

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**

**Ústav techniky prostředí**

---



**VĚTRÁNÍ BAZÉNOVÉ HALY**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Větrání bazénové haly“ vypracoval samostatně pod vedením Doc.Ing. Vladimíra Zmrhala, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 29.6.2014

Jaroslav Hrouda

.....

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Doc.Ing. Vladimíru Zmrhalovi, Ph.D. za jeho ochotu a trpělivost při vypracování. Dále bych chtěl poděkovat panu Doc.Ing. Janu Řezníčkovi, CSc. za posunutí termínu odevzdání.

**Zadání:**

## Anotační karta

Jméno a příjmení autora:	Jaroslav Hrouda
Název bakalářské práce:	Větrání bazénové haly
Rozsah práce:	48 stran, 25, tabulek, 7 obrázků
Akademický rok:	2014 / 2015
Ústav:	Ústav techniky prostředí
Vedoucí bakalářské práce:	Doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
Konzultant:	Doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
Oponent:	
Studijní program:	B 2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Zadavatel:	České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní
Využití:	Pro technicko-ekonomické rozvahy nad tepelnými vlastnostmi bazénové haly
Klíčová slova:	Bazénová hala, tepelná zátěž prostoru, návrh větrání
Anotace:	Práce obsahuje návrh větrání pro bazénovou halu. Vysvětluje výpočetní metody a postupy pro navrhnutí optimálního průtoku vzduchu. Na základě porovnání se skutečným stavem jsou doporučena opatření ke zlepšení současného provozu.

## Seznam použitých značek, veličin a jednotek

Značka	Jednotka	Název
A	K	amplituda kolísání teplot venkovního vzduchu
a	°	sluneční azimut
c <sub>o</sub>	-	korekce na čistotu atmosféry
h	°	výška slunce nad obzorem
Q	W	tepelný tok (tepelný výkon)
l	W/m <sup>2</sup>	intenzita sluneční radiace
l <sub>0</sub>	W/m <sup>2</sup>	sluneční konstanta
l <sub>d</sub>	W/m <sup>2</sup>	intenzita difusní sluneční radiace
l <sub>b</sub>	W/m <sup>2</sup>	intenzita přímé sluneční radiace
M	-	číslo měsíce
d	m	tloušťka stěny
M	kg	hmotnost
m	-	součinitel zmenšení teplotního kolísání
n	-	počet
s	-	stínící součinitel
S	m <sup>2</sup>	plocha stěny
t	°C	teplota
T	-	propustnost sluneční radiace
U	m <sup>2</sup> · K <sup>1</sup> · W <sup>-1</sup>	součinitel prostupu tepla
z	-	součinitel znečištění atmosféry
α	°	úhel stěny s vodorovnou rovinou
α	W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup>	součinitel přestupu tepla
ε	-	součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci
δ	°	sluneční deklinace
γ	°	azimutový úhel normály stěny
τ	h	sluneční čas
Ψ	-	fázové posunutí teplotních kmitů
Θ	°	úhel mezi normálou povrchu a směrem slunečních paprsků

p	Pa	tlak vlhkého vzduchu
$p_D$	Pa	parciální tlak vodních par
$p_D''$	Pa	parciální tlak nasycených
w	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění
p	Pa	tlak vlhkého vzduchu
$p_D$	Pa	parciální tlak vodních par
$p_D''$	Pa	parciální tlak nasycených vodních par
V	$m^3 / h$	objemový průtok
M	kg / s	hmotnostní průtok
h	kJ / kg	entalpie
x	g/kg	měrná vlhkosti
$\varphi$	%	relativní vlhkosti
$c_a$	J/kgK	měrná tepelná kapacita suchého vzduchu
$c_d$	J/kgK	měrná tepelná kapacita vodní páry
$c_w$	J/kgK	měrná tepelná kapacita vody
l	J/kg	výparné teplo vody při 0 °C

<b>Index</b>	<b>Význam</b>
i	vnitřní
e	vnější
sm	smíšený
p	přívodní
k	konvekce
r	radiace
o	okna
s	stěna

## **Zkratky**

VZT vzduchotechnika

ZZT zpětné získávání tepla

## **Seznam příloh**

CD s prací

h-x diagram pro letní extrémní

h-x diagram pro zimní extrém

# Obsah

1 Úvod.....	11
2 Teoreticko – metodická část práce.....	12
2.1 Stanovení potřebného průtoku vzduchu pro větrání s ohledem na odvod vlhkosti .....	12
2.1.1 Požadavky na vnitřní klima.....	12
2.1.2 Hlavní zásady návrhu.....	13
2.1.3 Tepelná zátěž prostoru.....	14
2.1.3.1 Tepelné zisky sluneční radiací okny.....	14
2.1.3.2 Tepelná zátěž oknem konvekcí.....	17
2.1.3.3 Tepelná zátěž stěnami.....	18
2.1.3.4 Přestup tepla mezi vodní hladinou a okolním vzduchem.....	19
2.1.3.5 Zátěž vázaným teplem.....	19
2.1.3.6 Celková tepelná bilance.....	22
2.1.4 Výpočet potřebného množství přiváděného vzduchu.....	22
2.4.2.1 Stanovení směrového měřítka.....	22
2.4.2.2 Množství přiváděného vzduchu pro letní extrém.....	23
2.4.2.3 Množství přiváděného vzduchu pro zimní extrém.....	24
2.2 Kondenzace vodní páry na povrchu konstrukce.....	27
2.2.1 Teplota rosného bodu.....	27
2.2.2 Povrchová teplota obvodových konstrukcí a riziko kondenzace.....	27
3 Analytická, resp. praktická část bakalářské práce.....	28
3.1 Dosazení do výpočtu tepelné bilance prostoru.....	28
3.1.1 Tepelné zisky sluneční radiací okny a prostup tepla oknem konvekcí.....	28
3.1.2 Tepelná zátěž stěnami.....	30
3.1.3 Přestup tepla mezi vodní hladinou a okolním vzduchem.....	32
3.1.4 Zátěž vázaným teplem.....	32
3.1.5 Celková tepelná bilance.....	33
3.2. Dosazení do výpočtu potřebného množství vzduchu.....	34
3.2.1 Stanovení směrového měřítka.....	34
3.2.2 Množství přiváděného vzduchu pro letní extrém.....	34
3.2.3 Množství přiváděného vzduchu pro zimní extrém.....	35



3.3 Analýza problematiky kondenzace vodní páry na povrchu obvodových konstrukcí.....	38
3.3.1 Teplota rosného bodu.....	38
3.3.2 Povrchová teplota obvodových konstrukcí a riziko kondenzace.....	38
3.3.4 Zabránění kondenzace vzdušné vlhkosti.....	39
3.4 Zmapování stávajícího vzduchotechnického zařízení.....	40
3.4.1 Dokumentace k zařízení.....	40
3.4.2 Dispozice vzduchotechnického zařízení.....	40
3.4.3 Strojovna vzduchotechniky.....	41
3.5 Navrhovaná doporučení pro zlepšení provozu.....	44
3.5.1 Doplnění zpětného získávání tepla z odpadního vzduchu.....	44
3.5.2 Doplnění filtrů vzduchu na sání přívodních jednotek.....	44
3.5.3 Regulovatelné směšování vnitřního a venkovního vzduchu.....	44
3.5.4 Energetický audit provozu vzduchotechnického zařízení spolu s projektem na rozsáhlejší rekonstrukci strojovny VZT.....	45
4 Závěr.....	46
5 Použitá literatura.....	48



# 1 Úvod

Bazénová hala v Podolí slaví letos 50 let od otevření pro veřejnost, které se konalo 28.6.1965. Rozhodnutí o stavbě bylo vydané v roce 1956 na žádost pražanů, díky zhoršující se kvalitě vody ve Vltavě na pražských přírodních plovárnách. Výstavba byla zahájena na podzim roku 1959 dle návrhu architekta Richarda Podzemného. Návrh byl tak nadčasový, že do současnosti neproběhla žádná větší přestavba, až na úpravy bazénové technologie. Změnou prošla v roce 1978 parní plynová kotelna, původně na svítiplyn byla přebudována na zemní plyn. V roce 1985 bylo dokončeno unikátní napojení chladicího systému ČS Televize, který poskytuje část tepla pro provoz bazénu. V roce 1995 proběhla rekonstrukce střechy a prosklené kryté haly. V roce 2000 se plynová kotelna upravuje na plně automatický provoz a instalují se dvě kogenerační jednotky, které zajišťují samostatný elektrický zdroj pro stadion. Poté přicházejí dvě nepříznivé události a to povodně roku 2002 a 2013. Z těchto přírodních jevů je pro mojí práci nejpodstatnější fakt, že dvakrát byl vyplaven i archiv a v současné době neexistuje skoro žádná technická dokumentace k původnímu zařízení a stavbě.

Jelikož mne obor techniky životního prostředí velmi zajímá a plánuji se mu v budoucnosti věnovat, zaujal mě tento bazén jakožto jedna z charakteristických staveb v Praze. Motivací pro tuto práci bylo vyzkoušet si práci projektanta a navrhnout základní parametry vzduchotechnického zařízení. Práce se opírá o výpočet tepelné bilance prostoru, která vede ke stanovení tepelné zátěže citelným a vázaným teplem. Z této bilance se navrhuje množství přiváděného vzduchu a nároky na jeho úpravu. Tyto výsledky se dále porovnávají se stávajícím zařízením vzduchotechniky a vyvozují se případná doporučení na úpravy zařízení.

## 2 Teoreticko – metodická část práce

### 2.1 Stanovení potřebného průtoku vzduchu pro větrání s ohledem na odvod vlhkosti

#### 2.1.1 Požadavky na vnitřní klima

Při návrhu vzduchotechnického zařízení se vychází z požadavků na vnitřní teplotu, která se odvíjí od teploty bazénové vody, dále z požadavku na maximální vnitřní relativní vlhkost a na zamezení vzniku průvanu v pásmu pobytu plavců.

