VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ÚPRAVY VLHKÉHO VZDUCHU V KLIMATIZAČNÍCH ZAŘÍZENÍCH

MOIST AIR PROCESSES IN AIR-CONDITIONING EQUIPMENT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — PETR TREPKA
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Doc. Ing. EVA JANOTKOVÁ, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Trepka Petr

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Úpravy vlhkého vzduchu v klimatizačních zařízeních

v anglickém jazyce:

Moist Air Processes in Air-Conditioning Equipment

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Klimatizační zařízeníupravují vzduch na požadovanou teplotu, vlhkost a čistotu. Klimatizační zařízení se skládá z řady komponent, v nichž probíhají za sebou úpravy vzduchu, tak aby výsledný stav odpovídal požadovanému.

Cíle bakalářské práce:

Rozbor izobarických změn stavu vlhkého vzduchu (ohřev, chlazení, míšení, vlhčení) a jejich zobrazení v h-x diagramu vlhkého vzduchu. Stručná literární rešerše používaných klimatizačních systémů, zejména systému vzduchového. Naznačit dimenzování klimatizačního zařízení pro vzduchový jednokanálový klimatizační systém.

Seznam odborné literatury:

Pavelek, M. a kol.: Termomechanika. Akademické nakladatelství CERM, Brno 2003
Chyský, J.- Hemzal, K. a kol.: Větrání a klimatizace. Technický průvodce sv. 31. Bolit, Brno 1993
Gebauer, G. - Rubinová, O. - Horká, H.: Vzduchotechnika. ERA, 2005
Janotková, E.: Technika prostředí. FSI VUT v Brně, srpen 2009. http://ottp.vutbr.cz/vyuka/technika prostredi

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Eva Janotková, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Bakalářská práce se v úvodní části zabývá obecnou teorií vlhkého vzduchu, rozborem možných izobarických úprav vlhkého vzduchu a jejich znázorněním v h-x diagramu. Dále je v práci obsaženo rozdělení klimatizačních zařízení, včetně jejich stručného popisu. Práce dál zahrnuje přehled klimatizačních systémů, popis jejich výhod a nevýhod a možností využiti, se zaměřením hlavně na systém vzduchový. V závěrečné části je pak naznačen výpočet dimenzování klimatizačního zařízení jednokanálového vzduchového systému.

Abstract

Bachelor thesis in the introductory part deals with the general theory of moist air, analysis of possible isobaric modifications of humid air and their representation in the h-x diagram. Bachelor thesis further contains the distribution of air-conditioning equipment, including a brief description. Thesis also includes an overview of air-conditioning systems, a description of their advantages, disadvantages and usage possibilities, focusing especially on the air system. In the final part is the dimensioning calculation of air-conditioning equipment in single-channel air system.

Klíčová slova

Vlhký vzduch, klimatizační zařízení, klimatizační systémy, h-x diagram.

Keywords

Moist air, air-conditioning equipment, air-conditioning systems, h-x diagram.

Bibliografická citace

TREPKA, P. *Úpravy vlhkého vzduchu v klimatizačních zařízeních*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 54 s. Vedoucí bakalářské práce Doc. Ing. Eva Janotková, CSc.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Úpravy vlhkého vzduchu v klimatizačních zařízeních vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 26. května 2010

…….

Petr Trepka

Poděkování:

Na tomto místě bych chtěl poděkovat své vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Evě Janotkové, CSc. za její cenné rady a připomínky a za čas mi věnovaný na konzultaci práce.

Obsah

Obsah 13
Úvod 14
1 Teorie vlhkého vzduchu 15
1.1 Úvodní pojmy 15
1.2 Vyjádření vlhkosti vzduchu 16
1.3 Měření vlhkosti vzduchu 19
1.4 Hustota vlhkého vzduchu 20
1.5 Entalpie vlhkého vzduchu 20
1.6 Mollierův diagram h-x 21
2 Průběhy úprav vzduchu v klimatizaci a jejich znázornění v h-x diagramu 24
2.1 Úvodní vysvětlení pojmů tepla přenášeného při izobarických dějích 24
2.2 Ohřev vzduchu 25
2.3 Chlazení vzduchu 25
2.4 Vlhčení vzduchu 27
2.5 Adiabatické míšení dvou proudů vzduchu 28
3 Klimatizace 30
4 Klimatizační zařízení 31
4.1 Ohřívače a chladiče 31
4.2 Zvlhčovače vzduchu 32
4.3 Chladicí zařízení 33
4.4 Ventilátory 33
4.5 Filtry atmosférického vzduchu 34
4.6 Zařízení pro zpětné získávání tepla (ZZT) 36
5 Klimatizační systémy 38
5.1 Vzduchové klimatizační systémy 38
5.2 Vodní klimatizační systémy 41
5.3 Kombinovaný vysokotlaký klimatizační systém s indukčními jednotkami 43
5.4 Chladivové systémy 44
6 Příklad dimenzování klimatizačního zařízení 46
7 Závěr 50

Úvod

Vzduch nás všude obklopuje jako směs suchého vzduchu a určitého množství vody ve formě vodní páry, mlhy, jinovatky. V dnešní době jsou kladeny vysoké požadavky na jeho úpravu, ať už z důvodu technologických nebo komfortních. Tohoto komfortu pomáhají dosáhnout vyspělé klimatizační systémy, z nichž má každý své přednosti popsané v práci spolu s vhodností jejich použití. Lidé si stále více zvykají na komfort, jež jim tyto systémy mohou poskytnout. Toho se dá dosáhnou úpravou vzduchu souborem technických prvků tvořících klimatizační zařízení. Ty umožňují výměnu vzduchu v místnosti, filtraci vzduchu, chlazení a vytápění místností i zpětné získávání tepla ze vzduchu.

Klimatizační zařízení sestávají z řady dílčích komponent, které aby splňovali požadavky na úpravu vzduchu, je třeba vhodně nadimenzovat. K těmto výpočtům je nutné znát i teorii vlhkého vzduchu, proto je tato práce z velké části zaměřena také na rozbor izobarických změn vlhkého vzduchu. V současné době se klimatizace spolu s požadavky na co nejmenší energetické náklady neustále dál vyvíjí.

1 Teorie vlhkého vzduchu

1.1 Úvodní pojmy

Vlhký vzduch je směs suchého vzduchu a určitého množství vody ve formě syté, či přehřáté vodní páry, mlhy, jinovatky. Suchý vzduch je jednoznačně definován a to v nulové nadmořské výšce. Tam má toto objemové a hmotnostní složení:

Tabulka 1.1 – Objemové a hmotnostní složení vzduchu [6]

PLYN	OBJEMOVÉ SLOŽENÍ [%]	HMOTNOSTNÍ SLOŽENÍ [%]
Dusík-N_2	78,09	75,5
Kyslík-O_2	20,29	23,2
Argon-Ar	0,93	1,286
Oxid uhličitý CO_2	0,03	0,046
Ne,He,Kr,Xe,H_2,O_3	0,66	-

Daltonův zákon

Pro výpočty tepelných procesů se používá *Daltonův zákon*: celkový tlak směsi plynů p je dán součtem dílčích (parciálních) tlaků jednotlivých složek p_i:

$$p = \sum p_i \quad \text{[Pa]}. \tag{1.1}$$

Vzhledem k této skutečnosti lze vyjádřit celkový tlak vlhkého vzduchu p jako součet parciálních tlaků suchého vzduchu p_v a vodní páry p_p:

$$p = p_v + p_p \quad \text{[Pa]}. \tag{1.2}$$

Stavová rovnice

Pro suchý vzduch i vodní páru lze použít stavovou rovnici pro ideální plyn, která má tvar:

Pro suchý vzduch: $$p_v V = m_v r_v T \tag{1.3}$$

Pro vodní páru: $$p_p V = m_p r_p T \tag{1.4}$$

kde:

V	- celkový objem vzduchu	[m^3]
m_v	- hmotnost suchého vzduchu	[kg]
m_p	- hmotnost vodní páry	[kg]
T	- termodynamická teplota	[K]
r_v	- plynová konstanta pro suchý vzduch (r_v = *287,11 J/kg.K)*	[J/kg.K]
r_p	- plynová konstanta pro vodní páru (r_p = *461,50 J/kg.K)*	[J/kg.K]

Odchylka parametrů vlhkého vzduchu v rozmezí teplot (200 až 500) K a tlaků (100 až 1000) kPa je od stavové rovnice pro ideální plyn menší než 3 %. Pro vodní páru do tlaku 1 kPa je odchylka ještě menší.

1.2 Vyjádření vlhkosti vzduchu

Množství vodní páry, která je obsažena ve směsi vlhkého vzduchu se může měnit. Stav, při kterém vzduch pojme maximální množství vodní páry, se nazývá nasycení a pára v tomto stavu se pak nazývá sytá.

Sytá pára a její parciální tlak p_p''

Sytá pára je pára, která je v termodynamické rovnováze se svou kapalnou fází. Parciální tlak syté páry p''_p je funkcí **pouze** teploty a je zároveň maximálním parciálním tlakem par pro zadanou teplotu. Pro stanovení parciálního tlaku syté vodní páry používáme tabulky vodní páry, kde lze pro teplotu t definující stav vzduchu nalézt hodnotu parciálního tlaku syté páry.

Veličin určujících vlhkost vzduchu je několik následujících:

Parciální tlak par p_p

Parciální tlak vodních par ve vzduchu p_p, odpovídá příslušné absolutní vlhkosti, viz stavová rovnice (1.4). Parciální tlak par není závislý na teplotě, pokud se nemění tlak vzduchu.

Obsah vlhkosti ve vzduchu může být různý. Vlhký vzduch se dělí na:

- nenasycený $p_p < p_p''$
- nasycený $p_p = p_p''$
- přesycený tj. nasycený vzduch, který obsahuje ještě další vodu v kapalném nebo tuhém skupenství => směs je heterogenní).

Absolutní vlhkost vzduchu ϕ, ρ_p

Absolutní vlhkost vzduchu je rovna hmotnosti vodní páry m_p, vody m_k a ledu m_t obsažené v objemové jednotce vlhkého vzduchu [4].

$$\phi = \frac{m_p + m_k + m_t}{V} \quad [\mathrm{kg/m^3}] \tag{1.5}$$

Pokud je vlhký vzduch nenasycený či právě nasycený je $m_k = m_t = 0$, je možné absolutní vlhkost vzduchu počítat jako hmotnost vodní páry v objemu 1 $\mathrm{m^3}$ vlhkého vzduchu a dá se proto také hovořit o hustotě vodní páry ρ_p. Protože objem vlhkého vzduchu je podle Oswaldova zákona: $V=V_v=V_p$ můžeme psát:

$$\phi = \frac{m_p}{V} = \frac{m_p}{V_p} = \rho_p \quad [\mathrm{kg/m^3}] \tag{1.6}$$

Relativní vlhkost φ

Vyjadřuje míru nasycení vzduchu vodní parou. Vzhledem k absolutní vlhkosti je relativní vlhkost definována jako poměr absolutní vlhkosti nenasyceného vzduchu ρ_p k absolutní vlhkosti nasyceného vzduchu při téže teplotě ρ_p''. Po dosazení za ρ_p a ρ_p'' ze stavové rovnice (1.4) dostaneme:

$$\varphi = \frac{\rho_p}{\rho_p''} = \frac{\frac{p_p}{r_p\,T}}{\frac{p_p''}{r_p\,T}} \approx \frac{p_p}{p_p''} \cdot 100 \quad [\%] \tag{1.7}$$

φ = 100 % znamená nasycený vzduch. Je třeba si uvědomit, že vlhký vzduch není ideální plyn. Proto ve vzorci platí pouze přibližná rovnost.

Měrná vlhkost vzduchu *x*

Udává hmotnost vodní páry v *kg*, připadající na 1 kg suchého vzduchu [kg/kg$_{s.v.}$]. V důsledku malých řádů se spíše používají jednotky [g/kg$_{s.v.}$]. Toto určení vlhkosti vzduchu je ve vzduchotechnice nejběžnější, jelikož ve většině změn vzduchu zůstává hmotnost suchého vzduchu stejná. Měrná vlhkost nenasyceného vzduchu je určena poměrem hmotnosti vodní páry obsažené ve vzduchu a hmotnosti suchého vzduchu:

$$x = \frac{m_p}{m_v} \qquad [\mathrm{g/kg_{s.v.}}] \tag{1.8}$$

Dosazením stavových rovnic pro suchý vzduch a vodní páru obdržíme vzájemný vztah mezi měrnou a relativní vlhkostí:

$$x = \frac{m_p}{m_v} = \frac{V \cdot \rho_p}{V \cdot \rho_v} = \frac{r_v}{r_p} \cdot \frac{p_p}{p_v} = 0{,}622\ \frac{p_p}{p_v} \tag{1.9}$$

dalším dosazováním z rovnice pro relativní vlhkost (1.7) dostaneme konečnou podobu důležitého vztahu, který nám umožňuje stanovit měrnou vlhkost z měřitelných veličin (*φ, p*) a parciálního tlaku syté páry p_p''.

$$x = 0{,}622\ \frac{p_p}{p - p_p} = 0{,}622\ \frac{\varphi \cdot p_p''}{p - \varphi \cdot p_p''} \tag{1.10}$$

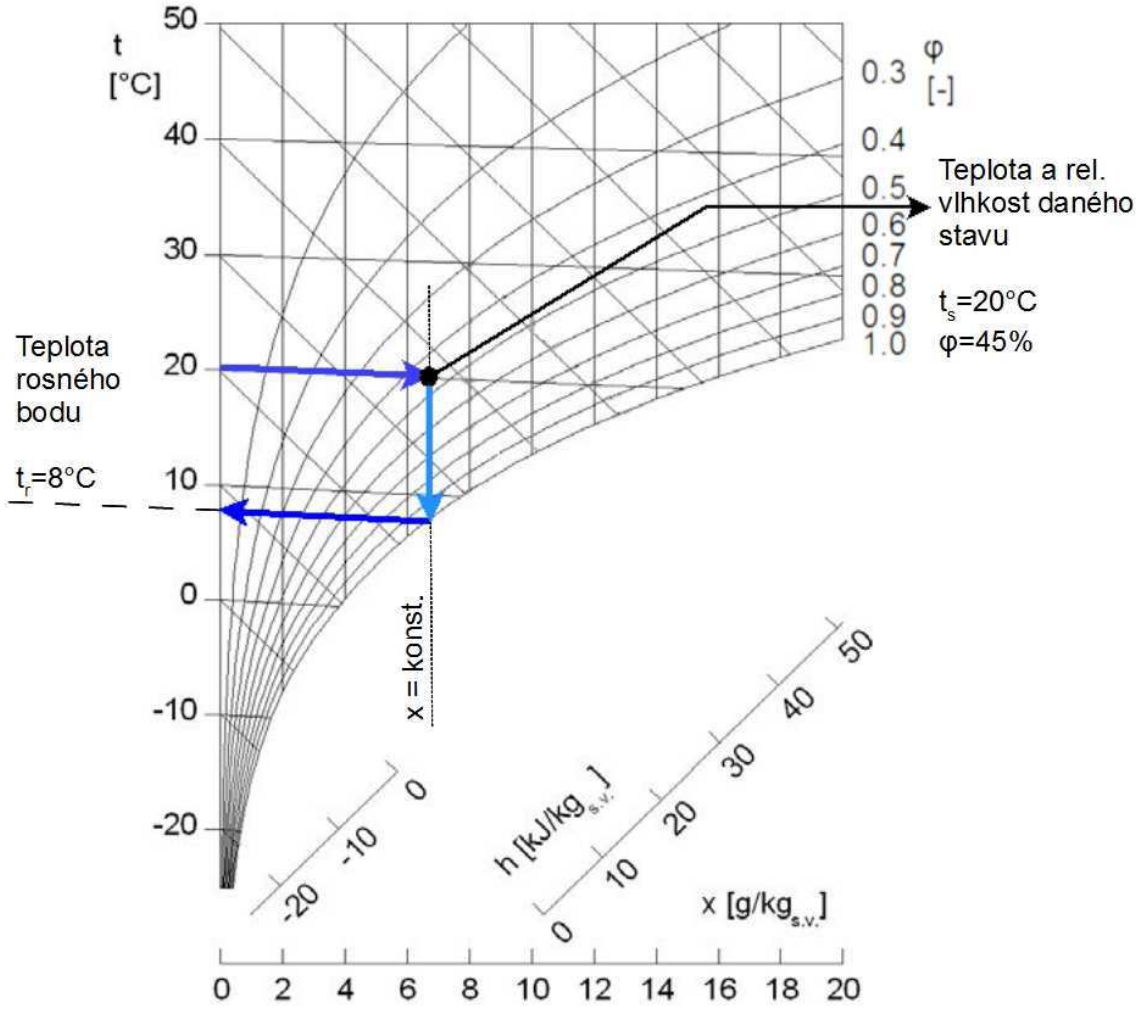
Teplota rosného bodu t_r

Je to teplota, při které je vzduch při izobarickém ochlazování právě nasycen [17]. Při dalším ochlazování začíná vodní pára kondenzovat. V h-x diagramu teplotu rosného bodu pro daný stav vzduchu získáme, jestliže vzduch ochlazujeme při konstantní měrné vlhkosti odpovídající danému stavu vzduchu až na stav nasycení (φ = 100 %). Tento jev způsobuje například nepříjemné rosení zrcadel v koupelně nebo zamlžení oken v místnostech během zimního období. Rosný bod je také důležitá veličina pro předpověď mlhy, rosy či námrazy.

Grafické znázornění v h-x diagramu je na obrázku 1.1. Zde pro daný stav vzduchu:

- teplota daného stavu $t_s = 20\ ^0C$, relativní vlhkost daného stavu $\varphi = 45\ \%$,

je teplota rosného bodu $t_r = 8\ ^0C$.



