

---

# PROUDĚNÍ PLYNŮ A PAR DIFUZORY

---

*Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz*

Co jsou difuzory a další využití teorie difuzorů	5.3
Energetická bilance difuzorů	5.3
Proudění kapalin difuzory	5.5
Tvary difuzorů	5.5
Ztráta odtržením mezní vrstvy	5.7
Nadzvukové difuzory	5.9
Nenávrhové stavy difuzorů	5.10
Difuzorové profilové mříže	5.12
Ejektory a injektory	5.13
Náporové motory	5.15
Úloha 1: Výpočet kuželového difuzoru a jeho gradient tlaku	5.17
Úloha 2: Výpočet kornoutového difuzoru s konstatním gradientem tlaku	5.17
Úloha 3: Výpočet proudového čerpadla	5.18
Odkazy	5.18
Přílohy	5.19

---

---

**Autor:** ŠKORPÍK, Jiří, ORCID: 0000-0002-3034-1696  
**Datum vydání:** Duben 2016, Červen 2023 (2. vydání)  
**Název:** Proudění plynů a par difuzory  
**Název on-line zdroje:** Transformační technologie (transformacni-technologie.cz; fluid-dynamics.education; turbomachinery.education; engineering-sciences.education; stirling-engine.education)

**ISSN:** 1804-8293

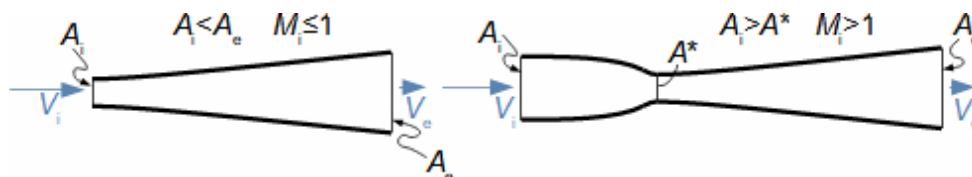
Copyright©Jiří Škorpík, 2016-2023  
Všechna práva vyhrazena.

---

## Co jsou difuzory a další využití teorie difuzorů

Podzvukový a nadzvukový difuzor  
Hugoniotův teorém  
Rychlost zvuku  
Machovo číslo

Difuzor je kanál s plynulou změnou průtočného průřezu. Proudění tekutiny v difuzoru je děj, při kterém dochází především ke zvýšení tlaku a snížení kinetické energie. Podle Hugoniotova teorému<sup>3</sup> vyhovuje nadzvukovému proudění jiný tvar difuzoru než pro podzvukové proudění, protože u nadzvukového difuzoru musí nejdříve dojít ke zpomalení proudění na rychlost zvuku<sup>3</sup> ve zužující se části difuzoru, viz Obrázek 1.



1: Dva základní typy difuzorů

vlevo-podzvukový difuzor, krátce difuzor; vpravo-nadzvukový difuzor.  $A$  [ $\text{m}^2$ ] průtočný průřez difuzoru;  $V$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] rychlost plynu;  $M$  [Mach] Machovo číslo<sup>3</sup>;  $A^*$  [ $\text{m}^2$ ] kritický průřez nadzvukového difuzoru, ve kterém plyn dosahuje právě rychlosti zvuku neboli kritického stavu. Index  $_i$  označuje stav na vstupu do difuzoru, index  $_e$  označuje stav na výstupu z difuzoru.

Teorie difuzorů vs. teorie trysek

V tomto článku jsou často použity stejné pojmy jako v článku Proudění plynů a par tryskami<sup>4</sup> – to je dáno tím, že v ideálním případě děj probíhající v difuzorech je opačný k ději probíhající v trysce a tedy i rovnice pro výpočet stavu plynu jsou stejné nebo si jsou podobné.

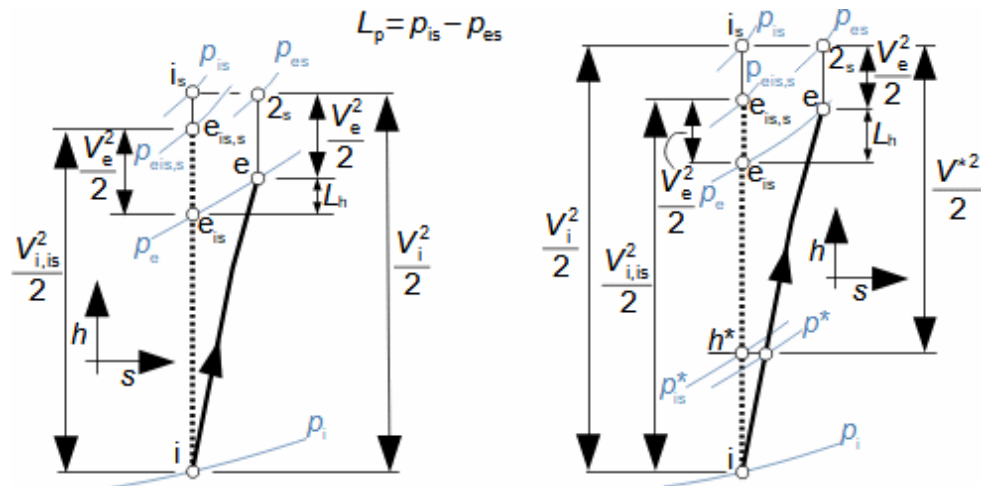
Teorie difuzorů  
Difuzorový kanál

Teorie difuzorů má široké uplatnění v různých typech proudových strojů s difuzorovými tvary kanálů. Pomocí propracované teorie difuzorů lze totiž popsat i, na první pohled, velmi složité proudění, na víc je k dispozici velké množství naměřených dat pro různé tvary difuzorů.

## Energetická bilance difuzorů

Kompresi v difuzoru  
Ztráty v difuzoru  
Izoentropická komprese  
Tlaková ztráta  
 $h$ - $s$  diagram difuzoru  
Kritická rychlost

Kompresi v difuzoru ovlivňuje disipace energie, respektive ztráty. K identifikaci skutečných stavů plynu při průtoku difuzorem a ztrát lze použít  $h$ - $s$  diagram, přičemž porovnávacím (ideálním) dějem je izoentropická komprese se stejným tlakem na výstupu a rychlostí jako při skutečné kompresi, viz Obrázek 2. Tlaková ztráta<sup>1</sup>  $L_p$  je pak definována jako ztráta mezi celkovým tlakem na výstupu a vstupu difuzoru. K překonání ztrát  $L_h$  a dosažení stejného tlaku jako při kompresi beze ztrát je nutné zvýšit kinetickou energii na vstupu do difuzoru právě o hodnotu  $L_h$ .



