

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

Studijní program: Procesní inženýrství

Studijní obor: Technologické zařízení staveb



**Větrání, vytápění a klimatizace
tramvajových vozidel**

Diplomová práce

Vedoucí práce: **prof. Ing. Pavel Kic, DrSc.**

Diplomant: **Bc. Ladislav Meluš**

PRAHA 2016

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Ladislav Meluš

Technologická zařízení staveb

Název práce

Větrání, vytápění a klimatizace tramvajových vozidel

Název anglicky

Heating, ventilation and air conditioning of the trams

Cíle práce

Cílem diplomové práce je zhodnotit větrací, otopné a klimatizační vybavení v tramvajových vozidlech s ohledem na pohodu prostředí pro řidiče a cestující v městské hromadné dopravě.

Na základě poznatků z literatury i vlastních úvah a měření provést zhodnocení větrání, vytápění a klimatizace v tramvajových vozidlech. V diplomové práci uvést základní principy potřebných výpočtů, zvolit vhodnou metodiku měření potřebných parametrů a na základě vlastních výpočtů, měření a úvah navrhnout vhodná opatření a řešení pro dodržení předepsaných parametrů v praxi.

Metodika

1. Úvod. Požadované mikroklimatické podmínky v tramvajových vozidlech
2. Větrací, vytápěcí a klimatizační vybavení v kabině řidiče a v kabině pro cestující
3. Návrh metodiky a měření základních parametrů
4. Provozní opatření pro zajištění požadovaných parametrů
5. Závěr a doporučení pro praxi

Doporučený rozsah práce

50 až 60 stran textu

Klíčová slova

Čistota vzduchu; kabina; mikroklima; pohoda prostředí

Doporučené zdroje informací

Časopisy: Vytápění, větrání, instalace. Klimatizace.

Nový, R. et al: Technika prostředí. ČVUT, Praha, 2000, 265 s.

Székyová, M.-Ferstl, K.-Nový, R.: Větrání a klimatizace. JAGA, Bratislava 2006, 359 s.

Treuová, L.-Počinková, M.: Vytápění. Computer press, Brno 2011. 151 s.



Předběžný termín obhajoby

2015/16 LS – TF

Vedoucí práce

prof. Ing. Pavel Kic, DrSc.

Garantující pracoviště

Katedra technologických zařízení staveb

Elektronicky schváleno dne 26. 3. 2015

doc. Ing. Jan Malaťák, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 27. 4. 2015

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 31. 03. 2016

PROHLÁŠENÍ

„Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: Větrání, vytápění a klimatizace tramvajových vozidel vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom, že na mojí diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto zákona.“

V Praze dne:

.....

podpis autora práce

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu práce prof. Ing. P. Kicovi, DrSc. za odbornou pomoc, cenné rady a příspěvky při vypracování této práce. Poděkování patří také doc. Ing. M. Petrákovi Ph. D. a kolektivu pracovníků společností Technické služby BAHOZA s.r.o., Škoda Transportation a.s., Thermo King a.s. a LLOYD COILS s.r.o.

V Praze dne:

.....

podpis autora práce

ABSTRAKT

Práce pojednává o koncepcích tramvají využívaných městskou hromadnou dopravou v Praze a především o řešení systému větrání, vytápění a klimatizování. Jsou zde popsány nejpoužívanější principy ventilace kabiny řidiče a salónu cestujících. V jednotlivých kapitolách jsou rozebrány podklady pro návrh klimatizace vyplývající z norem a doporučení samotnými výrobci. Z těchto dat je navržena klimatizační jednotka HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning) pro salón cestujících tramvaje 15T včetně chladicího oběhu. Jednotka je navržena tak, aby klesl potřebný příkon oproti současné. To je umožněno reverzibilitou chladicího oběhu, který v zimním období pracuje jako tepelné čerpadlo. V závěru práce je uvedeno měření na stávající klimatizaci 15T. Měření mělo ověřit, zda jednotka disponuje potřebným chladicím výkonem. Návrh HVAC jednotky a měření jsou univerzální pro každou moderní nízkopodlažní tramvaj.

ABSTRACT

The thesis deals with the concepts of trams which are used for public transport in Prague and especially about solution of the ventilation system, heating and air conditioning. Here are described the most used principles of ventilation in the cab and in the passenger saloon. In the individual chapters, there are materials for design of air condition consequent from the standards and recommendations of the producers themselves. Air conditioning unit HVAC (Heating, ventilating and air conditioning) for the saloon passengers, including trams 15T cooling circuit is designed from these data. The unit is designed to fallen power required compared to the present. This is possible by the reversibility of the cooling circulation, which operates as a heat pump in the winter. In conclusion of thesis is stated measurements on existing air conditioning 15T. Measurements should verify that the unit has the necessary cooling performance. Design of HVAC unit and measurements are universal for any modern low-floor tram.

KLÍČOVÁ SLOVA

Městská hromadná doprava, ventilace, HVAC jednotka, tepelná pohoda, chladicí oběh, tepelné čerpadlo

KEYWORDS

Urban public transport , ventilation, HVAC unit , thermal comfort , cooling cycle, heat pump

1 Obsah

2	Seznam obrázků.....	3
3	Seznam tabulek.....	4
4	Seznam použitých značek.....	6
5	Úvod.....	7
6	Cíl práce.....	7
7	Metodika práce.....	8
8	Tramvajová vozidla.....	8
8.1	Rozdělení a specifikace tramvajových vozidel.....	9
8.1.1	Koncepce dvounápravových tramvajových vozidel.....	9
8.1.2	Koncepce čtyřnápravových vozidel.....	10
8.1.3	Koncepce kloubových tramvajových vozidel.....	11
8.1.4	Koncepce nízkopodlažních kloubových tramvajových vozidel.....	12
8.2	Tramvaj 15T.....	18
8.2.1	Technická specifikace tramvaje 15T.....	18
9	Požadované mikroklimatické podmínky tramvajových vozidel.....	19
9.1	Klimatické podmínky pro oblast návrhu.....	20
9.2	Mikroklimatické podmínky kabiny řidiče vozu.....	22
9.3	Mikroklimatické podmínky salónu vozu pro cestující.....	27
10	Větrací, vytápěcí a klimatizační zařízení vozu.....	29
10.1	Větrání.....	29
10.2	Vytápění.....	35
10.3	Klimatizace.....	37
10.3.1	Chladicí oběh.....	40
10.3.2	Jednotlivá zařízení parního chladicího oběhu.....	50
11	Návrh klimatizačního zařízení.....	61
11.1	Výpočet tepelných zisků.....	61
11.2	Výpočet tepelných ztrát.....	67
11.3	Psychometrický výpočet.....	68
11.4	Návrh chladicího oběhu HVAC jednotky.....	76

11.5	Návrh vytápění HVAC jednotky.....	81
11.6	Komponenty chladicího oběhu a tepelného čerpadla.....	85
12	Měření chladicího výkonu klimatizace.....	89
12.1	Měřicí přístroje.....	90
12.2	Průběh měření	91
12.3	Vyhodnocení měření	95
13	Závěr.....	96
14	Seznam použité literatury a zdrojů	98

2 Seznam obrázků

Obr. 8.1 Srovnání automobilové, autobusové a tramvajové dopravy [1].....	9
Obr. 8.2 Dvounápravový vůz oboustranný vyráběn v letech 1925-33 [2]	10
Obr. 8.3 Čtyřnápravový vůz T 3.....	11
Obr. 8.4 Řez nízkopodlažní tramvají [1]	13
Obr. 8.5 Podvozek s pohonem kol přes diferenciál [1]	14
Obr. 8.6 Podvozek s volně otočným kolem a svisle uloženým motorem [1].....	14
Obr. 8.7 Podvozek s volně otočným kolem poháněným kloubovým hřídelem uloženým v motoru [1].....	15
Obr. 8.8 Používané koncepce vícečlánkových tramvají [1]	16
Obr. 8.9 Částečně nízkopodlažní pětičlánková tramvaj 14T.....	17
Obr. 8.10 3D model 14T v programu CATIA.....	17
Obr. 8.11 15T Škoda Transportation	18
Obr. 8.12 Schéma elektor-výzbroje [3]	19
Obr. 9.1 Průběh teplot venkovního vzduchu během roku	22
Obr. 9.2 Dovolená rychlost proudění vzduchu v kabině řidiče [6]	24
Obr. 9.3 Hodnocení tepelného stavu prostředí [8]	26
Obr. 9.4 Příklad řešení kabiny řidiče [6]	26
Obr. 9.5 Regulační křivka pro nastavení vnitřní teploty kategorie B [5]	27
Obr. 9.6 Relativní vlhkost v zóně pohodlí kategorie B [5]	28
Obr. 9.7 Produkce tepla člověkem [5].....	29
Obr. 10.1 Příklad řešení klimatizace salónu pro cestující [5].....	33
Obr. 10.2 Vzduchové kanály tramvaje ForCity Plus Bratislava.....	34
Obr. 10.3 Dovolená rychlost proudění vzduchu v salónu pro cestující [5].....	34
Obr. 10.4 Regulační křivka pro zimní období [4]	37
Obr. 10.5 Konvekční topení 1,2 kW pro podsedáky tramvají.....	37
Obr. 10.6 Schéma klimatizačního systému uvnitř vlaku [11]	39
Obr. 10.7 HVAC jednotka pro tramvaj 15T.....	40
Obr. 10.8 Carnotův cyklus v T-s diagramu [12]	41
Obr. 10.9 Lorenzonův cyklus v T-s diagramu [12]	42
Obr. 10.10 Clausius – Rankinův cyklus [12]	43
Obr. 10.11 Schéma jednostupňového parního oběhu	44
Obr. 10.12 Vyjádření jednostupňového parního oběhu v diagramu p-h	46
Obr. 10.13 Zapojení CHO s ejektorem.....	47
Obr. 10.14 Znázornění zapojení CHO s ejektorem v p-h diagramu.....	48
Obr. 10.15 Schéma zapojení absorpčního oběh	50
Obr. 10.16 Řez kompresorem Bock	54
Obr. 10.17 Křídlový kompresor	55

Obr. 10.18 Dvourotační kompresor Toshiba	56
Obr. 10.19 Rotační spirálový kompresor Danfoss [18].....	57
Obr. 10.20 Pracovní prostor kompresoru Scroll MLZ Danfoss pro chladivo R134s [18]	58
Obr. 11.1 Natočení tramvaje vůči slunci	64
Obr. 11.2 Schéma úpravy vzduchu v salonu cestujících	68
Obr. 11.3 Znázornění v Mollierově diagramu probíhající úpravy vzduchu v období zima a léto	75
Obr. 11.4 Schéma chladicího oběhu s ekonomizérem.....	76
Obr. 11.5 p-h diagram chladicího oběhu s ekonomizérem.....	76
Obr. 11.6 Znázornění návrhových teplot pro výměníky	77
Obr. 11.7 Návrh CHO v programu Solkane	80
Obr. 11.8 CHO znázorněný v diagramu chladiva	81
Obr. 11.9 Tepelné čerpadlo znázorněné v diagramu chladiva	84
Obr. 11.10 Reverzibilní CHO s ekonomizérem	85
Obr. 11.11 Kompresor Copeland ZH13KVE-TFD [20]	86
Obr. 11.12 Čtyřcestný ventil Sanhua SHF-50005 [21]	86
Obr. 11.13 Třícestný ventil Alco controls M36-078 [20]	86
Obr. 11.14 Termostatický expanzní ventil Emerson TX6-M04 [20]	87
Obr. 11.15 Výpočtové okno programu OemBat (kondenzátor)	88
Obr. 11.16 Radiální ventilátor EbmPapst R4D310-CK03-01 [23]	88
Obr. 11.17 Axiální ventilátor EbmPapst W4E450-CU03-01 [23]	89
Obr. 12.1 Senzor PT100 [26]	90
Obr. 12.2 Testo 480 [27]	90
Obr. 12.3 Instalace uvnitř salónu cestujících v tramvaji 15T	92
Obr. 12.4 Průběh teplot ve zkušebně	93
Obr. 12.5 Průběh teplot doporučených normou	93
Obr. 12.6 Průběh teplot v salónu cestujících	94
Obr. 12.7 Porovnání naměřených hodnot.....	95

3 Seznam tabulek

Tab. 9-1 Začlenění zemí do klimatických zón [5].....	21
Tab. 9-2 Stanovení klimatické zóny – zima [5]	21
Tab. 9-3 Stanovení klimatické zóny – léto [5]	21
Tab. 9-4 Nejvyšší průměrná vnitřní teplota v kabině řidiče [6]	23
Tab. 9-5 Ukazatel PMV	25
Tab. 9-6 Nejvyšší průměrná vnitřní teplota v salónu pro cestující [5]	28
Tab. 10-1 Součinitel prostupu tepla k stojícího vozidla [5]	36
Tab. 11-1 Hodnoty azimutového úhlu (°).....	63

Tab. 11-2 Hodnoty intenzity přímé sluneční radiace ($W \cdot m^{-2}$).....	64
Tab. 11-3 Hodnoty intenzity difuzní sluneční radiace ($W \cdot m^{-2}$).....	64
Tab. 11-4 Hodnoty celkové sluneční radiace ($W \cdot m^{-2}$)	64
Tab. 11-5 Velikosti teplosmenných ploch tramvaje	65
Tab. 11-6 Hodnoty jednotlivých součinitelů prostupu tepla stěn tramvaje U	65
Tab. 11-7 Tepelné zisky	67
Tab. 11-8 Tepelné ztráty.....	67
Tab. 11-9 Pracovní body CHO	78
Tab. 11-10 Pracovní body CHO	82

4 Seznam použitých značek

Označení	Veličina	Jednotka
A	Amplituda kolísání teplot	K
a	Azimut	°
a	Měrná práce	J.kg ⁻¹
c _o	Korekce čistoty atmosféry	-
H	Nadmožská výška	m
h	Výška slunce nad obzorem	°
I	Intenzita sluneční radiace	W.m ⁻²
i	Měrná entalpie	J.kg ⁻¹
M	Číslo měsíce	-
m _τ	Hmotnostní tok	kg.s ⁻¹
P	Výkon	W
p	Tlak	Pa
q	Měrné teplo	J.kg ⁻¹
Q _τ	Teplený tok	W
S	Plocha	m ²
s	Měrná entropie	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
s	Stínící součinitel	-
T	Termodynamická teplota	K
t	Teplota	°C
t _r	Teplota rosného bodu	°C
U	Součinitel prostupu tepla	W.m ⁻² .K ⁻¹
x	Měrná vlhkost vzduchu	kg.kg _{s.v.} ⁻¹
z	Součinitel znečištěné atmosféry	-
α	Součinitel přestupu tepla	W.m ⁻² .K ⁻¹
γ	Azimutový úhel normály stěny	°
ε _{ch}	Chladicí faktor	-
ε _t	Topný faktor	-
η	Účinnost	-
ρ	Hustota	kg.m ⁻³
σ	Sluneční deklinace	°
τ	Čas	hod
Θ	Úhel mezi normálou osluněné plochy a směrem paprsku	°
φ	Relativní vlhkost	-

5 Úvod

Diplomová práce je věnována tématu větrání, vytápění a klimatizování tramvajových vozů jak kabiny pro řidiče tak i salónu cestujících. Dlouhou dobu byla zajištěna výměna vzduchu přirozeným větráním. S růstem vytiženosti infrastruktury měst rostl i význam městské hromadné dopravy. Dopravní prostředky musely být uzpůsobeny pro přepravu většího množství cestujících a přirozené větrání nezajišťovalo dostatečný přívod čerstvého vzduchu cestujícím. Vysokopodlažní tramvaje s přirozeným větráním nahradily nízkopodlažní s nuceným větráním. Tento vývoj je popsán v prvních kapitolách.

Po kapitolách hodnotících jednotlivé koncepce tramvajů následuje shromažďování podkladů pro návrh klimatizační jednotky. Podklady pro návrh klimatizace musí pevně definovat lokalitu, kde bude tramvaj sloužit dopravě. Musí být jednoznačně dány parametry vzduchu v salónu a kabině na základě regulační křivky. Jelikož je velice specifický ventilační systém tramvajů, dispozice jednotlivých komponentů, jsou určité části popsány a srovnány se systémy používanými ve vlacích, autech a autobusech. Toto srovnání může pomoci při navrhování konstrukce klimatizačních jednotek a také využívání odpadního tepla. Energetická náročnost dopravních prostředků stoupá, proto je třeba jednotlivá zařízení zefektivňovat. Největší spotřebu energie na voze mají trakční motory, pak následují topné a chladicí systémy.

Diplomová práce z velké části se zabývá hodnocením chladicích oběhů klimatizací a možností přepnutí na režim tepelného čerpadla. Zařízení dosahující vyšších účinností přinesou úsporu na hmotnosti a energii. Tepelné čerpadlo v zimním období zajistí pokles potřebného příkonu. Poznatky týkající se této problematiky jsou promítnuty do vlastního návrhu klimatizační jednotky určeného pro tramvaje 15T, nahrazujícího stávající jednotku.

Poslední kapitoly se věnují měření teplot uvnitř tramvaje 15T. Měření ověřují správnost navrženého chladicího výkonu klimatizace a slouží jako podklad pro návrh možného vylepšení.

6 Cíl práce

Hlavním cílem této diplomové práce je návrh klimatizační jednotky. Z tohoto důvodu budou popsány systémy větrání, vytápění a klimatizace na určitých tramvajových vozech. Z poznatků ze studia norem a poskytnutých rad odborníků bude navržena vlastní HVAC jednotka určená pro tramvaj 15T, která bude méně energeticky náročná než stávající. V závěru práce je třeba se seznámit s měřením, které slouží pro kontrolu dimenzovaného chladicího výkonu HVAC jednotky.

7 Metodika práce

V diplomové práci byly nejprve zhodnoceny používané koncepce tramvajových vozů, jelikož měli významnou roli při vývoji systémů větrání, vytápění a klimatizování. Z těchto poznatků bylo možné určit výhody a nevýhody jednotlivých systémů.

V nadcházejících kapitolách byly zpracovány podklady pro návrh HVAC jednotky. Hodnoty používané pro výpočet vycházejí z doporučení v normách určených pro tramvaje a stavby. Poznátky byly obohaceny o zkušenosti projektantů HVAC jednotek.

Návrh vychází z hodnot obsažených v normách a praktických rad projektantů. Navržená HVAC jednotka je ovlivněna trendem, který zasáhl dopravní prostředky, a to snižování energetické náročnosti zařízení. Jednotka je určena pro pražskou tramvaj 15T.

Diplomovou práci doplňuje měření uskutečněné ve spolupráci se Škoda Transportation na klimatizovaném voze 15T. Při měření se dospělo k názoru, jak klimatizační jednotku vylepšit a zlepšit energetickou náročnost.

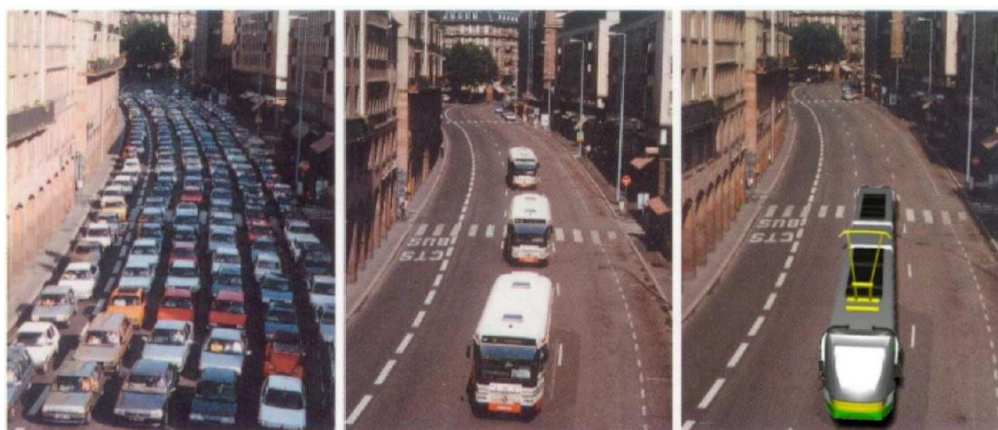
8 Tramvajová vozidla

Tramvajová doprava je nezpochybnitelně jednou z nejdůležitějších složek městské hromadné dopravy (MHD). Kolejová vozidla všech druhů jsou nástrojem pro vhodné územní plánování. Růst aglomerací je umožněn zpracovanou infrastrukturou. Doprava pomocí městských a příměstských spojů nabývá v dnešní době na hodnotě především díky vytiženosti kapacit komunikací pro osobní automobily. Produktem stálého růstu hustoty automobilové dopravy jsou kongesce a nárůst emisí v přilehlých lokalitách dopravních sítí. Ve městech nad 100 000 obyvatel je jednou z variant jak se vyrovnat s tímto trendem posílení MHD.

Kolejová doprava oproti automobilové dopravě poskytuje mnoho výhod. Její výhody pramení v pohybu po vlastní dráze, čímž je nezávislá na ostatních dopravních prostředcích. Díky čemuž má potenciál splňovat požadavky rychlého transportu, komfortu a bezpečí. Z hlediska mechaniky předností pohybu kola kolejového vozidla po koleji je nízký valivý odpor. V neposlední řadě má také pozitivní vliv na zmenšení počtu škodlivin v ovzduší, snížení nehodovosti a také snížení výstavby nových parkovišť. Nejefektivnější možností je zavedení kolejové dopravy pod zem, čili metro.

Často je uváděno porovnání použité propagandou ve Štrasburku počtu přepravených cca. 150 osob v automobilu, autobusu a tramvaji, což umožňuje rychlé srovnání a podtrhuje efektivnost tramvajové dopravy, viz obr. 8.1.

Obr. 8.1 Srovnání automobilové, autobusové a tramvajové dopravy [1]



8.1 Rozdělení a specifikace tramvajových vozidel

Za zmínku stojí několik milníků v historii tramvajové dopravy. První tramvajová doprava byla zahájena v roce 1853 v Paříži, kdy byl vůz tažen koňmi. V roce 1869 na území dnešní České republiky v Brně začala jezdit také tramvaj tažená koňmi. V Londýně 1868 vznikla první podzemní dráha (metro) tažená parní lokomotivou a 1890 dráha byla elektrizována. František Křížík 1891 v Praze představil první elektrickou tramvaj. Velmi důležité datum v historii pražského MHD byl rok 1974, kdy bylo otevřeno pražské metro linie C. [1]

8.1.1 Koncepte dvounápravových tramvajových vozidel

Prvním a nejjednodušším řešením tramvajových vozidel byl dvounápravový podvozek s vysokopodlažním salónek pro cestující. Trakční jednotka byla umístěna na střeše tramvaje. Nosná konstrukce (hrubá stavba vozu) byla ocelová nýtovaná, k níž byla připevněna dřevěná konstrukce čelnic, bočnic a střechy. Tento způsob byl velmi spolehlivý a dlouhá léta používán. Z hlediska špatné průjezdnosti zatáčkami, komfortu cestujících a kapacity tyto tramvaje nenašly již dále uplatnění a shledáváme se s nimi pouze v muzeích nebo jako turistické atrakce ve městech, obr. 8.2.

Vůz především zajišťoval přepravu cestujících, a tudíž nebyl vybaven technologickým zařízením určeným pro úpravu vzduchu ani ohřev. Výměnu vzduchu v salonu za čerstvý venkovní zajišťovalo přirozené větrání zásuvnými okny a v kabině řidiče výklopnými.[1]

Obr. 8.2 Dvounápravový vůz oboustranný vyráběn v letech 1925-33 [2]



8.1.2 Koncepce čtyřnápravových vozidel

Dvounápravové vozy byly nahrazeny čtyřnápravovými, jejichž známým příkladem jsou tramvaje T 1, T 2 a především T 3, obr. 8.3. Jejich podvozek umožňoval natáčení do zatáček a poskytoval rozšířený salón pro více cestujících. Modernizací podvozku se výrazně zlepšily dynamické vlastnosti, průjezdnost zatáčkami a řízení. Velkou roli sehrála i změna hrubé stavby, díky níž se dosáhlo odlehčení, větší tuhosti a prostornosti. Tramvaje T 3 byly vyráběny v letech 1971-99. Původní model byl různě modifikován a modernizován, např. Dopravní podnik hlavního města Prahy (DPP) používá mazací vůz pro snížení hlučnosti při průjezdu vozů zatáčkami. Vlivem zvyšujících se požadavků na pohodlný nástup cestujících, zejména matek s kočárky a lidí na invalidních vozíčkách, se T 3 dočkala úpravy na částečně nízkopodlažní tramvaj. T 3 po půl století je oporou dopravy v Praze, jelikož díky své jednoduchosti, spolehlivosti a snadné údržbě je těžko nahrazována moderními jednotkami závislými na kvalifikovaném servisu.

Konstruktéři této generace tramvají T 3 vybavili konvekčními topidly umístěnými pod sedadly cestujících a v kabině řidiče pod řídicím pultem. Celkový topný výkon nepokrýval tepelné ztráty tramvaje. Výměna vzduchu byla zajištěna nadále přirozeným větráním posuvným vrchním dílem oken a výklopnými střešními kryty. [1]

Obr. 8.3 Čtyřnápravový vůz T 3



8.1.3 Koncepce kloubových tramvajových vozidel

Požadavky na vyšší kapacitu tramvají se zpočátku řešily spřahováním dvou vozů přes přípojný kloub. U obousměrných tramvají při spřahení dvou vozidel nastal pak problém, kdy nebyly využity tři kabiny řidiče. Proto další posun v konstrukci byl směřován do vývoje kloubových vysokopodlažních vozidel. Tento způsob spojení více článků musel řešit skutečnost, že kloubový vůz zejména v pražském prostředí projíždí zatáčkami o malém rádiu a je zatěžkáván terénem s různým stoupáním. Čili kloub musel mít dva stupně volnosti, které umožňovaly natáčení ve směru zatáček i ve směru stoupání. Objevily se dvě řešení, a to kloub umístit mezi podvozky nebo nad samostatný podvozek. Druhé řešení je komplikovanější, ale u moderních nízkopodlažních tramvají používané, jelikož se vozu značně sníží hmotnost a prodlouží se životnost kolejí. Příkladem vysokopodlažní tramvaje v ČR je typ K2, který vychází ze zmiňovaného typu T 3. [1]

V letech 1986 – 1993 závod Tatra Smíchov ČKD vyráběl obousměrnou tramvaj KT8. Tento model byl vyráběn jako kloubová vysokopodlažní osminápravová tramvaj, později byla rekonstruována na částečně nízkopodlažní. Skládá se ze tří článků spojených klouby zakrytými měchy. Podvozky, které nesou klouby vozu, se otáčejí na jednom čepu, ne jako v případě 15T (Jakobsův podvozek). Každá náprava je hnací.

Tramvaj KT8 podobně jako T 3 nebyla původně vybavena klimatizační jednotkou ani jednotkou zajišťující výměnu vzduchu. Oproti starší koncepci byla zmenšena posuvná okénka pro zvýšení bezpečnosti. Rekonstruované KT8 byly vybaveny kaloriférem využívajícím odpadní teplo trakční jednotky, který vytápěl kabinu řidiče. V mladších případech rekonstrukcí pohodu řidiče zajišťovala HVAC (heating, ventilation and air conditioning) klimatizační jednotka o chladicím výkonu 4 KW a topném 4 KW. Pod kabinou řidiče byl umístěn kontejner, v němž se nachází sání čerstvého vzduchu, filtr, radiální ventilátory, výparník chladicího oběhu (CHO) a topný blok. Součástí kontejneru je také kompresor CHO a řídicí jednotka. CHO je chlazen kondenzátorem umístěným na střeše vozu včetně axiálních

ventilátorů. DPP plánuje další rekonstrukci tramvajových vozů KT8, jejíž součástí budou dvě HVAC jednotky salónů pro cestující. Tyto klimatizační jednotky pojmu kondenzátory klimatizací řidiče a budou disponovat chladicím výkonem 21,5 KW a topným 7 KW. Budou se nacházet na koncových člancích tramvaje, takže celkový výkon jednotek musí být dostačující i pro zajištění pohody cestujících v prostředním článku.

8.1.4 Koncepce nízkopodlažních kloubových tramvajových vozidel

Z kloubových vysokopodlažních tramvajů trend směřoval k nízkopodlažním. Nejprve před nízkopodlažními modely byly konstruovány částečně nízkopodlažní, které používaly staré řešení podvozků. Důvodem pro vývoj v oblasti nízkopodlažních vozidel byla rychlá výměna cestujících, tak jako probíhá v metru. V metru se konstruktéři ale nepotýkají s omezeným prostorem pro podvozek, trakci, vzduchotechniku, jelikož je nástupiště nad úrovní kolejiště. Díky těmto problémům bylo vymyšleno mnoho variant jak si poradit s volbou podvozku a zachovat co největší plochu nízkopodlažní nebo zcela nízkopodlažní.

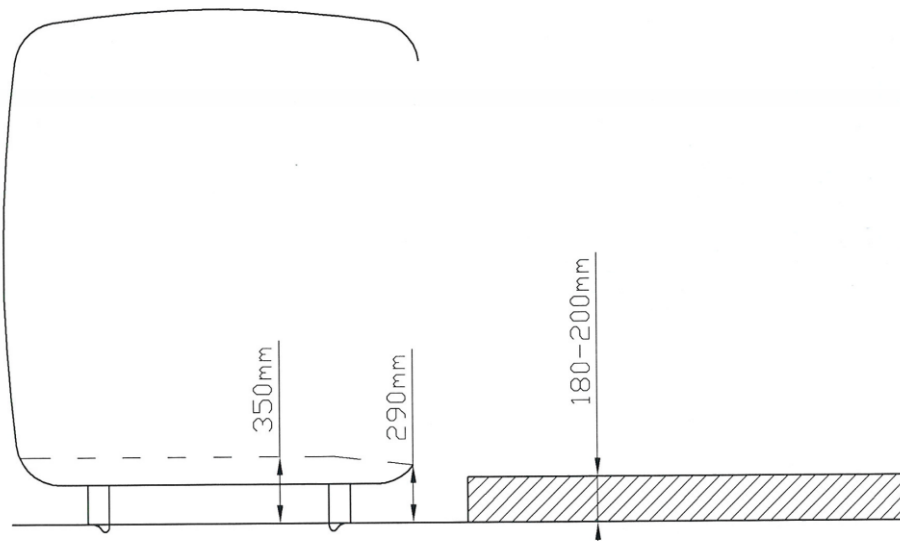
Na obr. 8.6 Používané koncepce vícečlankových tramvajů je možné porovnat řešení, která se běžně uplatňují. Pro nízkopodlažní tramvaje se již nehodí standardní podvozky s kolébkou a otočným bodem, proto se používají různé varianty jak zvýšit procentuální zastoupení nízkopodlažní plochy.

- Částečně nízkopodlažní
- Použití dvojkolí se zmenšeným průměrem kol
- Umístění otočného podvozku pod kabinu řidiče
- Nízkopodlažní s neotočným podvozkem s volně otočnými koly
- S otočnými Jakobsovými podvozky s volně otočnými koly

Na obr. 8.8 jsou znázorněny tříčlankové až šestičlankové tramvaje (a – o) s odlišnými mechanickými vlastnostmi, které přináší mnohdy problematickou realizaci, jež zabránila jejich rozšíření. Tyto koncepce se objevily v rámci dvacetiletého vývoje, z nichž ty které jsou v Praze používány a ty velice výjimečné budou zmíněny. [1]

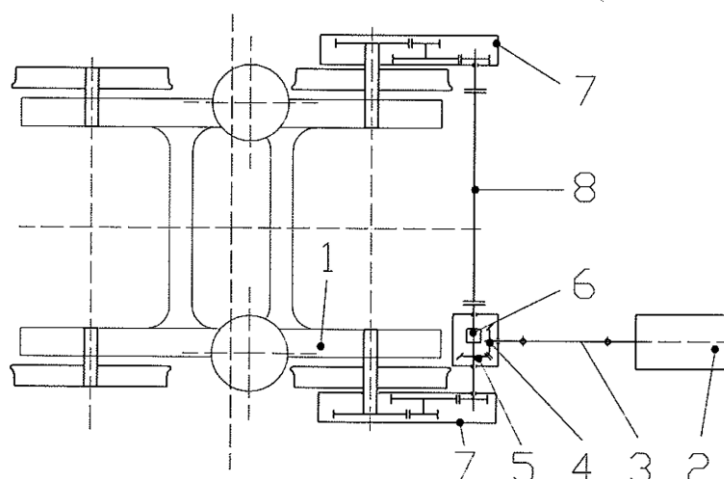
Podlaha u nízkopodlažních vozů je limitována nejnižší možnou výškou odpružené hmoty 160 mm nad temenem koleje a minimální výškou neodpružené hmoty nad temenem koleje 50 mm dle normy ČSN 28 0318. Vstup do vozu by měl mít co nejnižší výšku nad hranou chodníku, jehož výška je v rozmezí 180 – 200 mm. Z těchto limitujících důvodů a technických omezení se podlaha běžných vozů konstruuje ve výšce 350 mm s rampou svažující se ke vstupu do výše 290 mm nad temenem kolejnice, jak je možné vidět na obr. 8.4. [4]

Obr. 8.4 Řez nízkopodlažní tramvají [1]



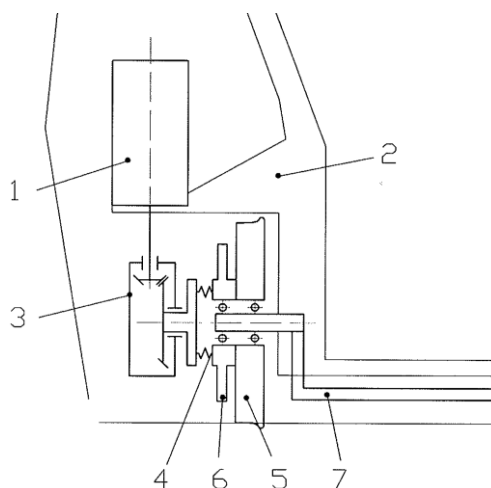
Hlavní posun v úspěšné realizaci nízkopodlažních tramvají bylo navržení podvozků s volně otočnými koly. V předešlých koncepcích se trakce přenášela na dvoukolí (dvě kola pevně spojená s hřídelí) z motoru, který byl součástí podvozku. Trakční jednotka motoru se také nacházela v blízkosti motoru pod úrovní podlahy. U vlaků se z důvodu ovládní naklání vozu v zatáčkách přesunul motor před podvozek a dvojkolí byla poháněna kardanovou hřídelí. I v případě podvozků s volně otočným kolem byl trakční motor přesunut z vnitřního prostoru podvozku. Nové uložení vyžadovalo pohon každého kola svým vlastním motorem nebo motorem pro celou nápravu, kde byla trakce přenášena přes čelní převodovky levého a pravého kola obr. 8.5 pozice 7. Krouticí moment přivádí kloubová hřídel 3 z motoru 2 spojeného se skříní vozu na kuželové soukolí 4, 5. Příčná hřídel 8 zajišťuje přenos krouticího momentu i při rozdílných otáčkách obou kol v zatáčkách díky hydraulickému samosvornému diferenciálu 8, což zabraňuje prokluzu kol na kolejnici. Diferenciál je uzamčený při přímé jízdě a naopak při jízdě obloukem je uvolněn. Toto řešení prodloužilo životnost kol i kolejnic a snížilo hlučnost tramvaje. Naopak velkou nevýhodou je nárůst neodpružené hmoty (rozvody trakce 7, 8, 6, 5, 4) a neotočné provedené. [1]

Obr. 8.5 Podvozek s pohonem kol přes diferenciál [1]



Na obr. 8.6 je znázorněn neotočný podvozek s pohonem 1 vně volně otočného kola 5 uloženého ve svislé ose ve skříni vozu 2. Trakce je přenášena z motoru přes kuželové soukolí 3 spojené s kolem 5 přes kardanovou spojku 4 a brzdový kotouč 6. Kolo je spojeno s nápravnicí 7. Koncepti používala na svých vozech firma SIEMENS. Tento pohon využívá pokročilých metod řízení pohonů na nápravě, aby nedocházelo k rozdílným otáčkám na obou kolech, a také zastává funkci diferenciálu, což zvyšuje životnost kol a kolejnic.

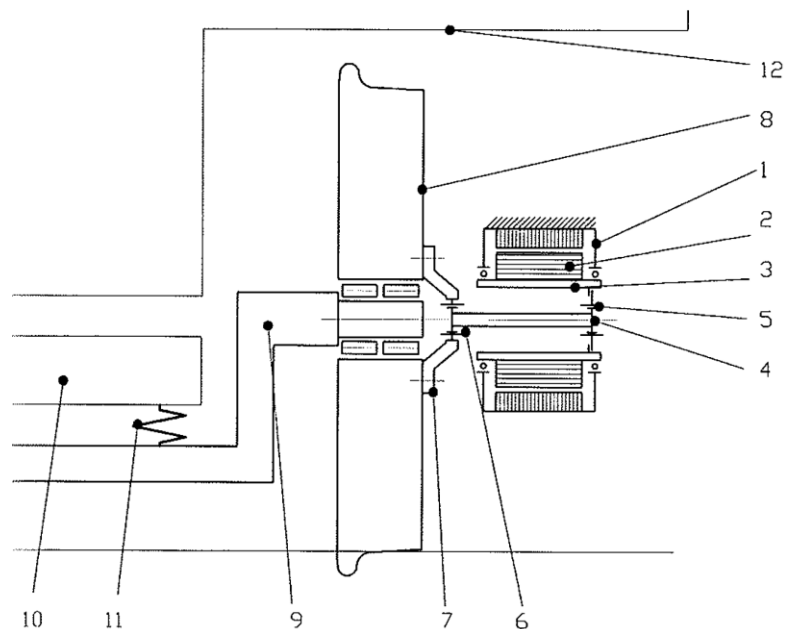
Obr. 8.6 Podvozek s volně otočným kolem a svisle uloženým motorem [1]



Na vozu ŠKODA 15T je používáno řešení volně otočného kola, které je znázorněno na obr. 8.7. Skříň vozu 12 je pevně spojena se synchronním motorem 1, který se skládá z permanentních magnetů 2 upevněných na duté hřídeli rotoru 3. Krouticí moment od rotoru je přenášen pomocí zubové spojky 5 na ozubení hřídele vnitřní 4 a na opačné straně hřídele je ozubení 6 zasunuto v unašeči kola 7, tím jsou umožněny výkyvy podvozku 9 vůči skříni.

Díky přesnému řízení pohonu nebylo nutné použít planetovou převodovku, která by musela být součástí motoru a zvyšovala by také hmotnost vozu. [1]

Obr. 8.7 Podvozek s volně otočným kolem poháněným kloubným hřídelem uloženým v motoru [1]



Obr 8.8 varianta I znázorňuje použití jednonápravového podvozku pro průchozí články spojující jednotlivé salóny pro cestující. Firma Siemens touto nevšední koncepcí dosáhla velmi nízké vzdálenosti podlahy od temene kolejnice 197 mm, což umožnilo komfortnější výměnu cestujících, ale v zimních obdobích hrozí zamrznutí. Koncové články s portály s nápravami tvoří pevné díly, kdežto ostatní články s portály jsou spojeny sféricky. Pohon volně otočného kola je umístěn svisle nad kolem, obr. 8.6. Procentuální zastoupení nízké podlahy je 100 %. [1]

Obr. 8.8 Používané koncepce vícečlánekových tramvají [1]



V ČR se objevil model 14T, obr. 8.9, který byl navržen jako jednosměrná pětičláneková šestinápravová tramvaj obr. 8.8 varianta d. 14T disponovala 70% nízkopodlažní plochy šesti neotočnými nápravami. Z toho plyne zhoršená průjezdnost zatáčkami, snížení životnosti kol a kolejnic, zhoršená ovladatelnost při vyšších rychlostech, špatná přístupnost článku s kabinou řidiče. Toto řešení je velmi rozšířené pro svojí jednoduchost. Díky členitosti vozu je jeho velkou slabinou uložení článků, které neleží na podvozku. Na tomto modelu došlo k praskání svarů v oblasti hrubé stavby podlahy salonu. Není ani jednoznačné vhodné rozmístění klimatizačních jednotek a vzduchovodů z důvodu nestejných velikostí článků, velkého počtu měchů spojujících články, kde se vzduchovody mohou ohýbat a také dochází

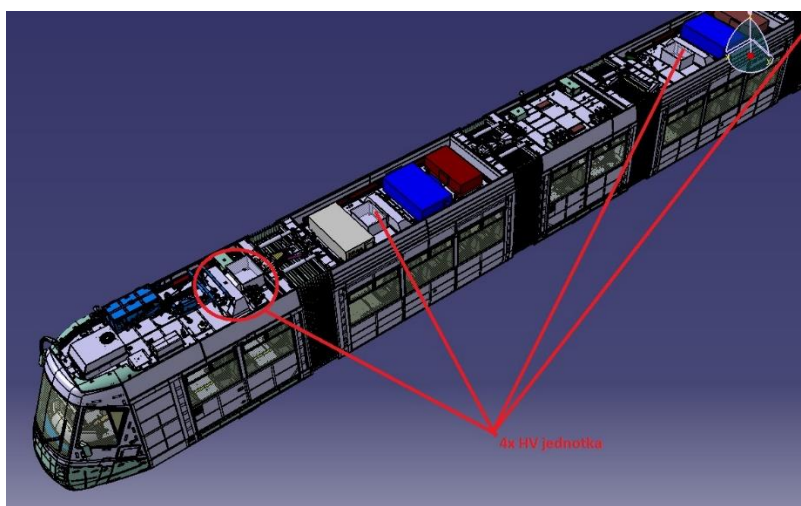
k velkým teplotním ztrátám či ziskům. Zkušenosti z 14T pomohly Škoda Transportation zhotovit nástupce 15T For City. [1]

Obr. 8.9 Částečně nízkopodlažní pětičlanková tramvaj 14T



V tramvaji 14T je pohoda cestujících zajištěna čtyřmi HV (heating and ventilation) jednotkami umístěnými na střeše vozu, viz obr. 8.10. Druhá a třetí jednotka zajišťuje ventilaci prostředního článku tramvaje. Kabina řidiče je vybavena samostatnou HVAC jednotkou o chladicím a topném výkonu 4 kW. Ventilace v salónu pro cestující je dále zajištěna výklopnými okýnky pod stropem, netěsností dveří a měchů. Pro vytápění kabiny řidiče je použit kalorifér o výkonu 6 kW. V salónu pro cestující jsou instalovány konvekční topné jednotky pod sedadly cestujících a sálavé jednotky v podlaze u měchů článků.

Obr. 8.10 3D model 14T v programu CATIA



Obr. 8.8 k znázorňuje tříčlankový vůz plně nízkopodlažní se čtyřmi otočnými podvozky. Podvozek pod kabinou řidiče a podvozek na konci tramvaje se otáčí kolem svého středu. Podvozky spojující prostřední článek s koncovými mají dva otočné body (Jakobsovy).

Vůz je nesen na volně otočných kolech s pohony na vnější straně. Jednotlivé články mohou mít oddělené řídicí jednotky trakce a vzduchotechniku. Takto je například koncipována tramvaj 15T od Škoda Transportation, viz obr. 8.11. [1]

Obr. 8.11 15T Škoda Transportation



8.2 Tramvaj 15T

V současné době nejnovějším přírůstkem v pražských tramvajových vozovněch je vůz 15T For City Alfa od Škoda Transportation, která je modernizovanou variantou 15T For City. Její upravená verze je také vyráběna například pro Čínu. Je zástupcem moderních trendů v tramvajových technologiích, které umožňují pohodlnější cestování. Obsahuje nové způsoby řízení vozu pro lepší průjezdnost zatáčkami. Její vnitřní prostor je navržen s ohledem na bezpečný pohyb. Pro cestující je určitě velkou změnou oproti starším modelům zabudování velkých prosklených ploch, které podtrhují vzdušnost a prosvětlenost celého prostoru.

Tato koncepce má za cíl odstranit problémy, které byly na předešlých koncepcích, kde vlivem neotočných podvozků docházelo ve větší míře v zatáčkách k opotřebení kol i kolejnic. Proto byly spojeny tři články, které nese osm náprav na čtyřech otočných podvozcích. Jednotlivé klouby jsou podepřeny nápravami, v jejichž střezech jsou osy otáčení. Díky volbě této koncepce bylo docíleno 100% podílu nízké podlahy. Tvůrci nové tramvaje 15T doplnili tramvaj klimatizačními jednotkami a wifi připojení.

8.2.1 Technická specifikace tramvaje 15T

Hmotnost celého vozu bez zátěže je cca. 44 t. Jednotlivé nápravy váží 5 t. Zatížení na nápravu se pohybuje od 5-6 t. Nejmenší zatížení je na konci vozu bez kabiny řidiče a největší pod klouby. V celém voze je míst k sezení pro 60 osob. Plocha pro stojící osoby je 28 m², což dle normy ČSN EN 14 750-1 je prostor pro 111 osob (4 osob/m²), ale dle požadavků zákazníka DPP 140 osob (5 osob/m²). Takže předpokládaná kapacita je 200 osob. Vůz dosahuje rychlosti 60 km/h. Rozměry vozidla jsou délka 31 m, šířka 2,5 m a výška 3,5.

Pohyb vozu zajišťuje 16 trakčních synchronních elektromotorů s permanentními magnety (obr. 8.7) o výkonu 30 kW a hmotnosti 256 kg na každém kole nápravy. Funkci motoru je možné přepnout do funkce generátoru a při brzdění je možné generovat el. energii a uchovávat ji v akumulátorech nebo posílat zpět do el. vedení. Řízení motorů je zajištěno jednotkami umístěnými na střeše každého vagónu, viz obr. 8.12. V jednotkách se nachází chlazení, které zajišťuje čerpadlo s lamelovým výměníkem ofukovaným axiálními ventilátory. Jako chladicí medium je použita voda. Chlazení je také použito pro odvod tepla z měniče motorů. Tramvaj dosahuje maximální rychlosti 60 km/h.

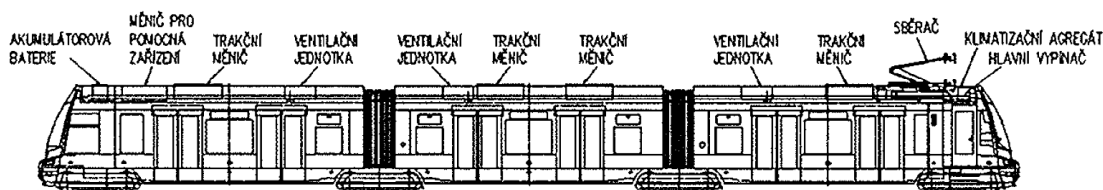
Součástí elektrovýbroje jsou také akumulátorové baterie, umístěné na střeše na konci vozu, které zajišťují dodávku energie ve vozovně, pokud sběrač není připojen k el. vedení. Na každém článku jsou upevněny klimatizační jednotky, které zajišťují dostatečný přísun čerstvého vzduchu ohřátého nebo ochlazeného na požadovanou teplotu. Součástí jednotky je řízení nejen samotné klimatizace, ale i řízení topení uvnitř vozu.

Výměna vzduchu je zajištěna radiálními ventilátory s objemovým průtokem recirkulujícího vzduchu až $2300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, čerstvého vzduchu $900 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pro jeden článek tramvaje. Úprava na požadovanou teplotu probíhá v chladicím parním oběhu o výkonu 16,7 kW s chladivem R134a a pístovým kompresorem. Pokud je třeba vzduch ohřát jednotka využije výkonu topného bloku 6 kW.

Homogenní klimatické podmínky definované v normě ČSN EN 14 750 zajišťují topidla uvnitř salónu pro cestující s výkonem 1,2 kW rozmístěná pod sedadly ve vagónu s kabinou řidiče, 5 kusů, v prostředním 6 kusů a v koncovém 7 kusů.

Výměna cestujících je umožněna šesti dvoukřídlými vně posuvnými dveřmi. Stěny tramvaje jsou tvořeny sendvičovými nehořlavými plochami lepenými na ocelovou hrubou stavbu a bezpečnostními skly. Uvnitř prostoru jsou za provozu stále zapnuté zářivky, informační panely a tlačítka pro ovládání dveří. Informace o stanicích jsou předávány informačními panely a zvukovými hlásiči. Všechny články tramvaje jsou průchozí kromě kabiny řidiče, která je vybavena vlastními jednotkami. [3]

Obr. 8.12 Schéma elektro-výbroje [3]



9 Požadované mikroklimatické podmínky tramvajových vozidel

Za účel efektivního dimenzování klimatizací je třeba přesně definovat klimatické podmínky oblasti, kde bude navrhovaná jednotka fungovat. Tím se dosáhne úspor na energii,

materiálu a prodlouží se životnost komponentů jednotky. Role klimatickým podmínkám je při dimenzování chladicího i topného výkonu nezpochybnitelná. V mírném podnebním pásmu České republiky teploty nejsou tolik rozdílné jako například ve Skandinávii. Špatná volba teplotních rozsahů může tedy také způsobit špatnou funkci chladicího oběhu nebo nedostatečně zvolený topný výkon. Pro volbu klimatických zón pro danou lokalitu je možné využít aktuální znění evropské normy pro kolejová vozidla ČSN EN 14 750 nebo data americké společnosti ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers). Tato společnost se zabývá systémy pro stavby, zvyšováním jejich efektivity, kvalitou vnitřního ovzduší, chlazením a jejich udržitelností. Normy nejsou závazné, pouze doporučující, proto musí být bližší specifikace také uvedeny závazně ve smlouvě se zákazníkem.

9.1 Klimatické podmínky pro oblast návrhu

Dle ČSN EN 14 750-1 Příloha F jsou klimatické podmínky evropských států rozděleny do zón I – III. Zóny určují mezní hodnoty teplot pro zimu a léto. V tab. 9-1 Začlenění zemí do klimatických zón je možné dohledat patřičnou kategorii pro zimu a léto pro Českou republiku. Norma pojednává především o běžných teplotách, ale při návrhu klimatizačního zařízení je potřeba počítat i s extrémními teplotami, které definuje kapitola 6.2 Extrémní vnější podmínky. V této kapitole jsou extrémní vnější podmínky závislé na uložení klimatizační jednotky, zda se nachází na střeše či pod vozem. Klimatizace na střeše vozu by měla být dimenzována pro teploty definovanými zónou pro zimu o 5 K nižší a pro léto o 5 K vyšší. U tramvají vysokopodlažních či částečně nízkopodlažních, kde může být klimatizace umístěna v prostorách pod podlahou, jsou teplotní extrémy daleko vyšší, pro zimu o 10 K nižší a pro léto o 10 K vyšší. [5]

Z tab. 9-1 až 9-3 vyplývají základní hodnoty pro návrh klimatizačního zařízení. Z tabulek je možné definovat klimatické podmínky České republiky. Česká republika se dle normy ČSN EN 14 750-1 nachází v zóně pro zimu i léto II. V tab. 9-2 pro tuto zónu je určena nejnižší zimní teplota $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ a v tab. 9-3 je definována nejvyšší letní teplota $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. V tab. 9-3 jsou hodnoty udávající relativní vlhkost 50% a ekvivalentní sluneční záření 700 W/m^2 . Na obr. 9.1 je znázorněn průběh teplot venkovního vzduchu během roku. Hodnoty jsou naměřeny v Meteorologické stanici České zemědělské univerzity v Praze v časovém rozmezí od 1. 1. 2015 do 1. 1. 2016. Stanice je umístěna v univerzitním areálu v Praze v nadmořské výšce 280 m, zeměpisné délce $14^{\circ} 22'$, šířce $50^{\circ} 08'$. Z tohoto grafu je patrné, že nejvíce jsou během roku zastoupeny teploty $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 471 hodin a $11\text{ }^{\circ}\text{C}$ 410 hodin. [7] Z této klimatické charakteristiky lze navrhnout hospodárně regulační křivku, určit délku topného a chladicího období.

Tab. 9-1 Začlenění zemí do klimatických zón [5]

Země	zima	léto
Belgie	Zóna II	Zóna II
Bulharsko	Zóna II	Zóna II
Česká republika	Zóna II	Zóna II
Dánsko	Zóna II	Zóna II
Finsko	Zóna III	Zóna III
Francie	Zóna II	Zóna II
Chorvatsko	Zóna II	Zóna II
Itálie	Zóna II	Zóna I
Irsko	Zóna I	Zóna III
Lucembursko	Zóna II	Zóna II
Maďarsko	Zóna II	Zóna II
Německo	Zóna II	Zóna II
Nizozemsko	Zóna II	Zóna II
Norsko	Zóna III	Zóna III
Polsko	Zóna III	Zóna II
Portugalsko	Zóna I	Zóna I
Rakousko	Zóna II	Zóna II
Rumunsko	Zóna II	Zóna II
Řecko	Zóna I	Zóna I
Slovensko	Zóna II	Zóna II
Slovinsko	Zóna II	Zóna II
Spojené království	Zóna I	Zóna III
Srbsko a Černá Hora	Zóna II	Zóna II
Španělsko	Zóna I	Zóna I
Švédsko	Zóna III	Zóna III
Švýcarsko	Zóna II	Zóna II

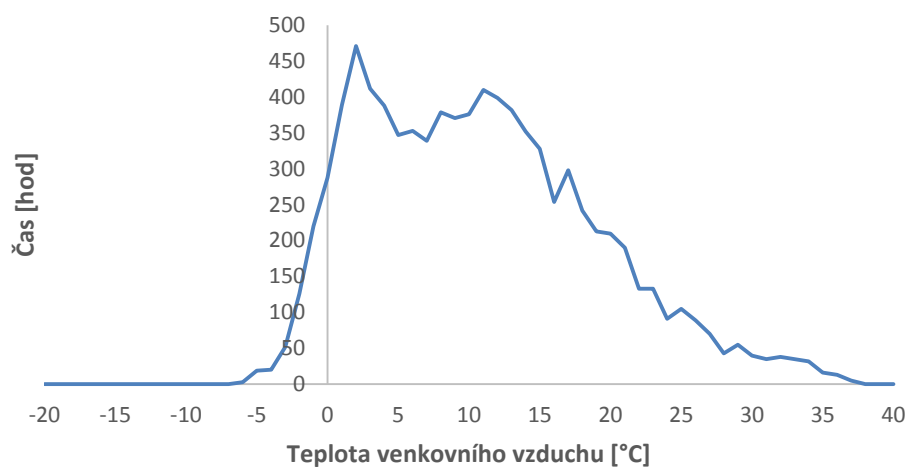
Tab. 9-2 Stanovení klimatické zóny – zima [5]

Zóna (zima)	Minimální vnější teploty (°C)
I	-10
II	-20
III	-40

Tab. 9-3 Stanovení klimatické zóny – léto [5]

Zóna (léto)	Maximální vnější teploty (°C)	Relativní vlhkost (%)	Ekvivalentní sluneční záření En (W/m ²)
I	40	40	800
II	35	50	700
III	28	45	600

Obr. 9.1 Průběh teplot venkovního vzduchu během roku



9.2 Mikroklimatické podmínky kabiny řidiče vozu

Hlavní funkcí klimatizace kabiny řidiče tramvaje je zajistit tepelný komfort pro řidiče. Podmínky uvnitř prostoru musí splňovat hygienické požadavky na maximální obsah škodlivin ve vzduchu v interiéru a v přiváděném čerstvém vzduchu do kabiny. Pro zajištění pohody na pracovišti je třeba dodržet optimální fyziologické parametry, z nichž vychází normy.

Tepelná pohoda uvnitř kabiny řidiče nebo v salónu pro cestující je definována veličinami, teplotou vzduchu t (°C), střední radiační teplotou t_r (°C), relativní vlhkostí vzduchu ϕ (-), měrnou entalpií h (kJ/kg), rychlostí proudění vzduchu w (m/s) a intenzitou turbulence Tu (-). Tepelná pohoda nastává v případě, kdy je dosaženo tepelné rovnováhy potřebné pro udržení stálé teploty těla zdravého člověka 36,5 °C až 37 °C. Normy ČSN EN 14 750-1 a ČSN EN 14 813-1 určují hodnoty těchto veličin, případně jsou zadány smluvně zákazníkem. Prostor uvnitř tramvajového vozu se dělí na kabinu řidiče a salón pro cestující. Požadavky nejen na tepelnou pohodu řidiče jsou přísnější než pro cestující a věnuje se jim zvlášť norma ČSN EN 14 813-1. Oba prostory se dělí do kategorií A a B. Kabina řidiče patří do kategorie A pokud její vnitřní objem je menší než 9 m³ a nepřetržitá doba pobytu řidiče je větší než 60 minut, jsou-li hodnoty jiné, nebo je-li smlouva se zákazníkem stanovena jinak, kabina řidiče patří do kategorie B. V tab. 9-4 jsou uvedeny maximální průměrné vnitřní teploty v kabině řidiče, pro Českou republiku jsou přípustné teploty 26 °C nebo 28 °C.

Tab. 9-4 Nejvyšší průměrná vnitřní teplota v kabině řidiče [6]

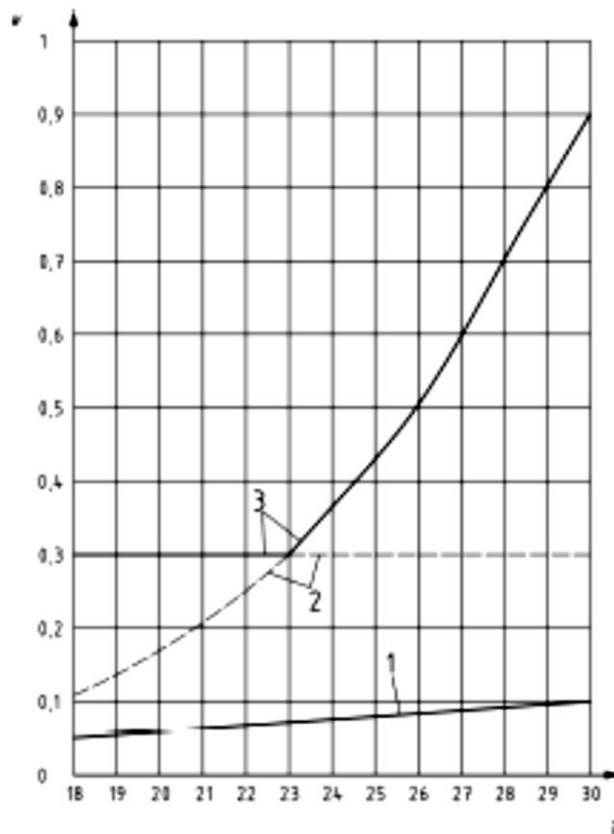
Zóna (léto)	Kategorie A (°C)	Kategorie B (°C)
I	27	30
II	26	28
III	22	24

Střední radiační teplotou t_r je myšlená společná teplota ploch, které člověka obklopují, při níž by docházelo k tepelnému toku sáláním mezi povrchem těla a okolními plochami jako ve skutečnosti. Pro tepelnou pohodu člověka je důležité, aby t_r byla co nejbližší teplotě vzduchu.

Vlhkost vzduchu se udává jako relativní φ , nebo absolutní ρ_D . Se zvyšující se vlhkostí vzduchu stoupá parciální tlak vodních par, to zapříčiňuje rychlejší odpařování potu z povrchu těla. To člověk může vnímat jako diskomfortní. Naopak pokud je velice nízká vlhkost vzduchu, dochází k vysušování sliznic a větší tvorbě prachu, proto je třeba dodržovat optimální hodnotu relativní vlhkosti $\varphi = 0,4 - 0,6$.

Rychlost proudění vzduchu je důležitým faktorem, který ovlivňuje tepelnou spokojenost uvnitř prostoru. Vysoké rychlosti proudění vzduchu mohou způsobit nežádoucí ochlazení povrchu těla osob. Zvláště při dlouhodobém působení v kabině řidiče by rychlost proudění vzduchu nadměru namáhala organismus a kabina by pak nebyla vhodná pro dlouhodobý pobyt řidiče. Na obr. 9.2 je znázorněna přípustná rychlost proudění v závislosti na teplotě vzduchu. Mezi křivkami 1 nejnižší rychlost proudění vzduchu pro kategorii A i B, 2 nejvyšší rychlost proudění vzduchu pro kategorii B je prostor, v němž se může navrhovaná rychlost vyskytovat. Tento prostor je dále rozdělen křivkou 2, která je maximální možnou rychlostí proudění vzduchu pro kategorii B.

Obr. 9.2 Dovolená rychlost proudění vzduchu v kabině řidiče [6]



Legenda

- v** rychlost proudění vzduchu (m/s)
- T** teplota v bodu měření rychlosti proudění vzduchu (°C)
- 1** nejnížší rychlost proudění vzduchu pro kategorii A a kategorii B
- 2** nejnížší rychlost proudění vzduchu pro kategorii A
- 3** nejnížší rychlost proudění vzduchu pro kategorii B

Norma ČSN EN ISO 7730 se zabývá klasifikací tepelného prostředí pomocí ukazatelů PMV (předpokládaný střední pocit) a PPD (procentuální podíl nespokojených). Ukazatele vychází z rovnic tepelní pohody, které zohledňují fyzickou činnost osob. Jakmile nejsou hodnoty v optimu, vnímá osoba tepelný diskomfort. [8]

Ukazatel **PMV** (Predicted Mean Vote) vyplývá z měření uskutečněném na lidech, které charakterizuje spokojenost v různých prostředích. Spokojenost se hodnotila sedmi bodovou stupnicí, vyjadřující vnímání tepla nebo chladu, viz tab. 9-5. Výsledky z dotazníků byly P. O. Fangerem zprůměrovány a vyjádřeny funkcí měrného energetického výdeje q_m sníženého o mechanický výkon n člověka, viz rovnice (9.1). Tento rozdíl zohledňuje vlastnosti prostředí t , t_r , ϕ , h , w a také teplotu povrchu těla t_p (°C), tepelný odpor oděvu R_{oa} (m_2K/W). [8]

$$PMV = (0,303 \cdot e^{-(0,036q_m)} + 0,028) \cdot \left\{ (q_m - n) - \alpha_k f_{od} (t_p - t) - \alpha_s f_{od} (t_p - t) - 3,06 \cdot 10^{-3} [256(35,7 - 0,0275(q_m - n)) - p_v - 3373] - 0,42(q_m - n - 58,15) - 2,58 \cdot 10^{-6} \frac{q_m}{s} (h_{vyd} - h) \right\} \quad (9.1)$$

Kde:

α_k	součinitel přestupu tepla sdílený konvekcí	(W/m ² K)
α_s	součinitel přestupu tepla sdílený sáláním	(W/m ² K)
f_{od}	poměr ploch těla s oděvem S_{od} a plochy neoblečeného těla S	(m ² /m ²)
p_v	parciální tlak vodních par	(Pa)
h	měrná entalpie vdechovaného vzduchu	(J/kg _{s.v.})
h_{vyd}	měrná entalpie vydechovaného vzduchu	(J/kg _{s.v.})

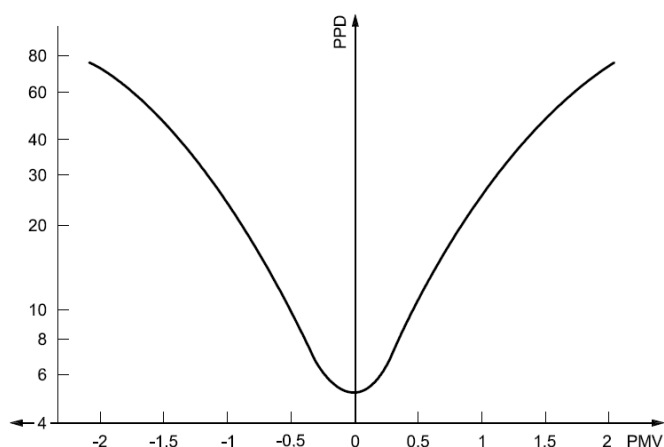
Tab. 9-5 Ukazatel PMV

+3	horko
+2	teplo
+1	mírně teplo
0	neutrálně
-1	mírně chladno
-2	chladno
-3	zima

PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) je důležitý při návrhu klimatických podmínek v prostoru, jelikož určuje procentuální spokojenost. I přesto že hodnota PMV dosáhne neutrální hodnoty, nikdy nebude 100 % spokojených dotázaných osob. Z tohoto důvodu se doporučují meze pro PMV vyplývající z hodnot PPD. Doporučené hodnoty PPD jsou v rozmezích od 5 – 15 %. Z PMV lze navrhnout upravované klimatické parametry uvnitř prostoru. PPD lze dopočítat z PMV pomocí vztahu (9.2). Závislost ukazatele PPD na PMV je graficky znázorněna na obr. 9.3. [8]

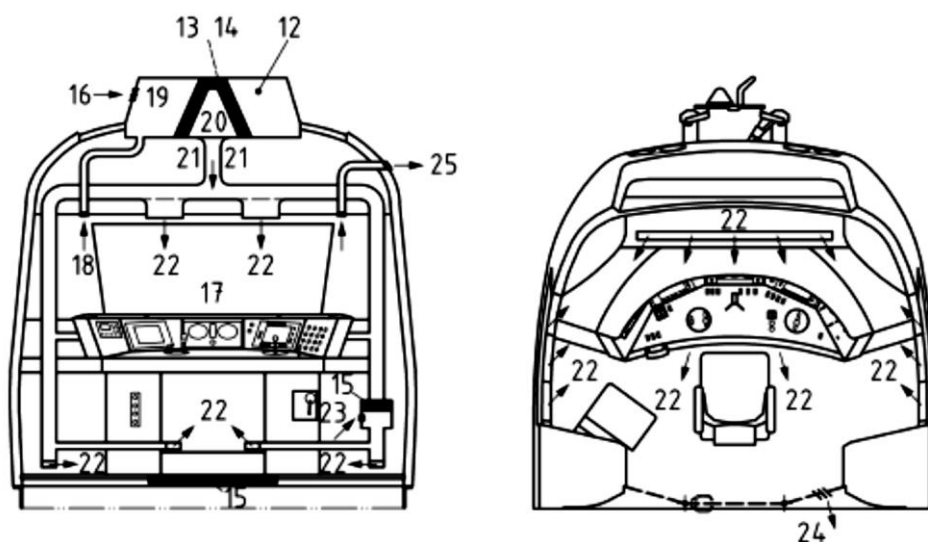
$$PPD = 100 - 95^{(-0,033 \cdot PMV^4 - 0,217 \cdot PMV^2)} \quad (9.2)$$

Obr. 9.3 Hodnocení tepelného stavu prostředí [8]



Na obr. 9.4 je znázorněno možné technické řešení klimatizace kabiny řidiče. V řezu je znázorněno umístění klimatizační jednotky 12 na střeše vozu. Do klimatizace je přisávaný čerstvý vzduch 16 dávkovaný klapkou 19 a směřovaný do směšovací jednotky 20. Ve vytápěcí nebo chladicí jednotce je vzduch upravován na požadovanou teplotu, upravený vzduch 20 pokračuje vzduchovými kanály 21 k vyústkám vzduchu 22. U podlahy může být ve vzduchovém kanálu umístěno přídavné topení 15, kde je přisáván vzduch 23. Z vyústek vzduch pokračuje do prostoru řidiče 17. Odpadní vzduch je z prostoru odváděn otvorem 25. Z řezu a půdorysu kabiny je možné použít pro návrh klimatizačního systému rozložení vyústek vzduchu, směr proudění vzduchu v oblasti řidiče, koncepci vzduchovodů pro instalování HVAC jednotky. [6]

Obr. 9.4 Příklad řešení kabiny řidiče [6]

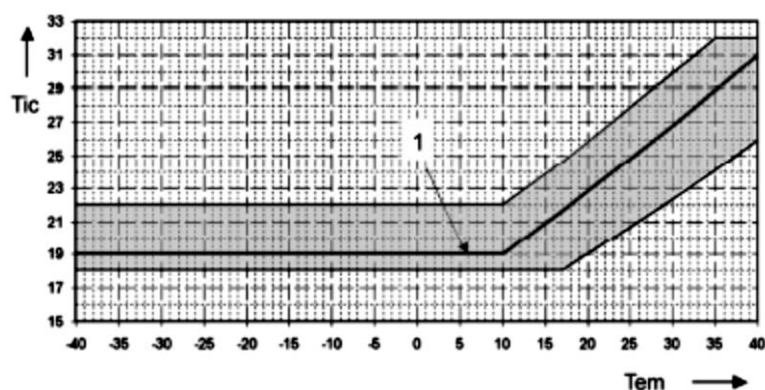


9.3 Mikroklimatické podmínky salónu vozu pro cestující

V salónu pro cestující při návrhu klimatizačního systému je třeba počítat s možností, že vůz přepravuje i 200 cestujících a pro všechny musí být zajištěny přijatelné klimatické podmínky. Tyto podmínky jsou definovány v normě ČSN EN 14 750-1. Jelikož tramvaj přepravuje velké množství lidí a intervaly mezi zastávkami jsou krátké, není možné docílit stejných klimatických podmínek jako v kabině řidiče. Z tohoto důvodu platí rozdílné limity pro prostory pro řidiče a cestující. V salónu není možné z technických důvodů docílit vyrovnaných teplot vzduchu, rychlosti proudění, vlhkosti, nízké hlučnosti a optimálních teplot povrchů obklopujících cestující. Příčinami jsou především omezené možnosti umístění vzduchovodů a výustek, velké prosklené plochy, velké plochy dveří, měchy spojující vozy tramvaje.

Obr. 9.5 znázorňuje regulační křivku teploty uvnitř salónu v závislosti na venkovní teplotě. Pro mezní podmínky je možné odečíst v grafu pro venkovní teplotu $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ rozmezí vnitřní teploty $18 - 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, doporučená teplota je $19\text{ }^{\circ}\text{C}$. Při letních teplotách dosahujících $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ se rozmezí teplot uvnitř vozu pohybuje $24 - 32\text{ }^{\circ}\text{C}$ s doporučenou teplotou $29\text{ }^{\circ}\text{C}$. Další teplotní omezení, které norma udává, je uvedeno v tab. 9-6. Jsou zde uvedeny maximální přípustné průměrné letní teploty v salónu pro cestující v jednotlivých zónách a kategoriích. V Praze pro tramvaje je přípustná maximální průměrná teplota $33\text{ }^{\circ}\text{C}$. Mikroklimatické podmínky pro cestující jsou doplněny přijatelnou relativní vlhkostí na obr. 9.6. Zde je znázorněna horní přípustná mez relativní vlhkosti v závislosti na teplotě v interiéru i mimo teploty uvedené regulační křivkou. Naopak norma se nevěnuje počátku topné sezóny v zimním období a chlazení v letním období. Regulační křivky doporučují nastavení automatické regulace klimatizačních jednotek. Počátek topení určuje DPP a jeho dispečink. V Praze je topení spuštěno při venkovní teplotě $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ a prostor cestujících je chlazen při teplotě $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ a více. Toto opatření je z ekonomických důvodů a také regulační křivka se upravuje. [5]

Obr. 9.5 Regulační křivka pro nastavení vnitřní teploty kategorie B [5]

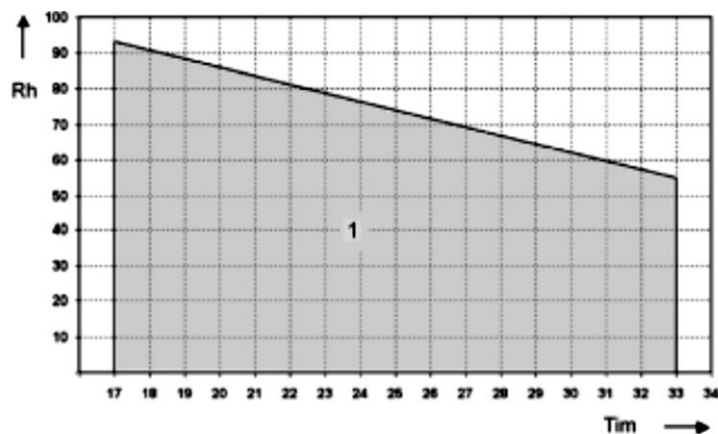


Legenda

Tem průměrná vnější teplota (°C)

- Tic** nastavená vnitřní teplota (°C)
1 doporučená křivka pro vozidla kategorie B

Obr. 9.6 Relativní vlhkost v zóně pohodlí kategorie B [5]



Legenda

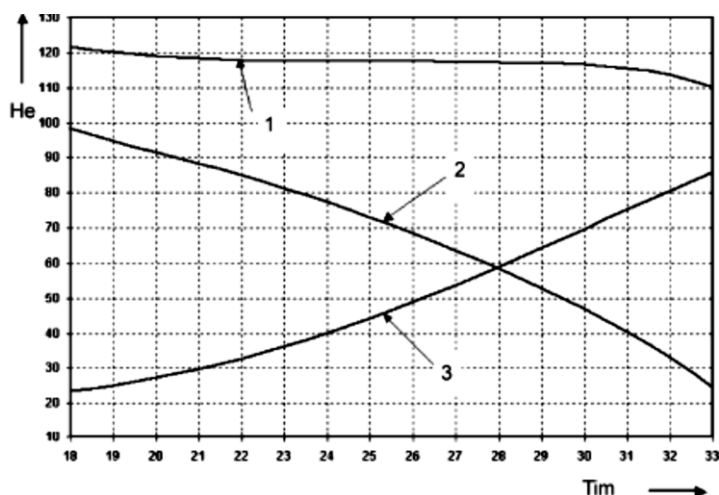
- Tim** průměrná vnitřní teplota (°C)
Rh relativní vlhkost (%)
1 Přijatelná relativní vlhkost

Tab. 9-6 Nejvyšší průměrná vnitřní teplota v salónu pro cestující [5]

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

Chladicí výkon potřebný pro dosažení doporučených mikroklimatických podmínek určuje velikost tepelné zátěže prostoru a náročnost samotné úpravy přiváděného vzduchu. Pro stanovení tepelné zátěže je možné použít doporučenou produktivitu tepla člověkem při středně náročné činnosti v závislosti na teplotě, obr. 9.7. Klimatizační zařízení musí odvádět citelné i latentní teplo. Při 26 °C dosahuje celková produkce tepla člověkem 120 W. [5]

Obr. 9.7 Produkce tepla člověkem [5]



Legenda

- Tím** průměrná vnitřní teplota (°C)
He tepelná emise (W)
1 celkové teplo
2 vnímané teplo
3 latentní teplo

10 Větrací, vytápěcí a klimatizační zařízení vozu

10.1 Větrání

Primární funkcí ventilační jednotky je výměna vzduchu v uzavřeném prostoru za venkovní čerstvý. Tato výměna může probíhat přirozeným větráním nebo nuceným větráním. Větrání zajišťuje odvod škodlivin a vlhkosti od zdroje pomocí odsávání. Produkce škodlivin se odvíjí od náročnosti činnosti osob. Navržená ventilace má zabránit kumulaci produkovaných škodlivin v určitých místech, a tedy stejnou kvalitu vzduchu v celém prostoru. Neexistuje ukazatel kvality vzduchu, proto je třeba sledovat jeho čistotu. Vzduch může být znečištěn různými druhy škodlivin dle zaměření činnosti, která je vykonávána v řešeném prostoru. Ve strojním, chemickém průmyslu nebo v civilních stavbách musí být dodrženy limity škodlivin definované normami příslušného státu. Problematika tramvajové dopravy je značně zjednodušená, mnoho používaných hodnot je již zpracovaných podle údajů pro civilní stavby.

Od prvních tramvajových vozů až po tramvaje vyráběné v 90. letech 20. století dominovalo použití přirozeného větrání. Tento způsob větrání využívá rozdílných tlaků vzduchu ve vnitřním prostoru a venkovního vzduchu. Přirozeně probíhá výměna teplejšího vzduchu za chladnější čerstvý. Se zvyšující se rychlostí tramvaje kolem vozu klesá rychle tlak a výměna vzduchu může probíhat rychleji. Používalo se různé provedení oken, výklopná víka

na střeše vozu, netěsnost vozu (především dveří). Vlivem zpřísnování norem, které předepisovaly větší bezpečnost v tramvaji, se otevírací část oken zmenšovala. Posuvné části oken byly zaměňovány za výklopné, snížením podvozků tramvají došlo k přemístění trakčních kontejnerů na střechu, kde byl prostor pro výklopná víka pro větrání. U vysokokapacitních nízkopodlažních tramvají přestalo být přirozené větrání dostačující a muselo být doplněno nebo nahrazeno větráním nuceným.

Moderní tramvaje jsou vybaveny nuceným větráním. Větrání je zajištěno ventilační jednotkou umístěnou na střeše vozu, kde se můžou nacházet jednotlivé sekce pro úpravu vzduchu. Vzduch do ventilační jednotky je nasáván přes regulační klapku a jednotlivé sekce ventilátory. Pro dopravu vzduchu se používají především nízkotlaké radiální ventilátory, jelikož dokáží překonat tlakové ztráty ve vzduchovodech s relativně vysokým průtokem vzduchu oproti axiálním ventilátorům. Vzduch proudí dále do vzduchovodů, odkud je distribuován do salónu s cestujícími pomocí výustek.

Větrání se věnují stavební normy ČSN EN 7730, ČSN EN 7726, ČSN EN 15251, ČSN EN 12831. Jsou zaměřeny na hodnocení tepelné pohody ovlivněné větráním, měření hodnot ovlivňující pohodu člověka, rozdělení prostor do kategorií dle druhu užívání a samotnému návrhu výkonu ventilační jednotky. Norma ČSN EN 15251 prostory rozděluje dle PMV a PPD do kategorií vnitřního tepelného prostředí A, B, C. V kategorii A je PPD < 6 %, B je PPD < 10 % a C je PPD < 15 %. Z těchto rozmezí lze určit rychlost proudění v obytných prostorách, kancelářích, obchodních domech a nepřímo v tramvajích, jelikož o nich se normy nezmiňují. ČSN 730540 doporučuje Intenzitu větrání **I** (l/h). Tato veličina udává, kolikrát za hodinu proběhne výměna interiérové vzduchu za čerstvý, vztah (9.1). Naopak Intenzita výměny vzduchu **I_p** (l/h) charakterizuje výměnu znečištěného vzduchu za přiváděný, vztah (9.2). Norma doporučuje minimální intenzitu větrání 0,1 l/h v prostorách, které jsou dočasně bez lidí a jakmile v prostoru přebývají lidé, intenzita větrání se pohybuje v rozmezí 0,3 až 0,6 l/h. Intenzity se liší podle čistoty prostor. [8]

$$I = \frac{V_{\tau,e}}{O} \quad (9.1)$$

$$I_p = \frac{V_{\tau,p}}{O} \quad (9.2)$$

$$V_p = V_{\tau,e} + V_{\tau,ob} \quad (9.3)$$

Kde:

O	objem větrané místnosti	(m ³)
V_{τ,e}	objemový tok vzduchu čerstvého	(m ³ /h)
V_{τ,p}	objemový tok vzduchu přiváděného	(m ³ /h)
V_{τ,ob}	objemový tok vzduchu oběhového	(m ³ /h)

Jelikož intenzita větrání neposkytuje informace o kvalitě vzduchu ani o oblastech, kde vzduch stagnuje, byly zavedeny veličiny hodnotící stáří vzduchu.

- Jmenovitá časová konstanta
- Místní stáří vzduchu
- Místní střední stáří vzduchu
- Střední stáří vzduchu
- Objemově průměrné střední stáří vzduchu v místnosti

Tyto veličiny se zabývají hodnocením zásobování částí prostoru čerstvým vzduchem. Místní stáří vzduchu sleduje stáří vzduchu pomocí pohybu molekuly z vyústky kanálu k určenému bodu. Takto se určuje, zda je vzduch starý nebo mladý. Z těchto veličin je pak možné vypočítat výslednou účinnost větrání, vztah (5.3). Stanovit hodnoty lze výpočtem nebo experimentálně. Analýzy větraných prostor se provádí především pomocí simulací CFD (Computational Fluid Dynamics). [10]

$$\text{Účinnost větrání} = \frac{\text{Jmenovitá časová konstanta}}{\text{Objemově průměrné střední stáří vzduchu v místnosti}} \quad (9.3)$$

Potřeba čerstvého vzduchu závisí na produkci škodlivin a vlhkosti. V civilních stavbách a dopravních prostředcích se především jedná o produkci CO₂. Množství CO₂ ve vzduchu udává koncentrace C_{CO2} (mg/m³) či v jednotkách (ppm). ČSN 730540 udává doporučenou a maximální přípustnou koncentraci CO₂ ve vzduchu v obytných prostorách 1000 ppm = 1800 mg/m³ a 1200 ppm = 2160 mg/m³. Této koncentraci odpovídá potřeba čerstvého vzduchu na osobu 30 m³/h a 25 m³/h. Se zvyšujícím se znečištěním čerstvého vzduchu potřeba stoupá, například ve městech. Koncentrace CO₂ není životu nebezpečná do 5000 ppm. Koncentrace vydechovaného vzduchu u průměrného dospělého člověka je 30 000 až 50 000 ppm. Norma ČSN EN 14 750-1 udává potřebu čerstvého vzduchu v tramvaji na osobu dle vybavení tramvaje. Pokud tramvaj je vybavena klimatizační jednotkou HVAC, je potřeba přiváděného čerstvého vzduchu 10 – 15 m³/h v kategorii A a v kategorii B 8 – 12 m³/h. Jestliže Tramvaje je vybavena pouze ventilační jednotkou HV, je třeba přivádět čerstvý vzduch 30 m³/h na osobu. [9]

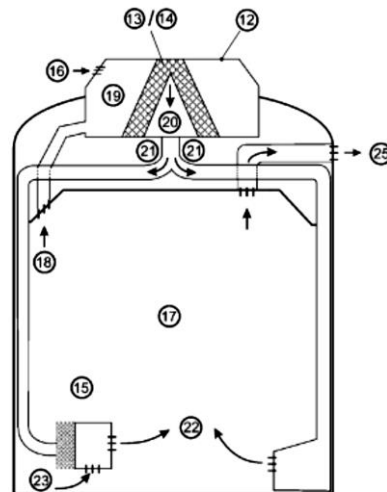
Vzduchové kanály umožňují rozvádění upraveného vzduchu, který je pak distribuován pomocí vyústek cestujícím. Kanály jsou zpravidla výtlačné a sací, které jsou umístěny na stropě nebo střeše vozu a napojené na klimatizační jednotku. Cílem návrhu vzduchovodů je zajištění shodných podmínek v celém klimatizovaném prostoru. Vzduch může být v prostoru rozptýlen několika způsoby.

- Mísení
- Vytěšňování
- Zaplavování

Při využití principu mísení je přiváděn vzduch od podlahy nebo od stropu a postupným směřováním se stávajícím již znečištěným vzduchem se vyrovnává teplotní rozdíl a zpomaluje jeho rychlost. Vlivem rozdílné teploty se směr proudění vzduchu mění a vytváří hluchá místa v klimatizovaném prostoru, kde zůstává sekundární proud. V těchto místech je vzduch znečištěný. Tyto části prostoru se dají zredukovat pomocí vhodně navržených vyústek nebo upravením sacího potrubí. Rychlost směřování přiváděného vzduchu se dá ovlivnit rychlostí proudění. Při vyšších rychlostech proudění probíhá směřování rychleji než při nižších rychlostech. V tramvajích je tento způsob nejpoužívanější. Vytěšňovací a záplavový způsob jsou velmi podobné. Při těchto výměnách vzduchu minimálně vznikají sekundární proudy a používají se převážně ve skladech nebo kancelářích. Jejich výhodou je v rovnoměrném rozložení vzduchu v prostoru o stejné jakosti, z toho vyplývá, že intenzita větrání je nižší než u mísení. [8]

Konstrukční řešení vzduchových kanálů určuje požadavek na dispozici, způsob větrání, sanitaci, hlučnost, termodynamické vlastnosti a cenu. Požadavky na uložení vzduchovodů vyplývají z provedení tramvaje a připojení klimatizační jednotky. Kanál může zásobovat čerstvým vzduchem jeden i více článků. Vzduchovod v místě napojení článků tramvaje, kde dochází k ohybu z důvodu průjezdu vozu zatáčkou, je spojen vlnovcem. Nevýhodou tohoto spojení je proměnlivá tlaková ztráta, snížená těsnost spojení, izolační vlastnosti. Jelikož kužel odsávání není tak velký jako kužel přiváděného vzduchu, navrhuje se sací potrubí co nejkratší, aby byly tlakové ztráty co nejmenší. Samotné sání se nachází většinou pod klimatizační jednotkou (obr. 10.1). Volba způsobu větrání zasahuje do distribuce, což ovlivňuje umístění vyústek a jejich natočení. Jelikož přísnější bezpečnostní předpisy nařizují, aby byla elektronická zařízení co nejméně přístupná cestujícím, původně umístěné topné jednotky pod sedadly cestujících byly nahrazeny jednou centrální jednotkou na střeše článku. Aby bylo možné opět využít přirozeného stoupání teplého vzduchu salómem pro cestující, jako tomu bylo u topných jednotek pod sedadly, ke vzduchovým kanálům na stropě vozu se napojily kanály vedoucí vnitřkem sloupků konstrukce tramvaje přímo pod sedadla (obr. 10.1). Takto navržené kanály v tramvajích se zatím používají pouze v Německu. Vzduchové kanály ve městech se velice rychle zanášejí prachem, který se lepí na jejich stěny. Z hygienických důvodů se každý rok musí provádět sanitace kanálů. Pro čištění je možné u některých konstrukcí kanál otevřít. Kanály se otevírají po celé délce. Pokud zákazník nevyžaduje otevírací kanály, je možné provést čištění připojením tlakové vody místo ventilační jednotky. Izolační vložky se vlepují do kanálů, jelikož snižují hlučnost vozu. Musí být přizpůsobeny pro mytí.

Obr. 10.1 Příklad řešení klimatizace salónu pro cestující [5]



V interiéru se udržuje stálý přetlak cca 50 Pa oproti venkovnímu vzduchu, za přívodu směsi čerstvého a oběhového vzduchu. Přetlak je nutný, aby nebyl přisáván neupravený vzduch do salónu. Výše přetlaku je nepřímo stanovena normou ČSN EN 28 0318, která definuje maximální přitlačnou sílu dveří 150 N kvůli zajištění bezpečnosti cestujících. V případě překročení tlaku uvnitř salónu by dveře nešly zavřít. Tento požadavek má také vliv na konstrukční řešení vzduchových kanálů. Jednou z variant je vypínání ventilační jednotky v zastávkách, ale časté vypínání a zapínání by značně zkracovalo životnost jednotky. V některých případech se instalují uzavírací klapky před vzduchovody přivádějící a odvádějící vzduch. V zastávkách se klapky zavírají, tlak v salónu klesne a dveře jdou zavřít. Dveře jsou opatřeny zámky, aby se za jízdy neotevíraly vlivem zvýšeného tlaku vzduchu nebo opírajícími se lidmi. Jiné tramvaje využívají kanály v okolí dveří, které se otevírají při jejich zavírání. Druhý způsob využití těchto řešení je samotný odvod znečištěného vzduchu. Pokud jsou klapky v kanálech, přívod vzduchu do salónu se uzavře a sací potrubí zůstává otevřené. Tak se odvede vzduch v tramvaji. Pro odvod vzduchu se také využívá netěsností kolem dveří, měchů nebo se dalšími doplňujícími otvory kolem měchů.

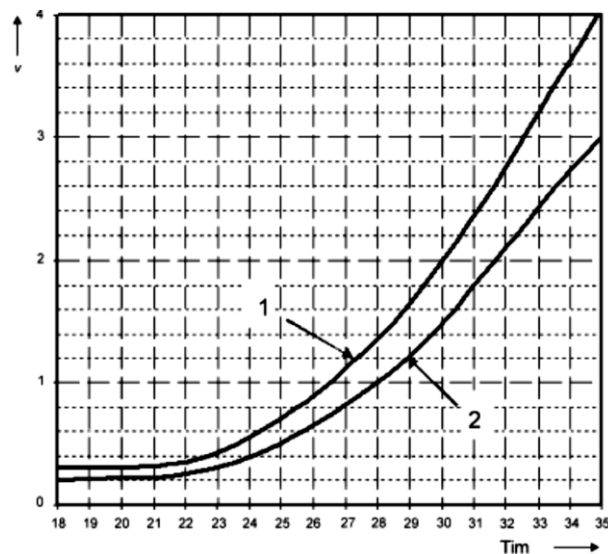
Na obr. 10.2 je vyfocen prototyp vzduchových kanálů testovaných ve zkušebně. Na stropě jsou umístěny vzduchové kanály. Přívod vzduchu zajišťují mřížky natočené k oknům. Sací kanály jsou v zadní části u kabiny řidiče, mřížky jsou umístěny ve spodní části kanálů pro zvýšení sacího efektu.

Obr. 10.2 Vzduchové kanály tramvaje ForCity Plus Bratislava



Obr. 10.3 definuje přípustné rychlosti proudění vzduchu z vyústek vzduchovodů do salónu pro cestující. Graf je uveden v normě ČSN EN 14 750-1. Je důležitý pro navrhování samotného vzduchovodu a topných jednotek. V grafu je zobrazena závislost rychlosti proudění vzduchu na teplotě v interiéru. Vyhází z hygienických požadavků. [5]

Obr. 10.3 Dovolená rychlost proudění vzduchu v salónu pro cestující [5]



Legenda

- Tim** průměrná vnitřní teplota (°C)
v rychlost proudění vzduchu (m/s)
1 nejvyšší rychlost proudění vzduchu pro větrání při vytápění a pro vozidla kategorie B
2 nejvyšší rychlost proudění vzduchu pro vozidla kategorie A

10.2 Vytápění

Vytápění v tramvajových vozech zajišťuje přijatelné podmínky pro cestující v zimním období pro přepravu na krátké vzdálenosti. V předchozích kapitolách byl charakterizován vývoj a konstrukční varianty, které se v moderních tramvajích objevují. Opět při návrhu konstrukce a výkonu je třeba respektovat doporučení, která jsou uvedena v normě ČSN EN 14 750-1 a ČSN EN 28 0318.

Pro vytápění ve stavebních se používají různé zdroje tepla, spalování paliv nebo elektrická energie. Teplo se dopravuje od zdroje na místo určení vodou, párou, spalinami nebo vzduchem. Přenos tepla probíhá způsoby konvekčním, indukčním a sálavým. V tramvaji z technických důvodů je možné použití zdroje elektrické energie. Vozy jsou vybaveny elektrickými odpory, které ohřívají vzduch dopravovaný ventilátorem k cestujícím. Některé vytápěcí systémy využívají sálavých topných jednotek, kde je teplo přenášeno elektromagnetickým zářením. Ve srovnání s klasickými používanými konvekčními jednotkami se dosahuje vyšší efektivity, jelikož zdroj tepla ohřívá pouze tělesa uvnitř salónu. Tento způsob topení je např. použit v tramvajích 14 T.

Při projektování HV, HVAC jednotek, topného výkonu topných jednotek v salónu nebo doohřívacích jednotek je třeba zpracovat údaje popsané v kapitolách 9.1 – 10.1 a obr. 10.4. Pokud výrobce nedodá kompletní údaje nutné pro návrh topného výkonu potažmo chladicího, je možné tepelné ztráty nebo zisky spočítat pomocí normou doporučených součinitelů prostupu tepla (tab. 10-1). Součinitele se opět liší dle zón a kategorií. V Praze by dosahoval součinitel tepla pro tramvaj kategorie B velikosti $3,0 \text{ W/m}^2\text{K}$. Obr. 10.4 oproti obr. 9.5 znázorňuje přípustné teplotní limity v kabině řidiče a salónu pro cestující v zimním období. Regulace navržená podle tohoto grafu může být hospodárnější a přijatelnější pro cestující, protože teplotní rozdíly v interiéru oproti exteriéru nejsou tak velké. Samotný topný výkon se navrhuje s rezervou, takže se vychází z hodnot stanovených regulační křivkou na obr. 9.5. Výpočet je prováděn pro stojící tramvaj bez cestujících. Rezerva je nutná, jelikož tramvajové vozy jsou v zimním období odstaveny a jejich zpětné zahřátí vyžaduje i celý den, než se dosáhne dovolených teplot v interiéru. Umístění topných jednotek do salónu se volí pomocí simulací CFD. Dále je dispozice ovlivněna návrhem ventilačního systému, viz předchozí podkapitola. Topné jednotky mohou být umístěny v salónu pro cestující a pokrývat tepelné ztráty tramvaje. HV jednotka by zajišťovala ohřev chladného přiváděného vzduchu. Další varianta by zohledňovala provedení vzduchových kanálů ve sloupkách tramvaje s vyústkami pod sedadly cestujících. Nyní by HV jednotka musela disponovat mnohem vyšším topným výkonem a byla by konstrukčně náročnější. Pro srovnání současné HV jednotky s podporou topení uvnitř salónu celkově 7,2 kW dosahují topných výkonů 6 kW. Provedení s centrální topnou jednotkou by muselo obsahovat odděleně ohřev přiváděného vzduchu k hlavám cestujících stejného výkonu 6 kW a ohřev vzduchu přiváděného pod sedadla cestujících většího než topidel, která by byla uvnitř salónu. To je nutné, jelikož vzduch přiváděný

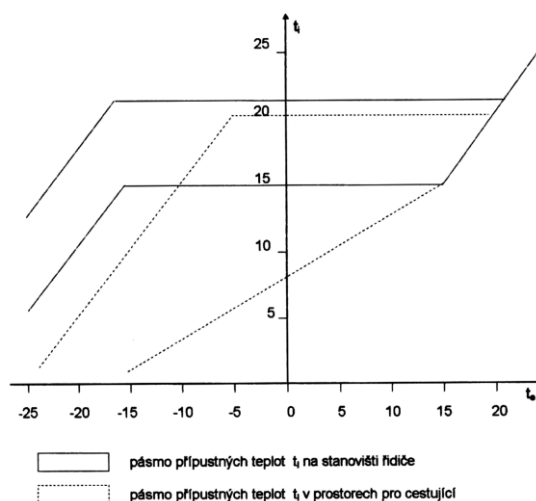
k hlavám cestujících nesmí být z hygienických důvodů chladnější nebo teplejší než vzduch v interiéru o 3 – 12 K. Vzduch ohříváný topidly dosahuje teploty až 45 °C. Objemový tok ohřátého vzduchu topidly je mnohem nižší než vzduchu přiváděného k hlavám cestujících. Topidla uvnitř salónu pro cestující nepřisávají čerstvý vzduch, pouze interiérový, což zaručuje úsporu energií.

Tab. 10-1 Součinitel prostupu tepla k stojícího vozidla [5]

Zóna (zima)	Kategorie A W/m ² K	Kategorie B W/m ² K
I	2,5	3,5
II	2,2	3,0
III	2,0	2,5

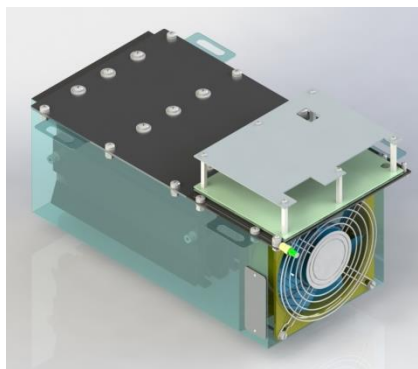
Při projektování topné soustavy je třeba zvážit energetickou náročnost, nárůst hmotnosti, požadavky na servis a cenu. Ve stavebnictví je v současné době velice populární vytápění pomocí tepelného čerpadla. Pro tramvaje je vhodné použití tepelného čerpadla vzduch – vzduch. Pokud tramvaj je vybavena klimatizační jednotkou HVAC, je možné provedení chladicího oběhu s možností přepnutí do reverzního chodu. V letním období oběh chladí a naopak v zimě v opačném chodu ohřívá vzduch pro cestující. Jelikož takové zařízení je drahé a při velmi nízkých teplotách ztrácí na hospodárnosti, volí se při určité teplotě bivalence. Druhým zdrojem tepla mohou být konvekční topné tyče, které při velmi nízkých teplotách mohou zajistit topení bez pomoci tepelného čerpadla. S tímto druhem topení je třeba předem počítat, jelikož vyžaduje specifické konstrukční úpravy, které zajistí jeho správnou funkci. Další variantou jak snížit energetickou náročnost je použití odpadního tepla odnímaného trakčním pohonům chladicí jednotkou. Chladicí jednotka se nachází v trakčním kontejneru v sousedství klimatizace. Jednoduchým způsobem by bylo možné jednotky mezi sebou propojit. Jednomu trakčnímu motoru použitým na tramvaji 15T je třeba odebrat chlazením až 20 kW tepla.

Obr. 10.4 Regulační křivka pro zimní období [4]



Na obr. 10.5 je zobrazen 3D model konvekční topné jednotky 1,2 kW. Tyto jednotky jsou použity na tramvaji 15T. Vytápí prostor salónu a jsou umístěny pod sedadly cestujících. Samotná jednotka se skládá z axiálního ventilátoru, který saje interiérový vzduch. Proudící vzduch je ohříván hliníkovými el. odpory. Vzduch vystupuje přes ochrannou mřížku mezi cestujícími. Maximální povolená teplota mřížky je 55 °C.

Obr. 10.5 Konvekční topení 1,2 kW pro podsedačky tramvají



10.3 Klimatizace

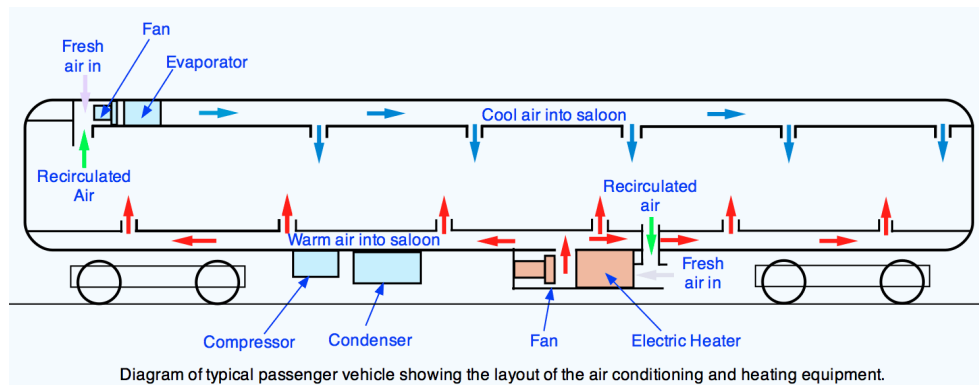
Klimatizační jednotka zajišťuje úpravu vzduchu dle parametrů zvolených v klimatizovaném interiéru. Plnohodnotná klimatizace upravuje přiváděný vzduch ohřevem, chlazením, zvlhčováním a sušením. Zásobuje vzduchovody potřebným objemovým tokem čerstvého vzduchu nebo směsí s odváděným vzduchem z interiéru. Použití zařízení je široké, uplatňuje se v lékařství, chemickém průmyslu, kde jsou striktně definované požadavky probíhající procesem na přiváděný vzduch. V administrativních budovách, divadlech nebo skladech je třeba projektovat klimatizaci upravující a dopravující vzduch po velkých

vzdálenostech. V dopravních prostředcích každý nárůst hmotnosti zvyšuje zátěž pohonné jednotky a neblaze se projevuje na spotřebě energie. Používá se neplnohodnotná jednotka, jelikož není možné, aby zajišťovala úpravu vlhkosti přiváděného vzduchu. Klimatizace HVAC používané na autobusech, tramvajích, vlacích a v autech jsou sériově vyráběné, mobilní a snadno demontovatelné. Zpravidla zajišťují ohřev a chlazení vzduchu. Procházejí daleko náročnějšími pevnostními simulacemi než u staveb, jelikož jsou více mechanicky namáhané vibracemi vozu, změnami pohybu nebo rozdílnými teplotami. Produkt vyžaduje volbu specifických komponentů a sérii testů, dokládajících životnost a výkon jednotky.

Autobusové a automobilové klimatizace jsou poháněny pohonem vozu, pokud je použit zážehový nebo vznětový motor. V případě elektromobilů je zdrojem energie baterie. U zážehového a vznětového motoru je kompresor chladicího oběhu klimatizace spojen řemenem s motorem. Řemenice je odpojována pomocí elektromagnetické spojky. V automobilech jsou potřebné výkony malé a samotná klimatizace není složité zařízení. Vzduch je nasáván pod čelním oknem, pak chlazen nebo ohříván a přiváděn do kabiny vozu. Vyústky jsou rozmístěny po palubní desce, v prostoru nohou na předních místech a mezi sedadly. Odpadní vzduch je odsáván otvory v sloupcích. V autobusech je velmi důležitý aerodynamický odpor, proto jsou nízké, oblé a z lehkých materiálů. Z důvodu snížení výšky není sání čerstvého vzduchu a směšování s odpadním umístěné přímo v klimatizační jednotce, nýbrž v zadní části autobusu nad motorem. Pro dopravu vzduchu se využívá několika malých plastových radiálních ventilátorů, které umožňují ploché provedení jednotky. Vzduchovody jsou rozmístěny nad hlavami cestujících, topení u nohou. Není potřeba elektrického topení, jelikož se využívá odpadního tepla spaliva, které se přenáší vodními rozvody po voze do prostoru s cestujícími. Klimatizační jednotky pro řidiče a pro cestující bývají sdružené nebo oddělené.

Vlaková klimatizace je konstrukčně rozdílná podle použití zdroje energie, počtu podlaží a maximální rychlosti vlaku. Energie v případě elektrických vozů je dodávána z troleje. Umístění klimatizační jednotky u rychlovlaků je znázorněno na obr. 10.6. Na počátku vagónu je znázorněno sání čerstvého vzduchu do prostoru směšovací komory s recirkulačním vzduchem. Vzduch nejprve prochází přes filtr a pak je chlazen výparníkem chladicího oběhu. Kompresor a kondenzátor chladicího oběhu se nachází v prostorách podvozku. Vzduchové kanály se nachází nad hlavami cestujících. Ohřev vzduchu zastupuje elektrická konvekční jednotka také v prostorách podvozku. Čerstvý vzduch zde vstupuje do směšovací komory s recirkulačním, je filtrován a ohříván. Ve spodní části salónu vystupuje vyústkami mezi cestujícími. Vozy s diesellovým pohonem jsou také vybaveny elektrickou klimatizační jednotkou. Zdrojem eklektického proudu je alternátor napojený na diesellový motor. U vlaků oproti jiným dopravním prostředkům je třeba konstrukčně zabezpečit jednotky před vzduchovými rázy způsobenými protijedoucím vlakem nebo průjezdem tunelem, jelikož střety dochází při velkých rychlostech. [11]

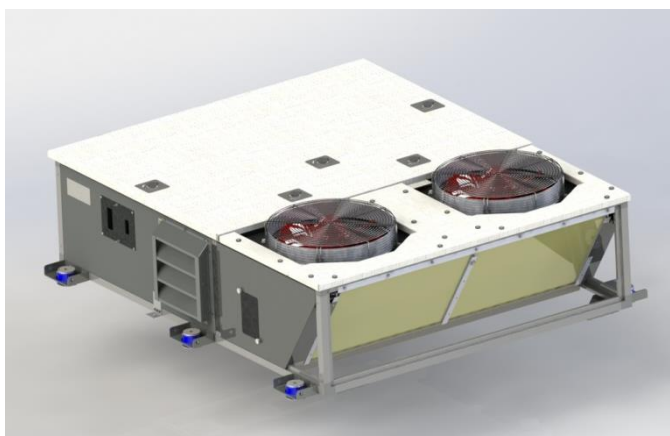
Obr. 10.6 Schéma klimatizačního systému uvnitř vlaku [11]



Tramvajová klimatizace HVAC, jak již bylo řečeno, musí být modulární, vysoce funkční, lehké, snadno servisovatelné zařízení s dlouhou životností. Z tohoto důvodu skříň HVAC jednotky obsahuje směšovací komoru čerstvého a venkovního vzduchu, filtraci pevných částic, kompletní chladicí oběh a topení, v některých případech i regulační systém včetně frekvenčního měniče.

Na obr. 10.7 je znázorněna HVAC jednotka použitá na tramvaji 15T. Skříň je konstruována pro umístění kondenzátoru se šikmou stěnou pro lepší využití náporového chlazení. Upevnění je řešeno šesti patkami spojenými přes silentbloky s kolejnicemi na tramvaji, díky nimž lze stabilizovat jednotku nad otvory vzduchovodů. Nosná konstrukce je tvořena ocelovými jackely. Stěny vyplňují sandwichové desky snadno demontovatelné z důvodu montáže elektroinstalace. Sandwichové desky jsou tvořeny plechovou kapsou vyplněnou izolační hmotou. Těsnost konstrukce zajišťuje těsnění nebo v problematických částech tmel. Komory uvnitř jsou uzavřeny nepochozím hliníkovým víkem. Nad komorou s kondenzátorem jsou otvory pro axiální ventilátory, na boční straně je umístěn otvor pro sání čerstvého vzduchu krytý proti dešti. Rozměry a dispozice skříňe vyplývá ze zástavbových možností na střeše tramvaje, např. obr. 8.10. Jednotka musí být servisovatelná i pod trolejí (nezapojenou). Proto konstrukce jiných skříňí jsou opatřeny několika víky s větší tuhostí a s jednodušší demontovatelností. Kvůli snížení hmotnosti se používají svařované hliníkové klimatizace zevnitř obložené izolační hmotou. Svařovaná konstrukce zajišťuje také větší tuhost. Je možné se inspirovat provedením u autobusů, kde vybavení jednotky je uchyceno k nosné desce upevněné k vozu a zakryto plastovými kryty. Pro tlumení vibrací a zvýšení tepelné nezávislosti jednotky na prostředí se vybavení jednotky ukládá do forem z pěnového polypropylenu, také uchycených k nosné desce. Toto řešení používá např. společnost Konvekta.

Obr. 10.7 HVAC jednotka pro tramvaj 15T



Vnitřní prostor klimatizační jednotky je rozdělen do jednotlivých komor dle funkce, a to kondenzační, směšovací, chladicí nebo topná, rozvodná a komory s elektrovýzbrojí. V komoře s lamelovým výměníkem kondenzátoru je také umístěný kompresor chladicího oběhu. V zastřešení jsou zabudované axiální ventilátory, které sají chladicí vzduch ve směru jízdy vozu skrz kondenzátor. Vzduchu se využívá také pro chlazení kompresoru. Dno komory je opatřeno otvory pro odvod dešťové vody na střechu vozu. Za dělicí stěnou se nachází směšovací komora se vstupem vzduchovodu ze salónu s cestujícími pro přívod recirkulačního vzduchu. Otvor musí být zabezpečen proti vniku vody zkondenzované při chlazení vzduchu. V komoře je také klapka pro přívod čerstvého vzduchu. Klapka je ovládána servomotorem. Na směšovací komoru navazuje chladicí / topná sekce oddělená filtrem G 3 – G 4. Filtr chrání výměníky a ventilátory před pylem a zviřeným prachem. Za filtrem je zpravidla zapojen lamelový výměník výparníku a topný blok. Vzduch ochlazený nebo ohřátý je dopravován pomocí radiálních ventilátorů do vzduchovodů. Ventilátory mohou být umístěny ve spirální skříni nebo ve stěně dělicí komoru s úpravou přiváděného vzduchu od rozvodné, díky čemuž je možné dosáhnout úspory místa.

10.3.1 Chladicí oběh

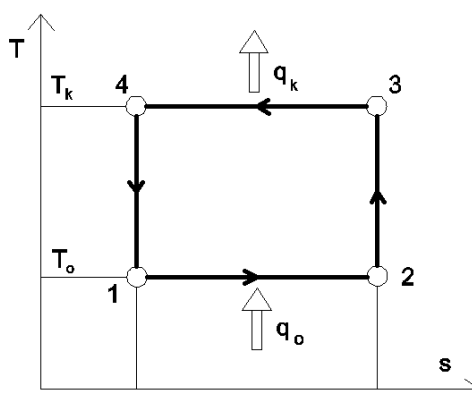
Funkcí CHO je snižovat teplotu a vlhkost přiváděného vzduchu dle zadaných parametrů. Potřeba chladicích systémů v moderní společnosti stále stoupá, proto je třeba hospodárně navrhnout parametry chlazeného prostoru a chladicí výkon. Aby zařízení dosahovalo maximální efektivity, je třeba ho navrhovat pro dané podmínky, pokud možno využít obnovitelných zdrojů energie nebo odpadní energie, kterou může být např. ohřátá voda. Pro chlazení dopravních prostředků není vhodný každý princip chlazení, jelikož oproti budovám je třeba mnohem striktněji dodržovat zástavbové a hmotnostní limity.

Podle smyslu transformace energie se cyklus chladicího oběhu označuje jako pracovní stroj. Při tomto cyklu je dodávaná práce přeměňována na teplo a označuje se také jako

levotočivý kruhový cyklus. Pro srovnání CHO s jednosložkovou látkou nebo azeotropní směsí se využívá Carnotova cyklu, který se skládá ze čtyř po sobě následujících vratných změn, izotermické, adiabatické komprese, izotermické a adiabatické expanze, obr. 10.8. Probíhá mezi ohřívací a chladicí lázní. [12] Cyklus probíhá za podmínek:

- Pracovní látka s okolím je v termodynamické rovnováze
- Sdílením tepla se nemění teplota lázně
- V cyklu nedochází k tepelným ani mechanickým ztrátám

Obr. 10.8 Carnotův cyklus v T-s diagramu [12]



Cyklus charakterizují vztahy:

$$q_o = T_o \cdot (s_2 - s_1) \quad (10.4)$$

$$q_k = T_k \cdot (s_2 - s_1) = q_o + a \quad (10.5)$$

$$a = q_k - q_o = (T_k - T_o) \cdot (s_2 - s_1) \quad (10.6)$$

$$\eta_C = \frac{a}{q_k} = \frac{(T_k - T_o) \cdot (s_2 - s_1)}{T_k \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{T_k - T_o}{T_k} \quad (10.7)$$

$$\varepsilon_{C,ch} = \frac{q_o}{a} = \frac{T_o \cdot (s_2 - s_1)}{(T_k - T_o) \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{T_o}{T_k - T_o} \quad (10.8)$$

$$\varepsilon_{C,t} = \frac{T_k \cdot (s_2 - s_1)}{(T_k - T_o) \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{T_k}{T_k - T_o} \quad (10.9)$$

Kde:

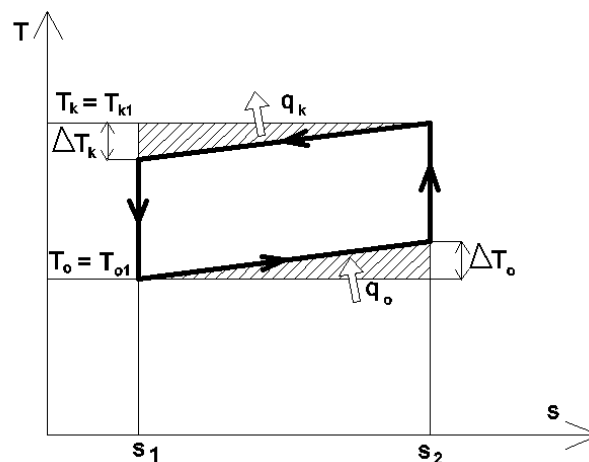
T_k termodynamická teplota kondenzace (K)

T_o termodynamická teplota odpařování (K)

s_1, s_2	měrná entropie	$(\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1})$
a	měrná práce	(J.kg^{-1})
q_o	měrné teplo odpařování	(J.kg^{-1})
q_k	měrné teplo kondenzace	(J.kg^{-1})
η_C	účinnost Carnotova cyklu	(-)
$\varepsilon_{C, \text{ch}}$	chladičí faktor Carnotova cyklu	(-)
$\varepsilon_{C, \text{t}}$	topný faktor Carnotova cyklu	(-)

Účinnost CHO je srovnávána především s chladičím faktorem Carnotova cyklu $\varepsilon_{\text{ch,c}}$ a topným faktorem Carnotova cyklu $\varepsilon_{\text{t,c}}$. Pro srovnání CHO s zeotropní směsí se používá Lorenzonův cyklus, který zohledňuje teplotní skluz při odpařování a kondenzaci chladiva způsobený rozdílnými teplotami odpařování a kondenzací jednotlivých složek. Rozdílem zeotropních směsí od azeotropních jsou tedy oddělené kondenzace a odpařování jednotlivých složek směsi při různých teplotách a tlacích. [12]

Obr. 10.9 Lorenzonův cyklus v T-s diagramu [12]



$$q_o = \left(T_{o,1} + \frac{\Delta T_o}{2}\right) \cdot (s_2 - s_1) \quad (10.10)$$

$$q_k = \left(T_{k,1} + \frac{\Delta T_k}{2}\right) \cdot (s_2 - s_1) = q_o + a \quad (10.11)$$

$$a = q_k - q_o = \left(T_{k,1} - T_{o,1} - \frac{\Delta T_k}{2} - \frac{\Delta T_o}{2}\right) \cdot (s_2 - s_1) \quad (10.12)$$

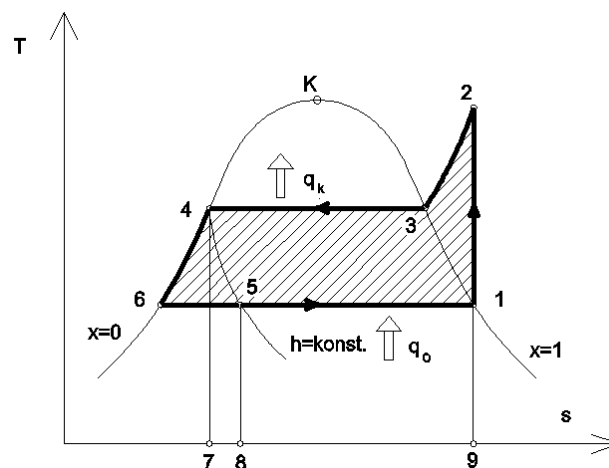
$$\eta_L = \frac{a}{q_k} = \frac{\left(T_{k,1} - T_{o,1} - \frac{\Delta T_k}{2} - \frac{\Delta T_o}{2}\right) \cdot (s_2 - s_1)}{\left(T_{k,1} + \frac{\Delta T_k}{2}\right) \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{\left(T_{k,1} - T_{o,1} - \frac{\Delta T_k}{2} - \frac{\Delta T_o}{2}\right)}{\left(T_{k,1} + \frac{\Delta T_k}{2}\right)} \quad (10.13)$$

$$\varepsilon_{L,ch} = \frac{q_o}{a} = \frac{(T_{o,1} + \frac{\Delta T_o}{2}) \cdot (s_2 - s_1)}{(T_{k,1} - T_{o,1} - \frac{\Delta T_k}{2} - \frac{\Delta T_o}{2}) \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{T_{o,1} + \frac{\Delta T_o}{2}}{T_{k,1} - T_{o,1} - \frac{\Delta T_k}{2} - \frac{\Delta T_o}{2}} \quad (10.14)$$

$$\varepsilon_{L,t} = \frac{(T_{k,1} + \frac{\Delta T_k}{2}) \cdot (s_2 - s_1)}{(T_{k,1} - T_{o,1} - \frac{\Delta T_k}{2} - \frac{\Delta T_o}{2}) \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{T_{k,1} + \frac{\Delta T_k}{2}}{T_{k,1} - T_{o,1} - \frac{\Delta T_k}{2} - \frac{\Delta T_o}{2}} \quad (10.15)$$

Reálné oběhy se liší od Carnotova a Lorenzonova nevratností dějů způsobenou sdílením tepla s okolím, hydraulickými a mechanickými ztrátami. Pro návrh CHO s používá zidealizovaný Clausius – Rankinův cyklus (obr. 10.9). Teplo odebrané chlazenému mediu q_o je rovno ploše 5-8-9-1. Teplo odvedené z oběhu q_k chladicím mediem je rovno ploše 2-3-4-7-9. Dodávaná práce se rovná ploše 1-2-3-4-6-1. T – S diagram je vhodný pro analyzování oběhu, ale pro samotný výpočet se používají především digramy zobrazující závislost měrné entalpie h na tlaku p . [12]

Obr. 10.10 Clausius – Rankinův cyklus [12]



CHO se dělí dle použitého principu, skupenského stavu medií, zdroje energie na:

- Parní neboli kompresní
- Sorpční
 - Absorpční
 - Adsorpční
 - Difusní
 - Resorpční
- Proudové
- Plynové oběhy
 - Erocsonův
 - Stirlingův

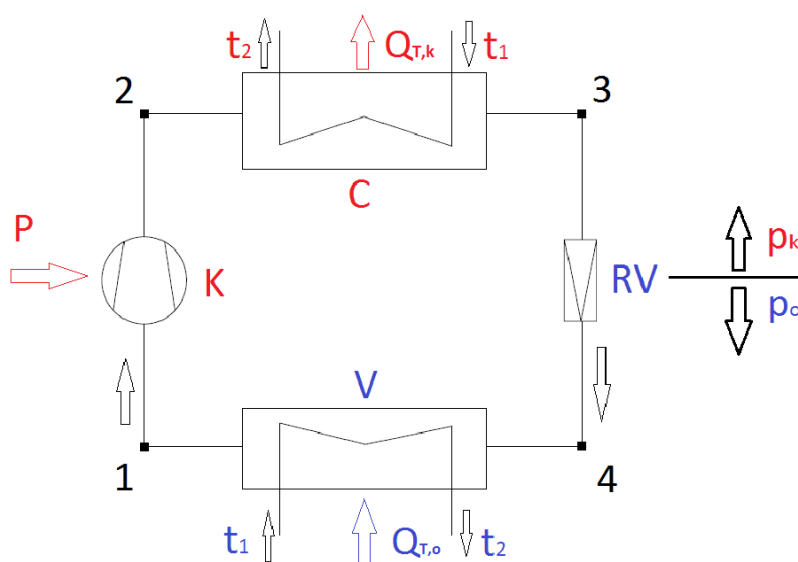
- Zkapalňovací oběhy
 - S plynem konajícím vnější práci
 - S plynem konajícím vnitřní práci
- Elektromagnetické
 - Termoelektrické
 - Termomagnetické
 - Odmagnetování paromagnetických solí

10.3.1.1 Parní oběh

V tramvajových jednotkách HVAC je v současné době používán výhradně kompresorový oběh. Je vhodný pro tramvaje pro svoji vysokou účinnost, nízkou hmotnost, jednoduchou regulaci, spolehlivost a cenu.

Jednostupňový CHO je znázorněn na obr. 10.11. Kompresorem **K** s příkonem **P** jsou nasávány syté páry a stlačeny na kondenzační tlak p_k . Chladivu je odnímáno teplo $Q_{T,k}$ chladicí látkou v kondenzátoru **C**, kde kondenzuje. Chladicí látka se ohřívá z teploty t_1 na teplotu t_2 . Sytá kapalina pokračuje do redukčního ventilu, kde expanduje na nižší odpařovací tlak p_o . Redukční ventil a kompresor oddělují vysokotlakou část od nízkotlaké. Při odpařovacím tlaku se rozstříkované chladivo ve výparníku při dodávání nízkopotenciálního tepla $Q_{T,o}$ ohřívací látkou vypařuje a cyklus se opakuje. [13]

Obr. 10.11 Schéma jednostupňového parního oběhu

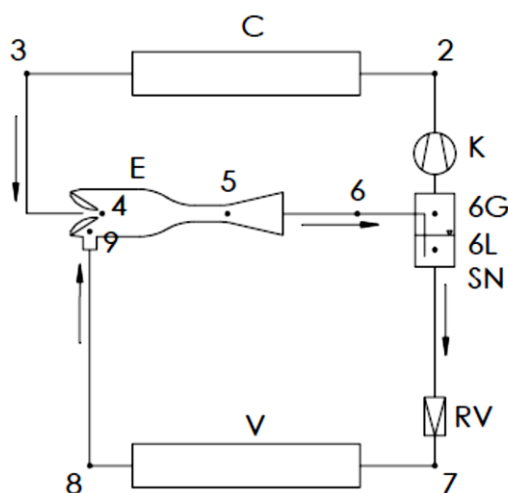


Z vyjádření na obr. 10.12 je možné odvodit možná zefektivnění oběhu. Parní oběhy se rozdělují na podkritické a nadkritické. Vhodnost oběhu se posuzuje dle použitého chladiva, rozdílu teplot kondenzačních a vypařovacích. Pokud odvod tepla v kondenzátoru probíhá ve

vysokých teplotách nad kritickým bodem K_r , chladivo ochlazením nezkondenzuje a je třeba použít nadkritický oběh. Od podkritického se liší použitím dvou po sobě jdoucích redukčních ventilů, které sníží tlak a teplotu a přehřátá pára se přemění na mokrou páru. Velké rozdíly teplot je možné řešit pomocí vícestupňového zapojení. V oběhu jsou zapojeny dva kompresory, mezi nimiž je umístěna středotlaká nádoba, kde jsou horké páry chlazeny vstříkovaným chladivem. Toto zapojení zvyšuje hmotnostní chladivost q_o , oproti oběhu s jedním kompresorem snižuje potřebný příkon. Nebo je možné použít kaskádové zapojení skládající se z několika CHO, kde mohou být použita rozdílná chladiva. Oběh chladí v nízkých teplotách látku, kondenzátor je spojen s výparníkem druhého oběhu. Výparník druhého oběhu pracuje na teplotách blízkých (nižších) kondenzátoru prvního oběhu a kondenzátor druhého oběhu dosáhne požadované teploty pro odvod tepla. Na obr. je sytá pára z bodu **1** přehřátá do bodu **1'**, což je potřebné pro zajištění páry bez obsahu kapek kondenzátu, které by mohly být nasáty kompresorem a zničit jej. Změna **1', 2** je izoentropická v ideálním oběhu, vyjadřující izoentropickou měrnou práci a_{ie} . Reálná komprese je polytropická, jelikož dochází ke sdílení tepla s prostředím a mechanickým ztrátám. Přehřátá pára vytlačena z kompresoru dosahující vysokých teplot před kondenzací musí být schlazena na teplotu v bodě **2'**. V úseku **2', 3** probíhá isotermická izochronická kondenzace. **3, 3'** je chladivo podchlazeno, díky čemuž se dosáhne větší měrné chladivosti a pak dochází k expanzi chladiva. Ze vztahu 5.16 je patrné, že zvýšení měrné chladivosti zvýší i chladicí výkon zařízení. Což umožní použití menšího kompresoru. Pro zvýšení q_o se zapojují dochlazovače za kondenzátor, které jsou buď s vnější výměnou tepla nebo s vnitřní výměnou tepla. Dochlazovače s vnější výměnou tepla jsou vhodné, pokud je dostupná např. odpadní voda, která by podchlazovala chladivo. Výměníky s vnitřní výměnou tepla spojují nízkotlaké a vysokotlaké potrubí, které se vzájemně nemísí, pouze sdílejí teplo. Výměník je zapojen na vysokotlakém potrubí za kondenzátorem a na nízkotlakém potrubí před kompresorem. Jelikož uvnitř oběhu je energetická rovnováha, tak rozdíly entalpií na stranách vysokotlaké a nízkotlaké jsou si rovny $h_3 - h_{3'} = h_{1'} - h_1$. Z tohoto důvodu není vnitřní výměna výhodná u každého chladiva. Velice progresivní metoda, která se používá u tepelných čerpadel, je zapojení ekonomizéru do CHO za kondenzátor. Ekonomizérem proudí kondenzát, který je oddělen teplosměnnými plochami od vstříkovaného chladiva dalším expanzním ventilem. Vstříkované chladivo je nasáváno z potrubí mezi kondenzátorem a ekonomizérem. Vstříkované chladivo se v ekonomizéru odpaří a do kompresoru je přisávána nejprve přehřátá pára z výparníku a po částečné kompresi jsou přisávány páry z ekonomizéru. Tento oběh je výhodnější oproti oběhům s výměníky s vnitřní výměnou, jelikož nezatěžuje kompresor přehřátými parami, které mohou způsobovat přehřívání soustrojí a degradaci oleje. Oběh s ekonomizérem vyžaduje upravený kompresor pouze pro tuto aplikaci a komplikovanější armaturu, čili vyšší kapitál. [13]

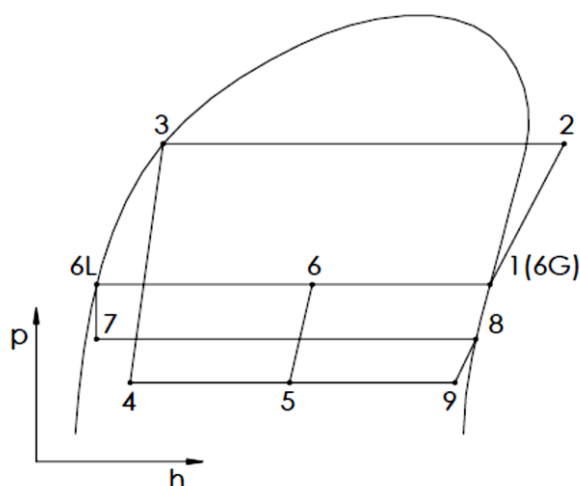
přeměněna na tlakovou. Směs par o stavu **6** pokračuje do středotlaké nádoby **SN**, kde se od sebe oddělí plynné a kapalně složky. Syté páry **1** (**6G**; G = gas) jsou nasávány kompresorem **K** a kondenzát **6L** (L = liquid) pokračuje do expanzního ventilu, kde je seškrcen na vypařovací tlak výparníku **7**. Po odpaření kapek ve výparníku pára o stavu **8** pokračuje opět do ejektoru, kde vlivem izoentropické změny klesne tlak na p_9 . V kompresoru po izoentropické změně dosáhnou páry stavu **2** a po ochlazení při stálém tlaku kondenzují v kondenzátoru **C** na stav **3**. Kondenzát je dále vstříkován do ejektoru a cyklus se znovu opakuje. Na obr. 10.12 je zapojení jednotlivých částí CHO s ejektorem. [14]

Obr. 10.13 Zapojení CHO s ejektorem



Při porovnání oběhů obr. 10.11 a 10.14 je patrný posun vstříkované mokré páry do výparníku blíže ke křivce syté kapaliny, což pozitivně ovlivňuje měrnou chladivost CHO. Také se posunul tlak stavu **1** nasávaných par blíže ke kondenzačnímu, což snižuje potřebný izoentropický výkon kompresoru.

Obr. 10.14 Znázornění zapojení CHO s ejektorem v p-h diagramu



10.3.1.2 Sorpční oběh

V tramvajových jednotkách HVAC jsou nejpoužívanější kompresorové CHO, jelikož chladicí faktor dosahuje nejvyšších hodnot oproti ostatním principům. Pro projekt tzv. Zelené tramvaje by bylo možné použít absorpční CHO. I přesto že u absorpčních CHO dosahuje chladicí faktor mnohem nižších hodnot než u kompresorových oběhů, bylo by použití hospodárné díky velkému množství odpadního tepla produkovaného trakčními motory. Dle informací ze Škoda Transportation jedinému trakčnímu motoru použitým na vozech 15T je třeba odvést odpadní teplo 20 kW, čili jedna trakční jednotka chladicí 4 elektromotory odvádí 80 kW. Pro funkci oběhu by byl potřebný výkon pro pohon čerpadla chladiva, ventilátorů a regulace, nebyl by již potřebný značný výkon pro pohon kompresoru. [13]

Základní výhodou všech sorpčních oběhů je absence kompresoru. V absorpčním oběhu se cyklu účastní chladivo a kapalný absorbent. Chladivo s absorbentem jsou vybírány, aby splňovaly podmínky: zeotropní, neomezeně mísitelné. Používané jsou: **NH₃-H₂O** (chladivo - absorbent) a **H₂O-LiBr** (chladivo - absorbent).

V adsorpčních obězích se používají tuhé látky pohlcující chladivo. Chladivo je pohlcováno za nízkého tlaku a přívodem tepla za vysokého tlaku vypuzeno. Jak vyplývá z principu, zařízení umožňuje pouze periodický běh, což způsobuje velké ztráty a snižuje chladicí faktor.

V resorpčním oběhu se nahrazují procesy kondenzace a vypařování resorpcí (opětnou absorpcí) a desorpcí (vypuzením). Tento oběh umožňuje hospodárné a tlakové výhodné zapojení, ale pro svojí složitost je ojediněle používaný.

Difúzní oběh odbourává nutnost zapojení čerpadla. Požadovaného tlaku pro dopravu v nízkotlaké části se dosahuje ne čerpadlem ale atmosférou inertního plynu, do něhož se chladivo vypařuje (odtud název CHO). Výhoda těchto oběhů je jejich tichý chod, a proto jsou používané především jako chladničky. Používá se oběh se čpavkem (chladivo), vodou

(absorbent) a vodíkem (inertní plyn). Energie nutná pro desorpci je dodávána spalováním plynu. [13]

Obr. 10.15 znázorňuje charakteristické děje pro absorpční oběh. Jako u kompresorových oběhů je absorpční rozdělčen čerpadlem a škrticími ventily **RV** na části nízkotlaké **p_o** a vysokotlaké **p_k**. Ve vysokotlaké části se nachází vypuzovač **G** a kondenzátor **C**. V nízkotlaké části je zapojen absorbér **A** a výparník **V**. Pro oběh platí energetická bilance:

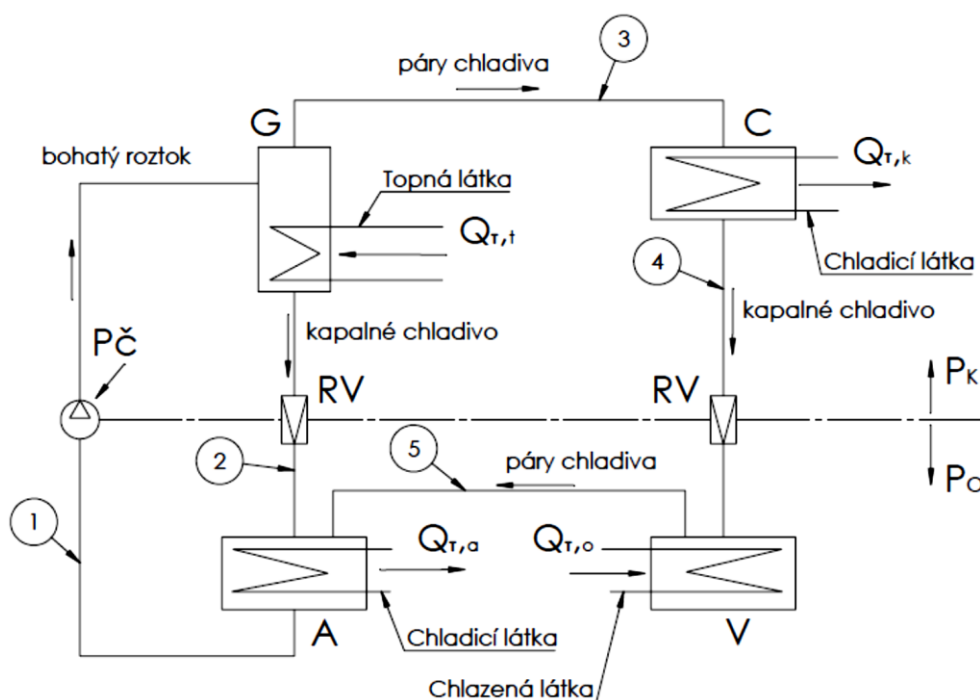
$$Q_{\tau,o} + Q_{\tau,t} + P_{\check{c}} = Q_{\tau,a} + Q_{\tau,k} \quad (10.23)$$

V absorbéru dochází k pohlcení par (chladivo) chudým roztokem (absorbent). Při ději vzniká teplo **Q_{τ,a}** teoreticky za stálého tlaku **p_o**. Po absorpci chladiva je bohatý roztok **1** dopraven čerpadlem do vypuzovače. Ve vypuzovači za dodávaného tepla **Q_{τ,t}** a stálého kondenzačního tlaku **p_k** se páry chladiva uvolňují a klesá koncentrace roztoku. Chudý roztok je seškrčen v expanzním ventilu na vypařovací tlak **p_o** (bod **2**) a vstříkovan do adsorbéru. Páry chladiva **3** z vypuzovače proudí do kondenzátoru, kde je odváděno teplo **Q_{τ,k}** a páry kondenzují. Kondenzát chladiva **4** je seškrčen na vypařovací tlak a vstříknut do výparníku. Kapky chladiva přijímají teplo **Q_{τ,o}** a vypařují se. Páry chladiva **5** proudí do absorbéru s chudým roztokem, aby byly opět pohlceny. [13]

Pro tramvaje by bylo možné zapojení vypuzovače do chladicího systému trakční jednotky a výparník (léto) by upravoval vzduch proudící do salónu s cestujícími. Pro reverzní zapojení (zima) by absorbér ohříval vzduch přiváděný pro cestující.

Jelikož takto provedený oběh nedosahuje dostačující účinnosti, je možné jej zefektivnit. Do větve s bohatým roztokem mezi čerpadlo a vypuzovač se zapojí výměník s vnitřní výměnou tepla jako u kompresorového chlazení. Bohatý roztok bude ohřívat proudící kapalina z vypuzovače do redukčního ventilu. Zapojení výměníku zkrátí dobu, než se bohatý roztok přivede na teplotu, kdy se páry chladiva vypařují a také samotná absorpce chladiva v absorbéru probíhá rychleji.

Obr. 10.15 Schéma zapojení absorpčního oběhu



10.3.2 Jednotlivá zařízení parního chladicího oběhu

10.3.2.1 Chladiva

Jeden z nejdůležitějších komponentů, ze kterých se CHO skládá, je provozní hmota, chladivo. Díky fyzikálním změnám dochází k vypařování a kondenzaci chladiva a CHO může fungovat. Termodynamické pochody uvnitř oběhu jsou závislé na vlastnostech chladiva. Pozitivní vlastnosti, podle kterých se chladiva posuzují, jsou rozsahy pracovních teplot a tlaků, nenáročná výroba a dostupnost, bezpečná manipulace nebo šetrnost k životnímu prostředí. Naopak vlastnosti, kterých se výrobce snaží vyhnout, jsou výbušnost, hořlavost, chemická nestálost, nepříznivý vliv na životní prostředí a konstrukci CHO.

Americká asociace ASHREA přiřazuje široké škále chladiv, co se používají, označení **RXXXY**. Písmeno **R** označuje chladivo Refrigerant. Na další pozici číslo 1-9 označuje typ chladiva, zda je přírodní, syntetické, jednosložkové nebo vícesložkové. Celé číselné označení u uhlovodíků je ve zkratce odvozeno z chemického složení. **Y** značí polohu uhlíku v molekule chladiva. Vícesložková zeotropní chladiva se označují **R4XXY**. **XX** označuje pouze pořadí, kdy bylo chladivo objeveno a **Y** zastoupení jednotlivých složek. **R5XX** označuje azeotropní vícesložková chladiva. Přírodní chladiva se značí **R7XX**, kde **XX** udává molární hmotnost. **R717** je čpavek NH_3 , **R744** oxid uhličitý CO_2 a **R718** voda H_2O . [15]

Syntetická chladiva jsou různé druhy uhlovodíků uměle vyrobených. Nejstarší jsou chlorované uhlovodíky označované anglickou zkratkou **CFC** (chlorofluorokarbon). První byly uvedeny firmou Du Pont, např. **R11**, **R12**. V roce 1933 bylo na trh uvedeno chladivo

chlordifluormethan CHClF_2 označené **R22**, které bylo po dlouhá léta nejvýznamnější. Anglicky byla tato skupina označena **HCFC**, tedy částečně halogenované uhlovodíky. Tato skupina byla po dlouhá léta považována za nejlepší. V 50. letech 20. století byla objevena ozonová díra nad Antarktidou a Austrálií a chladiva **CFC** byly označeny jako nejagresivnější. Z tohoto důvodu se vyvinula ekologická řada chladiv na bázi fluoru **HFC** (částečně halogenované bez chloru). Na trh byly uvedeny v letech 1992-1993, nejpoužívanější tohoto druhu je chladivo **R134a**. [15]

Díky vědeckým poznatkům byl a nátlaku OSN byl vypracován protokol, jehož cílem byl ve třech krocích postupný zákaz plně halogenovaných **CFC** látek narušujících ozonovou vrstvu. Protokol byl podepsán 1987 v kanadském městě Montreal, odtud **Montrealský protokol**. V roce 1997 v japonském městě Kjóto byla upravená verze přijata jako **Kjótský protokol**, jehož hlavním tématem byl vliv chladiv na globální oteplování a jejich omezení. Chladiva jsou ekologicky hodnocena dle základních dvou hledisek **ODP** a **GWP**. Na základě těchto faktorů se od chladiv postupně ustupovalo, nebo byly doporučovány jako náhrady. **ODP** Ozon Depletion Potential hodnotí vliv chladiva na ozonovou vrstvu. Pro výchozí hodnotu bylo použito chladivo **R11 ODP** = 1. Pro chladiva **HFC** je **ODP** = 0. U zmíněných chladiv je prokazatelný vliv na globální oteplování, což zohledňuje **GWP** Global Warming Potential. Pro výchozí hodnotu je použito oxidu uhličitého **GWP** = 1. [15]

Jelikož stoupá tlak na produkci chladiv z pohledu ekologie, jsou vyvíjena „chladiva budoucnosti“, i když produkce emisí touto technologií je kolem 12 – 16 % celkové produkce. Termodynamické vlastnosti jsou horší (nižší objemová chladivost) než u stávajících a tudíž klimatizace, které je budou používat, budou dražší o výkonnější kompresory a větší výměníky s použitým vedením. V roce 2009 společnosti Du Pont a Haneywell představily nový druh chladiv na bázi polyolefinů **HFO**. Představitelem tohoto druhu chladiv je **R1234yf**, jehož **GWP** = 4. Nahrazuje současné chladivo **R134a**, které je v současnosti v nových klimatizačních systémech automobilů zakázáno. U nového chladiva oproti stávajícímu je nebezpečí hořlavosti a při samotném hoření se mohou uvolňovat toxické plyny. Z těchto důvodů se používají směsi tohoto chladiva, které toto nebezpečí snižují nebo eliminují. [15]

Pro zvýšení životnosti kompresoru a snížení poruchovosti se v CHO používají oleje. Na oleje se ve chladírenství kladou požadavky na dobrou mísitelnost s použitým chladivem, pokud by tomu tak nebylo, docházelo by k jeho kumulaci v oblasti výparníku. Další podmínkou při výběru vhodného oleje je chemická stálost v širokém teplotním a tlakovém rozmezí a na výparníku při teplotách $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ a na výtlaku až $170\text{ }^{\circ}\text{C}$. V tomto rozmezí musí plnit svou funkci.

10.3.2.2 Oleje

Oleje se vyvíjeli s používanými chladivy. Pro čpavek, isobutan, propylen, R11 atp. se používalo minerální chladivo vyrobené z ropy. Vynikaly nízkou pohltivostí vody

Polysyntetické (alkylbenzenové oleje) také jako minerální oleje takřka nepohlcují vodu a byly používány pro chladivo R22. Byl vhodný do vypařovacích teplot $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Syntetické oleje (polyalfaolefiny) jsou univerzální pro stará neekologická chladiva, vyrábí se synteticky. S nástupem ekologických chladiv HFC se začaly používat PAG (polyalkylenglykol) oleje. Tyto oleje byly velice nevýhodné zejména pro svou nízkou odolnost vzdušné vlhkosti. Během 8 hodin otevřená nádoba s olejem byla znehodnocena. PAG oleje byly nahrazeny oleji POE (polyesterové), které daleko méně vážou vzdušnou vlhkost než oleje PAG. V dnešní době jsou nejpoužívanějšími mazacími oleji. [16]

10.3.2.3 Kompresory

Základní součástí parních (kompresorových) CHO jsou kompresory. Ve výparníku zajišťují dostatečný podtlak nutný pro vypařování a naopak v kondenzátoru udržují nutný přetlak pro kondenzaci chladiva. Je důležitým regulačním členem a energeticky nejnáročnějším komponentem oběhu. Při výběru kompresoru je třeba vycházet z požadavků daných dispozicí, potřeby hmotnostního průtoku chladiva a isoentropického výkonu. U tramvají je nezbytná nízká hlučnost, malé rozměry, nízká hmotnost a vysoká životnost. Kompresory se dělí:

- Objemové kompresory
 - S vratným pohybem pístu
 - Jednočinné
 - Souproudé
 - Protiproudé
 - Dvojčinné
 - S membránou
 - Rotační
 - S jedním hřídelem
 - Křídlový
 - Kapalinokružný
 - S valivým pístem
 - Spirálový
 - S dvěma hřídeli
 - Rootsův
 - Zubový
 - Šroubový
- Rychlostní kompresory
 - Turbokompresory

- Axiální
- Radiální
- Ejektory

Podle těsnosti dané výrobou:

- Ucpávkové kompresory
- Polohermetické kompresory
- Hermetické kompresory

Podle počtu stupňů komprese:

- Kompresory s jedním stupněm komprese
- Kompresory s více stupni komprese

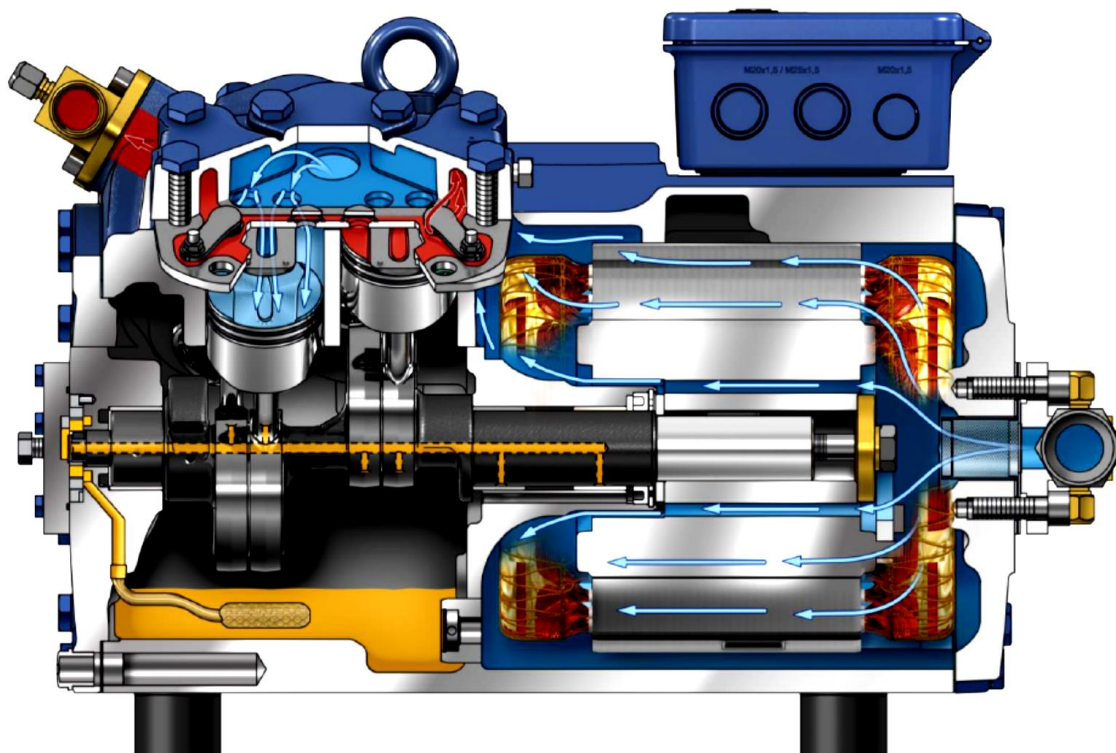
Pístové kompresory jsou velmi často používané v HVAC jednotkách v dopravních prostředcích. Jsou výhodné, jelikož nejsou vysoké, jsou odolné proti výkyvům počasí a zejména kompresory Bock regulovatelné v rozmezí od 30 do 100 % výkonu. Další výhodou pro kolejová vozidla je, že jsou dostupné výrobky splňující požadované normy.

Pístové kompresory se vyrábí v mnoha provedeních lišících se počtem válců 2 – 16, uložením válců do V, W, V V, hvězdy a protiběžné. Také se vyrábí zařízení s více stupni komprese. Existuje také provedení s volným pístem, kdy je spojen zážehový motor s kompresorem a kompresor pohání výfukové spaliny. Pro výkony v dopravních prostředcích jsou používané kompresory se čtyřmi válci do V.

Kompresie přehřáté páry probíhá stlačováním pístem ve válci. Plyn po dosažení konečného tlaku je vypuštěn ventily a pokračuje potrubím do kondenzátoru. Při vratném pohybu po dosažení podtlaku nutného pro otevření sacího ventilu je nasána pára z výparníku a cyklus se opakuje. V prostoru ventilů se nachází škodný prostor, který není možné při kompresy využít, proto se konstruktéři snaží navrhovat ventilové hlavy tak, aby byl škodný prostor co nejmenší. U kompresorů Bock je použita ventilová deska, kde jsou klasické ventily nahrazeny plíšky zakrývající otvory sání a výtlačky. Při počátku nebo konci procesu se plíšek prohne a plyn může proudit. Firma nedávno představila vylepšení, kde plíšky jsou nahrazeny kruhovými membránami. Sací membrána je po obvodu nad válcem na ventilové desce a výtlačná ve středu nad válcem. Toto vylepšení umožnilo rychlejší proudění přiváděných a odváděných par. Širokou možnost regulace umožňuje olejové hospodářství, které je hlavním limitem přípustných otáček kompresoru. Na klikovou hřídel pohánějící písty kompresoru je připojeno zubové čerpadlo rozvádějící olej k potřebným komponentům zařízení. Elektromotor je chlazen přivádějícími parami z výparníku. V případě kdy přiváděné páry neprochází

prostorem kompresoru, kompresor je chlazen ventilátorem. Obě řešení mají své výhody a nevýhody. Když je elektromotor chlazen parami, které mohou dosahovat teplot i $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ a elektromotor $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, jsou části motoru vystaveny extrémní zátěži a zkracuje se jejich životnost. Páry, které chladí motor, jsou ohřáty a je třeba navrhovat CHO tak, aby výstupní teplota z kompresoru nepřesáhla doporučenou výrobcem. Naopak když je kompresor chlazen ventilátorem, je možné navrhovat CHO s vyšší kondenzační teplotou. Nevýhoda chlazení ventilátorem je robustnost zařízení. Pístové kompresory jsou dostupné dle těsnosti v provedeníh ucpávkové, polohermetické a hermetické. U ucpávkových kompresorů není motor součástí, a proto jsou vhodné u klimatizací pro automobily a autobusy, kde je možné přes řemen kompresor pohánět vznětovým nebo zážehovým motorem. Polohermetické kompresory jsou s vyšší těsností než ucpávkové. Motor je součástí kompresoru. Při údržbě je možné zasahovat do zařízení. Tato koncepce je vhodná pro tramvaje a vlaky. Hermetické kompresory zahrnují elektromotor. Celé zařízení je v hermetickém obalu a není možné do něj zasáhnout.

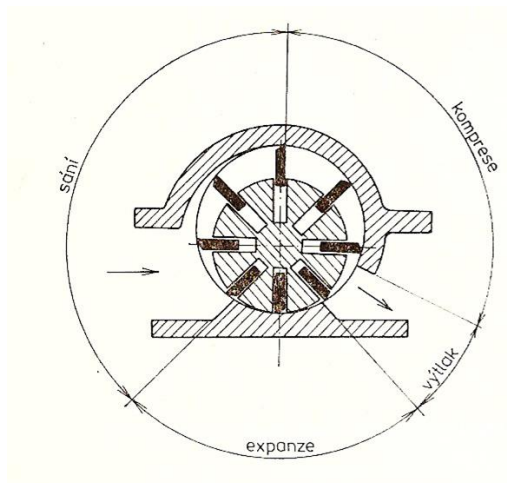
Obr. 10.16 Řez kompresorem Bock



Mezi rotačními kompresory se v chladírenství používají křídlové (lamelové). Tvoří je rotor s až třiceti lamelami volně vysouvateľnými. Rotor je umístěn dle schématu na obr. 10.17 excentricky ve válci. Při otáčení rotoru jsou lamely přitlačeny ke stěně válce a páry chladiva jsou nasávány. Prostor vymezený rotorem, válcem a lamelami se při každém natočení zmenšuje a probíhá komprese par. Stlačené páry pokračují do výtlačného potrubí. Výhody

všeobecně rotačních kompresoru oproti pístovým jsou menší rozměry, menší hlučnost a odolnost proti hydraulickým rázům.

Obr. 10.17 Křídlový kompresor



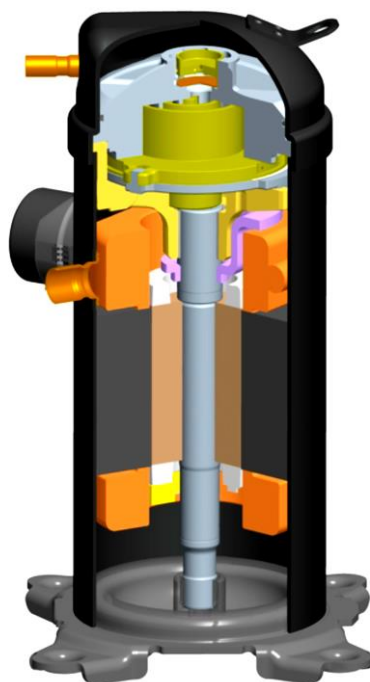
Dalším typem jsou rotační kompresory s valivým pístem. Vlastní kompresor se skládá z válcového pístu, jak je možné pozorovat na obr. 10.18 v dolní části pod elektromotorem, v tomto případě ze dvou válcových pístů. Oba písty jsou v protilehlých polohách na jedné hřídeli tak, aby byla rovnoměrně namáhána. Písty jsou excentricky uloženy jako vačky a otáčejí se v pevných komorách, kde vytvářejí srpečkovité prostory, čehož se využívá pro kompresi. Prostory sání a výtlaku jsou odděleny přepážkou přitlačovanou pružinou. Jak je vidět z řezu, kompresními komorami jsou nasávány páry a stlačené pokračují přes elektromotor, díky čemuž se dosahuje vysokých teplot na výtlaku kompresu ve vrchní části. Tato skutečnost může snížit životnost stroje a oleje. Hlavní výhody tohoto řešení jsou dobré mazání, plynulá regulovatelnost od 20 do 100 % výkonu, nízká hlučnost a malé rozměry. Kompresory se vyrábí v hermetickém provedení. [17]

Obr. 10.18 Dvourotací kompresor Toshiba [17]



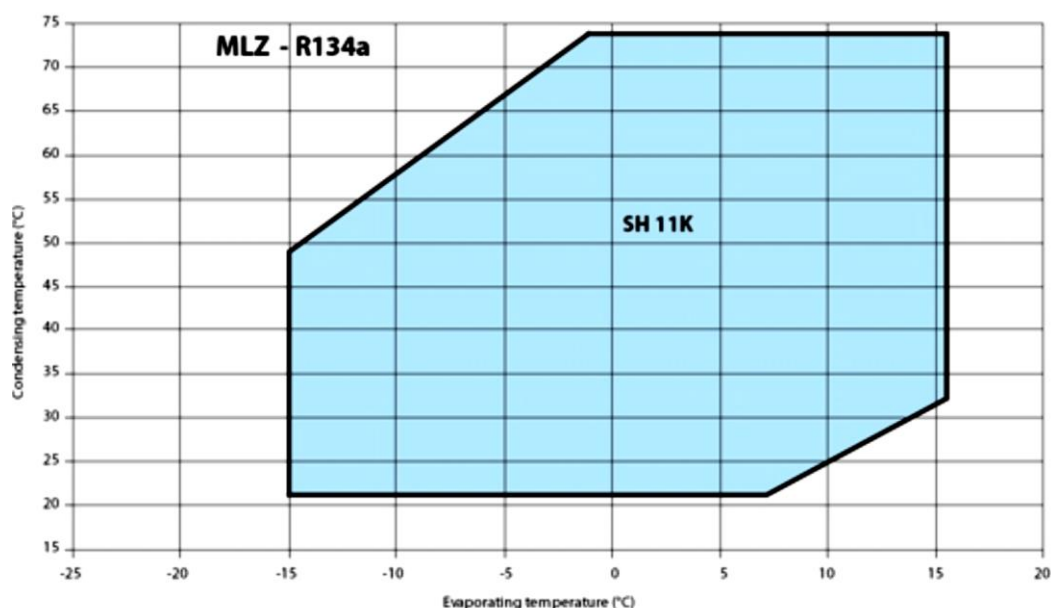
Velice významnou skupinou jsou rotační spirálové kompresory označované Scroll. Princip Scroll kompresorů byl již znám na počátku 20. století, ale až dnešní výroba je schopná tento typ kompresoru vyrobit. Skládá se ze dvou spirál, jedné pevné a druhé po ní se excentricky odvalující. Nasávaný plyn je mezi spirálami stlačován a ve střední části jsou horké páry odváděny z kompresoru. Tvar spirál vychází z evolventy, aby bylo zaručeno odvalování s minimálním třením a těsnost mezi spirálami. Výhodou této konstrukce je nízký počet součástí, použití pro velké rozmezí teplot a tlaků, nízká hlučnost, malé rozměry, konstantní výkon. Aby kompresor správně fungoval, musí být prostor mezi spirálami těsný, to je zajištěno mazáním. Z toho plyne jeho hlavní nevýhoda a to že pro správný chod zařízení a dlouho životnost je lepší otáčky kompresoru neregulovat. Oproti pístovému kompresoru komprese probíhá stále jedním směrem a Scroll nemá škodný prostor, který by snižoval jeho účinnost. Má stálý kompresní poměr bez možnosti regulace. U pístových kompresorů je možné otevíráním ventilů poměr měnit. Na obr. 10.19 je zobrazen řez hermetickým Scroll kompresorem Danfoss. Oproti kompresoru Toshiba na obr. 10.18 jsou nasávané páry z výparníku přes elektromotor, který je tak chlazen a posléze vstupují do prostoru mezi spirálami. Chlazení elektromotoru tímto způsobem zajistí odpaření kapek chladiva, pokud prošly do prostor kompresoru, tím je chráněn před hydraulickými rázy. To samé platí pro každý kompresor takto chlazený. Horké páry vystupují ve vrchní části kompresoru. U společností Danfoss a Copeland se liší utěsnění spirál v axiálním směru a samotné chlazení motoru, např. Mitsubishi, používá stejné chlazení jako dvourotací kompresor Toshiba. [15]

Obr. 10.19 Rotační spirálový kompresor Danfoss [18]



Společnosti zabývající se výrobou Scroll kompresorů vyvinuly nové druhy těchto kompresorů, které mají zlepšit jejich funkci a jsou použitelné pro různé aplikace. Digitální kompresory s pohyblivou hlavou a spojeným potrubím sacím a výtlačným regulovaným PMW ventilem dokáží regulovat tlak na výstupní straně, tento systém vyrábí společnost Copeland. Dalším kompresorem v portfoliu této společnosti je Scroll EVI (Economized Vapor Injection), tedy zařízení vhodné pro CHO s ekonomizérem, viz kap. 10.3.1.1. Pracovní prostor všech kompresorů je charakterizován rozpětím teplot vypařovacích a kondenzačních. Pracovní prostor je znázorněn na obr. 10.20. Tento kompresor může pracovat v přibližném rozmezí vypařovacích teplot od -15 do 15 °C a kondenzačních od 20 do 75 °C. Pracovní prostor je definován modrým polem. [18]

Obr. 10.20 Pracovní prostor kompresoru Scroll MLZ Danfoss pro chladivo R134s [18]



Šroubové kompresory se vyrábí jednorotorové nebo dvourotorové. V chladicí technice se těchto kompresorů používá především pro velké výkony. Vynikají svojí dlouhou životností, vysokými otáčkami 1 500 až 30 000 ot.min⁻¹, regulovatelné v širokém rozmezí a vysokými kompresními poměry. Jejich nevýhoda je poměrně vysoká hlučnost, pořizovací cena a cena servisu. Rychlostní kompresory jsou požívané pro výkony v řádech MW. Je možné také regulovat v širokém rozmezí, především u turbokompresorů Turbocor. Tyto kompresory nemusí mít olejové hospodářství, jelikož hřídel turbín je uložena v magnetických ložiscích. Olej v chladivu snižuje chladicí efekt celého zařízení, proto výrobky Turbocor mohou dosahovat dobrých výsledků. Šroubové ani rychlostní kompresory nejsou vhodné pro CHO v HVAC jednotkách dopravních prostředků pro svoje vysoké výkony a v případě šroubových kompresorů také pro velkou hlučnost. Je možné, že magnetická ložiska budou v budoucnu aplikovány i pro malé kompresory, což by výrazně ovlivnilo hospodárny provoz HVAC jednotek. [15]

10.3.2.4 Výměníky tepla

Pro výměníky tepla kondenzátorů a výparníků CHO HVAC jednotek tramvají se používají žebrované trubky. Žebra jsou společná pro více trubek, což zajišťuje velkou teplosměnnou plochu, jelikož chlazený nebo ohříváný vzduch má nízký součinitel přestupu tepla a nízkou tepelnou kapacitu. Samotné výměníky využívají suchého principu, z důvodu nízké potřeby chladiva. Trubky jsou v řadách nad sebou a ve sloupcích dle potřeby výkonu a dispozice. Jsou především kruhového průřezu, pro zlepšení přestupu tepla se na vnitřní stranu vlisovává spirála (turbulátor). Také na samotných žebrech (lamelách) jsou prolisy

zvyšující součinitel přestupu tepla. Několik trubek je pospojovaných kolínky a tvoří spojitý meandr. Horké páry jsou z kompresoru přiváděny do rozvaděče, odkud pokračují do jednotlivých meandrů (sekcí). Chladivo pak proudí v sekcích, které jsou uspořádány tak, aby bylo využito protiproudu a zvýšil se odvod tepla z CHO. Jednotlivé sekce se spojují a kondenzát pokračuje do zásobníku chladiva.

Při navrhování výměníků pro CHO je třeba respektovat vstupní hodnoty, a to výkon, rozměry, druh ohřívaného nebo chlazeného média, teploty medií a použití, zda výměník bude plnit funkci výparníku nebo kondenzátoru. V případě výparníku je třeba co nejvíce tepla odebrat proudícímu vzduchu, proto se na lamely nanáší hydrofilní vrstva (modrá), která zvyšuje přitažlivost vodních kapek. Vodní kapky mají větší tepelnou kapacitu, a tedy odevzdají více tepla parám ve výparníku. U výparníků je třeba předcházet akumulaci oleje a tvorbě námrazy, pokud se teplota vypařování pohybuje v podnulových teplotách. V případě zvýšené pravděpodobnosti tvorby námrazy se oproti kondenzátoru volí větší vzdálenost mezi lamelami. Proti zamrznutí výparníku slouží různé úpravy CHO, a to přepouštění horkých par z kompresoru nebo elektrický ohřev lamel, např. pomocí topného bloku. V případě kondenzátoru je třeba co nejvíce tepla odvést, a proto se na lamely nanáší hydrofobní vrstva, která slouží v případě proudění vzduchu s kapkami vody k rozstříku kapek, čímž se zvýší možnost jejich odpaření. Odpařením se z kondenzátoru odebere navíc latentní teplo. Kondenzátor i výparník jsou nejčastěji složeny z měděných trubek, na sobě mají nalisované hliníkové lamely a jsou spojené pájenými měděnými kolínky. V případě agresivnějšího prostředí bývají lamely silnější, např. v přímořských státech nebo ve vlacích pro případ nárazů tlakových vln vzduchu.

Používá se mnoho konstrukcí výměníku v chladírenství a v dopravních prostředcích by mohly být použity deskové nebo trubkové (trubka v trubce) výměníky. Oba typy výměníků by mohly najít uplatnění u oběhů s vnitřní výměnou tepla nebo v zapojení s ekonomizérem. Výměník trubka v trubce se skládá z trubky vnější a trubky vnitřní. Kolem vnitřní trubky je spirála. Vnitřní trubkou proudí kapalina a vnější trubkou proudí pára v protiproudu. Pára je v kontaktu se spirálou, jelikož má nižší tepelnou kapacitu. Deskové výměníky dosahují vysokých hodnot součinitelů prostupu tepla. Skládají se z prostorů oddělenými deskami, v nichž se střídají látky sídlící a přijímající teplo. Rovnoměrné zásobování všech prostor médiem zajišťuje distributor. Dále pro klimatizaci je možné použít lamelový výměník s mikrokanály. Je konstruován ze sloupce plochých řad, v nichž se nachází mikrokanály, prostor mezi řadami je vyplněn plechovou mříží, mezi níž proudí vzduch. Mikrokanály proudí chladivo. Takto se zvyšuje hodnota prostupu tepla konstrukcí mezi chladivem a chlazeným nebo ohřívaným vzduchem, díky čemuž se může docílit značného snížení hmotnosti a rozměrů výměníku. Toto řešení není úplně vhodné pro výparníky, jelikož kondenzující kapky vody mezi řadami s mikrokanály a plechovou mříží mohou špatně odtékat. Pokud by vypařovací teplota byla pod 0 °C, výměník by rychle zamrzal. Velice často se tyto výměníky používají v automobilové klimatizaci. [15]

10.3.2.5 Komponenty zajišťující regulaci a bezpečný chod oběhu

Expanzní ventil je prvek CHO, který odděluje část vysokotlakou od nízkotlaké. Vstříkují chladivo do výparníku, které expanduje na nižší tlak. Zajišťuje, aby s veškeré kapalné chladivo odpařilo a tím chrání kompresor. Nejjednodušší expanzní ventily jsou manuální automatické, které pouze udržují konstantní tlak ve výparníku. Používanější jsou termostatické, které udržují stálou teplotu přehřátí chladiva vystupujícího z výparníku. Malé přehřátí chrání kompresor před kapkami chladiva, velké přehřátí může způsobit přehřívání kompresoru a snižuje účinnost výparníku. Z tohoto důvodu se minimálně používají automatické expanzní ventily. Jelikož teplota na výstupu z výparníku nevyovídá o stavu chladiva, je třeba regulovat také tlak. Vyrábí se dvě konstrukční varianty termostatických expanzních ventilů, a to s vnitřním vyrovnáním tlaků a vnějším. Termostatické ventily se skládají ze samotného škrticího ventilu, kde je nastavené přepětí pomocí pružiny na membráně. Membrána tlačí na škrticí jehlu. Z opačné strany membrány je komora spojená přes kapiláru s tykavkou. Komora, kapilára a tykavka jsou vyplněny tekutinou. Tykavka je připevněna na potrubí za výparníkem směřující ke kompresoru. Pokud v potrubí chladivo překročí požadované přehřátí, kapalina zvětší svůj objem, tlak na membránu se zvětší, překročí přepětí v pružině a škrticí jehla se nadzvedne. Chladivo je pak vstříkováno do výparníku. U expanzních ventilu s vnitřním vyrovnáním tlaků působí na membránu pružina uzavírající ventil a tlak na vstupu výparníku. Tento způsob není dostatečně přesný, jelikož chladivo na výstupu z výparníku může mít jiný tlak vlivem ztrát na potrubí nebo díky přerušovanému chodu CHO. Z těchto důvodů je vhodnější expanzní ventil s vnějším vyrovnáním tlaku, kde je druhá kapilára spojena s potrubím za výparníkem s ventilem. Opět proti membráně působí tlak chladiva a předepjatá pružina. Nejpresnější regulace se docílí použitím elektrického expanzního ventilu s krokovým motorem vstříkujícím chladivo dle požadavků celého CHO. [15]

Bezpečný chod a potřebný výkon CHO zajišťují regulátory. Regulátory se dělí na mechanické nebo elektrické. Dle funkce se dělí na regulátory tlaku, teploty, otáček, hladiny chladiva a maziva. Speciální regulátory mohou regulovat vlhkost, hluk apod. Regulátor sacího tlaku kompresoru chrání kompresor zejména při rozběhu, kdy je potřebný velký příkon kompresoru a jeho vlastní ochrana by ho mohla zastavit. Regulátor vypařovacího tlaku je nastaven ne na tlak před kompresorem jako regulátor sacího tlaku kompresoru, ale na tlak ve výparníku. Důvodem je snaha předejít námraze na výparníku. Regulaci je také možné provést pomocí obtoku horkými parami z výtlačného potrubí kompresoru umístěným mezi výparníkem a expanzním ventilem, v případě regulace sání před kompresorem. Regulátor výtlačného tlaku bývá pro udržení určitého rozdílu tlaku potřebného pro správnou funkci expanzního ventilu. Regulace se provádí zaplavováním kondenzátoru, čímž stoupá tlak v kondenzátoru. Regulátor teploty se umísťuje před kompresor z důvodu ochrany oleje a kontroly přehřátí. Regulátory otáček se používají při řízení motorů ventilátorů, čerpadel

a kompresorů, pro regulaci průtoku média. Regulátor hladiny hlídá hladinu ve sběrači chladiva nebo hladinu oleje. CHO jako tlaková nádoba musí být dle předpisů vybaveny pojistnými ventily chránícími oběh před nebezpečným stoupaním tlaků.

Pro servis CHO a ochranu je zapotřebí průhledítka s indikátorem vlhkosti. Průhledítka je umístěno před expanzním ventilem a je možné kontrolovat, zda je k ventilu přiváděn pouze kondenzát (bez bublinek). Pokud by průhledítka indikovalo vlhkost, hrozilo by zamrznutí expanzního ventilu. Za kondenzátorem ve směru k expanznímu ventilu bývá zapojen sběrač chladiva, jehož funkcí je shromažďovat kondenzát a zásobovat jím expanzní ventil. Jelikož páry chladiva strhávají olej nutný pro mazání kompresoru, umísťuje se do výtlačného potrubí odlučovač oleje. Odlučovač z par chladiva odlučuje olej a olej je vypouštěn do kompresoru. Odlučovač oleje není nutný pro malé oběhy s malým množstvím chladiva a s kompresory nízkých výkonů. Pro zajištění toku chladiva ve správném směru slouží zpětné ventily. Vlhkost v oběhu pohlcuje dehydrátor. V oběhu jsou dále zapojeny servisní ventily pro doplnění chladiva nebo výměnu komponent. Před kompresorem je zapojený nízkotlaký presostat a za kompresorem vysokotlaký pro zvýšení jeho ochrany. [15]

11 Návrh klimatizačního zařízení

Klimatizační jednotka je navržena pro tříčlánkovou tramvaj 15T Škoda Transportation, která je určena pro město Praha. Jednotka je typu HVAC. Cílem návrhu je zajistit snížení energetické náročnosti jednotky, hmotnosti, rozměrů a především dospět k univerzálnímu řešení pro nízkopodlažní tramvaje. Návrh vychází z údajů poskytnutých Škoda Transportation. Vytipování jednotlivých dílů proběhlo ve spolupráci se společností ALFACO a výsledky byly prokonzultovány se společností Thermo King. Tramvaj 15T je specifikována v kap. 8.2. Podklady pro návrh chladícího a topného výkonu jednotky byly zpracovány v kap. 9 až 10.2.

11.1 Výpočet tepelných zisků

Pro samotný návrh HVAC jednotky je nezbytný výpočet tepelných zisků a ztrát. Výpočty byly provedeny dle normy ČSN 73 0548. Výpočet se provádí pro stojící tramvaj vystavenou slunci při maximálním obsazení cestujícími a za běhu technologií. [19]

Venkovní součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_e = 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Vnitřní součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_i = 8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Průběh teplot venkovního vzduchu:

$$t_e = t_{e,max} - A \cdot [1 - \sin(15\tau - 135)] \quad (11.1)$$

t_e	venkovní teplota	(°C)
$t_{e,max}$	maximální teplota v příslušném dni	(°C)
A	amplituda kolísání teplot	(K)
τ	sluneční čas	(hod)

Dle ČSN EN 14 750-1 a ČSN 73 0548 dosazeny hodnoty extrémů pro léto:

$$t_e = 35 - 7 \cdot [1 - \sin(15 \cdot 15 - 135)] \quad (11.2)$$

$$t_e = 35 \text{ °C}$$

Polohy slunce

Sluneční deklinace (°):

$$\sigma = -23,5 \cdot \cos(30M) \quad (11.3)$$

M číslo měsíce (1-12)

V Praze je dosaženo nevyšších teplot v termínu 21. července 15:00:

$$\sigma = -23,5 \cdot \cos(30 \cdot 7) \quad (11.4)$$

$$\sigma = 20,35 \text{ °}$$

Výška slunce nad obzorem h (°) pro 50° severní šířky ČR:

$$\sinh = 0,766 \cdot \sin\sigma - 0,643 \cdot \cos\sigma \cdot \cos(15\tau) \quad (11.5)$$

$$h = \arcsin(0,766 \cdot \sin 20,35 - 0,643 \cdot \cos 20,35 \cdot \cos(15 \cdot 15)) \quad (11.6)$$

$$h = 43,842^\circ$$

Sluneční azimut a (°):

$$\sin a = \frac{\sin(15\tau) \cdot \cos \tau}{\cosh} \quad (11.7)$$

$$a = 66,809^\circ$$

Úhel mezi normálou osluněného povrchu a směrem paprsku Θ (°)

Pro svislou stěnu:

$$\cos \Theta = \cosh \cdot \cos(a - \gamma) \quad (11.8)$$

Pro vodorovnou stěnu:

$$\cos \Theta = \sinh \quad (11.9)$$

γ azimutový úhel normály stěny (°)

Tab. 11-1 Hodnoty azimutového úhlu (°)

	S	SV	V	JV	J	JZ	Z	SJ
γ	0	45	90	135	180	225	270	315

Intenzita sluneční radiace I (Wm^{-2})

Intenzita přímé sluneční radiace (vodorovné stěny):

$$I_D = 1350^{-z} \cdot \left(\frac{16-H}{\sinh} \right)^{0,8} \quad (11.10)$$

H nadmořská výška (km)

z součinitel znečištění atmosféry (-)

Intenzita přímé sluneční radiace (svislé stěny):

$$I_D = 1350^{-z} \cdot \left(\frac{16-H}{\cosh \cdot \cos(a-\gamma)} \right)^{0,8} \quad (11.11)$$

Tab. 11-2 Hodnoty intenzity přímé sluneční radiace (W.m-2)

	S	SV	V	JV	J	JZ	Z	SJ	VOD
I_D	138	138	138	138	340	611	605	325	634

VOD vodorovná stěna

Intenzita difuzní sluneční radiace:

$$I_d = \left[1350 - I_D - (1080 - 1,4I_D) \cdot \sin^2 \frac{\alpha}{2} \right] \cdot \frac{\sinh}{3} \quad (11.12)$$

Tab. 11-3 Hodnoty intenzity difuzní sluneční radiace (W.m-2)

	S	SV	V	JV	J	JZ	Z	SJ	VOD
I_d	176	176	176	176	163	145	145	165	165

Celková intenzita sluneční radiace:

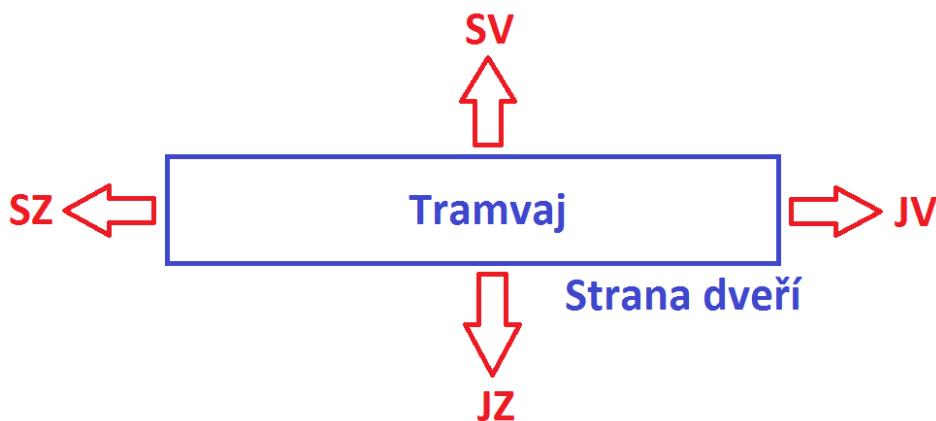
$$I_c = I_D + I_d \quad (11.13)$$

Tab. 11-4 Hodnoty celkové sluneční radiace (W.m-2)

	S	SV	V	JV	J	JZ	Z	SJ	VOD
I_c	314	314	314	314	485	756	750	490	799

Z velikostí hodnot celkové sluneční radiace vyplývá nejhorší možné natočení tramvaje vůči slunci, kdy je tramvaj nejvíce zatížena sluneční radiací. Natočení tramvaje je znázorněno na obr. 11.1.

Obr. 11.1 Natočení tramvaje vůči slunci



Tab. 11-5 Velikosti teplosmenných ploch tramvaje

Teplosmenné plochy tramvaje	(m²)
Plocha oken, strana dveří - $S_{ok,d}$	39,34
Plocha oken, strana bez dveří - $S_{ok,bd}$	35,74
Plocha okna, strana řidiče - $S_{ok,r}$	4
Plocha okna, zadní strana - $S_{ok,z}$	4
Plocha stěny, strana dveří - $S_{st,d}$	28,9
Plocha stěny, strana bez dveří - $S_{st,d}$	32,5
Plocha stěny, strana řidiče - $S_{st,r}$	1,1
Plocha stěny, zadní strana - $S_{st,z}$	1,1
Plocha střechy - $S_{stř}$	60,9
Plocha podlahy - S_{pod}	62,6

Tab. 11-6 Hodnoty jednotlivých součinitelů prostupu tepla stěn tramvaje U

Stěny tramvaje - označení	(W/m²K)
Střecha - $U_{stř}$	2,35
Strop - U_{str}	2,35
Podlaha - U_{pod}	1,92
Stěny - U_{st}	2,2
Okna - U_{ok}	5,75

Tepelné zisky – okna

Tepelné zisky konvekcí:

$$Q_{\tau,ok,k} = U_{ok} \cdot \Sigma S_{ok} \cdot (t_e - t_i) \quad (11.14)$$

$$Q_{\tau,ok,k} = 4\,278 \text{ W}$$

Tepelné zisky radiaci:

$$Q_{\tau,ok,r} = \Sigma S_{ok} \cdot I_D \cdot c_o \cdot s \cdot n_{ok} \quad (11.15)$$

c_o korekce čistoty atmosféry (-)

s stínící součinitel (-)

n_{ok} počet oken (-)

Na tramvaji 15T je použito zdvojené reflexní sklo, proto je použit pro výpočet stínící součinitel:

$$s = 0,3$$

$$Q_{\tau,ok,r} = 13\,250\text{ W}$$

Tepelné zisky stěn, stropu a podlahy Q (W)

Teplota venkovního povrchu stěn (°C) dle natočení ke slunci:

$$t_r = t_e + \frac{\varepsilon \cdot I_c}{\alpha_e} \quad (11.16)$$

ε součinitel proměnné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci (-)

$$t_{r,SV} = 47,56\text{ °C}$$

$$t_{r,JZ} = 65,24\text{ °C}$$

$$t_{r,SZ} = 54,6\text{ °C}$$

$$t_{r,JV} = 47,56\text{ °C}$$

$$t_{r,stř} = 66,96\text{ °C}$$

$$t_{r,pod} = 35\text{ °C}$$

$$Q_{\tau} = U \cdot S \cdot (t_r - t_i) \quad (11.17)$$

Teplota interiéru je zvolena dle obr. 9.5 $t_i = 26\text{ °C}$.

Celkové tepelné zisky stěnami, stropem a podlahou

$$Q_{\tau,s,celek} = 11,1\text{ kW}$$

Tepelné zisky od cestujících Q_{os} (W):

Tepelné zisky od cestujících jsou součtem vnímaného tepla a latentního tepla.

$$Q_{\tau,os} = 120\text{ W}$$

Celkové tepelné zisky od cestujících:

$$Q_{\tau,os,c} = \text{počet cestujících} \cdot Q_{os} \quad (11.18)$$

Tepelné zisky od technologií uvnitř salónu s cestujícími a kabiny řidiče:

$$Q_{\tau,tech} = 1100 \text{ W}$$

Celkové tepelné zisky (salónu):

$$Q_{\tau,zisk} = \Sigma Q_{\tau} \quad (11.19)$$

Tab. 11-7 Tepelné zisky

Teplosměnné plochy tramvaje	(W)
Tepelné zisky okny konvekcí	4 278
Tepelné zisky okny radiací	13 250
Tepelné zisky stěny, strana dveří	2 495
Tepelné zisky stěny, strana bez dveří	1 542
Tepelné zisky stěny, strana řidiče	52
Tepelné zisky stěny, zadní strana	69
Tepelné zisky stropu	5 862
Tepelné zisky podlahy	1 082
Tepelné zisky od osob	24 000
Tepelné zisky od technologií, osvětlení	1 100
Celkové tepelné zisky	53 620

11.2 Výpočet tepelných ztrát

Výpočet tepelných ztrát $Q_{\tau,ztr}$ (W) se provádí pro stojící tramvaj bez cestujících, která není zahřívána sluncem ani technologiemi. Dle ČSN EN 14 750-1 je nejnižší t_e pro výpočet $-20 \text{ }^\circ\text{C}$. Jelikož tyto teploty se v Praze nevyskytují, je možné po dohodě se zadavatelem zakázky počítat s nejnižší venkovní teplotou $-10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pro výpočet tepelných ztrát se vychází ze vztahu (6.22). Teplota interiéru je zvolena dle obr. 9.5 $t_i = 19 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Q_{\tau} = U \cdot S \cdot (t_e - t_i) \quad (11.20)$$

Tab. 11-8 Tepelné ztráty

Teplosměnné plochy tramvaje	(W)
Tepelné ztráty, okna	18 635
Tepelné ztráty, stěny	5 457
Tepelné ztráty, strop	4 560
Tepelné ztráty, podlaha	5 737
Celkové tepelné ztráty	34 389

Pro nejnižší venkovní teplotu -10 °C:

$$Q_{\tau,ztr} = 25\,571 \text{ W}$$

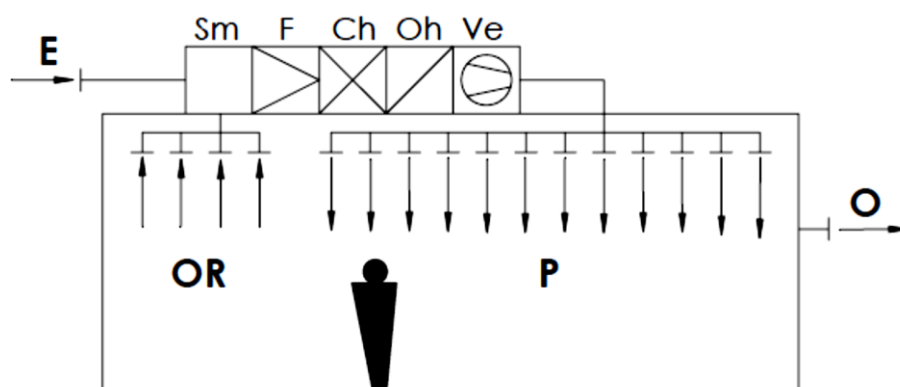
11.3 Psychometrický výpočet

Letní provoz:

Vstupní hodnoty pro psychometrický výpočet vychází z letních venkovních klimatických podmínek a požadovaných parametrů v salónu pro cestující, definovaných v kap. 9.3. Venkovní vzduch je o teplotě $t_e = 35 \text{ °C}$ a relativní vlhkosti $\phi_e = 0,5$. Cílem je dosáhnout v salónu $t_i = 26 \text{ °C}$ o relativní vlhkosti $\phi_i = 0,5$, dále přivádět dostatek čerstvého vzduchu pro počet cestujících $n = 200$. Podmínky uvnitř salónu musí být v souladu s hygienickými požadavky.

Obr. 11.2 zobrazuje schéma návrhu jednotky upravující venkovní vzduch **E** směřovaný s recirkulačním **OR**. Směs vzduchu **S** nejprve projde filtrem **F** a pak je dle potřeby zchlazena chladičem **Ch** nebo ohřáta topením **Oh**. Vzduch je poháněn radiálním ventilátorem **Ve**. Upravený vzduch **P** je rozváděn vzduchovody do salónu.

Obr. 11.2 Schéma úpravy vzduchu v salonu cestujících



Produkce páry osobou při lehké činnosti:

$$m_{\tau,pára,os} = 244 \text{ g.hod}^{-1}$$

Produkce páry cestujícími:

$$m_{\tau,pára} = 48,8 \text{ kg.hod}^{-1}$$

Přiváděný čerstvý vzduch pro osobu:

$$V_{\tau,e,os} = 13,5 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

Přiváděný čerstvý vzduch pro všechny cestující:

$$V_{\tau,e} = 2700 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

Hustota čerstvého vzduchu:

$$\rho_e = 1,12 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Množství (odváděného) recirkulovaného vzduchu:

$$V_{\tau,OR} = 6900 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

Objem tramvaje:

$$O = 177,4 \text{ m}^3$$

Intenzita větrání a intenzita výměny vzduchu:

$$I = 15,22 \text{ l} \cdot \text{hod}^{-1}$$

$$I_P = 54,11 \text{ l} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Pro výpočet jsou zvoleny hodnoty:

Rozdíl teploty přiváděného vzduchu do salónu a teploty vzduchu uvnitř salónu:

$$\Delta t_{i,P} = 8 \text{ K}$$

Teplota přiváděného vzduchu:

$$t_P = 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

Relativní vlhkost přiváděného vzduchu:

$$\varphi_P = 0,7$$

Množství přiváděného vzduchu do salónu s cestujícími:

$$V_{\tau,P} = V_{\tau,e} + V_{\tau,OR} \tag{11.21}$$

$$V_{\tau,P} = 9600 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

Hustota přiváděného vzduchu:

$$\rho_P = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Měrná entalpie přiváděného vzduchu:

$$h_P = 42 \text{ kJ/kg}_{s.v.}$$

Měrná vlhkost přiváděného vzduchu:

$$x_P = 9 \text{ g/kg}_{s.v.}$$

Hmotnostní tok přiváděného vzduchu:

$$m_{\tau,P} = V_{\tau,P} \cdot \rho_P \tag{11.22}$$

$$m_{\tau,P} = 3,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Měrná vlhkost páry:

$$x_{pára} = 13,5 \text{ g/kg}_{s.v.}$$

Smíšení páry se vzduchem

Výsledná měrná vlhkost:

$$x_{P,pára} = \frac{m_{\tau,P} \cdot x_P + m_{\tau,pára} \cdot x_{pára}}{m_{\tau,P} + m_{\tau,pára}} \tag{11.23}$$

$$x_{P,pára} = 9,17 \text{ g/kg}_{s.v.}$$

Produkcí par cestujících se vlhkost přiváděného vzduchu výrazně nezvýší.

Parametry recirkulačního vzduchu:

$$Q_{\tau,zisk} = m_{\tau,P} \cdot \Delta h_{P,OR} \tag{11.24}$$

$$\Delta h_{P,OR} = \frac{Q_{\tau,zisk}}{m_{\tau,P}} \quad (11.25)$$

$$\Delta h_{P,OR} = h_{OR} - h_P \quad (11.26)$$

$$h_{OR} = 58,75 \text{ kJ/kg}_{s.v.}$$

$$t_{OR} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\varphi_{OR} = 0,3$$

$$x_{OR} = x_{P,pára}$$

$$\rho_{OR} = 1,12 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$m_{\tau,OR} = V_{\tau,OR} \cdot \rho_{OR} \quad (11.27)$$

$$m_{\tau,OR} = 2,15 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Parametry čerstvého vzduchu:

$$h_e = 83 \text{ kJ/kg}_{s.v.}$$

$$x_e = 18 \text{ g/kg}_{s.v.}$$

$$\rho_{OR} = 1,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$m_{\tau,e} = V_{\tau,e} \cdot \rho_e \quad (11.28)$$

$$m_{\tau,e} = 0,83 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Smíšení recirkulačního a čerstvého vzduchu

Parametry směsi S:

$$x_S = \frac{m_{\tau,OR} \cdot x_{OR} + m_{\tau,e} \cdot x_e}{m_{\tau,OR} + m_{\tau,e}} \quad (11.29)$$

$$x_S = 10,2 \text{ g/kg}_{s.v.}$$

$$h_e = 83 \text{ kJ/kg}_{s.v.}$$

$$t_e = 33,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Hmotnostní tok kondenzátu ze vzduchu:

$$m_{\tau,w} = (x_S - x_P) \cdot m_{\tau,S} \quad (11.30)$$

$$m_{\tau,w} = 3,2 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$$

Celkový chladicí výkon:

$$Q_{\tau,ch,c} = m_{\tau,P} \cdot (h_S - h_P) \quad (11.31)$$

$$Q_{\tau,ch,c} = 70,4 \text{ kW}$$

Dle koncepce 15T je potřebný chladicí výkon pro úpravu vzduchu rozdělován mezi tři HVAC jednotky nad salóny s cestujícími a jednu HVAC jednotku určenou pro řidiče. Výrobce tramvaje doporučuje chladicí výkon pro řidiče 6 kW. Chladicí výkon jedné salónové jednotky je pak $Q_{\tau,ch} = 21,5 \text{ kW}$. Při volbě relativní vlhkosti přiváděného vzduchu $\phi_P = 0,5$ se návrh jednotky v Mollierově diagramu (obr. 11.2) posune doleva a výsledný $Q_{\tau,ch} = 27,2 \text{ kW}$. Z tohoto důvodu je snaha návrh jednotky orientovat doprava. Teplota chladiče vyjde vyšší a tím i klesnou spojené náklady na CHO.

Zimní provoz:

Podklady pro výpočet jsou uvedeny v kap. 9.2. Doporučená extrémní venkovní teplota v zimním období t_e dosahuje až $-20 \text{ }^\circ\text{C}$, o relativní vlhkosti $\phi_e = 1$. Oproti letnímu provozu je nižší objemový tok přiváděného čerstvého vzduchu na osobu, $V_{\tau,e,os} = 10 \text{ m}^3\cdot\text{hod}^{-1}$. Návrh výkonů topných jednotek uvnitř salónu a ve ventilační jednotce je počítán pro tramvaj vystavenou mrazu bez cestujících a tepelných zisků. K výkonu je přičtena rezerva pro rychlejší vytopení prostoru na požadovanou teplotu, proto je výkon navrhovaný pro vnitřní teplotu $t_i = 19 \text{ }^\circ\text{C}$. Skutečná regulační křivka se pohybuje v mnohem nižších hodnotách, které se slučují s požadavky zadavatele zakázky. Topení v salónu pokrývá velkou část tepelných ztrát a topení ve ventilační jednotce především ohřívá přiváděný vzduch. V návrhu lze předpokládat teplotu recirkulačního vzduchu $t_{OR} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$.

Přiváděný čerstvý vzduch pro všechny cestující:

$$V_{\tau,e} = 2000 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

Hustota čerstvého vzduchu:

$$\rho_e = 1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Množství (odváděného) recirkulovaného vzduchu:

$$V_{\tau,OR} = 5120 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

Množství přiváděného vzduchu do salónu s cestujícími:

$$V_{\tau,P} = 7120 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$$

Pro výpočet jsou zvoleny hodnoty:

Rozdíl teploty přiváděného vzduchu do salónu a teploty vzduchu uvnitř salónu:

$$\Delta t_{i,P} = 3 \text{ K}$$

Teplota přiváděného vzduchu:

$$t_P = 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

Hustota přiváděného vzduchu:

$$\rho_P = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Topení probíhá bez kondenzace vodních par obsažených ve vzduchu, takže se jeho měrná vlhkost nemění. Jelikož je výpočet prováděn bez cestujících, vlhkost vzduchu nestoupá.

Parametry směsi venkovního:

$$h_s = \frac{m_{\tau,OR} \cdot h_{OR} + m_{\tau,e} \cdot h_e}{m_{\tau,OR} + m_{\tau,e}} \quad (11.32)$$

$$h_s = 10,76 \text{ kJ/kg}_{s.v.}$$

$$t_s = 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Celkový topný výkon ventilační jednotky:

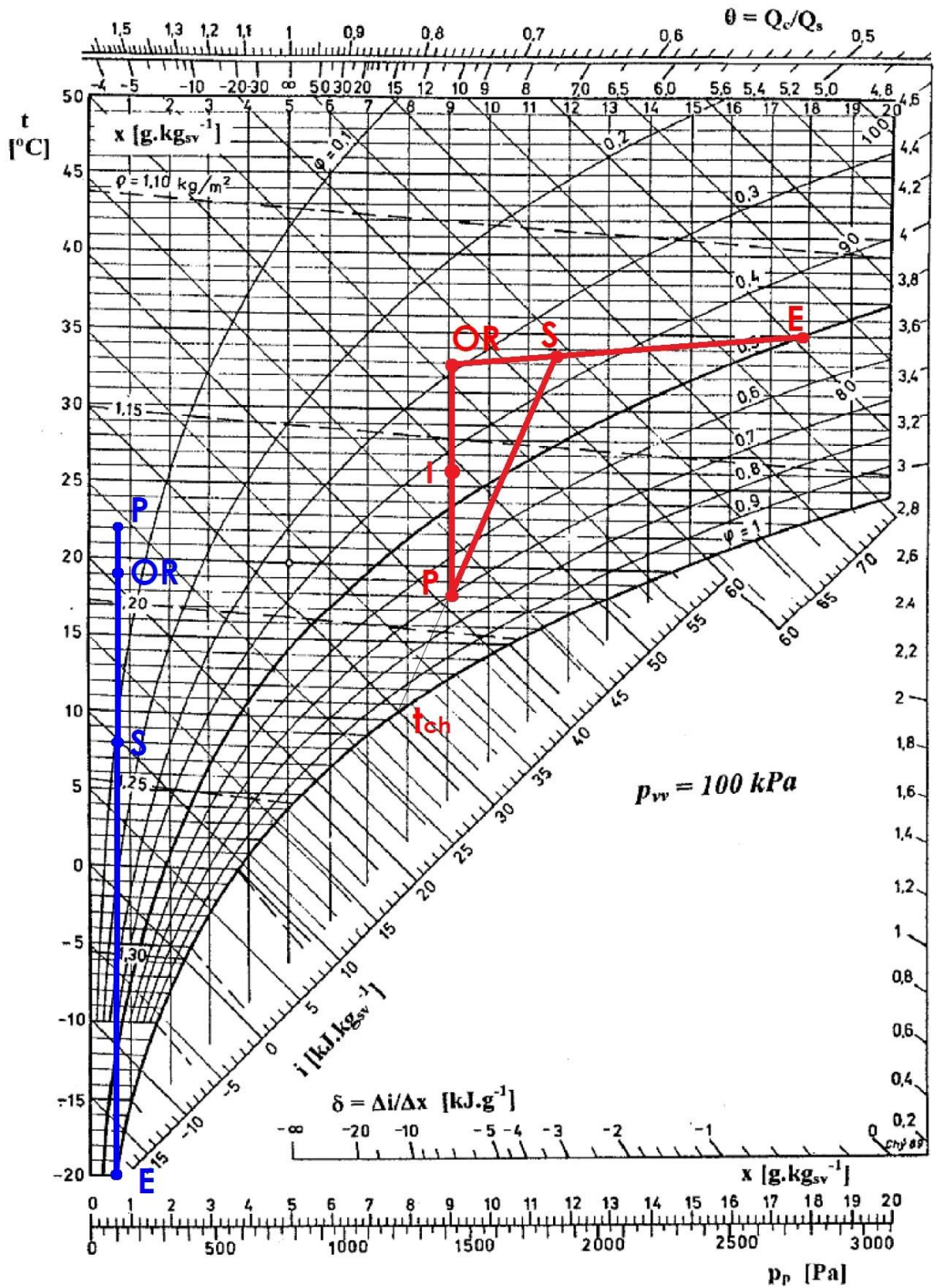
$$Q_{\tau,t,c} = m_{\tau,P} \cdot (h_P - h_S) \quad (11.33)$$

$$Q_{\tau,t,c} = 31,6 \text{ kW}$$

Opět kabina řidiče je vybavena separátní topnou jednotkou 4 kW a topný výkon potřebný pro ohřev vzduchu je rozdělen do tří HVAC jednotek po 9,2 kW. V salónu jsou rozmístěny pod sedadly cestujících topidla o celkovém výkonu 21 kW. Zimní provoz je zobrazen na obr. 11.2 modře. Pro extrémní venkovní teplotu $t_e = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ vychází topný výkon jedné ze tří jednotek 5,6 kW. CHO v režimu tepelného čerpadla bude navržen pro tento výkon.

Funkce HVAC jednotky je znázorněna v Mollierově diagramu, obr. 11.3. V létě (červená) je čerstvý vzduch **E** přisán do směšovací komory, kde je také přisávaný recirkulační vzduch **OR** z interiéru. Směs **S** je pak zchlazena výparníkem za poklesu vlhkosti. Upravený vzduch **P** je pak přiváděn do salónu. Vzduch se smísí za ohřevu na t_i a poté ohřátý na t_{or} odvádí teplo ze salónu. V zimně pochody probíhají ve stejném pořadí (modrá). Čerstvý vzduch se mísí s recirkulačním ve směšovací komoře, následuje ohřívání a doprava vzduchovody do salónu. Rozložení teplot v zimním období je homogennější, jelikož vytápění je zajištěno více nezávislými zdroji tepla.

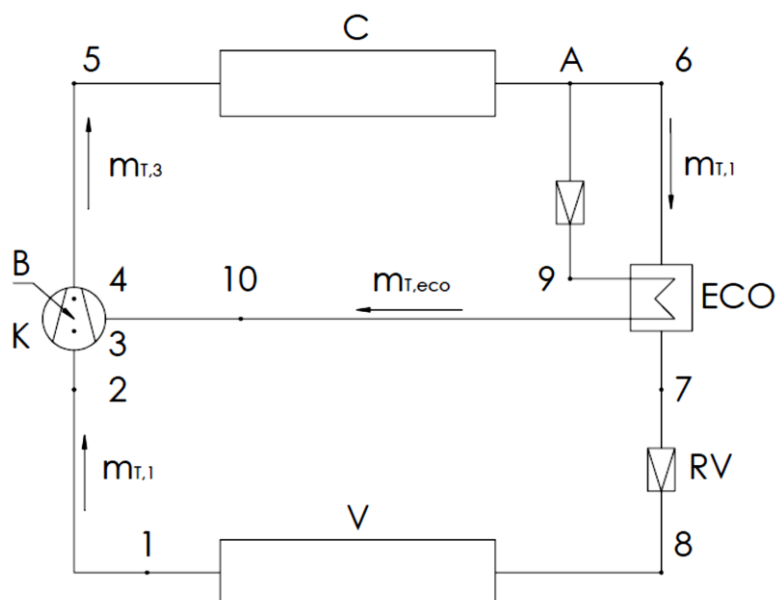
Obr. 11.3 Znáznornění v Mollierově diagramu probíhající úpravy vzduchu v období zima a léto



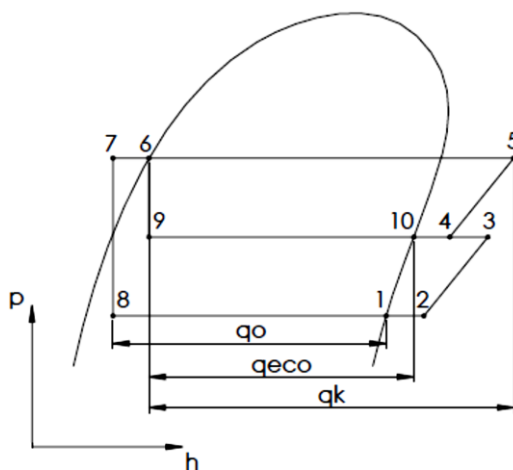
11.4 Návrh chladicího oběhu HVAC jednotky

Pro chlazení vzduchu byl zvolen CHO s ekonomizérem. Oproti jednoduchému oběhu bez ekonomizéru umožňuje variabilnější regulaci pomocí vypínání a zapínání části oběhu s ekonomizérem. Oběh je znázorněn na obr. 11.4. Pracovní body 1 - 10 charakterizují oběh a jsou znázorněny v p-h diagramu. Oběhu se věnuje kap. 10.3.1.1. Pro oběh je navrženo chladivo R134a. Toto chladivo je zvoleno, protože je v současné době běžně používané v klimatizačních jednotkách. Výhodné je, jelikož je nehořlavé, nemá teplotní skluz, jako např. R407. Dosahuje vyšších účinností a vyššího COP (topný faktor) pro navržené teploty výparníku a kondenzátoru než např. R410. V budoucnu je R134a nahraditelné novým chladivem R1234yf.

Obr. 11.4 Schéma chladicího oběhu s ekonomizérem



Obr. 11.5 p-h diagram chladicího oběhu s ekonomizérem



Vstupní hodnoty pro výpočet oběhu

Chladicí výkon:

$$Q_{r, \text{ch}} = 21,5 \text{ kW}$$

Teplota výparníku (chladiče):

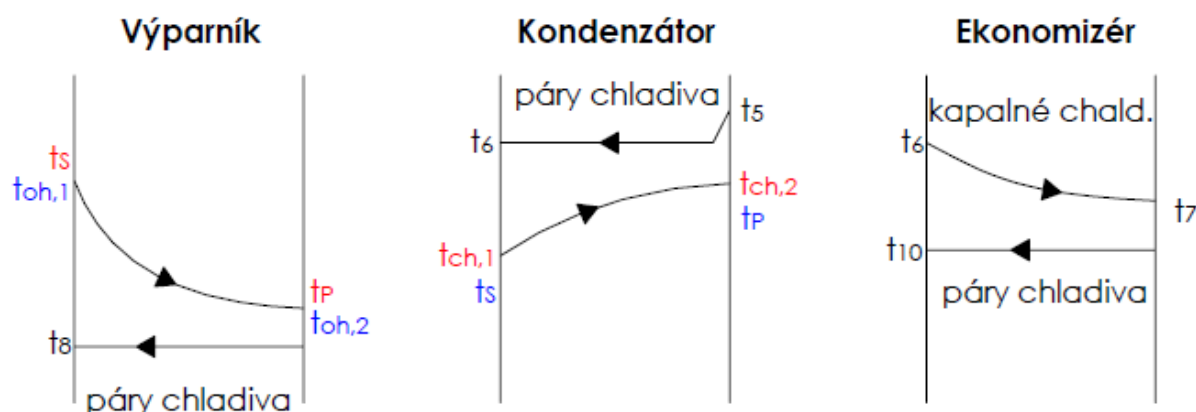
$$t_{\text{ch}} = 11 \text{ °C}$$

Venkovní teplota:

$$t_e = 35 \text{ °C}$$

Návrh výměníků oběhu

Obr. 11.6 Znáorní návrhových teplot pro výměníky



Trubkami lamelového výměníku výparníku proudí chladivo o teplotě $t_{\text{ch}} = 11 \text{ °C}$, které odnímá teplo proudícímu vzduchu o teplotě $t_s = 11 \text{ °C}$. Objemový tok vzduchu je chlazen na teplotu $t_p = 18 \text{ °C}$. V trubkách lamelového kondenzátoru proudí chladivo o teplotě t_5 zchlazené na kondenzační teplotu t_6 . Chladivo ochlazuje venkovní vzduch o teplotě $t_{\text{ch},1} = 35 \text{ °C}$, které se ohřeje na teplotu $t_{\text{ch},2} = 43 \text{ °C}$. Teploty t_7 a t_{10} chladiva ve skupenství kapalina/pára proudícího v deskovém výměníku ekonomizéru budou dopočítány níže. V dopravních prostředcích je hlídána hmotnost na každém komponentu a proto z tohoto důvodu se volí vyšší teplotní rozdíly na vstupu a výstupu z výměníku, rovnice (6.36).

$$Q_{\tau} = U \cdot S \cdot \Delta \bar{t} \quad (11.34)$$

$\Delta \bar{t}$ Střední logaritmický teplotní rozdíl [K]

Tab. 11-9 Pracovní body CHO

	p (MPa)	t (°C)	h (kJ.kg ⁻¹)	v (m ³ .kg ⁻¹)	s (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
1	0,429	11	404,74	0,04784	1,7212
2	0,429	16	409,4	0,04914	1,7375
3	0,858	45,87	429,23	0,02568	1,7375
4	0,858	45,67	429,02	0,02565	1,7528
5	1,318	62,83	438,45	0,01659	1,7528
6	1,318	50	271,52	0,00091	1,2367
7	1,318	38,81	254,67	0,00087	1,1841
8	0,429	11	254,67	0,01062	1,1841
9	0,858	33,81	271,52	0,00414	1,1928
10	0,858	43,81	427,07	0,02437	1,7467

Hmotnostní tok nasávaný kompresorem:

$$m_{\tau,1} = \frac{Q_{\tau,ch}}{h_1 - h_8} \quad (11.35)$$

$$m_{\tau,1} = 0,1433 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výkon ekonomizéru:

$$Q_{\tau,eco} = m_{\tau,1}(h_6 - h_7) \quad (11.36)$$

$$Q_{\tau,eco} = 2,415 \text{ kW}$$

Hmotnostní tok par chladiva proudících ekonomizérem:

$$m_{\tau,eco} = \frac{Q_{\tau,eco}}{h_{10} - h_9} \quad (11.37)$$

$$m_{\tau,eco} = 0,0155 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Uzel A:

$$m_{\tau,3} = m_{\tau,1} + m_{\tau,eco} \quad (11.38)$$

$$m_{\tau,3} = 0,1588 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Uzel B:

$$h_4 = \frac{m_{\tau,1} \cdot h_3 + m_{\tau,eco} \cdot h_{10}}{m_{\tau,3}} \quad (11.39)$$

$$h_4 = 429,019 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Výkon kondenzátoru:

$$Q_{\tau,k} = m_{\tau,3} \cdot (h_5 - h_6) \quad (11.40)$$

$$Q_{\tau,k} = 26,51 \text{ kW}$$

Potřebný objemový tok vzduchu chladícího kondenzátor:

Měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě 35 °C a tlaku 100 kPa

$$c_p = 1012 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$V_{\tau,vzduch} = \frac{Q_{\tau,k}}{\rho_{vzduch} \cdot c_{p,vzduch} \cdot \Delta t_{ch1,2}} \quad (11.41)$$

$$V_{\tau,vzduch} = 2,9 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Izoentropický výkon kompresoru:

$$P_{ie}^I = m_{\tau,1} (h_3 - h_2) \quad (11.42)$$

$$P_{ie}^{II} = m_{\tau,3} (h_5 - h_4) \quad (11.43)$$

$$P_{ie} = P_{ie}^I + P_{ie}^{II} \quad (11.44)$$

$$P_{ie} = 3,56 \text{ kW}$$

Teoretický objemový tok kompresoru:

$$V_{\tau,teor} = m_{\tau,1} \cdot v_2 + m_{\tau,eco} \cdot v_4 \quad (11.45)$$

$$V_{\tau,teor} = 0,007 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

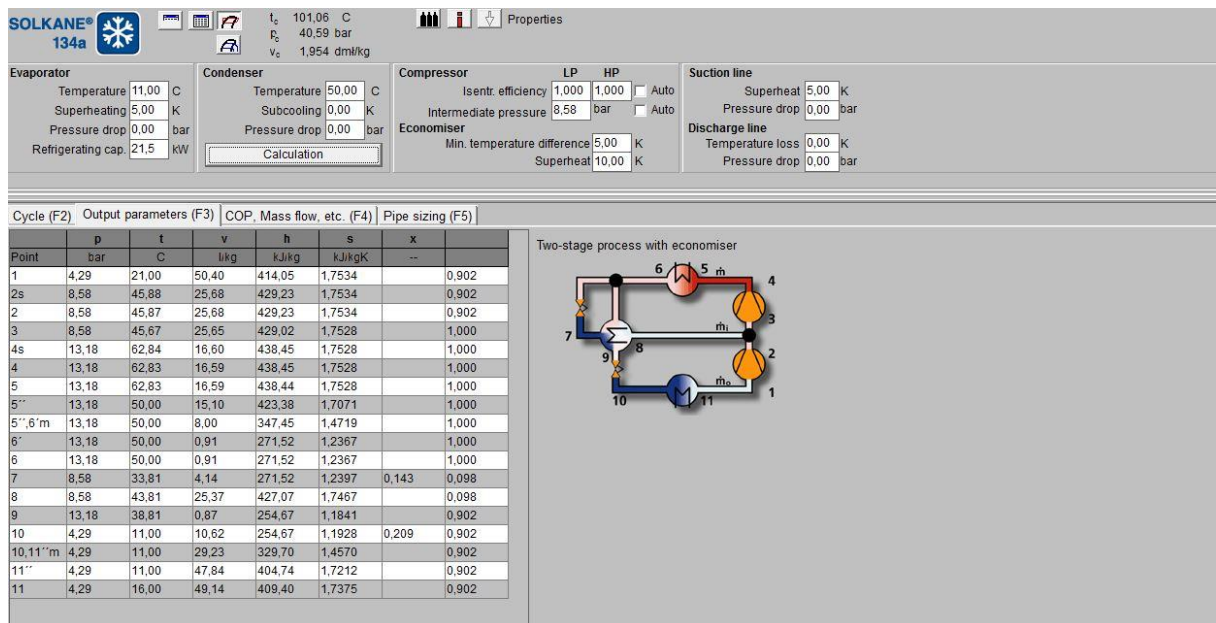
Izoentropický chladicí faktor:

$$\varepsilon_{ie} = 6,04$$

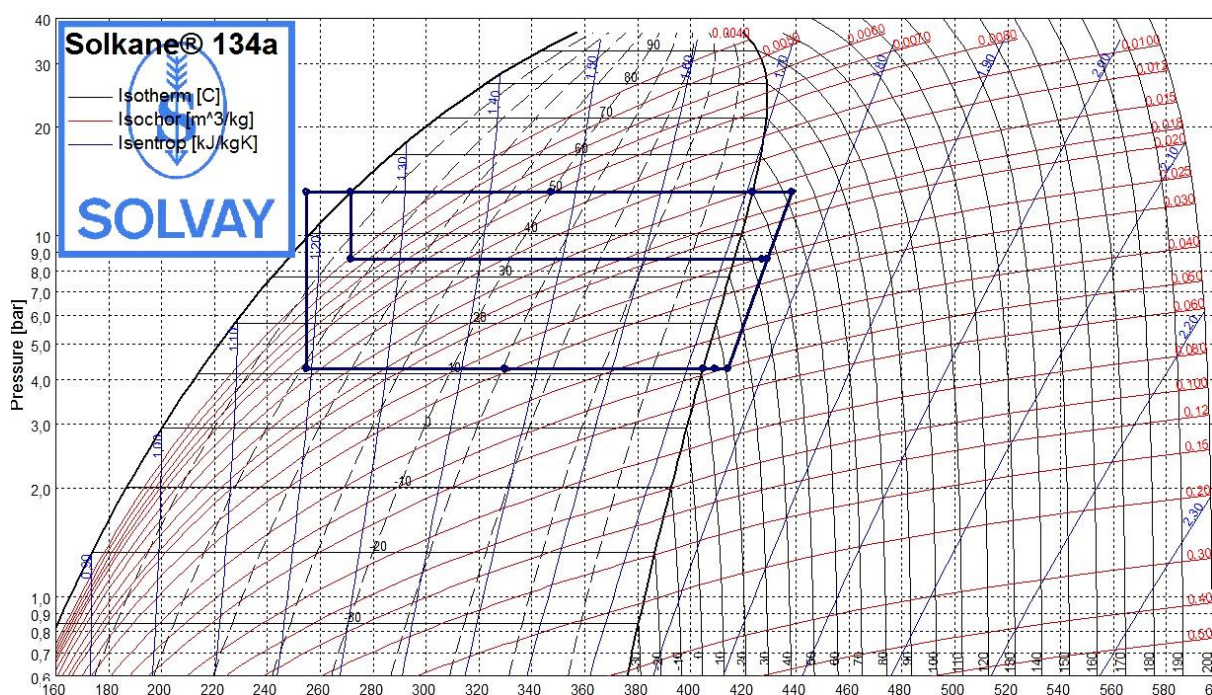
$$\varepsilon_{C,ch} = 7,3$$

Hodnoty pro výpočet byly odečteny v programu určeném pro projektování CHO **SOLKANE** od společnosti Solvay. V programu je možné navrhovat různá zapojení parních CHO. Chladiva jsou aktualizovány výrobcem. Projektant má možnost srovnání jednotlivých chladiv a účinnosti oběhu. Na obr. 11.7 je otevřené okno programu. V horní části jsou zadány parametry oběhu. Pod ní následuje tabulka s vypočítanými pracovními body. V pravé části je vybraný navrhovaný oběh. Na obr. 11.8 je oběh znázorněn v log-p diagramu chladiva.

Obr. 11.7 Návrh CHO v programu Solkane



Obr. 11.8 CHO znázorněný v diagramu chladiva



11.5 Návrh vytápění HVAC jednotky

Návrh ohřevu přiváděného upraveného vzduchu do salónu vychází z předpokladu, že jednotka bude zajišťovat ohřev do teploty čerstvého vzduchu -10 °C . Pro tuto teplotu je možné použít stávající CHO přepnutý do reverzního chodu. Díky tomuto řešení dojde k úspoře hmotnosti jednotky a potřebného příkonu. Jednotka musí disponovat topným výkonem $Q_{r,t} = 5,6\text{ kW}$.

Návrh výměníků oběhu

Teplotní průběh na výměnících je znázorněn na obr. 11.6 (modře). Chladivu ve výparníku o teplotě $t_g = -15\text{ °C}$ předává teplo vzduch o teplotě $t_e = t_{oh,1} = -10\text{ °C}$ zchlazený na $t_{oh,2} = -12\text{ °C}$. Chladivo v kondenzátoru je ochlazováno směsí recirkulačního a čerstvého vzduchu o teplotě $t_s = 12\text{ °C}$. Vzduch je ohřát na $t_p = 22\text{ °C}$. Teplota kondenzátoru je zvolena $t_k = 35\text{ °C}$.

Tab. 11-10 Pracovní body CHO

	p (MPa)	t (°C)	h (kJ.kg ⁻¹)	v (m ³ .kg ⁻¹)	s (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
1	0,164	-15	300,35	0,06957	1,3913
2	0,164	-8	395,33	0,1247	1,7589
3	0,328	13,84	409,88	0,06548	1,7589
4	0,328	13,71	409,77	0,06544	1,7585
5	0,887	48,71	431,6	0,02506	1,7585
6	0,887	35	249,08	0,00086	1,1663
7	0,887	8,17	211,14	0,00079	1,0396
8	0,164	-15	211,14	0,01853	1,0458
9	0,328	3,17	249,08	0,01478	1,1776
10	0,328	13,17	409,29	0,06527	1,7569

Hmotnostní tok vytlačovaný kompresorem:

$$m_{\tau,3} = \frac{Q_{\tau,t}}{h_5 - h_6} \quad (11.46)$$

$$m_{\tau,3} = 0,03068 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hmotnostní tok nasávaný kompresorem:

$$m_{\tau,1} = \frac{m_{\tau,3} \cdot (h_{10} - h_9)}{h_{10} - h_9 + h_6 - h_7} \quad (11.47)$$

$$m_{\tau,1} = 0,0243 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výkon ekonomizéru:

$$Q_{\tau,eco} = 0,92 \text{ kW}$$

Hmotnostní tok par chladiva proudících ekonomizérem:

$$m_{\tau,eco} = 0,00638 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Entalpie pracovního bodu 4:

$$h_4 = 429,019 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Výkon výparníku:

$$Q_{\tau,o} = m_{\tau,1} \cdot (h_1 - h_8) \quad (11.48)$$

$$Q_{\tau,o} = 2,2 \text{ kW}$$

Potřebný objemový tok vzduchu ohřívající páry chladiva ve výparníku:**Měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě -10 °C a tlaku 100 kPa**

$$c_p = 1008 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$V_{\tau,vzduch} = \frac{Q_{\tau,o}}{\rho_{vzduch} \cdot c_{p,vzduch} \cdot \Delta t_{oh1,2}} \quad (11.49)$$

$$V_{\tau,vzduch} = 0,99 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Izoentropický výkon kompresoru:

$$P_{ie} = 1,01 \text{ kW}$$

Teoretický objemový tok kompresoru:

$$V_{\tau,teor} = 0,003 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

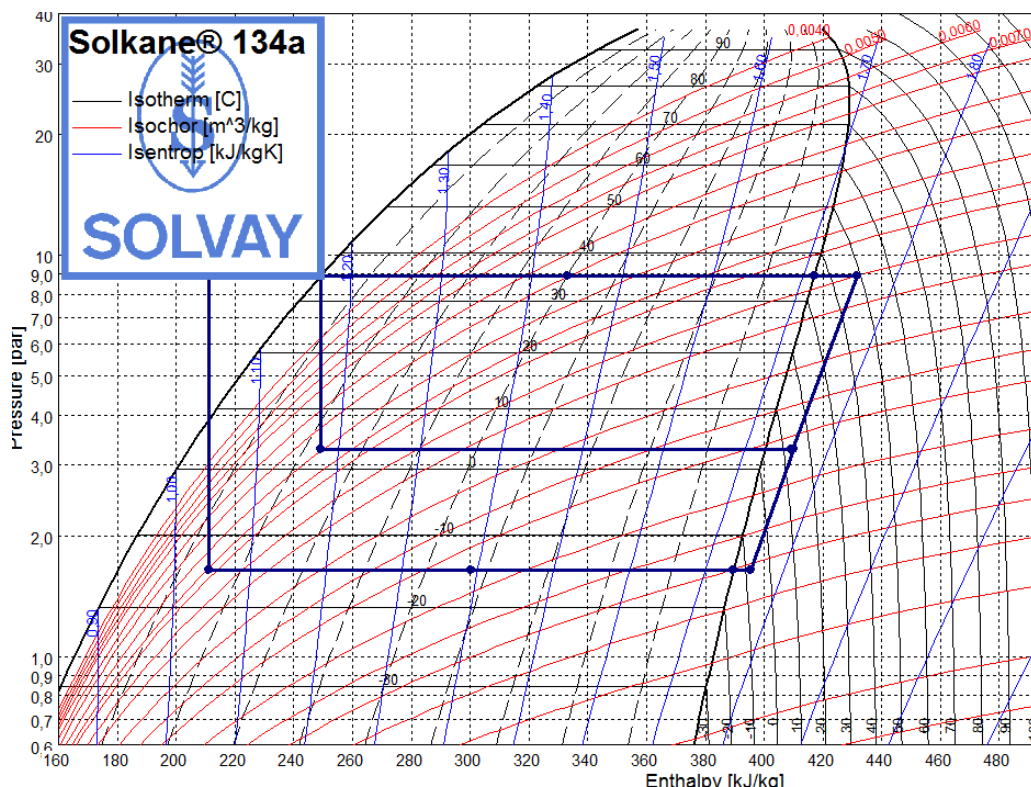
Izoentropický topný faktor:

$$\varepsilon_{t,ie} = 5,5$$

$$\varepsilon_{C,t} = 6,2$$

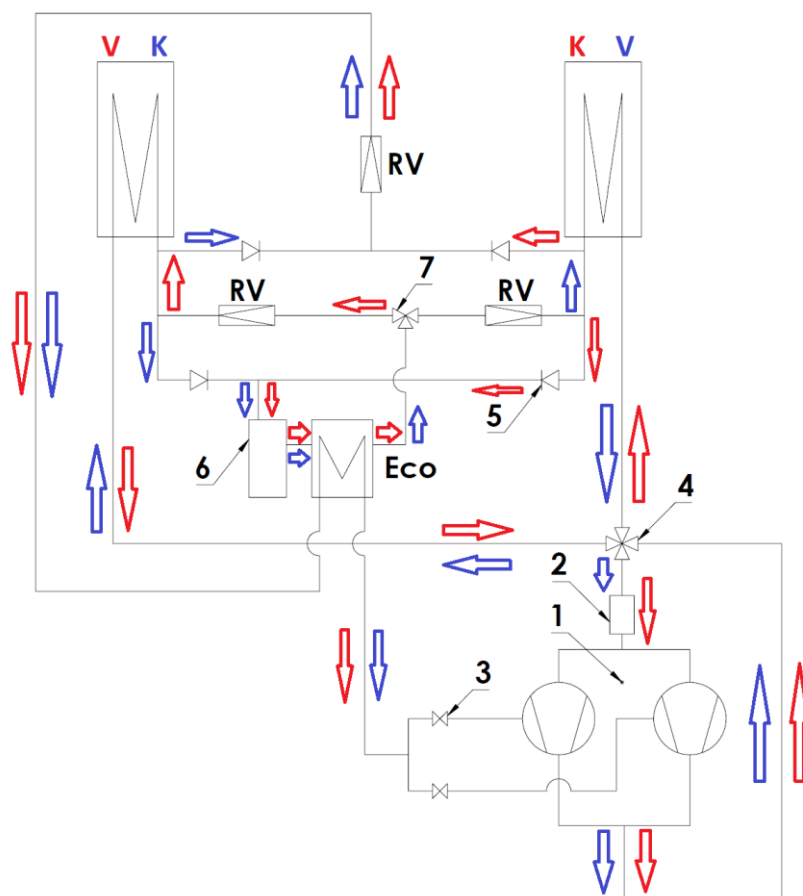
Opět je zimní oběh znázorněn za pomoci programu Solkane v diagramu chladiva R134a. Oběh dosahuje relativně vysokého izoentropického topného faktoru při rozdílu kondenzačního a vypařovacího tlaku 7,23 bar. Takto navržené vytápění lze hodnotit jako hospodárné.

Obr. 11.9 Tepelné čerpadlo znázorněné v diagramu chladiva



Na obr. 11.10 je návrh oběhu pracujícího jako chladicí zařízení i tepelné čerpadlo. Systém se skládá z tandemu dvou kompresorů scroll **1** určených pro zapojení s ekonomizérem. Kompresory jsou chráněny před kapalnými rázy odlučovačem kapaliny **2**. Do kompresorů jsou přiváděny páry z ekonomizéru. Přívod je možné uzavřít solenoidovým ventilem **3**. Čtyřcestný ventil **4** je prvkem, který umožňuje reverzní chod oběhu. Přivádí vždy páry chladiva z nízkotlaké části kompresorů a rozvádí přehřáté páry z výtlačného potrubí kompresorů do části vysokotlaké dle zapojení zima/léto. Jednocestné ventily **5** umožňují proudění kapalného chladiva požadovaným směrem. Pokud proudí jednocestnými ventily kondenzát (část vysokotlaká), uzavírá membránu jednocestného ventilu na opačné straně (dělicí prvek části vysokotlaké a nízkotlaké) a tím se znemožní vstup par vstřikovaných redukčním ventilem **RV**. Část kondenzátu z kondenzátoru je vstřikována do ekonomizéru a zbytek je veden do sběrače chladiva **6**. Ze sběrače pokračuje do ekonomizéru, kde je podchlazován. Proud podchlazené kapaliny je usměrněn třicestným ventilem **7** do výparníku. Proudění par z výparníku je umožněno pouze ke čtyřcestnému ventilu, přes nějž jsou páry nasávány.

Obr. 11.10 Reverzibilní CHO s ekonomizérem



11.6 Komponenty chladicího oběhu a tepelného čerpadla

Kompresory scroll vhodné pro zapojení s ekonomizérem byly vybrány od výrobce Copeland z řady **ZH**. Kompresor **ZH13KVE-TFD** je vhodný pro chladivo R134a a používá se především v tepelných čerpadlech. Pracovní prostor vymezuje vypařovací teplota $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a kondenzační teplota blízka $70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Oba kompresory v tandemu dosahují hmotnosti 60 kg. Maximální objemový průtok chladiva kompresorem je $11,7\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Dosahuje hlučnosti 65 dB. Příkon tohoto kompresoru s chladicím výkonem 11 kW dosahuje 3,4 kW pro venkovní teplotu $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Potřebný příkon celého tandemu je 6,8 kW. Kompresory v tandemu musí být mezi sebou propojeny ve spodní části, aby jeden druhému neodsával olej a ve střední části kvůli vyrovnání tlaků v komorách. Jelikož výrobce udává pouze data naměřená na kompresoru za použití chladiva R407, pro přesné zhodnocení výkonnosti kompresoru s chladivem R134a by bylo nezbytné takové měření uskutečnit. [20]

Obr. 11.11 Kompresor Copeland ZH13KVE-TFD [20]



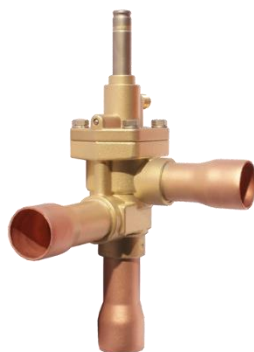
Čtyřcestný ventil Sanhua **SHF-50005** je vhodný pro běžná chladiva. Používá se v obězích o výkonech 3 – 240 kW, v nichž tlak chladiva dosahuje až 45 bar. Pracovní prostor je omezen teplotami od -30 °C až 120 °C. [21]

Obr. 11.12 Čtyřcestný ventil Sanhua SHF-50005 [21]



Třícestný ventil **M36-078** Alco controls splňuje podmínky navrženého oběhu. Je poháněn elektromagneticky, na hřídel se nasune cívka. [20]

Obr. 11.13 Třícestný ventil Alco controls M36-078 [20]



Pro funkci ekonomizéru je vhodný deskový výměník **B8TH20** firmy Swep. Je možné ho použít pro tlaky do výše 48 bar. Výměník má hmotnost 2 kg. [22]

Termostatický expanzní ventil s vnějším vyrovnáním tlaku **TX6-M04** od společnosti Emerson je použitelný pro chladicí výkony do 25,6 kW. Pracuje v rozmezí teplot od -45 až 65 °C. Je určený pro tepelná čerpadla s chladivem R134a. [20]

Obr. 11.14 Termostatický expanzní ventil Emerson TX6-M04 [20]



Při navrhování lamelových výměníků byl použit program **OemBat** společnosti LLOYD COILS s.r.o. Výkon kondenzátoru byl navrhován pro navržený kondenzační výkon s rezervou o teplo získané reálným výkonem kompresoru. Kondenzátor je chlazen suchým vzduchem. Samotný návrh v programu nemusí být konečný a lze konzultovat změny v konstrukci výměníku, např. použití více kondenzátorů (jeden čelní, dva po stranách), zaoblení výparníku. Při navrhování výměníků je třeba respektovat vypočítané hodnoty, rozměry a tlakové ztráty. Tlakové ztráty přiváděného vzduchu do kondenzátoru jsou hlavní parametr, který na závěr ovlivní výběr výměníku. Při velkých tlakových ztrátách vzduchu je třeba použít radiální ventilátory s vyšší hmotností a vyšším příkonem. U výparníku je třeba při navrhování sledovat tlakové ztráty proudícího vzduchu a také samotného chladiva. Při malých ztrátách nedochází k dostatečnému sdílení tepla a naopak při velkých ztrátách je třeba vybrat výkonnější kompresor. Důležitý faktor, který ovlivňuje výkonnost výparníku a teplotní spád chlazeného vzduchu, je relativní vlhkost vzduchu.

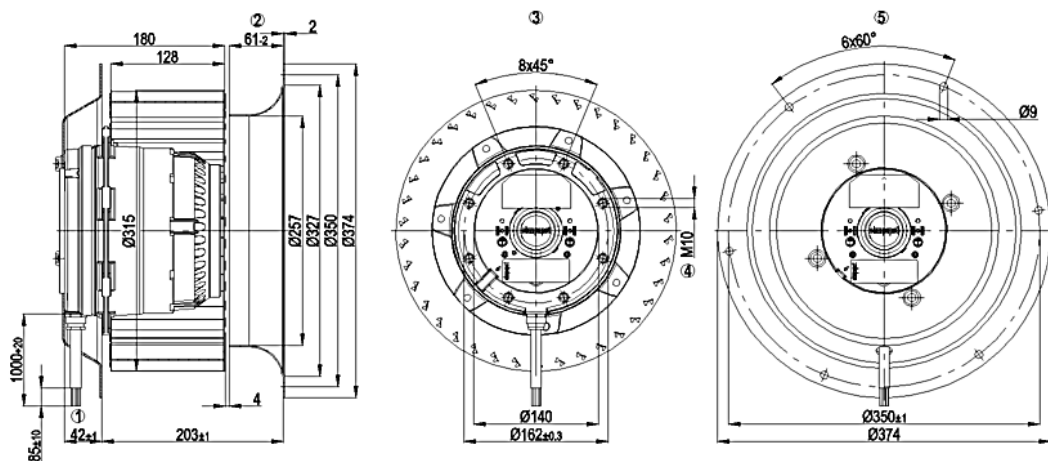
Kondenzátor je navržen tak, aby nepřekročil rozměry skříně klimatizace (výška 450 mm a šířka 1430 mm), tyto rozměry se také vztahují na návrh výparníku. Pro kondenzátor byl vybrán výměník typu **4S4/G**, tedy lamelový výměník se čtyřmi sloupci trubek o šesti řadách. Trubky jsou s turbulátory. Navrhovaný rozměr je 1400x405x210 mm, obr. 11.15. Pro výparník byl vybrán výměník **4S6/G** s trubkami ve čtyřech sloupcích a čtyřech řadách o rozměrech 1000x440x220 mm.

Obr. 11.15 Výpočtové okno programu OemBat (kondenzátor)

Fin	Surface	Rows	Tubes	Depth	Height	Length	Fin spacing	Injection	Tubes types	Capacity [kW]	Pressure drop Air [Pa]	Pressure drop Fluid [kPa]	Dry bulb air [°C]	Air Velocity [m/s]
3S3	G	4	16	86,6	400,0	790	2,54	8	Grooved	20,9	811	10	41,3	9,2
3S3	G	6	16	129,9	400,0	790	2,83	8	Grooved	26,5	1144	23	43,0	9,2
3S9	E	4	16	76,2	406,4	790	2,83	8	Grooved	18,6	553	8	40,6	9,0
4S6	G	6	16	164,6	508,0	790	4	8	Grooved	26,1	627	5	42,9	7,2
4S4	G	6	10	209,5	404,8	1400	3,5	5	Grooved	28,0	229	22	43,4	5,1

Pro dopravu upraveného vzduchu do salónu cestujících jsou zvoleny dva radiální ventilátory **R4D310-CK03-01** od společnosti EbmPapst, které dosahují objemového průtoku $4500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ při tlakových ztrátách ve vzduchovodech 200 Pa. Vyrábí se bez radiální skříně o průměru 310 mm a hmotnosti 19 kg. [23]

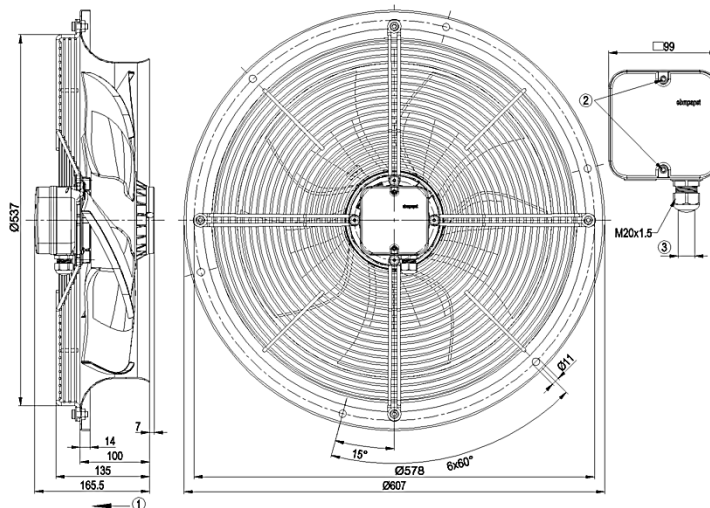
Obr. 11.16 Radiální ventilátor EbmPapst R4D310-CK03-01 [23]



Pro chlazení kondenzátoru (letní režim) nebo ohřívání výparníku (zimní režim) jsou vybrány dva axiální ventilátory EbmPapst **W4E450-CU03-01**. Při tlakových ztrátách 40 Pa

dosahují společně objemového průtoku $12\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Každý dosahuje hmotnosti s mřížkou a difuzorem $9,6\text{ kg}$ a vyrábí se o průměru 537 mm . [23]

Obr. 11.17 Axiální ventilátor EbmPapst W4E450-CU03-01 [23]



12 Měření chladicího výkonu klimatizace

Zkoušky na tramvajích lze rozlišit podle doby, kdy byly prováděny na zkoušené tramvaji. První zkoušky se provádí na prototypu, kdy jsou ověřeny topné a chladicí výkony, rychlost proudění vzduchu, osvětlení prostoru cestujících a řidiče, hluk uvnitř a zvenčí při stání v zastávkách a při jízdě. Po provedení zkoušek následuje zatěžkávací zkouška, kdy je prototyp testován v městské hromadné dopravě 6 měsíců. Na prototypu každý výrobce odstraňuje chyby svého výrobku a zpřesňuje regulaci. Po úspěšném splnění zkoušek na prototypu následují zkoušky na sériovém voze, u nichž už vývoj tramvaje je ukončen. Tramvaj po úspěšném měření pokračuje k cílovému zákazníkovi.

Drážní normy opět rozlišují zkoušky kabiny řidiče dle ČSN EN 14 813-2 vycházející z ČSN EN 14 813-1 a zkoušky salónu cestujících dle ČSN EN 14 750-2 vycházející z ČSN EN 14 750-2. Zkoušky se zabývají měřením daných prostor dle určení, tedy dle kategorií A a B, označované TL1 a TL2. Kategorie jsou popsány v kap. 9.2. [24], [25]

V normách je popsána metodika měření. Tato kapitola se bude věnovat pouze oblasti zkoušky chladicího výkonu HVAC jednotek tramvaje. V normě jsou pevně zadány podmínky, při kterých probíhá měření. Jsou také specifikovány čidla třídami a přesnostmi.

Měření proběhlo na počín Škoda Transportation a.s. ve spolupráci s jejími dodavateli Technické služby BAHOZA s.r.o., POLL s.r.o. a Janka s.r.o. Testovala se klimatizační HVAC jednotka salónu cestujících instalována na tramvaji 15T č. 9328 v prostorách Škoda

Transportation a.s. Kapitola byla zpracována z podkladů poskytnutých touto firmou. V diplomové práci jsou pouze materiály, které firma dovolila zveřejnit.

12.1 Měřicí přístroje

Pro měření teploty ve zkušební hale a v salónu cestujících bylo použito senzoru **PT100** od firmy IFM. Odezva senzoru je 1 s a měří v rozsazích od -40 do 150 °C. Senzor je zapojen do ústředny Peekel vybavené měřicími kartami CM3410. Samotné čidlo je na obr. 12.1. [26]

Obr. 12.1 Senzor PT100 [26]



Lokální hodnoty byly kontrolovány multifunkčním přístrojem **Testo 480**, obr. 12.2. Přístrojem je možné měřit proudění, teplotu, atmosférický tlak, relativní vlhkost, stupeň turbulence, CO₂, intenzitu osvětlení PMV/PPD. [27]

Obr. 12.2 Testo 480 [27]

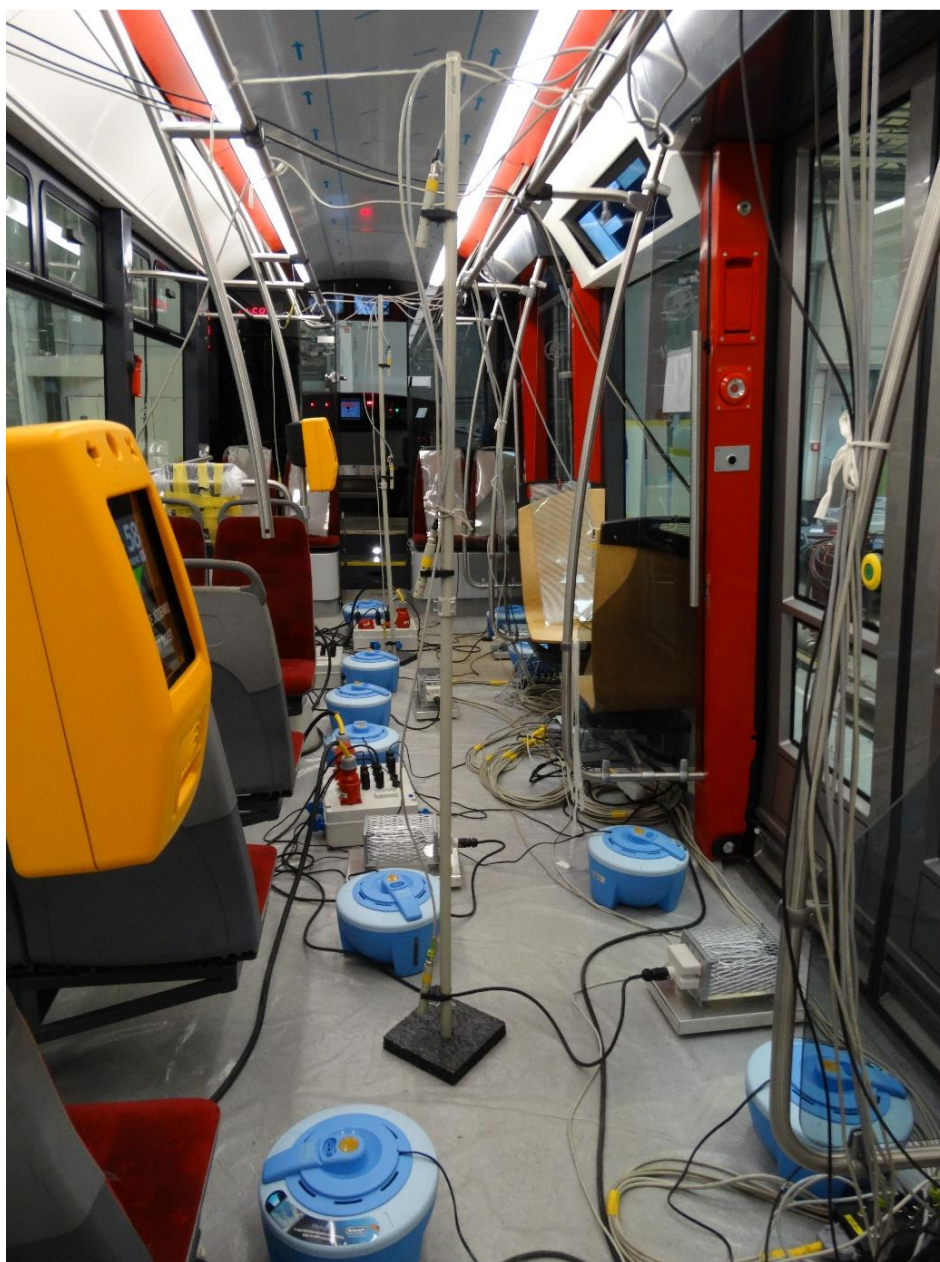


12.2 Průběh měření

Měření proběhlo 14.7. a 15.7 v Plzni. Instalace jednotlivých senzorů, zdrojů infrazáření, tepla a vlhkosti probíhaly dva dny před měřením. Instalace proběhla v souladu s normou ČSN EN 14 750-2. První den byla měřena rychlost proudění vzduchu v salónu cestujících, ve druhém dni proběhla zatěžkávací zkouška klimatizace.

Na obr. 12.3 je salón cestujících, na jehož podlaze jsou rozmístěny zdroje vlhkosti (modré nádoby), topné jednotky. Dále na sedadlech jsou umístěny topné folie. Zdroje tepla a vlhkosti simulují obsazenost tramvaje 5 os/m². Ve střední části vozu po metru ve výšce 1,1 m byly přimontovány senzory IFM. Teplota v hale byla měřena ve výšce 1,7 m. Dále tyto senzory byly rozmístěny před vyústky vzduchovodů, ke kondenzátoru HVAC jednotky pro vývojové účely. Hodnoty určené pro vývoj nesmí být publikovány.

Obr. 12.3 Instalace uvnitř salónu cestujících v tramvaji 15T

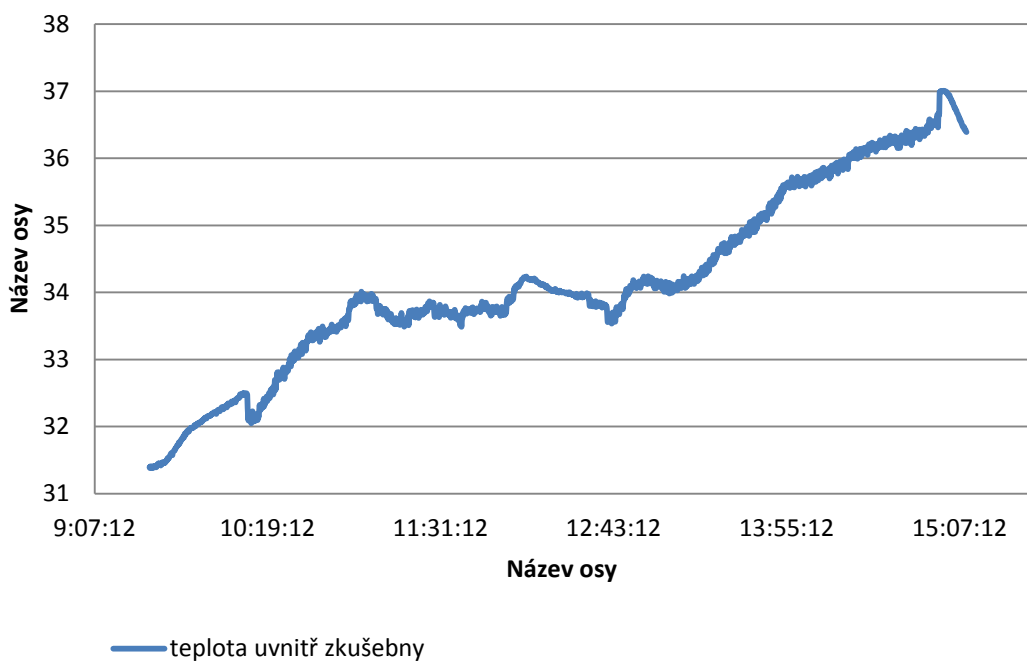


Na obr. 12.4 – 12.7 jsou graficky znázorněny teploty v závislosti na jednotlivých fázích měření. Měření se skládalo ze čtyř fází. Před začátkem zkoušek byla hala vytopena na teplotu 30 °C. Průběh teplot v hale je zobrazen na obr. 12.4. První fáze trvala 9:40 – 10:10, během ní probíhalo natápění interiéru na 41 °C, viz obr. 12.6. Z teploty v hale byla vypočítávána teplota doporučená normou, obr. 12.5. Na obr. 12.7 jsou teploty proloženy do jednoho grafu a je možné hodnotit navrženou regulaci a výkon klimatizační jednotky.

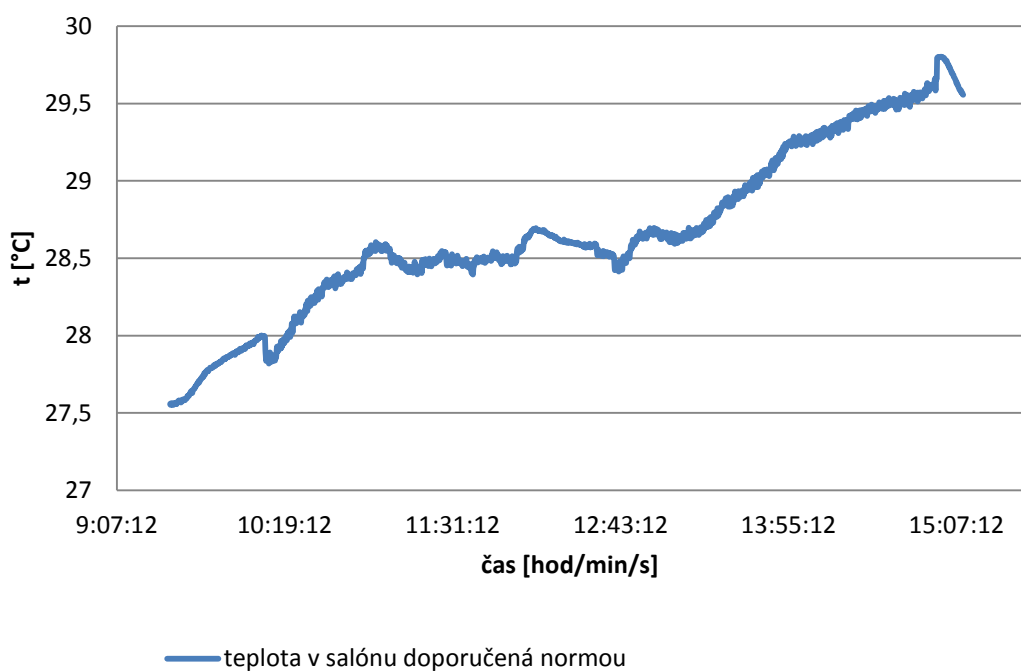
Graf na obr. 12.4 je možné sledovat nárůst teploty ve zkušební hale. Nárůst je způsoben zdroji tepla a spuštěnými HVAC jednotkami. Dle normy by měla zkouška probíhat za konstantní teploty v hale 30 °C. Žádná hala v ČR nevyhovuje těmto požadavkům. Dražní techniku je možné vystavit extrémům ve zkušebně ve Vídni. Jelikož tato zkouška bylo

především určena pro vývoj a ne pro dodavatele, byly podmínky pro zkoušku dostačující. V průběhu zkoušky teplota uvnitř haly vystoupala až k 37 °C.

Obr. 12.4 Průběh teplot ve zkušebně

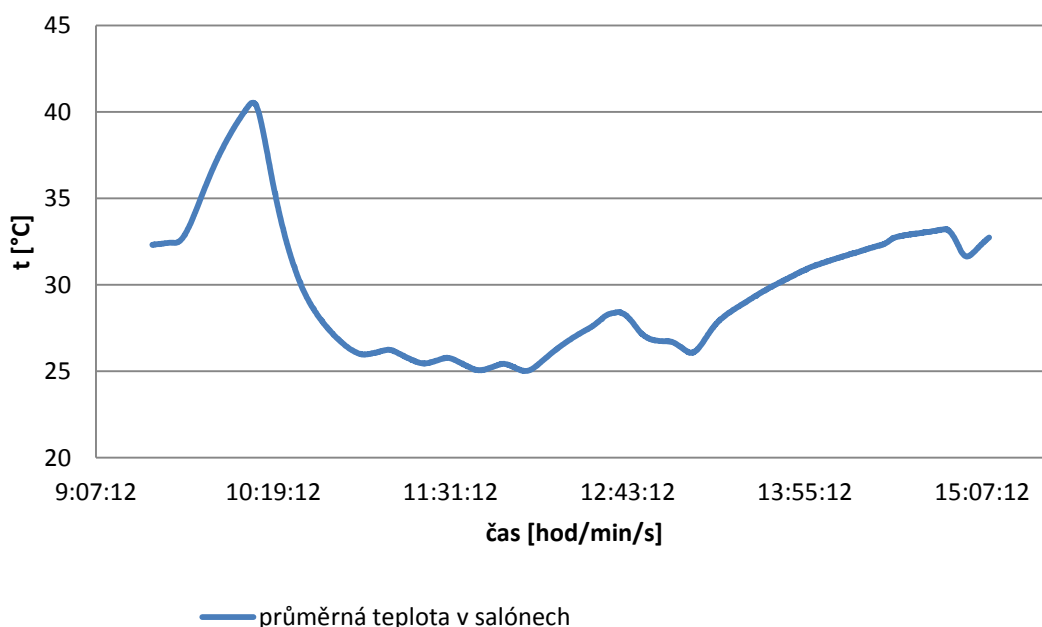


Obr. 12.5 Průběh teplot doporučených normou



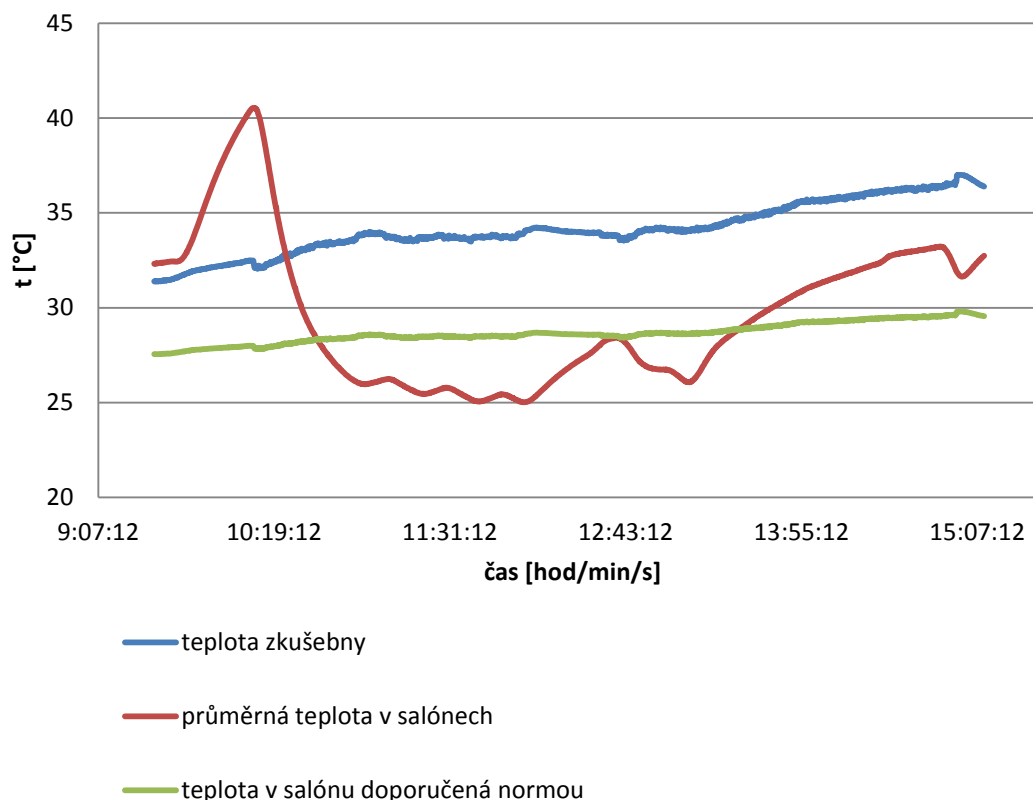
Dle ČSN EN 14 750-2 by se měla zkouška skládat celkem z pěti fází a to z natápění, chlazení v automatickém režimu, chlazení v automatickém režimu se 100 % obsazeností, manuální chlazení se 100 % obsazeností a chlazení v automatickém režimu s otevřenými dveřmi se 100 % obsazeností. Fáze měření proběhly tři. Po natápěcí fázi následoval automatický režim, který skončil ve 12:00. Do 13:06 probíhala příprava na poslední fázi, kdy byly instalovány papírové límce nad axiální ventilátory kondenzátoru. Od 13:06 až 14:50 probíhala poslední fáze, kdy klimatizace byla puštěna v automatickém režimu s plnou obsazeností a se zavřenými dveřmi. Na obr. 12.6 je možné sledovat spuštění klimatizace po natápěcí fázi, za jak dlouho se stabilizuje a jak je navržena samotná regulace. Stabilizace nastala po 40 min.

Obr. 12.6 Průběh teplot v salónu cestujících



Na obr. 12.7, kde jsou jednotlivé grafy proloženy, je možné zhodnotit průběh poslední fáze. Jakmile teplota v hale překročí 35 °C, nedisponuje klimatizace dostatečným výkonem pro udržení teploty v salónu doporučené normou. To je v souladu se zadanými parametry normou. Ze zkoušky tedy lze vyvodit, že navržený výkon vyhovuje požadavkům stanovených normou a regulace je v doporučených mezích.

Obr. 12.7 Porovnání naměřených hodnot



Při měření se dospělo z hodnot k závěrům, které nelze publikovat, že aplikované límce snižují zátěž klimatizace. Díky límcům se zvýšil sloupec teplého vzduchu nad axiálními ventilátory kondenzátoru, což snížilo množství tohoto vzduchu přísávaného klapkou do směšovací komory. Relativní vlhkost nepřekročila hodnoty 0,7 a rychlost v oblasti hlav sedících cestujících nepřekročila hodnoty vyšší než $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

12.3 Vyhodnocení měření

Při měření se dospělo k několika poznatkům. Testovanou klimatizaci je možné sériově vyrábět s doinstalací plechových límců nad axiální ventilátory. Přišlo se na chyby v montáži. Teplotní čidlo, které je umístěno ve vzduchovodu přísávaného recirkulačního vzduchu, bylo umístěno obráceně, nebylo natočené do vzduchovodu ale do směšovací komory. Natočení mohlo ovlivnit regulaci klimatizace. Při měření byla naměřena vysoká teplota na frekvenčním měniči klimatizační jednotky. To může ovlivnit dispoziční novou klimatizaci, kde bude zajištěno lepší chlazení měniče.

13 Závěr

Hlavním cílem této práce bylo seznámení se s problematikou HVAC jednotek tramvají a navrhnout vlastní zařízení. Diplomovou práci je možné použít jako univerzální materiál sloužící pro návrh HVAC jednotek pro tramvaje. Zpracované téma je tak rozsáhlé, že by stačilo na několik samostatných prací. Drážní průmysl je velice specifický s dlouhou historií.

Téma větrání, vytápění a klimatizování tramvajových vozidel je v současné době velice důležité, jelikož stoupá vytiženost městské hromadné dopravy a rostou nároky na kvalitu přepravy. HVAC jednotky zajišťují tepelnou pohodu v tramvajích, vlacích, autobusech i trolejbusích. U moderních dopravních prostředků stoupá energetická náročnost z důvodu nárůstu kapacit, proto u jednotlivých zařízení je třeba se zabývat hospodárností provozu.

V prvních kapitolách byly zhodnoceny jednotlivé koncepce tramvají a jejich vliv na použití vzduchotechnických systémů. Byl zde popsán vývoj těchto koncepcí a také možnosti modernizace, při níž by byly doplněny HVAC jednotkami.

Následující kapitoly hodnotí hodnoty doporučené normami. Hodnoty pro výpočet můžou z norem vycházet, ale není nezbytné je vždy dodržovat. Vždy je třeba se dohodnout se zákazníkem o změnách v návrhu, např. norma doporučuje navrhovat vytápění tramvaje pro teplotu $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, ale nejnižší teploty v lokalitě návrhu dosahují $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Úspora pořizovacích a provozních nákladů je značná, když se zadavatel s projektantem jednotky dohodnou na nejnižší zimní teplotě $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. V návrhu se snížil potřebný topný výkon klimatizační jednotky z $9,2\text{ kW}$ na $5,6\text{ kW}$. Takové úspory jsou možné i při navrhování chlazení přiváděného vzduchu do salónu.

Největší příkon na tramvaji mají trakční jednotky, vytápění a chlazení klimatizace. Z tohoto důvodu se tato práce věnuje možnosti, jak snížit příkon zařízení ohřívajícího nebo chladícího přiváděného vzduchu. V kapitolách věnujících se chladicímu oběhu jsou jednotlivé systémy popsány a zhodnoceny jejich výhody a nevýhody.

Návrh HVAC jednotky je vypočten pro salón cestujících tříčlankového tramvajového vozu 15T, který je určen pro město Praha. Vychází z možností uvedených v předešlých kapitolách, které umožňují uspořit energii. Pro každý článek tramvaje je jedna HVAC jednotka. Jednotka je vybavena reverzibilním chladicím oběhem s ekonomizérem, který umožňuje v letním období chlazení přiváděného vzduchu a v zimním období se přepne do režimu tepelného čerpadla, kdy přiváděný vzduch je ohříván. Zařízení dosahuje chladicího výkonu $21,5\text{ kW}$ a topného $5,6\text{ kW}$. Oběh je vybaven moderními kompresory určenými pro zapojení s ekonomizérem. Přímé srovnání navržené klimatizace a současné není možné, jelikož navrhovaný chladicí výkon je o $4,7\text{ kW}$ vyšší. Vyšší výkon je způsoben pravděpodobně vyššími hodnotami součinitelů prostupu tepla. Úsporu v zimním období lze pouze předpokládat, jelikož na použitých kompresorech nebylo uskutečněno měření, z něhož by šlo zhodnotit efektivnost navrhovaného oběhu. Izoentropický topný faktor dosahuje

hodnoty 5,5, při předpokladu celkové účinnosti kompresoru 0,7 se dosáhne úspory 74 %. Takové zařízení je lehčí než jednotka s topnými odpory, ale pořizovací náklady jsou podstatně dražší.

Diplomovou práci doplňují poslední kapitoly věnované měření na tramvaji 15T. Toto měření uskutečnila společnost Škoda Transportation. Měření ověřilo správnost navrženého chladicího výkonu současné HVAC jednotky a vhodnost navržené regulace.

14 Seznam použité literatury a zdrojů

Knížní publikace

- [1] HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla III, Vysokoškolské skriptum, Plzeň: Západočeská univerzita, 2011, ISBN 978-80-261-0028-7
- [8] DRKAL, F., ZMRHAL, V. Větrání, Vysokoškolské skriptum, Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2013, ISBN 978-80-01-05181-8
- [10] DRKAL, F., LAIN, M., ZMRHAL, V. Klimatizace, Vysokoškolské skriptum, Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2015, ISBN 978-80-01-05652-3
- [12] NEUBERGER, P., ADAMOVSKEÝ, D., ADAMOVSKEÝ, R., Termodynamika, Vysokoškolské skriptum, Česká zemědělské univerzita v Praze, 2009, ISBN 978-80-213-1634-8
- [13] DVOŘÁK, Z., Základy chladicí techniky, SNTL/ALFA, Praha 1986
- [15] KOLEKTIV AUTORŮ, Chladicí a klimatizační technika, Svaz chladicí a klimatizační techniky, Praha 2014
- [16] KOLEKTIV AUTORŮ, Chladicí a klimatizační technika II, Svaz chladicí a klimatizační techniky, Praha 2015

Publikace na internetu

- [2] *Dopravní podnik hlavního města Prahy* [online]. [cit 2015-09-26]. Dostupné z WWW: <http://www.dpp.cz/pronajem-historickych-tramvaji-a-muzea-mhd/>
- [7] *Meteorologická stanice České zemědělské univerzity v Praze* [online]. [cit 2016-02-08]. Dostupné z WWW: <http://meteostanice.agrobiologie.cz/ostanici.php>
- [9] *tzbinfo – stavebnictví, úspory energií, technické zařízení budov* [online]. [cit 2016-02-10]. Dostupné z WWW: <http://vetrani.tzb-info.cz/vnitri-prostredi/5827-pracujete-ve-zdravem-prostredi>
- [11] *Railway technical web pages* [online]. [cit 2016-02-21]. Dostupné z WWW: <http://www.railway-technical.com/Air-con-coach.gif>

[14] *Multidisciplinary Digital Publishing Institute* [online]. [cit 2016-03-06]. Dostupné z WWW: <http://www.mdpi.com/1099-4300/17/7/4744/htm>

[17] *tzbinfo – stavebnictví, úspory energií, technické zařízení budov* [online]. [cit 2016-03-08]. Dostupné z WWW: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13498-kompresory-pro-tepelna-cerpadla>

[18] *Danfoss* [online]. [cit 2016-03-08]. Dostupné z WWW: <http://www.danfoss.com/>

[20] *Emerson Climate Technologies* [online]. [cit 2016-03-22]. Dostupné z WWW: <http://www.emersonclimate.com/>

[21] *Sanhua* [online]. [cit 2016-03-22]. Dostupné z WWW: <https://www.sanhuaeurope.com/en>

[22] *Swep* [online]. [cit 2016-03-22]. Dostupné z WWW: <http://www.swep.net/>

[23] *EbmPapst* [online]. [cit 2016-03-22]. Dostupné z WWW: <http://www.ebmpapst.com/en/>

[26] *IFM* [online]. [cit 2016-03-25]. Dostupné z WWW: <http://www.ifm.com/>

[27] *Testo* [online]. [cit 2016-03-25]. Dostupné z WWW: <https://www.testo.cz>

Ostatní Zdroje

[3] MAŠEK J., VOCH J. *TECHNICKÉ PODMÍNKY č. LoTP000026 čtyřpodvozkové nízkopodlažní tříčlánkové tramvaje typu 15T*, Plzeň : ŠKODA TRANSPORTATION a. s., 2011, TD001002

[4] ČSN 28 0318. *Příjezdné průřezy tramvajových tratí a obrysy pro vozidla provozovaná na tramvajových drahách*. Praha: Český normalizační institut, 2015

[5] ČSN EN 14 750-1. *Železniční aplikace – Klimatizace pro městská a příměstská kolejová vozidla – Část 1: Parametry pohodlí*. Praha: Český normalizační institut, 2006

[6] ČSN EN 14 913-1. *Železniční aplikace – Klimatizace stanoviště strojvedoucího/řidiče – Část 1: Parametry pohodlí*. Praha: Český normalizační institut, 2006

[19] ČSN 73 0548. *Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostor*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1985

[24] ČSN EN 14 750-1. *Železniční aplikace – Klimatizace pro městská a příměstská kolejová vozidla – Část 1: Parametry pohodlí*. Praha: Český normalizační institut, 2006

[25] ČSN EN 14 913-1. *Železniční aplikace – Klimatizace stanoviště strojvedoucího/řidiče – Část 1: Parametry pohodlí*. Praha: Český normalizační institut, 2006