Obr. 1.1 - Nalezení teploty rosného bodu

Teplota mokrého teploměru t_m

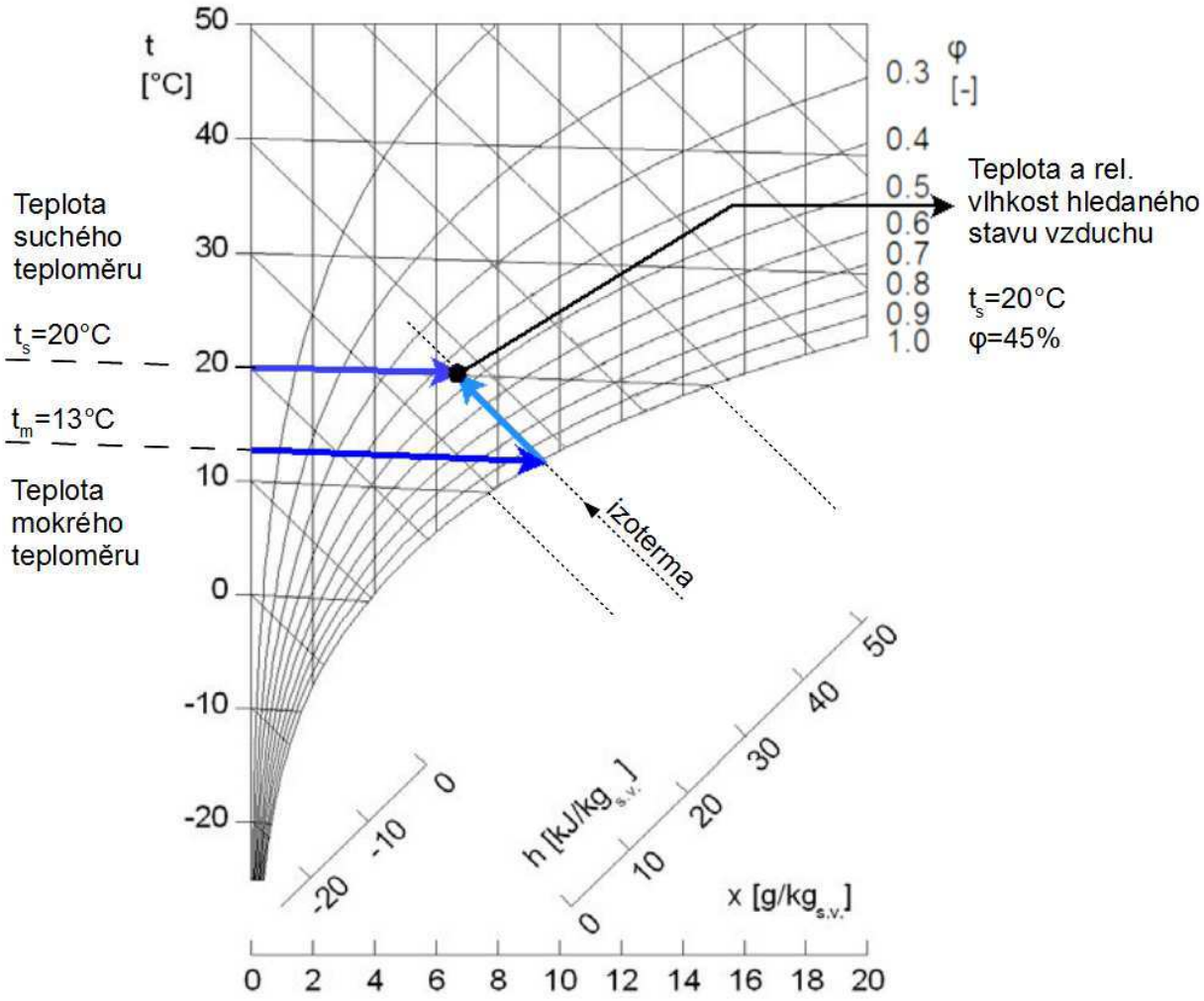
Často se setkáváme s určením vlhkosti pomocí teploty mokrého teploměru [17]. Teplotu mokrého teploměru získáme při adiabatickém zvlhčování vzduchu až na mez sytosti (tedy φ = 100 %). V h-x diagramu se daný stav vzduchu odečte tak, že izotermu mokrého teploměru t_m z oblasti přesyceného vzduchu prodloužíme do oblasti vzduchu nenasyceného vlhkostí a jejím protnutím s čarou teploty suchého teploměru t_s získáme odpovídající stavu vzduchu.

Jestliže je stav vzduchu určený dvěma teplotami, např.

- teplota suchého teploměru (dry bulb temperature): $t_s = 20\ ^0C$
- teplota mokrého teploměru (wet bulb temperature): $t_m = 13\ ^0C$

z h-x diagramu odečteme, že se jedná o vzduch o teplotě: 20 ^{0}C a relativní vlhkosti: 45 %.

Grafické znázornění nalezení hledaného stavu vzduchu v h-x diagramu je na obrázku 1.2.



Obr. 1.2 - Nalezení stavu vzduchu zadaného teplotou t_s a t_m

Absolutní vlhkost vzduchu, relativní vlhkost a parciální tlak par jsou veličiny určující stav páry nezávisle na vzduchu. Měrná vlhkost, teplota rosného bodu a teplota mokrého teploměru se dají získat měřením. Pro posouzení vlhkostního stavu prostředí je však rozhodující vyjádření pomocí relativní vlhkosti, které se nejvíce blíží vnímání vlhkosti člověkem.

1.3 Měření vlhkosti vzduchu

Způsoby měření vlhkosti dle [14] jsou:

- měřením teploty rosného bodu (ochlazované zrcátko s optickým snímačem)
- měřením relativní vlhkosti na základě změny vlastností látek společně s vlhkostí (ovčí střívko, vlas, kapacitní čidla, elektrická vodivost)
- zachycením vlhkosti z daného objemu vzduchu
- psychrometrem (teplota suchého t_s a mokrého teploměru t_m) - Tato metoda se realizuje ochlazením teploměru v proudu vzduchu, který je obalen mokrou punčoškou nasáklou destilovanou vodou (Obr. 1.3). Odpařováním vody z mokrého teploměru, se odebírá výparné teplo, což má za následek pokles jeho teploty. Je mnohem spolehlivější, než elektronické přístroje, které vyžadují kalibraci teploměrů nebo teplotních čidel.

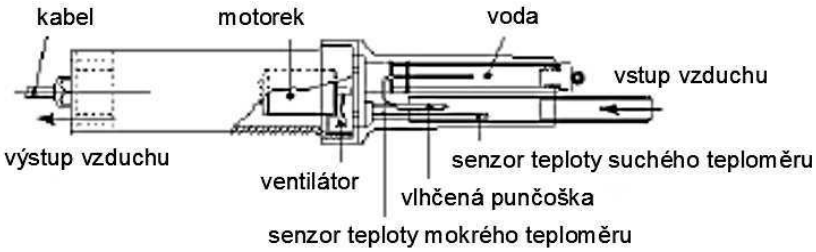
Relativní vlhkost pak můžeme určit s použitím psychrometrické rovnice [2]:

$$p_{ps} = p''_{ps} - A \cdot p \cdot (t_s - t_m) \tag{1.11}$$

a rovnice (1.7), tj.

$$\varphi = \frac{p_{ps}}{p''_{ps}} \tag{1.12}$$

kde A je psychrometrická konstanta (662.10^{-6} K^{-1}), $p_{ps''}$ [Pa] je parciální tlak syté páry při teplotě mokrého teploměru, p_{ps} [Pa] je parciální tlak vodních par ve vzduchu, p [Pa] je statický tlak vzduchu v místě měření.



Obr. 1.3 – Psychrometrický senzor vlhkosti

1.4 Hustota vlhkého vzduchu

Hustota vlhkého vzduchu je dána vztahem:

$$\rho = \rho_v + \rho_p \qquad [\text{kg/m}^3] \tag{1.13}$$

Při rozepsání pomocí stavových rovnic (1.3) a (1.4) a dalších vztahů uvedených v kap. 1 dostaneme [14]:

$$\rho = \rho_v + \rho_p = \frac{p_v}{r_v \cdot T} + \frac{p_p}{r_p \cdot T} = \frac{p - \varphi \cdot p''_p}{r_v \cdot T} + \frac{\varphi \cdot p''_p}{r_p \cdot T} = \frac{1}{T} \cdot \left(\frac{p}{r_v} - \frac{\varphi \cdot p''_p}{r_v} + \frac{\varphi \cdot p''_p}{r_p} \right)$$

$$= \frac{1}{T} \cdot \left[\frac{p}{r_v} + \varphi \cdot p''_p \left(\frac{1}{r_p} - \frac{1}{r_v} \right) \right] = \frac{1{,}316 \cdot 10^{-3}}{T} \cdot \left(2{,}65 \cdot p + \varphi \cdot p''_p \right) \quad . \tag{1.14}$$

Tento vztah nám umožňuje stanovit hustotu vlhkého vzduchu z měřitelných veličin *(φ, p, t)*.

1.5 Entalpie vlhkého vzduchu

Tak jako se výpočty stavů vlhkého vzduchu s výhodou provádějí pro *1 kg* suchého vzduchu, který obsahuje *x* kg vodní páry, zrovna tak obdobně to platí i pro entalpii. Entalpie směsi *1 kg* suchého vzduchu a *x kg* vodní páry potom bude:

$$h = h_v + x \cdot h_p \qquad [\text{J/kg}_{\text{s.v.}}] \tag{1.15}$$

Měrná entalpie suchého vzduchu je násobkem měrné tepelné kapacity suchého vzduchu za konstantního tlaku c_{pv} *= 1 010 J/kg.K (platí od -30 do 100 °C)* a teploty. Z toho vyplývá, že při nulové teplotě je i entalpie suchého vzduchu nulová:

$$h_v = c_{pv} \cdot t \tag{1.16}$$

Měrná entalpie vodní páry je funkcí teploty a tlaku. Měrná tepelná kapacita vodní páry za konstantního tlaku c_{pp} = *1 840 J/kg.K*. Pro běžné výpočty lze do teploty 100 °C a tlaku par 10 kPa použít empirický vztah:

$$h_p = l_{23} + c_{pp} \cdot t = 2500 \cdot 10^3 + c_{pp} \cdot t \qquad (1.17)$$

kde l_{23} *[J/kg]* je měrné výparné teplo vody při teplotě 0 °C = *2500 kJ/kg.*

Po rozepsání:

$$h = h_v + x \cdot h_p = c_{pv} \cdot t + x \cdot \left(2500 \cdot 10^3 + c_{pp} \cdot t\right) \quad [\mathrm{J/kg_{s.v.}}] \qquad (1.18)$$

Pro nasycený vlhký vzduch φ = 100 %:

$$x'' = 0{,}622 \cdot \frac{p_p''}{p - p_p''} \qquad (1.19)$$

Je-li měrná vlhkost vzduchu $x > x''$ je vzduch parami přesycen.

Když je teplota přesyceného vzduchu $t > 0$ °C, vzduch obsahuje mimo syté vodní páry i vodní mlhu (vodní kapky) a entalpie tohoto vzduchu je:

$$h = h'' + (x - x'')h_k = h'' + (x - x'')c_k \cdot t \qquad (1.20)$$

A při teplotě přesyceného vlhkého vzduchu $t < 0$ °C, kdy se ve vzduchu vyskytuje jinovatka či zmrzlá mlha, bude entalpie:

$$h = h'' + (x - x'') \cdot (l_{12} + c_t \cdot t) \qquad (1.21)$$

kde:

c_k - měrná tepelná kapacita vody c_k = *4 187 J/kg.K*
c_t - měrná tepelná kapacita ledu c_t = *2 090 J/kg.K*
l_{12} - měrné skupenské teplo tání ledu při 0 °C l_{12} = *332,4 kJ/kg.*

1.6 Mollierův diagram h-x

Diagramy pro psychrometrické výpočty existují v celé řadě provedení. V Evropě se převážně používá Mollierův h-x diagram, v americké literatuře verze podle Carriera označovaná jako psychrometrický diagram.

Diagram slouží jako grafický nástroj pro zpracování izobarických změn stavů vlhkého vzduchu a je vždy konstruován pro určitý tlak vlhkého vzduchu p – u nás nejčastěji 100 kPa . V Mollierově diagramu je stupnice teplot orientována svisle, stupnice měrné vlhkosti je u Molliera vynesena vodorovně [16]. Suchý vzduch má nulovou vlhkost, jeho stavové hodnoty lze proto odečítat na svislé ose, kde $x = 0$, $\varphi = 0$.

Mez nasycení vlhkého vzduchu $\varphi = 1$ dělí diagram na dvě oblasti.

- oblast nad křivkou nasycení je oblastí stavů nenasyceného vlhkého vzduchu
- oblast pod křivkou nasycení je oblastí přesyceného vlhkého vzduchu.

V oblasti nenasyceného vlhkého vzduchu jsou zakresleny křivky konstantní relativní vlhkosti φ = konst. v intervalu od $\varphi = 0$ (suchý vzduch) až do $\varphi = 1$ (nasycený vlhký vzduch). Křivka nasycení a křivky stálých relativních vlhkostí se v $h - x$ diagramu vynášejí bod po bodu při zvoleném tlaku p vyčíslením φ z rovnice:

$$\varphi = \frac{p}{p_p''} \cdot \frac{x}{(0{,}622 + x)} \quad . \tag{1.22}$$

Izotermy tj. křivky s konstantní teplotou, se vynášejí do diagramu řešením rovnic pro entalpii vzduchu. Izotermy v oblasti nenasyceného i přesyceného vzduchu nejsou rovnoběžné, ale mírně se rozbíhají. V oblasti přesyceného vzduchu jsou izotermy jen málo odkloněné od izoentalp. Pro teploty $t > 0$ °C se odklání od horní větve nulové izotermy směrem nahoru a pro teploty $t < 0$ °C od spodní větve nulové izotermy směrem dolů.

Pro daný tlak vlhkého vzduchu p je parciálním tlakem par p_p'' jednoznačně určena měrná vlhkost vzduchu x''. Vedle stupnice x je tedy v Mollierově diagramu vynesen i parciální tlak vodní páry p_p. Každý stav vzduchu je v diagramu určen jedním bodem jako průsečíkem čar libovolných dvou veličin v diagramu vynesených *(t, φ, x, h, ρ)* nejčastěji to jsou teplota a vlhkost.

Základní orientace v Molliérově h-x diagramu

Graf, který používáme při popisu změn stavů vzduchu ve vzduchotechnice (Obr. 1.4), obsahuje tyto důležité veličiny a parametry [10]:

- Teplota vzduchu (stupnice na vertikálním měřítku) t [°C]
- Relativní vlhkost (křivky) s křivkou meze sytosti ($\varphi = 1$) [-]
- Měrná vlhkost a parciální tlak vodní páry (společně na vodorovném měřítku) x [g/kg$_{s.v.}$]
- Měrná entalpie (šikmé čáry) h [kJ/kg$_{s.v.}$]
- Hustota vlhkého vzduchu ρ [kg/m^3]
- Pól diagramu, (v obrázku 1.4, $t = 20$ °C, $x = 5$ g/kg$_{s.v.}$)
  - dohodnutý bod, ke kterému je orientováno měřítko faktoru citelného tepla a směrové měřítko
  - používá se pro definici vedení čar některých dějů (změna stavu vzduchu v interiéru, odvození pro vlhčení, sušení, odpařování apod.)
- Směrové měřítko (obchází diagram ze tří stran) δ
  - směrové měřítko δ je definováno poměrem:

$$\delta = \frac{\dot{Q}_{celk}}{\dot{m}_w} = \frac{\dot{m}_v \cdot \Delta h}{\dot{m}_v \cdot \Delta x} = \frac{\Delta h}{\Delta x} \tag{1.23}$$

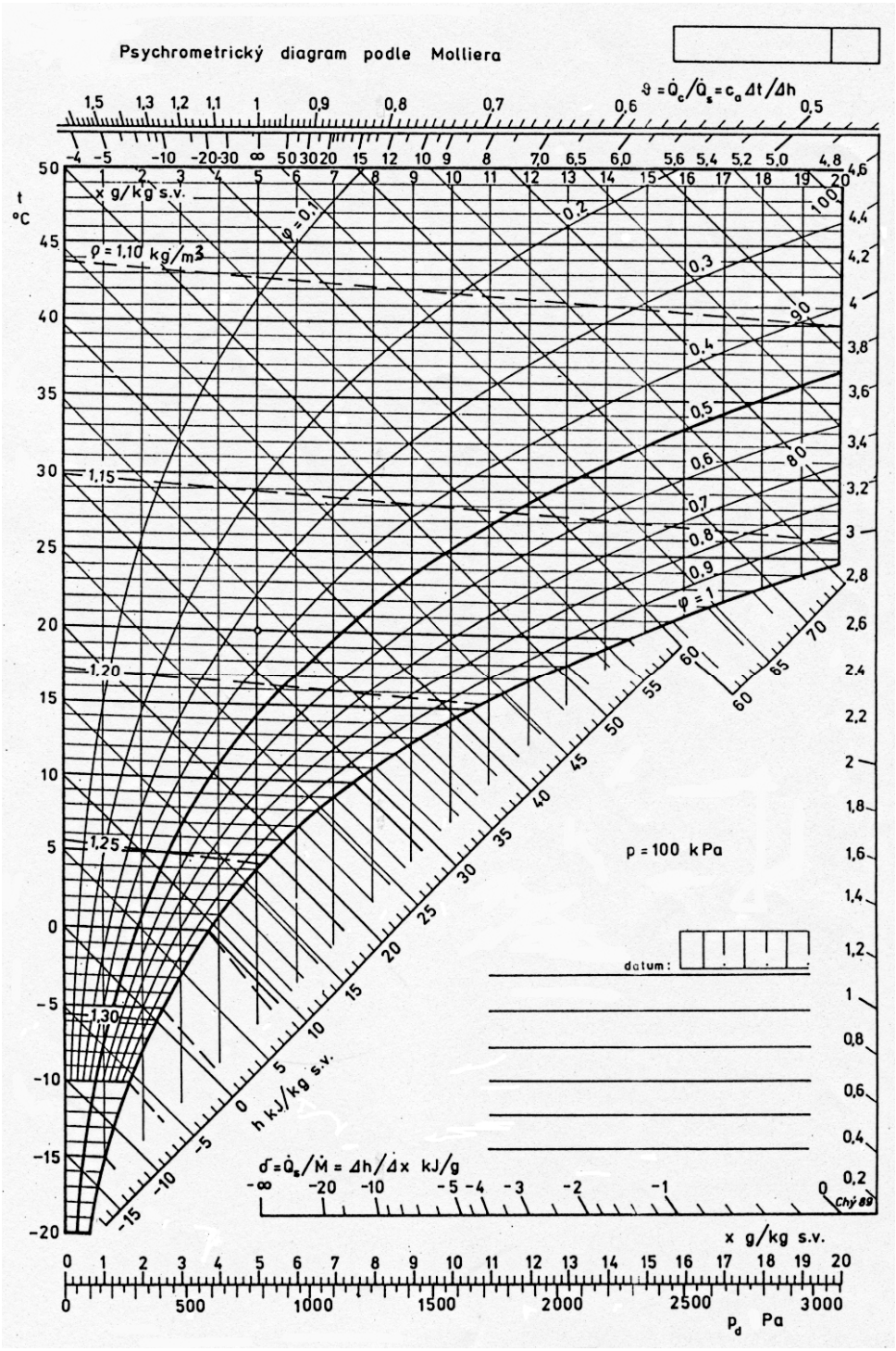
kde:
$\dot{Q}_{celk}$ – celkový tepelný tok [W]
$\dot{m}_w$ – hmotnostní tok vlhkosti [kg/s]
$\dot{m}_v$ – hmotnostní tok suchého vzduchu [kg/s]
Δh – rozdíl měrných entalpií [J/kg$_{s.v}$]
Δx – rozdíl měrných vlhkostí [kg/kg$_{s.v}$]

a udává směr změny stavu vzduchu. Stupnice směrového měřítka je na h-x diagramu vztažena k pólu diagramu.

