

OBSAH

1	SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ A VELIČIN	2
2	ÚVOD	5
2.1	Hromadná doprava	6
2.1.1	Požadavky na kolejové vozidlo	6
2.2	Klimatická data.....	7
2.2.1	Klimatická data návrhových oblastí.....	8
2.3	Požadavky na vnitřní prostředí.....	15
2.3.1	Požadavky na vnitřní prostředí kolejových vozidel	18
2.3.2	Hodnocení tepelného stavu vnitřního prostředí	19
3	MANUÁLNÍ VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE.....	20
3.1	Předpoklady	20
3.2	Princip výpočtu.....	22
3.2.1	Poloha Slunce na obloze	23
3.2.2	Sluneční radiace.....	25
3.2.3	Tepelné zisky z vnějšího prostředí.....	27
3.2.4	Tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla	30
3.3	Výsledky	30
4	SIMULAČNÍ VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE.....	35
4.1	Program.....	35
4.2	Model.....	35
4.3	Výsledky	40
5	ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ TEPELNÉ ZÁTĚŽE.....	41
6	PSYCHROMETRICKÝ VÝPOČET	43
6.1	Metodika výpočtu	43
6.2	Potřeba energie na chlazení.....	48
6.3	Hodnocení stavu vnitřního prostředí.....	48
7	HODNOCENÍ CHLADICÍHO VÝKONU KOLEJOVÉHO VOZIDLA.....	51
7.1	Výsledky chladicího výkonu	51
7.2	Výsledky potřeby energie na chlazení	55
8	ZÁVĚR.....	57
9	SEZNAM LITERATURY A POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	58
10	PŘÍLOHY.....	60

1 SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ A VELIČIN

A	-	Amplituda kolísání venkovní teploty	[K]
G	-	Sluneční ozáření	[W/m ²]
H	-	Hodinový úhel	[°]
	-	Výška zasklené části okna	[m]
I	-	Intenzita sluneční radiace	[W/m ²]
L	-	zeměpisná šířka	[°]
	-	Šířka zasklené části okna	[m]
\dot{M}	-	Hmotnostní průtok	[kg/h]
M_w	-	Produkce vlhkosti od osob	[g/h]
\dot{Q}	-	Tepelný tok	[W]
$Q_{sp,c}$	-	Spotřeba energie na chlazení	[kWh/rok]
\dot{Q}_Z	-	Celková tepelná zátěž	[W]
S	-	Plocha	[m ²]
T	-	Propustnost sluneční radiace	[-]
Tu	-	Intenzita turbulence	[-]
U_{st}	-	Součinitel prostupu tepla stěnou	[W/m ² K]
U_{ok}	-	Součinitel prostupu tepla oknem	[W/m ² K]
\dot{V}	-	Objemový průtok	[m ³ /h]
a	-	Sluneční azimut	[°]
c	-	Měrná tepelná kapacita vzduchu	[J/kgK]
c_0	-	Korekce na čistotu atmosféry	[-]
$e_{1,2}$	-	Délky stínů v okenním otvoru od okraje slunolamů	[m]
f	-	Odstup vodorovné části okna od slunolamů	[m]
f_{od}	-	Poměr povrchů těla pokryt. oděvem k neobleč. tělu	[-]
g	-	Odstup svislé části okna od slunolamů	[m]
h	-	Entalpie vzduchu	[kJ/kg _{s.v.}]
k_{1-5}	-	Výpočetní konstanty	[-]
n	-	Počet dnů	[-]
	-	Počet	[-]
p	-	Tlak	[Pa]

q	-	Měrný tepelný tok	[W/m ²]
s	-	Stínící součinitel	[-]
t	-	Teplota vzduchu	[°C]
w	-	Rychlost proudění vzduchu	[m/s]
x	-	Měrná vlhkost vzduchu	[kg/kg _{s.v.}]
α	-	Úhel stěny s vodorovnou rovinou	[°]
	-	Součinitel přestupu tepla	[W/m ² K]
β	-	Výška Slunce nad obzorem	[°]
γ	-	Azimutový úhel normály stěny	[°]
δ	-	Sluneční deklinace	[°]
θ	-	Úhel mezi normálou osl. povrchu a směrem paprsků	[°]
ρ	-	Hustota vzduchu	[kg/m ³]
ρ_g	-	Součinitel odrazivosti zemského povrchu	[-]
τ	-	Sluneční čas	[h]
φ	-	Relativní vlhkost	[%]

Indexy:

C	-	Celková
	-	Celkové, obecně orientované plochy
D	-	Přímá
DS	-	Přímá, dopadající na orientovanou plochu
L	-	Lidé
SC	-	Solární konstanta
OS	-	Osluněný povrch okna
b	-	Přímá, dopadající na orientovanou plochu
bn	-	Přímé pro rovinu kolmou na směr paprsků
c	-	Celkový
d	-	Difúzní
	-	Celková difúzní propustnost standardním sklem
dh	-	Difúzní, dopadající na horizontální rovinu
dr	-	Difúzní, odražené od okolních ploch
ds	-	Difúzní od oblohy
e	-	Stav venkovního vzduchu
e_{max}	-	Maximální pro příslušný měsíc

<i>g</i>	-	Výsledná
<i>h</i>	-	Celkové, dopadající na horizontální rovinu
<i>ch</i>	-	Stav vzduchu na povrchu chladiče
	-	Chladicí
<i>i</i>	-	Stav vnitřního vzduchu
<i>k</i>	-	Konvekce
<i>o</i>	-	Operativní
<i>ob</i>	-	Oběhový
<i>ok</i>	-	Okno
<i>or</i>	-	Radiací okny
<i>osv</i>	-	Osvětlená
<i>p</i>	-	Stav vzduchu přiváděného
	-	Povrch oděvu
<i>r</i>	-	Střední radiační
<i>s</i>	-	Sálání
	-	Stav vzduchu po smísení
	-	Stěna
<i>st</i>	-	Stěna
<i>sv</i>	-	Osvětlení
<i>v</i>	-	Vodních par
<i>vs</i>	-	Sytých vodních par
<i>0</i>	-	Procházející standardním zasklením
<i>Od</i>	-	Difúzní, procházející standardním zasklením
<i>1</i>	-	Stav vzduchu po chlazení
<i>2</i>	-	Stav vzduchu před chlazením

2 ÚVOD

V diplomové práci je analyzován vliv venkovních klimatických podmínek na instalovaný výkon chladicího zařízení kolejového vozidla městské hromadné dopravy (tramvaje) provozovaného ve městech Houston, Riyadh, Sydney a Praha. A to vždy při jiné teplotě vnitřního vzduchu. Práce stanovuje tepelné zátěže a chladicí výkony na základě reálných klimatických údajů. Na začátku práce jsou definovány všechny klimatické veličiny vycházející z naměřených dat. Posléze je proveden výpočet tepelné zátěže. Jde o výpočet manuální, na základě bilance tepelných toků v hodinových intervalech a výpočet simulační. Obor TŽP se setkává vesměs s návrhy zařízení pracujících v budovách (tj. statických stavbách). V tomto směru se jedná tedy o specifický návrh, který proto představuje řadu zjednodušujících předpokladů. Skutečnost, že u návrhů klimatizačních zařízení v hromadné dopravě je důležité znát dobu provozu, jsou výpočty celodenní, neboť doby provozu od zadavatele v jednotlivých městech nebyly poskytnuty. Návrhy klimatizačního zařízení pro hromadnou dopravu vycházejí z extrémních podmínek, které mohou nastat.

2.1 Hromadná doprava

Do hromadné dopravy spadá doprava: autobusy, železničními vagony, kolejová vozidla a prostředky, které přepravují velké počty osob. Obecně pro návrh dopravních prostředků je důležitá, jejich hmotnost, vnější tvar, spotřeba a spolehlivost.

Aspektem návrhu klimatizace společné pro všechny prostředky hromadné dopravy je pohoda cestujících (větrání, tepelný komfort, kvalita vzduchu). Analýza tepelné zátěže se týká: počtu pasažérů, zátěže od oslnění, infiltrace, rychlosti dopravního prostředku a nárazové zátěže vlivem častého otevírání a zavírání dveří v městské a příměstské dopravě [L1].

2.1.1 Požadavky na kolejové vozidlo

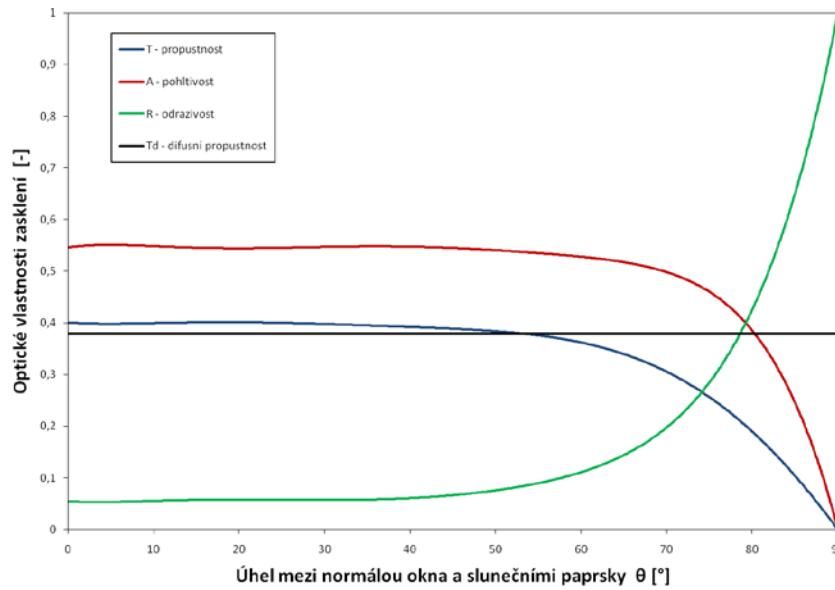
Podle [L2] je kolejové vozidlo takové vozidlo, které je způsobilé k jízdě po koleji. Kolej vozidlo nese a vede. V [L2] se setkáme s dělením kolejových vozidel podle mnoha kritérií. Pro tuto práci je důležité uvést definici kolejového vozidla pro městskou a příměstskou dopravu, která spadá do dělení vozidel pro veřejnou dopravu podle jejího charakteru. Jedná se téměř výhradně o dopravu osobní. V ní lze vést vozidlo v úrovni terénu (úrovňová, pozemní, povrchová doprava) nebo mimo úroveň terénu (podzemní, podpovrchová nebo nadzemní doprava). Oba uvedené systémy lze kombinovat. Tramvajové vozy spadají do úrovňové dopravy. "Svým charakterem to jsou elektrické vozy nebo elektrické jednotky, rozměrově přizpůsobené prostoru vyhrazenému tramvajovému provozu".

Takto bylo zatříděno řešené vozidlo, které má požadavek na provozování ve čtyřech odlišných lokalitách. Kromě detailního výkresového řešení vozidla, které nelze publikovat, jsou další technické informace od zadavatele velmi strohé. V podstatě se jedná pouze o součinitele prostupu tepla konstrukcemi vozidla, viz Tab. 2.1.

Tab. 2.1 - Součinitele prostupu tepla jednotlivých konstrukcí vozidla

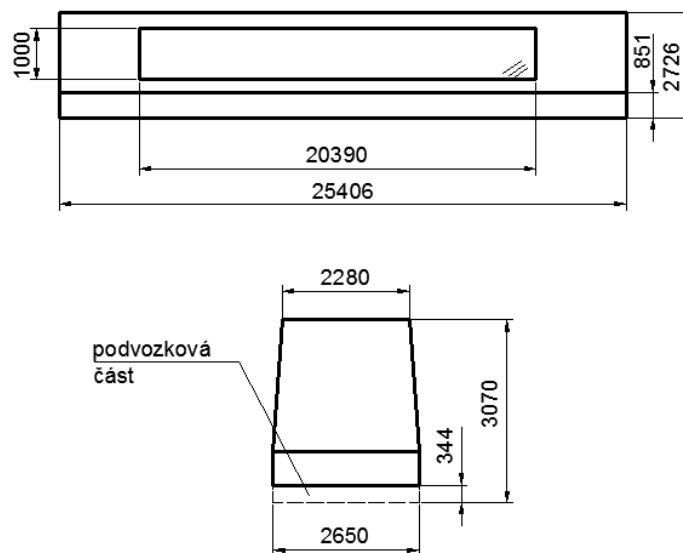
Konstrukce	Součinitel prostupu tepla [W/m²K]
střecha	2,35
strop	2,35
podlaha	1,92
vnější stěna	2,2
okno	5,72

Skladba konstrukce byla vytvořena tak, aby byly dodrženy hodnoty z Tab. 2.1. Dále byly známy vlastnosti použitého zasklení na vozidle, viz Obr. 2.1.



Obr. 2.1 - Optické vlastnosti zasklení

Kromě těchto hodnot konstrukce z Tab. 2.1 a Obr. 2.1 je třetí a poslední vstupní informací zjednodušený model kolejového vozidla, který je určen následující geometrií vozidla.



Obr. 2.2 - Nahoře: nárys modelu, dole: řez modelem

2.2 Klimatická data

Klimatická data lze definovat jako veličiny určující stav venkovního prostředí. Těmito veličinami jsou *intenzita sluneční radiace*, *teplota a relativní vlhkost vzduchu*, *rychlost a směr větru*, a *tlak vzduchu*. V rozboru jednotlivých veličin a jejich účinku na

venkovní a tím pádem i na vnitřní prostředí vynecháme rychlost vzduchu, neboť není nijak zohledněna jako vstupující veličina pro výpočet tepelné zátěže. Pro výpočet klimatizačních zařízení je ještě výhodné k těmto veličinám uvést také entalpii vzduchu, která bývá uváděna spolu s teplotou jako parametr venkovního vzduchu pro výpočet výkonu klimatizačního zařízení. V daném místě jsou tyto veličiny závislé na zeměpisné poloze, denní a roční době, na podnebí a produkci znečišťujících látek a energií. Změny těchto veličin ovlivňují člověka i stav vnitřního prostředí.

2.2.1 Klimatická data návrhových oblastí

Klimatická data jednotlivých návrhových oblastí byla získána z webových stránek [3]. Mezi oblasti, kde bude užíváno kolejové vozidlo byla vybrána 4 města. *Houston*, *Riyadh*, *Sydney* a *Praha*. Klimatické podmínky uvedených měst jsou odlišné. Jejich podnebí je závislé na zeměpisné poloze. Zeměpisnou polohu všech měst uvádí Tab. 2.2.

Tab. 2.2 - Zeměpisné polohy návrhových měst

<i>Město</i>	<i>Zeměpisná šířka</i>	<i>Zeměpisná délka</i>	<i>Nadmořská výška</i>
Houston	29 °45 " N	95 °21 " W	15 m
Sydney	33 °52 " S	151 °13 " E	1 m
Riyadh	24 °38 " N	46 °46 " E	612 m
Praha	50 °04 " N	14 °28 " N	254 m

Riyadh se nachází v horkém podnebí s malými relativními vlhkostmi vzduchu, tzv. "suchá teplá oblast". Houston se nachází také v podnebí, kde jsou relativně vysoké teploty s vysokými hodnotami relativní vlhkosti, tzv. "vlhká teplá oblast". Další dvě oblasti měst nejsou z hlediska dlouhodobého výskytu vysokých teplot už tak extrémní. Obecně u nich lze říci, že dosahují nižších hodnot vzduchu oproti předchozím zmiňovaným oblastem měst. Avšak z hlediska časového je jejich výskyt maximálních hodnot posunut, protože město Sydney leží na jižní polokouli, viz Tab. 2.2. Pro lepší představu o zeměpisné poloze měst je k dispozici Obr. 2.3.

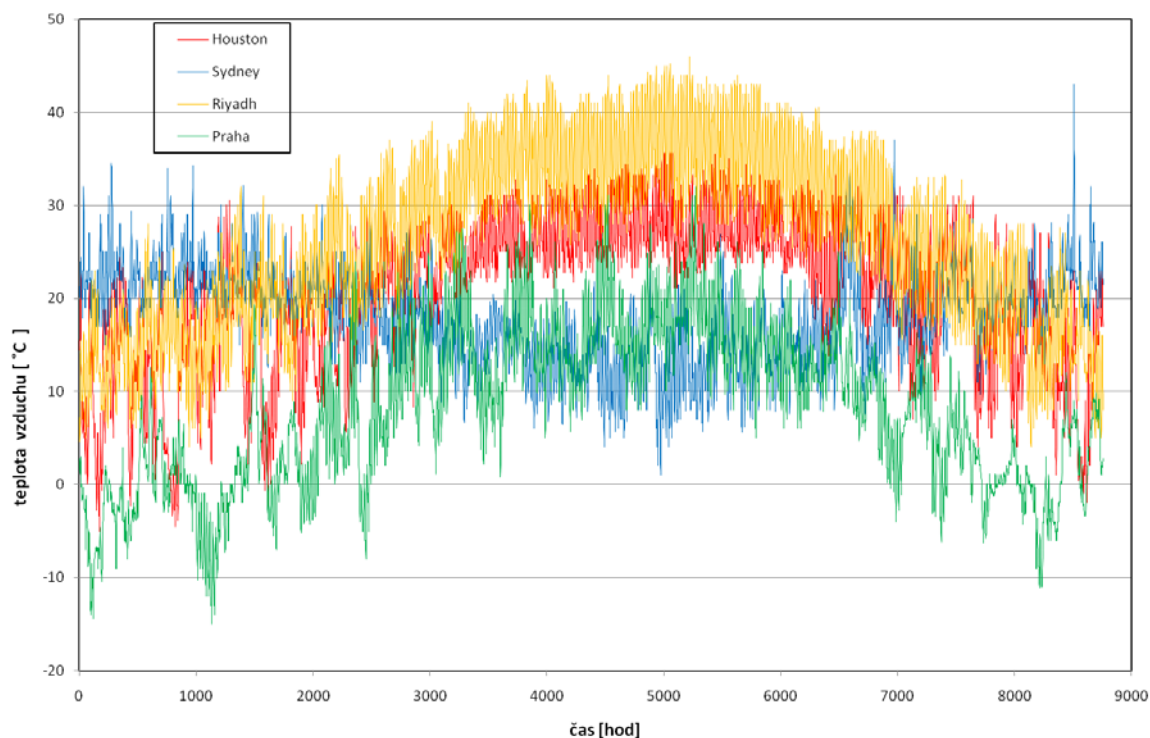


Obr. 2.3 - Mapa světa, poloha návrhových měst

Následující odstavce jsou věnovány rozboru jednotlivých veličin definujících venkovní prostředí zmiňovaných výpočetních oblastí měst.

a) teplota vzduchu

Teplota venkovního vzduchu je nejvýznamnější veličinou, která definuje venkovní prostředí. Je také nejvýznamnější pro dimenzování větracích, klimatizačních a vytápěcích zařízení, ovšem společně s entalpií venkovního vzduchu, viz dále. Výpočtové teploty venkovního vzduchu ať už pro výpočet tepelné ztráty nebo tepelné zátěže jsou nejčastěji odvozené z extrémních hodnot. V našem případě nejsou pro výpočet tepelné zátěže použity extrémní hodnoty z databází zaznamenávající teploty, ale přímo hodinové hodnoty během celého roku. Kolísání teploty vzduchu během dne má přibližně sinusový průběh. Platí, že maximální teplota se vlivem tepelné akumulace zpožďuje přibližně o 2 až 3 hodiny za maximem sluneční radiace [4]. To není z Obr. 2.4 patrné, kvůli velké hustotě dat. Obr. 2.4 má pouze vystihnout celoroční kolísání hodnot a pro představu zobrazit rozdíly mezi jednotlivými lokalitami.



