

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23 - 20 - 8

Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření:

Stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

M A T E M A T I C K Ý M O D E L P R O U D Ě N Í

R O Z V O D O V Ý M I O R G Á N Y

K S D - 0 7 9

Pavel Chobotský

Vedoucí práce: Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.,
VŠST Liberec

Konzultant: Ing. Jiří Unger, CSc., VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

| | |
|----------------------|----|
| Počet stran: | 62 |
| Počet tabulek: | 0 |
| Počet obrázků: | 20 |
| Počet výkresů: | 0 |
| Počet jiných příloh: | 0 |

Liberec, 24. května 1985

Vysoká škola: VŠST Liberec Fakulta: strojní

Katedra: strojů průmysl. dopravy Školní rok: 1984/85

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Pavel Chobotský

obor 23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

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

Název tématu: Matematický model proudění rozvodovými orgány

Zásady pro vypracování:

1. Charakterizujte proudění vzduchu sacími orgány čtyřdobého vznětového motoru vč. faktorů, které toto proudění ovlivňují.
2. Matematicky, s použitím zjednodušujících předpokladů, popište plnění válce jednoválcového motoru.
3. Pro numerické řešení navrhnete matematický model.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSČ 461 17

V 43 / 205

Rozsah grafických prací:

Rozsah průvodní zprávy: cca 50 stran

Seznam odborné literatury: SEIFERT, H.: Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in der Rohrleistungssystemen von Mehrzylindermotoren
MTZ Nr. 11, 1972

KOŽOUŠEK, J.: Teorie spalovacích motorů
SNTL Praha 1971

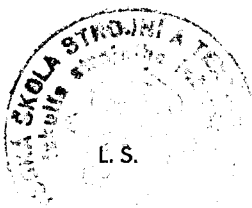
Technický sborník VÚ ČKD Praha, č. 33-34, 1977

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.


Konzultant: Ing. Jiří Unger, CSc.

Datum zadání diplomové práce: 1.12.1983

Termín odevzdání diplomové práce: 24.5.1985




Doc. Ing. O. Červinka, CSc.
Vedoucí katedry


Doc. RNDr. B. Striž, CSc.
Děkan

v Liberci dne 1.12. 1983

M Í S T O P Ř Í S E Ž N Ě P R O H L Á Š E N Í

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

V Liberci dne 24. května 1985

Pavel Chobotský
.....
Pavel Chobotský

PODĚKOVÁNÍ

Je mou milou povinností poděkovat vedoucímu diplomové práce s. O. Červinkovi z KSD, VŠST Liberec, konzultantovi diplomové práce s. J. Ungerovi z KEZ, VŠST Liberec a s. M. Mikulovi z VÚ ČKD Praha za cenné rady, připomínky a poskytnutí podkladů pro vypracování této práce.

O B S A H

| | | |
|--|--------|----|
| 1. ÚVOD | strana | 9 |
| 2. CHARAKTERISTIKA SOUČASNÉHO STAVU | | 11 |
| 3. ŘEŠENÍ | | 15 |
| 3.1. Charakter proudění vzduchu sacími orgány vznětového motoru | | 15 |
| 3.1.1. Charakter proudění | | 17 |
| 3.1.2. Ztráty při plnění válce | | 18 |
| 3.2. Matematický popis plnění válce | | 24 |
| 3.2.2. Volba výpočtové metody a stanovení zjednodušujících předpokladů | | 28 |
| 3.2.3. Teorie zvolené výpočtové metody | | 28 |
| 3.2.4. Tlakové rozruchy v tekutině | | 31 |
| 3.2.5. Způsoby výpočtu metody charakteristik na počítači | | 33 |
| 3.2.6. Výpočtový algoritmus síťové metody | | 35 |
| 3.2.7. Okrajové podmínky | | 40 |
| 3.2.8. Stanovení konečné teploty v potrubí | | 52 |
| 3.2.9. Stavové veličiny ve válci | | 52 |
| 3.3. Výsledný algoritmus | | 53 |
| 4. ZÁVĚR | | 57 |
| 4.1. Závěr vlastní diplomové práce | | 57 |
| 4.2. Ekonomický přínos | | 58 |
| 4.3. Možnosti zdokonalování matematických modelů | | 59 |
| 5. POUŽITÁ LITERATURA | | 61 |

SEZNAM POUŽÍVANÝCH VELIČIN, ZNAČEK A INDEXŮ

Veličiny:

| | | | |
|--|---|------------------------------------|---|
| $B / \text{m s}^{-1}$ | - | } | proměnné ve výpočtu Riemannových invariantů |
| $C / \text{m s}^{-1}$ | - | | |
| D / m | - | průměr kanálu | |
| F / N | - | síla | |
| K / l | - | konstanta | |
| L / m | - | délka potrubí | |
| $M / \text{kg s}^{-1}$ | - | hmotnostní průtok vzduchu | |
| Q_T / J | - | teplo | |
| $Q / \text{m}^3 \text{s}^{-1}$ | - | objemový průtok vzduchu | |
| R / m | - | poloměr | |
| Re / l | - | Reynoldsovo číslo | |
| S / m^2 | - | průřezová plocha kanálu | |
| S_T / m^2 | - | teplosměnná plocha | |
| T / K | - | absolutní teplota | |
| V / m^3 | - | objem | |
| $a / \text{m s}^{-2}$ | - | zrychlení pohybu | |
| $c / \text{m s}^{-1}$ | - | rychlost zvuku | |
| $c_p / \text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ | - | měrné teplo při konstantním tlaku | |
| $c_v / \text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ | - | měrné teplo při konstantním objemu | |
| d / m | - | charakteristický rozměr kanálu | |
| $g / \text{m s}^{-2}$ | - | gravitační zrychlení | |
| h / m | - | zdvih ventilu | |
| $i / \text{J kg}^{-1}$ | - | měrná entalpie | |
| l / m | - | délka ojnice | |

