

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STAVEBNÍ**

KATEDRA TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV



**VNITŘNÍ PROSTŘEDÍ V ZIMNÍCH
STADIONECH A VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA
Z CHLAZENÍ LEDOVÉ PLOCHY**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Bc. KATEŘINA KUBRICHTOVÁ

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Miroslav Urban, Ph.D.

2017/2018



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Kubrichtová Jméno: Kateřina Osobní číslo: 410809

Zadávací katedra: K125 - Katedra technických zařízení budov

Studijní program: Budovy a prostředí

Studijní obor: Budovy a prostředí

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce: Vnitřní prostředí v zimním stadionu a využití odpadního tepla z chlazení ledové plochy

Název diplomové práce anglicky: Indoor air quality in ice arena and the use of waste heat from cooling system of ice rink

Pokyny pro vypracování:

1) Vnitřní prostředí v zimních stadionech

- požadavky na kvalitu vnitřního prostředí v prostředí zimního stadionu

- vstupní údaje - výchozí hodnoty pro zimní stadiony, identifikace problémů a způsoby jejich řešení

- případová studie - koncept větrání zimního stadionu

2) Případová studie - využití odpadního tepla z chlazení ledové plochy

- teoretický úvod - chladiva, kompresorový cyklus, způsoby chlazení ledových ploch

- stanovení teplotních potenciálů - TV, VYT, CHL, VZT, způsoby využití odpadního tepla (pro co všechno lze odpadní teplo využít)

Seznam doporučené literatury:

Chyský, Hemžal - Větrání a klimatizace-technický průvodce

Dvořák, Z., Základy chladicí techniky, ČVUT, Praha, 1982

Chlumský, V., a kol, Technika chlazení, SNTL, Praha, 1972

Jméno vedoucího diplomové práce: Ing. Miroslav Urban, Ph.D.

Datum zadání diplomové práce: 2.10.2017

Termín odevzdání diplomové práce: 7.1.2018

Údaj uveďte v souladu s datem v časovém plánu příslušného ak. roku

Podpis vedoucího práce

Podpis vedoucího katedry

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Beru na vědomí, že jsem povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je nutné uvést v diplomové práci a při citování postupovat v souladu s metodickou příručkou ČVUT „Jak psát vysokoškolské závěrečné práce“ a metodickým pokynem ČVUT „O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací“.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta(ky)

Prohlašuji, že jsem svoji diplomovou práci vypracovala samostatně s použitím uvedené literatury a podkladů.

Praha, 1.1.2018

Děkuji Ing. Miroslavu Urbanovi, Ph.D., vedoucímu diplomové práce, a Ing. Vladimíře Linhartové za cenné informace a pomoc při vypracování této diplomové práce.

Obsah

Obsah	5
Abstrakt.....	7
Seznam použitých symbolů a zkratek.....	8
Úvod.....	9
1 Vnitřní prostředí v zimních stadionech.....	10
1.1 Požadavky na kvalitu vnitřního prostředí	10
1.2 Vstupní údaje – výchozí hodnoty pro zimní stadiony.....	11
1.3 Problematika vnitřního prostředí v zimních stadionech a způsoby řešení.....	13
1.3.1 Tvorba mlhy nad ledovou plochou	13
1.3.2 Kondenzace vlhkosti na stavebních konstrukcích	13
1.4 Způsoby odvlhčování vzduchu	15
1.4.1 Kondenzační odvlhčování.....	15
1.4.2 Adsorpční odvlhčování	21
1.4.3 Porovnání způsobů odvlhčování.....	26
2 Případová studie – větrání zimního stadionu v Jihlavě.....	28
2.1 Obecné informace o zimním stadionu.....	29
2.2 Rozdělení objektu do jednotlivých sektorů.....	30
2.3 Navržená VZT zařízení v zimním stadionu	33
2.4 Úprava navržené VZT jednotky pro ledovou plochu.....	41
3 Případová studie - využití odpadního tepla z chlazení ledové plochy.....	42
3.1 Teoretická studie	42
3.1.1 Chladiva.....	42
3.1.2 Kompresorový chladicí cyklus	47
3.1.3 Zobrazení parního oběhu v diagramu p-h.....	50
3.1.4 Způsoby chlazení ledových ploch.....	52
3.2 Studie skutečného provedení technologie chlazení v zimním stadionu v Příbrami	
54	
3.2.1 Základní informace o objektu	54
3.2.2 Technologie chlazení	55

3.2.3	Ostatní technická zařízení.....	60
3.3	Návrh využití odpadního tepla v zimním stadionu v Jihlavě.....	61
3.3.1	Průměrné měsíční potřeby	63
3.3.2	Potřebný výkon pro chlazení ledové plochy.....	64
3.3.3	Odpadní teplo a způsoby jeho využití.....	64
3.3.4	Návrh využití odpadního tepla v ZS v Jihlavě.....	65
3.3.5	Bilance využití odpadního tepla	70
3.3.6	Ekonomické hodnocení.....	74
3.3.7	Rozmístění technologií chlazení a využití odpadního tepla v objektu zimního stadionu.....	76
3.3.8	Požadavky na ostatní profese.....	79
	Závěr	80
	Seznam použité literatury a zdrojů	82
	Seznam obrázků.....	84
	Seznam tabulek	85
	Seznam grafů	87

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá vnitřním prostředím v zimních stadionech a využitím odpadního tepla z chlazení ledové plochy. Práce se skládá ze tří částí. První se věnuje vnitřnímu prostředí v zimních stadionech, problematice vnitřního prostředí spojených s vlhkostí v hale a způsobům jejich řešení a následného porovnání způsobů odvlhčování přiváděného vzduchu. Druhá část se zabývá návrhem větrání v zimním stadionu v Jihlavě a třetí část se zabývá využitím odpadního tepla z chlazení ledové plochy a studií skutečného provedení technologie chlazení v zimním stadionu v Příbrami. Cílem této diplomové práce je návrh optimálního větrání zimního stadionu a využívání odpadního tepla z chlazení ledové plochy.

Klíčová slova

vnitřní prostředí, odvlhčování, chlazení, chladivo, odpadní teplo, kondenzační teplo

Abstract

The Diploma thesis deals with the indoor air quality in ice arena and the use of waste heat from cooling system of ice rink. The thesis consists of three parts. The first part deal with indoor air quality in ice arena, the indoor environment problems associated with the humidity in the hall and the ways of their solution and the subsequent comparison of dehumidification methods of the incoming air. The second part deal with the design of ventilation in ice arena in Jihlava and the third part deal with the use of waste heat from the cooling system of ice rink and studies of the actual performance of cooling technology in ice arena in Příbram. The aim of this Diploma thesis is the design of optimal ventilation of ice rink and use of waste heat from cooling of ice rink.

Key words

indoor environment, dehumidification, cooling, refrigerant, waste heating, condensing heat

Seznam použitých symbolů a zkratek

LP – ledová plocha

ZS – zimní stadion

AK – akumulční nádrž

VZT – vzduchotechnika

TV – teplá voda

IIHF – Mezinárodní federace ledního hokeje

Q_c [kW] tepelný výkon

Q_{chl} [kW] chladicí výkon

Q_k [kW] kondenzační teplo

Q_p [kW] teplo z přehřátých par

Q_r [m³/rok] roční potřeba TV

Q_d [m³/den] denní potřeba TV

s [kJ/kgK] měrná entropie

$h(i)$ [kJ/kg] měrná entalpie

v [m³/kg] měrný objem

t [°C] teplota

x [g/kg] měrná vlhkost

φ [%] relativní vlhkost

P [kW] příkon

P_i [kW] příkon ideálního kompresoru

p [Pa] tlak

Úvod

V přechodném období, tj. v měsících září, říjen, duben a květen, zimní stadiony bojují s problémy spojenými s udržováním kvality ledu a vznikem mlhy nad ledovou plochou. S postupem času se kladou větší nároky na kvalitu vnitřního prostředí a maximální pocit tepelné pohody. To vede k nutnosti stavby zimních stadionů klimatizovat. Nadměrná vlhkost v zimních stadionech produkovaná diváky, úpravou ledu a přiváděným vzduchem, způsobuje kondenzaci vodních par na stavebních konstrukcích (především střechy) a tvorbu mlhy nad ledovou plochou. Hlavní příčinou těchto jevů je přítomnost velice chladné ledové plochy s povrchovou teplotou cca $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, která sdílí teplo s okolními konstrukcemi sáláním. V případě nesprávně navrženého větracího zařízení je mikroklima ve vnitřním prostředí neuspokojivé.

V současné době je při stavbě nových, ale také rekonstrukcích, zimních stadionů dbáno na snížení provozních nákladů. Ty vedou k využívání odpadního tepla. Pro chlazení ledové plochy je zapotřebí velký chladicí výkon a vzniká tak velké množství odpadního tepla na kondenzační straně kompresorového chladicího cyklu. Je neekonomické teplo likvidovat a nevyužít ho. Proto se v zimních stadionech, kde je velká spotřeba energií, vyplatí odpadní teplo využívat např. pro vytápění, ohřev teplé vody, úpravu vzduchu ve VZT, tání ledu ve sněžné jámě či ohřev vody pro rolbu.

Diplomová práce vychází z již navrženého projektu vzduchotechniky, který byl proveden v předmětu předcházejícím diplomové práci. Projekt však podrobnějším sledováním vnitřního prostředí v zimním stadionu projde v rámci DP úpravami.

1 Vnitřní prostředí v zimních stadionech

1.1 Požadavky na kvalitu vnitřního prostředí

Kvalitu vnitřního prostředí v budovách spravují zákony, vyhlášky a nařízení vlády. Požadavky na kvalitu vnitřního prostředí závisí vždy na činnosti, kterou člověk v prostoru vykonává. Na základě jednotlivých činností provozů jsou zaměřeny konkrétní požadavky na mikroklimatické parametry vnitřního prostředí budov, uvedené v prováděcích předpisech k uvedeným zákonům. Požadavky na vnitřní prostředí nejsou jednotné zejména ve vyhláškách. To způsobuje velké problémy při návrhu zařízení do podobných budov. [1]

Základním opatřením pro zajištění kvality vnitřního prostředí je větrání. Takové opatření je však energeticky velmi náročné, proto je nutné zajistit kompromis mezi dostatečným větráním pro zajištění podmínek ochrany zdraví osob (tzn. že jsou dodrženy hygienické limity všech parametrů vnitřního prostředí dané právně závaznými předpisy) a optimalizací potřeby energie. [1]

Požadavky na větrání mohou být vyjádřeny dávkou vzduchu na osobu, na podlahovou plochu, intenzitou větrání prostoru nebo jsou dány faktory vnitřního prostředí, které je nutné zajistit, jako jsou mikroklimatické podmínky, limity chemických látek a prachu apod.

Platné předpisy pro oblast vnitřního prostředí v zimních stadionech

Požadavky na kvalitu vnitřního prostředí budov jsou obecně dány zákony. Podrobnější rozpracování požadavků včetně limitů pro jednotlivé faktory najdeme v prováděcích předpisech, tj. nařízeních vlády a vyhláškách. V oblastech, ve kterých požadavky právně závazné nejsou, je k dispozici řada technických norem. Jsou to však jen doporučení, k jejichž respektování není nikdo nucen. Pouze v případě, pokud právní předpis na normu neodkazuje.

Zákony a prováděcí předpisy

- **zákon č. 183/2006 Sb.**, zákon o územním plánování a stavebním řádu (stavební zákon) – ve znění pozdějších předpisů
- **zákon č. 262/2006 Sb.**, zákon zákoník práce – ve znění pozdějších předpisů

- **zákon č. 309/2006 Sb.**, zákon, kterým se upravují další požadavky bezpečnosti a ochrany zdraví při práci v pracovněprávních vztazích a o zajištění bezpečnosti a ochrany zdraví při činnostech nebo poskytování služeb mimo pracovněprávní vztahy – ve znění pozdějších předpisů
- **nařízení vlády č. 272/2011 Sb.**, o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací – ve znění pozdějších předpisů
- **nařízení vlády č. 361/2007 Sb.**, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci – ve znění pozdějších předpisů
- **vyhláška č. 268/2009 Sb.**, o obecných technických požadavcích na stavby – ve znění pozdějších předpisů
- **vyhláška č. 6/2003 Sb.**, kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb – ve znění pozdějších předpisů
- **vyhláška č. 137/2004 Sb.**, o hygienických požadavcích na stravovací služby a o zásadách osobní a provozní hygieny při činnostech epidemiologicky závažných – ve znění pozdějších předpisů

1.2 Vstupní údaje – výchozí hodnoty pro zimní stadiony

Teplota ledové plochy

Povrchová teplota ledové plochy závisí na způsobu jejího využití. Pro každý druh sportu je požadována jiná teplota. Se snižující se teplotou ledové plochy rostou energetické nároky na její chlazení. V následující tabulce jsou uvedeny nejčastěji používané hodnoty povrchové teploty ledové plochy. [2]

Tab. 1 Povrchové teploty ledové plochy [2]

Sport	Povrchová teplota ledu
Lední hokej	-5,5 až -8 °C
Krasobruslení	-3,3 °C
Curling	-4,4 °C
Rychlobruslení	-8 °C

Teplota vnitřního vzduchu

Jedním z nejdůležitějších parametrů pro návrh klimatizace v zimním stadionu je teplota vnitřního vzduchu. Neměla by klesnout pod 10 °C, protože ovlivňuje tepelnou pohodu diváků a sportovců. Teplota vzduchu nad ledovou plochou závisí na teplotě ledové plochy, teplotě vzduchu ve zbývajícím prostoru haly a na způsobu distribuce

vzduchu. Nad ledovou plochou se teplota pohybuje v rozmezí od 5 °C do 12 °C. V prostoru určeném pro diváky je snahou jim zajistit tepelnou pohodu. Teplotu pro tento prostor doporučuje norma ČSN 060210 v rozsahu od 15 °C do 20 °C. Se zvyšujícím se komfortem pro diváky se taktéž zvyšují energetické nároky na chlazení ledové plochy. Je nutné volit takové teploty, aby bylo zohledněno využití kluziště a nutný komfort pro diváky v hale. [2]

Tab. 2 Hodnoty teplot na tuzemských zimních stadionech [2]

Stadion	Úprava vnitřní Povrch ledu	V oblasti hráčů	V oblasti diváků, hala prázdná	V oblasti pobytu diváků, hala plná	Koncert
		[°C]			
ČEZ aréna Pardubice	ano	-6	8	14 až 15	19 °C φ = 80 % 20 °C φ = 55 %
O ₂ aréna Praha	ano	-6 až -8			18 až 20 °C φ = 40 až 80 %
Tábor	ne	-4 až -5		11 až 12	16 až 17 °C
Liberec		-2 až -11		5 až 7	
Písek	ne				6 až 7 °C v létě, 0 °C v zimě
Brno				11 až 12	15 až 17 °C

Vlhkost vnitřního vzduchu

Pro zabránění vzniku problémů, již výše uvedených, je nutné volit v hale zimního stadionu vhodnou měrnou vlhkost vnitřního vzduchu. [2]

Tab. 3 Doporučené teploty a vlhkosti vzduchu na zimních stadionech [2]

Literatura	Teplota vzduchu [°C]	Měrná vlhkost [g/kg _{sv}]	Relativní vlhkost [%]	Teplota rosného bodu [°C]
Grasso	10 až 20	4 až 6	50	
Flair	>10	4 až 4,5	50 až 60	
SEN		4,2 až 5		1,5 až 4
NHL		4,3		1,7

Dimenzování výměny vzduchu

Dostatečná výměna vzduchu se stanovuje na základě hygienických předpisů a doporučení. Dle manuálu IIHF je množství přiváděného vzduchu cca 30 m³/h na diváka. Podíl čerstvého vzduchu nesmí klesnout pod 50 % celkového objemu prostoru. Hráč ledního hokeje je považován jako pracující osoba stupně 5, pro který je dle nařízení vlády č. 361/2002 stanovena dávka čerstvého vzduchu 90 m³/h. [2]

1.3 Problematika vnitřního prostředí v zimních stadionech a způsoby řešení

V zimních stadionech způsobuje nadměrná vlhkost dva specifické jevy. První jev je takový, že v přechodovém období (na jaře a na podzim) se nad ledovou plochou tvoří mlha. Druhým jevem je zvýšená kondenzace vodní páry na stavebních konstrukcích, především na stropu. Příčinou obou jevů je přítomnost ledové plochy, která sdílí teplo s ostatními konstrukcemi sáláním. [2]

1.3.1 Tvorba mlhy nad ledovou plochou

Přivedením vlhkého vzduchu z exteriéru do interiéru haly dojde k jeho promíchání se studeným vzduchem nad ledovou plochou. Zvýšením jeho relativní vlhkosti a hustoty začne vzduch klesat mezi mantinely k ledové ploše. Jakmile vzduch dosáhne stavu nasycení, vytvoří se nad ledovou plochou mlha. [2]

Ochlazený vzduch má vyšší hustotu a drží se tak při ledové ploše mezi mantinely, které brání přirozenému promíchávání vzduchu v hale. Mantinely jsou z jedné strany ochlazovány a z druhé ohřívány. Plexisklo, ze kterého jsou vyrobeny, má malou tepelnou vodivost, dochází tak k poklesu jeho povrchové teploty pod teplotu rosného bodu a následné kondenzaci vzdušné vlhkosti na jeho povrchu. Kondenzát způsobuje zhoršení jeho průhlednosti. Divákům je tato situace nepříjemná z důvodu špatné viditelnosti v předních řadách hlediště. [2]

V některých případech se mlha nad ledovou plochou rozfoukává instalací axiálních ventilátorů, díky kterým se zvýší proudění vzduchu nad ledovou plochou a přestup tepla konvekcí ze vzduchu do ledu, což však vede ke zhoršení jeho kvality a místnímu odtávání. [2]

Řešením uvedeného problému je přívod odvlhčeného vzduchu do haly zimního stadionu a správné nasměrování distribučních prvků, které zajistí potřebné promísení vzduchu v hale se suchým přiváděným a zároveň zajistí minimální zvýšení konvekce nad ledovou plochou. [2]

1.3.2 Kondenzace vlhkosti na stavebních konstrukcích

Riziko vzniku povrchové kondenzace a plísní na konstrukcích, zejména na střešní konstrukci nebo podhledu, v hale je závažný problém, který značně souvisí s vysokou měrnou vlhkostí vzduchu v interiéru. Mezi střešní konstrukcí a ledovou plochou dochází

k sálání, kde teplejší střecha odevzdává teplo chladnější ledové ploše. Led se tak ohřívá a střešní konstrukce ochlazuje. [2]

Povrchová kondenzace způsobuje chemickou a biologickou korozi na povrchu konstrukce. V souvislosti s kondenzací souvisí skapávání vody na ledovou plochu nebo do hlediště. Po dopadu jednotlivé kapky zmrznou a začnou se tak na ledové ploše tvořit malé vzhůru rostoucí krápníky, které jsou příčinou nekvalitního a nerovného ledu. Musí se mechanickými nebo strojnímu škrabkami odstraňovat a ledová plocha si vyžaduje častější úpravu rolbou. [2]

Snížení radiačního účinku

Výpočetním vztahem popisujícím sdílení tepla radiací mezi obecně položenými plochami lze vyhodnotit radiační účinek mezi konstrukcemi v hale jako je podhled, ledová plocha a tribuny. Velikost tepelného toku závisí na emisivitě povrchů, povrchových teplotách, geometrických plochách ozařujících se ploch. [2]

Nejvíce připadá v úvahu snížit emisivitu podhledu. Toho se dosáhne povrchovou úpravou na kovově lesklý povrch, který může dosahovat emisivity 0,1. Povrchovou úpravou se sníží přenos tepla mezi podhledem a ledovou plochou. Kvalita kovově lesklých povrchů však vlivem oxidace nebo znečištěním prachem klesá. [2]

Zvýšení proudění vzduchu kolem konstrukcí

Zvýšením proudění vzduchu kolem konstrukcí se jejich povrch bude zahřívát a zamezí se tak na jejím povrchu kondenzaci vodní páry. Lze toho docílit dobře zvolenou distribucí vzduchu a vhodným nasměrováním některých vyústek pro „ofuk“ stropu v hale. [2]

Zvýšení teploty povrchu

Povrchovou teplotu stropní konstrukce lze zvýšit instalací otopných rohoží, díky kterým by se její teplota dostala nad teplotu rosného bodu v hale. Problém nastává však v neekonomičnosti, protože se tak zvýší nároky na chlazení ledové plochy. [2]

Snížení teploty rosného bodu vzduchu

Snížení teploty rosného bodu vzduchu v hale zimního stadionu se jeví jako nejvhodnější způsob, jak zabránit již uvedeným problémům. Odvlhčováním vzduchu se dosáhne a udrží hodnota rosného bodu v určitém rozsahu. Vzduch lze odvlhčovat dvěma způsoby: kondenzačními nebo sorpčními systémy. [2]

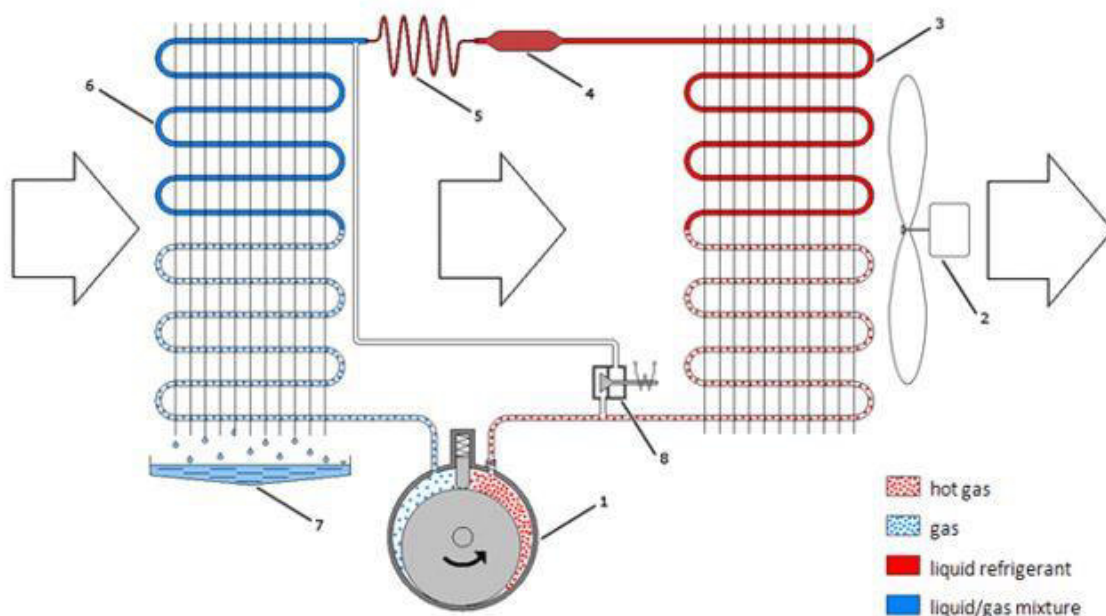
1.4 Způsoby odvlhčování vzduchu

Odvlhčování je technologický proces, při kterém se odstraňuje vlhkost z vnitřního prostředí. Odvlhčování lze uplatnit u vzduchotechnických jednotek určených k větrání, klimatizaci či odvlhčování prostorů s produkcí vlhkosti. I přesto, že v přechodném období, tj. na jaře a na podzim, kdy zimní stadiony hlavně bojují s vysokou vlhkostí přiváděného vzduchu, jsou níže uvedené způsoby odvlhčování navrženy v konkrétním případě, kdy venkovní vzduch má vysokou teplotu a měrnou vlhkost vzduchu, tedy pro extrémní případ v letním období.

1.4.1 Kondenzační odvlhčování

Kondenzační odvlhčovače jsou založeny na principu ochlazení vzduchu pod teplotu rosného bodu, což způsobí kondenzaci vlhkosti do kapalného skupenství. Hlavní prvky odvlhčovače jsou ventilátor, kompresor, kondenzátor a expanzní ventil.