- Faktor citelného tepla (měřítko nejvýše nahoře) ϑ
  - udává poměr zastoupení citelného tepelného toku $\dot{Q}_{cit}$v celkovém tepelném toku $\dot{Q}_{celk}$:

$$\vartheta = \frac{\dot{Q}_{cit}}{\dot{Q}_{celk}} = \frac{\dot{Q}_{cit}}{\dot{Q}_{cit} + \dot{Q}_{vaz}} = \frac{\dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot \Delta t}{\dot{m}_v \cdot \Delta h} = c_{pv} \frac{\Delta t}{\Delta h} \tag{1.24}$$

kde:
c_{pv} – měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku [J/kg.K]
$\dot{Q}_{vaz}$– vázaný tepelný tok [W]
Δt – rozdíl teplot [K].



Obr. 1.4 – Obecný Mollierův h-x diagram

2 Průběhy úprav vzduchu v klimatizaci a jejich znázornění v h-x diagramu

2.1 Úvodní vysvětlení pojmů tepla přenášeného při izobarických dějích

Pro změnu při konstantním tlaku platí podle I. zákona termodynamiky, že sdělené teplo Q_{12} je rovno rozdílu celkových entalpií [10]. Platí:

$$Q_{12} = H_2 - H_1 \qquad [\mathrm{J}] \qquad (2.1)$$

Teplo přenášené při jakémkoliv izobarickém ději se skládá ze dvou částí – tepla citelného a vázaného.

$$Q_{celk} = Q_{cit} + Q_{vaz} \qquad [\mathrm{J}] \qquad (2.2)$$

Q_{celk} – celkové přenášené teplo

Q_{cit} – citelné teplo. Tak se nazývá teplo, způsobující změnu teploty objektu, je funkcí změny teploty a lze jej vyjádřit známou rovnicí:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t \qquad [\mathrm{J}] \qquad (2.3)$$

V Molliérově diagramu má průběh po čáře konstantní měrné vlhkosti.

Q_{vaz} – vázané (nazývané též latentní) teplo. Vázané teplo je funkcí změny měrné vlhkosti, je tedy spojeno s fázovými změnami vodní páry ve vzduchu (kondenzace, vypařování apod.). V Molliérově diagramu má průběh ve směru izoterm.

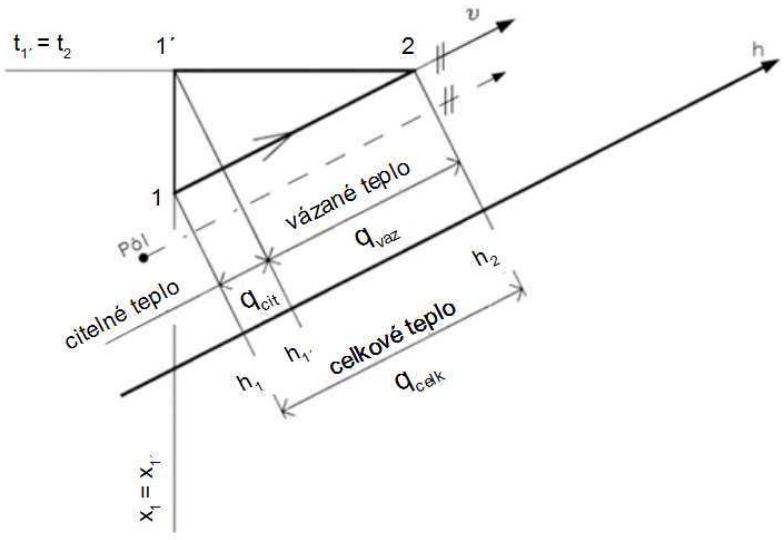
V obecném ději mezi stavy 1 a 2 lze citelný tepelný tok podle obr. 2.1 nejlépe vyjádřit jako:

$$\dot{Q}_{cit} = \dot{m}_v \cdot (h_{1'} - h_1) \qquad [\mathrm{W}] \qquad (2.4)$$

a vázaný tepelný tok jako:

$$\dot{Q}_{vaz} = \dot{m}_v \cdot (h_2 - h_{1'}) \qquad [\mathrm{W}] \qquad (2.5)$$

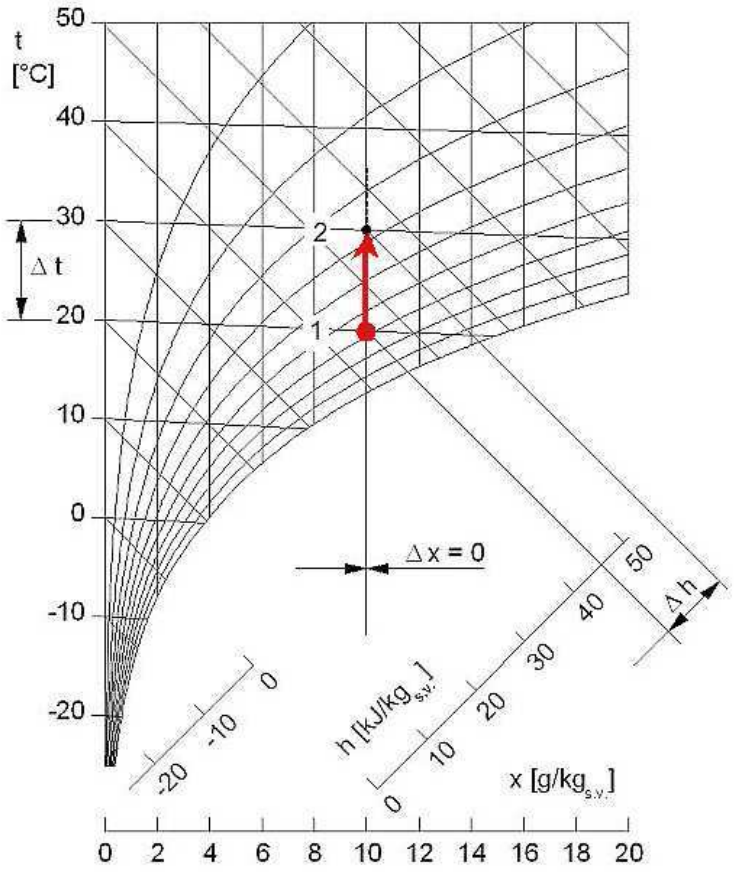
kde:
$\dot{m}_v$ – hmotnostní průtok suchého vzduchu [kg/s]
h – měrná entalpie [J/kg$_{s.v.}$].



Obr. 2.1 – Rozdělení celkového tepla na složky [10]

2.2 Ohřev vzduchu

Při ohřívání vzduchu se jeho měrná vlhkost nemění (Obr. 2.2), tedy skutečné hmotnostní množství vodních par v 1 kg suchého vzduchu je konstantní, ale relativní vlhkost se zmenšuje. Proto se může stát, že když v zimním období ohříváme vzduch z teplot hluboko pod bodem mrazu, dostaneme po ohřátí velmi suchý vzduch.



Obr. 2.2 – Průběh změny stavu vzduchu při ohřevu vzduchu

Změna stavových veličin při ohřevu vzduchu ze stavu 1 do stavu 2:

$x_1 = x_2$, $t_1 < t_2$, $\varphi_1 > \varphi_2$, $h_1 < h_2$

Tepelný výkon potřebný pro ohřev vlhkého vzduchu o teplotní diferenci Δt se vypočítá podle vzorce:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \cdot (h_2 - h_1) \quad [\mathrm{W}] \tag{2.6}$$

kde:
$\dot{m}_v$ - hmotnostní průtok suchého vzduchu [kg/s].

2.3 Chlazení vzduchu

Při chlazení vzduchu rozeznáváme dva případy (obr. 2.3).

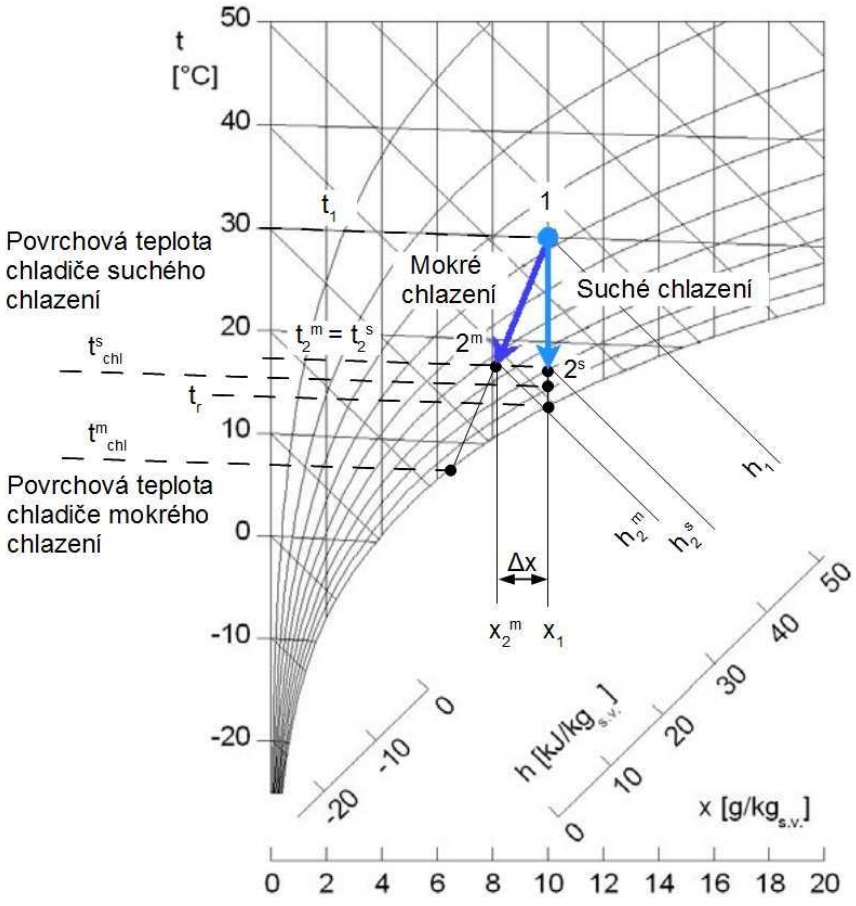
a) ***Suché chlazení*** (bez kondenzace vlhkosti) - probíhá tehdy, jestliže povrchová teplota chladiče (výměníku s chladicím médiem) je vyšší než teplota rosného bodu chlazeného vzduchu $t_{chl}>t_r$. Tato změna je opačná k ohřevu vzduchu, tudíž nedochází ke změně měrné vlhkosti vzduchu $\Delta x = 0$, pro stanovení výkonu chladiče použijeme obdobný vztah jako pro ohřev. Při chlazení vzduchu ze stavu 1 dostavu 2^s:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \cdot (h_{2^s} - h_1) = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{2^s} - t_1) \quad [\mathrm{W}] \qquad (2.7)$$

Změna stavových veličin:

$x_1 = x_2$, $t_1 > t_2$, $\varphi_1 < \varphi_2$, $h_1 > h_2^s$

b) ***Mokré chlazení*** (dochází ke kondenzaci) - nastává tehdy, jestliže povrchová teplota chladiče (výměníku s chladícím médiem) je nižší než teplota rosného bodu chlazeného vzduchu $t_{chl}<t_r$. To má za následek kondenzaci vodní páry na povrchu chladiče, čímž dochází k vysoušení vzduchu. Směr změny stavu vzduchu je zhruba spojnice počátečního stavu 1 s průsečíkem povrchové teploty chladiče t_{chl} a křivky sytosti φ =1. Průsečík je mezní stav, do kterého lze vzduch při dané kombinaci ochladit. Ovšem chladicí výkon je obvykle výrazně menší a tudíž cílová teplota leží někde na spojnici.



Obr. 2.3 – Průběh změny stavu vzduchu při suchém a mokrém chlazení

Změna stavových veličin:

$x_1 > x_2$, $t_1 > t_2$, $\varphi_1 < \varphi_2$, $h_1 > h_2^m$

Jestliže probíhá mokré chlazení, vzorec vycházející pouze ze změny citelného tepla nezachytí výkon potřebný pro kondenzaci vodní páry. Proto musíme použít vztah, který zachycuje i změnu latentního tepla, tedy:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \cdot (h_{2^m} - h_1) = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{2^m} - t_1) + \dot{m}_w h_k \quad [\mathrm{W}] \qquad (2.8)$$

kde h_k je entalpie zkondenzované vlhkosti.

Čím je nižší povrchová teplota chladiče, tím více vody se na jeho povrchu vysráží a tím větší chladící výkon je zapotřebí.

Při procesu jakým je mokré chlazení je nutné vypočítat i s množství zkondenzované vodní páry. Při běžném provozu vzduchotechnické jednotky dochází ke kondenzaci velmi často, proto by všechny části vzduchotechniky, kde lze i okrajově předpokládat kondenzaci vodní páry z přiváděného nebo odváděného vzduchu měly být napojeny na kanalizaci.
Množství zkondenzované vodní páry:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_v(x_{2^m} - x_1) \quad [\mathrm{kg/s}] \qquad (2.9)$$

2.4 Vlhčení vzduchu

Vlhčení vzduchu se provádí dvěma základními principy. Buď se do vzduchu rozprašuje voda, nebo vhání vodní pára (Obr. 2.4). Cílem těchto procesů je zvyšování obsahu vodní páry ve vzduchu.

a) ***Vlhčení vodou.*** Při vlhčení vzduchu vodou klesá teplota vlhčeného vzduchu. Toho lze v některých případech využít i k chlazení vzduchu. Směr změny stavu vzduchu se v h-x diagramu přesně určí pomocí směrového měřítka.

Pro tepelnou a vlhkostní rovnováhu při vlhčení ze stavu 1 do stavu 2 platí:

$$m_v(h_2 - h_1) = Q_{w(p)} \quad [\mathrm{J}] \qquad (2.10)$$

$$m_v(x_2 - x_1) = m_{w(p)} \quad [\mathrm{kg_{w(p)}}] \qquad (2.11)$$

kde: $Q_{w(p)}$ je teplo dodané vodou (párou) a $m_{w(p)}$ je hmotnost dodávané vody (páry).

Vyděleným těchto rovnic dostaneme hodnotu směrového měřítka:

$$\delta = \frac{Q_{w(p)}}{m_{w(p)}} = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = h_{w(p)} \qquad (2.12)$$

Indexy *w* a *p* platí alternativně pro vodu nebo páru. Změna je přímková a pro oba případy se liší pouze sklonem, který je dán měrnou entalpií přiváděné vody h_w nebo páry h_p. U vlhčení vodou v klimatizačních zařízeních se h_w pohybuje v rozmezí 0 až 0,42 *kJ/kg* – směr přibližně odpovídá směrnici $\delta=0$, *tzn.* $h_2=h_1$ tedy h= konst.