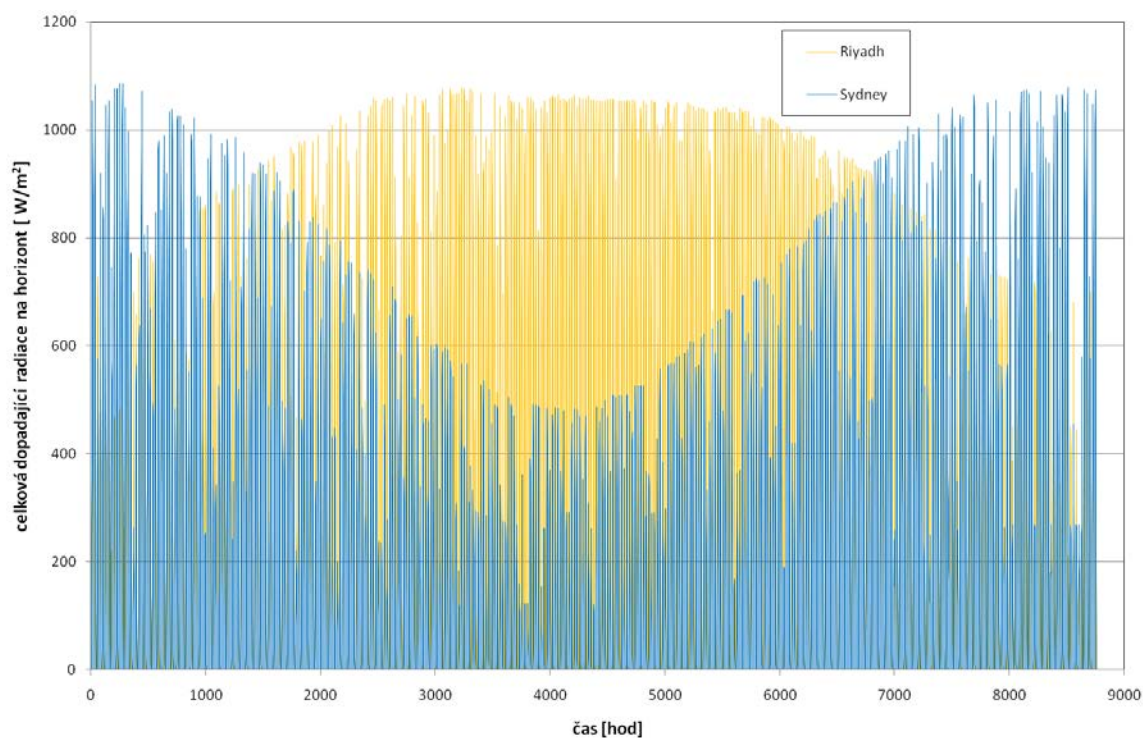
Obr. 2.4 - Průběh teploty venkovního vzduchu během roku

Z Obr. 2.4 je patrné, že největších hodnot teplot vzduchu je dosahováno ve městě Riyadh. Maximální naměřená hodnota je 46 °C. To je podstatný rozdíl proti ostatním oblastem měst. Přibližně je takové hodnoty dosaženo i ve městě Sydney, ale hlavní rozdíl je v četnosti těchto dat. V Sydney se už takových hodnot moc nevyskytuje. Praha je lokalita s výskytem nejmenších hodnot. U měst Houston a Riyadh v letním období neklesnou hodnoty teplot pod 20 °C. Okolo těchto hodnot se v letních dnech naopak pohybují hodnoty teplot ve městě Praha a pomineme-li výkyvy maximálních hodnot, tak se ve městě Sydney pohybují v létě hodnoty v rozsahu cca 20 ÷ 30 °C.

b) celková dopadající radiace na horizontální rovinu

Sluneční radiace se na hranici atmosféry částečně odráží a částečně pohlcuje. Zbytek radiace dopadne na zemský povrch. Sluneční záření se při průchodu atmosférou rozptyluje odrazem od částic obsažených v ovzduší. Tímto rozptylem se rozdělí celková radiace na část *přímou* a na část *difúzní*. Obě ze složek mají tedy vliv na celkovou hustotu tepelného toku sluneční radiací dopadající na horizontální rovinu. A jejich poměr závisí na zeměpisné poloze, nadmořské výšce, oblačnosti a čistotě ovzduší [5]. Oblačnost a čistota ovzduší mají hlavní vliv na celkovou dopadající radiaci na horizontální rovinu, která je nestálá a často kolísá. To je vidět na Obr. 2.5 a 2.6. Kde výraznější kolísání teplot v oblastech měst Sydney a Praha je způsobeno právě touto nestálostí a kolísáním dopadající

celkové radiace na horizontální rovinu. Proto je v oblasti města Riyadh hustota nejvyšších teplot u letních dnů vyšší než u zbylých lokalit. Maximální hodnoty celkové dopadající radiace na horizontální rovinu jsou zde tudíž také v hustějším zastoupení.



Obr. 2.5 - Průběh celkové dopadající radiace na horizontální rovinu během roku



Obr. 2.6 - Průběh celkové dopadající radiace na horizontální rovinu během roku

c) relativní vlhkost vzduchu

Vlhkost vzduchu je ovlivněna zeměpisnou polohou místa, intenzitou vodních srážek, blízkostí vodních ploch a denní i roční dobou [4]. Mimo zmiňované je nejvíce ovlivňující veličinou relativní vlhkosti φ . Relativní vlhkost je definována jako stupeň nasycení vzduchu vodními parami.

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad [-] \quad (1)$$

kde: p_v - parciální tlak vodních par (Pa)

p_{vs} - parciální tlak sytých vodních par (Pa).

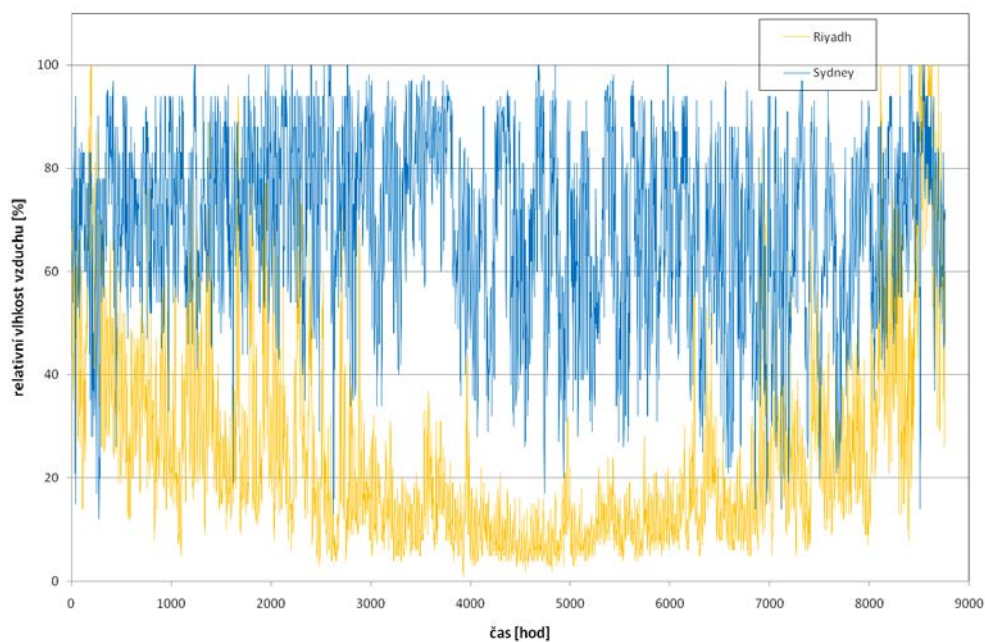
A právě parciální tlak sytých vodních par je závislí jen a pouze na teplotě a tudíž relativní vlhkost ovlivňuje hlavně teplota.

$$\ln p_{vs} = 23,58 - \frac{4044,2}{235,6+t} \quad \text{pro } t \geq 0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

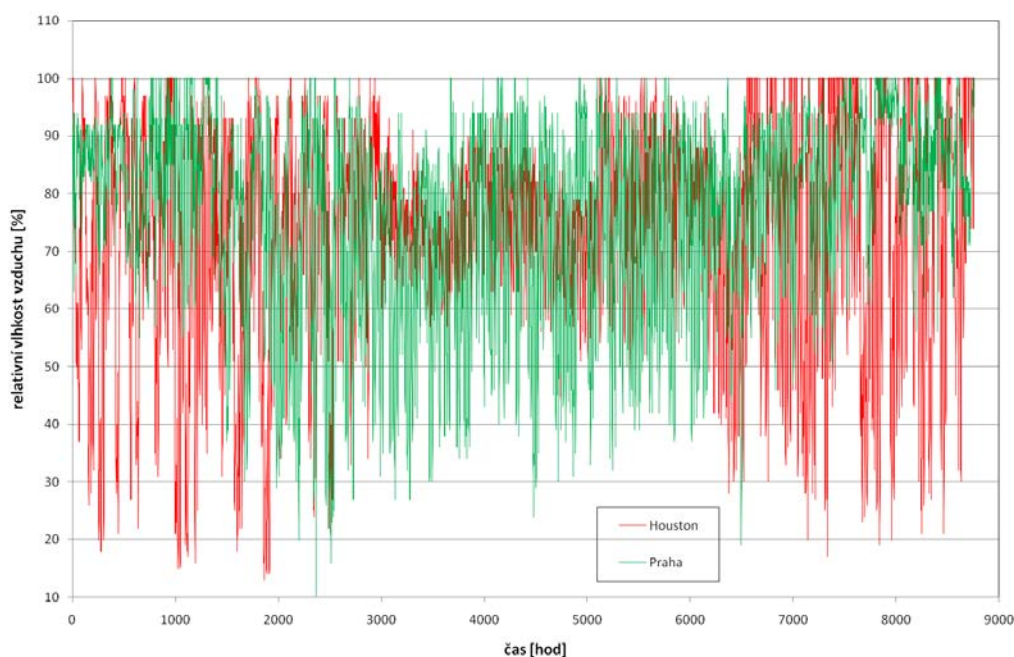
$$\ln p_{vs} = 28,926 - \frac{6148}{273,1+t} \quad \text{pro } t < 0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3)$$

kde: t - teplota vzduchu ($^\circ\text{C}$).

Z Obr. 2.7 je patrné vliv lokality města Riyadh. Město se nachází ve vnitrozemí v oblasti poušti. V létě je dosahováno hodnot relativní vlhkosti vzduchu do 30 %. Naproti tomu u měst Houston (Obr. 2.8) a Sydney se těchto hodnot v letních dnech nedosahuje, jelikož se jedná o města s přímořským podnebím. Je naopak dosahováno spíše vysokých hodnot relativních vlhkostí. V Praze je během letních dnů dosahováno velkých výkyvů hodnot relativní vlhkosti, např. oproti vlhkosti ve městě Riyadh, kde je vlhkost vzduchu v létě vůči ostatním městům poměrně stálá.



Obr. 2.7 - Průběh relativní vlhkosti vzduchu během roku



Obr. 2.8 - Průběh relativní vlhkosti vzduchu během roku

d) entalpie vlhkého vzduchu

Obecně jsou vnější klimatické podmínky definovány teplotou vzduchu, relativní vlhkostí vzduchu a sluneční radiací. Při výpočtech s vlhkým vzduchem v technice prostředí je též výhodné sledovat veličinu entalpie. Entalpii vzduchu lze chápat jako jistý "druh energie vzduchu". Nebo-li jakou energií při dané teplotě a měrné vlhkosti vzduch disponuje. Jde tedy o tepelný obsah. Při procesech úprav vlhkého vzduchu zůstává hmotnost suchého vzduchu stálá, ale mění se množství vodních par. Proto je u vlhkého

vzduchu výhodné sledovat 1 kg suchého vzduchu, který obsahuje proměnlivé množství vodních par [6].

Pro výpočet entalpie jsme použili měrnou vlhkost vzduchu x , která je definována jako hmotnost vodních par, které obsahuje 1 kg suchého vzduchu. A lze ji také definovat výpočtem vztahem (4) z [6].

$$x = 0,622 \frac{\varphi_{pvs}}{p - \varphi_{pvs}} \quad [\text{kg/kg}_{s.v.}] \quad (4)$$

Entalpie vlhkého vzduchu je dána součtem entalpie 1 kg suchého vzduchu a entalpie x kg vodních par, jak uvádí vztah (5) z [6].

$$h = 1,01 t + x(2500 + 1,84t) \quad [\text{J/kg}_{s.v.}] \quad (5)$$

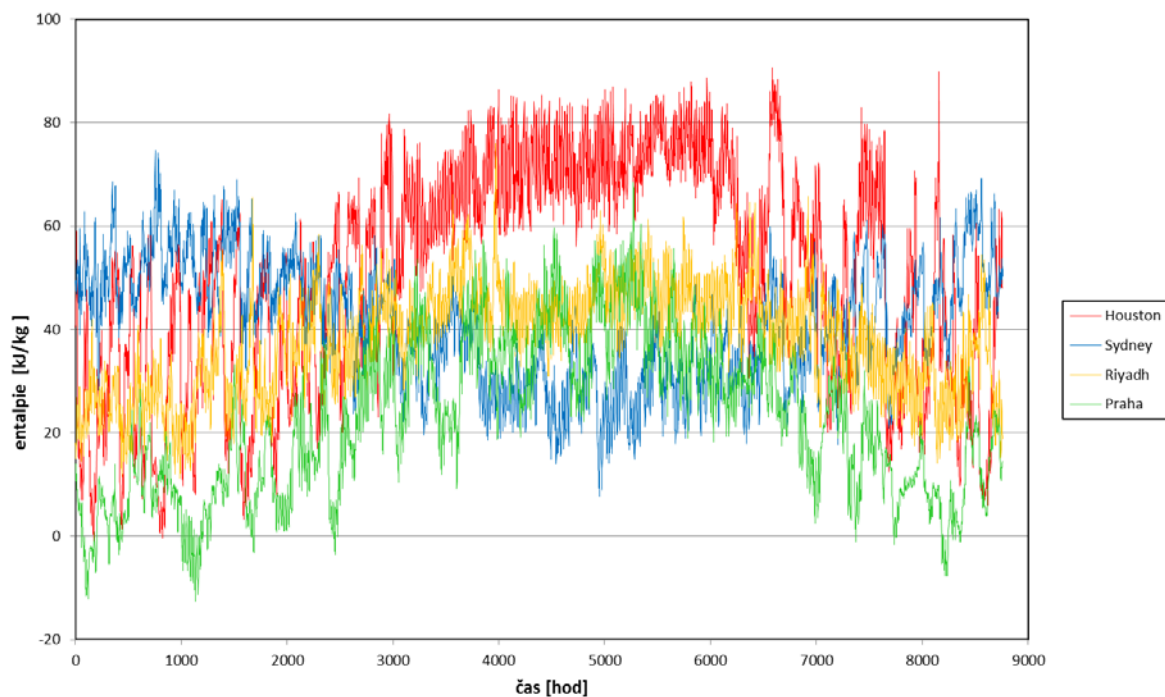
Z výše uvedených vztahů (4) a (5) vyplývá, že hodnoty veličin entalpie nejsou naměřeny, jak tomu bylo u teplot, relativních vlhkostí a sluneční radiace, ale že jsou právě z těchto naměřených hodnot ostatních veličin vypočítány. Průběh entalpií pro jednotlivé oblasti měst je na Obr. 2.9. Entalpie je závislá na teplotě vzduchu a obsahu vodních par. Proto ve městě Houston, které jsme definovali jako "vlhkou teplou oblast", ač ne tak teplou jako ve městě Riyadh dosahuje entalpie nejvyšších hodnot, právě na úkor obsahu vodních par ve vzduchu. U ostatních měst je tedy entalpie nižší buď na úkor teploty či obsahu vodních par ve vzduchu. Pomineme-li úvahu, jestli se chlazení vzduchu provádí bez kondenzace a nebo s kondenzací bude obecně chladičový výkon vždy definován vztahem (6).

$$Q_{ch} = M (h_2 - h_1) \quad [\text{kW}] \quad (6)$$

kde: M - průtok vzduchu (kg/s),

h_2, h_1 - entalpie stavů vzduchu před a po chlazení (kJ/kg_{s.v.}).

A budeme-li chladit vzduch venkovní a nebo až vzduch po smísení vzduchu vnitřního a venkovního bude mít entalpie velký vliv na chladičový výkon a tím i na celkovou potřebu (spotřebu) energie.



Obr. 2.9 - Průběh entalpie vzduchu během roku

2.3 Požadavky na vnitřní prostředí

Člověk tráví hodně času svého života v prostorách budov, tak i každodenně při cestování do práce, například v hromadné dopravě. Nároky na vnitřní prostředí jsou tím pádem důležitými sledovanými veličinami. Vnitřní prostředí klade nároky na tepelný stav (mikroklima), hygienické limity čerstvého vzduchu, ale například i na hluk a vibrace. Kvalitu vnitřního prostředí lze chápat jako soubor fyzikálních, chemických a biologických faktorů prostředí. Základem splnění všech parametrů kromě hluku je správné větrání. Obecně je tepelný stav vnitřního prostředí určen tepelnými a vlhkostními veličinami, které ovlivňují fyzický a duševní stav člověka [6]. Zahrnují tři navzájem se ovlivňující veličiny. Teplotu vzduchu, relativní vlhkost vzduchu a rychlost proudění vzduchu. Teplota vzduchu je základní vypovídající veličinou o tepelné zátěži, rovněž však o tepelné pohodě člověka. Sama o sobě však nemá vypovídající hodnotu, protože vnímání teploty člověkem je subjektivní, jak již bylo zmíněno, záleží na fyzickém a duševním pocitu člověka. Není samo vypovídající hlavně kvůli hledisku proudění vzduchu. Zvýšená rychlost proudění vzduchu zvyšuje hodnotu součinitele přestupu tepla konvekcí. Ten podle vztahu (7) z [6] má vliv na množství tepla odnímaného konvekcí. Tím může dojít k pocitu "místního diskomfortu". Jinými slovy hrozí riziko průvanu. „Tepelný komfort je subjektivní pocit, stav mysli, vyjadřující uspokojení s tepelným prostředím“ [6].

$$q_k = \alpha_k f_{od} (t_p - t) \quad (7)$$

kde: α_k - součinitel přestupu tepla konvekcí (W/m^2K),
 f_{od} - poměr povrchu těla pokrytého oděvem a povrchu neoblečeného těla (-),
 t_p - teplota povrchu oděvu ($^{\circ}C$),
 t - teplota vzduchu ($^{\circ}C$).

To, že rychlost proudění vzduchu zvyšuje součinitele přestupu tepla lze vidět na vztazích (8) a (9) z [6].

$$\alpha_k = 2,38 (t_p - t)^{0,25} \quad ; \text{ pro } w < 0,1 \text{ m/s} \quad (8)$$

$$\alpha_k = 12 \sqrt{w} \quad ; \text{ pro } w < 2,5 \text{ m/s} \quad (9)$$

kde: w - rychlost proudění vzduchu (m/s).