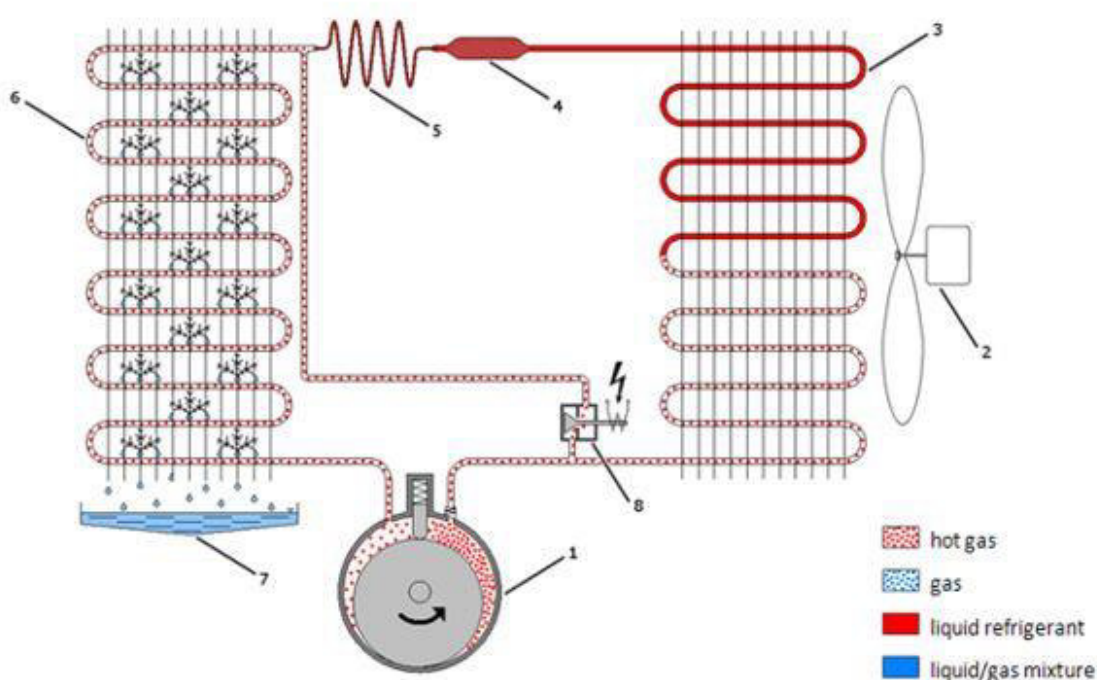
Vlhký vzduch z místnosti je nasáván ventilátorem přes výparník, na kterém se vzduch ochladí a dojde ke kondenzaci vodní páry v něm obsažené. Vysrážená voda je odvedena do nádoby či kanalizace. Následně ochlazený a suchý vzduch slouží k chlazení kondenzátoru, kde se ohřeje a zároveň dojde ke snížení jeho relativní vlhkosti. Vzduch je poté vrácen zpět do místnosti. Princip je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 1 Provoz kondenzačního odvlhčovače s kompresorem [3]
1- kompresor, 2- ventilátor, 3- kondenzátor, 4- filtr (dehydratační), 5- expanzní ventil,
6- výparník, 7- kondenzační nádržka, 8 – elektromagnetický ventil

Teplota na výstupu z odvlhčovače je o 3-8 °C vyšší než teplota nasávaného vzduchu. Účinnost kondenzačního odvlhčování závisí nejen na výkonnosti zařízení, ale také na okrajových podmínkách (teplotě a vlhkosti). Pokud je požadováno pouze snížení měrné vlhkosti vzduchu, je zapotřebí vzduch opětovně ohřát na původní teplotu.

Pokud kondenzační odvlhčování probíhá za nižších teplot, může se stát, že z kondenzovaná voda na výparníku zmrzne a sníží odpor průtoku vzduchu. Zabránit tomu lze např. zabudováním elektronického kontrolního systému, který pravidelně otvírá elektromagnetický ventil. Horké chladivo (v plynném stavu) tak přejde do výparníku a led odtaje. Princip je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 2 Provoz kondenzačního odvlhčovače s kompresorem během režimu rozmrazování horkými plyny [3]

1- kompresor, 2- ventilátor, 3- kondenzátor, 4- filtr (dehydratační), 5- expanzní ventil,
6- výparník, 7- kondenzační nádržka, 8 – elektromagnetický ventil

Kondenzační odvlhčování je realizováno chladičem a ohříváčem. V zařízeních, která jsou určena především pro odvlhčování, výparník představuje chladič a kondenzátor naopak ohříváč. Obě tato zařízení jsou propojena parním oběhem kompresorového zařízení. Výhodou tohoto uspořádání je, že zařízení potřebuje pouze elektrickou energii na pohon kompresoru a ventilátorů. Pokud je veškeré kondenzační teplo předáno do odvlhčovaného vzduchu, dochází tak k jeho ohřevu na teplotu výrazně vyšší, než byla před chlazením.

U běžných kondenzačních odvlhčovačů bez vymrazování je maximální dosažitelná účinnost limitována hranicí zhruba 40-35 % relativní vlhkosti při teplotách odvlhčovaného vzduchu 20 °C. Z důvodu vysoké účinnosti a ekonomického zhodnocení se nejčastěji používají kondenzační odvlhčovače pro vysoušení staveb při stavebních pracích, rekonstrukcích a sanacích. Za ideální lze také považovat použití kondenzačních odvlhčovačů v prostorách s poměrně vysokou teplotou a měrnou vlhkostí, jako například bazény a lázeňské provozy.

Kondenzační odvlhčování (mokrý chlazení) nastává tehdy, pokud je teplota chladiče nižší než teplota rosného bodu odvlhčovaného vzduchu. Směr změny vzduchu se pohybuje po spojnici odvlhčovaného (chlazeného) vzduchu a teploty povrchu chladiče s RH=100 %. To má za následek kondenzaci vodní páry na povrchu chladiče, čímž dochází k vysoušení vzduchu. [3] [4] [5]

Kondenzační odvlhčování – varianta 1

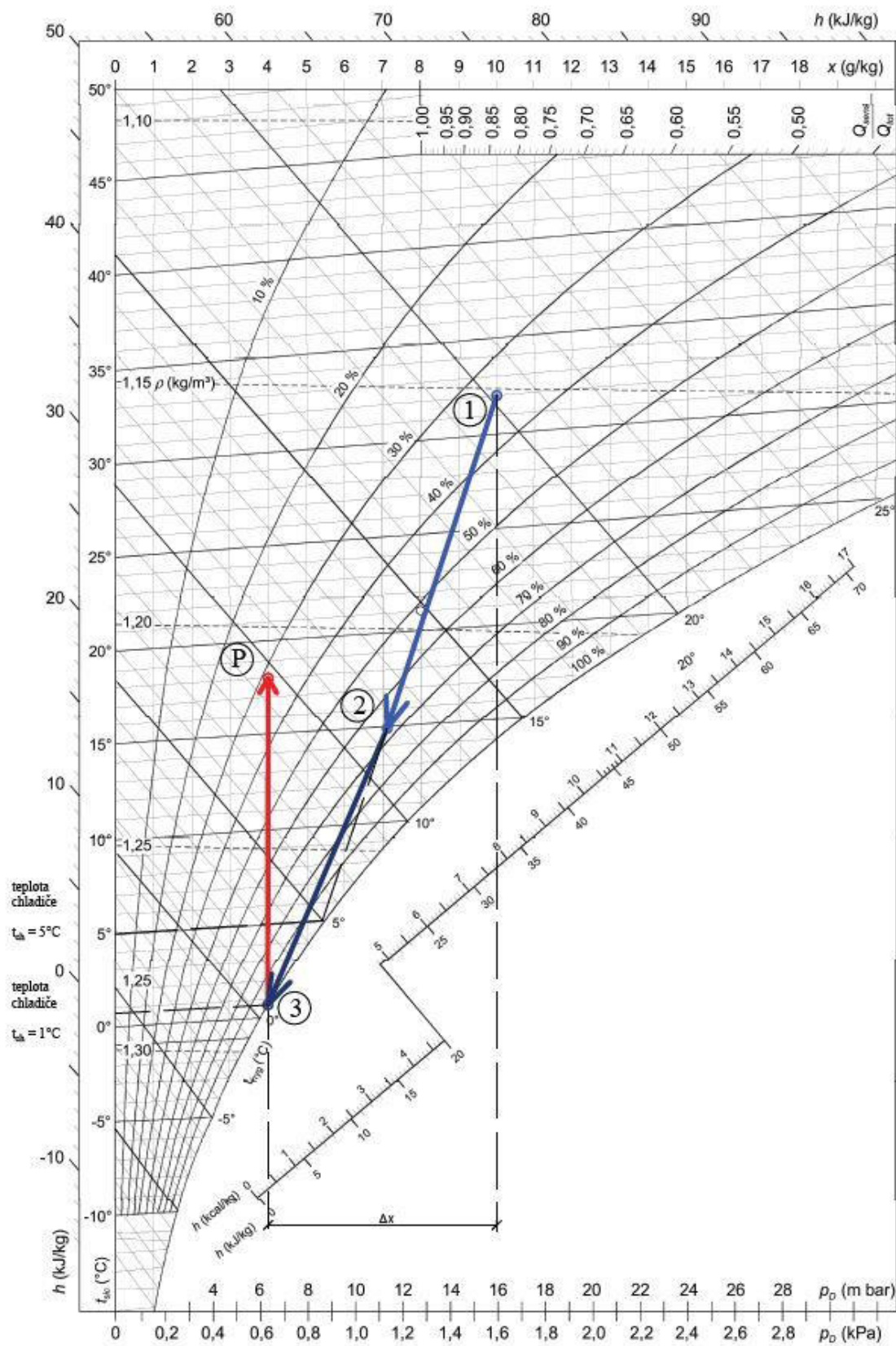
Vzduch je nejprve ochlazen přímým výparníkem na teplotu 15 °C chladičem o povrchové teplotě 5°C. Následně je vzduch chlazen přímým výparníkem na 1 °C chladičem o povrchové teplotě 1 °C. Poté je dohřát na teplotu 18 °C elektrickým ohřívacem.

Tab. 4 Hodnoty veličin v jednotlivých bodech

	t [°C]	φ [%]	x [g/kg _{sv}]	h [kJ/kg _{sv}]
Úpravovaný vzduch V = 10 200 m³/h				
bod 1	32	33	10,0	58,0
bod 2	15	67	7,2	33,4
bod 3	1	98	4,0	11,0
bod 4	18	31	4,0	28,3

Tab. 5 Potřebné výkony při úpravě vzduchu – Kondenzační odvlhčování – varianta 1

Kondenzační odvlhčování - varianta 1					
	výkon			COP/EER	el. příkon
chlazení 1	83,8	kW	přímý výparník	3	27,9 kW
chlazení 2	75,9	kW	přímý výparník	3	25,3 kW
ohřev	58,8	kW	ohřev TČ	3	19,6 kW
			celkem		72,8 kW



Graf. 1 H-x diagram kondenzační odvlhčování – varianta 1

Kondenzační odvlhčování – varianta 2 (s tepelným čerpadlem)

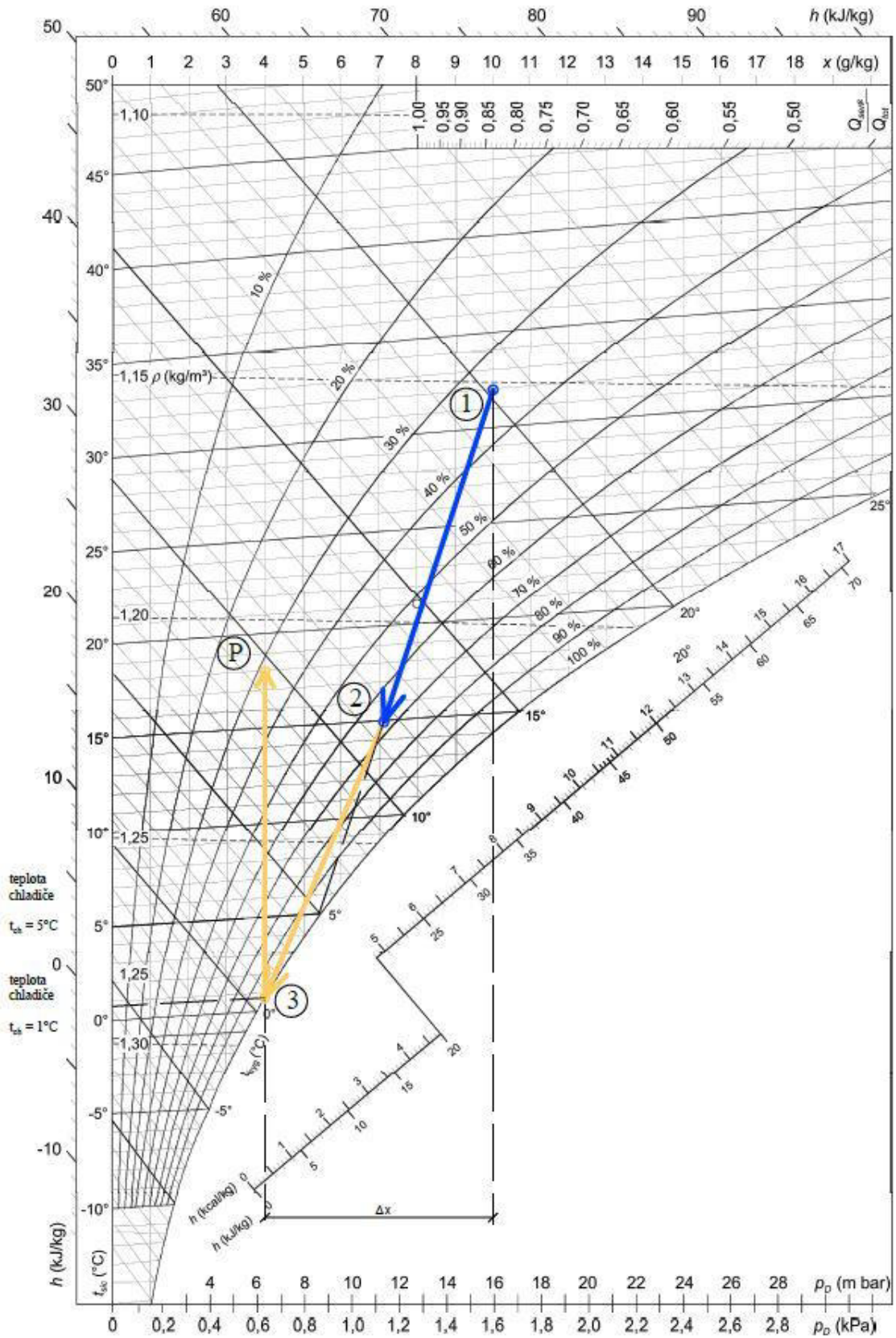
Druhý způsob může být navázání na první, kdy vzduch bude ochlazovat kondenzátor a zároveň se bude ochlazovat, kdy dojde k využití odpadního tepla produkovaného kondenzátorem.

Tab. 6 Hodnoty veličin v jednotlivých bodech

	t [°C]	ϕ [%]	x [g/kg _{sv}]	h [kJ/kg _{sv}]
Upravovaný vzduch V = 10 200 m³/h				
bod 1	32	33	10,0	58,0
bod 2	15	67	7,2	33,4
bod 3	1	98	4,0	11,0
bod 4	14	40	4,0	24,2
bod 5	18	31	4,0	28,3

Tab. 7 Potřebné výkony při úpravě vzduchu – Kondenzační odvlhčování – varianta 2

Kondenzační odvlhčování - varianta 2 (kombinace s tepelným čerpadlem)					
	výkon			COP/EER	el. příkon
chlazení 1	83,8	kW	přímý výparník	3	27,9 kW
chlazení 2	75,9	kW	TČ	3	25,3 kW
ohřev	13,8	kW			
celkem					53,2 kW



Graf. 2 H-x diagram kondenzační odvlhčování – varianta 2

1.4.2 Adsorpční odvlhčování

Adsorpce je fyzikální děj bez chemické reakce. „*Je to proces, jehož principem je hromadění plynné látky ze směsi plynů nebo rozpuštěné látky v kapalině (adsorbátu) na povrchu pevné látky (adsorbentu) účinkem mezipovrchových přitažlivých sil.*“ [6]

Princip adsorpčního odvlhčování spočívá v odstranění vlhkosti vzduchu díky adsorpci hygroskopickými materiály (adsorbenty). Hlavní komponenty tohoto typu jsou: rotor s řídicí jednotkou, ventilátor, ohříváč vzduchu, filtr, kryt a doplňky pro montáž.

Vzduch, který má být odvlhčen, je nasáván přes filtr ventilátorem a je veden přes rotor, který představuje regenerační rotační výměník s drobnými kanálky, na jejichž povrch je nanesen adsorbent (např. silikagel, chlorid lithný, zeolit aj.).

Na jedné straně výměníku dochází k adsorpci vlhkosti do adsorbentu pomocí proudu odvlhčovaného vzduchu a druhá strana je regenerována horkým vzduchem (desorpce). Regenerační vzduch představuje zpravidla 30% podíl odvlhčovaného vzduchu. Oba procesy adsorpce a regenerace probíhají současně, proto je vzduch nepřetržitě odvlhčován a ke spotřebě sorbentu přitom nedochází. Silikagel není rozpustný ve vodě a páře, proto se nemůže vyplavit ani vyfouknout vzduchovým proudem. Případné nečistoty lze odstranit vodou, parou nebo stlačeným vzduchem.

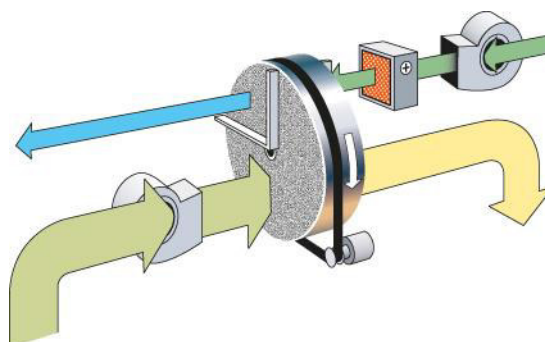
Součástí adsorpčního zařízení je také ohříváč, který regeneruje (ohřívá) odváděný vzduch až na teplotu 145°C. Regenerovat vzduch lze elektrickým ohříváčem, parním výměníkem, plynovým ohříváčem, horkovodním ohřevem apod. V některých případech může být za rotačním výměníkem umístěn ještě chladič. Z důvodu toho, že je odvlhčený vzduch ohříván, dochází nejen k přenosu vlhkosti, ale také i k přenosu tepla.

Zařízení je rozděleno na odvlhčovací a regenerační část, což má za výsledek získání odvlhčeného vzduchu hned za rotorem. Při otáčení dochází k tomu, že se vlhký hygroskopický materiál dostává do regeneračního sektoru, kde prochází horký vzduch rotorem za účelem odstranění vlhkosti, která se dostává ven.

Adsorpční odvlhčování se nejčastěji využívá v samostatných odvlhčovacích nebo klimatizačních jednotkách s cirkulačním režimem a jsou schopny docílit velice nízkého rosného bodu suchého vzduchu. Pracují nejefektivněji při nízké teplotě. Výhodou tohoto principu odvlhčování je možnost práce i při teplotách pod bodem mrazu. Adsorpční odvlhčovače jsou vhodné pro aplikaci v prostorách s nízkou hodnotou vlhkosti, kde se zúročuje i jejich hygienická nezávadnost a bezúletovost silikagelového materiálu. [4] [7] [5]

Adsorpční odvlhčování – varianta 1

Do otáčejícího se rotačního výměníku se dostává vzduch, který představuje zpravidla 30% podíl odvlhčovaného vzduchu. Tento vzduch je předehříván ohřivačem až na teplotu 140 °C a jeho průchodem dochází k odebrání vlhkosti od prouděného vzduchu zpět do místnosti. Regenerovaný rotační výměník se dostává znovu do odvlhčovaného sektoru. Je vhodný pro vysokou vstupní vlhkost a nízkou regenerační teplotu.



Obr. 3 Jednoduchý typ adsorpčního odvlhčovače [8]

Tab. 8 Hodnoty veličin v jednotlivých bodech

	t [°C]	ϕ [%]	x [g/kg _{sv}]	h [kJ/kg _{sv}]
Odvlhčovaný vzduch V = 10 200 m³/h				
bod 1	32	33	10,0	58,0
bod 2	55	4	4,0	66,0
bod 3	18	31	4,0	28,3
Regenerační vzduch V = 3 400 m³/h				
bod 1	32	33	10,0	58,0
bod 2	140		10,0	
bod 3				

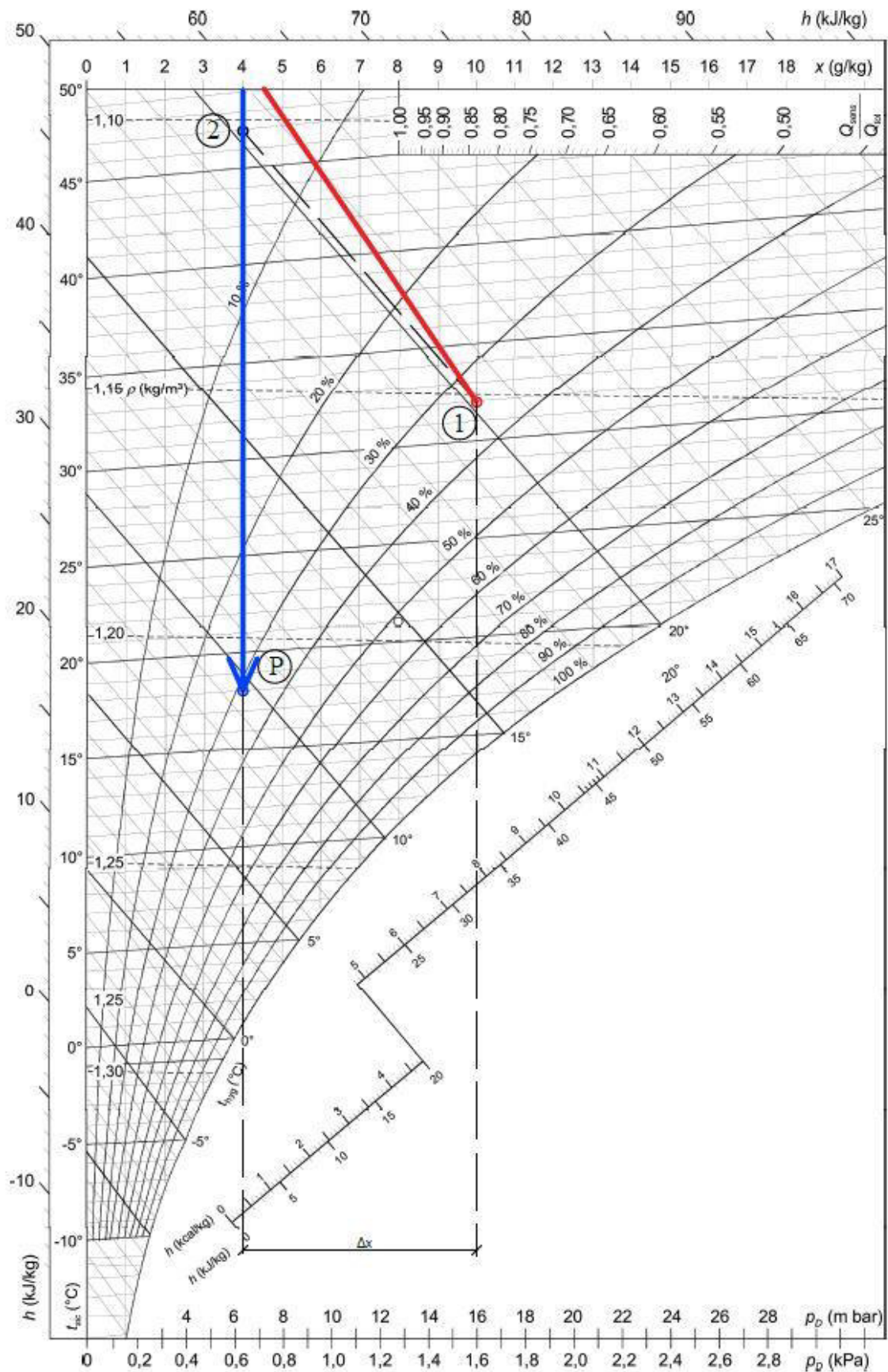
Tab. 9 Potřebné výkony při úpravě vzduchu – Adsorpční odvlhčování – varianta 1

Adsorpční odvlhčování - varianta 1					
	výkon			COP/EER	el. příkon
ohřev reg. vz.	126,0	kW	ohřev elektro	1	126,0 kW
ohřev	(27,1)	kW	ohřev regeneračním vzduchem		
chlazení	128,0	kW	přímý výparník	3	42,7 kW
			celkem		168,7 kW

Venkovní regenerační vzduch je ohříván na teplotu 140 °C, aby docházelo k neustálé regeneraci silikagelu a následně proudí přes rotační výměník, kde dochází k jeho absorpci vlhkosti a poté proudí opět ven.

