

Bibliografická citace

Bc. VRŇATA, František. *Chlazení průtočné části turbokompresoru*. Praha, 2017. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel Novák, CSc.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorských zákonů).

V Praze dne:

Podpis:

Poděkování:

Tímto děkuji panu Doc. Ing. Pavlu Novákovi, CSc. za cenné připomínky, podklady a rady týkající se zpracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat společnosti Howden ČKD Compressors za technické podklady a také členům rodiny a mé přítelkyni za podporu při studiu.

Abstrakt:

Cílem diplomové práce je detailní rozbor chlazení kompresoru pomocí nástřiku vody. První část je pouze teoretická. V této části je vypracována rešerše na téma kompresory, se zaměřením na radiální turbokompresory. Druhá část je praktická. Obsahuje výpočty týkající se tohoto způsobu chlazení. Práce se také zabývá podrobnějším výpočtem chladičů plynu a rozbohem různých variant uspořádání. Poslední kapitola obsahuje volbu a umístění vstřikovacích trysek na experimentálním turbodmychadle Darina. V příloze je přiložena požadovaná výkresová dokumentace.

Klíčová slova:

kompresor, chlazení, plyn

Abstract:

The purpose of this diploma thesis is detailed analysis of compressor cooling by the injection of water. The first part is theoretical and refers to compressors with focus on centrifugal compressors. The second part is practical and contains calculations of the cooling process. The thesis also considers more detailed calculations of gas coolers and analysis of different options of arrangement. The last chapter contains selection and location of injection nozzles on experimental centrifugal blower named Darina. In the attachment there are included required drawings.

Keywords:

compressor, cooling, gas

Obsah:

1. Úvod.....	7
2. Turbokompresory obecně	8
2.1. Typy rychlostních kompresorů	9
2.1.1. Radiální turbokompresory	9
2.1.2. Axiální turbokompresory	10
2.2. Teorie radiálního stupně.....	11
2.2.1. Princip práce	11
2.2.2. Rychlostní trojúhelníky [2].....	12
2.2.3. Eulerova rovnice	13
2.2.4. Bezrozměrné veličiny [3].....	14
2.2.5. Izoentropická účinnost.....	16
2.2.6. Reynoldsovo a Machovo číslo [2]	16
2.3. Charakteristika turbokompresorů [1]	18
2.4. Regulace turbokompresorů	19
2.4.1. Regulace změnou otáček	20
2.4.2. Regulace změnami v průtočné části.....	20
2.4.3. Regulace škrcením v sání	20
2.4.4. Regulace přepouštěním z výtlačku do sání.....	21
2.5. Chlazení turbokompresorů	21
2.5.1. Vnitřní chlazení [2].....	23
2.5.2. Vnější chlazení [2].....	25
2.5.3. Chlazení vstřikováním kapaliny [2].....	27
3. Vstřík kapalné fáze do plynného média.....	29
3.1. Vlhký vzduch [1].....	29
3.1.1. Základní pojmy	29
3.1.2. Tlakový rosný bod	30
3.2. Adiabatické vlhčení vzduchu [5]	31
3.3. Chladicí věže [7]	32
3.4. Chlazení nástríkem kapaliny – Elliott Group [6]	34
4. Výpočtová část.....	35
4.1. Termodynamický návrh	35
4.2. Postup výpočtu:.....	38

4.3.	Numerický výpočet	42
4.4.	Suchý plyn, relativní vlhkost v sání $\varphi = 0\%$	43
4.4.1.	Vlhký plyn, relativní vlhkost v sání $\varphi = 100\%$	47
4.4.2.	Závislost průtoku chladicí vody na relativní vlhkosti nasávaného plynu a na průtoku suchého plynu	51
4.4.3.	Závislost maximálního ochlazení plynu ΔT na relativní vlhkosti nasávaného plynu	53
5.	Chladiče plynu	54
5.1.	Aplikace výpočtu na jednostupňové dmychadlo	55
5.1.1.	a) chlazení bez nástřiku kapaliny, suchý plyn	55
5.1.2.	b) chlazení bez nástřiku kapaliny, vlhký plyn $\varphi=100\%$	56
5.1.3.	c) chlazení nástřikem kapaliny, vlhký plyn, dochlazovač	57
5.2.	Aplikace výpočtu na reálný vícestupňový kompresor	59
5.2.1.	Chlazení bez nástřiku vody	60
5.2.2.	Chlazení nástřikem vody	62
5.2.3.	Zhodnocení výpočtů	64
6.	Konstrukční část	65
6.1.	Vstřikovací trysky	66
6.1.1.	Mlžící trysky [10]	67
	• Suchá mlha	67
	• Mokrá mlha	67
	• Mlžení	67
	• Axiální vír	67
	○ Malý otvor trysky	68
	○ Rozrácením o trn	68
6.1.2.	Zvolený typ trysek – typ PJ [10]	69
7.	Závěr	71
8.	Seznamy	72
9.	Použité značky a symboly	74
10.	Seznam použité literatury a ostatní zdroje	77

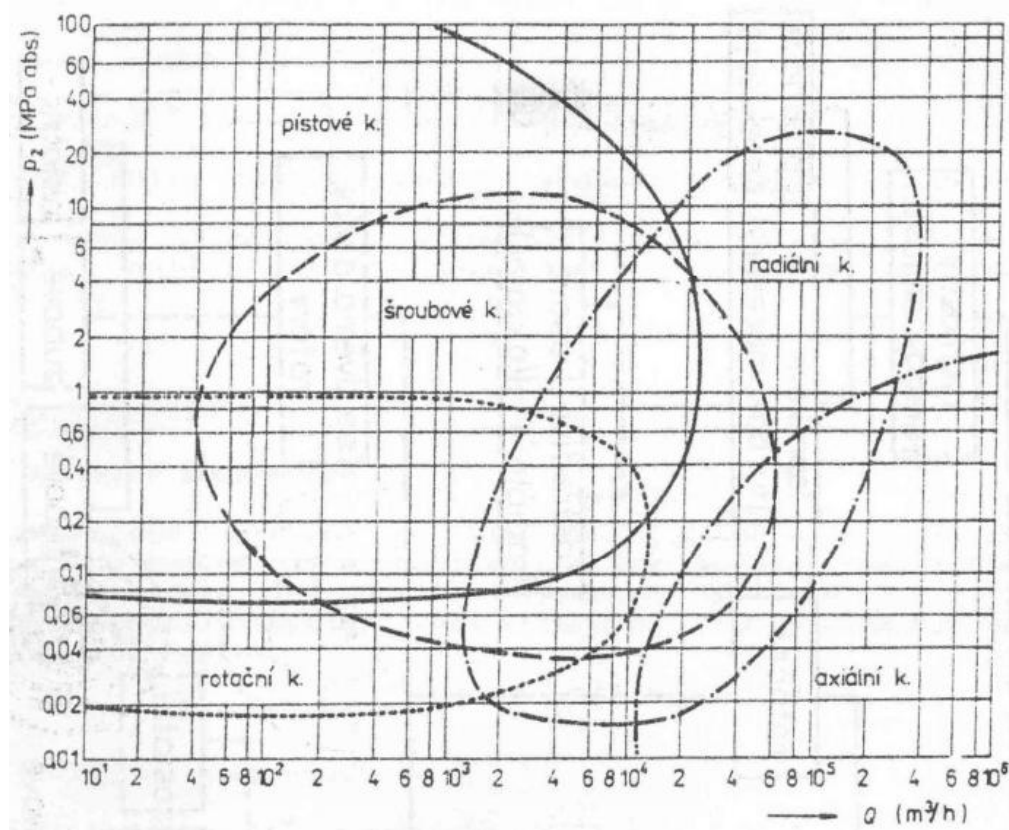
1. Úvod

Turbokompresory mají nezastupitelnou roli v oboru stlačování plynů. Tato práce je zaměřena přednostně na radiální turbokompresory. Nutnost jejich využití je hlavně v případě, kdy je v průmyslové praxi potřebné velké dodávané množství stlačovaného plynu a jiné typy kompresorů jako např. šroubový kompresor, již nejsou schopny ekonomicky těmto požadavkům vyhovět. Velmi často se jedná o velká průmyslová soustrojí, která jsou samozřejmě vysoce investičně náročná a také je snahou co nejvíc snížit energetickou náročnost provozu. Nejideálnějším způsobem stlačování plynů by byla izotermická komprese, té však nelze reálně dosáhnout. Možností jak se jí aspoň co nejvíce přiblížit je pokusit se chladit pracovní plyn již při procesu stlačování a nikoliv až po něm v klasických vodních, či vzduchových mezichladičích a dochlazovačích plynu. Tento způsob chlazení je možné provozovat za pomoci vstřikování chladicí kapaliny do vhodného prostoru v průtočné části radiálního kompresoru. K ochlazování plynu pak dochází pomocí fyzikálního jevu vypařování.

První část je věnována stručné rešerši radiálních kompresorů, principu radiálního stupně, pracovní charakteristice, regulaci a různým způsobům chlazení těchto strojů. Následující kapitola je již věnována, s ohledem na téma diplomové práce, vlhkosti plynu a problematice nástřiku chladicí kapaliny. Praktická část diplomové práce je věnována termodynamickému řešení chlazení plynu. Cílem je určit potřebné množství chladicí kapaliny, kterou je daný systém schopný pojmout, tak aby nedošlo k nasycení pracovního plynu. K diplomové práci bude také přiložena zjednodušená výkresová dokumentace, která znázorní možné technické řešení umístění vstřikovacích trysek na experimentálním radiálním turbodmychadle s interním označením společnosti HCKD „Darina“.

2. Turbokompresory obecně

Základní rozdělení kompresorů je na stroje objemové a na stroje rychlostní. První typ kompresorů pracuje na objemovém principu, stlačení se dosahuje nasátím plynu do prostoru, který je pak uzavřen a zmenšován. Mezi nejčastější typy objemových kompresorů patří pístové, šroubové a rotační kompresory. Tato práce je zaměřena na druhou skupinu a to na stroje rychlostní. Kompresory, které pracují na tomto principu, se dále dělí na turbokompresory a na proudové kompresory neboli ejektory. V případě turbokompresorů je nasátý plyn urychlován v oběžném kole a jeho kinetická energie je zde z části transformována na energii tlakovou. Následně dochází v difuzoru ke zpomalení plynu a dotlačení na požadovanou tlakovou mez. Turbokompresory mohou být radiální a axiální.



Obrázek 1: Pracovní oblasti hlavních typů kompresorů [1]

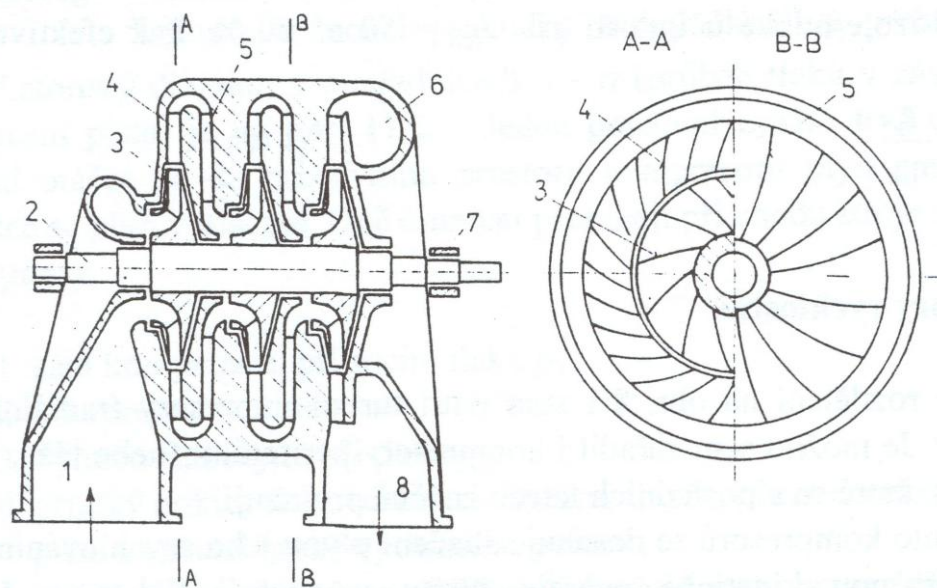
Na obrázku 1 je vidět v jakých výkonnostních a tlakových mezích se pohybují jednotlivé typy kompresorů. V kategorii objemových kompresorů, v oblasti malých strojů, začínají šroubové kompresory pomalu vytlačovat pístové, ale v oblasti velkých zařízení mají pístové kompresory i v dnešní době vysoké uplatnění. Pístové kompresory sice nejsou schopny

dosahovat tak vysokých výkonností jako rychlostní, maximální výkonnosti se pohybují v řádech jednotek tisíc m^3/h , ale jsou schopny dosáhnout vysokého stlačení a tudíž se velmi často používají jako vysokotlaké kompresory. Šroubové kompresory jsou vhodné pro dosažení vyšších výkonností, přibližně do $4\,000\ \text{m}^3/\text{h}$ a nacházejí využití ve středních a velkých provozech. U rychlostních kompresorů se jedná o zařízení, která jsou schopna dosahovat výkonností až stovek tisíc m^3/h . Využití nacházejí převážně ve velkých provozech a mají velmi vysokou životnost a spolehlivost. Nevýhodou však jsou vysoký hluk, vysoké otáčky a vysoké investiční náklady.

2.1. Typy rychlostních kompresorů

2.1.1. Radiální turbokompresory

Radiální turbokompresory se skládají ze sacího hrdla, oběžného kola, difuzoru, výstupní spirálové skříně a výtlačného hrdla. V případě, že se jedná o víceúrovňový stroj, pro napojení mezi jednotlivými stupni se používají vratné kanály. U tohoto typu jsou potřebné vysoké otáčky oběžných kol (v rozmezí od $5\,000$ až $60\,000\ \text{1/min}$), tudíž je ve většině případů nutná převodová skříň. Ve výjimečných případech se u jednostupňových dmychadel malých rozměrů může dosáhnout až $80\,000\ \text{1/min}$. Dynamický způsob stlačování vyžaduje vysoce kvalitní materiál oběžných kol a pro dosažení vyšších tlaků je nutné zařadit za sebe více stupňů. Stlačení v jednom stupni se pohybuje v rozmezí $1,2$ až $2,5$.



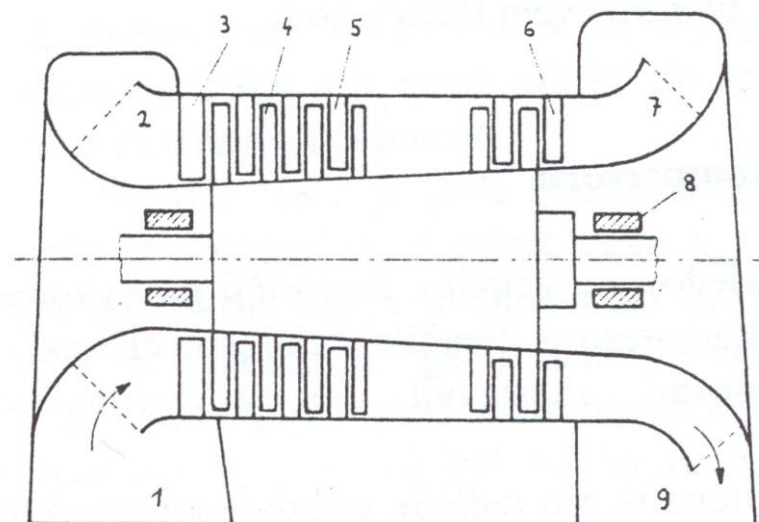
Obrázek 2: Řez radiálním turbokompresorem (1- sací hrdlo, 2- hřídel, 3- oběžné kolo, 4- difuzor, 5- vratný kanál, 6- výstupní skříň, 7- kluzné ložisko, 8- výtlačné hrdlo) [1]

U radiálního turbokompresoru proudí nasávaný plyn do oběžného kola ve směru přibližně axiálním a v oběžném kole změni směr na radiální. Obvodová rychlost kola je podle kritické rychlosti plynu a dovoleného namáhání kola odstředivou silou v mezích 115 až 380 m/s, u leteckých turbokompresorů 350 až 450 m/s. Při vysoké obvodové rychlosti kola působí na plyn odstředivá síla, která vyvolá jeho částečné stlačení. Po výstupu z oběžného kola následuje zpomalení plynu v difuzoru s výsledným zvýšením tlaku. Výkonnost těchto strojů se pohybuje od 1000 až do 300 000 m³/h.

Mezi nejčastější provozní využití radiálních turbokompresorů patří chemický průmysl (výroba kyslíku, kyseliny dusičné, rafinace ropy atd.), dálková doprava zemního plynu, plynárenství, stlačování chladiv, hutnictví (dmýchání vzduchu do vysokých pecí) a v případě velké potřeby stlačeného vzduchu jako pohon pro pneumatické stroje a nástroje ve velkých průmyslových podnicích.

2.1.2. Axiální turbokompresory

U axiálního turbokompresoru je pracovní plyn nasáván sacím hrdlem do sací komory, následně je usměřován předřazenými statorovými lopatkami, urychlován oběžnými lopatkami jednotlivých kol a nakonec se v převáděcích lopatkách zvýší jeho tlak. Za posledním stupněm je zařazen difuzor a z něho stlačený plyn proudí do výtlačného hrdla. U těchto typů kompresorů se plyn během komprese nechladí, jelikož odvedení plynu z průtočné části do mezichladiče je velmi obtížné.



Obrázek 3: Řez axiálním turbokompresorem (1- sací hrdlo, 2- sací komora, 3- stator, 4- oběžné lopatky, 5- převáděcí lopatky, 6 a 7- difuzor, 8- kluzné ložisko, 9- výtlačné hrdlo) [1]

Axiální turbokompresory se vyrábějí pro výtlačné tlaky až 1,4 MPa a výkonnosti od 30 000 do 1 000 000 m³/h. Obvodová rychlost oběžných lopatek se volí až 260 m/s, což odpovídá otáčkám 3 000 až 20 000 1/min. U axiálních turbokompresorů se v jednom stupni dosahuje nižšího stlačení (asi 1,1).

Axiální turbokompresory jsou nejčastěji používány v leteckém, hutnickém a chemickém průmyslu a také na stlačování vzduchu pro spalovací turbíny.

2.2. Teorie radiálního stupně

2.2.1. Princip práce

Jak již bylo zmíněno v 2.1.1, pracovní částí radiálního stupně, je oběžné kolo s oběžnými lopatkami a difuzor. Během rotačním pohybu oběžného kola dochází, za pomoci lopatek, k působení odstředivé síly na pracovní látku. Působením této síly se plyn trvale pohybuje od vnitřního k vnějšímu okraji oběžného kola a na jeho vstupu je stále přísáváno další množství plynu. V oběžném kole se tedy plynu předává mechanická energie přiváděná hřídelem od hnacího stroje. Přírůstek energie plynu se projeví zvýšením tepelné a kinetické energie v oběžném kole. Na výstupu z oběžného kola má plyn nejen vyšší teplotu, ale i vyšší tlak a rychlost než na vstupu.

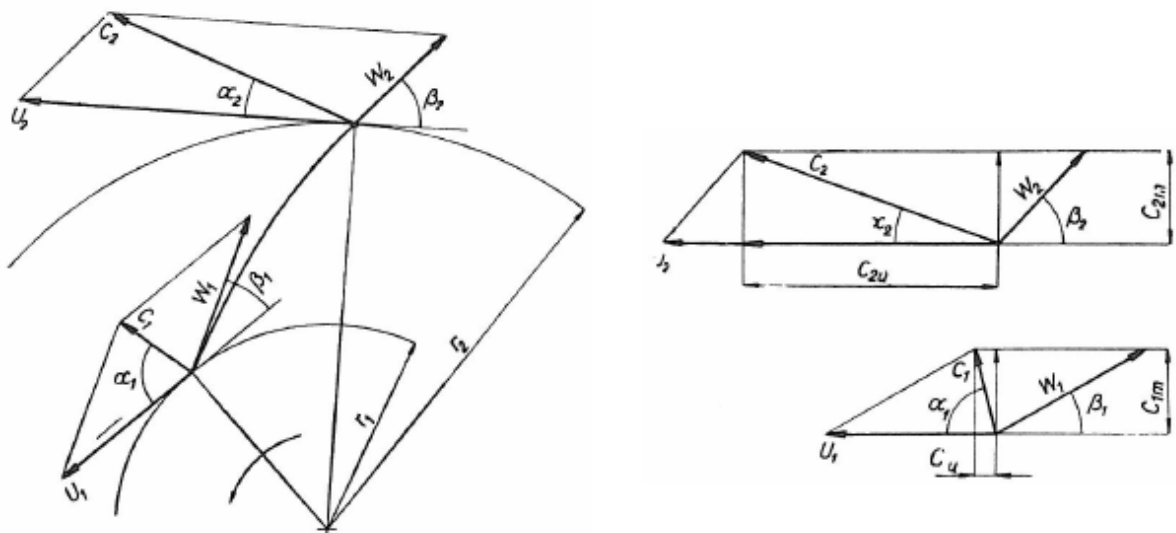


Obrázek 4: Polotovár oběžného kola [3]

Z oběžného kola vstupuje plyn do difuzoru, ve kterém se postupně zvyšuje průtočná plocha. Podle rovnice kontinuity se tedy snižuje rychlost proudění a podle Bernoulliho rovnice se mění v difuzoru kinetická energie v tlakovou. V difuzoru někdy bývá plyn usměrňován difuzorovými lopatkami. U jednostupňových kompresorů bývá za difuzor zařazena výtlačná spirála nebo výtlačná komora, kterou se plyn odvádí do výtlačku. U vícestupňových strojů je plyn převáděn do dalšího stupně vratnými kanály. K usměrnění plynu do radiálního směru jsou ve vratných kanálech také lopatky.