Tepelný tok sdílený konvekcí závisí na teplotě vzduchu a rychlosti proudění vzduchu. Nejen proto je při hodnocení tepelného stavu prostředí zavedena ještě jiná teplota než-li teplota vzduchu, a to *operativní teplota* t_o . Více o hodnocení stavu tepelného prostředí v kapitole 2.3.2. Operativní teplota zahrnuje vliv teploty vzduchu, rychlosti proudění vzduchu a střední radiační teploty. Zahrnuje tedy jak vliv výměny tepla konvekcí, tak vliv výměny tepla sáláním.

$$q_s = \alpha_s f_{od} (t_p - t_r) \quad (10)$$

kde: α_s - součinitel přestupu tepla sáláním (W/m^2K),
 t_r - střední radiační teplota ($^{\circ}C$).

Střední radiační teplota se zavádí k usnadnění posouzení sálavého účinku všech okolních ploch jedinou teplotou [7]. Veličiny rychlosti proudění vzduchu a teploty okolních stěn lze získat měřením a lze tak požadované hodnoty kontrolovat. Avšak návrh klimatizačních zařízení vychází v praxi z předpokladu dodržení pouze vnitřní teploty vzduchu. Návrh klimatizačního zařízení na základě dodržení operativní teploty lze stanovit pouze simulačním energetickým výpočtem [8].

Další možnou teplotou vnitřního prostředí je tzv. *výsledná teplota* t_g . Pro vyšší rychlosti proudění vzduchu se teploty t_o a t_g téměř neliší [8]. Pro rychlosti $w < 0,2$ m/s se teploty t_o a t_g liší až o 1 K. Vztahy pro výpočet t_o a t_g jsou podle literatury [6] matematicky shodné, avšak součinitele přestupu tepla konvekcí a sáláním jsou počítány jednou pro kulový teploměr a podruhé pro člověka.

Relativní vlhkost φ udává do jaké míry je vzduch vodními parami nasycen [6]. Ač je člověk méně náchylný na změny relativní vlhkosti vzduchu, než na teplotu, neměly by její hodnoty klesnout a překročit dovolené limity. České právní předpisy určují rozmezí relativní vlhkosti na 30 - 60 %. Člověk vnímá jako optimální hodnotu relativní vlhkosti 40 % [9]. Nízké hodnoty relativní vlhkosti okolo 20 % mají u člověka za následek vysoušení sliznic horních cest dýchacích. Naproti tomu vysoké hodnoty mohou sloužit k léčebným účelům. Avšak ve vnitřním prostředí staveb může mít trvalé překročení relativní vlhkosti nad hodnotu 60 % za následek tvorbu plísní. To, že je relativní vlhkost obecně závislá na teplotě, je patrné ze vztahů (2) a (3) z kapitoly 2.2.1, neboť relativní vlhkost je definována jako poměr hmotnostní koncentrace vodních par ve vzduchu k hmotnostní koncentraci sytých vodních par.

Třetí ovlivňující veličinou tepelného stavu prostředí, jak jsme již zmínili, je *rychlost proudění vzduchu* w . Jak uvádí [6], z experimentů porovnávací subjektivní pocity osob, tak přítomnost průvanu nezávisí pouze a jen na rychlosti proudění vzduchu, ale i na časových změnách této rychlosti. Takovou časovou změnou rychlosti je *intenzita turbulence* Tu . Dle [5] je intenzita turbulence definována jako poměr velikosti fluktuací rychlosti a její střední hodnoty. Fluktuaci rychlosti chápeme jako odchylku od střední hodnoty rychlosti.

Úkolem je tedy analyzovat tepelný stav prostředí ve formě podmínek, které jsou pro lidský organismus přijatelné. Pět základních veličin, které charakterizují tepelný stav prostředí jsou:

- *teplota vzduchu* t ($^{\circ}\text{C}$),
- *střední radiační teplota* t_r ($^{\circ}\text{C}$),
- *relativní vlhkost vzduchu* φ (-),
- *rychlost proudění vzduchu* w (m/s),
- *intenzita turbulence* Tu (-).

V předchozích odstavcích jsou uvedeny veličiny, které tedy ovlivňují tepelný stav vnitřního prostředí. Takový stav lze docílit správnou úpravou vzduchu. Množství čerstvého vzduchu je tudíž rovněž zařazeno do požadavků na vnitřní prostředí. Nezapomeňme také na splnění hlukových parametrů. Všechny požadavky na tyto doposud uvedené veličiny pro kolejová vozidla jsou uvedeny v kapitole 2.3.1.

2.3.1 Požadavky na vnitřní prostředí kolejových vozidel

V úvodu je potřeba zdůraznit, že dále uváděná norma se týká pouze evropských měst. Požadavky na vnitřní prostředí kolejových vozidel ve městech Houston, Riyadh a Sydney nejsou k dispozici. Z tohoto důvodu jsou kladeny požadavky na vnitřní prostředí vozidla podle normy ČSN EN 14 750-1 [10]. Kde požadovaná vnitřní teplota je teoretická teplota vzduchu, která má být dosažena ve stanoveném prostoru. Požadovaná vnitřní teplota má být nastavována podle průměrné teploty venkovního vzduchu, viz Obr. 1 v příloze. Její nejvyšší průměrnou hodnotu uvádí Tab. 2.3. Parametry relativní vlhkosti vzduchu a rychlosti proudění vzduchu norma uvádí v závislosti na vnitřní průměrné teplotě, jejíž odchylka od nastavené vnitřní teploty nesmí být větší než ± 2 K. Jelikož střední radiační teplota je jen "myšlenou" teplotou [6], tak norma ČSN EN 14750-1 uvádí jako jí rovnocennou parametr prostředí teploty vnitřních povrchů. Tyto teploty povrchů nesmí překročit nebo poklesnout pod uvedené hodnoty, které jsou vztaženy k průměrné vnitřní teplotě, viz [10].

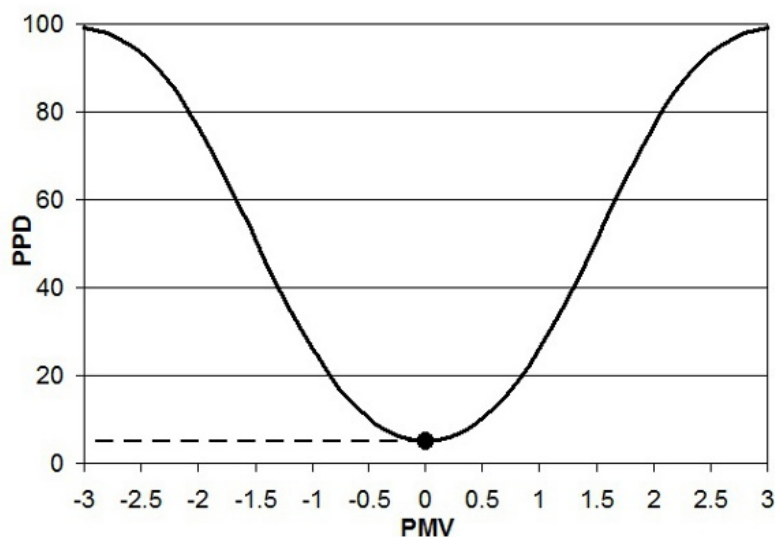
Tab. 2.3 - Nejvyšší průměrná teplota vnitřní teplota při konstrukčních podmínkách

<i>Zóna (léto)</i>	<i>Kategorie A (°C)</i>	<i>Kategorie B (°C)</i>
I	30	32
II	30	33
III	26	29

Protože mikroklimatické poměry jsou ovlivňovány venkovními klimatickými podmínkami, způsobem větrání a vytápění, a tepelně technickými vlastnostmi vozidla (obecně budovy), tak norma ČSN EN 14 750-1 uvádí požadavky nejen na teploty a relativní vlhkosti, ale i na celkové množství čerstvého vzduchu. Pro kategorii A se uvádí množství čerstvého vzduchu, které může být redukováno na minimálně 10 m³/h na cestujícího. Pro kategorii B se uvádí množství čerstvého vzduchu, které může být redukováno na minimálně 8 m³/h na cestujícího. Zatřídění vozidla do kategorie uvádí Tab. 1 v příloze. Jako doplňkový požadavek norma uvádí součinitel prostupu tepla vozidla. U (W/m²K) stojícího vozidla nesmí celková úroveň hladiny akustického tlaku od klimatizačního zařízení během jakýchkoliv podmínek pro kategorii A přesáhnout 63 dB(A) a pro kategorii B 66 dB(A).

2.3.2 Hodnocení tepelného stavu vnitřního prostředí

Hodnotícím kritériem tepelné pohody v prostoru je *operativní teplota* t_o . Toto kritérium uvádí nařízení vlády č. 361/2007 Sb. [21]. Rovnice tepelné pohody [6] uvádí optimální parametry prostředí. Pokud tyto parametry nejsou splněny, cítí člověk tepelný diskomfort. Stupeň diskomfortu vyjadřuje ukazatel PMV (Predicted Mean Vote) - předpověď středního tepelného pocitu. Další existující ukazatel vystupující ve stanovování tepelného komfortu je ukazatel PPD - procentuální podíl nespokojených osob s daným stavem prostředí. Závislost PPD na PMV ukazuje Obr. 2.10, kde PPD je vyjádřeno v procentech a PMV uvádí číselné hodnoty jimž jsou přiřazeny subjektivní pocity. Hodnota -3 znamená pocit zimy a hodnota +3 pocit horka. Nula potom vyjadřuje optimum.



Obr. 2.10 - Závislost PMV na PPD

Oběma ukazatelům a kritériím místního tepelného komfortu se věnuje norma ČSN EN ISO 7730 [12]. Norma uvádí také doporučené hodnoty operativní teploty, která v této normě slouží jako jeden ze způsobů stanovení PMV. Hodnoty uvádí vždy v závislosti na druhu prováděné činnosti v daném prostoru a na tepelném odporu oděvu. Bohužel tento standardní (statický) model nelze zcela aplikovat na prostředí vozidel, neboť okrajové podmínky se neustále mění.

3 MANUÁLNÍ VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE

Výpočet tepelné zátěže (TZ) slouží pro návrh klimatizačních zařízení při extrémních výpočtových podmínkách v letním období. TZ je nezbytná pro návrh chladicího výkonu zařízení. TZ je obecně závislá na vnějších klimatických podmínkách, parametrech vnitřního prostředí, vnitřních zdrojích tepla a vlastnostech vozidla. Údaje o venkovním klimatu ČR pro návrh klimatizačního zařízení poskytuje ČSN 73 0548 [13]. Asi největší databází venkovního klimatu pro USA, Kanadu, Evropu, Asii a další místa po celém světě disponuje web [3]. Zde jsou k dispozici hodinová data během celého roku. Databáze obsahuje data jimiž jsou: teplota venkovního vzduchu, relativní vlhkost venkovního vzduchu, sluneční ozáření a tlak venkovního vzduchu. Parametrům vnitřního prostředí se věnuje kapitola 2.3. Ve výpočtu tepelné zátěže figuruje vnitřní teplota vzduchu a relativní vlhkost vzduchu. Vnitřní zdroje tepla zahrnují zisky produkované od osob, osvětlení a technologie. Podle [13] se výpočet provádí pro 21. slunný den v jednotlivých měsících, z nichž je vybrána posléze nejvyšší hodnota. Jak je ale uvedeno v kapitole 3.2 tak tohoto postupu se výpočet nedrží, jelikož vnější klimatická data nejsou počítána, ale byly poskytnuty hodinové typické údaje, viz [3]. To poskytuje přesnější návrh. Co se týče vlastností vozidla, tak je potřeba znát jeho tepelně-technické vlastnosti a samozřejmě orientaci ke světovým stranám.

3.1 Předpoklady

a) zjednodušení geometrie vozidla

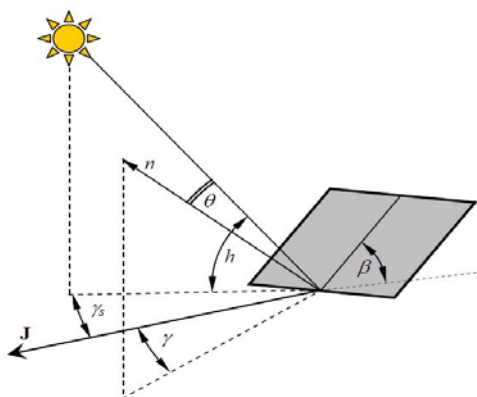
Vlastnosti určují schopnost pronikání tepelné energie do kolejového vozidla. To jakým způsobem tato energie proniká do vozu ovlivňují tepelně technické vlastnosti kolejového vozidla (modelu) a vnitřní podmínky. Technické vlastnosti kolejového vozidla jsou určeny jeho technickým výkresem od zadavatele. Tvary reálného vozidla jsou ovšem složité pro zadávání informací do výpočtu TZ. Z těchto důvodů bylo vozidlo pro výpočet TZ zjednodušeno. Tyto předpoklady eliminují veškeré složité tvarové přechody, zaoblení které je minimální vůči skutečným rozměrům a neuvažování veškeré mechanizace v horní nástřešní části vozidla a ve spodní podvozkové části vozidla. Takto zjednodušený výpočtový model se vůči skutečnému vozidlu stává dokonale hladkým s ostrými přechody jak je patrné z Obr. 2.2. Nutno dodat, že hlavní rozměry vozidla jako jsou délka, šířka a výška je nutné dodržet, aby byl zachován celkový objem vozidla a jednotlivé sklony stěn ke světovým stranám.

b) počet uvažovaných stěn pro vznik tepelné zátěže z vnějšího prostředí

Postup výpočtu tepelné zátěže budov spočívá v rozdělení fasád (stěn), podle toho na jakou světovou stranu jsou orientované. Pro takto rozdělené fasády se následně podle platných norem vypočítá tepelná zátěž z vnějšího prostředí. Výsledná celková tepelná zátěž z vnějšího prostředí je dána součtem jednotlivých zátěží procházející jednotlivými fasádami. Pro typický objekt, složený ze čtyř stěn a střechy, to znamená pět výpočtových fasád (4 stěny, střecha a podlaha). Jiné to je u řešení zátěže kolejového vozidla, které nevykazuje přilnavost spodní stěny, tj. podvozku vozidla, k terénu. Tím pádem, mezi zemí a podvozkem dochází k přirozené konvekci vzduchu a tudíž proniká tepelná zátěž z vnějšího prostředí podvozkovou částí do vozidla. Přibyla tedy jedna výpočtová fasáda oproti budovám. Další předpoklad v určení počtu výpočtových stěn je zanedbání přední a zadní části kolejového vozidla. V těchto prostorách se totiž nachází kabiny řidiče, které jsou odděleny od prostoru cestujících a jsou samostatně klimatizované. Do výpočtu tedy uvažujeme čtyři stěny. Dvě z delších stěn vozidla, střechu a podvozek.

c) předpoklad statického chování výpočtového modelu

Výpočet tepelné zátěže klasického objektu vychází ze znalosti polohy Slunce vůči osluněné ploše. Tato problematika se nazývá solární geometrie [5]. Z Obr. 3.1 [5] je patrné, že tento popis vzájemné polohy není nikterak jednoduchý. Polohu popisují čtyři úhly. Azimut Slunce γ_s , azimut osluněné stěny γ , sklon osluněné plochy β , výška Slunce nad obzorem h . Tento popis byl odvozen pro statický model. Představa zavedení vzorců popisující vzájemnou polohu vozidla a Slunce pro jedoucí objekt je špatně uskutečnitelná pro simulační výpočty, natož pak pro výpočet manuální. Z tohoto důvodu budeme kolejové vozidlo při výpočtu tepelné zátěže považovat za statické.



Obr. 3.1 - Úhly solární geometrie

Značení úhlů z Obr. 3.1 je pouze informativní. Slouží k představě o solární geometrii a neshoduje se, se značením úhlů solární geometrie ve výpočtu tepelné zátěže.

d) akumulace tepla do stěn

Stěny vozidla jsou lehké a fázové posunutí teplotních kmitů je zanedbatelné. Proto ve výpočtu nezohledňujeme akumulaci tepla do vnitřních stěn či vnitřní konstrukce, které by znamenalo snížení tepelných zisků od slunečního ozáření.

3.2 Princip výpočtu

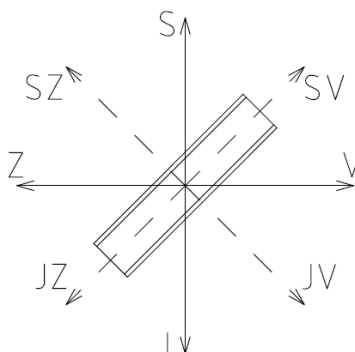
Tepelná zátěž vychází ze znalosti normy ČSN 73 0548. Tato norma je ovšem koncipována pro výpočet lokalit na území ČR a pro výpočet vycházející z teoreticky určených klimatických veličin, které [6] uvádí mezi základní výpočty jako teplotu venkovního vzduchu t_e a intenzitu sluneční radiace určené ze sluneční konstanty I_0 (nebo také solární konstanty G_{SC}). Ale t_e a sluneční ozáření nejsou počítány, nýbrž je použito klimatické databáze. Tím se získávají reálná data, která uvažují i vliv oblačnosti. Kdežto veličina t_e z [13] a sluneční ozáření vycházející z hodnoty I_0 (G_{SC}) pro své výpočty uvažují jasné slunné dny, čímž TZ nadhodnocují. Díky tomuto vstupnímu faktu budou jednotlivé složky slunečního ozáření počítány podle jiných zdrojů než podle [13].

Z tohoto důvodu lze napsat, že *manuální výpočet tepelné zátěže se shoduje s výpočtem podle ČSN 73 0548 pouze principiálně*. Tepelné zisky v TZ v těchto výpočtech se rozdělují na tepelné zisky od vnitřních zdrojů a tepelné zisky z vnějšího prostředí. Na celkovou tepelnou zátěž pak mají nemalý vliv zisky od vnitřních zdrojů tepla. V textu práce je užíváno výrazů tepelná zátěž a tepelné zisky. Jelikož veškeré tepelné zisky jsou ve vozidle odváděny pouze klimatizačním zařízením a ne jiným systémem, tak se tyto dvě terminologie shodují. Pro výpočet tepelných zisků je nutné znát následující údaje:

- *parametry vnitřního prostředí,*
- *parametry venkovního prostředí,*
- *vnitřní zdroje tepla a vlhkosti,*
- *tepelně technické vlastnosti vozidla(budovy),*
- *orientaci vozidla(budovy) vůči světovým stranám.*

Princip výpočtů tepelných zisků z vnějšího prostředí spočívá ve výpočtu více variant orientací vůči světovým stranám. Kolejové vozidlo se pohybuje a neustále mění svou orientaci vůči světovým stranám, tudíž se nechová jako stavba se stálou orientací. V kapitole určující předpoklady řešení jsme stanovili model kolejového vozidla jako statický

model. Proto aby jsme se alespoň z části přiblížili skutečnosti, počítáme zátěž z vnějšího prostředí pro více natočení výpočtového modelu vůči světovým stranám. Příklad jedné z možných poloh vozidla pro výpočet tepelné zátěže z vnějšího prostředí uvádí Obr. 3.2.



Obr. 3.2 - Příklad jednoho z možných natočení modelu kolejového vozidla

Natočení z Obr. 3.2 je označeno jako orientace SZ - JV. Pro výpočet tepelné zátěže byly stanoveny čtyři výpočetní orientace. Těmito orientacemi jsou SZ - JV, JZ - SV, Z - V a S - J.