Změna stavových veličin:

$x_1 < x_2$, $t_1 > t_2$, $\varphi_1 < \varphi_2$, $h_1 = h_2$

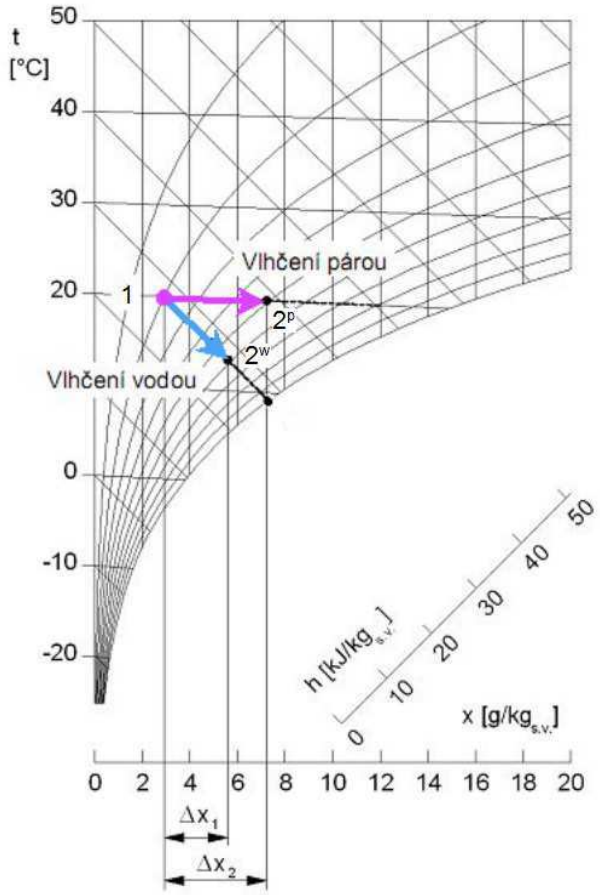
b) ***Vlhčení parou.*** Přivádíme-li do vzduchu páru, teplota vzduchu se nesnižuje, naopak může mírně stoupat. Směr změny stavu vzduchu se v h-x diagramu přesně určí opět podle směrového měřítka.

U vlhčení parou závisí entalpie páry h_p na tlaku a teplotě. Při vlhčení vzduchu parou v klimatizačních zařízeních se h_p pohybuje kolem 2,6 *kJ/kg* – směr v h-x diagramu přibližně odpovídá izotermě.

Změna stavových veličin:

$x_1 < x_2$, $t_1 = t_2$, $\varphi_1 < \varphi_2$, $h_1 < h_2$

Přibližnost nahrazení směrnic vlhčení izoentalpou a izotermou je pro účely technické praxe více než dostačující.



Obr. 2.4 – Průběh změny stavu vzduchu při vlhčení vzduchu vodou a párou

2.5 Adiabatické míšení dvou proudů vzduchu

Ve vzduchotechnice často pracujeme se směsí venkovního a cirkulačního vzduchu, proto je nutné umět určit, jaké parametry bude mít výsledný vzduch. To se dá zjistit početně pro hmotnostní tok suché složky směsi $\dot{m}_{vs}$ z dvou míšených stavů vzduchu o hmotnostních tocích $\dot{m}_{v1}$ a $\dot{m}_{v2}$ podle směšovacích rovnic [4]:

$$\dot{m}_{vs} = \dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} \tag{2.13}$$

$$\dot{m}_{vs} h_s = (\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2}) h_s = \dot{m}_{v1} h_1 + \dot{m}_{v2} h_2 \tag{2.14}$$

dostaneme:

$$\frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{m}_{v2}} = \frac{h_2 - h_s}{h_s - h_1} \quad . \tag{2.15}$$

Množství vlhkosti obsažené ve směsi lze vyjádřit vztahem:

$$\dot{m}_{vs} x_s = (\dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2}) x_s = \dot{m}_{v1} x_1 + \dot{m}_{v2} x_2 \tag{2.16}$$

a odtud získáme

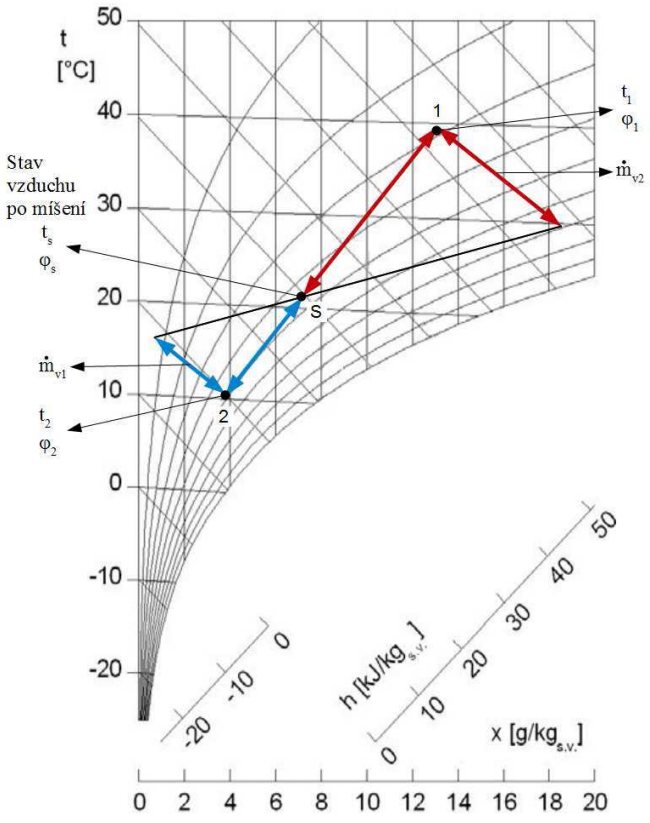
$$\frac{\dot{m}_{v1}}{\dot{m}_{v2}} = \frac{x_2 - x_s}{x_s - x_1} \quad . \tag{2.17}$$

Z rovnic (2.15) a (2.17) vyplývá, že směrnice spojnic bodů *1, S* i bodů *2, S* jsou totožné.

$$\frac{h_2 - h_s}{x_2 - x_s} = \frac{h_s - h_1}{x_s - x_1} = \delta \quad . \tag{2.18}$$

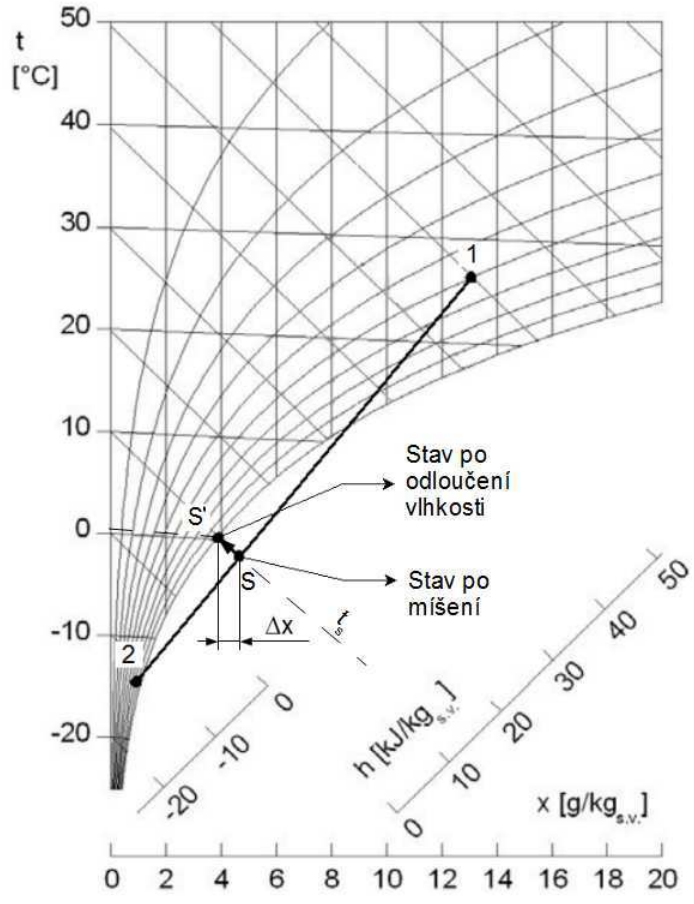
Bod *S* musí tedy ležet někde na spojnici bodů *1* a *2*. Jeho přesné umístění se určí vyjádřením h_s z rovnic (2.15) nebo x_s z rovnice (2.17).

Nebo je také možné tento stav určit velice jednoduše, pomocí konstrukce s využitím podobnosti trojúhelníků v h-x diagramu [17]. Kdy bod S leží na směšovací přímce, na jejíž konce se kolmo vynesou hmotnostní toky v nepřímém poměru, které se spojí přímkou (Obr. 2.5).



Obr. 2.5 – Směšování dvou stavů vzduchu, grafická metoda

V tomto procesu může nastat i situace, kdy po smíšení bude v h-x diagramu konečný stav pod křivkou sytosti, vzduch bude tedy přesycen vlhkostí a tato vlhkost daná rozdílem Δx viz obr. 2.6 je ve formě mlhy. Po odloučení mlhy bude mít vzduch parametry sytého vzduchu o teplotě t_s.



Obr. 2.6 – Změna stavu vzduchu pokud se po smíšení dostane pod křivku sytosti

V běžné praxi se v klimatizačních zařízeních vyskytují převážně uvedené úpravy vlhkého vzduchu. K dosažení požadovaného stavu vzduchu lze dospět pouze kombinací těchto úprav.

3 Klimatizace

Klimatizací se pro účely tvorby vnitřního mikroklimatu budov rozumí úprava vzduchu, která má za cíl zajištění požadované *čistoty, teploty a vlhkosti vzduchu* v místnostech souborem technických prvků vytvářejících klimatizační zařízení.

Klimatizace zajišťuje tyto funkce:

- výměnu vzduchu v místnosti vzduchem vnějším s odvodem škodlivin
- filtraci vzduchu, případně jeho další speciální úpravy (ionizace, sterilizace)
- chlazení a vytápění místností
- zvlhčování nebo odvlhčování vzduchu v místnosti

Klimatizační zařízení se podle účelu, dělí na systémy komfortní a technologické (průmyslové) [8].

a) ***Klimatizační zařízení komfortní*** - zajišťují optimální mikroklima pro lidi, kteří pobývají v klimatizovaném prostoru.

b) ***Klimatizační zařízení technologické*** - slouží k vytváření prostředí nezbytného k průběhu určitého technologického procesu.

Dle umístění klimatizačního zařízení vzhledem k obsluhované místnosti, rozeznáváme ústřední klimatizační systémy a klimatizační jednotky [9].

a) ***Ústřední klimatizační systémy*** se skládají z ústřední klimatizační strojovny, potrubního rozvodu a případně decentrálních jednotek, sloužících k dodatečné úpravě vzduchu v jednotlivých místnostech. Pro ústřední klimatizační systémy se používají převážně sestavná klimatizační zařízení v plechovém provedení. Jednotlivé díly (tzn. filtrační, směšovací, ohřívací, chladicí, zvlhčovací, ventilátorový, ZZT, tlumicí) jsou tvořeny skříněmi, které se mohou jednoduchým způsobem spojovat.

b) ***Klimatizační jednotky*** jsou kompaktní zařízení obvykle skříňového provedení, která se používají ke klimatizaci jednotlivých místností.

Podle technického provedení a druhu teplonosné látky zajišťující požadavky komfortu lze klimatizační systémy dělit na [5]:

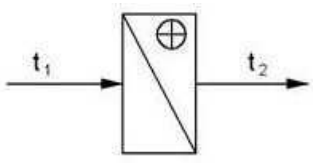
- vzduchové (tepelná energie se přivádí pouze rozvodem vzduchu)
- vodní (tepelná energie se přivádí pouze rozvodem vody)
- kombinované (teplonosným prostředím je kombinace vzduch - voda)
- chladivové.

4 Klimatizační zařízení

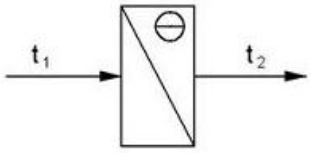
Klimatizační zařízení sestávají z řady dílčích komponent. Mezi hlavní komponenty klimatizačních zařízení patří ohřívače, chladiče, zvlhčovače vzduchu, chladící zařízení, ventilátory, filtry atmosférického vzduchu a zařízení pro zpětné získávání tepla [9].

4.1 Ohřívače a chladiče

Slouží k tepelné úpravě vzduchu. Většinou se používají rekuperační lamelové výměníky. U ohřívačů jako teplonosné médium bývá horká voda či pára, u chladičů se jako chladicí médium používá voda, někdy i přímo chladivo (výparník chladicího zařízení slouží přímo jako chladič vzduchu). Lamelové trubky se používají z toho důvodu, aby se zvýšil tepelný tok na straně menšího součinitele přestupu tepla (na straně vzduchu). Před lamelovými výměníky musí být umístěn filtr vzduchu, trubky výměníků jsou zpravidla měděné s hliníkovými lamelami obdélníkového tvaru, jež jsou nalisovány na trubkách. K dosažení potřebného výkonu se skládají do více řad. Ohřívače čerstvého vzduchu musí být samostatným regulačním okruhem chráněny proti zamrznutí vody. Ve schématech se např. používá označení ohřívače a chladiče, jako je na obrázku 4.1, 4.2. Ve vzduchotechnické jednotce se dá chladič od ohřívače rozpoznat podle velikosti, chladič bývá větší.



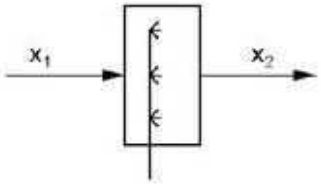
Obr. 4.1 – Značení ohřívače ve schématech



Obr. 4.2 – Značení chladiče ve schématech

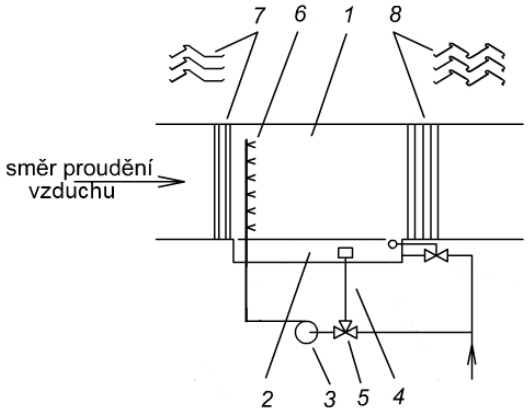
4.2 Zvlhčovače vzduchu

Slouží především k úpravě vlhkosti. Vlhčení se provádí vodou, nebo parou. Pro vlhčení vodou se používají blánové a sprchové pračky vzduchu, které bývají součástí sestavných klimatizačních zařízení.



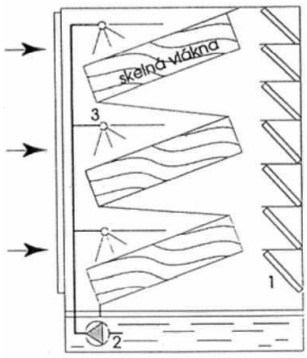
Obr. 3.3 – Značení zvlhčovače ve schématech

a) **Sprchové pračky -** Jsou směšovací výměníky, v nichž nastává zvlhčování vzduchu odpařováním vody z povrchu drobných kapiček. Voda se ve skříni pračky rozstřikuje tryskami umístěnými rovnoměrně v celém průřezu pračky (obr. 4.4). Podle požadovaného výkonu se používají pračky s 1 až 4 sprchovacími registry (řadami trysek). Ve spodní části skříně pračky je vodní vana s plovákovým regulátorem hladiny. Z vany se odebírá voda přes filtr do sání čerpadla. Z množství rozprašované vody se obvykle dle [2] odpařuje jen 0,6 až 2% vody, proto jsou sprchové pračky rozměrné.



Obr. 4.4 - Schéma sprchové pračky vzduchu. 1 – Pračková komora, 2 – vodní vana, 3 – čerpadlo, 4 – plovákový regulátor, 5 - trojcestný ventil, 6 – sprchový registr, 7 – usměrňovací plechy, 8 - odlučovače kapek.

b) **Pračky blánové** (vložkové) - Pracují s menší spotřebou vody než sprchové a mají i menší spotřebu energie na cirkulaci vody. Rozměrově jsou výrazně menší než sprchové. Účinná odpařovací plocha je tvořena soustavou vložek, tj. vrstvou vláken či kroužků z plastických hmot nebo skelných vláken [3], které jsou zvlhčovány rozstřikováním vody z trysek (obr. 4.5).



Obr. 4.5 - Blánová pračka vzduchu. 1 - odlučovač kapek, 2 - ponorné čerpadlo, 3 - rozprašovací trysky [2].

c) **Parní zvlhčovače** - Používají se stále častěji u komfortních klimatizačních zařízení, z důvodu hygienických požadavků na upravený vzduch. Skládají se z redukčního ventilu a z trubky s tryskami, kterými se vyfukuje pára do zvlhčovací komory klimatizačního zařízení, nebo přímo do vzduchovodu. Zvlhčování přiváděním páry je jednoduché, dobře se reguluje (přidávaná pára téměř neovlivňuje teplotu vzduchu) a je hygienicky nezávadné. Pro větší klimatizační zařízení se pára přivádí z centrálního zdroje (plynový či elektrický parní kotel). Menší klimatizační zařízení vyrábějí páru přímo (elektrickým ohřevem).

Pro dovlhčování vzduchu v klimatizovaných místnostech slouží:

a) **Zvlhčovače s mechanickým rozprašováním vody** - Mohou být různé konstrukce, nejčastěji na principu rotujícího kotouče. Voda je přiváděna trubkou na spodní část rotujícího kotouče. Obvod je upraven tak, aby se voda při vysokém počtu otáček se rozprášila na jemné kapičky, které jsou unášeny vzduchem z ventilátoru.

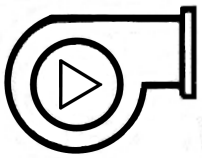
b) **Pneumatické zvlhčovače** - Využívají pro rozprašování vody stlačený vzduch o přetlaku 30 až 70 kPa, který vytéká z trysky vysokou rychlostí a přisává tak vodu. Tyto zvlhčovače obdobně jako zvlhčovače s mechanickým rozprašováním vody se používají k dovlhčování vzduchu přímo v klimatizovaném prostoru. Obvykle se umisťují za přiváděcí vyústky.