2.2.2. Rychlostní trojúhelníky [2]

Na vstupu do lopatek oběžného kola, na poloměru r_1 , proudí vzdušina do kola absolutní rychlostí c_1 . Oběžné kolo se na tomto poloměru otáčí obvodovou rychlostí u_1 . Vzhledem k oběžnému kolu proudí plyn relativní rychlostí w_1 . Směr a velikost relativní rychlosti w_1 jsou dány rozdílem vektorů absolutní rychlosti c_1 a unášivé obvodové rychlosti u_1 . Aby se dosáhlo bezrázového vstupu plynu do oběžného kola, musí být lopatky na vstupu skloněny k tečně kružnice o poloměru r_1 pod úhlem β_1 , který je totožný se sklonem relativní rychlosti w_1 . Pokud bude teoreticky uvažován nekonečný počet kanálů, tvořen nekonečným počtem lopatek o nulové tloušťce, bude průběh proudnic v oběžném kole totožný s tvarem lopatky. Plyn pak bude vystupovat z oběžného kola relativní rychlostí w_2 pod úhlem β_2 , který je totožný se sklonem oběžné lopatky na výstupu.

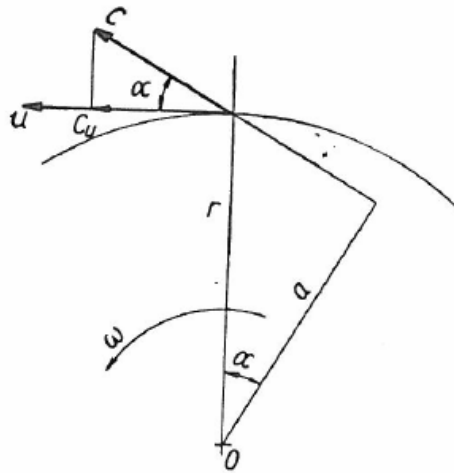


Obrázek 5: Rychlostní trojúhelníky [2]

2.2.3. Eulerova rovnice

Eulerova rovnice popisuje silové působení proudící tekutiny na průtočný kanál. Pokud dochází ke změně rychlosti tekutiny, a to jak velikosti nebo směru, působí tato tekutina na průtočný kanál silou F . Tato síla je rovná změně hybnosti proudící tekutiny dle rovnice

$$F = \frac{d(mc)}{dt}, \quad (1.1.)$$



Obrázek 6: Moment hybnosti částice v oběžném kole [2]

Při průchodu tekutiny oběžným kolem působí tato tekutina na oběžné kolo momentem, který se rovná rozdílu momentů hybnosti vstupující a vystupující tekutiny. Pro zachování rovnováhy mezi vnitřními a vnějšími silami je nutné na kolo působit opačným momentem stejné velikosti. Na obrázku 6 je naznačen moment hybnosti částice tekutiny protékající oběžným kolem, viz vztah 1.2,

$$M_r = G c a = G c r \cos \alpha, \quad (1.2.)$$

výraz $(c \cdot \cos \alpha)$ lze nahradit obvodovou složkou rychlosti c_u ,

$$c_u = c \cos \alpha. \quad (1.3.)$$

Moment, kterým je pak potřeba působit na kolo, je dán vztahem.

$$M = G(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}). \quad (1.4.)$$

Hodnoty označené indexem 1 se vztahují na vstup do kola a hodnoty označené indexem 2 na výstup z kola. Vynásobením momentu úhlovou rychlostí ω se získá vztah pro příkon P , který je nutno přivádět oběžnému kolu.

$$P = M\omega = G(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}). \quad (1.5.)$$

2.2.4. Bezrozměrné veličiny [3]

Při návrhu kompresoru pracujeme s několika bezrozměrnými veličinami, které popisují a zobecňují vlastnosti kompresoru. Jsou to:

Průtokový součinitel vztažený na výstup z oběžného kola,

$$\varphi_2 = \frac{Q_2}{F_2 u_2} = \frac{Q_2}{\pi \mu b_2 D_2 u_2}, \quad (1.6.)$$

kde Q_2 je objemový průtok vztažený na stav za oběžným kolem, F_2 je skutečná výstupní plocha oběžného kola, b_2 je skutečná výstupní šířka z oběžného kola, D_2 je vnější průměr oběžného kola, u_2 je obvodová rychlost oběžného kola a μ je součinitel kontrakce,

$$\mu = 1 - \frac{z_2 F_1}{\pi D_2 b_2 \sin \beta_2} \quad (1.7.)$$

kde F_1 je plocha kolmého průřezu lopatkou a z_2 je počet lopatek oběžného kola.

Průtokový součinitel vztažený na vstup do oběžného kola,

$$\varphi_o = \frac{4 Q_o}{\pi D_2^2 u_2} \quad (1.8.)$$

Izoentropické tlakové číslo,

$$\chi_s = \frac{\Delta H_s}{u_2^2} \quad (1.9.)$$

kde $\Delta H_s = f(p_1, T_1, p_2)$ je izoentropický nárůst v celém stupni

$$\Delta H_s = \frac{k_s}{k_s - 1} p_i v_i \left(\left(\frac{p_d}{p_i} \right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}} - 1 \right) = \frac{k_s}{k_s - 1} z_i R T_i \left(\left(\frac{p_d}{p_i} \right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}} - 1 \right) \quad (1.10.)$$

a $zR = z.R(p_i, T_i)$

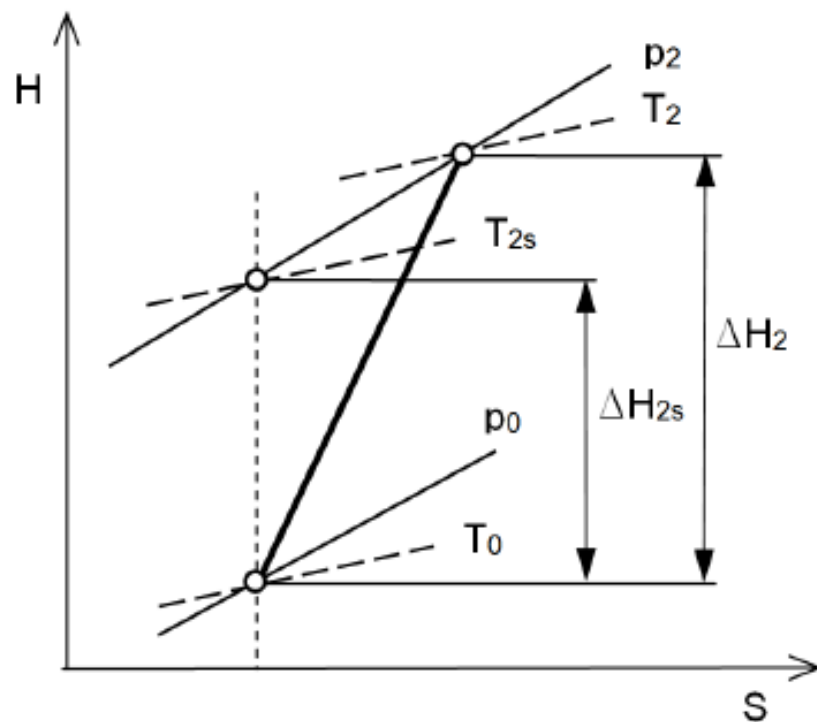
$$k_s = k_s \left(\frac{p_i + p_d}{2}; \frac{T_i + T_d}{2} \right). \quad (1.11.)$$

Izoentropický nárůst entalpie ve stupni lze také vypočítat pomocí přesnějších metod, které vycházejí přímo z definice izoentropického děje.

Příkonový součinitel

$$\sigma_2 = \frac{\Delta H}{u_2^2}. \quad (1.12.)$$

kde $\Delta H = H_2 - H_1$ je nárůst entalpie v celém stupni (obrázek 7.)

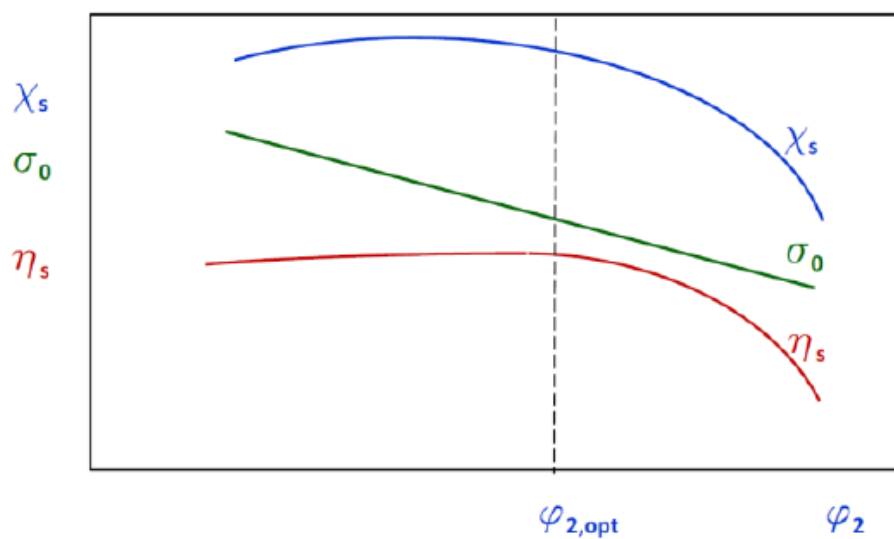


Obrázek 7: Komprese v H-s diagramu (index 0- stav na sání, index 2 - stav na výtlaku) [3]

2.2.5. Izoentropická účinnost

Izoentropická účinnost zahrnuje veškeré ztráty vznikající v uvažovaném stupni radiálního kompresoru. Pro posouzení celého kompresoru je nutno k těmto ztrátám připočítat ztráty vnější netěsností a ztráty mechanické. Pro znázornění charakteristik bezrozměrných veličin je pro nás dostačující si definovat pouze izoentropickou účinnost.

$$\eta_s = \frac{\chi_s}{\sigma_2}, \quad (1.13.)$$



Obrázek 8: Bezrozměrné charakteristiky [3]

2.2.6. Reynoldsovo a Machovo číslo [2]

Důležitým kritériem proudění vazkých tekutin je Reynoldsovo číslo,

$$R_E = \frac{c l}{\nu} \quad (1.14.)$$

kde c je střední rychlost proudu [m/s],

l – charakteristický rozměr [m],

ν – kinematická viskozita [m²/s].

Charakteristický rozměr může být průměr potrubí, průměr oběžného kola atd. U turbokompresorů se používá srovnávacího Reynoldsova čísla

$$R_E = \frac{u_2 D_2}{\nu}, \quad (1.15.)$$

kde u_2 [m/s] je obvodová rychlost oběžného kola a D_2 [m] jeho vnější průměr. Vztah mezi kinematickou viskozitou ν [m²/s] a dynamickou viskozitou μ [kg.s/m²] je dán rovnicí:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad (1.16.)$$

Machovo číslo M je poměr rychlosti proudu látky c k rychlosti zvuku a v této látce:

$$M = \frac{c}{a}. \quad (1.17.)$$

Rychlost zvuku [m/s] je dána vztahem:

$$a = \sqrt{\kappa R T}. \quad (1.18.)$$

Účinnost komprese v turbokompresoru závisí kromě jiných činitelů také na velikosti Reynoldsova a Machova čísla. Při malých číslech Re , tj. při malých rychlostech proudění, klesají ztráty se zvyšováním Reynoldsova čísla. Tato závislost platí až po určité mezní hodnotu Re_{mez} . Při dalším zvyšování Reynoldsova čísla nemá již jeho velikost vliv na účinnost komprese. Hodnota Re_{mez} závisí na konstrukčních parametrech stupně.

Při malých hodnotách Machova čísla nemá jeho velikost téměř vliv na účinnost komprese. Blíží-li se Machovo číslo hodnotě 1, tj. blíží-li se rychlost proudění rychlosti zvuku v proudícím plynu (ve skutečnosti rychlost plynu nikdy nedosáhne $M = 1$), zvyšují se značně ztráty – někdy až na několiknásobek a účinnost komprese značně klesá. Pro velikost ztrát je rozhodující největší místní Machovo číslo v kterémkoliv bodě průtočné části.

Pro stupně se stejnou geometrií charakterizuje proudění tzv. porovnávací číslo M_{2u} , které je dáno poměrem obvodové rychlosti oběžného kola u_2 k rychlosti zvuku v sání a_s

$$M_{2u} = \frac{u_2}{a_s}. \quad (1.19.)$$

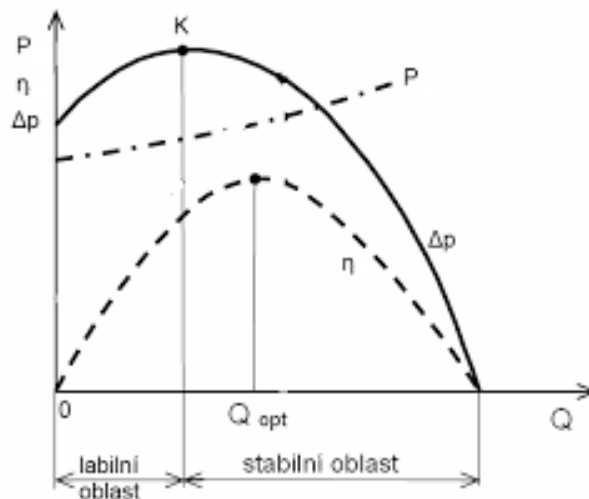
a pohybuje se v reálných aplikacích v rozmezí 0,3 až 1,1, přičemž hodnota 1,1 neznámá, že se jedná o nadzvukovou rychlost.

2.3. Charakteristika turbokompresorů [1]

Diagram závislosti sledované veličiny, nejčastěji na výkonnosti Q , se nazývá charakteristikou turbokompresoru. Nejdůležitější jsou charakteristiky tlaková, příkonová a účinnostní. Sestavují se z vyhodnocených experimentálních údajů. Na obrázku 9. jsou znázorněny tyto charakteristiky pro radiální turbokompresor. Tlaková charakteristika, $p = f(Q)$, má u radiálního kompresoru maximum v kritickém bodě K na pumpovní hranici, který ji rozděljuje na větev stabilní a na větev labilní. Provoz ve stabilní části se vyznačuje schopností stroje přizpůsobit se kolísající spotřebě. V labilní oblasti tato schopnost chybí.

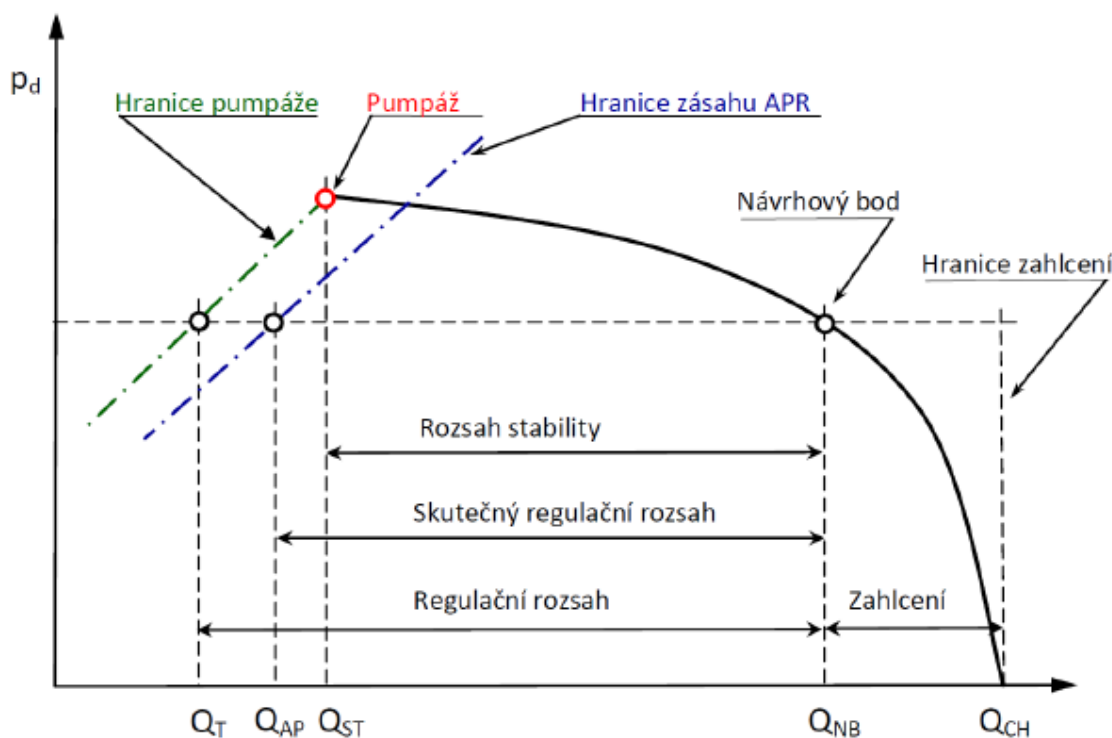
Účinnostní charakteristika $\eta = f(Q)$: její maximum má ležet ve stabilní oblasti.

Příkonová charakteristika, $P = f(Q)$, jak je zřejmé, roste se zvyšující se výkonností.



Obrázek 9: Charakteristika radiálního turbokompresoru [1]

Na obrázku 10. je znázorněna stabilní oblast reálné charakteristiky radiálního turbokompresoru a její významné body.



Obrázek 10: Významné body na charakteristice [3]

2.4. Regulace turbokompresorů

Jak již bylo řečeno v 2.3, turbokompresor musí pracovat ve stabilní oblasti charakteristiky a nikdy se nesmí dostat přes kritický bod K (viz. obrázek 9.) do labilní oblasti, tedy přes pumpovní hranici.

Je tedy důležité definovat, co přesně znamená, když se kompresor dostane blízko k pumpovní hranici a nastane antipumpážní regulace. Tento jev hrozí v případě, že dochází ke stálému snižování průtoku kompresorem. V bodě K na pumpovní mezi dojde k takovému zmenšení objemu plynu ve stupních, že odstředivé síly jsou překonány přetlakem v síti a nastává zpětné proudění do sání kompresoru. Tím poklesne tlak na výstupu z kompresoru, průtočný objem v kompresoru vzroste a děj se opakuje – kompresor „pumpuje“. Neupraví-li se provoz kompresoru, vyvolávají pulsace zvýšené namáhání rotoru i některých částí statoru a může dojít k porušení stroje. Aby nedošlo k „pumpování“ musí již před touto hranicí zasáhnout antipumpážní regulace APR. Dle nastavení hranice pro antipumpážní regulaci (bývá 4 až 10% předtím než dojde k pumpáži – viz. obrázek 10) je vyslán impuls do přepouštěcího ventilu, který začne přepouštět plyn z výtlačku do sání, nebo u vzduchu do atmosféry, a tím zabrání tomu, aby stroj přešel do pumpáže.

Tato charakteristika ale v některých případech neodpovídá svým tvarem ani svým rozsahem potřebám provozu, ve kterém reálný turbokompresor pracuje. Potom je nutné měnit tuto charakteristiku během provozu tak, aby odpovídala okamžitým potřebám technologického okruhu, ve kterém turbokompresor pracuje. Charakteristika je měněna za pomoci regulace. Regulace může probíhat několika způsoby, nejčastěji: změnou počtu otáček stroje, změnami v průtočné části stroje, škrcením v sání pomocí regulačního orgánu a přepouštěním z výtlačku do sání.

2.4.1. Regulace změnou otáček

Regulace změnou otáček je nejekonomičtější způsob regulace. Používá se jí proto vždy, je-li turbokompresor poháněn strojem, u kterého je možno regulovat otáčky, jako je tomu např. při pohonu parní nebo spalovací turbínou. Při zvýšení tlaku ve výtlačném řadu turbokompresoru snímač pošle impuls do regulátoru, který ovládne regulační klapku tak, že se přiškrtní přívod páry do turbíny a otáčky klesnou. Přibližné přepočty jednotlivých bodů charakteristiky na změněné otáčky lze provést podle těchto vztahů:

$$\frac{Q_1}{Q_2} \approx \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{\log \varepsilon_1}{\log \varepsilon_2} \approx \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{P_1}{P_2} \approx \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3; \quad (1.20.)$$

2.4.2. Regulace změnami v průtočné části

Z tohoto způsobu regulace se nejčastěji používá natáčení lopatek v sání a natáčení difuzorových lopatek. Z Eulerovy rovnice vyplývá, že stlačení se bude měnit, bude-li se měnit velikost obvodové složky absolutní rychlosti na vstupu do kola. Otáčky bývají většinou konstantní. Tato regulace je sice hospodárná, ale poměrně složitá.

2.4.3. Regulace škrcením v sání

Nejběžnější regulace turbokompresoru poháněného elektromotorem při konstantních otáčkách je regulace škrcením v sání. Zvýšení výtlačného tlaku za kompresorem se pomocí snímače přenáší do regulátoru, který přivírá regulační klapku v sání. Tlak v sacím potrubí před regulačním škrticím orgánem se přitom nijak neovlivní. Největší výhodou této regulace je jednoduché zařízení.

2.4.4. Regulace přepouštěním z výtlačku do sání

Při překročení nastavené hodnoty výtlačného tlaku přepouští regulátor přes škrtkící orgán část vzduchu z výtlačku do sání, nebo (u regulace odfukem) se tento vzduch vypouští do atmosféry. V tomto případě je vyšší spotřeba energie než při regulaci 2.4.3, a proto se tento způsob regulace ve stabilní oblasti nepoužívá. Zařízení je sice jednoduché, ale regulace je neekonomická a provoz nadměrně hlučný.