Vnitřní teplota se doporučuje o 2 až 4 K vyšší, než je teplota bazénové vody, maximálně však 34 °C. Teplota bazénové vody se určuje dle charakteru použití bazénu. Pro závodní plavání se uvádí teplota 22 až 24 °C, pro dětské bazény 26 až 28 °C. V případě bazénu v Podolí je teplota bazénové vody regulována na 26 °C. Pro letní extrém, kdy budou tepelné zisky prostoru nejvyšší, budeme muset navýšit návrhovou teplotu o 5 K na 31 °C a pro zimní extrém, kdy z ekonomického hlediska budeme usilovat o co nejmenší tepelnou ztrátu, budeme uvažovat vnitřní teplotu 28 °C.

Vnitřní relativní vlhkost by neměla přesáhnout 65 % a to zejména v zimním období, kdy nejvíce hrozí kondenzace vodní páry obsažené ve vzduchu. Nízké hodnoty relativní vlhkosti mají za následek zase zvýšený odpar vody z hladiny bazénu. Pro návrh jsem proto zvolil vnitřní relativní vlhkost 55 %.

Vznik průvanu v pásmu pobytu plavců se kontroluje pomocí intenzity výměny vzduchu, která by neměla překročit hodnotu 8 až 12.

Tab.1 Požadavky na vnitřní klima

	Léto	Zima
Teplota bazénové vody $t_w$	26 °C	26 °C
Vnitřní teplota $t_i$	31 °C	28 °C
Vnitřní relativní vlhkost $\varphi_i$	55%	55%

### 2.1.2 Hlavní zásady návrhu

Abychom mohli stanovit potřebný průtok vzduchu pro větrání, musíme nejprve nalézt extrémní stavy tepelné zátěže prostoru pro letní a zimní období. Pro nalezení extrémních stavů je potřeba spočítat tepelnou bilanci prostoru napříč celým rokem provozu a určit jeho maximální a minimální hodnotu.

Návrh budeme provádět pomocí směrového měřítka, které nám popisuje změnu stavu přiváděného vzduchu v prostoru haly.

Pro letní provoz bude nejdůležitějším požadavkem nepřekročení maximální vnitřní relativní vlhkosti  $\varphi_i = 65\%$  a nepřekročení maximální teploty vnitřního vzduchu  $t_i = 34\text{ °C}$ . Přivádět budeme 100 % venkovního vzduchu.

Pro zimní provoz bude charakteristická maximální úspora energie. Díky suššímu venkovního vzduchu budou potřebné průtoky nižší, avšak přibude požadavek na zabránění kondenzace vzdušné vlhkosti na povrchu obvodové konstrukce.

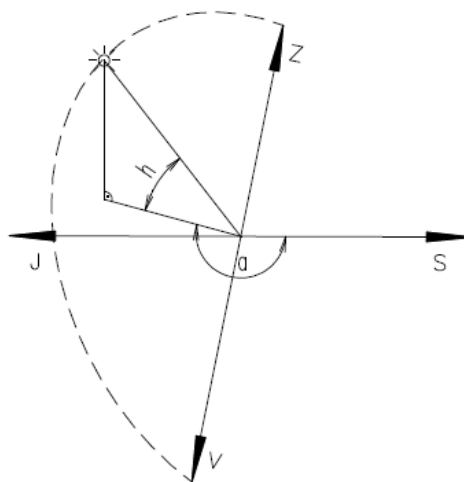
## 2.1.3 Tepelná zátěž prostoru

Výpočet provádím dle materiálu Návrh a dimenzování VZT pro bazény (L1) v souladu s normou ČSN 73 0548 (Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostor) a doplňuji ho o výpočet množství odpařené vody dle německé normy VDI 2089 (Technické vybavení budov plováren, kryté bazény) a dle Technického průvodce (L2).

### 2.1.3.1 Tepelné zisky sluneční radiací okny

Nejprve je potřeba vypočítat polohu slunce. Ta je určena pomocí výšky slunce nad obzorem  $h$  a slunečního azimutu  $a$ . Pro jejich výpočet potřebujeme znát zeměpisnou šířku, kde je v daný den ve dvanáct hodin v poledne slunce kolmo nad obzorem, zvanou sluneční deklinace  $\delta$ . Sluneční deklinace je určena v jednotlivých měsících vždy k 21. dni.

Obr.1 Pohyb slunce



Tab.2 Sluneční deklinace v jednotlivých měsících

Měsíc	3	4	5	6	7	8	9	10
$\delta[^\circ]$	0	11,8	20,4	23,5	20,4	11,8	0	-11,8

V České republice se pro  $50^\circ$  severní šířky určuje **výška slunce  $h$**  dle vztahu:

$$\sin(h) = 0,766 \cdot \sin(\delta) - 0,643 \cdot \delta \cdot \cos(15 \cdot \tau)$$

**Sluneční azimut  $a$**  je určen po směru otáčení hodinových ručiček od směru severu:

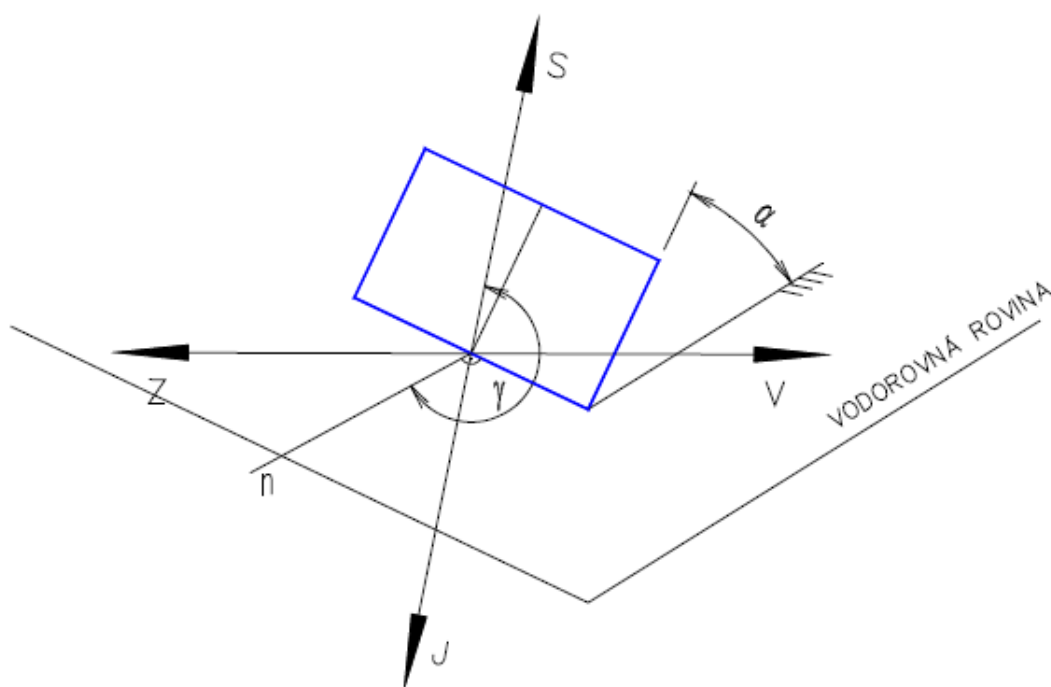
$$\sin(a) = \frac{\sin(15 \cdot \tau) \cdot \cos(\delta)}{\cos(h)}$$

Dále je pro nás podstatný **úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků  $\theta$** :

$$\cos(\theta) = \sin(h) \cdot \cos(\alpha) + \cos(h) \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(a - \gamma)$$

Zde potřebujeme definovat úhel stěny s vodorovnou rovinou  $\alpha$ , vzatý na straně odvrácené od slunce a azimutový úhel normály stěny  $\gamma$ , vzatý od směru severu po směru otáčení hodinových ručiček.

Obr.2 Orientace plochy



Pokud máme určenou polohu slunce k danému místu, můžeme určit intenzitu sluneční radiace  $l_c$ , která je součtem intenzity přímé sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu  $l_{DS}$  a intenzity difusní sluneční radiace  $l_d$ .

Nejdříve spočítáme **intenzitu přímé sluneční radiace  $l_D$** :

$$l_D = l_0 \cdot \exp[-0,097 \cdot z \cdot (\sin h)^{-0,8}] \quad [\text{W/m}^2]$$

kde  $l_0$  je **sluneční konstanta** ( $l_0 = 1350 \text{ W/m}^2$ ) a  $z$  je **součinitel znečištění atmosféry**.

Tab.3 Doporučené hodnoty součinitele znečištění atmosféry

Měsíc	3	4	5	6	7	8	9	10
z [-]	3	4	4	5	5	4	4	3

**Intenzita přímé sluneční radiace dopadající na orientovanou plochu  $l_{DS}$  :**

$$l_{DS} = l_D \cdot \cos \theta \quad [\text{W/m}^2]$$

**Intenzita difusní sluneční radiace  $l_d$  se vypočítá vztahem:**

$$l_d = [1350 - l_D - (1080 - 1,4 \cdot l_D) \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2}] \cdot \frac{\sin h}{3} \quad [\text{W/m}^2]$$

**Intenzita celkové sluneční radiace dopadající na plochu  $l_c$  :**

$$l_c = l_{DS} + l_d \quad [\text{W/m}^2]$$

Pro výpočet celkové intenzity sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením  $l_o$  je potřeba ještě spočítat **celkovou poměrnou propustnost přímé sluneční radiace standardním sklem  $T_D$  :**

$$T_D = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{\theta}{100}\right)^5 \quad [-]$$

**a celkovou propustnost difusní sluneční radiace standardním sklem  $T_d$ :**

$$T_d = 0,85 \quad [-]$$

**Celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením  $l_o$  :**

$$l_o = l_{DS} \cdot T_D + l_d \cdot T_d \quad [\text{W/m}^2]$$

Pro výpočet prostupu tepla oknem radiací  $Q_{or}$  ještě zbývá určit **korekci na čistotu atmosféry  $c_o$**  , která je pro průmyslové oblasti dána:

$$c_o = 0,85 \quad [-]$$

a dle normy pro zdvojené reflexní sklo dobré jakosti určen **stínící součinitel  $s$  :**

$$s = 0,3 \quad [-]$$



Vzhledem k výsledné ploše a minimálnímu přesahu stropní konstrukce je vždy uvažován celý povrch okna  $S_o$  jako osluněný, poté lze **prostupu tepla oknem radiací**  $Q_{or}$  vypočítat ze vztahu:

$$Q_{or} = S_o \cdot I_o \cdot c_o \cdot s \quad [\text{W}]$$

Snížení tepelných zisků od oslunění neuvažujeme, neboť v létě nastává extrém v odpoledních hodinách, kdy uvažujeme budovu dostatečně ohřátou a v zimě naopak extrém vzniká ve chvíli, kdy slunce nesvíí.