4.3 Chladicí zařízení

Slouží k přípravě chladicí vody pro chladiče vzduchu, nebo jejich výparník slouží přímo jako chladič vzduchu. Chladicí zařízení pro klimatizaci mají poměrně velké výkony, avšak na plný výkon pracují pouze několik dní v roce. Proto je nutné, aby byla dobře regulovatelná a měla dobrou účinnost i při částečném zatížení. Tomu nejlépe vyhovují chladicí zařízení s turbokompresory a chladicí zařízení absorpční a pro menší výkony zařízení s pístovými kompresory. Nejčastěji se používají zařízení kompresorová. Pouze v případech, kde je k dispozici dostatečný zdroj levného tepla, lze pro velké chladicí výkony použít absorpční chladicí zařízení, která jsou investičně dražší než kompresorová.

4.4 Ventilátory

Jsou rotační lopatkové stroje sloužící k dopravě plynů při poměru tlaků ve výtlačném a sacím hrdle maximálně 1,3. Zdrojem energie je nejčastěji elektromotor.



Obr. 3.6 – Značení ventilátoru ve schématech

Podle spojení motoru s rotorem ventilátoru rozlišujeme:
- *ventilátor s pohonem na přímo* (hřídel oběžného kola ventilátoru je společná i pro elektromotor)
- *na spojku* (točivý moment elektromotoru se přenáší na hřídel ventilátoru spojkou)

Podle směru průtoku plynu oběžným kolem se ventilátory dělí na:
- *axiální*
- *diagonální*
- *radiální*
- *diametrální*

Podle hodnoty maximálně dosažitelného dopravního tlaku se dělí na:
- *nízkotlaké* (s tlakem do 1 kPa)
- *středotlaké* (s tlakem 1 až 3 kPa)
- *vysokotlaké* (s tlakem nad 3 kPa)

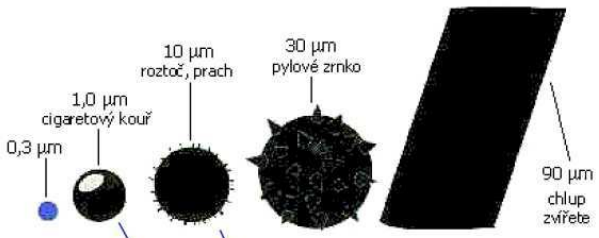
Ventilátory používané v klimatizačních zařízeních jsou většinou radiální nízkotlaké, nebo středotlaké. Pouze k dopravě velkých toků vzduchu při malé tlakové ztrátě sítě se používají ventilátory axiální. K dosažení vyšších dopravních tlaků se ventilátory skládají do série nebo paralelně. Axiální ventilátory jsou při vyšších tlacích hlučnější než radiální.

4.5 Filtry atmosférického vzduchu

Slouží k zachycení jak částečkových škodlivin (tuhých i kapalných) tak i škodlivin plynných a odérů ze vzduchu venkovního nebo oběhového v klimatizačních a větracích zařízeních.

Základem filtrace částečkových škodlivin je odlučování částic ve vrstvě filtračního materiálu. Filtrační materiály jsou převážně vláknité a volí se podle požadavků na odlučivost ze syntetických, skleněných nebo organických vláken. Oblast velikosti odlučovaných částic bývá od 0,01 do 100 um. Klasifikace filtrů je uvedena v tabulce 4.1.

Tabulka 4.1 – Objemové a hmotnostní složení vzduchu [13]



	Skupina filtru	Třída filtrace
G	Filtry pro hrubý prach Účinné pro částice > **10 µm**	G1 – G4
F	Filtry pro jemný prach Účinné pro částice > **1 µm**	F5 – F9
H	Filtry pro mikročástice Účinné pro částice > **0,01 µm**	H10 – H14
U	Filtry pro mikročástice	U15 – U17

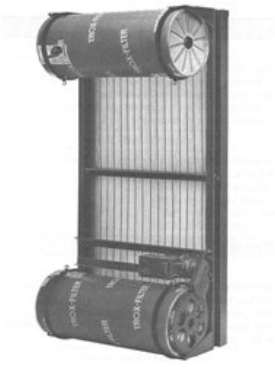
Obr. 3.7 – Značení filtru ve schématech

Podle provedení lze filtry rozdělit na:

- **Filtry vložkové** (rámečkové) **-** se používají pro menší objemové toky vzduchu. Vložky jsou ve tvaru desek, kapes nebo krabic (obr. 4.7) a zasouvají se do filtračních komor.

- **Filtry pásové -** Pro větší objemové toky vzduchu se používají filtry pásové, u nichž je filtrační vrstva ve tvaru pásu, většinou řešené jako odvinovací (obr. 4.8).

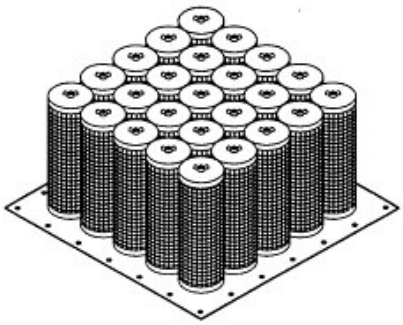
Obr. 4.7 – Filtrační vložky a média



Obr. 4.8 – Pásový odvinovací filtr

Pro zachycení plynných znečišťujících látek a pachů se především používají filtry založené na principu adsorpce.

Adsorpce je difúzní pochod [9], při němž dochází k zachycování plynu na povrchu pevné látky - adsorbentu. Základní sorpční látka (adsorbent) je aktivní uhlí, aktivní koks, silikagel aj. Nejpoužívanější je aktivní uhlí. Rozlišuje se adsorpce fyzikální a chemická. Při fyzikální adsorpci dochází k zachycování molekul adsorbované látky na povrchu adsorbentu, působením van der Waalsových sil. Při chemické adsorpci dochází k chemické reakci mezi adsorbovanou látkou a adsorbentem a ke vzniku nové povrchové sloučeniny. Jako adsorbent se používá opět nejčastěji aktivní uhlí, ale na povrchu impregnované, např. bromem nebo jinými látkami, čímž se rozšiřuje možnost zachycení některých plynů a pachů neadsorbovatelných fyzikální adsorpcí. Konstrukce sorpčních filtrů jsou různé, ale nejčastěji se skládají z dutých válcových vložek (patron) naplněných aktivním uhlím, které jsou uchyceny na nosné desce (obr. 4.9), nebo z vrstvy aktivního uhlí nanesené na povrchu filtračního materiálu.



Obr. 4.9 – Sorpční vložka [9]

4.6 Zařízení pro zpětné získávání tepla (ZZT)

Slouží k předávání tepla z odváděného odpadního vzduchu čerstvému přiváděnému vzduchu. Proto ZZT zhospodárňuje provoz klimatizačních a větracích zařízení. Bez použití tohoto zařízení teplo spotřebované pro ohřev větracího vzduchu uniká většinou bez užitku v teplém odváděném vzduchu. K základním způsobům ZZT patří:

- přenos tepla pomocí dvojice lamelových výměníků,
- přenos tepla v deskových výměnících
- přenos tepla pomocí tepelných trubic
- přenos tepla, případně i vlhkosti v regeneračních výměnících (převážně rotačních)
- přenos tepla pomocí tepelných čerpadel.

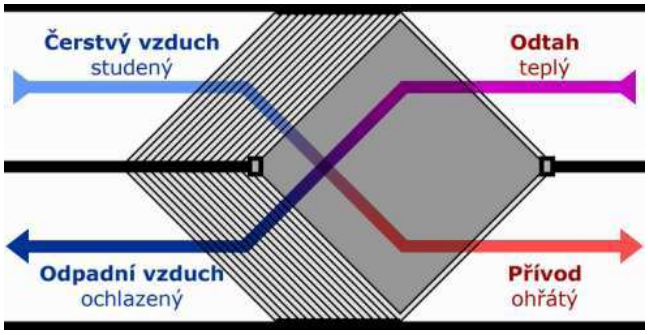
Systém dvojice lamelových výměníků se skládá ze dvou sekcí (dvou samostatných výměníků z lamelových trubek) propojených potrubím, jímž proudí nemrznoucí kapalina. Jedním z lamelových výměníků protéká teplý odváděný vzduch, druhým lamelovým výměníkem vzduch přiváděný. Oba proudy jsou od sebe odděleny a mohou být od sebe libovolně vzdáleny. Nevýhodou je potřeba vynaložení další energie k pohybu kapaliny. U tohoto systému ZZT se účinnost přenosu tepla pohybuje do 60-70 %.

Účinnost přenosu se obvykle vyjadřuje vztahem:

$$\eta = \frac{t_p - t_e}{t_i - t_e} \tag{4.1}$$

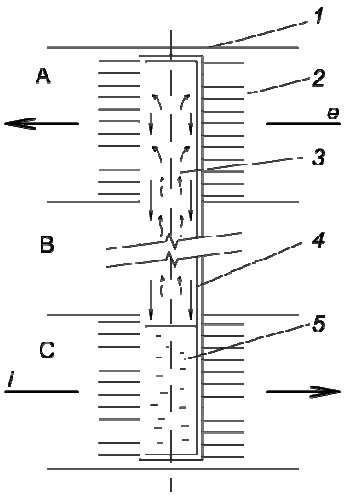
kde
t_e, t_p jsou teploty přiváděného venkovního vzduchu na vstupu a výstupu z výměníku,
t_i je teplota odváděného vzduchu na vstupu do výměníku.

Deskové výměníky jsou tvořeny teplosměnnou plochou ze speciálně tvarovaných desek (tzv. laminární nebo turbulentní provedení). Desky jsou z hliníku, z nerez oceli, z plastických hmot, případně skleněné (pro chemické provozy). Každá deska je obtékána přiváděným vzduchem z jedné strany a vzduchem odváděným ze strany druhé (obr. 4.10)**.** Mezi jednotlivými médii dochází přes stěnu (materiál) desky k prostupu tepla. Dosažitelná účinnost přenosu tepla je 50 až 70 %. Díky jednoduchosti výroby a malým nákladům se stávají nejpoužívanějšími rekuperátory současnosti.



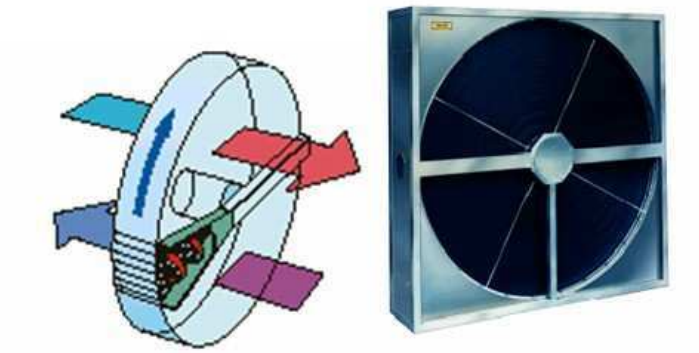
Obr. 4.10 – Princip funkce *deskového výměníku tepla [12]*

Tepelné trubice jsou jednotlivé žebrované trubky, naplněné z části chladivem, uchycené do rámu. Nejčastěji se používají trubice gravitační, jejichž uspořádání je na obr. 4.11. Teplý vzduch proudí kanálem, v němž je umístěna spodní část trubic. Teplý vzduch zde předává teplo kapalnému chladivu, toto chladivo se vypařuje a syté páry chladiva stoupají vzhůru. V horní části předávají teplo přiváděnému studenému vzduchu, proudícímu horním kanálem a kondenzují. Zkapalněné chladivo stéká dolů a proces se znovu opakuje. Účinnost se pohybuje od 50 do 60 %.



Obr. 4.11 – Schéma gravitační tepelné trubice. 1 - trubka, 2 - žebrování, 3 - pára teplonosné látky, 4 - stékající kondenzát teplonosné látky, 5 - jímka teplonosné látky v kapalném stavu; A - kondenzační část, B - transportní část, C - Odpařovací část, e - přívod vzduchu z exteriéru, i - přívod vzduchu z interiéru [19]

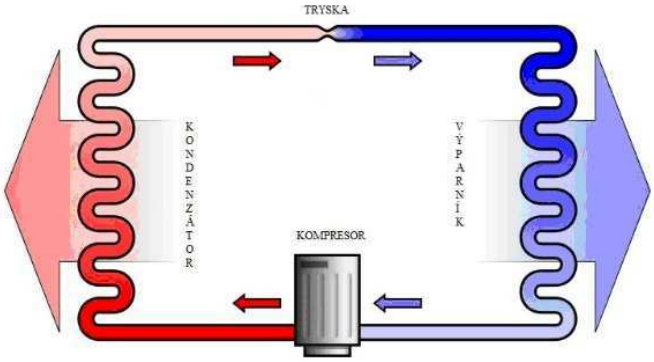
Regenerační výměníky jsou výměníky, u nichž akumulační hmota přichází střídavě do styku s proudem teplého a chladného vzduchu. Konstrukčně jsou řešeny jako rotační, nebo přepínací. Nejpoužívanější jsou rotační (obr. 4.12). Jedná se o točivé stroje, u nichž je hlavním článkem rotující buben s teplosměnnou plochou (obvykle hliníkové plechy) vytvořenou z úzkých kanálků o průměru asi 3 mm. V uvedeném obrázku je spodní částí bubnu veden proud odváděného teplého vzduchu, horní částí proud čerstvého studeného vzduchu.



Obr. 4.12 Schéma rotačního regeneračního výměníku [11]

Regenerační výměníky mohou sloužit k přenosu tepla, nebo k přenosu tepla a vlhkosti (povrch musí být hygroskopický). Ze všech systémů ZZT mají nejvyšší účinnost, 80 až 90 %.

Tepelná čerpadla jsou kompresorová chladicí zařízení, u nichž činným článkem je kondenzátor. Výparníkem zařízení proudí odváděný vzduch a předává teplo chladivu, které se odpařuje. Po zvýšení tlaku a teploty chladiva v kompresoru, předává chladivo v kondenzátoru teplo přiváděnému vzduchu (obr. 4.13). Investičně i provozně jsou ze všech systémů ZZT nejdražší.



Obr. 4.13 Princip tepelného čerpadla

K nejpoužívanějším systémům ZZT patří hlavně deskové výměníky, regenerační rotační výměníky i dvojice lamelových výměníků.

5 Klimatizační systémy

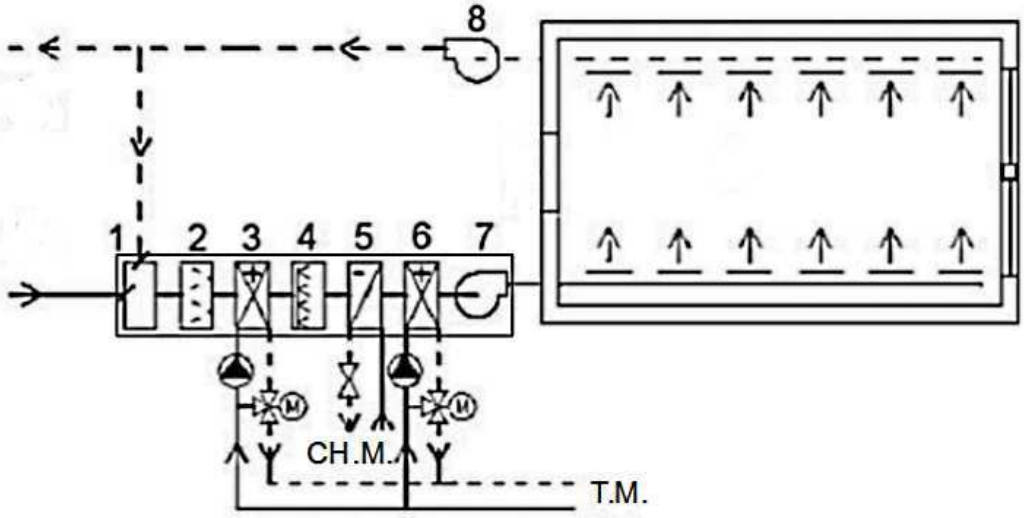
5.1 Vzduchové klimatizační systémy

Vzduchové systémy představují klasická technická řešení klimatizací. Teplonosnou látkou zprostředkující přenos tepla a chladu mezi zdroji a klimatizovanou místnosti je vzduch vedený vzduchovody. Z důvodu malé tepelné kapacity vzduchu jsou k přenosu tepelné energie nutné větší objemové průtoky. Z této skutečnosti vyplývá, že k zajištění optimálního vnitřního prostředí jsou nutné větší výměny vzduchu v místnostech. S tím je spojená vyšší rychlost proudění vzduchu vnitřním prostorem a zejména rozměrná potrubí vedená mezi místem úpravy vzduchu (strojovnou) a klimatizovanou místností. Vzduchové systémy se aplikují v řadě variant provedení zejména pro velké místností občanských a průmyslových budov.

Centrální klimatizační zařízení se podle rychlosti vzduchu v potrubním rozvodu dělí na *systémy nízkotlaké* s malou rychlostí (asi 5–8 $m.s^{-1}$) vzduchu a *vysokotlaké systémy* s velkou rychlostí vzduchu (asi 12–30 $m.s^{-1}$). Patří k nim především jednokanálová zařízení nízkotlaká, jednokanálová vysokotlaká a vysokotlaká zařízení dvoukanálová.

Nízkotlaké ústřední vzduchové systémy

Vyznačují se společnou úpravou vzduchu ve strojovně, ze které se vzduch rozvádí do jednotlivých klimatizovaných místností se stejnou úrovní mikroklimatu. Typickou pro tyto systémy je ústřední strojovna a distribuce vzduchu potrubní sítí s koncovými vyústnými elementy. Základní variantou technického řešení nízkotlakého ústředního vzduchového systému je ***klimatizační systém vzduchový jednokanálový*** (obr. 5.1)**.**



Obr. 5.1 Nízkotlaké ústřední klimatizační zařízení jednokanálové. 1 – směšovací část, 2 – filtr vzduchu, 3 – předehřívač, 4 – zvlhčovač, 5 – chladič, 6 – dohřívač, 7 – výtlačný ventilátor, 8 – sací ventilátor, T.M. – topné médium, CH.M. – chladicí médium[15]

U tohoto řešení se upravený vzduch dopravuje do klimatizované místnosti jedním vzduchovodem, má tedy společnou úpravu vzduchu pro všechny klimatizované místnosti, proto je systém jednoduchý, levný a pracuje obvykle s konstantním průtokem přiváděného vzduchu. Tepelný výkon se reguluje změnou teploty přiváděného vzduchu.

