



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE VLAKOVÉ KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY

CALCULATION OF THE HEAT LOAD OF THE TRAIN AIR CONDITIONING
UNIT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Milan Kasal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Milan Kasal
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Akademický rok:	2017/18

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

Výpočet tepelné zátěže vlakové klimatizační jednotky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce by měl být výpočet tepelné zátěže vlakové klimatizační jednotky na realizovaném projektu a tvorba návrhového sw (např. formou interaktivní tabulky v excelu) pro orientační výpočet tepelné zátěže. Výpočet tepelné zátěže je důležitý mezi výstupem vzduchu z výparníku a výstupem vzduchu z jednotky protože tepelná zátěž v tomto úseku negativně ovlivňuje výkon jednotky dodávaný do vozu a měla by tedy být co nejvíce eliminována.

Cíle diplomové práce:

1. Představení problematiky chlazení vzduchu ve vlakových soupravách (koncepce, chladicí jednotky, distribuce vzduchu).
2. Pro vybraný železniční vagón stanovte tepelné charakteristiky v závislosti na teplotě okolního vzduchu, intenzitě slunečního svitu a orientaci vagónu vzhledem ke slunci.
3. Pro vypočtenou tepelnou zátěž a množství přiváděného vzduchu stanovte potřebnou teplotu vzduchu na výstupu z jednotky pro zimní a letní provoz.
4. Pro stávající jednotku stanovte tepelné zisky / ztráty vzduchu do okolí při proudění vzduchu jednotkou v letním a zimním provozu.
5. Identifikujte problematická místa (nedostatečný součinitel prostupu tepla, tepelný most, apod.) a navrhňte jejich optimalizaci tak, aby byly tepelné ztráty / zisky minimalizovány.
6. Zpracujte SW pro výpočet tepelných ztrát jednotky. Jako vstupní parametr pro výpočet bude sloužit charakteristika vzduchovodů v jednotce a venkovní podmínky.
7. Stanovte finanční úsporu za výrobu chladu / tepla po optimalizaci tepelně technických vlastností jednotky.

Seznam doporučené literatury:

PAVELEK, M., Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 9788021443006.

KANDLIKAR, S., Masahiro, S. a DHIR, V., Handbook of phase change: boiling and condensation. Philadelphia, PA: Taylor, xvii, 738 p., 1999. ISBN 15-603-2634-4.

KUPPAN, T., Heat exchanger design handbook. USA, New York: Taylor and Francis, 2000. ISBN 0-8247-9787-6.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Předmětem této diplomové práce je aplikovat znalosti termodynamiky při návrhu parametrů vlakové klimatizační jednotky. V první části je nastíněna problematika klimatizační techniky, základní druhy chladících oběhů a popis jednotlivých komponent. Dále je zde uveden přehled skupin chladiv a jejich značení. V druhé části je proveden výpočet tepelné zátěže vlakové jednotky pro limitní návrhové stavy letního a zimního provozu včetně uplatnění teorie vlhkého vzduchu. Dále je nastíněn základní postup pro návrh hlavních komponent kompresorového chlazení, které se téměř výhradně používá ve vlakových aplikacích. Poslední část obsahuje postup výpočtu zisků/ztrát v rozvodných kanálech reálné klimatizační jednotky M7 a zhodnocení výsledků. V příloze je uveden SW v programu MS Excel, pomocí kterého lze orientačně vypočítat celkové zisky/ztráty rozvodných kanálů na libovolné klimatizační jednotce před vstupem vzduchu do vlakové jednotky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vlaková klimatizační jednotka klimatizační okruh, kompresorové chlazení, HVAC, chladivo, tepelná zátěž, vlhký vzduch.

ABSTRACT

The subject of this diploma thesis is to apply the knowledge of thermodynamics when designing parameters of the train air conditioning unit. In the first part, the issue of air conditioning technology, basic types of cooling circuits and description of individual components are outlined. Furthermore, there is an overview of groups of refrigerants and their labelling. In the second part, a calculation of the heat load of the train unit for the limit design conditions of summer and winter operation, including the application of humid air theory are to be found. There is a basic procedure for designing the main components of compressor cooling, which is almost exclusively used in train applications, outlined. The last part contains the procedure for calculating the gains/losses in the distribution channels of the real air conditioning unit M7 and the evaluation of the results. In the appendix, there is an SW in MS Excel program, which can be indicatively used to calculate the total gains/losses of the distribution channels on any air-conditioning unit before the air enters into the train unit.

KEY WORDS

Rail air conditioning, air conditioning circuit, vapor-compression refrigeration, HVAC, refrigerant, heat load, humid air.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KASAL, M. *Výpočet tepelné zátěže vlakové klimatizační jednotky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 109 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma výpočet tepelné zátěže vlakové klimatizační jednotky vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Milan Kasal

PODĚKOVÁNÍ

Úvodem bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Pospíšilovi Ph.D za podporu během vypracování této diplomové práce. Zvláštní poděkování bych chtěl věnovat Ing. Janu Andrásovi ze společnosti Ingersoll-Rand Technologies s.r.o. za cenné rady, připomínky, vstřícnost a čas, který mi věnoval při zpracování zadaného tématu.

OBSAH

Úvod	11
1 Úvod do problematiky chlazení.....	12
1.1 Mechanismy přestupu tepla	12
1.2 Požadavky kladené na vlakové klimatizační jednotky	15
1.3 Chladiva	19
1.4 Chladiva používaná ve vlakové klimatizační technice	22
1.5 Princip chlazení.....	23
1.6 Základní chladicí okruhy	28
1.7 Komponenty chladicího okruhu.....	29
2 Výpočet tepelné zátěže jednoho železničního vozu	39
2.1 Provoz v létě	40
2.1.1 Výpočet intenzity slunečního záření.....	40
2.1.2 Výpočet součinitelů přestupu tepla.....	43
2.1.3 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů	49
2.1.4 Tepelné zisky od vnějších zdrojů	49
2.2 Teplota vzduchu na výstupu z jednotky.....	55
2.3 Návrhový výpočet jednostupňového kompresorového chladicího zařízení	63
2.4 Provoz v zimě	68
2.4.1 Výpočet intenzity slunečního záření.....	68
2.4.2 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů	73
2.4.3 Tepelné zisky od vnějších zdrojů	73
2.5 Teplota vzduchu na výstupu z jednotky.....	77
3 Jednotka M7	81
3.1 Představení problematiky	81
3.2 Základní parametry	82
3.3 Výpočet tepelného toku	83
3.4 Zhodnocení výsledků	93
4 Závěr.....	96
Seznam obrázků.....	98
Seznam tabulek.....	99
Seznam použitých zdrojů.....	100
Seznam použitých symbolů a zkratk	104

Úvod

Počátky klimatizace lze datovat již do dávné minulosti, kdy mnoho starověkých civilizací používalo chlazení na bázi přirozeného proudění vzduchu, přenosu tepla a vlhkosti. K dokonalosti tento systém dovedli staří Římané, kteří důmyslným systémem akvaduktů vedli studenou vodu z horských pramenů do velkých měst. Tyto akvadukty úmyslně vedly podél zdi domů, které je chladily. Poznatky starých Římanů byly aplikovány na hradech, zámcích ale i veřejných budovách až do počátku 20. století.

O principu fungování moderní klimatizace lze uvažovat až ve spojitosti s Angličanem Michaelem Faradayem a rokem 1820. Zjistil, že pokud bude postupně vypouštět stlačený amoniak v kapalném stavu, získá výpary, které ochlazují vzduch. Bohužel od tohoto poznatku nepřešel k experimentům a tak jeho objevu využil až v roce 1902 americký inženýr Willis H. Carrier, který začal vymýšlet a později i vyrábět klimatizační zařízení pro textilky a tiskárny. Tyto klimatizace byly stále ještě poměrně robustní, ale již roku 1931 dokázal W.H. Carrier své zařízení zmenšit a nainstalovat do jídelního železničního vozu. Po druhé světové válce následovaly autobusy, osobní automobily a v masovém měřítku nakonec i domácnosti. Dnes díky hromadné výrobě a léty ověřené konstrukci lze pořídit malou klimatizační jednotku již za několik tisíc korun [32].

Rozšíření klimatizací ovšem sebou neslo i negativní dopady. Velkým problémem druhé poloviny dvacátého století bylo použití chladiv na bázi freonů, které jak se později zjistilo poškozují ozonovou vrstvu. Na přelomu osmdesátých a devadesátých let bylo přijato několik mezinárodních dohod (Vídeňská úmluva, Montrealský protokol), které měly za cíl regulovat výrobu a použití těchto nebezpečných látek.

Přítomnost klimatizací v železničních vozidlech (či obecně ve vozech veřejné hromadné dopravy) ovšem nebyla v zemích bývalého východního bloku ještě i v nedávné minulosti běžnou záležitostí. Důvodů je několik, předně jsou to systémy, které se znatelně navyšují pořizovací cenu vozidla, dále zvyšují provozní náklady (energie, servis, náhradní díly) a v neposlední řadě využitelnost v českých zeměpisných šířkách nebyla v minulosti během letních měsíců vysoká. Ovšem s měnící se kulturou cestování je osazení klimatizačních systémů v železničních vozidlech nutností a postupně si nacházejí cestu i do vozidel městské hromadné dopravy. Vliv na tuto skutečnost samozřejmě mají i změny klimatu, které pravidelně v posledních deseti letech přináší dlouhá období extrémně vysokých teplot. Dobře zaizolovaný vůz, velká prosklená plocha a dnes i běžná nemožnost použití manuální ventilace, tyto aspekty definují nároky na vysokou spolehlivost a správné dimenzování klimatizačního systému. jeho selhání v letních měsících prakticky okamžitě způsobí neobyvatelnost vozidla.

1 Úvod do problematiky chlazení

1.1 Mechanismy přestupu tepla

V této kapitole jsou popsány mechanismy prostupu tepla, základní výpočtové vztahy a kritéria používaná pro výpočet sdílení tepla.

Rozdělujeme tři základní způsoby přestupu tepla [1]:

- přenos tepla vedením (kondukcí)
- přenos tepla prouděním (konvekci)
- přenos tepla sáláním (radiací)

Při skutečném procesu sdílení tepla se většinou vyskytuje kombinace těchto tří způsobů. Často je však jeden z těchto způsobů do takové míry dominantní, že je přípustné ostatní způsoby přenosu tepla zanedbat.

Základním předpokladem kteréhokoliv výše uvedeného způsobu přestupu tepla je existence teplotního rozdílu a to směrem, jaký je formulován druhým termodynamickým zákonem, jehož Clausiova formulace nám říká, že [1]:

"Teplu nemůže samovolně přecházet z tělesa o teplotě nižší na těleso o teplotě vyšší."

Teplu tedy vždy samovolně přechází z oblasti o teplotě vyšší do oblasti o teplotě nižší.

Základní veličinou je tepelný tok \dot{Q} , jehož jednotkou je watt [W] a měrný tepelný tok \dot{q} [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$], který udává hustotu tepelného toku na metr čtvereční.

Přenos tepla vedením (kondukcí)

Je to způsob sdílení tepla, kdy částice s vyšší teplotou předá teplo částici s nižší teplotou. Těmi částicemi mohou být jak molekuly (plynné či kapalně látky) nebo atomy (pevné látky). Jedná se tedy o přenos kinetické energie, jelikož je vyvolán srážkami kmitajících částic v látce. Nejčastěji se tento typ přenosu tepla vyskytuje u pevných látek, ale ve zvláštních případech je možný i u tekutin (v případě, kdy je potlačen makroskopický pohyb částic dané látky) [16].

Sdílení tepla kondukcí dělíme na dva typy:

- **vedení ustálené (stacionární)** - rozdíl teplot v jednotlivých částech tělesa se v průběhu času nemění
- **vedení neustálené (nestacionární)** - dochází k postupnému vyrovnávání teplot mezi jednotlivými částmi tělesa

Rychlost, jakou probíhá vedení tepla udává veličina součinitel tepelné vodivosti λ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]. Pomocí této veličiny můžeme mezi sebou porovnávat jednotlivé látky, které lze nadále dělit na tepelné vodiče a tepelné izolanty.

Při výpočtu se vychází z Fourierova zákona ve tvaru [1]:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \quad (1.1)$$

Přenos tepla prouděním (konvekcí)

Při přenosu tepla konvekcí dochází k předávání tepla mezi proudem hmoty a nejčastěji pevným povrchem. Tento přenos tepla se uplatňuje pouze u látek, jehož skupenství proudění umožňuje, tedy látky kapalné, plynné eventuálně plazma.

Na hodnotě součinitele přestupu tepla má vliv intenzita proudění. V důsledku toho rozlišujeme dva základní typy konvekce:

- **přirozená** - pohyb média je vyvozeno rozdílem hustot (teplot)
- **nucená** - pohyb média je vyvozeno působením kompresoru, ventilátoru, čerpadla, ale i například větrem
- **kombinovaná** - platí, že nucenou konvekci vždy doprovází i konvekce přirozená, ta je ovšem kvůli své velikosti často zanedbávaná

Velikost sdílení tepla prouděním vyjadřuje Newtonův zákon ve tvaru:

$$q = \alpha \cdot (T_w - T_\infty) \quad (1.2)$$

Součinitel přestupu tepla α [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] je závislý na geometrii kanálu, ve kterém médium proudí a typu konvekce a spočítá se pomocí Nusseltova bezrozměrného kritéria.

Přenos tepla sáláním (radiací)

Jedná se o nejsložitější typ sdílení tepla. Radiační přenos tepla probíhá pomocí elektromagnetického záření, které se po dopadu může přeměnit na tepelný tok. Každý objekt v prostoru o teplotě vyšší než 0 [K] elektromagnetické záření emituje i absorbuje, tedy probíhá zde vzájemná výměna energie.

Velikost vyzážené energie reálného tělesa ku vyzážené energii dokonale černého tělesa určuje emisivita ε . Tato veličina nabývá hodnot intervalu $\langle 0;1 \rangle$, přičemž $\varepsilon = 0$ označuje dokonalý odrazový objekt a $\varepsilon = 1$ označuje dokonalý zářič (dokonale černé těleso). Emisivita materiálu výrazně závisí na charakteru (kvalitě) povrchu, tedy na teplotě, barvě povrchu ale také jeho zpracování (drsnot) či na směru vyzařování. Jako zvláště složitá problematika se přenos tepla sáláním ukazuje v případě větší soustavy zářičů.

Pro praktické výpočty ztrát sáláním do okolí se používá Stefan - Boltzmannův zákon ve tvaru:

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_w^4 - T_\infty^4) \quad (1.3)$$

Kde:

σ Stefanova-Boltzmannova konstanta ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$])

ε emisivita šedého tělesa [-]

T_w teplota sálajícího povrchu [K]

Bezrozměrná kritéria

Při výpočtech sdílení tepla se hojně využívá teorie podobnosti. Tato teorie říká, že v případě, pokud jsou různé systémy navzájem podobné, stačí popsat jediný z nich a na základě vhodně definovaných poměrů jednotlivých parametrů systému přenést výsledky na systémy ostatní. Tyto poměry se nazývají kritéria podobnosti, jsou tvořeny bezrozměrnými čísly a v této problematice se používají především pro výpočty součinitelů přestupu tepla.

Zejména to platí v případě konvektivního přenosu, kdy součinitel přestupu tepla α je funkcí celkem 7 proměnných veličin a to jsou:

w	rychlost proudění [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
L	charakteristický rozměr [m]
ρ	hustota proudícího média [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
ν	kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
c	měrná tepelná kapacita [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
λ	součinitel tepelné vodivosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Na základě Buckinghamova π - teorému se dá těchto 7 rozměrových proměnných zjednodušit na vztah mezi 3 bezrozměrnými kritérii. Jedná se o Nusseltovo, Prandtlovo a Reynoldsovo kritérium.

- **Nusseltovo kritérium** - vyjadřuje poměr konvektivního a konduktivního přenosu tepla v mezní vrstvě tekutiny. Používá se k získání součinitele přestupu tepla α .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (1.4)$$

- **Prandtlovo kritérium** - vyjadřuje míru podobnosti mezi rychlostním a teplotním polem, tedy, zda v tekutině převládá přenos konvektivní, či konduktivní

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda} \quad (1.5)$$

- **Reynoldsovo kritérium** - vyjadřuje poměr setrvačných a vnitřních třecích sil v proudící tekutině. Je to kritérium pro nucené proudění tekutiny

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} = \frac{w \cdot L \cdot \rho}{\mu} \quad (1.6)$$

Dále je tu řada dalších méně častých bezrozměrných kritérií, se kterými se lze při výpočtech setkat [2] [18] [23]:

- **Grashofovo kritérium** - vyjadřuje poměr vztlakových a viskózních síl

$$Gr = \frac{g \cdot L^3 \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (1.7)$$

Kde:

g	zemské tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
β	teplotní součinitel objemové roztažnosti [K^{-1}]
ΔT	teplotní diference [K]

- **Pécletovo kritérium** - vyjadřuje poměr rychlostí konvektivního a konduktivního sdílení tepla, v případě použití pro výpočet sdílení tepla je ekvivalentní součinu Reynoldsova a Prandtlova čísla

$$Pe = Re \cdot Pr = \frac{w \cdot L}{\alpha} \quad (1.8)$$

- **Rayleighovo číslo** - na základě tohoto bezrozměrného čísla známe charakter proudění, tedy zda se jedná o laminární, přechodný či turbulentní režim

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\beta \cdot g \cdot L^3 \cdot \Delta T}{\alpha \cdot \nu} \quad (1.9)$$

1.2 Požadavky kladené na vlakové klimatizační jednotky

Při projektování zařízení HVAC je třeba zvážit typ použitého napájení, maximální hmotnost či určení kolejové jednotky. Velký důraz je třeba klást na úroveň zvukové zátěže v interiéru a exteriéru a to během celého procesu návrhu. Mezi další požadavky na výrobce patří umístění zařízení, přístupnost, spolehlivost, provozní a servisní náklady.

Rozdělení

V počátku návrhu klimatizačního zařízení je zásadní vědět, v jaké třídě kolejových vozidel bude jednotka sloužit. Tedy zda se bude jednat o dálkové či příměstské vlaky, případně o vozy MHD. Rozdíl spočívá především ve frekvenci otevírání dveří (v případě MHD například každých několik minut), což způsobuje intenzivní výměnu vzduchu s okolím a výrazně zvyšuje potřebný chladicí výkon. U vozů MHD a některých příměstských vlaků je přítomen i další negativní faktor a to velikost prosklené plochy, která je obvykle i několikrát větší, než u dálkových vozů. O jak velký přírůstek tepelného toku vlivem přímého slunečního záření se jedná bude dále zhodnoceno v kapitole č. 2.

Dále záleží, zda je jednotka určena pro klimatizaci prostoru pro cestující či pouze pro kabinu strojvedoucího. Podstatné je také znát, zda je vlak napájen z trolejí, či se jedná o diesel lokomotivu.

Požadavky pro vnitřní podmínky a kvalitu vzduchu u dálkových vlaků jsou uvedeny v normě EN 13129:2016, pro příměstské vlaky platí norma EN 14750:2006. Klimatizovaný prostor stanoviště strojvedoucího řeší norma EN 14813-1:2006 + A1:2010.



Obr. 1.2.1 Klimatizační jednotka

Kompresor

V klimatizační technice se dlouhou dobu používaly pístové a lamelové kompresory. Před zhruba patnácti lety začaly být postupně nahrazovány tzv. scroll kompresory (česky spirálové kompresory). Hlavní přednost těchto kompresorů je výrazně vyšší životnost daná zvýšenou odolností vůči nasátí kapaliny kompresorem. Mezi jejich další výhody patří nízká hluchnost a vibrace, hmotnost, konstantní tlak či vysoká spolehlivost, která je daná mnohem menším počtem dílů než je běžné u pístových kompresorů.

Napájení

Systémy, které používají napájení například ze třetí kolejnice či trolejového vedení jsou vystaveny častým přerušením dodávky elektrické energie. To způsobí, že zařízení HVAC se vypne nezávisle na řídicím systému, takže konstrukce zařízení musí počítat s těmito výpadky a následným požadavkem na restartování zařízení. Zařízení, která generují energii z palubního zdroje jsou méně náchylná na výpadky elektrické energie, ovšem kvůli limitované kapacitě je zde kladen větší důraz na efektivitu systému HVAC. V obou případech musí být návrh řízení systému HVAC koordinován s řídicím a rozvodným systémem vozidla tak, aby nemohlo dojít k přetížení systémů vozidla jak při ustáleném režimu, tak při startu zařízení.

Důležitou roli hraje především samotná spotřeba zařízení nejen z pohledu ekonomičnosti provozu, ale především kvůli technickým parametrům elektrických zařízení umístěných ve vlaku. Klimatizační jednotky jsou totiž napájené z měničů, tedy je třeba vzít v potaz jejich maximální technické limity. To je zvláště důležité v případě tzv. retrofitů (výměna vysloužilé jednotky za novou při modernizaci vozu), kdy se často stane, že tyto měniče ani nelze vyměnit.

Konfigurace a prostorová omezení

Zařízení a jednotlivé komponenty HVAC se obvykle konstruuje tak, aby mohly využít volný prostor na jednotce. Volný prostor pod a uvnitř vozidla je velmi limitovaný, zařízení se tedy nejčastěji umísťuje na střechnu vozu. Výška vozidla, střešní profil a další omezení určují konečný tvar a velikost zařízení.

Životnost a odolnost

Vzhledem k tomu, že podstatná část zařízení se nachází vně vozu, je vystaveno extrémním podmínkám počasí (návrhové podmínky se liší dle zóny, pro kterou je jednotka určena, v oblasti ČR se lze setkat jak s extrémními mrazy, tak s velkými horky). Z tohoto důvodu je třeba volit materiály a povlaky vyznačující se vysokou odolností.

Zvlášť velká pozornost se věnuje testování jednotky odolnosti vůči vibracím. Jednotka musí být navržena tak, aby vydržela nejen samotné vibrace způsobené běžným pohybem vlaku po kolejnicích, ale také velké rázy, které vznikají například při posunování a srážení vagónů. Tedy každá komponenta a její uchycení v jednotce musí být voleno tak, aby i přes tyto nepříznivé jevy nedošlo ke snížení životnosti jednotky. Testování rázů a vibrací se věnuje norma IEC 61373-2010.

Údržba

Železniční zařízení HVAC je během provozu vystavováno mechanickým rázům, vibracím, často je vyžadován provoz za zvýšené teploty a tlaku kondenzace a je zde časté opakování cyklů zapnutí/vypnutí z důvodu přerušení napájení a jiných podmínek, které nejsou typické pro ustálený provoz. V důsledku toho jsou součásti systému HVAC více namáhané, než ekvivalentní zařízení stacionárního typu a proto vyžadují častější údržbu a servis. Vzhledem k tomu, že moderní uzavřený železniční vůz s dobře izolovanou konstrukcí je téměř nepoužitelný v okamžiku, kdy klimatizace selže, je zde kladen důraz na vysokou spolehlivost. Návrh zařízení musí zohlednit přístupnost všech důležitých součástí zařízení, jejich snadnou údržbu a v případě potíží snadnou diagnostiku a následnou opravu či výměnu problematického komponentu.

Většina vlaků je dnes konstruována jako ucelená souprava s trvale spojenými vozidly. V takovém případě selhání jedné jednotky HVAC zapříčiní nutnost odstavení celé vlakové jednotky po dobu nezbytně nutnou k opravě zařízení. Vzhledem k tomu, že v éře soukromých dopravců je velmi neefektivní mít v záloha celé náhradní soupravy, je trend modulárních, samostatných jednotek zařízení HVAC s uzavřenými chladicími okruhy, které jsou určeny pro rychlou demontáž a výměnu, aby se vozidlo mohlo vrátit co nejdříve na trať. Vadné zařízení HVAC je následně diagnostikováno, opraveno v servisním středisku bez jakéhokoliv narušení traťového řádu.

Bezpečnost

Spolehlivost připevnění zařízení k vlakové jednotce je priorita - uvolněný kus může vážně ohrozit okolí trati či dokonce může způsobit vykolejení vlaku. Zařízení je opatřeno izolátory vibrací. Veškeré pohybující se části musí být bezpečně zakrytovány. Ovládání a zařízení vysokého napětí musí být označeny schválenými varovnými značkami. Tlakové nádoby musí splňovat příslušné normy pro ochranu cestujících a personálu.

Zvláštní zřetel je třeba brát na hořlavost použitých materiálů v jednotce. Posoudit se musí veškeré použité izolace stěn či potrubí, dále ale i použité plasty na kabelech, průchodkách, servomotorech apod.. Hořlavost a toxicita se hodnotí dvojím způsobem a to jednak jako samostatná součást, která má nějaký objem potenciálně škodlivého materiálu. Pokud je vyhodnocena jako bez rizika, ještě to neznamená vyřešení problému, jelikož se musí posoudit i vzhledem ke svému okolí (hořlavost jiných blízko umístěných součástí). Podrobnostmi se zabývá norma EN 45545.

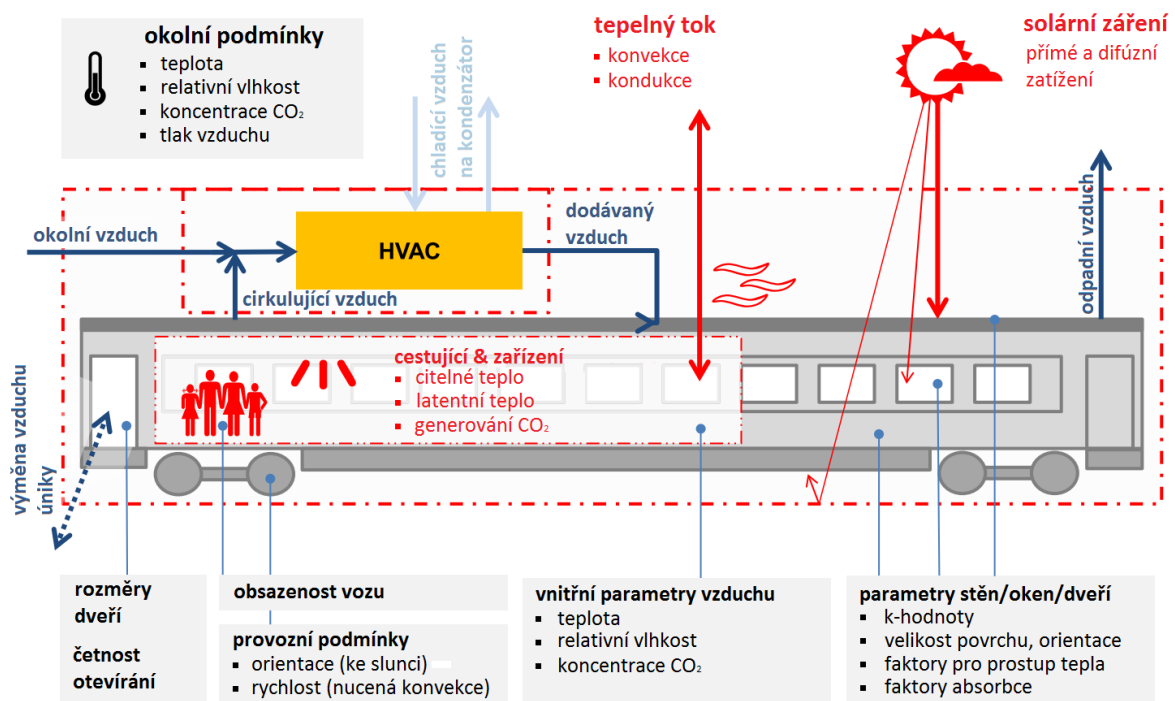
Další požadavky

Železniční vozidla obvykle mají výstupní otvor ohřátého vzduchu nad hlavami cestujících. Topné elementy jsou také umístěny v podlaze, jejichž cílem je eliminovat tepelné ztráty a pocit chladu od země. Vytápění se obvykle provádí elektrickými odporovými prvky.

Cílem je zajištění a udržení vnitřní tepelné pohody i za plné obsazenosti, limitních stavů teplot okolního prostředí a maximálního solárního zisku.

Distribuce a větrání vzduchu

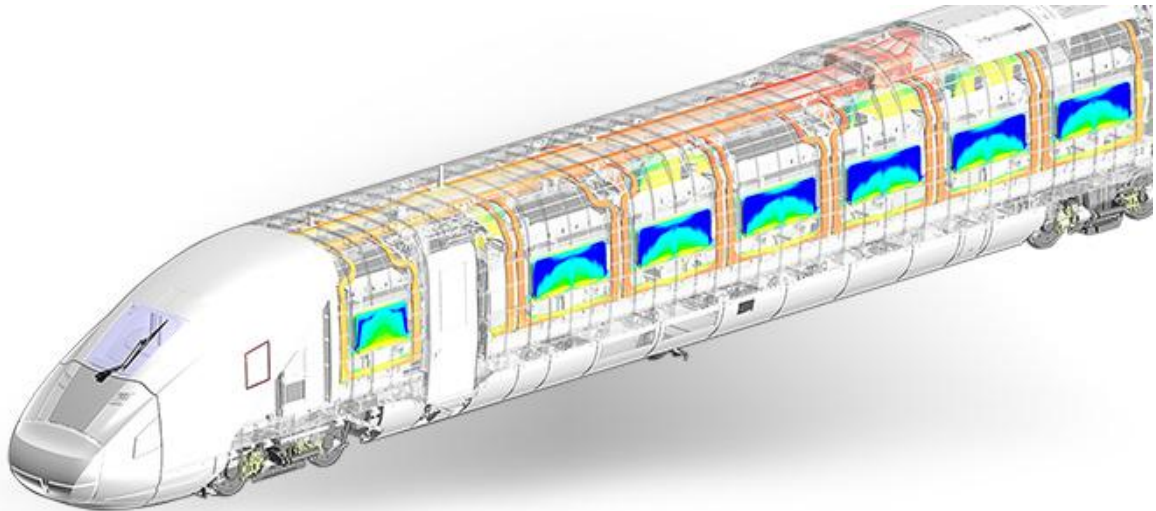
Na následujícím obrázku je znázorněno osobní železniční vozidlo se systémem HVAC včetně všech faktorů, které ovlivňují tepelné podmínky uvnitř vozidla. Modrou barvou jsou znázorněny typické toky vzduchu, červenou barvou poté faktory ovlivňující tepelnou pohodu ve vozidle.



Obr. 1.2.2 Parametry ovlivňující tepelnou pohodu ve voze [36]

Při návrhu skříně je projektant limitován vnějšími i vnitřními rozměry (komfort, kapacita). Z tohoto důvodu má velmi omezené možnosti ve volbě tloušťky izolace a je obvykle nutné volit kompromis mezi pevnostními, antivibračními parametry a tepelnou vodivostí.

Jak zobrazuje schematický model zobrazený na obr. 1.2.3, vzduch se do vozu přivádí několika způsoby. Pomocí rozváděcích kanálů s výdechy pod okny či z centrálního kanálu u stropu vozu. Hlavní potrubí umístěné u stropu musí být izolováno, aby nedošlo k tepelným ziskům/ztrátám či kondenzaci [6].



Obr. 1.2.3 Schéma rozvodu ventilačního systému uvnitř vozu [37]

1.3 Chladiva

Chladivo je látka, která pro proces vypaření přijímá teplo z okolí přičemž touto teplotou rozumíme požadovanou chladicí teplotu, a odevzdává teplo při kondenzaci za vyšších parametrů (teplota a tlak), než jaké jsou výparné parametry.

Jako chladivo může sloužit široké spektrum látek, ale zdaleka ne každá má vhodné vlastnosti pro reálné využití v praxi. Základní parametry jsou:

- Termodynamické vlastnosti
- Fyzikální vlastnosti
- Chemické vlastnosti
- Bezpečnost
- Finanční náklady

Rozdělení chladiv [8]

Jednosložková chladiva dělíme na dva základy - chladiva přírodní a chladiva syntetická.

Chladiva přírodní

Mezi základní přírodní paliva patří uhlovodíky (propan, R290), čpavek (NH_3), oxid uhličitý (CO_2) či voda (H_2O). Jedná se o chladiva s nulovým či pouze minimálním dopadem na změnu klimatu (o několik řádů nižší vliv, než chladiva syntetická). Z tohoto důvodu se na ně nevztahuje podobná regulace, jako u syntetických chladiv. Značí se R7XY, kde XY je zaokrouhlená molová hmotnost dané sloučeniny.