| | |
|---|--|
| m /kg/ | - hmotnost |
| n_M / min^{-1} / | - otáčky klikového hřídele motoru |
| o /m/ | - obvod průřezové plochy kanálu |
| p /Pa/ | - tlak |
| q / Jkg^{-1} / | - jednotkové teplo |
| r / $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ / | - plynová konstanta |
| r /m/ | - délka ramene klikového hřídele |
| s / $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ / | - měrná entropie |
| u / Jkg^{-1} / | - měrná vnitřní energie |
| w / m^2s^{-1} / | - rychlost proudění (pohybu) |
| x /m/ | - délková souřadnice |
| $\Delta\tau$ /s/ | - časový krok |
| Δp /Pa/ | - tlakový rozdíl |
| ΔT /K/ | - teplotní rozdíl |
| ϕ /l/ | - potenciální funkce |
| α / m^2s^{-1} / | - Riemannův invariant pravoběžné charakteristiky |
| α_s /l/ | - souhrnný průtokový součinitel |
| α_T / $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ / | - součinitel přestupu tepla |
| β / m^2s^{-1} / | - Riemannův invariant levoběžné charakteristiky |
| γ / K^{-1} / | - součinitel objemové roztažnosti |
| δ /m/ | - šířka mezní vrstvy |
| ξ /l/ | - ztrátový součinitel vlivem zakřivení kanálu |
| \varkappa /l/ | - Poissonova konstanta |
| λ /l/ | - klikový poměr |
| λ_T / $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ / | - tepelná vodivost |
| λ_t /l/ | - součinitel třecích ztrát |
| μ /l/ | - průtokový součinitel ventilu |

| | |
|-------------------------------------|--|
| ν / m^2s^{-1} / | - kinematická viskozita vzduchu |
| ξ /1/ | - součinitel místních ztrát |
| ρ / kgm^{-3} / | - hustota vzduchu |
| τ /s/ | - čas |
| φ /1/ | - poměrný průtokový průřez ventilu |
| φ_M /°/ | - úhel pootočení klikového hřídele motoru |
| ψ /°/ | - úhel ohybu kanálu |
| ω / s^{-1} / | - úhlová rychlost klikového hřídele motoru |

Značky:

| | |
|----|------------------------------|
| H | - hlava válce motoru |
| P | - píst |
| S | - při sání (pro sací ventil) |
| V | - válec motoru |
| DÚ | - dolní úvrať |
| HÚ | - horní úvrať |
| SK | - sací kanál |
| SV | - sací ventil |
| VK | - výfukový kanál |
| VV | - výfukový ventil |
| SO | - SV otvírá |
| SZ | - SV zavírá |

Indexy:

- 1,2,... - místa úseku, jednotlivé stavy
- $i = 1,2,\dots,m$ - kroky numerického výpočtu
- B - parametry okolní atmosféry
- P - píst
- SK - sací kanál
- V - válec
- f - místo ústí SK do V
- k - konečný stav
- p - přitekuté množství
- s - předešlý (starý) časový okamžik
- v - obecný výpočtový krok
- z - zpětný tok
- α, β - označení proměnných veličin při výpočtu Riemannových invariantů

1. ÚVOD

Hlavním úkolem československé hospodářské politiky posledních let je zvyšování efektivity rozvoje národního hospodářství. Také v materiálech schválených XVI. sjezdem KSČ, "Hlavní směry hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1981 až 1985", je zřejmý tlak nejen na zvyšování efektivity, ale i na intenzifikaci ekonomiky, racionálního využívání surovin, paliv a energií, jakož i zvyšování jejich úspor a dále také na vysokou kvalitu výroby a zlepšování konkurenční schopnosti československých výrobků na zahraničních trzích.

Všechny tyto požadavky se musí řešit uplatňováním vědecko-technického pokroku, základním výzkumem počínaje, přes vědecko-technický rozvoj a vlastní výrobou konče.

Mezi základní úkoly VTR patří mimo jiné, orientovat výzkumné a vývojové práce na nové technologie umožňující výraznější úspory paliv a energií a na uplatňování vyššího stupně mechanizace, automatizace a robotizace k dosažení vyšší intenzifikace a časového a funkčního využití strojů a zařízení a to především využíváním počítačové techniky, která nám umožňuje určení optimální varianty daného problému, jakož i řešení složitějších úloh, které se právě při výzkumných a vývojových pracích velmi často vyskytují.

Při výrobě a provozu spalovacích motorů se výše uvedené úkoly promítají zejména ve zvýšených požadavcích na kvalitu a životnost motoru jako celku a dále ve snižování měrné spotřeby paliva a množství škodlivin ve výfukových plynech. A právě těchto dvou posledních aspektů je možné docílit správným naplněním válce spalovacího motoru, čímž se také dosáhne optimálního spalování směsi v motoru s maximálním využitím veškerého paliva, které bylo do spalovacího procesu motoru přivedeno. Tím, že dojde k dokonalému prohoření směsi v celém spalovacím prostoru, klesá na určitý výkon motoru jeho měrná spotřeba a množství škodlivých exhalací ve výfukových plynech.

Nejdůležitějším faktorem ovlivňujícím správné naplnění válce je proudění vzduchu (směsi) rozvodovými, a to hlavně sacími, orgány motoru. Efektivnost tohoto proudění je možné zjistit experimentálně nebo výpočtem.

Experimentální metoda je velmi náročná, jak finančně, tak především časově a proto je, v době velkého rozmachu využívání počítačové techniky, velice neefektivní. Je při ní totiž nutné nejprve sací orgán vyrobit podle návrhu a potom teprve experimentálně zjistit, podle naměřených parametrů proudící látky v různých místech, zda je toto proudění výhodné, či nikoliv.

V současné době, kdy jsou k dispozici výkonné počítačové stroje, je tedy mnohem výhodnější použít výpočtovou metodu, jejímž základem je matematický popis proudění látky sacím orgánem motoru včetně všech faktorů na něj působících a po numerickém řešení celého popisu dostáváme potřebné výsledky i bez praktické realizace navrženého sacího orgánu a na jejich základě pak můžeme rozhodnout, zda je dané sací potrubí pro určitý konkrétní spalovací motor vhodné či nikoliv.

Hlavním úkolem této práce tedy je vytvořit takový matematický model proudění sacím orgánem motoru (jednoválcového vznětového), podle kterého by bylo možné pomocí výpočetní techniky řešit efektivnost proudění vzduchu sacím kanálem uvedeného motoru. Tak dostaneme výsledky určující vhodnost různých variant sacích orgánů pro konkrétní motor poze na základě jejich matematických popisů a tudíž bez jejich realizace.