Vysušovaný vzduch proudí z venkovního prostředí přes rotační výměník, kde dojde k jeho desorpci vzdušné vlhkosti a následně proudí přes chladič, kde dojde k jeho finální úpravě do vnitřního prostředí.

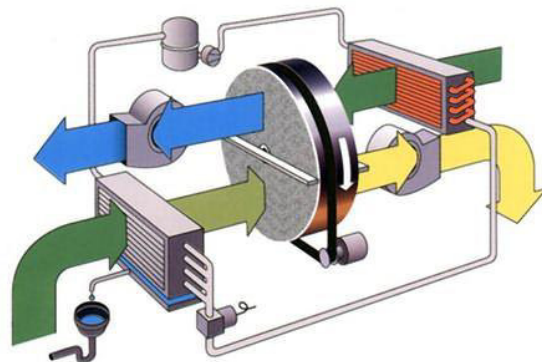
Proudící odvlhčovaný vzduch se pohybuje v h-x diagramu po entalpii navýšené o teplotu cca 1,3 °C na 1 g/kg_{sv}.



Graf. 3 H-x diagram jednoduchého typu adsorpčního odvlhčovače (úprava odvlhčovaného vzduchu)

Adsorpční odvlhčování – varianta 2 (kombinace s tepelným čerpadlem)

Pro regeneraci vzduchu je použito teplo z kondenzátoru tepelného čerpadla. Předchlazením vstupujícího vzduchu na výparníku se tak zvyšuje účinnost odvlhčování. Velká energetická účinnost adsorpčního odvlhčovače v kombinaci s tepelným čerpadlem snižuje několikanásobně nároky elektrický příkon oproti jednoduchému adsorpčnímu odvlhčování. Jejich předností je také nízká teplota a vlhkost výstupního vzduchu. Mimo systém je odváděn samostatně využívající proud regeneračního vzduchu.



Obr. 4 Adsorpční odvlhčovač – varianta 2 [9]

Venkovní regenerační vzduch je kondenzátorem ohřát na teplotu 50 °C, aby docházelo k neustálé regeneraci silikagelu, a následně proudí přes rotační výměník, kde dochází k jeho absorpci vzdušné vlhkosti, a poté proudí opět ven.

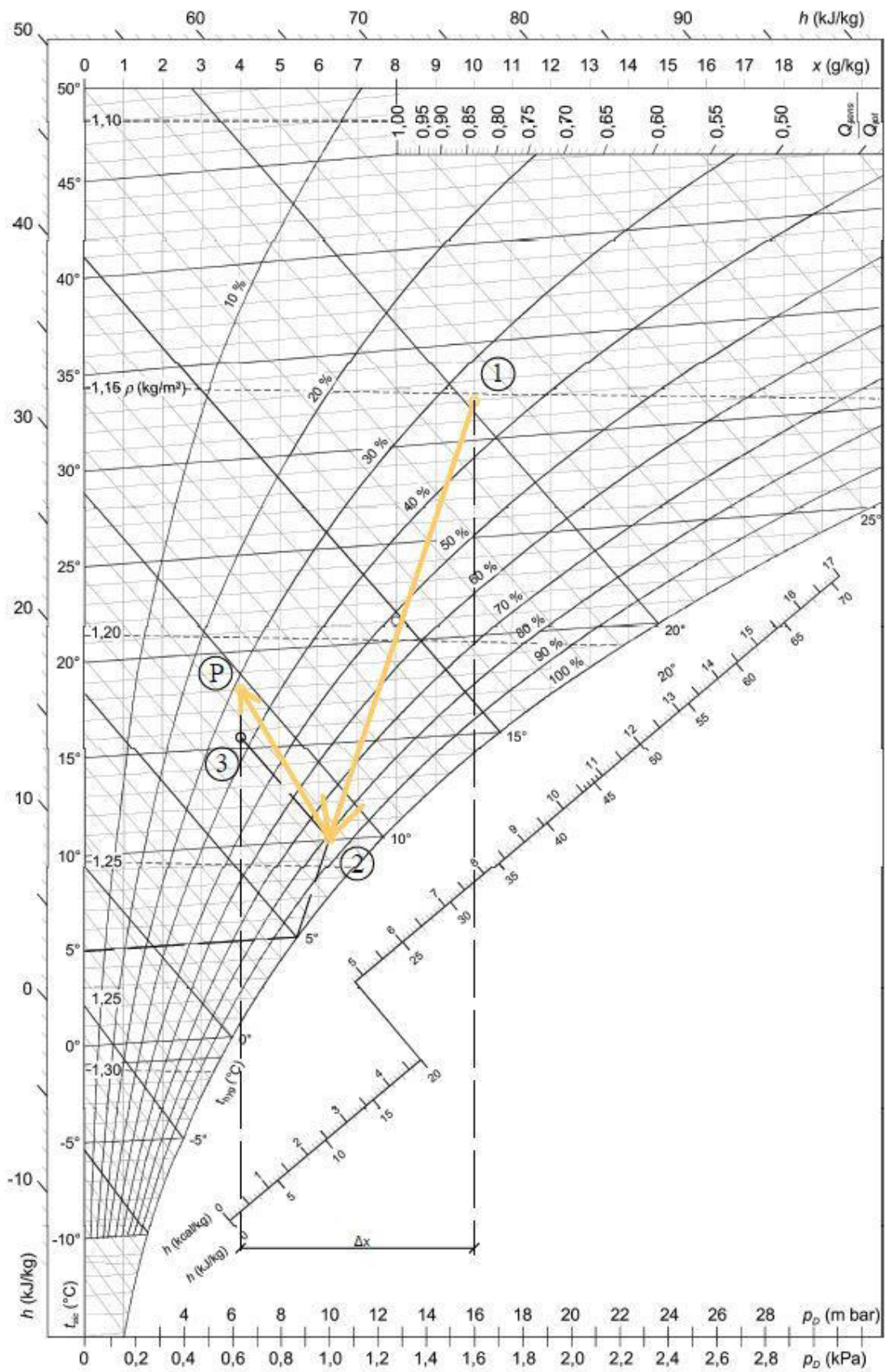
Vysušovaný vzduch proudí přes výparník, kde se předchladí a zcondenzuje část vlhkosti. Následně proudí přes rotační výměník, kde dojde k finálnímu odvlhčení. Poté je vzduch pouštěn do vnitřního prostředí.

Tab. 10 Hodnoty veličin v jednotlivých bodech

	t [°C]	φ [%]	x [g/kg _{sv}]	h [kJ/kg _{sv}]
Odvlhčovaný vzduch V = 10 200 m³/h				
bod 1	32	33	10,0	58,0
bod 2	10	82	6,3	26,0
bod 3	18	31	4,0	28,3
Regenerační vzduch V = 3 400 m³/h				
bod 1	32	33	10,0	58,0
bod 2	50		10,0	
bod 3				

Tab. 11 Potřebné výkony při úpravě vzduchu – Adsorpční odvlhčování – varianta 2

Adsorpční odvlhčování - varianta 2 (kombinace s tepelným čerpadlem)				
	výkon		COP/EER	el. příkon
ohřev reg. vz.	62,3	kW	ohřev TČ	
chlazení	108,9	kW	přímý výparník	20,8 kW
ohřev	(8,0)	kW	ohřev regeneračním vzduchem	
			celkem	20,8 kW



Graf. 4 H-x diagram adsorpčního odvlhčovače v kombinaci s tepelným čerpadlem (úprava odvlhčovaného vzduchu)

1.4.3 Porovnání způsobů odvlhčování

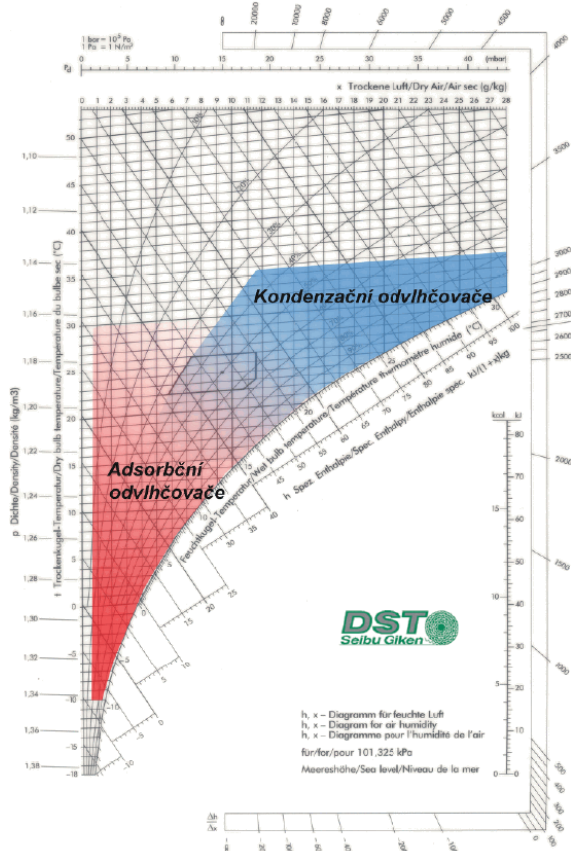
Tab. 12 Porovnání kondenzačního a adsorpčního odvlhčování

		KONDENZAČNÍ	ADSORPČNÍ
Provozní rozsah	horní mez	35-40°C	28-30°C
	spodní mez	12-16°C (riziko namrzání, snížení účinnosti)	není omezena
Dosažitelné odvlhčení		$x > 5,5 \text{ g/kg}_{\text{sv}}$	$x > 5 \text{ g/kg}_{\text{sv}}$ $x > 1,5 \text{ g/kg}_{\text{sv}}$ (20°C; <10% r.v.) $x = 0,23 \text{ g/kg}_{\text{sv}}$ (tr < -30°C) $x = 0,08 \text{ g/kg}_{\text{sv}}$ (tr < -40°C)
Účinnost		S klesající teplotou klesá	S rostoucí teplotou klesá

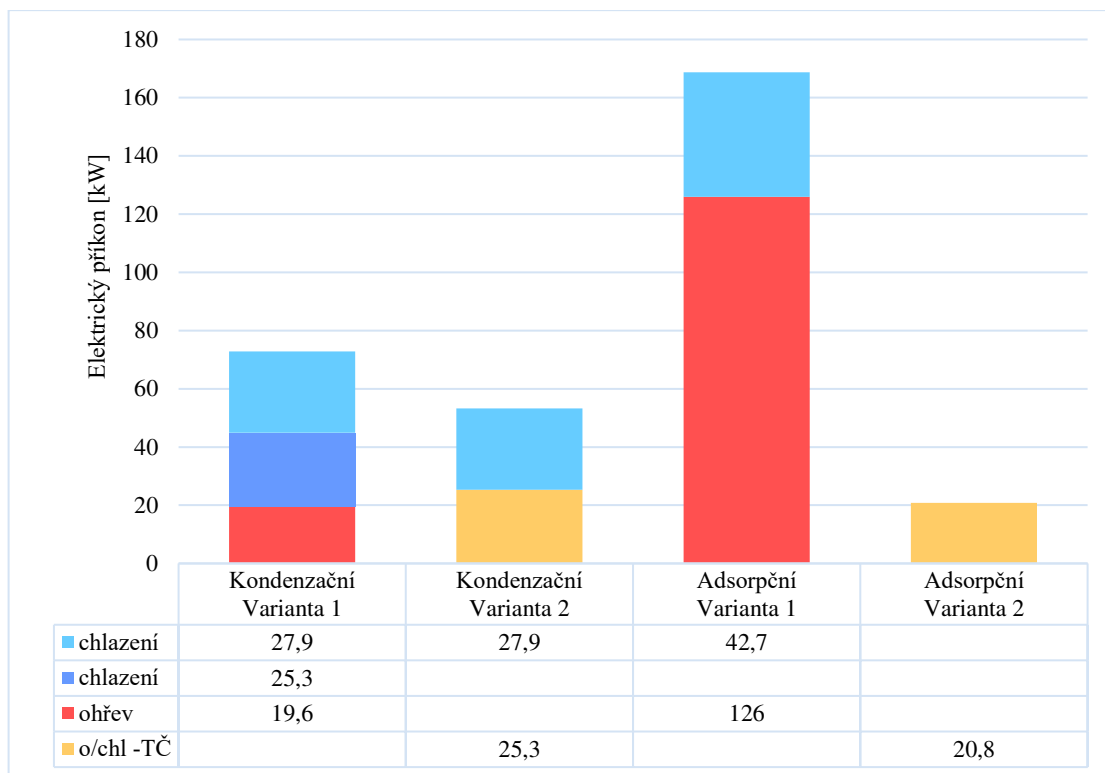
Z výše uvedené tabulky je patrné, kdy je vhodné se pro daný typ odvlhčování rozhodnout. Vhodnost použití daného zařízení znázorňuje také následující obrázek, na kterém můžeme v h-x diagramu vidět rozsah použití pro kondenzační či adsorpční odvlhčování.

Kondenzační odvlhčování je optimální pro vyšší teploty a měrnou vlhkost vzduchu, kdy jeho účinnost s rostoucí teplotou roste. Naopak adsorpční odvlhčování je ideální použít v prostorech, kde je požadavek na nízké teploty a velmi nízké měrné vlhkosti. S rostoucí teplotou účinnost adsorpce klesá.

Adsorpční a kondenzační princip se vzájemně doplňují v rozsahu a účinnosti odvlhčení a správná volba metody závisí také na informovanosti investora o požadavcích na provoz zařízení.



Graf. 5 Rozsah použití kondenzačních a adsorpčních odvlhčovačů v h-x diagramu [10]



Graf. 6 Porovnání způsobů odvlhčování z hlediska dodaného elektrického příkonu

Na následujícím grafu je vidět, kolik je potřeba dodat elektrického příkonu pro různé varianty odvlhčování.

Vzhledem k tomu, aby docházelo k regeneraci silikagelu, musí být regenerační vzduch ohříván na teplotu okolo 140 °C. Proto u varianty 1 adsorpčního odvlhčování je elektrický příkon vysoký a vyplatí se tak v tomto případě použít spíše variantu 1 kondenzačního odvlhčování. Avšak při využití tepelného čerpadla v obou případech, vychází elektrický příkon pro variantu 2 adsorpčního odvlhčování znatelně nižší a jeho provozní náklady by tak byly nejmenší ze všech uvedených variant. Problém nastává však v pořizovacích nákladech, kdy pořizovací cena adsorpčního odvlhčovače je oproti kondenzačnímu značně vysoká a záleží na uvážení a době návratnosti, která z variant by se vyplatila více.

2 Případová studie – větrání zimního stadionu v Jihlavě

Větrání v zimním stadionu je nutno rozdělit minimálně na dvě zóny – hala s ledovou plochou a s prostorem pro diváky a ostatní prostory.

Hlavní škodlivinou v zóně haly, na kterou se navrhuje množství přiváděného vzduchu, je vodní pára. Je nutno také ale zajistit minimálně hygienické množství čerstvého vzduchu na osobu. Velký výskyt vodní páry v objektu je v přechodných obdobích v roce, tj. na jaře a na podzim. Hlavní zdroj vlhkosti v hale tvoří lidé, úprava ledu a vlhkost v přiváděném vzduchu (pokud není řešena).

Vzduchotechnická jednotka pro tribuny s diváky musí přivést dostatečné množství čerstvého vzduchu, odvést přebytečnou vlhkost a někdy také zajistit teplovzdušné vytápění. Z toho plyne velký výkon ohřívače, který musí ohřát venkovní vzduch předeřhátý ZZT na příslušnou teplotu. Naopak v letním období je nutný chladič o velkém výkonu, který je schopen ochladit přiváděný vzduch na požadovanou teplotu za účelem pokrytí tepelných zisků. Přívodní prvky jsou nejčastěji umístovány nad tribuny a odvodní prvky po obvodu haly nebo v jednom místě. Množství přiváděného vzduchu pro diváky je velké, proto se navrhuje větší počet vzduchotechnických jednotek, mezi které se množství vzduchu rovnoměrně rozdělí.

VZT jednotka pro ledovou plochu přivádí upravený vzduch nad kluziště a vytváří vzduchovou clonu oddělující prostor diváků. Určitá část vzduchu je přiváděna směrem dolů na ledovou plochu a část naopak směrem nahoru pro „ofuk“ střešní konstrukce, což je vhodné pro eliminaci kondenzace vodní páry na jejím povrchu. Hlavním úkolem jednotky je snížení vlhkosti obsažené ve vzduchu. Proto se k jednotkám instalují výkonné odvlhčovače, které zaručí přísun suchého vzduchu do prostoru haly. Vzduch je v zimním období ohříván a letním chlazen a je přiváděn pomocí dýz umístěných nad ledovou plochou a odváděn na okraji ledové plochy.

Správně navržený vzduchotechnický systém v zimním stadionu zvýší nejen divácký komfort a eliminuje problémy vznikající v uzavřených prostorech s ledovou plochou, ale také dokáže zvýšit životnost konstrukcí, na kterých by jinak kondenzovala vzdušná vlhkost.

V zimním stadionu se vyskytují také jiné provozy, které musejí být větrány, než jen tribuna a ledová plocha. Jedná se hlavně o zázemí pro diváky a hráče, ale také o

stravovací zařízení, obchody, administrativní část a prostory pro umístění technologií. Je nutno tyto prostory rozdělit do skupin a zajistit v nich dostatečnou výměnu vzduchu. Požadavky jsou stanoveny na základě norem a vyhlášek, které určují pravidla. Strojovny mají samostatné jednotky, sociální zázemí je podtlakově větráno apod.

Mechanické větrání v objektu zajistí větší komfort všem uživatelům a zajišťuje kvalitu vnitřního prostředí celého objektu.

2.1 Obecné informace o zimním stadionu

Extraligový zimní stadion se skládá z hlavní budovy a tréninkové haly. Projekt větrání v zimním stadionu a následující případová studie využití odpadního tepla z chlazení ledové plochy je stanovena pouze pro hlavní halu a v ní zázemí tréninkové haly. Podkladem pro zpracování projektu byly podklady od architekta.

Zimní stadion je v provozu celoročně.

Lokalita	Jihlava
Zastavěná plocha	6 595 m ²
Obestavěný prostor	118 000 m ³
Rozměr ledové plochy	58x28 m
Počet míst k sezení	5 250



Obr. 5 Zimní stadion – hlediště a ledová plocha [11]

Tab. 13 Vstupní údaje pro venkovní prostředí

	zima	léto	jaro/podzim	
nadmořská výška	518,950 m.n.m.			
venkovní teplota	-15 °C	32 °C	10 °C	23 °C
měrná vlhkost	1,0 g/kg _{sv}		4 g/kg _{sv}	10 g/kg _{sv}
entalpie		58 kJ/kg _{sv}		

Tab. 14 Hodnoty přiváděného vzduchu

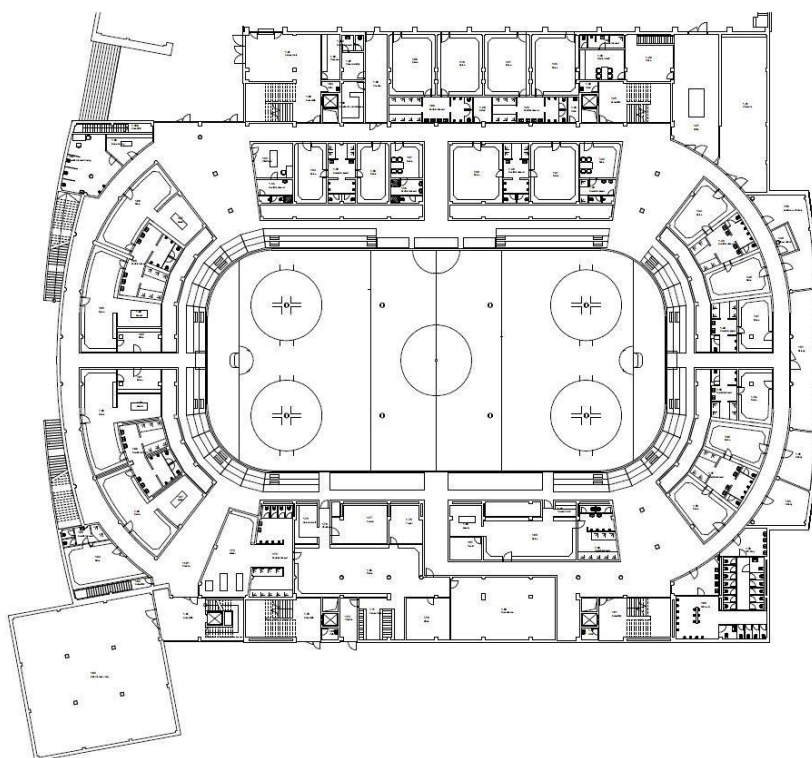
	Teplota [°C]	x [g/kg _{sv}]
Pobytové místnosti		
Zima	20	
Léto	26	
Ledová plocha		
Zima	16	4
Léto	18	4
Diváci		
Zima	20	
Léto	20	

2.2 Rozdělení objektu do jednotlivých sektorů

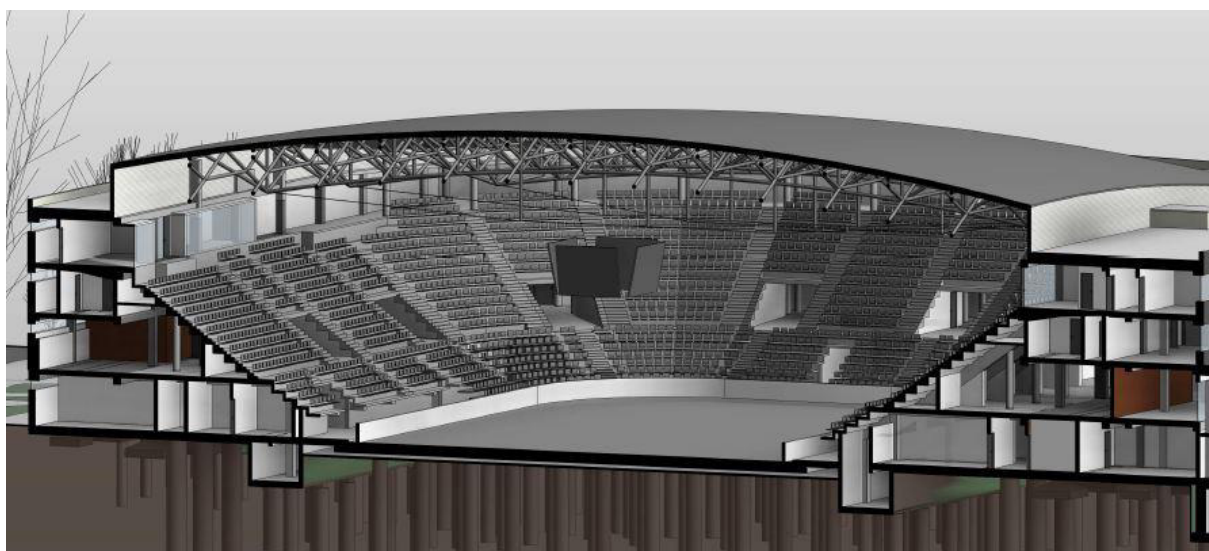
V zimním stadionu se nachází několik zón, které mají odlišné požadavky na kvalitu vnitřního prostředí. Po patrech jsou odděleny provozy, jejichž rozdělení je použito pro návrh VZT zařízení. Technologie v zimním stadionu jsou navrženy dle manuálu pro realizace a rekonstrukce zimních stadionů. [12]