Chladiva syntetická

Lze je rozdělit do tří skupin:

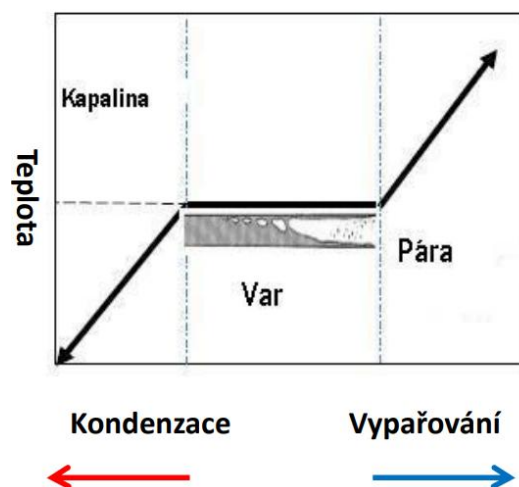
- Plně halogenované uhlovodíky (CFC) - Označují se jako tvrdé freony. V minulosti se významně podílely na ničení ozonové vrstvy, z tohoto důvodu je veškeré jejich používání od 1.1.2010 zakázáno. Mezi typické představitele patří R11, R112, R113
- Částečně halogenované uhlovodíky (HCFC) - Označují se jako měkké freony. Díky předpokládané nižší stabilitě měly nahradit tvrdé freony, které významně poničily ozonovou vrstvu. Bohužel se domněnka nepotvrdila a tyto látky se dál podílí na degradaci ozonové vrstvy. Z tohoto důvodu je od 1.1.2015 zakázáno uvádět na trh nová a současně servisovat stará zařízení s tímto typem chladiva. Typickými představiteli jsou R22, R123, R124.
- Částečně fluorované uhlovodíky (HFC) - Jedná se o paliva bez obsahu chloru, tedy s nulovým ODP (Ozone Depleting Potential - potenciál poškození ozonové vrstvy). Označují se jako F-plyny. Tato skupina chladiv má obvykle vysoké GWP (podrobnosti níže), tedy je snaha na základě mezinárodních úmluv nahradit tyto látky novou generací chladiv. Typickými zástupci jsou R134a, R404a, R407a
- Jiná syntetická chladiva (HFO = fluoro-oleofiny) - Nová generace chladiv s nízkým GWP a nulovým ODP složená z vodíku, fluoru a uhlíku. Hlavní představitel této řady je chladivo R1234yf, které bylo vyvinuto jako náhrada v automobilech často používané R134a. Další typy jsou R452A či R449A

Směsi chladiv

V případě, že chladivo obsahuje dvě a více složky, hovoříme o směsi chladiv. Tímto způsobem lze získat chladivo pro nás ideálních vlastností. Směsi se dále dělí na azeotropní a zeotropní.

Azeotropní směs

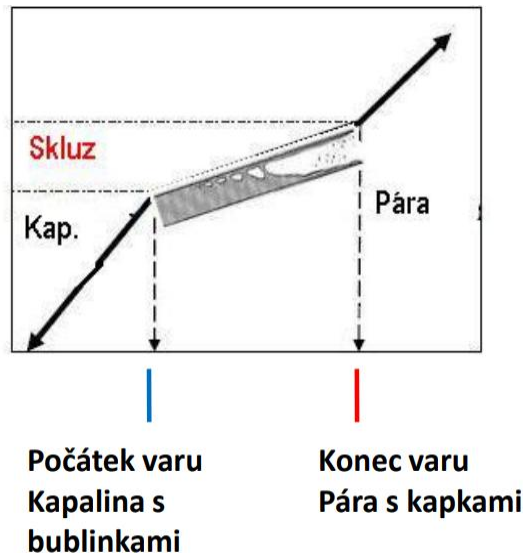
Tato směs se chová jako jednosložkové chladivo, tedy obě chladiva mají při rovnovážném stavu stejné složení páry i kapaliny. Charakteristickým znakem těchto směsí je, že mají konstantní teplotu vypařování při konstantním tlaku. Značí se R5XY. Jedná se například o R502 či R507 [24].



Obr. 1.3.1 Průběh změny skupenství azeotropní směsi [24]

Zeotropní směs

Směs, která se chová jako vícesložkové chladivo. Vypařovací cyklus probíhá za konstantního tlaku, ale rozdílných teplot počátku a konce varu. V důsledku toho má plynná i kapalná fáze odlišné složení. Značí se R4XY. Typickými zástupci tohoto druhu chladiv jsou R404A, R407C atd [24].



Obr. 1.3.2 Průběh změny skupenství zeotropní směsi [24]

Značení chladiv

Značení paliv má kvůli své přehlednosti zaveden následující systém vymezen normou DIN 8960:

R A B C D x

- | | |
|---|---|
| R | značení chladiva (Refrigerant) |
| A | čtvrté číslo zprava značí počet dvojných vazeb |
| B | třetí číslo zprava značí počet atomů uhlíku - I |
| C | druhé číslo zprava značí počet atomů vodíku + I |
| D | první číslo zprava značí počet atomů fluoru |
| x | dodatečné značení (velké písmeno značí rozdělení dle procentuální složení směsi, malé písmeno označuje stupeň asymetrie izomeru sloučeniny) |

Bezpečnostní listy chladiv

Je to list, který vydává výrobce chladiva na základě provedených zkoušek. Obsah těchto listů stanovují předpisy a nařízení státu, na kterém se dané chladivo distribuuje. Základní údaje, které se dočteme v bezpečnostních listech jsou [33]:

- Výrobce, dovozce, jednoznačná identifikace chemické látky nebo směsi (obchodní a chemické značení)
- Klasifikace látky nebo směsi (hořlavost, výbušnost, možné dopady na lidské zdraví)

- Chemické složení
- Pokyny pro první pomoc
- Požární směrnice (vhodná/nevhodná hasiva, rizika, pokyny pro hasiče)
- Pokyny pro případ náhodného úniku
- Manipulace a skladování
- Osobní ochranné pomůcky a omezování expozice
- Fyzikální a chemické vlastnosti
- Stabilita a reaktivita
- Toxikologické informace
- Ekologické informace
- Pokyny pro likvidaci
- Informace pro přepravu
- Směrnice, předpisy, normy

GWP (Global Warming Potential) je koeficient, který vyjadřuje potenciál způsobovat klimatické změny. Porovnává množství odcházejícího infračerveného záření zachycené určitým množstvím daného plynu a množství odcházejícího infračerveného záření zachycené stejným množstvím CO₂ a bere do úvahy životnost plynu v atmosféře. Tedy zjednodušeně řečeno, kolikrát více dané chladivo přispívá ke skleníkovému efektu, než CO₂. Hodnota $GWP_{CO_2} = 1$.

ODP (Ozone Depletion Potential) je koeficient označující potenciál vyčerpání ozonu vztažený k referenčnímu chladivu R 11. Rozsah hodnot koeficientu ODP je $\langle 0,1 \rangle$, přičemž hodnota $ODP_{R11} = 1$. Všechna paliva s hodnotou $ODP > 1$ jsou regulována.

1.4 Chladiva používaná ve vlakové klimatizační technice

V současné době stále nachází uplatnění především dvojice chladiv - R407C a R134a. Na základě tlaku regulačních orgánů nyní probíhá intenzivní vývoj chladiv s nižším dopadem na životní prostředí.

Chladivo R407C

Jedná se o zeotropní směs chladiv vyvinuté jako náhrada za problematické R22 pro použití v klimatizačních systémech a tepelných čerpadlech. Vzhledem k velkému množství zařízení na bázi R22 je vhodné pro retrofity, při výměně je však nutné vyměnit olej za esterový. Skládá se z 25 % hm. R125, 23 % hm. R32 a 52 % hm. R134a. Používá se pro vypařovací teploty -20 až +20 [°C], vyznačuje se ovšem vysokým tepelným skluzem 7,4 [K]. Výparné teplo dosahuje 249,73 [kJ/kg] při teplotě -43,7 [°C] za tlaku 1,013 [bar]. Vzhledem k jeho vysokému koeficientu GWP s hodnotou 1774 a stále rostoucí ceně bude do budoucna toto chladivo nahrazeno novou generací chladiv [11].

Chladivo R134a

Chladivo R134a (chemický zápis CH_2FCF_3) se řadí mezi fluorované skleníkové plyny. Stále patří mezi nejpoužívanější chladiva. R134a není nebezpečný pro ozonovou vrstvu, ale je problematický kvůli svému relativně vysokému GWP koeficientu. Z tohoto důvodu je snaha ho postupně nahrazovat chladivem R1234yf. Dle nařízení Evropské komise dochází k postupnému zákazu uvádění na trh v konečných produktech, které obsahují chladiva s GWP přesahující stanovené hodnoty (nařízení (EU) 517/2014). Již dříve bylo rozhodnuto nařízením Evropské komise číslo 2006/40/EK, že toto chladivo nesmí být použito v klimatizačních systémech nových modelů osobních automobilů, které byly uvedeny na trh po 1.1.2011 (nařízení se týká všech chladiv s GWP vyšším jak 150, R134a dosahuje hodnoty GWP 1430) [33]. Všeobecný zákaz použití chladiva R134a k 1.1.2017 opět platí pouze pro osobní automobily. Kolejových vozidel se dosud žádná regulace netýká.

R134a je nehořlavá látka, která se používá od 90. let jako chladivo především v domácnostech a v klimatizacích dopravních prostředků, kde nahradilo pro ozonovou vrstvu nebezpečný R12. Jedná se o jednosložkové nízkotlaké chladivo, které se používá v rozsahu výparných teplot $-30\text{ }^\circ\text{C}$ až $+15\text{ }^\circ\text{C}$. Výparné teplo dosahuje $217,1\text{ [kJ/kg]}$ při teplotě $-26,3\text{ }^\circ\text{C}$ za tlaku $1,013\text{ [bar]}$ [11].

Chladivo R513A

Jedná se o chladivo vyvinuté jako přímý nástupce chladiva R134a. Vyznačuje se nulovým koeficientem ODP a nižším koeficientem GWP, konkrétně hodnotou 631. Jedná se o azeotropní směs, tedy s nulovým teplotním skluzem, složenou z 56 % hm. R1234yf a 44 % hm. R134a. Klasifikace ASHRAE A1, tedy nehořlavé a netoxické. Energetická účinnost je srovnatelná s R134a, možnost retrofitu tohoto chladiva [39].

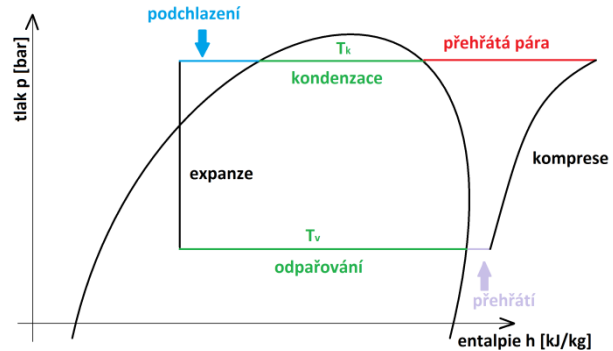
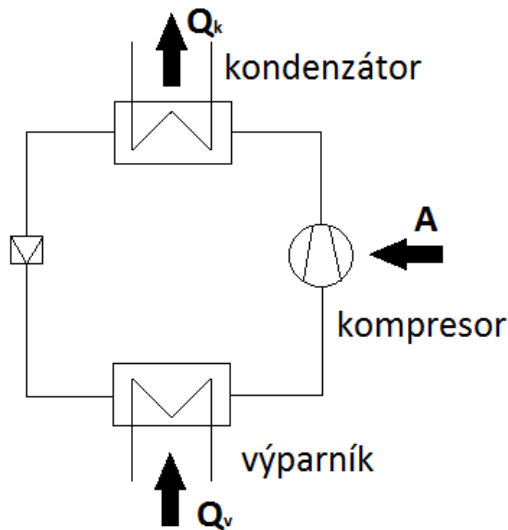
1.5 Princip chlazení

Princip chlazení využívá znění 2. termodynamického zákona, který říká, že teplo samovolně přechází z tělesa teplejšího na těleso chladnější a tento proces potrvá tak dlouho, dokud nedojde k vyrovnání teplot obou těles, tedy k rovnovážnému stavu. Odebíráme tedy teplo tělesům či látkám, které tím ochlazujeme, toto teplo lze využít na změnu skupenství - v tomto případě mluvíme o výparném teple látky. Chladivem se rozumí látky, které mají bod varu při nízkých teplotách.

Princip kompresorového chlazení

Je to typ chladicího okruhu, který využívá změny skupenství chladiva a související tepelné děje.

Páry chladiva jsou nasávány kompresorem z trubkového systému a expanzní nádoby. Tato nádoba slouží k odloučení vlhkosti chladiva, které by jinak mohlo poškodit kompresor. Pokud je zařízení mimo provoz, slouží zároveň jako sběrač chladiva. Páry chladiva jsou kompresorem stlačovány a přiváděny do kondenzátoru, kde dojde ke kondenzaci a tedy předání kondenzačního tepla do okolí. Zkondenzované (zkapalněné) chladivo dále odchází do sběrače chladiva, kde je skrze redukční ventil vstříkováno do výparníku. Zde dojde díky podchlazení a nízkému tlaku k přechodu chladiva do plynné fáze. K tomu je potřeba výparné teplo, které je odebráno z prostoru, ve kterém je výparník instalován. Pohyb chladiva v chladicím okruhu je zajištěn kompresorem. V okruhu se nachází množství škrticích a regulačních ventilů potřebných ke správnému provozu chladicího zařízení.

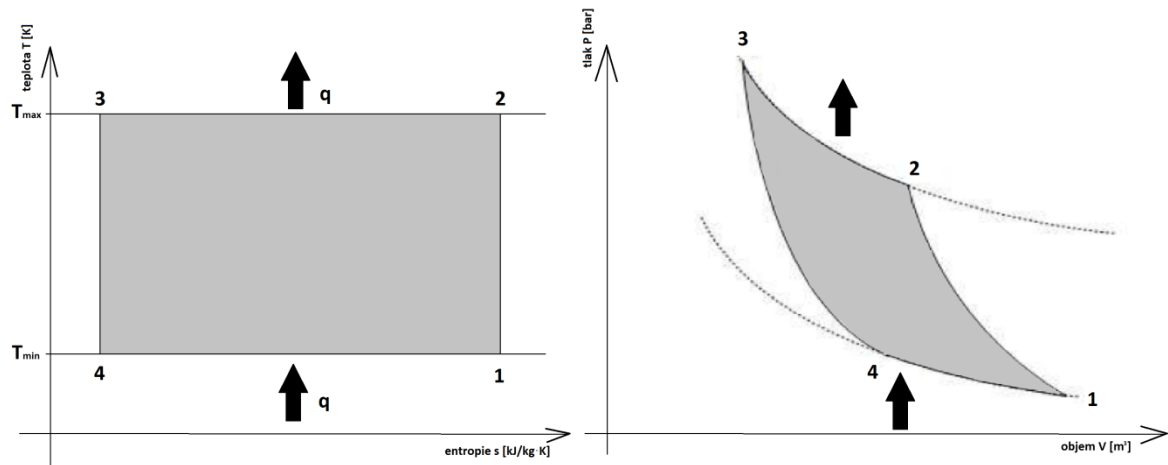


Obr. 1.5.1 Princip kompresorového chlazení

Obr. 1.5.2 p-h diagram chladicího okruhu

Carnotův obrácený cyklus

Ideální chladicí oběh využívá Carnotův obrácený cyklus. Tento cyklus využívá stejné termodynamické procesy jako standardní Carnotův cyklus pro tepelný stroj, ovšem má opačné směry šipek. Carnotův obrácený cyklus je cyklem tzv. ideální ledničky (Carnotovy ledničky) a používá se pro porovnávání účinností reálných chladících zařízení.



Obr. 1.5.3 Průběh Carnotova obráceného cyklu v T-s a p-v diagramu

Kde:

- 1 - 2 adiabatická komprese
- 2 - 3 izotermická komprese
- 3 - 4 adiabatická expanze
- 4 - 1 izotermická expanze

Chladivo je přivedenou prací a adiabaticky stlačeno, přičemž se zvýší teplota z T_v na T_k a tlak z p_v na p_k . V chladiči je při izotermické kompresi teplo q_k odvedeno do okolí. Poté chladicí látka adiabaticky expanduje, expanzí se opět sníží teplota na T_v a chladicí látka odebere teplo q_0 z okolního prostoru. Adiabatická práce a je vyjádřena ohraničnou plochou izoentrop a izoterm.

$$q_0 = T_v \cdot (s_1 - s_4) \quad (1.10)$$

$$q_k = T_k \cdot (s_2 - s_3) \quad (1.11)$$

$$a = q_k - q_0 \quad (1.12)$$

Kde:

T_v	vypařovací teplota [K]
T_k	kondenzační teplota [K]
q_0	měrné teplo odebrané výparníkem [$J \cdot kg^{-1}$]
q_k	měrné teplo odevzdané v kondenzátoru [$J \cdot kg^{-1}$]
a	měrná adiabatická práce [$J \cdot kg^{-1}$]
s	entropie [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

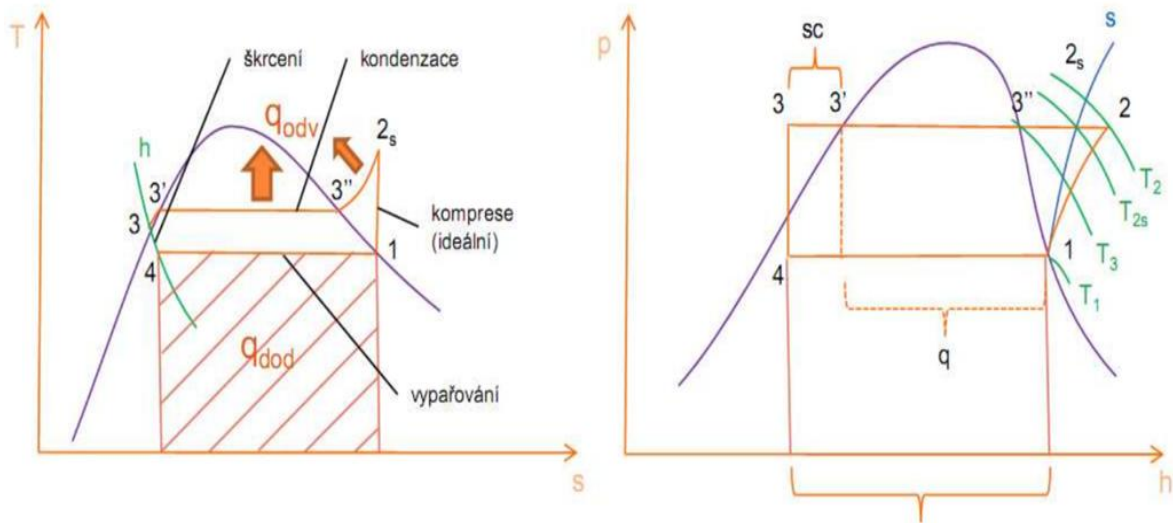
Chladicí faktor chladicího zařízení (COP = Coefficient of Performance) je výkonový koeficient, který vyjadřuje poměr mezi odvedeným teplem a prací, kterou je třeba dodat pro fungování cyklu. Používá se jako vyjádření účinnosti.

$$COP = \varepsilon_{ch,carnot} = \frac{q_0}{a} = \frac{T_v \cdot (s_1 - s_4)}{T_k \cdot (s_2 - s_3) - T_v \cdot (s_1 - s_4)} = \frac{T_v}{T_k - T_v} \quad (1.13)$$

Clausius - Rankinův cyklus

Pro kompresorová zařízení je ovšem třeba využít oběh s parním médiem, tedy Clausiův - Rankinův cyklus.

Teplo je odebíráno z okolí výparníkem, kam vstupuje chladicí látka ve stavu mokré páry (4 - 3). Odebrané teplo slouží k úplnému odpaření, tedy je žádoucí stav syté (bod 1) či přehřáté páry (bod 1'). Tyto páry jsou následně nasávány kompresorem (z tohoto důvodu nesmí být pára mokrá - kapičky by mohly poškodit komponenty kompresoru), tedy probíhá adiabatická komprese na vyšší tlak p_2 a teplotu T_k (1 - 2). Tato vysokotlaká pára dále vstupuje do kondenzátoru, kde dojde k odebrání tepla chladicí látky, která změní skupenství a tedy zkondenzuje (2 - 3). Lze také kapalně chladivo podchladit až do bodu 3', čímž se v diagramu posune bod 4 více doleva, tedy i rozdíl entalpií a výsledný chladicí výkon bude vyšší. Z kondenzátoru odchází kapalně chladivo skrze expanzní ventil, ve kterém dochází k izoentalpickému škrcení, tedy maření tlakové energie na tlak p_1 a takto ochlazený na teplotu T_v vstupuje opět do výparníku.



Obr. 1.5.4 Průběh Clausius - Rankinova cyklu v T-s a p-v diagramu [12]

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (1.14)$$

$$q_k = h_2 - h_3 \quad (1.15)$$

Jelikož škrcení probíhá izoentalpicky, lze napsat:

$$h_3 = h_4 \quad (1.16)$$

Tedy měrná adiabatická práce kompresoru bude mít tvar:

$$a = q_k - q_0 = (h_2 - h_3) - (h_1 - h_4) = h_2 - h_1 \quad (1.17)$$

Chladicí výkon:

$$P_{ch} = (h_1 - h_4) \cdot \dot{m} \quad (1.18)$$

Chladicí faktor COP má tvar:

$$COP = \varepsilon_{ch} = \frac{q_0}{a} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.19)$$

Reálný chladicí cyklus

Clausius - Rankinův cyklus je pouze teoretický ideální cyklus a od skutečnosti se poněkud liší.

V prvé řadě je třeba vzít v potaz přehřátí páry ve výparníku. To se dělá z toho důvodu, abychom měli jistotu, že do kompresoru nenasajeme kapičky chladiva, které by se vypařily při stlačování.

Dále je třeba počítat s kompresí par chladiva. V ideálním Clausius - Rankinově cyklu uvažujeme izentropickou kompresi. Ve skutečnosti je ovšem parám chladiva předáváno teplo vyvinuté kompresorem, čímž na výstupu získáme páry o vyšší teplotě. Děj tedy není izentropický, ale polytropický. Navíc v průběhu komprese není konstantní. Z tohoto důvodu se problematika zjednodušuje a zavádí se tzv. izentropická účinnost η_{ie} , která se vypočítá následovně:

$$\eta_{ie} = \frac{P_{ie}}{P_{el}} = \frac{h_2 - h_1}{h'_2 - h_1} \quad (1.20)$$

Kde:

η_{ie}	izotermická účinnost [-]
P_{ie}	ideální izotermický příkon kompresoru [W]
P_{el}	skutečný naměřený příkon kompresoru [W]
h_1	entalpie syté páry na sání kompresoru [$J \cdot kg^{-1}$]
h_2	entalpie přehřáté páry na výtlaku z ideálního kompresu (beze ztrát) [$J \cdot kg^{-1}$]
h_2'	entalpie přehřáté páry na výtlaku skutečného kompresu (se ztrátami) [$J \cdot kg^{-1}$]

Poslední výraznou odlišností od ideálního cyklu je větší podchlazení kondenzátu v kondenzátoru. čímž máme jistotu, že do škrťacího ventilu poteče pouze čistý kondenzát bez zbytků par chladiva.

Účinnost skutečného chladicího zařízení vypočítáme jako poměr chladicího faktoru skutečného cyklu a chladicího faktoru Carnotova cyklu:

$$\eta = \frac{\varepsilon_{ch}}{\varepsilon_{ch,carnot}} \quad (1.21)$$

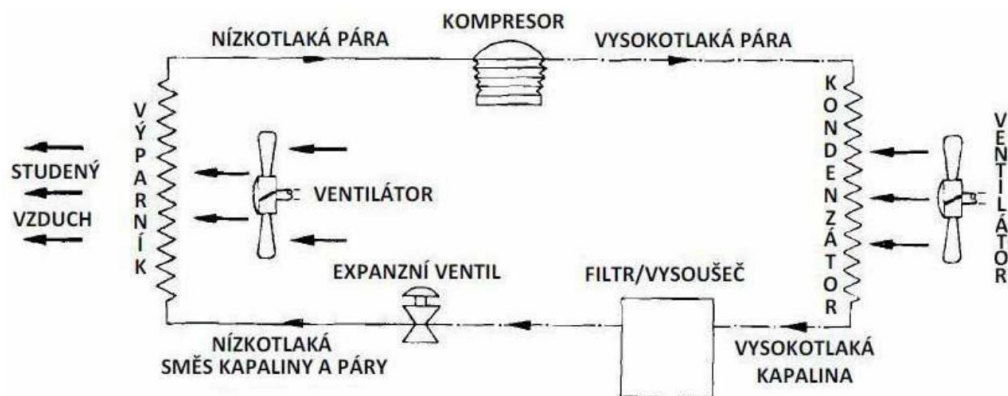
Kde:

η	účinnost reálného chladicího cyklu [-]
ε_{ch}	chladicí faktor reálného chladicího cyklu [-]
$\varepsilon_{ch,carnot}$	chladicí faktor teoretického obráceného Carnotova cyklu [-]

1.6 Základní chladicí okruhy

Chladicí systém s expanzním ventilem

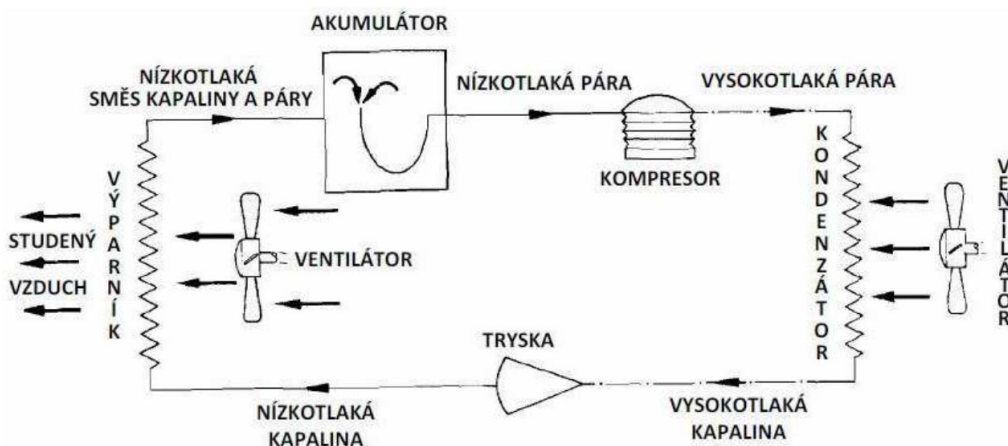
Nízkotlaké páry chladiva jsou nasávány kompresorem, ve které dojde ke kompresi na vyšší tlak a teplotu. Tato vysokotlaká pára následně odchází do kondenzátoru, kde je předáno kondenzační teplo přes teplosměnnou plochu vzduchu a odvedeno ventilátorem. Tento vysokotlaký kondenzát je poté vysušen ve filtrdehydrátoru a v expanzním ventilu expanduje na směs nízkotlaké páry a kapaliny. Tato nízkotlaká a nízkoteplotní směs proudí do výparníku, ve kterém odebere teplo potřebné k vypaření chladiva přes teplosměnnou plochu z okolí a tento ochlazený vzduch je následně dopravován pomocí ventilátorů k cestujícím.



Obr. 1.6.1 Chladicí oběh s expanzním ventilem [14]

Chladicí systém s expanzní tryskou

Oběh s expanzní tryskou je velmi podobný oběhu s expanzním ventilem. Kompresor nasává nízkotlakou páru a stlačuje ji na vyšší tlak a teplotu. V kondenzátoru dojde ke kondenzaci a tento kondenzát odchází do expanzní trysky. Pomocí trysky dojde k expanzi na nižší tlak, nedochází ovšem k částečnému odpaření chladicí kapaliny jako v předešlém případě. Do výparníku tedy proudí tekuté chladivo, ve kterém teplo získané z okolí slouží k částečnému vypaření. Tato směs plynné a kapalně fáze je z výparníku odváděna do akumulátoru, ve kterém je zbývající tekuté chladivo ohříváno a odpařeno. Až teprve v plně plynném stavu odchází na sání kompresoru.



Obr. 1.6.2 Chladicí oběh s expanzní tryskou [14]

1.7 Komponenty chladicího okruhu

Kompresory

Je to stroj určený ke stlačování plynů. Dělí se na kompresory objemové a rychlostní.

- *Objemové* - tlak roste na základě zmenšování objemu pracovního prostoru kompresoru (spirálový, šroubový, pístový, rotační či křídlový kompresor)
- *Rychlostní* - zvýšení tlaku je způsobeno zvýšením rychlosti proudícího média, tedy transformace kinetické energie na tlak (radiální a axiální kompresory)

Obě tyto skupiny kompresorů lze dále dělit na:

- *Hermetické* - Jsou určeny pro nízké rozsahy teplot. Jak samotný kompresor, tak pohonná jednotka jsou hermeticky uzavřeny ve společné nádobě (nejčastěji svařované). Chlazeny jsou parami nasávaného chladiva. Lze je nalézt ve většině domácích ledniček, mrazniček či mrazících pultů. Vyrábějí se již desítky let, tedy jejich konstrukce je dostatečně odladěna a spolehlivost ověřena. Mezi další výhody patří nízká cena, nízká hlučnost a kompaktní rozměry, velkou nevýhodou je praktická neopravitelnost zařízení v případě poruchy.



Obr. 1.7.1 Hermetický kompresor [40]

- *Polohermetické* - Uspořádání tohoto typu kompresoru je identické jako v případě hermetického, tedy motor a kompresor jsou ve společné kompresorové skříni. Rozdíl spočívá v konstrukčním spojení skříně, která není svařovaná, ale z důvodu možné údržby je přišroubována. Z toho je patrné, že se tento typ kompresorů používá především u vyšších výkonů, kde by nákup celého kompresoru v případě poruchy byl nákladnější, než výměna vadné komponenty.



Obr. 1.7.2 Polohermetický kompresor [41]

- *Otevřené* - Tyto kompresory již nemusí být uzavřeny v hermetickém pouzdře. Kompresorová a pohonná část jsou spojeny klikovou hřídelí. Na hřídeli v místě průchodu klikovou skříní musí být těsnění z důvodu zabránění úniku paliva do okolí (či nasávání vzduchu v případě podtlaku v klikové skříní). Tento typ kompresorů má široký rozsah využití, jeho výhodou je, že k pohonu již nemusí sloužit pouze elektromotor, ale například turbína. Nevýhodou je, že těsnění nemá dlouhou životnost, je tedy nutná pravidelná údržba a je třeba i počítat s možným únikem chladiva (proto jsou tyto kompresory často vybaveny nádržkou chladiva).



Obr. 1.7.3 Otevřený kompresor [42]

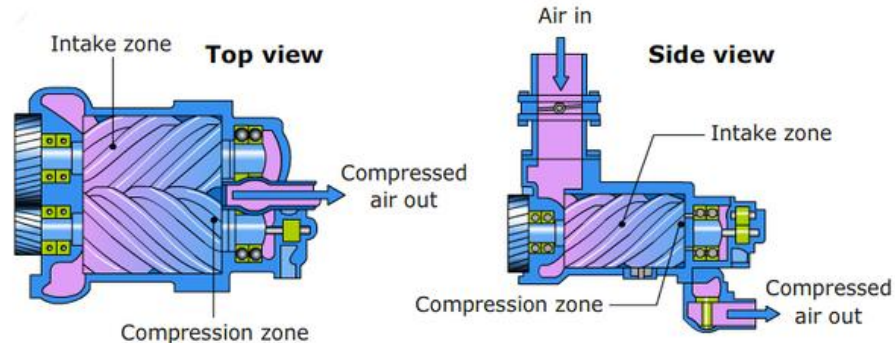
V chladicí technice se nejčastěji používají právě objemové kompresory, tradičními zástupci jsou:

- *Scroll kompresor* - Český spirálový kompresor, se skládá ze dvou spirál, kde jedna je pohyblivá a druhá je připevněna ke skříní kompresoru. Plynné médium je nasáváno tangenciálně a pohybem rotující spirály se postupně přemísťuje směrem do středu. Na základě tvaru dráhy pohyblivé a pevné spirály vznikají plynové kapsy, které se směrem do středu zmenšují a tedy způsobují růst tlaku.



Obr. 1.7.4 Průběh stlačení vzduchu spirálami kompresoru [43]

- **Šroubový kompresor** - Pracovní pohyb vykonávají dva asymetrické šrouby, které se točí proti sobě. Tvar šroubovice způsobí, že je mezi zuby prostor, kterým je nasáván vzduch. Otáčením se zubová mezera uzavře a následně zmenšuje, až dosáhne výtlaku a stlačený vzduch vytlačí ven.



Obr. 1.7.5 Průběh stlačení vzduchu v šroubovém kompresoru [44]

- **Pístový kompresor** - Změna pracovního objemu je způsobována přímočarým vratným pohybem pístu pohybujícím se ve válci. Pohybem pístu směrem od sání vzniká pod tlak, sací ventil se otevře a nasaje plynné médium, při pohybu zpět se médium stlačuje a po otevření výtláčného ventilu plyn opustí válec.

Pokud nasávané páry chladiva vstupují do sání kompresoru přes vinutí elektrického motoru, hovoříme o vnitřním chlazení. Nevýhodou tohoto uspořádání je další zvyšování teploty chladiva na výstupu, což může mít negativní dopad na životnost kompresoru. V případě, že páry chladiva vstupují do sání přímo, musí mít kompresor zajištěno odvod tepla.

Tlaky a teploty na sání a výtlaku jsou závislé na typu použitého chladiva a nastavených pracovních podmínkách. Důležitým parametrem je sací výkon, což je teoretická hodnota, která udává množství nasávaných par [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$].

Důležité technické parametry, které je třeba znát při výběru kompresoru:

- rozsah odpařovací teploty použitého chladiva
- chladicí výkon
- použitý typ chladiva

Výparník

Je to výměník, který odebírá teplo z okolí a pomocí tohoto výparného tepla mění skupenství výparníkem proudícího chladiva z kapalného na plynné.

Základní rozdělení dle způsobu kontaktu chladiva s teplosměnnou plochou:

- **Suché** - Jedná se o základní typ výparníků používaný v chladicí technice. Odsávané páry, typicky vzduch proudí podél teplosměnné plochy. Výhodou použití je odvod chladu pomocí vzduchu (plynů), který má rychlý náběh a dobrou tepelnou setrvačnost. Nevýhodou je nižší účinnost.
- **Zaplavené** - Teplosměnná plocha je trvale částečně zaplavena vodou. Výhodou je vysoké využití teplosměnné plochy, nevýhodou velká tepelná setrvačnost vody.