Možnost tohoto modelování a jeho důsledné využívání v praxi, by se mělo projevit hlavně podstatným zkrácením času vývoje nově navrhovaných sacích orgánů spalovacích motorů.

2. CHARAKTERISTIKA SOUČASNÉHO STAVU

Jak již bylo řečeno v úvodu, je v současné době velmi progresivní používat k určování efektivnosti proudění počítačovou techniku.

V rozvodových orgánech spalovacího motoru jde o velmi složité nestacionární proudění, které se začalo teoreticky řešit právě až s rozvojem výkonné výpočetní techniky. Ta umožňuje aplikaci numerických metod na řešení termodynamických procesů uskutečňujících se při pracovním oběhu spalovacího motoru.

Proudění v rozvodových orgánech motoru je značně komplikované (prostorové turbulentní nestacionární proudění stlačitelné viskózní tekutiny s třením a s přívodem a odvodem tepla) a klasická termodynamika jej může řešit jen za určitých zjednodušujících předpokladů, které se doplňují některými experimentálně zjištěnými hodnotami a pak postačují pro řešení konkrétních případů.

Z velkého množství prací, zabývajících se problematikou nestacionárního proudění plynů v pístových spalovacích motorech je možno stanovit tři základní teorie:

- akustická teorie
- metoda konečných prvků
- teorie nelineárního šíření vlnění

Akustická teorie se aplikuje jen na ty vlnové procesy, při kterých je amplituda tlakové vlny malá. Její výhodou je v tom, že řešení systému diferenciálních rovnic proudění, při daných zjednodušeních, je známé i bez použití numerických metod a výkonných počítačových systémů. Jde o tak zvané d'Alembertovo řešení. Akustické přiblížení má však v aplikacích u pístových motorů značně omezenou platnost vzhledem k velikosti změn stavových veličin v tomto systému a vzhledem k řešení okrajových podmínek, se kterými se u složitějších potrubních systémů setkáváme.

Při řešení soustavy parciálních diferenciálních rovnic popisujících nestacionární proudění v potrubním systému spalovacího motoru metodou konečných prvků se spalovací motor uvažuje jako jeden objem, ve kterém se vstupující pohybová energie plynů mění na vnitřní energii. Při tom se vliv šíření rozruchů na stav plynu v potrubním systému zanedbává. Tato metoda se používá především při výpočtech pracovních oběhů přeplňovaných pomaloběžných motorů s velkoobjemovými potrubními systémy a umožňuje výpočtový popis vzájemného působení motoru a turbodmyhadla.

Potrubní systém většiny pístových spalovacích motorů však není možno považovat za objem, ve kterém se dá vliv šíření tlakových rozruchů na celkový stav systému zanedbat. V sacích a výfukových potrubích spalovacích motorů se vlivem periodického způsobu práce generují kromě vln zvukového charakteru také vlny konečné amplitudy. A právě šíření těchto vln s pozoruhodnými úspěchy řeší teorie nelineárního šíření. Poznání mechanismu šíření těchto vln má velký význam pro navrhování optimálních sacích a výfukových potrubí. Ze systému parciálních diferenciálních rovnic kontinuity, zachování impulzu a energie, popisujících nestacionární proudění je možné, po zavedení potenciálu rychlosti, odvodit nelineární parciální rovnici hyperbolického typu, která se řeší metodou charakteristik. Tato metoda je pro jednoduché aplikace rozpracovaná v každé monografii o proudění tekutin.

Spalovací motor, se svým potrubním systémem, je však komplikovanou úlohou vzhledem k množství a různorodosti okrajových podmínek. Před zavedením výkonné počítačové techniky se metoda charakteristik používá hlavně v grafické formě a jejím vyvrcholením byly práce Hallera, Jenyho a Seiferta. Také autoři prvních programových systémů (Seifert, Benson) modifikovali nejprve grafickou metodu charakteristik.

Požději jí podstatně přepracovali a to hlavně z hlediska řešení okrajových podmínek a generování výpočtové sítě. Získané výsledky ukázaly vhodnost metody charakteristik pro řešení proudění v potrubních systémech spalovacích motorů. I když je tato metoda nejexaktnější teorií řešící nestacionární proudění má při aplikacích na složitější potrubní systémy určité nevýhody. Jednou z nich je generování výpočtové sítě, jejíž rozdělení není předem známo. Tato nevýhoda se ale dá vhodnou modifikací metody odstranit a lze dosáhnout ekvidistantního rozdělení sítě. U této metody jsou také nutné úpravy při vzniku rázů v proudění. Její největší nevýhodou je však značný nárok na strojový čas výpočetní techniky, neboť při aplikaci na složité potrubní systémy je výpočtová síť rozsáhlá a každý její bod se počítá iterační metodou. Odstranění uvedeného nedostatku umožňuje využití diferenčních metod numerické integrace parciálních diferenciálních rovnic popisujících příslušné proudění. Nestacionární proudění se v jednotlivých částech potrubního systému řeší metodou diferencí (nejčastěji se používá Lax - Wendroffova dvojkrokového schématu) a okrajové podmínky se řeší metodou charakteristik. Tímto způsobem iteruje jen výpočet v krajních bodech ekvidistantní sítě. Z literatury jsou známé schématické popisy některých programových systémů, ze kterých jsou nejznámější:

ILW (modifikované metody charakteristik)

PROMO (kombinace metody charakteristik a metody diferencí)

Tyto popisy byly vyvinuté kolektivem autorů pod vedením prof. Seiferta. Dalšími jsou práce Bensona (metody charakteristik s ekvidistantním dělením výpočtové sítě). Rozdíly jednotlivých programových systémů jsou hlavně v řešení jednotlivých okrajových podmínek (okraj trubice, clony v potrubí, rozvětvení v potrubí atd.).

