-4}$	$-3,125 \cdot 10^{-6}$	$1,997 \cdot 10^{-8}$	$-4,347 \cdot 10^{-11}$
1400	0,731	-2	191	$9,830 \cdot 10^{-1}$	$-2,254 \cdot 10^{-3}$	$3,338 \cdot 10^{-5}$	$-1,963 \cdot 10^{-7}$	$4,504 \cdot 10^{-10}$	-
	1,036	-20	172	$9,430 \cdot 10^{-1}$	$-1,512 \cdot 10^{-3}$	$5,658 \cdot 10^{-5}$	$-7,985 \cdot 10^{-7}$	$4,846 \cdot 10^{-9}$	$-1,023 \cdot 10^{-11}$
	1,410	-20	156	$8,390 \cdot 10^{-1}$	$-2,540 \cdot 10^{-4}$	$1,004 \cdot 10^{-4}$	$-1,788 \cdot 10^{-6}$	$1,177 \cdot 10^{-8}$	$-2,634 \cdot 10^{-11}$
2000	0,609	8	152	1,036	$-6,227 \cdot 10^{-3}$	$6,172 \cdot 10^{-5}$	$-1,478 \cdot 10^{-7}$	-	-
	0,900	13	154	1,085	$-8,750 \cdot 10^{-3}$	$1,775 \cdot 10^{-4}$	$-1,490 \cdot 10^{-6}$	$4,464 \cdot 10^{-9}$	-
	1,255	-2	143	$9,950 \cdot 10^{-1}$	$-2,805 \cdot 10^{-3}$	$6,858 \cdot 10^{-5}$	$-6,589 \cdot 10^{-7}$	$2,223 \cdot 10^{-9}$	-

Tab. 12 Celková vírová čísla a max. tangenciální rychlost
pro motor Liaz M 2.4 R

n	p_e	t_s	$(n_\varphi / n)_{M, \Pi}$	$w_{sp, t}$
$/\text{min}^{-1}/$	$/\text{MPa}/$	$/^\circ\text{C}/$	$/- /$	$/\text{ms}^{-1}/$
1000	0,609	40	1,568	4,77
	0,914	50	1,280	3,93
	1,200	65	1,737	5,25
1400	0,731	55	1,676	6,94
	1,036	55	1,691	6,99
	1,410	106	1,697	7,01
2000	0,609	72	0,888	5,36
	0,900	100	1,694	9,67
	1,255	131	1,709	9,74

Otáčky motoru mají rozhodující vliv na velikost tangenciální rychlosti náplně. Vliv zatížení motoru je menší a souvisí s tlakovými změnami v průběhu plnění válce. Pro větší hodnoty λ klesá velikost tangenciální rychlosti, přičemž tato tendence je výraznější při vyšších otáčkách motoru.

4.4 Dynamické měření vírového čísla

Kromě statického měření vírových vlastností umožňuje uspořádání měřicího zařízení i měření dynamické s max. rychlostí nárůstu tlaku v kanálu $d p_k/dt = 6,25 \text{ kPa s}^{-1}$, rychlost je dána konstrukčními rozměry Rootsova dmyhadla a použitou regulací tlaku. Pro dynamická měření byla částečně zvýšena tuhost měřicího nosníku, čímž došlo k výraznému potlačení časových změn točivého momentu, proti předchozímu statickému měření. Ověřování vlivu setrvačných účinků proudu vzdušiny na vírové číslo bylo provedeno na hlavě válců motoru M 2.4 R.

Výpočet vírového čísla je prováděn dle vztahu 3.05 s tím, že za hodnotu průtokového objemu je dosazena velikost určená dle měření v ustálených podmínkách a zanedbává se vliv rychlosti změny tlaku na průtokový součinitel kanálu. Závislost vírového čísla např. pro tlakový spád $\Delta p_k = 2,45 \text{ kPa}$ a pro $d p_k/dt = 6,25 \text{ kPa s}^{-1}$ byla stanovena ve tvaru

$$(n_j/n)_{M,dyn} = -0,067 + 5,757 \cdot h/d_v ,$$

při korelačním koeficientu $r_{yx} = 0,964$. Odpovídající celkové vírové číslo pro teoretickou dobu plnění mezi $\varphi_1 = SO$ a $\varphi_2 = SZ$ dle vztahu 3.32 je porovnáno v tab. 13.

Tab. 13 Porovnání celkového statického a dynamického vírového čísla

Δp_k	$(n_j/n)_M$	
	statické	dynamické
/kPa/	/-/	
2,45	1,703	1,806

Dynamicky zjištěné vírové číslo je cca o 6% větší než statické číslo. Pro uvedenou rychlost změny tlaku se vliv setrvačných účinků proudu vzdušiny projevuje až při větším zdvihu ventilu. Průběh dynamického točivého momentu měřicí matrice je pro zdvih $h = 11$ a 12 mm uveden v příloze P-17. Na grafu jsou vyne -

seny střední hodnoty točivého momentu. Kmitání hodnoty točivého momentu se projevovalo až po dosažení maximální hodnoty a k ustálení průběhu docházelo za čas odpovídající průběhu dynamické charakteristiky měřiče, viz průběh na příloze P-16.

Skutečná rychlost nárůstu tlaku v provozních podmínkách motoru M 2.4 R závisí na otáčkách i zatížení motoru a je pro podmínky např. uvedené nízkotlaké indikace podstatně vyšší. Pro měření vírových čísel za těchto podmínek je nutná změna stávajícího uspořádání měřicího zařízení, spočívající zejména ve zvýšení tuhosti měřicího nosníku matrice. Současná dynamická charakteristika měřiče není pro rychlejší růst tlaku vhodná. Dynamická charakteristika měřiče je na příloze P-16 a byla stanovena při odlehčení zatížení na cejchovném ramenu měřiče tj. bez průtoku vzdušiny měřicí matricí. Zlepšení dynamických vlastností snímače lze dosáhnout i minimalizací natočení měřicí matrice při průtoku vzdušiny např. úpravou uchycení konce měřicího nosníku vetknutím, proti stávajícímu uchycení ve hrotech. Uchycení ve hrotech bylo zcela vyhovující pro měření statická.

Dalším problémem se jeví způsob dosažení rychlé tlakové změny. Jednou z možností je umístění regulačního prvku tlaku do bezprostřední blízkosti měřicí matrice.

Pro měření plynulé změny zdvihu ventilu dle průběhu předepsané závislosti je nutné doplnit měřicí zařízení příslušenstvím, které modeluje pohyb ventilu, např. umístění vačky k ovládání ventilů.

4.5 Stanovení průtokového součinitele hlav válců motorů M 2.3 a M 2.4 R

Posouzení vlastností kanálu z hlediska charakteru nespojitosti v místě sedla ventilu a následně tak vznikajících ztrát při plnění obsahu válce, bylo provedeno stanovením průběhu průtokových součinitelů μ dle přílohy P-04 pro motor M 2.3 při různých tlakových poměrech. Dle uvedených závislostí je zřejmé, že charakter změny μ na tlakovém poměru pro větší zdvihy ventilu je podobný, pouze pro malé zdvihy se závislost odlišuje.

Vzhledem k výhodnějšímu popisu vlastností kanálu parametrem μ_G , který umožňuje přímé porovnávání různých provedení kanálů, jsou na dalších přílohách uvedeny průběhy μ_G v závis-

losti na bezrozměrném parametru h/d_v pro různé podmínky měření např. pro různý tlakový spád Δp_k , různou vzdálenost měřicí matrice l_m .

Na přílohách uváděné regresní závislosti průtokového součinitele $\mu\sigma$ byly stanoveny za použití teoretických regresních modelů dle doplňku D4. S využitím regresních závislostí byl proveden, pro konstatní tlakové spády na kanále, výpočet střední hodnoty průtokového součinitele dle vztahu 3.66 a 3.81; je uveden pro přibližný průběh plnění válce v rozmezí $\varphi = 0-180^\circ$.

Tab. 13 Střední průtokový součinitel kanálů

Δp_k	$(\overline{\mu\sigma})$	$(\mu\sigma)_{\text{stř}}$	$(\overline{\mu\sigma})$	$(\mu\sigma)_{\text{stř}}$
/kPa/	motor M 2.3 /-/		motor M 2.4 R /-/	
2,45	0,383	0,429	0,438	0,506
4,90	0,375	0,420	0,447	0,515
7,35	0,392	0,437	0,450	0,519
2,45 rot.anemometr Liaz	—	—	0,554	0,624

V tab. 13 jsou uvedeny hodnoty pro podmínky měření $l_m=1,0D$ při minimálním koeficientu korelace $r_{yx}=0,983$. Střední průtokový součinitel, který neuvažuje průběh rychlosti pístu motoru je cca o 10 % větší než hodnota $(\overline{\mu\sigma})$.

Střední průtokový součinitel lze také stanovit pro skutečné podmínky průběhu tlaku ve válci motoru v době plnění válce a při uvažování závislosti pohybu ventilu na otočení klikového hřídele. Pro tyto výpočty byla určena tříparametrickou regresí závislost $(\mu\sigma) = f/h, \pi$ /. Na příloze P-05 jsou zpracovány výsledky měření pro motor M 2.3 a na P-09 pro motor M 2.4 R.

Porovnání hodnot $\mu\sigma$ ze statické modelové zkoušky je provedeno pro provozní stavy motoru jako při výpočtu vírových čísel. Na základě stanovené závislosti $(\mu\sigma) = f/h, \pi$ / a průběhu nízkotlakové indikace ve válci, byly u motoru M 2.4 R vypočteny hodnoty $(\mu\sigma)_{\text{stř}}$ dle vztahu 3.66. Ve vztahu je uvažována skutečná doba plnění dle tlakových poměrů při daných provozních režimech. Takto zjištěné hodnoty středního průtokového součinitele jsou

porovnány s experimentálně určenými hodnotami při motorové zkoušce na brzdovém stanovišti. Výpočet průtokového součinitele μ byl proveden dle vztahu 3.46; střední hodnota průtokového součinitele pro experiment je určena při $h = h_{stř}$ dle skutečného průběhu plnění válce motoru.

Tab. 14 Porovnání průtokových součinitelů M 2.4 R za provozních podmínek

n /min ⁻¹ /	p _e /MPa/	$(\mu G)_{stř}$	
		výpočet /-/	experiment /-/
1000	0,609	0,504	0,310
1000	0,914	0,502	0,280
1000	1,200	0,460	0,466
1400	0,731	0,501	0,553
1400	1,036	0,498	0,549
1400	1,410	0,473	0,546
2000	0,609	0,439	0,461
2000	0,900	0,424	0,599
2000	1,255	0,409	0,627

Rozdíly mezi hodnotami středních průtokových součinitelů jsou způsobeny zejména dynamickými vlivy při provozu motoru v některých provozních režimech, které v průběhu plnění válce zlepšují průtok kanálem. Pokud se tyto dynamické vlivy neuplatňují jsou vypočtené hodnoty průtokového součinitele velmi blízké hodnotě experimentální. Růstem otáček motoru se zvětšuje velikost středního průtokového součinitele, což souvisí s růstem rovnoměrnosti průtoku kanálem.

4.6 Průběh rychlostí na hraně spalovacího prostoru při kompresním zdvihu /bez spalování/

Použitím navrženého matematického modelu pro popis pohybu náplně dle doplňku D 3 byly stanoveny rychlosti u motoru M 2.4 R. Velikost tangenciální rychlosti náplně byla vypočtena na základě experimentálně určených charakteristik kanálu.

Na přílohách P- 25 až P-28 se uvádí průběhy celkové rychlosti na hraně spalovacího prostoru pro otáčky 1000, 1400 a 2000 min^{-1} pro různá zatížení motoru. Dále se uvádí i průběh směrových cosinů vektoru výsledné rychlosti.

U motoru M 2.4 R se na přípravě směsi výrazně podílí radiální rychlost. Průběh radiální rychlosti pro otáčky $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ a různé hodnoty vůle mezi pístem a hlavou válců v HÚ jsou uvedeny na příloze P-30,31.

Na tab. 15 je porovnání maximálních rychlostí náplně válce pro různé režimy motoru.

Tab. 15 Porovnání maximálních rychlostí náplně

n	P_e	w_{celk}	α	β	δ
/min ⁻¹ /	/MPa/	/ms ⁻¹ /	/ ° /		
1000	0,609	30,54	40,8	80,6	50,6
	0,914	30,44	40,6	82,2	50,4
	1,200	30,66	40,8	79,7	50,8
1400	0,731	42,85	40,9	80,4	50,7
	1,036	42,86	40,9	80,3	50,7
	1,410	42,87	40,9	80,2	50,7
2000	0,609	60,61	45,8	84,7	50,2
	0,900	61,18	40,9	80,5	50,7
	1,255	61,20	40,9	80,3	50,7

Změnou vírového čísla kanálu při různých otáčkách a zatížení motoru se mění maximální rychlost náplně na hraně spalovacího prostoru velmi málo. Působením tangenciální složky rychlosti se rovněž výrazně nemění poloha vektoru celkové rychlosti na hraně spalovacího prostoru. Maximální rychlost je v oblasti cca 7° před HÚ. Lze proto konstatovat, že v rozsahu provozních otáček a zatížení motoru M 2.4 R jsou v podstatě vytvořeny stejné podmínky pro přípravu směsi ve válci motoru.

4.7 Zhodnocení podmínek při modelové zkoušce kanálu

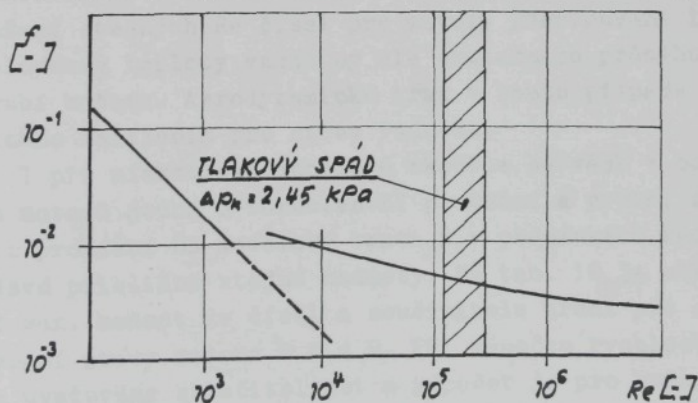
Měření vlastností kanálu v ustálených podmínkách proudění se provádí zpravidla při smluvním tlakovém spádu $\Delta p_k = 2,45 \text{ kPa}$. Podle uspořádání aerodynamické trati lze uvedeného tlakového spádu dosáhnout zapojením kanálu do tlakové či podtlakové části zdroje.

Při posouzení podmínek v průběhu modelové zkoušky a podmínek ve skutečném motoru a určení jejich vlivu na vírové číslo a průtokový součinitel je nutné uvážit hledisko:

- velikosti Re čísla,
- stlačitelnosti náplně válce,
- dynamického tlaku vlivem rotace náplně ve válci.

a/ vliv Re čísla

Pro zkoušky kanálů nepřepřlňovaných motorů lze zajistit při nízkotlaké zkoušce kanálu podmínky odpovídající turbulentnímu proudění. Pro obvyklé konstrukční rozměry sedla ventilu sacích kanálů $d_v = /30 - 80/ \cdot 10^{-3} \text{ m}$ se Re číslo pohybuje v rozmezí $/1,26 - 2,94/ \cdot 10^5$ v případě průtoku ideální tekutiny, což při respektování skutečných podmínek proudění /min hodnota průtokového součinitele $\mu = 0,5/$ představuje turbulentní průtok s hodnotou $Re = /0,63 - 1,47/ \cdot 10^5$. Uvedená skutečnost je znázorněna na obr. 15 pro idealizovaný průtok kruhovým kanálem.



Obr. 15 Velikost součinitele tření pro nízkotlakou modelovou zkoušku/ideální tekutina/

Při proudění ve skutečném motoru se v průběhu plnění /sání/ výrazně mění velikost tlakového spádu na kanálu a bývá až 40 kPa, čímž může Re číslo dosáhnout až hodnoty $4,7 \cdot 10^5$.

Změna teploty nasávaného vzduchu v běžných podmínkách modelové zkoušky i motoru se pohybuje v mezích 20-35 °C a vliv této změny na velikost Re čísla a tedy charakter proudění není tak značný.

U motorů přepřňovaných se uplatňují dva vlivy, jednak pro vyšší tlaky v plnicím potrubí proti motorům nepřepřňovaným, klesá velikost tlakového poměru π při stejném tlakovém spádu a dále se výrazněji uplatňuje vliv teploty plnicího vzduchu, která může dosahovat u motorů bez mezichladiče plnicího vzduchu až teploty 180 °C a u motorů s mezichladičem 60-100 °C. Závislost kinematické viskozity vzduchu na teplotě lze vyjádřit vztahem

$$\nu = \nu_0 \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0,75} = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{T}{273} \right)^{0,75}.$$

Proto u motorů přepřňovaných je v reálném motoru proudění při vyšších Re číslech, tedy s nižšími ztrátami než při modelové zkoušce. Stanovená vírová čísla kanálu jsou proto nižší. Dosažení stejných Re čísel pro motory přepřňované lze zajistit modelováním teploty vzdušiny dle skutečného průběhu v plnicím potrubí motoru. Aerodynamická trať v tomto případě musí být doplněna zařízením pro ohřev vzduchu.

I při nízkotlaké modelové zkoušce se však v obou případech motorů jedná o turbulentní proudění a proto, bezrozměrný popis proudění na modelové trati i v podmínkách reálného motoru dává přibližně stejné hodnoty. Na tab. 16 je uvedeno porovnání max. hodnot Re čísel a součinitele tření pro sledované provozní stavy motoru M 2.4 R. Při výpočtu rychlosti vzdušiny byla uvažována stlačitelnost a výpočet je pro hodnotu barometrického tlaku 97,3 kPa pro $\Delta p_k = 2,45$ kPa.

Tab. 16 Podmínky průtoku na motoru M 2.4 R

n	p _e	T _s	V	Re _{max}	f _{max}
/min ⁻¹ /	/MPa/	/K/	/m ² s ⁻¹ /·10 ⁻⁶	/·10 ⁵	/·10 ⁻³
1000	0,609	313	16,39	3,11	5,89
	0,914	323	16,78	4,19	5,55
	1,200	338	17,38	4,34	5,51
1400	0,731	328	16,97	2,40	6,21
	1,036	328	16,97	2,80	6,02
	1,414	379	18,92	4,17	5,56
2000	0,609	345	17,63	3,79	5,66
	0,900	373	18,69	3,07	5,91
	1,255	404	19,84	2,64	6,09

Tab. 17 Podmínky při modelové zkoušce

parametr	napojení kanálu	
	s podtlakem	přetlakem
tlak na vstupu do kanálu p ₀	96,5 kPa	98,95 kPa
teplota na vstupu T ₀	293 K	295,1 K
teor. rychlost w ₀	65,6 ms ⁻¹	64,8 ms ⁻¹
Re číslo	1,64·10 ⁵	1,61·10 ⁵
součinitel tření f	6,69·10 ⁻³	6,72·10 ⁻³

b/ vliv stlačitelnosti

Vliv stlačitelnosti na průtokový součinitel je možné stanovit ze základní definice parametru dle 3.62 a souvisí s velikostí rychlosti proudění. Pro nestlačitelnou tekutinu je rychlost proudu určena vztahem

$$w_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot p_1 \cdot (1 - \pi)}{\rho_0}} = \sqrt{2 \cdot R \cdot T_0 \cdot (1 - \pi)}.$$

U stlačitelné tekutiny za předpokladu adiabatického děje platí

$$w_{0s} = \sqrt{R \cdot T_0 \cdot \frac{2 \cdot k}{(k-1)} \left(1 - \pi^{\frac{k-1}{k}}\right)}.$$

Bude proto s využitím vztahu 3.62 poměr průtokových součinitelů obou případů

$$\frac{\mu}{\mu_s} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k-1) \cdot (1-\pi)} \cdot \left(\pi^{\frac{2}{k}} - \pi^{\frac{k+1}{k}} \right)} .$$

Pro vzduch můžeme volit $k = 1,40$ a potom poměr průtokových součinitelů pro tlakové poměry vyskytující se při plnění či sání bude dle tab. 18.

Tab. 18 Poměr průtokových součinitelů

π	0,975	0,950	0,9000	0,850	0,800
poměr μ/μ_s	0,9865	0,9728	0,9452	0,8398	0,8290

Odchylku cca 1,5 % pro případ nízkotlaké zkoušky $\Delta p_k = 2,45$ kPa v rozsahu vyskytujících se barometrických tlaků lze zanedbat. Výpočet průtokových součinitelů za podmínek ve skutečném motoru je nutné provádět s respektováním stlačitelnosti vzdušiny. V práci byl vliv stlačitelnosti uvažován ve všech uvedených případech měření.

Vliv stlačitelnosti na vírové číslo je odvozen z definice vírového čísla dle 3.05. Pro oba případy měření získáme

$$\left(\frac{n_j}{n} \right)_M = \frac{2 \cdot M_t \cdot Z}{\rho \cdot \dot{V}_c^2} , \quad \left(\frac{n_j}{n} \right)_{M,s} = \frac{2 \cdot M_t \cdot Z}{\rho_s \cdot \dot{V}_c^2} .$$

Vyjádříme-li točivý moment matrice ve tvaru $M_t = \int_m w \cdot r \cdot dm$, získáme poměr vírových čísel ve formě

$$\frac{\left(\frac{n_j}{n} \right)_M}{\left(\frac{n_j}{n} \right)_{M,s}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k-1) \cdot (1-\pi)} \cdot \left(\pi^{\frac{2}{k}} - \pi^{\frac{k+1}{k}} \right)}}$$

Na tab. 19 je pak uvedena závislost vírového čísla pro tlakové poměry do 0,80.

Tab. 19 Poměr vírových čísel

$\overline{\eta}$	0,975	0,950	0,900	0,850	0,800
$\frac{\left(\frac{n_i}{n}\right)_M}{\left(\frac{n_i}{n}\right)_{M,s}}$	1,011	1,022	1,057	1,190	1,206

Vliv stlačitelnosti na vírové číslo lze také pro nízkotla-
ké zkoušky zanedbat. Pro vyšší tlakové poměry, tj. pro výpočet
souhrnných vírových čísel v DÚ za podmínek reálného motoru, se
musí stlačitelnost uvažovat.

Celkově lze vliv stlačitelnosti charakterizovat:

- vírové číslo u reálného plynu je menší než při proudění ideál-
ního plynu,
- průtokový součinitel reálného plynu je vyšší než u ideálního.

c/ vliv dynamického tlaku rotující náplně

Při měření rotačními anemometry přistupuje problém měření
tlakového spádu Δp_k na kanálu. Tlakový spád Δp_k je dán roz-
dílem tlaků na vstupu do kanálu a tlaku ve válci, který se v tom-
to případě měří v rovině vrtulky anemometru. Tento tlak je ov-
livňován dynamickým tlakem od rotace náplně. Při volené hodno-
tě Δp_k je část měřeného tlakového spádu dosažena dynamickým
tlakem rotující náplně. Při podtlakovém zapojení kanálu v mo-
delové zkoušce je pak v prostoru výtoku ze sedla ventilu sku-
tečný tlakový spád vyšší než volená hodnota. Výhodnější je proto
z uvedeného hlediska tlakové zapojení měřeného kanálu, zde je
tlak měřen před vstupem do kanálu a výtok je do tlaku baromet-
rického. Hodnota dynamické složky od rotující náplně ve válci
může při měření kanálů s velkým vírovým číslem dosahovat až po-
lovinu zkušebního tlakového spádu.

Při měření impulsním měřičem je tlakový spád měřen mezi
vstupem do kanálu a měřicí maticí. Vzhledem k axiálnímu průto-
ku vzdušiny měřicí maticí odpadá u této metody uvedený nedos-
tatek.

5.0 Závěry pro realizaci ve společenské praxi a pro další rozvoj vědy

Pro sledování vírových vlastností kanálů bylo konstrukčně navrženo a vyvinuto měřicí zařízení, které využívá impulsní metody stanovení vírového čísla, jehož přínosem je nové uspořádání způsobu měření točivého momentu. Zařízení je sestaveno ze součástí dostupných v ČSSR a je nenáročné na výrobu. Jeho konstrukce dovoluje měření kanálů o různých velikostech vírových čísel.

Pro zpracování naměřených hodnot, stanovení závislosti vírového čísla a průtokového součinitele na bezrozměrném parametru kanálu h/d_v , je využívána metoda lineární regrese transformovaných veličin, při složitějších průbězích vírového čísla obecnější polynommická regrese. Při měření byla prokázána skutečnost poklesu průtokového součinitele při růstu vírového čísla kanálu.

Údaje z literatury i výsledky z vlastních experimentálních zkoušek svědčí o tom, že velikost vírového čísla zjišťovaná impulsním měřičem je v oblasti vyšších zdvihů ventilu cca o 30 % vyšší než u rotačního anemometru. Vzhledem k vyšší citlivosti impulsního měřiče, než při klasickém měření rotačním anemometrem, lze pro oblast malých zdvihů ventilu impulsním měřičem objektivněji posuzovat intenzitu vírových útvarů ve válci. Vírové číslo v této oblasti bylo u motoru M 2.4 R zjištěno až dvojnásobně proti rotačnímu anemometru.

Navržené a ověřené konstrukční řešení snímání točivého momentu dovoluje modelovat některé dynamické stavy při průtoku vzdušiny kanálem a umožňuje tak stanovit podíl setrvačných účinků usměrněného proudu vzdušiny na intenzitu víření ve válci motoru.