### 2.1.3.2 Tepelná zátěž oknem konvekcí

Zde se ve výpočtu objevuje znovu povrch okna  $S_o$ , dále je zde dle normy určený **součinitel prostupu tepla oknem**  $U_o$  :

$$U_o = 4 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

dále je zde potřeba vypočítat teplotu venkovního vzduchu  $t_e$ , pro kterou musíme nejdříve určit **amplitudu kolísání venkovního vzduchu**  $A$ :

$$A = 7 \quad [\text{K}]$$

a vyhledat **maximální teploty v příslušném měsíci**  $t_{emax}$  :

Tab.4 Maximální teploty v příslušném měsíci

Měsíc	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$t_{emax} [^{\circ}\text{C}]$	0	7	19	22	26,5	28,5	30	30	27,5	23,5	7	0

pak už můžeme vypočítat **teplotu venkovního vzduchu**  $t_e$  :

$$t_e = t_{emax} - A \cdot [1 - \sin(15 \cdot \tau - 135)] \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Prostup tepla oknem konvekcí**  $Q_{ok}$  je dán vztahem:

$$Q_{ok} = U_o \cdot S_o \cdot (t_e - t_i) \quad [\text{W}]$$

### 2.1.3.3 Tepelná zátěž stěnami

Pro prostup tepla stěnou musíme zohlednit vliv sluneční radiace pomocí rovnocenné sluneční teploty venkovního vzduchu. Pro její výpočet potřebujeme intenzitu celkové sluneční radiace dopadající na plochu  $l_c$  z kapitoly 2.3.1, teplotu venkovního vzduchu  $t_e$  z kapitoly 2.3.2, **součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci  $\varepsilon$**  :

$$\varepsilon = 0,6 \quad [-]$$

**součinitel přestupu tepla na vnější straně  $\alpha_e$**  :

$$\alpha_e = 15 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

pak můžeme vypočítat **rovnocennou sluneční teplotu venkovního vzduchu  $t_r$**  :

$$t_r = t_e + \frac{\varepsilon \cdot l_c}{\alpha_e} \quad [^\circ\text{C}]$$

Konstrukčními parametry stěny jsou součinitel prostupu tepla  $U_{st}$ , plocha stěny  $S_{st}$  a tloušťka stěny  $d$ . Podle tloušťky stěny se ve výpočtu zohledňuje fázové posunutí teplotních kmitů:

Pro **stěny lehké ( $d \leq 80 \text{ mm}$ )** se považuje prostup tepla za ustálený a můžeme fázové posunutí teplotních kmitů zanedbat. Prostup tepla lehkou stěnou spočítáme vztahem:

$$Q_s = U_{st} \cdot S_{st} \cdot (t_r - t_i) \quad [\text{W}]$$

U **stěny středně těžké ( $80 \leq d \leq 450 \text{ mm}$ )** je třeba respektovat kolísání teplot v důsledku nestacionárního vedení tepla. Výpočet se doplňuje o **průměrnou rovnocennou sluneční teplotu venkovního vzduchu  $t_{rm}$  [ $^\circ\text{C}$ ]**, **součinitel zmenšení teplotního kolísání při prostupu tepla stěnou  $m$**  :

$$m = \frac{1 + 7,6 \cdot d}{2500^d} \quad [-]$$

**fázové posunutí teplotních kmitů  $\psi$**  :

$$\psi = 30 \cdot d - 0,5 \quad [-]$$

dle kterého určíme **rovnocennou sluneční teplotu v době o  $\psi$  dřívější  $t_{r\psi}$  [ $^\circ\text{C}$ ]**. Prostup tepla středně těžkou stěnou pak spočítáme vztahem:

$$Q_s = U_{st} \cdot S_{st} \cdot [(t_{rm} - t_i) + m \cdot (t_{r\psi} - t_{rm})] \quad [\text{W}]$$

**Stěny těžké ( $d \geq 450$  mm)** mají vysokou tepelnou kapacitu a tudíž můžeme kolísání teploty na vnitřním povrchu zanedbat. Prostup tepla spočítáme vztahem:

$$Q_s = U_{st} \cdot S_{st} \cdot (t_{rm} - t_i) \quad [\text{W}]$$

#### 2.1.3.4 Přestup tepla mezi vodní hladinou a okolním vzduchem

Přestup tepla plynoucí z rozdílu teploty bazénové vody a teploty vnitřního vzduchu (viz kapitola 2.1). Ze znalosti **plochy volné hladiny  $S_{hl}$  [m<sup>2</sup>]** a **součinitele přestupu tepla mezi vodní hladinou a okolním vzduchem  $\alpha_w$**  pro teplotu vody 0 až 90 °C se udává:

$$\alpha_w = 10 \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

spočítáme **přestup tepla mezi vodní hladinou a okolním vzduchem  $Q_{hl}$**  jako:

$$Q_{hl} = \alpha_w \cdot S_{hl} \cdot (t_i - t_w) \quad [\text{W}]$$

#### 2.1.3.5 Zátěž vázaným teplem

Zátěž vázaným teplem vzniká odparem vody z hladiny bazénu a její podíl na celkové zátěži je nejvýznamnější. Pro výpočet tepelné zátěže se musí určit množství odpařené vody  $M_w$  [kg/s]. Na výpočet množství odpařené vody je doporučeno porovnat výpočtové metody podle německé normy VDI 2089 starého a nového vydání a podle Technického průvodce (L2). Společnými parametry pro všechny metody je plocha volné hladiny  $S_{hl}$  [m<sup>2</sup>], teplota vnitřního vzduchu  $t_i$  a teplota bazénové vody  $t_w$  (viz kapitola 2.1) a následně i hodnoty parciálního tlaku syté páry při teplotě vzduchu rovné teplotě vody  $p''_{v(t_w)}$  a parciálního tlaku páry při teplotě vnitřního vzduchu  $p_{v(t_i)}$ . Pro výpočet **parciálního tlaku syté páry  $p''_v$** , budeme obecně používat vzorec, který s dostatečnou přesností vyhovuje pro teploty v rozsahu 0 až 80 °C :

$$p''_v(t) = \exp\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + t}\right) \quad [\text{Pa}]$$

Tím získáme hledanou hodnotu  $p''_{v(t_w)}$  a pomocnou hodnotu  $p''_{v(t_i)}$ , díky které spolu se znalostí vnitřní vlhkosti  $\varphi_i$  (viz kapitola 2.1) určíme **parciální tlak páry při teplotě vnitřního vzduchu  $p_{v(t_i)}$**  :

$$p_v(t_i) = \varphi_i \cdot p''_v(t_i) \quad [\text{Pa}]$$

### Výpočet dle VDI 2089 staré vydání

Vstupními parametry pro tuto metodu jsou výše zmiňovaná plocha volné hladiny  $S_{hl}$  [m<sup>2</sup>], parciální tlak syté páry při teplotě vzduchu rovné teplotě vody  $p''_{v(tw)}$  [mbar] a parciální tlak páry při teplotě vnitřního vzduchu  $p_{v(ti)}$  [mbar]. Dále je zde **součinitel přenosu hmoty  $\varepsilon$** , který se volí dle charakteru provozu bazénu a pro veřejný bazén je jeho hodnota:

$$\varepsilon = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ [g/s.m}^2\text{.mbar]}$$

**Množství odpařené vody  $M_w$**  dle VDI 2089 staré vydání se stanoví dle vztahu:

$$M_w = \varepsilon \cdot S_{hl} \cdot (p''_{v(tw)} - p_{v(ti)}) \text{ [g/s]}$$

### Výpočet dle VDI 2089 nové vydání

Vstupními parametry pro tuto metodu jsou výše zmiňovaná plocha volné hladiny  $S_{hl}$  [m<sup>2</sup>], parciální tlak syté páry při teplotě vzduchu rovné teplotě vody  $p''_{v(tw)}$  [Pa] a parciální tlak páry při teplotě vnitřního vzduchu  $p_{v(ti)}$  [Pa]. Dále je zde **součinitel přenosu hmoty  $\beta$** , který je dle charakteru provozu používaného veřejného bazénu s hloubkou vody větší jak 1,35 m uveden v normě:

$$\beta = 28 \text{ [m/h]}$$

**plynová konstanta pro vodní páru  $R_v$** :

$$R_v = 461,52 \text{ [J/kg.K]}$$

a **aritmetický průměr teploty vody a vzduchu  $T$**  [K]. Poté je **množství odpařené vody  $M_w$**  dle VDI 2087 nové vydání stanoveno dle vztahu:

$$M_w = \frac{\beta}{R_v \cdot T} \cdot S_{hl} \cdot (p''_{v(tw)} - p_{v(ti)}) \text{ [kg/h]}$$