V ČSSR se problematice nestacionárního proudění plynů v potrubních systémech, v souvislosti s výměnou náplně válce, věnuje několik pracovišť. V ČKD Praha se optimalizuje pracovní oběh u přeplňovaných středně rychloběžných čtyřdobých naftových motorů pomocí kvazistacionárního matematického modelu podle autorů: Macek J., Kliment V., Holát F., Havlín F. z ÚVMV vypracoval na základě metody charakteristik výpočtový program, který umožňuje řešit nestacionární proudění v trubici. Na základě naměřených průběhů nestacionárních stavových veličin na okraji trubice mohl určovat podél ní jejich změny tz. vliv geometrických parametrů trubice na dopravní účinnost motoru. Na SVŠT v Bratislavě se problematice nestacionární výměny náplně motoru věnují již několik let. Byl vypracován programový systém pro řešení nestacionárního proudění metodou charakteristik, pomocí kterého optimalizují sací potrubí u víceválcových čtyřdobých motorů. Touto problematikou se též zabývají na VŠDS v Žilině, kde Lánský M. experimentálně i teoreticky řešil přeplňování pístových spalovacích motorů systémem KOMPRES. Nestacionárním transportem energie rozvětveným potrubím se zabýval také Pečeňa Z. z ČVUT Praha.

3. ŘEŠENÍ

V této kapitole bude naznačeno řešení matematického modelu rozvodovými orgány jednoválcového vznětového spalovacího motoru.

3.1. Charakter proudění vzduchu sacími orgány vznětového motoru.

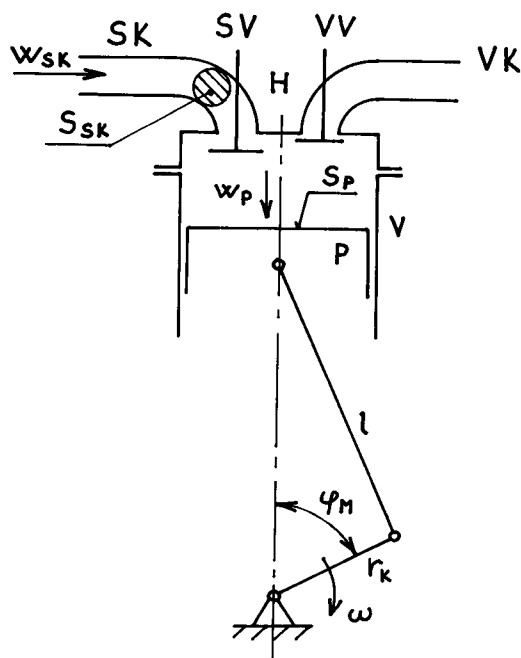
Vzhledem k tomu, že transformátorem přímočarého pohybu na rotační je u spalovacího motoru klikový mechanismus, je zřejmé, že rychlost pohybu pístu a tudíž i rychlost proudění látek v rozvodových orgánech motoru nebude v závislosti na čase konstantní. V rozvodových orgánech spalovacího motoru jde tedy o proudění nestacionární. Během tohoto proudění se dále uplatňuje celá řada vlivů. Dochází ke sdílení tepla mezi horkými stěnami sacích kanálů a ventilů a chladným nasávaným vzduchem do motoru. Výsledkem tohoto jevu je to, že se nasávaný vzduch ohřívá, zvětšuje se jeho objem, klesá jeho hustota a tím dochází ke zmenšení hmotnostního naplnění válce nasávaným vzduchem. Dalším aspektem, uplatňujícím se při proudění vzduchu sacími orgány motoru, je turbulence tohoto proudění způsobená poměrně velkými rychlostmi proudění vzduchu a jeho vnitřním třením vlivem viskozity. Tím se opět snižuje množství vzduchu dopravené do válce motoru, stejně jako ztrátami způsobenými třením proudícího vzduchu o stěny sacího kanálu a místními změnami průřezu kanálu (vodítka ventilu a dřív ventilu v kanálu, talíř ventilu ve vyústění kanálu do spalovacího prostoru) a stejně jako vlivem zakřivení kanálu v hlavě motoru. Dalším faktorem ovlivňujícím plnění válce je setrvačný odpor sloupce vzduchu v kanálu proti zrychlení, které vlivem nekonstantní rychlosti pohybu sloupce vzduchu neustále působí. I když tento odpor v počáteční fázi sacího zdvihu pístu zhoršuje plnění válce, pak v konečné fázi zdvihu, kdy na sloupec vzduchu působí opačné zrychlení než na jeho počátku, plnění válce podporuje.

Nejsložitějším a také nejpodstatnějším aspektem, který proudění vzduchu v sacím kanálu motoru ovlivňuje, je vznik tlakových vln, které jsou následkem periodického pracovního cyklu spalovacího motoru. Na konci sacího zdvihu pístu proudí do válce sacím kanálem nasávaný vzduch pořád ještě velkou rychlostí. Protože však píst již začíná konat kompresní zdvih, velmi rychle se uzavírá sací ventil, rychlost čela pohybujícího se sloupce vzduchu v kanálu v tom okamžiku klesá na nulovou hodnotu a jeho zpoždění dosahuje extrémních hodnot. Setrvačnost celého, dosud se pohybujícího sloupce vzduchu v kanálu způsobí stlačení tohoto sloupce a tedy změnu jeho kinetické energie na tlakovou. Stlačený sloupec vzduchu pak v následujícím okamžiku působí jako pneumatická pružina, když začne expandovat. V důsledku je vzdušný sloupec v kanálu opět uveden do pohybu, ale opačného směru, než který měl doposud. Jako důsledek tohoto jevu, pak v sacím potrubí motoru vzniká tlaková vlna, která se potrubím šíří rychlostí zvuku a když její čelo narazí v potrubí na jakoukoliv překážku, dochází k jejímu odrazu a tlaková vlna se vrací zpět, až k uzavřenému sacímu ventilu, kde dochází k jejímu dalšímu odrazu. Tento děj se neustále opakuje a do chvíle, než se sací ventil opět otevře, proběhne mnohokrát. Doba, po které se ventil znovu otevře a tudíž i doba, během níž v potrubí dochází ke tlakové pulzaci vzduchu, je závislá na frekvenci otáčení klikového hřídele motoru. Proto je snaha, u motorů pracujících při konstantních otáčkách (spalovací motor jako pohon generátoru elektrického proudu), "naladit" sací potrubí tak, aby v okamžiku otevření sacího ventilu bylo čelo tlakové vlny právě před tímto ventilem. Tak se dosáhne velmi dobré účinnosti plnění válce. Toho se snažíme využít i u ostatních motorů, a to v oblasti, u nich, nejužívanějších otáček t. z. při maximálním točivém momentu nebo výkonu.