Vzhledem k charakteru měření a konstrukci impulsního měřiče, lze mezi výhody popsané metody zahrnout:

- objektivnější hodnocení kanálu, neboť se při měření zachytí celková energie vírových útvarů ve válci motoru, včetně místních vírů s osou rotace odlišnou od osy válce. Tyto složky víření respektují rotační anemometry jen částečně,

odstranění ztrátového výkonu, který vzniká při rotaci vrtulky anemometru,
konstrukční řešení matrice ovlivňuje průtokový moment hybnosti málo a to i přes změnu axiálního profilu rychlosti náplně, odpor průtoku impulsním měřičem je srovnatelný s rotačním anemometrem a je malý proti odporu kanálu,
při vhodné volbě tuhosti měřicího nosníku lze zachytit i dynamické případy průtoku vzdušiny kanálem.

Protože mezi nejrozšířenější metodu popisu vírových vlastností kanálu dosud patří měření rotačním anemometrem a přepočty velikosti vírového čísla dle impulsní metody nelze mechanicky provádět, bude rozšiřování impulsní metody závislé na získání dostatečného množství srovnatelných údajů různých provedení kanálů. Vzhledem k objektivnějšímu charakteru popisu vlastností kanálu, je možné navrhovanou metodu měření považovat za perspektivní, zejména k možnostem modelování dynamických stavů.

Součástí práce je návrh modelu pro popis pohybu náplně ve válci motoru v průběhu kompresního zdvihu pístu. Model vychází z proudění ideální tekutiny, složka tangenciálního pohybu náplně je určována z vírového čísla kanálu, které bylo pro skutečné podmínky při plnění válce stanoveno impulsním měřičem.

Pro zjednodušení zpracování naměřených výsledků ze zkoušek byl zpracován výpočtový program na počítači PMD 85-2, který umožňuje výpočet jednotlivých charakteristik kanálu, integračních parametrů, jakož i výpočet rychlostí náplně válce v prostoru nad pístem v průběhu kompresního zdvihu.

Měření charakteristik kanálů hlavy válců motoru Liaz M 2.3 M 2.4 R se uskutečnilo v rámci řešení úkolu RVT č. P 19-124-57, který souvisí s vývojem nové řady motorů Liaz.

K získaným výsledkům je nutno přistupovat s respektováním následujících skutečností a pro další postup prací v dané problematice je nutné se zaměřit na další zpřesnění modelu neboť: proudění na modelovém zařízení je do neohrazeného prostoru, u motoru se jedná o proudění do omezeného prostoru, vliv dynamických jevů bude na voleném modelu zachycen jen částečně, o tom svědčí např. odchylky v hodnotách středního průtokového součinitele při měření na modelu a motoru, metoda nízkotlaké indikace ve válci motoru nepředstavuje sou-

- časnou úroveň měření nízkých tlaků a její použití vychází z přístrojových možností pracoviště v současné době,
- k výpočtu tangenciální rychlosti ve válci motoru se využívá vztah z literatury. Pro jeho ověření byl vyvinut a v podmínkách válce motoru ověřen snímač dynamického tlaku. Měření se prováděla na jednoválci 120/130 a další použití se předpokládá po dokončení jednoválce 135/160 pro podmínky motoru M 2.4 R,
 - pro měření dynamického vírového čísla je nutné ověřit optikální tuhost měřicího nosníku, která umožní měření i při vyšších rychlostech nárůstu tlakového spádu v kanále.

Světové trendy v oblasti vývoje spalovacích motorů směřují zejména ke dvěma cílům a to:

- k dokonalejšímu využívání paliv, projevujícím se snižováním měrné spotřeby paliva,
- ke zlepšování ekologických vlastností, ke snižování škodlivých emisí motorů.

Do značné míry tyto vlastnosti motoru významně ovlivňuje příprava pracovní náplně motoru. Je tudíž zákonitá snaha o objektivnější popis dějů této části pracovního oběhu. Navržená měřicí metoda a realizované měřicí zařízení přispívá k dalšímu poznání procesů proudění v kanále a válci spalovacího motoru.

Měřicí zařízení, které je výsledkem práce, bude využíváno i nadále, při zjišťování vlastností kanálů, ověřování konstrukčních úprav apod. v rámci spolupráce se s.p. Liaz Jablonec n. Nisou.

Na závěr shrnutí výsledků disertace lze uvést, že výsledky prací jsou zpracovány do obecně použitelné formy výpočetního vybavení v rámci systému výpočetních metod katedry strojů průmyslové dopravy VŠST v Liberci. Metoda je použitelná pro všechny druhy spalovacích motorů v oblasti experimentálního výzkumu.

Poděkování

Na závěr disertační práce děkuji mému školiteli, vedoucímu katedry strojů průmyslové dopravy, docentu ing. Oldřichu Červinkovi, CSc. za uvedení do zkoumané problematiky a za vedení v průběhu vědecké přípravy.

Rovněž děkuji svým spolupracovníkům, kteří mi byli nápomocni odbornými konzultacemi, při výrobě měřicího zařízení a přípravě experimentálního stanoviště, jakož i za pomoc při dokončování práce, neboť tím přispěli ke splnění záměrů práce.

Autor.

Literatura

- /1/ ARNOLD, M.: Measurement of Induction Gas Velocities in a Reciprocating Engine Cylinder. SAE Tech. Pap. Ser., 1972, č. 720115.
- /2/ BARGENDE, M. - PÜTTER, R. G.: Ermittlung der Ladungsbewegung in motorischen Brennräumen durch Messung instationärer Oberflächentemperaturverläufe. MTZ, 47, 1986, č. 12, s.533.
- /3/ BARTHELMA, L.: Messung der örtlichen Luftbewegung in Brennraum eines direkteinspritzenden Dieselmotors. MTZ, 44, 1983, č.2.
- /4/ BARTONÍČEK, L. - MOC, L.: Rychloběžný vznětový motor s vyšším stupněm přeplňování. In: Sborník 15. celostátní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů čsl. vysokých škol. Liberec 1984, s.
- /5/ BAUMRUK, P.: Experimentální zjišťování vlastností kanálů hlav spalovacích motorů. Automobil, 1982, č.2.
- /6/ BAUMRUK, P.: Aerodynamické zkoušky kanálů hlav spalovacích motorů. /Kandidátská disertační práce/. Praha 1984. ČVUT. Fakulta strojní.
- /7/ BEROUN, S. - BARTONÍČEK, L. - MOC, L.: Motor M 2.3 - měření při vyšším stupni přeplňování. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1984.
- /8/ BRANDSTÄTER, W. - KILLMANN, I.: Computersimulation der Strömung, Gemischbildung und Verbrennung in Motoren. MTZ, 49, 1988, č.5.
- /9/ ČERNÝŠEV, G. D.: Vybor parametrov vpusknovo kanala dlja četyrtaktnych dvigatělej. Avtomobilnaja promyšlenost', 1968, č.9.
- /10/ ČERVINKA, O.: Dopravní účinnost naftových motorů. /Habilitační práce/. Liberec 1979. - VŠST. Fakulta strojní.
- /11/ GALKOVSKIJ, V. P.: O vybore diametra kamery sgoranija v dizele s neposredstvenym vpryskom. Mašinstrojenije , 1970, č. 5.
- /12/ HARDENBERG, H.: Ein einfaches Verfahren zur Abschätzung des Einflusses der Zylinder und Brennraumgeometrie den Durchfluss von Einlasskanälen. MTZ, 31, 1970, č.10.
- /13/ HOCHÉ, A.: Rechnerische und experimentelle Untersuchung von Elementen der Innenvorgänge im Dieselmotor. KFT , 1988, č.11, s.332.

- /14/ HOLÁT, F.: Souhrn základních poznatků o pohybu vzduchu ve spalovacích prostorech naftových motorů s přímým vstřikem při plnění a kompresi. Technický sborník VÚ ČKD Praha, 1971, č.9-10, s. 17.
- /15/ HONENBERG, G. - HARDENBERG, H.: A New Method for Analysis of the Air Swirl in the Combustion Chamber of Diesel Engines. In: Sborník 13. mezinárodního kongresu spalovacích motorů Cimac. Vídeň 1979.
- /16/ HRUŠ, M.: Proudění ve spalovacím prostoru. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1975.
- /17/ HRUŠ, M.: Zviditelnění dějů ve spalovacím prostoru motoru Tatra RVHP T-911. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1978.
- /18/ HUEBNER, K. H.: Experimental Determination of Airflow Patterns in Piston Engines with Induction Swirl. SAE Tech. Pap. Ser., 1972, č. 720026.
- /19/ JAROŠ, K.: Zařízení k vyhodnocování proudění ve válcích spalovacích motorů. In: Sborník 18. konference kateder a pracovišť spalovacích motorů čsl. vysokých škol. Ostrava 1987, s. 75.
- /20/ KAMFER, G. H.: Analýz vzájomosvjazi diametra kamery sgoranija i intenzivnosti dviženija vozdušnovo zarjada v dizele. Dvigatelsestrojenije, 1983, č. 10.
- /21/ KAMINSKIJ, A. I.: Analýz javlenij v impulsnyh sistemach gazoturbinovo nadduva dizelej metodom teorii voln koneč - noj amplitudy. Mašinostrojenije, 1981, č. 3, s. 69.
- /22/ KLICK, D.: Laser Anemometry for Engine Flow Studies. SAE Tech. Pap. Ser., 1983, č. 830417.
- /23/ KOŽOUŠEK, J.: Teorie spalovacích motorů. Praha 1971.
- /24/ KŘOVINA, J.: Měřič tečného momentu hybnosti náplně válce motoru. /Diplomová práce/. Liberec 1983. - VŠST. Fakulta strojní.
- /25/ LEŠINSKÝ, J.: Vliv nestacionárního proudění v nasávacím potrubí naftového motoru na rozvíření náplně ve válci. In: Sborník 8. konference kateder spalovacích motorů. Žilina 1976.
- /26/ MACEK, J.: Matematické modelování pracovního oběhu přeplňovaného spalovacího motoru. In: Sborník 6. konference kateder spalovacích motorů. Žilina 1974, s. 155.
- /27/ MALCHO, M.: Riešenie nestacionárneho prúdenia plynov v potrubnom systéme štvordobého naftového motora.

- /Kandidátská disertačná práce/. Žilina 1983. VŠDS.
- /28/ MAYER, J.: Teoretické základy energetických zařízení. Liberec 1984.
- /29/ MAX, E.: Measurement of Turbulent Flow in Engines using a Lasser Doppler Anemometer. International Journal of Vehicle Desing, 1983, č.4.
- /30/ MOC, L.: Ověřování úprav motorů řady S 110. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1977.
- /31/ MOC, L.: Měřič vířivosti náplně válce. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1985.
- /32/ MOC, L.: Metody stanovení parametrů nestacionárního proudění v sacím kanálu a spalovacím prostoru vznětového motoru. /Písemná část odborné zkoušky ve vědecké aspiranture/. Liberec, VŠST 1985.
- /33/ MOC, L.: Měření a způsoby stanovení stupně rozvíření náplně válce vznětového motoru. In: Sborník vědeckých prací Vysoké školy strojní a textilní v Liberci. Liberec 1986. s. 269.
- /34/ MOC, L.: Ověření funkce impulsního měřiče na motoru M 2.3. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1986.
- /35/ MOC, L.: Vliv plnicího potrubí na rozvíření náplně ve válci vznětového motoru. In: Sborník vědeckých prací Vysoké školy strojní a textilní v Liberci. Liberec 1986. s. 263.
- /36/ MOC, L.: Stanovení vírového čísla kanálu impulsní metodou. In: Sborník 20. konference kateder a pracovišť spalovacích motorů čl. vysokých škol. Brno 1989.
- /37/ MONAGHAN, M. L.: Air Motion and its Effect an Diesel Performance and Emissions. SAE Tech. Pap. Ser. , 1981, č. 810255.
- /38/ OHIGASHI, S. - HAMAMOTO, Y. - TANABE, S.: Messung und Wirkung des Dralles bei Verbrennung in einem Dieselmotor. MTZ, 33, 1972, č. 4.
- /39/ PAULINIOVÁ, B.: Matematický model preplňovaného viacválnového štvordobého vznětového motora. /Kandidátská disertačná práce/. Žilina 1986. - VŠDS.
- /40/ POLONI, M.: Použitie de Hallerovho testu na porovnávanie metód výpočtu prúdenia v potrubí spaľovacieho motora. In: Sborník 18. konference kateder a pracovišť spalovacích motorů čl. vysokých škol. Brno 1987, s. 68.

- /41/ RADZIMIRSKI, S.: Przyczynek do okreslenia na stanowisku badawczym intensywnosci ruchu obrotowego powietrza w cylindrze silnika. Biuletyn, 1979, č. 5-6.
- /42/ RYDDIN, V. V.: Matematičeskoje modelirovanije procesa napolnenija dvigatelja s razvetvlenym truboprovodom. Mašinostrojenije, 1980, č.2, s. 71.
- /43/ SVOBODA, M.: Měření rychlosti proudění ve spalovacích prostorech naftových motorů. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1973.
- /44/ ŠIDLOF, P.: Výměna obsahu válců motoru M 434 v hydrodynamické analogii. /Výzkumná zpráva/. Liberec, VŠST 1975.
- /45/ ŠINTÁK, J.: Teoretické základy energetických zařízení. Liberec 1987.
- /46/ THIEN, G.: Entwicklungsarbeiten an Ventilkämen von Viertakt-Diesel-Motoren. "Österreichische Ingenier Zeitschrift, 1965, č. 9.
- /47/ THON, L.: Ermittlung der Anemometerdrehzahl im Motor - schleppbetrieb. KFT, 1970, č. 10, s. 297.
- /48/ WEIDENMÜLLER, M.: Geschwindigkeiten im Brennraum eines fremd angetriebenen Dieselmotors. MTZ, 31, 1970, č.4.
- /49/ VICHRT, M. M.: Konstruirovanije vpusknych sistem by - strochodnyh dizelej. Mašinostrojenije, 1982, č. 4.
- /50/ VOZNESENSKIJ, A. N.: Matematičeskaja model nestacionarnovo kvaziodnomernovo tečenije soveršenovo gaza. Mašinostrojenije, 1981, č. 2, s. 99.
- /51/ WILLIAMS, T. J. - TINDALL, M. J.: The Prediction and Measurement of Gas Flow in the Combustion Chambers of direct Injection Diesel Engines. In: Sborník 13. mezinárodního kongresu Cimac. Vídeň 1979.
- /52/ MA, T.H.: Effect of Cylinder Charge Motion on Combustion. In: Combustion in Engines. London, Mech. Enging. Publ., 1976, s. 1-12.

DOPLNĚK 1 - základní principy měření rychlostí proudění
v kanálu a válci vznětového motoru

D 1.1 Měření rychlosti termoanemometrem

Princip měření rychlosti termoanemometrem spočívá v odvádění tepla žhavenému drátu proudící vzdušinou. Na obr. 1 je schematicky snímač termoanemometru. Prouděním vzdušiny kolem žhaveného drátu je část této energie přeměněná v teplo odváděna. Rychlost proudění lze stanovit dvěma způsoby. Prvá metoda měření s konstantním odporem připojuje žhavený drát termoanemometru do elektrického obvodu tak, že je jeho střední teplota a tím i odpor udržován na konstantní teplotě, nezávisle na poměrech při přestupu tepla. Přestup tepla, a tím i rychlost proudící vzdušiny, je pak dán změnou elektrického proudu protékajícího žhaveným drátem.

Druhá metoda měření s konstantním proudem spočívá v měření odporu žhaveného drátku napájeného konstantním proudem. Odpor se mění dle teploty drátu, která je závislá na podmínkách přestupu tepla.

Výpočet rychlosti ze změn napájecího proudu vychází ze vztahu pro přestup tepla z příčně obtékaného drátu. Velikost čísla Nu lze stanovit ze vztahu

$$Nu = c, Re^m \left(\frac{T_0}{T} \right)^n,$$

D1.01

kde T_D - teplota drátu anemometru / K/,
 T - teplota měřené vzdušiny /K/,
 m, n, c_1 - konstanty.
 Vzhledem k platnosti vztahů

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad , \quad Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad ,$$

kde α - koeficient přestupu tepla /Wm⁻²K⁻¹/,
 λ - koeficient tepelné vodivosti plynu /Wm⁻²K⁻¹/ ,
 ν - kinematická viskozita vzdušiny /m²s⁻¹/ ,
 můžeme určit rychlost proudění ze vztahu

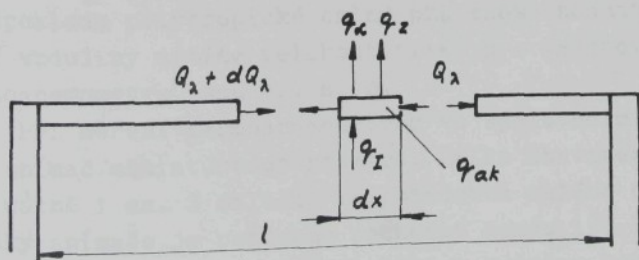
$$w = \frac{\nu}{d} \left[\frac{\alpha \cdot d}{\lambda \cdot c_1 \left(\frac{T_D}{T} \right)} \right]^{\frac{1}{m}} . \quad D1.02$$

Z rovnice je zřejmá závislost rychlosti proudění na kinematické viskozitě vzdušiny ν , průměru drátu d , koeficientu přestupu tepla α , koeficientu tepelné vodivosti vzdušiny a teplotách T_D , T .

Pro výpočet koeficientu přestupu tepla se často užívá vztah /43/

$$\alpha = c \cdot (\rho^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot w^{0,8}) . \quad D1.03$$

Hodnoty $d, \lambda, \alpha, T_D, T$ spolu souvisí dle rovnice tepelné rovnováhy termoanemometru viz obr.1.



Obr.1 Tepelná rovnováha na termoanemometru

Dle obrázku platí rovnice ve tvaru

$$Q_\lambda + dQ_\lambda + q_\kappa \cdot dx + q_z \cdot dx = Q_\lambda + q_z \cdot dx + q_{ak} \cdot dx \quad 1.38$$

kde Q - teplo sdílené vedením $/J/$,

q - teplo na jednotku délky drátu sdílené prouděním $/Jm^{-1}/$,

q_z - teplo na jednotku délky drátu sdílené zářením $/Jm^{-1}/$,

q_I - teplo přivedené elektrickým proudem $/Jm^{-1}/$,

q_{ak} - teplo akumulované jednotkou délky $/Jm^{-1}/$.

Zanedbáním relativně malých složek tepelné energie q_z a q_{ak} , dosazením do uvedeného vztahu, získáme výraz ve tvaru diferenciální rovnice

$$\frac{d^2 T_0}{dx^2} - K_2 \cdot T_0 + K_1 = 0, \quad D1.04$$

kde parametry K_1 , K_2 jsou ve tvaru

$$K_1 = \frac{4}{d \cdot \lambda_0} \left(\kappa \cdot r - \frac{I^2 R_0}{\pi \cdot d \cdot l} \right) \quad K_2 = \frac{4}{d \cdot \lambda_0} \left(\kappa - \frac{I^2 R_0 \beta}{\pi \cdot d \cdot l} \right).$$

Řešením diferenciální rovnice se určí rozložení teploty podél žhaveného drátu. K řešení je nutné znát teplotu vzdušiny, kterou stanovíme sondou termoanemometru tak, že drát není žhaven a při průtoku nepatrného proudu pracuje termoanemometr jako odporový teploměr. Kinematická viskozita vzdušiny ν a koeficient tepelné vodivosti κ se stanoví z tabulek, přičemž obě veličiny jsou závislé na teplotě a tlaku vzdušiny. Za předpokladu polytropické změny při známé hodnotě teploty proudící vzdušiny určíme velikost tlaku p . Cejchovní konstanty termoanemometru jsou c_1 , m , n .

Při měření termoanemometrem ve spalovacím prostoru musí být snímač miniaturních rozměrů. Délka žhaveného drátku bývá maximálně 1 mm. S ohledem na požadavek malého odvodu tepla držáky snímače je potřebné zachovat poměr l/d žhaveného drátku cca 10^2 a proto požadovaná velikost průměru drátku činí 10^{-2} mm.

U měřicí metody je dále nutné vyřešit utěsnění měřeného prostoru proti oleji. Při styku oleje se žhaveným drátkem dochází ke zničení termoanemometru.

Mezi hlavní nevýhody metody patří obtížná výroba termoanemometru a náročné cejchování. Měření rychlostních polí ve spalovacím prostoru touto metodou je uvedeno např. /48/.

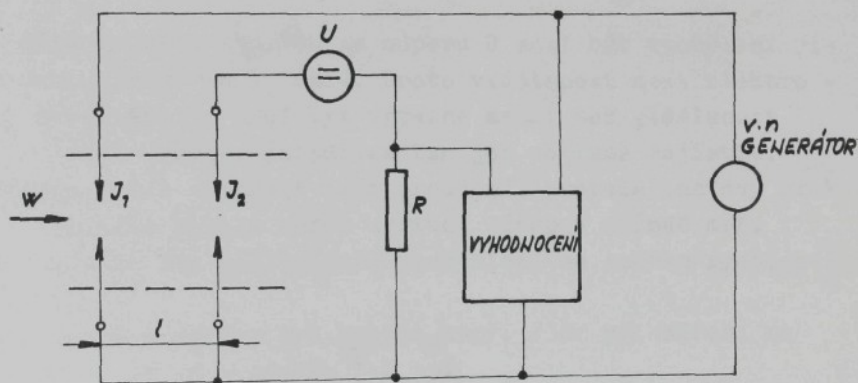
D 1.2 Měření rychlosti ionizačním anemometrem

Ionizační anemometry lze rozdělit na dvě základní skupiny:

- ionizační anemometry impulsní, které pracují na principu iontového mraku,
- ionizační anemometry proudové, které využívají principu změny proudu následkem únosu iontu z ionizační komory.

Ionizační anemometr impulsní

Funkce anemometru je schematicky na obr. 2. Při měření probíhají následující děje. Generátor dodává napěťové impulsy vyhodnocovacímu přístroji a současně jiskříšti J_1 . V okamžiku



Obr.2 Schema činnosti impulsního ionizačního anemometru

příchodu impulsu vytvoří se na tomto jiskříšti jiskrový výboj. Důsledkem je vznik iontů podél výbojové cesty. Vzniklé ionty jsou v podobě iontového mraku unášeny proudící vzdušinou k jiskříšti J_2 . V okamžiku, kdy iontový mrak projde jiskříštěm J_2 , stane se jiskříště vodivým, čímž na odporu R vznikne napěťový impuls. Při vyhodnocování se určí časový interval mezi impulsem generátoru a impulsem na odporu R . Podle geometrických vzdáleností jiskříšť J_1 a J_2 lze určit rychlost proudění. Předpokládá se, že se ionty pohybují stejnou rychlostí.

Při skutečném provedení anemometru je průběh jevů složitější. Především výboj mezi elektrodami jiskříště nenastane

bezprostředně po dosažení impulsu z generátoru hodnoty statického průrazného napětí, nýbrž po době potřebné k vytvoření volného elektronu pro vznik ionizačního procesu. Tato doba má statistický charakter, závisí na mnoha činitelích, které nelze s jistotou určit.

Jiskrový výboj na jiskřišti J_1 se vlivem proudění vzdušiny nevytvoří mezi elektrodami jiskřiště, ale je vychýlen ve směru proudění k jiskřišti J_2 . Velikost posunutí závisí na rychlosti proudění vzdušiny, vzdálenosti elektrod jiskřiště J_1 , napěťovém impulsu atd. Část iontů vlivem uvedeného jevu prochází kratší vzdáleností, než je vzdálenost obou jiskřišť a způsobí zvětšení náběžné hrany na odporu R.

Na základě rozboru činnosti iontového impulsního anemometru musí být pro použití splněny následující podmínky:

- snímač anemometru musí mít vzdálenost jiskřišť v mezích 0,1 - 1 mm,
- pro strmost čela impulsu na odporu R musí být vychýlení jiskrového výboje na J_1 malé. Proto vzdálenost mezi elektrodami jiskřiště J_1 musí být výrazně menší než vzdálenost 0,1 - 1 mm. Uvedený požadavek lze jen obtížně zajistit,
- snímačem nelze stanovit směr proudění, protože iontový mrak má v důsledku difuze iontů určitou šířku a snímač měří i v případech, kdy osa snímače nesouhlasí se směrem rychlosti vzdušiny.

Uvedený princip měření byl použit např. /38/ při měření na motoru $\varnothing D = 125$ mm a zdvihu 110 mm.

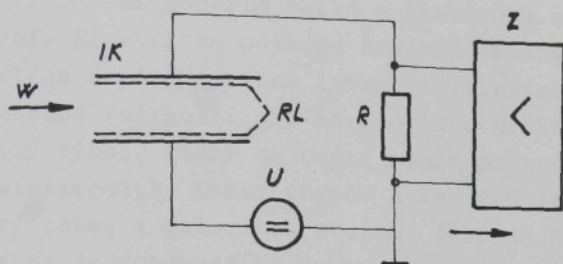
Ionizační anemometr proudový

Anemometry tohoto typu lze rozdělit do dvou základních skupin:

- s nesamostatným výbojem, kdy je ionizace způsobena vnější ionizační látkou např. radioaktivní,
- se samostatným výbojem.

Princip anemometru s nesamostatným výbojem je na obr. 3. Na elektrody ploché ionizační komory IK, pokryté tenkou vrstvou radioaktivní látky RL je přiveden potenciální rozdíl ze zdroje napětí U. Ionty, vznikající v ionizační komoře účinkem radioaktivního zářiče, jsou vystaveny vlivu, jak napětí U ve směru elektrického pole, tak vlivu rychlosti proudící vzdu -

šiny. Růstem rychlosti proudění vzdušiny se zvětšuje počet iontů unesených vzdušinou z ionizační komory a tím klesá proud ,



Obr. 3 Ionizační anemometr s nesamostatným výbojem

který komorou prochází. Protékající proud vytváří na odporu R úbytek napětí, jehož zpracováním v zesilovací části získáme údaj o rychlosti proudící vzdušiny.