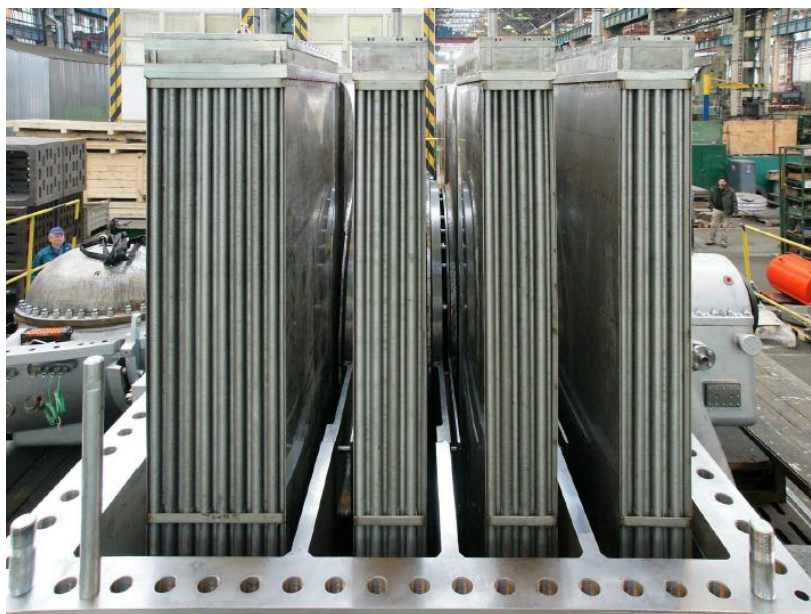
2.5. Chlazení turbokompresorů

Hlavním úkolem chlazení je snížit střední teplotu plynu po kompresi. Snížením této teploty se dosáhne snížení kompresní práce a tím pádem snížení potřebného příkonu kompresoru. Dalším důvodem snižování teploty plynu jsou vlastnosti použitých materiálů. V HCKD se za maximální přípustnou teplotu po kompresi považuje 200°C. Za této teploty by již mohlo dojít k poškození některých součástí vlivem nadměrného ohřátí. Nevýhodou chlazení je vznik přídavných ztrát spojený s poklesem účinnosti a také to, že použitím chladičů se zvětšuje váha a složitost stroje, takže výrobní cena v porovnání se strojem nechlazeným bývá o 20 až 30% vyšší.

Jako chladicí médium se používá voda nebo vzduch. Způsob chlazení určuje zákazník. Použití chladicí vody vyžaduje obvykle vybudování systému chlazení a dodávky chladicí vody. Jsou dvě možnosti uspořádání, buď je v trubkách chladiče voda, nebo ochlazovaný plyn. Voda v trubkách se používá v případě, kdy není zaručena čistota chladicí vody, plyn je čistý a jeho tlak dosahuje maximálně 5 MPa_A. Naopak plyn v trubce se použije v případě, že je zaručena čistota chladicí vody nebo tlak plynu je vysoký. Konstrukční provedení vodních chladičů bývá kotlové (horizontální, vertikální), deskové, nebo speciální uspořádání s uložením chladičů v tělese kompresoru.



Obrázek 11: Horizontální, vodní chladič plynu, plyn v trubkách [4]



Obrázek 12: Chladiče umístěné v tělese kompresoru [4]

Vzduchové chladiče se často umísťují mimo strojovnu a bývají rozměrnější než vodní. Z toho vyplývají větší tlakové ztráty. U vzduchových chladičů se vždy v trubkách nachází ochlazovaný plyn. Tyto chladiče se dělají chlazené venkovním vzduchem (nuceně či přirozeně).



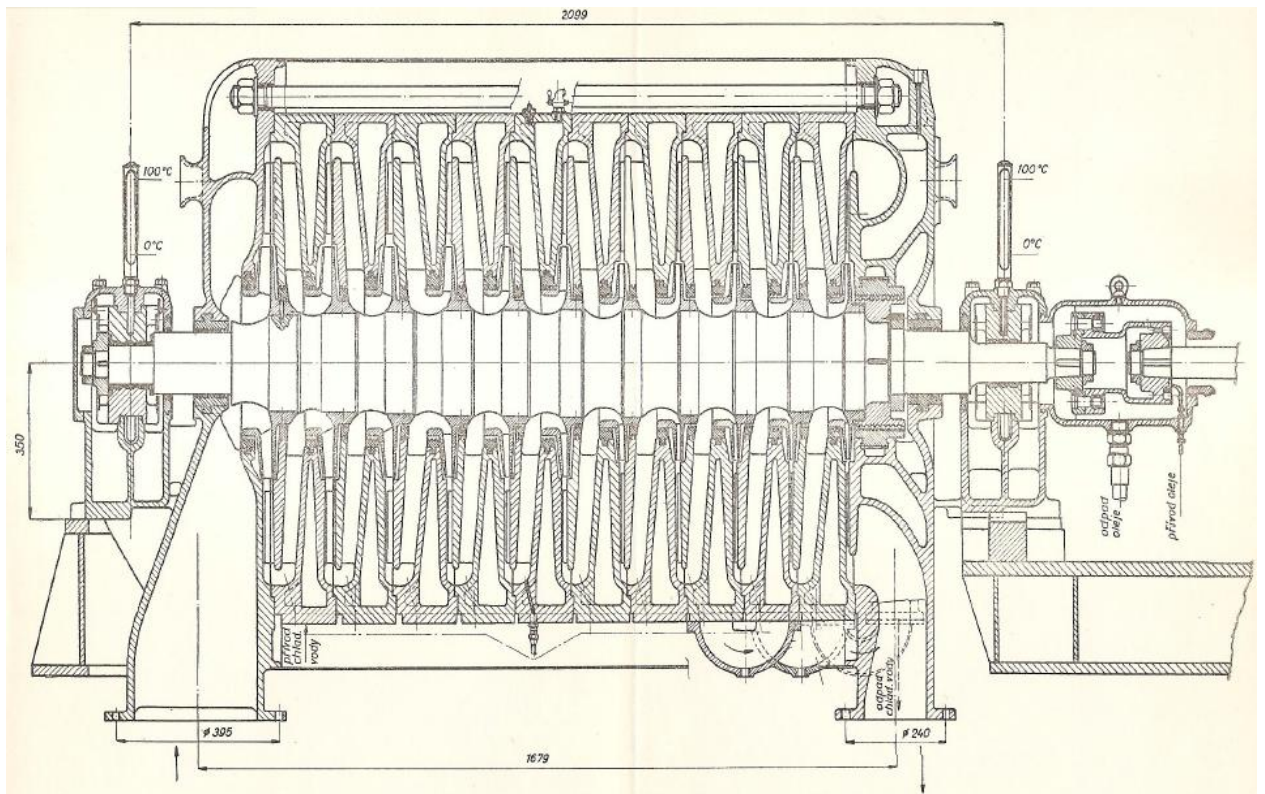
Obrázek 13: Vzduchový chladič, nucené chlazení ventilátory [4]

V podstatě jsou možné tři způsoby chlazení: chlazení vnitřní, chlazení vnější a chlazení vstřikováním kapaliny do stlačeného plynu, případně kombinace těchto způsobů.

Případ, kdy se chladiče nachází uvnitř tělesa kompresoru (např. obrázek 12) je také označován jako vnitřní chlazení. Při vnitřním chlazení se odvádí plynu teplo, když proudí difuzorem a vratnými kanály, kdežto při vnějším chlazení se teplo odvádí v mezichladičích, které jsou umístěny mezi některými stupni. Při chlazení vstřikováním se plyn ochlazuje výparným teplem vstřikované kapaliny. Zmenšení kompresní práce však závisí nejen na způsobu a intenzitě chlazení, ale i na dalších činitelích, tj. na velikosti stlačení, na fyzikálních vlastnostech stlačovaného plynu, na kvalitě komprese (na její polytropické účinnosti) a konečně také na velikosti přídavných ztrát vznikajících v důsledku chlazení.

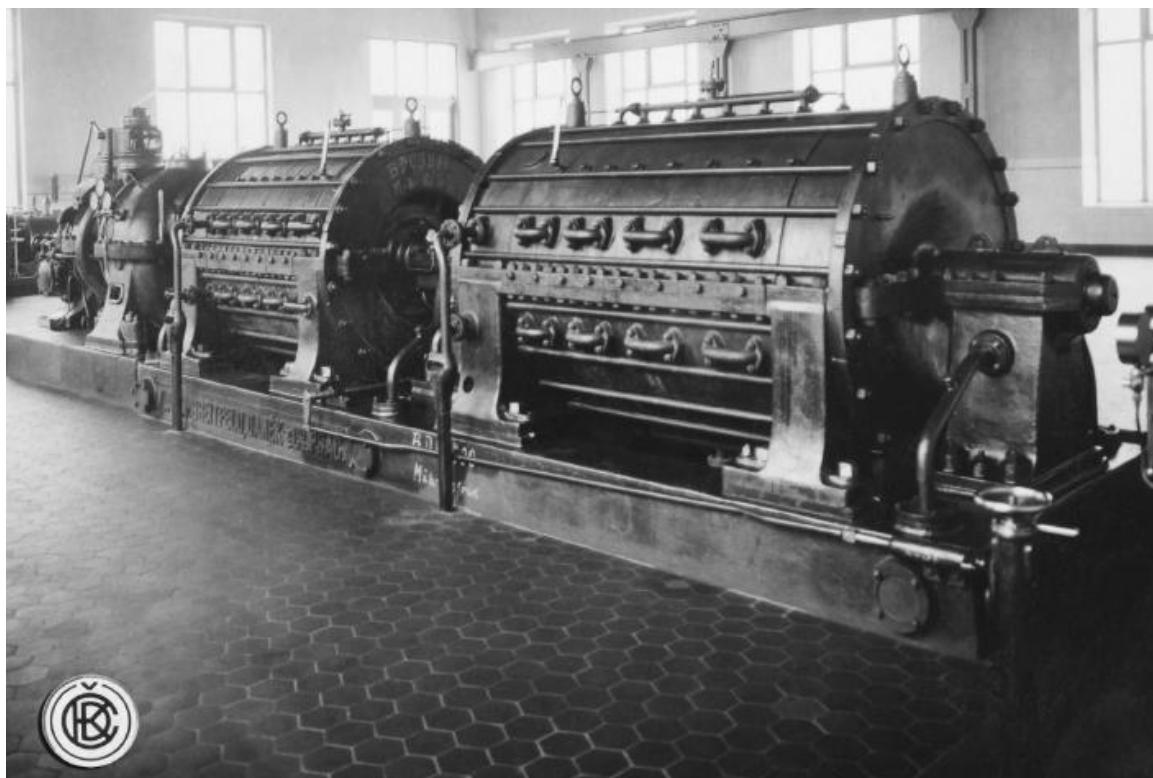
2.5.1. Vnitřní chlazení [2]

Vnitřní chlazení, které se někdy nazývá také plášťové chlazení, je patrné z obrázku 14. , v němž je zobrazen podélný řez vzduchovým turbokompresorem o výkonu 7000 m³/h, stlačující vzduch na tlak 8 bar. Stator tohoto stroje je vytvořen z jednotlivých článků, které jsou v osové směru vzájemně staženy několika průběžnými šrouby. Do vnitřního prostoru všech článků se přivádí chladicí voda, která je vodicími žebry usměrňována tak, aby stejnosměrně ochlazovala celý povrch vodní komory. Tímto způsobem je odváděno teplo stlačovanému vzduchu, který proudí na druhé straně stěn vodních komor.



Obrázek 14: Podélný řez vzduchovým turbokompresorem [2]

Vnitřní chlazení bylo výhodné v době, kdy se stavěly turbokompresory na malé výkonnosti s nízkou obvodovou rychlostí. U těchto strojů byla chladicí plocha dostatečně velká, aby se dosáhlo dobrého chlazení. Se zvětšováním výkonu turbokompresorů, se zvyšováním obvodových rychlostí a s tím snižováním počtu stupňů se chladicí plocha zmenšovala natolik, že ochlazení plynu bylo nedostačující. U starších strojů se dosahovalo zvětšení chladicí plochy zvětšováním vnějších průměrů difuzorů, čímž se ovšem zvyšovaly hydraulické ztráty. Později se začalo kombinovat vnitřní chlazení s chlazením vnějším. Stlačovaný vzduch byl vždy po několika stupních s vnitřním chlazením dochlazen v mezichladičích.



Obrázek 15: Historický obrázek kompresoru s vnitřním chlazením [4]

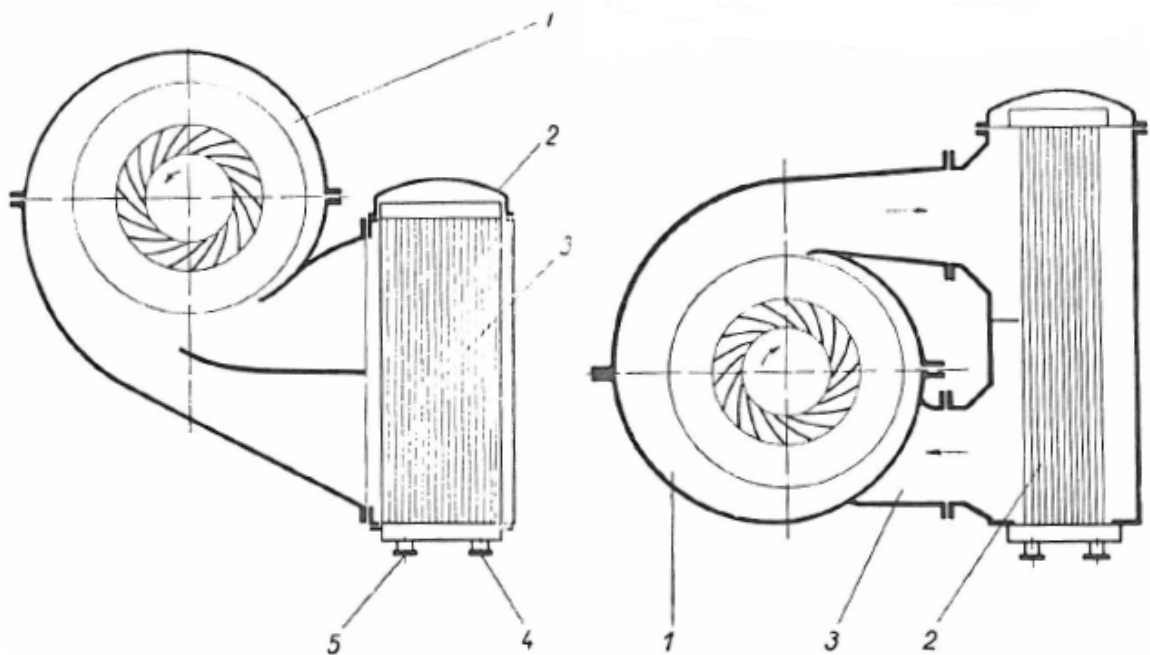
Kromě toho, že se plyn během komprese málo ochladí, má vnitřní chlazení ještě další nevýhody. Především je to složitý a výrobně náročný odlitek. Stator je dělen v horizontální rovině, takže vzniká řada křížových spojů, které se obtížně těsní. Převádí-li se chladicí voda postupně několika články, hrozí nebezpečí, že by mohla vnikat voda do průtočné části turbokompresoru nebo plyn do chladicí vody. Čištění vodních komor od usazenin je obtížné.

Výhodou vnitřního chlazení proti vnějšímu je tichý chod stroje, protože vodní polštář tlumí hluk vznikající prouděním plynu v průtočné části.

Vnitřního chlazení se dnes používá pouze ve výjimečných případech. Například pro kompresi vlhkého plynu s velkým obsahem prachu je vnitřní chlazení vhodné proto, že teplota plynu neklesne na hodnotu, při které by začala kondenzovat vodní pára obsažená ve stlačovaném plynu. Proto se nemohou tvořit těžko odstranitelné nánosy.

2.5.2. Vnější chlazení [2]

U dnešních turbokompresorů se převážně používá vnějšího chlazení. Při vnějším chlazení je stlačovaný plyn po částečné kompresi odváděn do mezichladiče, kde je ochlazován nejčastěji chladicí vodou. Z mezichladiče je přiváděn zpět do turbokompresoru. Mezichladič je v podstatě tlaková nádoba, svařená obvykle z kotlového plechu, do které je vložen trubkový svazek. Počet mezichladičů bývá různý podle velikosti stlačení, druhu a účelu použití stroje. Hlavní výhodou vnějšího chlazení proti chlazení vnitřnímu je větší ochlazení plynu, neboť chladicí plocha může být libovolně velká, bez ohledu na velikost průtočné části turbokompresoru. Zanesení-li se mezichladič na straně vody nebo plynu, není třeba odstavovat turbokompresor na delší dobu. Zanesený trubkový svazek se nahradí rezervním a potom se vyčistí. Na straně plynu se čistí ofukováním trubek stlačeným vzduchem nebo párou, na vodní straně tím, že se trubkami prohánějí kalibrované kuličky nebo protahují kartáče. Čištění je možné také chemickými prostředky. Možné umístění mezichladičů je znázorněno na obrázku 16.



Obrázek 16: Možné umístění mezichladičů [2]

Při uspořádání zobrazeném vlevo se odvádí plyn z turbokompresoru výtlačnou spirálou 1 do mezichladiče 2, kde prochází trubkami chladicího svazku 3, načež je obrácen a odváděn zpět do turbokompresoru sací spirálou dalšího kola, která má svislou stěnu společnou s výtlačnou spirálou. Chladicí voda se přivádí potrubím 4 a odvádí potrubím 5. Nevýhodou tohoto uspořádání je poměrně velká plocha společné stěny, která odděluje horký plyn od ochlazeného plynu. Plyn se po výstupu z chladicího svazku na této straně částečně ohřívá.

U uspořádání znázorněného vpravo prochází plyn po výstupu z výtlačné spirály 1 horní polovinou chladicího svazku 2, obrací se a odchází přes spodní polovinu trubkového svazku do sací spirály dalšího kola 3. Nevýhodou tohoto umístění mezichladičů je obtížnější demontáž vrchní části statoru při revizi. Před demontáží je nutno uvolnit také spojení mezi vrškem skříně a mezichladičem. Mezichladiče se dnes nejčastěji umísťují ve vodorovné poloze pod těleso turbokompresoru. Uspořádání znázorněná na obrázku 16 se v dnešní době již používají pouze výjimečně.

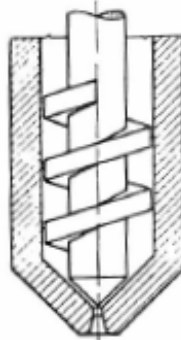


Obrázek 17: V současné době velmi často používané umístění vodních mezichladičů (v tomto případě pro převodový kompresor) [4]

2.5.3. Chlazení vstřikováním kapaliny [2]

Plyn je možné ochlazovat také vstřikováním kapaliny. Kapalinu je možné vstřikovat do prostoru mezi difuzorem a vratným kanálem, vypařuje se a svým výparným teplem ochlazuje stlačovaný plyn. Rychlost odpaření a tedy i ochlazení závisí mimo jiné na vzájemné teplosměnné ploše chladicí kapaliny a pracovního plynu, proto jsou vstřikovací trysky konstruovány tak, aby měly co největší rozptyl. Vstřikovat se může například voda při stlačování vzduchu, kapalný čpavek při stlačování čpavkových par, slabý roztok kyseliny dusičné do nitróznych plynů apod. Kapalina se rozstříkuje vždy několika tryskami po obvodě. Množství vstřikované kapaliny se reguluje posuvem jehly, tryska je znázorněna na obrázku 18. Závitem na jehle se kapalina uvádí do rotace, a tím se napomáhá jejímu rozprašení. Vzhledem k velkému výparnému teplu stačí malé množství kapaliny, aby se značně snížila teplota plynu. Pro vodu platí, že maximální množství vstřikované kapaliny je dáno relativní vlhkostí. Relativní vlhkost stlačovaného plynu po vstříknutí a ochlazení musí být menší než

100%. Při výpočtu dalšího stupně je třeba počítat s celkovým dopravovaným množstvím plynu zvětšeným o vstříkované množství kapaliny. Dále je třeba přihlížet ke změně hodnoty plynové konstanty R a exponentu adiabaty κ způsobené zvýšenou vlhkostí.



Obrázek 18: Vstříkovací tryska [2]

Přestože tento způsob by byl teoreticky velmi výhodný zvláště pro malá stlačení, jeho praktické uplatnění naráží na mnoho potíží. Aby nebylo proudění plynu narušováno kapičkami chladicí kapaliny, čímž se snižuje účinnost, bylo by nutno dosáhnout rychlého odpaření vstříkované kapaliny na poměrně velmi krátké dráze, která je k dispozici při běžné konstrukci turbokompresoru. Dalo by se toho dosáhnout např. vstříkovaním kapaliny pod vysokým tlakem a použitím velkého počtu vstříkovacích trysek, což lze prakticky těžko provést. Proto je také skutečný výsledek vždy horší, než vyplývá z teoretických výpočtů. Při stlačování nitróznicích plynů je nutno použít chlazení vstříkovaním kapaliny také z toho důvodu, že stálým udržováním vlhkosti stlačovaného plynu se zabraňuje vylučování solí a jejich usazování ve vnitřních prostorech stroje.