- *Sprchové* - chladivo je rozstříkováno sprchovým systémem, výhodou je dobrá tepelná setrvačnost, nižší množství chladiva, dobrá regulovatelnost. Nutností je přítomnost čerpadla.
- *Výparníky s nucenou cirkulací chladiva* - podobný princip jako v případě sprchových, pohyb zajištěn čerpadlem. Vysoký prostup tepla daný nucenou cirkulací chladiva.

Rozdělení dle ochlazovaného média

- *Vzduchu* - klimatizace, chladírny, mrazírny
- *Kapaliny* - chillery, průmyslové chladiče

Po chlazení vzduchu se nejčastěji využívá lamelových výparníků, kde mohou být využity ventilátory pro zvýšení účinnosti prostupu tepla, v případě chlazení kapalin se využívá buď trubkových či vysoce účinných deskových výměníků. Lamelový výměník je nejčastěji tvořen měděnými trubkami a hliníkovými lamelami, které jsou kvůli větší teplosměnné ploše zvlnité.



Obr. 1.7.6 Lamelový výparník [45]



Obr. 1.7.7 Deskový výparník [46]

Průtok chladiva, kterým regulujeme chladicí výkon má na starost expanzní ventil, který se zapojuje před výparník.

Kondenzátor

Konstrukčně shodný s výparníkem. Rozdíl spočívá v opačném směru vedení tepla, kdy toto teplo z okolí nepřijímá, ale odevzdává (kondenzační teplo), čímž dojde ke kondenzaci chladicí látky v okruhu. Výkon kondenzátoru závisí na:

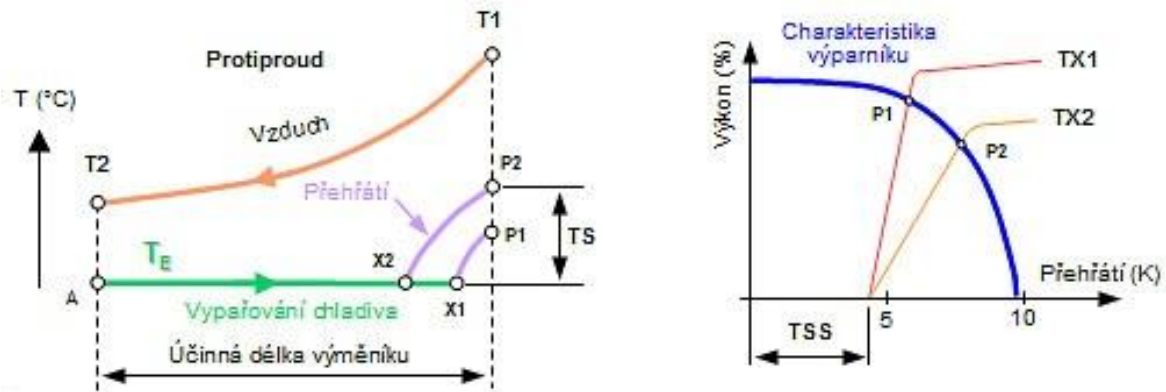
- *konstrukčním řešení* - typ, velikost teplosměnné plochy, průměr trubek, materiál, hustota žebrování či zvolené rozložení trubek
- *zanesení kondenzátoru*
- *teplotě okolí*

V blízkosti kondenzátoru jsou obvykle nainstalovány nejčastěji axiální ventilátory, které zajišťují zvýšený odvod tepla. Kvůli obvykle vysoké kondenzační teplotě (cca 45°C) je třeba nainstalovat do okruhu výkonější kompresory z důvodu vyšších dosažitelných tlaků, což zvyšuje spotřebu elektrické energie [7].

Expanzní ventil

Jedná se o základní regulační prvek chladicího okruhu. Do ventilu vstupuje zkondenzovaná chladicí látka, kde pomocí izoentalpického děje expanduje, čímž dojde ke snížení tlaku a teploty chladicí látky. Účelem expanzního ventilu je regulovat množství vstřikované kapaliny do výparníku a tedy množství a kvalitu páry, která z výparníku vystupuje do kompresoru. V případě, že by do kompresoru vstoupilo plně neodpařené chladivo, může dojít k tzv. kapalným rázům. Jedná se o vzrůst tlaku vlivem odpaření kapiček chladiva a tedy výrazný nárůst objemu při stlačování par chladiva v kompresoru. To může v krajním případě vést k havárii kompresoru. Z tohoto důvodu je nutné volit přehřátí páry na výstupu, čímž eliminujeme možné škody.

O přehřátí páry se právě stará expanzní ventil. Velikost přehřátí u termostatických ventilů je obvykle 6 - 7 [K], u elektronicky řízených lze dosáhnout zhruba 5 [K]. Není vhodné volit větší hodnotu přehřátí, jelikož tepelná kapacita par je mnohem nižší, než kondenzátu, tedy dochází ke snižování výkonu výparníku [17].



Obr. 1.7.8 Schematické zobrazení volby přehřátí páry [17]

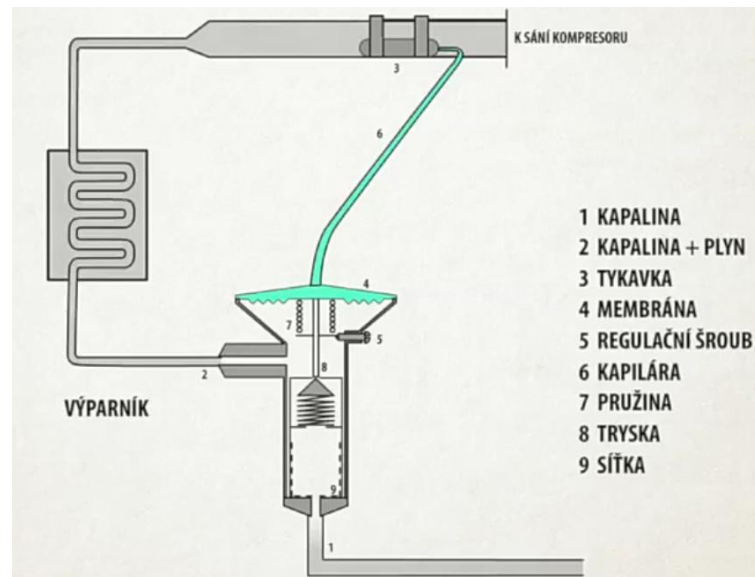
Kde:

- X konec vypařování a počátek přehřátí par
- P konec přehřátí par
- TSS velikost statického přehřátí, kdy se začne ventil otevírat (nastavena výrobcem)
- TS velikost přehřátí

Termostatický expanzní ventil

Hlavní částí termostatického, někdy nazývaného vstřikovacího ventilu je tryska, která reguluje velikost vstřiku chladiva do výparníku. Další důležitou součástí je teplotní čidlo, slangově nazývaná jako tykavka, což je malá nádobka naplněná plynem, která je připevněna na potrubí mezi výparník a kompresor a od okolí tepelně zaizolována. Tato nádobka je naplněna plynem a spojena kapilárou s membránou ventilu. Plyn v nádobce se při vzrůstu teploty potrubí roztahuje, tlačí na membránu a v případě, že je přehřátí páry na výstupu z výparníku větší, tedy i tlak je větší, než síla pružiny působící na trysku z opačné strany, tlak působící na membránu přetlačí pružinu v tělese ventilu a chladivo začne proudit do výparníku (vstřik) až do okamžiku, kdy se potrubí na výstupu z výparníku neochladí pod kritickou mez, nedojde ke zchlazení plynu uvnitř teplotního čidla a pružina působící na trysku ventil opět neuzavře.

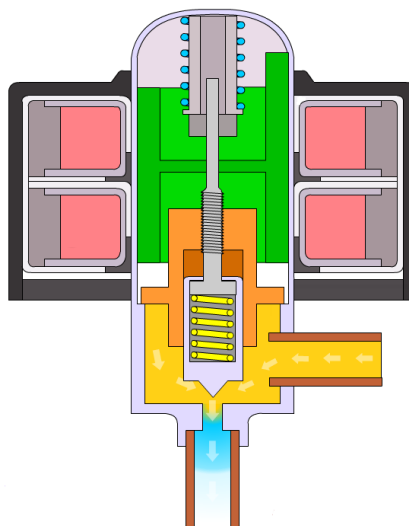
Síla potřebná k otevření ventilu se nastavuje pomocí šroubu, stejně tak náplň nádoby teplotního čidla a tvar trysek se volí dle typu zvoleného chladiva.



Obr. 1.7.9 Termostatický expanzní ventil [7]

Elektronicky řízený expanzní ventil

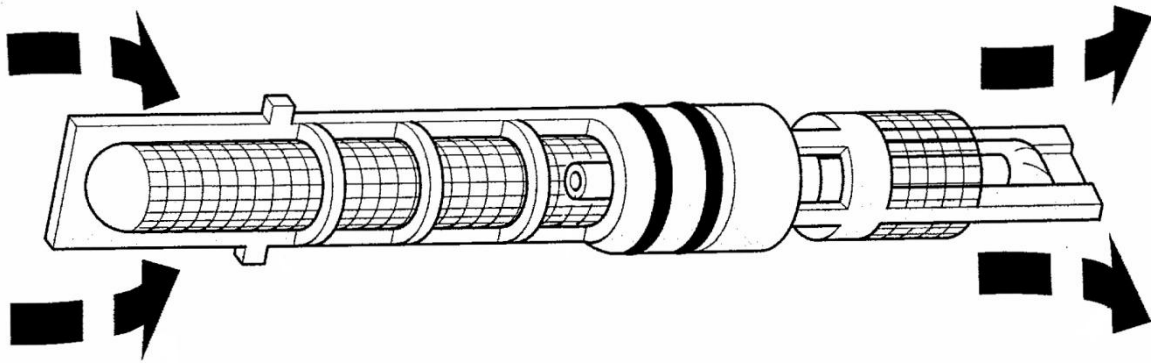
Jedná se o typ expanzního ventilu bez teplotního čidla (tykavky) a membrány. Je zde tryska, která je ovládaná buď krokovým motorem, nebo elektromagnetem. Elektromagnet či krokový motor řídí příslušná elektronická jednotka, která analyzuje informace z čidel za výparníkem, ventilem, eventuálně dalších místech (tlak, teplota) a pomocí algoritmu výrobce dopočítává potřebné množství chladiva vstříkovaného do výparníku, které vytvoří požadovaný stupeň přehřátí. Výhodou tohoto ventilu je jednoduchost, spolehlivost, vyšší přesnost regulace a tím i vyšší provozní účinnost.



Obr. 1.7.10 Elektronicky řízený ventil [21]

Expanzní tryska

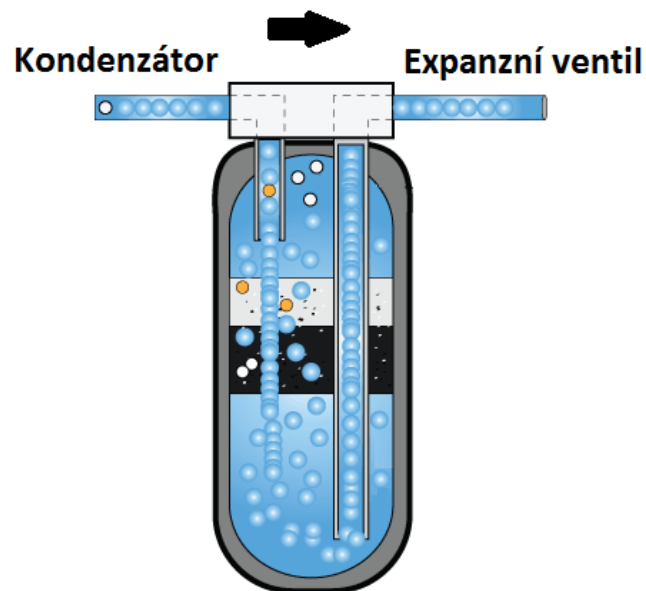
V případě, že se v okruhu nachází kompresor s automatickou regulací, není potřeba expanzní ventil, ale používá se expanzní, či také škrticí tryska. Účel je stejný, zajišťuje izoentalpickou expanzi kondenzátu, ovšem má pevný průtočný průřez trysky. Z důvodu velké náchylnosti na ucpání trysky, je na vstupu umístěn filtr, na výstupu se nachází sítko, které pomáhá rozprášit expandující chladivo. Tryska neumožňuje plné odpaření, je tedy třeba na výstupu z výparníku umístit akumulátor, který oddělí plynnou a kapalnou fázi chladiva.



Obr. 1.7.11 Expanzní tryska [22]

Sběrač kapalného chladiva

Jedná se o tlakový zásobník celého množství kapalného chladiva, který má za cíl přivádět do expanzního ventilu čistou kapalinu bez přítomnosti bublin. Je tedy řazen za kondenzátor. Konstrukce je jednoduchá, odvod chladiva je proveden pomocí trubky, která sahá až na dno sběrače.



Obr. 1.7.12 Sběrač kapalného chladiva [47]

Průhledítko

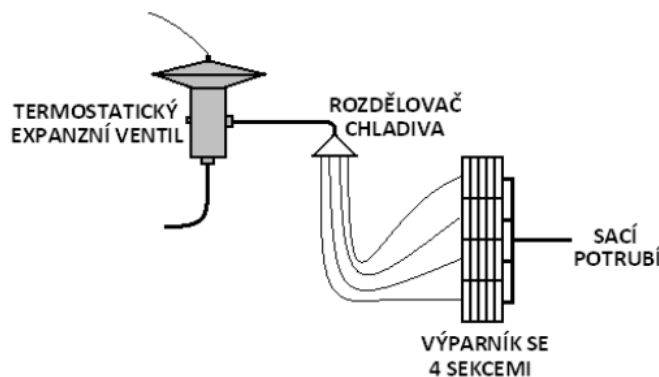
Jedná se o prvek chladicího okruhu, který slouží k vizuální kontrole stavu kapalného chladiva. Pod průzorem je lakmusový papír, který slouží jako indikátor vlhkosti. V případě, že je indikována přítomnost vlhkosti v chladivu, může to být signál k výměně filtrdehydrátoru či nějaké jiné závadě (málo chladiva, ucpání potubí apod.). Průhledítko se řadí před expanzní ventil.



Obr. 1.7.13 Průhledítko [48]

Rozdělovač

Jedná se o kuželovitou součást, nejčastěji vyrobenou z mosazi či oceli, na kterou jsou napájeny kapiláry tvořící napojení na výparník. Řadí se za expanzní ventil a má za cíl rovnoměrně rozdělit dávku chladiva do výparníku. Používá se tedy u větších výměníků, které mají více sekcí. Při jeho montáži je nutné dbát na správnou polohu, kdy osa musí být svislá vzhledem k provoznímu stavu zařízení. Všechny kapiláry musí mít také stejnou délku. Na konci výparníku je sběrné potrubí, které chladivo z jednotlivých sekcí výparníku opět spojí do jednoho výstupního potrubí.



Obr. 1.7.14 Schéma zapojení rozdělovače [7]



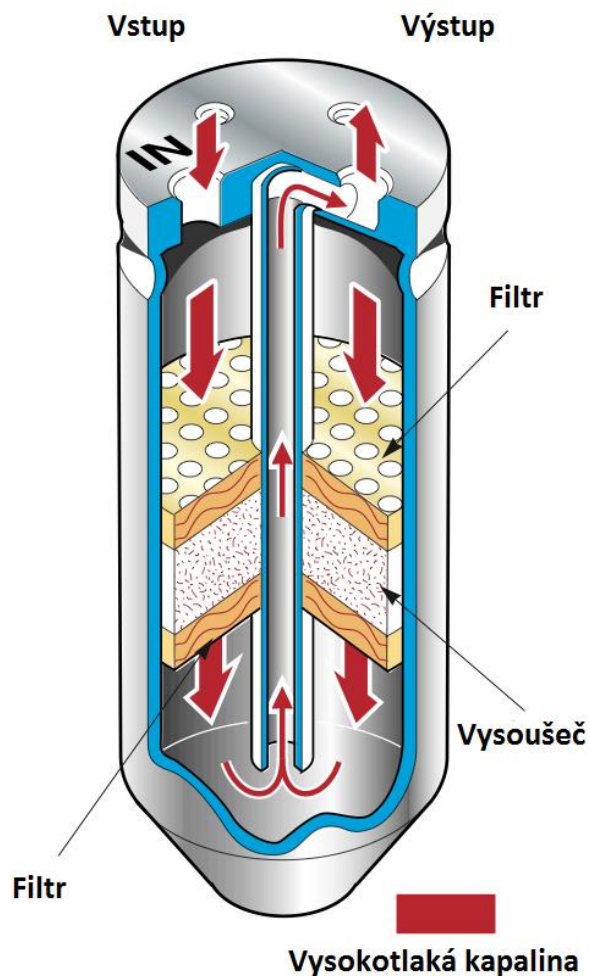
Obr. 1.7.15 Rozdělovač [49]

Filtrdehydrátor

Hlavní úkoly filtrdehydrátoru jsou:

- zachytávání nečistot a drobných pevných částic
- zadržování vlhkosti
- zásobník kapalného chladiva

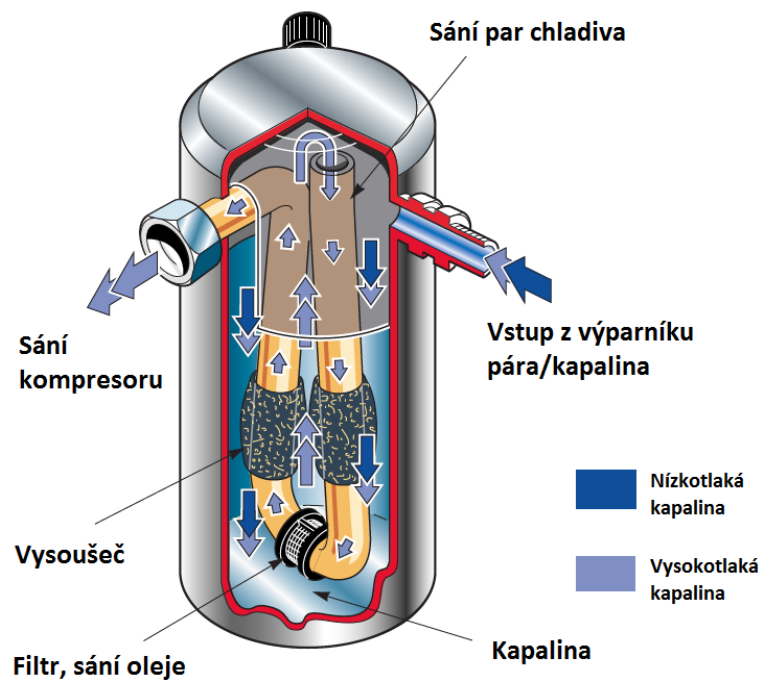
Řadí se za kondenzátor a je montován pouze do chladicích systémů, které mají expanzní ventil. Je to válcová nádoba, jejíž hlavní úkol spočívá v zachytávání vlhkosti, kdy do filtrdehydrátoru z kondenzátoru proudí zkapalněné chladivo, které prochází skrze substanci tvořenou oxidem křemičitým, oxidem hlinitým či síranem vápenatým s cílem pohltit přítomnou vlhkost v chladivu. Tato vlhkost se do okruhu může dostat například vlivem různých netěsností a má potenciál poškodit důležité komponenty chladicího okruhu (kompresor, expanzní ventil). Před výstupem z filtrdehydrátoru je ještě zařazeno běžné pevné sítko, které zachytává mechanické částice. Další vedlejší funkcí je zachytávání drobných pevných částic a nečistot, které jsou uvolněny především otěrem. Montuje se převážně ve svislé poloze z důvodu rovnoměrnějšího průtoku chladiva. Při každém zásahu do chladicího okruhu by měla následovat jeho výměna.



Obr. 1.7.16 Filtrdehydrátor [50]

Akumulátor

V případě, že je místo expanzního ventilu použita škrtková tryska, je třeba za výparník zařadit zařízení, které odstraní zbývající vlhkost před vstupem na sání kompresoru. Jeho další funkcí je zásobník chladiva. Plynné chladivo vstupuje vrchem přes víko, začne vířit a ve spodní části akumulátoru přijde do kontaktu s vysoušecím médiem, které na sebe naváže vlhkost. Poté je plynné chladivo nasáno U trubcí, ve spodní části U trubice je mícháno s olejem, který zajišťuje správné promazání součástí kompresoru a odchází na sání.



Obr. 1.7.17 Akumulátor [50]

Armatury

V chladícím okruhu se v závislosti na jeho složitosti, účelu a bezpečnostních prvcích mohou objevit další komponenty jako zpětný ventil, trojcestný a čtyřcestný ventil, elektromagnetický ventil, různé typy tlakových spínačů apod.

Potrubí

Potrubí se obvykle volí měděné, jednotlivé části systému se k sobě nejčastěji pájí, některé komponenty mohou být připojeny přes závit. Je možné použít i potrubí vyrobené z hliníku a jeho slitin, ten se ovšem dá pájet jen s obtížemi a proto se s ním lze setkat pouze výjimečně [7].

2 Výpočet tepelné zátěže jednoho železničního vozu

Cílem této kapitoly je stanovení tepelné zátěže vozu zvolené vlakové jednotky v letním a zimním režimu.. Parametry jsem se volně inspiroval jednotkou Railjet. V druhé části budou na základě potřebného chladicího výkonu navrženy základní parametry a komponenty chladicího okruhu.

Parametry pro výpočet tepelné zátěže jsou následující:

Tab. 2.1 Základní parametry výpočtu

Název	Název veličiny	Hodnota
Čas provozu	[-]	15:00 SELČ
Datum provozu vozu	[-]	28.6.2017
Orientace vozu (azimut)	γ	250 [°]
Počet osob ve voze	i	106 [-]
Požadovaná teplota ve voze	t_{in}	27 [°C]
Teplota okolí	t_{∞}	35 [°C]

Tab. 2.2 Rozměry vozu

Název	Název veličiny	Hodnota
Délka vozu	l_c	26,500 [m]
Šířka vozu	s_c	2,825 [m]
Výška vozu	h_c	4,050 [m]
Délka okna vozu	l_{ok}	1,463 [m]
Výška okna vozu	h_{ok}	0,942 [m]
Počet oken vozu	n_{ok}	20 [-]

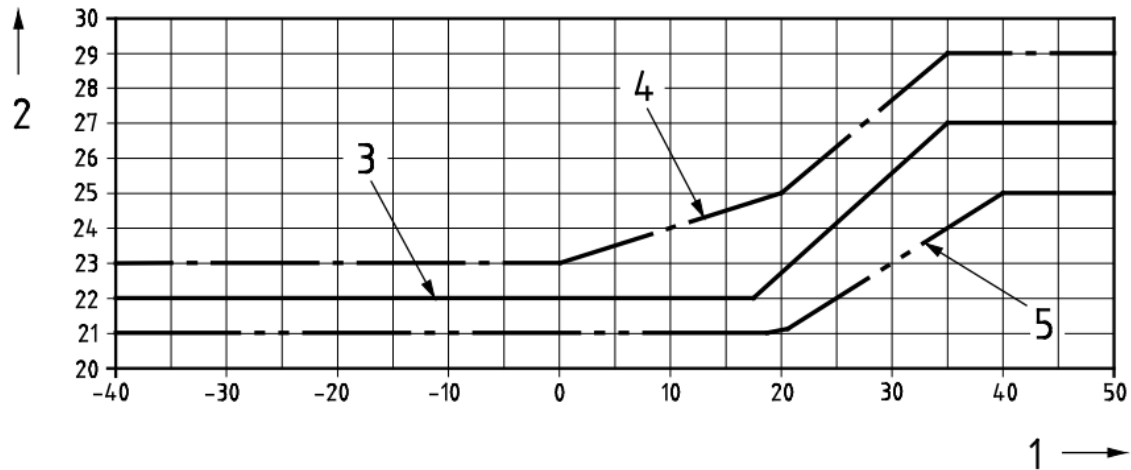
Tab. 2.3 Tepelně technické vlastnosti konstrukce vozu [27] [28] [29] [30]

Materiál	Tloušťka s [mm]	Tepelná vodivost λ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
Nerezová ocel 304L	3	16,200
ISOVER Train Comfort 4.2	25	0,033
Bayblend® MTR panely	2,5	2,393
Sklo IGP	22	2,907

2.1 Provoz v létě

Výpočet v této kapitole bude prováděn pro 28. červen 2017 15:00 SELČ, který patřil mezi nejteplejší dny roku 2017. Hodnota azimutu slunce a vozu byla pro názornost výpočtu (a maximalizaci účinku slunečního záření) volena shodně.

Teplotu interiéru v závislosti na teplotě okolí určuje norma EN 13129:2016 včetně rozsahu dovolených odchylek.



Obr. 2.1.1 Hodnoty limitních teplot pro interiér

Kde:

- 1 t_{em} teplota exteriéru
- 2 t_{ic} teplota interiéru
- 3 střední hodnota
- 4 horní teplotní limit
- 5 spodní teplotní limit

Z grafu vyplývá, že střední hodnota pro návrhovou letní teplotu je 27 [°C]. Tuto hodnotu si každý výrobce může specifikovat odlišně, já však budu postupovat dle normy, volím tedy tuto teplotu pro interiér.

2.1.1 Výpočet intenzity slunečního záření

Sluneční deklinace

Jedná se o úhlovou vzdálenost slunce od rovníku pro daný den (D) a měsíc (M) uvedený v zadání.

$$\delta = 23,5 \cdot \sin[(M - 1) \cdot 30 + D - 81]$$

$$\delta = 23,5 \cdot \sin[(6 - 1) \cdot 30 + 28 - 81] = 23,325^\circ$$

(2.1)

Výška slunce nad obzorem

Je to skutečná úhlová vzdálenost slunce nad obzorem pro určený čas a polohu. Čas určuje veličina τ , polohu zemská šířka, která je pro ČR $\psi = 50^\circ$.

$$\sin h = \sin \delta \cdot \sin \psi - \cos \delta \cdot \cos \psi \cdot \cos(15 \cdot \tau)$$

$$\sin h = \sin 23,325 \cdot \sin 50 - \cos 23,325 \cdot \cos 50 \cdot \cos(15 \cdot 15) \quad (2.2)$$

$$\sin h = 0,721$$

$$h = \sin^{-1} 0,721 = 46,137^\circ \quad (2.3)$$

Sluneční azimut

Je to úhel, který se odpočítává od severu po směru hodinových ručiček.

$$\sin a_c = \frac{\sin(15 \cdot \tau) \cdot \cos \delta}{\cos h} = \frac{\sin(15 \cdot 15) \cdot \cos 23,325}{\cos 46,137} = -0,937 \quad (2.4)$$

$$a = 180 - \sin^{-1} a_c \quad (2.5)$$

$$a = 180 - \sin^{-1}(-0,937) = 249,554^\circ$$

Intenzita přímé sluneční radiace na svislou plochu vozu

K tomu je třeba vypočítat úhel mezi normálou osluněného povrchu a slunečními paprsky. Veličina α udává úhel mezi vodorovnou rovinou a osluněným sklem.

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

$$\cos \theta = \sin 46,137 \cdot \cos 90 + \cos 46,137 \cdot \sin 90 \cdot \cos(249,554 - 250) \quad (2.6)$$

$$\cos \theta = 0,693$$

$$\theta = \cos^{-1} 0,693 = 46,132^\circ \quad (2.7)$$

V případě, že je rozdíl azimutů stěny a slunce větší jak 90° , je hodnota přímého záření nulová (jelikož tento rozdíl znamená, že se stěna nachází ve stínu). Tento případ ovšem nenastal, tedy přímé záření ovlivňuje tepelnou bilanci stěny. Toto solární záření bude mít při letním provozu významný vliv na všechny dílčí výpočty, jelikož zvyšuje teplotu povrchu stěny a v případě prosklených objektů výrazně zvyšuje tepelný tok do objektu.

Norma EN 13129:2016 ve své příloze I udává jako výpočtovou hodnotu pro 15:00 SEČ $I_n = 700 \text{ [W} \cdot \text{m}^2\text{]}$. I_n je ekvivalentní solární záření na kolmou plochu. Vzhledem k tomu, že počítám s intenzitou konkrétního dne, dopočítám intenzitu pomocí vztahů, kde I_0 je sluneční konstanta ($I_0 = 1350 \text{ [W} \cdot \text{m}^2\text{]}$), z je součinitel znečištění atmosféry, pro měsíc červen v městské zástavbě má hodnotu $z = 4,3$ [3].

$$I_G = I_0 \cdot e^{[-0,097 \cdot z \cdot (\sin h)^{-0,8}]} \quad (2.8)$$
$$I_G = 1350 \cdot e^{[-0,097 \cdot 4,3 \cdot (\sin 46,137)^{-0,8}]} = 785,2 [W \cdot m^{-2}]$$

Uvažujeme, že pouze část solárního záření je absorbována povrchem vozu a zbytek se odrazí zpět do okolí. Hodnota koeficientu absorpce je pro modrou nerezovou ocel $\alpha_s = 0,89$ [4].

$$I_S = I_G \cdot \alpha_s = 785,2 \cdot 0,89 = 698,9 [W \cdot m^{-2}] \quad (2.9)$$

$$I_{D,w} = I_S \cdot \cos \theta = 698,9 \cdot \cos 46,132 = 484,3 [W \cdot m^{-2}] \quad (2.10)$$

Intenzita difúzní sluneční radiace na svislou plochu vozu

$$I_{d,w} = \left[I_0 - I_G - (1080 - 1,4 \cdot I_G) \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right] \cdot \frac{\sin h}{3}$$
$$I_{d,w} = \left[1350 - 785,243 - (1080 - 1,4 \cdot 785,243) \cdot \sin^2 \frac{90}{2} \right] \cdot \frac{\sin 46,137}{3} \quad (2.11)$$

$$I_{d,w} = 138,1 [W \cdot m^{-2}]$$

Celková intenzita sluneční radiace dopadající na svislou plochu vozu

$$I_{C,w} = I_{D,w} + I_{d,w}$$
$$I_{C,w} = 484,3 + 138,1 = 622,4 [W \cdot m^{-2}] \quad (2.12)$$

Intenzita přímé sluneční radiace na vodorovnou plochu vozu

Předcházející výpočet platí pro svislou stěnu. Pro vodorovnou stěnu, tedy střechu vozu platí následující:

$$I_{D,r} = I_S \cdot \cos h = 698,9 \cdot \cos 46,132 = 484,3 [W \cdot m^{-2}] \quad (2.13)$$

Jelikož úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsků je pro vodorovnou i svislou plochu prakticky stejný, uvažujeme stejnou celkovou intenzitu sluneční radiace.

$$I_{C,r} = I_{C,w} = 622,4 [W \cdot m^{-2}] \quad (2.14)$$

2.1.2 Výpočet součinitelů přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla pro vnější osluněnou plochu

Toto celkové sluneční záření, které je pohlceno opláštěním vozu zvýší teplotu povrchu vůči teplotě okolního prostředí. O jaké zvýšení teploty se jedná zjistíme pomocí tepelné bilance s okolím (kde $I_{C,w} = \dot{q}_s$)

$$\dot{q}_s = \dot{q}_k \quad (2.15)$$

$$\dot{q}_s = \alpha_{out,s} \cdot (t_{w,s} - t_{\infty}) \quad (2.16)$$

Kde \dot{q}_k je množství přeneseného tepla do okolí konvekcí. Jelikož uvažujeme, že vůz je v pohybu, přenos tepla je realizován nucenou konvekcí. pro výpočet středního Nusseltova čísla pro turbulentní proudění s uvažováním laminární oblasti bude použit vztah:

$$\overline{Nu} = \left(0,037 \cdot Re^{\frac{4}{5}} - 871\right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.17)$$

Je tedy nutné vypočítat Reynoldsovo číslo. Jak je uvedeno výše, teplota okolí je stanovena normou na $t_{\infty} = 35$ [°C]. Pro výpočet středního Nusseltova čísla je třeba znát charakteristickou teplotu, která se spočítá jako průměr mezi teplotou povrchu a teplotou okolí. Jelikož teplotu povrchu neznáme, je nutné si ji zvolit. Předpokládám tedy teplotu $T_w = 45$ [°C]. Zvolená charakteristická teplota tedy bude mít hodnotu:

$$t_{ch} = \frac{t_{w,s} + t_{\infty}}{2} = \frac{45,0 + 35,0}{2} = 40,0 \text{ [°C]} \quad (2.18)$$

Tab. 2.4 Parametry vzduchu pro teplotu 40 [°C] a tlak 100 [kPa].

t_{ch} [°C]	$\nu \cdot 10^5$ [m ² ·s ⁻¹]	c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	ρ [kg·m ⁻³]	$\lambda \cdot 10^2$ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	β [10 ⁻³ ·K ⁻¹]	Pr
40	1,698	1007	1,128	2,708	3,193	0,712

Při výpočtu uvažujeme maximální povolenou rychlost na území České republiky, která je stanovena na $w = 160$ [km·h⁻²]. Charakteristický rozměr L se uvažuje jako rozměr ve směru proudění, což v našem případě znamená délku vozu. Hodnota Reynoldsova číslo tedy je:

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} = \frac{160,0 \cdot 26,5}{3,6 \cdot 1,698 \cdot 10^{-5}} = 69362649 \sim 6,9 \cdot 10^7 \quad (2.19)$$

Z podmínek rovnice pro výpočet středního Nusseltova čísla plyne následující [13]:

$$5 \cdot 10^5 < Re \leq 10^8 \quad (2.20)$$

$$0,6 < Pr < 60 \quad (2.21)$$

Obě podmínky jsou splněny.