Typické aplikace nízkotlakých vzduchových systémů

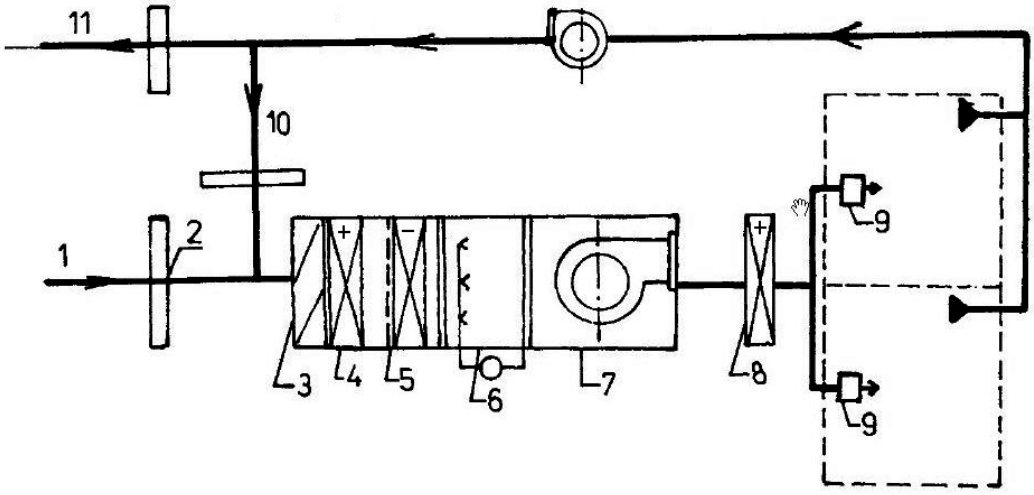
Systémy jsou vhodné a provozují se v prostorech s větším podílem vnějšího vzduchu, málo proměnnou tepelnou zátěží, krátkou návštěvností v průmyslových halách [2]. Jsou to zejména:

- sály konferenční a koncertní, divadla, kina, obchodní domy, restaurace, jídelny, apod.,
- pracovní prostory, laboratoře,
- výrobní haly, objekty chovu zvířat.

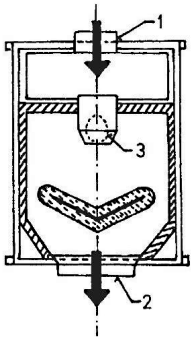
Vysokotlaké vzduchové systémy klimatizace

Vyznačují se tím, že rychlost proudění vzduchovody v hlavních úsecích rozvodu překračuje 12 m/s [8]. Vyšší rychlost umožňuje zmenšit průřezy vzduchovodů a minimalizovat prostorové nároky vzduchotechniky. Nevýhodou systémů je však vyšší hlučnost a vyšší provozní náklady. Distribuční systém tvoří část vysokotlaká a nízkotlaká. Před vstupem do klimatizované místnosti se tlak vzduchu redukuje jednotkami, napojenými na tlakové potrubí. Jednotky spolu se snížením rychlosti tlumí také hluk.

a) **Vysokotlaká zařízení jednokanálová** mají jeden vzduchovod, který dopravuje upravený vzduch ze strojovny do klimatizovaných místností (obr. 5.2). Od nízkotlakých se liší tím, že jako koncové prvky jsou použity expanzní (redukční) skříně (obr. 5.3), na něž se připojuje nízkotlaký rozvod vzduchu k vyústkám. Odvádění vzduchu z místnosti je nízkotlaké. Tato zařízení jsou vhodná zejména pro objekty, které je třeba intenzívně větrat, např. posluchárny, obchodní domy, hotely.



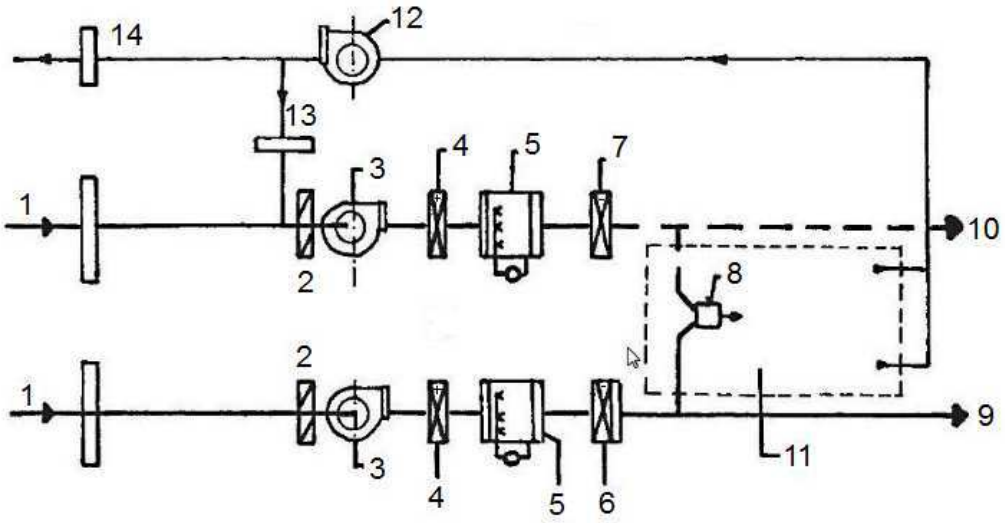
Obr. 5.2 Jednokanálové vysokotlaké klimatizační zařízení [7]. 1 - vnější vzduch, 2 - klapka, 3 - filtr, 4 - předehřívač, 5 - chladič, 6 - pračka, 7 - ventilátor, 8 - dohřívač, 9 – redukční komory (skříně), 10 – cirkulační vzduch, 11 – vzduch odváděný do atmosféry



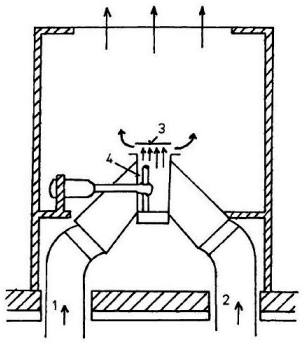
Obr. 5.3 Schéma redukční komory pro jednokanálové vysokotlaké systémy [7]. 1 – vysokotlaký přívod, 2 – nízkotlaký odvod, 3 – škrtící ventil

b) **Vysokotlaká klimatizační zařízení dvoukanálová** se vyznačují dvěma rozváděcími potrubími upraveného vzduchu. Vzduch se ve strojovně upravuje na dva stavy - vzduch chladný a teplý [9], které se rozvádí budovou v samostatných vzduchovodech (obr. 5.4). V potrubí pro teplý vzduch je vzduch ohříván ohřívačem na teplotu od 30 do 45 °C. Teplota studeného vzduchu v druhém potrubí se udržuje chladičem vzduchu na teplotě asi 12 °C.

Oba vzduchovody vyúsťují do směšovací jednotky (obr. 5.5). Ve směšovací jednotce (skříni) se vzduch z obou kanálů směšuje na teplotu, která odpovídá okamžité potřebě tepla nebo chladu klimatizované místnosti. Pro každou místnost nebo zónu se toto míšení vzduchu provádí samostatné, poměr míšení je řízen termostatem. Umožňuje tedy individuální regulaci stavu vzduchu v každé místnosti či zóně. Dvoukanálová soustava je vhodná pro budovy s velkým počtem klimatizovaných místností s různými požadavky na parametry vzduchu. Nevýhodou tohoto systému je především rozměrnost dvojího rozvodu.



Obr. 5.4 Dvoukanálové vysokotlaké klimatizační zařízení [7]. 1 - vnější vzduch, 2 - filtr, 3 - ventilátor přívodu, 4 - ohřívač, 5 - pračka, 6 - chladič, 7 - dohřívač, 8 – směšovací skříň, 9 - chladný vzduch, 10 - teplý vzduch, 11 - klimatizovaný prostor, 12 - ventilátor pro odvod vzduchu, 13 – cirkulační vzduch, 14 - odváděný vzduch



Obr. 5.5 Schéma směšovací jednotky pro dvoukanálové vysokotlaké systémy [7]. 1 – teplý a vlhký vzduch, 2 – chladný a suchý vzduch, 3 – regulátor přiváděcího množství vzduchu, 4 – směšovací ventil

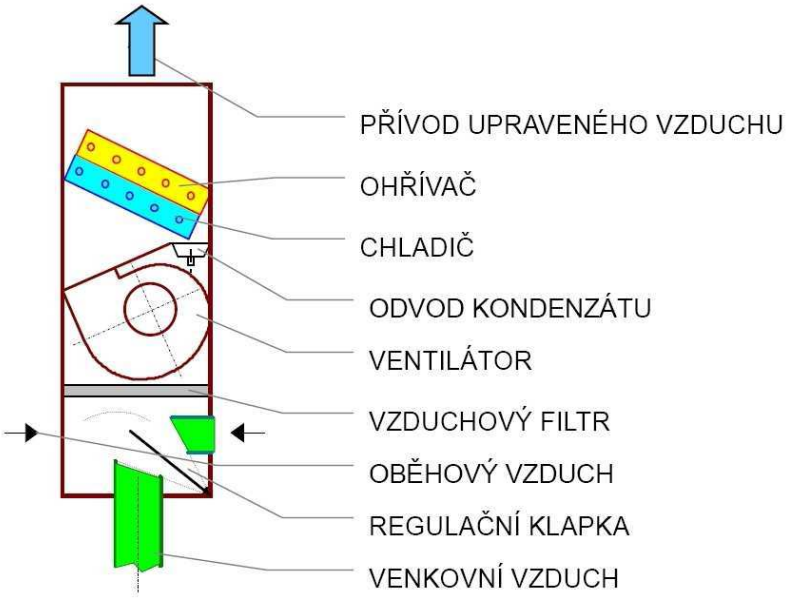
5.2 Vodní klimatizační systémy

V těchto systémech je nositelem tepla a chladu pro tvorbu interního mikroklimatu výhradně voda, která se rozvádí z místa své úpravy do jednotlivých klimatizovaných místností budovy potrubní sítí. V klimatizovaných místnostech jsou osazeny teplosměnné plochy sdílející teplo, k jehož předání dochází:

- konvekcí ve ventilátorových jednotkách tzv. ***fan-coilech*** *(klimakonvektorech)*
- sáláním velkoplošnou plochou tzv. ***chladicím stropem***

Vodní systémy s fan-coily mají oproti jiným systémům jisté výhody. Zásadní výhoda vyplývá ze způsobu přenosu tepelné energie vodou, ta svými vlastnostmi umožní minimalizovat svůj objemový průtok a bezproblémové připojení většího počtu vnitřních jednotek izolovanou potrubní sítí. Navíc je voda jako látka přenosu tepla ekologicky nezávadná. Jejich rozvodné systémy vody se používají ve variantě dvoutrubkové a čtyřtrubkové [9].

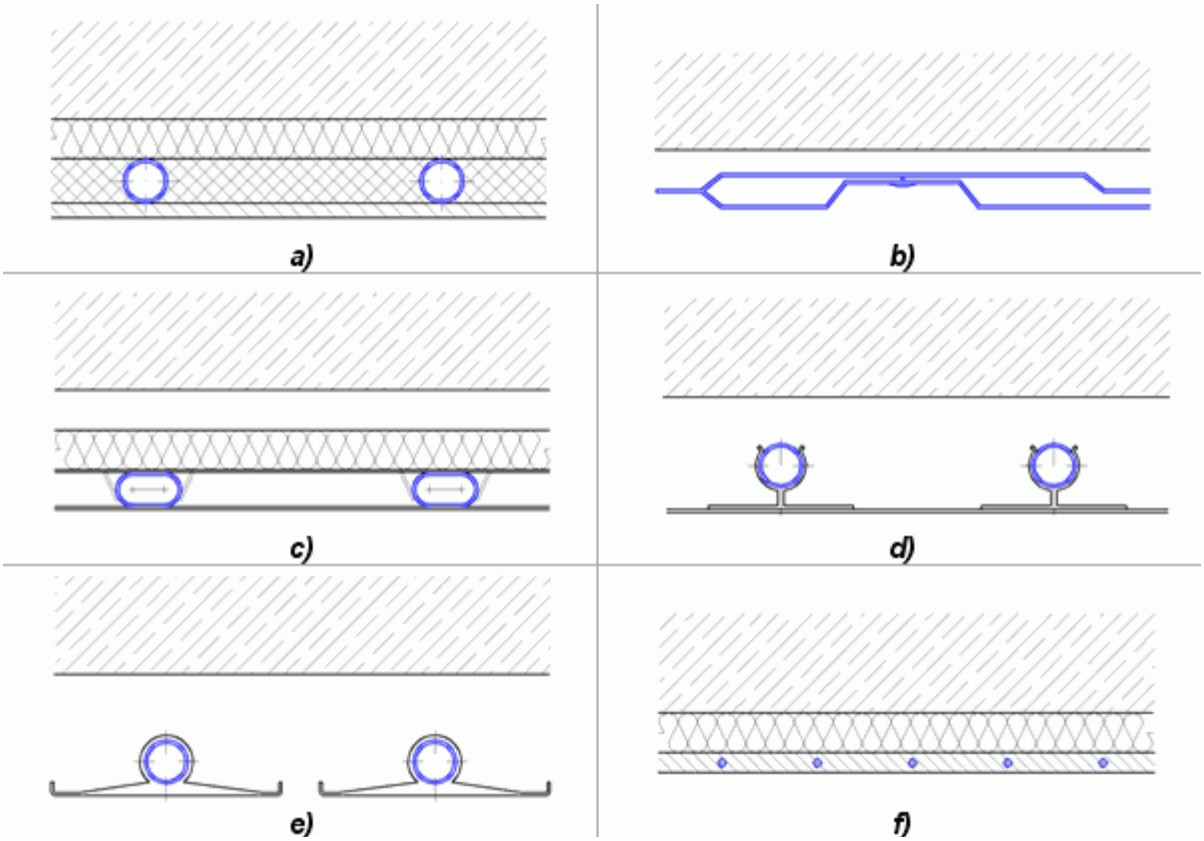
Jsou levnější než vzduchové nebo kombinované i z hlediska provozních nákladů. Umisťují se na podlahy nebo pod parapety, kde nasávají vzduch přímo z místnosti a po úpravě ho vyfukují zpět. Nevýhodou může být jejich větší hlučnost z důvodu použití ventilátoru v jednotce. Výkon lze regulovat změnou průtoku teplonosného média nebo změnou otáček ventilátoru. Vodní systémy s fan-coily (obr. 5.6) umožňují decentralizovanou úpravu vzduchu, dají se použít k zajištění interního mikroklimatu zejména v občanských budovách, jakými jsou třeba banky, kanceláře, obchody, hotely, výškové budovy, restaurace a moderní interiéry ze skla a betonu.



Obr. 5.6 Schéma vodního systému Fan-Coil [13]

Vodní systém chladicí strop lze charakterizovat jako plochý trubkový výměník tepla zavěšený zpravidla pod stropem klimatizované místnosti. Je tvořen z nosné konstrukce, rozvodného systému trubek chladicího výměníku (obr. 3.7), soustavy lišt a krycích panelů. Součástí chladicích stropu mohou být i svítidla nebo distribuční prvky k přívodu čerstvého vzduchu. Výměníkem protéká chladná voda, odnímá teplo a pokrývá tak tepelnou zátěž prostoru. Pokud celou tepelnou zátěž pokrývá chladicí strop, pak se do jednotlivých klimatizovaných místností přivádí jen vzduch, jehož objemový průtok vyplývá z hygienicky nutné dávky k výměně vzduchu za čerstvý. Teplota povrchu chladicího stropu se obvykle pohybuje okolo 19 až 20^{o}C dle teploty chladicí vody a požadované úrovně mikroklimatu. Modifikací chladicího stropu je chladicí podlaha.

Chladicí strop poskytuje oproti jiným systémům řadu výhod, z nichž ta zásadní spočívá v zajištění stavu prostředí bez proudění vzduchu vyvolávající průvan pociťovaný uživateli zejména u vzduchových systémů. Teplo se v případě chladicích stropů sdílí hlavně sáláním mezi povrchy s různou teplotou a jeho přenos není vázán na proudění vzduchu. Chladicí výkon se pohybuje dle provedení a teplot v mezích 20 až 50 Wm^{-2} [5]. Objemový průtok vzduchu je oproti vzduchovým systémům výrazně nižší a chladicí strop vyžaduje jen minimální nároky na prostor pro instalaci. Údržba při provozu je minimální. Chladicí stropy lze použít k zajištění interního mikroklimatu zejména v občanských budovách podobně jako u klimakonvektorů.