3.2.1 Poloha Slunce na obloze

Poloha Slunce na obloze se obvykle vyjadřuje výškou slunce nad obzorem a Slunečním azimutem měřeným od jihu. Výška Slunce nad obzorem a sluneční azimut závisí na zeměpisné šířce, sluneční deklinaci a hodinovém úhlu. Z uvedených hodnot se potom stanoví úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků, který vstupuje do výpočtu intenzity přímé sluneční radiace.

a) Sluneční deklinace δ

Deklinace δ je úhel, který svírá spojnice středu Slunce se středem Země s rovinou zemského rovníku, je to zeměpisná šířka, kde je v daný den ve dvanáct hodin v poledne Slunce kolmo nad obzorem [14]. Při pohybu Země okolo Slunce během roku hodnota deklinace kolísá přibližně od $-23,45^\circ$ do $+23,45^\circ$. Maximální hodnoty deklinace dosahuje zpravidla 21. června a minimální hodnoty zpravidla 22. prosince. Tabelaované hodnoty v literatuře [15] a výpočetní vztah dle ČSN 73 0548 uvádí Sluneční deklinaci vždy k 21. dni každého měsíce. Vztah (11) podle [15] na rozdíl od vztahu uváděném v normě ČSN 73 0548 dovoluje určit Sluneční deklinaci pro každý den v roce.

$$\delta = 23,45 \sin \left(360^\circ \frac{n + 284}{365} \right) \quad [^\circ] \quad (11)$$

kde: n - počet dnů v roce (-).

b) Výška Slunce nad obzorem β

Výška Slunce nad obzorem β je definována jako úhel mezi horizontální rovinou a slunečním paprskem vycházejícím ze slunce. Norma ČSN 73 0548 uvádí vztah pro výpočet této výšky pro 50 ° severní šířky, tj. pouze pro polohu ČR. Použití klimatizačního zařízení na kolejovém vozidle se ale navrhuje i pro jiné zeměpisné polohy. Literatura [15] vztah pro výšku Slunce nad obzorem činí aplikovatelným i pro jiné zeměpisné polohy než jen pro ČR, jak je tomu u normy ČSN 73 0548. Vztah (12) dle [15] je totiž závislý na zeměpisné šířce a hodinovém úhlu.

$$\sin \beta = (\cos L \cos \delta \cos H) + (\sin L \sin \delta) \quad (12)$$

kde: L - zeměpisná šířka (°),

H - hodinový úhel (°).

$$H = 15 \tau \quad (13)$$

kde: τ - sluneční čas (h).

c) Sluneční azimut a

Sluneční azimut a (°) se určuje od směru sever po směru otáčení hodinových ručiček. Podle [15] je výpočetní vztah (14) stejný až na rozdíl v symbolice.

$$\sin a = \frac{\sin H \cos \delta}{\cos \beta} \quad (14)$$

d) Úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků θ

Úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků θ (°) se stanoví podle vztahu (15) z [14].

$$\cos \theta = \sin \beta \cos a + \cos \beta \sin a \cos(a - \gamma) \quad (15)$$

kde: a - úhel stěny s vodorovnou rovinou, vzatý na straně

odvrácené od slunce (°),

γ - azimutový úhel normály stěny, vzatý od směru sever po směru

otáčení hodinových ručiček (°).

Hodnoty azimutu stěny γ pro jednotlivé světové strany jsou uvedeny v příloze v Tab. 2.

3.2.2 Sluneční radiace

Sluneční radiace je příčinou tepelných zisků radiací okny. Intenzitu sluneční radiace určuje poloha slunce k danému místu na zemské kouli. Sluneční radiace se při průchodu atmosférou částečně pohlcuje a rozptyluje a tímto rozptylem se rozděluje do dvou složek:

*na část přímou (je směrového charakteru)
a na část difúzní (je všesměrového charakteru).*

V následujícím rozboru jednotlivých složek se bude termín "intenzita sluneční radiace" platný podle ČSN 73 0548 nahrazovat termínem "sluneční ozáření", neboť výklad následujících vztahů je uváděn dle [5]. V průběhu kapitoly bude uváděno jaké vztahy v této kapitole nahrazují vztahy dle normy ČSN 73 0548, protože vztahy které budou uvedeny používají změřená data slunečního ozáření. Tyto změřená data slunečního ozáření nelze aplikovat na vztahy dle normy ČSN 73 0548.

a) Přímé ozáření dopadající na orientovanou plochu G_b

Přímé ozáření má největší podíl na přenosu tepla sáláním. Bude vždy menší než 1367 W/m^2 , jelikož od této hodnoty se směrem k zemskému povrchu záření ještě pohlcuje v atmosféře. Uvedená hodnota se nazývá *solární konstanta G_{SC}* a je to hodnota dopadajícího slunečního ozáření na vnější hranici zemské atmosféry.

Přímé sluneční ozáření obecně orientované plochy (16), které je závislé na přímém ozáření pro rovinu kolmou na směr paprsků a na úhlu θ z kapitoly 3.2.1. Kde první ze jmenovaných veličin je veličinou *měřenou* a nahrazuje hodnotu I_D z [13].

$$G_b = G_{bn} \cos\theta \quad [\text{W/m}^2] \quad (16)$$

*kde: G_{bn} - přímé ozáření pro rovinu kolmou na směr paprsků (W/m^2)
 θ - úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků ($^\circ$).*

Celý vztah (16) potom nahrazuje hodnotu I_{DS} z [13].

b) Difúzní ozáření G_d

Difúzní sluneční ozáření se skládá ze dvou složek, difúzního ozáření od oblohy a difúzního ozáření odraženého od okolních ploch. Difúzní sluneční ozáření je závislé na slunečním ozáření dopadajícím na horizontální rovinu, součiniteli odrazivosti zemského

povrchu a sklonu osluněné plochy. Sklon osluněné plochy podle [5] je značen symbolem β , který používá i [15] pro značení výšky Slunce nad obzorem. Z tohoto důvodu bude úhel sklonu osluněné plochy značen symbolem α , tak jako v kap. 3.2.1 kde je tomu tak podle [13]. Difúzní ozáření od oblohy G_{ds} udává vztah (17).

$$G_{ds} = G_{dh} \left(\frac{1 + \cos\alpha}{2} \right) \quad [\text{W/m}^2] \quad (17)$$

kde: G_{dh} - difúzní ozáření dopadající na horizontální rovinu (W/m^2),
 α - úhel stěny s vodorovnou rovinou, vzatý na straně odvrácené od slunce ($^\circ$).

Difúzní ozáření dopadající na horizontální rovinu G_{dh} je údajem měřeným. Difúzní ozáření odražené od okolních ploch G_{dr} udává vztah (18), kde celkové (globální) ozáření dopadající na horizontální rovinu je také údajem naměřeným.

$$G_{dr} = \rho_g G_h \left(\frac{1 - \cos\alpha}{2} \right) \quad [\text{W/m}^2] \quad (18)$$

kde: G_h - celkové (globální) ozáření dopadající na horizontální rovinu (W/m^2),
 ρ_g - součinitel odrazivosti zemského povrchu (albedo) (-), $\rho_g = 0,2$.

Difúzní ozáření potom je (19).

$$G_d = G_{ds} + G_{dr} \quad [\text{W/m}^2] \quad (19)$$

Vztah (19) by tedy podle [13] nahrazoval vztah pro výpočet I_d .

c) Celkové ozáření obecně orientované plochy G

Celkové ozáření obecně orientované plochy je dáno součtem přímého ozáření dopadajícího na obecně orientovanou plochu a difúzního ozáření. Vztahem (20) nahrazujeme vztah pro výpočet I_C podle [13].

$$G = G_b + G_d \quad [\text{W/m}^2] \quad (20)$$

d) Sluneční ozáření procházející standardním zasklením

Podle [14] je "intenzita sluneční radiace" (sluneční ozáření) procházející standardním zasklením závislá na celkové poměrné propustnosti "přímé sluneční radiace" (přímého slunečního ozáření) standardním sklem, celkové propustnosti "difúzní sluneční

radiace" (difúzního ozáření) standardním sklem a na příslušných "intenzitách sluneční radiace" (slunečních ozáření).

Vztah v [14]

$$T_D = 0,87 - 1,47 \left(\frac{\theta}{100} \right)^5 \quad [-] \quad (21)$$

kde: θ - úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků ($^\circ$)

se nazývá celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace standardním sklem a je vztahem pro určení hodnot tzv. etalonu, který se v účincích tepelných zisků radiací oknem až následně upravuje stínícím součinitelem. Vlastnosti zasklení, jak ukazuje Tab. 3 v příloze jsou známy. Z tohoto důvodu je vztah (21) nahrazen polynomickým vztahem (22) určeným z těchto známých hodnot.

$$T_D = +k_1 \theta^4 + k_2 \theta^3 + k_3 \theta^2 + k_4 \theta + k_5 \quad [-] \quad (22)$$

kde: $k_1 \div k_5$ - konstanty polynomu (-),

$$k_1 = -2,19 \cdot 10^{-8}, k_2 = 2,13 \cdot 10^{-6}, k_3 = -7,2 \cdot 10^{-5}, k_4 = 7,01 \cdot 10^{-4}, k_5 = 0,399.$$

a odpovídají zasklení dle Obr. 2.1.

Celková propustnost difúzního ozáření (difúzní sluneční radiace) standardního zasklení je také součástí Tab. 3 v příloze a je konstantní, neboť je difúzní záření všesměrové. $T_d = 0,38$ [-] [?].

Sluneční ozáření procházející standardním zasklením se potom určí ze vztahu (23)

$$G_0 = G_b T_D + G_d T_d \quad [\text{W/m}^2] \quad (23)$$

kde: G_b - přímé ozáření dopadající na orientovanou plochu (W/m^2),
 G_d - difúzní ozáření.

kterým nahrazujeme vztah pro určení I_0 z [14].

3.2.3 Tepelné zisky z vnějšího prostředí

Tepelné zisky z vnějšího prostředí pronikají do vnitřního prostředí jako prostup tepla oknem radiací, prostup tepla oknem konvekcí a prostup tepla stěnami. Největší podíl na tepelných ziscích pronikajících do prostoru vozidla má prostup tepla oknem radiací.

a) Tepelné zisky okny

Tepelné zisky okny mají dvě složky - prostup tepla oknem konvekcí a prostup tepla oknem radiací.

Prostup tepla oknem konvekcí

Prostup tepla oknem konvekcí se spočte podle vztahu (24). Hodnoty takto vzniklých zisků záleží na použitém sklu a jeho rozměru. Tepelně technické vlastnosti oken použitých u řešeného kolejového vozidla jsou uvedeny v kapitole 2.1.

$$Q_{ok} = U_{ok} S_o (t_e - t_i) \quad [\text{W}] \quad (24)$$

kde: U_{ok} - součinitel prostupu tepla oknem ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$),
 S_o - plocha okna včetně rámu (m^2),
 t_e - venkovní teplota vzduchu ($^\circ\text{C}$),
 t_i - vnitřní výpočtová teplota ($^\circ\text{C}$).

Prostup tepla oknem sluneční radiací

Sluneční ozáření má za následek prostup tepla oknem tímto ozářením. Podílí se na tom složky difúzního ozáření a přímého ozáření. Je důležité si uvědomit, že složka difúzního ozáření dopadá jak na zastíněnou plochu okna, tak na osluněnou část okna. Poměr celé plochy okna a jeho zastíněné části v daný čas závisí na geometrii tzv. slunolamů ohraničujících okno. Tyto prvky ovšem nejsou na vozidle použity.

Prostup tepla oknem sluneční radiací (slunečním ozářením) se potom spočte dle vztahu (25) z [14], kde veličiny G_o a G_{od} nahrazují veličiny I_o a I_{od} .

$$Q_{or} = [S_{os} G_o c_o + (S_o - S_{os}) G_{od}] s n_o \quad [\text{W}] \quad (25)$$

kde: G_o - sluneční ozáření procházející standardním zasklením (W/m^2),
 G_{od} - difúzní ozáření procházející standardním zasklením (W/m^2),
 c_o - korekce na čistotu atmosféry (-),
 s - stínící součinitel (-),
 n_o - počet oken (-).

Ve výpočtu uvažujeme stínící součinitel $s = 1$, počet oken $n_o = 1$ a korekci na čistotu atmosféry $c_o = 1$. Tepelné zisky od slunečního ozáření mají tu vlastnost se po průchodu zasklením částečně akumulovat do vnitřních stěn. Množství takto naakumulovaného tepla

do stěn následně snižuje tepelné zisky slunečním ozářením. V našem případě se akumulace tepla do stěn neuvažuje, což je jedním z předpokladů řešení tepelné zátěže.

b) Tepelné zisky stěnami

Tepelné zisky stěnami mají svůj hlavní vliv u staveb minimálně prosklených, u staveb s lehkými fasádami a u místností, kde například strop je zároveň střechou. V případě řešeného modelu kolejového vozidla mají zisky stěnami druhý největší podíl ze všech tří jmenovaných zisků z vnějšího prostředí.

Stěny vystavené účinkům slunečního ozáření často vykazují vyšší teploty než teploty vzduchu. Tuto skutečnost vyjadřuje tzv. rovnocenná sluneční teplota venkovního vzduchu t_r . Tato teplota zvyšuje hodnotu venkovní teploty o účinek slunečního ozáření. Rovnocenná sluneční teplota venkovního vzduchu je počítána dle vztahů (26) a (27) z [15]. Vztah (26) je platný pro horizontální orientaci stěny a vztah (27) pro ostatní orientaci fasád.

$$t_r = t_e + (0,039 G) - 3 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (26)$$

$$t_r = t_e + (0,039 G) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (27)$$

kde: t_e - teplota venkovního vzduchu ($^{\circ}\text{C}$),

G - celkové ozáření obecně orientované plochy (W/m^2).

Pro samotný výpočet je potřeba znát tloušťku stěny, neboť ta rozhoduje o kolísání teplot na vnitřní straně stěny a samotném typu výpočetní rovnice. Kolejové vozidlo se vyznačuje "lehkou stěnou", tzn. že stěny mají maximální tloušťku 80 mm. V takovém případě je možné považovat prostup tepla stěnou za ustálený. Potom se tepelné zisky stěnami vypočtou dle (28) z [14].

$$Q_s = U_{st} S_{st} (t_r - t_i) \quad [\text{W}] \quad (28)$$

kde: U_{st} - součinitel prostupu tepla stěnou ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$),

S_{st} - plocha stěny (m^2),

t_i - teplota vnitřního vzduchu.

To platí pro stěny, které jsou vystaveny slunečnímu ozáření. Pro případ výpočtu tepelného zisku podlahou se neuvažuje oslunění dané plochy a vztah (29) přechází do vztahu:

$$Q_s = U_{st} S_{st} (t_e - t_i) \quad [\text{W}] \quad (29)$$

kde: t_e - teplota venkovního vzduchu ($^{\circ}\text{C}$).

3.2.4 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů tepla

Ve vnitřních prostorech vznikají tepelné zisky především od lidí, svítidel a různých technologických zařízení. Zisky od technologií se v kolejovém vozidle neuvažují. Ve vozidle se tudíž objevují pouze tepelné zisky od lidí a od osvětlení. V případě vozidla, díky možné vysoké obsazenosti osob jsou celkové zisky ve vnitřním prostředí tvořeny hlavně lidmi. Osvětlení tvoří cca 10 % celkových tepelných zisků od vnitřních zdrojů tepla.

a) Tepelné zisky od lidí

Do tepelných zisků od lidí se zahrnuje pouze produkce citelného tepla. Vztah (30) uváděný v [14] platí pouze pro výpočet produkce tepla u mužů konajících mírně aktivní práci.

$$Q_L = 6,2 n_L (36 - t_i) \quad [\text{W}] \quad (30)$$

kde: n_L - počet lidí (-).

A neodpovídá tedy činnosti osob ve vozidle. Měrný tepelný zisk na osobu je tudíž počítán dle Tab.4 v příloze, která je pro různé druhy lidské činnosti uváděna v [14].

b) Tepelné zisky od osvětlení

Produkce tepla od různých druhů osvětlení je uvedena v [13]. Tepelný zisk od osvětlení Q_{sv} se spočte podle [14] jako:

$$Q_{sv} = q_{sv} S_{osv} \quad [\text{W}] \quad (31)$$

kde: q_{sv} - měrný tepelný tok od osvětlení (W/m^2),

S_{osv} - osvětlená plocha (m^2).

3.3 Výsledky

Výsledky tepelné zátěže budou níže uvedeny nejdříve pro tepelnou zátěž z vnějšího prostředí a poté pro tepelnou zátěž z vnitřního prostředí. Výsledky jsou nejprve uvedeny pro tři hodnoty vnitřních výpočtových teplot (24 °C, 25 °C, 26 °C), které se během roku nemění. Jako čtvrté a páté výsledky tepelné zátěže, jsou uvedeny zátěže pro hodnoty vnitřních výpočtových teplot, které nejsou konstantní (variabilní), ale jsou závislé na teplotě venkovního vzduchu dle Obr. 1 v příloze. Podle tohoto Obr. je křivka horní meze teplot vnitřního vzduchu taková křivka, pro kterou je t_i přibližně rovna 24 °C pro teplotu

venkovního vzduchu 15 °C. Naopak střední křivka (tzv. doporučená) je křivka, pro kterou je $t_i = 21$ °C pro teplotu venkovního vzduchu 15 °C.

a) Výsledky tepelné zátěže z vnějšího prostředí:

Tab. 3.1 - Vnější tepelná zátěž pro vnitřní výpočtovou teplotu $t_i = 24$ °C

Orientace	Vnější tepelná zátěž [kW]			
	Houston	Riyadh	Sydney	Praha
S-J	20,6	26,4	25,3	19,3
V-Z	22,1	30,5	25,8	15,2
JZ-SV	21,7	28,5	26,4	19,2
SZ-JV	20,2	28,1	24,1	16,1

Tab. 3.2 - Vnější tepelná zátěž pro vnitřní výpočtovou teplotu $t_i = 25$ °C

Orientace	Vnější tepelná zátěž [kW]			
	Houston	Riyadh	Sydney	Praha
S-J	19,9	25,7	24,6	18,6
V-Z	21,4	29,8	25,1	15,2
JZ-SV	21,0	27,8	25,6	18,5
SZ-JV	19,5	27,3	23,3	15,4

Tab. 3.3 - Vnější tepelná zátěž pro vnitřní výpočtovou teplotu $t_i = 26$ °C

Orientace	Vnější tepelná zátěž [kW]			
	Houston	Riyadh	Sydney	Praha
S-J	19,2	25,0	23,9	17,9
V-Z	20,7	29,1	24,4	13,8
JZ-SV	20,3	27,0	24,9	17,8
SZ-JV	18,8	26,6	22,6	14,7

Tab. 3.4 - Vnější tepelná zátěž pro vnitřní výpočtovou teplotu nastavovanou dle horní meze doporučené křivky podle ČSN EN 14 750 - 1

Orientace	Vnější tepelná zátěž [kW]			
	Houston	Riyadh	Sydney	Praha
S-J	15,5	20,7	20,0	15,3
V-Z	16,4	24,8	20,5	11,1
JZ-SV	16,3	22,7	21,0	14,7
SZ-JV	14,7	22,3	18,7	12,4

Tab. 3.5 - Vnější tepelná zátěž pro vnitřní výpočtovou teplotu nastavovanou dle doporučené (střední) křivky podle ČSN EN 14 750 - 1

Orientace	Vnější tepelná zátěž [kW]			
	Houston	Riyadh	Sydney	Praha
S-J	17,6	20,6	19,8	17,4
V-Z	18,5	23,8	20,7	13,3
JZ-SV	18,4	22,2	20,9	16,8
SZ-JV	16,8	21,4	18,6	14,6

Na uvedených výsledcích lze vidět, že tepelné zátěže pro konstantní vnitřní teplotu vzduchu a danou orientaci jsou od sebe vždy rozdílné cca o $0,7 \div 0,8$ kW. Vnitřní teplota vzduchu má vliv na prostup tepla oknem konvekcí a na prostup tepla stěnou. Je to způsobeno změnou uvažované vnitřní teploty vždy o 1 K. Tepelná zátěž pro variabilně nastavenou vnitřní teplotu vzduchu je potom od hodnot tepelné zátěže pro konstantní teplotu vnitřního vzduchu pro jednotlivá města samozřejmě rozdílná.