Výpočet středního Nusseltova čísla [13]:

$$\overline{Nu} = \left(0,037 \cdot 69362649^{\frac{4}{5}} - 871\right) \cdot 0,712^{\frac{1}{3}} = 61156 [-] \quad (2.22)$$

Z rovnice na výpočet středního Nusseltova čísla vyjádřím střední hodnotu součinitele přestupu tepla $\overline{\alpha_{out,s}}$:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha_{out,s}} \cdot L}{\lambda} > \overline{\alpha_{out,s}} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{L} \quad (2.23)$$

$$\overline{\alpha_{out,s}} = \frac{61156 \cdot 2,708 \cdot 10^{-2}}{26,5} = 62,5 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Nyní již mám všechny potřebné hodnoty a lze vytknout z rovnice číslo 2.16 teplotu povrchu $t_{w,s}$.

$$t_{w,s} = t_{\infty} + \frac{I_{C,w}}{\overline{\alpha_{out}}} = 35 + \frac{622,4}{62,5} = 44,96 \sim 45,0 [^{\circ}C] \quad (2.24)$$

Výsledná teplota odpovídá v rámci tolerance $\leq 0,1 [^{\circ}C]$ zvolené teplotě. Lze tedy tyto výsledky považovat za konečné.

Součinitel přestupu tepla pro vnější neosluněnou plochu

Osluněná plocha vozu přijímá větší energii a má vyšší teplotu povrchu, než plocha neosluněná. Bude zde tedy jiná charakteristická teplota, která je určující pro výpočet součinitele prostupu tepla.

Vzhledem k tomu, že se jedná o neosluněnou stěnu, bude zde na zvýšení povrchu působit pouze difúzní složka slunečního záření. Jako první si opět zvolím charakteristickou teplotu. Zvýšení teploty povrchu neznám, volím o 2 $[^{\circ}C]$

$$t_{ch} = \frac{t_{w,n} + t_{\infty}}{2} = \frac{37,0 + 35,0}{2} = 36,0 [^{\circ}C] \quad (2.25)$$

Tab. 2.5 Parametry vzduchu pro teplotu 36 $[^{\circ}C]$ a tlak 100 $[kPa]$.

t_{ch} [$^{\circ}C$]	$\nu \cdot 10^5$ [$m^2 \cdot s^{-1}$]	c_p [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]	ρ [$kg \cdot m^{-3}$]	$\lambda \cdot 10^2$ [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	β [$10^{-3} \cdot K^{-1}$]	Pr
36	1,660	1007	1,142	2,678	3,235	0,713

Postup výpočtu je stejný, jako v předchozím případě, tedy bez dalšího komentáře.

$$Re = \frac{160 \cdot 26,5}{1,660 \cdot 10^{-5}} = 70950468 \sim 7,1 \cdot 10^7 \quad (2.26)$$

$$5 \cdot 10^5 < Re \leq 10^8 \quad (2.27)$$

$$0,6 < Pr < 60 \quad (2.28)$$

Obě podmínky jsou splněny. Následuje dosazení do rovnice 2.17.

$$\overline{Nu} = \left(0,037 \cdot 70950468^{\frac{4}{5}} - 871\right) \cdot 0,713^{\frac{1}{3}} = 62317 [-] \quad (2.29)$$

$$\overline{\alpha_{out,n}} = \frac{62317 \cdot 2,678 \cdot 10^{-2}}{26,5} = 63,0 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.30)$$

$$t_{w,n} = t_{ch} + \frac{I_{d,w}}{\overline{\alpha_{out,n}}} = 35 + \frac{138,1}{63,0} = 37,0 [^{\circ}C] \quad (2.31)$$

Výsledek se shoduje s předpokladem.

Součinitel přestupu tepla vnitřní plochy střechy jednotky (osluněná vnější stěna)

Pro výpočet Nusseltova čísla vycházíme z Rayleighova čísla, které je součinem Grashofova a Prandtlova čísla:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot L^3 \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \cdot Pr \quad (2.32)$$

Kde charakteristický rozměr L se spočítá jako poměr obsahu a obvodu počítané plochy:

$$L = \frac{S}{O} = \frac{l_c \cdot s_c}{2 \cdot l_c + 2 \cdot s_c} = \frac{26,5 \cdot 2,825}{2 \cdot 26,5 + 2 \cdot 2,825} \quad (2.33)$$
$$L = 1,757 [m^2]$$

Pro výpočet dále potřebuji znát charakteristickou teplotu, tedy střední hodnotu teploty uvnitř jednotky a teploty vnitřního povrchu. Teplotu vnitřního povrchu neznám, ale na základě odhadu vnitřního součinitele přestupu tepla volím hodnotu o stupeň vyšší, tedy 28 [°C].

$$t_{ch} = \frac{t_{w,i} + t_{in}}{2} = \frac{28,0 + 27,0}{2} = 27,5 [^{\circ}C] \quad (2.34)$$

Tab. 2.6 Parametry vzduchu pro teplotu 27,5 [°C] a tlak 100 [kPa].

t_{ch} [°C]	$\nu \cdot 10^5$ [m ² ·s ⁻¹]	c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	ρ [kg·m ⁻³]	$\lambda \cdot 10^2$ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	β [10 ⁻³ ·K ⁻¹]	Pr
27,5	1,580	1006	1,175	2,612	3,326	0,714

$$Ra = \frac{9,81 \cdot 1,175^3 \cdot 3,326 \cdot 10^{-3} \cdot (28 - 27)}{(1,580 \cdot 10^{-5})^2} \cdot 0,714 \quad (2.35)$$

$$Ra = 506163209 \sim 5 \cdot 10^8 [-]$$

Jelikož předpokládám letní provoz, tedy teplota střechy je vyšší, než teplota vnitřního prostředí t_{in} , ve výpočtu se vychází z následující podmínky a vzorce pro výpočet středního Nusseltova čísla:

$$10^7 \leq Ra \leq 10^{11} \quad (2.36)$$

Podmínka je splněna

$$\overline{Nu} = 0,15 \cdot Ra^{\frac{1}{3}} = 0,15 \cdot 143041881^{\frac{1}{3}} = 78,447 [-] \quad (2.37)$$

Střední hodnota součinitele přestupu tepla:

$$\overline{\alpha}_{in,r,s} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{L} = \frac{78,447 \cdot 2,612 \cdot 10^{-2}}{1,757} = 1,8 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.38)$$

Dosadím do rovnice pro tepelný tok. Zde je třeba počítat s vyšší teplotou vnější stěny oproti okolní teplotě, která zvyšuje měrný tepelný tok.

$$\dot{q}_s = \frac{t_{w,s} - t_{in}}{\frac{s_{steel}}{\lambda_{steel}} + \frac{s_{ins}}{\lambda_{ins}} + \frac{s_{pan}}{\lambda_{pan}} + \frac{1}{\overline{\alpha}_{in,r,s}}} = \frac{45,0 - 27,0}{\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{1,8}} \quad (2.39)$$

$$\dot{q}_s = 13,6 [W \cdot m^{-2}]$$

Nyní zpětně dopočítám teplotu stěny.

$$t_{w,i} = t_{w,s} - \dot{q}_s \cdot \left(\frac{s_{steel}}{\lambda_{steel}} + \frac{s_{ins}}{\lambda_{ins}} + \frac{s_{pan}}{\lambda_{pan}} \right) \quad (2.40)$$

$$t_{w,i} = 45,0 - 13,6 \cdot \left(\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} \right) = 34,7 [°C]$$

Výsledná teplota vnitřního povrchu se výrazně liší od předpokladu, je třeba provést iterační přepočítání. Po pěti iteračních krocích s rozdílem teplot $\leq 0,1$ [°C] jsou výsledky následující:

$$\overline{\alpha_{in,r,s}} = 3,1 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.41)$$

$$t_{w,i} = 32,4 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.42)$$

Součinitel přestupu tepla vnitřní plochy podlahy jednotky (neosluněná vnější stěna)

Počátek výpočtu je identický jako v případě osluněné plochy. Změna nastává v teplotě povrchu při výpočtu měrného tepelného toku.

$$\dot{q}_s = \frac{37,0 - 27,0}{\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{1,8}} = 7,5 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (2.43)$$

Nyní zpětně dopočítám teplotu stěny.

$$t_{w,i} = 37,0 - 7,5 \cdot \left(\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} \right) = 31,2 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.44)$$

Po dvou iteračních krocích s rozdílem teplot $< 0,1$ [°C] jsou výsledky následující:

$$\overline{\alpha_{in,f,n}} = 2,9 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.45)$$

$$t_{w,i} = 30,1 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.46)$$

Součinitel přestupu tepla vnitřní plochy stěny jednotky (osluněná vnější stěna)

Při výpočtu vnitřní svíslé stěny jednotky použijeme také Rayleighovo číslo. Jako charakteristický rozměr se uvažuje výška vagonu:

$$L = 4,050 \text{ [m]} \quad (2.47)$$

Dále potřebujeme charakteristickou teplotu, tedy střední hodnotu teploty uvnitř jednotky a teploty vnitřní stěny. Teplotu vnitřní stěny opět neznám, volím tedy teplotu 30 [°C].

$$t_{ch} = \frac{t_{w,i} + t_{in}}{2} = \frac{30,0 + 27,0}{2} = 28,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.48)$$

Tab. 2.7 Parametry vzduchu pro teplotu 28,5 [°C] a tlak 100 [kPa].

t_{ch} [°C]	$\nu \cdot 10^5$ [m ² ·s ⁻¹]	c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	ρ [kg·m ⁻³]	$\lambda \cdot 10^2$ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	β [10 ⁻³ ·K ⁻¹]	Pr
28,5	1,590	1006	1,171	2,623	3,315	0,714

Vztah pro výpočet Rayleighova čísla je uveden v rovnici 2.32.

$$Ra = \frac{9,81 \cdot 4,050^3 \cdot 3,315 \cdot 10^{-3} \cdot (30,0 - 27,0)}{(1,590 \cdot 10^{-5})^2} \cdot 0,714 \quad (2.49)$$

$$Ra = 4435697340 \sim 4,4 \cdot 10^9 [-]$$

Podmínka pro svislou stěnu má tvar:

$$10^4 \leq Ra \leq 10^9 \quad (2.50)$$

Podmínka je splněna

$$\overline{Nu} = 0,59 \cdot Ra^{\frac{1}{4}} = 0,59 \cdot (4435697340)^{\frac{1}{4}} = 152,262 [-] \quad (2.51)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\overline{\alpha}_{in,w,s} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{L} = \frac{152,262 \cdot 2,623 \cdot 10^{-2}}{4,050} = 1,6 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.52)$$

Dosadím do rovnice pro měrný tepelný tok.

$$\dot{q}_s = \frac{45,0 - 27,0}{\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{1,6}} = 12,9 [W \cdot m^{-2}] \quad (2.53)$$

Nyní zpětně dopočítáme teplotu stěny.

$$t_{w,i} = 45,0 - 12,9 \cdot \left(\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} \right) = 35,0 [^{\circ}C] \quad (2.54)$$

Výsledná teplota stěny výrazně překonává odhad, tedy je opět nutný iterační postup přepočtu. Po třech iteračních krocích s rozdílem teplot $\leq 0,1 [^{\circ}C]$ jsou výsledky následující:

$$\overline{\alpha}_{in,w,s} = 2,2 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.55)$$

$$t_{w,i} = 33,7 [^{\circ}C] \quad (2.56)$$

Součinitel přestupu tepla vnitřní plochy stěny jednotky (neosluněná vnější stěna)

Počátek výpočet je identický jako v případě osluněné plochy. Změna nastává v teplotě povrchu při výpočtu měrného tepelného toku.

$$\dot{q}_s = \frac{37,0 - 27,0}{\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{1,6}} = 7,2 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (2.57)$$

$$t_{w,i} = 37,0 - 7,2 \cdot \left(\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} \right) = 31,5 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.58)$$

Výsledná teplota stěny se výrazně liší od předpokladu, je tedy opět potřeba provést iterační výpočet. Po dvou iteračních krocích s rozdílem teplot $\leq 0,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$ jsou výsledky následující:

$$\overline{\alpha_{m,w,n}} = 1,8 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.59)$$

$$t_{w,i} = 31,3 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.60)$$

2.1.3 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů

Produkce tepla lidí

Při výpočtu tepelné zátěže je třeba vzít v potaz i teplo vyprodukované lidským tělem. Toto teplo se dělí na citelné (teplo, které má vliv na teplotu okolí) a teplo latentní (teplo potřebné ke změně fáze látky). Norma ČSN 73 0548 říká, že při výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor se počítá pouze s citelným teplem. Dále norma EN 13129:2016 ve své příloze E udává pro teplotu v interiéru $27 \text{ [}^\circ\text{C]}$ hodnotu citelného tepla $\dot{Q}_c = 64,4 \text{ [W]}$. Jeden standardní vůz Railjet 2. třídy ve flotile ČD má počet míst k sezení 106. Celková produkce tepla lidí tedy činí:

$$\dot{Q}_l = i \cdot \dot{Q}_c = 106 \cdot 64,4 = 6826,4 \text{ [W]} \quad (2.61)$$

Tepelný zisk od sousedních vozů

Tyto tepelné zisky/ztráty jsou dány prostupy předěly mezi vozy. Vzhledem k tomu, že uvažujeme stejnou teplotu ve všech vozech vlakové jednotky, bude celková výměna tepla mezi vozy nulová.

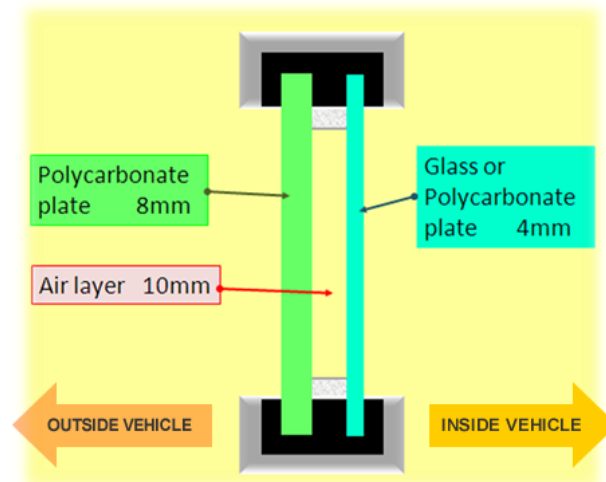
2.1.4 Tepelné zisky od vnějších zdrojů

Tepelné zisky prostupem okny

Tepelný tok okny vozu se skládá ze dvou složek a to prostup tepla konvekcí a prostup tepla solární radiací. Použité vztahy se vztahují na konkrétní den a čas, který je uveden v zadání.

Prostup tepla konvekcí

Jako modelový příklad bylo použito sklo typu IGP firmy YASHIMA & CO., LTD. Skládá se z polykarbonátové desky (8 mm), skleněné desky (4 mm) a jako výplň mezi deskami je použit vzduch (10 mm). Výrobce na svých stránkách uvádí hodnotu součinitele prostupu tepla $k_{ok} = 2,907 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$.



Obr. 2.1.2 Řez okenním sklem typu IGP [51]

$$S_{ok} = l_{ok} \cdot h_{ok} = 1,463 \cdot 0,942 = 1,38 \text{ [m}^2\text{]} \quad (2.62)$$

$$\dot{Q}_{ok} = k_{ok} \cdot S_{ok} \cdot n_{ok} \cdot (t_{\infty} - t_{in}) \quad (2.63)$$

$$\dot{Q}_{ok} = 2,907 \cdot 1,38 \cdot 20 \cdot (35,0 - 27,0) = 640,9 \text{ [W]}$$

Prostup tepla okny solární radiací

Tyto tepelné zisky se dále rozdělují na přímé a difuzní tak, jak bylo uvedeno v případě intenzity slunečního záření na plnou plochu vozu (rovnice 2.10 a 2.11). Dále vypočítat veličinu T_D , která udává celkovou poměrnou propustnost přímé sluneční radiace oknem.

$$T_D = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{\theta}{100}\right)^5 = 0,87 - 1,47 \cdot \left(\frac{46,132}{100}\right)^5 = 0,839 \text{ [-]} \quad (2.64)$$

Hodnota intenzity přímé sluneční radiace, která projde oknem do vozu.

$$I_{D,ok} = I_{D,w} \cdot T_D = 484,3 \cdot 0,839 = 406,3 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}\text{]} \quad (2.65)$$

Celková propustnost difuzní sluneční radiace T_d u standardního skla je stálá a nezávislá na poloze s hodnotou $T_d = 0,85$ [-].

Hodnota intenzity difuzní sluneční radiace, která projde oknem do vozu.

$$I_{d,ok} = I_{d,w} \cdot T_d = 138,1 \cdot 0,85 = 117,3 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}\text{]} \quad (2.66)$$

Celková intenzita sluneční radiace procházející okny do vozu

$$I_{ok} = I_{D,ok} + I_{d,ok} = 406,3 + 117,3 = I_{ok} = 523,7 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}\text{]} \quad (2.67)$$

Celkový tepelný tok sluneční radiací okny vozu

V posledním kroku se spočítá celkový tok zasklením vozu. Rozměry a počet oken je uveden v tabulce 2.2. Uvažujeme pouze jednu osluněnou stranu vozu, tedy počet oken $n = 10$, korekční součinitel pro středně čistou atmosféru městského typu má hodnotu $c_0 = 1$ [-] a stínící součinitel pro dvojité sklo $s = 0,9$ [-].

$$S_{ok,s} = l_{ok} \cdot h_{ok} \cdot n = 1,463 \cdot 0,942 \cdot 10 = 13,78 [m^2] \quad (2.68)$$

Jelikož vlakové jednotky nemají žádné slunolamy, které by zmenšovaly osluněnou plochu, lze napsat:

$$S_{os} = S_{ok,s} \quad (2.69)$$

Celková sluneční radiace, tedy součet přímé a difúzní platí pro osluněnou plochu (10 oken). Na neosluněnou plochu (10 oken) působí pouze difúzní sluneční radiace.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{s,ok} &= 13,78 \cdot 523,7 \cdot 1 \cdot 0,9 + 13,78 \cdot 117,3 \cdot 1 \cdot 0,9 = 6495,2 [W] \\ \dot{Q}_{s,ok} &= S_{os} \cdot I_{ok} \cdot c_0 \cdot s + S_{os} \cdot I_{d,ok} \cdot c_0 \cdot s \end{aligned} \quad (2.70)$$

Tepelný tok vnější stěnou

Tepelné zisky stěn představují tepelný tok mezi exteriérem a interiérem daný rozdílnými teplotami. V případě osluněné plochy nastává složitý nestacionární tepelný děj, který je tvořen radiací a kondukcí. Vliv solárního záření na neprůsvitnou plochu lze popsat tepelnou bilancí tepelných toků konvekcí, radiací, sáláním okolních povrchů a osluněním okolních povrchů. V technické praxi dochází ke zjednodušení vzhledem k tomu, že osluněný neprůsvitný povrch má řádově menší vliv na zátěž interiéru, než průsvitné povrchy. Zavádí se zjednodušená rovnice tepelné bilance a veličina *rovnocenná sluneční teplota* t_r , která je závislá na teplotě okolního vnějšího vzduchu t_e , součiniteli poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční záření ε (pro nerezovou ocel modré barvy $\alpha_s = 0,89$), intenzita dopadajícího přímého a difúzního slunečního záření a středním součiniteli přestupu tepla na vnějším povrchu α_{out} . Ve své podstatě se jedná o výpočet teploty povrchu vlivem slunečního záření, tedy hodnotu, která je vypočítaná v rovnici 2.24.

$$t_r = t_e + \frac{\varepsilon \cdot I}{\alpha_{out}} \quad (2.71)$$

$$t_r = t_{w,s} = 44,96 \sim 45,0 [^\circ C] \quad (2.72)$$

Vzhledem k odlišné uvažované vnější teplotě je třeba povrch uvažované vlakové jednotky rozdělit na povrch osluněný a neosluněný. Osluněný povrch uvažujeme jednu vertikální stěnu a střechu, jako neosluněný povrch jednu vertikální stěnu a podlahu vozu.

V případě stěny lehké (podmínka tloušťky $s < 0,08m$) se zanedbává tepelná kapacita stěny a fázové posunutí teplotních kmitů tepelných toků, uvažujeme tedy tepelný tok za proces ustálený.

Osluněná plocha - střecha

$$k_{s,r} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out,s}} + \frac{s_{steel}}{\lambda_{steel}} + \frac{s_{ins}}{\lambda_{ins}} + \frac{s_{pan}}{\lambda_{pan}} + \frac{1}{\alpha_{in,r,s}}}$$
$$k_{s,r} = \frac{1}{\frac{1}{62,5} + \frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{3,1}} \quad (2.73)$$
$$k_{s,r} = 0,911 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Osluněná plocha - stěna

$$k_{s,w} = \frac{1}{\frac{1}{62,5} + \frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{2,2}}$$
$$k_{s,w} = 0,817 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.74)$$

Neosluněná plocha - podlaha

$$k_{n,f} = \frac{1}{\frac{1}{63,0} + \frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{2,9}}$$
$$k_{n,f} = 0,890 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.75)$$

Neosluněná plocha - stěna

$$k_{n,w} = \frac{1}{\frac{1}{63,0} + \frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{1,8}}$$
$$k_{n,w} = 0,743 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.76)$$

Plocha - střecha, podlaha

$$S_{r,f} = l_c \cdot s_c = 26,5 \cdot 2,825 = 74,9 [m^2] \quad (2.77)$$

Plocha - stěna bez oken

$$S_w = l_c \cdot h_c - 0,5 \cdot n_{ok} \cdot l_{ok} \cdot h_{ok}$$
$$S_w = 26,5 \cdot 4,050 - 0,5 \cdot 20 \cdot 1,463 \cdot 0,942 = 93,5 [m^2] \quad (2.78)$$

Celkový součinitel prostupu tepla k

$$k_t = \frac{(k_{s,r} + k_{n,f}) \cdot S_r + (k_{s,w} + k_{n,w}) \cdot S_w + k_{ok} \cdot S_{ok} \cdot n_{ok}}{2 \cdot S_r + 2 \cdot S_w + S_{ok} \cdot n_{ok}}$$
$$k_t = \frac{(0,911 + 0,890) \cdot 74,9 + (0,817 + 0,743) \cdot 93,5 + 2,907 \cdot 1,38 \cdot 20}{2 \cdot 74,9 + 2 \cdot 93,5 + 1,38 \cdot 20} \quad (2.79)$$
$$k_t = 0,991 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Tepelný tok osluněnou plochou - střecha

$$\dot{Q}_{s,r} = k_{s,r} \cdot S_r \cdot (t_{w,s} - t_{in}) = 0,911 \cdot 74,9 \cdot (45,0 - 27,0)$$
$$\dot{Q}_{s,r} = 1755,9 [W] \quad (2.80)$$

Tepelný tok osluněnou plochou - stěna

$$\dot{Q}_{s,w} = k_{s,w} \cdot S_w \cdot (t_{w,s} - t_{in}) = 0,817 \cdot 93,5 \cdot (45,0 - 27,0)$$
$$\dot{Q}_{s,w} = 779,6 [W] \quad (2.81)$$

Tepelný tok neosluněnou plochou - podlaha

$$\dot{Q}_{n,f} = k_{n,f} \cdot S_r \cdot (t_{w,n} - t_{in}) = 0,890 \cdot 74,9 \cdot (37,0 - 27,0)$$
$$\dot{Q}_{n,f} = 952,8 [W] \quad (2.82)$$

Tepelný tok neosluněnou plochou - stěna

$$\dot{Q}_{n,w} = k_{n,w} \cdot S_w \cdot (t_{w,n} - t_{in}) = 0,743 \cdot 93,5 \cdot (37,0 - 27,0)$$
$$\dot{Q}_{n,w} = 392,8 [W] \quad (2.83)$$

Chladicí výkon potřebný pro ochlazení dodávaného čerstvého vzduchu do jednotky

Norma EN 13129:2016 v případě letního provozu klimatizovaného vozu říká, že pro případ venkovní teploty vzduchu $t_{\infty} > 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ má představovat přívod čerstvého vzduchu

$15 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na jednoho pasažéra (průtok je vztažen k teplotě $20 \text{ }^\circ\text{C}$, 50 % relativní vlhkosti vzduchu a normálnímu atmosférickému tlaku). Je třeba tedy přepočítat objemový tok na teplotu venkovního vzduchu.

$$\dot{V}_p = \dot{V}_n \cdot \frac{\rho_{35}}{\rho_{20}} = 15 \cdot \frac{1,146}{1,205} = 14,266 [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2.84)$$

Tedy na základě uvažované obsazenosti vozu bude potřebný celkový průtok čerstvého vzduchu mít hodnotu:

$$\dot{V}_f = \dot{V}_p \cdot i = 14,266 \cdot 106 = 1512,2 [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2.85)$$

Tento přiváděný čerstvý vzduch přináší do tepelné bilance další tepelné zisky, jelikož uvažujeme venkovní teplotu vyšší, než je ve voze.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_f &= \dot{V}_f \cdot \rho_f \cdot c_f \cdot (t_\infty - t_{in}) \\ \dot{Q}_f &= \frac{1512,2}{3600} \cdot 1,146 \cdot 1007 \cdot (35 - 27) = 3878,1 [\text{W}] \end{aligned} \quad (2.86)$$

Produkce tepla ventilátorů

Další tepelný zisk, který je třeba brát v úvahu je teplo od ventilátorů, které foukají vzduch od výparníku směrem do jednotky. Celkový zisk tepla závisí zda je elektromotor v proudu vzduchu, či nikoliv. V mém případě se bude jednat o radiální ventilátor s motorem umístěným v proudu vzduchu. Do výpočtu je třeba zahrnout průtok, dopravní tlak (odhadnu) a účinnosti jak elektromotoru, tak ventilátoru.

$$\dot{Q}_b = \frac{\dot{V}_t \cdot \Delta p}{\eta_e \cdot \eta_b} \quad (2.87)$$

Do jednotky není přiváděn pouze čerstvý vzduch. Před výparníkem dojde ke smíchání určitého množství jak čerstvého vzduchu, tak vzduchu odsátého z jednotky a to z důvodu snížení teplotního rozdílu mezi okolním a vnitřním vzduchem. Poměr těchto proudů je individuální, na základě několika různých typů vlakových klimatizačních jednotek firmy Ingersoll Rand volím množství použitého cirkulujícího vzduchu jako 1,5 násobek čerstvého vzduchu (pro maximální průtok, množství čerstvého vzduchu musí být stejné a je určené normou). Hodnota celkového objemového průtoku tedy bude:

$$\dot{V}_t = \dot{V}_f \cdot (1 + 1,5) = 1512,2 \cdot (1 + 1,5) = 3780,1 [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2.88)$$

Vzhledem ke složitosti rozváděcích kanálů před tím, než je přiveden do jednotky, volím $\Delta p = 1500$ [Pa]. Účinnost používaných motorů se pohybuje kolem $\eta_e = 65$ [%] a účinnost ventilátorů s dozadu zahnutými lopatkami kolem $\eta_b = 80$ [%]. Tedy celkový tepelný zisk předaný ventilátory bude mít hodnotu:

$$\dot{Q}_b = \frac{3780,1}{3600} \cdot \frac{1500}{0,65 \cdot 0,80} = 3028,9 \text{ [W]} \quad (2.89)$$

Tab. 2.8 Tabulka vypočítaných hodnot pro letní provoz

Tepelné zisky pro 15:00 [h]		
tepelný zisk od metabolismu cestujících	\dot{Q}_l	6826,4 [W]
tepelný zisk okny konvekcí	\dot{Q}_{ok}	640,9 [W]
tepelný zisk solární radiace okny	$\dot{Q}_{s,ok}$	6495,2 [W]
tepelný zisk neosluněné stěny	$\dot{Q}_{n,w}$	392,8 [W]
tepelný zisk osluněné střechy	$\dot{Q}_{s,r}$	1755,9 [W]
tepelný zisk osluněné stěny	$\dot{Q}_{s,w}$	779,6 [W]
tepelný zisk neosluněné podlahy	$\dot{Q}_{n,f}$	952,8 [W]
tepelný zisk od čerstvého vzduchu	\dot{Q}_f	3878,1 [W]
tepelný zisk od ventilátorů	\dot{Q}_b	3028,9 [W]
celkový tepelný zisk	$\sum \dot{Q}_{ic}$	25750,6 [W]

2.2 Teplota vzduchu na výstupu z jednotky

Jak bylo uvedeno v přecházející podkapitole, vzduch dodávaný do jednotky je směsí dvou složek vzduchu - čerstvý a cirkulující. Pro výpočet teploty směsi potřebuji znát hmotnostní průtoky a měrné vlhkosti vzduchu jednotlivých složek.

Pro vypočítání vlhkosti směsi je třeba znát měrnou vlhkost čerstvého vzduchu. Norma EN 13129:2016 stanovuje pro maximální výpočtovou teplotu 35 [°C] relativní vlhkost 50 [%]. Vztah pro přepočet má tvar:

$$x = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p''_v}{p_a - \varphi \cdot p''_v} \quad (2.90)$$

Kde:

x	měrná vlhkost vzduchu [kg·kg ⁻¹ s.v.] či [g·kg ⁻¹ s.v.]
φ	relativní vlhkost vzduchu [%]
p'' _v	parciální tlak syté páry [Pa]
p _a	stálý celkový tlak vzduchu [Pa]

Parciální tlak syté páry najdeme v tabulkách syté kapaliny a syté páry H₂O a pro teplotu 35 [°C] má hodnotu $p_v = 5629$ [Pa] [1]. Dosazením do rovnice 2.90 spočítám měrnou vlhkost venkovního vzduchu.

$$x_f = 0,622 \cdot \left(\frac{0,5 \cdot 5629}{101325 - 0,5 \cdot 5629} \right) = 17,8 \cdot 10^{-3} [kg \cdot kg^{-1} s. v.] \quad (2.91)$$

Dále potřebuji znát měrnou vlhkost vzduchu odváděného z vozu. Tento vzduch má vyšší měrnou vlhkost, než vzduchu, který poté budeme do vozu vracet. To je způsobeno vodní parou, která je odvedena z lidského těla. Budu uvažovat odpar jednoho cestujícího na $m_e = 60$ [g·h⁻¹] [25]. To při plné obsazenosti vozu znamená:

$$\dot{m}_{e,t} = i \cdot \dot{m}_e = 106 \cdot 0,060 = 6,4 [kg \cdot h^{-1}] \quad (2.92)$$

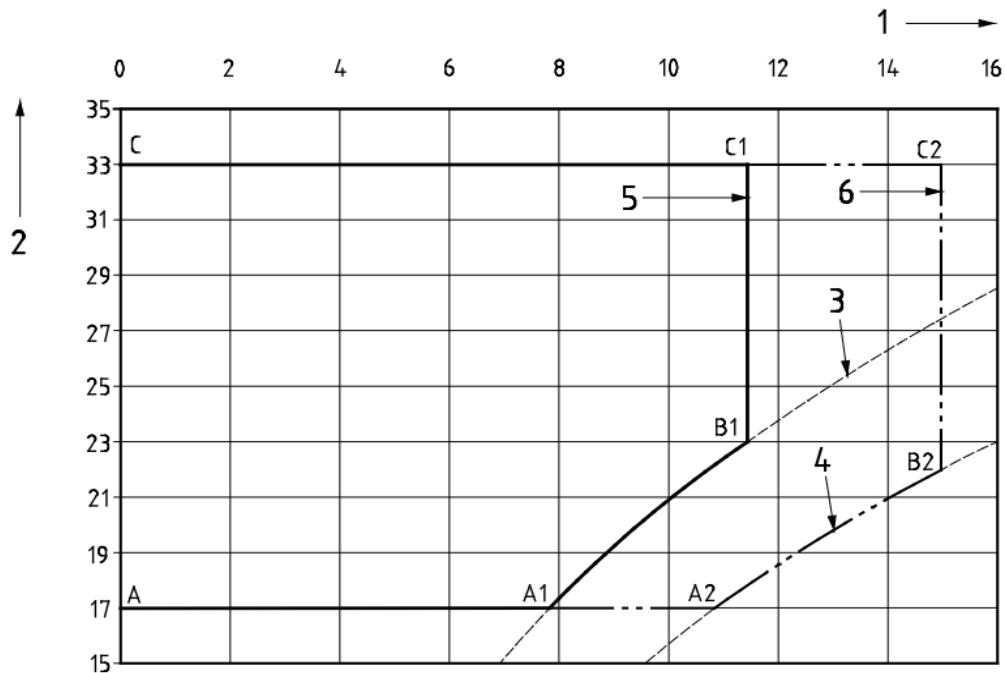
Hmotnostní průtok vzduchu do jednotky \dot{m}_t pro teplotu 30,1 [°C]:

$$\rho_{27} = \frac{1}{287 \cdot (273,15 + 27)} \cdot (101325 - 0,378 \cdot 0,4 \cdot 3568) \quad (2.93)$$

$$\rho_{27} = 1,170 [kg \cdot m^{-3}]$$

$$\dot{m}_t = \dot{V}_t \cdot \rho_t = 3780,1 \cdot 1,170 = 4422,7 [kg \cdot h^{-1}] \quad (2.94)$$

Norma EN 13129:2016 určuje, v jakých mezích bychom se měli při návrhu kvality vzduchu pohybovat.