3. Vstřík kapalné fáze do plynného média

Ze společnosti HCKD vzešel požadavek na vypracování diplomové práce s tématem chlazení radiálního kompresoru nástřikem vody do průtočné části. Cílem diplomové práce je provést termodynamický výpočet a následně navrhnout vhodnou konstrukční úpravu zkušební turbodmychadla. Současně je zpracovávána i diplomová práce na ZČU v Plzni na obdobné téma, ale se zaměřením na simulaci tohoto děje v programu ANSYS CFD. Tudíž je vhodná vzájemná spolupráce a v této práci bude uvedeno několik poznámek či informací, které byly zjištěny při provádění výpočetních simulací. V budoucnu dojde k odzkoušení zjištěných výsledků, ve výzkumném ústavu HCKD v Plzni, zhodnocení a provedení závěrů. Hlavní výhodou tohoto způsobu chlazení by mělo být snížení počtu rozměrných a drahých mezichladičů, levnějším a elegantnějším řešením chlazení tzn. vstříkovacími tryskami.

Tato kapitola se již zabývá problematikou vlhkého vzduchu a vstříkáním kapalné fáze do plynného média s cílem ochlazení plynu. Jedná se o chlazení plynu za využití výparného tepla vstříkované kapaliny. Teoretický princip je v podstatě jednoduchý, za pomoci trysek dojde k nástřiku kapaliny, s pokud možno vysokým výparným teplem (např. voda – výparné teplo 2257 kJ/kg při 100°C), do teplého plynu a následně dojde k odpaření těchto kapiček, a tedy k ochlazení plynu. V našem případě se jedná o rozstřík kapaliny ve vhodném místě průtočné části radiálního turbokompresoru. Ve skutečnosti však při této aplikaci vznikne mnoho nežádoucích a složitých jevů, které budou muset být řešeny vhodnou konstrukční úpravou či jiným způsobem. Tento způsob chlazení však nachází uplatnění i v jiných oborech než je technika stlačeného vzduchu. Jedním z hlavních využití je adiabatické vlhčení vzduchu v oboru techniky prostředí nebo využití v chladicích věžích. Nejprve je ale nutné definovat základní pojmy a seznámit se s problematikou vlhkého vzduchu.

3.1. Vlhký vzduch [1]

3.1.1. Základní pojmy

Vlhký vzduch je směsí suchého vzduchu a vodní páry. Platí pro něj vztahy jako pro směs plynů. Vlhkost plynu se nejčastěji udává třemi způsoby:

- relativní vlhkost, φ (%)
- měrná vlhkost, x ($\text{kg}_{\text{vody}}/\text{kg}_{\text{sv}}$)
- absolutní vlhkost, f (kg/m^3).

Relativní vlhkost je poměr skutečného množství vodních par ve vzduchu obsažených k největšímu možnému množství (tj. obsahu sytých par) při dané teplotě. Množství vodních par se vyjadřuje buď pomocí parciálních tlaků p_p nebo pomocí hustoty par ρ_p (nebo absolutní vlhkostí f). Dvěma čárkami se označuje stav sytosti, tzn. když $\varphi = 100\%$.

$$\varphi = \frac{P_p}{P_p''} \equiv \frac{\rho_p}{\rho_p''} \equiv \frac{f}{f''} \quad (2.1.)$$

Parciální tlak vodní páry ve vlhkém vzduchu pak je $p_p = \varphi p_p''$, absolutní vlhkost $f = \varphi f''$ a hustota $\rho_p = \varphi \rho_p''$.

Pro suchý vzduch platí $p_p = 0, \varphi = 0$

Pro nasycený vzduch $p_p = p_p'', \varphi = 1$.

Měrná vlhkost x je hmotnost vlhkosti vodní páry, vztažená na hmotnost suchého vzduchu a udává se většinou v [kg/kg] nebo [g/kg].

$$x = \frac{m_p}{m_L} \quad (2.2.)$$

po dosazení ze stavové rovnice a Daltonova zákona bude výsledný vztah měrné vlhkosti pro nasycený vzduch:

$$x = 0,622 \frac{P_p''}{p - P_p''} \quad (2.3.)$$

a pro nenasyčený vzduch:

$$x = 0,622 \frac{\varphi P_p''}{p - \varphi P_p''} \quad (2.4.)$$

Průměrná měrná vlhkost v průběhu roku kolísá. V zimě je vzduch sušší než v létě.

Absolutní vlhkost je hmotnost vlhkosti obsažená v objemu 1 m^3 plynu. Je to vlastně hustota vlhkosti v (g/m^3):

$$f = \varphi f'' = \frac{m_p}{V} \equiv (\rho_p) \quad (2.5.)$$

3.1.2. Tlakový rosný bod

Teplota, při níž je daný objem stlačeného vzduchu nasycen tzn. $\varphi = 100\%$. Pokud se teplota plynu pohybuje nad hodnotou tlakového rosného bodu, nedochází v tomto plynu ke kondenzaci vodních par.

3.2. Adiabatické vlhčení vzduchu [5]

Vlhčení vzduchu se nejčastěji provádí v nízkotlakých klimatizačních zařízeních v adiabatické pračce vzduchu nebo přímým přidáváním syté vodní páry.

Princip adiabatické pračky spočívá v rozstříkávání vody do proudu vzduchu. Na povrchu kapiček dochází k intenzivnímu přestupu tepla a hmoty. Pokud je kapička ve vznosu, tak teplo potřebné k odpaření vody přejímá z okolního vzduchu. Kapička, která padá napříč proudem vzduchu je obklopena mezní vrstvou, ve které je vzduch vodními parami nasycen.

Jedná se tedy o děj bez přívodu tepla tj. děj adiabatický. Zbytek kapičky, která se nestačila odpařit, padá do vany, v níž je udržována konstantní výška vodní hladiny. Pokud se uvedený proces opakuje po delší dobu, nastaví se teplota vody ve vaně t_w na teplotu vodních kapiček, což je hodnota velice blízká teplotě mokrého teploměru t_m . V adiabatické pračce může teoreticky vzduch dosáhnout až stavu nasycení (C). Ve skutečnosti však skončí vlhčení o něco dříve než by vzduch dosáhl nasycení (B). Pro adiabatickou pračku lze definovat účinnost vlhčení:

$$\eta = \frac{x_B - x_A}{x_C - x_A} \quad (2.6.)$$

kde:

- x_A = měrná vlhkost počáteční,
- x_B = měrná vlhkost skutečná,
- x_C = měrná vlhkost nasycení.

Tato účinnost závisí na intenzitě sprchování, počtu trysek a jejich schopnosti vodu rozprašovat na velký počet malých kapiček, na rychlosti proudění vzduchu atd. Běžné účinnosti jsou:

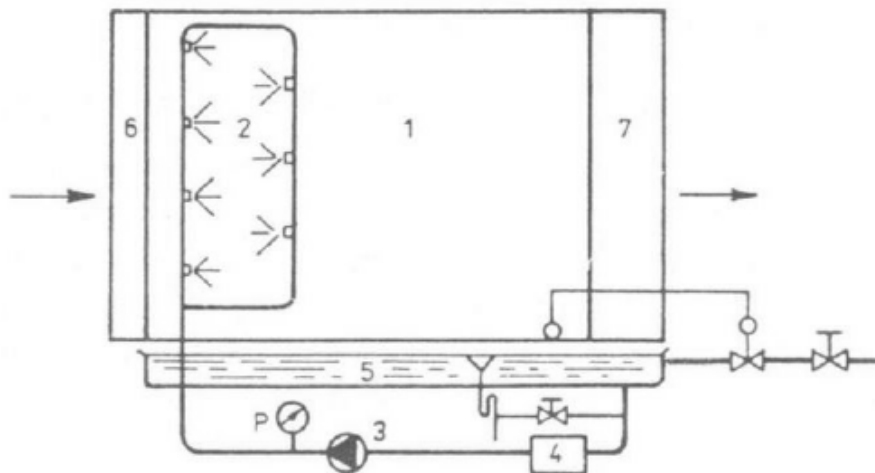
$\eta = 0,6$ až $0,7$	krátké provedení – 1 řada trysek
$\eta = 0,8$ až $0,9$	běžné provedení – 2 řady trysek
$\eta = 0,9$ až $0,98$	dlouhé provedení – 3 řady trysek

Proces vlhčení vzduchu vodou nebo parou je možné popsat následujícími rovnicemi

$$\begin{aligned} m_1 x_1 + m_{w,d} &= m_1 x_2 \\ m_1 h_1 + m_{w,d} h_{w,d} &= m_1 h_2 \end{aligned} \quad (2.7.)$$

kde: $m_{w,d}$ [kg/s] hmotnost odpařené vody nebo dodané páry,
 $h_{w,d}$ [kJ/kg] entalpie odpařené vody, resp. dodané páry,
 m_1 [kg/s] hmotnost suchého vzduchu o stavu 1,
 m_2 [kg/s] hmotnost suchého vzduchu o stavu 2.

Schéma adiabatické pračky je znázorněno na obrázku 19.



Obrázek 19: Pračka vzduchu (1- plášť pračky, 2- dvě řady sprchových registrů, 3- čerpadlo, 4- filtr vody, 5- vodní vana, 6- usměrňovací plechy, 7- odlučovač kapiček) [5]

3.3. Chladicí věže [7]

Chlazení pracovního média odpařováním se využívá také v chladicích věžích průmyslové vody. V tomto případě je však voda chlazená pomocí plynu, nikoliv naopak.

Chladicí věže jsou nejčastěji rozdělovány do dvou hlavních kategorií. Jedná se o chladicí věže s přirozeným tahem (tzv. Ittersony) a věže s nuceným tahem (tzv. ventilátorové). Ty se pak dále dělí na protiproudé a příčněproudé, popř. jejich kombinace. Věže s přirozeným tahem využívají pro proudění komínového efektu. Tahový komín je tvořen tenkostěnnou skořepinou proměnlivé světlosti. Výška těchto staveb se běžně pohybuje od cca 30 m až do 155 m.



Obrázek 20: Chladicí věže s přirozeným tahem - JE Temelín [7]

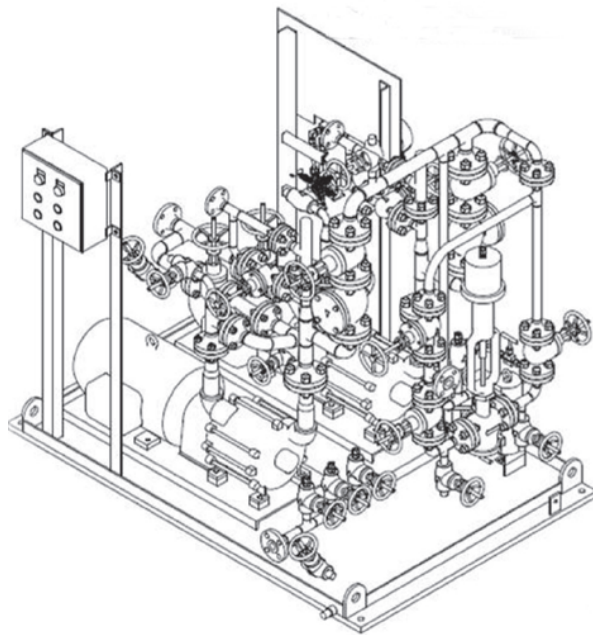
Skořepina může být monolitická železobetonová stěnová konstrukce, železobetonový monolitický skelet nebo ocelová konstrukce s opláštěním. Ve spodní části tahového komína je bazén, který je vyspádován a opatřen odtokovými objekty pro odvod ochlazené vody. U věží s nuceným tahem je proudění vzduchu zajištěno pomocí ventilátoru. Tento typ je většinou určen pro menší výkony a nachází uplatnění především v klimatizačních jednotkách obytných komplexů a menších strojírenských provozech.

Vnitřní vestavby jsou pro oba typy chladicích věží podobné. Ve střední části věže je voda rozvedena soustavou trubek po celém průřezu a pomocí trysek rozstříkována na chladicí výplň. Výplň má v procesu chlazení největší význam, protože zde dochází k přestupu tepla, voda- vzduch. Podílejí se na něm tři odlišné mechanismy: sdílení tepla vedením, konvekcí a vypařováním. Vzduch nasycený o vodní páru proudí horní částí chladicí věže do atmosféry. Ochlazená voda z chladicí výplně naopak padá do sběrného bazénu umístěného pod chladicí věží, odkud je vracena zpět do chladicího oběhu. Aby se při provozu chladicí věže zabránilo vynášení drobných kapek rozstříknuté vody mimo prostor věže, jsou nad rozvodem umístěny po celém průřezu eliminátory. Ty mají rozhodující vliv na celkové ztráty vody způsobené úletem. Slouží k odloučení drobných kapek z vody z proudícího vzduchu, jejich zachycení a odvedení zpět do chladicí soustavy

Eliminátory se liší použitým materiálem, rozestupem mezi jednotlivými segmenty, jejich tvarem apod. Návrh eliminátoru se potom odvíjí především od oblasti jeho použití, (vzduchotechnika, čističky vzduchu, chladicí věže), poměru voda/vzduch a dalších aspektů jako je cena celého zařízení atd.

3.4. Chlazení nástřikem kapaliny – Elliott Group [6]

V dnešní době již jsou společnosti, které úspěšně používají princip nástřiku kapaliny do průtočného prostoru kompresoru. Jednou z nich je firma Elliott Group. Dle konkrétních požadavků dochází k nástřiku vody nebo oleje do kompresoru z důvodu ochlazení plynu a zabránění vzniku usazenin v průtočném prostoru. Ke vzniku usazenin dochází při nárůstu teploty plynu. Usazeniny mají vliv na snižování výkonnosti a to je zásadní pro efektivní provoz kompresoru. Vstřik kapaliny umožňuje čerpadlová stanice umístěná v blízkosti zařízení.



Obrázek 21: Čerpadlová stanice [6]



Obrázek 22: Umístění trysek - Elliott Group [6]

4. Výpočtová část

4.1. Termodynamický návrh

V našem případě dochází k zásadní odlišnosti vůči aplikacím popsaných v kapitolách 3.2 a 3.3. V těchto aplikacích není potřeba, aby se veškerá nastříknutá kapalina odpařila. Například ve vzduchotechnice je ve spodní části vana (sběrač), ve které se přebytečná kapalina sbírá a odvádí pryč. U chladicích věží jsou přebytečné kapky vyneseny za pomoci komínového efektu do atmosféry. V radiálním kompresoru musí dojít k „úplnému“ odpaření nastříknuté kapaliny, protože kapky, které by se dostaly do dalšího stupně, mohou trvale poškodit oběžné kolo. Teoreticky by samozřejmě byl ideální úplný odpar. To by bylo velmi obtížné vzhledem ke konstrukčním možnostem vstřikovacích trysek a omezeným možnostem vypařovací dráhy. Standardem HCKD je stanoveno, že oběžným kolům nehrozí trvalé poškození vlivem působení nečistot (pevné, kapalné částice) o velikosti menší než 50 μm . Toto je podrobně řešeno v kapitole 5. Konstrukční řešení.

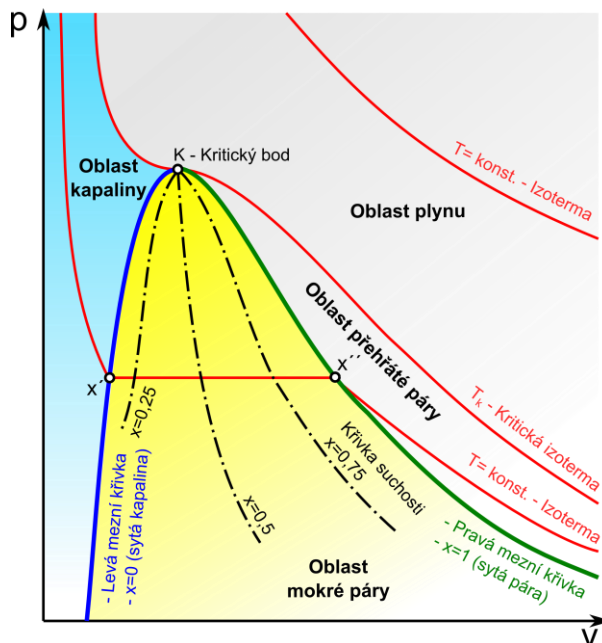
Hlavním cílem výpočtové části je provést termodynamický výpočet za pomoci matematického modelu. Určit množství nastříkované kapaliny, kontrolovat aby relativní vlhkost plynu nepřekročila 100% a spočítat hodnotu teploty, na kterou je možné daný plyn ochladit. Tato problematika by se dala napočítat na jakýkoliv plyn a pro každou kapalinu, která má vysoké výparné teplo a tudíž by pro ochlazení plynu byla vhodná. V našem případě budeme pro zjednodušení jako plyn uvažovat vzduch a jako kapalinu použijeme vodu, která má dostatečně vysoké výparné teplo a to 2257 kJ/kg při 100°C.

Při nástřiku vody sice bude docházet k ochlazení plynu, zároveň se ale zvýší (i když nepatrně) průtočné množství kompresorem. To může mít za následek zvýšení kompresní práce a snížení účinnosti kompresoru. I při použití této aplikace je nutné, aby na konci soustrojí byl umístěn dochlazovač, ve kterém se obsažená voda odvede. Nástřik bude mít tedy pozitivní vliv na počet mezichladičů, ale vzhledem ke zvýšení obsahu vody v plynu pravděpodobně nastane to, že se zvýší potřebný chladicí výkon dochlazovače, což bude způsobené větším množstvím odváděného kondenzátu.

Jelikož se jedná o složitou problematiku směšování dvou různých fází a následné průběžné odpařování, budeme v matematickém modelu uvažovat některá zjednodušení.

- adiabatický děj (bez výměny tepla s okolím),
- veškerá nastříknutá voda se stihne odpařit před vstupem do dalšího stupně,
- ve výpočtu nebude zohledněna velikost vstříknutých kapek (souvisí s konstrukčními možnostmi trysek),
- nebudeme zohledňovat změnu parciálního tlaku plynu po nástřiku,
- nebudeme uvažovat ulpívání kapek na povrchu průtočného kanálu, turbulence, úplav, mezní vrstvy a podobné jevy,
- budeme uvažovat konstantní teplotu vypařování (pro výpočet výparného tepla) a to aritmetický průměr mezi teplotou vody po nástřiku a požadovanou teplotou plynu po ochlazení.

Průběh je tedy následující. K nástřiku vody do vzduchu dojde při daných parametrech stlačovaného média, kdy nejdůležitější jsou tlak a teplota plynu. Absolutní tlak vstříkované vody musí být vyšší, než je tlak plynu (jedná se o tlakový rozdíl přibližně 10 – 15 bar). Tento tlak je důležitý k tomu, aby byl fyzikálně možný vstup kapaliny do proudu plynu. Vlivem velkého rozdílu velikosti parciálních tlaků plynu a kapaliny se však ihned po nástřiku dostane kapalina na přibližně stejnou tlakovou hladinu jako plyn. Což je spojené s okamžitým odpařováním vody.



Graf: 1 p-V diagram voda/vodní pára [8]

Nelze přesně výpočtem určit, při jaké teplotě k tomuto ději začne docházet. Pro nás (jak již bylo řečeno v odstavci f. - viz. výše) bude výpočtovou teplotu v oblasti mokré páry představovat střední teplota vody. Po odpaření veškeré kapaliny dochází k ochlazení plynu na požadovanou teplotu a v p-V diagramu se přesouváme z oblasti mokré páry do oblasti páry přehřáté. Nejméně známou oblastí je pro nás oblast mokré páry, kde dochází k odpařování vody. Nelze určit co přesně se s částicemi vody v této oblasti děje, a proto budeme toto rozmezí považovat za „BLACK BOX“ a budou nás zajímat pouze stavové změny na křivkách mezi sytosti.