## Výpočet dle Technického průvodce (L2)

Vstupními parametry pro tuto metodu jsou výše zmiňovaná plocha volné hladiny  $S_{hl}$  [m<sup>2</sup>], parciální tlak syté páry při teplotě vzduchu rovné teplotě vody  $p''_{v(tw)}$  [kPa] a parciální tlak páry při teplotě vnitřního vzduchu  $p_{v(ti)}$  [kPa]. Dále zde vystupuje **rychlost proudění v mezní vrstvě  $w$** , která se z praxe volí:

$$w = 0,15 \text{ [m/s]}$$

**součinitel přenosu hmoty  $\beta$**  se pak stanoví dle vztahu pro rychlost proudění vzduchu menší než 0,3 m/s:

$$\beta = 0,124 + 0,11 \cdot w \text{ [kg/h.m}^2\text{.kPa]}$$

**Množství odpařené vody  $M_w$**  dle Technického průvodce se stanoví dle vztahu:

$$M_w = \beta \cdot S_{hl} \cdot (p''_{v(tw)} - p_{v(ti)}) \text{ [kg/h]}$$

Dále je společně v Technickém průvodci a v normě ČSN 73 0548 zmíněna metoda, kdy se množství odpařené vody stanoví z rozdílu měrné vlhkosti syté páry při teplotě vzduchu rovné teplotě vody  $x''_{tw}$  [kg/kg] a měrné vlhkosti páry při teplotě vnitřního vzduchu  $x_{ti}$  [kg/kg]. Zde se **součinitel přenosu hmoty  $\beta_x$**  stanoví dle vztahu:

$$\beta_x = 25 + 19 \cdot w \text{ [kg/h.m}^2\text{]}$$

a **množství odpařené vody  $M_w$**  dle rozdílu měrných vlhkostí se stanoví dle vztahu:

$$M_w = \beta_x \cdot S_{hl} \cdot (x''_{tw} - x_{ti}) \text{ [kg/h]}$$

Pro všechny metody výpočtu dále platí, že k odpaření jednoho kilogramu vody je potřeba dodat **výparné teplo vody  $l$** :

$$l = 2,5 \cdot 10^6 \text{ [J/kg]}$$

**Zátěž vázaným teplem  $Q_t$**  je pak definována vztahem:

$$Q_t = M_w \cdot l \text{ [W]}$$

### 2.1.3.6 Celková tepelná bilance

Celková tepelná bilance je součet výše stanovených složek. Jednotlivé složky jsou počítány takovým způsobem, aby vzhledem k prostoru vycházely kladné, pokud se jedná o tepelné zisky a záporné, pokud se jedná o tepelné ztráty. Celková tepelná bilance prostoru Q je tedy dána vztahem:

$$Q = Q_{or} + Q_{ok} + Q_s + Q_{hl} + Q_l \quad [\text{W}]$$

### 2.1.4 Výpočet potřebného množství přiváděného vzduchu

#### 2.4.2.1 Stanovení směrového měřítka

Směrové měřítko určuje směr změny stavu přiváděného vzduchu. V našem případě je dáno poměrem celkové tepelné bilance prostoru  $Q_c$  a množstvím odpařené vody z hladiny bazénu  $M_w$  (viz kapitola 2.4.1). **Směrové měřítko  $\delta$**  je definováno vztahem:

$$\delta = \frac{Q_c}{M_w} \quad [-]$$

V h-x diagramu je uvedena stupnice k referenčnímu bodu, čímž nám vznikne přímka. Pokud do h-x diagramu zakreslíme stav přiváděného vzduchu, tak nám pak rovnoběžka s přímkou směrového měřítka udává změnu stavu přiváděného vzduchu v prostoru.

### 2.4.2.2 Množství přiváděného vzduchu pro letní extrém

V případě letního extrému zakreslíme do h-x diagramu stav venkovního vzduchu a vedeme z něj rovnoběžku s přímkou směrového měřítka. Na průsečíku přímkou směrového měřítka a maximální teploty prostoru nalezneme stav vnitřního vzduchu při hledaném průtoku přiváděného vzduchu  $M$ . Průtok přiváděného vzduchu  $M$  se určí odečtením změny měrné vlhkosti  $\Delta x$  nebo změny entalpie  $\Delta h$  pomocí vztahu pro výpočet směrového měřítka  $\delta$ :

$$\delta = \frac{Q_c}{M_w} = \frac{M \cdot \Delta h}{M \cdot \Delta x} = \frac{\Delta h}{\Delta x} \quad [-]$$

odkud plyne pro množství přiváděného vzduchu  $M$ :

$$M = \frac{M_w}{\Delta x} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{nebo} \quad M = \frac{Q_c}{\Delta h} \quad [\text{kg/s}]$$

Analyticky lze určit  $\Delta x$  pomocí definice entalpie  $h$  vlhkého vzduchu:

$$h = c_a \cdot t + (l + c_d \cdot t) \cdot x \quad [\text{J/kg}]$$

kde  $c_a$  je měrná tepelná kapacita suchého vzduchu,  $c_d$  je měrná tepelná kapacita vodní páry a  $l$  je výparné teplo vody při teplotě 0 °C.

Tab.5 Termodynamické konstanty

$c_a$ [kJ/kg]	$c_d$ [kJ/kg]	$l$ [kJ/kg]
1,01	1,84	2500

změna stavu vzduchu venkovního do stavu vzduchu vnitřního pomocí směrového měřítka se dá popsat takto:

- stav venkovního vzduchu ...  $h_e = c_a \cdot t_e + (l + c_d \cdot t_e) \cdot x_e \quad [\text{J/kg}]$
- stav vnitřního vzduchu ...  $h_i = h_e + \Delta h = c_a \cdot t_i + (l + c_d \cdot t_i) \cdot (x_e + \Delta x) \quad [\text{J/kg}]$

Úpravou rovnice pro stav vnitřního vzduchu, kdy se snažíme ve výrazu vyjádřit poměr  $\Delta x / \Delta h$  dospějeme ke vztahu, který, pokud známe entalpii  $h_e$  a měrnou vlhkost  $x_e$  venkovního vzduchu, žádanou teplotu vnitřního vzduchu  $t_i$  (kapitola 2.1) a směrové měřítko  $\delta$ , tak nám je schopen určit **změnu relativní vlhkosti  $\Delta x$** :

$$\Delta x = \frac{c_a \cdot t_i + (l + c_d \cdot t_i) \cdot x_e - h_e}{\frac{\Delta h}{\Delta x} - l - c_d \cdot t_i} = \frac{c_a \cdot t_i + (l + c_d \cdot t_i) \cdot x_e - h_e}{\delta - l - c_d \cdot t_i} \quad [\text{kg/kg}]$$

Hodnoty entalpie  $h_e$  a měrné vlhkost  $x_e$  venkovního vzduchu určíme dle normy ČSN 73 0540-3 pomocí návrhové teploty venkovního vzduchu a návrhové relativní vlhkosti venkovního vzduchu. Tato změna měrné relativní vlhkosti mezi stavem vzduchu přiváděným a výsledným stavem vnitřního vzduchu splňuje podmínky na požadovanou teplotu vnitřního klima, ale musí se provést kontrola na nepřekročení maximální relativní vlhkosti  $\varphi_i = 65 \%$ . **Množství přiváděného vzduchu  $M$**  se poté určí vztahem:

$$M = \frac{M_w}{\Delta x} \quad [\text{kg/s}]$$

a následně **objemový průtok přiváděného vzduchu  $V$** :

$$V = \frac{3600 \cdot M}{\rho} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

### 2.4.2.3 Množství přiváděného vzduchu pro zimní extrém

V případě zimního extrému zakreslíme do h-x diagramu stav venkovního vzduchu a požadovaný stav vnitřního vzduchu. Tyto dva stavy vzduchu se nejprve směšují na stav vzduchu po smíšení a následuje ohřev na stav vzduchu přiváděného. Průsečík přímky směrového měřítka vedené ze stavu vnitřního vzduchu tentokrát hledáme se směrnici ohřevu, která vede ze stavu vzduchu po smíšení.



Průtok vzduchu  $M$  se určí odečtením změny měrné vlhkosti  $\Delta x$  a nebo za pomoci odečtení změny entalpie  $\Delta h$  mezi stavy přívodního a vnitřního vzduchu. Rozšířený vztah pro výpočet směrového měřítka  $\delta$  obdobně jak v letním extrému:

$$\delta = \frac{Q_c}{M_w} = \frac{M \cdot \Delta h}{M \cdot \Delta x} = \frac{\Delta h}{\Delta x} \quad [-]$$

odkud plyne pro množství přiváděného vzduchu  $M$ :

$$M = \frac{M_w}{\Delta x} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{nebo} \quad M = \frac{Q_c}{\Delta h} \quad [\text{kg/s}]$$

Analyticky lze určit  $\Delta x$  pomocí určení měrných relativních vlhkostí vnitřního a přiváděného vzduchu. Jelikož známe návrhové stavy venkovního a vnitřního vzduchu, můžeme vypočítat stav vzduchu po smíšení. Nejprve určíme **směšovací poměr  $E$**  [-], který stanovuje podíl množství venkovního vzduchu v množství přiváděného vzduchu. Poté spočítáme pomocí bilance teploty, entalpie a měrné vlhkosti stavy vzduchu po smíšení:

$$t_{sm} = E \cdot t_e + (1 - E) \cdot t_i \quad [^\circ\text{C}]$$

$$x_{sm} = E \cdot x_e + (1 - E) \cdot x_i \quad [\text{g/kg}]$$

$$h_{sm} = E \cdot h_e + (1 - E) \cdot h_i \quad [\text{kJ/kg}]$$

Zde je třeba dávat si pozor, aby se výsledný stav vzduchu po smíšení nenacházel pod křivkou nasycení  $\varphi=100\%$ . Pokud by tomu tak bylo, kondenzovala by ve směšovací komoře vzdušná vlhkost. Teplota vzduchu se v tomto případě vrací po izotermě (v této oblasti čára konstantní entalpie) na křivku nasycení a musíme si upravit výpočet stavu vzduchu po smíšení dle vztahů:

$$t'_{sm} = \frac{h_{sm}}{c_w} \quad [^\circ\text{C}] \quad , \quad \varphi'_{sm} = 1 \quad [-]$$

$$x'_{sm} = 0,622 \cdot \frac{\varphi p'_d(t'_{sm})}{p - \varphi p'_d(t'_{sm})} \quad [\text{g/kg}]$$