Obr. 2.2.1 Diagram pro volbu kvality vzduchu v interiéru

- 1 x je měrná vlhkost [g/kg]
- 2 t_{in} je teplota interiéru [°C]
- 3 relativní vlhkost 65 [%]
- 4 relativní vlhkost 90 [%]
- 5 rozsah q1
- 6 rozsah q2

Tab. 2.9 Rozsahy pro kvalitu vzduchu v interiéru

Bod	Rozsah q1			Rozsah q2		
	t_{in}	Relativní vlhkost	Měrná vlhkost	t_{in}	Relativní vlhkost	Měrná vlhkost
	[°C]	[%]	[g·kg ⁻¹ s.v.]	[°C]	[%]	[g·kg ⁻¹ s.v.]
A	17	0	0	17	0	0
A1	17	65	7,8			
A2				17	90	10,9
B1	23	65	11,5			
B2				22	90	15,0
C	33	0	0	33	0	0
C1	33	36	11,5			
C2				33	48	15,0

Pokud se tedy chci držet s hodnotami vlhkosti v rozsahu $q1$ a $q2$, volím, že je mým cílem mít uvnitř vozu měrnou vlhkost blízké $x_{in} = 11$ [$g \cdot kg^{-1}$ s.v.]. Teplotu vzduchu uvnitř vozu znám, mohu tedy spočítat stavové hodnoty směsi proudů vzduchu.

Hmotnost suchého vzduchu:

$$\dot{m}_{sv} = \frac{\dot{m}_t}{1 + x_{in}} = \frac{4422,7}{1 + 11 \cdot 10^{-3}} = 4374,6 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2.95)$$

Hmotnost vody ve vzduchu:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_t - \dot{m}_{sv} = 4422,7 - 4374,6 = 48,1 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2.96)$$

Hmotnost vody po vlhčení:

$$\dot{m}_{w,v} = \dot{m}_w + \dot{m}_{e,t} = 48,1 + 6,4 = 54,5 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (2.97)$$

Měrná vlhkost vzduchu po vlhčení cestujícími:

$$x_{in,v} = \frac{\dot{m}_{w,v}}{\dot{m}_{sv}} = \frac{54,5}{4422,7} = 12,534 \cdot 10^{-3} \approx 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ s. v.]} \quad (2.98)$$

Na základě znalosti tohoto přírůstku měrné vlhkosti jsem později pomocí Mollierova diagramu balancoval vhodné vstupní hodnoty pro měrnou vlhkost vzduchu.

Stav směsi proudů vzduchu

V základě se vychází ze znalosti zákona zachování hmotnosti:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_f + \dot{m}_c \quad (2.99)$$

Jedná se o složky suché směsi vzduchu. Tato rovnice se tedy rozšíří o člen měrné vlhkosti:

$$\dot{m}_t \cdot x_t = (\dot{m}_f + \dot{m}_c) \cdot x_t = \dot{m}_f \cdot x_f + \dot{m}_c \cdot x_c \quad (2.100)$$

Tuto rovnici lze dále upravit:

$$\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} = \frac{x_c - x_t}{x_t - x_f} \quad (2.101)$$

A konečná podoba, ze které se vypočítá měrná vlhkost směsi:

$$x_t = \frac{\dot{m}_c \cdot x_c + \dot{m}_f \cdot x_f}{\dot{m}_c + \dot{m}_f} = \frac{\dot{V}_c \cdot \rho_c \cdot x_c + \dot{V}_f \cdot \rho_f \cdot x_f}{\dot{V}_c \cdot \rho_c + \dot{V}_f \cdot \rho_f}$$
$$x_t = \frac{1,5 \cdot 1512,2 \cdot 1,177 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3} + 1512,2 \cdot 1,146 \cdot 17,8 \cdot 10^{-3}}{1,5 \cdot 1512,2 \cdot 1,177 + 1512,2 \cdot 1,146} \quad (2.102)$$
$$x_t = 14,6 \cdot 10^{-3} [g \cdot kg^{-1} s. v.]$$

Obdobným způsobem lze spočítat entalpii dané směsi. Nejprve je potřeba vypočítat entalpie dílčích bodů [1]. Entalpie čerstvého vzduchu:

$$h_f = 1,01 \cdot t_{out} + x_f \cdot (1,84 \cdot t_{out} + 2501)$$
$$h_f = 1,01 \cdot 35 + 17,8 \cdot 10^{-3} \cdot (1,84 \cdot 35 + 2501) \quad (2.103)$$
$$h_f = 81,0 [kJ]$$

A obdobně entalpii vnitřního vzduchu:

$$h_c = 1,01 \cdot t_{in} + x_c \cdot (1,84 \cdot t_{in} + 2501)$$
$$h_c = 1,01 \cdot 27 + 12,5 \cdot 10^{-3} \cdot (1,84 \cdot 27 + 2501) \quad (2.104)$$
$$h_c = 59,2 [kJ]$$

Nyní mám vše potřebné pro výpočet entalpie výsledné směsi.

$$h_t = \frac{\dot{m}_c \cdot h_c + \dot{m}_f \cdot h_f}{\dot{m}_c + \dot{m}_f} = \frac{\dot{V}_c \cdot \rho_c \cdot h_c + \dot{V}_f \cdot \rho_f \cdot h_f}{\dot{V}_c \cdot \rho_c + \dot{V}_f \cdot \rho_f}$$
$$h_t = \frac{1,5 \cdot 1512,2 \cdot 1,177 \cdot 59,2 + 1512,2 \cdot 1,146 \cdot 81,0}{1,5 \cdot 1512,2 \cdot 1,177 + 1512,2 \cdot 1,146} \quad (2.105)$$
$$h_t = 67,8 [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Teplota výsledné směsi proudů vzduchu:

$$t_t = \frac{h_t - 2501 \cdot x_t}{1,01 + 1,84 \cdot x_t} = \frac{67,8 - 2501 \cdot 14,6 \cdot 10^{-3}}{1,01 + 1,84 \cdot 14,6 \cdot 10^{-3}} = 30,2 [^{\circ}C] \quad (2.106)$$

Tento vzduchu, jehož parametry jsem spočítal je třeba ochladit, tedy odebrat mu takové množství tepla, které se bude rovnat tepelným ziskům vozu spočítaných v minulé kapitole.

Máme dva principy chlazení vlhkého vzduchu. Suché a mokré.

Suché chlazení [1]

Neboli chlazení vlhkého vzduchu bez kondenzace vodní páry, probíhá v případě, kdy je povrchová teplota chladiče vyšší, než je teplota rosného bodu ochlazovaného vzduchu. V praxi se tento způsob chlazení vyskytuje pouze ojediněle.

Mokré chlazení [1]

Chlazení vlhkého vzduchu s kondenzací vodní páry je typ chlazení, kdy je povrchová teplota chladiče nižší, než je teplota rosného bodu ochlazovaného vzduchu. Při kontaktu s chladičem dochází k částečné kondenzaci vodních par, tedy se snižuje měrná vlhkost ochlazovaného vzduchu (to neplatí, pokud zkondenzovaná vlhkost zůstane rozptýlena ve vzduchu - typicky proces ochlazovaná v atmosféře).

Pro výpočet výstupních parametrů je nutné vypočítat teplotu, měrnou vlhkost a entalpii na povrchu chladiče a poté vypočítat hodnoty vlhkého vzduchu. Dále jsem zvolil teplotu povrchu výparníku. Ta se v případě vlakových klimatizačních jednotek volí poměrně vysoká (10 ± 15 [°C]). Na základě rozdílu měrných vlhkostí přiváděného a odváděného vzduchu, který by se měl rovnat odhadnutému množství vlhkosti vyprodukovaného cestujícími jsem zvolil teplotu povrchu výparníku 12 [°C].

K výpočtu měrné vlhkosti chladiče je třeba znát parciální tlak vodní páry. Vztah pro rozmezí teplot 0 až 80 [°C] s chybou menší jak 1 [%o] [10]:

$$p_{ch}'' = e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6+t}\right)} = e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6+12}\right)} = 1403,0 \text{ [Pa]} \quad (2.107)$$

Ten poté dosadím do vztahu na výpočet měrné vlhkosti na povrchu chladiče.

$$x_{ch} = \frac{0,622 \cdot p_{ch}''}{p_a - p_{ch}''} = \frac{0,622 \cdot 1403,0}{101325 - 1403,0} = 8,7 \cdot 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ s. v.]} \quad (2.108)$$

Dále jsem vypočítal entalpii na povrchu chladiče.

$$\begin{aligned} h_{ch} &= 1,01 + t_{ch} + (2501 + 1,86 \cdot t_{ch}) \cdot x_{ch} \\ h_{ch} &= 1,01 \cdot 12 + (2501 + 1,86 \cdot 12) \cdot 8,7 \cdot 10^{-3} \\ h_{ch} &= 34,1 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \end{aligned} \quad (2.109)$$

Nyní již mohu přistoupit k výpočtu parametrů vzduchu po průchodu výparníkem. Entalpie po ochlazování.

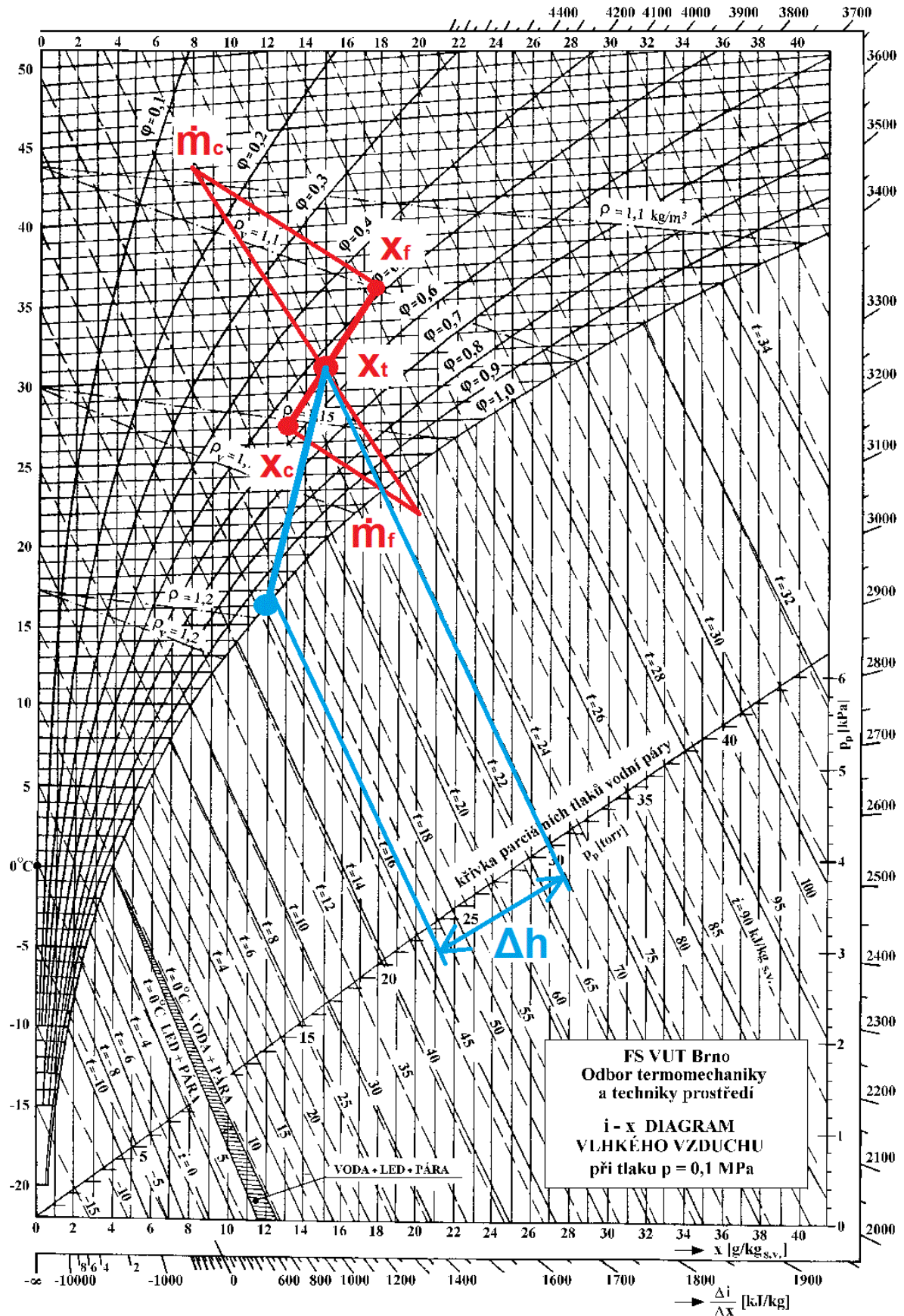
$$\begin{aligned} h_e &= h_t - \frac{\dot{Q}_{ic} \cdot 3600}{1000 \cdot (\dot{V}_t) \cdot \rho_t} = 67,8 - \frac{25750,6 \cdot 3600}{1000 \cdot 3780,1 \cdot 1,15} \\ h_e &= 46,5 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \end{aligned} \quad (2.110)$$

Měrná vlhkost vzduchu po ochlazování.

$$x_e = x_t + (x_{ch} - x_t) \cdot \frac{h_m - h_e}{h_m - h_{ch}}$$
$$x_e = 14,6 \cdot 10^{-3} + [(8,7 - 14,6) \cdot 10^{-3}] \cdot \frac{(67,8 - 46,5)}{(67,8 - 34,1)} \quad (2.111)$$
$$x_e = 10,9 \cdot 10^{-3} [kg \cdot kg^{-1} s. v.]$$

Teplota vlhkého vzduchu po ochlazení výparníkem.

$$t_e = \frac{h_e - 2501 \cdot x_e}{1,01 + 1,86 \cdot x_e} = \frac{46,5 - 2501 \cdot 10,9 \cdot 10^{-3}}{1,01 + 1,86 \cdot 10,9 \cdot 10^{-3}} = 18,7 [^{\circ}C] \quad (2.112)$$



Obr. 2.2.2 Míchání a ochlazování vzduchu v Mollierově diagramu [19]

2.3 Návrhový výpočet jednostupňového kompresorového chladícího zařízení

Celkovou tepelnou zátěž \dot{Q}_{ic} je třeba z jednotky odvést. K tomu se použije kompresorový chladicí oběh instalovaný ve voze. Potřebný chladicí výkon takového zařízení, tedy výkon výparníku mám již vypočítaný a rovná se vypočítané tepelné zátěži vozu.

$$P_{ch} = \dot{Q}_{ic} = 25750,6 \text{ [W]} \quad (2.113)$$

Pro to, abych mohl dále pokračovat v návrhu je třeba určit typ pracovního média, které bude teplo odvádět z vozu. Volím osvědčené R134a.

Tab. 2.10 Základní fyzikální a chemické vlastnosti R134a [33]

Popis	Charakteristika
Vzhled	bezbarvý plyn
Skupenství	plynné při 20 °C
Barva	transparentní
Zápach	po etheru
Hodnota pH	7 neředěno
Teplota tání	-101 °C
Teplota varu	-26,5 °C
Relativní hustota	1,206 g·cm ⁻³ při 25 °C
Rozpustnost ve vodě	ve vodě: 0,15 % hm
Tlak páry	666 kPa při 20 °C

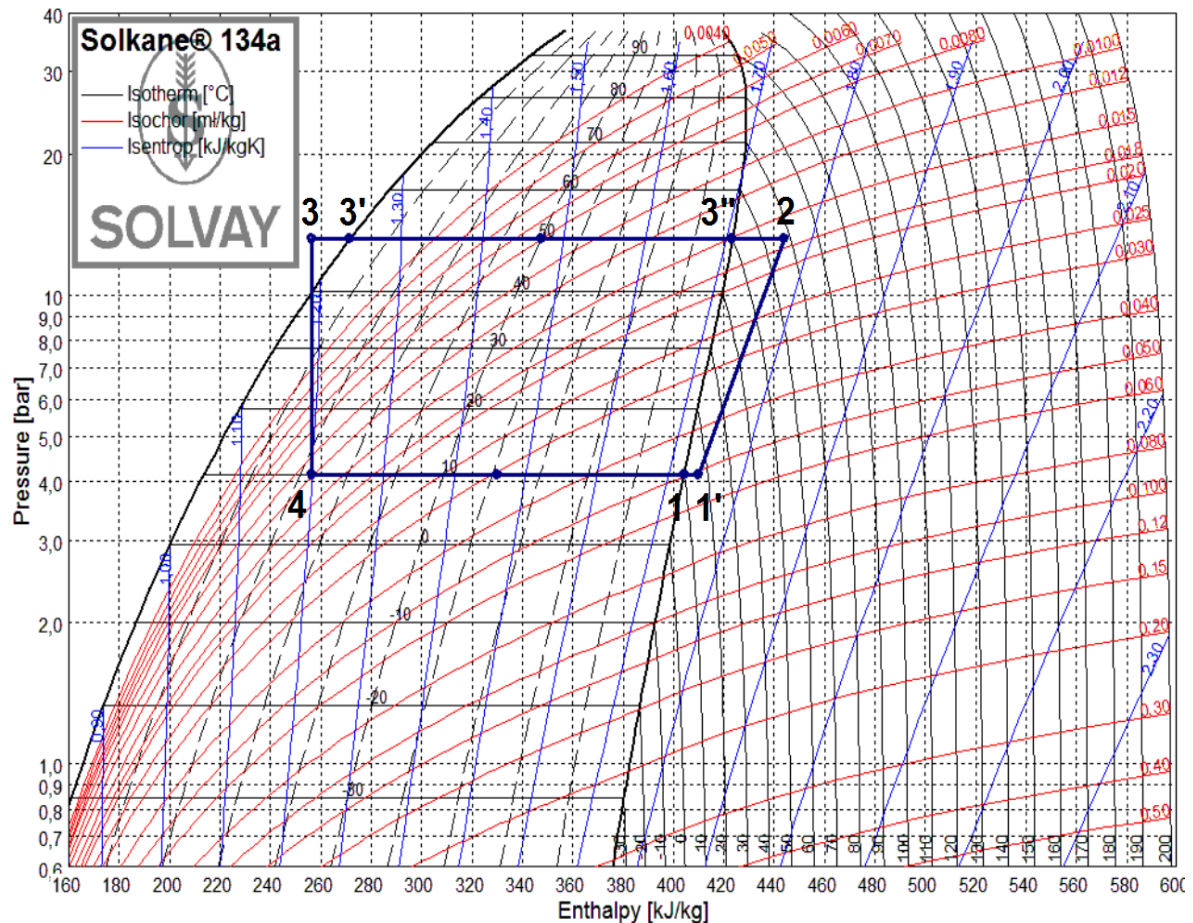
Při návrhu parametrů chladícího okruhu budu vycházet z *obr. 2.1.1* závislosti teploty okolí na teplotě interiéru. Jak plyne z předcházejícího výpočtu, při maximální výpočtové hodnotě teploty okolí bude teplota v prostoru pro cestující dosahovat 27 [°C], teplota ochlazeného vzduchu na výstupu bude 18,7 [°C]. Vypařovací teplotu budu na základě volby povrchové teploty výparníku a teplot vzduchu uvažovat 10 [°C] při přehřátí 6 [°C].

Kondenzační teplotu je třeba zvolit nad maximální možnou teplotou okolí. V případě, že by se tak nestalo, plynné chladivo nebude kondenzovat a chladicí okruh bude nefunkční. Obvykle se pro naše zeměpisné pásmo volí kondenzační teploty v rozmezí 40 ÷ 50 [°C]. V případě vlakových klimatizačních jednotek se volí kondenzační teplota ještě vyšší, 10 ÷ 25 [°C] nad maximální výpočtovou teplotou. Důvodem jsou požadavky zákazníků na kompaktnější jednotky (velikost výparníků, kondenzátorů) při zachování chladícího výkonu. Toho lze docílit zvýšením kondenzačního tlaku a tedy i kondenzačních teplot. Negativem tohoto řešení je vyšší spotřeba zařízení. Volím tedy kondenzační teplotu 50 [°C], podchlazení 10 [°C].

Sestrojení chladicího cyklu v p - h diagramu

K sestavení pracovního cyklu chladicího okruhu je třeba p - h diagram příslušného chladiva. Vzhledem k požadované přesnosti výstupních dat jsem použil program SOLKANE Refrigerants 8.0.0 [31]. Na určení izoentropické účinnosti a následně zvolení typu kompresoru jsem použil program Select 7 od firmy Emerson [35]. Izoentropická účinnost pro zvolené vstupní parametry je $\eta_{ez} = 72,79$ [%].

Výparná teplota 10 [°C], přehřátí je 6 [°C].



Obr. 2.3.1 p-h diagram kompresorového chladicího oběhu [31]

Tab. 2.11 Bod 1

Parametry	Hodnota
t	10 [°C]
p	4,15 [bar]
h	404,19 [kJ·kg ⁻¹]
s	1,7217 [kJ·kg ⁻¹ K ⁻¹]
v	0,0494 [m ³ ·kg ⁻¹]

Tab. 2.13 Bod 2

Parametry	Hodnota
t	67,56 [°C]
p	13,18 [bar]
h	443,79 [kJ·kg ⁻¹]
s	1,7686 [kJ·kg ⁻¹ K ⁻¹]
v	0,0171 [m ³ ·kg ⁻¹]

Tab. 2.14 Bod 3'

Parametry	Hodnota
t	50 [°C]
p	13,18 [bar]
h	271,52 [kJ·kg ⁻¹]
s	1,2367 [kJ·kg ⁻¹ K ⁻¹]
v	0,009 [m ³ ·kg ⁻¹]

Tab. 2.16 Bod 4

Parametry	Hodnota
t	10 [°C]
p	4,15 [bar]
h	256,43 [kJ·kg ⁻¹]
s	1,1996 [kJ·kg ⁻¹ K ⁻¹]
v	0,0117 [m ³ ·kg ⁻¹]

Tab. 2.12 Bod 1'

Parametry	Hodnota
t	16 [°C]
p	4,15 [bar]
h	409,75 [kJ·kg ⁻¹]
s	1,7411 [kJ·kg ⁻¹ K ⁻¹]
v	0,0510 [m ³ ·kg ⁻¹]

Tab. 2.13 Bod 3''

Parametry	Hodnota
t	50 [°C]
p	13,18 [bar]
h	423,38 [kJ·kg ⁻¹]
s	1,7071 [kJ·kg ⁻¹ K ⁻¹]
v	0,0151 [m ³ ·kg ⁻¹]

Tab. 2.15 Bod 3

Parametry	Hodnota
t	40 [°C]
p	13,18 [bar]
h	256,43 [kJ·kg ⁻¹]
s	1,1897 [kJ·kg ⁻¹ K ⁻¹]
v	0,009 [m ³ ·kg ⁻¹]

Nyní již mám všechny potřebné údaje pro výpočet jednotlivých výkonů chladicího okruhu. Veškeré potřebné vztahy jsou uvedeny v kapitole *Clausius - Rankinův cyklus*.

Minimální průtok chladiva vypočítám z chladicího výkonu výparníku, který znám.

$$\dot{m}_{ch} = \frac{P_{ch}}{h_1' - h_4} = \frac{25750,6}{409750 - 256430} = 0,159 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.114)$$

Práce kompresoru:

$$a_0 = \dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_1') = 0,159 \cdot (443790 - 409750) = 5412 \text{ [W]} \quad (2.115)$$

Kondenzační výkon kondenzátoru:

$$P_k = \dot{m}_{ch} \cdot (h_2 - h_3) = 0,159 \cdot (443790 - 256430) = 29790 \text{ [W]} \quad (2.116)$$

Chladicí faktor ε_{ch} :

$$\varepsilon_{ch} = \frac{h_1' - h_4}{h_2 - h_1'} = \frac{409750 - 256430}{443790 - 409750} = 4,504 \text{ [-]} \quad (2.117)$$

Chladicí faktor ideálního Carnotova cyklu:

$$\varepsilon_{ch,carnot} = \frac{T_v}{T_k - T_v} = \frac{10 + 273,15}{(50 + 273,15) - (10 + 273,15)} = 7,079 \text{ [-]} \quad (2.118)$$

Účinnost chladicího zařízení:

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon_{ch}}{\varepsilon_{ch,carnot}} = \frac{4,504}{7,079} = 0,636 \text{ [-]} = 63,6 \text{ [%]} \quad (2.119)$$

S uvedenými parametry chladicího výkonu a teploty par chladiva na sání pro chladivo R134a dokáže operovat například kompresor Copeland ZR 125KCE-TFD.

Pro výpočet výměníků se změnou skupenství se v praxi používají výpočetní programy. Po dosazení vypočítaných parametrů, jako je chladicí/kondenzační výkon, výparné/kondenzační teploty chladiva, velikost přehřátí, podchlazení, průtoku vzduchu a chladiva jsem získal následující parametry výměníků.

Tab. 2.17 Výparník

Název	Hodnota
Počet kusů	1 [-]
Délka výparníku	900 [mm]
Výška výparníku	660 [mm]
Šířka výparníku	110 [mm]
Průměr vlásenek	9,525 [mm]
Počet lamel	425 [-]
Plocha lamel	248,67 [m ²]

Tab. 2.18 Kondenzátor

Název	Hodnota
Počet kusů	2 [-]
Délka kondenzátoru	635 [mm]
Výška kondenzátoru	711 [mm]
Šířka kondenzátoru	132 [mm]
Průměr vlásenek	9,525 [mm]
Počet lamel	300 [-]
Plocha lamel	131,89 [m ²]

2.4 Provoz v zimě

Pro ukázkový výpočet zařízení v zimním provozu jsem zvolil 7.1.2017 15:00 SEČ, který patřil mezi nejchladnější dny toho roku. Technické parametry vozu zůstávají stejné, jako v případě letního provozu a jsou uvedeny v tabulkách 2.2 a 2.3, tepelné charakteristiky pro zimní provoz dané normou EN 13129:2016 a orientace vozu jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 2.19 Parametry pro výpočet tepelné zátěže

Název	Název veličiny	Hodnota
Čas provozu	[-]	15:00 SELČ
Datum provozu vozu	[-]	7.1.2017
Orientace vozu (azimut)	γ	250 [°]
Počet osob ve voze	i	106 [-]
Požadovaná teplota ve voze	t_{in}	22 [°C]
Teplota okolí	t_{∞}	-20 [°C]

Uvedená norma dále definuje maximální součinitel prostupu tepla (k -value). Hodnoty se vztahují ke stojícímu železničnímu vagónu.

Tab. 2.20 Dovolené hodnoty součinitele přestupu tepla (k -value)

Zimní období	Železniční vůz	
Zóna	Jednopodlažní vůz [W · m ⁻² K ⁻¹]	Dvoupodlažní vůz [W · m ⁻² K ⁻¹]
I	2,0	2,5
II	1,6	2,2
III	1,2	2,0

2.4.1 Výpočet intenzity slunečního záření

Sluneční deklinace

$$\delta = 23,5 \cdot \sin[(1 - 1) \cdot 30 + 7 - 81] = -22,590^\circ \quad (2.120)$$

Výška slunce nad obzorem

$$\sin h = \sin(-22,590) \cdot \sin 50 - \cos(-22,590) \cdot \cos 50 \cdot \cos(15 \cdot 15)$$

$$\sin h = 0,125 \quad (2.121)$$

$$h = \sin^{-1} 0,299 = 7,203^\circ$$

Sluneční azimut

$$\sin a_c = \frac{\sin(15 \cdot 15) \cdot \cos(-22,590)}{\cos 7,203} = -0,658 \quad (2.122)$$

$$a = 180 - \sin^{-1} 0,658 = 221,151^\circ \quad (2.123)$$

Intenzita přímé sluneční radiace na svislou plochu vozu

$$\cos \theta = \sin 7,203 \cdot \cos 90 + \cos 7,203 \cdot \sin 90 \cdot \cos(221,151 - 250) \quad (2.124)$$

$$\cos \theta = 0,869$$

$$\theta = \cos^{-1} 0,869 = 29,659^\circ \quad (2.125)$$

Rozdíl azimutů stěny a slunce je nižší jak 90° , tedy stěna se nenachází ve stínu. Výpočtová hodnota solárního toku na kolmou plochu je určena normou EN 13129:2016 pro klimatické pásmo ČR pro zvolený čas na $\dot{q}_v = 300 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}]$. Já ovšem použiji přesnější metodu výpočtu pomocí empirických vzorců vztahených ke zvolenému období a času tepelné zátěže, kde I_0 je sluneční konstanta ($I_0 = 1350 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}]$), z je součinitel znečištění atmosféry, pro měsíc leden v městské zástavbě má hodnotu $z = 3,1$. Dále budu uvažovat plně zataženou oblohu, kdy intenzita přímého slunečního záření bude nulová a vliv tedy bude mít pouze složka difúzního záření slunečního toku.

$$I_G = 1350 \cdot e^{[-0,097 \cdot 3,1 \cdot (\sin 7,203)^{-0,8}]} = 277,2 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (2.126)$$

Intenzita difúzní sluneční radiace na svislou plochu vozu

$$I_{d,w} = \left[I_0 - I_G - (1080 - 1,4 \cdot I_G) \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right] \cdot \frac{\sin h}{3}$$

$$I_{d,w} = \left[1350 - 277,2 - (1080 - 1,4 \cdot 277,2) \cdot \sin^2 \frac{90}{2} \right] \cdot \frac{\sin 7,203}{3} \quad (2.127)$$

$$I_{d,w} = 30,4 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}]$$

Celková intenzita sluneční radiace dopadající na svislou plochu vozu

$$I_{C,w} = I_{D,w} + I_{d,w} = 0 + 30,4 = 30,4 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (2.128)$$

Celková intenzita sluneční radiace dopadající na vodorovnou plochu vozu

Na vodorovnou plochu vozu bude také působit pouze difúzní složka solárního záření.

$$I_{C,r} = I_{d,r} = 30,4 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (2.129)$$

Tento solární tok zvýší teplotu vnějšího povrchu jednotky. Po dosažení do bilanční rovnice 2.16 mám ovšem dvě neznámé, proto si opět zvolím teplotu povrchu, dopočítám součinitel prostupu tepla a iteračním postupem zpětně dopočítám přesné hodnoty teploty povrchu a součinitele prostupu tepla. Teplotu povrchu volím $t_w = -10$ [°C].

$$t_{ch} = \frac{(-10,0) + (-20,0)}{2} = -15,0 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.130)$$

Tab. 2.21 Parametry vzduchu pro teplotu -15 [°C] a tlak 100 [kPa].

t_{ch} [°C]	$v \cdot 10^5$ [m ² ·s ⁻¹]	c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	ρ [kg·m ⁻³]	$\lambda \cdot 10^2$ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	β [10 ⁻³ ·K ⁻¹]	Pr
-15	1,204	1005	1,369	2,290	3,874	0,723

Součinitel přestupu tepla pro vnější plochu (svislá stěna)

$$Re = \frac{160 \cdot 26,5}{3,6 \cdot 1,204 \cdot 10^{-5}} = 97822075 \sim 9,8 \cdot 10^7 \quad (2.131)$$

$$5 \cdot 10^5 < Re \leq 10^8 \quad (2.132)$$

$$0,6 < Pr < 60 \quad (2.133)$$

Podmínky splněny

$$\overline{Nu} = \left(0,037 \cdot 97822075^{\frac{4}{5}} - 871\right) \cdot 0,723^{\frac{1}{3}} = 81177 [-] \quad (2.134)$$

$$\overline{\alpha_{out,n}} = \frac{81177 \cdot 2,290 \cdot 10^{-2}}{26,5} = 70,1 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \quad (2.135)$$

$$t_{w,n} = (-20,0) + \frac{30,4}{70,1} = -19,6 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.136)$$

Zvolená teplota povrchu se liší od výsledné teploty, pro výpočet přesné hodnoty je třeba zvolit iterační postup výpočtu. Po jednom iteračním kroku s rozdílem teplot $\leq 0,1$ [°C] jsou výsledky následující:

$$\overline{\alpha_{out,n}} = 71,0 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \quad (2.137)$$

$$t_{w,n} = -19,6 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.138)$$

Součinitel přestupu tepla pro vnější plochu (vodorovná stěna)

Vzhledem k působení pouze difúzního záření, je teplota a součinitel přestupu tepla identický, jako v případě svislé plochy.