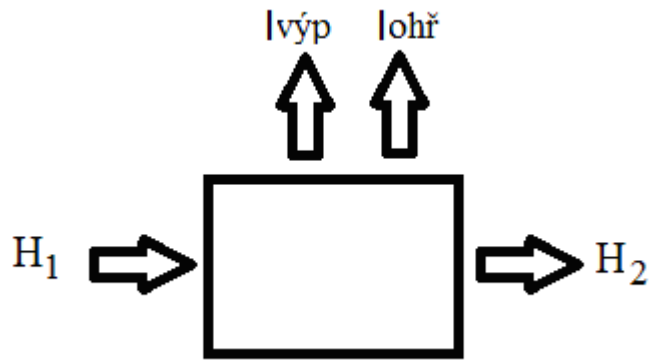
4.2. Postup výpočtu:

- a) definovat základní parametry
- b) vytvořit matematický model
- c) výpočet hmotnostního průtoku chladicí vody
- d) kontrola relativní vlhkosti

Základní parametry:

Tabulka 1: Základní parametry

<i>Teplota plynu</i>	t_1	$[^{\circ}\text{C}]$
	T_1	$[\text{K}]$
<i>Tlak plynu</i>	p_1	$[\text{Pa}]$
<i>Hmotnostní průtok plynu</i>	G_1	$[\text{kg}/\text{h}]$
<i>Požadovaná teplota plynu</i>	t_2	$[^{\circ}\text{C}]$
	T_2	$[\text{K}]$
<i>Teplota vody</i>	t_w	$[^{\circ}\text{C}]$
	T_w	$[\text{K}]$
<i>Teplota vody střední</i>	$t_{w,\text{stř}}$	$[^{\circ}\text{C}]$
	$T_{w,\text{stř}}$	$[\text{K}]$
<i>Hmotnostní průtok chladicí vody</i>	G_w	$[\text{kg}/\text{h}]$
<i>Relativní vlhkost plynu za oběžným kolem</i>	φ	$[-]$
<i>Maximální relativní vlhkost ochl. plynu</i>	φ_{MAX}	$[-]$



Obrázek 23: Bilance vstup/výstup

Hmotnostní bilance

$$G_2 = G_1 + G_w \quad (3.1)$$

Zjednodušená energetická bilance

$$H_1 - l_v - l_{ohř} = H_2, \quad (3.2)$$

kde

$$H_1 = H_1(p_1; T_1; x_1) \quad [J/kg] \quad \text{je entalpie vzduchu před ochlazením}$$

$$H_2 = H_2(p_2; T_2; x_2) \quad [J/kg] \quad \text{je entalpie vzduchu po ochlazení}$$

$$Q_{výp} = G_w l_{výp} \quad [J] \quad \text{je výparné teplo}$$

$$Q_{ohř} = G_w \cdot l_{ohř} = G_w c_{p,w} (T_{w,stř} - T_w) \quad [J]$$

je teplo spotřebované na ohřev vody z teploty T_w na střední teplotu $T_{w,stř}$

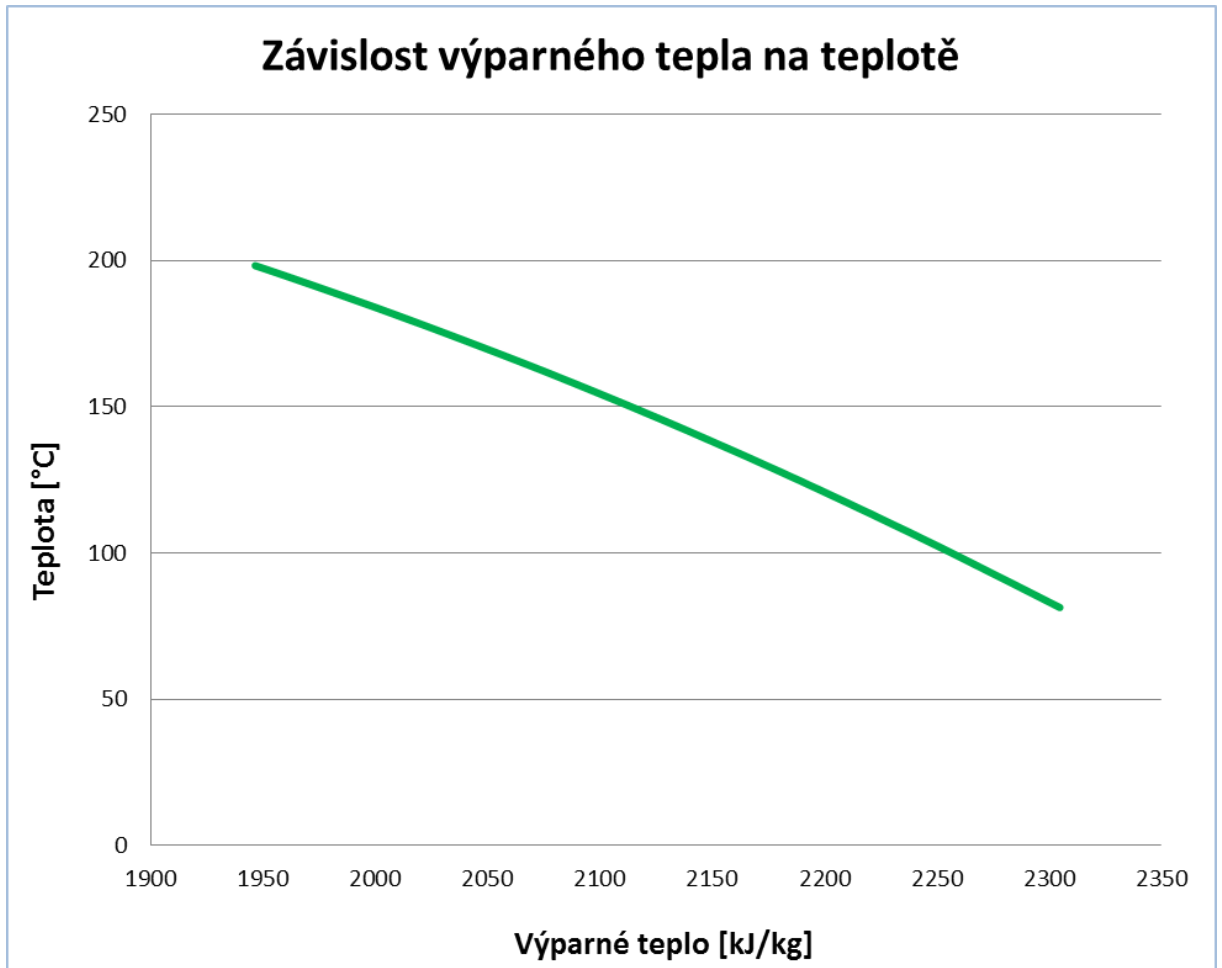
$$T_{w,stř} = \frac{T_w + T_2}{2}, \quad (3.3)$$

kde T_w je teplota vody na výstupu ze vstříkovací trysky a T_2 je teplota vody po ohřátí na maximální teplotu ochlazovaného plynu po ochlazení, tzn. $T_2 = T_{kon}$.

Po dosazení do rovnice (3.2) dostaneme pro hledané množství chladicí vody vztah

$$G_w = \frac{G_1(H_1 - H_2)}{H_2 + l_{výp} + l_{ohř}} \quad [\text{kg/h}]. \quad (3.4)$$

Výpočet výparného tepla je založen na zjednodušeném modelu. Pro výpočet výparného tepla lze použít tabelárních hodnot nebo jejich vyjádření ve formě polynomu 2. stupně (viz. vztah 3.5). Za výpočtovou teplotu byl uvažován aritmetický průměr teploty vody při nástřiku a konečné teploty plynu po ochlazení.



Graf: 2. Závislost výparného tepla na teplotě [9]

$$l_{\text{výp}} = -0,0057t^2 - 1,4527t + 2458,6 \quad [\text{kJ/kg}]. \quad (3.5)$$

Po určení hmotnostního průtoku chladicí vody je třeba zkontrolovat, zda relativní vlhkost plynu nepřekračuje hodnotou 100%.

V případě, že stlačovaný vzduch při stavu „1“ má nenulovou vlhkost, vypočteme v prvním kroku množství vody, které je v plynu obsaženo.

Tlak syté páry při teplotě t_1 vypočteme pomocí Antoineovy rovnice

$$p_w'' = 10^{\frac{A-B}{C+t}} \quad [\text{kPa}], \quad (3.6)$$

ve které jsou pro vodní páru konstanty.

$$A=7,19621$$

$$B=1730,63$$

$$C=233,426$$

Pro relativní vlhkost φ_1 a tlak p_1 se vypočte měrná vlhkost

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_w''}{p - \varphi p_w''} \quad [\text{kg}_w/\text{kg}]. \quad (3.7)$$

Množství suchého vzduchu a vodní páry se vypočtou ze vztahů

$$G_s = \frac{G_{vlh}}{1+x} \quad [\text{kg/h}], \quad (3.8)$$

$$G_w = G_{vlh} - G_s \quad [\text{kg/h}]. \quad (3.9)$$

Následuje výpočet měrné vlhkosti při stavu „2“ tzn. ochlazeného vzduchu

$$x = \frac{G_{w,1} + G_{w,2}}{G_s} \quad [\text{kg/h}]. \quad (3.10)$$

Pro teplotu po ochlazení t_2 vypočteme z Antoineovy rovnice (6) tlak syté páry a relativní vlhkost φ_2 ze vztahu

$$\varphi = \frac{p}{p_w''} \frac{x}{0,622+x} \quad [-]. \quad (3.11)$$

Pokud relativní vlhkost překračuje hodnotu 1 nebo jinou zvolenou hodnotu (menší než 1) musíme snížit množství chladicí vody. V důsledku toho pak nelze dosáhnout požadovaného

ochlazení. Pokud je konečná relativní vlhkost nižší než zvolené φ_{\max} , tak lze množství chladicí vody navýšit.

Jako výstup nás bude zajímat hmotnostní průtok vstřikované vody, ze kterého se následně určí počet vstřikovacích trysek. Kontrola, zda nepřekračujeme φ_{\max} . A závislosti průtoku chladicí vody a ΔT , o které lze daný plyn ochladit, na relativní vlhkosti plynu v sání.

Při výpočtech je počítáno pomocí BWR (Benedictova-Webbova-Rubinova) rovnice reálného plynu.

$$p = RT\rho + \left(B_0 RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2} \right) \rho^2 + (bRT - a)\rho^3 + a\alpha\rho^6 + \frac{c\rho^3}{T^2} (1 + \gamma\rho^2) \exp(-\gamma\rho^2) \quad (3.12)$$

Ve které p = tlak [Pa], R = plynová konstanta [J/kgK], T – teplota [K], ρ = hustota [kg/m³] a A_0 , B_0 , C_0 , a , b , c , α a γ jsou konstanty pro počítaný plyn. Rovnice je nelineární algebraická rovnice a ve výpočetním programu je řešena numericky Newtonovou metodou.

4.3. Numerický výpočet

Jak již bylo uvedeno, ve výpočtu bude uvažován jako pracovní plyn vzduch a jako chladicí kapalina voda. Pro výpočet budou použita data z měření, které proběhlo na zkušebním turbodmychadle HCKD s označením „Darina“. Proměnným parametrem při výpočtu pro nás bude relativní vlhkost plynu na sání kompresoru. Tím pádem bude provedeno jedenáct stejných výpočtů s proměnlivou vlhkostí plynu na sání v rozmezí od 0 do 100% relativní vlhkosti. V návaznosti na tyto výpočty budeme schopni určit, jak se mění potřebné množství chladicí vody v závislosti na relativní vlhkosti a také o jaké ΔT jsme schopni, při dané relativní vlhkosti plyn ochladit tak, aby nedošlo k nasycení plynu. Zde budou podrobně rozepsány dva výpočty a to pro suchý plyn s relativní vlhkostí 0% a pro vlhký plyn s relativní vlhkostí 100% na sání. Ostatní výpočty budou zaneseny do výsledné tabulky a budou z nich stanoveny závěry. Jako maximální dovolenou relativní vlhkost plynu po nasycení vstřikovanou kapalinou budeme uvažovat $\varphi_{\max} = 95\%$ proto, aby ve výpočtu byla uvažována mírná rezerva v případě nepřesnosti výpočtu. Měření proběhne na typizovaném stupni HCKD s interním označením typ 619s.

4.4. Suchý plyn, relativní vlhkost v sání $\varphi = 0\%$

Tabulka 2: Výchozí parametry

<i>Ø oběžného kola</i>	$D_1 = 0,44 \text{ m}$
<i>šířka oběžného kola</i>	$b = 0,0341 \text{ m}$
<i>sací tlak</i>	$p_0 = 100\,000 \text{ Pa}$
<i>sací teplota</i>	$T_0 = 293,15 \text{ K}$
	$t_0 = 20 \text{ °C}$
<i>otáčky</i>	$n = 13\,568 \text{ ot/min}$
<i>obvodová rychlost</i>	$u_2 = 312,58 \text{ m/s}$
<i>Machovo číslo</i>	$M = 0,9$
<i>relativní vlhkost plynu za oběžným kolem</i>	$\varphi = 0$
<i>max. dovolená relativní vlhkost</i>	$\varphi_{\max} = 95\%$
<i>teplota plynu po stlačení</i>	$T_1 = 333,73 \text{ K}$
	$t_1 = 60,58 \text{ °C}$
<i>tlak plynu po stlačení</i>	$p = 148\,500 \text{ Pa}$
<i>teplota vstříkované vody</i>	$T_w = 293,15$
	$t_w = 20 \text{ °C}$
<i>hmotnostní průtok plynu</i>	$G_1 = 23\,500 \text{ kg/h}$
<i>měrná tepelná kapacita vody</i>	$c_{p_w} = 4180 \text{ J/kgK}$
<i>požadovaná teplota po ochlazení</i>	$T_2 = 303,15$
	$t_2 = 30 \text{ °C}$

Výpočet množství chladicí vody:

Střední teplota vody: (vztah 3.3)

$$T_{w,stř} = \frac{T_w + T_2}{2} = \frac{293,15 + 303,15}{2} = 298,15K = 25^\circ C, \quad (3.13)$$

Měrné výparné teplo (při teplotě $t_{w,stř}$) – vztah 3.5

$$\begin{aligned} l_{výp} &= -0,0057t^2 - 1,4527t + 2458,6 \\ &= -0,0057 \cdot 25^2 - 1,4527 \cdot 25 + 2458,6 = 2\,418\,720 \text{ J/kg} \end{aligned} \quad (3.14)$$

Měrné teplo spotřebované na ohřev vody (z t_w na $t_{w,stř}$)

$$l_{ohř} = c_{p_w} \cdot (t_{w,stř} - t_w) = 4180 \cdot (25 - 20) = 20\,900 \text{ J/kg} \quad (3.15)$$

Entalpie plynu před ochlazením (při p ; T_1 ; $\varphi=0$) – z BWR rovnice

$$H_1 = 40\,397,21 \text{ J/kg} \quad (3.16)$$

Entalpie plynu po ochlazení (při p ; T_2 ; $\varphi_{\max} = 0,95$) – z BWR rovnice

$$H_2 = 9\,763,83 \text{ J/kg} \quad (3.17)$$

Množství chladicí vody

$$G_w = \frac{G_1 \cdot (H_1 - H_2)}{H_2 + l_{výp} + l_{ohř}} = \frac{23\,500 \cdot (40\,397,21 - 9\,763,83)}{9\,763,83 + 2\,418\,720 + 20\,900} = 290,27 \text{ kg/h} \quad (3.18)$$

Kontrola vlhkosti:

Tlak syté páry (při t_1) – vztah 3.6

$$p_{w1}'' = 10^{A-\frac{B}{C+t}} = 10^{7,19621-\frac{173063}{233,426+60,58}} = 20\,502,39 \text{ Pa} \quad (3.19)$$

Měrná vlhkost (při t_1) – vztah 3.7

$$x_1 = 0,622 \frac{\varphi p_w''}{p - \varphi p_w''} = 0,622 \frac{0,20502,39}{148500 - 0,20502,39} = 0 \text{ kg}_w / \text{kg} \quad (3.20)$$

Množství vodní páry a suchého plynu – vztah 3.8,3.9

$$G_{w1} = G_1 - \frac{G_1}{1+x_1} = 23500 - \frac{23500}{1+0} = 0 \text{ kg} / \text{h} \quad (3.21)$$

$$G_s = \frac{G_1}{1+G_{w1}} = \frac{23500}{1+0} = 23\,500 \text{ kg} / \text{h} \quad (3.22)$$

Měrná vlhkost po ochlazení (při t_2) – vztah 3.10

$$x_2 = \frac{G_w + G_{w,1}}{G_s} = \frac{290,27 + 0}{23500} = 0,01235 \text{ kg}_w / \text{kg} \quad (3.23)$$

Tlak syté páry (při t_2) – vztah 3.6

$$p_{w2}'' = 10^{A-\frac{B}{C+t}} = 10^{7,19621-\frac{173063}{233,426+30}} = 4259,42 \text{ Pa} \quad (3.24)$$

Relativní vlhkost po ochlazení (při t_2) – vztah 3.11

$$\varphi_2 = \frac{p}{p_w''} \frac{x_2}{0,622 + x_2} = \frac{148500}{4259,42} \cdot \frac{0,01235}{0,622 + 0,01235} = 0,678 = 67,88\% \quad (3.25)$$

V tomto případě je konečná relativní vlhkost o 27,12% menší než je mezní hodnota $\varphi_{\max} = 95\%$. Tudíž je možné do plynu nastříknout větší množství vody a je možné plyn ochladit na nižší teplotu, než byl počáteční požadavek $t_2 = 30^\circ\text{C}$.

Po přepočtení (dle počáteční podmínky $\varphi_{\max} = 0,95$) => změna koncové teploty na $26,25^\circ\text{C}$ (tzn. $\Delta T = 60,58 - 26,25 = 34,33^\circ\text{C}$)

=> přepočítané množství chladicí vody

$$G_{w_{\text{kon}}} = \frac{G_1(H_1 - H_2)}{H_2 + l_{\text{výp}} + l_{\text{ohř}}} = \frac{23\,500 \cdot (40\,397,21 - 5\,946,9)}{5\,946,9 + 2\,421\,958 + 13\,854} = 327,05 \text{ kg/h} \quad (3.26)$$

4.4.1. Vlhký plyn, relativní vlhkost v sání $\varphi = 100\%$

Tabulka 3: Výchozí parametry

<i>Ø oběžného kola</i>	$D_1 = 0,44 \text{ m}$
<i>šířka oběžného kola</i>	$b = 0,0341 \text{ m}$
<i>sací tlak</i>	$p_0 = 100\,000 \text{ Pa}$
<i>sací teplota</i>	$T_0 = 293,15 \text{ K}$
	$t_0 = 20 \text{ °C}$
<i>otáčky</i>	$n = 13568 \text{ ot/min}$
<i>obvodová rychlost</i>	$u_2 = 312,58 \text{ m/s}$
<i>Machovo číslo</i>	$M = 0,9$
<i>relativní vlhkost plynu za oběžným kolem</i>	$\varphi = 0,17$
<i>max. dovolená relativní vlhkost</i>	$\varphi_{\max} = 95\%$
<i>teplota plynu po stlačení</i>	$T_1 = 332,96 \text{ K}$
	$t_1 = 59,81 \text{ °C}$
<i>tlak plynu po stlačení</i>	$p = 147\,500 \text{ Pa}$
<i>teplota vstříkované vody</i>	$T_w = 293,15$
	$t_w = 20 \text{ °C}$
<i>hmotnostní průtok plynu</i>	$G_1 = 23\,500 \text{ kg/h}$
<i>měrná tepelná kapacita vody</i>	$c_{p_w} = 4180 \text{ J/kgK}$
<i>požadovaná teplota po ochlazení</i>	$T_2 = 303,15$
	$t_2 = 30 \text{ °C}$

Výpočet množství chladicí vody:

Střední teplota vody: (vztah 3.3)

$$T_{w,stř} = \frac{T_w + T_2}{2} = \frac{293,15 + 303,15}{2} = 298,15K = 25^\circ C, \quad (3.27)$$

Měrné výparné teplo (při teplotě $t_{w,stř}$) – vztah 3.5

$$\begin{aligned} l_{výp} &= -0,0057t^2 - 1,4527t + 2458,6 \\ &= -0,0057 \cdot 25^2 - 1,4527 \cdot 25 + 2458,6 = 2418,720 \text{ J/kg} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Měrné teplo spotřebované na ohřev vody (z t_w na $t_{w,stř}$)

$$l_{ohř} = c_{p,w} \cdot (t_{w,stř} - t_w) = 4180 \cdot (25 - 20) = 20900 \text{ J/kg} \quad (3.29)$$

Entalpie plynu před ochlazením (při p ; T_1 ; $\varphi=0,17$) – z BWR rovnice

$$H_1 = 40071,97 \text{ J/kg} \quad (3.30)$$

Entalpie plynu po ochlazení (při p ; T_2 ; $\varphi_{max} = 0,95$) – z BWR rovnice

$$H_2 = 9766,854 \text{ J/kg} \quad (3.31)$$

Množství chladicí vody

$$G_w = \frac{G_1(H_1 - H_2)}{H_2 + l_{výp} + l_{ohř}} = \frac{23500(40071,97 - 9766,854)}{9766,854 + 2418720 + 20900} = 290,75 \text{ kg/h} \quad (3.32)$$

Kontrola vlhkosti:

Tlak syté páry (při t_1) – vztah 3.6

$$p_{w1}'' = 10^{\frac{A-B}{C+t}} = 10^{\frac{7,19621 - \frac{173063}{233,426+59,81}}{}} = 19786,04 Pa \quad (3.33)$$

Měrná vlhkost (při t_1) – vztah 3.7

$$x_1 = 0,622 \frac{\varphi p_w''}{p - \varphi p_w''} = 0,622 \frac{0,17 \cdot 19786,04}{147500 - 0,17 \cdot 19786,04} = 0,0145 kg_w / kg \quad (3.34)$$

Množství vodní páry a suchého plynu – vztah 3.8,3.9

$$G_{w1} = G_1 - \frac{G_1}{1 + x_1} = 23500 - \frac{23500}{1 + 0,0145} = 335,88 kg / h \quad (3.35)$$

$$G_s = \frac{G_1}{1 + G_{w1}} = \frac{23500}{1 + 0,0145} = 23164,12 kg / h \quad (3.36)$$

Měrná vlhkost po ochlazení (při t_2) – vztah 3.10

$$x_2 = \frac{G_w + G_{w,1}}{G_s} = \frac{290,75 + 335,88}{23500} = 0,0266 kg_w / kg \quad (3.37)$$

Tlak syté páry (při t_2) – vztah 3.6

$$p_{w2}'' = 10^{\frac{A-B}{C+t}} = 10^{\frac{7,19621 - \frac{173063}{233,426+30}}{}} = 4259,42 Pa \quad (3.37)$$

Relativní vlhkost po ochlazení (při t_2) – vztah 3.11

$$\varphi_2 = \frac{p}{p_w} \frac{x_2}{0,622 + x_2} = \frac{147500}{4259,42} \cdot \frac{0,0266}{0,622 + 0,0266} \geq 1 \geq 100\% \quad (3.39)$$

V tomto případě je konečná relativní vlhkost vyšší než mezní hodnota $\varphi_{\max} = 95\%$. Tudíž je nemožné do plynu nastříknout vypočtené množství vody, jelikož by se dané množství vody neodpařilo z důvodu nasycení plynu. Není možné plyn ochladit na požadovanou teplotu $t_2 = 30^\circ\text{C}$. Je nutné do plynu nastříknout menší množství vody a tím vzroste teplota, na kterou je možné plyn ochladit.