2: Změna stavových veličin plynu v difuzoru

vlevo-diagram  $h$ - $s$  podzvukového difuzoru; vpravo-diagram  $h$ - $s$  nadzvukového difuzoru.  $h$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] entalpie plynu;  $h^*$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] kritická entalpie;  $p$  [Pa] tlak plynu;  $s$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ] entropie;  $t$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] teplota plynu;  $V^*$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] kritická rychlost<sup>4</sup>;  $L_h$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] ztráta v difuzoru;  $L_p$  [Pa] tlaková ztráta. Index <sub>is</sub> označuje celkový stav plynu, index <sub>is</sub> izoentropickou kompresi.

Hmotnostní tok

Hmotnostní tok plynu difuzorem závisí na velikosti nejmenšího průřezu difuzoru, což je u podzvukového vstupní průřez  $A_i$  a u nadzvukového kritický průřez difuzoru  $A^*$ . Hmotnostní tok se pak vypočítá z rovnice kontinuity pro parametry plynu v tomto průřezu.

Kritická rychlost v difuzoru

Kritická rychlost  $V^*$  při reálné kompresi je stejná jako při izoentropické kompresi, protože rychlost zvuku v ideálním plynu je funkcí pouze teploty a izotermy odpovídají izoentalpám v  $h$ - $s$  diagramu. To znamená, že přechod z nadzvukového do podzvukového proudění při reálné kompresi nastane při nižším tlaku než při izoentropické kompresi  $p^* < p^*_{is}$ . To je způsobeno nižší rychlostí plynu při stěnách difuzoru než v jádru proudu, proto střední rychlost plynu může být zvuková už při tlaku  $p^*$ , zatím co v jádru proudu je ještě nadzvuková. Výše zmíněné skutečnosti znamenají, že plyn dosahuje rychlosti zvuku – myšleno střední rychlosti proudění – už před nejužším místem difuzoru.

Účinnost difuzoru

Účinnost difuzoru může být definována různě. Nejčastěji se jedná o poměr mezi rozdílem entalpií při izoentropické a reálné kompresi, protože se tyto stavy nejsnáze zjišťují, viz Vzorec 3.

$$\eta = \frac{h_{e, is} - h_i}{h_e - h_i}$$

3: Účinnost difuzoru

$\eta$  [1] účinnost difuzoru definována ke statickým stavům plynu (účinnost stanovená k celkovým stavům entalpie bude mít vyšší hodnotu, což je patrné z  $h$ - $s$  diagramu).

Podobné difuzory při podobných provozních podmínkách budou mít i podobné účinnosti. Tuto podobnost lze využít při návrhu nového difuzoru při predikci jeho parametrů na základě odhadu jeho účinnosti. Přesnost takového návrhu je závislá na míře podobnosti porovnávaných difuzorů.

### Proudění kapalin difuzory

V případě kapalin, nebo nevýznamné změně hustoty plynu, se vychází při energetické bilanci difuzoru z Bernoulliho rovnice. V difuzoru kapalina nekoná vnější práci, takže celková energie kapaliny před difuzorem musí být rovna celkové energii kapaliny na výstupu z difuzoru s připočtením ztrát, viz Vzorec 4.

$$\underbrace{\frac{p_i}{\rho} + \frac{V_i^2}{2} + g \cdot z_i}_{H_i} = \underbrace{\frac{p_e}{\rho} + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e + L_h}_{H_e}$$

4: Energetická bilance difuzoru při proudění kapaliny

$g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] gravitační zrychlení;  $H_i, e$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] celková energie kapaliny na vstupu, respektive výstupu;  $z$  [m] výška osy difuzoru od referenční roviny;  $\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] hustota.

Hydraulická účinnost difuzoru

V těchto případech lze účinnost difuzoru, označovaná jako hydraulická, definovat jako podíl mezi celkovou energií kapaliny na výstupu a na vstupu difuzoru (Vzorec 5).

$$\eta = \frac{H_e}{H_i} = \frac{H_i - L_h}{H_i}$$

5: Hydraulická účinnost difuzoru

### Tvary difuzorů

V praxi se používají v podstatě jen dva tvary difuzorů. Nejjednodušším tvarem je kuželový difuzor s konstantním úhlem rozšíření difuzoru. Ostatní difuzory označované jako kornoutové mají úhel rozšíření difuzoru proměnlivý podle požadavku na gradient tlaku v difuzoru.

Gradient tlaku v difuzoru

Vlastnosti difuzorů velmi závisejí na rozložení gradientu tlaku v difuzoru, který lze stanovit pro případ proudění beze ztrát a ideální plyn pomocí Rovnice 6. V případě reálných dějů lze gradient tlaku vypočítat pomocí termodynamických dat reálných plynů, viz Úloha 2.

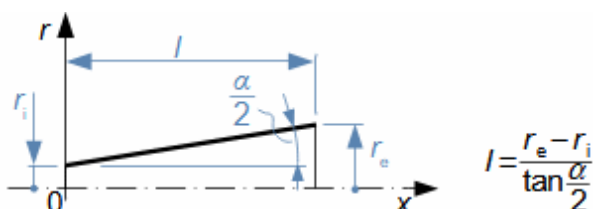
$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} = \left( \frac{r \cdot T_i \rho_i^{1-\kappa}}{V^2 \cdot \rho^\kappa} - \frac{1}{\kappa} \frac{1}{\rho} \right) \frac{d\rho}{dx}$$

## 6: Gradient tlaku v difuzoru

$\kappa$  [1] konstanta adiabatického děje (poměr tepelných kapacit). Tato rovnice je odvozena za zjednodušujícího předpokladu, že rychlost proudění má v celém průřezu pouze osový směr a pro ideální plyn. Odvození je uvedeno v [Příloze 4](#).

Kuželové difuzory  
Úhel rozšíření difuzoru

Kuželový tvar difuzoru ([Obrázek 7](#)) se jednoduše vyrábí a to i v případě nekruhových variant. Podle [Dejč, 1967, s. 391] se úhel rozšíření  $\alpha$  pohybuje v rozmezí 6 až 15°, přičemž většina difuzorů se vyrábí s úhlem rozšíření ve středním rozsahu 10 až 12°.