3.1.1. Charakter proudění

a) nestacionarita

-pro objasnění dále uvedených vztahů poslouží obrázek 1



Předpoklady:

$$w_{vz_v} = w_p$$

$$S_v = S_p$$

obr. 1

podle /1/ $w_{vz_v} = w_p \doteq r_k \omega \left(\sin \varphi_M + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \varphi_M \right)$

dále platí rovnice kontinuity, vyjadřující zákon zachování hmoty, ve tvaru :

$$S_{sk} \cdot w_{sk} = S_v \cdot w_{vz_v} \quad , \text{ kterou lze upravit}$$

na :

$$w_{sk} = K \cdot w_{vz_v} \quad \text{kde} \quad K = \frac{S_v}{S_{sk}}$$

a pak platí, že :

$$w_{sk} \doteq K \cdot r_k \omega \left(\sin \varphi_M + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \varphi_M \right)$$

Z tohoto vztahu je zřejmé, že rychlost v sacím kanále w_{sk} je s časem proměnná, protože závisí na úhlu pootočení klikového hřídele φ_M , které je bezprostředně časově závislé. Závěrem tedy můžeme říci, že při proudění vzduchu

sacím kanálem motoru jde o proudění časově proměnné = nestacionární.

b) turbulence

- při proudění vzduchu dochází k turbulenci, je-li

$Re > 3000$, přičemž :

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad \text{a} \quad d = \frac{4S}{o}$$

podle /3/ $a \quad S = \frac{\pi D_{sk}^2}{4}$

Podle /6/ $w_{sk} = 100 \text{ ms}^{-1}$,

/1/ $D_{sk} = 0,04 \text{ m}$,

/3/ $\nu \approx 1,8 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$

Poznámka: ν se mění s tlakem a teplotou ve velmi malém rozpětí a proto se v praxi považuje za konstantní.

Hodnota Reynoldsova čísla po dosazení výše uvedených hodnot veličin potom bude :

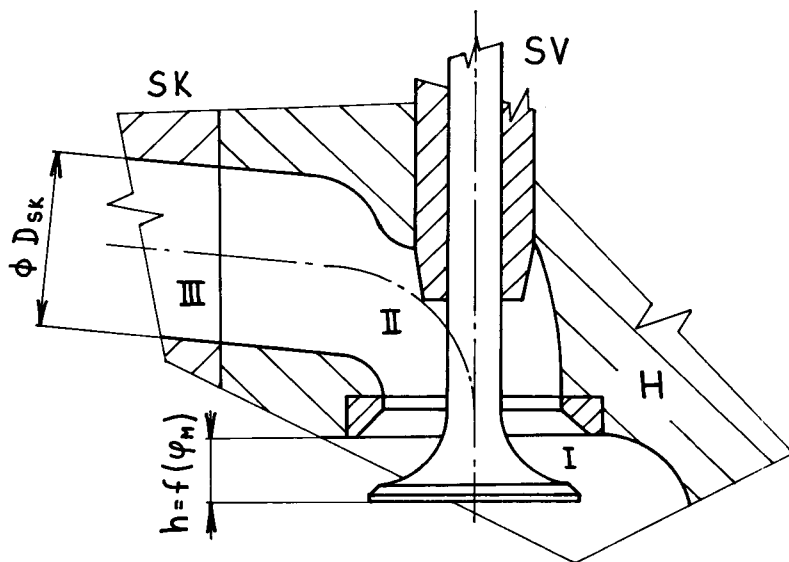
$$Re_{sk} = \frac{w_{sk} \cdot 4 \pi \cdot D_{sk}^2}{4 \pi D_{sk} \cdot \nu} = \frac{w_{sk} \cdot D_{sk}}{\nu} = 2,22 \cdot 10^7$$

Protože $Re_{sk} \gg 3000$, můžeme konstatovat, že v sacím kanálu motoru, jde o turbulentní proudění.

3.1.2. Ztráty při plnění válce

V této části práce budou uvedeny všechny faktory ovlivňující plnění válce spalovacího motoru. Půjde o vlivy způsobené místními a rozloženými odpory, dynamickými i tepelnými jevy při plnění se uplatňujícími.

Pro lepší orientaci a popis poslouží obrázek 2.

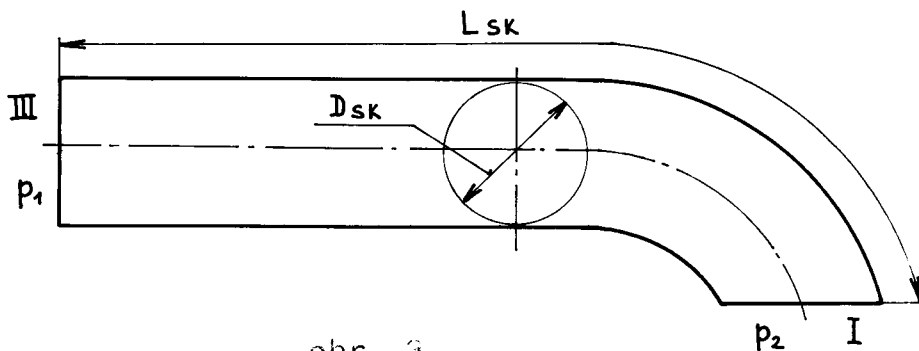


obr. 2

a) rozložený odpor

- uplatňuje se po celé délce sacího kanálu vlivem tření proudícího vzduchu o stěny kanálu (I - III)

Pro lepší ilustraci a orientaci v následujících úvahách slouží obrázek 3



obr. 3

Podle [12] platí :

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \lambda_t \frac{L_{SK} \cdot \rho}{D_{SK} \cdot 2} \cdot w_{SK}^2$$

pro turbulentní proudění :

$$\lambda_t = \frac{c}{Re^n} \quad \text{a pro vzduch :}$$

c = 0,242

n = 0,23

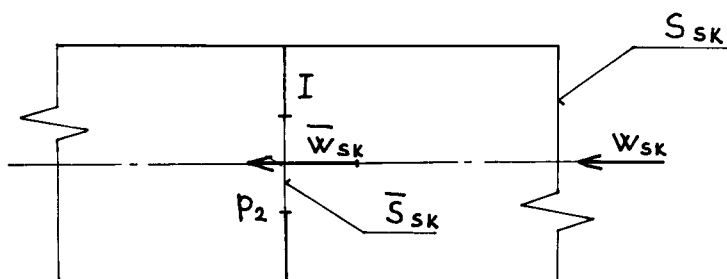
a potom
$$\Delta p = \frac{0,242}{Re^{0,22}} \cdot \frac{L_{SK}}{D_{SK}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{SK}^2 \quad \text{kde} \quad w_{SK} = \frac{Q_{SK}}{S_{SK}}$$