Po přepočtení (dle počáteční podmínky $\varphi_{\max} = 0,95$) => změna koncové teploty na 36°C (tzn. $\Delta T = 59,81 - 36 = 23,81^\circ\text{C}$)

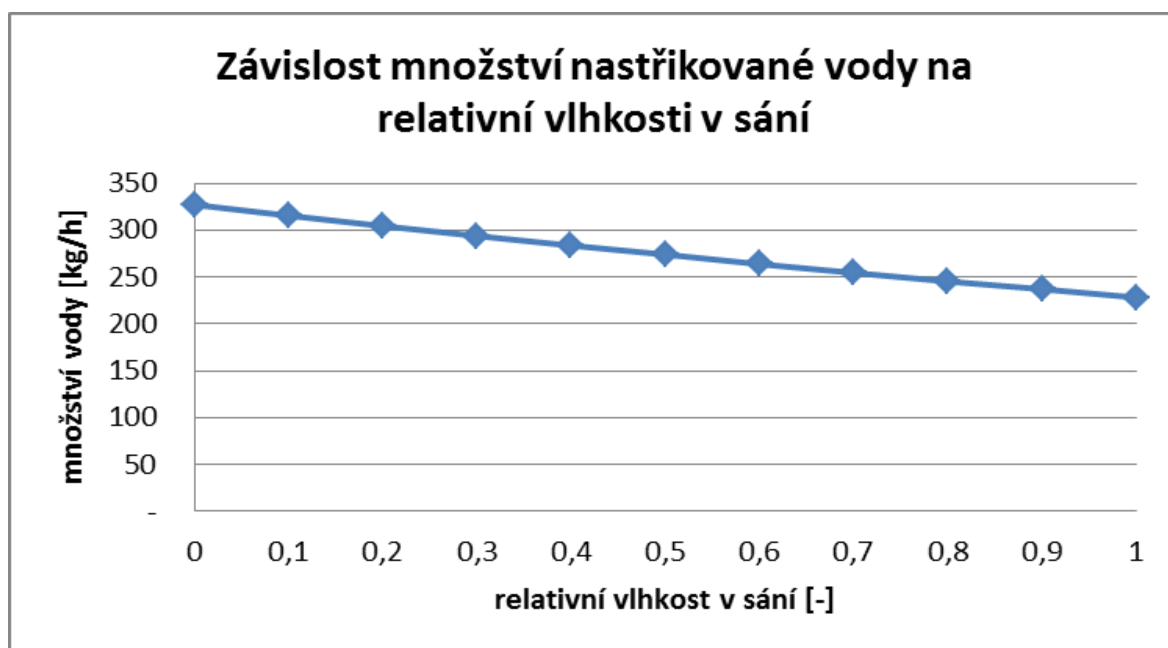
=> přepočítané množství chladicí vody

$$G_{w_{\text{KON}}} = \frac{G_1(H_1 - H_2)}{H_2 + l_{\text{vyp}} + l_{\text{ohř}}} = \frac{23500 \cdot (40085,6 - 15940,1)}{15940,1 + 2413456 + 33400} = 228,16 \text{ kg/h} \quad (3.40)$$

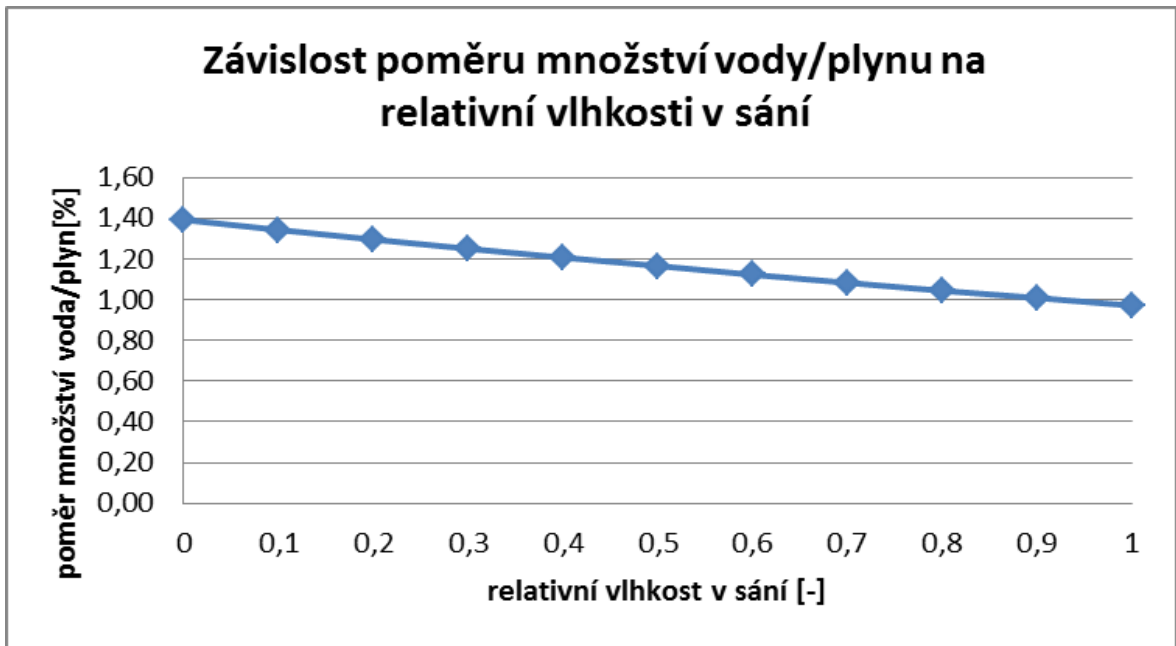
4.4.2. Závislost průtoku chladicí vody na relativní vlhkosti nasávaného plynu a na průtoku suchého plynu

Tabulka 3: Množství chladicí vody a suchého vzduchu v závislosti na relativní vlhkosti plynu v sání

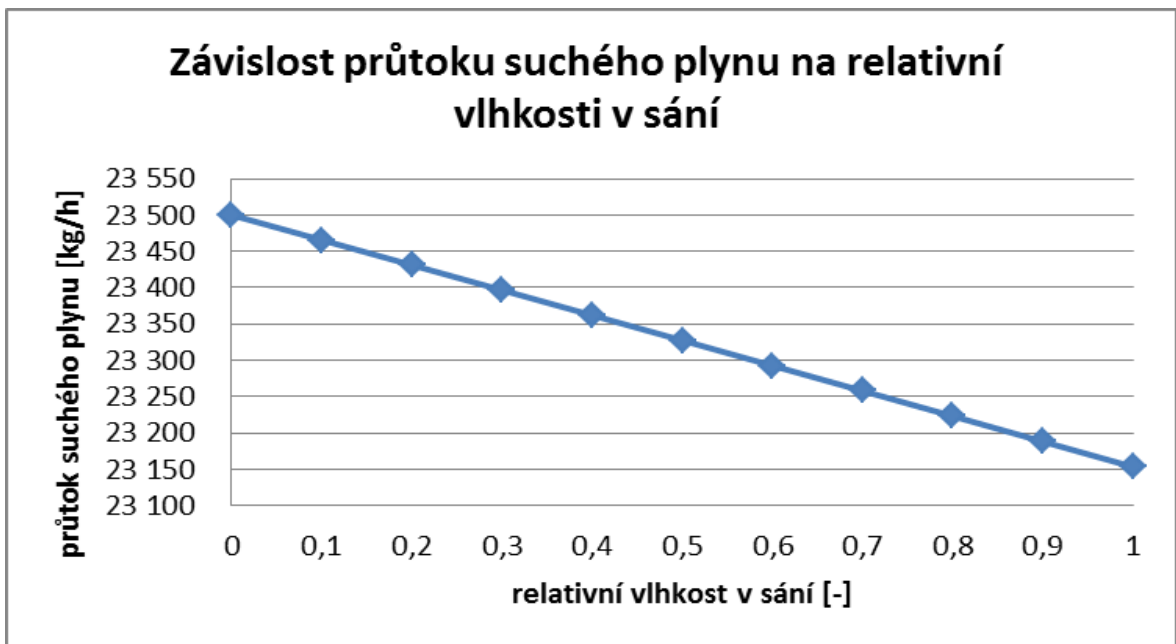
rel. vlhkost φ [-]	průtok vody G_w [kg/h]	průtok suchého plynu G_s [kg/h]	poměr průtoku voda/suchý plyn [%]
0	327,05	23 500	1,39
0,1	315,47	23 465,6	1,34
0,2	304,37	23 431,2	1,29
0,3	293,74	23 396,7	1,25
0,4	283,60	23 362,1	1,21
0,5	273,94	23 327,5	1,17
0,6	263,77	23 292,8	1,12
0,7	254,47	23 258,0	1,08
0,8	245,26	23 223,2	1,04
0,9	237,02	23 188,4	1,01
1	228,16	23 153,4	0,97



Graf: 3 Závislost průtoku chladicí vody na relativní vlhkosti plynu v sání



Graf: 4 Závislost poměru Gw/Gs na relativní vlhkosti plynu v sání

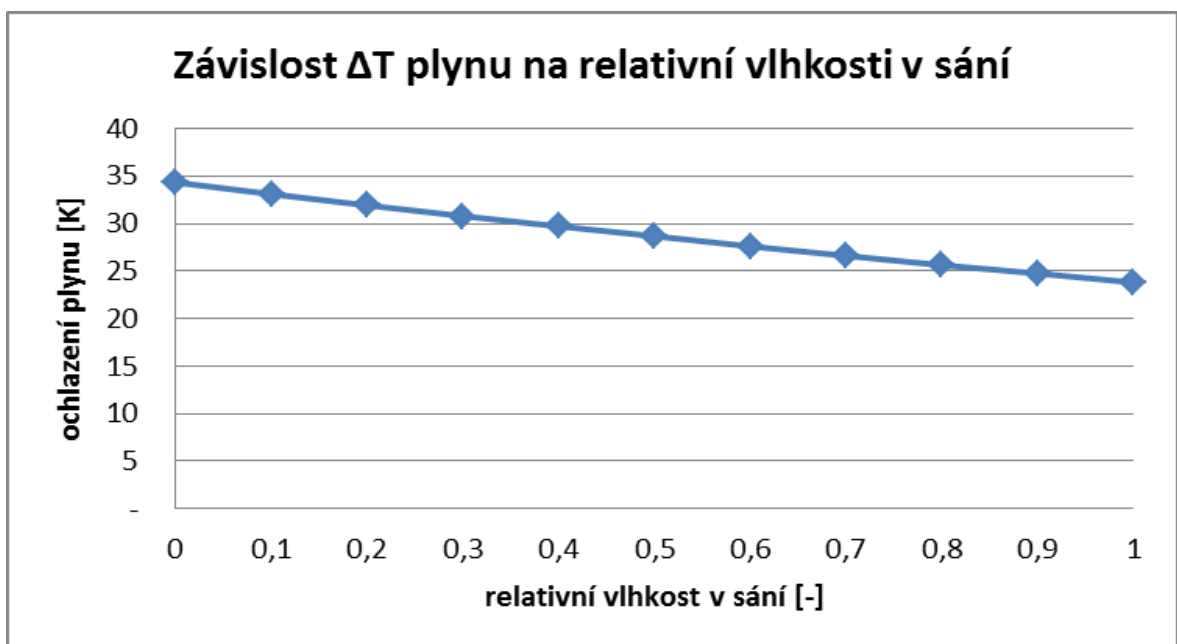


Graf: 5 Závislost průtoku suchého plynu na relativní vlhkosti plynu v sání

4.4.3. Závislost maximálního ochlazení plynu ΔT na relativní vlhkosti nasávaného plynu

Tabulka 4: Maximální ochlazení plynu ΔT v závislosti na relativní vlhkosti plynu v sání

rel. vlhkost φ [-]	ΔT [-]
0	34,3
0,1	33,1
0,2	31,9
0,3	30,8
0,4	29,7
0,5	28,7
0,6	27,6
0,7	26,7
0,8	25,6
0,9	24,7
1	23,8



Graf: 6 Závislost ΔT na relativní vlhkosti plynu v sání

5. Chladiče plynu

Jak již bylo řečeno v kapitole 4.1, vlivem ochlazení plynu za pomoci nástřiku kapaliny dosáhneme snížení počtu mezichladičů. I tak je velmi často, pokud to technologie vyžaduje, na konci soustrojí umístěn dochlazovač, ve kterém se plyn dochladí a dojde k odloučení vlhkosti v něm obsažené. Po nástřiku kapaliny se zvýší kompresní práce kompresoru, jelikož se bude muset stlačit nejen dopravovaný plyn, ale i odpařená vodní pára. Vlivem tohoto zvýšení průtoku kompresorem pravděpodobně dojde ke zvýšení výkonu dochlazovače. V následujících příkladech se pokusíme tato tvrzení potvrdit. Nejprve na výpočtu jednostupňového turbodmychadla z kap. 4.3, dále na výpočtu reálného vícestupňového vzduchového turbokompresoru. Na konci kapitoly budou zhodnoceny dosažené výsledky. Pro zjednodušení nebudou v jednotlivých chladicích aparátech uvažovány žádné tlakové ztráty.

5.1. Aplikace výpočtu na jednostupňové dmychadlo

Pro výpočet budou použity parametry z kapitoly 4.3. Budou napočteny potřebné chladicí výkony chladičů pro 3 varianty.

5.1.1. a) chlazení bez nástřiku kapaliny, suchý plyn

Tabulka 5: parametry plynu

m_{plyn}	23 500 kg/h
T_0	303,15 K
p_0	100 000 Pa
p	148 500 Pa
T_1	333,73 K
T_2	303,15 K
$H_1 = f(p; T_1)$	40 397 J/kg
$H_2 = f(p; T_2)$	9 686 J/kg

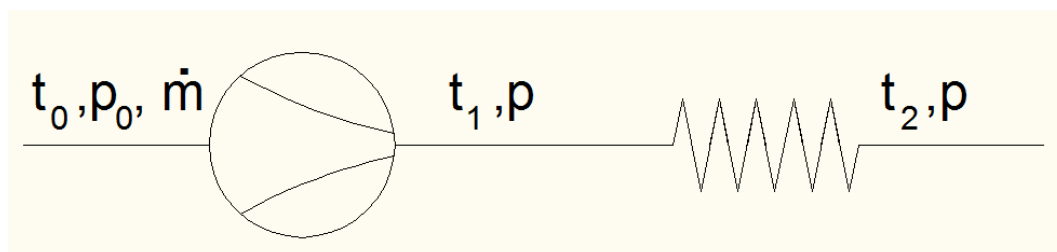


Schéma 1: zapojení varianty z kapitoly 4.1.1.

$$dH = cp dT \rightarrow cp_1 = \frac{dH}{dT} = \frac{40397 - 9686}{333,73 - 303,15} = \frac{30711}{30,58} = 1004,283 \text{ J / kgK} \quad (4.1)$$

$$Q_c = m cp_1 \Delta T = \frac{23500}{3600} \cdot 1004,283 \cdot 30,58 = 200,47 \text{ kW} \quad (4.2)$$

V této variantě dochází ke stlačení plynu v jednostupňovém dmychadle a následnému dochlazení plynu na teplotu 30°C v klasickém dochlazovači plynu. Na sání je absolutně suchý plyn o relativní vlhkosti 0%. Chladicí výkon aparátu vychází v této variantě 200,47 kW.

5.1.2. b) chlazení bez nástřiku kapaliny, vlhký plyn $\varphi=100\%$

Tabulka 6: parametry plynu

m_{plyn}	23 500 kg/h
$m_{\text{plyn-suchý}}$	23 153 kg/h
T_0	303,15 K
p_0	100 000 Pa
p	147 500 Pa
T_1	332,96 K
T_2	303,15 K
H_1	40 071,97 J/kg
H_2	9 766,85 J/kg
x	0,01497 kg/kg _{sp}
x_{MAX} pro $\varphi=0,95$	0,0185 kg/kg _{sp}
Δx	-
$l_{\text{výp}}$	2 413,456 kJ/kg

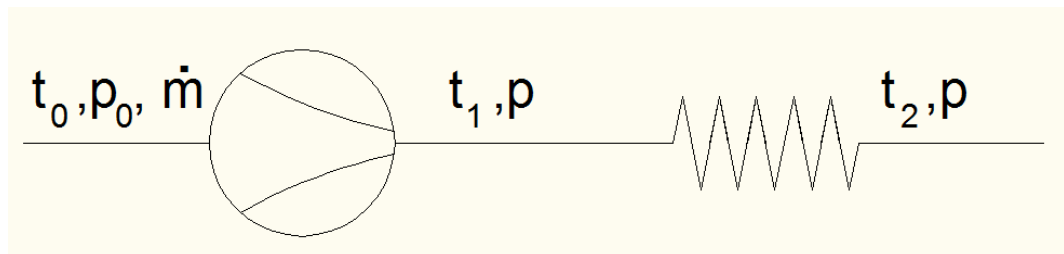


Schéma 2: zapojení varianty z kapitoly 4.1.2

$$dH = cp dT \rightarrow cp_2 = \frac{dH}{dT} = \frac{40071,97 - 9766,85}{332,96 - 303,15} = \frac{30305,12}{29,81} = 1016,61 \text{ J / kgK} \quad (4.3)$$

$$Q_c = m cp_2 \Delta T = \frac{23500}{3600} \cdot 1016,61 \cdot 29,81 = 197,8 \text{ kW} \quad (4.4)$$

V této variantě dochází ke stlačení plynu v jednostupňovém dmychadle a následnému dochlazení plynu na teplotu 30°C v klasickém dochlazovači plynu. Na sání je nasycený plyn o relativní vlhkosti 100%. Chladicí výkon aparátu vychází v této variantě 197,8 kW.

5.1.3. c) chlazení nástřikem kapaliny, vlhký plyn, dochlazovač

Tabulka 7: parametry plynu

m_{plyn}	23 500 kg/h
m_{voda}	230,50 kg/h
$m_{\text{plyn-suchý}}$	23 163,4 kg/h
T_0	303,15 K
p_0	100 000 Pa
p	147 500 Pa
φ_0	100%
φ_1	17%
φ_2	95%
T_1	333,25 K
T_2	308,9 K
T_K	303,15 K
$H_1 = f(p; T_1)$	40 072,48 J/kg
$H_2 = f(p; T_2)$	15 680,88 J/kg
$H_K = f(p; T_K)$	9764,132 J/kg
x	0,0243 kg/kg _{sp}
x_{MAX} pro $\varphi=0,95$	0,01837 kg/kg _{sp}
Δx	0,00594 kg/kg _{sp}
$l_{\text{výp}}$	2 413,677 kJ/kg

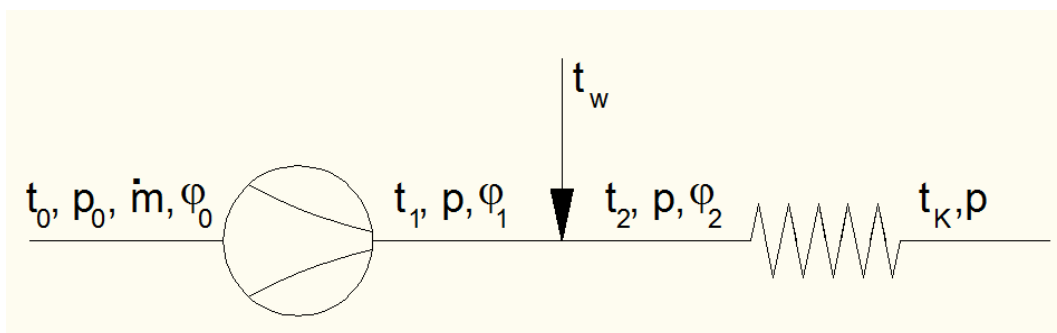


Schéma 3: zapojení varianty z kapitoly 4.1.3.

Chladicí výkon pro suchý plyn:

$$dH = cp dT \rightarrow cp_3 = \frac{dH}{dT} = \frac{15680,88 - 9764,132}{308,9 - 303,15} = \frac{5916,748}{5,75} = 1028,99 \text{ J / kgK} \quad (4.5)$$

$$Q_3 = m cp_3 \Delta T = \frac{23500 + 230,51}{3600} \cdot 1028,99 \cdot 5,75 = 39 \text{ kW} \quad (4.6)$$

Chladicí výkon kondenzační:

$$m_{KOND} = \Delta x \cdot m_{SP} = 0,00594 \cdot 23163,4 = 137,59 \text{ kg / h} \quad (4.7)$$

$$Q_K = \frac{l_{VYP} \cdot m_K}{3600} = \frac{2413,677 \cdot 137,59}{3600} = 92,25 \text{ kW} \quad (4.8)$$

Chladicí výkon celkový:

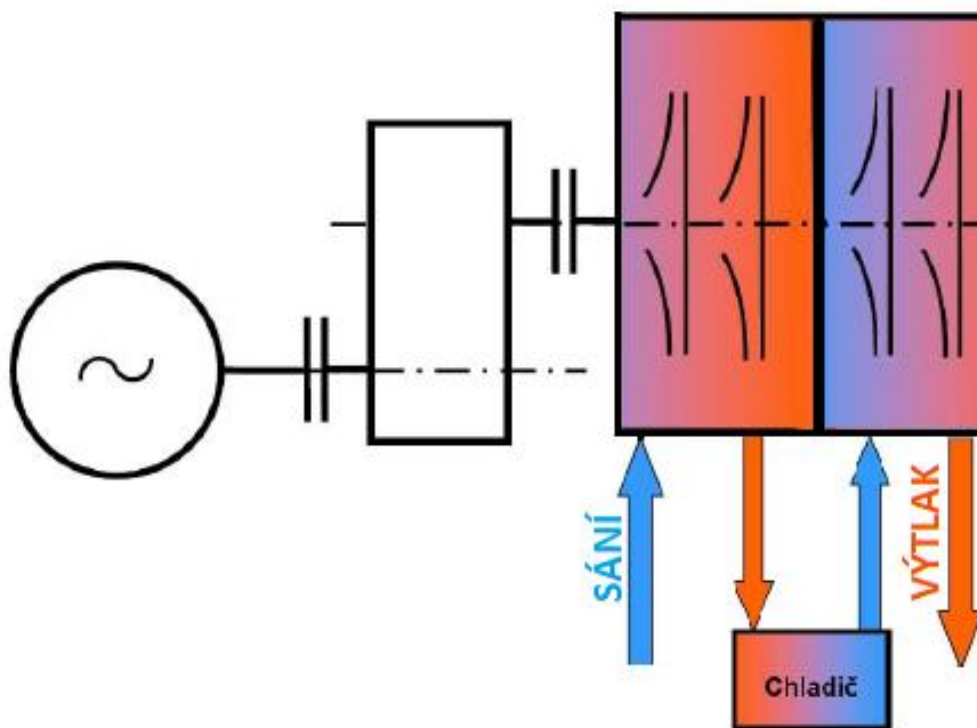
$$Q_C = Q_K + Q_3 = 39 + 92,25 = 131,25 \text{ kW} \quad (4.9)$$

V této variantě dochází ke stlačení plynu v jednostupňovém dmychadle. Po stlačení dochází k nástřiku kapaliny a ochlazení plynu. Jelikož jsou chladicí možnosti v této variantě z důvodu vlhkosti plynu omezené, je nutné na konci zařadit ještě dochlazovač plynu pro ochlazení plynu na teplotu 30°. Na sání je nasycený plyn o relativní vlhkosti 100%. V této variantě již dochází ke kondenzaci vodních par po ochlazení plynu v mezichladiči. Celkový chladicí výkon (kondenzační + pro suchý plyn) vychází v této variantě 131,25 kW.