Nevýhody uvedeného principu jsou v malé intenzitě elektrického pole mezi elektrodami ionizační komory a tím v malých hodnotách protékajícího proudu, řádově 10^{-12} A. Velikost proudu dále klesá s velikostí měřené rychlosti proudění a proto lze snímač použít pro malé rychlosti proudění.

Ionizační anemometr se samostatným výbojem lze použít pro měření větších rychlostí proudění. Podmínkou pro tato měření je dosažení větší intenzity elektrického pole mezi elektrodami snímače. Rychlost iontů v závislosti na intenzitě elektrického pole je dána vztahem

$$w_e = k \cdot E$$

D1.05

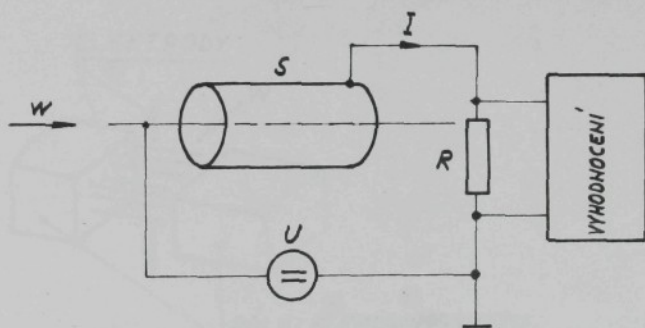
kde E - intenzita elektrického pole $/V \cdot m^{-1}/$,

k - hybnost iontů $/m^2 \cdot V^{-1} \cdot s^{-1}/$.

Pro požadovanou citlivost anemometru musí být rychlost iontů přibližně stejná jako rychlost proudící vzdušiny, což pro použití u vznětových motorů předpokládá rychlost do cca $100 \text{ m} \cdot s^{-1}$. Pro hodnotu $k = 100 \text{ mm}^2 \cdot V \cdot s$ tj. vzduch za atmosférických podmínek, vychází intenzita elektrického pole E řádově $10^6 \text{ V} \cdot m^{-1}$. Této hodnoty může být při použití samostatného výboje dosaženo.

Vhodným typem výboje, který je použitelný pro měření větších rychlostí vzdušiny, je výboj koronový. Jedná se o neúplný samostatný výboj, který se vytvoří u elektrod, je-li vzdálenost mezi elektrodami poměrně velká a elektrody mají malý poloměr zakřivení. Elektrické pole je značně nehomogenní. Při určitých hodnotách napětí dosáhne intenzita elektrického pole u elektrod dostatečné velikosti pro nárazovou ionizaci vzduchu. Vznikne neúplný výboj, který se omezí pouze na tenkou vrstvu vzduchu při elektrodách. Kolem vodiče s korunou se vytvoří značný prostorový náboj s polaritou stejnou jako je polarita vodiče a tento náboj se pohybuje ke druhé elektrodě.

Je-li použito stejnosměrné napětí, je korunou obklopena pouze jedna elektroda, čímž vznikne tzv. unipolární korona. Případem unipolární korony je výboj mezi dutým válcem a vodičem umístěným v ose válce. Schema ionizačního anemometru popsaného typu je na obr. 4 .



Obr. 4 Schema proudového ionizačního anemometru se samostatným výbojem

Na snímač S, tvořený dutým válcem a vodičem v ose, je přiveden ze zdroje napětí U, potenciální rozdíl zajišťující vznik stabilní korony kolem osového vodiče. Prostor mezi korunou a válcem se vyplní prostorovým nábojem, který je tvořen ionty polarity osové elektrody. Vzniklé ionty jsou unášeny elektrickým polem k válcové elektrodě a vytváří proud I koronového výboje. Je-li snímač umístěn do proudu vzdušiny tak, že osa snímače souhlasí se směrem proudění, je část iontů prostorového výboje unášena mimo prostor snímače, čímž se zmenší velikost proudu I. Vyhodnocení poklesu proudu koronového výboje

odpovídá přímo velikosti rychlosti proudění. Ionty unesené proudem vzdušiny jsou zachyceny na vodivých částech a jejich náboj je odveden do uzemněného bodu.

D 1.3 Elektromagnetický anemometr

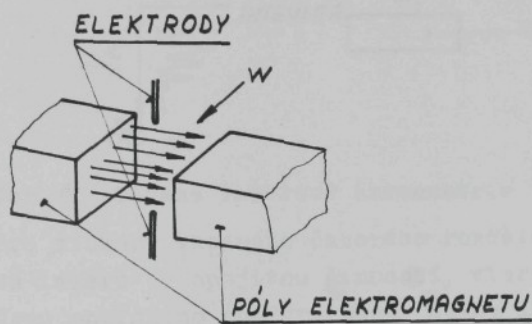
Elektromagnetický anemometr využívá principu Faradayova indukčního zákona. Průtokem vodivé tekutiny magnetickým polem vzniká napětí, které lze měřit na elektrodách umístěných v proudu tekutiny. Proud tekutiny má obdobné vlastnosti jako vodič protínající magnetické pole. Velikost indukovaného napětí je dána vztahem

$$e_0 = B \cdot l \cdot w ,$$

D1.06

kde B - magnetická indukce /T/.

Schema elektromagnetického anemometru je na obr. 5 .

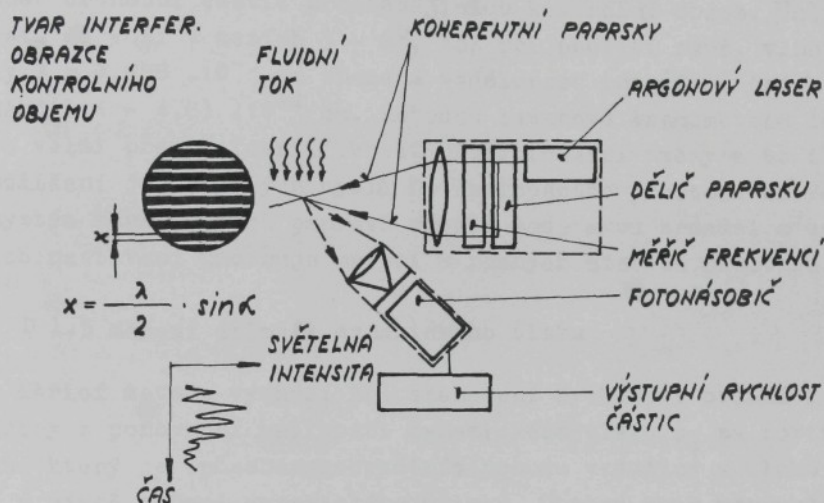


Obr. 5 Schema elektromagnetického anemometru

Pro určení rychlosti proudící vzdušiny je nutné stanovit indukované napětí, jehož velikost závisí zejména na měrné vodivosti proudící tekutiny. Náplň ve válci motoru se za normálních podmínek chová jako izolant a zvýšení její vodivosti je možné ionizací. Ionizace však nemůže být vytvářena elektrickým polem, neboť by docházelo k ovlivňování výstupního indukovaného napětí e_0 . Vhodným ionizačním prostředkem pro tento případ je záření.

D 1.4 Měření laserovým anemometrem (LDA)

Uvedená metoda měření je v současné době nejobjektivnější metodou pro stanovení rychlostních polí ve fluidních systémech. Výhodou metody je možnost měření i při spalování paliva a stanovení rychlostí v omezeném prostoru válce či spalovacího prostoru. Kontrolní objem má zpravidla objem- průměr 0,2 mm a výšku 0,2 - 2 mm. Schema uspořádání je na obr. 6 .



Obr. 6 Schema laserové anemometrie

Pro získání vhodného časového rozdělení změn rychlosti se používá laserů se spojitou činností, které pracují ve viditelném pásmu optického spektra např. He-Ne laser o výkonu cca 150mW s jednou vlnovou délkou $\lambda = 0,6328 \cdot 10^{-6} \text{ m}$, Ag laser o výkonu cca 3 W se dvěma vlnovými délkami $0,488 \cdot 10^{-6}$ a $0,5145 \cdot 10^{-6} \text{ m}$. Metoda měření vychází z využití Dopplerova jevu. Výchozí paprsek laseru se opticky dělí na dva koherentní paprsky s úhlem κ , zavedením obou paprsků do kontrolovaného objemu se vytváří interferenční obrazec s rovnoběžnou polohou interferenčních proužků. Vzdálenost interferenčních proužků je dána vztahem

$$x = \frac{\lambda}{2} \sin 2\kappa ,$$

D1.07

kde λ - vlnová délka použitého světla /m/ .

Pro měření rychlosti náplně válce se vytvoří uvnitř přídavnou látkou fluidní homogenní systém. Používají se např. částice oxidu Al_2O_3 , SiO_2 či obdobné látky dobře odrážející světlo, střední velikost částic se volí cca průměr 10^{-3} mm. Částice musí sledovat pohyb proudu náplně a při průchodu interferenčním obrazcem rozptylují dopadající světlo. Rozptýlené světlo se usměrňuje na fotonásobič a získaný Dopplerův signál se zpracovává pro výpočet četnosti částic přecházejících kontrolní objem. Úhly paprsků se volí v mezích $3 - 6^\circ$, což při použití např. vlnové délky $\lambda = 0,488 \cdot 10^{-3}$ mm znamená vzdálenost interferenčních proužků $(2,4 - 4,8) \cdot 10^{-4}$ mm. Metodou laserové anemometrie lze proto velmi přesně identifikovat nestacionární změny a to i včetně odlišení jednotlivých cyklů. Do spalovacího prostoru či válce se systém koherentních paprsků zavádí soustavou zrcadel a změna jejich nastavení umožňuje měření v různých místech prostoru.

D 1.5 Měření snímači dynamického tlaku

Měřicí metoda vychází při stanovení rychlosti proudící vzdušiny z porovnání velikosti dynamického tlaku p_d na rovinou desku, který je způsoben zabrzděním proudu vzdušiny a tlaku okolí v místě měření dynamického účinku. Obecný tvar pro určení rychlosti proudění je dle vztahu

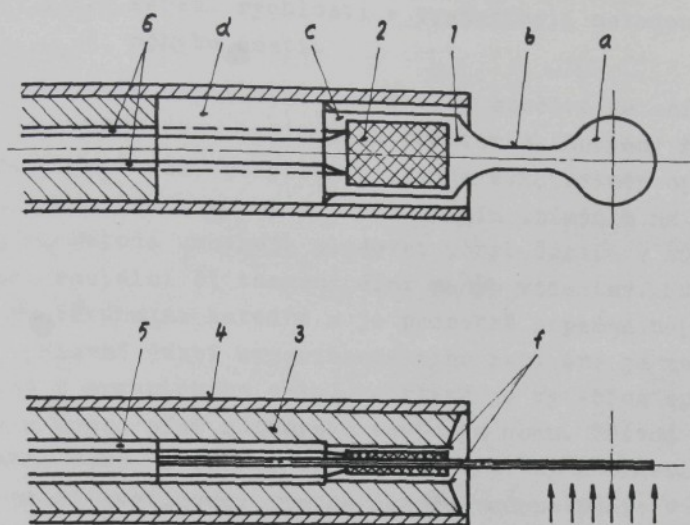
$$w = \text{KONST.} \cdot \sqrt{\frac{p_d}{\rho^n}}$$

D1.08

kde n - exponent polytropické změny stavu náplně ve válci/-/. Velikost exponentu n se určí z průběhu indikátorového diagramu, přičemž konstanta ve vztahu popisuje stav vzdušiny na počátku kompresního zdvihu.

Pro zjišťování dynamického tlaku lze použít tenzometrické snímače, které mají dostatečnou odolnost vůči vyšším teplotám, odpovídajícím stavu náplně na konci kompresního zdvihu. Vzhledem k současným vlastnostem křemíkových tenzometrů např. typu AP (AP 120 - 6 - 12), lze provádět měření do teplot cca 300°C , event. s krátkodobým přetížením do 400°C .

Základní schema řešení tenzometrického snímače dynamického tlaku je na obr. 7.



Obr. 7 Tenzometrický snímač dynamického tlaku

Základní částí snímače je ocelový pásek, na jehož volném konci je vytvořen kruhový terčík *a*, který se vkládá do měřeného místa v proudu vzdušiny. Aerodynamická síla proudící vzdušiny, která na terčík působí, se přenáší ramenem *b* na pružnou snímací část *c*. Působením síly se snímací část ohýbá a tím se deformují tenzometry nalepené na povrchu. Vliv aerodynamické síly působící na rameno *b* je malý vzhledem k menší čelní ploše ramene. Velikost výchylky snímací části je omezena dorazy *f*.

Opačný konec základní části *d* je pevně uložen v drážce držáku *3*, jehož otvorem jsou vedeny vodiče *6* tenzometrů *2*. Vodiče jsou v držáku zatmeleny a celý snímač je opatřen krytem *4*.

Podle umístění snímače ve spalovacím prostoru či válci lze měřit radiální či tangenciální složku rychlosti. Nevýhodou metody, kromě ovlivnění charakteru proudění měřicím terčíkem je zejména to, že se musí zjišťovat průběh statického tlaku vzdušiny v blízkosti měřicího terčíku. Naměřené hodnoty rychlosti představují střední rychlost proudění.

D 1.6 Měření rychlostí a trajektorií metodou zviditelnění pohybu částic

Princip experimentální metody spočívá ve snímání a sledování rovinného řezu spalovacím prostorem. Rovinný řez je vytvořen světelným řezem, pohyb vzdušiny je zviditelněn opticky kontrastním aerosolem a zachycen rychlostním snímáním na fotografický papír. Metoda umožňuje sledovat pohyb částic v různých řezech např. radiální či tangenciální pohyb vzdušiny. Uvedená metoda byla používána na katedře a je podrobně popsána např./16, 17/.

Hlavní částí experimentálního zařízení je modelová hlava válců z organického skla, ve které je vytvořen spalovací prostor a proto píst zůstává s rovinným dnem. Přívod světla do zvoleného řezu je pomocí vložené úzké desky z organického skla, která tvoří světlovod. Tím je světlo vedeno pouze v rovině řezu, ostatní části spalovacího prostoru jsou černě natřeny.

Ke snímání, vzhledem k rychlým časovým změnám, neboť se měření provádí při skutečných otáčkách motoru, je používána rychlostní filmovací kamera. Jako aerosolu se používá pevné látky, dostatečně stabilní za teploty a tlaku při skutečné kompresi, kulovitého tvaru a velikosti cca 10^{-6} m.

Části aerosolu, které se pohybují ve světelném řezu spalovacího prostoru, částečně světlo odrážejí a působí tak jako samostatné zdroje záření. Ze sejmutého fotografického záznamu lze vyhodnocovat pohyb jednotlivých částic aerosolu. Rozborem získaných trajektorií částic a časových podmínek rychlostního snímání se získá, jak rozložení jednotlivých vírových útvarů ve spalovacím prostoru, tak rozdělení rychlostí a časově prostorový popis rozvoje vírových útvarů ve spalovacím prostoru.

Průběhy rychlostí zjištěné uvedenou metodou měření jsou uvedeny v lit. /16, 17/.

D 1.7 Měření metodou hydrodynamické analogie

Hydrodynamická analogie vychází ze vzájemného vztahu mezi prouděním ideální mělké tekutiny a ideálního plynu. Analogie platí mezi dvourozměrným isentropickým prouděním ideálního plynu s adiabatickým exponentem $k = 2,0$ a prouděním ideální mělké kapaliny tj. bez viskozity a povrchového napětí, s volnou hladinou nad vodorovným plochým dnem. Za dodržení podobných okrajových podmínek, lze odvodit vztahy pro podobnost proudění. Po-

tom platí následující podobnostní vztahy:

- proudnice, trajektorie a rychlosti si odpovídají přímo,
- měrná hmotnost odpovídá výšce hladiny modelu,
- teplota náplně odpovídá výšce hladiny modelu,
- tlak proudící tekutiny odpovídá druhé mocnině výšky hladiny.

Vztahy v analogii jsou určovány měřítka mezi jednotlivými parametry a to m_l měřítko délek, m_w měřítko rychlostí a m_t měřítko času. Mezi jednotlivými měřítka musí platit vztah

$$m_l = m_t \cdot m_w . \quad D1.09$$

V analogii se volí jako základní parametr výška mělké tekutiny odpovídající tlaku okolí a měřítko pro délkové rozměry. Měřítka rychlosti m_w je pak určeno jako poměr rychlosti vln malé amplitudy na hladině kapaliny při výšce h_0 , která je určena podmínkou

$$w_0 = \sqrt{2 \cdot h_0} \quad D1.10$$

a rychlosti zvuku w_{zv} za podmínek odpovídajících stavu okolí

$$m_w = \frac{\sqrt{2 \cdot h_0}}{w_{zv}} . \quad D1.11$$

Pro zviditelnění povrchového reliéfu proudu tekutiny se využívá následujících metod:

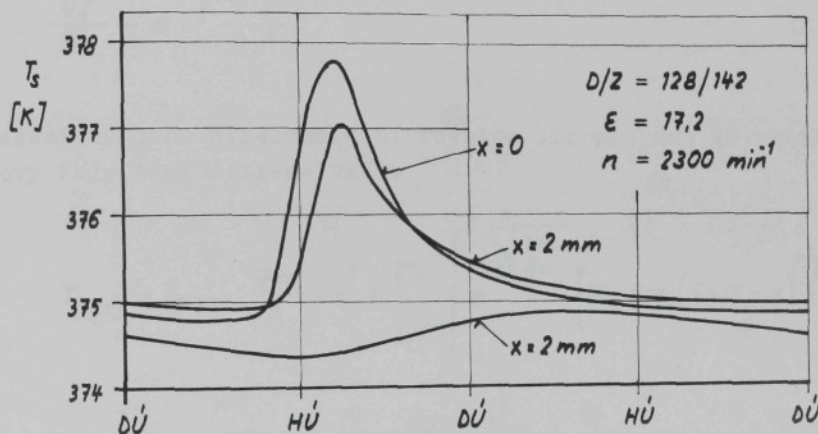
- proměření diskrétních hodnot v jednotlivých řezech kanálů, prostorů a sestrojení výsledných profilů rychlostí,
- měření změn odporu mezi elektrodami např. elektromagnetickým anemometrem,
- fotografické vyhodnocení např. světelný řez, stínová metoda,
- interferenční metoda.

Výsledky z hydrodynamické analogie jsou ovlivněny nedokonalostí modelové tekutiny a tím, že analogie platí přesně v případě dvourozměrného proudění ideální tekutiny s adiabatickým exponentem 2,0. Hlavní použití vedle sledování charakteru proudění v plicím traktu či spalovacím prostoru motoru je při určování dopravní účinnosti a tlakových poměrů při výměně obsahu válců.

Podrobněji je metoda popsána např. /44/.

D 1.8 Měření metodou průběhu povrchové teploty tenké desky

Základem metody měření je souvislost mezi prouděním a přestupem tepla mezi proudící tekutinou a stěnou spalovacího prostoru. V závislosti na otočení klikového hřídele lze průběh teploty stěny při protáčení motoru znázornit dle obr. 8 viz /2/. Hodnota x je vzdálenost mezi dosedací rovinou hlavy válce a místem měření teploty.



Obr. 8 Průběh teploty stěny hlavy válce

Pro výpočet rychlosti proudící náplně je nutné stanovit průběh tlaku a teploty náplně ve válci a teplotu povrchu stěny hlavy válce. Nejobtížnější je stanovení teploty povrchu stěny vzhledem k tomu, že se jedná v průběhu oběhu o změny jednotek K. Rovněž tepelná setrvačnost snímačů, pro rychlý průběh pracovního oběhu, musí být malá. Pro měření lze dle /2/ použít mikrotermočlánků NiCr-Ni. Vlastní termočlánek je vytvořen tenkou vrstvou mezi oběma vodiči-řadu $0,3 \mu\text{m}$. K izolaci termočlátku se užívá oxidu MgO. Průměr termočlátku bývá $0,25 - 3 \text{ mm}$.

Výhodou měřicí metody je možnost snadného umístění velkého počtu měřicích míst na hlavě válců a velmi malé ovlivnění proudící náplně snímači.

Změna teploty stěny hlavy válce je vyjádřena vztahem

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) .$$

D1.12

Rovnice sdílení tepla má pak tvar

$$\dot{q} = -\lambda \left(\frac{\partial \tau}{\partial x} + \frac{\partial \tau}{\partial y} + \frac{\partial \tau}{\partial z} \right) . \quad D1.13$$

V případě jednorozměrného nestacionárního proudění, které podle stěny hlavy válce se předpokládá, bude pro průběh teploty stěny platit rovnice

$$\frac{\partial \tau}{\partial t} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 \tau}{\partial x^2} \right) . \quad D1.14$$

Řešení uvedené diferenciální rovnice lze provést ve tvaru Furie-rovy řady, čímž získáme vztah

$$\begin{aligned} T(t, x) = T_{sm} - \frac{\dot{q}_m}{\lambda} \cdot x + \sum_{i=1}^{\infty} \left\{ e^{-x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}}} \left[A_i \cos \left(i\omega t - x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}} \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + B_i \sin \left(i\omega t - x \sqrt{\frac{i\omega}{2a}} \right) \right] \right\} . \end{aligned} \quad D1.15$$

Množství přestupující tepla z proudící náplně do stěny je dáno výrazem

$$\dot{q} = \alpha (\tau - \tau_s) , \quad D1.16$$

přičemž velikost součinitele přestupu tepla α závisí na Nusseltově čísle

$$N_w = c \cdot Re^m \cdot Pr^n , \quad D1.17$$

dosadíme-li do rovnice hodnoty teploty a tlaku náplně, při volbě exponentu $m = 0,78$ získáme pro součinitel přestupu tepla vztah

$$\kappa = c \cdot d^{-0,2} T^{-0,915} \cdot (w \cdot p)^{0,8} . \quad D1.18$$

Při uvažování okrajových podmínek řešení diferenciální rovnice se získá vztah pro výpočet rychlosti proudící náplně

$$w = \frac{k}{p} \left[\frac{d^{0,2} \cdot T^{0,915}}{T - T_s} \sum_{i=1}^{\infty} \left(\sqrt{i} \sin i\omega \frac{t-t_0}{2} \delta_i \right) \right]^{1,25} \quad D1.19$$

kde parametry δ_i , k jsou určeny vztahy

$$\delta_i = (B_i - A_i) \cos \left(i\omega \frac{t+t_0}{2} \right) - (A_i + B_i) \sin \left(i\omega \frac{t+t_0}{2} \right)$$

$$k = \left[\frac{\sqrt{\lambda \cdot c \cdot p \cdot 2\omega}}{c} \right]^{1,25} . \quad D1.20$$

DOPLNĚK 2 - měření objemového průtoku na modelové trati

Průtokový objem na modelové trati při zkouškách s konstantním zdvihem ventilu byl měřen:

- clonkovou tratí,
- objemovým průtokoměrem.

Při dynamických zkouškách byl průtokový objem stanoven výpočtem podle průběhu hodnoty tlakového spádu na ventilu, průtokové plochy a průtokového součinitele. Průběh průtokového součinitele pro zadané podmínky průtoku byl stanoven regresní dvouparametrickou závislostí. Průběh tlakového spádu na ventilu se zjišťoval indikací piezorezistančním snímačem TM 440/2.

a/ měření clonkovou tratí

Průtokový objem měřený clonkovou tratí vychází ze zjištění změny statického tlaku při průtoku škrtícím orgánem s konstantním průřezem. Průtokový objem bude proto dán vztahem

$$V_c = m \cdot \alpha \cdot \epsilon_c \cdot F_1 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{cl}}{\rho_1}}, \quad D2.01$$

kde veličiny mají význam:

- m - poměr zúžení /-/,
- α - průtokový součinitel clony, vyjadřující kontrakci proudu, vliv viskozity a geometrického provedení /-/,
- ϵ_c - expanzní součinitel respektující korekci na stlačitelnost, který závisí na tlakovém poměru na cloně a poměrném zúžení /-/,
- F_1 - průtoková plocha clonkové tratě /m²/,
- ρ_1 - měrná hmotnost tekutiny před clonou. V případě připojení měřeného kanálu na stranu podtlaku je stanovena pro tlak $p_1 = p_b - \Delta p_k - \Delta p_z$ a pro teplotu tekutiny $T_1 = T_b$ za předpokladu ideálního škrcení /kg.m⁻³/,
- Δp_{cl} - tlaková ztráta na clonce /Pa/.

Výpočet clonkové tratí byl proveden dle ČSN 25 7710 se vstupními parametry:

$$\begin{aligned} p_b &= 96\,790 \text{ Pa,} \\ t_b &= 20 \text{ }^\circ\text{C,} \\ \varphi &= 0,70, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \rho_1 &= 1,1434 \text{ kg.m}^{-3} \\
 \gamma &= 1,644 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \\
 D &= 0,106 \text{ m} \\
 d_{cl} &= 0,0558 \text{ m} \\
 m &= 0,3113.
 \end{aligned}$$

Průtokový objem za těchto předpokladů byl vyjádřen vztahem

$$V_c = \frac{3,5106 \cdot 10^{-3}}{\rho_1} \left(1 - \frac{\Delta p_{cl}}{1,8 \cdot p_1} \right) \sqrt{\Delta p_{cl} \cdot p_1} \quad D2.02$$

b/ měření objemovým průtokoměrem

Při tomto způsobu měření byl použit plynoměr Gaselan typ 131 s parametry: jmenovitý výkon $300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,

jmenovitý objem pracovních prostorů,

$$V_r = 4,0028 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3.$$

Průtokoměr byl připojen na sací straně Rootsova dmyhadla spojovacím potrubím o světlosti 110 mm, korekce na tlakový rozdíl v místě měřicí matrice a v místě připojení plynoměru nebyla pro malou tlakovou ztrátu prováděna. Objemový průtok byl stanoven z výrazu

$$V_c = V_r \cdot n_p \quad D2.03$$

kde V_r - objem pracovních prostorů plynoměru $[\text{m}^3]$,

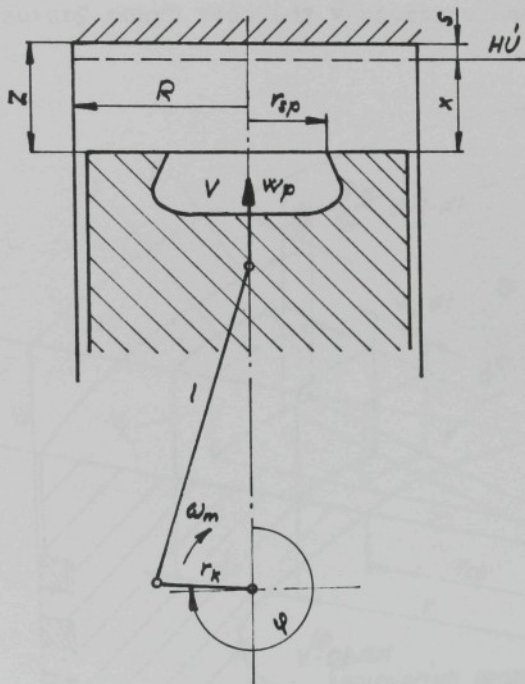
n_{pl} - otáčky plynoměru $[\text{s}^{-1}]$.