Součinitel přestupu tepla vnitřní plochu střechy a podlahy jednotky

Kde charakteristický rozměr L se spočítá jako poměr obsahu a obvodu počítané plochy (rovnice 2.33)

Pro výpočet charakteristické teploty potřebuji znát teplotu vnitřního povrchu. Tu ovšem neznám, ale na základě odhadu vnitřního součinitele přestupu tepla a zkušeností z předchozích výpočtů volím hodnotu o 12 [°C] nižší, tedy 10 [°C].

$$t_{ch} = \frac{10,0 + 22,0}{2} = 16,0 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.139)$$

Tab. 2.22 Parametry vzduchu pro teplotu 16 [°C] a tlak 100 [kPa].

t_{ch} [°C]	$\nu \cdot 10^5$ [m ² ·s ⁻¹]	c_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	ρ [kg·m ⁻³]	$\lambda \cdot 10^2$ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	β [10 ⁻³ ·K ⁻¹]	Pr
16	1,475	1006	1,222	2,530	3,458	0,716

$$Ra = \frac{9,81 \cdot 1,757^3 \cdot 3,458 \cdot 10^{-3} \cdot (22,0 - 10,0)}{(1,475 \cdot 10^{-5})^2} \cdot 0,716 \quad (2.140)$$

$$Ra = 7266403469 \sim 7,3 \cdot 10^9 \text{ [-]}$$

Jelikož předpokládáme zimní provoz, tedy teplota střechy je nižší, než teplota vnitřního prostředí t_{in} , ve výpočtu se vychází z následující podmínky a vzorce pro výpočet středního Nusseltova čísla:

$$10^5 \leq Ra \leq 10^{11} \quad (2.141)$$

Podmínka je splněna

$$\overline{Nu} = 0,27 \cdot Ra^{\frac{1}{4}} = 0,27 \cdot 7266403469^{\frac{1}{4}} \quad (2.142)$$

$$\overline{Nu} = 78,830 \text{ [-]}$$

Střední hodnota součinitele přestupu tepla:

$$\overline{\alpha_{in,r,n}} = \frac{78,830 \cdot 2,530 \cdot 10^{-2}}{1,757} = 1,1 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \quad (2.143)$$

Dosazení do rovnice pro tepelný tok.

$$\dot{q}_s = \frac{(-19,6) - 22,0}{\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{1,1}} = -25,4 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}\text{]} \quad (2.144)$$

Nyní zpětně dopočítám teplotu stěny.

$$t_{w,i} = (-19,6) - (-25,4) \cdot \left(\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} \right)$$
$$t_{w,i} = -0,4 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.145)$$

Z výsledku plyne, že teplota stěny se výrazně liší od předpokladu, pro výpočet přesné hodnoty je třeba zvolit iterační postup výpočtu. Po třech iteračních krocích s rozdílem teplot $\leq 0,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$ jsou výsledky následující:

$$\overline{\alpha_{in,f,n}} = \overline{\alpha_{in,r,n}} = 1,3 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.146)$$

$$t_w = 1,1 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.147)$$

Součinitel přestupu tepla vnitřní plochu stěny jednotky

Při výpočtu vnitřní stěny jednotky použijeme také Rayleighovo číslo. Jako charakteristický rozměr se uvažuje výška vagónu:

$$L = 4,050 \text{ [m]} \quad (2.148)$$

Dále potřebuji charakteristickou teplotu, tedy střední hodnotu teploty uvnitř jednotky a teploty vnitřní stěny. Teplotu vnitřní stěny opět neznám, volím tedy identickou teplotu jako v minulém výpočtu, tedy $10 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

$$t_{ch} = \frac{10,0 - 22,0}{2} = 16,0 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.149)$$

$$Ra = \frac{9,81 \cdot 4,050^3 \cdot 3,458 \cdot 10^{-3} \cdot (22,0 - 10,0)}{(1,475 \cdot 10^{-5})^2} \cdot 0,716$$
$$(2.150)$$

$$Ra = 21566932120 \sim 2,2 \cdot 10^{10} [-]$$

Podmínka pro svislou stěnu zní:

$$10^9 \leq Ra \leq 10^{13} \quad (2.151)$$

Podmínka splněna

$$\overline{Nu} = 0,10 \cdot Ra^{\frac{1}{3}} = 0,10 \cdot (21566932120)^{\frac{1}{3}} = 278,353 [-] \quad (2.152)$$

$$\overline{\alpha_{in,w,n}} = \frac{278,353 \cdot 2,530 \cdot 10^{-2}}{4,050} \quad (2.153)$$
$$\overline{\alpha_{in,w,n}} = 2,8 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Dosadím do rovnice pro tepelný tok.

$$\dot{q}_s = \frac{(-19,6) - 22,0}{\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{2,8}} = -37,3 [W \cdot m^{-2}] \quad (2.154)$$

Nyní zpětně dopočítám teplotu stěny.

$$t_{w,i} = (-19,6) - (-37,3) \cdot \left(\frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} \right) \quad (2.155)$$
$$t_{w,i} = 8,7 [^{\circ}C]$$

Výsledná teplota stěny se liší od předpokladu, je tedy opět potřeba provést iterační výpočet. Po dvou iteračních krocích s rozdílem teplot $\leq 0,1 [^{\circ}C]$ jsou výsledky následující:

$$\overline{\alpha_{in,w,n}} = 2,9 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.156)$$

$$t_{w,i} = 9,0 [^{\circ}C] \quad (2.157)$$

2.4.2 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů

Produkce tepla lidí

Velikost citelného tepla produkovaného cestujícími uvažují stejnou, jako v případě letního provozu.

Tepelný zisk od sousedních vozů

Na základě uvažované konstantní teploty ve všech částech vlakové jednotky budou celkové uvažované tepelné zisky/ztráty mezi vozy nulové.

2.4.3 Tepelné zisky od vnějších zdrojů

Tepelné zisky prostupem okny

Prostup tepla konvekcí

Použito okno se stejnými parametry, mění se tedy pouze teplotní rozdíl. Plocha oken vypočítána v rovnici 2.62.

$$\dot{Q}_{ok} = 2,907 \cdot 1,38 \cdot 20 \cdot (-20,0 - 22,0) = -3364,9 [W] \quad (2.158)$$

Prostup tepla okny solární radiací

Tyto tepelné zisky se dále rozdělují na přímé a difuzní tak, jak bylo uvedeno v případě intenzity slunečního záření na plnou plochu vozu (rovnice 2.10 a 2.11). Vzhledem k zatažené obloze bude solární zisk okny přímou radiací nulový.

$$I_{D,ok} = 0 [W \cdot m^{-2}] \quad (2.159)$$

Celková propustnost difuzní sluneční radiace T_d u standardního skla je stálá a nezávislá na poloze s hodnotou $T_d = 0,85$

Hodnota intenzity difuzní sluneční radiace, která projde oknem do vozu se tedy bude rovnat celkové intenzitě sluneční radiace procházející okny vozu.

$$I_{ok} = I_{d,ok} = I_{d,w} \cdot T_d = 30,4 \cdot 0,85 = 25,8 [W \cdot m^{-2}] \quad (2.160)$$

Celkový tepelný tok sluneční radiací okny vozu

V posledním kroku se spočítá celkový tok zasklením vozu. Rozměry a počet oken je uveden v tabulce 2.2. Vzhledem k tomu, že neuvažují působení přímé sluneční radiace, počet oken, na které působí difuzní sluneční radiace je $n = 20$, korekční součinitel pro středně čistou atmosféru městského typu má hodnotu $c_0 = 1$ a stínící součinitel pro dvojitě sklo $s = 0,9$.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{s,ok} &= 2 \cdot S_{os} \cdot I_{ok} \cdot c_0 \cdot s = 2 \cdot 13,78 \cdot 25,8 \cdot 1 \cdot 0,9 \\ \dot{Q}_{s,ok} &= 639,9 [W] \end{aligned} \quad (2.161)$$

Tepelný tok vnější stěnou.

V případě stěny lehké (podmínka tloušťky $s < 0,08m$) se zanedbává tepelná kapacita stěny a fázové posunutí teplotních kmitů tepelných toků, uvažujeme tedy tepelný tok za proces ustálený.

Horizontální plocha

$$\begin{aligned} k_{n,f} = k_{n,r} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out,n}} + \frac{s_{steel}}{\lambda_{steel}} + \frac{s_{ins}}{\lambda_{ins}} + \frac{s_{pan}}{\lambda_{pan}} + \frac{1}{\alpha_{in,r,n}}} \\ k_{n,f} = k_{n,r} &= \frac{1}{\frac{1}{71,0} + \frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{1,3}} \end{aligned} \quad (2.162)$$

$$k_{n,f} = k_{n,r} = 0,651 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Vertikální plocha

$$k_w = \frac{1}{\frac{1}{71,0} + \frac{0,003}{16,2} + \frac{0,025}{0,033} + \frac{0,0025}{2,393} + \frac{1}{2,9}} \quad (2.163)$$

$$k_w = 0,895 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Celkový součinitel prostupu tepla k

$$k_t = \frac{k_{f,r} \cdot 2 \cdot S_{r,f} + k_w \cdot 2 \cdot S_w + k_{ok} \cdot S_{ok} \cdot n_{ok}}{2 \cdot S_r + 2 \cdot S_w + S_{ok} \cdot n_{ok}}$$
$$k_t = \frac{0,651 \cdot 2 \cdot 74,9 + 0,895 \cdot 2 \cdot 93,5 + 2,907 \cdot 1,38 \cdot 20}{2 \cdot 74,9 + 2 \cdot 93,5 + 1,38 \cdot 20} \quad (2.164)$$

$$k_t = 0,947 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Tepelný tok horizontální plochou

$$\dot{Q}_{f,r} = k_{f,r} \cdot (S_{f,r}) \cdot (t_{w,n} - t_{in})$$
$$\dot{Q}_{n,f,r} = 0,651 \cdot (2 \cdot 74,9) \cdot (-19,6 - 22,0) \quad (2.165)$$

$$\dot{Q}_{n,f,r} = -5815,7 [W]$$

Tepelný tok vertikální plochou

$$\dot{Q}_{n,w} = k_w \cdot 2 \cdot S_w \cdot (t_{w,n} - t_{in}) = 0,895 \cdot 2 \cdot 93,5 \cdot (-19,6 - 22,0) \quad (2.166)$$

$$\dot{Q}_{n,w} = -3958,2 [W]$$

Potřebný výkon na ohřev dodávaného čerstvého vzduchu do jednotky

Pro zimní provoz jsou hodnoty v normě EN 13129:2016 stanoveny následovně – pro případ venkovní teploty vzduchu $t_{\infty} < -15$ °C má mít přívod čerstvého vzduchu objemový průtok $10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ na jednoho pasažéra (průtok je vztažen k teplotě 20 °C, 50 % relativní vlhkosti vzduchu a normálnímu atmosférickému tlaku).

Přepočet objemového průtoku na teplotu venkovního vzduchu:

$$\dot{V}_p = \dot{V}_n \cdot \frac{\rho_{-20}}{\rho_{20}} = 10 \cdot \frac{1,369}{1,205} = 11,585 [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (2.167)$$

Celkový objemový průtok pro plně obsazený vůz bude činit:

$$\dot{V}_f = \dot{V}_p \cdot i = 11,585 \cdot 106 = 1228,0 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (2.168)$$

Tento vzduch je třeba před vstupem do vozu výrazně ohřát. Vycházím z rovnice 2.84, tedy hodnota potřebného tepla bude:

$$\dot{Q}_f = \frac{1228,0}{3600} \cdot 1,396 \cdot 1005 \cdot (-20,0 - 22,0) = -20100,2 \text{ [W]} \quad (2.169)$$

Produkce tepla ventilátorů

Jak bylo zmíněno v kapitole letní provoz, ventilátory se také podílí na celkové bilanci tepelné zátěže. V případě letní sezóny nám zvyšují tepelnou zátěž uvnitř vozu a musíme tedy počítat s vyšším chladicím výkonem. V období zimy nám naopak pomáhají ohřívat vzduch přivádění do jednotky.

Čerstvý vzduch se před kontaktem s topením také míchá se vzduchem cirkulujícím. Budu vycházet z celkového objemového průtoku napočítaného v kapitole letní provoz, kde pro teplotu 30,3 [°C] činil $\dot{V}_{t,s} = 3629,3 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$. Objemový průtok cirkulujícího vzduchu tedy bude moci být vyšší a pomůže výrazněji ohřívat čerstvý vzduch.

$$\dot{V}_{c,w} = \dot{V}_{t,s} - \dot{V}_f = 3629,3 - 1228,0 = 2401,3 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (2.170)$$

Celkový tepelný zisk bude vzhledem ke stejnému objemovému průtoku a ztrátám stejný, jako v případě letního provozu (uveden v rovnici 2.89).

Tab. 2.23 Tabulka vypočítaných hodnot pro zimní provoz

Tepelné ztráty pro 15:00 [h]		
tepelný zisk od metabolismu cestujících	\dot{Q}_l	6826,4 [W]
tepelná ztráta okny konvekci	\dot{Q}_{ok}	-3364,9 [W]
tepelný zisk solární radiace okny	$\dot{Q}_{s,ok}$	639,9 [W]
tepelná ztráta neosluněnou stěnou	$\dot{Q}_{n,w}$	-3958,2 [W]
tepelná ztráta neosluněnou podlahou a stropem	$\dot{Q}_{n,f,r}$	-5815,7 [W]
tepelná ztráta od čerstvého vzduchu	\dot{Q}_f	-20100,2 [W]
tepelný zisk od ventilátorů	\dot{Q}_b	3028,9 [W]
celková tepelná ztráta	$\sum \dot{Q}_{ic}$	-22743,8 [W]

2.5 Teplota vzduchu na výstupu z jednotky

Relativní vlhkost vzduchu pro zimní sezónu norma neurčuje. Dle dlouhodobých statistik ČHMÚ pro měsíc leden v oblasti Brna lze použít hodnotu $\varphi = 85$ [%]. Měrnou vlhkost vzduchu tedy vypočítám dle vzorce 2.90.

$$x_f = 0,622 \cdot \left(\frac{0,85 \cdot 103,3}{101325 - 0,85 \cdot 103,3} \right) = 5,4 \cdot 10^{-4} [kg \cdot kg^{-1} s. v.] \quad (2.171)$$

Absolutní vlhkost je velmi malá, což bude mít za následek velmi nízké hodnoty relativní i absolutní vlhkosti po ohřátí vzduchu. V některých klimatizačních aplikacích se proto používá systém vlhčení (vodou, parou) pro zvýšení komfortu. Tato metoda je ovšem velmi energeticky náročná a ve vlakových klimatizačních aplikacích se obvykle nepoužívá.

Hmotnostní průtok vzduchu do jednotky (ve stavu po mísení):

$$\dot{m}_t = \dot{V}_t \cdot \rho_t = 3629,3 \cdot 1,164 = 4224,5 [kg \cdot h^{-1}] \quad (2.172)$$

V zimní sezóně bude vlhkost vzduchu uvnitř jednotky významně kolísat s ohledem na obsazenost vozu a vnější vlhkost vzduchu. Ovšem budu uvažovat standardní podmínky uvnitř jako v případě letního provozu, tedy $x_{in} = 11$ [$kg \cdot kg^{-1}$ s.v.] a $\dot{m} = 6,4$ [$kg \cdot h^{-1}$]. Hmotnost suchého vzduchu ve voze:

$$\dot{m}_{sv} = \frac{\dot{m}_t}{1 + x_{in}} = \frac{4224,5}{1 + 11 \cdot 10^{-3}} = 4178,5 [kg \cdot h^{-1}] \quad (2.173)$$

Hmotnost vody ve vzduchu:

$$\dot{m}_{w,sv} = \dot{m}_t - \dot{m}_{sv} = 4224,5 - 4178,5 = 46,0 [kg \cdot h^{-1}] \quad (2.174)$$

Hmotnost vody po vlhčení:

$$\dot{m}_{w,v} = \dot{m}_{w,sv} + \dot{m}_{e,t} = 46,0 + 6,4 = 52,4 [kg \cdot h^{-1}] \quad (2.175)$$

Měrná vlhkost vzduchu po vlhčení cestujícími:

$$x_{in,v} = \frac{\dot{m}_{w,v}}{\dot{m}_{sv}} = \frac{52,4}{4178,5} = 12,5 \cdot 10^{-3} [kg \cdot kg^{-1} s. v.] \quad (2.176)$$

Stav směsi proudů vzduchu

Nyní mohu vypočítat měrnou vlhkost směsi:

$$x_t = \frac{1228,0 \cdot 1,394 \cdot 5,4 \cdot 10^{-4} + 2401,3 \cdot 1,187 \cdot 12,5 \cdot 10^{-3}}{1228,0 \cdot 1,394 + 2401,3 \cdot 1,187} \quad (2.177)$$

$$x_t = 8,0 \cdot 10^{-3} [kg \cdot kg^{-1} s. v.]$$

Je nutné si ověřit, zda tato hodnota měrné vlhkosti není vyšší, než ve skutečnosti, tedy zda nějaké množství vlhkosti po smíšení nezkondenzuje. K tomu využiji iterační výpočet, pro který potřebuji znát měrnou vlhkost směsi, entalpii směsi a teplotu směsi.

Měrnou vlhkost směsi jsem vypočítal v rovnici 2.176, pokračovat tedy budu entalpiemi jednotlivých proudů vzduchu před smíšením:

$$h_f = 1,01 \cdot (-20) + 5,4 \cdot 10^{-4} \cdot (1,84 \cdot (-20) + 2501) \quad (2.178)$$

$$h_f = -18,9 [kJ \cdot kg^{-1} s. v.]$$

$$h_c = 1,01 \cdot 22 + 12,5 \cdot 10^{-3} \cdot (1,84 \cdot 22 + 2501) \quad (2.179)$$

$$h_c = 54,0 [kJ \cdot kg^{-1} s. v.]$$

Entalpie výsledné směs po smíšení:

$$h_t = \frac{1228,0 \cdot 1,394 \cdot (-18,9) + 2401,3 \cdot 1,187 \cdot 54,0}{1228,0 \cdot 1,394 + 2401,3 \cdot 1,187} \quad (2.180)$$

$$h_t = 26,6 [kJ \cdot kg^{-1} s. v.]$$

Nyní přejdu k určení teploty směsi:

$$t_t = \frac{h_t - 2501 \cdot x_t}{1,01 + 1,84 \cdot x_t} = \frac{26,6 - 2501 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{1,01 + 1,84 \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 6,4 [^{\circ}C] \quad (2.181)$$

Nyní si ověřím stupeň nasycení vzduchu.

$$\varphi_t = \frac{x_t \cdot p}{p_t'' \cdot (x_t + 0,622)} = \frac{8 \cdot 10^{-3} \cdot 101325}{961,4 \cdot (8 \cdot 10^{-3} + 0,622)} = 133,8 [\%] \quad (2.182)$$

Z výsledku je patrné, že vypočítaná měrná vlhkost vzduchu v rovnici 2.176 neodpovídá skutečnosti a při míšení dojde ke kondenzaci části vlhkosti ve vzduchu. Je třeba zvolit iterační výpočet na základě kterého se přiblížím hodnotě $\varphi_{t,s} = 100 [\%]$.

Po dvou iteračních krocích s přesností $< 0,1$ jsou výsledky následující:

$$t_{t,s} = 8,7 [^{\circ}C] \quad (2.183)$$

Měrná vlhkost pro tuto teplotu má hodnotu:

$$p_d'' = e^{\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6 + 8,7}\right)} = 1125,3 \text{ [Pa]} \quad (2.184)$$

$$x_{t,s} = 0,622 \cdot \frac{\varphi_{max} \cdot p_d''}{p_a - \varphi_{max} \cdot p_d''} = 0,622 \cdot \frac{1 \cdot 1125,3}{101325 - 1 \cdot 1125,3} \quad (2.185)$$

$$x_{t,s} = 7,0 \cdot 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ s. v.]}$$

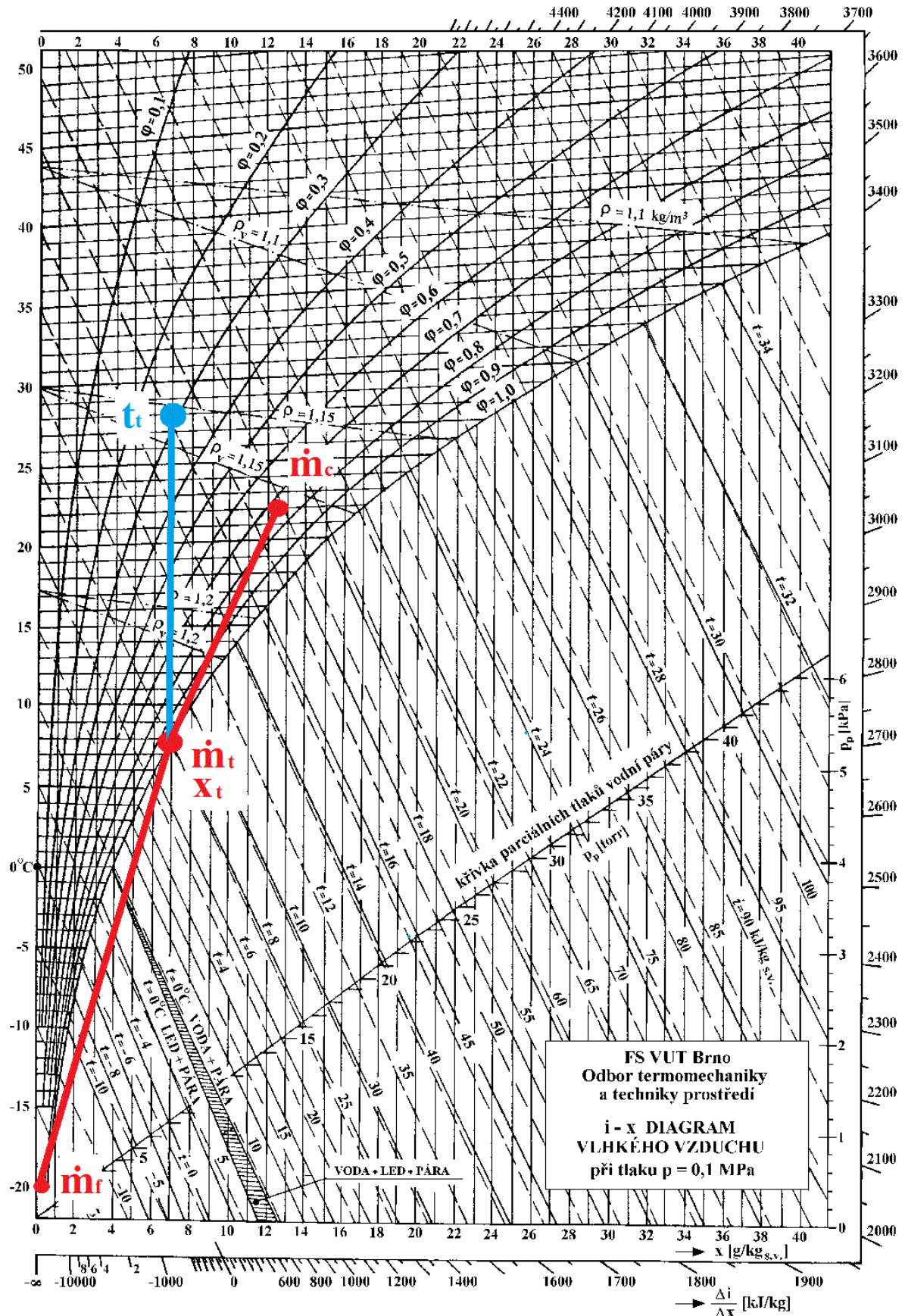
Tato směs vzduchu se bude ohřívat. Ve vlakových jednotkách se pro ohřev používá elektrické odporové topné těleso. Během ohřevu se zvyšuje teplota vzduchu za konstantní měrné vlhkosti x , tedy vztah pro výkonu topení bude mít tvar:

$$\dot{Q}_{ic} = \dot{m}_t \cdot c_t \cdot \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{|\dot{Q}_{ic}|}{\dot{m}_t \cdot c_t} = \frac{|-22743,8 \cdot 3600|}{4224,5 \cdot 1006} = 19,3 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.186)$$

Teplota směsi vzduchu na výstupu z jednotky:

$$t_t = t_m + \Delta t = 8,7 + 19,3 = 28,0 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.187)$$

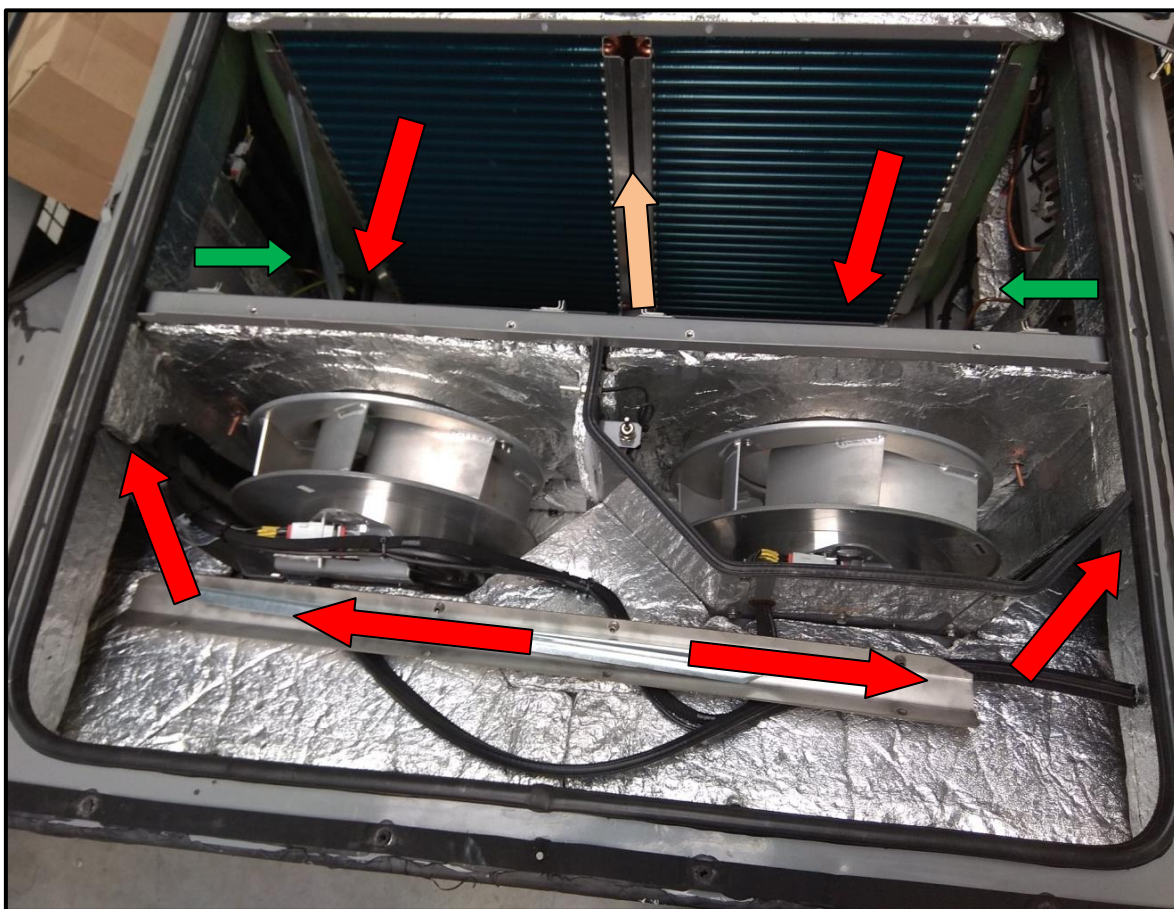


Obr. 2.5.1 Míchání a ohřívání vzduchu v Mollierově diagramu [19]

3 Jednotka M7

3.1 Představení problematiky

V třetí kapitole pracuji s reálnou klimatizační jednotkou M7. Cílem bylo spočítat velikost tepelného toku a tedy tepelné zisky/ztráty vzduchu v rozvodných kanálech mezi výparníkem a vstupem do vozu a následně provést analýzu, zda izolační parametry kanálů splňují požadavky na ekonomičnost provozu. V případě, že by se ukázalo současné řešení jako nedostatečné, následovaly by návrhy na zlepšení a také jejich ekonomické zhodnocení. Příliš velké tepelné ztráty/zisky totiž sebou nesou zvýšené nároky na chladicí a topný výkon jednotky a tedy zvýšení příkonu, což v době vysokých cen energií a tlaku na maximální ekonomičnost provozu je pro zákazníky nepřijatelné.



Obr. 3.1.1 Rozvodné kanály klimatizační jednotky

Čerstvý vzduch je přiveden bočními otvory (vyznačeno zelenými šipkami), cirkulační vzduch přívodem pod výparníkem. V tomto prostoru se smíchá a po ochlazení/ohřátí je nasáván ventilátory a poté rozvodnými kanály přiveden zpět do jednotky výdechy na obou stranách jednotky.

3.2 Základní parametry

Tab. 3.1 Datasheet jednotky

Parametry jednotky M7		
Hmotnost	735	[kg]
Tepelný výkon	34	[kW]
Chladicí výkon	26	[kW]
Primární napětí	3x400	[V]
Vysoké napětí	1500/3000	[V] DC
Typ chladiva	R134a	[-]
Průtok nasávaného (čerstvého) vzduchu	1400	[m ³ ·h ⁻¹]
Průtok dodávaného vzduchu	2500	[m ³ ·h ⁻¹]

Tab. 3.2 Parametry kondenzátoru a výparníku

Kondenzátor (2x)		
Počet trubiček	28x6	[-]
Délka	620	[mm]
Výška	711,2	[mm]
Výměňíková plocha	440944	[mm ²]
Výparník (2x)		
Počet trubiček	26x5	[-]
Délka	422	[mm]
Výška	660,4	[mm]
Výměňíková plocha	278689	[mm ²]

Tab. 3.3 Součinitelé tepelné vodivosti

Název		
Izolace na ventilátorech (3A98264)	λ_b	0,038 [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Izolace na topení (3A98264)	λ_h	0,036 [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Hlavní izolace (1E47776)	λ_m	0,040 [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
Plech z materiálu AA 5052-H32	λ_{al}	138 [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]

3.3 Výpočet tepelného toku

Dopravu vzduchu z jednotky do vozu zajišťuje dvojice radiální ventilátorů výrobce Rosenberg typu DHKR 355-FSB.090.6HF EI-02. Tedy i v tomto případě se bude jednat o nucenou konvekci. Výpočet nucené konvekce je založen na bezrozměrných kritériích, hlavním z nich je Reynoldsovo číslo. V tom vystupuje veličina rychlost vzduchu w . Na rozdíl od vnějšího proudění zde ovšem nelze počítat s konstantní rychlostí vzduchu vzhledem k rozdílnému průtočnému průřezu a průtoku v různých částech kanálu. Z tohoto důvodu si rozdělím kanál na několik charakteristických průtočných průřezů a pro každý z nich zvlášť vypočítám rychlost proudu vzduchu.

Součinitel přestupu tepla vnějšího povrchu

V zásadě budu vycházet z hodnot toku slunečního záření vypočítaných ve druhé kapitole (rovnice 2.8). Rozdílný ovšem bude koeficient absorpce vzhledem k odlišnému materiálu a barvě povrchu klimatizační jednotky. Pro hliník šedé barvy má přibližně hodnotu $\alpha_s = 0,75 [-]$ [5].

$$\dot{q}_s = \dot{q}_n \cdot \alpha_s = 785,2 \cdot 0,75 = 588,9 [W \cdot m^{-2}] \quad (3.1)$$

Schéma výpočtu je stejné, jako v případě výpočtu vnějšího součinitele přestupu tepla ve druhé kapitole a je uveden v příloze *Výpočty_DP*. Charakteristický rozměr je 0,9 [m], což je délka počítané plochy přestupu tepla ve směru proudění. Vzhledem k profilu jednotky budu uvažovat celý povrch jako osluněný. Výsledky:

$$t_w = 40,3 [^{\circ}C] \quad (3.2)$$

$$\overline{\alpha}_{out} = 102,6 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (3.3)$$

Součinitel přestupu tepla vnitřního povrchu vzduchového kanálu

Abych mohl spočítat tepelné zisky/ztráty chlazeného vzduchu, je třeba znát fyzikální vlastnosti vzduchu v každé části jednotky. Ty určím ze vstupních parametrů cirkulujícího a čerstvého vzduchu.

Parametry vzduchu před výparníkem

Průtok vzduchu na výstupu z jednotky $\dot{V}_s = 2500 [m^3 \cdot h^{-1}]$ je počítán pro teplotu 20 [°C]. Tuto hodnotu je třeba přepočítat na parametry vzduchu o teplotě směsi před výparníkem.

Tab. 3.4 Parametry vzduchu na vstupu do klimatizační jednotky

Název			
Parametry čerstvého vzduchu	$t_f = 35 [^{\circ}C]$	$\phi_f = 50 [\%]$	$\dot{V}_{f,20} = 1050 [m^3 \cdot h^{-1}]$ (při 20 °C)
Parametry cirkulujícího vzduchu	$t_c = 27 [^{\circ}C]$	$\phi_c = 40 [\%]$	$\dot{V}_{f,20} = 1450 [m^3 \cdot h^{-1}]$ (při 20 °C)

Pro výpočet objemového průtoku potřebuji znát hustotu vzduchu:

$$\rho_{35} = \frac{1}{287 \cdot (273,15 + 35)} \cdot (101325 - 0,378 \cdot 0,5 \cdot 5629) \quad (3.4)$$

$$\rho_{35} = 1,134 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

$$\rho_{27} = \frac{1}{287 \cdot (273,15 + 27)} \cdot (101325 - 0,378 \cdot 0,4 \cdot 3568) \quad (3.5)$$

$$\rho_{27} = 1,170 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

Přepočítání na objemové průtoky konkrétních vstupních teplot:

$$\dot{V}_{f,35} = \dot{V}_f \cdot \frac{\rho_f}{\rho_{35}} = 1050 \cdot \frac{1,205}{1,134} = 1115,7 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (3.6)$$

$$\dot{V}_{c,27} = \dot{V}_c \cdot \frac{\rho_c}{\rho_{27}} = 1450 \cdot \frac{1,205}{1,170} = 1493,4 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (3.7)$$

Výpočet hmotnostního průtoku vzduchu:

$$\dot{m}_{f,35} = \dot{V}_{f,35} \cdot \rho_{35} = 1115,7 \cdot 1,134 = 1265,3 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_{c,27} = \dot{V}_{c,27} \cdot \rho_{27} = 1493,4 \cdot 1,170 = 1747,3 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{f,35} + \dot{m}_{c,27} = 1265,3 + 1747,3 = 3012,6 \text{ [[kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \quad (3.10)$$

Přepočítání z relativní na měrnou vlhkost proudů vzduchu. Parciální tlak pro 35 [°C] je $p_{p35} = 5629$ [Pa] a pro 27 [°C] $p_{p27} = 3568$ [Pa]

$$x_{f,35} = 0,622 \cdot \left(\frac{0,5 \cdot 5629}{101325 - 0,5 \cdot 5629} \right) = 17,8 \cdot 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1}\text{s.v.]} \quad (3.11)$$

$$x_{c,27} = 0,622 \cdot \left(\frac{0,4 \cdot 3568}{101325 - 0,4 \cdot 3568} \right) = 8,9 \cdot 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1}\text{s.v.]} \quad (3.12)$$

Nyní již mám všechny údaje pro výpočet fyzikálních vlastností směsi vzduchu vstupujícího do výparníku. Měrná vlhkost směsi:

$$x_s = \frac{1115,7 \cdot 1,134 \cdot 17,8 \cdot 10^{-3} + 1493,4 \cdot 1,170 \cdot 8,9 \cdot 10^{-3}}{1115,7 \cdot 1,134 + 1493,4 \cdot 1,170} \quad (3.13)$$

$$x_s = 12,6 \cdot 10^{-3} [kg \cdot kg^{-1} s. v.]$$

Entalpie dílčích složek:

$$h_f = 1,01 \cdot 35 + 17,8 \cdot 10^{-3} \cdot (1,84 \cdot 35 + 2501)$$
$$h_f = 80,9 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.14)$$

$$h_c = 1,01 \cdot 27 + 8,9 \cdot 10^{-3} \cdot (1,84 \cdot 27 + 2501)$$
$$h_c = 49,9 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.15)$$

Entalpie směsi:

$$h_s = \frac{1265,3 \cdot 80,9 + 1747,3 \cdot 49,9}{1265,3 + 1747,3}$$
$$h_s = 63,0 [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (3.16)$$

Teplota směsi:

$$t_s = \frac{63,0 - 2501 \cdot 12,6 \cdot 10^{-3}}{1,01 + 1,84 \cdot 12,6 \cdot 10^{-3}} = 30,4 [^{\circ}C] \quad (3.17)$$

Tento vzduch se průchodem výparníkem ochladí. Minimální chladicí výkon jednotky je stanoven, jedná se o 26 [kW], ovšem to je celkový chladicí výkon na straně vzduchu. K této hodnotě je třeba připočíst jak teplo, které je vzduchu předáno při průchodu ventilátory, tak ztráty průtočných kanálů do okolí. Výparník je navržen při letních výpočtových podmínkách na chladicí výkon $P = 30$ [kW] při výparném tlaku $p = 345$ [kPa], což odpovídá teplotě $t = 4,6$ [°C]. Teplotu chladiče volím o 2 [°C] vyšší.