5.2. Aplikace výpočtu na reálný vícestupňový kompresor

Pro aplikaci na jednostupňovém turbodmychadle nejsou výsledky chladicích výkonů příliš vypovídající, jelikož se dosahuje nízkých parametrů (stlačení, teplota). Proto bude dále uveden výpočet na reálném vzduchovém kompresoru s parametry, které se více přibližují praxi a požadavkům zákazníků. Výpočet byl proveden na interním softwaru HCKD.

Jedná se o vzduchový radiální turbokompresor 4RMA50 tzn. čtyřstupňový kompresor s mezichlazením za 2. stupněm a průměrem prvního oběžného kola 500 mm. Na konci stroje je umístěn dochlazovač pro ochlazení plynu na 40°C. Budou napočítány chladicí výkony pro vzduch o parametrech v sání ($t = 20^\circ\text{C}$, $p = 1 \text{ bar}$ a relativní vlhkost 100%). Požadovaný výtláčny tlak je 5 bar_A. V jedné variantě se bude počítat s klasickým vodním mezichladičem a dochlazovačem. Ve druhé variantě bude uvažován nástřik chladicí vody za druhým stupněm kompresoru a následné dochlazení plynu v dochlazovači na teplotu 40 °C.



Obrázek 24: Uspořádání kompresoru 4RMA50

5.2.1. Chlazení bez nástřiku vody

Tabulka 8: parametry plynu varianta 4.2.1

m_{plyn}	17 000 kg/h
$m_{\text{plyn-suchý}}$	16 749,3 kg/h
T_0	293,15 K
p_0	100 000 Pa
p	208 200 Pa
p_{kon}	500 000 Pa
φ_0	100%
φ_1	4,4%
φ_2	95%
T_1	375,54 K
T_2	322,65 K
T_3	425,66 K
T_K	313,15 K
$H_1 = f(p; T_1)$	83 554,77 J/kg
$H_2 = f(p; T_2)$	29 847,91 J/kg
$H_3 = f(p_{\text{kon}}; T_3)$	134 419,8 J/kg
$H_K = f(p_{\text{kon}}; T_K)$	19 035,31 J/kg
x	0,001497 kg/kg _{sp}
$x_{\text{MAX}} \text{ pro } \varphi=0,95$	0,00887 kg/kg _{sp}
Δx	0,0061 kg/kg _{sp}
$l_{\text{výp}}$	2 401,235 kJ/kg

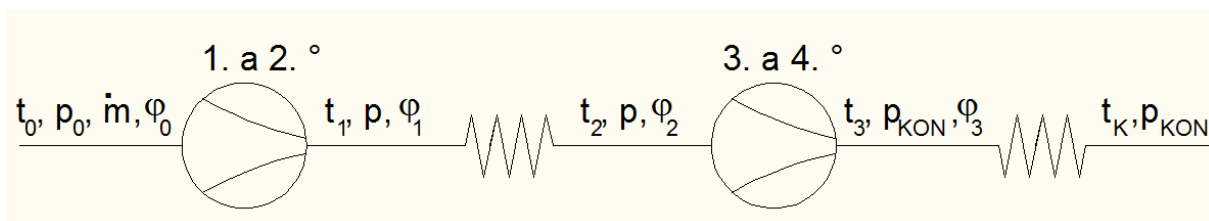


Schéma 4: zapojení varianty z kapitoly 4.2.1.

Mezichladič za 2. stupněm

$$dH = cp dT \rightarrow cp_A = \frac{dH}{dT} = \frac{83554,77 - 29847,91}{375,54 - 322,65} = \frac{53706,86}{52,89} = 1015,44 \text{ J / kgK} \quad (4.10)$$

$$Q_M = m cp_A \Delta T = \frac{17000}{3600} \cdot 1015,44 \cdot 52,89 = 253,6 \text{ kW} \quad (4.11)$$

Dochlazovač na 40°C

Chladicí výkon pro suchý plyn:

$$dH = cp dT \rightarrow cp_{AD} = \frac{dH}{dT} = \frac{134419,8 - 19035,31}{425,66 - 313,15} = \frac{115384,49}{112,51} = 1025,54 \text{ J / kgK} \quad (4.12)$$

$$Q_{AD} = m cp_{AD} \Delta T = \frac{17000}{3600} \cdot 1025,54 \cdot 112,51 = 544,9 \text{ kW} \quad (4.13)$$

Chladicí výkon kondenzační:

$$m_{KOND} = \Delta x \cdot m_{SP} = 0,0061 \cdot 16749,3 = 102,17 \text{ kg / h} \quad (4.14)$$

$$Q_K = \frac{l_{VYP} \cdot m_K}{3600} = \frac{2401,235 \cdot 102,17}{3600} = 68,15 \text{ kW} \quad (4.15)$$

Chladicí výkon celkový:

$$Q_D = Q_K + Q_{AD} = 68,15 + 544,9 = 613 \text{ kW} \quad (4.16)$$

Celkový chladicí výkon (mezichladič + dochlazovač)

$$Q_C = Q_M + Q_D = 253,6 + 613 = 866,6 \text{ kW} \quad (4.17)$$

V této variantě dochází ke stlačení plynu ve čtyřstupňovém vzduchovém kompresoru. Po stlačení v prvních dvou stupních dochází k ochlazení plynu v mezichladiči. Následně plyn proudí do 3. a 4. stupně kompresoru, kde dochází k dotlačení plynu na požadovaný výtlačný tlak. Za posledním stupněm kompresoru je zařazen klasický dochlazovač plynu, kde je plyn ochlazen na teplotu 40°C. V této variantě dochází ke kondenzaci vodní páry po ochlazení v dochlazovači. Celkový chladicí výkon obou aparátů vychází v této variantě 866,6 kW.

5.2.2. Chlazení nástřikem vody

Tabulka 9: parametry plynu varianta 4.2.2.

m_{plyn}	17 000 kg/h
m_{voda}	358,55 kg/h
$m_{\text{plyn-suchý}}$	16 749,3 kg/h
T_0	293,15 K
p_0	100 000 Pa
p	208 200 Pa
p_{kon}	500 000 Pa
φ_0	100%
φ_1	4,4%
φ_2	95%
T_1	375,54 K
T_2	322,65 K
T_3	425,66 K
T_K	313,15 K
$H_1 = f(p; T_1)$	83 554,77 J/kg
$H_2 = f(p; T_2)$	29 847,91 J/kg
$H_3 = f(p_{\text{kon}}; T_3)$	134 419,8 J/kg
$H_K = f(p_{\text{kon}}; T_K)$	19 035,31 J/kg
x	0,03638 kg/kg _{sp}
x_{MAX} pro $\varphi=0,95$	0,00887 kg/kg _{sp}
Δx	0,0275 kg/kg _{sp}
$l_{\text{výp}}$	2 401,235 kJ/kg

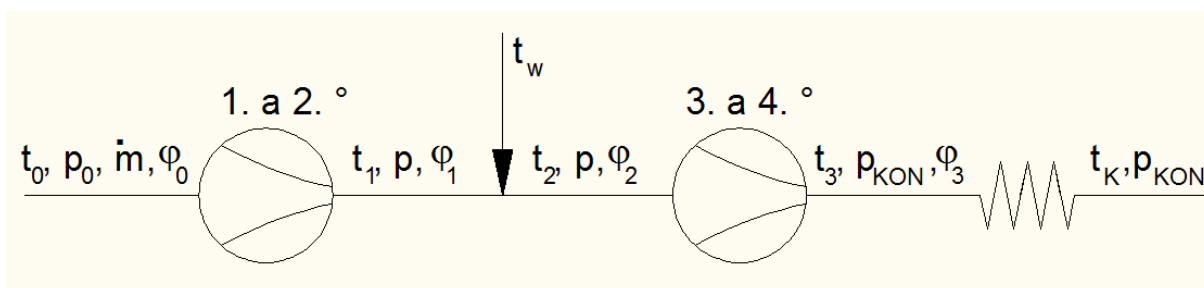


Schéma 5: zapojení varianty z kapitoly 4.2.2.

Dochlazovač na 40°C

Chladicí výkon pro suchý plyn:

$$dH = cp dT \rightarrow cp_B = \frac{dH}{dT} = \frac{134419,8 - 19035,31}{425,66 - 313,15} = \frac{115384,49}{112,51} = 1025,54 \text{ J / kgK} \quad (4.18)$$

$$Q_D = m cp_B \Delta T = \frac{17358,55}{3600} \cdot 1025,54 \cdot 112,51 = 556,4 \text{ kW} \quad (4.19)$$

Chladicí výkon kondenzační:

$$m_{KOND} = \Delta x \cdot m_{SP} = 0,0275 \cdot 16749,3 = 460,6 \text{ kg / h} \quad (4.20)$$

$$Q_K = \frac{l_{v\dot{y}P} \cdot m_K}{3600} = \frac{2401,235 \cdot 460,6}{3600} = 307,2 \text{ kW} \quad (4.21)$$

Chladicí výkon celkový:

$$Q_D = Q_K + Q_D = 307,2 + 556,4 = 863,6 \text{ kW} \quad (4.22)$$

V této variantě dochází, podobně jako v předchozí, ke stlačení plynu ve čtyřstupňovém vzduchovém kompresoru. Po stlačení v prvních dvou stupních však dochází k ochlazení plynu za pomoci vstříkovaní chladicí kapaliny na teplotu 49,5°C. Následně plyn proudí do 3. a 4. stupně kompresoru, kde dochází k dotlačení plynu na požadovaný výtlačný tlak. Za posledním stupněm kompresoru je zařazen klasický dochlazovač plynu, kde je plyn ochlazen na teplotu 40°C. V této variantě dochází ke kondenzaci vodní páry po ochlazení v dochlazovači. Celkový chladicí výkon vychází v této variantě 863,6 kW.

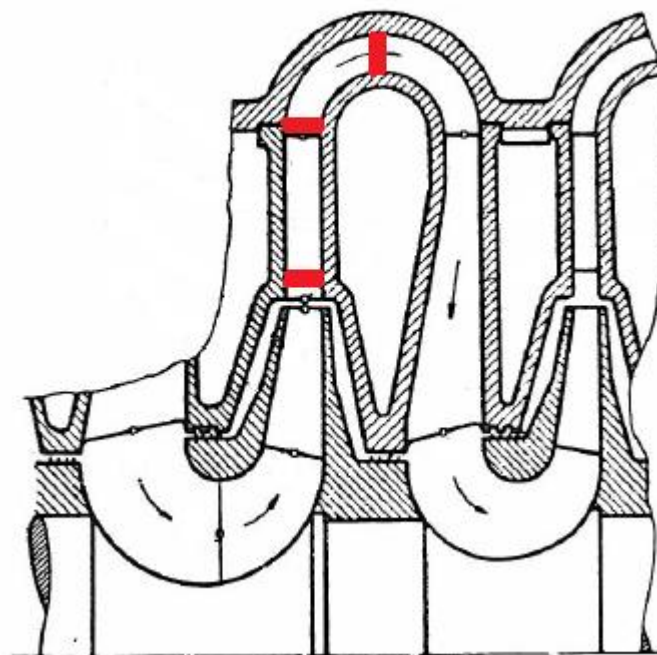
5.2.3. Zhodnocení výpočtů

V prvním případě bylo uvažované chlazení experimentálního jednostupňového dmyhadla. Ve výpočtech se projevilo to, že dmyhadlo nedosahuje příliš vysokých parametrů, a proto nebyly výsledky tolik vypovídající. Nejvyšší chladicí výkon vyšel pro variantu chlazení suchého plynu, bez nástřiku vody, a to 200,47 kW. Pro tutéž variantu, ale vlhký plyn, vyšel chladicí výkon 197,8 kW. Příčinou tohoto rozdílu je vyšší teplota po stlačení suchého plynu, tudíž je nutné ochladit plyn z vyšší teploty, i když je tento rozdíl nepatrný. Dá se tedy tvrdit, že v těchto případech je rozdíl v chladicích výkonech zanedbatelný. Ve třetí variantě se již počítalo s nástřikem vody do průtočné části. Následný výkon dochlazovače vyšel 131,25 kW. Potom je i v tomto případě vidět, že došlo k úspoře chladicího výkonu na dochlazovači.

Ve druhém případě již dochází k reálnějším závěrům. Ve variantě bez nástřiku vody vyšel celkový chladicí výkon (dochlazovač + mezichladič) 866,3 kW. Ve variantě s nástřikem vody vyšel výkon dochlazovače 863,6 kW. Tento minimální rozdíl je zanedbatelný a může být způsobený nepřesností výpočtů. Tím se potvrdilo, že teplo přivedené do plynu se musí i odvést a proto jsou si tyto výkony téměř rovny. Samozřejmě vzrostl výkon dochlazovače ve variantě s nástřikem. Hlavní výhodou nástřiku vody je ale to, že se ušetřil jeden chladicí aparát. Ceny těchto chladičů (obzvláště v případě že jde o jednotky MW) se pohybují v řádech milionů Kč. Pak má úspora každého takového aparátu velikou váhu v celkové kalkulaci stroje. S tím samozřejmě souvisí například jednodušší tvar tělesa kompresoru, jelikož bude obsahovat méně vstupních a výstupních hrdel. Nezanedbatelné je i to, že se sníží rozměry soustrojí a tím celková hmotnost. Samozřejmě tato varianta bude obsahovat konstrukčně složitější prvky zejména na tělese kompresoru a také bude nutností generátor kapalné fáze (vstřikovací trysky). I tak by ale tato varianta měla být finančně výhodnější, než použití velkých a drahých chladičů plynu. Zcela určitě by bylo potřeba, aby tato úvaha byla ověřena podrobným ekonomickým rozbohem.

6. Konstrukční část

Zásadní otázkou konstrukční části je určit vhodné místo nástřiku a následně navrhnout nejvhodnější konstrukční řešení v souladu s prostorovými možnostmi a provozními možnostmi vstřikovacích trysek, které se objevují na trhu.



Obrázek 25: Možné varianty umístění (červeně) vstřikovacích trysek [2]

První možností je vstříkovat kapalinu hned za oběžným kolem, před difuzorem, přibližně na průměru $1,1 \cdot D_{ob.kola}$. V tomto místě je zřejmou výhodou dlouhá dráha pro odpaření. Problém nastává v případě difuzorových lopatek. Umístění difuzorových lopatek v kompresoru není vždy pravidlem. Jejich přítomnost, ale může mít v případě nástřiku několik nevýhod. V případě větší velikosti kapek, které nedokážou okamžitě reagovat na změnu směru proudění, může docházet k erozivnímu vymílání. Nevýhodou je také to, že k nástřiku dojde před difuzorem, ve kterém dochází ještě ke stlačování plynu, a tudíž se naruší jeho funkce.

Důležité je také zvolit vhodné nasměrování trysek. Možností je umístit trysky do mezistěny a vstříkovat kapalinu kolmo na osu difuzorového kanálu. Od kolegů ze ZČU Plzeň jsme však dostali informaci, že toto řešení není příliš vhodné. Při tomto umístění trysky (a malé velikosti kapek) dochází k ulpívání kapek na vnitřní stěnu průtočné části a v místě, kde

dochází k ohybu průtočné části (na vstupu do vratného oblouku) dochází k odtrhávání od mezní vrstvy a kapka se začíná po vnější straně vracet opačným směrem. Mezi vhodné varianty lze uvažovat umístění do mezistěny kanálu, ale nasměrování trysek po směru proudu plynu. V tomto případě by nemělo docházet k nežádoucím dějům popsaným v předchozí části textu. Zřejmě ideální řešení je „vystrčení“ trysky do osy průtočného kanálu a vstřikování kapaliny po směru proudění plynu. Tato varianta je ale omezena rozměry trysek a průtočných kanálů. Kanály mají totiž v některých případech velmi malé rozměry a průřez trysky by tak mohl překrývat značnou část jejich průřezu.

Další možností je vstřikovat kapalinu za difuzorem, v první polovině vratného oblouku. V tomto případě je nevýhodou, že se nám téměř o polovinu zkrátí dráha pro odpaření. Dalo by se ovšem využít informace uvedené v kapitole 4.1. tj. oběžným kolům HCKD nehrozí poškození nečistotami menšími než 50 μm . Dostačujícím řešením by tedy bylo postupné odpařování kapek ve vratném kanále na velikost menší než je uvedených 50 μm a dokončení odpaření až v oběžném kole následujícího stupně. Tohoto výpočtu však nejsme schopni numericky dosáhnout. Toto je nutné ověřit pomocí výpočetní techniky a vhodných simulací například v programu ANSYS.

6.1. Vstřikovací trysky

Nejdůležitějším parametrem při výběru trysek je průměrná velikost kapek, na kterou jsou trysky schopné kapalinu rozptýlit. Důležité je také zvolit vhodný tlakový spád mezi vstříknutou kapalinou a pracovním plynem. Tento tlakový spád bude volen přibližně 10 až 15 bar_A . Velikost kapek je hlavní parametr, který souvisí s vypařováním kapaliny při průchodu průtočnou částí. V této práci se tímto nezabýváme, ale i tak je nutné zvolit trysky s co největší rozprašovací schopností. Samozřejmě s tím souvisí také to, aby kolegové ze ZČU Plzeň při simulacích proudění počítali s takovými velikostmi kapek, které lze pomocí vstřikovací technologie vyprodukovat. Na trhu existuje velké množství firem, které se touto problematikou zabývají. Bohužel ochota těchto firem zabývat se studentskými a výzkumnými pracemi není příliš vysoká. Já jsem při výběru vhodných trysek podrobněji studoval katalogy tří firem a to Spraying Systems Czech, s. r. o., TechniFog a UniSpray Systems inc. Jako nejvhodnější jsem nakonec zvolil trysky ze sortimentu poslední jmenované firmy UniSpray Systems inc.

Tato firma se zabývá výrobou vstřikovacích trysek pro průmyslové využití. Na webových stránkách této firmy je uvedeno základní rozdělení trysek dle velikosti kapek, které jsou schopny dosáhnout a mnoho dalších užitečných informací. Tyto poznatky jsou uvedeny dále.

6.1.1. Mlžící trysky [10]

Jsou to trysky buď s dutým, nebo s plným kuželem stříku, kapičky se rozkládají z trysek do mlhy po určité vzdálenosti od otvoru trysky. Mlžící trysky jsou charakteristické tím, že mají nízkou míru průtoku, velmi malou velikost kapiček, téměř bez dopadu. Typické použití je pro ochlazování, zavlažování nebo zvlhčovací aplikace. Zda je daný výstup s trysky klasifikován jako mlha, nebo sprej závisí na střední velikosti kapiček.

- **Suchá mlha**

U suché mlhy je velikost kapek v rozmezí od 10 do 20 mikrometrů, tyto mikrokapičky mají schopnost se spojit s prachovými částicemi (10 mikrometrů a menší). Následně se stanou dostatečně těžkými a spadnou zpět do procesu. Přitom nezvlhčí základní materiál, ale jen poléťavý prach. Používají se v různých odvětvích průmyslu – např. zakladače, drtiče, přesypy pásových dopravníků. Suchá mlha může být aplikována do prostředí s nebezpečím výbuchu.

- **Mokrá mlha**

Má velikost kapek v rozmezí 20 až 30 mikrometrů.

- **Mlžení**

Má velikost kapek mezi 30 až 60 mikrometry. Cokoliv nad 60 mikrometrů je již sprej – postřík. Hydraulická tryska bude produkovat jemnější kapičky kapaliny se zvyšujícím se tlakem, takže tryska, která vytváří zamlžení při 5 barech, může také při 15 barech produkovat mlhu.