Vzhledem k uvedeným maximálním hodnotám tepelné zátěže je vhodné uvádět i čas, kdy k těmto hodnotám dochází, viz následující tabulky.

Tab. 3.6 - Čas, kdy dochází k maximální tepelné zátěži z vnějšího prostředí pro vnitřní výpočtovou teplotu $t_i = 24^\circ \text{C}, 25^\circ \text{C}, 26^\circ \text{C}$

Orientace	Kdy [datum]			
	Houston	Riyadh	Sydney	Praha
S-J	1.10. 13:00	29.8. 13:00	20.12. 13:00	6.7. 13:00
V-Z	29.7. 14:00	5.8. 15:00	20.12. 13:00	6.8. 15:00
JZ-SV	5.10. 14:00	5.8. 15:00	20.12. 13:00	6.8. 14:00
SZ-JV	28.7. 12:00	5.8. 15:00	20.12. 13:00	7.8. 12:00

Tab. 3.7 - Čas, kdy dochází k maximální TZ z vnějšího prostředí pro variabilně nastavenou t_i dle horní mezní křivky podle ČSN EN 14 750-1

Orientace	Kdy [datum]			
	Houston	Riyadh	Sydney	Praha
S-J	1.10. 13:00	29.8. 13:00	20.12. 13:00	6.7. 13:00
V-Z	29.7. 14:00	5.8. 15:00	20.12. 13:00	3.7. 16:00
JZ-SV	5.10. 14:00	5.8. 15:00	20.12. 13:00	6.8. 14:00
SZ-JV	28.7. 12:00	5.8. 15:00	20.12. 13:00	6.8. 11:00

Tab. 3.8 - Čas, kdy dochází k maximální TZ z vnějšího prostředí pro variabilně nastavenou t_i dle střední (doporučené) mezní křivky podle ČSN EN 14 750-1

Orientace	Kdy [datum]			
	Houston	Riyadh	Sydney	Praha
S-J	1.10. 13:00	29.8. 13:00	20.12. 13:00	6.7. 13:00
V-Z	29.7. 14:00	5.8. 15:00	20.12. 15:00	3.7. 16:00
JZ-SV	5.10. 14:00	22.8. 14:00	20.12. 13:00	6.8. 14:00
SZ-JV	28.7. 12:00	7.7. 15:00	20.12. 13:00	6.8. 11:00

Na časech, kdy dochází k maximálním tepelným zátěžím je vidět, že pro konstantní hodnoty vnitřních teplot vzduchu jsou tyto časy stejné. To platí i pro variabilně nastavené teploty vnitřního vzduchu, ale ne ve všech případech.

b) Výsledky tepelné zátěže od vnitřních zdrojů tepla:

Jak bylo řečeno v kapitole 3.2.4 vnitřní zdroje tepla jsou tvořeny zisky od osob a zisky od osvětlení. Zisky od osvětlení jsou neměnné pro jakoukoli nastavenou vnitřní teplotu vzduchu. Naproti tomu zisky od osob jsou konstantní jen pro konstantně nastavenou vnitřní teplotu vzduchu, protože množství citelného tepla uvolňované osobou je závislé na teplotě vzduchu. Počet osob pro výpočet uvažujeme maximální možný vzhledem možné obsazenosti osob kolejového vozidla. V následující tabulce jsou uvedeny veškeré vnitřní zisky vznikající ve vozidle pro konstantní hodnoty vnitřních teplot vzduchu.

Tab.3.? - Hodnoty vnitřních tepelných zisků pro konstantní vnitřní teploty vzduchu

	vnitřní teplota vzduchu [°C]		
	24	25	26
osoba sedící	74 W/os	68 W/os	62 W/os
osoba stojící	74 W/os	68 W/os	62 W/os
osoby celkem *	13690 W	12580 W	11470 W
osvětlení	1100 W	1100 W	1100 W
celkem	14790 W	13680 W	12570 W

* celkový počet osob je 185 (125 osob stojících a 60 osob sedících)

Maximální hodnoty vnitřních zisků pro variabilní vnitřní teplotu vzduchu od osob nemá smysl uvádět, neboť sama o sobě nemá vypovídající hodnotu. Závisí na venkovní teplotě a ve výpočtech směřujících k určení chladicího výkonu je vždy ještě tato proměnná hodnota přičítána k vnější tepelné zátěži, jejíž hodnoty v časech, kdy se chladí nedosahují takových

hodnot vnitřního vzduchu, kterým by nejvyšší možná zátěž od osob náležela. Proto je rozsah zisků od osob, který může nastat pro rozsah vnitřních teplot $19 \div 32$ °C uveden jen informativně. Tento rozsah činí $4662 \div 19425$ W. Hodnota 19425 W přísluší teplotě 19 °C a při této teplotě tedy nenastávají takové poměry ve voze, kdy by bylo potřeba chladit. Takže tato hodnota ani v reálném případě nenastane.

4 SIMULAČNÍ VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE

V současnosti se zlepšující se počítačovou technikou roste i význam použití simulačních výpočtů. To je dáno hlavně potřebou kratšího strojového času než tomu bylo v minulosti. Počítačové simulace v oboru TZB lze rozdělit následovně:

*počítačové simulace dynamického chování soustav,
programy řešící energetické bilance objektu,
počítačové simulace proudění.*

Pod simulační programy dynamického chování soustav spadá například program TRN-SYS. Typickým programem pro energetické bilance budov je ESP-r. Do této kategorie taktéž spadá program, v kterém je řešen simulační výpočet tepelné zátěže. Jedná se o program IDA ICE. Do kategorie simulace proudění (CFD) lze zařadit program FLUENT.

4.1 Program

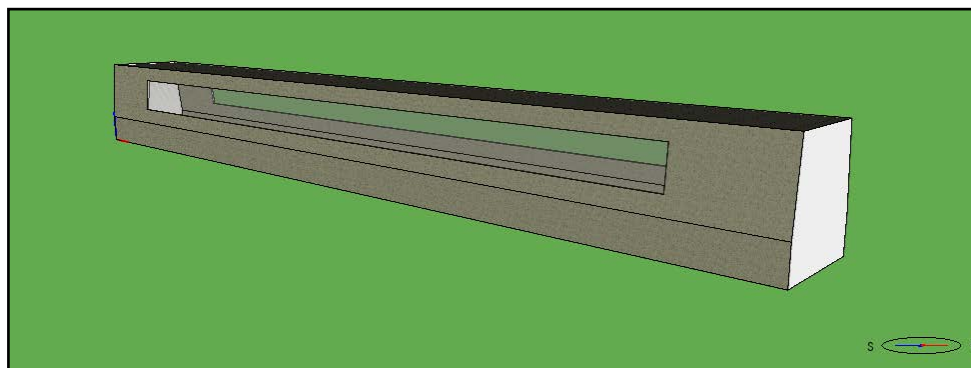
Jak jsme se již zmínili jde o komerční software vyvinutý ve Švédsku s názvem IDA ICE. Pro výpočet byla použita verze IDA ICE 4.6. Program má velmi přátelské grafické prostředí podpořen intuitivním ovládáním. Program je vhodný pro simulaci tepelné pohody, ale hlavně je používán pro energetické bilance objektu. Výsledkem je například chování budovy během celého roku. Lze tak vyhodnotit a vybrat optimální zdroj tepla, či optimální zdroj chladu. Více o programu v [20].

4.2 Model

Kapitola je věnována v samotném úvodu tvorbě 3D modelu vozidla a jeho importu do programu IDA ICE. Následně je uveden postup zadání vstupních parametrů týkajících se právě tohoto modelu. Výpočet slouží k určení tepelné zátěže (TZ) z vnějšího prostředí a také pro následné porovnání a zhodnocení s výsledky získanými manuálním výpočtem TZ z vnějšího prostředí.

Program IDA ICE pro vyhodnocení zadaných výpočtů pracuje vždy s 3D modelem řešené stavby. Program podle manuálu IDA ICE [20] umožňuje importovat vytvořené 3D modely například z CAD programů, čili 3D výkresů ve formátu dwg. To je výhodné z hlediska tvorby šikmých vertikálních stěn, které v programu IDA ICE nelze modelovat. Takže byl zvolen postup tvorby 3D modelu ve formátu dwg. Ovšem z nějakého důvodu takto uložený 3D výkres nelze importovat. Z tohoto důvodu byl 3D model vytvořen v programu

SketchUp a následně importován do simulačního programu, kde pak vypadá jako na Obr. 4.1. Geometrie vozidla byla zadávána v souladu s geometrií, která byla zadávána do manuálního výpočtu TZ z vnějšího prostředí a je patrná z Obr. 2.2.



Obr. 4.1 - 3D model vozidla v programu IDA ICE 4.6

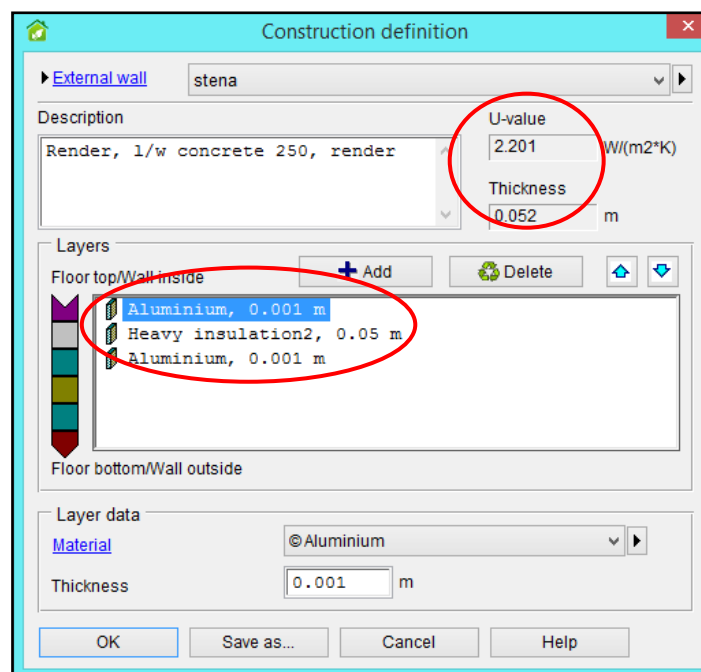
Touto cestou byl vytvořen a v simulačním programu zadán 3D model vozidla. Následuje popis zadání konstrukce vozidla, nastavení okrajových podmínek, či dalších vstupních parametrů potřebných pro simulační výpočet.

Při manuálním výpočtu TZ není potřeba znát složení konstrukce vozidla, protože pro výpočet prostupů tepla stěnami a okny postačuje znát součinitele prostupu tepla uvedené v Tab. 2.1. Pro simulační výpočet je ale potřeba složení konstrukce vozidla znát. Zadavatel takovouto informaci bohužel neposkytuje. Z tohoto důvodu je potřeba zadávat v programu i materiály jednotlivých konstrukcí, tak aby byly splněny součinitele prostupu tepla podle Tab. 2.1. Těmito materiály jsou materiály z databáze programu IDA ICE uvedené v Tab. 4.1.

Tab. 4.1 - Použité materiály a jejich výsledné tloušťky pro dané konstrukce

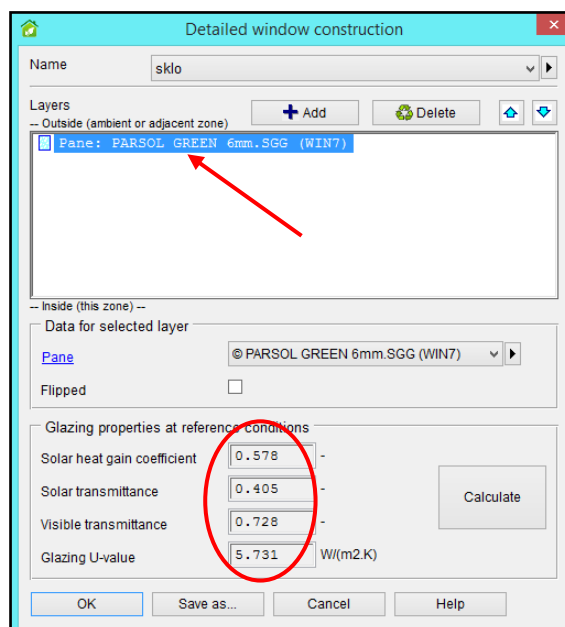
Konstrukce	Použitá skladba materiálů	Tloušťka skladby [m]
střecha	Al plech, izolační materiál, Al plech	0,052
podlaha	ocelový podklad, podlahová vrstva	0,1
vnější stěna	Al plech, izolační materiál, Al plech	0,052
okno	-	6×10^{-3}

Materiály byly vybrány tak, aby odpovídaly reálnému případu. Příklad zadání materiálů, jejich tloušťek a tím docílení výsledného součinitele prostupu tepla stěny v simulačním výpočtu u vnější stěny je na Obr. 4.2.



Obr. 4.2 - Zadané tepelně-technické vlastnosti vnější stěny

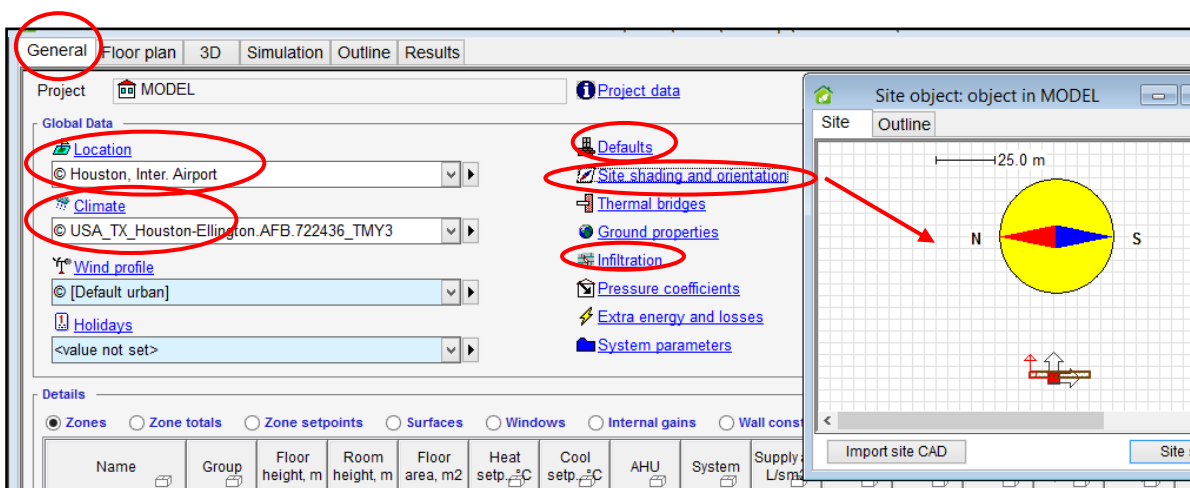
Takovýmto způsobem se zadají i parametry ostatních stěn. Databáze programu nenabízí totéž sklo s úplně shodnými parametry jako jsou parametry uvedené v Tab. 3 v příloze, které byly použity u manuálního výpočtu TZ. Proto, jak dokládá Obr. 4.3 bylo zvoleno okno s parametry, které se nejvíce přibližují parametrům oken použitých ve výpočtu manuální TZ.



Obr. 4.3 - Optické vlastnosti zasklení použitého okna v simulačním výpočtu

Tímto způsobem je definováno vozidlo z hlediska tepelně-technických parametrů. Z Obr. 2.2 je patrné, že vozidlo nepřiléhá k zemině jako běžné stavby. Tudíž zde mezi zemí a podvozkovou částí vzniká konvekce. Model vozidla je proto třeba v programu vysunout do požadované výšky ve směru osy z aby byla vytvořena vzduchová mezera mezi podvozkem a zemí. To však program IDA ICE neumožňuje. Nelze tak učinit ani posunutím 3D modelu ve směru osy z v programu SketchUp před importováním. Je potřeba zadat v programu u podlahy požadavek na "crawl face" (vzduchová mezera pod stěnou).

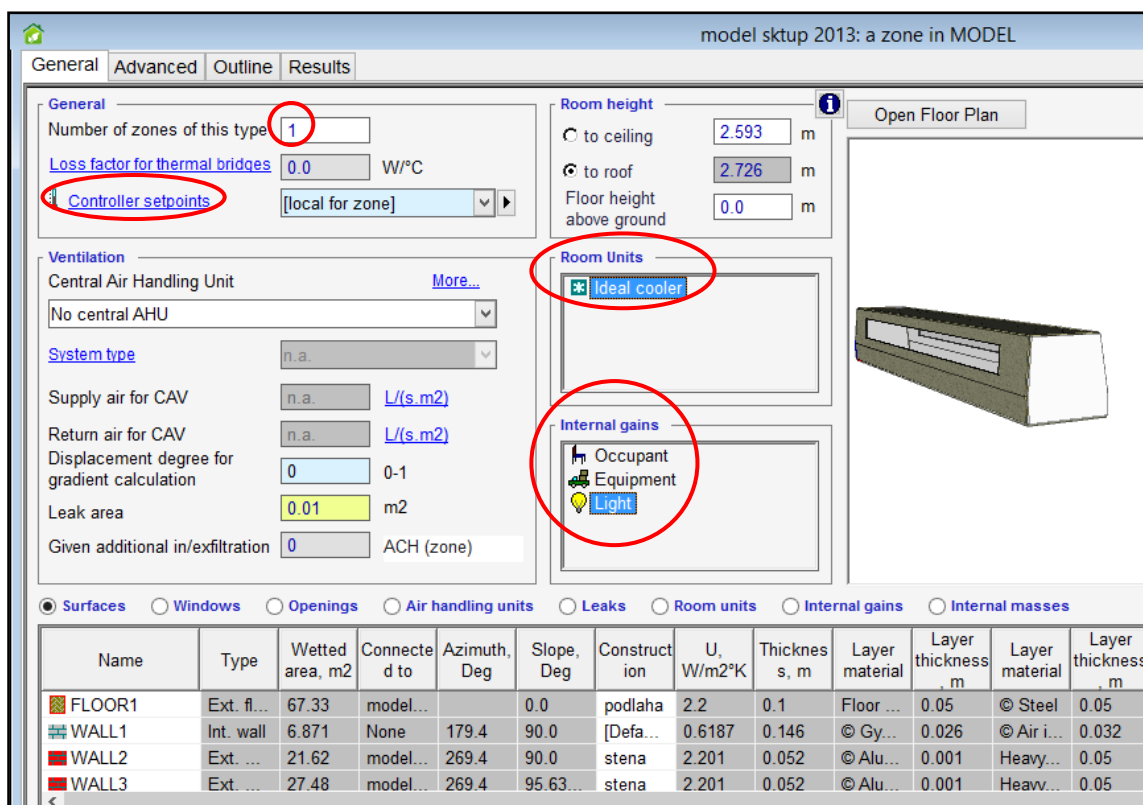
Nastavení lokality s příslušnými klimatickými daty a orientací modelu vozidla vůči světovým stranám je znázorněno na Obr. 4.4, který ukazuje úvodní okno po spuštění programu. Klimatická data pro jednotlivá města je nutno předem stáhnout, což umožňuje přímo program.