Pro výpočet měrné vlhkosti a teploty po ochlazování potřebuji znát měrnou vlhkost na povrchu chladiče.

$$x_{ch} = \frac{0,622 \cdot 974,8}{101325 - 974,8} = 6,0 \cdot 10^{-3} [kg \cdot kg^{-1} s. v.] \quad (3.18)$$

Entalpie na povrchu chladiče.

$$h_{ch} = 1,01 \cdot 6,6 + (2501 + 1,86 \cdot 6,6) \cdot 6,0 \cdot 10^{-3}$$

$$h_{ch} = 21,9 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$
(3.19)

Entalpie po ochlazování.

$$h_e = 62,957 - \frac{30000 \cdot 3600}{1000 \cdot (1050 + 1450) \cdot 1,19}$$

$$h_e = 26,7 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$
(3.20)

Měrná vlhkost vzduchu po ochlazování.

$$x_e = (12,6 \cdot 10^{-3} + [(6,0 - 12,6) \cdot 10^{-3}] \cdot \frac{(63,0 - 26,7)}{63,0 - 21,9})$$

$$x_e = 6,8 \cdot 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ s. v.]}$$
(3.21)

Teplota vzduchu po ochlazování.

$$t_e = \frac{26,7 - 2501 \cdot 6,8 \cdot 10^{-3}}{1,01 + 1,86 \cdot 6,8 \cdot 10^{-3}} = 9,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$
(3.22)

Tab. 3.5 Rekapitulace mezivýsledků

Parametry vzduchu na vstupu do výparníku	
Teplota	$t_s = 30,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Měrná vlhkost	$x_s = 12,6 \cdot 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ s. v.]}$
Objemový průtok	$\dot{V}_s = 2610,1 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$
Parametry vzduchu na výstupu z výparníku	
Teplota	$t_e = 9,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$
Měrná vlhkost	$x_e = 6,8 \cdot 10^{-3} \text{ [kg} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ s. v.]}$
Objemový průtok	$\dot{V}_e = 2407,8 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$

Mezi výparníkem a přepážkou s ventilátory je prostor o rozměrech $0,38 \times 0,68 \times 1,07$ (š × v × h). Tloušťka izolace na této ploše dosahuje 30 mm, která je nalepená na plech z hliníku o tloušťce 1,5 [mm]. Přestup tepla budu uvažovat pouze boční a vrchní částí jednotky.

Izolace nad topením

$$\lambda_m = 0,036 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

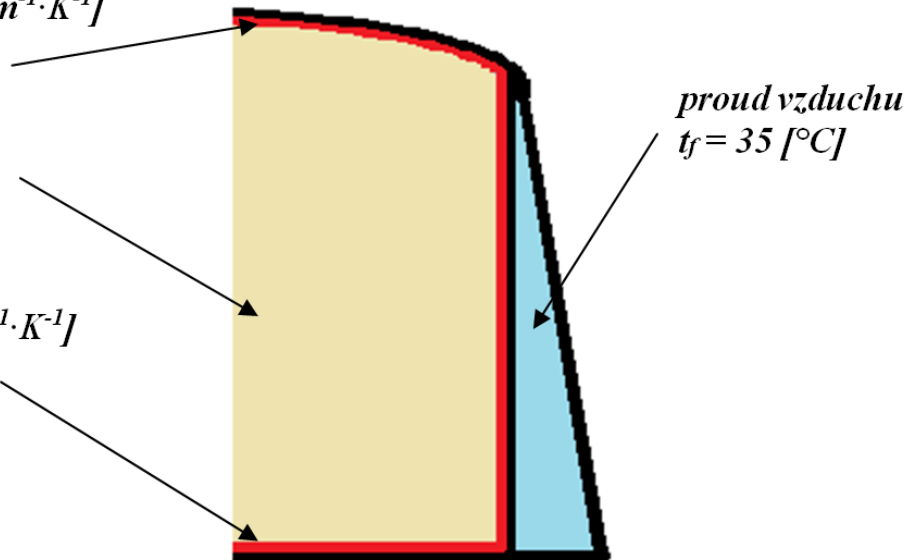
$$s_m = 25 [mm]$$

$$t_e = 9,4 [^{\circ}C]$$

Izolace

$$\lambda_m = 0,04 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$s_m = 30 [mm]$$



Obr. 3.3.1 Řez jednotkou v místě výparníku

První je třeba vypočítat rychlost proudění. Průtok je znám viz. tabulka 3.6. Průtočný průřez $S_e = 0,68 \cdot 1,07 = 0,73 [m^2]$, tedy rychlost dosahuje hodnoty:

$$w_e = \frac{\dot{V}_e}{S_e} = \frac{2429,8}{3600 \cdot 0,73} = 0,94 [m \cdot s^{-1}] \quad (3.23)$$

Vypočítám Reynoldsovo číslo. Charakteristický rozměr tvoří délka desky, kterou vzduch omílá ve směru proudění. Kinematická viskozita stanovena pro teplotu proudu vzduchu, teplotu povrchu stěny považuji za shodnou.

$$Re = \frac{w_e \cdot L}{\nu} = \frac{0,94 \cdot 0,38}{1,432 \cdot 10^{-5}} = 24918 [-] \quad (3.24)$$

Pro nucenou konvekci desky platí, že v případě hodnoty $Re > 5 \cdot 10^5$, jedná se o režim proudění turbulentní a pro případ $Re < 5 \cdot 10^5$ o režim proudění laminární.

V tomto případě jde tedy o režim laminární.

Při výpočtu nucené konvekce je nutné určit, zda se jedná o proudění vnitřní či vnější. Pro případ vnitřní konvekce platí podmínka:

$$\frac{l}{L} \geq 10 \quad (3.25)$$

Kde l je délka kanálu a L je charakteristický rozměr průtočného průřezu kanálu.

$$\frac{l \cdot O}{4 \cdot S} = \frac{0,38 \cdot (2 \cdot 0,68 + 2 \cdot 1,07)}{4 \cdot 0,68 \cdot 1,07} = 0,46 \quad (3.26)$$

Podmínka uvedená v rovnici 3.25 není splněna, budu tedy uvažovat proudění kanálem za výparníkem jako případ vnější konvekce.

Pro proudění podél rovinné desky v laminárním režimu platí vztah pro výpočet střední hodnoty Nusseltova čísla:

$$\overline{Nu} = 0,664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = 0,664 \cdot 24918^{\frac{1}{2}} \cdot 0,717^{\frac{1}{3}} = 96,277 [-] \quad (3.27)$$

Střední hodnota součinitele prostupu tepla:

$$\bar{\alpha}_e = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{L} = \frac{96,277 \cdot 2,494 \cdot 10^{-2}}{0,38} = 6,3 [W \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (3.28)$$

Tepelný tok horní částí jednotky:

$$\dot{Q}_{e,r} = \frac{1,07 \cdot 0,38 \cdot (40,3 - 9,6)}{\frac{1}{6,3} + \frac{0,025}{0,036} + \frac{0,0015}{138} + \frac{1}{102,6}} = 14,5 [W] \quad (3.29)$$

Analogicky se vypočítají i tepelné toky bočními stěnami. Rozdíl spočívá v odlišném typu a tloušťce izolace a jiném vnějším součiniteli prostupu tepla (v tomto prostoru dochází k nasávání čerstvého vzduchu). V následující tabulce jsou výsledky výpočtů, postup výpočtu střední hodnoty součinitele přestupu tepla je uveden v příloze *Výpočty_DP*.

Tab. 3.6 Tepelný tok boční stěnou

Název	Hodnota
Střední hodnota součinitele přestupu tepla	$\alpha_f = 2,9 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
Tepelný tok	$\dot{Q}_{e,w} = 9,8 [W]$

Vypočítané ztráty vztažené k výkonu jednotky jsou zanedbatelné a teplotu za výparníkem prakticky neovlivní. Má na to vliv dostatečná tloušťka izolace a především nízké rychlosti proudění v této části jednotky (vlivem velkého průtočného průřezu).

Ohřátí vzduchu ventilátory

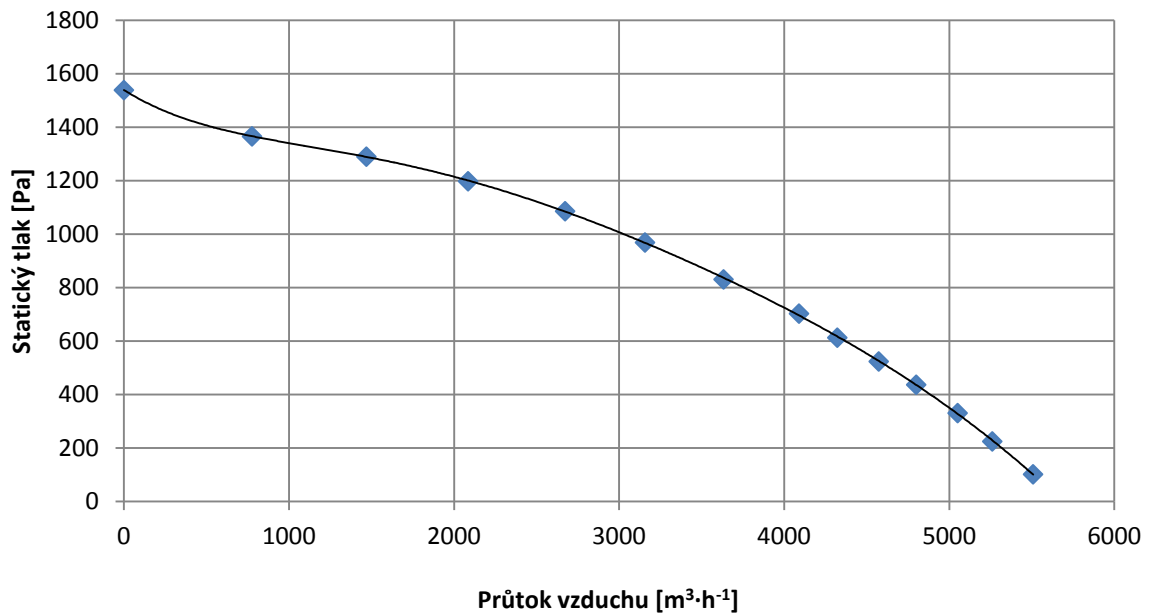
Za výparníkem jsou umístěny dva ventilátory, které ochlazený vzduch dělí na dva proudy - levý a pravý. Ventilátory předají vzduchu kromě kinetické energie i teplo, které ochlazený vzduch ohřívají. Tento ohřev je v letní sezóně nežádoucí, protože musíme o tuto hodnotu zvýšit chladicí výkon výparníku. Ovšem v zimě naopak pomáhá vzduch ohřívát a tedy není potřeba takový výkon topných těles.

Pro výpočet přírůstku teploty vzduchu se používá vztah:

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{\rho_e \cdot c \cdot \eta_v} \cdot (1 - \eta_v) \quad (3.30)$$

Hodnotu dopravního tlaku jsem určil z naměřených hodnot při testování jednotky v závislosti na objemové průtoky. Zdrojová data jsou uvedena v příloze *Výpočty_DP*.

DHCR 355-FSB.090.6.HF IE_N63-35823



Obr. 3.3.2 Závislost průtoku na statickém tlaku

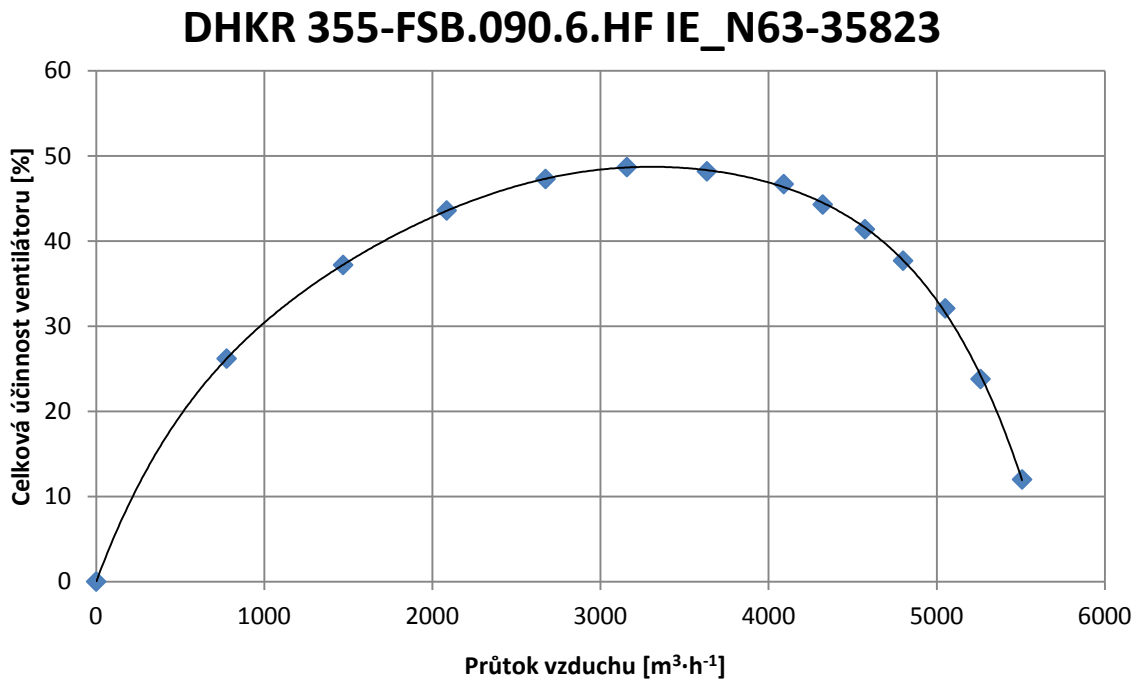
Na základě dat z testu jednotky jsem sestrojil graf a proložil regresním polynomem 6. řádu. Pomocí Excelu jsem získal rovnici regresního polynomu:

$$y = 2,09 \cdot 10^{-19} \cdot x^6 - 4,69 \cdot 10^{-15} \cdot x^5 + 4 \cdot 10^{-11} \cdot x^4 - 1,67 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 3,22 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 0,389 \cdot x + 1539 \quad (3.31)$$

Po dosazení objemového průtoku na výstupu z výparníku jsem vypočítal dopravní tlak ventilátoru:

$$\Delta p = y = 1103,440 [Pa] \quad (3.32)$$

Dále potřebuji účinnost ventilátoru v daném provozním bodě. Tuto účinnost opět získám prokladem regresním polynomem 6. řádu ze získaných dat:



Obr. 3.3.3 Závislost průtoku na celkové účinnosti ventilátoru

$$y = -4,74 \cdot 10^{-20} \cdot x^6 + 7,65 \cdot 10^{-16} \cdot x^5 - 5,05 \cdot 10^{-12} \cdot x^4 + 1,73 \cdot 10^{-8} \cdot x^3 - 3,56 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 0,053 \cdot x + 0,0011 \quad (3.33)$$

Po dosažení vypočítaného objemového průtoku jsem vypočítal účinnost ventilátoru:

$$\eta_v = y = 46,6[\%] \quad (3.34)$$

Nyní mám již všechny potřebné hodnoty pro výpočet ohřátí vzduchu.

$$\Delta t = \frac{\Delta p}{\rho_e \cdot c \cdot \eta_v} \cdot (1 - \eta_v) = \frac{1103,440}{1,236 \cdot 1006 \cdot 0,466} \cdot (1 - 0,466) \quad (3.35)$$

$$\Delta t = 1,017 \sim 1,0 [^{\circ}\text{C}]$$

Tuto hodnotu přičtu k teplotě proudu vzduchu vycházejícího z výparníku.

$$t_b = t_e + \Delta t = 9,6 + 1,0 = 10,6 [^{\circ}\text{C}] \quad (3.36)$$

Vzduch o této teplotě dále proudí rozvádějícími kanály k výstupu z jednotky a tedy vstupu do vozu, eventuálně zvýšené o tepelné zisky z okolí. Jelikož nyní nevím, o jaká procenta ztrát se bude jednat, výpočet budu koncipovat jako postupný od výparníku směrem do vozu s tím, že vždy po každém charakteristickém úseku přepočítám ztrátu tepla na novou

teplotu proudícího vzduchu. Vzhledem k opakujícím se výpočtům budou uvedeny pouze mezivýsledky součinitele přestupu tepla a tepelného zisku částí kanálů, kde se bude výrazně měnit průtočný průřez. Celý výpočet je uveden v příloze *Výpočty_DP*.

Tab. 3.7 Tepelný tok ventilátorovým kanálem

Ventilátorový kanál		
Součinitel přestupu tepla	α_b	15,3 [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Tepelný tok střechou	$\dot{Q}_{r,b}$	9,7 [W]

Tab. 3.8 Tepelný tok dělicím kanálem

Dělicí kanál za ventilátory		
Součinitel přestupu tepla	α_d	12,0 [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Tepelný tok čelem	$\dot{Q}_{h,d}$	6,0 [W]
Tepelný tok střechou	$\dot{Q}_{r,d}$	9,4 [W]

Tab. 3.9 Tepelný tok rozváděcími kanály

Rozváděcí kanály do vozu		
Součinitel přestupu tepla	α_s	8,8 [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Tepelný tok bokem	\dot{Q}_s	49,5 [W]

Již během výpočtu bylo patrné, že ztráty jsou v řádech desítek wattů, tedy dopad na fyzikální parametry vzduchu jsou zanedbatelné. Výsledný celkový tepelný zisk během letního provozu má hodnotu:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{t,s} &= \dot{Q}_{s,e} + \dot{Q}_{r,e} + \dot{Q}_{r,b} + \dot{Q}_{h,d} + \dot{Q}_{r,d} + \dot{Q}_s \\ \dot{Q}_{t,s} &= 9,8 + 14,5 + 9,7 + 6,0 + 9,4 + 49,5 \\ \dot{Q}_{t,s} &= 98,9 [W] \end{aligned} \quad (3.37)$$

Procentuální vyjádření tepelného zisku ku chladicímu výkonu jednotky:

$$\eta_{z,s} = \frac{\dot{Q}_{t,s}}{P} = \frac{98,9}{30000} \cdot 100 = 0,330 [\%] \quad (3.38)$$

V příloze *Výpočty_DP* je dále uveden výpočet pro zimní provoz. V principu se jedná o stejný postup. Hodnotu celkového tepelného toku lze očekávat zhruba dvojnásobnou vzhledem k přibližně dvakrát vyššímu rozdílu teplot ohřívání vzduchu a vzduchu okolního.

Tab. 3.10 Tepelný tok kanálem za výparníkem

Kanál za výparníkem		
Součinitel přestupu tepla	α_e	6,5 [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Tepelný tok čelem	$\dot{Q}_{s,e}$	-39,1 [W]
Tepelný tok střechou	$\dot{Q}_{r,e}$	-55,0 [W]

Tab. 3.11 Tepelný tok ventilátorovým kanálem

Ventilátorový kanál		
Součinitel přestupu tepla	α_b	15,4 [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Tepelný tok střechou	$\dot{Q}_{r,b}$	-21,1 [W]

Tab. 3.12 Tepelný tok dělicím kanálem

Dělicí kanál za ventilátory		
Součinitel přestupu tepla	α_d	12,9 [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Tepelný tok čelem	$\dot{Q}_{h,d}$	-13,2 [W]
Tepelný tok střechou	$\dot{Q}_{r,d}$	-20,8 [W]

Tab. 3.13 Tepelný tok rozváděcími kanály

Rozváděcí kanály do vozu		
Součinitel přestupu tepla	α_s	8,8 [W·m ⁻² ·K ⁻¹]
Tepelný tok bokem	\dot{Q}_s	-108,4 [W]

Výsledná celková tepelná ztráta během zimního provozu:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{t,w} &= \dot{Q}_{s,e} + \dot{Q}_{r,e} + \dot{Q}_{r,b} + \dot{Q}_{h,d} + \dot{Q}_{r,d} + \dot{Q}_s \\ \dot{Q}_{t,w} &= -39,1 - 55,0 - 21,1 - 13,2 - 20,8 - 108,4 \text{ [W]} \\ \dot{Q}_{t,w} &= -257,6 \text{ [W]} \end{aligned} \quad (3.39)$$

Procentuální vyjádření tepelného zisku ku chladicímu výkonu jednotky:

$$\eta_{z,w} = \frac{\dot{Q}_{t,s}}{P} = \frac{-257,6}{-32000} \cdot 100 = 0,805 \text{ [%]} \quad (3.40)$$

3.4 Zhodnocení výsledků

Z výsledků je patrné, že vypočítané hodnoty tepelných ztrát jsou zanedbatelné vzhledem k maximálnímu zaručenému chladicímu výkonu 26 [kW] a topnému výkonu 34 [kW]. Pro výpočtový letní provozní stav se jedná o necelou třetinu procenta výkonu, ve výpočtovém zimním stavu o 0,805 [%]. Dále je třeba vzít v potaz, že počítané limitní stavy letního a zimního provozu jsou pro extrémní podmínky, které se obvykle vyskytují maximálně několik dní v roce a reálné vytížení klimatizační jednotky a tedy i rozdíl teplot vzduchu, na jehož velikosti je lineárně závislý tepelný tok je mnohem nižší. Tedy i skutečné ztráty jsou v absolutním i relativním vyjádření na nižších hodnotách. V následujícím grafu jsou uvedeny průměrné dlouhodobé denní teploty v průběhu roku na základě měření meteorologické stanice v Klementinu.

Průměrné denní teploty vzduchu v České republice

	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.	29.	30.	31.			
I	0,8	0,9	1,0	0,0	-0,6	-0,7	-1,5	-1,6	-1,8	-2,1	-1,6	-1,3	-1,7	-1,4	-0,7	-0,8	-0,3	-1,1	-0,8	-0,9	-0,3	0,4	1,5	1,3	1,8	1,6	1,0	0,6	0,7	0,9	1,2			
II	1,4	1,6	1,5	1,3	1,5	2,1	2,0	2,0	1,8	1,4	1,7	1,3	1,2	0,8	0,3	0,3	0,7	1,1	1,7	1,7	1,4	1,7	1,3	1,6	1,9	1,6	1,2	1,8	3,0					
III	2,2	2,2	2,3	2,6	3,2	3,3	3,6	3,5	4,0	4,3	4,4	4,1	4,1	4,4	4,7	5,5	5,4	5,2	4,7	5,4	6,3	6,1	5,9	6,7	7,4	7,8	7,7	7,8	7,8	8,1	8,5			
IV	8,4	8,7	8,6	8,1	8,7	9,1	9,4	9,3	8,4	8,5	9,2	9,2	8,6	8,9	9,8	9,8	9,8	10,0	10,5	11,2	11,6	11,5	10,9	10,7	10,2	10,6	10,2	10,3	11,5	11,7				
V	12,5	12,7	12,5	13,7	14,3	14,1	13,9	13,5	13,8	14,3	14,0	14,5	15,3	15,2	15,1	15,9	15,7	16,1	15,8	15,3	14,9	14,5	15,0	15,3	15,7	16,1	16,8	16,0	16,0	15,4	16,0			
VI	16,9	16,5	17,2	17,5	17,6	17,7	18,1	17,4	17,5	17,3	17,3	17,6	18,2	18,4	17,8	17,3	18,0	18,4	17,9	18,3	18,3	19,4	19,1	19,3	19,5	20,2	20,0	19,0	18,3	18,5				
VII	18,6	19,0	19,6	18,9	19,5	19,6	19,3	19,4	19,4	19,1	20,0	20,3	20,3	19,9	19,6	20,0	19,5	19,4	19,0	19,4	19,1	19,5	20,4	20,1	19,7	19,5	19,8	20,0	20,6	20,7	21,0			
VIII	20,9	20,7	20,6	20,2	20,3	20,4	20,3	19,9	19,6	19,7	19,7	19,7	19,5	20,3	20,1	20,2	19,2	18,4	18,6	18,6	18,3	18,0	17,4	17,6	17,4	17,5	17,7	17,3	17,9	17,5	17,3			
IX	17,1	17,2	17,4	17,2	17,0	16,5	15,9	16,0	16,2	16,1	15,9	15,9	15,4	15,7	15,6	15,2	15,2	15,1	15,0	14,8	14,6	14,6	13,9	13,5	13,6	13,5	13,3	13,2	13,0	13,6				
X	12,7	12,6	12,7	12,5	12,3	12,9	13,2	12,3	11,9	12,0	11,6	11,2	11,5	10,7	10,5	10,0	10,1	9,6	9,6	8,9	8,2	8,5	8,9	9,0	8,4	8,0	7,6	8,0	7,9	7,5	7,2			
XI	7,6	7,9	7,4	7,2	6,6	6,3	5,9	6,5	7,1	6,4	5,6	5,6	5,3	4,3	4,4	4,9	4,6	4,8	4,8	4,5	3,8	4,1	4,3	4,0	3,8	3,5	3,7	3,3	3,2	2,2				
XII	1,9	2,3	2,4	2,8	2,5	2,1	2,0	1,8	2,1	2,5	2,6	1,5	1,3	1,4	1,8	1,8	0,9	1,6	1,1	1,3	1,4	1,4	1,2	1,1	0,9	1,1	1,5	1,4	1,2	1,2	0,9			
	pod	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	nad
	-1 °C	0 °C	1 °C	2 °C	3 °C	4 °C	5 °C	6 °C	7 °C	8 °C	9 °C	10 °C	11 °C	12 °C	13 °C	14 °C	15 °C	16 °C	17 °C	18 °C	19 °C	20 °C	21 °C	22 °C	23 °C	24 °C	25 °C	26 °C	27 °C	28 °C	29 °C	30 °C	20 °C	

Obr. 3.4.1 Průměrné denní teploty vzduchu [20]

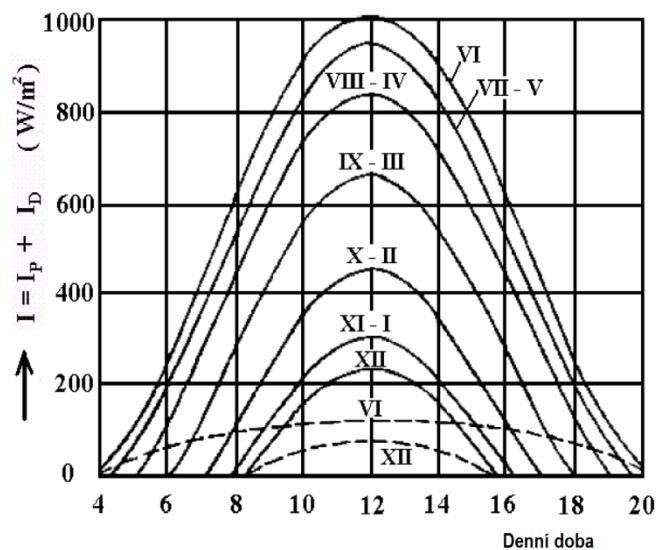
Uvedená tabulka ovšem ukazuje pouze průměrnou denní teplotu vypočítanou dle tzv. Mannheimských hodin¹. Je tedy zřejmé, že skutečná doba využití klimatizačního zařízení a samozřejmě i potřebný výkon bude záviset na okamžité teplotě (a intenzitě slunečního záření), která se v závislosti na denní době výrazně mění, jak ukazují grafy na obr. 3.4.2 a obr. 3.4.3. K lokální analýze počasí se často používá stránka <http://ashrae-meteo.info/>, která sbírá data z meteostanic po celém světě a pomocí množství statistických údajů lze dimenzovat klimatizační zařízení na historické hodnoty v cílové oblasti.

¹ K průměrné teplotě vzduchu v naměřených 7:00 a 14:00 se přičte dvojnásobek teploty naměřené ve 21:00 a tento součet se vydělí čtyřmi.

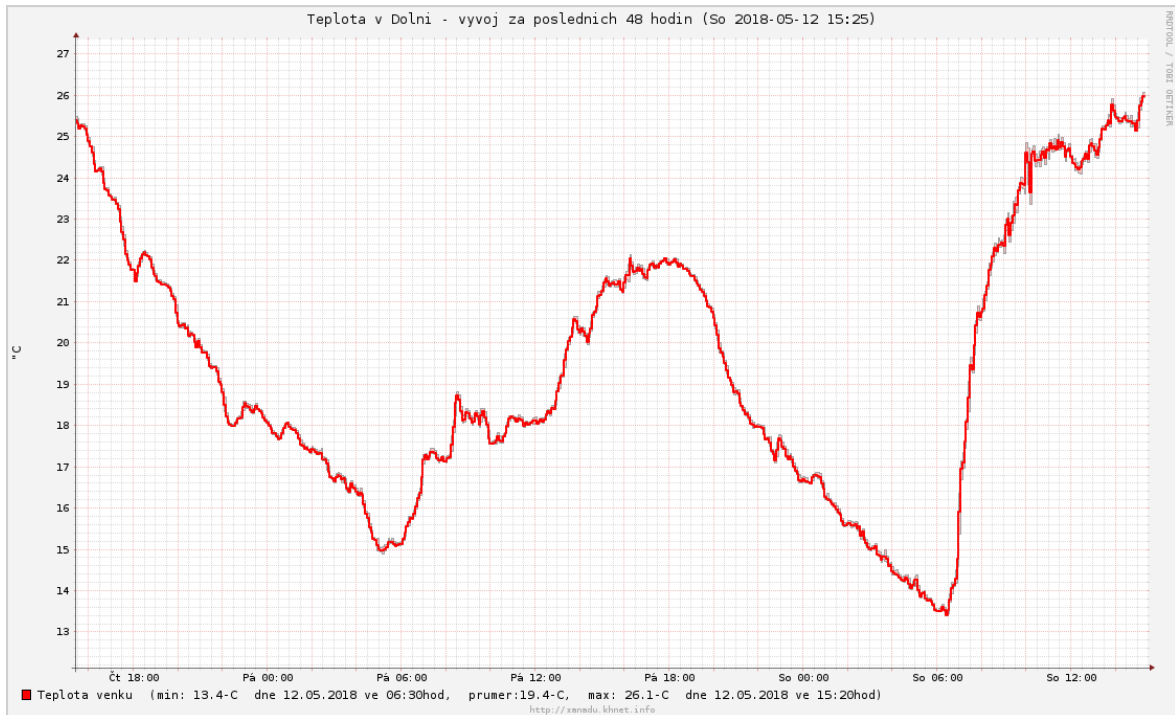
Nezanedbatelný podíl na celkové tepelné bilanci má také citelné teplo lidského metabolismu (výpočet v podkapitole 2.1.3), tedy požadovaný výkon klimatizačního zařízení bude záviset na obsazenosti kolejového vozidla. Zákazník definuje obsazenost vlakové jednotky zkratkou AW (Assigned Weight), tedy přidaná tepelná zátěž. Je určena v rozmezí AW0 - AW4 [38]:

AW0	tepelná zátěž neobsazeného vozu
AW1	zátěž AW0 + plně obsazená místa k sezení, včetně vlakového personálu
AW2	zátěž AW1 + 4 stojící cestující na m ²
AW3	zátěž AW2 + 6 stojících cestujících na m ²
AW4	zátěž AW3 + 8 stojících cestujících na m ²

Definování přepravní zátěže je stěžejní pro ideální ekonomický návrh klimatizačního zařízení. Zákazník by měl znát provozní špičky nejen během dne, ale i dle sezóny. Např. pro MHD v Brně by nebylo třeba výrazně naddimenzovat chladicí výkon klimatizačního zařízení, jelikož v době nejvyšších teplot o letních prázdninách je velká skupina cestujících (studentů) mimo město, na rozdíl třeba od Prahy, kde je v létě nahrazena tato skupina velkým přílivem turistů.