Tab. 15 Provozy v jednotlivých patrech

4.NP	<ul style="list-style-type: none"> • administrativa • média • V.I.P. zóna diváci 	<ul style="list-style-type: none"> • hlediště - diváci • ledová plocha
3.NP	<ul style="list-style-type: none"> • administrativa • šatny zaměstnanci • sociální zázemí zaměstnanci 	
2.NP	<ul style="list-style-type: none"> • gastro • sociální zázemí • síň slávy 	
1.NP	<ul style="list-style-type: none"> • strojovna chlazení • šatny a sociální zázemí • sklady a prádelsna 	
1.PP	<ul style="list-style-type: none"> • elektrorozvodna • kotelna • strojovna chlazení 	



Obr. 6 Zimní stadion - půdorys 1.NP [11]



Obr. 7 Zimní stadion – příčný řez [11]

Pro návrh VZT je objekt rozdělen do následujících zón, které jsou vzduchově propojeny:

- Ledová plocha
- Diváci
- Sociální zázemí
- Šatny
- Gastro
- Komunikační prostory
- Vstupy
- Doping
- Catering

STŘECHA

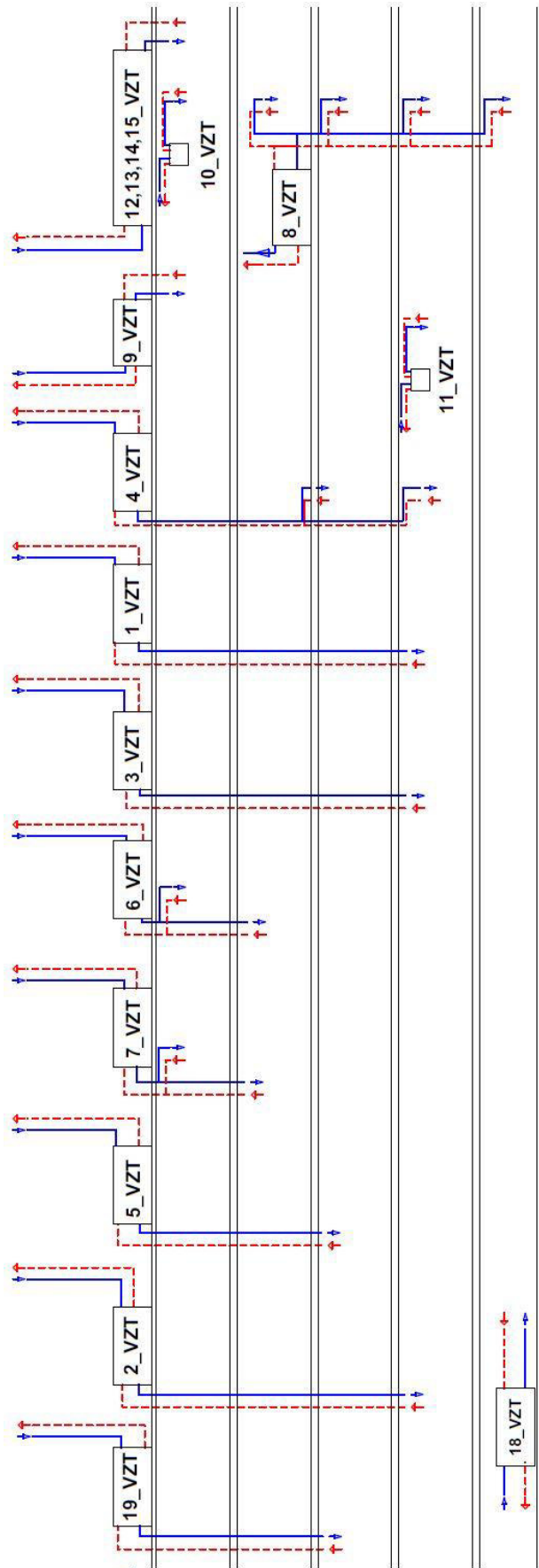
4.NP

3.NP

2.NP

1.NP

1.PP



Obr. 8 Schéma VZT zařízení v objektu

2.3 Navržená VZT zařízení v zimním stadionu

Zřízení č. 1 – větrání 1.NP západní část

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání 1.NP západní části má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu ve všech místnostech. Prostory zahrnující sociální zázemí, šatny a komunikační prostory budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Odvod vzduchu je proveden ze sociálních zařízení do venkovního prostředí a přívod vzduchu do všech ostatních místností. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými vyústmi nebo pomocí mřížek ve dveřích/stěnách, kterými je vzduch přiveden z vedlejších místností. Odvodní prvky jsou talířové ventily. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 16 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 1

výměna vzduchu	4 450 m ³ /h
vytápění	10,2 kW
chlazení	11,9 kW

Zřízení č. 2 – větrání 1.NP východní část

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání 1.NP východní části má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu ve všech místnostech. Prostory zahrnující sociální zázemí, šatny a komunikační prostory budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Odvod vzduchu je proveden ze sociálních zařízení a skladů do venkovního prostředí a přívod vzduchu do všech ostatních místností. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými vyústmi nebo pomocí mřížek ve dveřích/stěnách, kterými je vzduch přiveden z vedlejších místností. Odvodní prvky jsou talířové ventily. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke kterému je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník

pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 17 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 2

výměna vzduchu	7 450 m ³ /h
vytápění	17,3 kW
chlazení	19,9 kW

Zřízení č. 3 – větrání 1.NP severní část a tréninková hala

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání 1.NP severní části a zázemí tréninkové haly (šatny a soc. zařízení) má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu ve všech místnostech. Prostory zahrnující sociální zázemí, šatny a komunikační prostory budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Odvod vzduchu je proveden ze sociálních zařízení a skladů do venkovního prostředí a přívod vzduchu do všech ostatních místností. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými vyústmi nebo pomocí mřížek ve dveřích/stěnách, kterými je vzduch přiveden z vedlejších místností. Odvodní prvky jsou talířové ventily. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 18 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 3

výměna vzduchu	3 800 m ³ /h
vytápění	7,0 kW
chlazení	10,2 kW

Zřízení č. 4 – větrání 1.NP a 2.NP jižní část

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání 1.NP a 2.NP jižní části má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu ve všech místnostech. Prostory zahrnující sociální zázemí, zázemí gastro a komunikační prostory budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Odvod vzduchu je proveden ze sociálních zařízení a gastru do venkovního prostředí a přívod vzduchu do komunikačních prostorů. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými vyústmi nebo pomocí mřížek ve dveřích/stěnách, kterými je vzduch přiveden z vedlejších místností. Odvodní prvky jsou talířové ventily/vířivé vyústě. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 19 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 4

výměna vzduchu	6 350 m ³ /h
vytápění	14,8 kW
chlazení	17,0 kW

Zřízení č. 5 – větrání 2.NP západní část

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání 2.NP západní části má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu ve všech místnostech. Prostory zahrnující sociální zázemí, zázemí gastro a komunikační prostory budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Odvod vzduchu je proveden ze sociálních zařízení a gastru do venkovního prostředí a přívod vzduchu do komunikačních prostorů. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými výústmi nebo pomocí mřížek ve dveřích/stěnách, kterými je vzduch přiveden z vedlejších místností. Odvodní prvky jsou talířové ventily/vířivé výústě. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 20 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 5

výměna vzduchu	4 600 m ³ /h
vytápění	11,0 kW
chlazení	12,3 kW

Zřízení č. 6 – větrání 3.NP a 4.NP jižní část

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání 3.NP a 4.NP jižní části má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu ve všech místnostech. Prostory zahrnující sociální zázemí, šatny, komunikační prostory, komentátoři, kamery, policie, režie a video rozhodčí budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Odvod vzduchu je proveden ze sociálních zařízení a všech pobytových zázemí zimního stadionu do venkovního prostředí a přívod vzduchu do komunikačních prostorů, šaten a pobytového zázemí.

Přívod vzduchu je zajištěn vířivými anemostaty nebo pomocí mřížek ve dveřích/stěnách, kterými je přiveden vzduch z vedlejších místností. Odvodní prvky jsou talířové ventily. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 21 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 6

výměna vzduchu	1 900 m ³ /h
vytápění	3,8 kW
chlazení	5,1 kW

Zřízení č. 7 – větrání 3.NP a 4.NP severní část

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání 3.NP a 4.NP severní části má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu ve všech místnostech. Prostory zahrnující sociální zázemí, šatny, komunikační prostory, kanceláře apod. budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Odvod vzduchu je proveden ze sociálních zařízení a všech pobytových zázemí zimního stadionu do venkovního prostředí a přívod vzduchu do komunikačních prostorů, šaten a pobytového zázemí. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými anemostaty nebo pomocí mřížek ve dveřích/stěnách je do nich přiveden z vedlejších místností. Odvodní prvky jsou talířové ventily. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 22 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 7

výměna vzduchu	4 700 m ³ /h
vytápění	10,6 kW
chlazení	12,6 kW

Zřízení č. 8 – větrání - tělocvična, zázemí a sklad fundusu

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání skladu fundusu, tělocvičny a jejího přilehlého zázemí má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu ve všech místnostech.

Prostory zahrnující sociální zázemí, šatny, komunikační prostory, sklady, učebnu a tělocvičnu budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Odvod vzduchu je proveden ze sociálních zařízení a všech pobytových místností do venkovního prostředí a přívod vzduchu do komunikačních prostorů, šaten a pobytového zázemí. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými anemostaty a vyústmi nebo pomocí mřížek ve dveřích/stěnách, kterými je vzduch přiveden z vedlejších místností. Odvodní prvky jsou talířové ventily/vířivé vyústě. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 23 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 8

výměna vzduchu	4 000 m ³ /h
vytápění	9,0 kW
chlazení	10,7 kW

Zařízení č. 9 – větrání ledové plochy

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání ledové plochy má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu na ledové ploše, zabránit tvorbě mlhy na ledové ploše, kondenzaci na střešní konstrukci a mantinelech. Prostor bude nuceně větrán. Odvod vzduchu je proveden na jedné straně ledové plochy. Přívod vzduchu je zajištěn dýzami směřujícími na ledovou plochu nebo na střešní konstrukci. Odvodní prvky jsou mřížky. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým kruhovým potrubím přichyceným ke střešní konstrukci.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Na základě studie uvedené výše, kde je prokázána vhodnost použití adsorpčního odvlhčování, je v následující kapitole 2.4 uvedena úprava a porovnání VZT jednotek pro ledovou plochu.

Tab. 24 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 9

výměna vzduchu	10 200 m ³ /h
vytápění	58,8 kW
chlazení	83,8 kW
chlazení	75,9 kW

Zřízení č. 10 – větrání catering

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání místnosti cateringu má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu. Prostory cateringu budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Přívod i odvod vzduchu je zajištěn vířivými vyústmi. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna v místnosti. Odvod i přívod vzduchu bude přes fasádu objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT a elektrický ohřívač vzduchu. Jednotka je vybavena vlastním řídicím systémem.

Tab. 25 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 10

výměna vzduchu	300 m ³ /h
vytápění - elektro	1,67 kW

Zřízení č. 11 – větrání doping

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání místnosti dopingu má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu. Prostory cateringu bude pomocí vzduchotechniky nuceně větrán. Přívod i odvod vzduchu je zajištěn vířivými vyústmi. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu. Potrubí bude přichyceno ke stropu pomocí objímek.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna v místnosti. Odvod i přívod vzduchu bude přes fasádu objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT a elektrický ohřívač vzduchu. Jednotka je vybavena vlastním řídicím systémem.

Tab. 26 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 11

výměna vzduchu	250 m ³ /h
vytápění - elektro	1,67 kW

Zřízení č. 12,13,14,15 – větrání diváci

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání prostoru diváků má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu. Prostor bude pomocí vzduchotechniky nuceně větrán.

Přívod i odvod vzduchu je řešen ve stejném prostoru. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými vyústěmi. Odvodní prvky jsou mřížky v potrubí. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným/ kruhovým potrubím zavěšeným na střešní konstrukci.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry přiváděného a odváděného vzduchu, rotační výměník pro ZZT, teplovodní ohřívač, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 27 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 12,13,14,15

výměna vzduchu	40 000 m ³ /h
vytápění	160,0 kW
chlazení	106,9 kW

Zařízení č. 16 – clona hlavní vstup 2.NP

Vzduchová clona navržená nad vstupem v 2.NP má zabránit vzniku průvanu ve vstupní hale a snížit tepelné ztráty přes otevřené dveře. Konceptně je zařízení řešeno cirkulačním prouděním ohřátého vzduchu před dveřním prostorem. Ohřev cirkulačního vzduchu je zajištěn teplovodně. Nad vstupem budou umístěny 3 kusy vedle sebe. Ovládání všech funkcí zařízení bude pomocí vlastního systému MaR.

Tab. 28 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 16

výměna vzduchu	3x 1 700 m ³ /h
vytápění	3x 9,2 kW

Zařízení č. 17 – clona vstup 1.NP

Vzduchová clona navržená nad vstupem v 2.NP má zabránit vzniku průvanu ve vstupní hale a snížit tepelné ztráty přes otevřené dveře. Konceptně je zařízení řešeno cirkulačním prouděním ohřátého vzduchu před dveřním prostorem. Ohřev cirkulačního vzduchu je zajištěn teplovodně. Nad vstupem budou umístěny 2 kusy vedle sebe. Ovládání všech funkcí zařízení bude pomocí vlastního systému MaR.

Tab. 29 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 17

výměna vzduchu	2x 1 700 m ³ /h
vytápění	2x 9,2 kW

Zařízení č. 18 – rozvodna NN – odvod tepelné zátěže

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání místnosti rozvodny NN má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu a zajistit odvod tepelné zátěže. Prostor rozvodny NN bude pomocí vzduchotechniky nuceně větrán. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými

anemostaty a odvod vzduchu je zajištěn mřížkami v potrubí. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna venku vedle objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry příváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohříváč, vodní chladič a frekvenční měnič.

Tab. 30 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 18

výměna vzduchu	2 500 m ³ /h
vytápění	5,6 kW
chlazení	5,1 kW

Zařízení č. 19 – větrání 2.NP východní část

Vzduchotechnická jednotka navržená pro větrání 2.NP východní části má zajistit dostatečnou výměnu vzduchu ve všech místnostech. Prostory zahrnující sociální zázemí, zázemí gastro a komunikační prostory budou pomocí vzduchotechniky nuceně větrány. Odvod vzduchu je proveden ze sociálních zařízení a gastru do venkovního prostředí a přívod vzduchu do komunikačních prostorů. Přívod vzduchu je zajištěn vířivými vyústmi nebo pomocí mřížek ve dveřích/stěnách, kterými je vzduch přiveden z vedlejších místností. Odvodní prvky jsou talířové ventily/vířivé vyústě. Všechny rozvody jsou tvořeny pozinkovým čtyřhranným potrubím ukrytým v podhledu.

Vzduchotechnická jednotka je umístěna na střeše objektu, ke které je umožněn přístup zevnitř objektu. VZT jednotka obsahuje přívodní a odvodní ventilátor s regulovatelnými motory, filtry příváděného a odváděného vzduchu, deskový výměník pro ZZT, teplovodní ohříváč, vodní chladič a frekvenční měnič. Potrubní vedení (přívodní i odvodní) je na střeše izolováno tepelnou izolací.

Tab. 31 Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 19

výměna vzduchu	4 600 m ³ /h
vytápění	11,0 kW
chlazení	12,3 kW

2.4 Úprava navržené VZT jednotky pro ledovou plochu

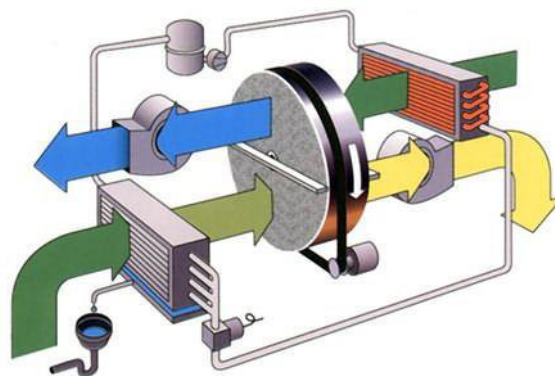
Na základě studie popsané v kapitole 1.4 je vhodné zaměnit navržené VZT zařízení č. 9 z kapitoly 2.3 za jinou jednotku.

Tab. 32 Porovnání VZT jednotek pro ledovou plochu

	CIC Hřebeč		DST Seibu Giken [13]	
	H 12,5“		EF-127E	
typ z bodu 1.4	Kondenzační odvl. – varianta 1		Adsorpční odvl. – varianta 2	
hmotnost	1500 kg	×	1 300 kg	✓
rozměr	6030x1200x2500	×	3170x1950x2310	✓
el. příkon	72,8 kW	×	20,8 kW	✓
Δx	6 g/kg		6 g/kg	

Pokročilejší studie vnitřního prostředí v zimním stadionu týkající se způsobu odvlhčování ukázala, že je vhodné vyměnit vzduchotechnickou jednotku pro ledovou plochu a to s adsorpčním odvlhčováním, která sníží nejen provozní náklady, ale také zajistí komfortnější vnitřní prostředí. V tabulce uvedené výše je adsorpční jednotka ve všech porovnaných vlastnostech lepší než jednotka s kondenzačním odvlhčením.

Vzduchotechnická jednotka je navržena od firmy DST Seibu Giken typu Econosorb EF-127E o vzduchovém výkonu 10 200 m³/h. Zajistí komfortní prostředí v prostoru ledové plochy. Jedná se o typ VZT jednotky, která pracuje v kombinaci s tepelným čerpadlem a využívá tak chlazení odvlhčovaného vzduchu na výparníku a ohřev regeneračního vzduchu na kondenzátoru. Podrobněji popsáno výše viz. 1.4.2 Adsorpční odvlhčování – varianta 2.



Obr. 9 Jednotka DST Econosorb [8]

3 Případová studie - využití odpadního tepla z chlazení ledové plochy

3.1 Teoretická studie

3.1.1 Chladiva

„Chladivem se nazývá látka, která v chladicím oběhu přijímá teplo při nízkém tlaku a teplotě a odevzdává je při vyšším tlaku a teplotě.“ [14] Chladivo mění své skupenství z kapalného na plynné ve výparníku a opět na kapalné v kondenzátoru. V minulosti byla používána chladiva na bázi plně halogenovaných uhlovodíků (CFC), přechodně to byly částečně halogenové uhlovodíky (HCFC) a v současné době jsou to fluorované uhlovodíky a jejich směsi. Tato chladiva jsou již bezchlórová a nenarušují ozónovou vrstvu. [15]

Požadavky na chladiva

1. tepelné vlastnosti – tlaky, objemová chladivost, látkové vlastnosti
2. fyzikální vlastnosti – elektrické vlastnosti, rozpustnost s vodou a oleji
3. chemické vlastnosti – hořlavost, výbušnost, stabilita, antikoroziční účinky
4. fyziologické působení na lidský organismus
5. dostupnost a cena [14]

Rozdělení chladiv

Tab. 33 Rozdělení chladiv [16]

Přírodní	<ul style="list-style-type: none">• Čpavek• Voda• Oxid uhličitý
Přírodní uhlovodíky	<ul style="list-style-type: none">• Methan, Ethan, Propan• Etylén, Propylén...
Halogenové uhlovodíky	<ul style="list-style-type: none">• CFC (R11, R12, R13, R113, R114, R115)• HCFC (R22, R123, R124, R142)• HFC - fluorované uhlovodíky (R23, R32, R125, R134a, R152a, R143a, R227ea...)

Omezení používání chladiv

- r. 1994 – zákaz používání chladiv CFC (R11, R12, R13, R502 atd.)
- r. 2000 – počátek omezení používání chladiv HCFC (R22 atd.)
- 1.1.2010 – zákaz používání nově vyrobeného chladiva R22
- 1.1.2011 – zákaz používání chladiva R134a v autoklimatizacích nových aut
- 1.1.2015 – zákaz používání chladiva R22 pro civilní použití
- 1.1.2017 – zákaz používání chladiva R134a pro servis autoklimatizací
- 1.1.2030 – zákaz používání chladiva R22 všude [17]

Ekologické ukazatele používané k hodnocení chladiv

- GWP – potenciál globálního oteplování
- ODP – potenciál závislosti (napadení) ozonové vrstvy
- TEWI – celkový dopad na ohřev atmosféry [17]

Vlastnosti nejčastěji používaných chladiv v zimních stadionech

- **Čpavek NH₃ (R717)**

Čpavek patří mezi nejstarší chladiva pro parní a sorpční oběhy. V minulosti se toto chladivo používalo hojně, následně se od něj ustoupilo z důvodu jeho jedovatosti. V dnešní době, kdy se chladiva hodnotí podle ekologických ukazatelů, zažívá čpavek období návratu, protože se jedná o ekologické chladivo. Lze ho použít pro všechny druhy objemových kompresorů. Vyznačuje se vysokou hmotnostní a objemovou chladivostí a nízkou cenou. Čpavek je výbušný, hořlavý a prudce jedovatý. Je lehčí než vzduch, proto větrání ohrožených prostor musí být umístěno nahoře. [14] [18]

- **R134a**

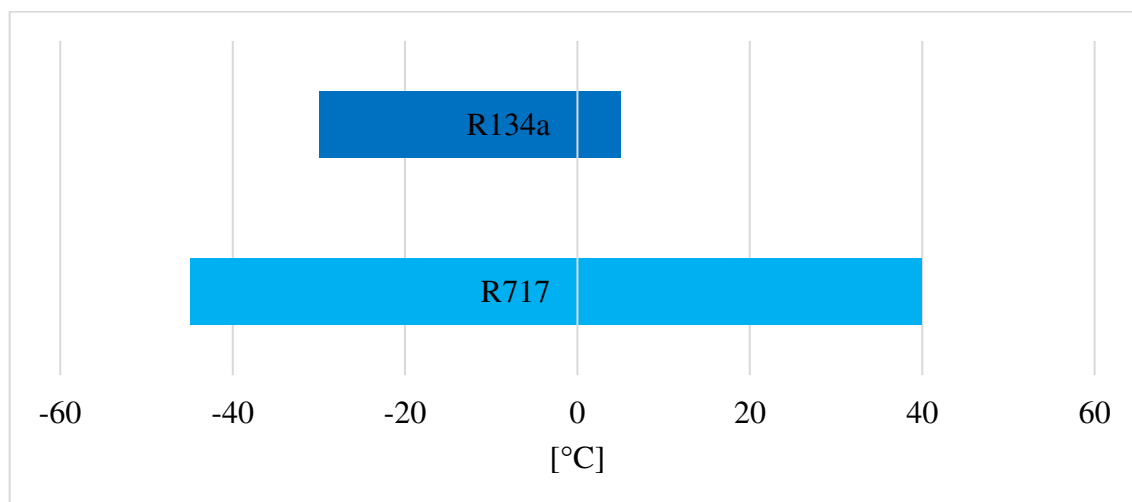
R134a je jednosložkové chladivo. Toto chladivo je možné používat v rozsahu teplot -30 °C až + 5 °C. Jeho hlavní oblast použití je v oblasti bílé techniky a v oblasti autoklimatizace. Nechořlavé, nevýbušné, bez zápachu, nejedovaté chladivo. Jeho páry jsou těžší než vzduch. V kapalně i plynné formě je bezbarvé. [14] [18]

Nejrozšířenější a nejčastěji používané chladivo pro zimní stadiony je čpavek. Jeho předností je velká chladivost, nízká energetická náročnost a vlastnost ekologicky nezávadného chladiva.

V některých případech nebo v souladu s legislativou se v zimních stadionech používají freony. Z ekologického hlediska jsou doporučovány chladiva R134a nebo R404a. Z hlediska vlivu na ozónovou vrstvu atmosféry jsou freony nebezpečné hlavně budoucím generacím.