Obr. 4.4 - Nastavení lokality, klimatických dat a orientace modelu

Ve výpočtu TZ neuvažujeme infiltraci, tudíž se pod položkou „Infiltration“ na Obr. 4.4 zadává: *Fixed infiltration* jako hodnota „0“. Výpočtem není zjišťována potřeba energie na chlazení, nýbrž pouze TZ z vnějšího prostředí, z tohoto důvodu se pod položkou „Defaults“ zadá pro *cooling* hodnota $COP (EER) = 1$.

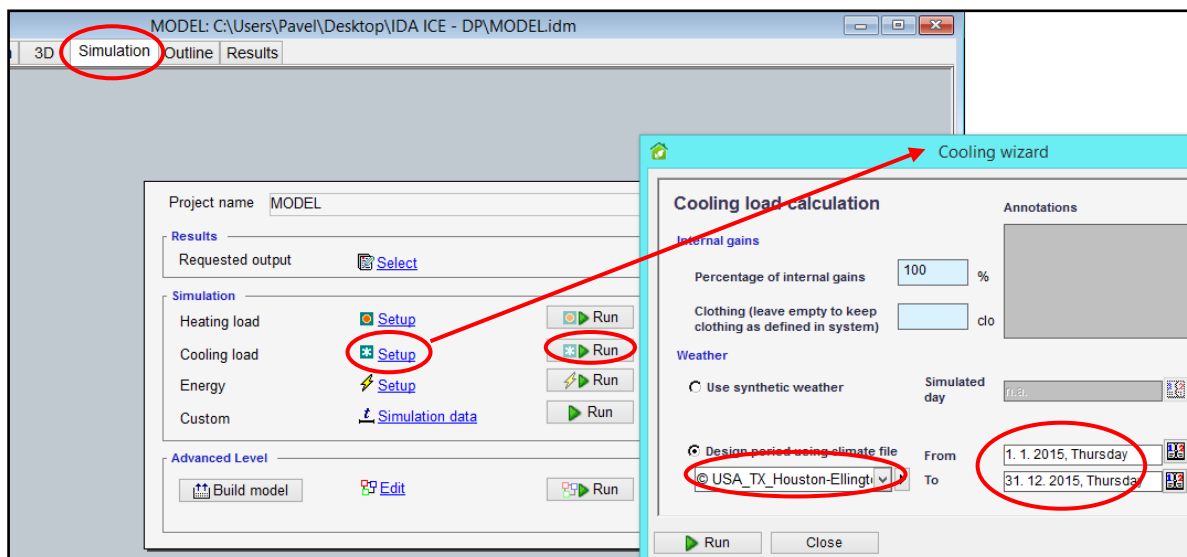
Další nastavení se týká zóny modelu, viz Obr 4.5. Zde se nastavují vnitřní podmínky ve vozidle jako jsou teplota vzduchu, relativní vlhkost vzduchu a obsah CO_2 ve vzduchu. Dále údaje o větrání, vnitřní zdroje tepla a tepelně technické parametry, které byly popsány v úvodu této kapitoly.



Obr. 4.5 - Okno pro nastavení zóny modelu

Pod položkou „*Controller setpoint*“ dle Obr. 4.5 lze nastavit teplotu vnitřního vzduchu. Tato teplota se zde obecně zadává v rozsahu minimální a maximální hodnoty. Jelikož zjišťujeme TZ pro konstantně nastavenou teplotu vnitřního vzduchu t_i (24 °C, 25°C, 26°C), tak tyto hodnoty minima a maxima teploty zadáváme co nejbližší požadované hodnotě t_i . Například 24,1 °C a 23,9 °C pro požadovanou teplotu 24 °C. Ostatní položky v nastavení pod „*Controller setpoint*“ jsou voleny v maximálním možném rozsahu. Položky pod „*Internal gains*“ možno vymazat, neboť se jedná o nastavení vnitřních zisků a ty není pro výpočet TZ z vnějšího prostředí zapotřebí zadávat. Další nastavení se provádí pod položkou „*Ideal cooler*“. Další okrajová podmínka, kterou je nutno zohlednit je neprostupnost přední a zadní stěny pro tepelné toky, viz kap. 3.1. Jde o stěny s označením WALL1 a WALL6. Po jejich otevření je nutno u nich zadat „*Ignore adjacency to faces*“.

Jako poslední nastavení se provádí nastavení před spuštěním simulace, viz Obr. 4.6. Jedná se o nastavení pouze u položky „*Cooling load*“.



Obr. 4.6 - Nastavení ke spuštění simulačního výpočtu

Zejména jde po otevření položky „Setup“ o to, aby zde bylo zadáno stejné město jako při výběru lokality a klimatických dat, jak bylo ukázáno na Obr. 4.4. Dále se zde zadává doba pro uvažovaný výpočet simulace. V našem případě jak ukazuje Obr. 4.6 se jedná o dobu jednoho roku. Poté je možno spustit simulaci, viz Obr. 4.6.

4.3 Výsledky

Po ukončení simulace je možno kontrolovat výsledek TZ pod položkou „Heat removed“ (TZ), což je patrné z Obr. 4.7.

Zone	Group	Zone multiplicity	Heat removed, W	Sensible heat removed, W	Room unit cool, W	Dry vent cool, W	Temp., DegC	Op. temp., DegC	Sup airflow, m³/s	Sup airtemp, DegC	Ret airflow, m³/s	Other sup airflow, m³/s	Other sup airtemp, DegC	Rel hum, %	PPD, %
model sktup 2...	direct...	1	15427	15427	15427	0.0	24.0		0.0	24.01	0.0	9.302...	35.5	10.71	
TOTAL			15427	15427	15427	0.0			0.0		0.0	9.302...			

Obr. 4.7 - Okno s výsledky simulačního výpočtu

Výsledek je uveden pouze pro jednu orientaci města Houston. Jedná se o orientaci Houston Z-V. Výsledek TZ z vnějšího prostředí je 15,4 kW. Hodnocení viz kap. 5.

5 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ TEPELNÉ ZÁTĚŽE

Výsledek simulačního výpočtu TZ z vnějšího prostředí pro Houston Z-V činí 15,4 kW. Výsledek manuálního výpočtu TZ z vnějšího prostředí pro totéž město s téže orientací činí 22,1 kW. Srovnání hodnot je uvedeno pro teplotu vnitřního vzduchu 24 °C. Rozdíl mezi těmito hodnotami je 6,7 kW, což je 30 %. Pro analyzování tohoto rozdílu byla zvolena nejprve kontrola hodnoty simulačního výpočtu. Podle Obr. 4.7 program IDA ICE po otevření položky „Energy (details)“ umožňuje importovat do MS EXCEL hodnoty jednotlivých tepelných toků stěnami a okny, které se podílí na vzniku TZ z vnějšího prostředí. Po snaze vyhledat mezi těmito hodnotami maximální výslednou hodnotu 15,4 kW, která by měla být složena právě z těchto hodnot jednotlivých tepelných toků pronikajících do vozidla bylo zjištěno, že maximální nalezená hodnota, hodnotě 15,4 kW neodpovídá. Vzniká tak hlavně problém s analyzováním této hodnoty. Nehledě na to, že okna značená v importovaném souboru nejsou značena shodně se značením použitým v programu, z tohoto důvodu byly tepelné toky okny sečteny do jedné položky, viz Tab. 4.3.

Bylo alespoň zvoleno porovnání jednotlivých tepelných toků stěnami a okny mezi manuálním a simulačním výpočtem TZ. Porovnání bylo vybráno pro odpolední čas s vysokou hodnotou teploty venkovního vzduchu (29.7., 14:00, $t_e = 35$ °C), pro který se předpokládá vysoký výskyt hodnot jednotlivých tepelných toků. Porovnání těchto jednotlivých tepelných toků uvádějí následující tabulky.

Tab. 4.2 - Houston Z-V, jednotlivé tepelné toky v manuálním výpočtu TZ

Houston Z - V, tepelné toky [W]								
stěna Z	stěna Z šik.	stěna V	stěna V šik.	střecha	podlaha	okno Z	okno V	celkem
$Q_{Z,st}$	$Q_{Zš,st}$	$Q_{V,st}$	$Q_{Vš,st}$	$Q_{stř}$	Q_{pdl}	$Q_{Z,ok}$	$Q_{V,ok}$	Q_C
1550	2122	954	1224	5704	1422	6024	3117	22117

Tab. 4.3 - Houston Z-V, jednotlivé tepelné toky v simulačním výpočtu TZ

Houston Z - V, tepelné toky [W]							
stěna Z	stěna Z šik.	stěna V	stěna V šik.	střecha	podlaha	okna	celkem
$Q_{Z,st}$	$Q_{Zš,st}$	$Q_{V,st}$	$Q_{Vš,st}$	$Q_{stř}$	Q_{pdl}	Q_{ok}	Q_C
-463	-758	-371	-585	-3653	246	2507	-3077

Mezi hodnotami je zjevný rozdíl. Hodnoty uvedené v Tab. 4.3 zůstávají za očekáváním. Vzhledem k tomu, že hodnotu maximální TZ zátěže nelze analyzovat a mezi hodnotami v Tab. 4.3 je rozpor, další simulační výpočty nebyly tudíž provedeny.

6 PSYCHROMETRICKÝ VÝPOČET

Psychrometrické výpočty jsou takové výpočty, které popisují úpravy vlhkého vzduchu v klimatizačním zařízení. Výpočty budou prováděny pouze pro stavy vzduchu, kdy bude teplota venkovního vzduchu $t_e >$ teplota přiváděného vzduchu t_p . Tedy pouze pro chlazení vzduchu. Úkolem je stanovit stav vnitřního vzduchu, který je na začátku definován pouze teplotou. Tyto výpočty vedou posléze k určení celkové potřeby energie na chlazení obsahující jak citelné tak vázané teplo, což je výhodné oproti simulačním výpočtům, jejichž výstupem je většinou chladicí výkon potřebný k odvodu citelné tepelné zátěže [17]. Psychrometrický výpočet navazuje na výpočet manuální tepelné zátěže. Ovšem s tím, že už je proveden pouze pro takové orientace výpočetního modelu u jednotlivých výpočetních měst, u nichž pro konkrétní teplotu vnitřního vzduchu dosahuje tepelná zátěž největší hodnoty ze všech výpočetních orientací. Jsou počítány pouze takové stavy vzduchu, u kterých nastává nejnepříznivější tepelný stav. Jedná se o tyto výpočetní orientace: *Houston V-Z, Riyadh V-Z, Sydney JZ-SV, Praha S-J*. Viz také kapitola 3.3.

6.1 Metodika výpočtu

Výpočty začínají určením stavu venkovního vzduchu (bod E). Těmto výpočtům se věnuje kapitola 2.2.1. Připomeňme si dva ze vztahů, které doplňují veličiny známé z klimatických databází. Z klimatických databází je znám průběh teploty venkovního vzduchu t_e a relativní vlhkosti φ_e . Pomocí těchto dvou veličin se určí měrná vlhkost venkovního vzduchu x_e (32) a entalpie venkovního vzduchu h_e (33).

$$x_e = 0,622 \frac{\varphi_e p_{vs}}{p - \varphi_e p_{vs}} \quad [\text{kg/kg}_{\text{s.v.}}] \quad (32)$$

$$h_e = 1,01 t_e + x_e(2500 + 1,84t_e) \quad [\text{J/kg}_{\text{s.v.}}] \quad (33)$$

Kde parciální tlak sytých vodních par p_{vs} je závislý pouze na teplotě venkovního vzduchu a je určen vztahy (2) a (3) z [6].

Úkolem celé práce je analyzovat vliv *venkovních klimatických podmínek* na chladicí výkon klimatizačního zařízení s ohledem na *stav vnitřního prostředí*. Stav vnitřního prostředí je definován teplotou vzduchu t_i a relativní vlhkostí φ_i (bod I). Relativní vlhkost vnitřního vzduchu není předem známa, a tudíž je až po konci celého psychrometrického výpočtu zhodnocena podle požadavků v [10]. Teplota vnitřního vzduchu je nastavena podle regulační křivky dle [10]. Norma [10] však uvádí požadavky pouze na Evropské státy.

Platné normy pro návrh posuzovaných neevropských měst nejsou dostupné. Proto se teplota vzduchu a relativní vlhkost vzduchu v kolejovém vozidle ve všech městech stanovuje a hodnotí podle normy ČSN EN 14 750-1. Navíc bude výpočet proveden i pro teploty vnitřního vzduchu, které se během roku budou udržovat konstantní. Těmito hodnotami jsou hodnoty 24 °C, 25 °C a 26 °C. V závěru práce bude popsán vliv všech těchto uvedených posuzovaných teplot vnitřního vzduchu na chladicí výkon klimatizačního zařízení provozovaného v různých městech.

Na začátku výpočtu je stav vnitřního vzduchu vyjádřen známou teplotou vzduchu t_i a počáteční volbou měrné vlhkosti vzduchu x_i , jelikož vlhkost vzduchu není předem známa.

Pro lepší ekonomické podmínky provozu klimatizačního zařízení se část odváděného vzduchu směšuje s čerstvým vzduchem a vrací se zpět do klimatizovaného prostoru [18]. Tento vzduch, který se částečně směšuje a potom se vrací zpět, se nazývá vzduch oběhový. Tímto provozováním se snižuje potřebná energie na chlazení. Zařízení pracuje s celkovým průtokem 10000 m³/h, což je zadaná hodnota od výrobce a je splněno hygienické minimum potřeby čerstvého vzduchu podle [10] na hodnotu kterou uvádí Tab.6.1.

Tab. 6.1 - Potřeba čerstvého vzduchu

	na osobu [m ³ /h]	celkem [m ³ /h]	Intenzita větrání [h ⁻¹]
Minimální průtok čerstvého venkovního vzduchu	11,03	2040	11,72

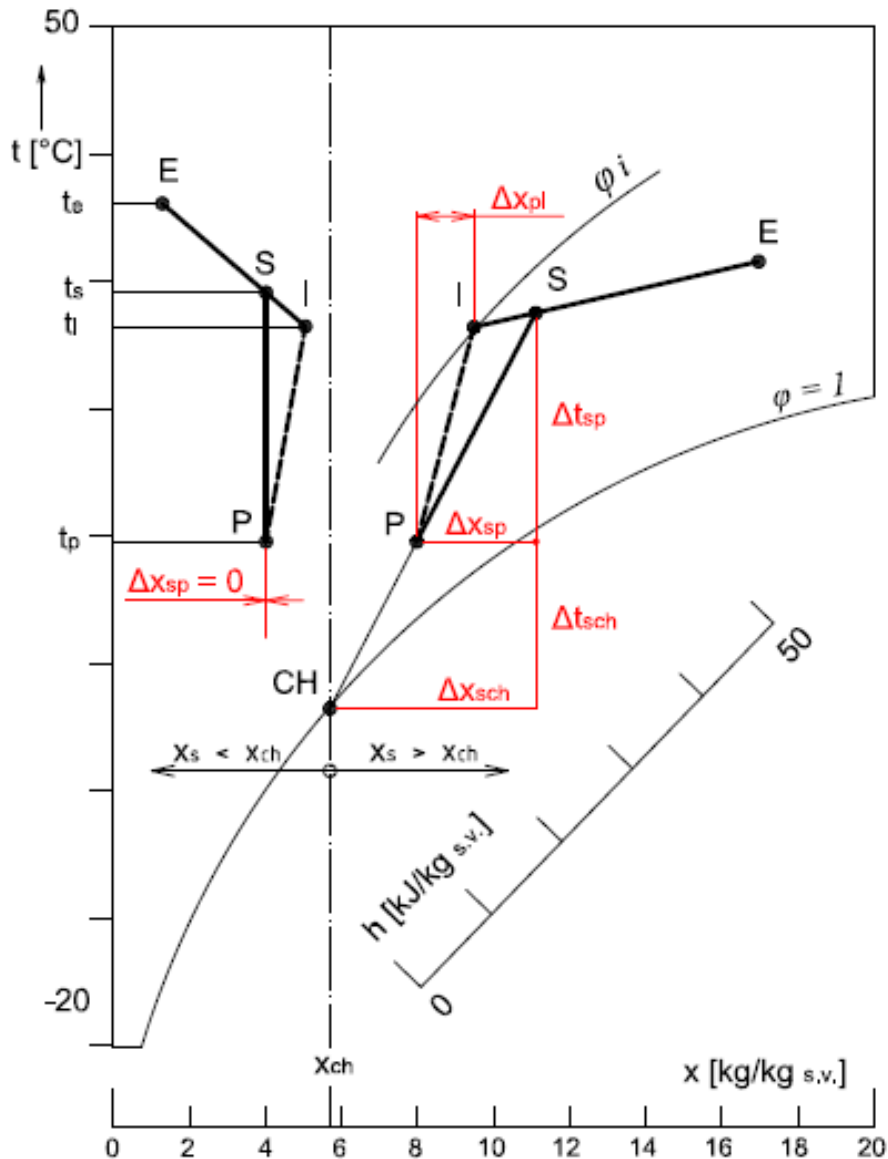
Z toho vyplývá, že množství oběhového vzduchu je 7960 m³/h a určí se jako

$$V_{ob} = V_c - V_e \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (34)$$

kde: V_c - celkový průtok vzduchu (m³/h),

V_e - průtok čerstvého venkovního vzduchu (m³/h).

Vlivem směšování se tedy bude vzduch (ze stavu v bodě S) chladit z nižší entalpie a tím se bude šetřit energie na chlazení. Bod S je určen teplotou t_S po smísení vzduchu oběhového a venkovního a měrnou vlhkostí x_S při tomto stavu vzduchu. Na Obr. 6.1 je vidět že měrná vlhkost x_S má vliv na použitou technologii při chlazení. Bude-li měrná vlhkost x_S větší než měrná vlhkost x_{ch} bude se vzduch chladit s vývinem kondenzace. Bude-li $x_S < x_{ch}$, bude se jednat o chlazení bez kondenzace.



Obr. 6.1 - Úprava vzduchu s použitím směřování: vlevo chlazení bez kondenzace, vpravo chlazení s kondenzací

Kde se zmiňovaná měrná vlhkost x_S určí podle vztahu (35).

$$x_S = \frac{(M_e x_e) + (M_{ob} x_i)}{M_e + M_{ob}} \quad [\text{kg/kg s.v.}] \quad (35)$$

A teplota vzduchu po smíšení t_S se určí obdobně dle vztahu (36).

$$t_S = \frac{(M_e t_e) + (M_{ob} t_i)}{M_e + M_{ob}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (36)$$

Stav přiváděného vzduchu (bod P) je určen teplotou vzduchu t_P a měrnou vlhkostí vzduchu x_P . Jelikož zařízení pracuje s konstantním průtokem přiváděného vzduchu je tudíž teplota

přiváděného vzduchu proměnná, a to v takové hodnotě aby byla vždy odvedena vzniklá tepelná zátěž v prostoru kolejového vozidla. Teplota přiváděného vzduchu t_P se spočte podle (37).

$$t_P = t_i - \frac{Q_Z}{V_C \rho c} \quad [^\circ\text{C}] \quad (37)$$

kde: ρ - hustota přiváděného vzduchu (kg/m^3),
 c - měrná tepelná kapacita vzduchu (J/kgK),
 Q_Z - celková tepelná zátěž (W).