Obr. 3.4.2 Velikost intenzity sluneční energie v průběhu dne [9]



Obr. 3.4.3 Příklad velikosti teplot v průběhu dne [26]

Po konzultaci výsledků s konstrukčním oddělením firmy Ingersoll Rand Technologies jsem došel k závěru, že výsledné hodnoty celkových zisků/ztrát dopadly nad očekávání dobře a není třeba provádět optimalizační kroky vedoucí k dalšímu snížení již tak velmi malých zisků/ztrát do okolí. Zvýšení vrstvy izolace by znamenalo nejen růst nákladů, ale také zúžení průtočného průřezu, který by v důsledku vedl ke zvýšení rychlosti proudění vzduchu. Následkem by byl vyšší součinitel přestupu tepla a také nárůst vibrací.

Pokud by výrobce vlakové jednotky hledal možnosti úspory energie na chlazení a ohřev vzduchu, jsou zde jiné a efektivnější možnosti. Vzhledem k velikosti plochy vozu se dá výrazně snížit velikost tepelného toku do/z vozu použitím izolačního materiálu s nižší hodnotou tepelné vodivosti (eventuálně větší tloušťkou izolace).

Výrazným prvkem, který zvyšuje energetické nároky jsou okna. Dostatek přirozeného světla či možnost sledování ubíhající krajiny jsou požadavkem téměř každého cestujícího a tedy je poptávka, aby tato plocha byla co největší. Ovšem jak bylo prokázáno výpočty ve druhé kapitole, právě okny se realizuje významný tepelný tok mezi vnitřkem vozu s okolím. Na tomto toku se podílí především přímá složka slunečního záření, která je silně závislá na momentální oblačnosti. Může tedy způsobovat rychlé výkyvy teplot, na které musí klimatizační jednotka adekvátně reagovat. Výrobce je v případě oken velmi limitován použitím kvalitního izolačního materiálu, z tohoto důvodu se na okna lepí antireflexní fólie, které mají za cíl maximalizovat odrazivost slunečních paprsků. V případě rychlovlaků jsou z důvodu pevnostních parametrů konstrukce vagónů plochy oken velmi malé a do budoucna se dokonce uvažuje s plným nahrazením LCD panely. Nabízí se otázka, zda se s touto skutečností smíří cestující i v ostatních typech vlakových vozidel, ovšem z technického pohledu to přinese výrazné snížení provozních a investičních (nižší chladicí/topný výkon) nákladů klimatizační techniky (a v neposlední řadě i zvýšenou tuhost konstrukce vlaku).

4 Závěr

Klimatizační zařízení jsou dnes již nedílnou součástí všech železničních vozidel. Je to jednak důsledek tlaku cestujících na zvýšení komfortu cestování, ale také snaha výrobců kolejových vozidel zvyšovat izolaci a těsnost konstrukce, což prakticky vyloučilo možnost přirozeného větrání a spolehlivá klimatizace se tedy stala povinnou výbavou v železničních aplikacích.

První kapitola je rozdělena do sedmi podkapitol dle stupně návrhu klimatizační jednotky. Jako první jsou zde uvedeny základní vztahy pro výpočet tepelné zátěže prostoru, který máme v úmyslu klimatizovat. V druhé podkapitole jsou uvedeny odlišnosti železničních jednotek od stacionárních chladících zařízení, na které musí konstruktér brát během vývoje ohled. Důležitou součástí klimatizačních jednotek je chladivo. Jejich rozdělení, značení a vlastnosti chladiv používaných v železničních aplikacích jsou uvedeny v další části. Poslední oblast, které se první kapitola věnuje je charakteristika kompresorových chladících okruhů a princip fungování jednotlivých komponent.

V druhé kapitole je proveden výpočet tepelné zátěže běžného železničního vozu během provozu. Prostup tepla z okolí do vozu je navýšen proudem vzduchu, který obtéká pohybující se vagon. Významně se na tepelné zátěži podílí sluneční záření. Nejen, že zvyšuje teplotu povrchu, ale především jeho přímá složka prochází skrz zasklené plochy a přináší do interiéru tepelnou zátěž v řádech stovek wattů na metr čtvereční. Tento účinek je navíc velmi proměnlivý (mění se orientace vozu, pohyb slunce po obloze, oblačnost) a způsobuje teplotní výkyvy ve voze, na které musí klimatizační jednotka adekvátně reagovat. Tato reakce musí být okamžitá vzhledem k tomu, že konstrukce vlakové jednotky nezajišťuje žádnou akumulaci tepla a není tu tedy žádný teplotní skluz, jako je tomu v případě zděných staveb. Nejvýznamnější je účinek slunečního záření samozřejmě v létě, kdy zvyšuje požadovaný chladící výkon. V zimě je sluneční intenzita nižší (při jasném dni přibližně poloviční), stejně tak pravděpodobnost bezoblačného dne, ovšem kvůli nízké výšce slunce nad obzorem se snižuje úhel mezi normálou zasklené plochy a slunečními paprsky. V tomto případě je ovšem sluneční záření prospěšné, protože snižuje okamžitý tepelný výkon jednotky.

Dalším zdrojem tepla jsou cestující a také všechna zařízení pracující na principu přeměny energie. Jedná se tedy o mobilní telefony, přenosné počítače či osvětlení vozu. Také rozváděcí kanály čerstvého vzduchu musí být dostatečně izolovány, aby nepřijímaly nebo naopak nepředávaly teplo do interiéru. Dalším parametrem ovlivňující vnitřní mikroklima jsou úniky netěsnostmi vozu, případně výměna vzduchu během nástupu a výstupu cestujících, které se výrobce snaží co nejvíce eliminovat. I to je důvod instalace množství posuvných přepážek, které společně s hlavními dveřmi mají naprogramované automatické zavírání, často na velmi krátký časový interval.

Třetí kapitola se věnuje výpočtu tepelného toku z klimatizační jednotky do okolí. Upravený vzduch je od výparníku či topení veden soustavou rozváděcích kanálů až do vstupu umístěného obvykle na střeše železničního vozu I když se ve většině případů jedná pouze o několik délkových metrů, je nutné jim věnovat náležitou pozornost, aby byl zaručen projektovaný výkon. Při úvahách je třeba počítat nikoliv s přirozenou, ale nucenou konvekcí (kde podle ekvivalentního průměru kanálu bude záležet, zda se postupuje podle vztahů na vnitřní či vnější konvekci), což způsobuje zvýšený přestup tepla na straně upraveného vzduchu.

Při výpočtech jsem zjistil, že jednotce M7, která je pro divizi Thermoking významnou zakázkou tohoto roku byla věnována náležitá pozornost a celkové ztráty netvoří ani procento maximálního tepelného výkonu při provozu v zimě, pro letní provoz dosahují tepelné zisky

pouze přibližně na třetinu procenta chladícího výkonu. Hodnoty tepelných zisků/ztrát budou při běžném (tedy pod limitními výpočtovými hodnotami) ještě nižší, což je zapříčiněno nižším teplotním rozdílem mezi upraveným a okolním vzduchem. Na základě těchto zjištění tedy není důvod nadále navyšovat tloušťku izolační vrstvy či jinak řešit konstrukci a umístění rozvodných kanálů v klimatizační jednotce.

V příloze *SW_DP.xlsx* je uveden vypracovaný SW v programu MS Excel. Po zadání vstupních parametrů, jako je definice sluneční aktivity, materiálové charakteristiky, stavy jednotlivých vstupních proudů vzduchu či velikost kanálových ploch program vypočítá součinitele přestupu tepla a velikost ztrát v jednotlivých částech mezi výparníkem a vstupem do vlakové jednotky.

Seznam obrázků

Obr. 1.2.1 Klimatizační jednotka.....	16
Obr. 1.2.2 Parametry ovlivňující tepelnou pohodu ve voze [36].....	18
Obr. 1.2.3 Schéma rozvodu ventilačního systému uvnitř vozu [37].....	19
Obr. 1.3.1 Průběh změny skupenství azeotropní směsi [24].....	20
Obr. 1.3.2 Průběh změny skupenství zeotropní směsi [24].....	21
Obr. 1.5.1 Princip kompresorového chlazení.....	24
Obr. 1.5.2 p-h diagram chladicího okruhu.....	24
Obr. 1.5.3 Průběh Carnotova obráceného cyklu v T-s a p-v diagramu.....	24
Obr. 1.5.4 Průběh Clausius - Rankinova cyklu v T-s a p-v diagramu [12].....	26
Obr. 1.6.1 Chladicí oběh s expanzním ventilem [14].....	28
Obr. 1.6.2 Chladicí oběh s expanzní tryskou [14].....	28
Obr. 1.7.1 Hermetický kompresor [40].....	29
Obr. 1.7.2 Polohermetický kompresor [41].....	30
Obr. 1.7.3 Otevřený kompresor [42].....	30
Obr. 1.7.4 Průběh stlačení vzduchu spirálami kompresoru [43].....	30
Obr. 1.7.5 Průběh stlačení vzduchu v šroubovém kompresoru [44].....	31
Obr. 1.7.6 Lamelový výparník [45].....	32
Obr. 1.7.7 Deskový výparník [46].....	32
Obr. 1.7.8 Schematické zobrazení volby přehřátí páry [17].....	33
Obr. 1.7.9 Termostatický expanzní ventil [7].....	34
Obr. 1.7.10 Elektronicky řízený ventil [21].....	34
Obr. 1.7.11 Expanzní tryska [22].....	35
Obr. 1.7.12 Sběrač kapalného chladiva [47].....	35
Obr. 1.7.13 Průhledítko [48].....	36
Obr. 1.7.14 Schéma zapojení rozdělovače [7].....	36
Obr. 1.7.15 Rozdělovač [49].....	36
Obr. 1.7.16 Filtrdehydrátor [50].....	37
Obr. 1.7.17 Akumulátor [50].....	38
Obr. 2.1.1 Hodnoty limitních teplot pro interiér.....	40
Obr. 2.1.2 Řez okenním sklem typu IGP [51].....	50
Obr. 2.2.1 Diagram pro volbu kvality vzduchu v interiéru.....	57
Obr. 2.2.2 Míchání a ochlazování vzduchu v Mollierově diagramu [19].....	62
Obr. 2.3.1 p-h diagram kompresorového chladicího oběhu [31].....	64
Obr. 2.5.1 Míchání a ohřívání vzduchu v Mollierově diagramu [19].....	80
Obr. 3.1.1 Rozvodné kanály klimatizační jednotky.....	81
Obr. 3.3.1 Řez jednotkou v místě výparníku.....	87
Obr. 3.3.2 Závislost průtoku na statickém tlaku.....	89
Obr. 3.3.3 Závislost průtoku na celkové účinnosti ventilátoru.....	90
Obr. 3.4.1 Průměrné denní teploty vzduchu [20].....	93
Obr. 3.4.2 Velikost intenzity sluneční energie v průběhu dne [9].....	94
Obr. 3.4.3 Příklad velikosti teplot v průběhu dne [26].....	95

Seznam tabulek

Tab. 2.1 Základní parametry výpočtu.....	39
Tab. 2.2 Rozměry vozu.....	39
Tab. 2.3 Tepelně technické vlastnosti konstrukce vozu [27] [28] [29] [30].....	39
Tab. 2.4 Parametry vzduchu pro teplotu 40 [°C] a tlak 100 [kPa].....	43
Tab. 2.5 Parametry vzduchu pro teplotu 36 [°C] a tlak 100 [kPa].....	44
Tab. 2.6 Parametry vzduchu pro teplotu 27,5 [°C] a tlak 100 [kPa].....	46
Tab. 2.7 Parametry vzduchu pro teplotu 28,5 [°C] a tlak 100 [kPa].....	47
Tab. 2.8 Tabulka vypočítaných hodnot pro letní provoz.....	55
Tab. 2.9 Rozsahy pro kvalitu vzduchu v interiéru.....	57
Tab. 2.10 Základní fyzikální a chemické vlastnosti R134a [33].....	63
Tab. 2.11 Bod 1.....	65
Tab. 2.12 Bod 1'.....	65
Tab. 2.13 Bod 2.....	65
Tab. 2.14 Bod 3'.....	65
Tab. 2.15 Bod 3.....	65
Tab. 2.16 Bod 4.....	65
Tab. 2.17 Výparník.....	67
Tab. 2.18 Kondenzátor.....	67
Tab. 2.19 Parametry pro výpočet tepelné zátěže.....	68
Tab. 2.20 Dovolené limitní součinitele přestupu tepla (k-value).....	68
Tab. 2.21 Parametry vzduchu pro teplotu -15 [°C] a tlak 100 [kPa].....	70
Tab. 2.22 Parametry vzduchu pro teplotu 16 [°C] a tlak 100 [kPa].....	71
Tab. 2.23 Tabulka vypočítaných hodnot pro zimní provoz.....	76
Tab. 3.1 Datasheet jednotky.....	82
Tab. 3.2 parametry kondenzátoru a výparníku.....	82
Tab. 3.3 Součinitelé tepelné vodivosti.....	82
Tab. 3.4 Parametry vzduchu na vstupu do klimatizační jednotky.....	83
Tab. 3.5 Rekapitulace mezivýsledků.....	86
Tab. 3.6 Tepelný tok boční stěnou.....	88
Tab. 3.7 Tepelný tok ventilátorovým kanálem.....	91
Tab. 3.8 Tepelný tok dělicím kanálem.....	91
Tab. 3.9 Tepelný tok rozváděcími kanály.....	91
Tab. 3.10 Tepelný tok kanálem za výparníkem.....	92
Tab. 3.11 Tepelný tok ventilátorovým kanálem.....	92
Tab. 3.12 Tepelný tok dělicím kanálem.....	92
Tab. 3.13 Tepelný tok rozváděcími kanály.....	92

Seznam použitých zdrojů

- [1] PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: *Akademické nakladatelství CERM*, 2011. ISBN 9788021443006.
- [2] JÍCHA, Miroslav. Přenos tepla a látky. Brno: *CERM, Učební texty vysokých škol*, 2001. ISBN 80-214-2029-4.
- [3] CIHELKA, Jaromír. Solární tepelná technika. Praha: *T. Malina*, 1994. ISBN 80-900759-5-9.
- [4] MILLS, F. Anthony. Heat transfer. Homewood, IL: *Irwin*, 1992. ISBN 0256128170.
- [5] KREITH, Frank. a D. Yogi. GOSWAMI. Handbook of energy efficiency and renewable energy. Boca Raton: *CRC Press*, 2007. Mechanical engineering series (Boca Raton, Fla.). ISBN 9780849317309.
- [6] 2015 ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications (SI Edition). [online]. Atlanta: *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc*, 2015. ISBN 978-1-68015-793-2. Dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpASHRAEI1/ashrae-handbook-heating/ashrae-handbook-heating>
- [7] DŘÍMAL, Petr. Tepelná čerpadla, geotermální energie. [online]. *Code Creator, s.r.o, publi.cz*, 2016. [cit. 2018-04-15]. ISBN 978-80-88058-05-2. Dostupné z: <https://publi.cz/books/93/Cover.html>
- [8] DVOŘÁK, Zdeněk. Chladicí technika. Praha: *SNTL*, 1971, 214 s.
- [9] CIHELKA, Jaromír. Sluneční vytápěcí systémy. Praha: *SNTL*, 1984, 206 s.
- [10] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. *Větrání a klimatizace*. Vyd. 3., zcela přeprac. Praha: *Česká Matica technická*, 1993, 490 s. : il. ISBN 80-901574-0-8
- [11] HAVELSKÝ, V. FÜRI, B. Chladiaca technika (Základy techniky chladenia a tepelných čerpadiel), STU v Bratislave, Strojnícka fakulta, 2006. Bratislava: *Strojnícka fakulta STU v Bratislave*, 2006. 168 s. ISBN 80-227-2349-5.
- [12] NOŽIČKA, Jiří. Základy termomechaniky. Vyd. 2. Praha: *České vysoké učení technické v Praze*, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5.
- [13] 2017 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition). [online]. Atlanta: *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc*, 2017. ISBN 978-1-939200-58-7. Dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpASHRAEQ1/ashrae-handbook-fundamentals/ashrae-handbook-fundamentals>
- [14] HAYNES, John, STUBBLEFIELD, Mike. The Haynes Automotive: Heating & Air Conditioning Systems Manual. *Californie* : *Haynes Publications, Inc*, 2000. 258 s. ISBN 1 56392 386 5.

Seznam internetových zdrojů

- [15] ISSN 1474-0346. [online]. [cit.2018-04-15]. Dostupné z:
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1474034616300210>
- [16] VEDENÍ TEPLA - KONDUKCE. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z:
http://people.fsv.cvut.cz/www/wald/Pozarni_odolnost/e-text/specialiste/1/1-2_Vedeni_tepla.pdf
- [17] Expanzní ventily. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z:
<http://www.jdk.cz/cs/produkty/expanzni-ventily>
- [18] SALIH, A.. Dimensionless Numbers. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z:
<https://www.iist.ac.in/sites/default/files/people/numbers.html>
- [19] i-x diagram vlhkého vzduchu. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z:
<http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/ix.htm>
- [20] Treking.cz. Průměrné teploty vzduchu. Ostrava: *Redakce časopisu TREKING, 2017.* [online]. [cit. 2018-04-18]. Dostupné z:
<https://www.treking.cz/sluzby/predpoved-pocasi-prumerne-teploty.htm>
- [21] Electronic Expansion Valve - ETS 6. [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z:
<http://files.danfoss.com/technicalinfo/rapid/01/asset/ETS6-Ver/ETS6-Ver.20.08.12-.02-2D-L.swf>
- [22] Expanzní tryska s konstantním průřezem. [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z:
http://mtw.fordclubs.org/nahledy/dir_20080729_215245/pictures/07.JPG
- [23] Sdílení tepla. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z:
<http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-05.pdf>
- [24] Jak správně provést retrofit. [online]. [cit. 2018-05-01]. Dostupné z:
<https://www.schiessl.cz/filedata/6148.pdf>
- [25] Větrání bytu, mýty a skutečnost. [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z:
<http://www.enviweb.cz/81050>
- [26] Vývoj teploty, relativní vlhkosti a tlaku v Kutné Hoře, v Dolní ulici. [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://xanadu.khnet.info/pocasi2.php>
- [27] Stainless Steel AISI 304L. [online]. cit. 2018-05-13]. Dostupné z:
http://esmat.esa.int/Services/Preferred_Lists/Materials_Lists/a62.htm
- [28] ISOVER insulation solutions for trains. [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z:
https://www.isover-technical-insulation.com/sites/isover-ti.com/files/assets/documents/isover-train_insulation-brochure_0.pdf
- [29] Bayblend® MTR sheet products technical guide for mass transportation. [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z:
https://www.sheets.covestro.com/~/_media/Product%20Center/Sheets/Documents/Download%20Center/Americas/BRO028_MTR_Tech_Guide.pdf?la=en&force=1

- [30] I.G.P® Polycarbonate & Glass Double-Glazed Hybrid Windows. [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.yashima-co.co.jp/en/products/igp.html>
- [31] SOLKANE Refrigerants 8.0.0. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <http://solkane-refrigerants.software.informer.com/download/>
- [32] Před 110 lety instalovali v Americe první klimatizaci - sušila papír. [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: https://technet.idnes.cz/prvni-klimatizace-se-rozjela-1902-d3h-/tec_technika.aspx?c=A120716_090458_tec_technika_mla
- [33] Bezpečnostní list chladiva R134a. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <http://www.ekotez.cz/pub///Chladivo%20R134a.pdf>
- [34] Solstice® - chladiva budoucnosti. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <https://www.schiessl.cz/soubor-solstice-prirucka-6271-.pdf>
- [35] Select 7. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: http://www.emersonclimate.com/europe/en-eu/Resources/Software_Tools/Pages/Download_Full_Instructions.aspx
- [36] PAVELEK, Milan. TERMOMECHANIKA, 7. Druhý zákon termodynamiky. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: http://otp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/07_2-Zakon.pdf
- [37] Comfortable Rail Travel. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: <https://www.ansys.com/About-ANSYS/advantage-magazine/Volume-XI-Issue-1-2017/comfortable-rail-travel>
- [38] LIN, Xiao, EDWARDS, J. Riley, DERSCH, Marcus S. and Conrad RUPPERT Jr. Load Quantification for Light Rail, Heavy Rail, and Commuter Rail Transit Infrastructure. [online]. [cit. 2018-04-15]. Dostupné z: http://railtec.illinois.edu/articles/Files/Conference%20Proceedings/2016/WCRR_48779_Lin_Load_Quantification%5B1%5D.pdf
- [39] R 513A. [online]. [cit. 2015-17-05]. Dostupné z: http://www.linde-gas.cz/cs/produkty_and_zasobovani/refrigerants/hfo_refrigerants/r513a/index.html
- [40] Hermetic Compressor for R-22 Refrigerant. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: https://resource.carrierenterprise.com/is/image/Watscocom/bristol_p032-5722_article_1402917290851_en_normal?wid=1600&hei=1600&fit=constrain,0&defaultImage=ce_image-coming-soon
- [41] Compressor semi-hermetic piston Bock HGX4/555-4S. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: <https://www.areacooling.co.uk/product/compressor-semi-hermetic-piston-bock/hgx4-555-4s>
- [42] GEA Bock SFD18 Compressor Units. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: <https://www.southernsales.co.uk/new-units-and-parts/refrigeration-air-conditioning/gea-bock-open-type-compressor-units>

- [43] Schema Scroll compressor. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/6/6b/Scroll_scrollcrompressor.png
- [44] KINDS OF AIR COMPRESSORS. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: <http://ghsvina.com/FileUpload/Images/piecerotary.jpg>
- [45] Evaporators Coils. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: <http://www.dhtnet.com/wp-content/uploads/2017/12/Evaporator-Coil-RAE-Coils-5-1-e1514384790768.png>
- [46] Deskový výměník. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/fileadmin/_processed_/csm_De_Plattenwaermetauscher_HCBP_B28_nickelgeloetet_5b64231bf9.png
- [47] Sběrač chladiva. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: <https://www.freeasestudyguides.com/graphics/receiver-drier.png>
- [48] Průhledítka. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: http://www.beijerref.cz/userdata/products/585/danfoss_014l0162.jpg
- [49] Rozdělovač. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.fi/assets/0/114/137/138/17179871081/17179873079/8d75aefb-23a2-41d7-a472-70484d4480ba.jpg>
- [50] Car Aircon Receiver Drier and Accumulator explained. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: <http://www.vehicle-airconditioning.co.uk/wp-content/uploads/2012/04/Car-Aircon-Receiver-Drier.png>
- [51] Outline Diagram. [online]. [cit. 2018-18-05]. Dostupné z: http://www.yashima-co.co.jp/en/images/products/toho/img_toho_s01_01.png

Seznam použitých symbolů a zkratk

Zkratka	Jednotka	Popis
ASHRAE	[-]	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
AW	[-]	Assigned Weight
HVAC	[-]	Heating, Ventilation and Air Conditioning

Symbol	Jednotka	Popis
q_o	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné teplo odebrané výparníkem
q_k	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné teplo odevzdané v kondenzátoru
s	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	entropie
a	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná adiabatická práce
T_v	[K]	vypařovací teplota
T_k	[K]	kondenzační teplota
σ	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$	Stefanova-Boltzmannova konstanta
ε	[-]	emisivita šedého tělesa
γ	[°]	orientace vozu (azimut)
i	[-]	počet osob ve voze
t_{in}	[°C]	teplotu interiéru
t_{∞}	[°C]	teplota okolí
l_c	[m]	délka vozu
s_c	[m]	šířka vozu
h_c	[m]	výška vozu
l_{ok}	[m]	délka okna vozu
h_{ok}	[m]	výška okna vozu
n_{ok}	[m]	počet oken vozu
δ	[°]	sluneční deklinace
h	[°]	výška slunce nad obzorem
a	[°]	sluneční azimut
θ	[°]	úhel mezi normálou osluněné stěny a slunečními paprsky
I_0	$[W \cdot m^{-2}]$	sluneční konstanta
I_G	$[W \cdot m^{-2}]$	intenzita přímého solárního záření na plochu kolmou k

		slunečním paprskům
z	[-]	součinitel znečištění atmosféry
α_s	[-]	koeficient absorpce
I_s	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	absorbovaná složka intenzity přímého solárního záření na plochu kolmou k slunečním paprskům
$I_{D,w}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	intenzita přímého solárního záření na svislou plochu vozu
$I_{d,w}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	intenzita difúzního solárního záření na svislou plochu vozu
$I_{C,w}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	celková intenzita solárního záření na svislou plochu vozu
$I_{D,r}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	intenzita přímého solárního záření na vodorovnou plochu vozu
$I_{C,r}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	celková intenzita solárního záření na vodorovnou plochu vozu
$t_{w,s}$	$[\text{°C}]$	teplota vnějšího osluněného povrchu
\dot{q}_s	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	solární tok
\dot{q}_k	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	tepelný tok konvekci
$\alpha_{out,s}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla vnějšího osluněného povrchu
Re	[-]	Reynoldsovo bezrozměrné číslo
Pr	[-]	Prandtlovo bezrozměrné číslo
t_{ch}	[-]	charakteristická teplota
ν	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita
c_p	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita
ρ	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota
λ	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
β	$[10^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$	teplotní součinitel objemové roztažnosti
w	$[\text{km} \cdot \text{h}^{-2}]$	rychlost vozu
L	[m]	charakteristický rozměr
Nu	[-]	Nusseltovo bezrozměrné číslo
$t_{w,n}$	$[\text{°C}]$	teplota vnějšího neosluněného povrchu
$\alpha_{out,n}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla vnějšího neosluněného povrchu
$t_{w,i}$	$[\text{°C}]$	teplota vnitřního povrchu
s_{steel}	[m]	tloušťka ocelové skříně vozu
s_{ins}	[m]	tloušťka izolace vozu
Span	[m]	tloušťka vnitřního polykarbonátového panelu

λ_{steel}	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti ocelové skříně vozu
λ_{ins}	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti izolace vozu
λ_{pan}	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti vnitřního polykarbonátového panelu
$\alpha_{\text{in,r,s}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	vnitřní součinitel přestupu tepla pro osluněnou střechu
$\alpha_{\text{in,r,n}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	vnitřní součinitel přestupu tepla pro neosluněnou střechu
$\alpha_{\text{in,f,n}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	vnitřní součinitel přestupu tepla pro neosluněnou podlahu
$\alpha_{\text{in,w,s}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	vnitřní součinitel přestupu tepla pro osluněnou stěnu
$\alpha_{\text{in,w,n}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	vnitřní součinitel přestupu tepla pro neosluněnou stěnu
\dot{Q}_l	$[\text{W}]$	celkové citelné teplo produkované metabolismem člověka
\dot{Q}_c	$[\text{W}]$	citelné teplo produkované metabolismem člověka
S_{ok}	$[\text{m}^2]$	plocha jednoho okna vozu
\dot{Q}_{ok}	$[\text{W}]$	tepelný tok okny vozu konvekcí
k_{ok}	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel prostupu tepla okna
T_D	$[-]$	celková poměrná propustnost přímé sluneční radiace oknem
T_d	$[-]$	celková propustnost difúzní sluneční radiace oknem
$I_{D,\text{ok}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^2]$	přímá sluneční radiace procházející oknem do vozu
$I_{d,\text{ok}}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^2]$	difúzní sluneční radiace procházející oknem do vozu
I_{ok}	$[\text{W} \cdot \text{m}^2]$	celková intenzita sluneční radiace procházející oknem do vozu
$S_{\text{ok,s}}$	$[\text{m}^2]$	osluněná plocha oken
S_{os}	$[\text{m}^2]$	osluněná plocha oken
$\dot{Q}_{s,\text{ok}}$	$[\text{W}]$	tepelný tok sluneční radiace okny do vozu
c_0	$[-]$	korekční součinitel
s	$[-]$	stínící součinitel
$k_{s,r}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel prostupu tepla osluněnou střechou
$k_{s,w}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel prostupu tepla osluněnou stěnou
$k_{n,f}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel prostupu tepla neosluněnou podlahou
$k_{n,w}$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel prostupu tepla neosluněnou stěnou
k_t	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	celkový součinitel prostupu tepla
$S_{r,f}$	$[\text{m}^2]$	plocha střechy a podlahy vozu
S_w	$[\text{m}^2]$	plocha stěny vozu bez oken

$\dot{Q}_{s,r}$	[W]	tepelný tok osluněnou střechou
$\dot{Q}_{s,w}$	[W]	tepelný tok osluněnou stěnou
$\dot{Q}_{n,f}$	[W]	tepelný tok neosluněnou podlahou
$\dot{Q}_{n,f,r}$	[W]	tepelný tok neosluněnou horizontální plochou
$\dot{Q}_{n,w}$	[W]	tepelný tok neosluněnou stěnou
\dot{V}_p	[m ³ ·h ⁻¹]	množství přívod čerstvého vzduchu na osobu (při uvažované teplotě)
\dot{V}_n	[m ³ ·h ⁻¹]	množství přívod čerstvého vzduchu na osobu (při 20 °C)
\dot{V}_f	[m ³ ·h ⁻¹]	celkový přívod čerstvého vzduchu
\dot{Q}_f	[W]	tepelný tok čerstvého vzduchu
\dot{Q}_b	[W]	tepelný tok od ventilátorů
Δp	[Pa]	dopravní tlak
η_e	[%]	účinnost elektromotoru
η_b	[%]	účinnost ventilátoru
\dot{V}_t	[m ³ ·h ⁻¹]	celkový dodávaný objemový průtok vzduchu
\dot{Q}_{ic}	[W]	celkový tepelný tok
t_m	[°C]	teplota vzduchu na výstupu z jednotky
x_f	[kg·kg ⁻¹ s.v.]	měrná vlhkost vzduchu vně vozu
φ	[%]	relativní vlhkost vzduchu
p''_v	[Pa]	parciální tlak syté páry
p_a	[Pa]	stálý celkový tlak vzduchu
$\dot{m}_{e,t}$	[kg·h ⁻¹]	množství vodní páry vyprodukované cestujícími
\dot{m}_t	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní průtok vzduchu do jednotky před výparník
\dot{m}_{sv}	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní tok suchého vzduchu
\dot{m}_w	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní tok vody ve vzduchu
$\dot{m}_{w,v}$	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní tok vody ve vzduchu po vlhčení cestujícími
$x_{in,v}$	[kg·kg ⁻¹ s.v.]	měrná vlhkost vzduchu po vlhčení cestujícími
\dot{m}_c	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní tok cirkulujícího vzduchu
\dot{m}_f	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní tok čerstvého vzduchu
x_c	[kg·kg ⁻¹ s.v.]	měrná vlhkost cirkulujícího vzduchu
x_t	[kg·kg ⁻¹ s.v.]	měrná vlhkost vzduchu po míšení před výparníkem
h_f	[kJ·kg ⁻¹ s.v.]	entalpie čerstvého vzduchu

h_c	[kJ·kg ⁻¹ s.v.]	entalpie cirkulujícího vzduchu
h_t	[kJ·kg ⁻¹ s.v.]	entalpie směsi vzduchu
t_{in}	[°C]	teplota vzduchu na výstupu z jednotky
φ_{in}	[%]	relativní vlhkost na výstupu z jednotky
x_{in}	[kg·kg ⁻¹ s.v.]	měrná vlhkost vzduchu na výstupu z jednotky
h_{in}	[kJ·kg ⁻¹ s.v.]	entalpie vzduchu na výstupu z jednotky
ρ_{in}	[kg·m ³]	hustota vzduchu na výstupu z jednotky
P_{ch}	[W]	chladicí výkon výparníku
η_{ez}	[%]	izoentropická účinnost kompresoru
v	[m ³ ·kg ⁻¹]	měrný objem chladiva
\dot{m}_{ch}	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok chladiva
a_0	[W]	měrná práce kompresoru
P_k	[W]	kondenzační výkon kondenzátoru
ε_{ch}	[-]	chladicí faktor
$\varepsilon_{ch,carnot}$	[-]	chladicí faktor ideálního Carnotova cyklu
η_{ch}	[%]	účinnost chladicího zařízení
Δt	[°C]	teplotní rozdíl při ohřevu vzduchu
λ_b	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel vedení tepla izolace na ventilátorech
λ_h	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel vedení tepla izolace na topení
λ_m	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel vedení tepla izolace na hlavní izolaci
λ_{al}	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	součinitel vedení tepla hliníkového plechu
$\dot{Q}_{r,d}$	[W]	tepelný tok střešou dělicího kanálu
$\dot{Q}_{h,d}$	[W]	tepelný tok čelem dělicího kanálu
$\dot{Q}_{r,b}$	[W]	tepelný tok střešou ventilátorového kanálu
\dot{Q}_s	[W]	tepelný tok rozváděcím kanálem do vozu
$\dot{Q}_{r,e}$	[W]	tepelný tok střešou za výparníkem
$\dot{Q}_{s,e}$	[W]	tepelný tok bočním prostorem za výparníkem
$\dot{Q}_{t,s}$	[W]	celkový tepelný tok mezi kanály a okolím v létě

$\dot{Q}_{t,w}$	[W]	celkový tepelný tok mezi kanály a okolím v zimě
$\eta_{z,s}$	[-]	procentuální vyjádření ztrát k celkovému výkonu v létě
$\eta_{z,w}$	[-]	procentuální vyjádření ztrát k celkovému výkonu v zimě