Tab. 34 Vlastnosti nejčastěji používaných chladiv v zimních stadionech [19] [20]

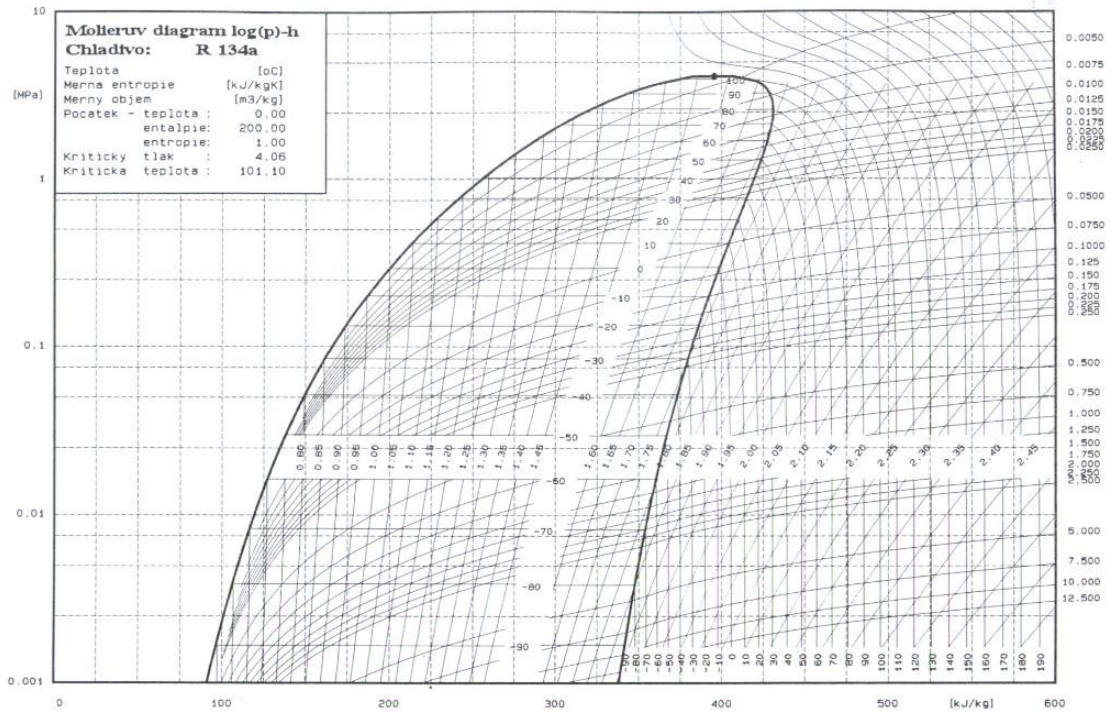
	R717	R134a
Sumární vzorec	NH ₃ čpavek	CH ₂ FCF ₃
ODP	0	0
GWP	0	1 300
Teplota varu [°C] při tlaku 1 bar	-33,3	-26,1
Kritická teplota [°C]	133,0	101,1
Kritický tlak [MPa]	11,42	4,06
Molární hmotnost [kg/kmol]	17,03	102,00
Hustota plynu [kg/m³]	0,73	4,25



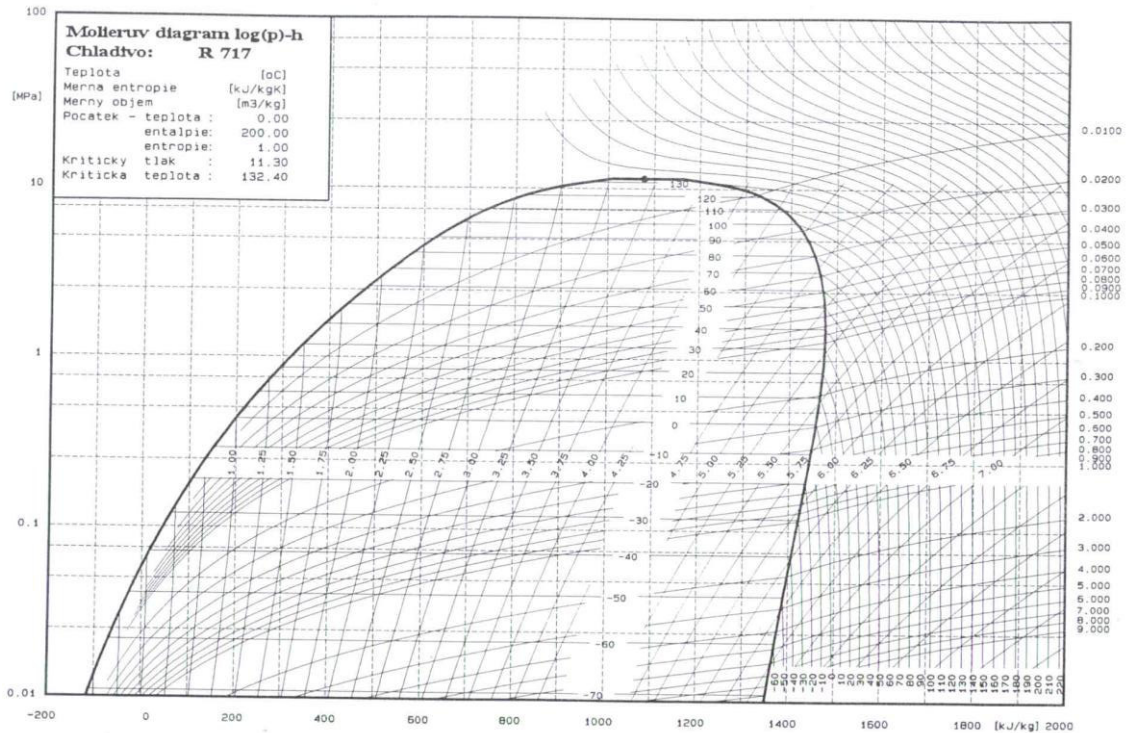
Graf. 7 Vhodná oblast teplot pro pracující zařízení

Obě chladiva mají společné to, že nemají vliv na ozónovou vrstvu, avšak vliv na globální oteplování Země má chladivo R134a oproti čpavku značný. Čpavek je přírodní organická látka, kdežto R134a je fluorovaný uhlovodík.

Amoniak má podstatně nižší hustotu páry než chladivo R134a. Odpor proudění chladiva v potrubí je přímo úměrný jeho hustotě, a tak potrubí v němž proudí amoniak je dimenzováno při stejném chladícím výkonu na menší průřezy než potrubí s R134a. To samé platí u kompresorů a výměníků tepla – jejich rozměry jsou menší díky vysokému výparnému teplu. [18]

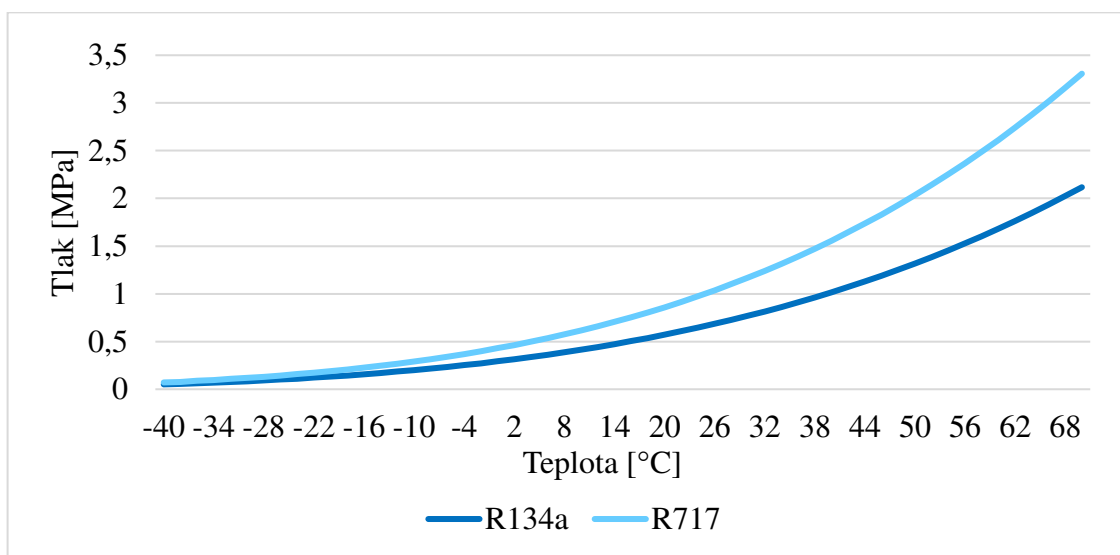


Graf. 8 P-h diagram chladiva R134a [19]

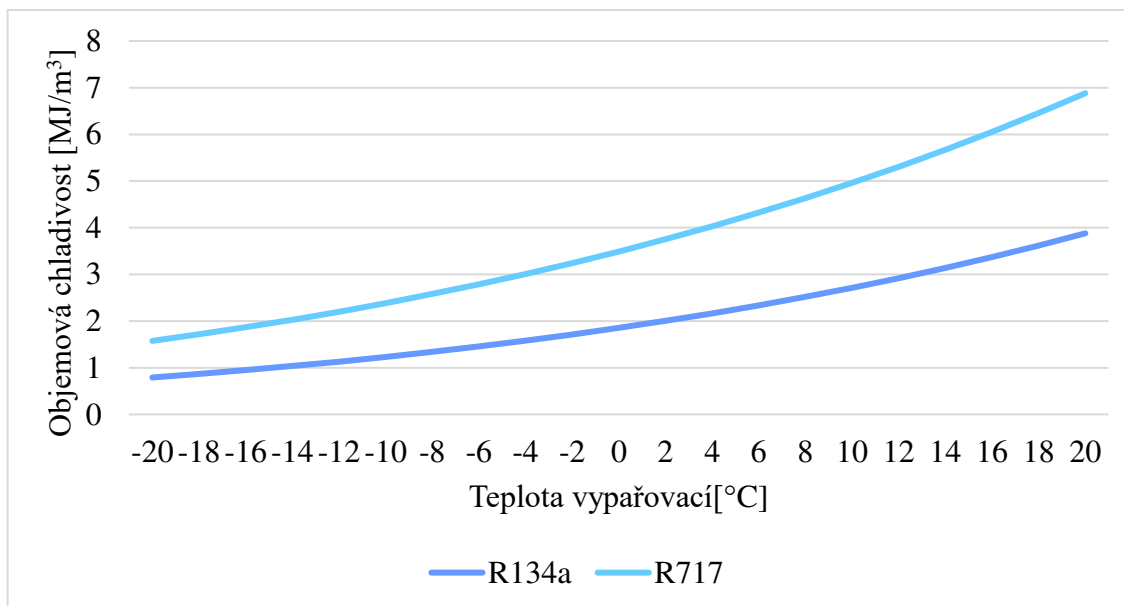


Graf. 9 P-h diagram chladiva NH₃ [20]

Chladivo R134a má v p-h diagramu strmé izoentropie, proto má nižší množství tepla v přehřátých parách. Naopak čpavek má izoentropie ploché, proto dokáže v přehřátých parách nést více tepla.



Graf. 10 Graf – Závislost tlaku fázové přeměny (kapalina-pára) na teplotě



Graf. 11 Objemová chladivost pro kondenzační teplotu 50 °C

Objemová chladivost je množství tepla, které chladivo ve výparníku přijme a vznikne 1 m³ syté páry. Čím vyšší je objemová chladivost daného chladiva, tím může být pro stejný chladicí výkon zvolen menší rozměr kompresoru a průtočných průřezů. [21]

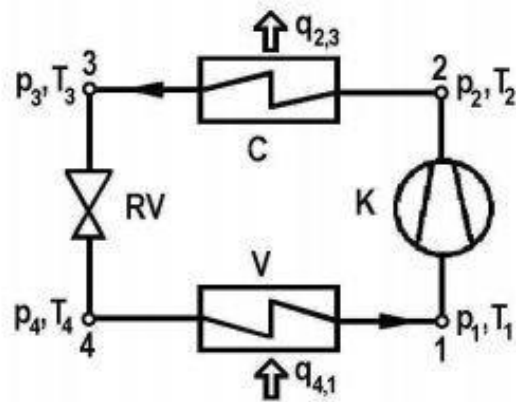
Z grafu uvedeného výše je patrné, že čpavek má mnohem lepší objemovou chladivost než chladivo R134a.

3.1.2 Kompresorový chladicí cyklus

Kompresorový chladicí cyklus je nejčastěji užívaný způsob strojního chlazení. Jedná se o obrácený Clausiův-Rankinův cyklus. Tento způsob chlazení látek je založen na II. zákonu termodynamiky, kde teplejší látka odevzdává teplo chladnější.

Látka, která má být chlazená, musí být zapojena do termodynamického procesu, k jehož uskutečnění je potřeba dodat teplo, jehož zdrojem je látka, která je zapotřebí chladit. Změny skupenství jsou termodynamické děje, k jejichž uskutečnění je zapotřebí dodat teplo. Nejvýhodnější změnou skupenství je vypařování látky, protože výparné teplo je větší než skupenské teplo tání. Aby se dalo využít výparného tepla chladiva, musí mít látka bod varu při nízkých teplotách. Např. u čpavku se při tlaku 0,3 MPa dosahuje teploty varu při $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ a při tlaku 0,1 MPa je teplota varu $-33,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. [22]

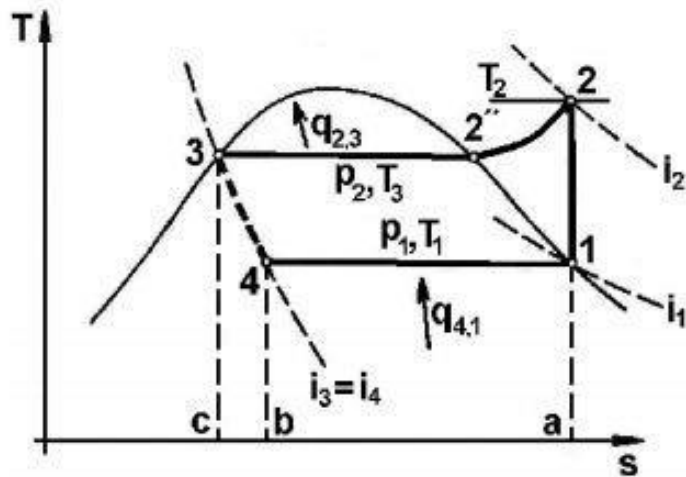
Zařízení se skládá z kompresoru K, kondenzátoru C, redukčního ventilu RV a výparníku V. Kompresor nasává syté páry chladiva o tlaku p_1 a teplotě T_1 a následně je stlačuje na tlak p_2 a teplotu T_2 . Páry přecházejí do kondenzátoru, kde se ochladí odvedením tepla $q_{2,3}$ při stálém tlaku p_2 . Z kondenzátoru vystupuje sytá kapalina o teplotě T_3 a přivádí se do redukčního ventilu, kde se jí sníží tlak na hodnotu p_1 a teplotu T_1 . Vznikne tak mokrá pára, která se přivádí do výparníku a tam se při stálém tlaku p_1 odebrá chlazené látce měrné teplo $q_{4,1}$, které se předá mokré páře. Mokrá pára se vysuší a na výstupu z výparníku je pára sytá, kterou kompresor opět nasává a cyklus se opakuje. [22]



Obr. 10 Schéma oběhu kompresorového chladicího zařízení [22]

Jedná se o levotočivý cyklus a kompresoru musíme práci dodávat. Za předpokladu, že kompresor pracuje adiabaticky vratně, tak se oběh skládá ze dvou izobar, izoentropie a adiabatického škrcení. Viz. následující graf.

Následující vztahy kompresorového chladicího cyklu převzaty z [22].



Graf. 12 Znáornění oběhu kompresorového chladícího zařízení v T-s diagramu [22]

Základní vztahy kompresorového chladícího cyklu:

1 – 2: izoentropická komprese (K)

$$q_{1,2} = 0 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

2 – 3: izobarický odvod tepla (C)

$$q_{2,3} = i_2 - i_3 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

3 – 4: škrcení (RV)

$$i_3 = i_4 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

4 – 1: izotermicko – izobarický přívod tepla (V)

$$q_{4,1} = i_1 - i_4 = i_1 - i_3 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Měrná technická práce kompresoru

$$a_{t1,2} = i_2 - i_1 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Měrné teplo odvedené z kondenzátoru $q_{2,3}$

$$q_{2,3} = i_2 - i_3 = i_2 - i_1 + i_1 - i_3 = a_{t1,2} + q_{4,1} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

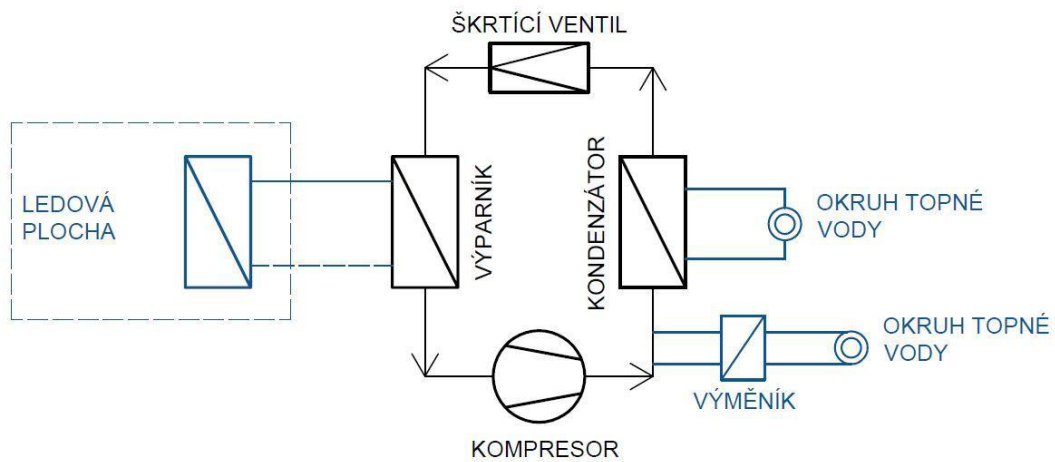
Měrné přivedené teplo $q_{4,1}$, které se odebere chlazené látce ve výparníku, je dáno plochou v a, 1, 4, b, a (v Graf. 12).

Chladicí oběh je charakterizován teoretickou hmotnostní chladivostí, která je rovna měrnému teplu $q_{4,1}$ odvedenému chlazené látce, a tedy přivedenému do oběhu ve výparníku.

Chladicí faktor ε_{ch} pro chladicí zařízení

$$\varepsilon_{\text{ch}} = \frac{q_{4,1}}{a_{t1,2}} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad [-]$$

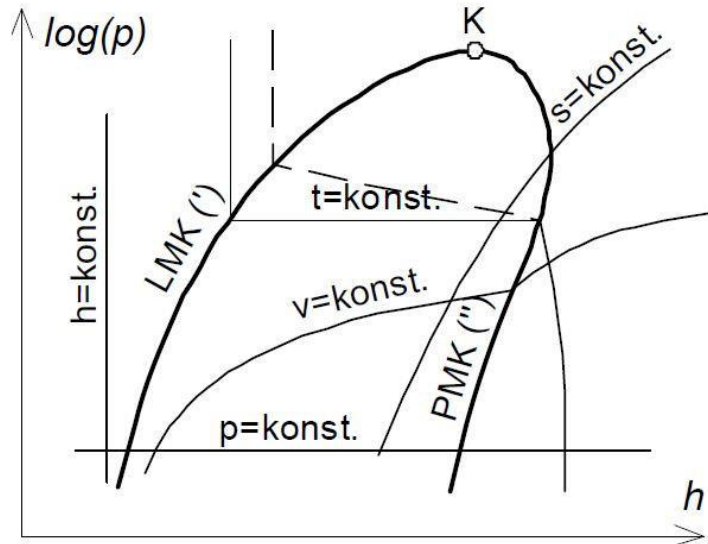
Každé chladicí zařízení produkuje na straně výparníku chlad a na straně kondenzátoru teplo. Nabízí se možnost odpadní teplo z kondenzační strany cyklu využívat. Jedná se o teplo kondenzační a o teplo z přehřátých par chladiva vystupujících z kompresoru. Kondenzační teplo tvoří většinu odpadního tepla o teplotě blízké kondenzační teplotě. Tepla z přehřátých par lze využít jen cca 20 % z celkového odpadního tepla, avšak má vyšší teplotu než teplo kondenzační. Využití tepla z přehřátých par se provádí vsazením výměníku hned za výtlak kompresoru a u kondenzačního ke kondenzátoru. [14] [16] [22] [23] [27] [33]



Obr. 11 Schéma systému nepřímého chlazení ledové plochy s využitím odpadního tepla

3.1.3 Zobrazení parního oběhu v diagramu p-h

V chladicí technice pro znázornění parních oběhů používá tepelný $\log(p)$ - h diagram.



Graf. 13 Diagramy $\log(p)$ - h [24]

V diagramu se vyskytují levá a pravá mezní křivka. Levá mezní křivka (LMK) je tvořena spojnici stavů syté kapaliny, které jsou označovány indexem ($'$). Pravá mezní křivka (PMK) je tvořena spojnici stavů syté páry, které jsou označovány indexem ($''$). Tyto dvě křivky vymezují všechny oblasti, kterými chladivo v chladicím oběhu prochází. Vlevo od křivky syté kapaliny (LMK) je oblast kapaliny. Mezi křivkami LMK a PMK je oblast mokré páry a napravo od křivky syté páry PMK je oblast přehřáté páry. Obě křivky LMK a PMK se dotýkají v tzv. kritickém bodě K, ve kterém nejsou patrné rozdíly mezi kapalnou a plynnou fází. Kritický tlak, teplota a objem patří mezi významné charakteristické hodnoty každého chladiva. [24]

Každý stav chladiva je popsán stavovými a energetickými stavovými veličinami. Vzájemná závislost stavových veličin, které tvoří tlak p , teplota t a měrný objem v , je popsána stavovou rovnicí. Energetickými stavovými veličinami jsou entalpie h (někdy označována i) a entropie s . Průběh všech veličin udávají v diagramu izobary, izotermy, izochory, izoentalpy a izoentropie.

Jelikož se jedná o tepelný diagram, lze z něj odečítat jednotková tepla, která se rovnají rozdílu entalpií chladiva. Při izoentropické kompresi lze z diagramu také odečíst práci. Pokud však není komprese izoentropická, tak se práce nerovná rozdílu entalpií chladiva před a po kompresi.

Izobary jsou křivky konstantního tlaku. Jsou to vodorovné křivky, protože tlak je v diagramu vynášen na svislé ose. Jelikož tlak syté páry nezávisí na teplotě lineárně, ale přibližně exponenciálně, je na stupnici vynesena v logaritmickém měřítku.

Izotermy jsou křivky konstantní teploty a mají v každé oblasti jiný průběh. V kapalině je jejich průběh svislý a splývají s izoentalpiemi. Kapalina je téměř nestlačitelná a práce potřebná ke zvýšení jejího tlaku je v poměru k její tepelné kapacitě velmi malá. V mokré fázi dochází ke kondenzaci nebo vypařování chladiva, mění své skupenství z plynného na kapalné či naopak. Během této přeměny se u jednosložkových nebo azeotropických směsí nemění jejich teplota ani tlak. Proto v této fázi oproti kapalině **splývá** izoterma s izobarou. U zeotropických směsí je tomu jinak. Teplota se v průběhu procesu mění. Za konstantního tlaku přechodem od kapaliny k páře teplota narůstá a naopak. Teplotní rozdíl mezi sytou párou a sytou kapalinou při stejném tlaku se nazývá teplotní skluz. Průběh konstantní teploty je na obrázku znázorněn čárkovanou čarou. V oblasti přehřáté páry izotermy strmě klesají dolů a při nízkých tlacích jsou téměř svislé, neboť u ideálního plynu měrná tepelná kapacita nezávisí na tlaku. [24]

Izochory jsou křivky konstantního objemu v a mají plochý průběh. Křivky jsou ve všech fázích spojitě a plynule na sebe navazují. Nejsou však hladké, protože u syté páry mají odlišný sklon zleva z mokré páry a zprava z přehřáté páry.

Izoentalpy jsou křivky konstantní entalpie h (nebo i). Jsou to svislé křivky a její hodnoty lze odečíst na vodorovné ose. Při zobrazování oběhu v diagramu se izoentalpa využívá pro škrcení, protože je při něm entalpie látky konstantní.