7: Kuželový difuzor

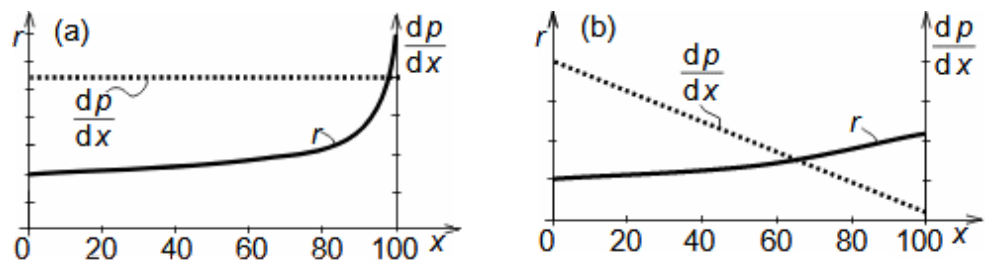
$r$  [m] poloměr;  $\alpha$  [°] úhel rozšíření difuzoru;  $l$  [m] délka difuzoru;  $x$  [m] vzdálenost na ose.

Odrážení mezní vrstvy

Nevýhodou kuželových difuzorů je velmi rychlý pokles tlaku u vstupu do difuzoru, takže ke konci difuzoru už je velmi malý gradient tlaku (viz [Úloha 1](#)), respektive velmi nízká energie proudu. To způsobuje zvýšenou míru pravděpodobnosti odtržení mezní vrstvy<sup>2</sup> od stěn difuzoru.

Kornoutové difuzory  
Gradient tlaku  
Odrážení mezní vrstvy  
Kuželové difuzory

Difuzory s proměnlivým úhlem rozšíření  $\alpha$  se nazývají kornoutové a jsou navrženy pro požadovaný gradient tlaku. Nejčastěji jsou kornoutové difuzory navrženy na konstantní gradient tlaku ([Obrázek 8a](#)) nebo jeho linerární pokles ([Obrázek 8b](#)). Kornoutové difuzory mají na konci prudké rozšíření (viz [Úloha 2](#)), proto lze očekávat, že jsou citlivější na odtržení mezní vrstvy od stěny než difuzory kuželové. Měření ukazují, že tomu tak je u dlouhých difuzorů, ale u krátkých difuzorů (kuželové difuzory s  $\alpha > 18^\circ$ ) je tomu naopak [Dejč, 1967, s. 392]. To je dáno tím, že u krátkých kuželových difuzorů je nejvyšší nárůst tlaku na začátku, takže relativně ještě daleko od konce difuzoru už je velmi malý rozdíl tlaků mezi tlakem v mezní vrstvě a za difuzorem.



8: Kornoutové difuzory

(a) difuzor s konstantním gradientem tlaku, viz jeho výpočet v Úloze 2; (b) difuzor s lineárním poklesem gradientu tlaku.

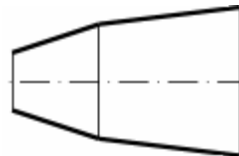
Konstantní gradient tlaku  
Rychlostní profil

Difuzory s konstantním gradientem tlaku mají také rovnoměrnější rychlostní profil než difuzory kuželové a proto se také používají před chladiči, respektive tepelnými výměníky s požadavkem na rovnoměrné rozložení hmotnostního toku po průtočné ploše výměníku [Goroščenko, 1952, s. 67], [Frass, 1989, s. 155].

Lineární gradient tlaku  
Održení mezní vrstvy

V difuzoru navržený na lineární pokles gradientu tlaku (Obrázek 8b) se gradient tlaku snižuje postupně, tak jak klesá energie v mezní vrstvě (přibližně lineárně), a proto je to tvar s nejmenší pravděpodobností odtržení mezní proudění [Dejč, 1967, s. 388].

Plynulé změny tvaru difuzorů s proměnným úhlem rozšíření difuzoru jsou výrobně složité a proto se nahrazují kombinací dvou a více kuželových difuzorů s různými úhly rozšíření, viz Obrázek 9, [Dejč, 1967, s. 393].

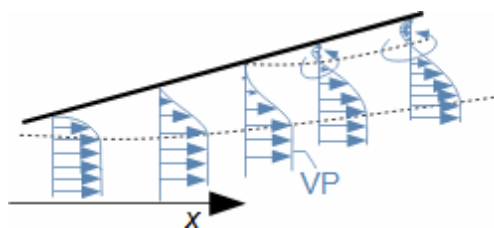


9: Praktické řešení difuzorů s proměnným rozšířením

### Ztráta odtržením mezní vrstvy

Vnitřní tření  
Rychlostní profil

V difuzorech vznikají ztráty způsobené vnitřním třením<sup>7</sup>, případně rázovými vlnami a ztrátou vzniklou při odtržení mezní vrstvy od stěn difuzoru. Průběh odtržení mezní vrstvy od stěny je zobrazen na Obrázku 10. K odtržení mezní vrstvy dochází v důsledku poklesu celkového tlaku v mezní vrstvě pod statický tlak za difuzorem. V takovém okamžiku dojde ke zpětnému proudění pracovní tekutiny podél stěny difuzoru a k odtržení mezní vrstvy od stěny. Celkový tlak klesá v mezní vrstvě kvůli ztrátě kinetické energie proudu. Ztráta vzniklá odtržením mezní vrstvy se projeví na nárůstu tlakové ztráty difuzoru.



10: Mechanismus odtržení mezní vrstvy od stěny difuzoru a následný vznik vírů VP-rychlostní profil<sup>7</sup> (velocity profile).

Turbulentní proudění  
Laminární proudění  
Hrdlo

Ztráta při odtržení mezní vrstvy je tím větší, čím dále od konce difuzoru k odtržení dojde. Polohu odtržení lze ovlivnit například zvýšením hybnosti proudu u stěn difuzoru, proto je proudění turbulentní<sup>7</sup> méně citlivé na odtržení mezní vrstvy než proudění laminární<sup>7</sup> – při turbulentním proudění dochází ke sdílení hybnosti mezi okrajem a jádrem proudu. Je-li žádoucí dosáhnout turbulentního proudění, potom je nutné zajistit již na vstupu do difuzoru plně vyvinuté proudění. Toho se nejčastěji dosahuje přidáním hrdla před difuzor, ve kterém proběhne vývoj mezní vrstvy až do turbulence viz Obrázek 11.



11: Vývoj rychlostního profilu v hrdle difuzoru

LF-oblast laminárního proudění (laminar flow); TRF-přechodová oblast (transition flow); TP-plně vyvinuté turbulentní proudění (turbulent flow).  $x_e$  [m] minimální délka hrdla difuzoru pro úplný vývoj mezní vrstvy.