Obr. 3.7 Schematické řezy základními konstrukcemi chladících stropů [20]

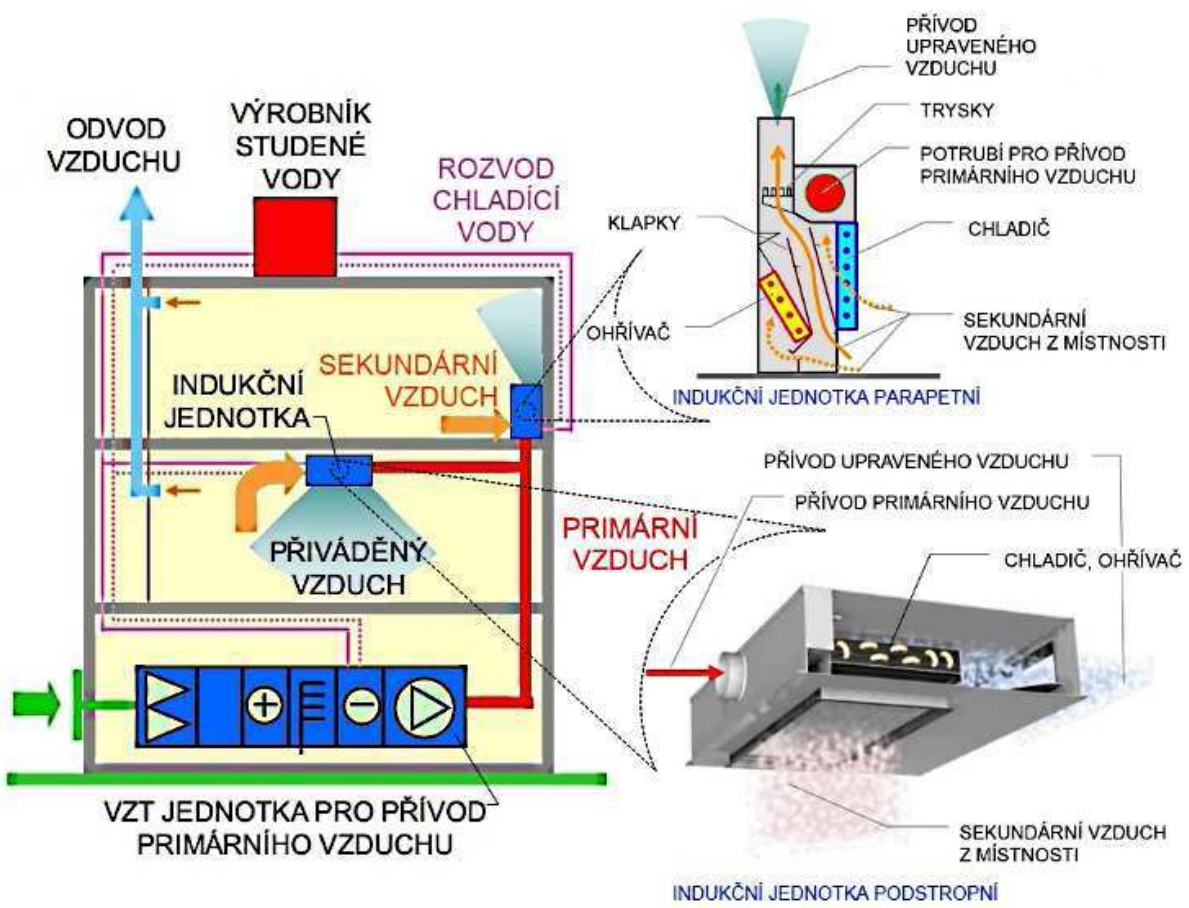
a. *Masivní chladicí strop jako součást stropní konstrukce*
b. *Modulační klima deska*
c. *Chladicí panely umístěné v podhledové konstrukci opatřené izolací*
d. *Lamelový chladicí strop upevněný na vodní potrubí*
e. *Otevřený chladicí strop v podobě protlačovaných profilů s vodními kanály*
f. *Kapilární systém umístěný v omítce*

5.3 Kombinovaný vysokotlaký klimatizační systém s indukčními jednotkami

Nositeli tepelné energie ke tvorbě vnitřního prostředí budov je u kombinovaných systémů jak voda, tak i vzduch. Voda díky svým přenosovým vlastnostem umožňuje minimalizaci hmotnostních toků látek nutných k přenosu tepla a tudíž i profilů potrubní sítě.

V jednotlivých klimatizovaných místnostech jsou použity jako koncové prvky *indukční jednotky*, v nichž probíhá dodatečná úprava vzduchu. Jednotky jsou napojeny na rozvod vody a rozvod primárního vzduchu, který se upravuje ve strojovně (obr. 5.8). Rozvod vody k indukčním jednotkám se používá především dvoutrubkový přepínací, nebo čtyřtrubkový. Jednotky svým provedením umožňují ejekčním účinkem přisávání sekundárního vzduchu (oběhový vnitřní vzduch) [2]. Ten zde prochází přes lamelový výměník, v němž se ohřívá nebo chladí a směšuje se vzduchem primárním. Primární vzduch zajišťuje větrání místností a jeho objemový průtok je dán minimální dávkou vnějšího vzduchu pro klimatizovanou místnost.

Tyto systémy jsou vysoce komfortní, ale investičně náročné. Používají se v různých administrativních budovách a v prostorech s nároky na individuální řízení místností, kde se montují např. v trámcovém provedení s integrovaným osvětlením. Dnes jsou tyto systémy upřednostňovány z důvodu dlouhodobé finanční úspory provozních nákladu.



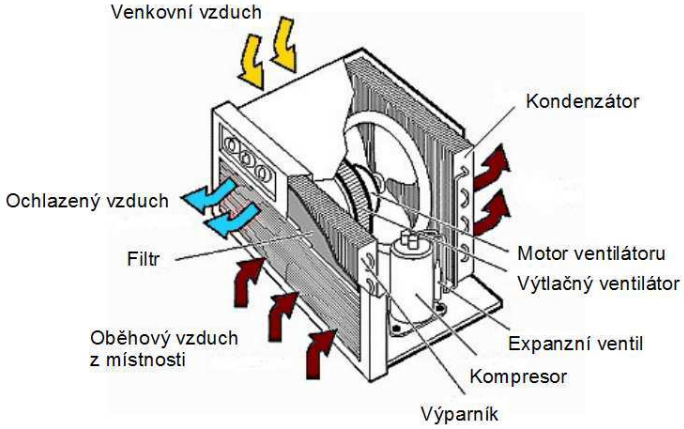
Obr. 5.8 Příklad dvoutrubkové indukční klimatizace s provedením parapetním a podstropním [13]

5.4 Chladivové systémy

Teplonosnou látkou pro přenos tepelné energie je zde *chladivo*. Systémy pracují běžně v režimu chlazení, některé mohou sloužit i k vytápění provozem v režimu tepelného čerpadla.

Chladivové systémy slouží především ke klimatizaci jednotlivých místností. Patří sem [9]:

- okenní klimatizátory,
- mobilní klimatizační zařízení,
- dělená klimatizační zařízení (split systémy).



Obr. 5.9 Příklad provedení okenního klimatizátoru

Okenní klimatizátory mají vestavěné chladicí zařízení se vzduchem chlazeným kondenzátorem, který musí být umístěn vně místnosti. Mohou pracovat buď jen s oběhovým vzduchem, nebo s určitým podílem čerstvého venkovního vzduchu. Umisťují se do okna, nebo do venkovní stěny (obr. 5.9). Jde o jednoduchá, kompaktní, výkonná a poměrně levná zařízení.

Mobilní klimatizační zařízení mají celý chladicí okruh ve skříni umístěné v klimatizované místnosti. Zařízení je vybaveno pružnou hadicí pro odvod kondensačního tepla do venkovního prostředí. Vzduch pro chlazení kondenzátoru se nasává z klimatizované místnosti. Jsou především určené jen pro okamžité řešení požadavku klimatizování.

Split systémy (dělené chladivové systémy) se vyznačují děleným chladicím zařízením s jednou vnější a jednou vnitřní jednotkou, nebo s více vnitřními jednotkami. Vnější a vnitřní jednotky jsou vzájemně spojeny potrubím k cirkulaci chladiva. Součástí vnitřní ventilátorové jednotky v klimatizované místnosti je výparník s funkcí chladiče vzduchu. Vnější jednotka umístěna ve venkovním prostoru sestává s kompresoru a vzduchem chlazeného kondenzátoru (obr. 5.11). Základní varianta provedení systému umožní pouze chlazení, dokonalejší varianty chladivových systémů lze provozovat i v režimu tepelného čerpadla. V tomto případě probíhají tepelné děje spojené s přenosem tepla opačně.

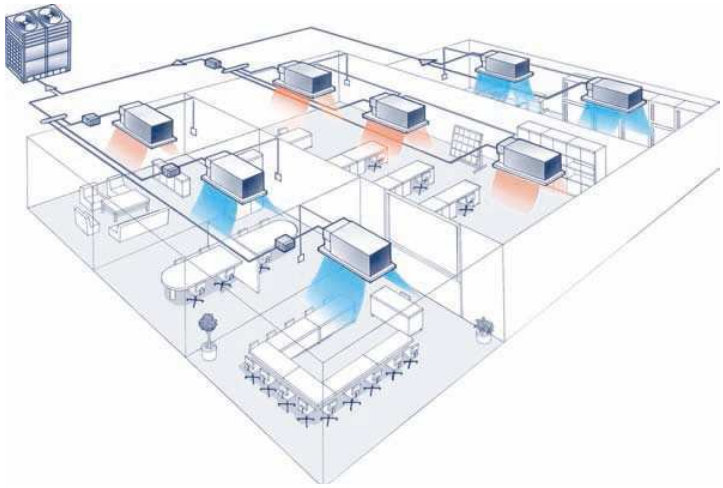
Dělené chladivové klimatizační systémy byly vyvinuty především pro komfortní chlazení pracující s cirkulačním vzduchem a nezajišťují tedy větrání. Pouze v některých aplikacích lze přívod čerstvého vzduchu realizovat přímo do vnitřní mezistropní (kanálové) jednotky. Jejich výhodou je možnost individuální regulace stavu prostředí v každé z klimatizované místnosti a nízká hlučnost. Jistou nevýhodou je, že chladivo (obvykle freon) patří mezi látky s negativním dopadem na životní prostředí. Příklady provedení vnitřních jednotek jsou na obr. 5.10.

Obr. 5.10 Příklad provedení vnitřních jednotek systému split [9]

Dělené chladivové systémy existují také v provedení, kdy na jednu venkovní jednotku lze připojit až 5 vnitřních jednotek, tzv. *multisplit systémy.* Každá vnitřní jednotka je s venkovní propojena samostatným chladivovým potrubím a může být řízena individuálně, uzavíráním přívodu chladiva do vnitřních jednotek s následným vypínám kompresoru venkovní jednotky.

Další skupinou chladivových dělených systémů jsou *multisplit systémy s proměnným průtokem chladiva,* pro něž se vžil název VRV (variable refrigerant volume) systémy [1]. U těchto systémů je možné na jednu venkovní jednotku připojit až 64 vnitřních jednotek. Výměníky tepla ve vnitřních jednotkách jsou opatřeny škrticími ventily pro řízení průtoku chladiva podle termostatů v každé místnosti. Kompresor ve venkovní jednotce je provozován s proměnnými otáčkami v závislosti na momentálně potřebném chladicím výkonu. Celý VRV systém je řízen počítačem, provoz tepelného čerpadla je zde samozřejmostí. Některé jednotky mohou být současně v režimu chlazení a jiné v režimu topení (obr. 5.12). To je velice výhodné, a tak se dnes jedná o velmi rozšiřující se komfortní systém.

Obr. 5.11 Venkovní jednotka split systému



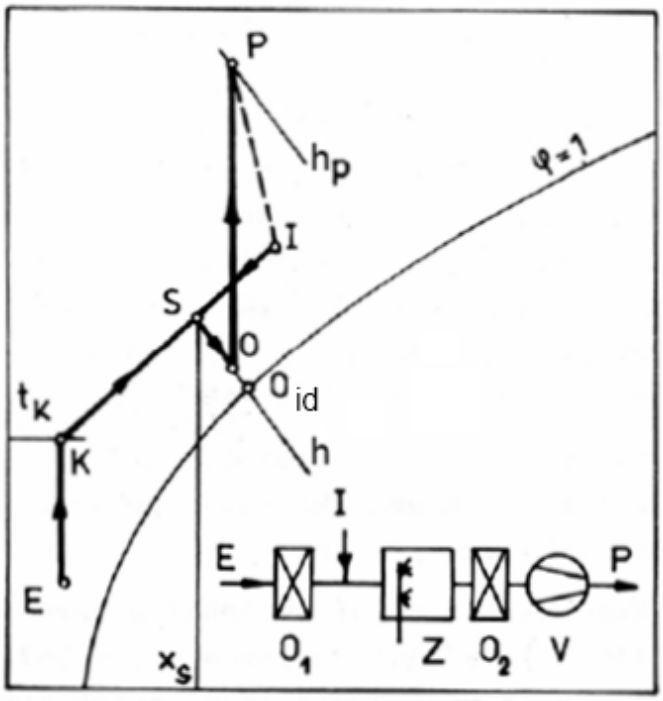
Obr. 5.12 VRV systém se zpětným získáváním tepla[18]

6 Příklad dimenzování klimatizačního zařízení

V této kapitole je uveden ukázkový výpočet dimenzování komponent ústředního klimatizačního zařízení pro vzduchový jednokanálový systém při zimním provozu (tzn. dimenzování předehřívače, vodního zvlhčovače a dohřívače), pro který jsou zadány tyto hodnoty:

stav venkovního vzduchu	$t_e = -15\ ^0C,\ \varphi_e = 60\ \%$
požadovaný stav vnitřního vzduchu	$t_i = 22\ ^0C,\ \varphi_i = 50\ \%$
hmotnostní tok přiváděného vzduchu	$\dot{m}_v = 10\ kg/s$
hmotnostní tok venkovního vzduchu	$\dot{m}_{ve} = 4\ kg/s$
teplota vzduchu za předehřívačem	$t_k = 5\ ^0C$
celková tepelná zátěž klimatizovaného prostoru	$\dot{Q}_{celk} = -90\ kW$
tepelná zátěž klimatizovaného prostoru vázaným teplem	$\dot{Q}_{vaz} = 30\ kW$

Při zimním provozu (obr. 6.1) se venkovní vzduch *E* nejdříve předehřeje (jako ochrana před zamrznutím a kondenzací vodní páry) na stav *K*, potom se mísí se vzduchem oběhovým o stavu *I*. Vzniklá směs *S* je adiabaticky vlhčena ve sprchové pračce na stav *O* a po dohřátí na stav *P* je vedena do klimatizované místnosti [9].



Obr. 6.1 Znázornění zimního provozu klimatizačního zařízení v h – x diagramu [9]

Průběh úpravy na požadovaný stav vzduchu *P* je docílen následujícím postupem za pomoci h-x diagramu (obr. 6.2):

Ze stavu *E* (t_e = -15 ^{0}*C*, h_e = -13,5 *kJ/kg*$_{s.v.}$, φ_e = 60 %) se vzduch předehřeje, za konstantní měrné vlhkosti na teplotu t_k = 5 ^{0}*C*, do stavu vzduchu za předehřívačem *K*. Parametry vzduchu K odečteme z h-x diagramu (h_k = 7 *kJ/kg*$_{s.v.}$, φ_k = 14 %).

Dále určíme stav vzduchu po smíšení *S*. Hmotnostní tok cirkulačního vzduchu se určí z rovnice (6.1). Umístění bodu *S*, který bude ležet na přímce spojující body *K* a *I* (t_i = 22 ^{0}*C*, φ_i = 50 %), získáme vyjádřením x_s z rovnice vlhkostní bilance míšení vzduchu čerstvého a oběhového (6.2), jejich měrné vlhkosti zjistíme z h-x diagramu.

$$\dot{m}_{vc} = \dot{m}_v - \dot{m}_{ve} = 10 - 4 = 6 \quad kg/s \tag{6.1}$$

$$\dot{m}_{ve} x_e + \dot{m}_{vc} x_i = (\dot{m}_{ve} + \dot{m}_{vc}) x_s \tag{6.2}$$

kde:
$\dot{m}_{ve}$ – hmotnostní tok venkovního vzduchu [kg/s]
$\dot{m}_{vc}$ – hmotnostní tok cirkulačního vzduchu [kg/s]
x_s – měrná vlhkost směsi [g/kg$_{s.v}$].

$$x_s = \frac{\dot{m}_{ve} x_e + \dot{m}_{vc} x_i}{\dot{m}_{ve} + \dot{m}_{vc}} = \frac{4 \cdot 0{,}6 + 6 \cdot 8{,}1}{4 + 6} = 5{,}1 \quad g/kg_{s.v.} \tag{6.3}$$

Z diagramu:

t_s = 15,4 ^{0}*C*, h_s = 28 *kJ/kg*$_{s.v.}$, φ_s = 48 %.