Jelikož se při ohřevu smíšeného vzduchu měrná vlhkost nezmění, můžeme již určit **změnu relativní vlhkosti  $\Delta x$** :

$$\Delta x = x_i - x_{sm} \quad [\text{g/kg}]$$

**Množství přiváděného vzduchu  $M$  a objemový průtok přiváděného vzduchu  $V$**  se poté určí vztahy:

$$M = \frac{M_w}{\Delta x} \quad [\text{kg/s}], \quad V = \frac{3600 \cdot M}{\rho} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Teplotu přivodního vzduchu hledáme pomocí změny entalpie  $\Delta h$ , kterou vypočteme pomocí vztahu:

$$\Delta h = \frac{Q_c}{M} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Stav přiváděného vzduchu leží na přímce konstantní měrné vlhkosti ( $x_{sm} = x_p$ ), a proto již máme k dispozici všechny parametry pro výpočet teploty přivodního vzduchu  $t_p$ :

$$t_p = \frac{h_p - l \cdot x_p}{c_a + c_d \cdot x_p} \quad [^\circ\text{C}]$$

Celkový výkon ohříváče vzduchu  $Q_{ohř}$  se stanoví dle vztahu:

$$Q_{ohř} = M \cdot (h_p - h_{sm}) \quad [\text{W}]$$

## 2.2 Kondenzace vodní páry na povrchu konstrukce

### 2.2.1 Teplota rosného bodu

Teplota rosného bodu je teplota, kterou zjistíme pro daný stav vzduchu při nasycení pro stejnou měrnou vlhkost a tlak jaké má uvažovaný stav vzduchu. Tato teplota určuje minimální teplotu povrchu, pro kterou pokud bude teplota vzduchu vyšší a nebude docházet ke kondenzaci vzdušné vlhkosti. **Teplota rosného bodu**  $t_R$  se stanoví dle vztahu:

$$t_R = \frac{5745}{\frac{5745}{t_i + 273,15} - \ln \frac{\varphi}{100}} - 273,15 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

### 2.2.2 Povrchová teplota obvodových konstrukcí a riziko kondenzace

Pokud známe tepelnou ztrátu  $Q_{ok,s}$  jednotlivými prvky konstrukce (viz kapitola 2.4.1), umíme stanovit i jejich povrchovou teplotu  $t_P$  dle vztahu:

$$t_P = t_i + \frac{Q_{ok,s}}{S \cdot \alpha_i} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

kde  $\alpha_i$  je součinitel přestupu tepla na vnitřní straně:

$$\alpha_i = 8 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

U povrchů na vnitřní straně konstrukce, které mají teplotu nižší než je teplota rosného bodu pro stav vnitřního vzduchu, vzniká riziko kondenzace vzdušné vlhkosti.

### 3 Analytická, resp. praktická část bakalářské práce

#### 3.1 Dosazení do výpočtu tepelné bilance prostoru

Pro přehlednost výpočtu budu uvádět v jednotlivých krocích pouze výsledky pro předem uvedené časy letního a zimního extrému.

*Tab.6 Předem uvedené časy pro letní a zimní extrém*

	Léto	Zima
Měsíc	7	12
Sluneční čas	16 h	3 h

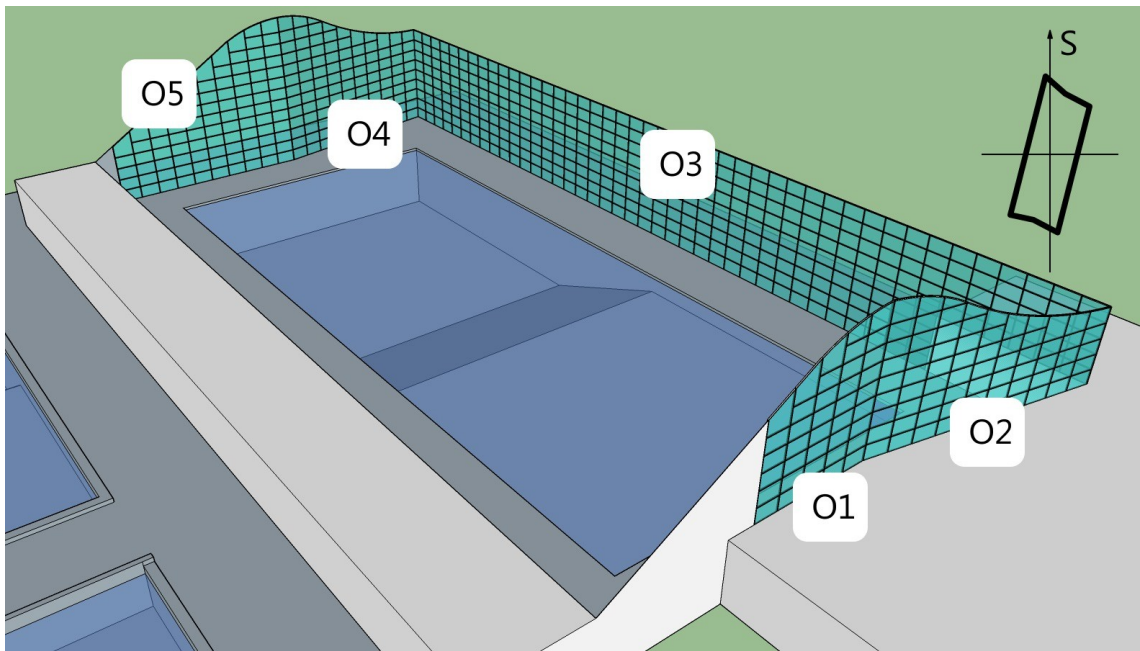
##### 3.1.1 Tepelné zisky sluneční radiací okny a prostup tepla oknem konvekcí

Zasklení bazénové haly jsem rozdělil na pět stěn, dle orientace na světovou stranu. Stěny jsou po celém obvodu svislé a skládají se z bloků zdvojených skel, které jsou vsazené v kovových rámech. Tyto bloky jsou všude stejného rozměru a mají stejné materiálové vlastnosti.

*Tab.7 Společné parametry zasklení*

	$\alpha$ [°]	$s$ [-]	$U_o$ [W/m <sup>2</sup> K]
Společné	90	0,3	4

Obr.3 Rozdělení zasklených stěn



Tab.8 Jednotlivé plochy zasklení a jejich tepelné zisky sluneční radiací

			<i>Léto</i>	
	$\gamma [^\circ]$	$S_o [m^2]$	$l_c [W/m^2]$	$Q_{or} [W]$
Zasklení O1	20	54,16	114,13	1 340
Zasklení O2	31,5	87,54	114,13	2 166
Zasklení O3	290	485,46	608,68	63 751
Zasklení O4	200	130,50	114,13	3 228
Zasklení O5	188,5	139,74	289,21	6 665
SUMA				<b>77 150</b>

Tab.9 Jednotlivé plochy zasklení a jejich prostup tepla konvekcí

		<i>Léto</i>			<i>Zima</i>		
	$S_o [m^2]$	$t_e [^\circ C]$	$t_i [^\circ C]$	$Q_{ok} [W]$	$t_e [^\circ C]$	$t_i [^\circ C]$	$Q_{ok} [W]$
Zasklení O1	54,16	29,76	31	-268	-14	28	-9 099
Zasklení O2	87,54			-434			-14 707
Zasklení O3	485,46			-2 405			-81 557
Zasklení O4	130,50			-647			-21 924
Zasklení O5	139,74			-692			-23 476
SUMA				<b>-4 446</b>			<b>-150 764</b>

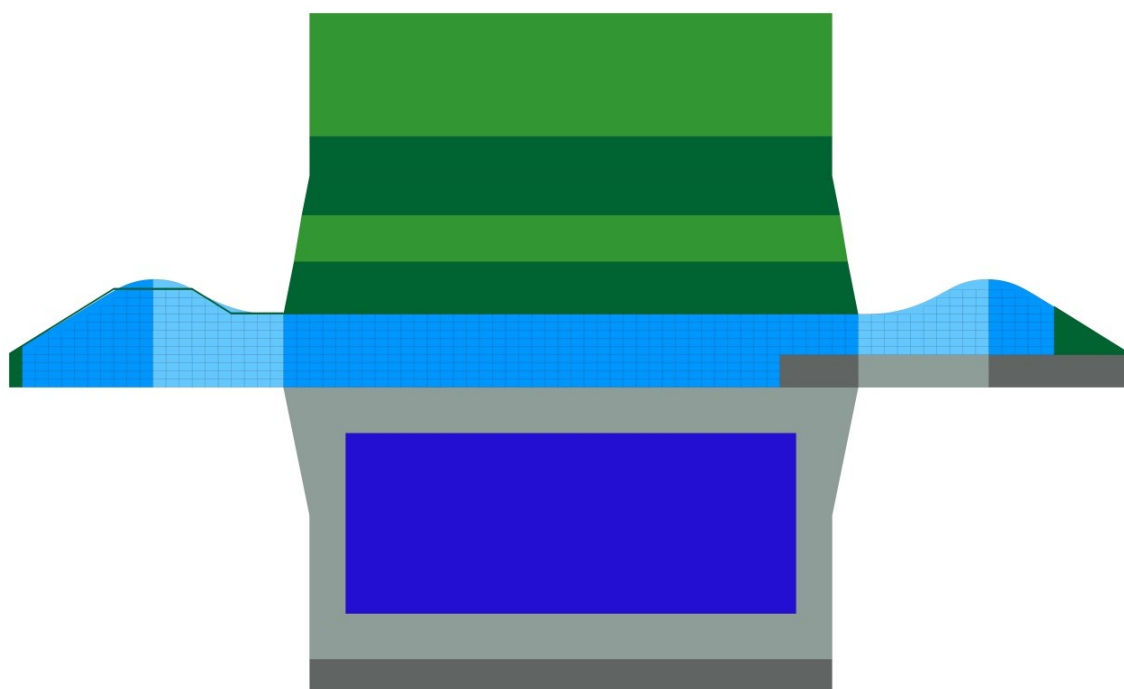
### 3.1.2 Tepelná zátěž stěnami

Obvodovou konstrukci bazénové haly jsem rozdělil na zdivo, strop a podlaží.

Zdi jsou rozděleny dle orientace na světovou stranu a dle typu vnějšího prostředí. Stěny jsou po celém obvodu svislé a mají stejné materiálové vlastnosti.