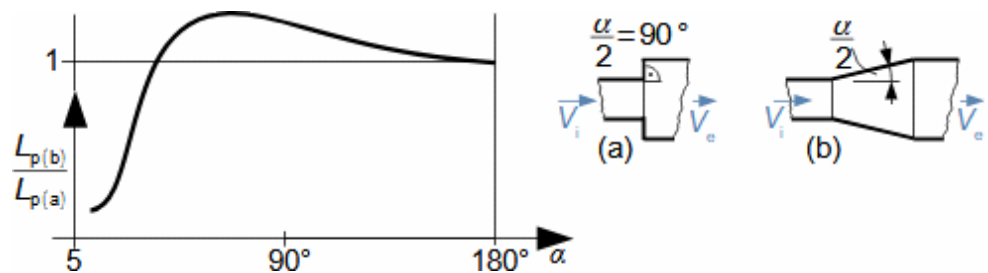
Turbulizace  
Sací trouba  
Obvodová rychlost  
Přísávání tekutiny

Turbulenci proudu lze také zvýšit různými vestavbami v difuzoru, tzv. turbulizace proudu, viz [Dejč, 1967, s. 395], [Japikse and Baines, 1995]. Některé vestavby udělují proudu obvodovou složku rychlosti a odstředivá síla způsobí vyšší tlak u stěn difuzoru. Typickým příkladem jsou sací trouby vodních turbín, ve kterých se využívá pro stabilizaci mezní vrstvy malá obvodová složka proudění na výstupu z turbíny. Proudění na konci difuzoru lze také stabilizovat přísáváním plynu přes otvory ve stěnách difuzoru apod.

Tlaková ztráta v difuzorech

Odrtržení proudění se projeví i na velikosti tlakové ztráty  $L_p$  difuzoru (definice viz Rovnice 2). Tlaková ztráta je také funkcí délky difuzoru a úhlu rozšíření. Při posuzování vlivu těchto parametrů na tlakovou ztrátu  $L_p$  v difuzoru se používá porovnání s náhle rozšířeným kanálem stejných průtočných průřezů, viz Obrázek 12. Tak lze vyhodnotit, kdy má smysl konstruovat difzor s úhlem rozšíření a kdy postačí náhlé rozšíření.





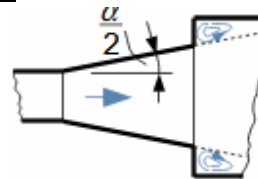
12: Vliv rozšíření kuželového difuzoru na tlakovou ztrátu  
Graf v měřítku je uveden v [Dejč, 1967, s. 382].

Škrcení

Podle Obrázku 12 může být tlaková ztráta kuželového difuzoru od určitého úhlu větší než pro případ náhle rozšířeného kanálu. To je způsobeno tím, že ztráta vnitřním třením klesá s úhlem rozšíření  $\alpha$ , ale ztráta vířením při odtržení mezní vrstvy s úhlem  $\alpha$  roste. Takže při proudění náhle rozšířeným průřezem vznikají pouze víry při odtržení [Maštovský, 1964, s. 88], které způsobují zvýšení entropie stejným mechanismem jako při škrcení<sup>6</sup> proudu clonou.

Krátké difuzory

Jestliže je nutné difuzor zkrátit, pak je výhodnější použít kombinaci uvedenou na Obrázku 13, než zvětšit úhel rozšíření difuzoru. Toto řešení lze přirovnat k hladkému kornoutovému difuzoru na Obrázku 8a.



13: Praktické řešení prostorově omezeného difuzoru

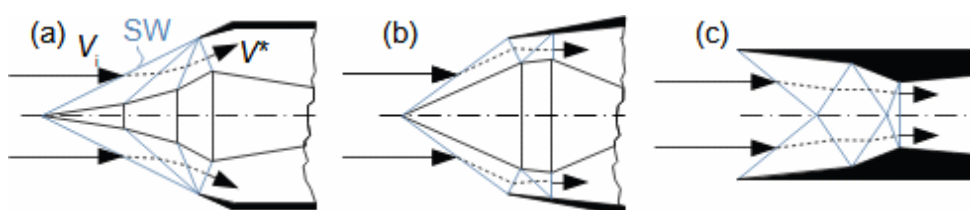
### Nadzvukové difuzory

Kompresní vlny  
Metoda charakteristik  
Šikmé rázové vlny

Návrh nadzvukového difuzoru je problematický. V ideálním případě by měla komprese v difuzoru probíhat skrz kompresní vlny<sup>3</sup>, které jsou opakem vln expanzních. Kompresní vlny by měly vznikat v konvergentní části difuzoru, která odpovídá obrácené ideální Lavalově trysce navržené metodou charakteristik<sup>4</sup>. Takové nadzvukové difuzory se ale nevyrábí, protože při reálném proudění vzniknou šikmé rázové vlny<sup>3</sup> už na vstupních hranách difuzoru a další uvnitř konvergentní části [Dejč, 1967, s. 405].

Stupňovité difuzory  
Kolmá rázová vlna  
Nadzvukový let

Nejllepší stability proudění dosahují v reálných podmínkách takové nadzvukové difuzory, které mají stupňovité zbrzdění proudu (Obrázek 14). Ty jsou tvarovány tak, aby v určitých místech vznikaly na sebe navazující šikmé rázové vlny s postupně větším sklonem, takže poslední vlna v nejužším místě difuzoru je kolmá<sup>3</sup>. Nadzvukové stupňovité difuzory se snadno navrhují, protože chování šikmých rázových vln je dobře probádáno a popsáno. V těchto případech se tedy vždy počítá i se ztrátami, které rázové vlny mohou způsobit. Difuzory na Obrázku 14 jsou difuzory proudových motorů a zajišťují, že do motoru bude vstupovat podzvukové proudění i při nadzvukovém letu.



14: Nadzvukové difuzory se stupňovitým zbrzděním proudu

(a) stupňovitý nadzvukový difuzor; (b), (c) stupňovitý nadzvukový difuzor s navazujícími rázovými vlnami – jako by se odrážely od stěny difuzoru – což přirozeně usměrňuje vektor rychlosti do osového směru a snižuje ztráty [Dejč, 1967, s. 409]. SW-rázové vlny (shock waves).

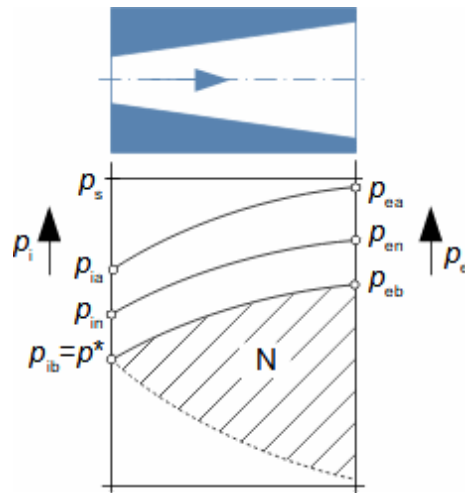
### Nenávrhové stavy difuzorů

Nenávrhový stav  
Účinnost difuzoru  
Lavalova tryska

Každý difuzor je navržen na konkrétní stav plynu před a za difuzorem. Jestliže se tento stav změní, změní se i proudění v difuzoru. Takový stav se nazývá nenávrhový. Při nenávrhových stavech se snižuje účinnost difuzoru (zejména při nižších průtocích roste ztráta odtržením mezní vrstvy od stěn) a může se i stát, že se difuzor změní na Lavalovu trysku<sup>4</sup>.