Otáčky plynoměru byly snímány bezdotykovým otáčkoměrem Jaquet DHR 905 s přesností $\pm 1 \text{ /min}^{-1}$ v rozsahu nad 1000 /min^{-1} .

Vzhledem k nerovnoměrnosti otáčení plynoměru do uvedeného vztahu byla použita střední hodnota otáček z 5 měření.

DOPLNĚK 3 - matematický model proudění vzdušiny na hraně spalovacího prostoru

Pohyb vzdušiny ve válci a spalovacím prostoru je primárně vyvolán pohybem pístu z DÚ do HÚ. Uváděný postup výpočtu vychází ze zjednodušujících předpokladů. Schema klikového mechanismu a označení veličin dle obr. 1.



Obr. 1 Označení veličin pro výpočet
Poloha pístu x je určována vztahem

$$x = r_k \cdot \left[1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right] - l \quad , \quad \text{D3.01}$$

rychlost pístu v poloze x

$$w_p = r_k \omega_m \left[\sin \varphi + \frac{\lambda \sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right] \quad \text{D3.02}$$

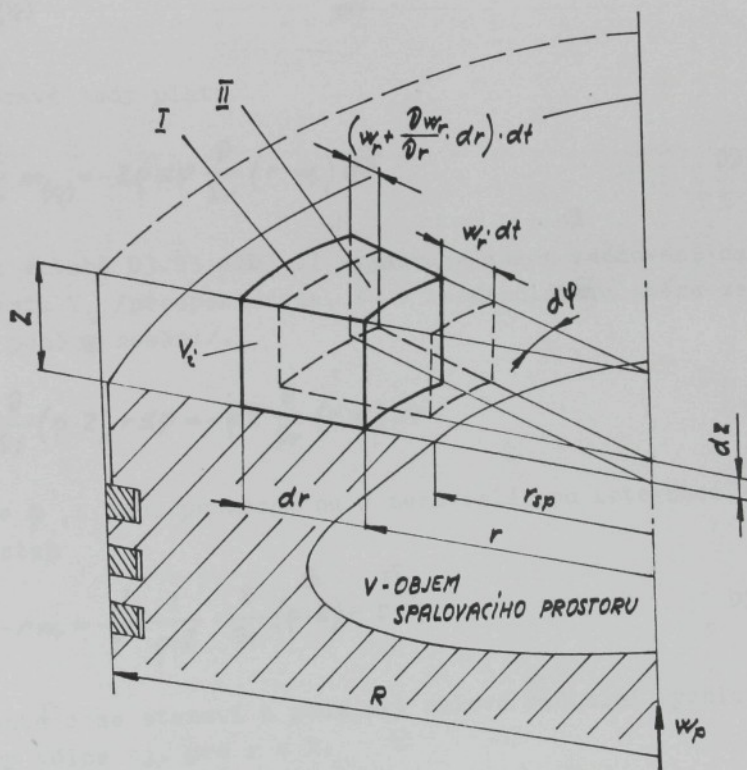
a odpovídající hodnota zrychlení pístu

$$a_p = r_k \omega_m^2 \left[\cos \varphi - \frac{\lambda \cos 2\varphi + \lambda^2 \sin^2 \varphi}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} \right].$$

D3.03

Výpočet radiální rychlosti

Idealizovaný pohyb vzdušiny v prostoru nad pístem je na obr. 2.



Obr. 2 Schema pro výpočet radiální rychlosti

Sledovaný objem vzdušiny V_i v poloze I v čase t se za dt přemístí do polohy II. Časová změna hybnosti kontrolního objemu V_i bude

$$\frac{dm}{dt} = \frac{m_{s,t} - m_{p,t+dt}}{dt},$$

D3.04

což můžeme vyjádřit vztahem

$$\frac{\partial}{\partial t} m_{(V_i)} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot Z) \cdot r \, dr \, d\varphi \quad . \quad D3.05$$

Místní složka bilance hmotnosti pro objem V_i ve směru radiální bude

$$\frac{\partial}{\partial r} m_{(V_i)} = \frac{w_r \, dt \, r \, d\varphi \, Z \rho - \left(w_r + \frac{\partial w_r}{\partial r} dr \right) \cdot (r + dr) \cdot d\varphi \cdot Z \rho \cdot dt}{dt} \quad D3.06$$

a po úpravě tedy platí

$$\frac{\partial}{\partial r} m_{(V_i)} = -Z \rho \, d\varphi \, \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot w_r) \, dr \quad . \quad D3.07$$

Rovnost vztahů D3.05 a D3.07 vyjadřuje zákon zachování hmoty v elementu V_i /předpokládáme, že v tangenciálním směru se průtokové poměry nemění/.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot Z) \, r \, d\varphi = -Z \rho \, \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot w_r) \, dr \quad . \quad D3.08$$

Protože ρ, Z jsou proměnné na r nezávislé, po integraci získáme vztah

$$-r w_r = \frac{r^2}{2} \cdot \frac{1}{\rho \cdot Z} \cdot \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot Z) + c \quad . \quad D3.09$$

Konstanta c se stanoví z podmínky nulové radiální rychlosti u stěny válce tj. pro $r = R$.

$$c = \frac{R^2}{2} \cdot \frac{1}{\rho \cdot Z} \cdot \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot Z) \quad . \quad D3.10$$

Vyjádřením parciální derivace pro vztah D3.09 ve tvaru

$$\frac{\partial}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial Z} \frac{dZ}{dt} = \frac{\partial}{\partial Z} \cdot w_r \quad , \quad D3.11$$

bude radiální rychlost vzdušiny

$$w_r = w_p \cdot \frac{R^2 - r^2}{2r} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \cdot \frac{1}{p} + \frac{1}{z} \right) \quad . \quad D3.12$$

Měrná hmotnost náplně ve válci se mění dle vztahu

$$p = p_0 \cdot \frac{V_0}{V} = p_0 \cdot \frac{\pi R^2 Z_0 + V}{\pi R^2 Z + V} \quad D3.13$$

a derivaci ve vztahu D3.12 vypočteme ve tvaru

$$\frac{\partial p}{\partial z} = - p_0 \cdot \frac{\pi R^2 Z_0 + V}{(\pi R^2 Z + V)^2} \cdot \pi R^2 \quad , \quad D3.14$$

kde p_0 , Z_0 jsou parametry v dolní úvratí pístu.

Dosazením dílčích hodnot do vztahu D3.12 získáme pak vztah pro radiální rychlost

$$w_r = \frac{w_p}{z} \cdot \frac{R^2 - r^2}{r} \left[\frac{1}{z} - \frac{R^2}{z R^2 + \frac{V}{\pi}} \right] \quad . \quad D3.15$$

Výpočet axiální rychlosti

Ve spalovacím prostoru vzniká prstencový vírový útvar, jehož axiální pohyb je způsoben impulsem hmoty vytékající z prostoru nad pístem. Tento impuls můžeme určit ze změny hybnosti vzdušiny. Časová složka bilance hybnosti je dána rovnicí

$$\frac{\partial (m \cdot w_r)}{\partial t} = \frac{m w_{r,z,t} - m w_{r,z,t+\Delta t}}{\Delta t} \quad , \quad D3.16$$

což pro vzdušinu v objemu V_i můžeme vyjádřit

$$\frac{\partial}{\partial t} (m \cdot w_r)_{V_i} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_i} p \cdot w_r \cdot dV \quad D3.17$$

a po dosazení radiální rychlosti

$$\frac{\partial}{\partial t}(m \cdot w_r) = 2\pi \frac{\partial}{\partial t} \int_{r_{sp}}^R \rho \cdot Z \cdot r \cdot \frac{w_r}{2} \cdot \frac{R^2 - r^2}{r} \left(\frac{1}{Z} - \frac{R^2}{Z R^2 + \frac{V}{\pi}} \right) \cdot dV, \quad D3.18$$

ve vztahu jsou ρ , Z , w_p a V nezávislé na r .
Místní složka změny hybnosti je

$$\frac{Z \cdot w_r^2 \cdot r \cdot \rho \cdot d\varphi dt - \left(w_r + \frac{\partial w_r}{\partial r} dr \right) (r + dr) \cdot \rho \cdot Z \cdot d\varphi dt}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} (m \cdot w_r), \quad D3.19$$

což při zanedbání členů nižších řádů a dosazení za radiální rychlost w_r přechází do tvaru

$$\frac{\partial}{\partial t} (m \cdot w_r) = \pi \rho \cdot Z \cdot \frac{w_r^2}{2} \left(\frac{1}{Z} - \frac{R^2}{Z R^2 + \frac{V}{\pi}} \right) \frac{\partial}{\partial r} \cdot \frac{(R^2 - r^2)^2}{r} dr. \quad D3.20$$

Řešením rovnice D3.20 získáme pro rozmezí r_{sp} až R výraz pro sílu působící na vzdušinu při výtoku z prostoru nad pístem

$$F = \rho w_p^2 \cdot \frac{V}{R^2 Z + \frac{V}{\pi}} \left[\left(\frac{a_p}{w_p^2} - \frac{2R^2}{Z R^2 + \frac{V}{\pi}} \right) \cdot \frac{3R^2 r_{sp} - 2R^3 - r_{sp}^3}{3} - \frac{1}{2} \cdot \frac{(R^2 - r_{sp}^2)^2}{r_{sp}} \cdot \frac{V}{\pi Z \left(Z R^2 + \frac{V}{\pi} \right)} \right]. \quad D3.21$$

Měrná hmotnost náplně se ve válci mění dle vztahu D3.13, bude proto v obecné poloze pístu v odlehlosti x od hlavy válců zrychlení náplně ve spalovacím prostoru

$$a = \frac{w_p^2}{R^2 Z + \frac{V}{\pi}} \cdot \left[\left(\frac{a_p}{w_p^2} - \frac{2R^2}{Z R^2 + \frac{V}{\pi}} \right) \cdot \frac{3R^2 r_{sp} - 2R^3 - r_{sp}^3}{3} - \frac{1}{2} \cdot \frac{(R^2 - r_{sp}^2)^2}{r_{sp}} \cdot \frac{V}{\pi Z \left(Z R^2 + \frac{V}{\pi} \right)} \right]. \quad D3.22$$

Integrací vztahu pro zrychlení v mezích DÚ až HŮ získáme výslednou axiální rychlost náplně

$$w = \int_{\pi}^{2\pi} a \cdot d\varphi \quad . \quad D3.23$$

Při řešení integrálu dle vztahu D3.23 je nutné určit integrační konstantu. Její velikost vychází z následující úvahy modelu proudění. Pro nulové zrychlení nepůsobí na náplň žádná síla a proto nedochází k výtoku vzdušiny do spalovacího prostoru. Radiální rychlost náplně v prostoru nad pístem a rychlost ve spalovacím prostoru musí být proto stejná. Rychlost ve spalovacím prostoru pro úhel φ_k bude

$$w_{(\varphi_k)} = k \cdot \int_{\pi}^{\varphi_k} a \cdot d\varphi \quad , \quad D3.24$$

kde konstanta k je určena vztahem

$$k = \frac{w'(\varphi_0 = 0)}{\int_{\pi}^{\varphi_0 = 0} a \cdot d\varphi} \quad . \quad D3.25$$

Obecný vztah pro výpočet axiální rychlosti ve spalovacím prostoru je

$$w_{(\varphi_k)} = w_{(\varphi_0 = 0)} \cdot \frac{\int_{\pi}^{\varphi_k} a \cdot d\varphi}{\int_{\pi}^{\varphi_0 = 0} a \cdot d\varphi} \quad . \quad D3.26$$

Proti této rychlosti působí rychlost odpovídající rychlosti pohybu pístu w_p . Výsledná axiální rychlost je dána vztahem

$$w_a = w_{\varphi(\kappa)} - w_p \quad . \quad D3.27$$

Výpočet tangenciální rychlosti

Určení tangenciální rychlosti vychází z posouzení stavu náplně na konci plnění. Na základě modelové zkoušky kanálu určíme hodnotu celkové cirkulace vektoru rychlosti

$$\Gamma = 0,642 \cdot \omega_m \cdot D^2 \cdot \left(\frac{\Gamma_{H\dot{U}}}{\Gamma} \right)_M \quad . \quad D3.28$$

Pro určení tangenciální rychlosti je použita experimentálně ověřená závislost dle [20] ve tvaru

$$w_{i,sp} = r_{sp} \cdot \omega_j \cdot \left(\frac{D}{2r_{sp}} \right)^2 \cdot \left(\frac{2r_{sp}}{D} \right)^{(0,047 \cdot \Gamma)^{0,83}} \cdot \frac{0,77 D^{0,05}}{1 + \gamma} \quad . \quad D3.29$$

Úhlová rychlost náplně ve válci je vyjádřena vztahem

$$\omega_j = \frac{2 \cdot \Gamma_{celk}}{\pi D^2} \quad . \quad D3.30$$

Vztah D3.29 udává velikost tangenciální rychlosti při poloze pístu v HÚ. Pro obecnou polohu pístu ve válci lze tangenciální rychlost určit rovnicí

$$w_{i,p,t} = \xi \cdot \left(\frac{D}{d_{sp}} \right)^2 \cdot \omega_j \cdot \frac{d_{sp}}{2} \quad , \quad D3.31$$

kde ξ je odpor proti rotaci náplně v HÚ ,

V_{sp} - objem spalovacího prostoru /m³/,

V_k - okamžitý objem kompresního prostoru /m³/.

$$\xi = \frac{k}{1 - \left[1 - \left(\frac{2 \cdot r_{sp}}{D} \right)^2 \right] \cdot \left(1 - \frac{V_{sp}}{V_k} \right) \cdot \left(\frac{\epsilon}{\epsilon - \frac{V_{sp}}{V_k}} \right)} \quad D3.32$$

Koeficient k určuje velikost rychlosti při poloze pístu v HÚ
a lze stanovit z výrazu

$$k = \left(\frac{2 r_{sp}}{D} \right)^{(0,047 \pi)^{0,83}} \cdot \frac{0,77 \cdot D^{0,05}}{1 + \gamma} \quad D3.33$$

Výpočet výsledné rychlosti náplně

Výsledná rychlost náplně v místě hrany spalovacího prostoru bude složením

$$w_c = \sqrt{w_{r,sp}^2 + w_a^2 + w_t^2} \quad D3.34$$

a její směr určují úhly α, β, γ z výrazu

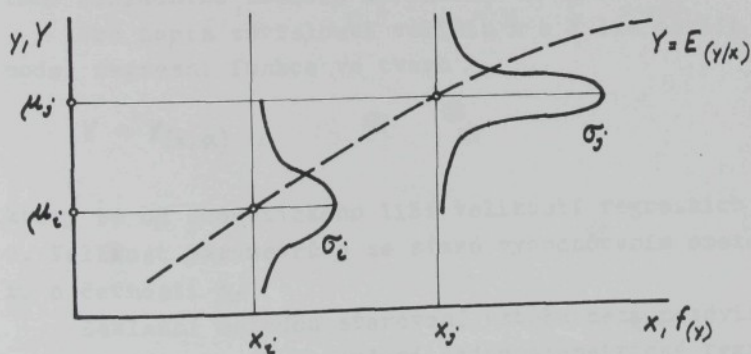
$$\begin{aligned} \alpha &= \arccos \frac{w_r}{w_c} , \\ \beta &= \arccos \frac{w_{t,sp}}{w_c} , \\ \gamma &= \arccos \frac{w_a}{w_c} . \end{aligned} \quad D3.35$$

Výsledky experimentálních měření ve většině případů jsou ovlivňovány velkým počtem činitelů a jejich působení na měřenou veličinu je obtížné přesně stanovit. Z tohoto hlediska je nutné považovat každou naměřenou hodnotu za určitou realizaci náhodné veličiny. K vyhodnocení experimentálních měření je nutné využít metod analýzy experimentálních veličin, které vychází z teorie regresní analýzy.

Předpokládejme, že výsledek měření určité veličiny y_i závisí za souboru podmínek, které se projevují tím, že při stejné hodnotě veličiny x_i získáme různé hodnoty veličiny y_i . Uvedené odchylky mezi veličinami jsou způsobeny náhodným zastoupením vlivů při měření. Pro výskyt hodnoty y_i lze pro většinu případů použít funkci hustoty pravděpodobnosti normálního rozdělení ve tvaru

$$f(y_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_i} \cdot e^{-\frac{(x_i - \mu_i)^2}{2 \sigma_i^2}} \quad D4.01$$

kde μ je střední hodnota $E(y_i/x_i) = Y_i$



Obr. 1 Znázornění průběhu regresní funkce

Při regresní analýze pokládáme vždy jednu složku dvojrozměrné náhodné veličiny za nezávislou, zpravidla x_i a druhou složku za veličinu závislou y_i . Nechť střední hodnoty závisle proměnné y_i jsou nějakou funkcí nezávisle proměnných x_i a funkcí neznámých parametrů $\alpha = (\alpha_0, \alpha_1, \dots, \alpha_n)$. Určíme-li pro všechna n měře-

ní střední hodnoty Y_i , pak lze napsat celkem n vztahů ve tvaru

$$Y_i = Y(x_i, \alpha) . \quad D4.02$$

Pokud Y_i budou správné hodnoty závisle proměnné y_i a funkce $Y_i = Y/x_i$, α / popisuje průběh střední hodnoty pro jednotlivé velikosti nezávisle proměnné x_i , budou vypočtené parametry ze soustavy n rovnic správné. Naměřené experimentální hodnoty y_i jsou však veličinami, které můžeme vyjádřit ve tvaru

$$y_i = Y_i + \Delta_i , \quad D4.03$$

přičemž velikost Δ_i je neznámá. Proto pro hodnocení zavádíme teoretickou funkci pro průběh střední hodnoty ve tvaru

$$Y = Y(x, \alpha) , \quad D4.04$$

kterou podle průběhu naměřených hodnot můžeme předpokládat, ale správné velikosti parametrů regresní funkce α nemůžeme zpravidla určit. Tyto hodnoty lze získat pouze hodnocením celého základního souboru měření.

Pro popis závislosti veličin x a Y lze použít empirický model regresní funkce ve tvaru

$$Y = Y(x, a) , \quad D4.05$$

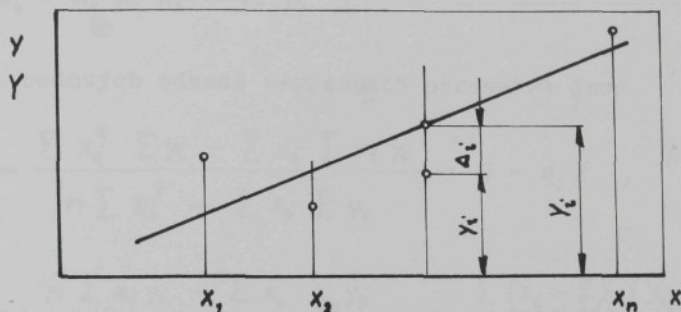
který se od teoretického liší velikostí regresních parametrů a . Velikost parametrů a se získá vyhodnocením omezeného souboru o četnosti n .

Základní metodou stanovení vztahu mezi nezávislou veličinou x a závislou Y je určení jednoparametrické regresní přímky- lineární regrese. Tato metoda, jak se uvádí v závěru doplnku, je použitelná i pro některé případy nelineární regresní závislosti, po vhodné transformační úpravě.

Předpokládejme, že bylo provedeno měření o četnosti n dvojic přiřazených hodnot $x_1, y_1, x_2, y_2, \dots, x_n, y_n$. Pro vztah veličin x, Y volíme teoretický model ve tvaru

$$Y = \alpha_0 + \alpha_1 X . \quad D4.06$$

Koeficienty a_0, a_1 stanovíme jejich bodovým odhadem hodnotami a_0, a_1 metodou nejmenších čtverců při zpracování experimentálních údajů. Princip metody spočívá ve skutečnosti, že nejpravděpodobnější hodnoty regresních parametrů mají minimální součet čtverců odchylek Δ_i experimentálních hodnot.



Obr. 2 Odvození normálních rovnic pro lineární regresi

Vyjádříme-li podle obr. 2 velikost odchylky dostaneme

$$\Delta_i = Y_i - y_i = a_0 + a_1 x_i - y_i \quad . \quad D4.07$$

Bodové odhady a_0, a_1 získáme z podmínky

$$Q = \sum_{i=1}^n \Delta_i^2 = \sum_{i=1}^n (a_0 + a_1 x_i - y_i)^2 \dots \dots \min \quad . \quad D4.08$$

Tedy při splnění vztahů

$$\frac{\partial Q}{\partial a_0} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial Q}{\partial a_1} = 0 \quad . \quad D4.09$$

Řešením dostaneme podmínky:

$$\frac{\partial Q}{\partial a_0} = \sum_{i=1}^n 2 (a_0 + a_1 x_i - y_i) = 0 \quad , \quad D4.10$$

$$\frac{\partial Q}{\partial a_1} = \sum_{i=1}^n 2 (a_0 + a_1 x_i - y_i) \cdot x_i = 0 \quad , \quad D4.11$$

a po úpravě získáme soustavu normálních rovnic

$$a_0 \sum_{i=1}^n x_i + a_1 \sum_{i=1}^n x_i^2 = \sum_{i=1}^n x_i y_i, \quad D4.12$$

$$n \cdot a_0 + a_1 \sum_{i=1}^n x_i = \sum_{i=1}^n y_i.$$

Velikosti bodových odhadů regresních parametrů jsou

$$a_0 = \frac{\sum x_i^2 \sum y_i - \sum x_i \sum x_i y_i}{n \sum x_i^2 - \sum x_i \sum y_i} = \bar{y} - a_1 \bar{x}, \quad D4.13$$

$$a_1 = \frac{n \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{n \sum x_i^2 - \sum x_i \sum y_i} = \frac{\sum (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{\sum (x_i - \bar{x})^2}.$$

Bodové odhady regresních parametrů byly stanoveny z údajů konkrétního výběrového souboru tj. daného souboru měření. Pro posouzení odlišností jiných výběrových souborů, které se projeví odlišnými bodovými odhady parametrů a_0 , a_1 , lze použít intervalový -spolehlivostní-odhad regresních parametrů. Pro zvolenou velikost konfidenčního koeficientu $\gamma = 1 - \alpha$ platí

$$\alpha_0 = a_0 \pm t_{1-\frac{\alpha}{2}}; k=n-2 \cdot \sqrt{s_{a_0}^2}, \quad D4.15$$

$$\alpha_1 = a_1 \pm t_{1-\frac{\alpha}{2}}; k=n-2 \cdot \sqrt{s_{a_1}^2}. \quad D4.16$$

V předchozích vztazích jsou $s_{a_0}^2$ a $s_{a_1}^2$ bodové odhady rozptylu regresního parametru a_0 a a_1

$$s_{a_0}^2 = s^2 \left[\frac{\sum x_i^2}{n \sum (x_i - \bar{x})^2} \right] = s^2 \frac{\sum x_i^2}{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}, \quad D4.17$$

$$s_{a_1}^2 = \frac{s^2}{\sum (x_i - \bar{x})^2} = \frac{s^2 \cdot n}{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}. \quad D4.18$$

Hodnota s^2 je neznámý reziduální rozptyl, pro jeho výpočet se do regresního modelu funkce Y dosadí hodnoty bodových odhadů parametrů a_0 a a_1

$$s^2 = \frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{n - 1} \quad \text{D4.20}$$

K posouzení míry těsnosti vypočteného regresního modelu a experimentálních hodnot slouží korelační koeficient určený vztahem

$$r_{yx} = \sqrt{1 - \frac{s^2}{s_y^2}} = \frac{n \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{\sqrt{[n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2][n \sum y_i^2 - (\sum y_i)^2]}} \quad \text{D4.21}$$

Velikost korelačního koeficientu je v mezích $|r_{yx}| \leq 1,0$, přičemž pro hodnotu r_{yx} blízkou nule lineární vztah mezi veličinami x, Y neexistuje, růstem r_{yx} je větší závislost mezi dvojicemi měření. Pokud hodnota korelačního koeficientu je blízká nule, nemusí to ale znamenat, že neexistuje vztah mezi veličinami x, Y , ale navržený teoretický lineární model není vhodný. Podle velikosti hodnoty r_{yx} lze proto stanovit nejvhodnější regresní závislost veličin x, Y . Obecný tvar lineárního modelu s jednou nezávisle proměnnou je obecně dán vztahem

$$Y = a_0 + a_1 f(x) \quad \text{D4.22}$$

kde funkce $f(x)$ může být k proměnné x nelineární. Vhodnou transformací proměnné x lze získat lineární funkci parametrů a_0, a_1 a původně nelineární model převést na model lineární.

