



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

OPTIMALIZACE HYDRAULICKÉ ČÁSTI CHLAZENÍ HORKOVZDUŠNÉHO ŠOUPÁTKA

OPTIMIZING OF A HYDRAULIC PART OF A COOLING SYSTEM OF A HOT-AIR SLIDE VALVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JOSEF MELECKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAROSLAV ŠTIGLER, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Josef Melecký

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Optimalizace hydraulické části chlazení horkovzdušného šoupátka

v anglickém jazyce:

Optimizing of a hydraulic part of a cooling system of a hot-air slide valve

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Speciální horkovzdušná šoupátka jsou vybavena chladícími kanály uvnitř tělesa klapky. Tyto kanály musejí být navrženy tak, aby byly snadno vyrobitelné a přitom splňovali požadavky na dostatečné chlazení. Optimalizace hydraulické části by se týkala zamezení odtržení proudu v chladících kanálech a v zajištění rovnoměrných průtoků ve všech kanálech nově navrhovaného systému chlazení.

Cíle diplomové práce:

Numerické modelování a následné posouzení proudění z hlediska vzniku odtržení proudění ve stávajícím chladícím systému tělesa horkovzdušného šoupátka.

Kontrola zajištění dostatečných průtoků, nově navrženým systémem chladících kanálů, na základě numerického modelování proudění. Vyhodnocení výpočtů a případné návrhy úprav tak, aby byly zajištěny dostatečný průtok chladícími kanály.

Seznam odborné literatury:

Internet.

Podklady předané vedoucím diplomové práce.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se věnuje hydraulické optimalizaci horkovzdušného šoupátka. Šoupátko je v provozu vystaveno vysokým teplotám, proto obsahuje aktivní systém chlazení. Doposud používaný chladicí systém je předimenzovaný a neefektivní. Takto byl navrhnout nový systém chlazení, který by měl představovat úsporu v provozních nákladech. V první části práce porovnává oba systémy z hlediska celkové tlakové ztráty. Druhá část práce se věnuje hydraulické optimalizaci nového systému. Výpočty jsou provedeny s využitím CFD modelování.

Abstract

Master's thesis deals with hydraulic optimisation of a hot blast gate valve. The valve must be cooled down, because of very high temperature that is exposed to. The existing cooling system is oversized and ineffective. This gave opportunity to create a brand new system, that would lower operating expenses. The first part of the thesis is dedicated to comparison between both systems from the point of the total pressure loss. The second part of the thesis deals with hydraulic optimisation of the new system. Computations are modelled in CFD.

Klíčová slova

Horkovzdušné šoupátko, hydraulická optimalizace, výpočtové modelování proudění

Key words

Hot blast gate valve, hydraulic optimisation, computational fluid dynamics (CFD)

Bibliografická citace

MELECKÝ, J. *Optimalizace hydraulické části chlazení horkovzdušného šoupátka*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 55 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

Čestné prohlášení

Čestně prohlašuji, že diplomovou práci na téma Optimalizace hydraulické části chlazení horkovzdušného šoupátka jsem vypracoval samostatně pod vedením svého vedoucího diplomové práce s použitím odborné literatury, kterou jsem všechnu citoval v seznamu literatury.

V Brně 29.5.2015

.....

Bc. Josef Melecký

Poděkování

Na tomto místě chci poděkovat především vedoucímu mé práce doc. Ing. Jaroslavu Štiglerovi, Ph.D. za cenné připomínky a komentáře v průběhu tvorby diplomové práce.

Obzvlášť bych chtěl poděkovat mé manželce a rodičům za podporu při studiu.

Obsah

1	Úvod	9
2	Rešerše [1]	10
2.1	Ztráty v potrubním systému	12
2.1.1	Ztráty délkové	12
2.1.2	Ztráty místní - singulární	14
2.2	Zapojení obvodu	15
2.2.1	Sériové zapojení odporů	15
2.2.2	Paralelní zapojení odporů	16
3	Armatura	17
3.1	Technický popis [4]	17
3.2	Chlazení	18
3.2.1	Dosavadní systém chlazení	19
3.2.2	Nový systém chlazení	20
4	Výpočet tlakové ztráty	21
4.1	Příprava sítě	23
4.1.1	Tvorba geometrie	23
4.1.2	Tvorba výpočetní sítě	24
4.1.3	Zadání okrajových podmínek [8]	27
4.2	Nastavení výpočtu	29
4.3	Vyhodnocení výsledků	30
5	Optimalizace	32
5.1	Zaručení rovnoměrnosti průtoku	32
5.1.1	Představení teoretického modelu	32
5.1.2	Výpočet teoretického modelu	34
5.1.3	Stanovení velikosti hrany b	35
5.1.4	Teoretický model s uvažováním vlivu drsnosti	37
5.2	Problematické oblasti	38
5.2.1	Potlačení zpětného proudění při spojení proudu	40
5.2.2	Potlačení víru při rozpojení proudu	41
5.2.3	Vyhodnocení nejlepší varianty	48
6	Závěr	49
	Seznam obrázků	51
	Seznam tabulek	53
	Seznam použité literatury	54
	Seznam příloh	55