A měrná vlhkost přiváděného vzduchu x_P se určí z podobnosti dvou vzniklých trojúhelníků na Obr. 6.1. ze vztahu (38).

$$x_P = x_S - \frac{t_S - t_P}{(x_S - x_{ch}) \cdot (t_S - t_{ch})} \quad [\text{kg/kg}_{\text{s.v.}}] \quad (38)$$

kde t_{ch} je povrchová teplota chladiče, která se spolu s měrnou vlhkostí x_{ch} nemění a je během výpočtů konstantní, $t_{ch} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ a $x_{ch} = 5 \text{ kg/kg}_{\text{s.v.}}$.

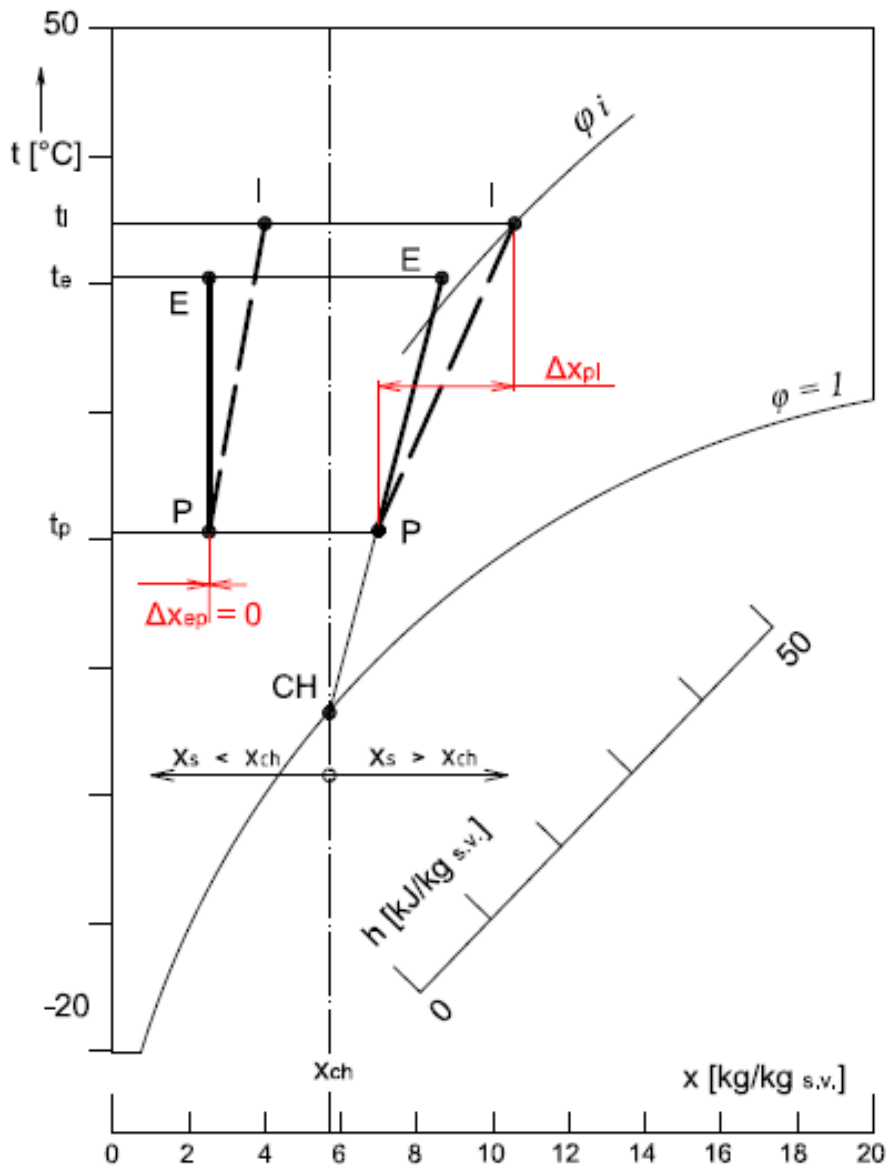
Z uváděné obsazenosti kolejového vozidla, z které uvažujeme pro výpočet vždy maximální obsazenost při dané výpočetní teplotě vnitřního vzduchu je známa produkce vlhkosti od osob. Závislost produkce vlhkosti jedné osoby na teplotě vnitřního vzduchu je uvedena na Obr. 3 v příloze. Je tedy možno jako poslední výpočet určit měrnou vlhkost vnitřního vzduchu.

$$x_i = x_P + \frac{M_w}{V_C \cdot \rho} \quad [\text{kg/kg}_{\text{s.v.}}] \quad (39)$$

kde: M_w - produkce vlhkosti od osob (g/h).

Takto vypočítaná hodnota x_i se následně vrací a dosazuje místo původně zvolené hodnoty x_i na celém počátku a provádí se výpočet hodnoty x_i tak dlouho, než se hodnota na začátku a na konci výpočtu shoduje. Jde o iterační výpočet. Následně se na základě znalosti vztahů (32), (2) a (3) určí relativní vlhkost vnitřního vzduchu φ_i .

V určitých hodinách během dne může docházet ke stavu vzduchu kdy je $t_e < t_i$. V takovéto situaci je výhodné nesměšovat vzduch oběhový se vzduchem venkovním za účelem nepředávat teplo vzduchu před chlazením, a tím se vyvarovat zbytečného nárůstu potřebné energie na chlazení. Zařízení tedy dodává pouze čerstvý venkovní vzduch, ovšem s tím, že celkový průtok vzduchu se zachovává aby byla odvedena celková tepelná zátěž. Znázornění takové úpravy vzduchu je na Obr. 6.2 níže.



Obr. 6.2 - Úprava vzduchu bez směšování: vlevo chlazení bez kondenzace, vpravo chlazení s kondenzací

Pro tyto znázorněné úpravy vzduchu na Obr.6.2 platí stejný výpočetní postup jaký byl popsán pro chlazení vzduchu s použitím směšování, které je uvedeno na Obr.6.1.

6.2 Potřeba energie na chlazení

Pro určení potřeby energie na chlazení je potřeba znát hodnoty chladicích výkonů klimatizačního zařízení v jednotlivých hodinách. Celkový výkon chladiče Q_{ch} se skládá z citelného a vázaného tepla. To lze vyjádřit obecně jako

$$Q_{ch} = V_c \rho (h_s - h_p) \quad [\text{kW}] \quad (40)$$

kde: h_s - entalpie vzduchu po smísení ($\text{kJ/kg}_{s.v.}$),

h_p - entalpie přiváděného vzduchu ($\text{kJ/kg}_{s.v.}$)

nebo pro úpravu vzduchu bez směšování, Obr. 6.2, bude chladicí výkon

$$Q_{ch} = V_c \rho (h_e - h_p) \quad [\text{kW}] \quad (41)$$

kde: h_e - entalpie venkovního vzduchu ($\text{kJ/kg}_{s.v.}$).

a u obou případů se entalpie určí podle vztahu (33) pro příslušné teploty vzduchu a měrné vlhkosti vzduchu. Celková potřeba energie na chlazení vzduchu je potom dána součtem chladicích výkonů vypočtených v hodinových intervalech.

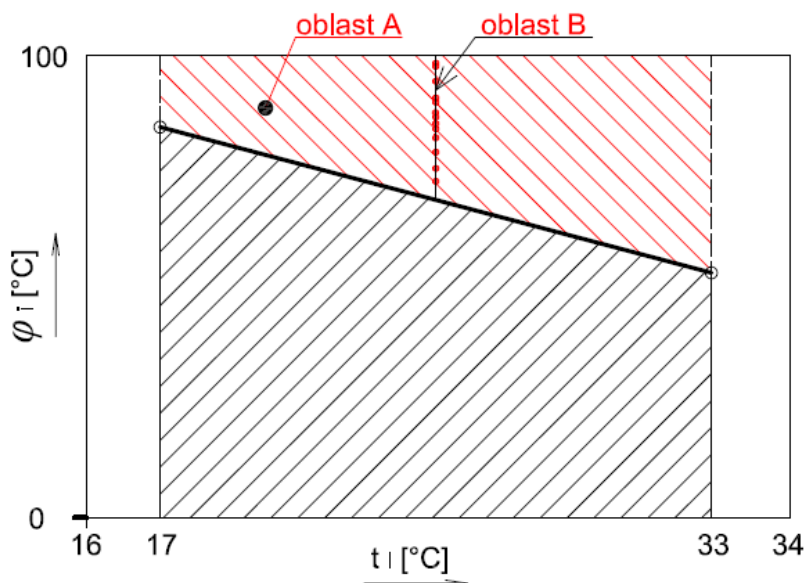
$$Q_{sp,c} = \sum_{i=1}^n Q_{ch,i} \quad [\text{kWh/rok}] \quad (42)$$

Bohužel nelze potřebu energie považovat za reálnou, neboť není zohledněn reálný provoz tramvaje. Předpokládá se trvale a maximálně obsazená tramvaj. Potřeba energie spíše slouží pro porovnání jednotlivých lokalit.

6.3 Hodnocení stavu vnitřního prostředí

Toto hodnocení neodpovídá hodnocení popsanému v kapitole 2.3.2, nýbrž se pouze zabývá hodnocením vzniklých hodnot relativních vlhkostí vnitřního vzduchu ve vozidle. Hodnocení relativní vlhkosti vnitřního vzduchu je prováděno podle normy ČSN EN 14750-1. Hodnocení je založeno na počtu hodnot, které překročí přijatelnou mez jak je tomu patrné z Obr. 6.3. Obrázek je pouze schematický a slouží pro lepší představu daného hodnocení. Skutečné meze přijatelných hodnot jsou potom uvedeny na Obr. 2 v příloze. Tučná úsečka na Obr. 6.3 půlí přijatelnou mez (černě šrafovaná), kde hodnoty nacházející se pod ní jsou tedy přijatelné a mez překročenou (červeně šrafovaná). Body znázorněné na úsečce v překročené mezi označené jako oblast B, jsou hodnoty relativních vlhkostí pro konstantně nastavenou hodnotu vnitřní teploty vzduchu. Hodnoty,

keré překračují přijatelnou mez pro variabilně nastavenou vnitřní teplotu vzduchu se potom nacházejí v celém rozsahu červeně šrafované plochy.



Obr.6.3 - Mez přijatelné relativní vlhkosti vzduchu

Působení relativní vlhkosti vzduchu na lidský organismus nemá samo o sobě příliš velký vliv. Trvale delší udržování nízké relativní vlhkosti může mít u delšího mluvení za následek vysychání sliznic. Snižování relativní vlhkosti má také příznak chladnějšího a také čerstvějšího vzduchu [19]. Ovšem nemoc v pravém slova smyslu tímto podkročením nenastává. Podle Obr. 6.3 nastává u kolejových vozidel hodnocených podle ČSN EN 14750-1 pouze k překročení relativní vlhkosti. Vysoké relativní vlhkosti vzduchu mají obecně v obytných prostorech za následek tvorbu plísní a zvýšené množení bakterií. Co se týče vlivu na organismus, tak vysoká relativní vlhkost snižuje odpařování potu, tj. ochlazování pocením. Tato situace nastává při tzv. dusném počasí. Dusno nastává při vyšších teplotách a vyšších relativních vlhkostech. Pocit člověka bude horší v tropických podmínkách (vysoká teplota i vysoká vlhkost), než například v oblasti pouští (vysoká teplota, nízká vlhkost). Jinak ale také při vyšších relativních vlhkostech nedochází ke zhoršování zdraví. Jde pouze o zhoršený pocit člověka.

Tab. 6.2 - Počet překročených relativních vlhkostí vnitřního vzduchu nad přijatelnou mez dle ČSN EN 14750-1

	vnitřní teplota vzduchu [°C]				
	24	25	26	variabilní 1*	variabilní 2*
Houston Z-V	947	1387	1717	1856	2202
Praha S-J	0	0	0	0	3
Riyadh Z-V	4	8	0	7	3
Sydney JZ-SV	281	225	133	82	426

* *variabilní 1 jsou variabilní teploty vzduchu nastavené dle horní přípustné křivky a variabilní 2 jsou variabilní teploty vzduchu nastavené dle doporučené křivky (obě křivky nastaveny podle ČSN EN 14750-1)*

Z Tab. 6.2 je vidět, že problém s překročením přijatelných hodnot nastává hlavně u měst Houston a Sydney. Vzhledem k počtu uvedených překročených hodnot, je počet uvedený u měst Riyadh a Praha nevýznamný a naprosto zanedbatelný. Tento fakt by ovšem podle následujícího tvrzení nemusel být až tak problematický jak se může jevit.

Hodnoty z Tab. 6.2 jsou ale teoretické a byly stanoveny pro extrémní podmínky, což znamená plnou obsazenost vozidla tramvaje lidmi. V daný čas výskytu k těmto hodnotám vlhkostí nemusí dojít.

Z dostupných technických literatur či článků zabývajících se zdravím člověka interagujícím s okolím nebyl nalezen žádný přípustný časový limit, který by poukazoval na dobu, kterou je možno maximálně strávit v prostředí, kde je vysoká vlhkost vzduchu. Mluví se pouze o tom, že při malé vlhkosti a delší době hovoru může docházet k vysychání sliznic. Položili bychom, jako průměrnou dobu pasažéra strávenou ve vozidle 20 minut. Mohli bychom konstatovat, že vzhledem k této strávené době ve vozidle nebude mít vysoká vlhkost vzduchu zdravotní dopad na člověka. Proto se nejeví setrvání člověka po takovou dobu ve vozidle z hlediska vysoké vlhkosti vzduchu nikterak závažné.

Nehledě na to, že během této doby je narušeno prostředí vozidla neustálými intervaly otevírání a zavírání dveří a to bude mít potom za následek přímé směšování vzduchu ve vozidle se vzduchem venkovním. Díky tomu se dá očekávat jiná hodnota vlhkosti vzduchu ve vozidle. Také neustálé nastupování a vystupování lidí bude mít podle Obr. 6.1 a Obr. 6.2 vliv na skutečnou vlhkost vzduchu ve vozidle, neboť se bude měnit produkce vlhkosti od osob Δx_{pi} a tím se bude posunovat bod I po izotermě a bude se měnit hodnota φ_i .

7 HODNOCENÍ CHLADICÍHO VÝKONU KOLEJOVÉHO VOZIDLA

7.1 Výsledky chladicího výkonu

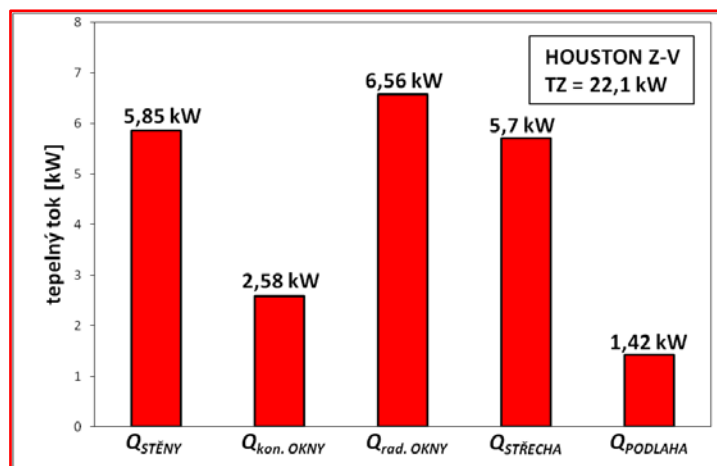
Hodnoty v Tab. 7.1 jsou maximální chladicí výkony během celého roku. Vzhledem k tomu, že jsme počítali TZ vozidla jako statický model, není známa trasa vozidla v jednotlivých městech, lze tedy předpokládat, že vlivem změn trasy a jízdou v zástavbě (městská doprava) budou tyto hodnoty ve skutečnosti jiné. Toto tvrzení tím pádem bude platit i pro hodnoty potřeby energie na chlazení uvedené v Tab.7.2, neboť tato potřeba je součtem právě chladicích výkonů určených v hodinových intervalech, při extrémní zátěži.

Tab. 7.1 - Hodnoty chladicích výkonů pro teploty vnitřního vzduchu

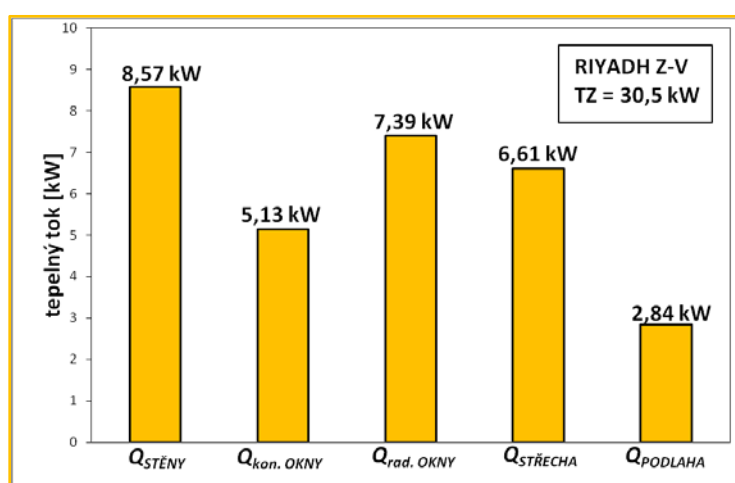
Město + orientace	teplota vnitřního vzduchu [°C]				
	24	25	26	variabilní 1*	variabilní 2*
Houston Z-V	75,4 kW	72,8 kW	70,2 kW	54,2 kW	64,0 kW
Praha S-J	60,7 kW	58,2 kW	55,6 kW	42,5 kW	52,3 kW
Riyadh Z-V	72,9 kW	70,7 kW	68,5 kW	53,1 kW	55,9 kW
Sydney JZ-SV	68,1 kW	66,2 kW	64,2 kW	50,9 kW	56,3 kW

Reálné chladicí výkony budou jiné i vzhledem k proměnnému počtu cestujících. Protože jak bylo uvedeno chladicí výkony byly stanovovány pro extrémní zátěž, čímž se také rozumí maximální obsazenost vozidla tramvaje.

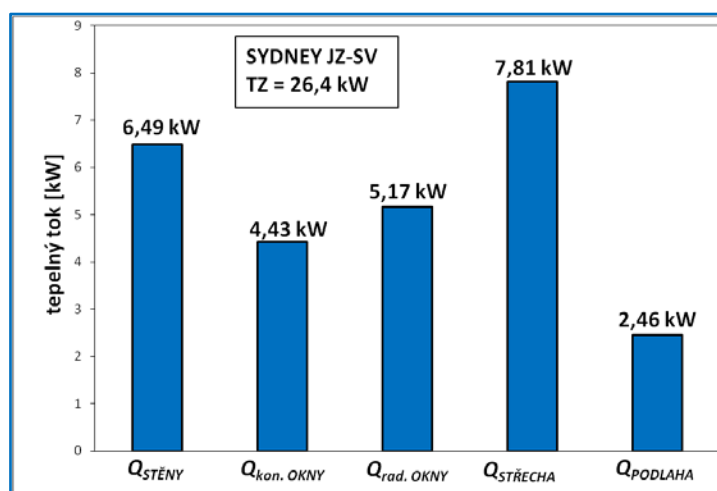
Pro daný případ se na chladicím výkonu podílejí jednotlivé složky tepelných toků představující TZ z vnějšího prostředí. Tyto tepelné toky jsou: prostup tepla stěnou, prostup tepla střechou, prostup tepla podlahou, prostup tepla oknem a prostup sluneční radiací oknem. Z tohoto důvodu je nejprve vhodné uvést tyto účinky pro daný případ vozidla, viz Obr. 7.1 ÷ 7.4. Jedná se o takové hodnoty tepelných toků, pro které je TZ z vnějšího prostředí maximální.