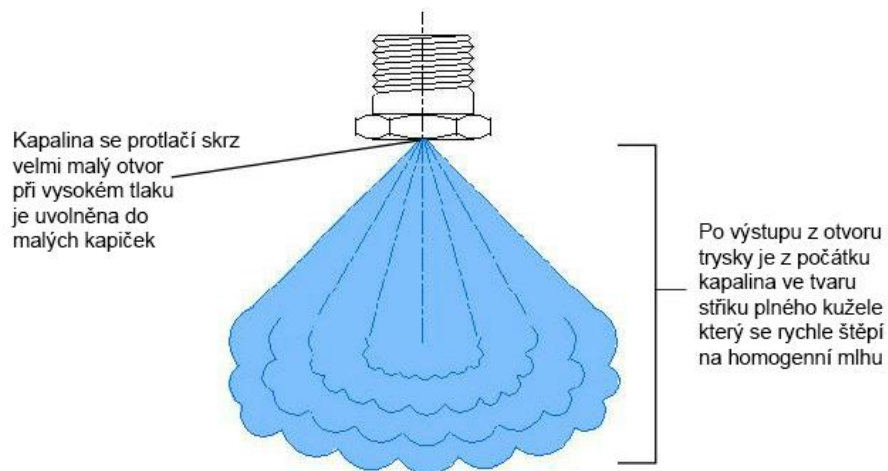
- **Axiální vír**

Pracují pomocí interního vedení kapaliny v konstrukci trysky, kde se kapalina roztočí uvnitř trysky. Výsledná turbulence na výstupu z trysky kapalinu rozbije do kapiček. Axiální vířivé trysky produkují plný kužel nástřiku. Tyto trysky mohou být vyrobeny z plastu, nebo kovu.

V zásadě jsou možné dva způsoby vstřiku kapaliny:

- **Malý otvor trysky**

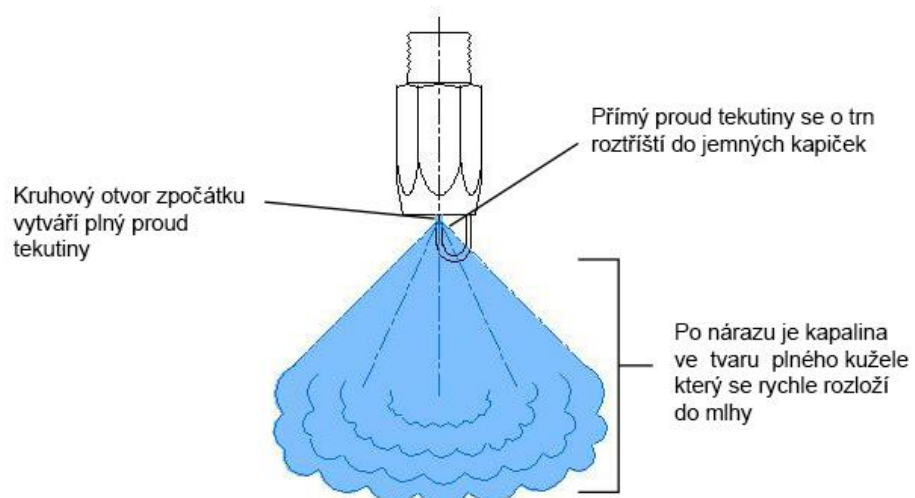
Pracuje tak, že kapalina je protlačena skrz velmi malý otvor, tyto síly rozdělí kapalinu na jemné kapičky, při nižších tlacích se vytvoří hrubší mlha. Vzhledem k malému otvoru je tento systém náchylný na čistotu kapaliny.



Obrázek 26: vstřík kapaliny malým otvorem [10]

- **Rozrácením o trn**

Kapalina po opuštění trysky dopadne na hrot v přímé dráze proudění kapaliny a je rozbita do jemného rozstříku. Vzhledem k tomu, že je kapalina rozdělena nárazem a tím, že není nucena procházet malým otvorem, umožňuje tento způsob použití více viskózní nebo „špinavé“ kapaliny. Nevýhodou této konstrukce je sklon k odkapávání pod nárazovou obručí. Je ideální pro výrobu velmi jemných kapiček a vytváří je za jakéhokoli přímého tlaku.



Obrázek 27: vstřík rozrácením o trn [10]

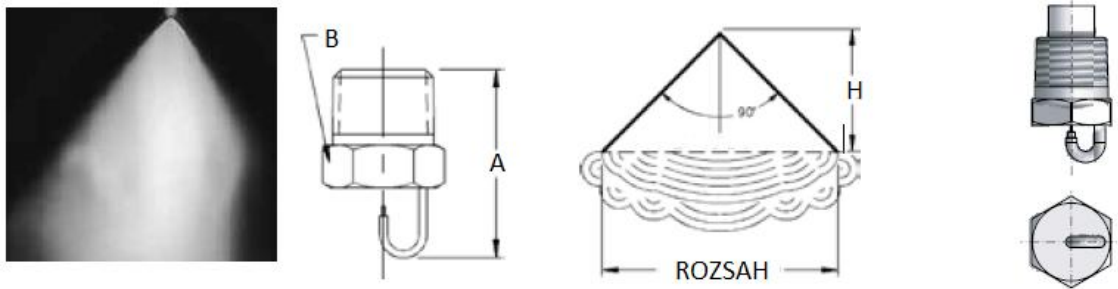
6.1.2. Zvolený typ trysek – typ PJ [10]

Po konzultaci přímo se zástupci firmy UniSpray Systems inc. jsem zvolil jako nejvhodnější typ trysek PJ, dle katalogu firmy umístěného na jejich webových stránkách. Tento typ splňuje základní požadavky pro použití v této aplikaci. Jedná se o hydraulický typ trysek, tzn., že není potřeba žádné přídavné médium (nejčastěji vzduch) pro rozprášení vody do průtočné části kompresoru. Tento typ trysek je schopný dosáhnout velikosti kapiček 20 – 50 μm . Tato velikost by měla umožnit odpařování jednotlivých kapiček. Trysky mohou být vyrobeny z mosazi a nerezové oceli.



Obrázek 28: PJ tryska [10]

Jak je zřejmé na obrázku 28, rozprášení je zde dosahováno pomocí rozrážecího trnu. Tyto trysky se dle informací v katalogu vyznačují vysokou energetickou účinností a kompaktní konstrukcí – jsou z jednoho kusu, neobsahují žádné vířivé lopatky nebo jiné vnitřní části. Upevňují se pomocí závitu 1/4“ nebo 1/8“. Vysokému rozprášení pomáhá také 20 μm filtr umístěný uvnitř trysky. Charakteristika rozstříku se řídí také tlakem, pod kterým je chladicí voda do trysek vháněna. Čím větší tlak, tím jsou trysky schopny dosáhnout většího rozprášení.



Obrázek 29: znázornění trysek [10]

Generovaná mlha má tvar plného kužele a rozstříkovací úhel je 90°. Průtok tryskou se pohybuje v rozsahu od 0,043 až 5,34 l/min.

Male Pipe Size	Nozzle Number	K Factor	LITERS PER MINUTE @ BAR							
			2 bar	3 bar	5 bar	10 bar	20 bar	30 bar	50 bar	70 bar
1/8	PJ6	0.0137			0.031	0.043	0.061	0.075	0.097	0.114
	PJ8	0.0259			0.058	0.082	0.116	0.142	0.183	0.217
	PJ10	0.0387		0.067	0.087	0.123	0.173	0.212	0.274	0.324
	PJ12	0.0524		0.091	0.117	0.166	0.234	0.287	0.371	0.439
OR	PJ15	0.0843	0.119	0.146	0.189	0.267	0.377	0.462	0.596	0.705
	PJ20	0.153	0.216	0.264	0.341	0.483	0.683	0.836	1.08	1.28
	PJ24	0.228	0.322	0.395	0.510	0.721	1.02	1.25	1.61	1.91
	PJ28	0.296	0.419	0.513	0.662	0.937	1.32	1.62	2.09	2.48
1/4	PJ32	0.410	0.580	0.710	0.917	1.297	1.83	2.25	2.90	3.43
	PJ40	0.638	0.902	1.11	1.43	2.02	2.85	3.49	4.51	5.34

$$\text{Flow Rate (l/min)} = K \sqrt{\text{bar}}$$

Obrázek 30: průtok PJ trysek v závislosti na tlaku [10]

Na obrázku 30 jsou uvedeny hodnoty průtoku, kterého dosahují trysky v závislosti na tlaku. Pokud budeme chtít tyto parametry použít při aplikaci chlazení jednostupňového dmyhadla, počítaného v kapitole 3.3, tak je nutné z této tabulky vybrat nejvhodnější trysky. Ve výpočtu z kapitoly 3.3 se dosahuje největšího průtoku chladicí vody v případě suchého plynu a to 327 kg/h. Doporučený tlakový spád pro tuto aplikaci je minimálně 10 barA. V tom případě jsem vybral jako vhodnou trysku PJ s označením PJ24 a průtokem 0,721 l/min. V tomto případě tedy bude pro chlazení dmyhadla použito 8 trysek PJ24, které jsou při tlaku 10 barA schopny generovat 346 kg chladicí vody za hodinu. Toto množství by tak mělo s rezervou pokrýt požadavek množství chladicí vody pro potřebné ochlazení plynu. Zjednodušené konstrukční řešení umístění trysek je uvedeno v příloze [1].

7. Závěr

V této diplomové práci jsem se zabýval rozbořem chlazení radiálního turbokompresoru, zejména pak chlazením nástřikem vody do průtočné části. Tento způsob umožňuje snížení počtu klasických chladičů plynu, které jsou finančně nákladné a svými rozměry komplikují projekční řešení kompresorového soustrojí. Považuji proto za účelné se tomuto řešení i v budoucnosti věnovat a nejlépe experimentálně ověřit výstupy z této práce a také z diplomové práce, kterou souběžně zpracovává kolega ze ZČU Plzeň a zabývá se v ní simulováním tohoto děje v programu ANSYS.

Dle výpočtů provedených v kapitole 3, bylo zjištěno, že množství nastříkované vody tvoří procentuálně přibližně 1 až 1,5% celkového hmotnostního průtoku plynu protékajícího strojem. Lze tedy zjednodušeně uvažovat, že toto množství nijak významně nezmění absolutní tlak v místě nástřiku a neovlivní kompresi stroje ani parametry jako například příkon či stlačení. V porovnání s klasickými chladiči plynu má ale tento způsob jednu zásadní nevýhodu. Množství vody, kterou je daný plyn schopný pojmout je omezené, což limituje maximální možné ochlazení stlačovaného plynu. Proto doporučuji toto řešení využívat hlavně v aplikacích, kdy je potřeba plyn ochladit o teplotní spád maximálně 30 až 50 °C. Vhodné by bylo například využití v případě, kdy teplota pracovního plynu nesmí přesáhnout předem stanovenou hodnotu a pomocí nástřiku vody by se pod touto hodnotou udržovala. V kapitole 4 jsem se zabýval podrobnějším řešením chladicích výkonů v jednotlivých aparátech. Ze základních termodynamických zákonů je zřejmé, že energie, která se do plynu přivede, se musí zase odvést, takže potřebné chladicí výkony ve variantách s nástřikem i bez nástřiku se příliš neliší. Jediné co se mění, je počet chladicích aparátů. Součástí diplomové práce je i konstrukční řešení umístění trysek na experimentálním dmychadle instalovaném ve výzkumném ústavu v Plzni. Nejprve jsem musel vybrat vhodný typ trysek. Nakonec jsem zvolil trysky ze sortimentu firmy UniSpray Systems inc. Zástupcem této firmy mi bylo sděleno, který typ trysek je pro tuto aplikaci nejvhodnější. Zvolené trysky jsou schopny generovat kapičky o velikosti 20 až 50 μm . Nevylučuji ale možnost, že na trhu se pohybují i firmy, které mají v sortimentu ještě vhodnější typy. Možnosti umístění trysek jsou podrobně popsány v kapitole 5. Co se týče umístění trysek – po úvaze jsem zvolil variantu za difuzorem v mezistěnách kompresoru. Toto řešení je pak znázorněno v příloze.

8. Seznamy

Seznam obrázků:

Obrázek 1: Pracovní oblasti hlavních typů kompresorů [1]	8
Obrázek 2: Řez radiálním turbokompresorem	9
Obrázek 3: Řez axiálním turbokompresorem	10
Obrázek 4: Polotovar oběžného kola [3]	11
Obrázek 5: Rychlostní trojúhelníky [2]	12
Obrázek 6: Moment hybnosti částice v oběžném kole [2].....	13
Obrázek 7: Komprese v H-s diagramu [3].....	15
Obrázek 8: Bezrozměrné charakteristiky [3]	16
Obrázek 9: Charakteristika radiálního turbokompresoru [1].....	18
Obrázek 10: Významné body na charakteristice [3].....	19
Obrázek 11: Horizontální, vodní chladič plynu, plyn v trubkách [4].....	21
Obrázek 12: Chladiče umístěné v tělese kompresoru [4]	22
Obrázek 13: Vzduchový chladič, nucené chlazení ventilátory [4]	22
Obrázek 14: Podélný řez vzduchovým turbokompresorem [2]	23
Obrázek 15: Historický obrázek kompresoru s vnitřním chlazením [4].....	24
Obrázek 16: Možné umístění mezichladičů [2]	26
Obrázek 17: V současné době velmi často používané umístění vodních mezichladičů [4]	27
Obrázek 18: Vstřikovací tryska [2].....	28
Obrázek 19: Pračka vzduchu [5].....	32
Obrázek 20: Chladičí věže s přirozeným tahem - JE Temelín [7].....	33
Obrázek 21: Čerpadlová stanice [6].....	34
Obrázek 22: Umístění trysek - Elliott Group [6]	34
Obrázek 23: Bilance vstup/výstup	39
Obrázek 24: Uspořádání kompresoru 4RMA50	59
Obrázek 25: Možné varianty umístění (červeně) vstřikovacích trysek [2].....	65
Obrázek 26: vstřik kapaliny malým otvorem [10].....	68
Obrázek 27: vstřik rozrácením o trn [10].....	68
Obrázek 28: PJ tryska [10].....	69
Obrázek 29: znázornění trysek [10].....	69
Obrázek 30: průtok PJ trysek v závislosti na tlaku [10]	70

Seznam tabulek:

Tabulka 1: Základní parametry	38
Tabulka 2: Výchozí parametry	43
Tabulka 3: Množství chladicí vody a suchého vzduchu v závislosti na relativní vlhkosti plynu v sání	51
Tabulka 4: Maximální ochlazení plynu ΔT v závislosti na relativní vlhkosti plynu v sání.....	53
Tabulka 5: parametry plynu	55
Tabulka 6: parametry plynu	56
Tabulka 7: parametry plynu	57
Tabulka 8: parametry plynu varianta 4.2.1	60
Tabulka 9: parametry plynu varianta 4.2.2.	62

Seznam grafů:

Graf: 1 p-V diagram voda/vodní pára [8]	36
Graf: 2. Závislost výparného tepla na teplotě [9]	40
Graf: 3 Závislost průtoku chladicí vody na relativní vlhkosti plynu v sání.....	51
Graf: 4 Závislost poměru G_w/G_s na relativní vlhkosti plynu v sání	52
Graf: 5 Závislost průtoku suchého plynu na relativní vlhkosti plynu v sání	52
Graf: 6 Závislost ΔT na relativní vlhkosti plynu v sání.....	53

Seznam schémat:

Schéma 1: zapojení varianty z kapitoly 4.1.1.	55
Schéma 2: zapojení varianty z kapitoly 4.1.2	56
Schéma 3: zapojení varianty z kapitoly 4.1.3.	57
Schéma 4: zapojení varianty z kapitoly 4.2.1.	60
Schéma 5: zapojení varianty z kapitoly 4.2.2.	62

9. Použité značky a symboly

symbol	jednotka	veličina
a	[m/s]	rychlost zvuku
a	[-]	konstanta BWR rovnice daného plynu
A	[-]	konstanta Antoineovy rovnice daného plynu
A0	[-]	konstanta BWR rovnice daného plynu
APR	[-]	antipumpážní regulace
a _s	[m/s]	rychlost zvuku v sání
B	[-]	konstanta Antoineovy rovnice daného plynu
b	[-]	konstanta BWR rovnice daného plynu
B0	[-]	konstanta BWR rovnice daného plynu
b ₂	[m]	šířka oběžného kola
C	[-]	konstanta Antoineovy rovnice daného plynu
c _p	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita
c	[-]	konstanta BWR rovnice daného plynu
C0	[-]	konstanta BWR rovnice daného plynu
c _{1;2}	[m/s]	absolutní rychlost
c _{u1;2}	[m/s]	obvodová složka rychlosti
D ₂	[m]	vnější průměr oběžného kola
F	[N]	síla
f	[kg/m ³]	absolutní vlhkost
F ₂	[m ²]	výstupní plocha oběžného kola
F ₁	[m ²]	plocha kolmého průřezu lopatkou
G	[kg/s]	hmotnostní průtok
G _s	[kg/h]	množství suchého vzduchu
G _{vlh}	[kg/h]	množství vlhkého vzduchu
G _w	[kg/h]	hmotnostní průtok chladicí vody
h	[J/kg]	měrná entalpie
h ₁	[J/kg]	entalpie vzduchu před ochlazením
h ₂	[J/kg]	entalpie vzduchu po ochlazením
h _{w,d}	[J/kg]	entalpie odpařené vody resp. dodané páry
K	[-]	kritický bod
l	[m]	charakteristický rozměr
m	[kg]	hmotnost
M	[kgm ² /s]	moment
M	[-]	Machovo číslo
m _{1;2;K;SP}	[kg/s]	hmotnostní průtok
M _{2u}	[-]	srovnávací Machovo číslo
M _r	[kgm ² /s]	moment hybnosti
m _{w,d}	[kg/s]	hmotnost odpařené vody resp. dodané páry
n _{1;2;3}	[1/min]	otáčky

$p_{0;1;2}$	[Pa]	tlak
$P_{1;2}$	[kW]	příkon
p_p	[kPa]	parciální tlak
p_p''	[kPa]	tlak sytých par
Q_M	[kW]	chladičí výkon mezichladiče
Q_D	[kW]	chladičí výkon dochlazovače
Q_c	[kW]	celkový chladičí výkon
$Q_{0;1;2}$	[m ³ /h]	objemový průtok
$Q_{ohř}$	[J]	teplo spotřebované na ohřev vody
$Q_{výp}$	[J]	výparné teplo
$l_{ohř}$	[J/kg]	měrné teplo spotřebované na ohřev vody
$l_{výp}$	[J/kg]	měrné výparné teplo
r	[J/kgK]	měrná plynová konstanta suchého vzduchu
R	[J/Kmol]	molární plynová konstanta
$r_{1;2}$	[m]	poloměr oběžného kola
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
t	[s]	čas
$T_{0;1;2}$	[T]	termodynamická teplota
$t_{0;1;2}$	[°C]	teplota
t_m	[-]	teplota mokrého teploměru
t_w	[°C]	teplota vody
$t_{w,stř}$	[°C]	teplota vody střední
$u_{1;2}$	[m/s]	obvodová rychlost
$v_{0;1;2}$	[m ³ /kg]	měrný objem
$w_{1;2}$	[m/s]	relativní rychlost
x	[kg/kg]	měrná vlhkost
z_2	[-]	počet lopatek oběžného kola
α	[°]	vstupní úhel
α	[-]	konstanta BWR rovnice daného plynu
β	[°]	výstupní úhel
γ	[-]	konstanta BWR rovnice daného plynu
ΔH_2	[J/kg]	skutečný entalpický spád
ΔH_{2s}	[J/kg]	izoentropický entalpický spád
ΔH_s	[J/kg]	izoentropický nárůst
$\varepsilon_{1;2}$	[-]	stlačení
η	[Pas]	dynamická viskozita
η_s	[-]	izoentropická účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
ρ	[kg/m ³]	měrná hmotnost
ρ_p	[kg/m ³]	hustota par
ρ_p''	[kg/m ³]	hustota par na mezi sytosti

σ_2	[-]	příkonový součinitel
φ	[-]	relativní vlhkost
$\varphi_{0;1;2}$	[-]	průtokový součinitel
φ_{MAX}	[-]	maximální relativní vlhkost ochl. plynu
χ_s	[-]	izoentropické tlakové číslo
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
μ	[-]	součinitel kontrakce
z_i	[-]	stlačení

10. Seznam použité literatury a ostatní zdroje

- [1] LIŠKA Antonín, NOVÁK Pavel. *Technika stlačeného vzduchu*. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-01-01947-0.
- [2] MISÁREK Dušan. *Turbokompresory: určeno projektantům, konstruktérům a inženýrům pracujících v chladírenské, vzduchotechnické a hutní výrobě i pro studenty škol energetického zaměření*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963. Řada strojírenské literatury.
- [3] Ing. J. OLDŘICH, CSc. *Filozofie návrhu radiálního kompresoru metodou stupeň po stupni*. Interní materiál, Howden ČKD Compressors s.r.o., 2015.
- [4] Ing. P. Šídlo, *Prezentace HCKD - Chlazení*, Interní materiál, Howden ČKD Compressors s.r.o., 2015.
- [5] NOVÝ Richard. *Technika prostředí*. Vyd. 2., přeprac. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-03492-5.
- [6] Elliott Group. *Elliott Group* [online]. U.S., 2015 [cit. 2016-08-22]. Dostupné z: <http://www.elliott-turbo.com>
- [7] *Atom info* [online]. 2015 [cit. 2016-08-22]. Dostupné z: <http://atominfo.cz/2015/07/chladici-veze-je-temelin-pod-kontrolou-odborniku/>
- [8] *Termomechanika* [online]. ZČu v Plzni, 2008 [cit. 2016-08-22]. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~kovarikp/termomechanika.html>
- [9] RAŽNJEVIĆ K. *Termodynamické tabulky*. Přeložil Ernest KABÁT. Bratislava: Alfa, 1984. Edícia energetickej literatúry.
- [10] UniSpray Systems Inc.: Průmyslové trysky. *UniSpray Systems Inc.* [online]. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: <http://www.ejektory.cz/index.html>