Podzvukový difuzor  
Protitlak  
Průtočný průřez  
Ventil s difuzorem

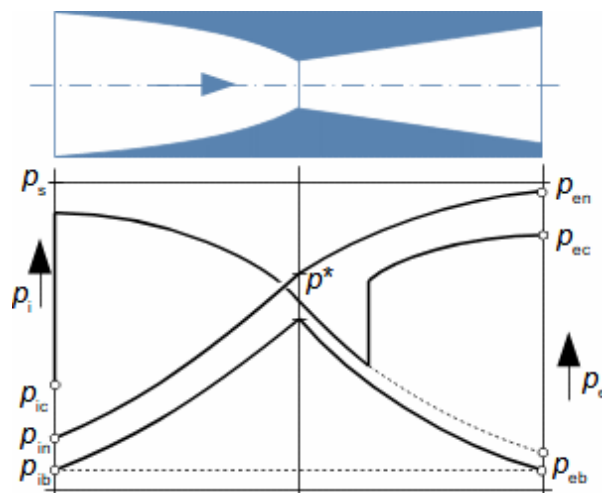
Na Obrázku 15 jsou znázorněny dva nenávrhové stavy podzvukového difuzoru označené písmeny a, b (index n označuje návrhový stav). Tyto nenávrhové stavy jsou vyvolány změnou vstupní rychlosti  $V_i$  při stejném vstupním celkovém tlaku, přičemž platí:  $V_{ia} < V_{in} < V_{ib} = a$ . Rychlost  $V_{ib}$  je tedy zvuková, respektive kritická. U jednotlivých případů se mění i protitlak, kdyby byl stále stejný ( $p_e = p_{en}$ ), tak by nemhla nastat rovnováha proudění. Pokud chceme udržovat protitlak, pak je nutné použít regulaci vstupního průtočného průřezu – takovou typickou aplikací je ventil s difuzorem<sup>6</sup>. Při menším jak kritickém tlaku  $p^*$  vzniká za nejužším průřezem rázová vlna a navíc při klesajícím protitlaku pod  $p_{ec}$  se stává z difuzoru Lavalova tryska, viz Hugoniotův teorém.



15: Vliv změny vstupní rychlosti na funkci podzvukového difuzoru  
N-oblast funkce nadzvukové trysky (nozzle).

Nadzvukový difuzor  
Nadzvuková tryska

Na Obrázku 16 jsou znázorněny dva nenávrhové stavy nadzvukového difuzoru označené písmeny a, b (index n označuje návrhový stav), přičemž platí  $V_{ia} < V_{in} < V_{ib} > a$ . U jednotlivých případech se mění i protitlak tak, aby podzvukové části difuzoru nevznikla rázová vlna. V případě varianty-a není konvergentní část difuzoru schopna pojmout takové množství plynu (bude klást velký odpor), proto ještě před difuzorem vznikne kolmá rázová vlna, která zvýší tlak na nadkritický a rychlost sníží na podzvukovou. Tím konvergentní část difuzoru bude fungovat jako tryska. Divergentní část difuzoru bude fungovat jako Lavalova tryska při nenávrhovém stavu.



16: Vliv změny vstupní rychlosti na funkci nadzvukového difuzoru

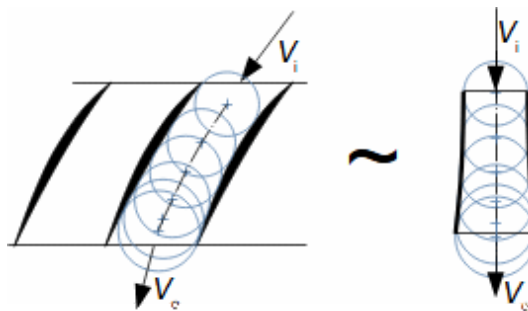
Protitlak  
Kritický průřez

Možnost změny protitlaku nebo regulaci průtočného průřezu je podmínkou pro fungování nadzvukového difuzoru v širokém rozsahu vstupních parametrů. Mechanismus k regulaci kritického průřezu se nepoužívá do vstupní rychlosti cca  $M < 1,5$  Mach – před rozšiřující se částí takového difuzoru je pouze hrdlo difuzoru s konstantním průřezem podobně, jak je zobrazeno na Obrázku 12. U této konstrukce se předpokládá, že na vstupu do hrdla vznikne kolmá rázová vlna [Dejč, 1967, s. 406], ve které se sníží rychlost na podzvukovou. Ztráty v takovém hrdle nebudou, při těchto rychlostech, ještě výrazné. Náročnější experimenty s proměnným protitlakem difuzorů, při kterých jsou záměrně vytvářeny rázové vlny, jsou uvedeny v [Dejč, 1967, s. 410-415].

### Difuzorové profilové mříže

Kornoutový difuzor  
Příčný tlakový gradient  
Održení proudění

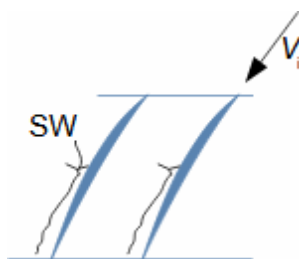
Z Obrázku 17 je patrné, že difuzorové profilové mříže budou mít podobné vlastnosti jako kornoutové difuzory. Nicméně převod tvaru difuzorové profilové mříže na ekvivalentní symetrický difuzor je problematický. Jednoduchý geometrický převod z Obrázku 17 nemusí být, z pohledu proudových vlastností, vždy dostatečně vypovídající. Navíc citlivost na odtržení mezní vrstvy zvyšuje i příčný gradient tlaku, který v zahnutých kanále vzniká, proto jsou profily v difuzorových mřížích málo zahnuté.



17: Geometrická podobnost difuzorové lopatkové mříže se symetrickým difuzorem

Kritické Machovo číslo  
 $\lambda$ -rázová vlna

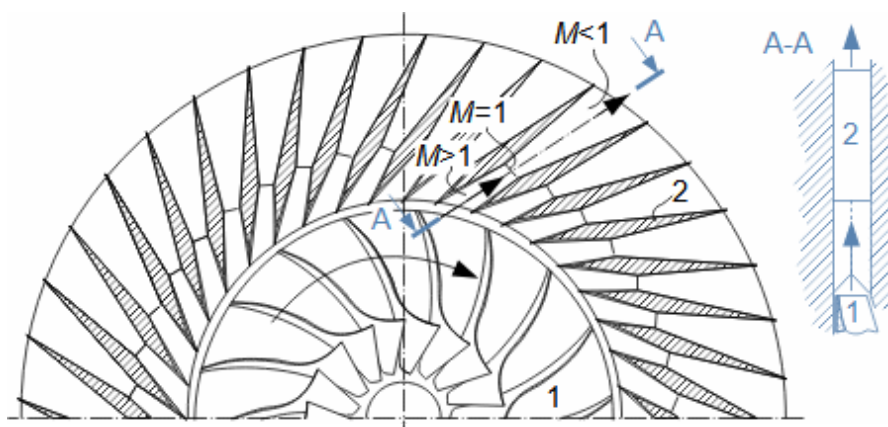
Jestliže nátoková rychlost na vstupu do difuzorové profilové mříže dosáhne nebo přesáhne kritické Machovo číslo<sup>3</sup>, potom proudění přesáhne na sací straně profilu rychlost zvuku. Nicméně na výstupu z difuzorového kanálu je tlak vyšší než na vstupu a to i průtočný průřez, takže podle Hugoniotova teorému musí dojít ke skokové změně nadzvukové rychlosti na podzvukovou, to se děje lokálně blízko profilu v  $\lambda$ -rázové vlně<sup>3</sup>, viz Obrázek 18. Opatření pro snížení vlivu takové rázové vlny je popsáno v [Kadrnožka, 2004, s. 136].



18: Vznik  $\lambda$ -rázové vlny v profilové mříži kompresoru

Nadzvukový difuzor  
Nadzvukový  
turbokompresor

Nadzvukové profilové mříže se používají jen výjimečně pro svou nízkou účinnost a špatnou regulovatelnost. Jejich použití je opodstatněné například u jednostupňových kompresorů s velmi vysokým kompresním poměrem, viz Obrázek 19.

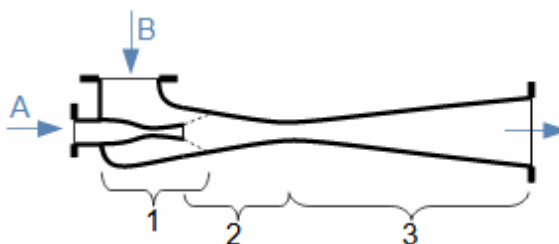


19: Příklad uspořádání nadzvukového turbokompresoru  
1-oběžné kolo radiálního kompresoru; 2-lopátky difuzoru se supersonickým profilem.

### Ejektory a injektory

Proudový stroj  
Vývěva  
Čerpadlo

Ejektory a injektory jsou proudové stroje, které se využívají jako vývěvy, nebo čerpadla. Funkce ejektorů či injektorů je založena na předávání části kinetické energie hnací tekutiny tekutině hnané. To se děje přibližně v hrdle difuzoru, viz Obrázek 20, kde dochází k přísávání hnané tekutiny do paprsku tekutiny hnací. V difuzorové části stroje dochází k transformaci kinetické energie na energii tlakovou.



20: Obecné schéma ejektoru nebo injektoru  
A-hnací tekutina; B-hnaná tekutina; 1-sací zóna; 2-hrdlo difuzoru (směšovací zóna); 3-výstupní difuzor.

**Ejektor vs. injektor** Rozdíl mezi ejektorem a injektorem je v tom, že na výstupu z ejektoru je tlak nižší než tlak hnací tekutiny na vstupu. Na výstupu z injektoru je naopak tlak vyšší než tlak hnací tekutiny.

**Hrdlo difuzoru**  
**Směšovací zóna**  
**Tlak ve směšovací zóně** Tvar hrdla difuzoru musí být navržen tak, aby v něm docházelo k postupnému předání kinetické energie hnané tekutině a vyrovnání rychlostního pole. V hrdle difuzoru už musí také docházet k transformaci kinetické energie na tlakovou [Dejč, 1967, s. 416], to přispívá ke stabilizaci rychlostního pole a současně snižuje vnitřním tření v difuzoru, jenž je funkcí rychlosti proudění. Takže tlak na vstupu do difuzorové části musí být větší než tlak na sání hnané tekutiny.

**Ejekční poměr** Poměr mezi hmotnostním tokem hnané a hnací tekutiny, označovaný jako ejekční poměr, lze stanovit z energetické bilance směšování v hrdle difuzoru, viz Vzorec 21.

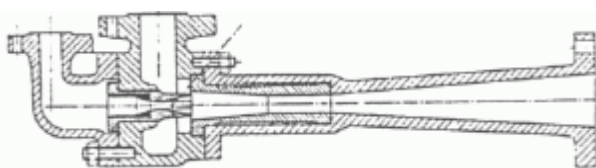
$$\mu = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A} = - \frac{\Delta u_A + \Delta \left( \frac{p}{\rho} \right)_A + \Delta \left( \frac{V^2}{2} \right)_A}{\Delta u_B + \Delta \left( \frac{p}{\rho} \right)_B + \Delta \left( \frac{V^2}{2} \right)_B}$$

**21:** Energetická bilance ejektorů a injektorů

$u$  [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] vnitřní tepelná energie 1 kg pracovní tekutiny;  $\mu$  [1] ejekční poměr [Dejč, 1967, s. 419]. Odvození rovnice při vynechání vlivu změny potenciální energie je v Příloze 5. Výpočet ejektoru a injektoru je také proveden v [Hibš, 1981], [Dejč, 1967], [Kadmožka, 1984], [Nechleba and Hušek, 1966].

**Změna vnitřní tepelné energie** Vnitřní tepelná energie v proudovém čerpadle se zvyšuje v důsledku ztrát (transformace kinetické energie nebo tlakové na tepelnou) nebo sdílením tepla hnací a hnané tekutiny. K největší změně vnitřní tepelné energie dochází, jestliže jedna z pracovních tekutin kondenzuje v prostoru hrdla. Typickým příkladem je proudové napájecí čerpadlo parního kotle, viz Úloha 3.

**Ejektory**  
**Těžební čerpadlo**  
**Vývěva** Ejektory mají široké uplatnění v průmyslu, v důlním průmyslu se používají pro čerpání kapalin s velkými hloubkami [Nechleba and Hušek, 1966, s. 218], v energetice pro odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru parních turbín, kde hnací tekutinou je pára (Obrázek 22).



**22:** Příklad provedení parního ejektoru jako vývěvy parního kondenzátoru [Nožička, 2000]

Injektory  
 Proudové napájecí  
 čerpadlo  
 Kavítace  
 Kondenzace

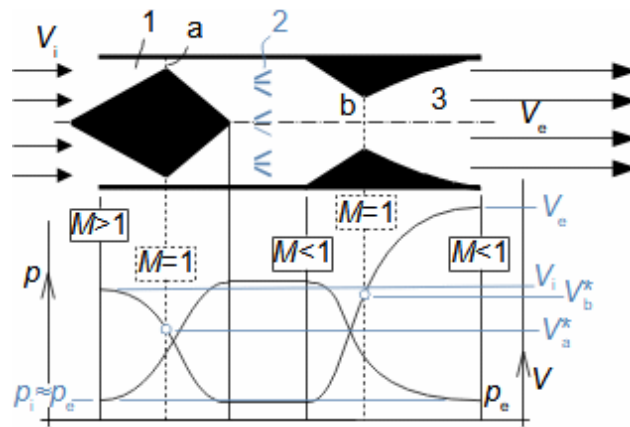
Injektory se používají jako napájecí čerpadla vody do parních kotlů parních lokomotiv. Proudovým čerpadlem parního kotle je voda čerpána do vyššího tlaku pomocí páry, která má na vstupu tlak nižší, než je výstupní tlak difuzoru  $p_e$ . To je možné díky velmi vysoké kinetické energii páry, kterou může pára v trysce získat při expanzi, viz Úloha 3. Pára tuto kinetickou energii ve směšovací komoře předává vodě a současně kondenzuje. Nutnou podmínkou funkce takového čerpadla je, aby pára zkondenzovala ještě v hrdle difuzoru, respektive aby difuzorem protékala jen kapalina bez bublinek páry, jinak nelze dosáhnout požadovaného tlaku. Navíc bublinky páry zvyšují riziko kavitačního opotřebení difuzoru. Hnací pára zcela zkondenzuje v hrdle difuzoru, pokud přisává odpovídající množství studené vody (hnaná kapalina). To znamená, že s teplotou nasávané vody (hnané tekutiny), klesá výkon čerpadla.

### Náporové motory

Náporové motory využívají ke kompresi vzduchu nadzvukový difuzor v ústí motoru při nadzvukovém letu. Stlačený vzduch je následně spalován ve spalovací komoře s palivem a horké spaliny expandují v trysce a vytváří tah. Oproti turbokompresorovým motorům neobsahují turbokompresorovou a turbínovou část. Při pohybu nadzvukovou rychlostí se významně mění hodnoty dosažených tlaků, odtud rozlišujeme konstrukci náporového motoru typu Ramjet vhodný pro nižší nadzvukové rychlosti a typu Scramjet vhodnější pro velmi vysoké nadzvukové rychlosti.

Ramjet

Na Obrázku 23 je funkce náporového motoru typu Ramjet, který je charakteristický dvěma kritickými průřezy a to pro vstup komprimovaného vzduchu a výstup horkých spalin. Hmotnostní průtok tryskou je vyšší než hmotnostní průtok vzduchu v kritickém průřezu difuzoru-b o množství paliva. Proto řízení výkonu takového motoru je obtížné (při poklesu průtoku klesá tlak ve spalovací komoře).



23: Náporový motor typu ramjet

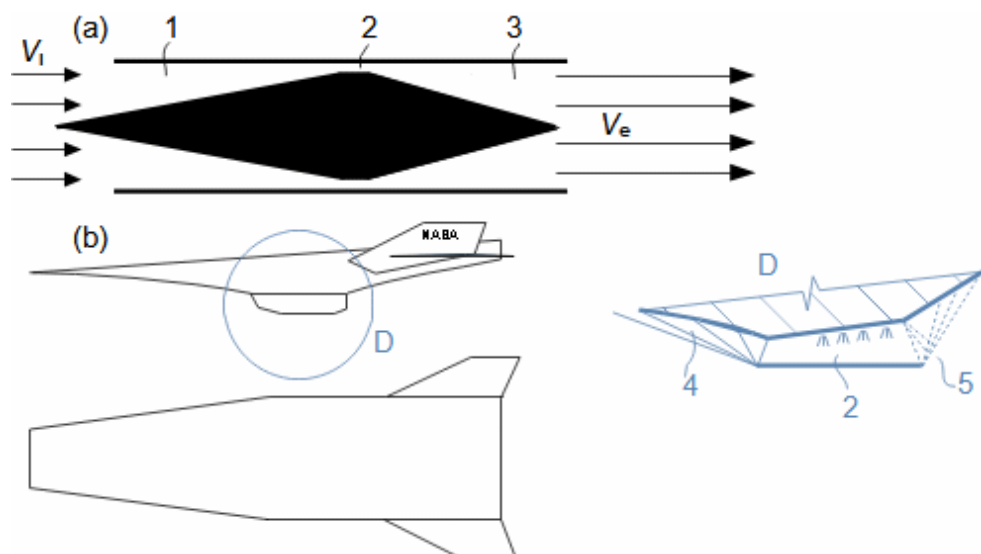
a-vstupní kritický průřez; b-výstupní kritický průřez. 1-nadzvukový difuzor; 2-spalovací komora a přívod paliva do podzvukového proudu; 3-expanze spalin v trysce.

GWS-30 Sea Dart

Náporové motory samostatně pracují až při vyšších rychlostech. Například britská střela GWS-30 Sea Dart používá motor ramjet v kombinaci se startovacím raketovým motorem na tuhé palivo. Největší účinnosti dosahují motory typu ramjet při 5 Maších.

Scramjet

Pružnější regulaci výkonu náporového motoru lze získat sloučením kritického průřezu difuzoru a trysky – taková konstrukce motoru se nazývá scramjet, jehož schéma je uvedeno na Obrázku 24(a). Vstřik a hoření paliva probíhá přímo v kritickém průřezu. Tento náporový motor je schopen pracovat v mnohem širším rozsahu rychlostí než konstrukce ramjet, ale aby motor začal pracovat musí být rychlost letadla mnohem vyšší než rychlost zvuku. Maximální účinnosti dosahují motory Scramjet až při 9 Maších.



24: Náporový motor Scramjet



(a) schéma funkce motoru; (b) experimentální bezpilotní letoun X-43A s pohonem Scramjet. 1-nadzvukový difuzor; 2-spalovací komora v nejužším místě motoru a přívod paliva do zvukového proudu; 3-expanze spalin v trysce; 4-systém rázových vln; 5-nástavby na vstřik paliva do nadzvukového proudu; 6-expanzní vlny.