Z tepelné bilance klimatizovaného prostoru, rov. (6.4) se vypočítá entalpie přiváděného vzduchu h_p. Hodnotu entalpie h_i odečteme z h-x diagramu (h_i = 42,7 *kJ/kg*$_{s.v.}$).

$$\dot{Q}_{celk} = \dot{m}_v\,(h_i - h_p) \tag{6.4}$$

$$h_p = h_i - \frac{\dot{Q}_{celk}}{\dot{m}_v} = 42{,}7 \cdot 10^3 - \frac{-90 \cdot 10^3}{10} = 51{,}7 \quad kJ/kg_{s.v} \tag{6.5}$$

Množství vznikající vlhkosti v klimatizovaném prostoru $\dot{m}_{wi}$ se určí ze zadané hodnoty tepelné zátěže klimatizovaného prostoru vázaným teplem:

$$\dot{Q}_{vaz} = \dot{m}_{wi} \cdot l_{23} \tag{6.6}$$

kde:
l_{23} – měrné výparné teplo vody = *2500 kJ/kg*

$$\dot{m}_{wi} = \frac{\dot{Q}_{vaz}}{l_{23}} = \frac{30 \cdot 10^3}{2500 \cdot 10^3} = 0{,}012 \quad kg/s \tag{6.7}$$

Dále můžeme zjistit směrnici změny stavu vzduchu v místnosti:

$$\delta_i = \frac{\dot{Q}_{celk}}{\dot{m}_{wi}} = \frac{-90 \cdot 10^3}{0{,}012} = -7{,}5 \quad kJ/g \tag{6.8}$$

V průsečíku h_p se směrnicí změny stavu vzduchu v prostoru δ_i dostaneme stav přiváděného vzduchu do klimatizovaného prostoru *P*. Jeho další parametry opět odečteme z h-x diagramu:

$t_p = 34\ ^0C,\ x_p = 6{,}8\ g/kg_{s.v.},\ \varphi_p = 21\ \%.$

Vlhčení vzduchu v adiabatické pračce je děj izoentalpický a stav vzduchu po vlhčení *O,* je v průsečíku izoentalpy h_s s měrnou vlhkostí x_p. Parametry stavu *O* a stavu O_{id} , tj. průsečíku adiabaty h_s s křivkou nasycení $\varphi = 100\ \%$:

$t_o = 10{,}8\ ^0C,\ h_o = 28\ kJ/kg_{s.v.},\ x_o = x_{p.},\ \varphi_o = 86\ \%,$

$t_{oid} = 9{,}8\ ^0C,\ h_{oid} = h_o,\ x_{oid} = 7{,}24\ g/kg_{s.v.},\ \varphi_{oid} = 100\ \%.$

Adiabatická účinnost pračky je pak dána vztahem [2]:

$$\eta_{ad} = \frac{x_o - x_s}{x_{oid} - x_s} = \frac{6{,}8 - 5{,}1}{7{,}24 - 5{,}1} = 0{,}794 \quad . \tag{6.9}$$

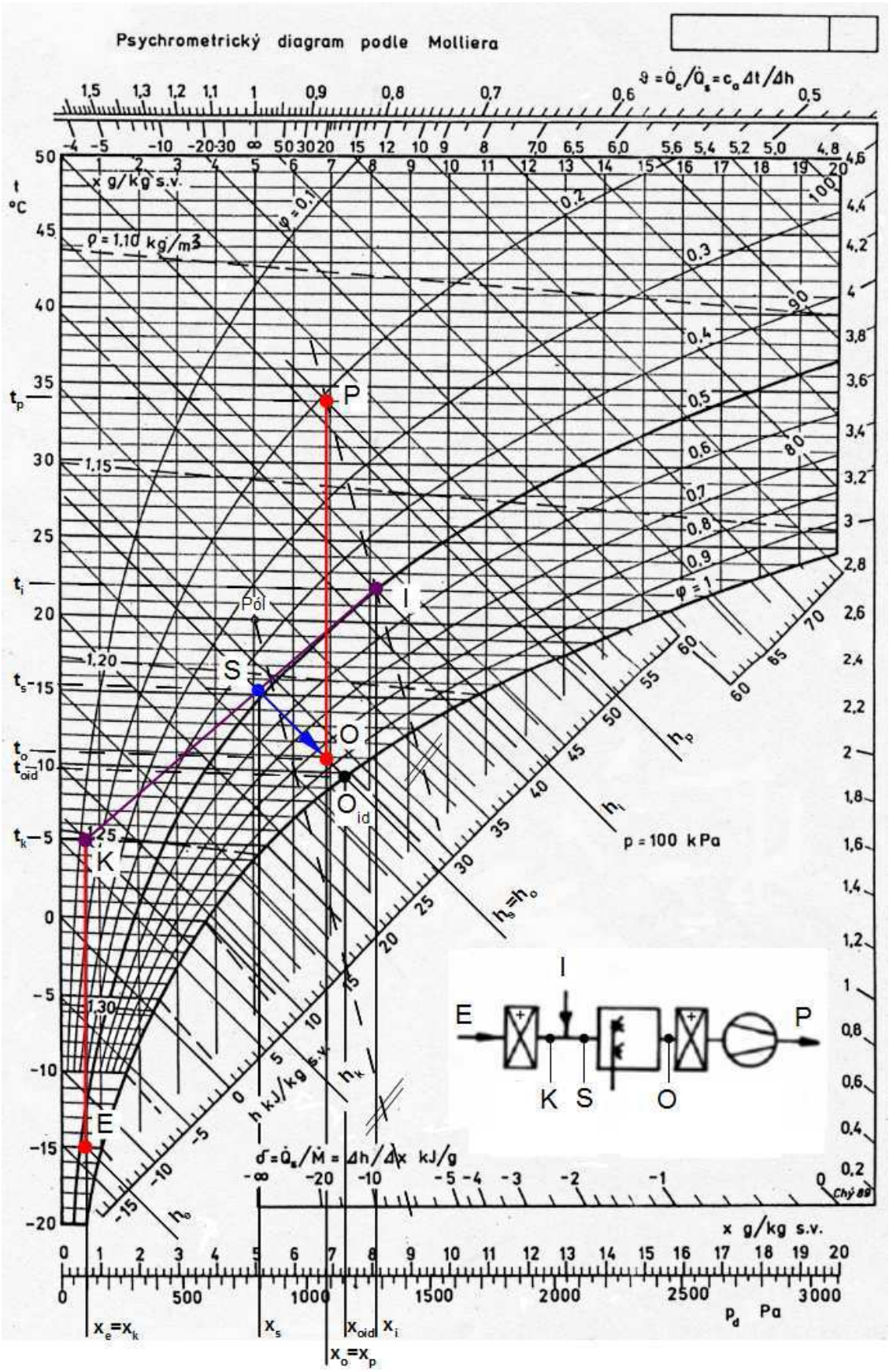
Hmotnostní tok vody dodávané do pračky bude:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_v \cdot (x_o - x_s) = 10 \cdot (6{,}8 - 5{,}1) = 17 \quad kg/s \tag{6.10}$$

Tepelné výkony předehřívače $\dot{Q}_{o1}$ a ohřívače za vodní pračkou $\dot{Q}_{o2}$ jsou vyjádřeny vztahy

$$\dot{Q}_{o1} = \dot{m}_{ve}(h_k - h_e) = 4 \cdot [7 - (-13{,}5)] = 82 \quad kW \tag{6.11}$$

$$\dot{Q}_{o2} = \dot{m}_v\big(h_p - h_o\big) = 10 \cdot (51{,}7 - 28) = 237 \quad kW \tag{6.12}$$



Obr. 6.2 Přesné znázornění nalezení požadovaného stavu P v h – x diagramu.

7 Závěr

Cílem práce bylo udělat rozbor izobarických změn stavu vlhkého vzduchu a jejich zobrazení v h-x diagramu a dále vypracovat literární rešerši rozdělení používaných klimatizačních systémů s důrazem na systémy vzduchové. Součásti práce byl i praktický výpočet dimenzování klimatizačního zařízení pro zimní provoz jednokanálového vzduchového klimatizačního systému.

V dnešní době jsou kladeny vysoké požadavky na úpravu vzduchu, ať už z důvodu technologických nebo komfortních. Tyto požadavky pomáhají dosáhnout vyspělé klimatizační systémy, z nichž má každý své výhody i nevýhody. Vzduchové systémy vyžadují ústřední strojovnu, jsou proto velmi rozměrné a náročné na instalaci kvůli nutnosti rozměrného vzduchovodu. U jednokanálových vzduchových systémů se špatně reguluje teplota vzduchu v místnostech. Kombinované systémy jsou také rozměrné, ale umožňují už daleko lepší regulaci mikroklimatu použitím indukčních jednotek, které pracuji s oběhovým vzduchem, větrání zajišťuje primární vzduch. U vodních systémů umožňuje teplonosná látka-voda minimalizaci instalačních rozvodů potrubní sítě, např. do klimakonvektorů. To je jeden z důvodů, proč jsou vodní systémy levnější. Největší rozmach zažívají v poslední době chladivové systémy, hlavně dělené multisplit systémy VRV s proměnným průtokem chladiva, u nichž lze na jednu venkovní jednotku připojit až 64 vnitřních jednotek. Regulaci a hospodárný provoz celého systému zajišťuje centrální počítač. Výhodou splitsystémů, multisplitsystémů a VRV systémů je, že kompresor a ventilátor kondenzátoru (nejhlučnější komponenty) jsou umístěny ve vnější jednotce a nepřispívají tudíž ke zvyšování hluku v místnosti. Nevýhodou je nutnost samostatného větracího systému, obvykle také kladou vyšší nároky na instalaci a bývají cenově dražší.

Často se setkáváme s nepřesným označením pojmu klimatizace, tedy zařízení umožňující čtyři základní úpravy vzduchu, ohřev, chlazení, úpravu vlhkosti a větrání. Často se pod takovým názvem používají zařízení umožňující jen dílčí úpravy bez výměny vzduchu. Nicméně i tato zařízení mohou docílit vhodného stavu mikroklimatu v místnosti a zvýšit tak komfort prostředí a zlepšit pracovní podmínky.

Některé systémy umožňují zapojení zařízení pro zpětné získávání tepla, díky nim může předávat odváděný vzduch z místnosti své teplo chladnému přiváděnému vzduchu a provoz celého systému se tak zefektivní. Trend je takový, že dražší instalace se vyplatí na provozních nákladech v dlouhodobém horizontu.

Bakalářská práce mi ukázala dnešní možnosti klimatizací. Jako student obecného studia jsem se seznámil se zajímavým oborem, který se jistě bude ještě dále vyvíjet. Znalosti získané při psaní práce, jak doufám, zúročím v navazujícím studiu.

Použitá literatura

[1] ASHRAE Handbook 2008: *HVAC Systems and Equipment (IP edition)*. 2008, ASHRAE, Atlanta, ISBN- 978-1-60119-795-5

[2] Chyský, J., Hemzal, K. a kol.: *Technický průvodce "Větrání a klimatizace".* Bolit-B press, 1993. ISBN-80-901574-0-8

[3] Chyský, J., Oppl, L. a kol.: *Větrání a klimatizace.* 2. vyd. Praha: SNTL, 1973. 576 s.

[4] Pavelek, M. a kol.: *Termomechanika.* Akademické nakladatelství CERM, Brno 2003, ISBN-80-214-2409-5

[5] AB Facility services: *Klimatizace – základní pojmy a rozdělení* [on-line]. [cit. 2010-04-27]. Dostupné z:
<http://www.energ.cz/index.php/component/content/article/20-energ-/55-klimatizace-zakladni-pojmy-a-rozdleni>.

[6] Andres, M.: *O vlhkém vzduchu* [on-line]. 2009, [cit. 2010-03-18]. Dostupné z:
<http://www.powerwiki.cz/attach/ET2/OVlhkemVzduchu2009.doc>.

[7] Hájek, V.: *Pozemní stavitelství III* [on-line]. 2004 [cit. 2010-04-27]. Dostupné z:
< http://www.4-construction.com/up/files-content/featured/Poz_stav.pdf>.

[8] Hirš, J., Gebauer, G.: *TZB – Klimatizace* [on-line]. Brno 2005. [cit. 2010-04-26]. Dostupné z:
< https://intranet.fce.vutbr.cz/opory/BT02_M08.pdf>.

[9] Janotková,E.: *Technika prostředí* [on-line]. 2009, [cit. 2010-04-21]. Dostupné z:
<http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/technikaprostredi/SylabyTP4.pdf>.

[10] Katedra technických zařízení budov FSV ČVUT: *Aplikovaná termomechanika - Přednáška 2* [on-line]. 2009, [cit. 2010-03-19]. Dostupné z:
<http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-02.pdf>.

[11] Lain, M.: *Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci (II)* [on-line]. 2006, [cit. 2010-05-05]. Dostupné z:
< http://vetrani.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=3688>.

[12] Murtinger, K.: *Větrání, rekuperace a další možnosti (stavíme energeticky úsporný dům)* [on-line]. 2009, [cit. 2010-05-23]. Dostupné z:
<http://www.nazeleno.cz/stavba/okna-a-dvere/chap_271/vetrani-rekuperace-a-dalsi-moznosti-stavime-energeticky-usporny-dum-4-dil.aspx>.

[13] Rubinová, O.: *Studijní podklady Vzduchotechnika obor S* [on-line]. 2006, [cit. 2010-04-28]. Dostupné z:
<http://www.fce.vutbr.cz/TZB/rubinova.o/vzt.htm>.

[14] Schwarzer, J.: *Teorie vlhkého vzduchu* [on-line]. 2006, [cit. 2010-03-18]. Dostupné z:
<http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=3323>.

[15] Vranayová, Z.: *Větrání a klimatizace, přednáška 13* [on-line]. 2006, [cit. 2010-04-26]. Dostupné z:
<http://www2.svf.tuke.sk/pracoviska/ktzb/NaStiahnutie/TZB/TZB-13_VaK.pdf>.

[16] Siemens Building Technologies, Landis & Staefa Division: *h-x diagram - konstrukce a použití* [on-line]. 2000, [cit. 2010-03-23]. Dostupné z:
<http://www.planicka.eu/0_Download/CZ_h-x.pdf>.

[17] www.c14.cz: *h-x diagram a jeho užití* [on-line]. 2007, [cit. 2010-04-11]. Dostupné z:
<www.c14.cz/predmety/07/tz30/Hx%20Diagram.doc>.

[18] www.daikin.cz: *VRV III katalog Daikin* [on-line]. 2008, [cit. 2010-05-03]. Dostupné z:
<http://www.klimatizaceprovas.cz/wp-content/uploads/vrviii_katalog_2008_nahl.pdf>.

[19] www.wikipedia.org: *Tepelná trubice* [on-line]. [cit. 2010-05-16]. Dostupné z:
<http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Tepelna_trubice.png>.

[20] Zmrhal, V.: *Sálavé chladicí systémy* [on-line]. 2006, [cit. 2010-04-27]. Dostupné z:
<http://vetrani.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=3251>.

Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol	Popis	Jednotka
A	psychrometrická konstanta	[K^{-1}]
H	entalpie	[J]
V	celkový objem vzduchu	[m^3]
T	termodynamická teplota	[K]
c_k	měrná tepelná kapacita vody	[*J/kg.K*]
c_{pp}	měrná tepelná kapacita vodní páry za konstantního tlaku	[*J/kg.K*]
p_{ps}	parciální tlak vodních par ve vzduchu v psychrometru	[Pa]
p_{ps}''	parciální tlak syté páry při teplotě mokrého teploměru v psychrometru	[Pa]
c_{pv}	tepelná kapacita suchého vzduchu za konstantního tlaku	[*J/kg.K*]
c_t	měrná tepelná kapacita ledu	[*J/kg.K*]
h	měrná entalpie	[$J/kg_{s.v.}$]
h_p	měrná entalpie vodní páry	[$J/kg_{s.v.}$]
h_v	měrná entalpie suchého vzduchu	[$J/kg_{s.v.}$]
$h_{w(p)}$	měrná entalpie přiváděné vody (páry)	[*kJ/kg*]
h_s	měrná entalpie směsi vzduchu	[$J/kg_{s.v.}$]
l_{12}	měrné skupenské teplo tání ledu při 0 °C	[*kJ/kg*]
l_{23}	měrné výparné teplo vody při teplotě 0 °C	[*kJ/kg*]
m_k	hmotnost vody	[kg]
m_p	hmotnost vodní páry	[kg]
m_t	hmotnost ledu	[kg]
m_v	hmotnost suchého vzduchu	[kg]
$m_{w(p)}$	hmotnost dodávané vody (páry)	[kg]
$\dot{m}_v$	hmotnostní tok suchého vzduchu	[kg/s]
$\dot{m}_{vc}$	hmotnostní tok cirkulačního vzduchu	[kg/s]
$\dot{m}_{vs}$	hmotnostní tok suché složky směsi	[kg/s]
$\dot{m}_w$	hmotnostní tok vlhkosti	[kg/s]
p	celkový tlak	[Pa]
p_i	parciální tlak jednotlivých složek vzduchu	[Pa]
p_v	parciální tlak suchého vzduchu	[Pa]
p_p	parciální tlak vodních par ve vzduchu	[Pa]
p''_p	parciální tlak syté páry	[Pa]
Q_{celk}	celkové přenášené teplo	[J]
Q_{cit}	citelné teplo	[J]
Q_{vaz}	vázané (latentní) teplo	[J]
Q_w	teplo dodané vodou	[J]

Q_p	teplo dodané párou	[J]
$\dot{Q}_{celk}$	celkový tepelný tok	[W]
$\dot{Q}_{cit}$	citelný tepelný tok	[W]
$\dot{Q}_{vaz}$	vázaný tepelný tok	[W]
r_p	plynová konstanta pro vodní páru	[J/kg.K]
r_v	plynová konstanta pro suchý vzduch	[J/kg.K]
t_e	teplota přiváděného venkovního vzduchu na vstupu z výměníku	$[^0C]$
t_{chl}	povrchová teplota chladiče	$[^0C]$
t_i	teplota odváděného vzduchu na vstupu do výměníku	$[^0C]$
t_m	teplota mokrého teploměru	$[^0C]$
t_p	teplota přiváděného venkovního vzduchu na výstupu výměníku	$[^0C]$
t_r	teplota suchého teploměru	$[^0C]$
t_s	teplota daného stavu	$[^0C]$
x	měrná vlhkost vzduchu	[g/kg$_{s.v.}$]
x''	měrná vlhkost nasyceného vlhkého vzduchu	[g/kg$_{s.v.}$]
Δh	rozdíl měrných entalpií	[J/kg$_{s.v}$]
Δx	rozdíl měrných vlhkostí	[kg/kg$_{s.v}$]
Δt	rozdíl teplot	$[^0C]$
ϕ	absolutní vlhkost vzduchu	[kg/m^3]
ρ_p	hustota vodní páry	[kg/m^3]
ρ_v	hustota suchého vzduchu	[kg/m^3]
φ	relativní vlhkost	[-]
δ	směrové měřítko	[J/*kg*]
ϑ	faktor citelného tepla	[-]
η_{ad}	adiabatická účinnost pračky	[-]
VRV	multisplit systémy s proměnným průtokem chladiva	-
ZZT	zařízení pro zpětné získávání tepla	-

V bakalářské práci se vyskytují některé z uvedených symbolů ještě s těmito indexy:

Index	**Význam**
1	stav 1
2	stav 2
e	venkovní vzduch E
i	oběhový vzduchu I
k	předehřátý venkovní vzduch K
o	dovlhčený vzduch O
p	dohřátý vzduchu P
s	stav vzduchu po míšení S
oid	dovlhčený vzduch v ideálním případě O_{id}