Izoentropy jsou křivky konstantní entropie. Jsou to strmé křivky, jejichž sklon směrem od kapaliny k páře klesá. Klesající sklon křivek znamená, že čím větší je přehřátí plynu na sání kompresoru, tím je pro jeho stlačení zapotřebí více energie. Entropie znázorňuje kompresi v kompresoru, protože při ideální kompresi se entropie plynu nemění. [24]

3.1.4 Způsoby chlazení ledových ploch

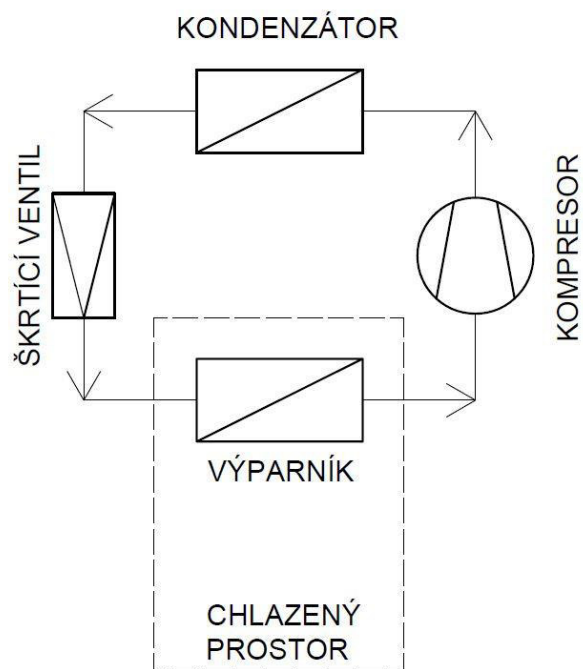
Volba způsobu chlazení ledové plochy se řídí několika hledisky, tj. velikost požadovaného chladicího výkonu a teploty, energetická náročnost, bezpečnost, environmentální hlediska, provozní náročnost, cena aj. [25]

Standardně se v zimních stadionech používají kompresorové chladicí okruhy, které jsou tvořeny základními prvky: kompresorem, kondenzátorem, redukčním ventilem a výparníkem. Další prvky vyskytující se v chladicím okruhu slouží pro vylepšení průběhu cyklu, zvýšení bezpečnosti a hospodárnosti provozu. V dnešní době se uplatňují dvě koncepce strojního chlazení ledových ploch v zimních stadionech.

Přímé chlazení

Principem přímého chlazení u zimních stadionů je chladivo rozvedené potrubím přímo v ploše (chladicí médium se vypařuje přímo v ledové ploše). Tento princip je při dnešních návrzích zimních stadionů už méně využíván, než tomu bylo v minulosti. Důvodem je bezpečnost. Preferují okruhy s nepřímým chlazením, kdy nedochází k přímému kontaktu diváků s chladivem. [12] [25]

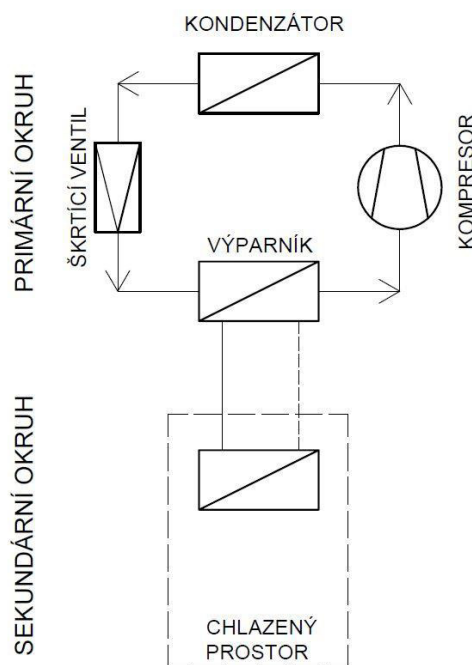
Tento způsob chlazení je použit ve starších nebo rekonstruovaných zimních stadionech, kde při rekonstrukci zůstala zachována ledová plocha a nezměnil se typ okruhu. V některých případech se lze setkat s tím, že se nepřímé chlazení předělává na přímé. Důvodem může být jeho účinnost a schopnost udržet led v kvalitnějším stavu než s nepřímým chlazením v letním období při vysokých teplotách i uvnitř haly. [12] [25]



Obr. 12 Schéma přímého chlazení

Nepřímé chlazení

Tento způsob chlazení se v dnešní době jeví jako nejbezpečnější systém chlazení, který se skládá z primárního a sekundárního okruhu. Primární okruh obsahuje chladivo např. čpavek a druhý obsahuje nositele chladu. Primární okruh je omezen na prostor strojovny chlazení, je mnohem kratší a je v něm zapotřebí menší množství chladiva. Nedochozí k tomu, že by čpavek cirkuloval v prostoru diváků. Divák se tak za běžného provozu nedostane do blízkosti nebezpečné látky. Primární okruh odebírá teplo ze sekundárního, ve kterém je nositelem chladu solanka, která z ledové plochy přijme teplo a odevzdá ho ve výparníku. Strojovna chlazení musí být vybavena ventilací a speciálními detektory úniku chladiva. [12] [25]



Obr. 13 Schéma nepřímého chlazení

Tab. 35 Porovnání způsobů chlazení ledové plochy

	Přímé chlazení	Nepřímé chlazení
VÝHODY	<ul style="list-style-type: none"> + nižší tepelné ztráty + levný provoz i realizace + jednookruhový systém + nízká investiční náročnost + nižší provozní náklady 	<ul style="list-style-type: none"> + bezpečnější systém chlazení + méně primárního chladiva + diváci/hráči se nedostanou do kontaktu s primárním okruhem + delší životnost + nižší náklady na nákup chladiva + přesná regulovatelnost teploty ledu + využití odpadního tepla
NEVÝHODY	<ul style="list-style-type: none"> - čpavek se může dostat na ledovou plochu/do prostoru diváků – je jedovatý - vyšší náklady na nákup chladiva - velké množství primárního chladiva 	<ul style="list-style-type: none"> - tepelné ztráty vlivem dvojího přestupu tepla - vyšší náklady na realizaci

3.2 Studie skutečného provedení technologie chlazení v zimním stadionu v Příbrami

V zimním stadionu v Příbrami je osobní prohlídkou provedena studie technologie chlazení a využívání odpadního tepla, na jejímž základě je stanovena potřeba chladu pro ledovou plochu a pochopení principu fungování využívání odpadního tepla. Tento zimní stadion se tak stal referenční stavbou pro návrh využívání odpadního tepla z chlazení ledové plochy v ZS v Jihlavě.

3.2.1 Základní informace o objektu

Od roku 1955 se město Příbram může pyšnit postavením zimního stadionu a to v samém centru. Během let zde proběhlo několik rekonstrukcí až do nynější podoby. Jeho součástí jsou dvě haly – malá a velká. Velká hala má kapacitu pro 3 700 diváků k sezení a malá hala je pro 1 200 míst ke stání. Součástí zimního komplexu je restaurace, prodejna sportovních potřeb, tenisový kurt, zrcadlový sál, klubovna a hotel.

Mezi nejdůležitější rekonstrukce, které stojí za zmínku v poslední době jsou:

- v letech 1999-2000 kompletní rekonstrukce strojovny chlazení
- roku 2002 zastřešení malé haly
- 2012-2013 částečná rekonstrukce strojovny chlazení
- 2015 obnova řídicího systému chlazení
- 2017 zprovoznění nové umělé in-line plochy v malé hale, která v mimosezónní době slouží pro bruslení na kolečkových bruslích a jiné sportovní vyžití



Obr. 14 Zimní stadion v Příbrami [26]

3.2.2 Technologie chlazení

Chladicí zařízení v zimním stadionu je s přímým odparem a nucenou cirkulací chladiva. V chladicím zařízení dochází ke kondenzaci a vypařování chladiva. Ledová plocha o rozměrech 58x28 m (velká hala) a 28x20 m (malá hala) je chlazená trubkovým systémem v betonové vrstvě cca 100 mm vysoké. Potrubí je orientováno podélně v celkové délce cca 20 km (velká hala) a 7 km (malá hala). Jako chladivo je použit bezvodý syntetický čpavek NH_3 (R717). Celkový objem náplně chladiva pro provoz chladicího zařízení je 6400 kg. Roční ztráta chladiva je v důsledku odvzdušňování, netěsností a oprav max. 4 % z celkového množství.

Chladicí zařízení pracuje na principu přímého chlazení, tzn. vypařování čpavku v potrubním systému ledové plochy. Jedná se o základní jednostupňový systém chladicího okruhu. Nízkotlaká část zařízení se skládá z potrubního systému ledové plochy, centrálního sběrače zkapalněného chladiva, čpavkových čerpadel a expanzních nádob. Vysokotlakou část tvoří kompresory, kondenzátor chlazený vodou a regulační ventily.

Čidla pro únik čpavku jsou umístěna ve strojovně chlazení a v rozvodných kanálech.

Popis jednotlivých zařízení systému chlazení:

- **Velín - strojovna chlazení**

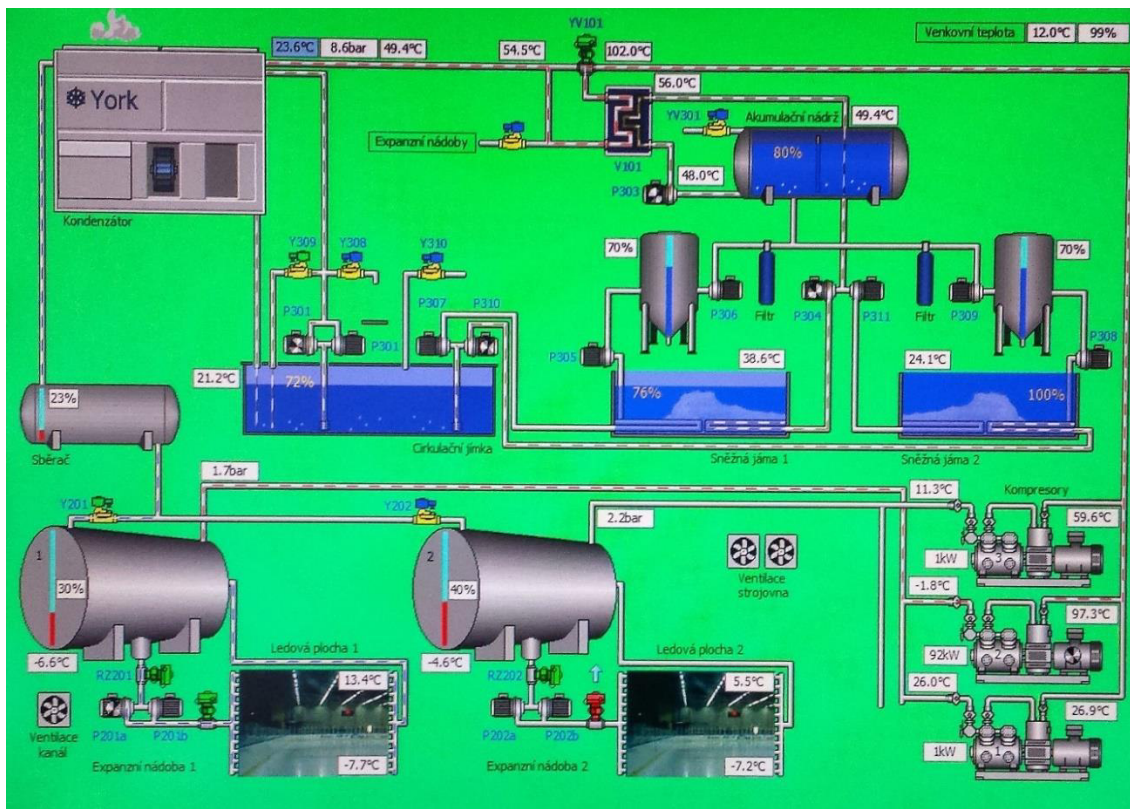
Ve strojovně chlazení se nachází místnost tzv. velín. Je to prostor odkud je celý systém chlazení ovládán, řízen a kontrolován. Je zde instalována řídicí jednotka, která zaznamenává data a ukládá je na disk. Dále si také data pracovník každé dvě hodiny ručně odečítá z displeje a zapisuje je do záznamového archu.

Všichni pracovníci jsou s řídicí jednotkou propojeni pomocí mobilních telefonů, na které jim v případě poruchy přijde oznamovací zpráva.

Obsluha má možnost měnit požadované hodnoty v jednotlivých místech systému (teplota ledové plochy, teplota vody v akumulární nádobě...).



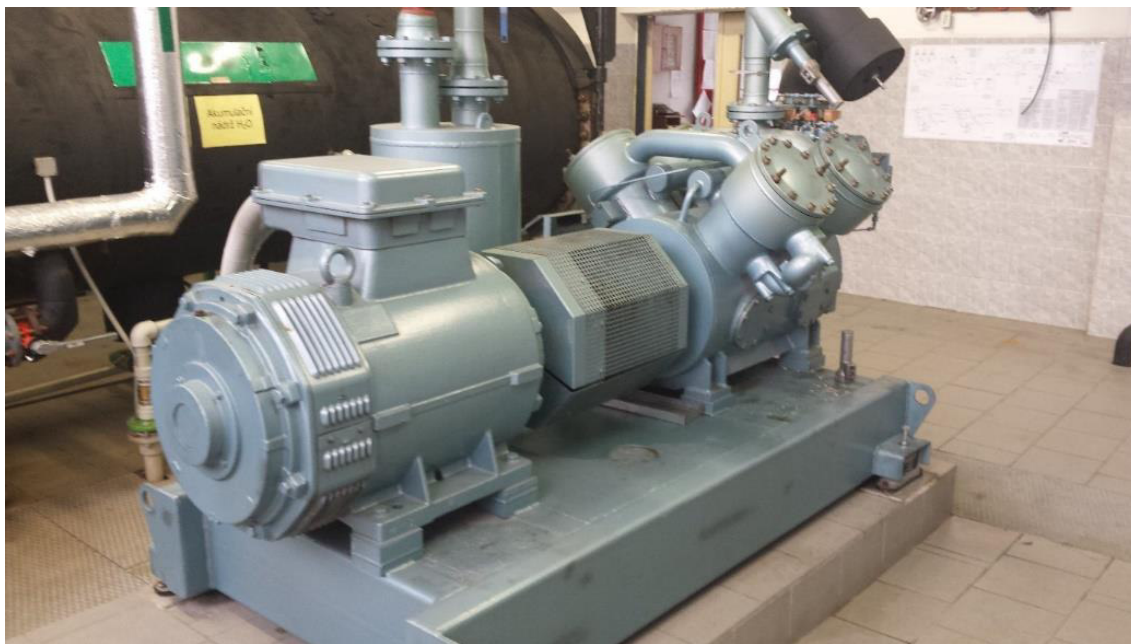
Obr. 15 Řídicí jednotka chlazení



Obr. 16 Schéma zapojení – velin

- **Kompresorové jednotky**

Ve strojovně jsou instalovány celkem 3 kompresory. Dva kompresory zajišťují chlazení pro velkou halu a jeden pro malou halu. Spínání kompresorů je dle potřeby. Jedná se o čtyřválcové pístové kompresory s příkonem každého 100 kW.



Obr. 17 Kompresor – čtyřválcový pístový, příkon 100kW

- **Výměník tepla čpavek-voda**

Výměník tepla zajišťuje předání tepla z okruhu čpavku do okruhu s technologickou vodou. Dochází tak k využití tepla z přehřátých par pro ohřev vody pro rolbu a tání sněhu ve sněžných jámách.

- **Kondenzátor**

Na střeše objektu je umístěn vodou chlazený kondenzátor. Z cirkulační jímky proudí voda do kondenzátoru, kde dochází k jeho ochlazení a vrací se zpět do jímky.



Obr. 18 Kondenzátor na střeše objektu



Obr. 19 Výměník tepla čpavek-voda

- **Sběrač kapalného NH₃**

Zkapalněné chladivo v kondenzátoru se hromadí ve sběrači kapalného chladiva. Svým objemem vyrovnává změny v hmotnostním průtoku kapalného chladiva. Sběrač je schopen pojmout cca 50 % celkového množství v systému.

- **Regulační ventily**

Kapalné chladivo proudí ze sběrače do expanzní nádoby přes regulační ventil, ve kterém dojde k redukci tlaku. Dochází k redukci tlaku kapaliny z vysokého tlaku na nízký.

- **Expanzní nádoby**

Expanzní nádoby slouží jako odlučovač kapalného chladiva od plynného a vyrovnává objemové změny chladiva. Její obsah je tvořen z části kapalným a z části plynným chladivem.



Obr. 20 Expanzní nádoba

Do expanzní nádoby je přivedeno kapalné chladivo ze sběrače přes redukční ventil a následně je pomocí čerpadel umístěných pod expanzní nádobou dopraveno do výparníku, kde dojde k jeho skupenské přeměně. V plynném skupenství se chladivo vrací zpět do expanzní nádoby, odkud je odsáto kompresorem.

- **Čerpadla kapalného NH₃**

Pro cirkulaci kapalného chladiva mezi expanzní nádobou a výparníkem (trubkovým systémem v ledové ploše) jsou ve strojovně instalována čerpadla. Čerpadla jsou v jámách pod expanzními nádržemi, aby v případě havárie úniku čpavku došlo k jeho okamžitému a rychlému zadržení.



Obr. 21 Nádrž pod expanzní nádobou – zachycení úniku čpavku

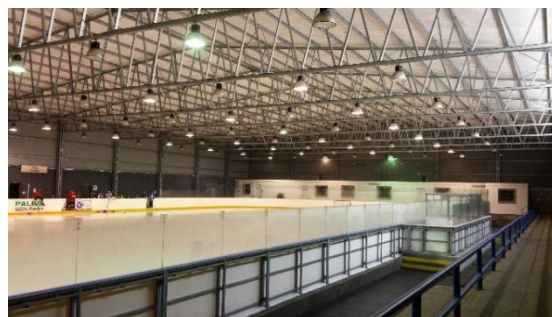
- **Výparník**

Z expanzní nádoby proudí chladivo pomocí čerpadel do výparníku. Ve výparníku dochází k výměně tepla, kde teplo přechází z chladiva do ledové plochy a tím se chladivo mění své skupenství z kapalného na plynné. Páry chladiva se vrací do expanzní nádoby a následně jsou odsávány kompresorem.

Výparníky jsou v zimním stadionu dva – v každé hale v ledové ploše. Dochází zde k přímému odparu chladiva. Pro každou halu je vlastní okruh chlazení mezi sběračem kapalného čpavku a kompresory.



Obr. 22 Zimní stadion Příbram – velká hala



Obr. 23 Zimní stadion Příbram – malá hala

- **Akumulační nádrž H₂O**

Akumulační nádrž vody slouží k zadržení teplé vody, která slouží pro tání sněhu ve sněžných jámách a pro rolby k tvorbě ledu. Z usazovacích nádrží je do akumulace čerpán roztátý sníh, kde dojde k jeho ohřevu a následnému použití pro rolbu. Rolba pro jedno urolbování ledu spotřebuje 1 m³ vody o teplotě 40-55°C.



Obr. 24 Akumulační nádrž H₂O – objem 10 m³

- **Usazovací nádrže**

V usazovacích nádržích dochází k usazování vody čerpáné ze sněžných jam. Z nádrže je voda čerpána přes hrubší filtr, kde dochází k eliminaci větších nečistot a zabránění tak ucpání systému a posléze je voda čerpána přes pískový filtr do akumulace. Do nádrže se přidává speciální sůl pro změkčení vody – z důvodu průzračnosti ledové plochy.



Obr. 25 Sněžná jáma



Obr. 26 Usazovací nádrž

- **Sněžné jámy**

Každá ledová plocha má svoji sněžnou jámu, do které rolba odváží seříznutý led z ledové plochy. Ve sněžné jámě sníh taje a je čerpán do akumulární nádrže, odkud se použije po ohřátí pro rolbu a následně k opětovné tvorbě ledu na ploše. Sněžné jámy jsou napojeny taktéž na topnou vodu z kotelny.

- **Cirkulační jímka**

V cirkulační jímce je zadržována voda, která je čerpána do kondenzátoru, kde ho ochlazuje a následně se vrací zpět. Cirkulační jímka je potrubním rozvodem propojena se sněžnými jámami – dochází zde k předání tepla z vody ohřáté kondenzátorem do vody ve sněžných jámách.



Obr. 27 Čerpadla – cirkulační jímka

3.2.3 Ostatní technická zařízení

Velká hala

Ve velké hale zimního stadionu je instalována vzduchotechnika, která však žádným způsobem neodvlhčuje přiváděný vzduch. Z ekonomických důvodů je vzduchotechnika v objektu vypnuta. Ve velké hale v prostoru hlediště není instalováno žádné vytápění.

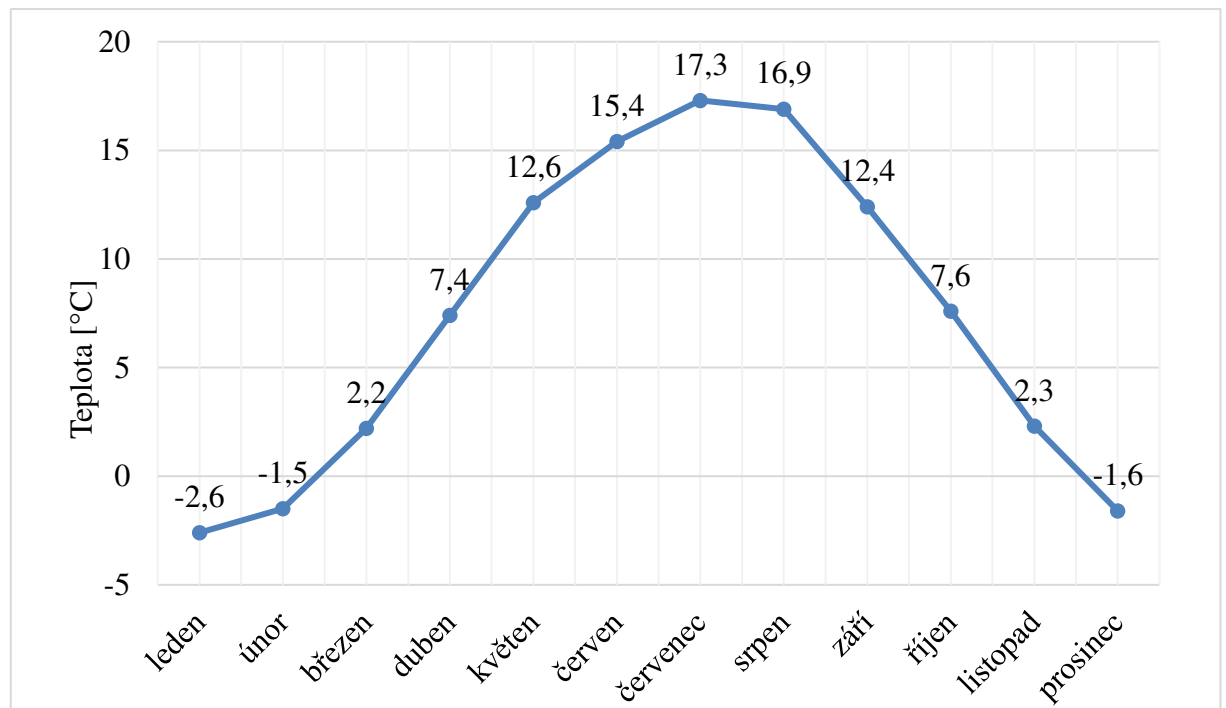
Malá hala

V malé hale není instalováno vytápění ani vzduchotechnika. Žádné vytápění v okolí ledové plochy není provedeno.

V zimním stadionu jsou velké problémy s kondenzací vlhkosti na povrchu střešních konstrukcí a tvorbě mlhy v prostoru ledové plochy. Tvoří se tam krápníky na ledových plochách, které tam původně odstraňovány mechanickými škrabkami a nyní už speciálními stroji.

3.3 Návrh využití odpadního tepla v zimním stadionu v Jihlavě

Teplotní potenciály jsou stanoveny pro zimní stadion z bodu 2. Množství potřebného tepla je stanoveno na základě průměrných venkovních teplot za období 1981-2010 pro kraj Vysočina dle ČHMÚ [27].



Graf. 14 Průměrná venkovní teplota

Vytápění

Výpočet tepelných ztrát je proveden v programu Protech pro lokalitu Jihlava s venkovní návrhovou teplotou -15 °C . Tepelné vlastnosti všech konstrukcí odpovídají doporučeným hodnotám ČSN 73 0540-2:2011 Tepelná ochrana budov. Tepelná ztráta objektu činí celkem 391 kW.