Z toho potom vyplývá, že množství vzduchu proteklé SK za jednotku času bude :

$$Q_{SK} = S_{SK} \sqrt{\frac{2 D_{SK} \cdot Re^{0,22}}{0,242 \rho L_{SK}} \Delta p}$$

b) místní odpor

- je důsledkem náhlé změny průřezu potrubí (vodítko, stopka a talíř ventilu) a k ilustraci jeho popisu slouží obrázek 4.



obr. 4

Podle /12/ platí
$$\Delta p = p_1 - p_2 = \xi \frac{\rho}{2} \bar{w}_{SK}^2$$

z příslušné rovnice kontinuity $\bar{w}_{SK} \cdot \bar{S}_{SK} = w_{SK} \cdot S_{SK} = Q_{SK}$ potom

bude $\bar{w}_{SK} = \frac{Q_{SK}}{\bar{S}_{SK}}$, po další úpravě dostaneme vztah

$$\Delta p = \xi \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_{SK}}{\bar{S}_{SK}} \right)^2, \quad \text{ze kterého plyne} \quad Q_{SK} = \alpha_s \cdot \bar{S}_{SK} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$$

kde

$$\alpha_s = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$$

Poznámka : V předchozím vztahu pro Q_{SK} je \bar{S}_{SK} průtočná plocha mezi talířem a sedlem ventilu v hlavě motoru. Tato plocha je během sacího zdvihu proměnná podle pootočení klikového hřídele motoru.

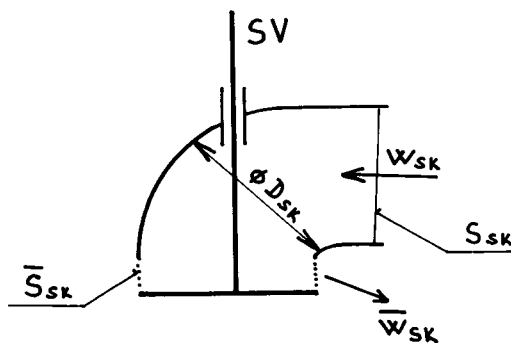
Situaci z obrázků 2 a 4 lépe zachycuje níže uvedený obrázek 5, ze kterého je zřejmé,

$$\text{že : } \bar{S}_{SK} = \pi D_{SK} h(\varphi_M) = \pi D_{SK} h(\tau)$$

Z tohoto vztahu je zřejmé, že rychlost nasávaného vzduchu bude při průtoku SV znovu závislá na φ_M (na τ), jak tomu již bylo v části 3.1.1. a). Dále tedy bude platit,

že :

$$\bar{W}_{SK} = \frac{S_{SK}}{\bar{S}_{SK}} W_{SK} = \frac{S_{SK}}{S_{SK}(\tau)} W_{SK}(\tau)$$



obr. 5

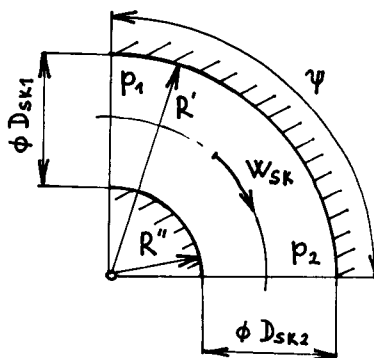
c) odpor vlivem zakřivení kanálu

— v praxi nabývá velmi malých hodnot a podle /12/ a obrázku 6 pro tento odpor platí :

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \xi \frac{\rho}{2} w_{SK}^2 \quad \text{kde} \quad w_{SK} = \frac{Q_{SK}}{S_{SK}}$$

$$\text{a} \quad \xi = f(R', R'', D_{SK1}, D_{SK2}, \psi)$$

Výsledný vztah pro Q_{sk} potom tedy bude $Q_{sk} = S_{sk} \sqrt{\frac{2}{\xi \cdot \rho} \Delta p}$



obr. 6

- d) odpor sloupce vzduchu proti zrychlení
 Zrychlení sloupce vzduchu v kanálu vzniká v důsledku zrychleného pohybu pístu ve válci motoru, pro který dle /1/ platí :

$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi_M + \lambda \cos 2 \varphi_M)$$

Potom potřebný tlakový spád Δp pro urychlení sloupce vzduchu v daném kanálu bude dle /12/ a 2. N. zákona

$$\Delta p = \frac{m_{vz} \cdot a_{vz}}{S_{sk}} = \frac{S_{sk} \cdot L_{sk} \cdot \rho \cdot a_{vz}}{S_{sk}}$$

což se nechá upravit na vztah následující :

$$\Delta p = L_{sk} \cdot \rho \cdot r_k \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi_M + \lambda \cos 2 \varphi_M)$$

V důsledku tohoto tlakového rozdílu potřebného k urychlení sloupce vzduchu v potrubí opět klesá množství vzduchu dopraveného do válce motoru.