1 Úvod

Tekutiny představují pro lidstvo nejzákladnější surovinu. Pitná voda přiváděná k našim domovům, krev kolující v žilách nebo ropa proudící v ropovodech. Všechny jmenované aplikace jsou různorodé, ale jedno mají společné, jsou v pohybu. Doprava těchto tekutin je neméně důležitou součástí. Při pohybu skutečné kapaliny v uzavřeném prostoru vznikají vlivem tření energetické ztráty. Tento fyzikální jev hraje zásadní roli při návrhu stroje – čerpadla, který ztráty pokryje. Snahou v praxi je navrhnout tekutinové systémy s ohledem na co nejnížší energetické ztráty při zaručení požadovaných výstupních parametrů (tlak, průtok). Zůstat šetrný k životnímu prostředí by v dnešní době mělo být devízou každého projektanta. I tato práce tento aspekt zohledňuje.

Zadavatelem diplomové práce je firma ARMATURY Group a.s. Práce se věnuje uzavírací hutní armatuře, která nalézá své uplatnění u ohřívačů vzduchu vysokých pecí. Vlivem přítomnosti vysokých teplot, obsahuje horkovzdušné šoupátko chladicí systém, který má za úkol odvádět nahromaděné teplo a chránit armaturu před trvalou deformací. Dosavadní chladicí systém je dle experimentálního zkoušení v provozu předimenzovaný. Takto vznikl požadavek na nový chladicí systém, který by měl náklady čerpadla systému minimalizovat.

Práce porovnává oba systémy z hlediska celkové tlakové ztráty a vyhodnocuje výhodnější variantu. Těžištěm práce je však hydraulická optimalizace nového konceptu.

2 Rešerše [1]

Tato kapitola obsahuje shrnutí teoretických poznatků vztahujících se k řešenému problému. Teoretické poznatky jsou dále v práci využity k sestavení teoretického modelu výpočtu. Kapitola přibližuje pojmy jako např. režimy proudění, Reynoldsovo číslo, hydraulický průměr nebo součinitel tření.

Režim proudění

Proudění skutečné kapaliny popisuje proudění laminární nebo proudění turbulentní. Při laminárním proudění se částice pohybují po vrstvách ve směru hlavního proudu. Zatímco pro turbulentní proudění je charakteristický přechod částic kapaliny napříč těmito vrstvami – dochází k promíchávání jednotlivých vrstev.

Reynoldsovo číslo

K určení typu proudění kapaliny slouží Reynoldsovo číslo (Re), které je charakterizováno jako podobnostní číslo z poměru síly setrvačné F_s a síly vnitřního tření F_t . Můžeme jej definovat vztahem

$$Re = \frac{F_s}{F_t} = \frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\eta \cdot l \cdot v} = \frac{l \cdot v \cdot \rho}{\eta} = \frac{l \cdot v}{\nu} \quad (1)$$

kde: ρ [kg/m³] – hustota

l [m] – charakteristický rozměr průtočného profilu – hydraulický průměr

v [m/s] – střední rychlost profilu

η [Pa*s] – dynamická viskozita

ν [m²/s] – kinematická viskozita

Kritické Re-číslo

Kritické Re-číslo vyjadřuje ztrátu stability proudění. Ztráta nemusí být docílena pouze zvýšením Re-čísla, vliv na ní mají i okolnosti (např. vibrace). Hranice přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním není exaktně stanovena. V literatuře je hodnota kritického Re-čísla pro vodu při atmosférických podmínkách $Re = 2320$. Hranice se však pohybuje v intervalu od 2100 do 4000. Proudění můžeme považovat za laminární při hodnotách Re nižších než 2100. Obdobně lze říci, že je proudění turbulentní při hodnotách Re vyšších než 4000. Tyto hodnoty platí pro kruhový profil bez uvažování vnějších vlivů, které mohou přechod ovlivnit.

Hydraulický průměr

Tato práce pracuje především s nekruhovým průřezem. Proto se zavádí pojem hydraulický průměr D_h , který je dán poměrem čtyřnásobku vnitřního průřezu protékaného profilu „S“ k obvodu daného průřezu „o“.

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{o} \quad (2)$$

2.1 Ztráty v potrubním systému

V hydraulických potrubních systémech existují dva druhy energetických ztrát. Jednak to jsou ztráty délkové, tak ztráty místní.