Ohřev TV pro rolbu

V zimním období se předpokládá, že provoz zimního stadionu bude více vytížen než v letním období.

Potřeba TV v zimě:	15 m ³ /den	úprava ledu 15x denně
Potřeba TV v létě:	10 m ³ /den	úprava ledu 10x denně
1 m ³ zapotřebí na 1 urolbování		

Tání ledu ve sněžné jámě

Objem sněžné jámy	15 m ³	
Potřeba TV v zimě:	15 m ³ /den	úprava ledu 15x denně
Potřeba TV v létě:	10 m ³ /den	úprava ledu 10x denně

1 m³ zapotřebí na 1 urolbování

Úprava vzduchu ve VZT

Zjednodušenou bilanční metodou při 100% provozu 8 hod denně a průměrných venkovních teplotách dle ČHMÚ a při zohlednění 80% účinnosti ZZT je pro celkové množství upravovaného vzduchu stanovena roční potřeba tepla na 477,3 MWh/rok.

Příprava TV

Příprava TV je stanovena zjednodušeným výpočtem na základě [28].

Celková potřeba vody:	$Q_r = 12\,354 \text{ m}^3/\text{rok}$
Celková potřeba teplé vody:	$Q_r / 2 = 12\,354 / 2 = 6\,177 \text{ m}^3/\text{rok}$
Průměrná denní potřeba teplé vody:	$Q_d = 6\,177 / 365 = \mathbf{17 \text{ m}^3/\text{den}}$

Roční potřeba tepla na vytápění a ohřev TV

Zjednodušenou bilanční metodou je vypočtena potřeba tepla na vytápění a ohřev TV pro lokalitu Jihlava a průměrné venkovní teploty dle ČHMÚ.

Tab. 36 Roční potřeby tepla na vytápění a ohřev TV

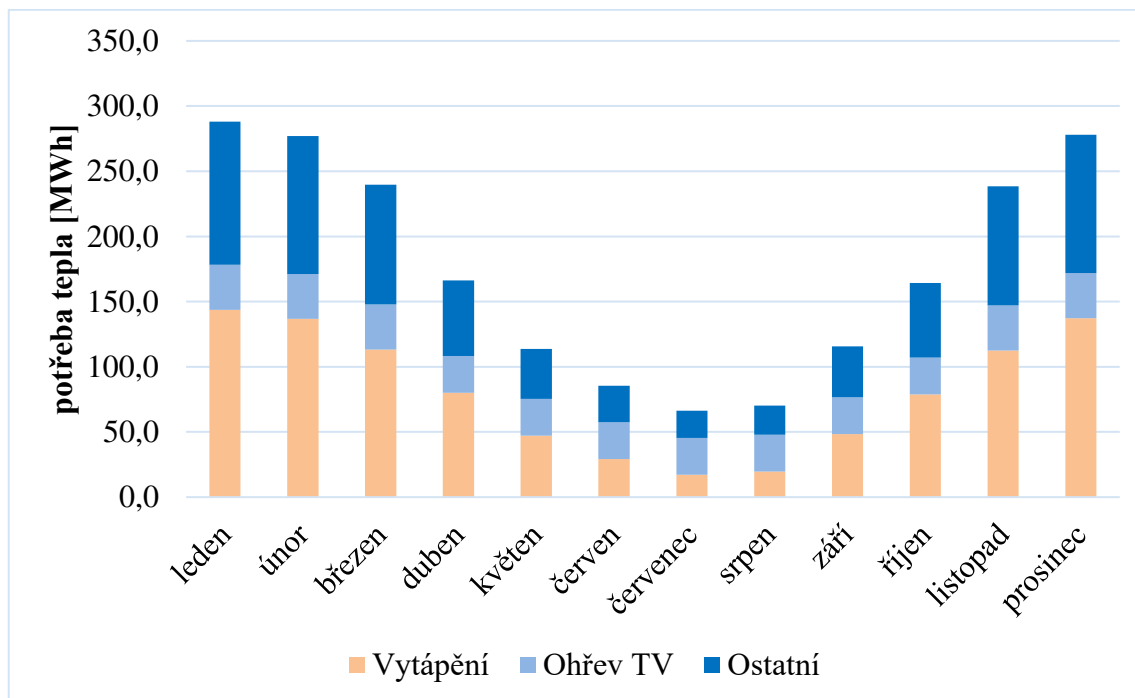
Vytápění	963,7 MWh/rok	3 469,4 GJ/rok
Ohřev TV	377,1 MWh/rok	1 357,6 GJ/rok

3.3.1 Průměrné měsíční potřeby

Z níže uvedeného grafu a tabulky jsou patrné hodnoty průměrných měsíčních potřeb. Celková potřeba energie je 2 103¹ MWh/rok. V celkové potřebě není započtena energie na pohon jednotlivých zařízení.

Tab. 37 Průměrné měsíční potřeby

	vytápění [MWh]	ohřev TV [MWh]	ostatní ² [MWh]	celkem [MWh]
leden	143,7	34,6	109,8	288,0
únor	136,7	34,6	105,7	276,9
březen	113,2	34,6	91,9	239,6
duben	80,1	28,3	57,8	166,2
květen	47,0	28,3	38,4	113,7
červen	29,2	28,3	27,9	85,4
červenec	17,2	28,3	20,8	66,3
srpen	19,7	28,3	22,3	70,3
září	48,3	28,3	39,1	115,7
říjen	78,8	28,3	57,1	164,2
listopad	112,5	34,6	91,5	238,6
prosinec	137,3	34,6	106,1	277,9
celkem	963,7	370,8	768,5	2103,0



Graf. 15 Diagram měsíčních potřeb tepla

¹ bez zohlednění energie na pohon čerpadel a kompresorů

² zahrnuje ohřev vody pro rolbu, tání ledu ve sněžné jámě a úpravu vzduchu ve VZT

3.3.2 Potřebný výkon pro chlazení ledové plochy

Potřebný chladicí výkon je dán podmínkami vnitřního prostředí (doba provozu, teplota a rychlost proudění vzduchu, tepelnými zisky od technologií apod.) a teplem přicházejícím ze země. Na základě chladicích výkonů pro jiné zimní stadiony se předpokládá zatížení $250 - 600 \text{ W/m}^2$ pro klimatizované haly. [14] Potřebný chladicí výkon pro chlazení ledové plochy o ploše cca $1\,700 \text{ m}^2$ v hlavní hale je tedy cca 600 kW . Při povrchové teplotě ledu $-7 \text{ }^\circ\text{C}$ je navržena teplota vypařování $-12 \text{ }^\circ\text{C}$.

3.3.3 Odpadní teplo a způsoby jeho využití

Chladicí zařízení produkuje na kondenzační straně odpadní teplo, které lze rozdělit na teplo kondenzační a teplo z přehřátých par. Každé je však na jiné teplotní úrovni. [32] [33]

Kondenzační teplo

Kondenzační teplo je teplo vlastní skupenské přeměny a představuje většinovou část odpadního tepla, avšak na nízké teplotní úrovni. V kondenzátoru dochází ke zchlazení páry a jejímu následnému zkondenzování. Uvolní se tak kondenzační teplo, které je možno využít např. pro vytápění, přípravu TV či úpravu vzduchu ve VZT. [16] [32] [33]

Teplo z přehřátých par

Teplo z přehřátých par je na mnohem vyšší úrovni než teplo kondenzační. Jeho množství činí $15-20 \%$ z celkového odpadního tepla a závisí na výtlačné teplotě, která závisí na termodynamických vlastnostech chladiva, typu kompresoru, vypařovací teplotě a přehřátím chladiva v sání. [16] [32] [33]

Obecně nižší množství tepla v přehřátých parách mají zařízení pracující s chladivem se strmými izoentropami (např. R134a), šroubovými kompresory, s vyššími vypařovacími teplotami a malým přehřátím v sání. Naopak vyšší výtlačné teploty a množství tepla v přehřátých parách mají zařízení pracující s chladivem s plochými izoentropami (např. čpavek), s pístovými kompresory, nižšími vypařovacími teplotami a větším přehřátím v sání. [16] [32] [33]

Teplo v přehřátých parách se vyskytuje ve formě citelného tepla, kdy se páry sdílením tepla ochlazují. Maximální množství tepla z přehřátých par lze dostat jejím

ochlazením až na kondenzační teplotu. Teplo z přehřátých par lze využít pro ohřev TV pro rolbu či tání ledu ve sněžné jámě. [16] [32] [33]

3.3.4 Návrh využití odpadního tepla v ZS v Jihlavě

Zdroj chladu

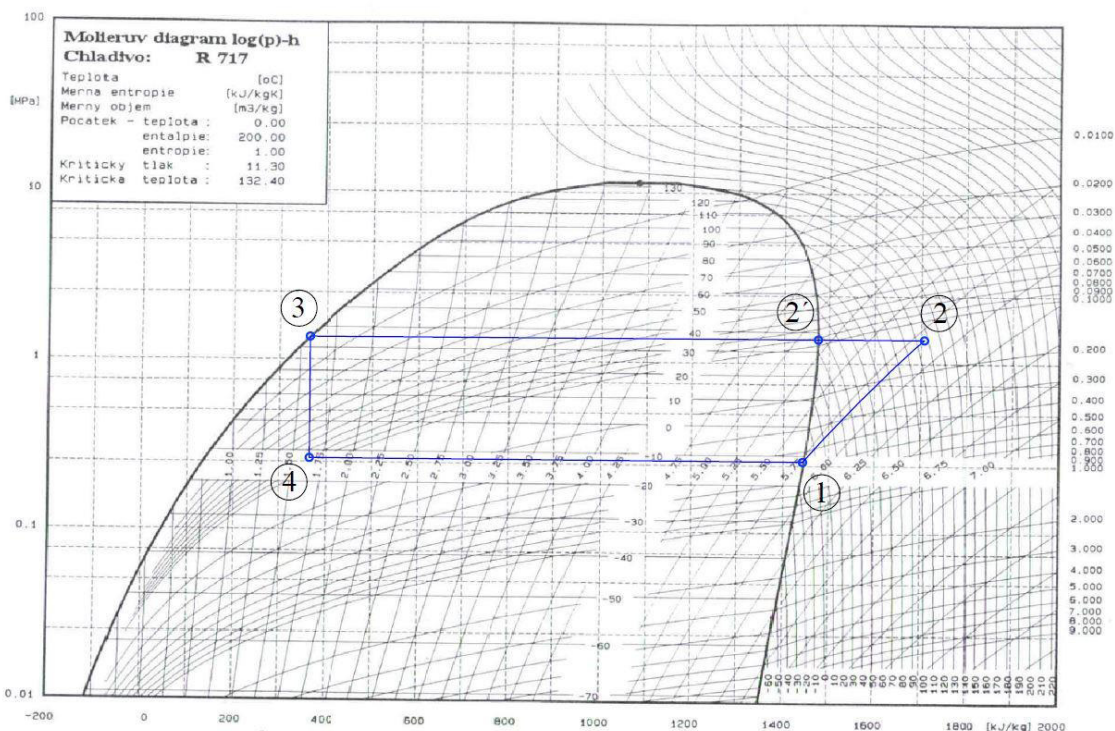
Zdrojem chladu je kompresorové zařízení o celkovém chladícím výkonu 600 kW a příkonu 143 kW při teplotách $-12/35$ °C. Při kondenzační teplotě 35 °C je teplota chladiva na výtlaku kompresoru 115 °C. Chladicí kapalinou je R717 (čpavek). Systém chlazení ledové plochy je nepřímý, tj. ledová plocha je chlazena sekundárním okruhem (solankou CaCl_2).

Zdroj tepla

Zdrojem tepla jsou plynové kotle o celkovém výkonu 450 kW. Plynové kotle slouží pro vytápění celého objektu, ohřevu TV, k ohřevu vzduchu ve VZT jednotkách, tání ledu ve sněžné jámě a ohřev vody pro rolbu pouze v případě nedostatečného množství odpadního tepla z chlazení ledové plochy.

Množství odpadního tepla

Množství odpadního tepla je vypočteno pro chladicí výkon 600 kW, teplotu vypařování -12 °C a kondenzační teplotu 35°C. Idealizovaný průběh chladicího cyklu je patrný z následujícího grafu.



Graf. 16 P-h diagram čpavku s vyznačeným kompresorovým cyklem

Tab. 38 Vstupní hodnoty pro výpočet odpadního tepla

Chladicí výkon	600 kW
Teplota vypařování	-12 °C
Teplota kondenzační	35 °C

Tab. 39 Hodnoty v jednotlivých bodech p-h diagramu

	t_i [°C]	i_i [kJ/kg]	s_i [kJ/kgK]
bod 1	-12	1 445,10	5,7735
bod 2	35	1 702,70	5,7735
bod 2'	35	1 475,80	5,1684
bod 3	35	366,71	1,5692
bod 4	-12	366,71	1,6500

Hmotnostní průtok:

$$Q_{chl} = m_{\tau} \cdot (q_{41}) = m_{\tau} \cdot (i_1 - i_4)$$

$$600 = m_{\tau} \cdot (1445,1 - 366,71) \quad [\text{kg/s}]$$

$$m_{\tau} = 0,556 \text{ kg/s}$$

Příkon ideálního kompresoru:

$$P_i = m_{\tau} \cdot (a_{t12}) = m_{\tau} \cdot (i_2 - i_1)$$

$$P_i = 0,556 \cdot (1702,7 - 1445,1) \quad [\text{kW}]$$

$$P_i = 143 \text{ kW}$$

Tepelný výkon (odpadní teplo):

$$Q_c = m_\tau \cdot (q_{23}) = m_\tau \cdot (i_2 - i_3)$$

$$Q_c = 0,556 \cdot (1702,7 - 366,71) \quad [\text{kW}]$$

$$Q_c = 743 \text{ kW}$$

Odpadní teplo z přehřátých par:

$$Q_p = m_\tau \cdot (i_2' - i_2)$$

$$Q_p = 0,556 \cdot (1702,7 - 1475,8) \quad [\text{kW}]$$

$$Q_p = 126 \text{ kW}$$

Odpadní kondenzační teplo:

$$Q_k = Q_c - Q_p$$

$$Q_k = 743 - 126 \quad [\text{kW}]$$

$$Q_k = 617 \text{ kW}$$

Tab. 40 Výsledné hodnoty odpadního tepla

Teplota přehřátých par	115 °C
Celkové odpadní teplo	743 kW
Kondenzační odpadní teplo	617 kW
Odpadní teplo z přehřátých par	126 kW

Popis systému využití odpadního tepla z chlazení ledové plochy

Chladicí zařízení je navrženo pro chlazení ledové plochy o rozměru 29x59 m s celoroční dobou provozu. V zimním stadionu je navrženo nepřímé chlazení, které má v primárním okruhu použito jako chladivo čpavek NH_3 . V sekundárním okruhu chlazení ledové plochy je teplonosnou látkou solanka.

Chlazení ledové plochy zajišťuje kaskáda kompresorů s příkonem 143 kW. Kompresory se spínají na základě potřeby chlazení ledové plochy. Celkový chladicí výkon je 600 kW při teplotě vypařovací -12 °C a teplotě kondenzační 35 °C . Kompresor nasává čpavkové páry z výparníku přes odlučovač kapalného NH_3 o velikosti 2 m^3 a vytlačuje je přes výměník (o výkonu 126 kW) pro využití odpadního tepla z přehřátých par čpavku do kondenzátoru, kde páry čpavku zkondenzují a odevzdají skupenské teplo kondenzace k jeho využití (o velikosti 617 kW). Zkondenzované páry čpavku se shromažďují ve sběrači chladiva o objemu $1,5 \text{ m}^3$. Ze sběrače se kapalný čpavek dostává přes expanzní ventil a nádobu sloužící jako odlučovač kapalného NH_3 do deskového výparníku (600 kW), ve kterém se čpavek odpařuje a tím vychlazuje teplonosnou látku (solanku) pro chlazení ledové plochy. V odlučovači kapalného NH_3 se oddělí kapalná složka směsi a páry čpavku nasává opět kompresor.

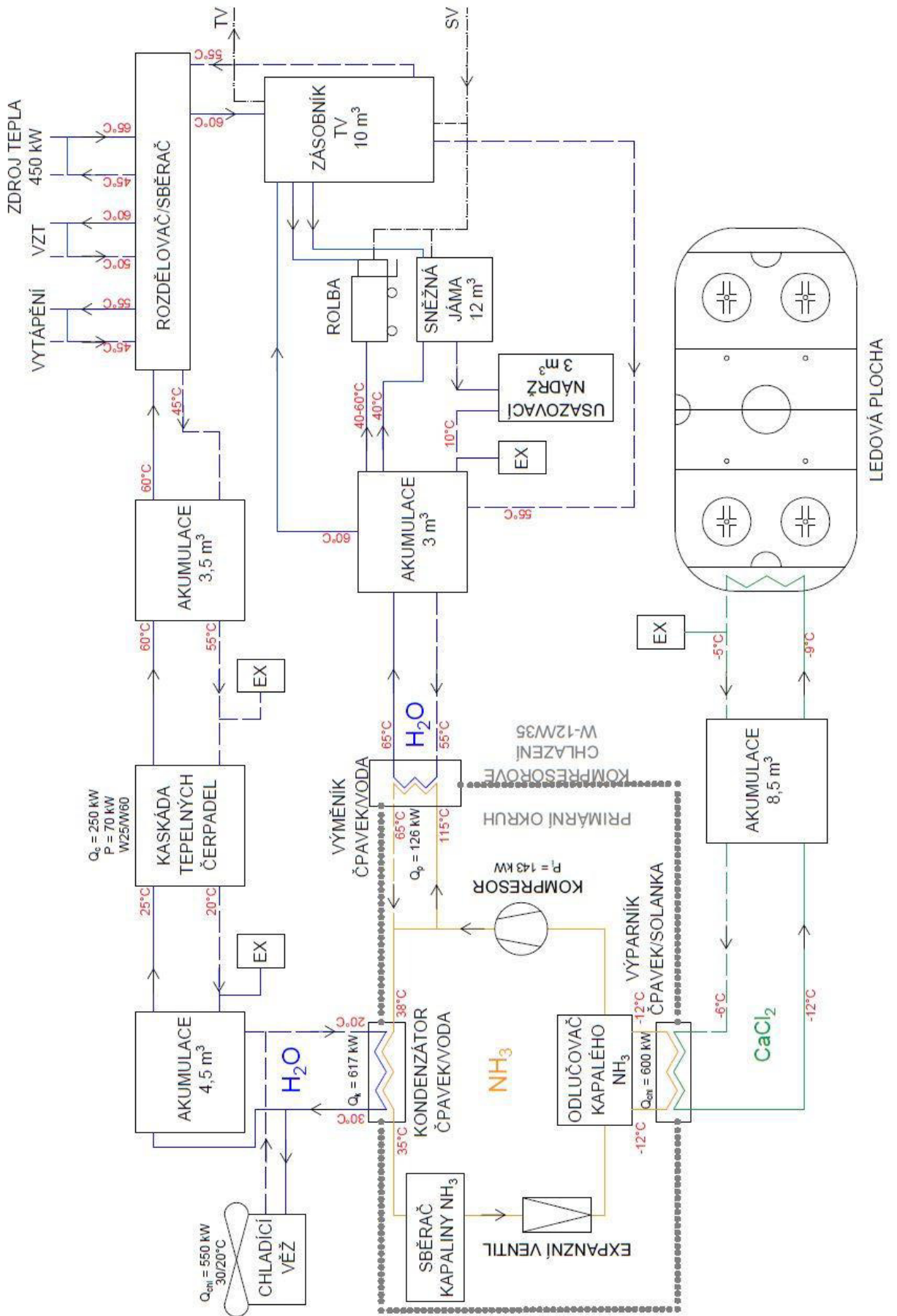
Nemrznoucí směs pro ledovou plochu, vychlazenou v deskovém výparníku čpavek/solanka, dopravují cirkulační čerpadla potrubím přes akumulaci nádobu o

objemu 8,5 m³ do trubkového registru ledové plochy. Návrhová teplota ledové plochy je -7°C.

Pro využití tepla z přehřátých par čpavku je navržen deskový výměník tepla čpavek/voda pro ohřev vody. Teplo je využíváno pro ohřev vody pro rolbu a tání ledu ve sněžné jámě v akumulární nádrži o objemu 3 m³. Teplá voda proudící přes sněžnou jámu je odvedena zpět do akumulární nádrže přes usazovací nádrž, aby se oddělily nečistoty (např. papírové kapesníky, které rolba sebere z ledové plochy), od vody. Množství získaného tepla je závislé na momentálním výkonu kompresoru, resp. momentálním výkonu chladicího zařízení. V případě nedostatku teplé vody pro tání ledu nebo pro rolbu je systém propojen s ohříváčem TV, a naopak v případě přebytku tepla je systém napojen na ohříváč TV, ve kterém se teplo z přehřátých par využije pro jeho ohřev. Celý systém je řízen regulací, která zabezpečí správné předávání tepla.

Pro využití kondenzačního tepla je v kompresorovém chladícím cyklu navržen výměňkový kondenzátor čpavek/voda. Ohřátá voda z kondenzátoru se akumuluje v nádrži o objemu 4,5 m³, která má však nízkou teplotu. Pomocí zapojené kaskády tepelných čerpadel o výkonu 250 kW se její teplota zvýší až na teplotu 60 °C a je pak použita přes akumulární nádrž o objemu 3 m³ a rozdělovač pro ohřev TV, vytápění nebo úpravu vzduchu. V případě nedostatku tepla získaného z kondenzačního odpadního tepla je rozdělovač napojen na kaskádu plynových kotlů o celkovém výkonu 450 kW, které pokryjí zbývající množství potřeby tepla. V případě přebytku odpadního tepla je na systém napojena chladicí věž, která získané teplo odvede.

V systému zabezpečují správný chod tekutin oběhová čerpadla a systém měření a regulace, který propojuje všechny zařízení.



Obr. 28 Schéma zapojení systému s využíváním odpadního tepla

3.3.5 Bilance využití odpadního tepla

Chladicí systém produkuje teplo, které se rovná součtu chladicího výkonu a spotřebě elektrické energie pro pohon kompresoru. Teplo odváděné z chladicího zařízení není na stejné teplotní úrovni. Je rozděleno na teplo z přehřátých par a skupenské teplo kondenzace. Teplo z přehřátých par tvoří maximálně 15-20 % z celkového odpadního tepla z chlazení. Pro stanovení množství tepla v přehřátých parách a skupenského tepla kondenzace byla stanovena doba provozu kompresorů na celkový součet 6660 motohodin za rok.

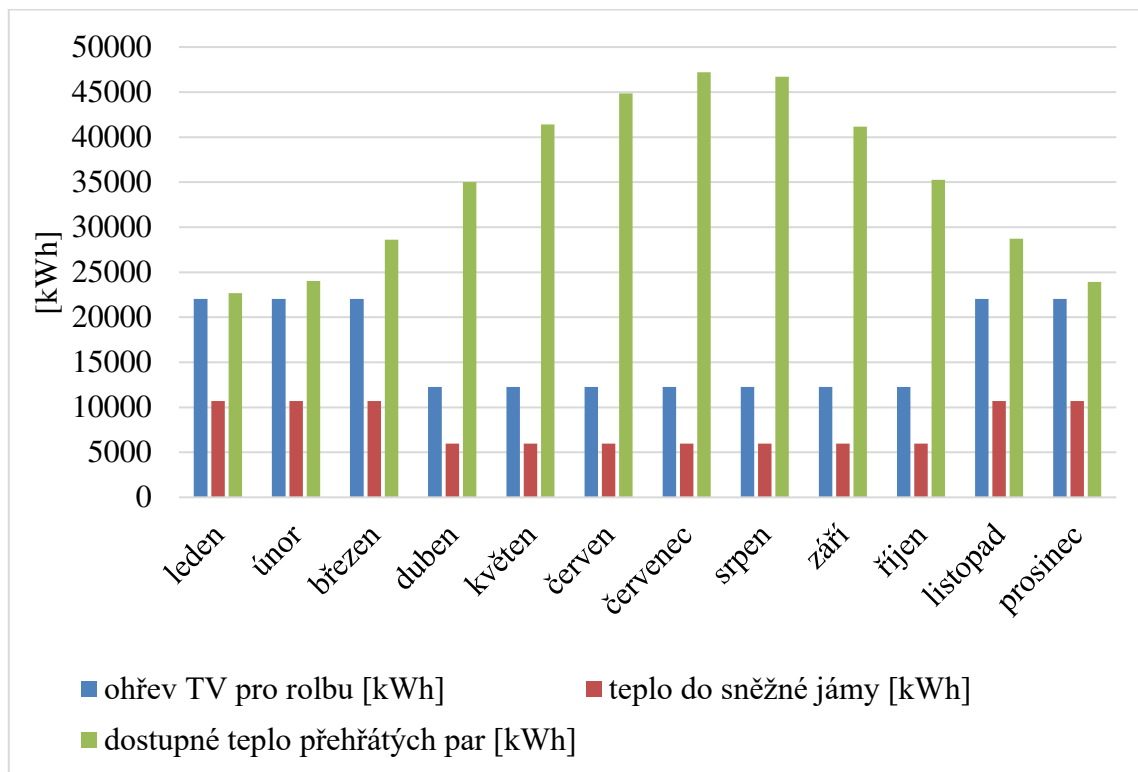
Bilance využití odpadního tepla z přehřátých par

Celkové výpočtové množství tepla v přehřátých parách je 420 MWh/rok a tvoří 17 % z celkového množství odpadního tepla. Z chladicího systému je využíváno odpadní teplo přehřátých par k odtávání ledu ve sněžné jámě a k ohřevu TV pro úpravu ledu rolbou.