- e) ztráta hmotnostního naplnění válce
 - vzniká vlivem ohřevu vzduchu o stěny kanálu, hlavy a válce motoru

Podle /3/ platí pro T_1 vzduchu: $m_1 = \rho_1 \cdot V$

a pro $T_2 > T_1$: $m_2 = \rho_2 \cdot V$

při T_1 : $\rho_1 = \frac{m v_2}{V_1}$ a při T_2 : $\rho_2 = \frac{m v_2}{V_1 + \Delta V}$

kde $\Delta V = V_1 \cdot \gamma \cdot \Delta T$ a je pro $\Delta T = T_2 - T_1 > 0$

vždy $\Delta V > 0$. Z toho dále plyne, že i $\rho_1 > \rho_2$

a $m_1 > m_2$

Hmotnostní naplnění válce chladnějším vzduchem je tudíž vždy větší , než naplnění vzduchem teplejším o $\Delta T = T_2 - T_1$

Poznámka: Teplo předané proudícímu vzduchu se vypočítá

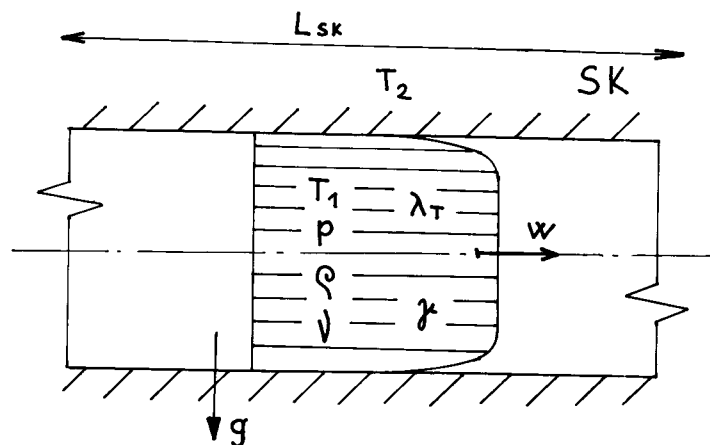
takto $Q_T = \alpha_T S_T (T_2 - T_1)$ podle /3/ ,

přičemž $\alpha_T = f(\lambda_T, w, g, \Delta T, L_{sk}, T_2, \rho, \nu, \gamma)$

a platí pro něj :

$$\alpha_T = \frac{\lambda_T}{\delta}$$

Význam jednotlivých veličin je zřejmý z obrázku 7 , který znázorňuje rychlostní profil turbulentního proudu.



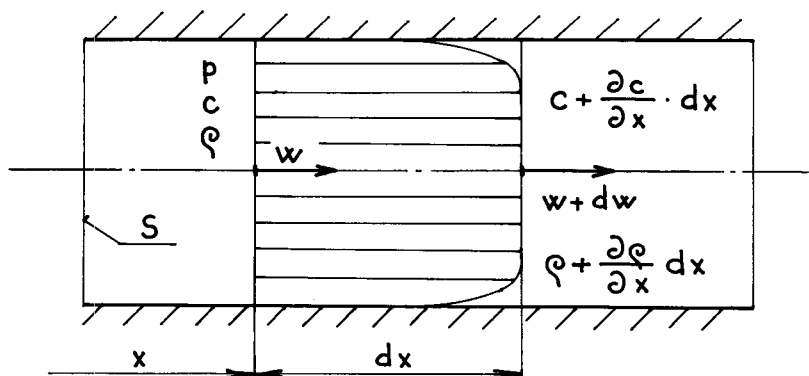
obr. 7

3.2. Matematický popis plnění válce

V této části práce bude položen teoretický základ matematického popisu plnění válce jednoválcového motoru za použití zjednodušujících předpokladů.

3.2.1. Rovnice nestacionárního jednorozměrného proudění

Za předpokladu, že plyn protékající potrubím o konstantním průřezu je ideální a potrubí je tepelně izolované, platí rovnice a zákony uvedené v /3/, /4/, /7/, /8/, /9/, /12/ a pro jejich lepší ilustraci slouží obrázek 8 .



obr. 8

Stavová rovnice ideálního plynu:

$$pv = rT \qquad p = \frac{\rho \cdot c^2}{\alpha} \qquad (1)$$

příčemž : $\alpha = \frac{c_p}{c_v} \qquad r = c_p - c_v \qquad (2)$

První zákon termodynamiky:

$$dq = T \cdot ds = du - \frac{p}{\rho^2} d\rho = di - \frac{dp}{\rho} \qquad (3)$$

Rovnici (3) je možno převést do následujících tvarů:

$$T \cdot ds = \frac{2}{\alpha-1} \cdot \frac{c}{\rho} \cdot dc - \frac{p}{\rho^2} d\rho$$

$$T \cdot ds = \frac{2}{\alpha-1} \cdot c \cdot dc - \frac{dp}{\rho}$$
(4)

a po jejich integraci a s uvážením, že $T = \frac{c^2}{\alpha R}$

dostaneme:

$$\ln \frac{\rho}{\rho_0} = \frac{2}{\alpha-1} \ln \frac{c}{c_0} - \frac{s-s_0}{r}$$
(5)

$$\ln \frac{p}{p_0} = \frac{2\alpha}{\alpha-1} \ln \frac{c}{c_0} - \frac{s-s_0}{r}$$
(6)

Derivací rovnice (5) podle τ a x a rovnice (6) podle x dostaneme:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = \frac{2}{\alpha-1} \cdot \frac{\rho}{c} \cdot \frac{\partial c}{\partial \tau} - \frac{\rho}{r} \cdot \frac{\partial s}{\partial \tau}$$
(7)

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{2}{\alpha-1} \cdot \frac{\rho}{c} \cdot \frac{\partial c}{\partial x} - \frac{\rho}{r} \cdot \frac{\partial s}{\partial x}$$
(8)

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{2}{\alpha-1} \cdot \rho \cdot c \cdot \frac{\partial c}{\partial x} - \frac{\rho \cdot c^2}{\alpha \cdot r} \cdot \frac{\partial s}{\partial x}$$
(9)

Soustavu parciálních diferenciálních rovnic odvodíme ze zákona zachování energie, hmoty a pohybové rovnice. Rovnice kontinuity plyne z toho, že rozdíl přiteklé a odteklé hmotnosti do elementu o objemu $S \cdot dx$ za jednotku času musí být roven časové změně hmotnosti uvnitř elementu:

$$w \cdot \rho \cdot S - \left(w + \frac{\partial w}{\partial x} \cdot dx \right) \cdot \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right) \cdot S =$$

$$= \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho \cdot S \cdot dx)$$
(10)

a po zanedbání členů druhého řádu a úpravě dostaneme:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