2.1.1 Ztráty délkové

Délkové ztráty vznikají třením kapaliny po délce potrubí a jsou vyjádřeny ztrátovou měrnou energií Y_{zt} podle Darcy – Weissbachova vztahu (3).

$$Y_{zt} = \sum_{j=1}^n \left(\zeta_j \cdot \frac{v_j^2}{2} \right) = \sum_{j=1}^n \left(\lambda_j \cdot \frac{L_j}{D_{hj}} \cdot \frac{v_j^2}{2} \right) \quad (3)$$

kde:

Y_{zt} – ztrátová měrná energie

index „j“ – obecný index jednotlivých úseků potrubí o celkovém počtu „n“

ζ_j – ztrátový součinitel tření po délce úseku „j“

L_j – osová délka potrubního úseku číslo „j“

λ_j – součinitel tření po délce úseku „j“

D_{hj} – hydraulický průměr potrubí odpovídající úseku „j“

v_j – střední rychlost kapaliny v potrubí o vztažném průřezu „ S_j “

S Darcy – Weissbachovým vztahem se pracuje zejména v kapitole číslo 5 Optimalizace. Vliv jednotlivých parametrů rovnice na velikost tlakové ztráty, shrnuje Tabulka 1.

Snížení ztráty	Zvýšení ztráty
<ul style="list-style-type: none">- větší hydraulický průměr- kratší osová délka potrubí- nižší hodnota součinitele tření- menší rychlost tekutiny	<ul style="list-style-type: none">- menší hydraulický průměr- delší osová délka potrubí- vyšší hodnota součinitele tření- vyšší rychlost tekutiny

Tabulka 1 – Darcy – Weissbachův vztah

Poslední neznámou Darcy – Weissbachova vztahu, která zůstává neobjasněna, je součinitel tření λ .

Součinitel tření λ [2]

Součinitel tření udává, jak velký odpor proti pohybu kapaliny představuje tření. Nemůžeme jej popsat jedinou rovnicí. Vztahy pro jeho výpočet se pro každý režim proudění liší.

Jak je popsáno v kapitole 2, existuje kritické Reynoldsovo číslo ($Re_k=2300$), které stanovuje hranici mezi prouděním laminárním a turbulentním. U turbulentního proudění však rozlišujeme ještě další 3 režimy.

1. režim turbulentního proudění – v tzv. hydraulicky hladkém potrubí, ve kterém je tření funkcí pouze Re-čísla [$\lambda=f(Re)$]

2. režim turbulentního proudění – v tzv. přechodové oblasti, kdy je tření závislé na Re-čísle a na relativní drsnosti „ k_r “ [$\lambda=f(Re, k_r)$]

3. režim turbulentního proudění – v tzv. hydraulicky drsném potrubí, ve kterém je tření závislé pouze na relativní drsnosti „ k_r “ [$\lambda=f(k_r)$]

Na základě stovek experimentů byly získány diagramy (Nikuradseho, Moodyho), ze kterých je možno odečíst přibližnou hodnotu součinitele tření. Pro analytické řešení tato metoda výpočet prodlužuje, proto vzniklo několik empirických vztahů různých autorů pro různé režimy proudění, které významně šetří výpočetní čas.

a. pro laminární proudění ($Re < Re_k$) platí

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4)$$

b. pro turbulentní proudění ($Re > Re_k$) platí

- 1. režim turbulentního proudění – vztah dle **Konakova**

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re - 1,5)^2} \quad (5)$$

- 2. režim turbulentního proudění – vztah dle **Al'tšula**

$$\lambda = \left[-1,8 \cdot \log \left(\frac{k_r}{10} + \frac{7}{Re} \right) \right]^{-2} \quad (6)$$

- 3. režim turbulentního proudění – vztah dle **Nikuradseho**

$$\lambda = \left[1,14 + 2 \cdot \log \left(\frac{1}{k_r} \right) \right]^{-2} \quad (7)$$

2.1.2 Ztráty místní - singulární

Výpočet místních ztrát vychází rovněž z Darcy-Weissbachova vztahu, přičemž se v rovnici vyskytuje součinitel místních ztrát ζ , který je vztažen k danému prvku - singularitě.

$$Y_{zm} = \sum_{j=1}^m \left(\zeta_j \cdot \frac{v_j^2}{2} \right) \quad (8)$$

kde:

Y_{zm} – ztrátová měrná energie

index „ j “ – obecný index, označující jednotlivé singularity číslo „ i “ o celkovém počtu „ m “

ζ_j – ztrátový součinitel místních ztrát, vztažen k danému prvku „ i “

v_j – střední rychlost kapaliny v potrubí o vztažném průřezu „ S_j “

Přehled místních ztrát

V hydraulických potrubních systémech se objevují následující místní (singulární) ztráty.