Na základě předpokládaných průběhů měřených veličin při řešení závislostí

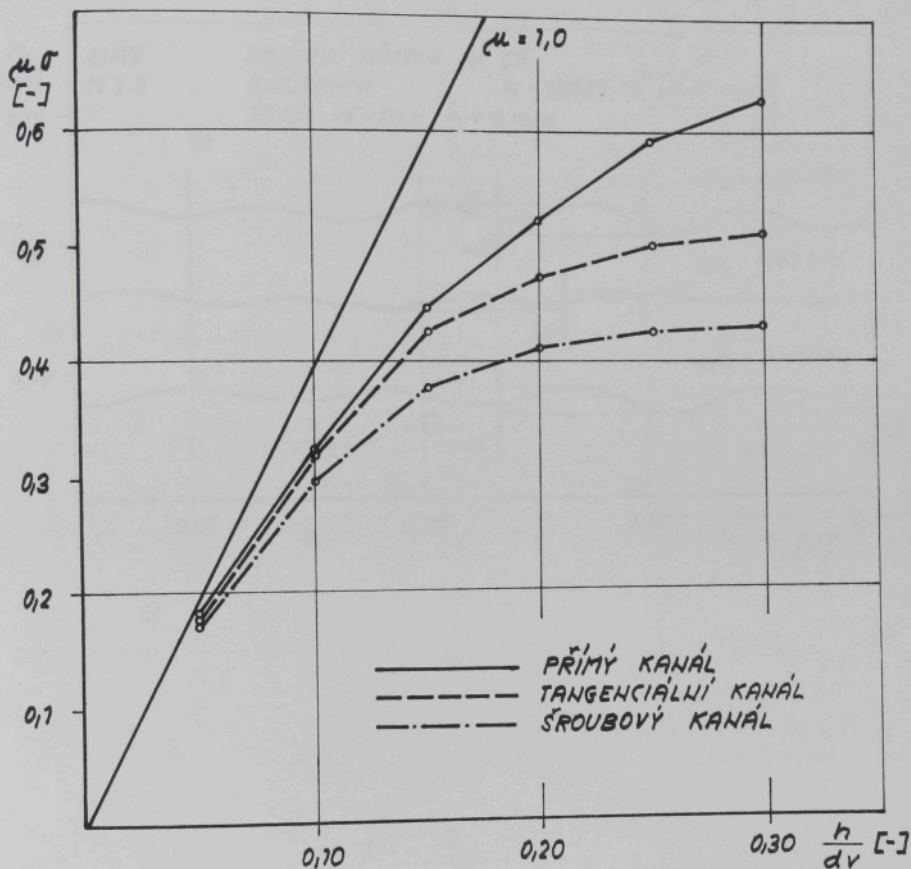
$$\mu\sigma = \mu\sigma\left(\frac{h}{dv}\right) \quad , \quad \left(\frac{n_j}{n}\right)_m = \left(\frac{n_j}{n}\right)_m \left(\frac{h}{dv}\right) \quad \text{D4.23}$$

voleny teoretické regresní modely závislostí dle tab. 1.

Tab. 1 Teoretické regresní modely

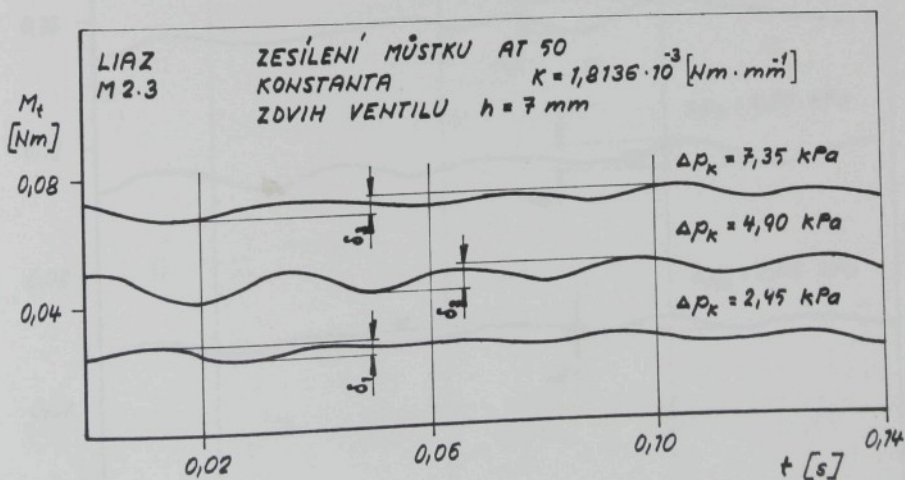
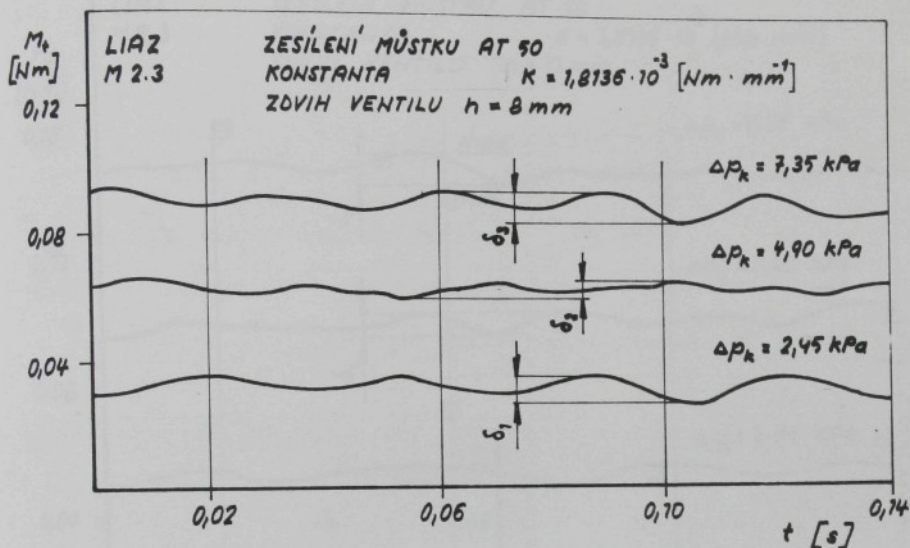
	tvar regresního modelu	transformace
1.	$Y = a_0 + a_1 x$	—
2.	$Y = a_0 + \frac{a_1}{x}$	$Z = \frac{1}{x}$
3.	$Y = a_0 \cdot e^{a_1 x}$	$Z = \log Y$
4.	$Y = a_0 \cdot a_1^x$	$Z = \log Y$
5.	$Y = a_0 + a_1 \sqrt{x}$	$Z = \sqrt{x}$
6.	$Y = \frac{x}{a_0 + a_1 x}$	$Z = \frac{x}{Y}$
7.	$Y = a_0 \cdot x^a$	$Z = \log x$

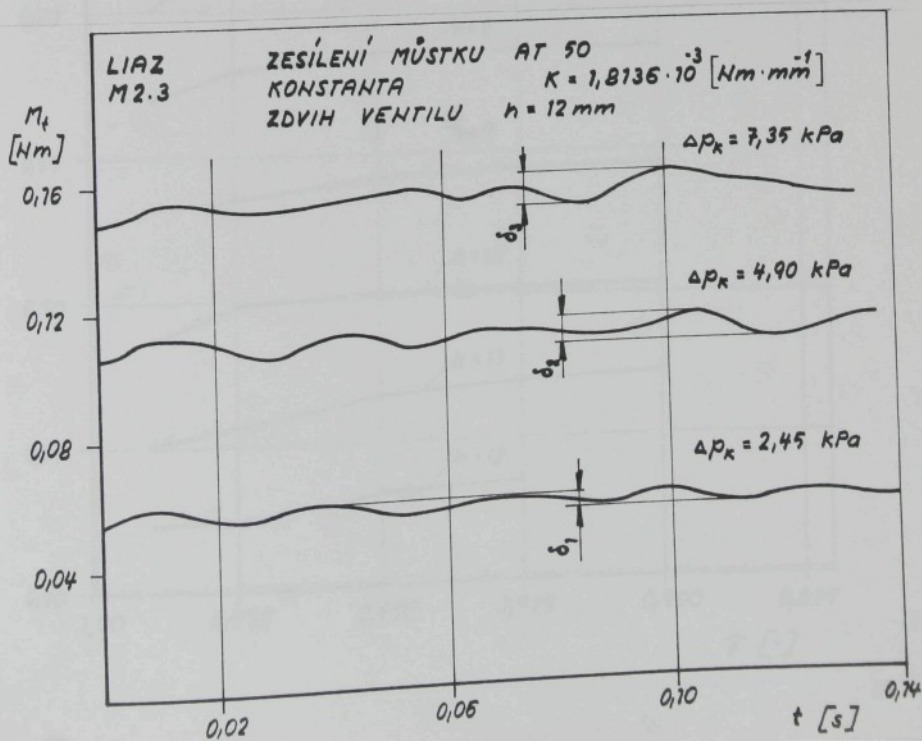
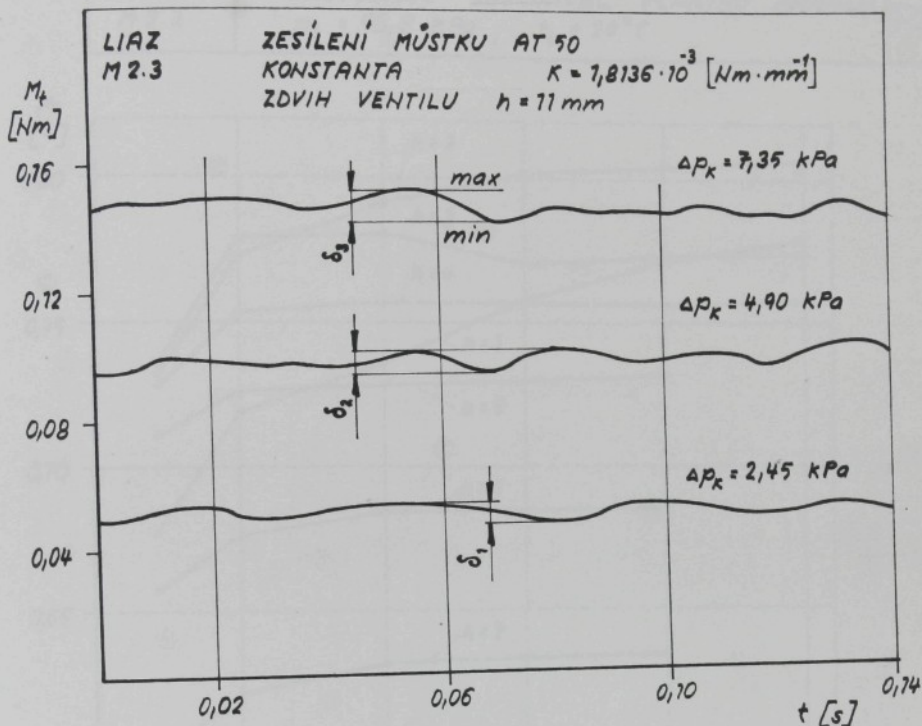
Výpočet uvedených regresních modelů byl proveden na mikropočítači FMD 85-2 včetně výpočtu korelačních koeficientů modelů. Pro další zpracování naměřených hodnot byl volen model s největší hodnotou r_{yx} . Výpočet umožňuje dělení oboru nezávisle proměnné x na dvě části a v těchto intervalech lze použít různé teoretické regresní modely.



ZÁVISLOSTI STANOVENÉ REGRESNÍ ANALÝZOU

KANÁL	$\mu\sigma$	r_{xy}
PRÍMÝ	$\frac{\frac{h}{dv}}{0,226032 + 0,799767 \cdot \frac{h}{dv}}$	0,9982
TANGENCIÁLNÍ	$\frac{\frac{h}{dv}}{0,194624 + 1,22496 \cdot \frac{h}{dv}}$	0,9873
ŠROUBOVÝ	$0,88952 \cdot \sqrt{\frac{h}{dv}} - 0,008803$	0,9798

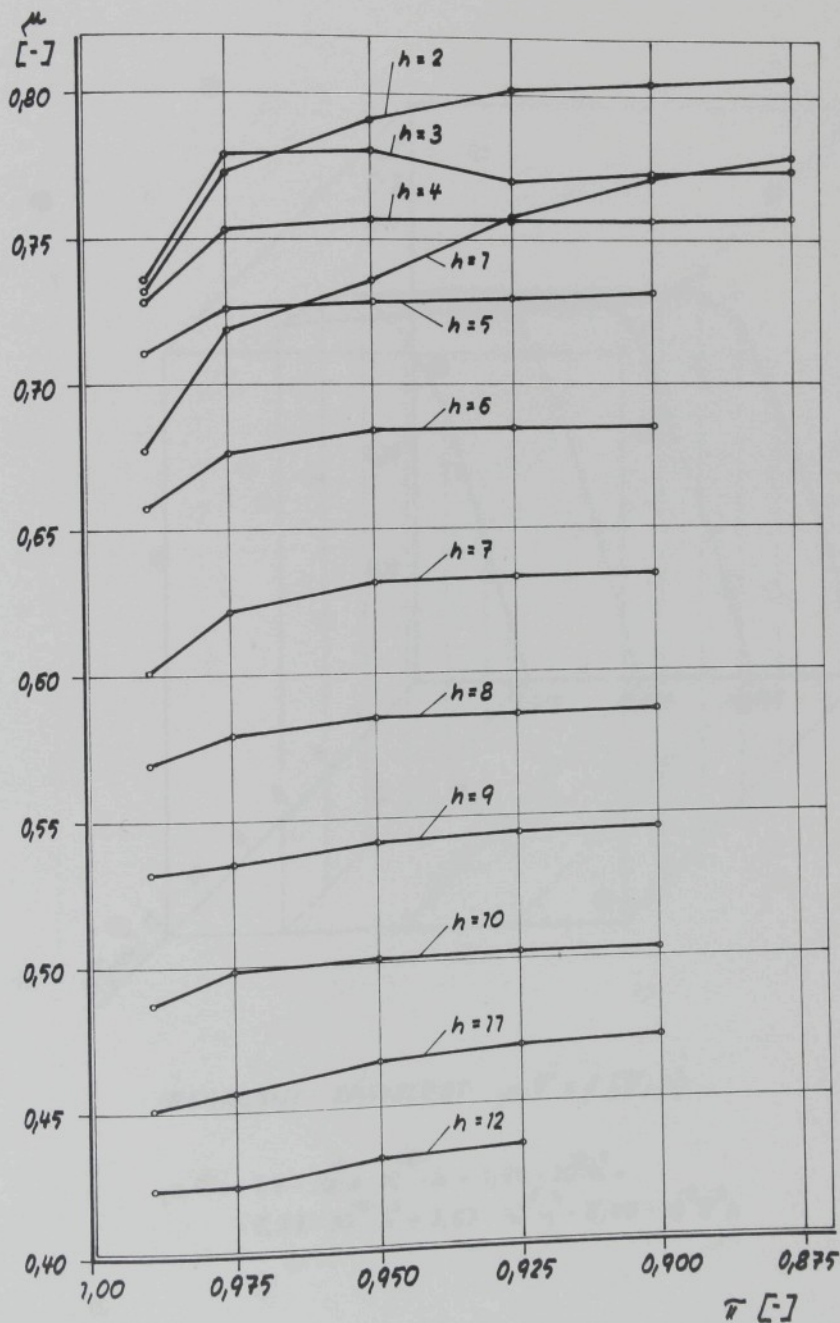


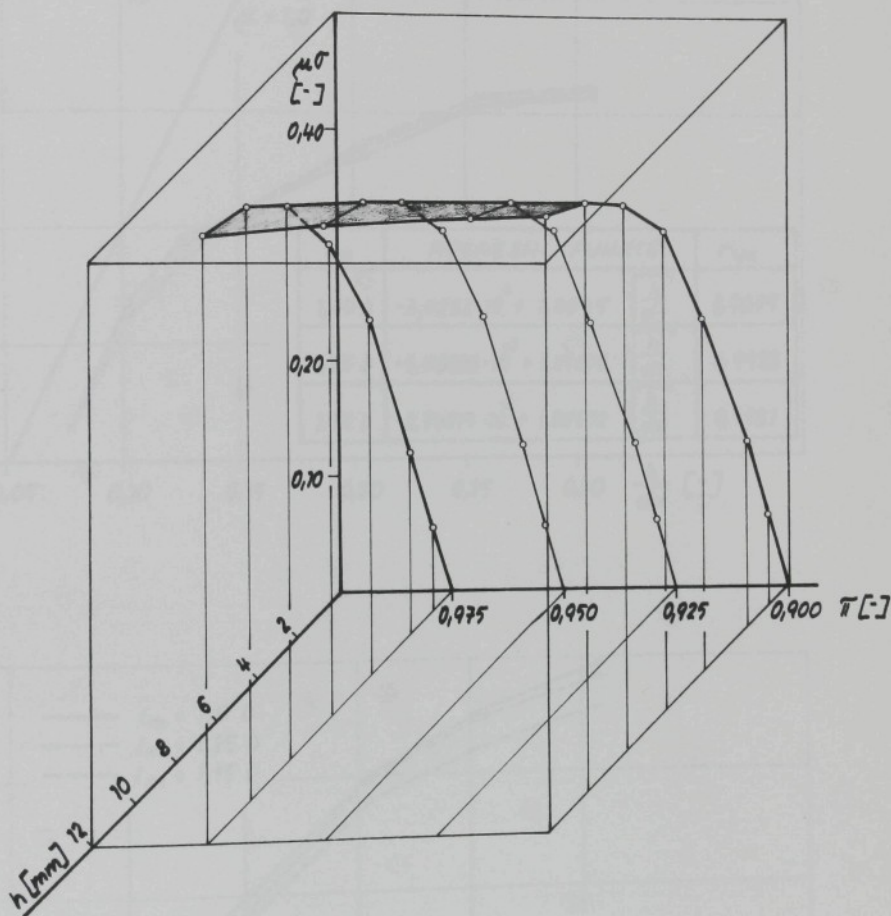


LIAZ
M 2.3

PRŮTOKOVÝ SOUČINITEL PLNÍČÍHO KANÁLU
 $p_b = 98,8 \text{ kPa}$; $t_b = 20^\circ\text{C}$

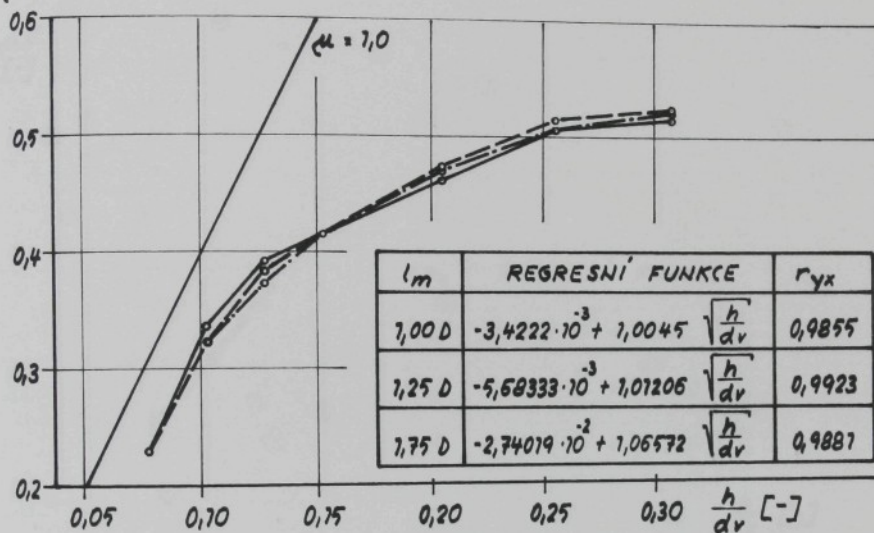
P-04





REGRESNÍ ZÁVISLOST $\mu\sigma = f(\pi, h)$

$$\mu\sigma = -1,7 \cdot 10^{-2} + 10^{-1} \cdot h - 1,54 \cdot 10^{-3} h^2 - \\ - 5,27 \cdot 10^{-4} \cdot h^3 + 2,63 \cdot 10^{-5} h^4 - 6,48 \cdot 10^{-3} \pi^3 h$$

$\mu\sigma [-]$  $\left(\frac{n_i}{n}\right)_m$
[-]

2,0

1,5

1,0

0,5

— $l_m = 1,0 \text{ D}$
 - - - $l_m = 1,25 \text{ D}$
 - · - $l_m = 1,75 \text{ D}$

l_m	REGRESNÍ FUNKCE	r_{yx}
1,00 D	$-1,06669 + 6,53207 \sqrt{\frac{h}{dv}}$	0,9895
1,25 D	$-1,6039 + 7,53792 \sqrt{\frac{h}{dv}}$	0,9893
1,75 D	$-1,63259 + 7,93279 \sqrt{\frac{h}{dv}}$	0,9854

0,05

0,10

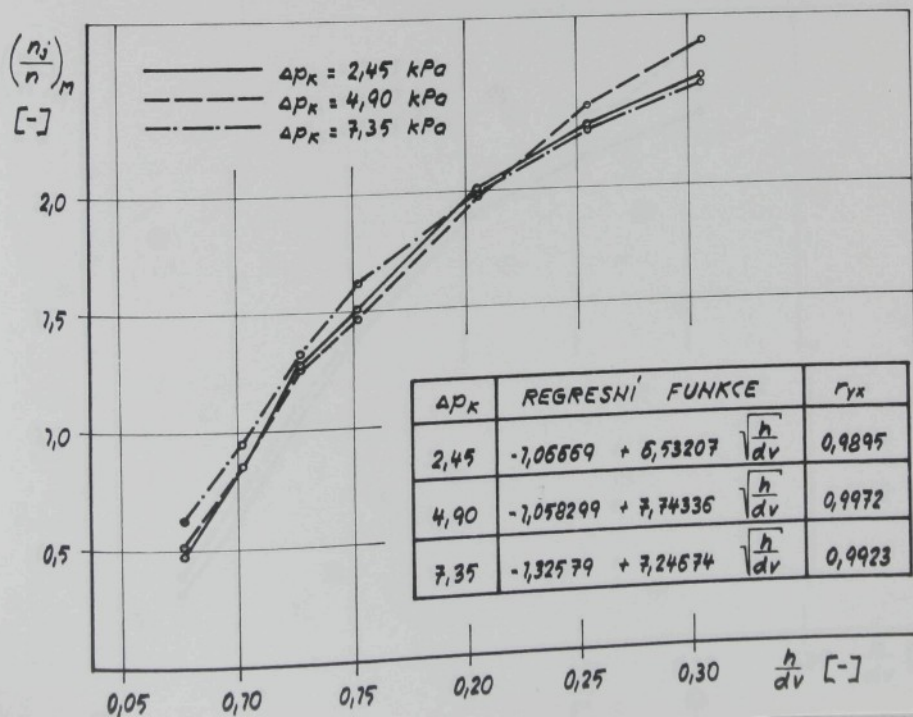
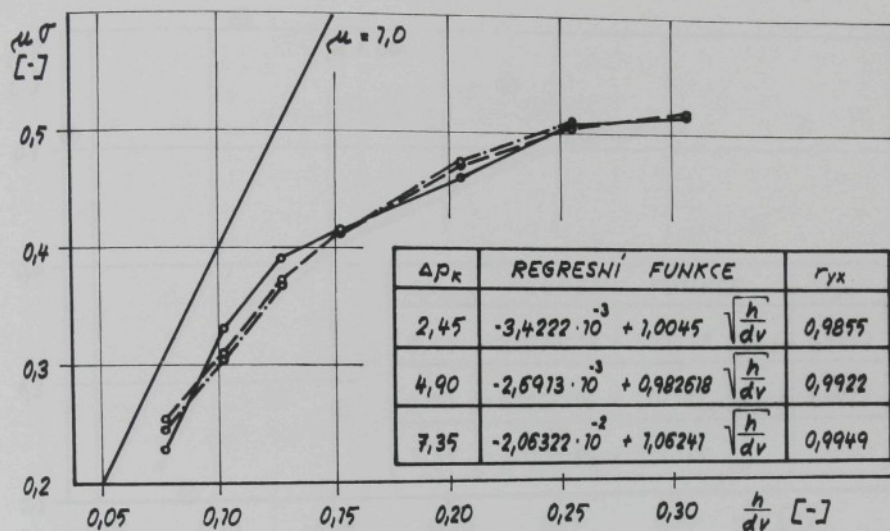
0,15