Pohybovou rovnici můžeme vyjádřit ve tvaru vyjadřujícím změnu hybnosti; součet rozdílu hybnosti vtékající a vytékající hmotnosti do elementu a výslednice vnějších sil, působících na tento element ve směru rychlosti proudění, se musí rovnat časové změně hybnosti hmotnosti uvnitř elementu:

$$S \cdot \rho \cdot w^2 - S \left(\rho + \frac{\partial \rho}{\partial x} dx \right) \cdot \left(w + \frac{\partial w}{\partial x} dx \right)^2 + p \cdot S - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) S = \frac{\partial}{\partial \tau} (w \rho S dx) \quad (12)$$

Po úpravách této rovnice, provedení naznačených úkonů a zanedbání členů druhého řádu dostaneme:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\rho}{w} \cdot \frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{1}{w} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (13)$$

kde výraz v závorce je podle rovnice (11) roven 0 a platí tedy dále:

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (14)$$

a když za $\frac{\partial p}{\partial x}$ dosadíme rovnici (9) dostáváme tento tvar pohybové rovnice:

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{2}{\alpha - 1} \cdot c \cdot \frac{\partial c}{\partial x} - \frac{c^2 \cdot \partial s}{\alpha \cdot r \cdot \partial x} = 0 \quad (15)$$

rovnici vyjadřující zákon zachování energie určíme ze zákona, že energie plynu přitékajícího i odtékajícího se skládá z jeho entalpie a kinetické energie a je konstantní.

Základní vyjádření vypadá takto:

$$\varrho \cdot w \cdot S \cdot \left(\frac{c^2}{\alpha-1} + \frac{w^2}{2} \right) - S \cdot \left(\varrho + \frac{\partial \varrho}{\partial x} dx \right) \cdot \left(w + \frac{\partial w}{\partial x} dx \right) \cdot \left[\frac{\left(c + \frac{\partial c}{\partial x} dx \right)^2}{\alpha-1} + \frac{\left(w + \frac{\partial w}{\partial x} dx \right)^2}{2} \right] = \frac{\partial}{\partial \tau} \cdot \left[\left(\frac{c^2}{\alpha(\alpha-1)} + \frac{w^2}{2} \right) \varrho S dx \right] \quad (16)$$

a po úpravě dostaneme tvar:

$$\left(\frac{c^2}{\alpha-1} + \frac{w^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{\partial \varrho}{\partial \tau} + w \frac{\partial \varrho}{\partial x} + \varrho \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \varrho \cdot w \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\varrho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) - w \frac{\partial p}{\partial x} + \varrho \cdot w \cdot \frac{2}{\alpha-1} c \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{2}{\alpha-1} \varrho \frac{c}{\alpha} \cdot \frac{\partial c}{\partial \tau} - \frac{c^2}{\alpha} \cdot \frac{\partial \varrho}{\partial \tau} = 0 \quad (17)$$

přičemž podle rovnice (11) je výraz ve druhé závorce roven 0 a podle rovnice (14) je výraz ve třetí závorce také roven 0. Když dále dosadíme rovnici (9) za výraz $\frac{\partial p}{\partial x}$ a rovnici (7) za výraz $\frac{\partial \varrho}{\partial \tau}$ dostáváme jednoduchý tvar rovnice, vyjadřující zákon zachování energie:

$$\frac{\partial s}{\partial \tau} + w \frac{\partial s}{\partial x} = 0 \quad (18)$$

Rovnice (11), (15) a (18) tvoří soustavu tří kvázilineárních parciálních diferenciálních rovnic pro tři neznámé funkce $c(x, \tau)$, $w(x, \tau)$ a $s(x, \tau)$, které plně určují parametry proudu tekutiny v libovolném místě potrubí a čase.

3.2.2. Volba výpočtové metody a stanovení zjednodušujících předpokladů

Jak již bylo uvedeno v části 2., výsledky, nejvíce odpovídající skutečnosti, je možné získat řešením nestacionárního proudění v rozvodových orgánech spalovacího motoru pomocí teorie nelineárního šíření vlnění. Proto se všechny další úvahy a výpočty budou týkat právě této výpočtové teorie a to za těchto zjednodušujících předpokladů:

- a) stav plynu je v příčných řezech potrubí dán střední hodnotou veličin stavu. Tím se omezujeme na pozorování jednorozměrných pochodů, závislých na jedné souřadnici a čase. To platí pro potrubí s konstantním průřezem a difuzory s malým úhlem rozevření
- b) úvahy se vztahují na ideální plyn s konstantním měrným teplem
- c) předpokládá se izoentropické proudění bez tření a přívodu tepla, neboť jak je uvedeno ve /14/, experimenty prokázaly, že vliv těchto jevů není podstatný na průběh tlakových vln a při jejich uvažování by neúměrně narůstal strojový čas. Experimentálně se též zjistilo, že plynulá změna směru potrubí (i o 360°) nemá podstatný vliv na průběh tlakových vln a proto se při výpočtu vliv zakřivení kanálu neuvažuje.

3.2.3. Teorie zvolené výpočtové metody

Pro popisování nestacionárního proudění potřebujeme znát funkce $p(x, \tau)$ a $w(x, \tau)$ a jejich vzájemný vztah. K tomu jsou vhodné rovnice odvozené v části 3.2.1. a uvedené na následujících stránkách.

Obecná rovnice kontinuity ve směru osy x:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + w \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

pohybová rovnice ve tvaru:

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (14)$$

pro vyloučení neznámých veličin použijeme vztah pro rychlost zvuku:

$$c = \sqrt{\frac{p}{\rho} \kappa} \quad (19)$$

a vztah vyjadřující izoentropickou změnu:

$$\left(\frac{p}{p_0} \right) = \left(\frac{c}{c_0} \right)^{\frac{2\kappa}{\kappa-1}} \quad \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right) = \left(\frac{c}{c_0} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} \quad (20)$$

spojením rovnic (11), (14), (19) a (20) a použitím potenciální funkce $\phi(x, \tau)$, které gradient je: $w = \frac{\partial \phi}{\partial x}$,

dostaneme nelineární diferenciální rovnici hyperbolického typu:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial \tau^2} + 2 \frac{\partial \phi}{\partial x} \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial x \cdot \partial \tau} + \left[\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 - c^2 \right] \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = 0 \quad (21)$$

Tuto rovnici není možné řešit analyticky ve formě $\phi = \phi(x, \tau)$ za současného splnění okrajových podmínek. Proto se řeší složením z částečných řešení, platících jen pro malé oblasti omezené charakteristikami.