a. Elbows			
Regular 90°, flanged	0.3		
Regular 90°, threaded	1.5		
Long radius 90°, flanged	0.2		
Long radius 90°, threaded	0.7		
Long radius 45°, flanged	0.2		
Regular 45°, threaded	0.4		
b. 180° return bends			
180° return bend, flanged	0.2		
180° return bend, threaded	1.5		
c. Tees			
Line flow, flanged	0.2		
Line flow, threaded	0.9		
Branch flow, flanged	1.0		
Branch flow, threaded	2.0		
d. Union, threaded		0.08	
*e. Valves			
Globe, fully open	10		
Angle, fully open	2		
Gate, fully open	0.15		
Gate, 1/4 closed	0.26		
Gate, 1/2 closed	2.1		
Gate, 3/4 closed	17		
Swing check, forward flow	2		
Swing check, backward flow	∞		
Ball valve, fully open	0.05		
Ball valve, 1/2 closed	5.5		
Ball valve, 3/4 closed	210		

*See Fig. 8.36 for typical valve geometry

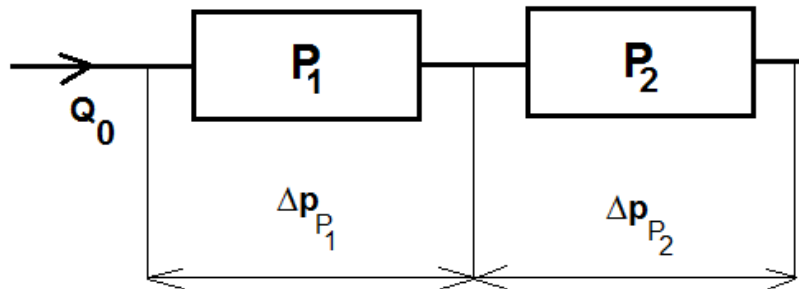
Obrázek 1 – Hodnoty místních ztrát [3]

2.2 Zapojení obvodu

V potrubních systémech rozlišujeme dva základní typy řazení – sériové a paralelní. Nabízí se zde stejná analogie jako u elektrických obvodů.

2.2.1 Sériové zapojení odporů

Odpory (potrubí) jsou řazeny za sebou do série.



Obrázek 2 – Sériové řazení

Pro 2 odpory řazené do série platí rovnice (9 a 10)

$$\Delta p_c = \Delta p_{P_1} + \Delta p_{P_2} \quad (9)$$

$$Q_0 = Q_{P_1} = Q_{P_2} \quad (10)$$

kde:

Δp_c – celková tlaková ztráta

Δp_{P_1} – tlaková ztráta na odporu P1

Δp_{P_2} – tlaková ztráta na odporu P2

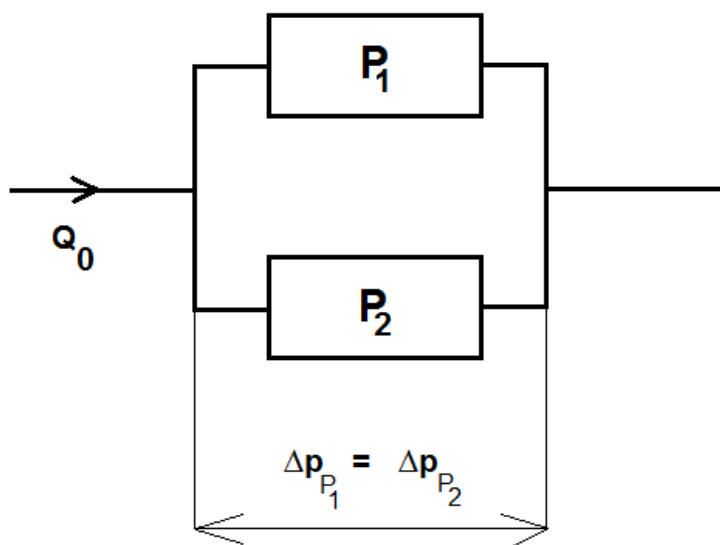
Q_0 – průtok na vstupu

Q_{P_1} – průtok odporem P1

Q_{P_2} – průtok odporem P2

2.2.2 Paralelní zapojení odporů

Odpory jsou řazeny paralelně.



Obrázek 3 – Paralelní řazení

Pro 2 odpory řazené paralelně platí rovnice (11 a 12)

$$\Delta p_c = \Delta p_{P_1} = \Delta p_{P_2} \quad (11)$$

$$Q_0 = Q_{P_1} + Q_{P_2} \quad (12)$$

kde:

Δp_c – celková tlaková ztráta

Δp_{P_1} – tlaková ztráta na odporu P1

Δp_{P_2} – tlaková ztráta na odporu P2

Q_0 – průtok na vstupu

Q_{P_1} – průtok odporem P1

Q_{P_2} – průtok odporem P2

Další část práce je utajená.