Tab. 41 Procentuální zhodnocení dostatku/ nedostatku odpadního tepla z přehřátých par

měsíc	potřeba tepla [kWh]	dostupné teplo z přeh. páry [kWh]	přebytek/nedostatek tepla [kWh]
leden	32 760	22 680	-10 080
únor	32 760	24 036	-8 724
březen	32 760	28 597	-4 163
duben	18 200	35 006	16 806
květen	18 200	41 416	23 216
červen	18 200	44 867	26 667
červenec	18 200	47 209	29 009
srpen	18 200	46 716	28 516
září	18 200	41 169	22 969
říjen	18 200	35 253	17 053
listopad	32 760	28 720	-4 040
prosinec	32 760	23 913	-8 847

Z diagramu níže je patrné, že v zimním období jsou nedostatky odpadního tepla z přehřátých par a v letním období naopak přebytky. Nedostatky v zimním období vyrovnají plynové kotle, na který je systém napojen. Letní přebytky tepla slouží pro ohřev TV. Teplo přehřátých par je předáváno do akumulačního zásobníku o objemu 3 m³. Teplota vody v akumulační nádrži se pohybuje kolem 60 °C.



Graf. 17 Bilance potřeby tepla na tání ledu ve sněžné jámě a k ohřevu vody pro rolbu a množství dostupného tepla přehřátých par

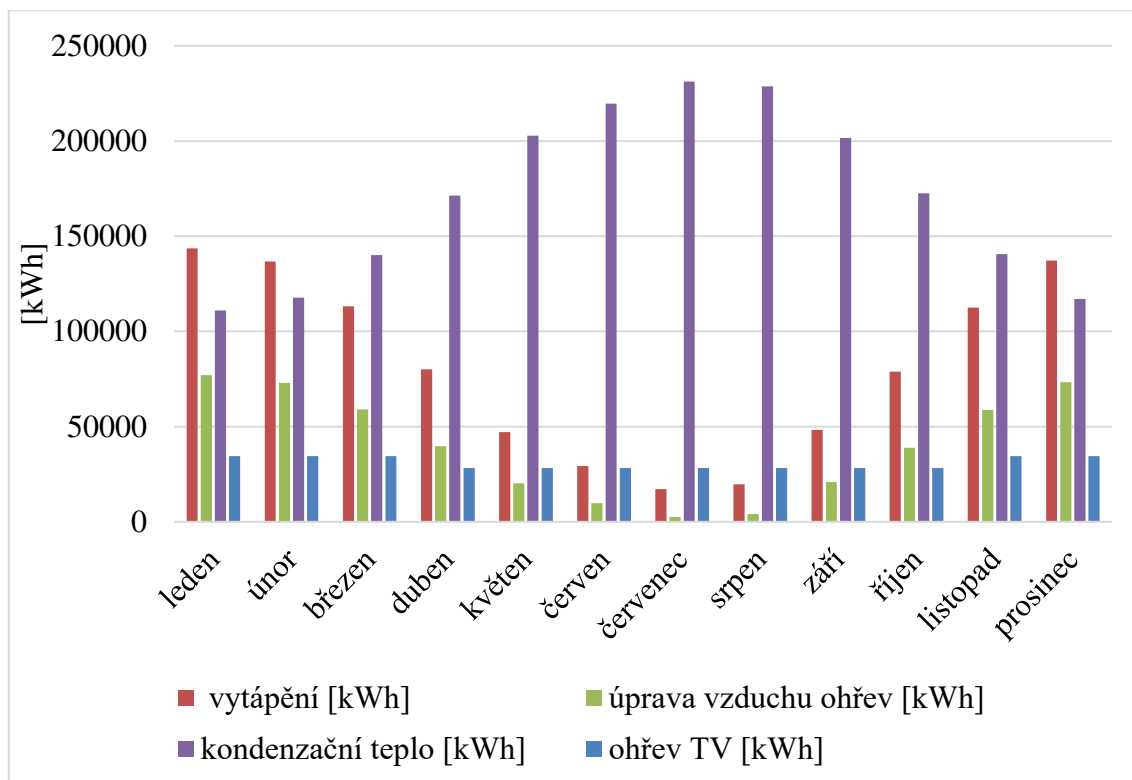
Bilance využití kondenzačního odpadního tepla

Kondenzační teplo tvoří největší část odpadního tepla z chlazení, avšak na nízké teplotní úrovni. Celkové výpočtové množství kondenzačního odpadního tepla je 2 055 MWh/rok. Kondenzační teplota je uvažována 35 °C. Ohřívaná voda ve výměníku je akumulována v zásobníku, aby mohla být dále přivedena do tepelných čerpadel voda-voda. Zapojením TČ do systému se zvýší teplotní potenciál odpadního kondenzačního tepla, které je použito také pro ohřev TV. Skupenské teplo kondenzace je využito pro ohřev TV, vytápění a úpravu vzduchu ve VZT.

V zimním období jsou nedostatky tepla z kondenzačního odpadního tepla, které pokryje kaskáda plynových kotlů, na které je celý systém napojen, o celkovém výkonu 450 kW. Letní přebytky energie jsou odváděny chladicí věží.

Tab. 42 Procentuální zhodnocení dostatku/ nedostatku odpadního kondenzačního tepla

měsíc	potřeba tepla [kWh]	dostupné kondenzační teplo [kWh]	přebytek/nedostatek tepla [kWh]
leden	255 287	111 060	-144 227
únor	244 180	117 699	-126 480
březen	206 820	140 032	-66 787
duben	148 028	171 419	23 390
květen	95 522	202 805	107 283
červen	67 249	219 706	152 456
červenec	48 064	231 174	183 109
srpen	52 103	228 759	176 656
září	97 541	201 598	104 057
říjen	146 009	172 626	26 617
listopad	205 810	140 636	-65 174
prosinec	245 190	117 096	-128 094



Graf. 18 Bilance potřeb tepla na vytápění, přípravu teplé vody a úpravu vzduchu v zimním stadionu a množství dostupného tepla kondenzace

Návrh tepelného čerpadla

Teplota vody z nízkoteplotního akumulčního zásobníku je navýšena kaskádou tepelných čerpadel voda-voda. Tepelné čerpadlo je voleno s ohledem na teploty na straně výparníku a kondenzátoru, jeho parametry pro výpočet jsou převzaty z podkladů výrobce [29]. Jmenovitý výkon zvoleného tepelného čerpadla je 128,8 kW při W10W35. Tepelné čerpadlo může modulovat výkon na 25, 50, 75 nebo 100 % jmenovité hodnoty. Chladivem je R407C. Navržená dvě tepelná čerpadla jsou zapojena paralelně.

Teplota vody z kondenzátoru tepelných čerpadel je uvažována 60 °C a teplota na vstupu do tepelného čerpadla 25 °C. Před vstupem do tepelných čerpadel je navržen akumulční zásobník kondenzačního tepla o objemu 4,5 m³ pro teplotní rozdíl nabíjecí a zpětné vody 10 K. Objem akumulčního zásobníku na výstupu tepelných čerpadel je navržen 3,5 m³. Oběh vody na obou okruzích je zajištěn oběhovými čerpadly, jejich regulace je propojena s provozem tepelných čerpadel.

3.3.6 Ekonomické hodnocení

Investiční náklady zahrnují zařízení potřebná pro využívání odpadního tepla:

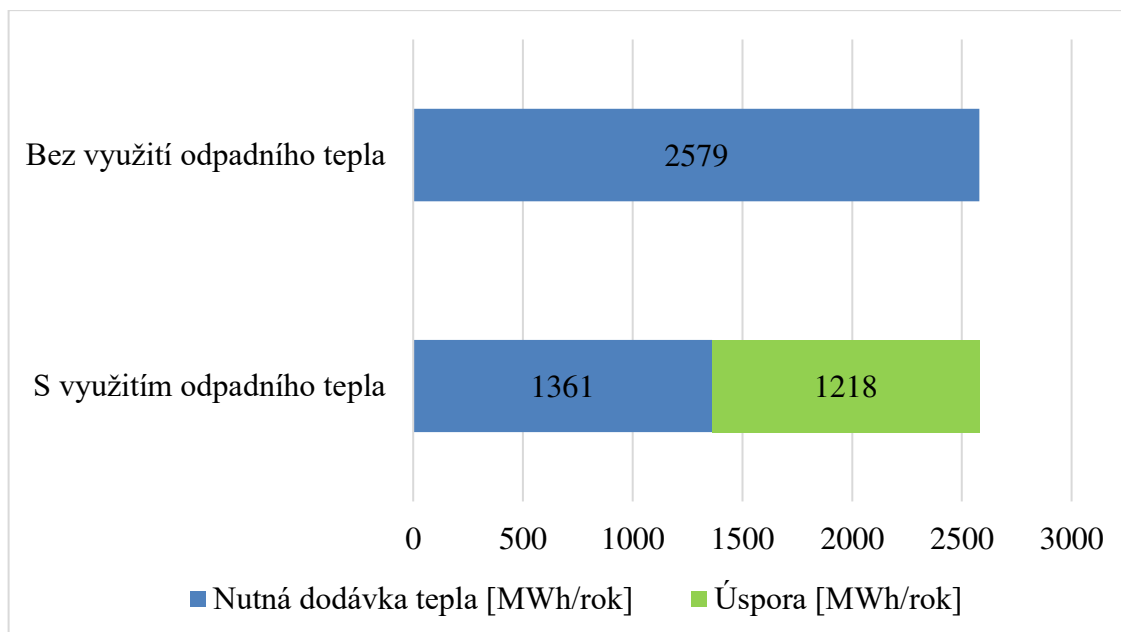
typ zařízení:	odhadovaná cena:
• Kaskáda tepelných čerpadel [30]	2 000 tis. Kč
• Výměníky tepla čpavek/voda [31]	200 tis. Kč
• Akumulační nádrže na vodu [32]	500 tis. Kč
• Potrubní rozvody a armatury	500 tis. Kč
• Usazovací nádrž [32]	100 tis. Kč
• Expanzní nádoby [33]	100 tis. Kč
• Montáž	500 tis. Kč

V následující tabulce jsou uvedeny vstupy a výsledky výpočtu prosté návratnosti investice do systému pro využití odpadního tepla. Ve výpočtu nejsou zohledněny energie pomocných zařízení, které jsou vzhledem k celku zanedbatelné. Cena energií je uvažována za elektrickou energii 2 000 Kč/MWh a 1 500 Kč/MWh zemního plynu. Prostá návratnost při celoročním provozu je 2,3 roky.

Tab. 43 Souhrn vstupů a výstupů energií, finančních nákladů a úspor

Celková potřeba energie³	2 579	MWh/rok
Energie pro pohon TČ	318	MWh/rok
Zvýšení nákladů na el. energii pro TČ	636 794	Kč/rok
Dostupné kondenzační odpadní teplo	2 055	MWh/rok
Dostupné odpadní teplo z přehřátých par	420	MWh/rok
Úspora energie využitím odpadního tepla	1 218	MWh/rok
Úspora plynu celkem	2 304 578	Kč/rok
Investiční náklady	3 900 000	Kč
Prostá návratnost investice	2,3	roky

³ Včetně energie na pohon kompresorů chladicího cyklu



Graf. 19 Dodávka a úspora energie

3.3.7 Rozmístění technologií chlazení a využití odpadního tepla v objektu zimního stadionu

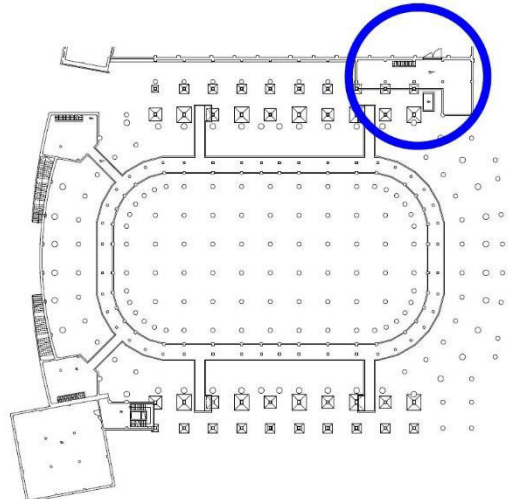
Navržený systém využívání odpadního tepla z chlazení ledové plochy je umístěn v objektu tak, aby rozvody se čpavkem byly eliminovány do jednoho prostoru. Vizualizace místností se skutečnými rozměry jednotlivých zařízení jsou patrné z výkresové dokumentace.

1.PP

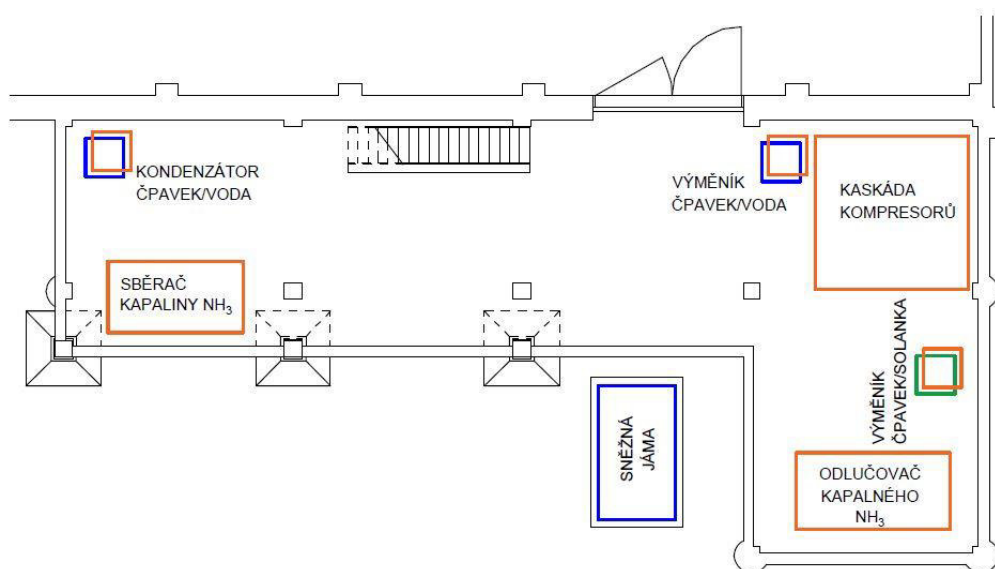
V místnosti Technologické chlazení o celkové ploše 172,59 m² je umístěn primární okruh s kompresorovým chlazením pracující se čpavkem.

V místnosti je umístěna kaskáda kompresorů, výměník čpavek/voda pro předání odpadního tepla z přehřátých par, kondenzátor sloužící jako výměník čpavek/voda pro předání kondenzačního odpadního tepla, dále pak sběrač kapalného NH₃, nádoba sloužící jako odlučovač kapalného NH₃ a výměník čpavek/solanka.

Místnost musí být nuceně odvětrávána a musí v ní být umístěna čidla NH₃, která při koncentraci 380 mg/m³ spustí poplašné zařízení a při koncentraci 22 800 mg/m³ zastaví provoz chlazení.



Obr. 29 Půdorys 1.PP s vyznačením umístění technologií

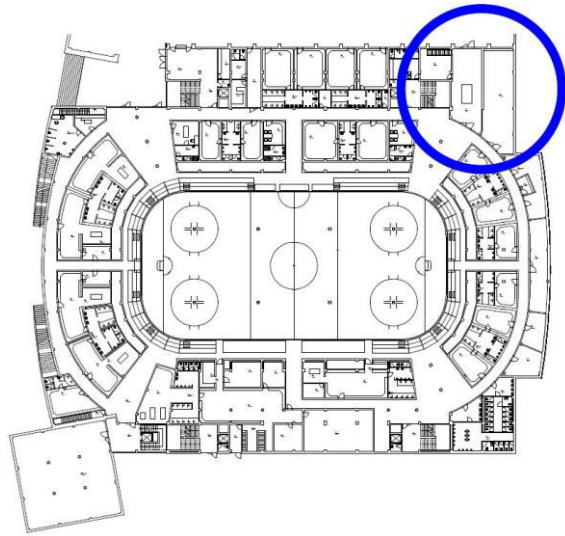


Obr. 30 Místnost Technologie chlazení – schéma rozmístění zařízení

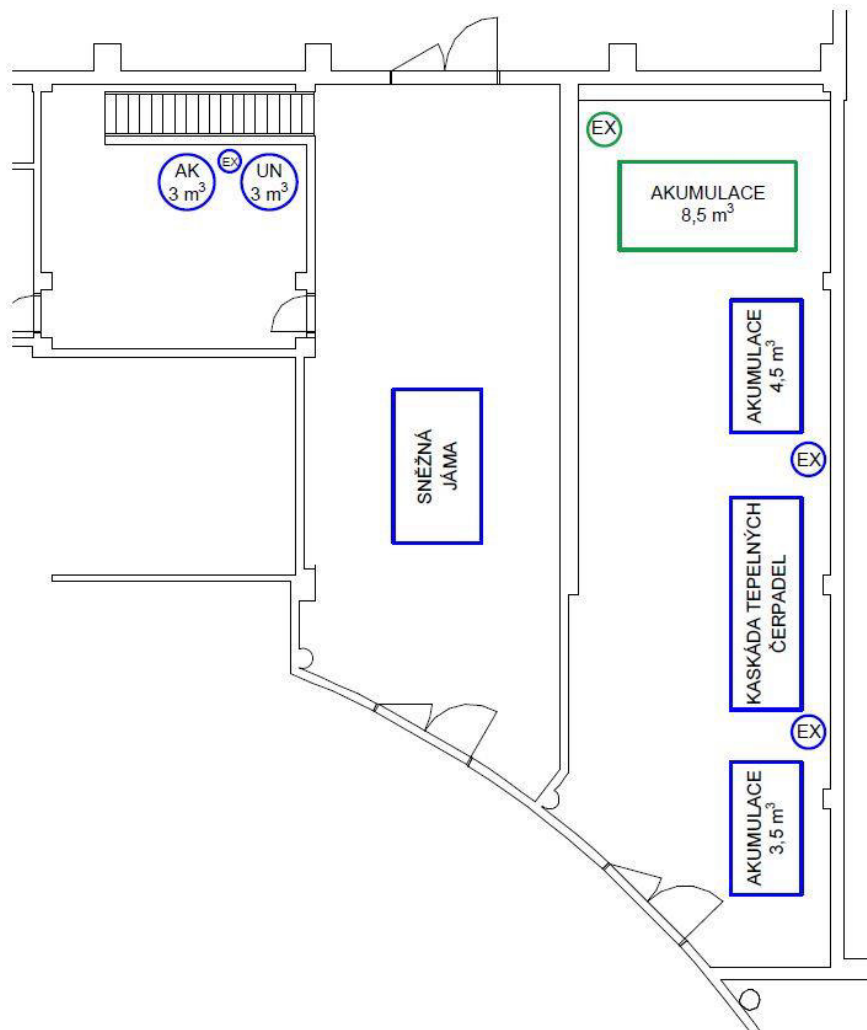
1.NP

V prvním nadzemním podlaží se nacházejí tři místnosti, ve kterých je umístěno technologické zázemí. Místnosti: Dílna, Rolba a Chlazení.

V těchto prostorech jsou umístěny zařízení zvyšující teplotní potenciál kondenzačního odpadního tepla, dále pak zařízení pro využívání odpadní teplo z přehřátých par a sněžná jáma.



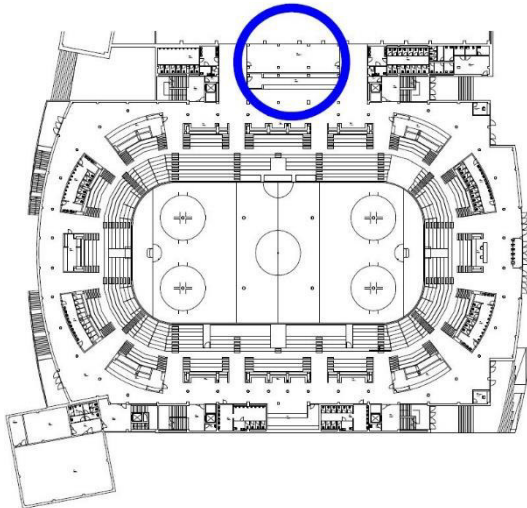
Obr. 31 Půdorys 1.NP s vyznačením umístění technologií



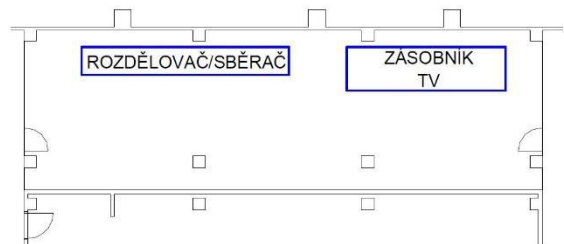
Obr. 32 Rozmístění technologií v 1.NP

2.NP

Ve druhém nadzemním podlaží se v místnosti nazývané Technologie VZT nacházejí zásobník TV o celkovém objemu 10 m³ a rozdělovač se sběračem, který je propojen se zdrojem tepla tvořícím kaskádu plynových kotlů.



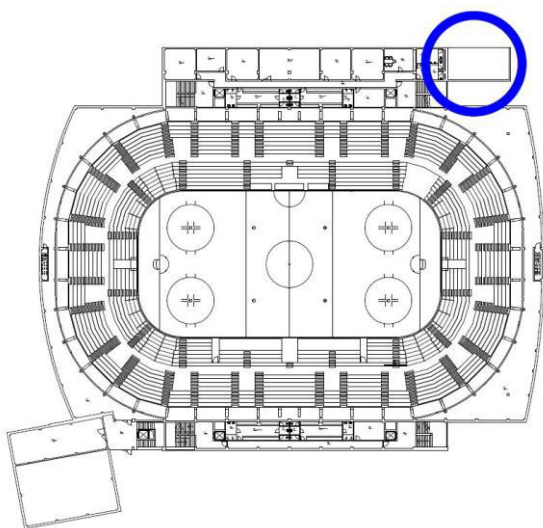
Obr. 33 Půdorys 2.NP s vyznačením umístění technologií



Obr. 34 Rozmístění technologií v 2.NP

3.NP

Na střeše 2.NP na úrovni 3.NP je umístěna chladicí věž o výkonu 550 kW sloužící pro chlazení kondenzátoru v letních měsících, kdy jsou velké přebytky odpadního tepla.



Obr. 35 Půdorys 1.NP s vyznačením umístění technologií



Obr. 36 Umístění chladicí věže na střeše 2.NP

3.3.8 Požadavky na ostatní profese

- **Stavba**

Prostupy konstrukcemi, zavěšení potrubí.

Statika – lokální zatížení

1.PP

odlučovač kapalnéhoNH ₃	2 m ³	2 000 kg
sběrač kapalného NH ