
ŠKRCENÍ PLYNŮ A PAR

Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz

Úvod	6.3
Popis vzniku tlakové ztráty a změn ostatních stavových veličin tekutiny při škrcení	6.3
Využití efektu škrcení v labyrintových ucpávkách	6.6
Regulační ventily	6.9
Redukční ventily a redukční stanice	6.13
Škrcení v průřezových průtokoměrech	6.16
Hydraulické vyvažování potrubí pomocí škrcení	6.17
Odkazy	6.18
Přílohy	6.19

Author: Jiří, Škorpík (first name, surname)

Issue date: Januar 2006, Februar 2023 (2th ed.)

Title: Škrčení plynů a par

Journal: Transformační technologie (on-line journal at transformacni-technologie.cz; fluid-dynamics.education; fluid-dynamics.education; stirling-engine.education)

ISSN: 1804-8293

Copyright©Jiří Škorpík, 2023

All rights reserved.

Úvod

Škrčení je termodynamický děj, při kterém dochází k trvalé tlakové ztrátě proudící tekutiny a nárůstu entropie, neboli škrčení je spojen s prudkým poklesem, při kterém tekutina nekoná/nepřijímá vnější práci – pouze dochází k disipaci energie.

O škrčení plynů a par hovoříme tehdy, dochází-li k tlakové ztrátě na velmi krátkém úseku v důsledku silného víření, například v kanálu s prudkou změnou průtočného průřezu [Kalčík and Sýkora, 1973]. Se škrčením se v technické praxi setkáváme velmi často, většinou se jedná o děj nežádoucí, například ve ventilech, ale jsou i případy, ve kterých škrčení plní užitečnou funkci, např. se pomocí škrčení snižuje únik plynů v labyrintových ucpávkách nebo redukuje tlak plynu.

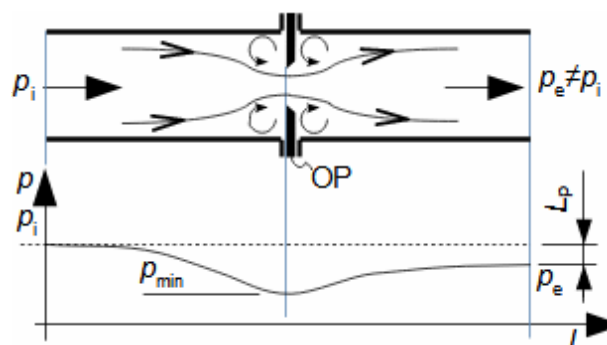
Popis vzniku tlakové ztráty a změn ostatních stavových veličin tekutiny při škrčení

Výsledkem škrčení je vždy tlaková ztráta, ale projevem škrčení jsou i změny teploty, která se může zvyšovat i snižovat tento teplotní jev při škrčení se nazývá Joulov-Thomsonův jev.

Tlaková ztráta
Clona
Koutové víry
Entropie
Vnitřní tepelná energie

Vznik tlakové ztráty je dobře patrný při průtoku tekutiny clonou. Clona je náhlé zúžení průřezu potrubí (Obrázek 89), takže v ní dojde ke zvýšení rychlosti proudící tekutiny (hmotnostní průtok před i za clonou je konstantní). S nárůstem rychlosti musí klesat tlak ze zákona zachování energie, u plynů dojde i k poklesu teploty. Před a za clonou se vytváří víry, ve kterých částice tekutiny proudí jinou rychlostí než v hlavním proudu a proto má tento vír i jinou teplotu než hlavní proud. Tento teplotní rozdíl umožňuje sdílení tepla mezi těmito dvěma rozdílnými proudy, což je typický nevratný proces způsobující nárůst entropie pracovní tekutiny, při kterém se celkový tlak pracovní látky nemůže vrátit do původního stavu, tj. před clonou. Protože teplotní změny jsou u kapalin mnohem menší než u plynů, je snížení tlaku u kapalin méně výrazné.

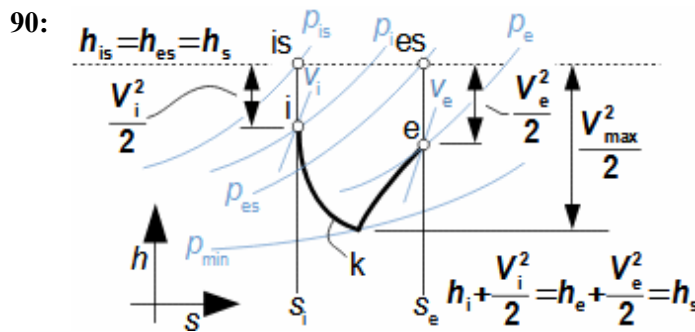
89:



OP-clona (orifice plate). l [m] délka úseku ovlivněného úseku; p [Pa] tlak; L_p [Pa] tlaková ztráta na sledovaném úseku. Index i označuje počáteční stav tekutiny, index e konečný stav tekutiny (na konci úseku/sledovaného děje).

Takže i když se postupně rychlost za clonou snižuje a tedy tlak roste, nemůže celkový tlak dosáhnout původních hodnot, protože část tlakové energie se transformovala na vnitřní tepelnou energii tekutiny.

Při škrcení je celkový energetický obsah, respektive celková entalpie tekutiny konstantní, viz h - s diagram celého procesu škrcení plynu na Obrázku 90. V tomto případě při škrcení plynu je nutné počítat se změnami měrného objemu, respektive hustoty se změnami tlaku a teploty, takže ve výsledku může být rychlost za clonou o něco vyšší než před clonou ale o to s nižším tlakem.



Energetická bilance škrcení plynu vloženu clonou: k průběh stavových veličin plynu během škrcení. h [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] měrná entalpie; h_s [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] měrná celková entalpie tekutiny; s [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] měrná entropie; t [$^{\circ}\text{C}$] teplota; V [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] rychlost plynu; v [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$]

měrný objem. Index $_s$ označuje celkový stav tekutiny. Rovnost celkových entalpií je odvozena z Prvního zákona termodynamiky pro otevřený systém, odvození je provedeno v Příloze 90.

Při škrcení bývá změna kinetické energie plynu v důsledku zvětšení měrného objemu plynu pro většinu případů nevýznamná, přitom pojmem "většina případů" bývá myšleno proudění cca do $40 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (lze tvrdit pro běžné stavy plynů – teplota nad 200 K) a lze psát $h_i \approx h_e$. Přičemž platí, že čím větší je tlak plynu, tím větší entalpie, a tím menší je podíl kinetické energie, viz Úloha 191.

Úloha 191: Porovnejte mezi sebou měrnou entalpii a měrnou kinetickou energii přehřáté vodní páry proudící v potrubí. Teplota páry je $120 \text{ }^{\circ}\text{C}$, tlak atmosférický, rychlost proudění $30 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Účelem této úlohy je porovnat mezi sebou měrnou entalpii páry a její kinetickou energii při nízkých rychlostech. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 191.

Kinetická energie
Entalpie

Postup řešení Úlohy 191

1.	zadání:	$p_i; x_i; p_e$	3.	odečet:	h
2.	výpočet:	e_k	4.	porovnání:	e_k vs h

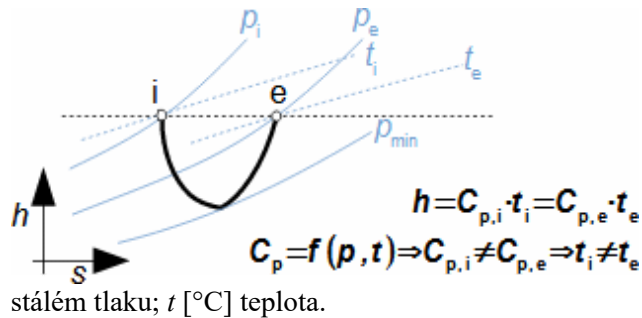
e_k [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] kinetická energie 1 kg páry

Joulův-Thomsonův jev Joulův-Thomsonův jev při škrcení reálných plynů je způsoben změnou tepelné kapacity plynu, která je funkcí tlaku teploty. To znamená, že i při stejné entalpii musí být po škrcení teplota plynu jiná než před škrcením, viz Rovnice 91. Tento jev u ideálních plynů s konstantní hodnotou tepelných teorie škrcení neočekává a případné změny teploty jsou způsobeny pouze změnou kinetické energie.

Inverzní křivka

Například při škrcení vodní páry je zcela běžné, že se její teplota snižuje, což je dobře patrné v h - s diagramu H_2O [Mareš et al., 1999]. Ovšem každý reálný plyn má oblasti, kde platí opak, tj. při škrcení se plyn ohřívá. Oblasti ohřívání od oblasti chlazení rozděluje v p - t diagramu tzv. inverzní křivka, přičemž na této křivce se plyn chová při škrcení jako ideální plyn, více v [Kalčík and Sýkora, 1973, s. 202].

91:



Škrcení reálného plynu vloženou clonou – změna teploty a tlaku zobrazené v h - s diagramu

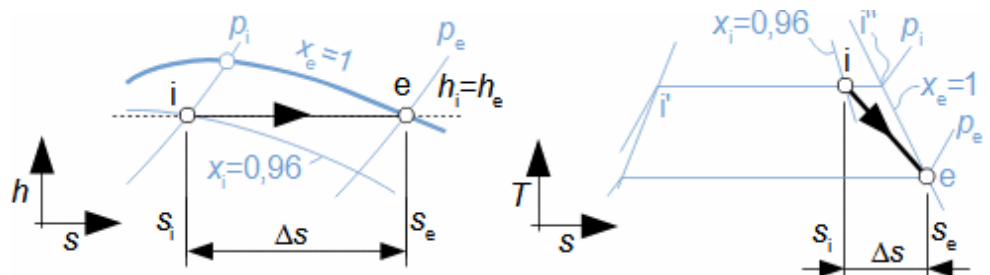
Pro přehlednost není vliv rychlosti plynu uvažován. C_p [J·K⁻¹·kg⁻¹] tepelná kapacita 1 kg plynu při

Změna skupenství

Jestliže při škrcení dojde ke změně skupenství, viz Úloha 92, lze očekávat také změnu teploty i u ideálních plynů.

Úloha 92: Mokrá pára o tlaku 20 bar a suchosti 0,96 je seškrcena na sytou páru. Určete teploty na začátku a konci škrcení a přírůstek entropie při škrcení. Děj zakreslete do h - s a T - s diagramu. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 92.

92:



x [1] suchost páry; T [K] absolutní teplota. i' -bod syté kapaliny; i'' -bod syté páry.

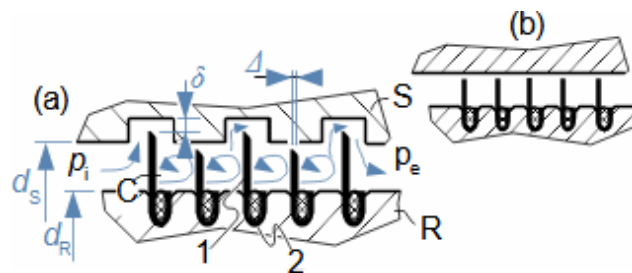
Postup řešení Úlohy 92

1.	zadáni:	$V; t; p$	3.	výpočet:	h_i
2.	odečet:	$t; h'_i; h''_i$	4.	odečet:	t_e

Využití efektu škrcení v labyrintových ucpávkách

Pomocí škrcení lze vytvořit velkou tlakovou ztrátu na krátkém úseku. Toho se využívá k bezdotykovému utěsnění hřídelů formou labyrintových ucpávek. Labyrintovou ucpávku si lze představit i jako sériové zapojení několika clon, tak aby v důsledku zvýšení tlakové ztráty došlo i ke snížení hmotnostního průtoku ucpávkou. Na Obrázku 943 je typická konstrukce labyrintové ucpávky za účelem vysvětlení její funkce. Plyn proudí zleva doprava z prostoru o tlaku p_i nejprve zúženým prostorem mezi vrcholem břitu a statorem, kde se část entalpie plynu transformuje na kinetickou energii. V prostoru mezi břity (v komůrce) dochází k víření plynu a velké tlakové ztrátě – ke zvýšení měrného objemu plynu a k zahlcení ucpávky. Tímto způsobem dochází k postupnému snižování tlaku až na tlak za posledním břitem p_e . Přičemž množství uniklého pracovního plynu v ucpávce je přímo úměrné velikostí mezer δ .

943:



(a) konstrukce pravého labyrintu; (b) nepravý labyrint. 1-břit z tenkého plechu; 2-temovací drát; C-tzv. komůrka (chamber); S-stator (skříň stroje); R-rotor. d_s , d_r [m] průměr statoru, respektive rotoru;

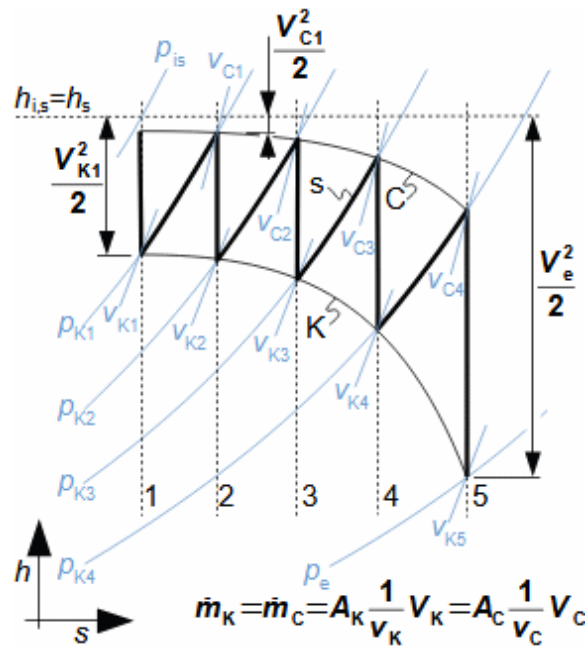
Δ [m] šířka břitu; δ [m] minimální mezera mezi břitem a statorem.

Přesný výpočet hmotnostního průtoku ucpávkou bývá problematický a k pochopení chování labyrintové ucpávky se používá výpočtový model ideální labyrintové ucpávky. Těsnost ucpávky také ovlivňuje její konstrukce, kterých je několik. A také záleží na umístění a zapojení labyrintové ucpávky v rámci toků pracovních tekutin stroje.

Ideální labyrintová ucpávka
Fannova křivka

V ideální labyrintové ucpávce by docházelo k úplnému maření kinetické energie izentropické expanze na vrcholech břitů v jednotlivých komůrkách, respektive rychlost v komůrce by odpovídala jejímu průtočnému průřezu a tlaku, který je na vrcholu vstupního břitu, viz Obrázek 944. Tímto způsobem postupně klesá tlak a roste měrný objem plynu. Podle [Dejč, Michail, 1967, s. 330] lze dokázat, že křivky b a k na tomto obrázku jsou mimo jiné tzv. Fannovy křivky. Mezi tyto dvě křivky se zakreslí jednotlivé procesy, z čehož vyjde počet břitů. Počet břitů se zaokrouhluje nahoru na celé číslo, viz Úloha 650(b), ve které je použito ještě jedno zjednodušení.

944:

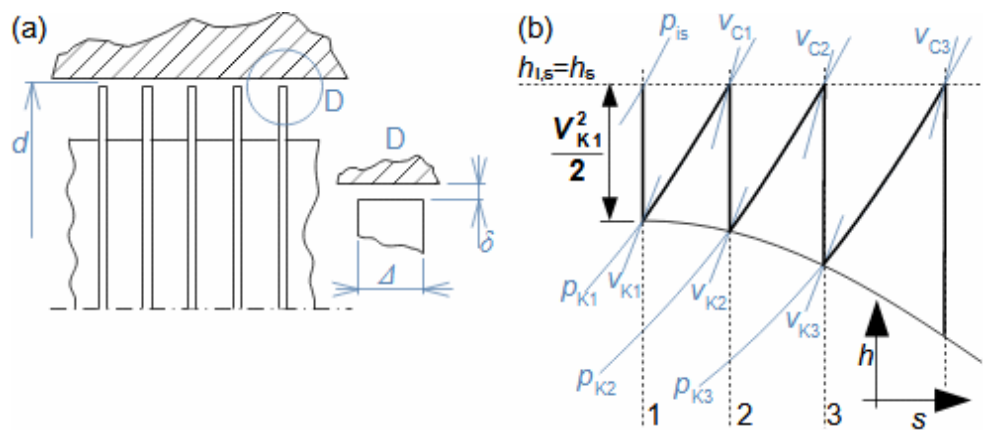


h - s diagram ideální labyrinthové ucpávky s 5 břity, ve které probíhá škrcení z tlaku p_{is} do tlaku p_e . s -průběh změny statického stavu plynu během škrcení; K-křivka stavů plynu na vrcholcích břitů; C-křivka stavů plynu v komůrkách (mezi břity). A [m^2] průřezný průřez; \dot{m} [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] hmotnostní průtok. Indexy K označují stavy plynu na vrcholcích břitů (knife-edges), tj. v nejmenších průřezech a indexy C stavy plynu v komůrkách.

Inverzní křivka
Aurel Stodola
Carl Pfleiderer

Ve skutečnosti škrcení plynu v labyrinthové ucpávce neprobíhá ideálně, ale v jednotlivých komůrkách je podobné situaci z [Obrázku 90](#). To znamená, že průtok ucpávkou by měl být jiný než u ideální ucpávky (odchylka záleží na typu konstrukce labyrinthu a na jaké straně inverzní křivky pracovního plynu škrcení probíhá). Proto se měří účinnost jednotlivých konstrukcí labyrinthových ucpávek, pomocí které se zvýší výsledný počet břitů nebo lze také použít poloempirické vztahy, nejčastěji odvozené Stodolou a Pfleidererem, pro výpočet počtu břitů, viz [Úloha 650\(a\)](#). Vztahy odvozené Stodolou jsou uvedeny například v [Krbek et al., 1999, s. 110], [Škopek, 2007, s. 60]. Výpočet ucpávek podle Pfleiderera je uveden v [Pfleiderer and Petermann, 2005, s. 286], kde jsou uvedeny i další tvary bezdotykových ucpávek (hladká hřídel, šroubovicové těsnění atp.).

Úloha 650: Vypočítejte hmotnostní průtok labyrinthovou ucpávkou parní turbíny, jestliže tlak před ucpávkou je 1 MPa, za ucpávkou 0,1 MPa, teplota páry před ucpávkou 260 °C, počet břitů 10



s plochým koncem, střední průměr těsnící kruhové spáry hřídele je 350 mm, velikost mezery mezi břitem a statorem je 0,2 mm, šířka břitu je 2 mm. Výpočet proveďte za (a) podle nějakého dostupného výpočtového modelu reálné ucpávky; (b) podle teorie ideální ucpávky. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 650.

Postup řešení Úlohy 650

1. zadání: $p_i; p_e; t_i; Z; d; \delta; A$	
(a)	(b)
2. výpočet: $\varepsilon; f$	6. odečet: $\kappa; v_i; \varepsilon_s^*; \chi_{\max}$
3. porovnání: ε vs f	7. výpočet: $A_K; p_i \cdot v_i$
4. odečet: μ z obr. 6.2 [Krbek et al., 1999, s. 110]; v_i	8. odhad: m
5. výpočet: $A_K; m$	9. výpočet: $p_{K,n}^*; v_{C,n-1}; m_{K,n}^*; p_{K,n}$
	10. porovnání: $p_{K,10}$ vs. p_e , jestliže $p_{K,10}$ bude roven tlaku p_e nebo roven $p_{K,10}^*$ odhad m na ř. 8 je správný, jinak nutná další iterace od ř. 8.

f [1] kontrolní faktor; ε [1] tlakový poměr statických tlaků; ε_s^* [1] kritický tlakový poměr k celkovému tlaku před tryskou; κ [1] poměr tepelných kapacit; μ [1] průtokový součinitel ucpávky; χ_{\max} [1] maximální hodnota průtokového faktoru. Varianta (a) je počítána podle postupu uvedeného v [Krbek et al., 1999, s. 110].

Pravý labyrint
Nepravý labyrint
Voštiny

Břity labyrintových ucpávek mohou být vyráběny například z plechu, který je zatemován do rotoru nebo statoru, viz Obrázek 943. Břity také mohou být vysoustruženy přímo v hřídeli, mohou být na prstencích, které se připevňují na hřídel nebo dělené prstence připevňované na stator. Používají se také voštinové tvary komůrek apod. Materiál břitu bývá vždy měkčí než materiál protistěny, o kterou během provozu může zavadit. Břit z měkčího materiálu se třením o stěnu z tvrdšího materiálu "obrousí" a nemusí tak dojít k nehodě, respektive k zadření hřídele nebo k poškození statoru – stačí vyměnit břit. Břity mohou mít i povlak z velmi měkkého materiálu. Mezera mezi břitem a stěnou se pohybuje (při provozu) v řádech desetin mm v důsledku kmitání hřídele a případně teplotní roztažnosti.

Únik plynů přes labyrintové ucpávky se může měnit v důsledku poškození či opotřebení břitů (vyšlehání ucpávek) – funkce ucpávky se snižuje i pouhým zaoblením hrany břitu. Prodloužení intervalu opravy ucpávek lze dosáhnout přidáním dalších břitů [Škopek, 2007].

Kartáčové ucpávky

Mimo klasické labyrintové ucpávky se používají ucpávky kartáčové. Nicméně princip funkce je týž, a jde o to vyvolat

škrcení unikajícího plynu. Kartáčové ucpávky se také často kombinují s labyrintovými systémy.

Zapojení labyrintové ucpávky
Zahlcování ucpávky

Mimo velmi jednoduchého provedení labyrintové ucpávky, kdy tekutiny z vnitřku stroje uniká do okolí nebo naopak, se používají labyrintové ucpávky s napojením na odsávání nebo naopak na zahlcování.

Napojení labyrintové ucpávky na odsávání unikající tekutiny se provádí za účelem aby pracovní tekutina nekontaminovala okolí stroje, nebo aby se ušetřila pro další použití. Odsávání znamená, že v odsávacím potrubí musí být nižší tlak, než je tlak okolního vzduchu, takže z druhé strany ucpávky je odsáván i vzduch, viz Obrázek 967. V případě parních turbín se potřebný podtlak vytvoří pomocí kondenzátoru ucpávkové páry. Pokud chceme odsávanou pracovní tekutinu ještě využít, musíme z ní vzduch odstranit, například u parních turbín se velmi čistá odsávána pára z ucpávek zbavuje vzduchu v kondenzátorech ucpávkové páry pomocí ejektorů (vývěv).

967:



vlevo-zapojení na přetlakové části turbíny (tlak páry uvnitř stroje je vyšší než atmosférický);

vpravo-zapojení na podtlakové části turbíny (tlak páry uvnitř stroje je nižší než atmosférický); p_{at} [Pa] tlak okolí, v tomto případě atmosférický; 1-odsávání páry a přisátého vzduchu z ucpávek do ucpávkového kondenzátoru; 2-přívod zahlcovací páry.

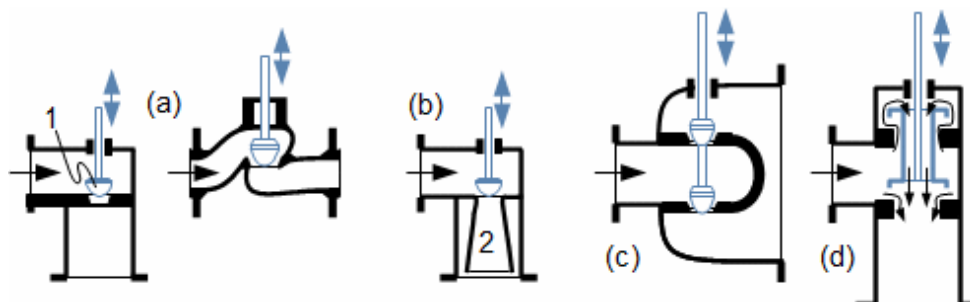
Jestliže ve stroji je podtlak, pak k zabránění vniku vzduchu do stroje přes ucpávku se používá tzv. zahlcovací tekutina (obvykle je totožná s pracovní tekutinou), která je přiváděna do prostoru mezi počátkem a koncem labyrintu, viz Obrázek 967. Tato zahlcovací tekutina má vyšší tlak než okolní vzduch, takže proudí směrem do stroje i směrem ze stroje – tím je zajištěno, že do stroje nepronikne vzduch. Aby nedošlo ke ztrátě velkého množství zahlcovací tekutiny do okolí přes ucpávku, tak je někde před koncem labyrintů odsávána společně s částí vzduchu, jak ukazuje následující příklad zahlcení ucpávek parní turbíny zahlcovací parou.

Regulační ventily

Hlavní funkcí regulačního ventilu je regulovat průtok za vzniku co nejmenší tlakové ztráty, respektive škrcení. Dalšími požadavky na regulační ventil jsou malá ovládací síla, velikost, těsnost, životnost a cena. Nicméně ne vždy lze vyhovět všem

požadavků kladeným na regulační ventily a podle převažujícího požadavku rozlišujeme jednosedlové ventily, ventily s difuzorem, dvousedlové ventily a několik jejich variant provedení, viz Obrázek 860. Požadavkem na regulační ventil je predikce průtoku ventilem podle jeho otevření, což se obvykle stanovuje pomocí Průtokového součinitele armatury.

860:

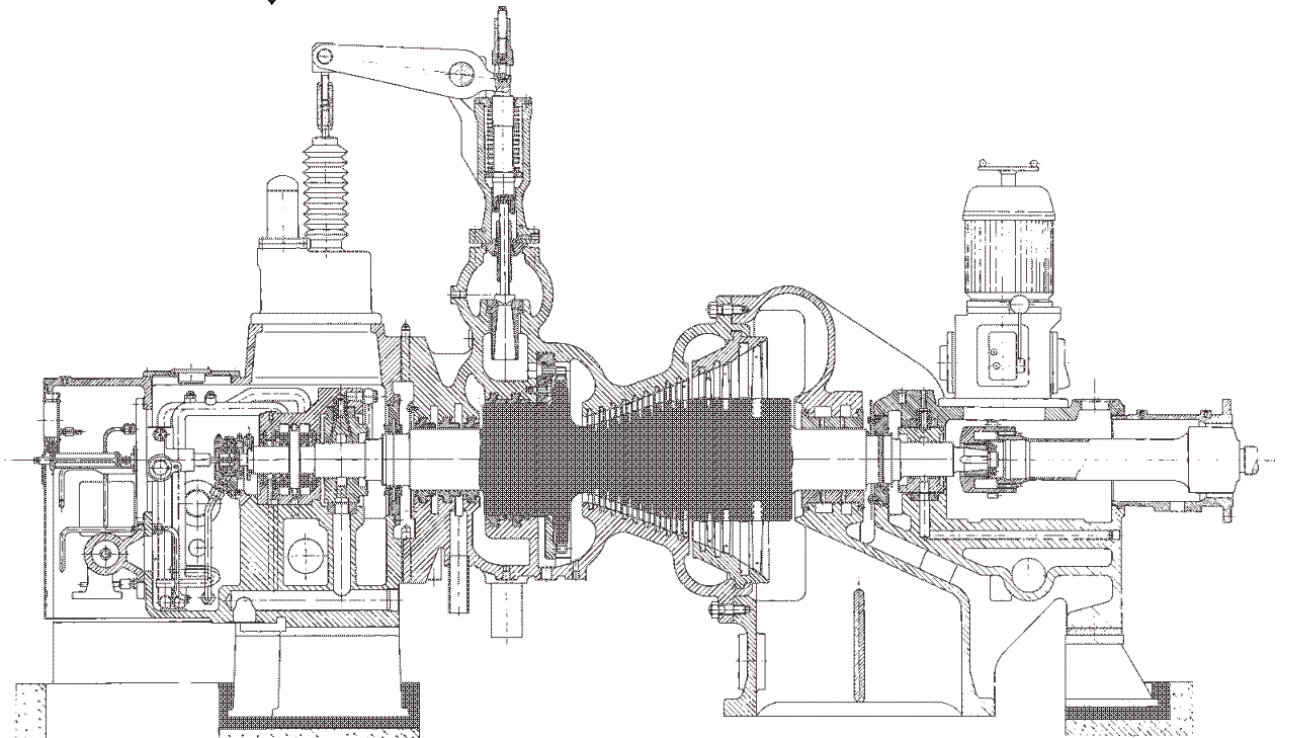


(a) jednosedlové ventily; (b) ventil s difuzorem; (c), (d) dvousedlové ventily – varianta (c) je vhodnější pro plynulou regulaci, varianta (d) pro systém otevřeno/zavřeno). 1-regulační orgán (v tomto případě kuželka); 2-difuzor.

Jednosedlový ventil (Obrázku 860a) reguluje průtočný průřez jedním regulačním orgánem. Přivřením ventilu se sníží průtok a zvýší tlaková ztráta, respektive sníží se tlak za ventilem, což je způsobeno nehomogenním prouděním v oblasti nejužšího průřezu a vířením. Tlaková ztráta při částečně otevření ventilu je mnohem větší, než když je kuželka zcela vysunuta (proto se těmto ventilům také říká škrtící regulační ventily, zvláště prvnímu v řadě). Aby nevznikaly velké tlakové ztráty tak nejvyšší rychlosti proudění ve ventilu (například při regulaci průtoku páry) mohou být jen cca do $50...70 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. To vede na velké průtočné průřezy ve ventilech a poměrně velké plochy kuželky jednosedlového ventilu, čímž se zvyšuje ovládací síla potřebná ke zdvihu kuželky. Jednosedlový regulační ventil se používá například k regulaci malých parních turbín.

Regulační ventily s difuzorem (Obrázek 860(b), Obrázek 69) mají menší tlakovou ztrátu, díky rozšiřující se části za nejužším průřezem ventilu, tím se při stejném průtoku sníží potřebná síla na ovládnutí regulačního orgánu ventilu. Rychlost proudění lze zvýšit na 100 až $150 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, protože se dynamický tlak proudu plynu přeměňuje postupným zpomalením v difuzoru na statický tlak bez většího nárůstu entropie. Tyto vlastnosti umožňují při stejném průtoku zmenšit průřez ventilu (vzhledem k ventilu bez difuzoru), což zmenšuje potřebnou sílu na ovládnutí kuželky.

69↓



Regulační ventil s difuzorem parní turbíny: Výrobce PBS. Obrázek: [Michele, 2010, s. 59].

Nevýhodou tohoto ventilu jsou efekty způsobené při nenávrhovém stavu ventilu s difuzorem. Tento nenávrhový stav nastává při nízkých tlacích za ventilem, kdy se může v hrdle ventilu nastavit kritické parametry proudění. V těchto případech se difuzor chová jako Lavalova tryska při nenávrhových stavech a v difuzoru, nebo za ním, může docházet ke vzniku rázových vln. To může způsobit vibrace ventilu a zařízení, které se za ventilem nachází případně i poškození ventilu a zvýšení ztrát. Při malých průtocích také vznikají velké víry iniciované zpětným prouděním pracovní látky za difuzorem zpět do difuzoru, tj. podobný efekt jako při odtržení mezní vrstvy od stěny difuzoru. Nepříjemným efektům v difuzoru při nízkých průtocích lze předejít zkrácením difuzoru, což je typický příklad použití krátkého difuzoru. Na druhou stranu čím větší provozní rozsah ventilu je požadován, respektive čím kratší difuzor, tím větší budou ztráty spojené s krátkým difuzorem.

Dvousedlové regulační ventily na Obrázku 860c-d mají oproti jednosedlovým výslednou sílu působící na vřeteno ventilu mnohem menší (síly působící na jednotlivé kuželky působí proti sobě). Nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady ventilu především při regulaci malých parních turbín a problematická těsnost především při vysokých tlacích.

Obecně žádný typ regulačního ventilu většinou nelze dokonale uzavřít a potrubní trasa musí být opatřena i uzavíracími armaturami.

Určení průtoku ventilem pomocí průtokového součinitele armatury
 Charakteristika ventilu
 Průtokový součinitel armatury K_v , K_{vs} , K_{v100}

Především pro automatickou regulaci průtoku je důležitá znalost průtoku a tlakové ztráty ventilu v závislosti na velikosti jeho otevření. K tomu se používá charakteristika ventilu, což je závislost veličiny zvané průtokový součinitel armatury K_v na zdvihu regulačního orgánu. Přičemž je nutno rozlišovat průtokový součinitel armatury pro nestlačitelné tekutiny a průtokový součinitel armatury pro plyny a páry.

Průtokový součinitel armatury pro nestlačitelné tekutiny je objemový průtok ventilem, při referenční hustotě pracovní tekutiny a referenční tlakové ztrátě platný pro konkrétní polohu vřetena ventilu, viz Rovnice 652(a). Z praktických důvodů většinou výrobci armatur do Průtokového součinitele armatury K_v zahrnují i referenční konstanty, viz Rovnice 652(b). Pomocí těchto rovnic lze stanovit z naměřeného rozdílu tlaku před a za ventilem a skutečné hustoty objemový průtok ventilem.

652:

$$\begin{array}{ll}
 \text{(a)} & \text{(b)} \\
 \dot{V} = K_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{ref}}} \frac{\rho_{\text{ref}}}{\rho}} & \dot{V} = K_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \\
 \dot{m} = K_v \sqrt{\frac{\rho_{\text{ref}}}{\Delta p_{\text{ref}}} \Delta p \cdot \rho} & \dot{m} = K_v \sqrt{\Delta p \cdot \rho}
 \end{array}$$

(a) fyzikálně přesná definice průtokového součinitele armatury K_v ; (b) praktická definice průtokového součinitele armatury K_v . K_v [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] průtokový součinitel armatury; K_{v100} [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] průtokový součinitel armatury při plném otevření ventilu; V [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový průtok ventilem; Δp_{ref} [Pa] tlakový rozdíl (ztráta) na ventilem při referenčním měření (obvykle 100 000 Pa, měří se mezi dvěma body nacházející se ve vzdálenosti $2 \cdot d$ před ventilem a $6 \cdot d$ za ventilem, kde d je průměr potrubí, aby víry vznikající při průtoku ventilem neovlivňovaly měření); Δp [Pa] skutečná tlakový rozdíl na ventilem; ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota tekutiny na vstupu do ventilu; ρ_{ref} [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota tekutiny na vstupu do ventilu při referenčním měření (např. hustota vody obvykle při 15 °C); H [m] zdvih regulačního orgánu; H_{100} [m] maximální zdvih regulačního orgánu (ventil je plně otevřen). Odvození je uvedeno v Příloze 652.

Rozlišujeme okamžitý průtokový součinitel armatury pro daný zdvih regulačního orgánu K_v , průtokový součinitel pro případ plně otevřeného ventilu ($H=H_{\text{max}}$) garantovaný výrobcem K_{vs} a skutečný průtokový součinitel naměřený při plném otevření

ventilu K_{v100} (je povolena odchylka od K_{vs} v rozmezí $\pm 10\%$). V ideálním případě platí rovnost $K_{v100} = K_{vs}$.

Společně s referenčními hodnotami měření výrobce ventilu dodává závislost jeho průtokového součinitele na zdvihu, takže pro změřenou tlakovou ztrátu lze vypočítat průtok. Na Obrázku 652 je znázorněna lineární závislost průtokového součinitele na zdvihu regulačního orgánu. Změnou tvaru regulačního orgánu (kuželky) lze dosáhnout i jiných než lineárních závislostí (např. parabolické), podle určitého požadavku na regulační ventil (vychází z charakteristik zařízení za tímto ventilem více v [Doubrava at al., 2006]). Při stanovení průtoku a tlakové diference je vždy nutné postupovat podle údajů výrobce, který takové charakteristiky ventilu poskytuje.

Průtokový součinitel armatury pro plyny nezávisí pouze na hustotě, ale je funkcí i entalpie plynu. To znamená, že při stejné hustotě plynu na vstupu do ventilu a stejné tlakové ztrátě bude odpovídat více hmotnostních průtoků, respektive objemových průtoků, který je funkcí hustoty plynu na výstupu z ventilu, respektive teplotě. Z těchto důvodů pro výpočet průtoku ventilem nestačí měřit jen tlakovou ztrátu, ale i teplotu. Vztahy pro definici průtokového součinitele armatury pro průtok plynů jsou proto věci dohody či normy, viz vztahy v např. [Roček, 2002, s. 243], [Doubrava at al., 2006, s. 34].

Výpočet průtoku u tekutin pomocí součinitele průtoku K_v je dostatečně přesný, ale u plynů a par při velkých změnách stavových veličin je výpočet průtoku značně problematický a pokud je nutné sledovat průtok regulační armaturou přesně, tak se raději měří přímo nějakým měřidlem průtoku.

Redukční ventily a redukční stanice

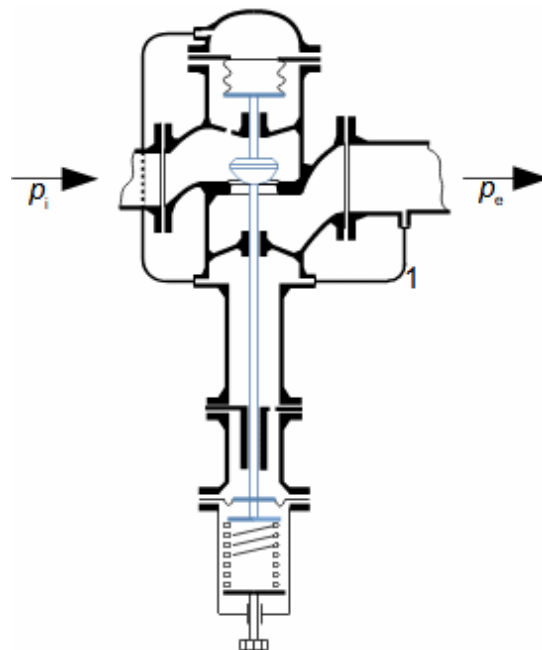
V redukčních ventilech je škrcení žádoucí regulovaný děj za účelem redukce tlaku proudícího plynu. Na rozdíl od regulačních ventilů průtok požadavek na redukční ventily tlaku je snížit tlak, tj. zvýšit tlakovou ztrátu. Redukce tlaku se provádí například jestliže je jednotlivým technologiím rozváděna tekutina potrubím o vysokém tlaku a těsně před danou technologií je její tlak redukován na požadovaný. Redukce tlaku se používá i na napájecích větvích tlakových nádob (nádrží), u kterých je požadavek na konstantní tlak. Redukční ventily mají tedy jednoduchou funkci ale jsou klíčové pro správnou funkci navazující technologie, proto také mají odpovídající přesně vymezené umístění v rámci technologie v redukční stanici.

Redukční ventily jsou také důležitou součástí zařízení potřebné k realizaci chladícího oběhu, linek na zkapalňování plynů, svařovacích agregátů a při redukci tlaku zemního plynu.

Redukční ventil využívá škrcení tak, že snižuje nebo zvyšuje průtočný průřez zasouváním a vysouváním regulačního orgánu, což může být například kuželka, válcová děrovaná kuželka či labyrintový škrtící systém [Doubrava et al., 2006].

Pohyb regulačního orgánu může být zajištěn servopohonem či pneumaticky na základě informací o tlaku v regulovaném prostoru nebo jiného požadavku z dozorny apod. Nejjednodušší redukční ventily ovšem přímou regulační vazbu. Například na Obrázek 651 je tzv. redukční ventil membránový, kde je průtok tekutiny regulován kuželkou. Kuželka je ovládána vřetenem, které reaguje na změnu výstupního tlaku. Výstupní tlak je odvozen od předpětí pružiny. Pokud je výstupní tlak nižší než nastavený, převáží síla pružiny nad silou od tlaku a kuželka se pohne směrem nahoru, tím se zvětší průtočný průřez a průtok plynu. Pokud tlak p_e je vyšší než nastavený, působí na pružinu větší síla, tím se stlačí a otvor pod kuželkou se zmenší.

651:

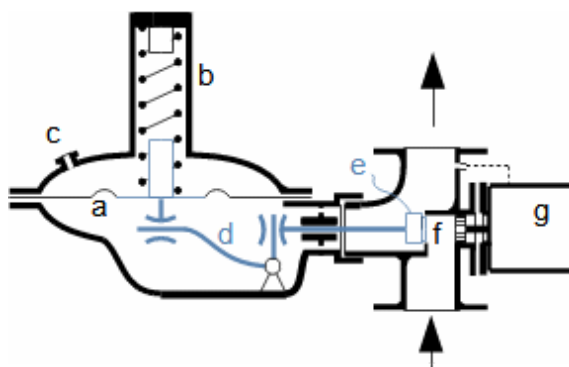


1-odběr tlaku (odběrové místo nebývá přímo za výstupním hrdlem, ale v místě, kde je nutné udržovat tlak p_e např. napájecí nádrž atd.).

Redukční ventily pro redukci tlaku hořlavého plynu jsou navíc vybaveny bezpečnostními pojistkami, které uzavřou ventil v případě nežádoucích stavů plynu na výstupu nebo při požáru, takové sestavy se nazývají regulátory tlaku. Na Obrázku 97 je regulátor tlaku hořlavého plynu membránový a pojistkou-g, který na signál odjistí pojistný ventil, který uzavře průchod plynu sedlem škrtícího ventilu. Po uzavření se musí ručně znova

natáhnout a otevřít tak průchod plynu sedlem ventilu. Pojistka obvykle funguje na obdobném principu jako vlastní regulátor (membrána s pružinou nastavená na pojistný tlak). Hlavní membrána-a je zdvojená, aby se zamezilo úniku plynu v případě, že jedna praskne, jinak by hrozil únik plynu do oblasti pružiny a případně přes odvětrání-c i únik do okolí. Používají se ale i typy pojistek, které reagují na příliš nízký tlak plynu na výstupu i když je ventil zcela otevřen. Tento stav může nastat pokud tlak v plynovodu klesne pod bezpečnou hodnotu, například když dojde k poškození plynovodu nebo spotřebiče za ventilem.

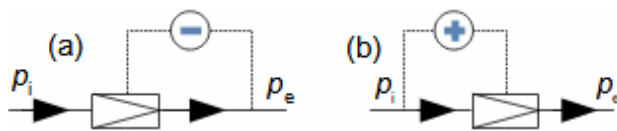
97:



a-membrána; b-řídící pružina; c-vývod pro odvětrání; d-páka; e-táhlo ventilu; f-ventil; g-bezpečnostní pojistka – existují různé konstrukce podle toho jestli reagují na tlak či změnu teploty, například při požáru.

Redukční stanici se nazývá soubor zařízení s redukčním ventilem opatřený potřebnými armaturami (uzavírací armatura, klapka atd.). Redukčním ventil lze zapojit do režimu redukce tlaku či přepouštění, podle toho na jaké straně ventilu, z pohledu směru proudění, je nutné udržovat, viz Obrázek 94.

94:



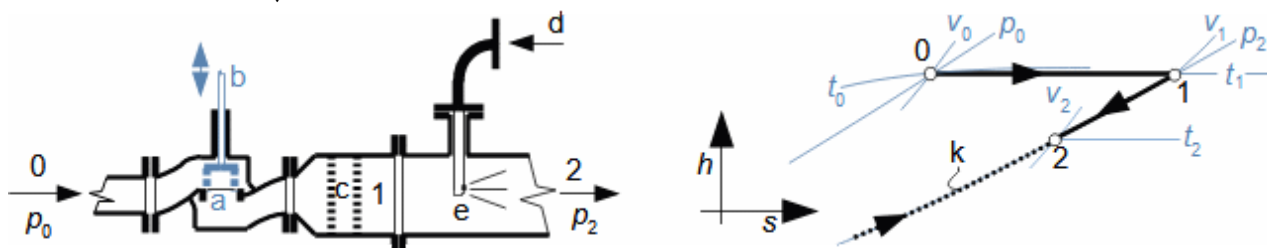
(a) zapojení redukčního ventilu jako redukční stanice (udržování tlaku p_e); (b) zapojení redukčního ventilu do funkce přepouštěcího ventilu (udržování tlaku p_i). Platí $p_i > p_e$. Záměrné snižování tlaku proudícího plynu je hojně využíváno v průmyslu a energetice.

Redukční stanici lze rozdělit i do několika stupňů (na několik redukčních ventilů), v každém stupni se sníží tlak o určitou část. V případě sériového zapojení redukčních ventilů (do kaskády) je nutné počítat z obtížemi se synchronizací ovládání redukčních ventilů, proto se používá jen v případech odběrů nižšího tlaku mezi ventily, nebo pokud není dostupný jeden redukční ventil potřebných parametrů. Druhým případem i například důvod snižování tlaku okysličovadla sovětské raketové stíhačky BI-1 pomocí několika vzduchových redukčních ventilů ze svařovacích agregátů – na podzim 1941 již nebyl čas vyvíjet speciální redukční ventil [Arlazorov, 1981, s. 127].

Redukčně-chladicí
stanice
Ejektor

Parní redukční stanice často obsahují i zařízení k chlazení páry. Takové zařízení se nazývá redukčně-chladicí stanice, která je na Obrázku 95. Redukčně-chladicí stanice obsahuje za redukčním ventilem ještě clony, které snižují hlučnost i tlak. Následuje vstřikovací hlavice obvykle s ejektorem, ve kterém je hnacím médiem pára. Platí, že čím blíže je chladicí voda mezi sytosti, tím rychleji se odpařuje a tím je úsek potrubí, na kterém může dojít ke styku kapek a potrubí kratší.

95↓



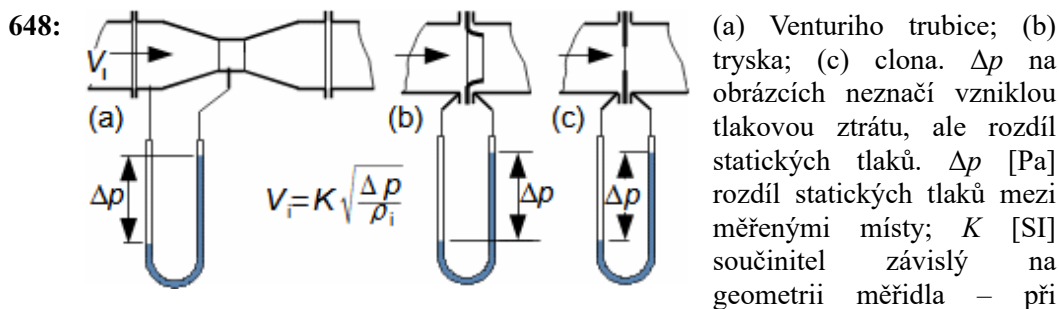
a-škrťací orgán (v tomto případě válcová děrovaná kuželka); b-táhlo ovládání škrťacího orgánu; c-jedna až tři clony, které zvyšují tlakovou ztrátu a snižují hlučnost na principu tlumiče hluku; d-přívod chladicí vody do vstřikovací hlavy; e-vstřikovací a rozstřikovací vodní tryska. h - s diagram: 0-počáteční stav páry; 1-pára po redukci tlaku; 2-pára na výstupu, tj. po redukci tlaku a chlazení; k-křivka přeměny chladicí vody v přehřátou páru na stav 2.

Škrcením a chlazením páry v redukčně-chladicích stanicích se snižují parametry páry bez užitku. Proto se, pokud to jde, nahrazují redukčně chladicí stanice hospodárnějšími malými parními turbínami. Takový způsob redukce tlaku se někdy označuje jako točivá redukce. Točivou redukcí lze použít nejen u parních sítí, ale používají se i na plynových sítích, kde se nazývají turboexpandéry.

Škrcení v průřezových průtokoměrech

Venturiho trubice
Tryska
Clona

V případech nestlačitelného proudění (u plynů přibližně do 0,3 Mach) se k měření průtoku potrubím používají průřezová měřidla využívající transformace mezi tlakovou a kinetickou energií při proudění tekutiny zužujícím se průřezem. Mezi taková měřidla patří zejména Venturiho trubice, clony, trysky, viz Obrázek 648. V nejužším místě měřidla bude podle Bernoulliho rovnice kinetická energie vyšší a tlaková energie nižší než před zúžením. Z rozdílu tlakové energie lze tedy vypočítat kinetickou energii proudění a následně rychlost, objemový a hmotnostní průtok. Nevýhodou průřezových měřidel je jejich vyšší tlaková ztráta než stejně dlouhého hladkého potrubí, přičemž tlakové ztráty jsou u clon vyšší než u venturiho trubic, ale mají menší zastavěný prostor.



výpočtu průřezového měřidla je nutné konstantu K upravit podle velikosti Reynoldsova čísla, druhu tekutiny a zúžení [Đađo et al., 2005, s. 57]. Odvození rovnice rychlosti tekutiny v průřezovém měřidle pro ideální proudění kapaliny je uvedeno v Příloze 648.

Kompletní výpočet všech tří hlavních typů proudových měřidel včetně konstrukčního návrhu a výpočtu konstanty měřidla K je uveden v [Jarkovský, 1958]. Výpočet proudění clonou také v [Roček, 2002, s. 239].

Průtoková měřidla musí být zabudována do přímého úseku potrubí s přesně definovanými délkami uklidňujících úseků před a za měřidlem [Đađo et al., 2005].

Průřezové průtokoměry jsou založeny na rozdílu kinetických energií, takže vypočítaná hodnota průměrné rychlosti podle Vzorce 648 je tím přesnější, čím více je rychlostní profil v měřidle podobný turbulentnímu rychlostnímu profilu. Příčinou je rozdíl střední rychlosti proudění vypočítaný z kinetické energie proudu oproti skutečné střední rychlosti, viz kapitola Stanovení střední rychlosti tekutiny v kanále. Při velmi přesných výpočtech, například průřezových měřidel, kdy se stanovuje průměrná rychlost z Bernoulliho rovnice, je nutné poměr těchto rychlostí v daném měřidle změřit při kalibraci [Roček, 2002, s. 78] a výsledek zahrnout do konstant měřidla.

Průtokoměry se škrticí clonou jsou robustní a i při velkých průměrech potrubí relativně levné. Clonou lze měřit průtok většiny čistých tekutin. Clony jsou náchylné na opotřebení, které může být způsobeno abrazivními částicemi unášené tekutinou. To může ovlivnit tlakovou diferenci odpovídající určitému průtoku.

Velice jednoduché je měření průtoku plynu, pro případ kritického proudění (dojde k němu v nejužším místě například u pojistných ventilů). V takovém případě stačí znát průtočný průřez, tlak a hustotu před nejužším průřezem a dopočítat průtok z rovnice pro kritický průtok tryskou.

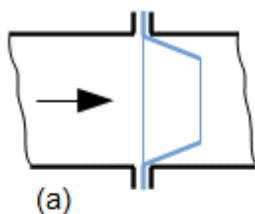
Hydraulické vyvažování potrubí pomocí škrcení

Vyvažovací armatura

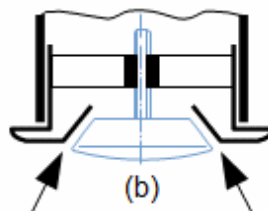
Používá se zvláště u vzduchotechniky. Skutečný tlakový odpor vzduchovodů se ne vždy daří předem určit, proto se již při jeho

stavbě počítá s dodatečným vložením škrťící vložky, viz Obrázek 99a, která například zajistí rovnoměrné proudění vzduchu v několika větvích rozvodu trvale vytvářenou tlakovou ztrátou (na větvi, která má menší odpor než okolní). Případně se na sání vzduchovodu mohou vložit některé z typů sacích ventilů s nastavitelnou tlakovou ztrátou Obrázek 99(b).

99:



(a)



(b)

Škrťící vložka v rozvodu vzduchu k záměrnému vytvoření tlakové ztráty L_p ; (a) škrťící vložka; (b) nasávací ventil vzduchovodu s regulovatelným (na závitu)

průtokem, respektive L_p .

Na potrubních trasách kapalin mohou být vloženy škrťící ventily s nastavitelnou tlakovou ztrátou, tzv. vyvažovací armatury. Používají se především na rozvodech malých průtoků, na kterých je předdimenzován (z různých důvodů) výtlačný tlak čerpadla.

Odkazy

- ARLAZOROV, Michail, 1981, *Konstruktéři*, Naše vojsko, Praha.
- ĎAĎO, Stanislav, BEJČEK, Ludvík, PLATIL, Antonín, 2005, *Měření průtoku a výšky hladiny*, BEN – technická literatura, Praha. ISBN 9788073001568.
- DEJČ, Michail, 1967, *Technická dynamika plynů*, SNTL, Praha.
- DOUBRAVA, Jiří, DYTRT, V., KLIMEŠ, M., MAREK, V., NOVOTNÝ, O., SUCHÁNEK, T., ŠALDA, M., 2006, *Regulační armatury*, LDM, spol. s r.o., Česká Třebová.
- JARKOVSKÝ, Eduard, 1958, *Základy praktického výpočtu clon, dýz a trubic Venturiho*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha.
- KALČÍK, Josef, SÝKORA, Karel, 1973, *Technická termomechanika*, Academia, Praha.
- KRBK, Jaroslav, POLESNÝ, Bohumil, FIEDLER, Jan, 1999, *Strojní zařízení tepelných centrál-Návrh a výpočet*, PC-DIR Real, s.r.o., Brno, ISBN 80-214-1334-4.
- MAREŠ, Radim, ŠIFNER, Oldřich, KADRNOŽKA, Jaroslav, 1999, *Tabulky vlastností vody a páry, podle průmyslové formulace IAPWS-IF97*, VUTIUM, Brno, ISBN 80-2141316-6.
- PFLEIDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig, 2005, *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-22173-5.
- ROČEK, Jaroslav, 2002, *Průmyslové armatury*, INFORMATORIUM, Praha, ISBN 80-7333-000-8.
- ŠKOPEK, Jan, 2007, *Parní turbína-tepelný a pevnostní výpočet*, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, ISBN 978-80-7043-256-3.