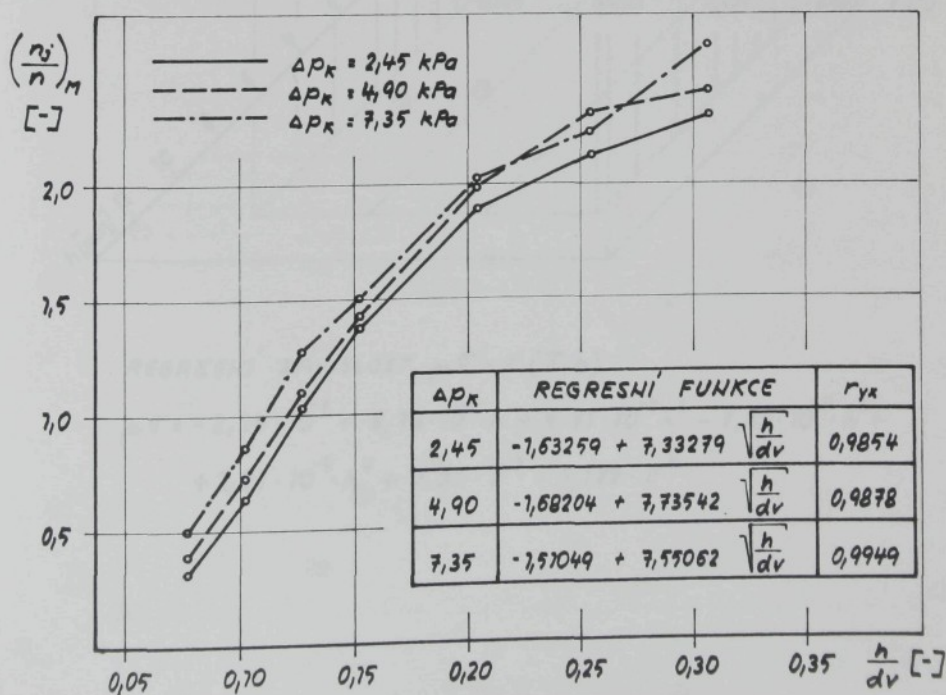
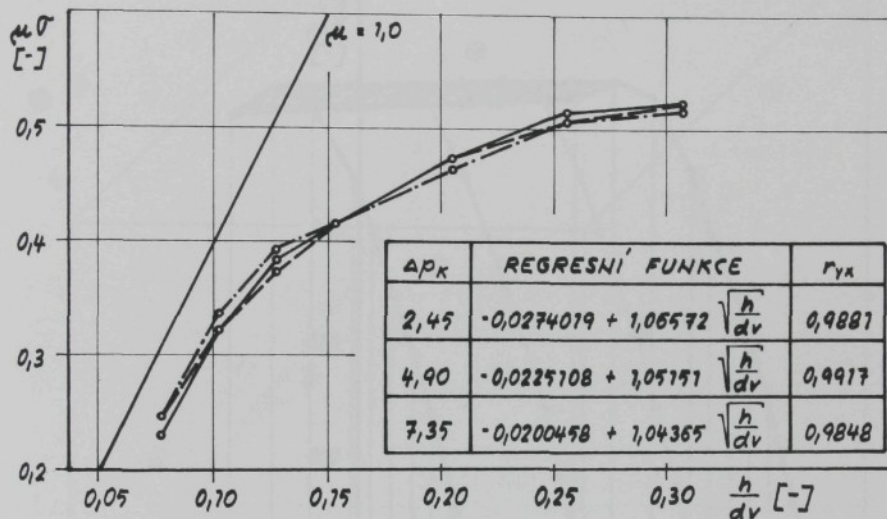
0,20

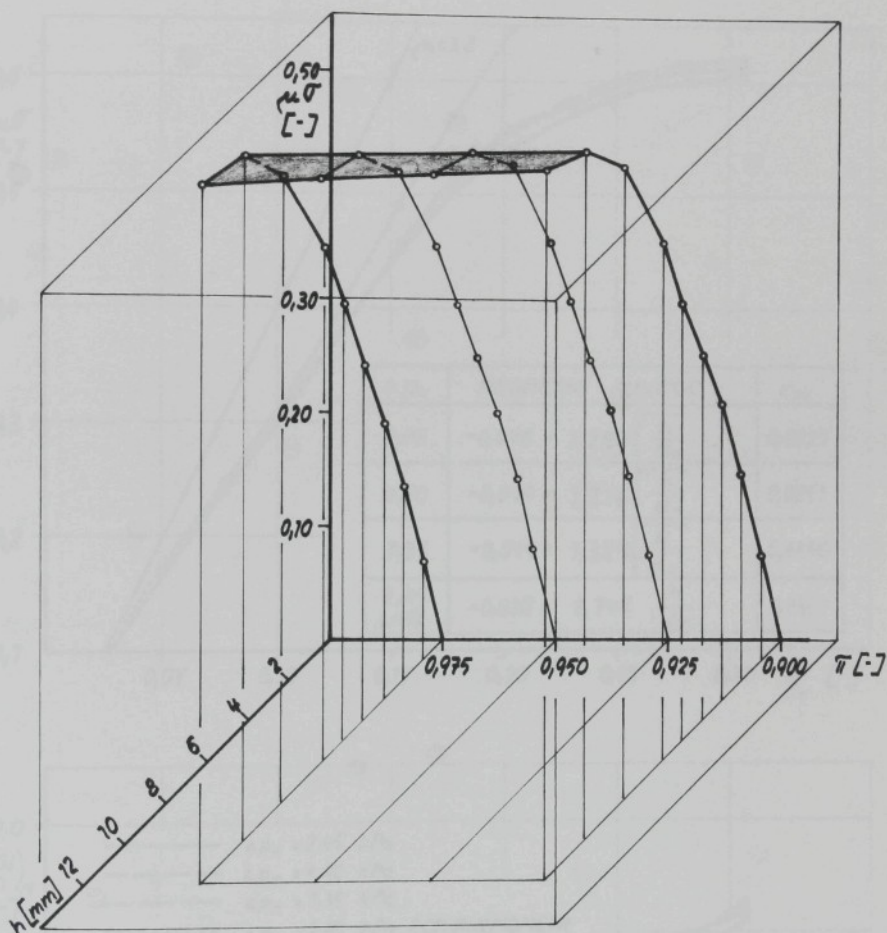
0,25

0,30

 $\frac{h}{dv} [-]$

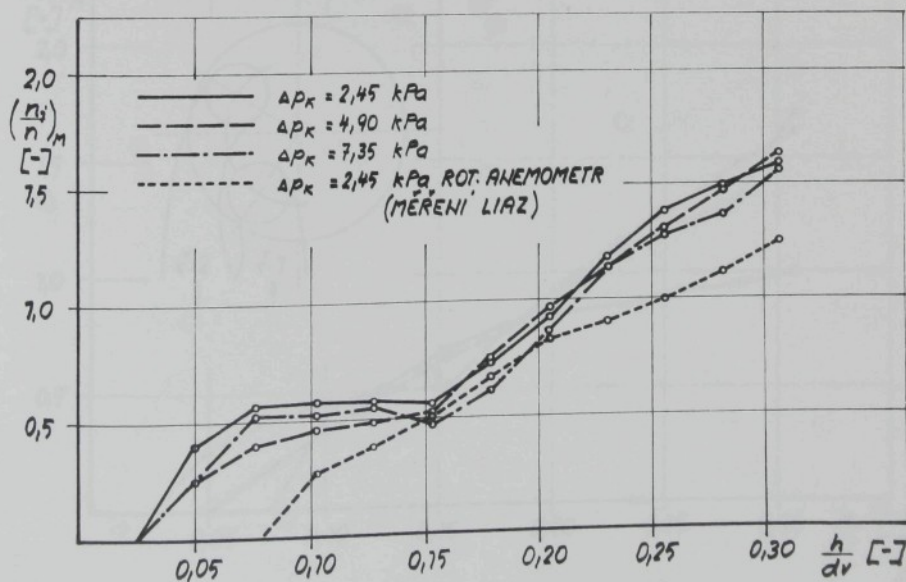
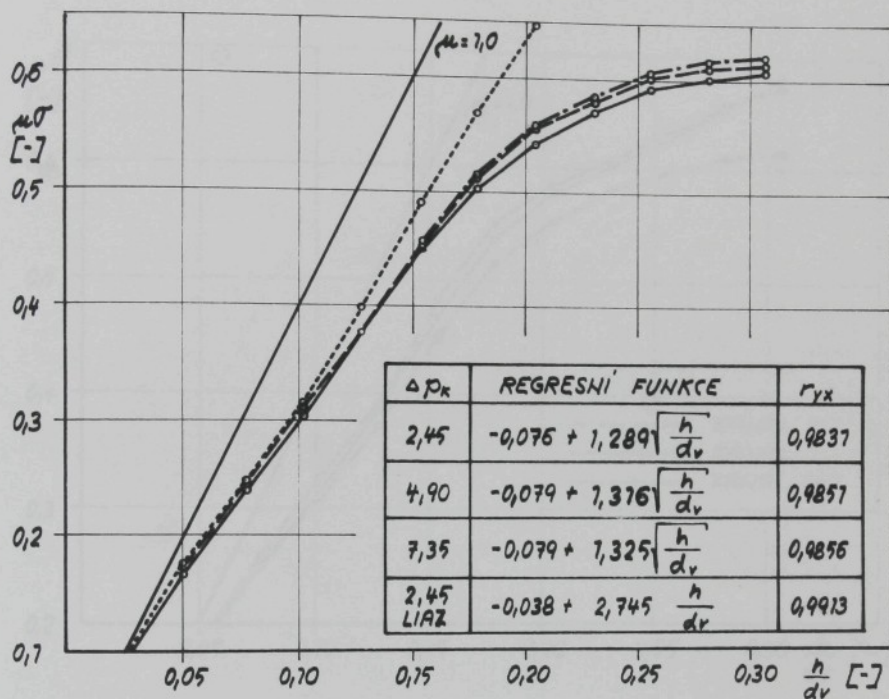


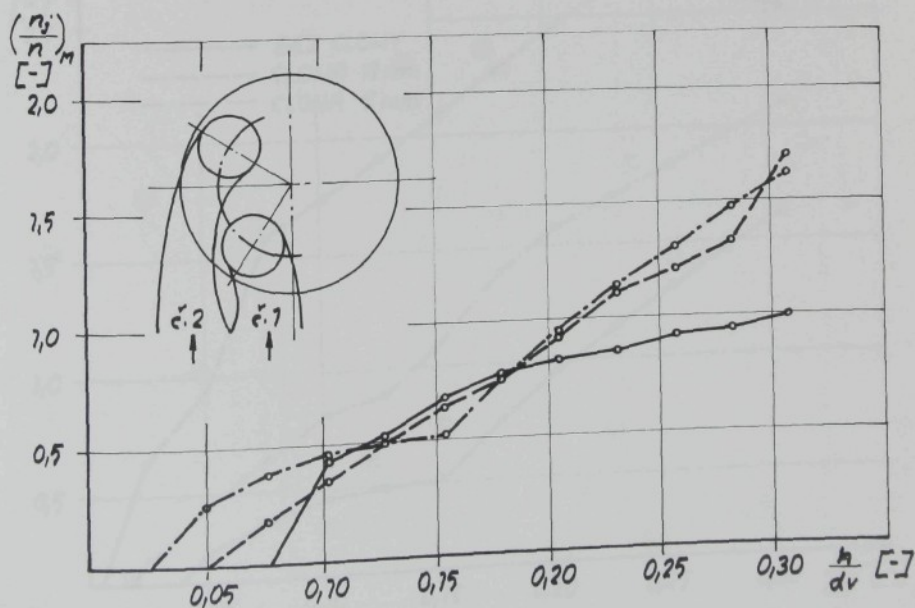
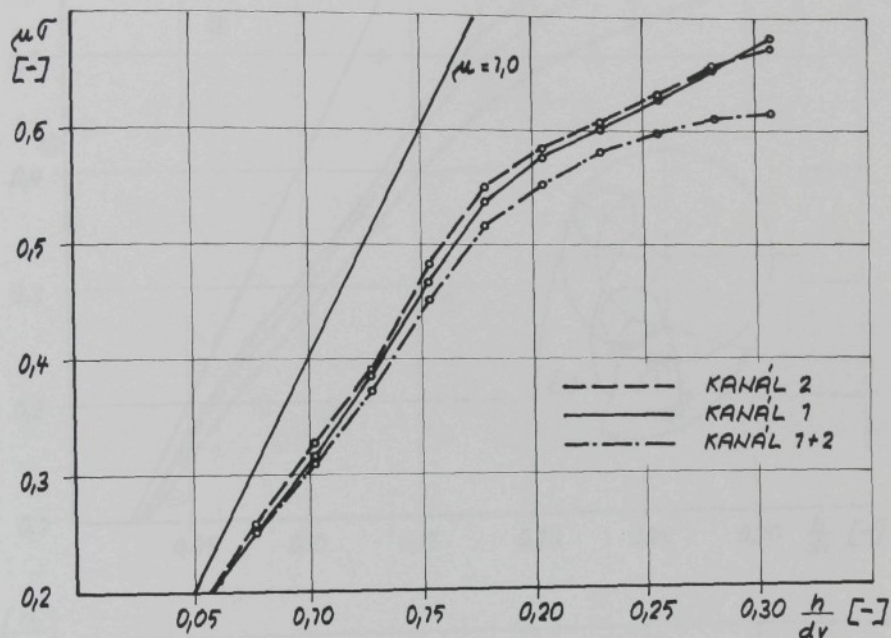


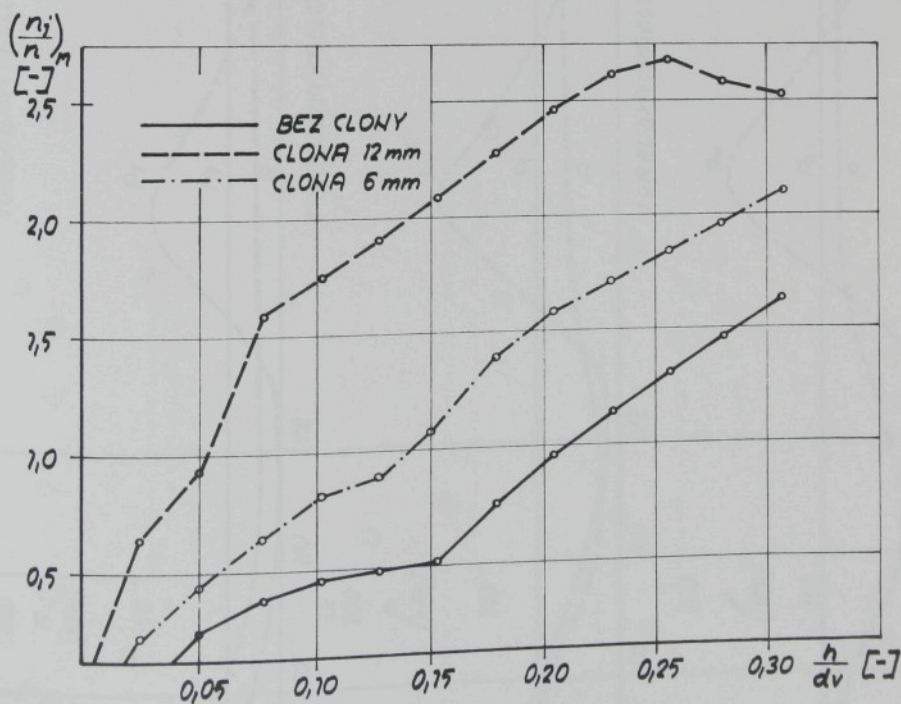
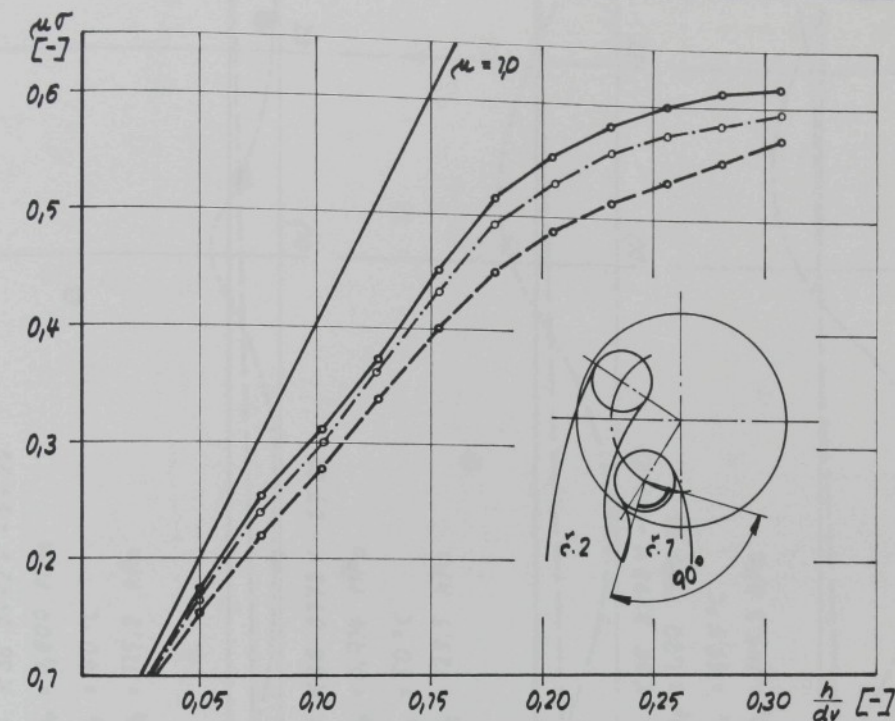


REGRESNÍ ZÁVISLOST $\mu\sigma = f(\pi, h)$

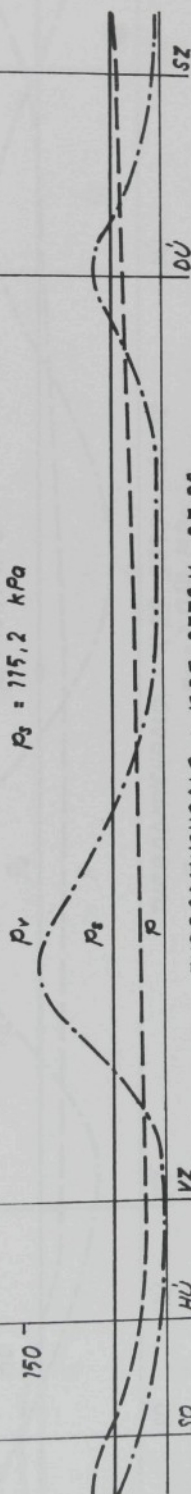
$$\mu\sigma = -2,24 \cdot 10^{-1} + 6,73 \cdot 10^{-2} \cdot h + 4,71 \cdot 10^{-3} h^2 - 7,23 \cdot 10^{-4} h^3 + 2,21 \cdot 10^{-5} h^4 + 1,35 \cdot \pi^3 - 1,122 \cdot \pi^4$$



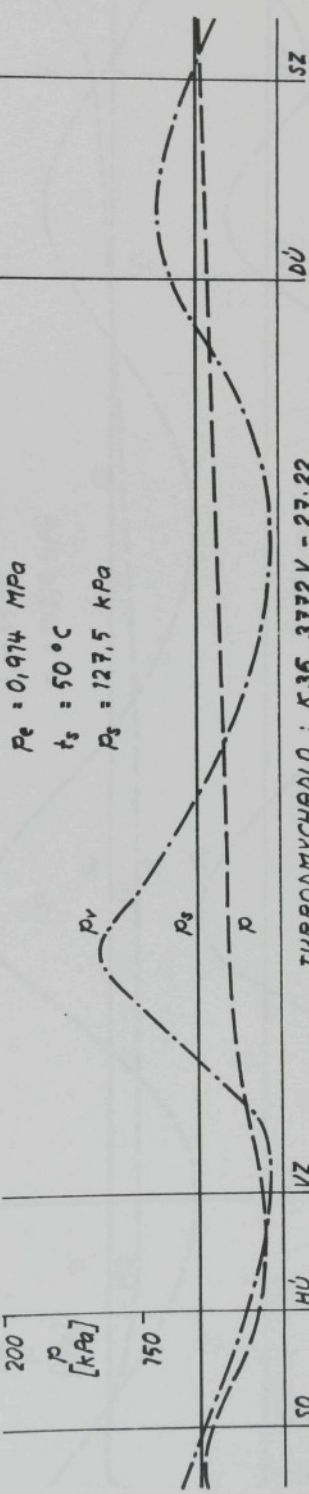




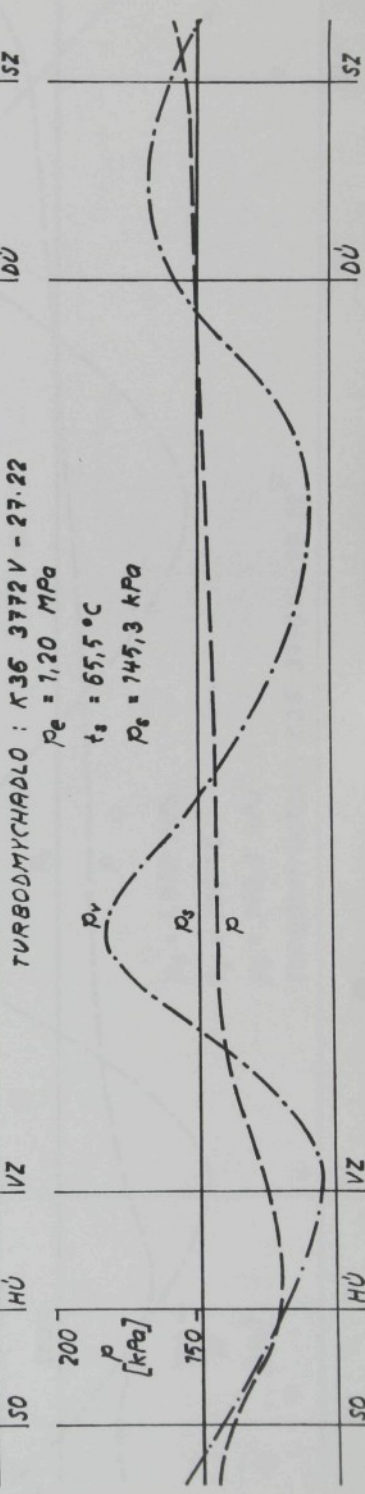
TURBODMYCHADLO : K36 3772 V - 27.22

 $p_e = 0,609 \text{ MPa}$ $t_s = 40^\circ\text{C}$ $p_s = 115,2 \text{ kPa}$ 

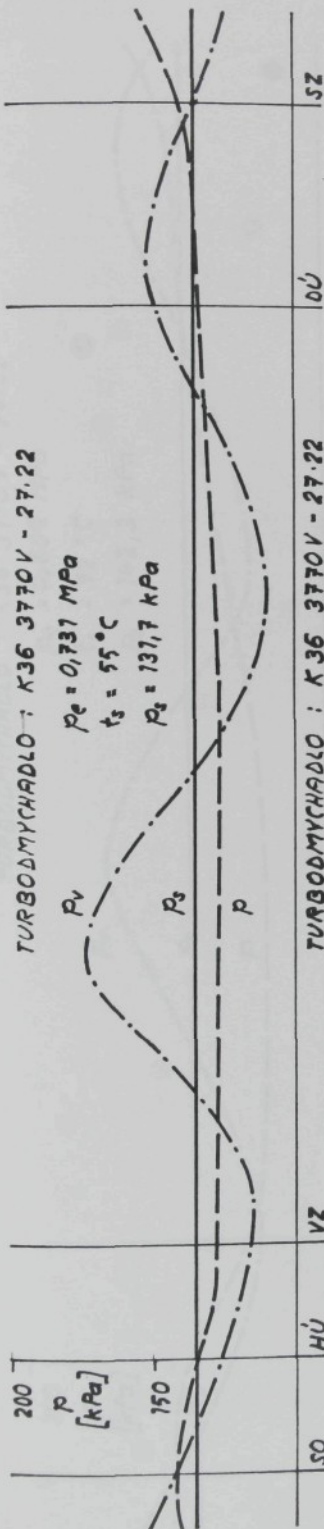
TURBODMYCHADLO : K36 3772 V - 27.22

 $p_e = 0,914 \text{ MPa}$ $t_s = 50^\circ\text{C}$ $p_s = 127,5 \text{ kPa}$ 

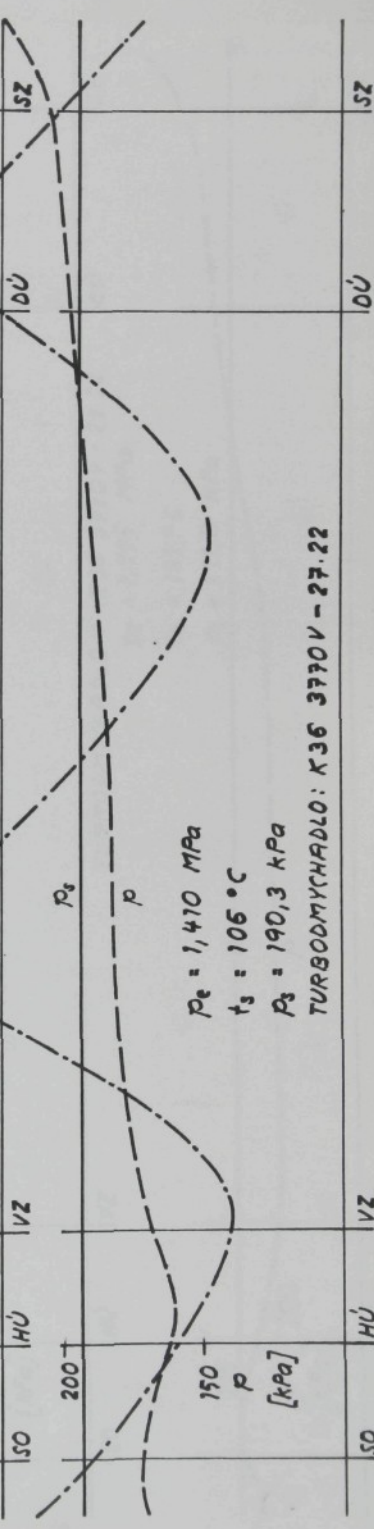
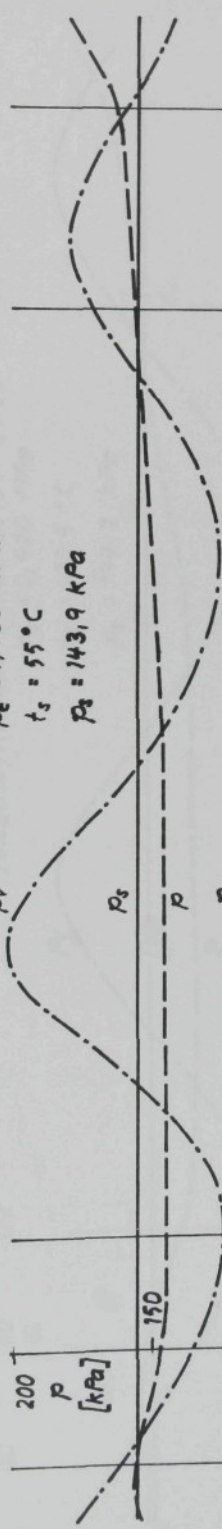
TURBODMYCHADLO : K36 3772 V - 27.22

 $p_e = 1,20 \text{ MPa}$ $t_s = 65,5^\circ\text{C}$ $p_s = 145,3 \text{ kPa}$ 

TURBODMYCHADLO : K36 3770V - 27.22

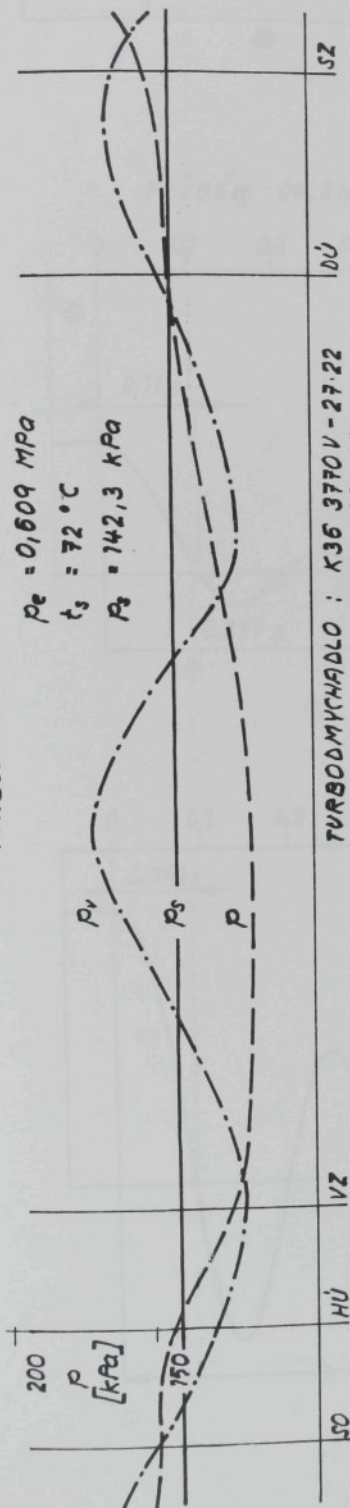
 $p_e = 0,737 \text{ MPa}$ $t_s = 55^\circ \text{C}$ $p_s = 131,7 \text{ kPa}$ 

TURBODMYCHADLO : K36 3770V - 27.22

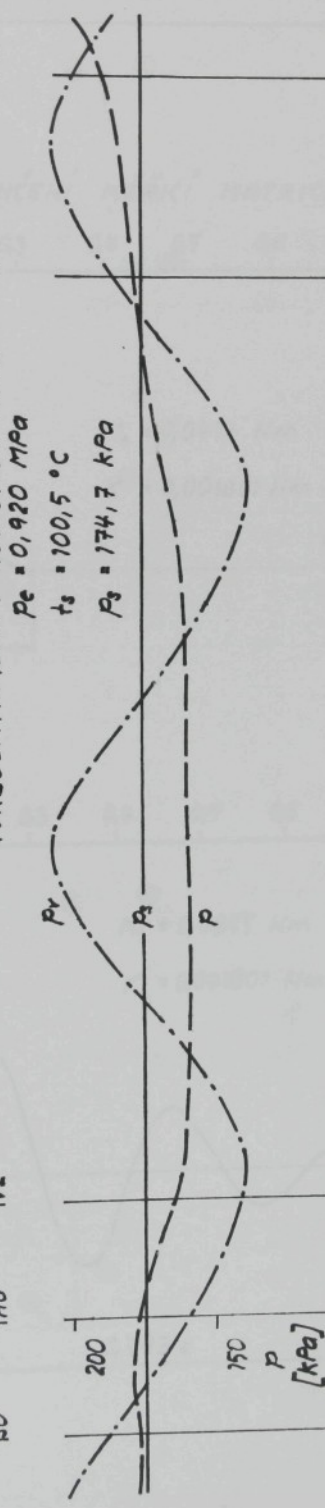
 $p_e = 1,036 \text{ MPa}$ $t_s = 55^\circ \text{C}$ $p_s = 143,9 \text{ kPa}$  $p_e = 1,410 \text{ MPa}$ $t_s = 106^\circ \text{C}$ $p_s = 190,3 \text{ kPa}$

TURBODMYCHADLO : K36 3770V - 27.22

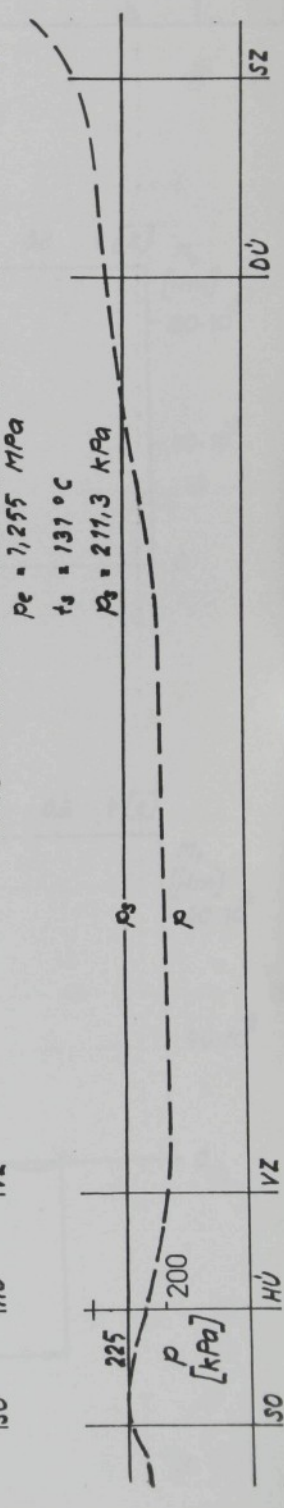
TURBODMYCHADLO : K36 3770V - 27.22



TURBODMYCHADLO : K36 3770V - 27.22



TURBODMYCHADLO : K36 3770V - 27.22

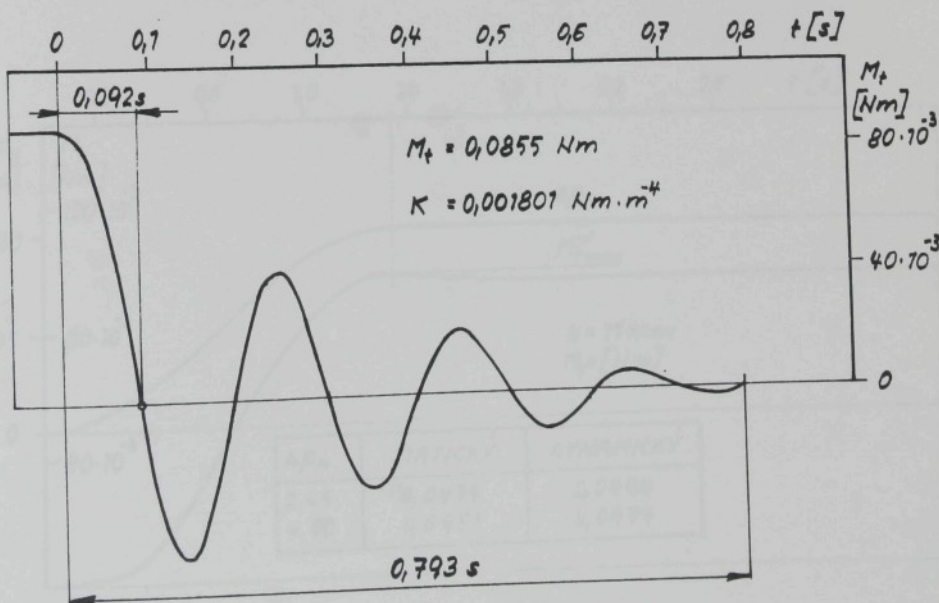
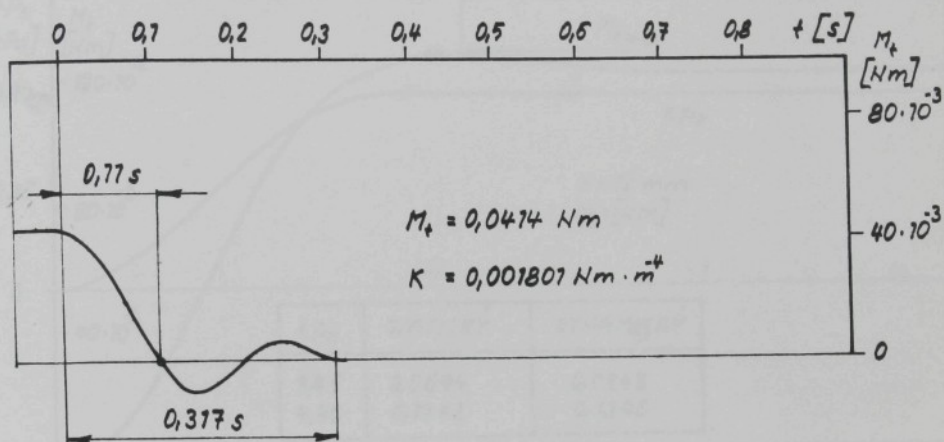


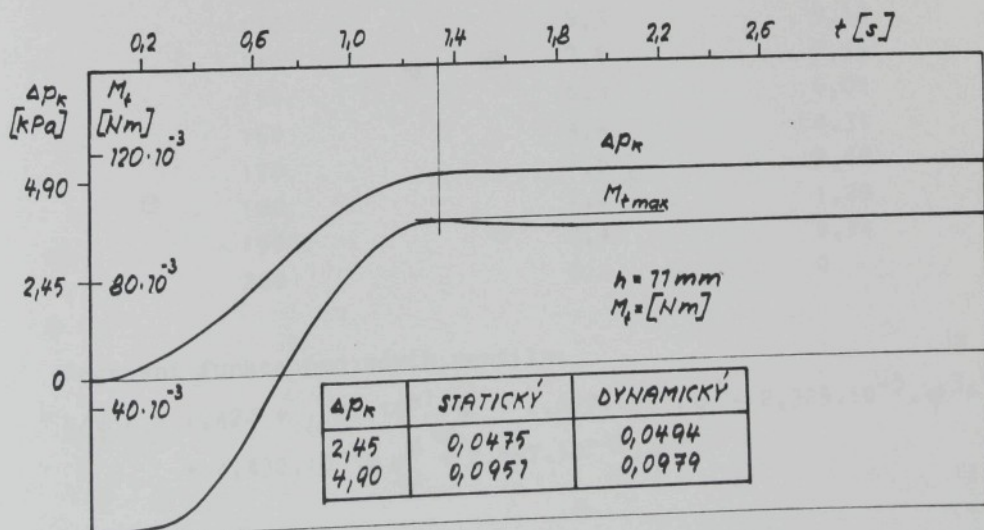
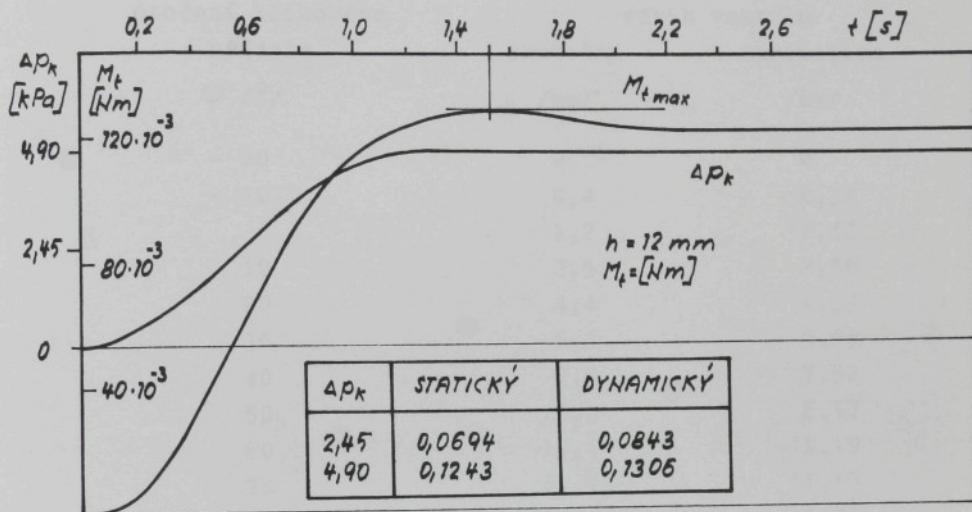
L11A2
M2.4

NIZKOTLAKÁ INDIKACE $p_0 = 97,3 \text{ kPa}$; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

P 15

PRŮBĚH ODLEHČENÍ MĚŘICÍ MATRICE





otočení klikového

hřídele

 $\varphi / ^\circ /$

zdvih ventilu

skutečný

aproximace

/mm/

/mm/

- 20	0	0
- 10	0,4	0,34
0	1,2	1,42
10	2,5	2,78
20	4,4	4,33
30	6,3	5,95
40	7,8	7,52
50	9,3	8,97
60	10,4	10,19
70	11,1	11,13
80	11,4	11,73
90	11,7	11,96
100	11,4	11,80
110	11,1	11,26
120	10,4	10,35
130	9,3	9,13
140	7,8	7,65
150	6,3	6,01
160	4,4	4,31
170	2,5	2,68
180	1,2	1,29
190	0,4	0,34
200	0	0

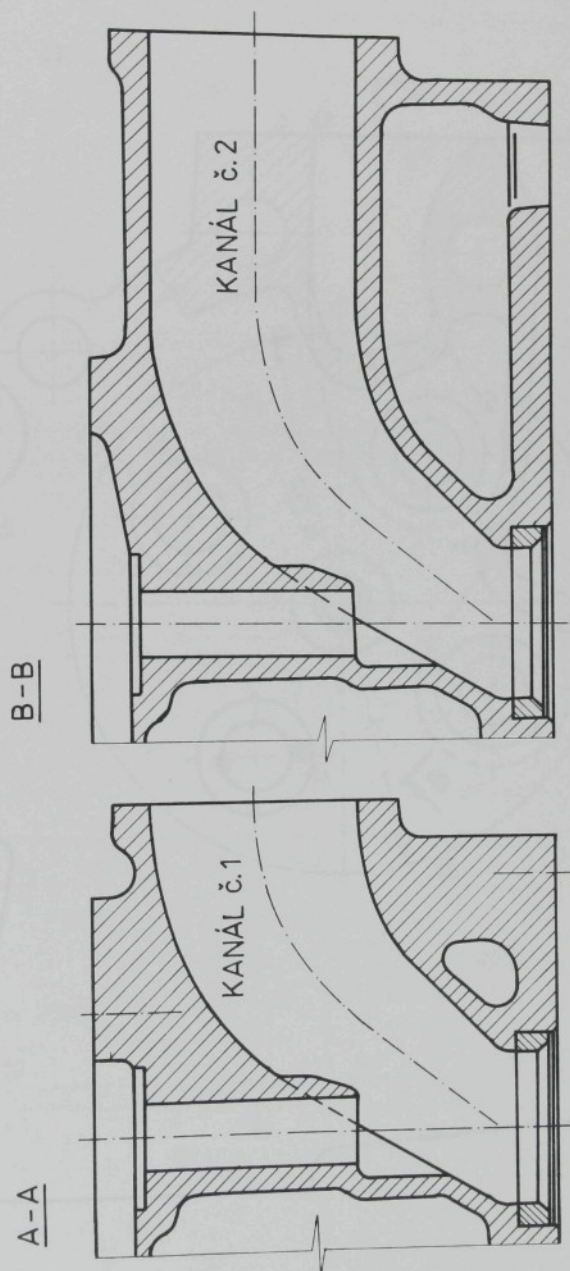
Regresní funkce pro zdvih ventilu:

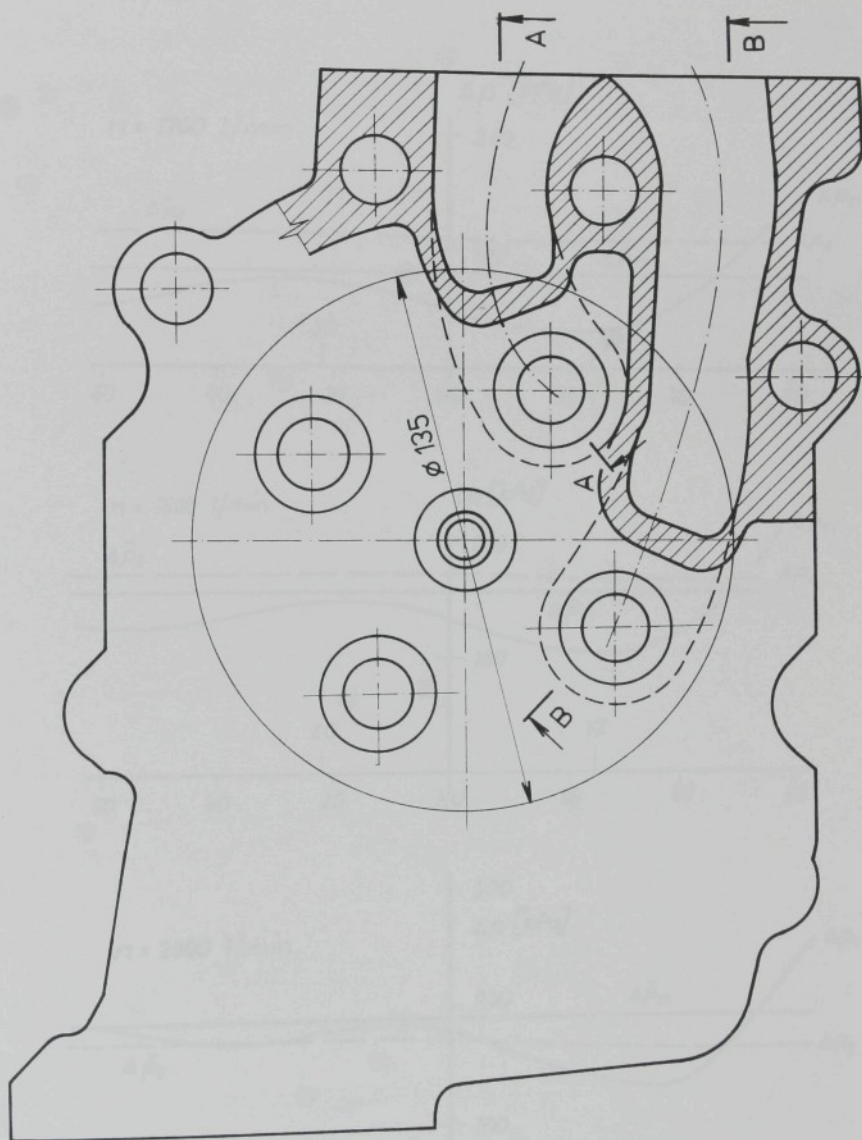
$$h/\varphi = 1,424 + 1,21 \cdot 10^{-1} \cdot \varphi + 1,627 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi^2 - 2,325 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi^3 + 4,432 \cdot 10^{-8} \cdot \varphi^4 + 7,597 \cdot 10^{-11} \cdot \varphi^5$$

otočení klikového hřídele $\varphi / ^\circ /$	skutečný /mm/	zdvih ventilu aproximace /mm/
- 20	0	0
- 12,5	0,19	0,10
- 2,5	0,83	0,59
7,5	1,90	2,00
17,5	3,45	3,71
27,5	5,31	5,49
37,5	7,90	7,14
47,5	8,44	8,59
57,5	9,60	9,77
67,5	10,60	10,67
77,5	11,29	11,31
87,5	11,69	11,68
97,5	11,84	11,80
107,5	11,69	11,68
117,5	11,29	11,29
127,5	10,60	10,65
137,5	9,66	9,74
147,5	8,44	8,56
157,5	7,90	7,12
167,5	5,31	5,47
177,5	3,45	3,69
187,5	1,90	1,96
197,5	0,83	0,51
207,5	0,19	0,26
215	0	0

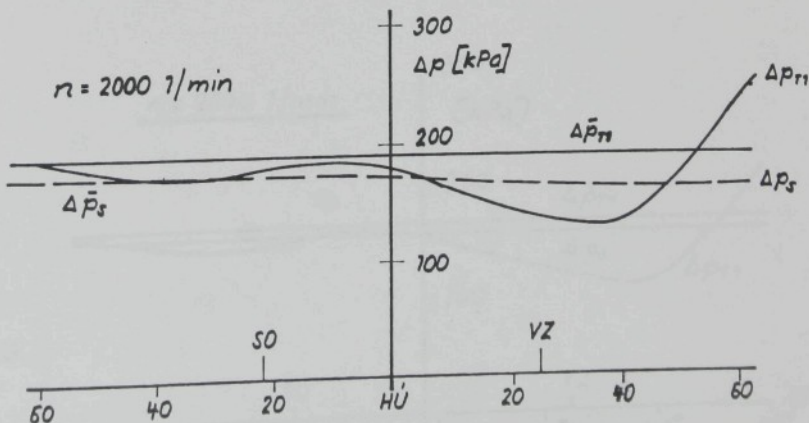
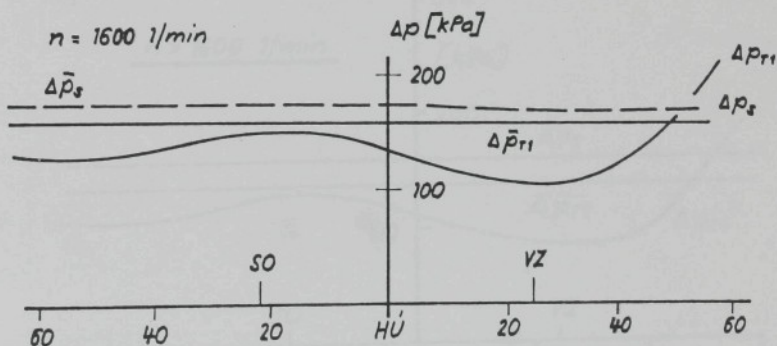
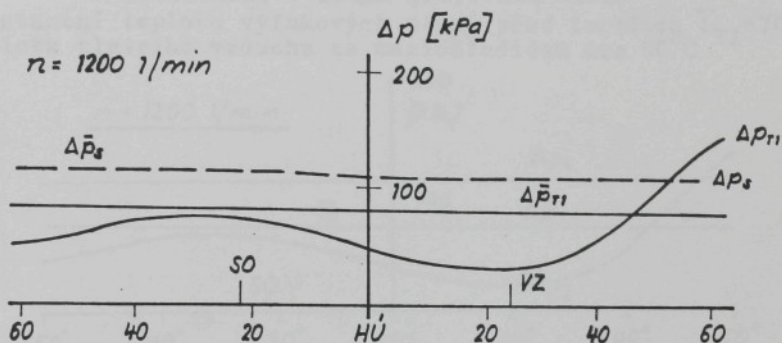
Regresní funkce pro zdvih ventilu:

$$\begin{aligned}
 h/\varphi / = & 9,00 \cdot 10^{-1} + 1,287 \cdot 10^{-1} \cdot \varphi + 2,896 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi^2 - 6,922 \cdot \\
 & \cdot 10^{-5} \cdot \varphi^3 + 5,956 \cdot 10^{-7} \cdot \varphi^4 - 2,564 \cdot 10^{-9} \cdot \varphi^5 + \\
 & + 4,360 \cdot 10^{-12} \cdot \varphi^6
 \end{aligned}$$





MOTOR M 2.3: PRŮBĚHY TLAKŮ PŘED PLNKÍM KANÁLEM
A ZA VÝFUKOVÝM KANÁLEM HLAVY VÁLČŮ
(POMĚRY NA TBD K-36-3772R-25.22)



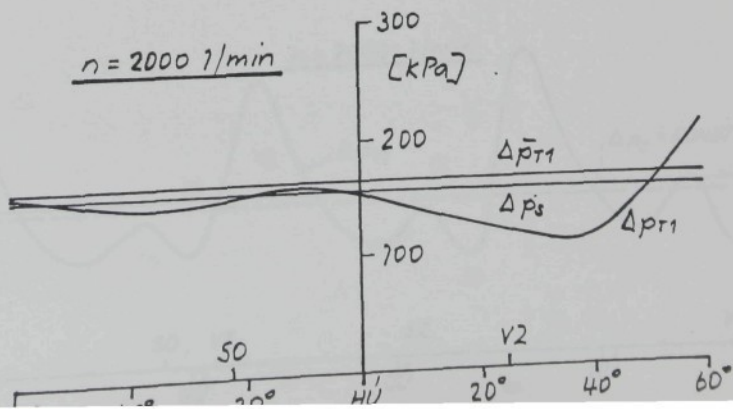
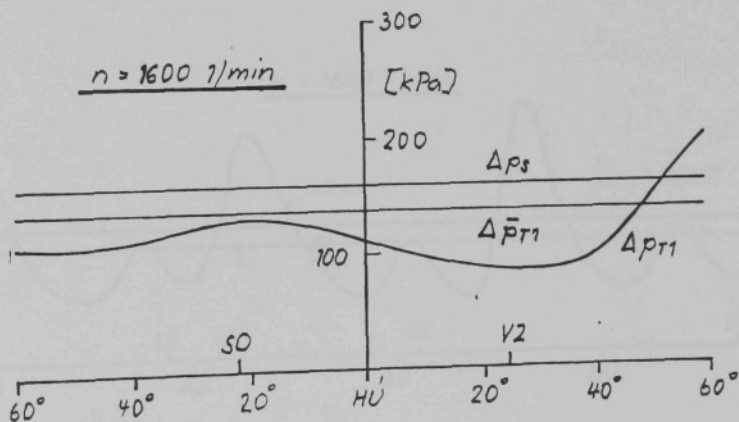
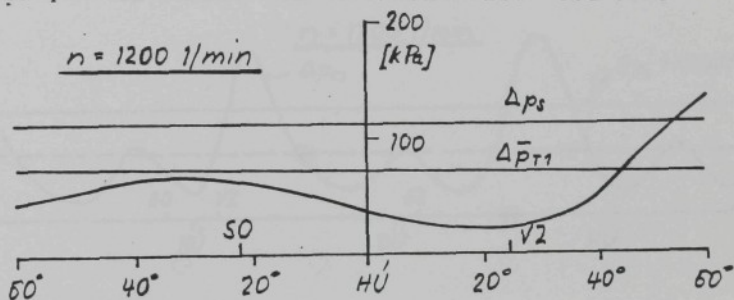
MOTOR M 2.3 - plnicí agregát K 36 - 3772 R - 27.22

průběhy přetlaku Δp_{T1} (za přírubou výfukového kanálu 1.válce) a Δp_s (před přírubou plnicího kanálu 1.válce) v době vyplachování válce.