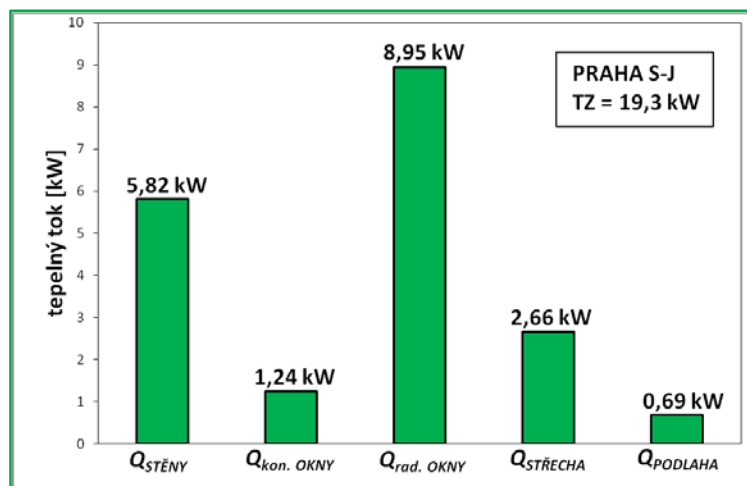
Obr. 7.1 - Houston Z-V, jednotlivé tepelné toky pro maximální TZ při $t_i = 24\text{ °C}$



Obr. 7.2 - Riyadh Z-V, jednotlivé tepelné toky pro maximální TZ při $t_i = 24\text{ °C}$



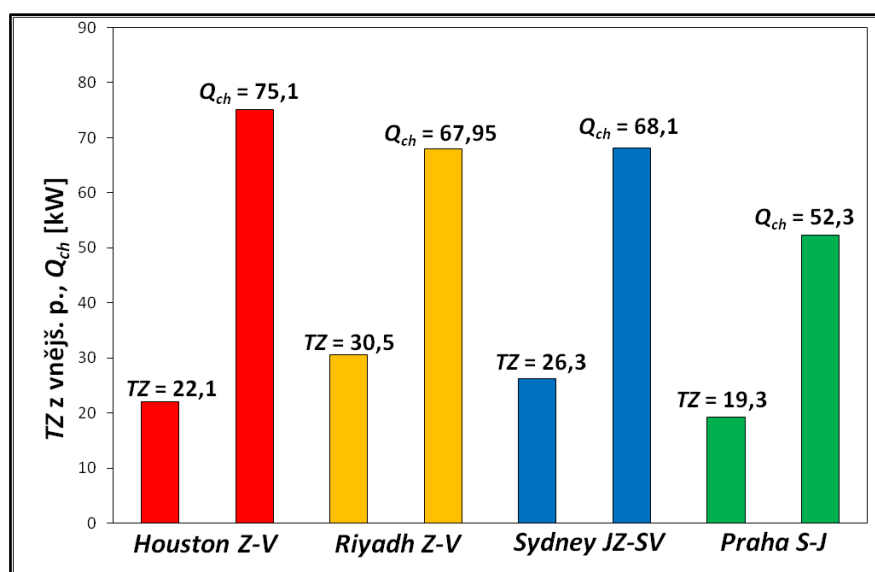
Obr. 7.3 - Sydney JZ-SV, jednotlivé tepelné toky pro maximální TZ při $t_i = 24\text{ °C}$



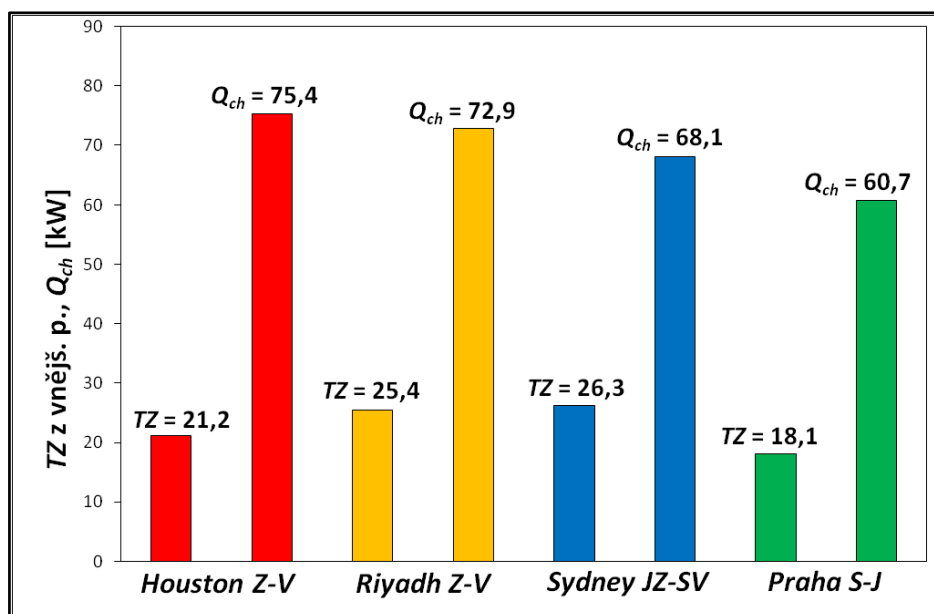
Obr. 7.4 - Praha S-J, jednotlivé tepelné toky pro maximální TZ při $t_i = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$

Z Obr. 7.1 ÷ 7.4 je patrné že u všech měst jsou vždy nemalé zisky stěnami, jelikož jsou součtem zisků všech stěn. Ale co se týče velikosti plochy, kterou teplo prostupuje jsou vždy největší zisky střechou, jelikož se zde zvyšuje teplota venkovního vzduchu o účinek slunečního ozáření a nepočítá se s teplotou venkovního vzduchu, ale nýbrž s tzv. rovnocennou sluneční teplotou. Pro všechny případy platí, že jsou vždy velké zisky radiací okny a prostupem střechou.

Chladicí výkon je dimenzován tak, aby odvedl vzniklou TZ. Rozdíly mezi jednotlivými TZ z vnějšího prostředí a jim příslušejícím chladicím výkonům jsou na Obr. 7.5 a Obr. 7.6. Kde Obr. 7.6 představuje maximální chladicí výkon a jim příslušející TZ z vnějšího prostředí a Obr. 7.5 představuje maximální TZ a jim příslušející chladicí výkon. V obou variantách uvažujeme $t_i = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Obr. 7.5 - Porovnání maximální TZ z vnějšího prostředí s příslušejícími chladicími výkonů pro jednotlivá města při $t_i = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$



Obr. 7.6 - Porovnání TZ z vnějšího prostředí s příslušujícími maximálními chladicími výkony pro jednotlivá města při $t_i = 24 \text{ }^\circ\text{C}$

V obou případech je patrné, že chladicí výkon ve městě Houston je největší. A to i přes to, že nedosahuje největší teploty venkovního vzduchu a je zde právě skoro největší rozdíl mezi hodnotou TZ a potřebným chladicím výkonem. Pro daný případ podle Obr. 7.5 je v Houstonu $t_e = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, kdežto v Riyadhu je $t_e = 46 \text{ }^\circ\text{C}$ a i přes to je v Riyadhu zapotřebí menší chladicí výkon. Je to dáno tím, že ve městě Houston je výskyt vysokých vlhkostí vzduchu a tudíž zde má venkovní vzduch vysoký tepelný obsah, čili vysokou hodnotu entalpie vzduchu. Vše je více názorné z Obr. 41 ÷ 44 v příloze, kde jsou znázorněny úpravy vzduchu při chlazení v jednotlivých městech pro hodnoty podle Obr. 7.5. Je z nich patrné, že hodnota TZ a teplota venkovního vzduchu nejsou rozhodujícím faktorem pro velikost chladicího výkonu, nýbrž je potřeba brát zřetel také na entalpii venkovního vzduchu, která je obecně veličinou sjednocující právě teplotu vzduchu a vlhkost vzduchu.

Hodnoty chladicích výkonů z Tab. 7.1 pro ostatní teploty vnitřního vzduchu jsou logicky menší, neboť sluneční ozáření zůstává stejné a snižuje se pouze rozdíl hodnot ($t_e - t_i$). Grafy průběhů chladicích výkonů během roku pro jednotlivé lokality a jednotlivé teploty vnitřního vzduchu jsou na Obr. 25 ÷ 40 v příloze.

7.2 Výsledky potřeby energie na chlazení

Vzhledem ke statickému chování vozidla a stanovení chladicích výkonů v hodinových intervalech z extrémních zátěží, lze ve skutečnosti předpokládat jiné potřeby energie než jsou uvedeny v Tab. 7.2. Jelikož potřeba energie je součtem chladicích výkonů stanovených v hodinových intervalech. Hodnoty v Tab. 7.2, tak hlavně slouží pro porovnání potřeby energie mezi jednotlivými městy.

Tab. 7.2 - *Potřeba energie na chlazení v kWh/rok*

Město + orientace	teplota vnitřního vzduchu [°C]				
	24	25	26	variabilní 1	variabilní 2
Houston Z-V	201708,0	172799,9	143448,2	67522,6	185103,9
Praha S-J	19984,2	14694,9	10347,4	4596,6	25760,2
Riyadh Z-V	217383,3	199375,8	181444,0	105341,4	172938,6
Sydney JZ-SV	78289,8	56603,7	40134,1	18179,7	93104,3

Absolutní hodnoty z Tab. 7.2 nevyjadřují skutečnou potřebu energie na chlazení. Mají vyjádřit hlavně úsporu energie při jiné zvolené t_i . Protože ve skutečnosti bude vozidlo fungovat za stejných venkovních klimatických podmínek jak pro teplotu vnitřního vzduchu $t_i = 24$ °C, tak pro variabilně nastavenou t_i . S výhodou lze tedy uvést poměry mezi jednotlivými potřebami pro jednotlivé t_i , jelikož právě ty budou i za jiných absolutních hodnot potřeb energie na chlazení ve skutečnosti zachovány.

Tab. 7.3 - *Úspora, či nárůst potřeby energie na chlazení vůči potřebě při $t_i = 24$ °C*

Město + orientace	teplota vnitřního vzduchu [°C]				
	24	25	26	variabilní 1	variabilní 2
Houston Z-V	1	0,856	0,711	0,334	0,917
Praha S-J	1	0,735	0,518	0,230	1,289
Riyadh Z-V	1	0,917	0,835	0,485	0,796
Sydney JZ-SV	1	0,723	0,513	0,232	1,189

Z výsledků v Tab. 7.2 je patrná vysoká potřeba energie hlavně ve městech Riyadh a Houston oproti městům Sydney a Praha. To je dáno extrémními klimatickými podmínkami, které jsou v těchto městech dosahovány nejen v letním období. Skutečnosti, že potřeba chladu u těchto dvou měst je v podstatě celoroční si lze všimnout z Obr. 25 ÷ 32 v příloze. Naproti tomu ve městě Praha, jsou venkovní klimatické podmínky

takové, že potřeba chladit nastává jen a pouze v letních dnech, což lze vidět na Obr. 37 ÷ 40 v příloze. To má za následek tak markantní propad v potřebě energie na chlazení oproti potřebě ve všech ostatních městech.

Při pohledu na úsporu energie (Tab. 7.3) si lze všimnout velkého vlivu nastavení teploty vnitřního vzduchu v závislosti na teplotě venkovního vzduchu. To takového, že pro nastavení t_i podle horní mezní křivky (variabilní 1) klesne úspora ve všech městech oproti potřebě při konstantní teplotě vnitřního vzduchu nejvýrazněji. Z tohoto důvodu je vhodné provozování vozidla ve všech městech právě při takovémto nastavení teploty vnitřního vzduchu.

Rozdíly v úsporách/nárůstech energie pro variabilně nastavené teploty podle horní a střední křivky (variabilní 1/variabilní 2) lze vysvětlit velkým rozdílem teplot v tomto nastavení. Pro konstantní teplotu venkovního vzduchu je rozdíl v nastavení těchto variabilních hodnotách teplot vždy 3 K. To má za následek, že hodnoty v Tab. 7.3 pro nastavení dle střední křivky (variabilní 2) jsou buď v oblasti úspor nebo nárůstů energie. Průběh variabilně nastavených teplot podle horní mezní křivky, které byly doporučeny pro provozování vozidla jsou znázorněny pro jednotlivé lokality na Obr. 21 ÷ 24 v příloze.

8 ZÁVĚR

Cílem práce bylo určení chladicích výkonů a potřeb energie na chlazení při různě nastavených teplotách vnitřního vzduchu v různých lokalitách světa. Chladicí výkony byly stanoveny z extrémní zátěže vypočtené v hodinových intervalech. Dále byla počítána tepelná zátěž z vnějšího prostředí simulačním programem IDA ICE. Výsledky chladicích výkonů považuji za přijatelné. Největší hodnoty chladicích výkonů byly spočteny pro lokalitu města Houston. Naopak nejmenší chladicí výkon vyšel pro lokalitu města Praha. Hodnocením chladicích výkonů byl prokázán vliv entalpie venkovního vzduchu. Z výsledků potřeb energie na chlazení při různě nastavených teplotách vnitřního vzduchu se doporučuje provozování kolejového vozidla při variabilně nastavené teplotě vnitřního vzduchu podle horní mezní křivky dle normy ČSN EN 14 750-1, neboť při takto nastavených podmínkách vycházejí ve všech městech potřeby energie na chlazení výrazně nižší nežli při konstantně nastavené teplotě vnitřního vzduchu. Nutno poznamenat, že ve skutečnosti budou potřeby energií na chlazení jiné, jelikož nevždy bude docházet k extrémním podmínkám, které byly pro výpočet zvoleny. Výsledek simulačního výpočtu považuji za nepředpokládaný. Program IDA ICE je vyučován na škole krátce. Lze na něho nahlížet, že je ve stádiu zkoušení. Pro výpočet tepelné zátěže bych raději doporučil volit jiný osvědčený program, nebo bych se více zaměřil na studii programu IDA ICE.

9 SEZNAM LITERATURY A POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] 2009 ASHRAE Handbook Fundamentals, chapter 11 - Mass transit. Atlanta: ASHRAE, Inc., 2009.
- [2] DOSTÁL, J., HELLER, P. *Kolejová vozidla I*. Vysokoškolské skriptum. Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství. 2010.
- [3] Klimatická data dostupná z WWW: <<http://energy.gov/eere/office-energy-efficiency-renewable-energy>>.
- [4] NOVÝ, R. a kol. *Technika prostředí*. Vysokoškolské skriptum. Nakladatelství ČVUT. 2006.
- [5] BARTÁK, M., Úvod do přenosových jevů pro Inteligentní budovy. Praha: ČVUT, 2010. Dostupné z WWW: <http://users.fs.cvut.cz/~bartama2/ave_2015/Bartak_Uvod_do_prenosovych_jev_u_proIB.pdf>.
- [6] DRKAL, F., ZMRHAL, V. *Větrání*. Vysokoškolské skriptum. Česká technika – nakladatelství ČVUT. 2013.
- [7] ZMRHAL, V., *Sálavé chladicí systémy*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2009.
- [8] ZMRHAL, V., DRKAL, F., MATHAUSEROVÁ, Z. *Operativní teplota v praxi*. Směrnice STP. In: *Větrání vytápění, instalace*, 2010, roč. 19, č.5. Dostupné z WWW: <http://users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Publikace/VVI-2010-05_apendix.pdf>.
- [9] KOLEKTIV AUTORŮ. *Vnitřní prostředí budov*. Stavební kniha. Vydavatelství EXPO DATA spol. s.r.o., Brno. 2001.
- [10] ČSN EN 14750 - 1 *Železniční aplikace - Klimatizace pro městská a příměstská kolejová vozidla - Část 1: Parametry pohodlí*.
- [11] ČSN EN 14750 - 2 *Železniční aplikace - Klimatizace pro městská a příměstská kolejová vozidla - Část 2: Typové zkoušky*.

- [12] ČSN EN ISO 7730 Ergonomie tepelného prostředí - Analytické stanovení a interpretace tepelného komfortu pomocí výpočtu ukazatelů PMV a PPD a kritéria místního tepelného komfortu.
- [13] ČSN 73 0548: 1986. Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů, Úřad pro normalizaci a měření, 1985.
- [14] ZMRHAL, V. *I. Popis výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor podle ČSN*. Dostupné z WWW:
<http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/01_Vypocet%20tepelne%20zateze.pdf>.
- [15] *2009 ASHRAE Handbook Fundamentals, chapter 14 - Climatic design information*. Atlanta: ASHRAE, Inc., 2009.
- [16] Informační leták o programu IDA ICE dostupný z WWW:
<http://www.equa.se/images/building/pdf/IDA_ICE__brochure.pdf>.
- [17] ZMRHAL, V. *Analýza spotřeby energie vícezónových klimatizačních systémů*. In: Simulace budov a techniky prostředí 2010 - sborník 6. konference IBPSA-CZ. Praha: IBPSA-CZ, 2010.
- [18] BAŠTA, J. *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2014.
- [19] JOKL, M., MALÝ S., *Relativní vlhkost a člověk - nové přípustné limity*. Časopis Jospra - 2009. Dostupné z WWW:
<http://www.bozpinfo.cz/josra/josra-02-2009/jokl_maly-vlhkost-a-clovek.html>.
- [20] Manuál IDA ICE version: 4.0. Dostupný z WWW:
<<http://www.equa.se/deliv/ICE4GettingStartedEng.pdf>>.
- [21] Nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví zaměstnanců při práci, Sbírka zákonů ČR, Ročník 2007.

10 PŘÍLOHY

Seznam příloh:

Obr. 1 - Přípustný prostor pro stanovení regulační křivky teploty vnitřního vzduchu vozidel kategorie B, [10]

Obr. 2 - Přijatelná relativní vlhkost vnitřního vzduchu vozidel kategorie B, [10]

Obr. 3 - Produkce vlhkosti na osobu v závislosti na teplotě vnitřního vzduchu

Obr. 4 - Produkce citelného tepla na osobu v závislosti na teplotě vnitřního vzduchu

Tab. 1 - Zatřídění vozidla, [10]

Tab. 2 - Hodnoty azimutu stěny γ pro jednotlivé světové strany, [14]

Tab. 3 - Optické vlastnosti zasklení vozidla

Tab. 4 - Produkce tepla od lidí pro zadanou teplotu vnitřního vzduchu, [14]

Obr. 5 ÷ 20 - Průběh relativních vlhkostí vnitřního vzduchu pro konstantní teploty vnitřního vzduchu a pro variabilně nastavenou teplotu vnitřního vzduchu dle horní mezní křivky podle ČSN EN 14 750-1, postupně pro lokality:

Houston, Riyadh, Sydney, Praha

Obr. 21 ÷ 24 - Průběh teplot venkovního vzduchu a variabilních teplot vnitřního vzduchu nastavených podle horní mezní křivky dle ČSN EN 14 750-1, pro lokality:

Houston, Riyadh, Sydney, Praha

Obr. 25 ÷ 40 - Průběh chladicích výkonů pro konstantní teploty vnitřního vzduchu a pro variabilně nastavenou teplotu vnitřního vzduchu dle horní mezní křivky podle ČSN EN 14 750-1, postupně pro lokality:

Houston, Riyadh, Sydney, Praha

Obr. 41 ÷ 44 - Změny vzduchu v h-x diagramech při chlazení stanovené pro maximální TZ z vnějšího prostředí při teplotě vnitřního vzduchu $t_i = 24$ °C, postupně pro lokality: *Houston, Riyadh, Sydney, Praha*