Stropní konstrukce je také rozdělena na úseky dle orientace na světovou stranu a dle úhlu stěny s vodorovnou rovinou.

Obr.4 Obalové konstrukce bazénové haly



Tab.10 Konstrukční parametry jednotlivých stěn

	$\alpha$ [°]	$\gamma$ [°]	$S_{st}$ [m <sup>2</sup> ]	$d$ [mm]	$U_{st}$ [W/m <sup>2</sup> K]
Zed' Z1	90	20	31,32	0	0,18
Zed' Z2	90	20	109,62		
Zed' Z3	90	290	208,80		
Zed' Z4	90	200	23,49		
Zed' Z5	90	110	5,87		
Strop S1	31,83	110	791,86	530	0,2
Strop S2	0	110	513,46		
Strop S3	31,83	290	310,24		
Strop S4	0	290	260,22		
Podlaží P	-	-	789,88	480	0,18

Tab.11 Prostup tepla jednotlivými stěnami

	Léto			Zima		
	$t_{rm}$ [°C]	$t_i$ [°C]	$Q_s$ [W]	$t_{rm}$ [°C]	$t_i$ [°C]	$Q_s$ [W]
Zed' Z1	22	31	-178	22	28	-118
Zed' Z2	26,72		-18	-6,47		-146
Zed' Z3	22		-51	22		-34
Zed' Z4	30,08		-1	-2,11		-32
Zed' Z5	22		-338	22		-226
Strop S1	35,31		683	-4,46		-5 140
Strop S2	35,83		496	-5,13		-3 402
Strop S3	35,93		182	-5,8		-2 097
Strop S4	35,83		348	-5,13		-2 387
Podlaží P	22		-1 635	22		-1 090
SUMA			<b>-513</b>			<b>-14 671</b>

### 3.1.3 Přestup tepla mezi vodní hladinou a okolním vzduchem

Tab.12 Přestup tepla mezi vodní hladinou a okolním vzduchem

$\alpha_w$ [W/m <sup>2</sup> K]	$S_{hl}$ [m <sup>2</sup> ]	Léto			Zima		
		$t_i$ [°C]	$t_w$ [°C]	$Q_{hl}$ [W]	$t_i$ [°C]	$t_w$ [°C]	$Q_{hl}$ [W]
10	1000	31	26	<b>-50 000</b>	28	26	<b>-20 000</b>

### 3.1.4 Zátěž vázaným teplem

Výpočet dle kapitoly 2.1.3.5

Tab.13 Parametry vnitřního klimatu pro stanovení zátěže vázaným teplem

	Léto	Zima
$t_w$ [°C]	26	
$t_i$ [°C]	31	28
$\varphi_i$ [%]	55	
$p''_{v(tw)}$ [kPa]	3,36	
$p_{v(ti)}$ [kPa]	2,47	2,08
$S_{hl}$ [m <sup>2</sup> ]	1000	
$w$ [m/s]	0,15	
$x''_{tw}$ [kg/kg]	0,021	
$x_{ti}$ [kg/kg]	0,016	0,013

Tab.14 Výsledky jednotlivých metod pro stanovení zátěže vázaným teplem

	Léto		Zima	
	$M_w$ [kg/s]	$Q_l$ [W]	$M_w$ [kg/s]	$Q_l$ [W]
VDI 2089 staré	0,070	173 778	0,100	250 199
<b>VDI 2089 nové</b>	<b>0,050</b>	<b>124 058</b>	<b>0,072</b>	<b>179 503</b>
Tech. průvodce	0,039	97 162	0,056	139 890
ČSN 73 0548	0,045	112 170	0,064	160 861



Do celkové tepelné bilance budeme počítat s výsledkem z metody dle VDI 2089 nové vydání, jelikož disponuje širokou škálou experimentálně naměřených součinitelů přenosu hmoty, které vedou k přesnějšímu výsledku díky detailněji popsanému charakteru provozu a typu bazénu.

### 3.1.5 Celková tepelná bilance

Tab.15 Jednotlivé složky celkové tepelné bilance a jejich suma.

		Léto	Zima
prostup tepla oknem radiací	$Q_{or}$ [W]	77 150	0
prostup tepla okny konvekcí	$Q_{ok}$ [W]	-4446	-150 764
prostup tepla stěnami	$Q_s$ [W]	-513	-14 671
přestup tepla mezi hladinou a vnitřním vzduchem	$Q_{hl}$ [W]	-50 000	-20 000
zátěž vázaným teplem	$Q_l$ [W]	124 058	179 503
celková tepelná bilance	$Q_c$ [W]	<b>146 249</b>	<b>-5 932</b>

## 3.2. Dosazení do výpočtu potřebného množství vzduchu

### 3.2.1 Stanovení směrového měřítka

V kapitole 2.4.2.1 jsme uvedli, že **směrové měřítko**  $\delta$  je definováno vztahem:

$$\delta = \frac{Q_c}{M_w} \quad [-]$$

Celkovou tepelnou bilanci prostoru  $Q_c$  dosazujeme z kapitoly 3.1.5 a množství odpařené vody  $M_w$  z kapitoly 3.1.4

Tab.16 Stanovení směrového měřítka

	Léto	Zima
$Q_c$ [W]	146 249	-5 932
$M_w$ [kg/s]	0,050	0,072
$\delta$ [-]	<b>2,95</b>	<b>-0,08</b>

### 3.2.2 Množství přiváděného vzduchu pro letní extrém

Množství určíme analytickým výpočtem ze znalosti stavu venkovního vzduchu, směrového měřítka  $\delta$  (viz kapitola 3.2.1) a množství odpařené vody  $M_w$  (viz kapitola 3.1.4). Hodnoty entalpie  $h_e$  a měrné vlhkost  $x_e$  venkovního vzduchu určené dle normy ČSN 73 0540-3 pomocí návrhové teploty venkovního vzduchu a návrhové relativní vlhkosti venkovního vzduchu.

Tab.17 Výchozí stav pro letní extrém

$t_e$ [°C]	$\varphi_e$ [%]	$x_e$ [g/kg]	$h_e$ [kJ/kg]	$t_i$ [°C]	$\delta$ [-]	$M_w$ [kg/s]
29,76	41	10,7	57,4	31	2,95	0,05

Dále pokračuji dle výpočtu z kapitoly 2.4.2.2 **změnou relativní vlhkosti**  $\Delta x$  pomocí vztahu:

$$\Delta x = \frac{c_a \cdot t_i + (l + c_d \cdot t_i) \cdot x_e - h_e}{\frac{\Delta h}{\Delta x} - l - c_d \cdot t_i} = \frac{c_a \cdot t_i + (l + c_d \cdot t_i) \cdot x_e - h_e}{\delta - l - c_d \cdot t_i} \quad [\text{kg/kg}]$$

Poté dosadím do vztahu pro **množství přiváděného vzduchu  $M$**  :

$$M = \frac{M_w}{\Delta x} \quad [\text{kg/s}]$$

a následně určím **objemový průtok přiváděného vzduchu  $V$** :

$$V = \frac{3600 \cdot M}{\rho} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

*Tab.18 Stanovení množství přiváděného vzduchu pro letní extrém*

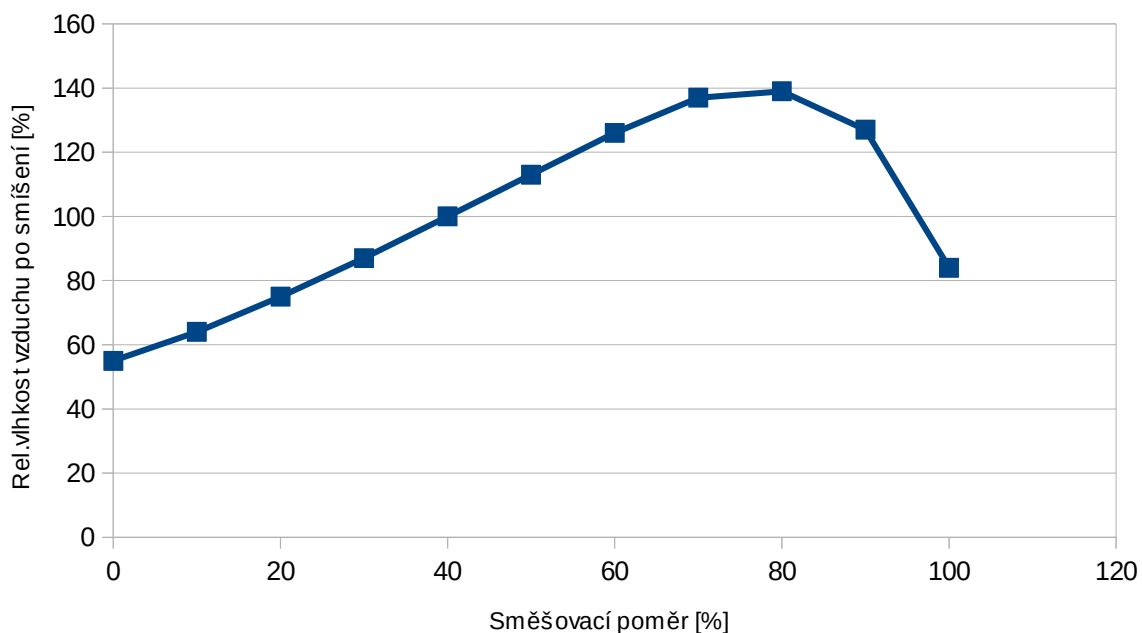
$\Delta x$ [g/kg]	$\varphi_i$ [%]	$M$ [kg/s]	$V$ [m <sup>3</sup> /h]
3,3	49,6	15,2	47 153

### 3.2.3 Množství přiváděného vzduchu pro zimní extrém

Množství určíme analytickým výpočtem ze znalosti stavu venkovního vzduchu, směrového měřítka  $\delta$  (viz kapitola 3.2.1) a množství odpařené vody  $M_w$  (viz kapitola 3.1.4). Hodnoty entalpie  $h_e$  a měrné vlhkost  $x_e$  venkovního vzduchu určené dle normy ČSN 73 0540-3 pomocí návrhové teploty venkovního vzduchu a návrhové relativní vlhkosti venkovního vzduchu. Na rozdíl od výpočtu pro letní extrém můžeme vycházet z návrhových podmínek pro vnitřní stav vzduchu z kapitoly 2.1.1 neboť neznámou je pro nás stav přivodního vzduchu. Dále si na začátku musíme určit směšovací poměr  $E$ .

Směšovací poměr  $E$  určím v návrhovém výpočtu takový, abych se nepohyboval v pásmu kondenzace vzdušné vlhkosti ve směšovací komoře a tím neohrožoval stavební konstrukci. Pásmo kondenzace se nachází mezi hodnotami  $E = 40$  až 98 % obsahu venkovního vzduchu v množství přiváděném do směšovací komory.

Graf.1 Závislost relativní vlhkosti vzduchu po smíšení  $\varphi_{sm}$  na směšovací poměru  $E$



Tab.19 Výchozí stav pro zimní extrém

$t_e$	$\varphi_e$	$x_e$	$h_e$	$t_i$	$\varphi_i$	$x_i$	$h_i$	$\delta$	$M_W$	$E$
[°C]	[%]	[g/kg]	[kJ/kg]	[°C]	[%]	[g/kg]	[kJ/kg]	[-]	[kg/s]	[-]
-14,00	84	1,1	-11,51	28,00	55	13,00	61,54	-0,08	0,072	0,35

Poté postupujeme dle postupu v kapitole 2.4.2.3 a spočítáme pomocí bilance teploty, entalpie a měrné vlhkosti stavy vzduchu po smíšení:

$$t_{sm} = E \cdot t_e + (1 - E) \cdot t_i \quad [^{\circ}\text{C}], \quad x_{sm} = E \cdot x_e + (1 - E) \cdot x_i \quad [\text{g/kg}],$$

$$h_{sm} = E \cdot h_e + (1 - E) \cdot h_i \quad [\text{kJ/kg}]$$

Tab.20 Stav vzduchu po smíšení

$t_{sm}$ [°C]	$\varphi_{sm}$ [%]	$x_{sm}$ [g/kg]	$h_{sm}$ [kJ/kg]
13,30	93	8,8	35,97

Změnu měrné relativní vlhkosti  $\Delta x$  nyní určíme jako:

$$\Delta x = x_i - x_{sm} \quad [\text{g/kg}]$$

**Množství přiváděného vzduchu  $M$  a objemový průtok přiváděného vzduchu  $V$  se poté určí vztahy:**

$$M = \frac{M_w}{\Delta x} \text{ [kg/s]}, \quad V = \frac{3600 \cdot M}{\rho} \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Tab.21 Stanovení množství přivodního vzduchu

$\Delta x$ [g/kg]	$\varphi_i$ [%]	$M$ [kg/s]	$V$ [m <sup>3</sup> /h]
4,2	<b>55</b>	<b>17,1</b>	<b>45 486</b>

Teplotu přivodního vzduchu hledáme pomocí změny entalpie  $\Delta h$ , určením  $h_p$  a dosazením do upravené rovnice entalpie vlhkého vzduchu. Měrná relativní vlhkost přiváděného vzduchu je stejná jako vzduchu po smíšení:

$$\Delta h = \frac{Q_c}{M} \text{ [kJ/kg]}, \quad h_p = h_i + \Delta h \text{ [kJ/kg]}, \quad t_p = \frac{h_p - l \cdot x_p}{c_a + c_d \cdot x_p} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Celkový výkon ohříváče vzduchu  $Q_{ohř}$  se stanoví dle vztahu:

$$Q_{ohř} = M \cdot (h_p - h_{sm}) \text{ [W]}$$

Tab.22 Stav přivodního vzduchu po smíšení

$t_p$ [°C]	$\varphi_p$ [%]	$x_p$ [g/kg]	$h_p$ [kJ/kg]	$Q_{ohř}$ [W]
<b>38,08</b>	21	8,8	61,19	<b>432 210</b>

### 3.3 Analýza problematiky kondenzace vodní páry na povrchu obvodových konstrukcí

#### 3.3.1 Teplota rosného bodu

Minimální teplotu povrchu, pro kterou pokud bude teplota vzduchu vyšší a nebude docházet ke kondenzaci vzdušné vlhkosti je **teplota rosného bodu**  $t_R$  a stanoví se dle vztahu (viz kapitola 2.2.1):

$$t_R = \frac{5745}{\frac{5745}{t_i + 273,15} - \ln \frac{\varphi}{100}} - 273,15 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Výpočet provádíme pouze pro zimní období, kdy povrchy vnitřní konstrukce nejchladnější.

Tab.23 Stanovení teploty rosného bodu

$t_i$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$\varphi_i$ [%]	$t_R$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]
28,00	55	<b>18,85</b>

#### 3.3.2 Povrchová teplota obvodových konstrukcí a riziko kondenzace

Tepelnou ztrátu  $Q_{ok,s}$  jednotlivými prvky konstrukce a jejich plochy (viz kapitola 3.1.1 a 3.1.2) dosadíme do výpočtu dle kapitoly 2.2.2 a zjistíme povrchovou teplotu  $t_P$  jednotlivých prvků konstrukce:

$$t_P = t_i + \frac{Q_{ok,s}}{S \cdot \alpha_i} \quad [^{\circ}\text{C}], \quad \alpha_i = 8 \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

Tab.24 Stanovení povrchové teploty jednotlivých prvků konstrukce

prvek konstrukce	$t_R$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$t_P$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	riziko kondenzace
okna	18,85	7,00	<b>ANO</b>
strop		27,19	<b>NE</b>
zdi		27,32	<b>NE</b>

Z výsledků vyplývá, že kondenzace bude probíhat pouze na zasklení haly.

Nejrizikovější budou zakrytá místa a rohy rámu, kde může docházet ke snížení hodnoty součinitele přestupu tepla až na poloviční hodnotu, při které klesne povrchová teplota skla pod 0 °C a hrozí namrzání zkondenzované vlhkosti a poškození okenního rámu.

Dalším rizikem při kondenzaci vzdušné vlhkosti je riziko tvorby plísní, které mohou ohrožovat zdraví návštěvníků a jelikož se jedná o veřejnou halu se zájmem přilákat co nejvíce návštěvníků hraje zde i nemalou roli estetický dojem.

### **3.3.4 Zabránění kondenzace vzdušné vlhkosti**

Zasklení je opatřené výustky vzduchotechnického systému, kudy se přivádí vzduch o navržených parametrech dle kapitoly návrhu větrání pro zimní období. Tento proud vzduchu by měl dostatečně zvedat povrchovou teplotu zasklení nad teplotu rosného bodu a zamezit tak kondenzaci vzdušné vlhkosti.

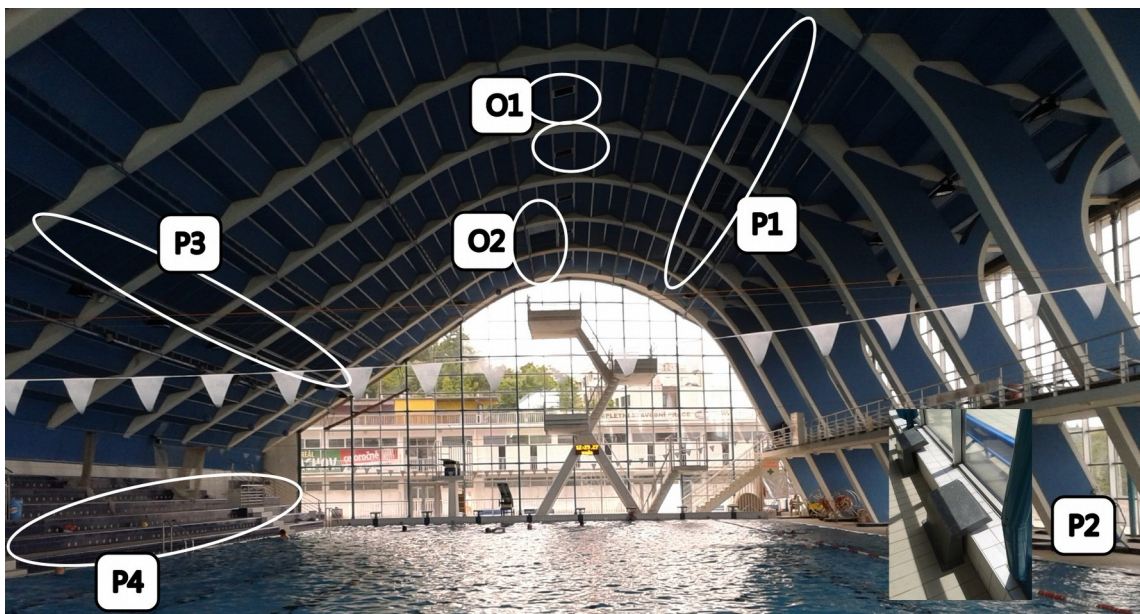
## 3.4 Zmapování stávajícího vzduchotechnického zařízení

### 3.4.1 Dokumentace k zařízení

Jak již jsem zmínil v úvodu, bazén postihla dvakrát povodeň a bohužel se díky tomu nepodařilo dochovat žádnou dokumentaci k projektu. Všechny údaje jsem si zjišťoval sám na místě nebo konzultoval s lidmi z technického úseku, kteří disponovali alespoň nějakými zkušenostmi z provozu.

### 3.4.2 Dispozice vzduchotechnického zařízení

*Obr.5 Fotografie s označenými výustky. P-přívody, O-odtahy.*





## **Distribuce přiváděného vzduchu**

Distribuce přiváděného vzduchu na hale je dle popisků na jednotlivých vzduchotechnikách rozdělen do šesti tras. V závorkách jsou uvedeny odkazy na obr.:

- Okna sever (výustky podobné P2)
- Okna západ (výustky podobné P2), hala strop (výustky P1)
- Okna jih (výustky podobné P2)
- Hala strop západ (výustky P3)
- Tribuny k restauraci (výustky podobné P4)
- Tribuny (výustky podobné P4)

## **Odvod vzduchu**

Odtahové trasy jsou tři:

- stropní výustky pro přirozené větrání, opatřené zpětnou klapkou (výustky O1)
- cirkulační cesty do nasávací komory
- odtahové cesty ze stropu haly osazené odtahovými ventilátory (výustky O2)

### **3.4.3 Strojovna vzduchotechniky**

#### **Prostory strojovny**

Jedná se o obdélníkovou protáhlou místnost, kde jsou umístěny všechny vzduchotechnické jednotky. Je zde umístěn rozvaděč pro měření a regulaci. Přívodní trasy do vzduchotechnických jednotek jsou z vedlejší místnosti, která nese označení „nasávací komora“.

Tato místnost zároveň slouží jako směšovací komora, neboť sem ústí trasy cirkulačního a odtahového potrubí a velký zamřížovaný otvor pro přívod venkovního vzduchu. Výtlačk přívodních jednotek je směřován nahoru do stropu místnosti a nejde dále sledovat jeho přesná trasa. Vše, až na částečně rekonstruované prvky měření a regulace je nejspíše původní technologie.

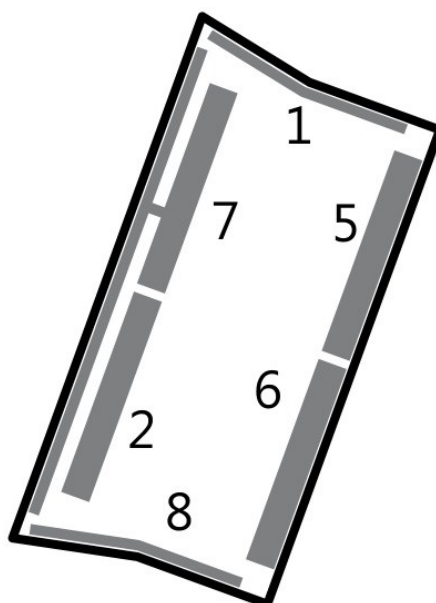
## Přívodní vzduchotechnická zařízení

Přívodní vzduchotechnická zařízení jsou rozměrově a konstrukčně podobná zařízení, která se liší osazeným motorem. Ventilátory nesou na štítkách jméno podniku „ZRL 1930“ což je mateřský závod dnešní firmy Janka Engineering s.r.o. Typ ventilátoru byl radiální, poháněný klínovým řemenem a opatřený frekvenčním měničem pro řízení požadovaných otáček motoru. Štítkové hodnoty těchto motorů byly relativně dobře čitelné, avšak štítky u ventilátorů, které popisovaly distribuční trasy a jmenovité průtoky vzduchu byly značně poškozené, často doplňované ručně psanými poznámkami.

Tab.25 Štítkové hodnoty motoru a ventilátoru u přívodních vzduchotechnických jednotek

VZT jednotka	výkon motoru [kW]	průtok vzduchu [m <sup>3</sup> /h]
1 okna sever	2,2	4 800
2 hala strop západ	5,5	12 000
5 tribuny k restauraci	4,0	8 800
6 tribuny	4,6	10 000
7 hala strop + okna západ	4,0	8 800
8 okna jih	1,5	3 300

Obr.6 Zóny jednotlivých VZT jednotek dle číslování v tab.25



Každá jednotka obsahovala dva motory a dva ventilátory. Z těchto údajů tedy vyplývá celkový jmenovitý průtok vzduchu  $V_{pN,celk}$  :

$$V_{pN,celk} = 95\,400 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Ohřev přiváděného vzduchu je realizován deskovým parním výměníkem, který je regulován pomocí dvojice trojcestných ventilů.

Na vstupu do vzduchotechnické jednotky je umístěna ručně ovládaná klapka s plechovými lamelami.

#### **Odtahová vzduchotechnická zařízení**

Jedná se o dva rozměrné odtahové ventilátory, které mají zachovalé výrobní štítky. Odsávají vzduch ze stropu haly a přivádějí ho do nasávací komory. Štítkové hodnoty uvádějí jmenovitý průtok vzduchu 30 000 m<sup>3</sup>/h.

## **3.5 Navrhovaná doporučení pro zlepšení provozu**

### **3.5.1 Doplnění zpětného získávání tepla z odpadního vzduchu**

Absence zpětného získávání tepla bude jeden z největších nedostatků vzduchotechnického zařízení. Současný provoz je založený na chodu přívodních vzduchotechnických jednotek, které nasávají vzduch přes nasávací komoru. Zde jsou ručně ovládané cirkulační klapky, které je nutné na léto zavírat, aby nedocházelo k přísávání vnitřního vzduchu z haly a v zimě otevírat. Odtahové potrubí osazené ventilátory taktéž ústí do této nasávací komory, avšak není zvykem ho používat.

Zde by bylo teoreticky možné využívat odtahových ventilátorů jako zdroj odpadního vzduchu pro rekuperaci, případně regeneraci tepla, která by byla potřeba předřadit před sání jednotek.

### **3.5.2 Doplnění filtrů vzduchu na sání přívodních jednotek**

Přívodní jednotky jsou osazené deskovými parními výměníky, které nejsou chráněny před nánosem nečistot. Tyto nečistoty mohou ulpívat na povrchu výměníku a snižovat tak teplosměnnou plochu. Nejen že to může znehodnocovat kvalitu přiváděného vzduchu, ale může to vést i k nedostatečnému ohřevu vzduchu při zimním provozu.

### **3.5.3 Regulovatelné směšování vnitřního a venkovního vzduchu**

Při směšování vzduchu v zimním období může docházet ke kondenzaci vzdušné vlhkosti ve směšovací komoře. Je potřeba dodržet určitý směšovací poměr, aby k této kondenzaci nedocházelo. Ze současného provozu vyplynulo, že směšovací poměr je nastaven přibližně na přívod 60 % venkovního vzduchu, což se dle mého výpočtu pohybuje v zóně kondenzace vzdušné vlhkosti. Důkazem toho by mohla být i značná degradace omítky na vstupní šachtě do nasávací komory, kde by se měla v zimním období tvořit mlha.

*Obr.7 Šachta pro přívod venkovního vzduchu*



Zde by se dal problém vyřešit osazením spojitě řízených pohonů pro cirkulační klapky, které by byly řízeny ze stávající regulace.

### **3.5.4 Energetický audit provozu vzduchotechnického zařízení spolu s projektem na rozsáhlejší rekonstrukci strojovny VZT**

Výsledky energetického auditu provozu vzduchotechnického zařízení srovnané s náklady na rekonstrukci by vytvořily podklady pro finanční rentabilitu rekonstrukce strojovny VZT. Původní technologie dle mého názoru vykazuje mnoho známek únavy, kdy již nemusí splňovat nominální provozní výkony.

## 4 Závěr

Dle výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor a metody návrhu větrání bazénové haly pomocí směrového měřítka byl navržen potřebný průtok přívodního vzduchu a jeho úprava, aby bylo dosaženo požadovaného vnitřního klimatu.

Dále bylo analýzou problematiky kondenzace vodní páry na obvodu povrchové konstrukce zjištěno, že v zimním období je potřeba velmi dbát na povrchovou teplotu zasklených stěn, kde jinak musí docházet ke kondenzaci vzdušné vlhkosti.

Při procházení stávajícího vzduchotechnického zařízení byla největším zklamáním absence projektové dokumentace. Chyběla tudíž možnost nahlédnout do původního návrhu vzduchotechnického zařízení a porovnat současné metody s přístupem z padesátých let. Ač jsem získal možnost osobně si prohlédnout technické zázemí haly, nebyla možné správně zmapovat detailně vedení vzduchotechnických cest mezi strojovnou a halou. Vzduchové potrubí vede schované v meziprostorech stavebních konstrukcí, zvláště stropu haly, který je zároveň tribunou. Co se týče strojního vybavení vzduchotechniky, jedná se převážně o původní zařízení z šedesátých let. Vzhledem ke stáří je stav zařízení stále v provozuschopném stavu avšak s mnoha známkami únavy. Z porovnání mnou navrženého průtoku vzduchu a štítkových hodnot současných ventilátorů vyplývá, že současné strojní vybavení disponuje dostatečným nominálním výkonem na požadavky větrání. Dle mého názoru však vzduchotechnické zařízení nemůže již dosahovat jmenovitých výkonů a to hlavně díky netěsnostem na vzduchotechnickém potrubí.

Při návrhu možných doporučení na zlepšení provozu jsem se zaměřil na trend dnešního vývoje vzduchotechnických zařízení a tím je zpětné získávání tepla. Bazénová hala zvláště takto velká musí počítat s velkým průtokem větracího vzduchu a tudíž i velkými náklady na jeho ohřev při zimním období. Ke snížení těchto nákladů by vedlo doplnění systému rekuperace či regenerace, který by dle mého názoru bylo možné doplnit k trasám odtahových ventilátorů, které vedou odpadní vzduch do nasávací komory ke smíšení. Vedle těchto odtahových cest vede do směšovací komory také šachta cirkulačního vzduchu, kterou by bylo dle mého doporučení vhodné opatřit regulovatelnou klapkou, aby se dal během provozu měnit směšovací poměr venkovního a vnitřního vzduchu. Dalším realizovatelným opatřením by byla instalace filtrů na sání přírodních jednotek, aby nedocházelo k zanášení výměníku tepla pro ohřev vzduchu. Celou kapitulu návrhů na zlepšení provozu uzavírám doporučením na energetický audit, který by stanovil představu o finanční rentabilitě rozsáhlejší rekonstrukce vzduchotechnického zařízení.

Touto prací jsem získal cenné poznatky a zkušenosti, které již mohu využít i v praxi.

## **5 Použitá literatura**

- L1) SCHWARZER J., Návrh a dimenzování VZT pro bazény (I. a II.) TZB-info
- L2) Chyský, J., Hemzal, K. a kol. Větrání a klimatizace. 1933, Brno: Bolit-press.  
560 s. ISBN 80-901574-0-8