$\Delta \bar{p}_{T1}$... střední hodnota přetlaku Δp_{T1}

Δp_s ... vykazuje téměř konstantní hodnotu, s minimálním kolísáním, v celém pracovním oběhu

Konstantní teplota výfukových plynů před turbinou $\bar{t}_{T1} = 700^\circ\text{C}$
Teplota plnicího vzduchu za mezichladičem cca 50°C

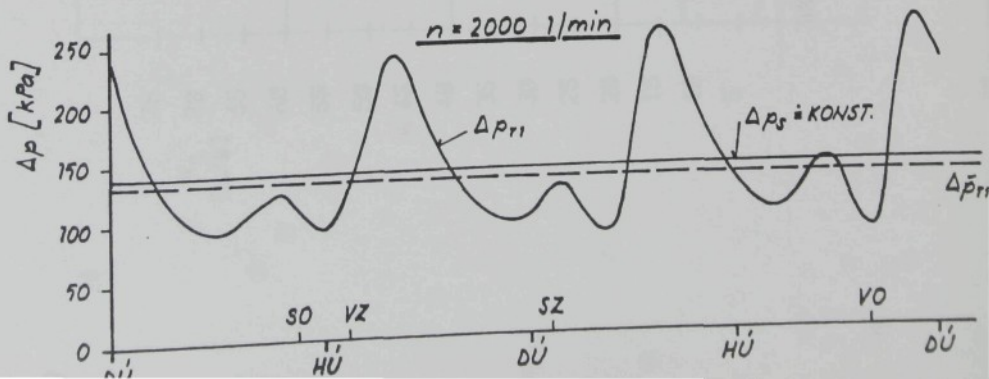
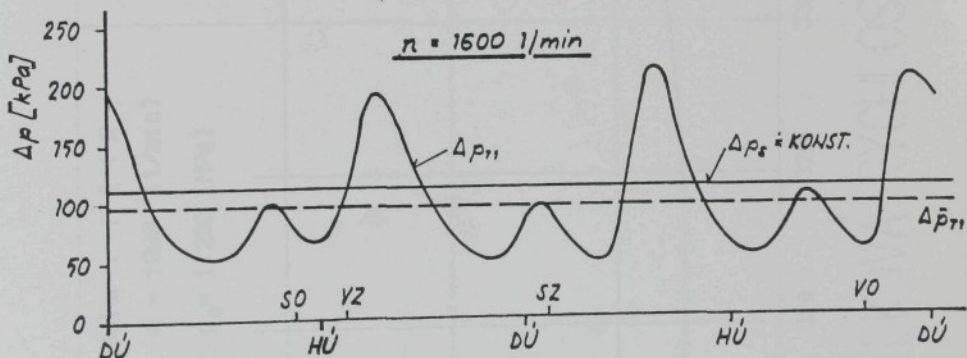
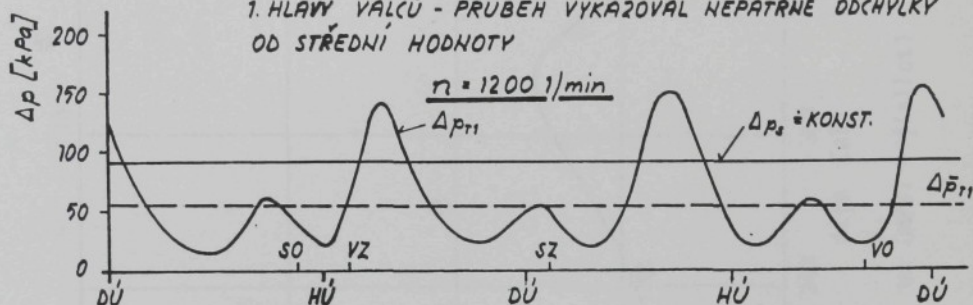


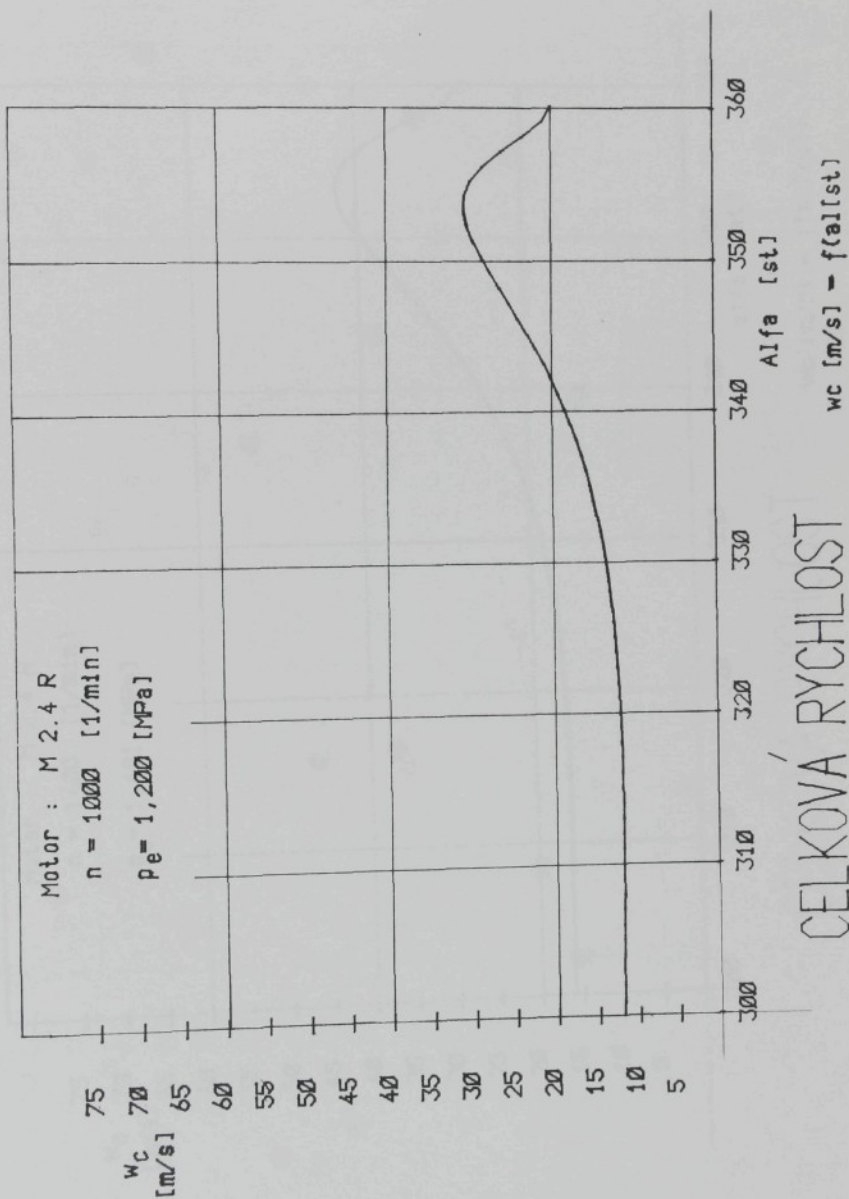
MOTOR M 2.3

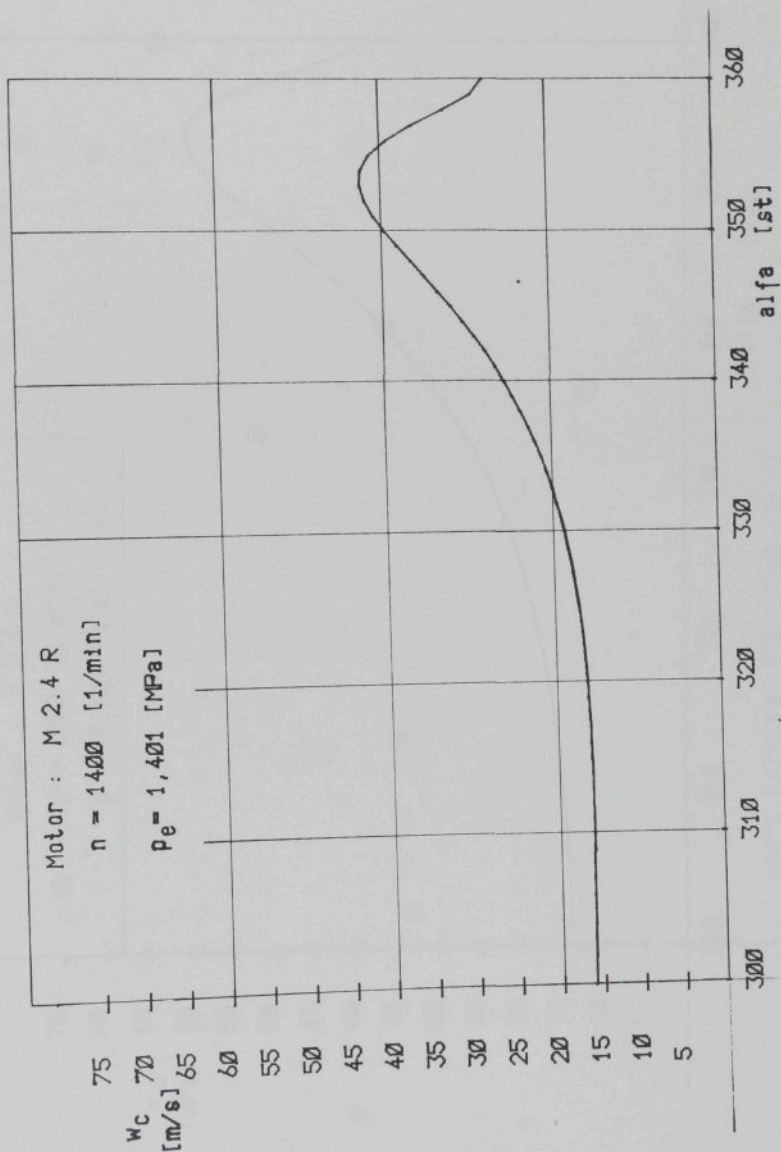
PRŮBĚHY PŘETLAKŮ Δp_{r1} V MÍSTĚ ZA PŘÍRUBOU
VÝFUKOVÉHO KANÁLU 1. HLAVY VÁLCŮ - PLNÍČI
TURBODMYCHADLO K 36-3772 R 32.22

$\Delta \bar{p}_{r1}$ - STATICKÁ SLOŽKA PŘETLAKU (MĚŘENO U-MANOMETREM
VE STEJNÉM MÍSTĚ JAKO Δp_{r1})

Δp_s - PLNÍČI PŘETLAK V MÍSTĚ PŘED PŘÍRUBOU PLNÍČÍHO KANÁLU
1. HLAVY VÁLCŮ - PRŮBĚH VYKAZOVAL NEPÁTRNÉ ODCHYLKY
OD STŘEDNÍ HODNOTY







CELKOVÁ RYCHLOST

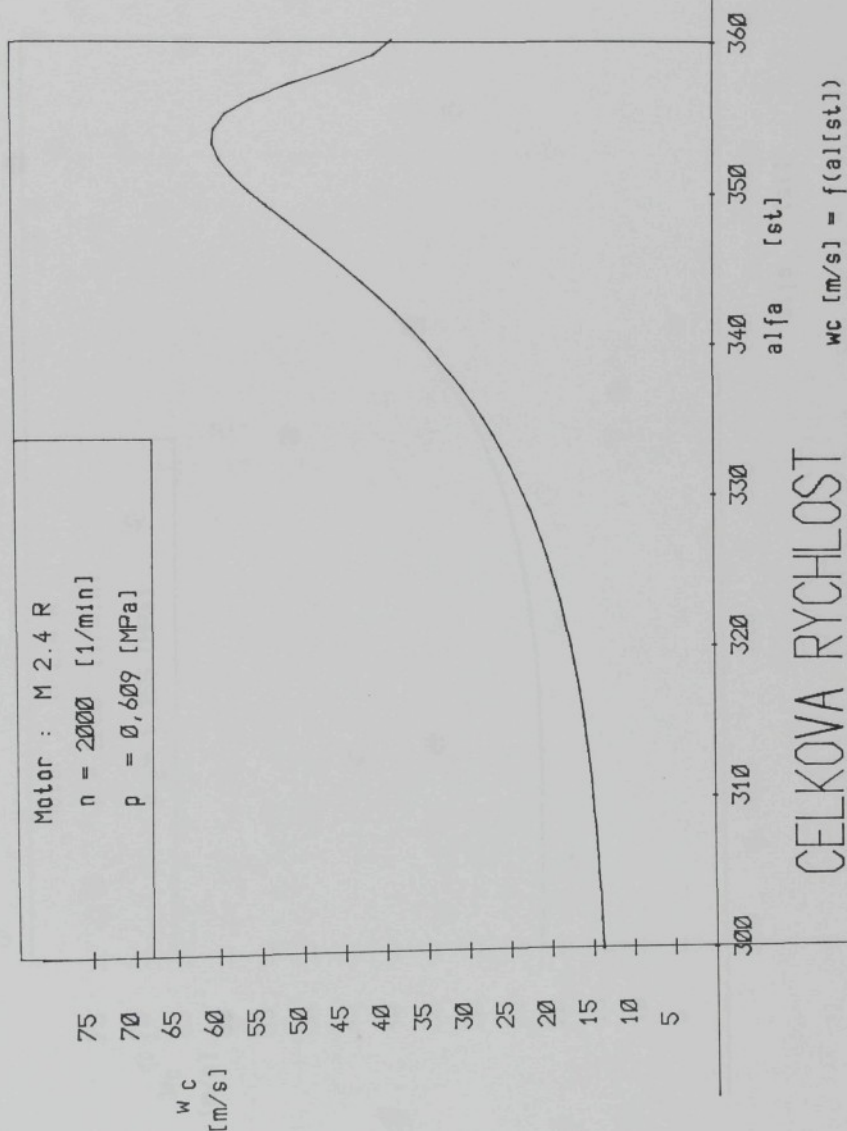
 w_c [m/s] = $f(\alpha$ [st])

Motor : M 2.4 R

 $n = 2000 \text{ [1/min]}$ $p = 0,609 \text{ [MPa]}$

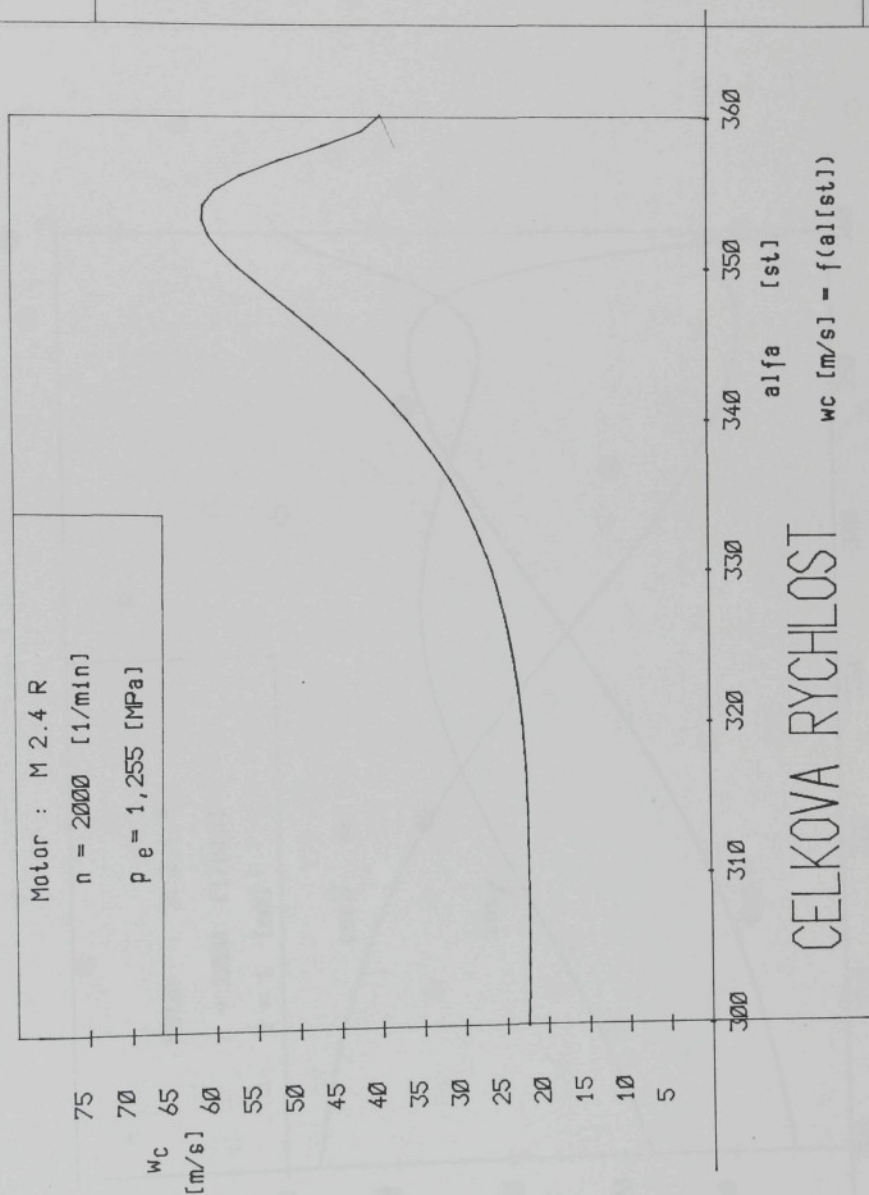
w_c
[m/s]

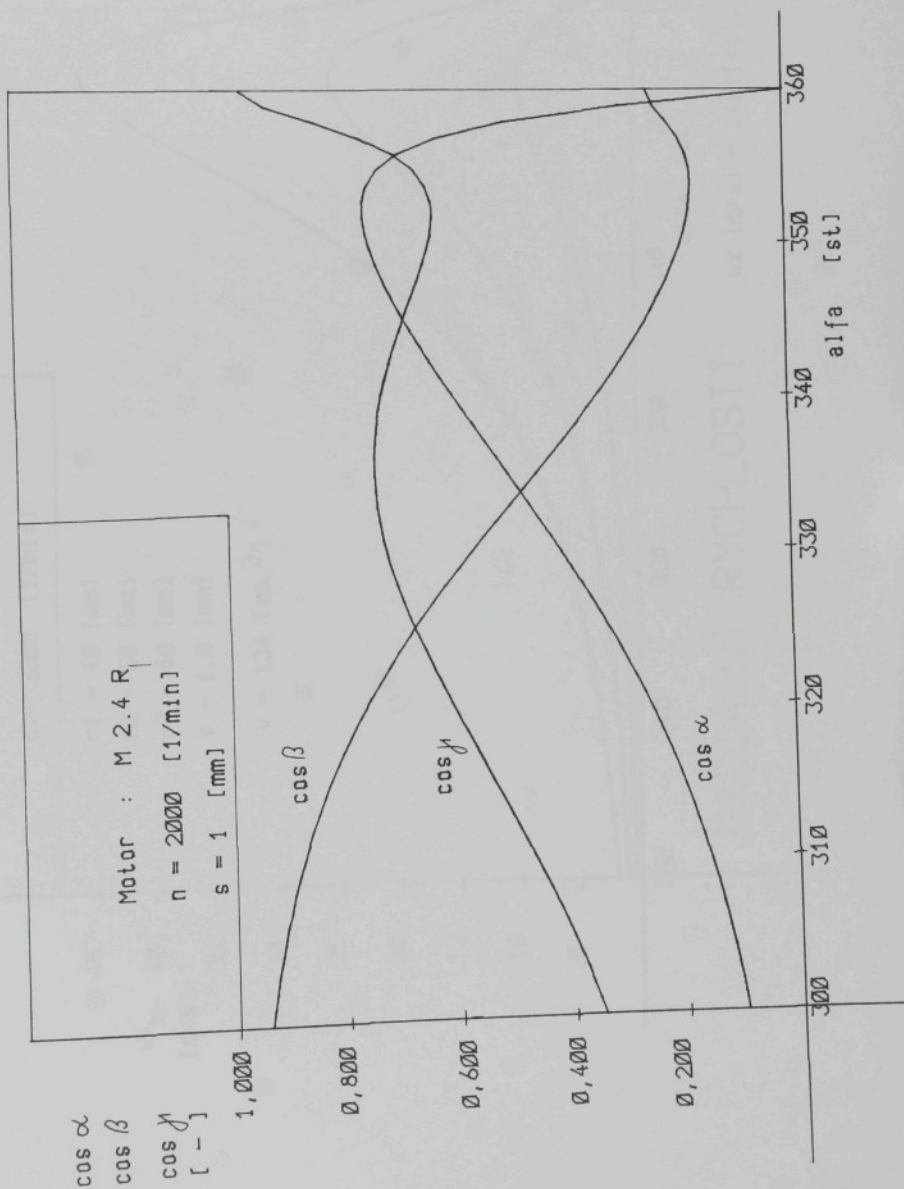
75
70
65
60
55
50
45
40
35
30
25
20
15
10
5



CELKOVA RYCHLOST

 $w_c \text{ [m/s]} = f(\alpha \text{ [st]})$





Motor : M 2.4 R

 $n = 2000$ [1/min] $r_1 = 40$ [mm] $r_2 = 50$ [mm] $r_3 = 60$ [mm] $s = 1,0$ [mm] $V = 136$ [cm³]

45

 w_x

[m/s]

40

35

30

25

20

15

10

5

300

310

320

330

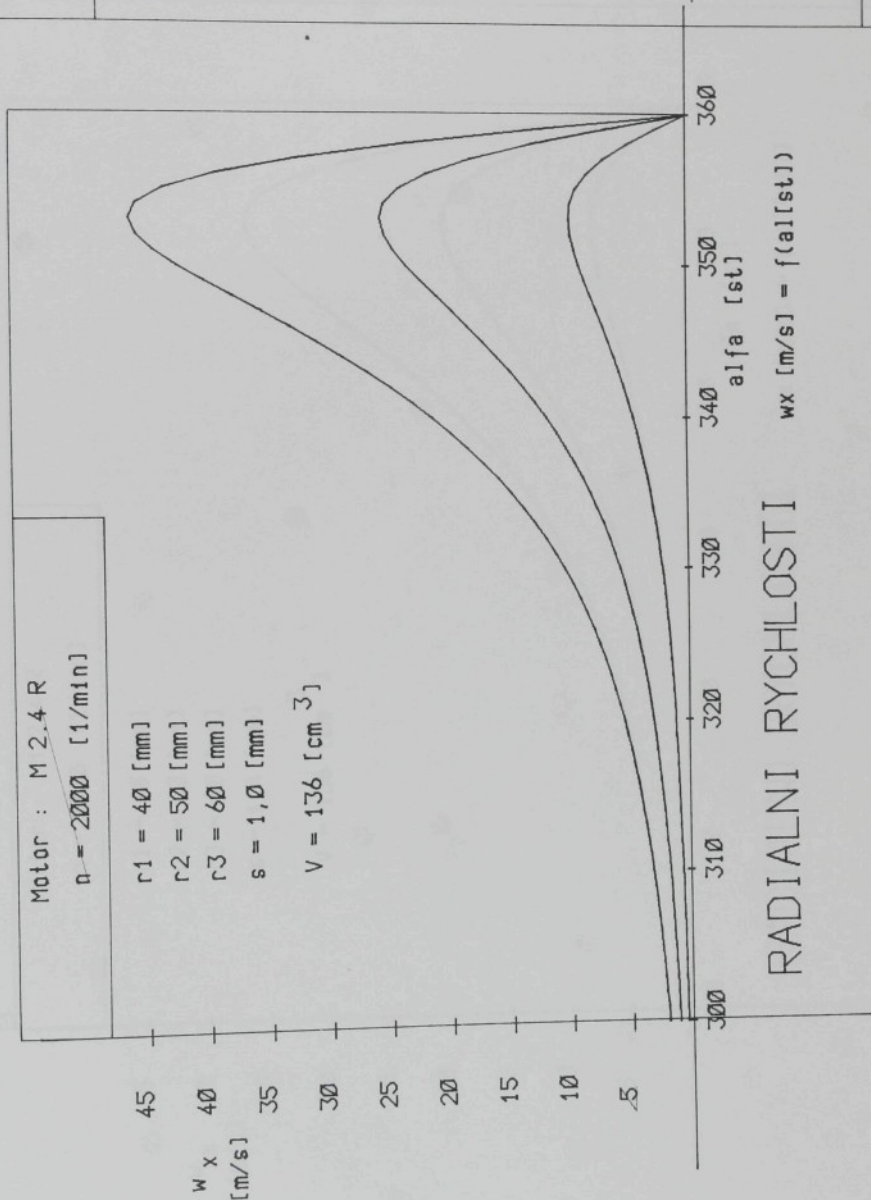
340

350

360

 α [st]

RADIALNI RYCHLOSTI

 w_x [m/s] = $f(\alpha$ [st])

Motor : M 2.4 R

 $n = 2000$ [1/min] $r_1 = 40$ [mm] $r_2 = 50$ [mm] $r_3 = 60$ [mm] $s = 1,4$ [mm] $V = 136$ [cm³]

45

 w_x

[m/s]

40

35

30

25

20

15

10

5

300

310

320

330

340

350

360

 α [st]

RADIALNI RYCHLOSTI

 w_x [m/s] = $f(\alpha$ [st])