X-43A

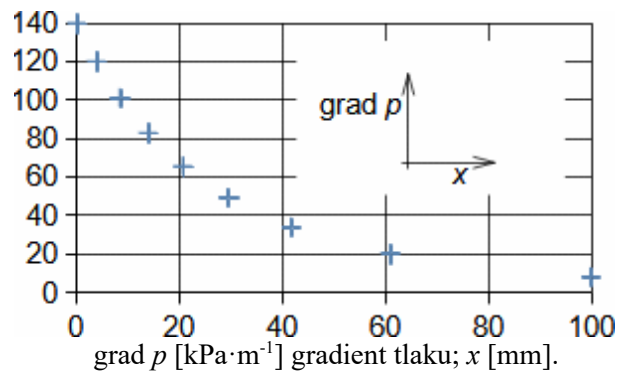
Na Obrázku 24(b) je popis experimentálního bezpilotního letounu X-43A s pohonem Scramjet. Tento letoun dosáhl rychlosti 6,83 Machů během asi 10 minutového letu. Pracovní rychlosti dosáhl pomocí urychlovací rakety ve výšce 30 000 m. Soustava X-43A s urychlovací raketou startovala z bombardéru B-52B. Letoun X-43A využívá efektu šikmo seříznuté Lavalovy trysky, tj. vytvoření expanzních vln, které řídí expanzi a nahrazují tak protilehlou stěnu trysky – letoun je tím lehčí.

## Úlohy

### Úloha 1:

Kuželový difuzor  
Gradient tlaku

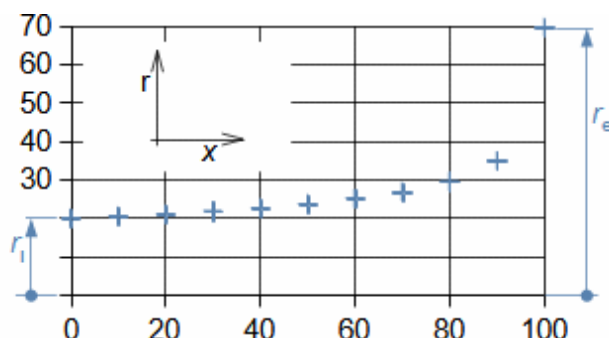
Vypočítejte úhel rozšíření kuželového difuzoru a stanovte průběh gradientu tlaku v tomto difuzoru, jestliže jeho délka je 100 mm a počátečního poloměru 20 mm. Parametry na vstupu do difuzoru:  $82 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , 110 kPa,  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , suchý vzduch. Parametry na výstupu: 114 kPa. Uvažujte proudění beze ztrát. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 1.



### Úloha 2:

Kornoutový difuzor

Navrhněte kornoutový difuzor kruhového průřezu odpovídající požadavku  $dp/dx = \text{konst.}$  Parametry na vstupu do difuzoru:  $82 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , 110 kPa,  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , suchý vzduch. Parametry na výstupu: Požadovaná délka difuzoru je 100 mm při vstupním poloměru 20 mm. Uvažujte účinnost difuzoru 93 % s rovnoměrně rozloženými ztrátami. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 2.

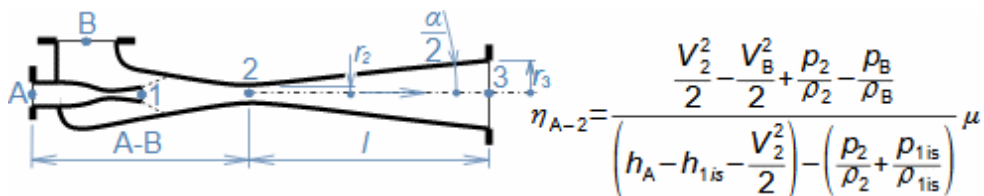


Vypočítaný průběh poloměru difuzoru s konstantním tlakovým gradientem – tzv. kornoutový tvar [Frass, 1989, s. 156].  $r$  [mm];  $x$  [mm]

**Úloha 3:**

Proudové napájecí  
čerpadlo  
Ejekční poměr  
Difuzor

Navrhněte základní rozměry proudového napájecího čerpadla parního kotle (injektor). Napájecí voda je čerpána z otevřené nádrže o teplotě 70 °C do tlaku 0,54 MPa. Požadovaný průtok napájecí vody je 60 kg·h<sup>-1</sup>. Účinnost difuzorové části uvažujete 80 %. Hodnota účinnosti trysky zahrnuje i účinnost předávání kinetické energie z páry čerpané vodě a činí 10 %. Rychlost syté páry na vstupu do čerpadla je 20 m·s<sup>-1</sup>. Rychlost vody na vstupu i výstupu čerpadla je 3 m·s<sup>-1</sup>. Neuvažujte tlakové ztráty v kotli a v potrubí. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 3.



$\eta_{A-2}$  [1] účinnost expanze v trysce a předávání hybnosti ve směšovací komoře (odvození v Příloze 3, §4).

**Odkazy**

- ŠKORPÍK, Jiří, 2019, Technická termomechanika, *Transformační technologie*, Brno, [on-line], ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/43.html>.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2023, Technická matematika, *Transformační technologie*, Brno, [online], ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://engineering-sciences.education/technicka-matematika.html>.
- DEJČ, Michail, 1967, *Technická dynamika plynů*, SNTL, Praha.
- FRAAS, Arthur, 1989, *Heat exchanger design*, John Wiley&Sons, Inc., ISBN 0-471-62868-9.
- GOROŠČENKO, B. T., 1952, *Aerodynamika rychlých letounů*, Technicko-vědecké vydavatelství, Praha.
- HIBŠ, Miroslav, 1981, *Proudové přístroje*, SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., Praha, DT 621.694.
- JAPIKSE, David, BAINES, N., 1995, *Diffuser design technology*, Concepts ETI, Norwich, ISBN 0933283083.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 1984, *Tepelné elektrárny a teplárny*, SNTL-Nakladatelství technické literatury, Praha.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory I*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.
- MAŠTOVSKÝ, Otakar, 1964, *Hydromechanika*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha.
- MICHELE, F. et al., 2010, *Historie a současnost Parní turbíny v Brně*, Siemens, Brno, ISBN: 978-80-902681-3-5.
- NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef, 1966, *Hydraulické stroje*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha.
- NOŽIČKA, Jiří, 2000, Osudy a proměny trysky Lavalovy, *Bulletin asociace strojních inženýrů*, č. 23, ASI, Praha.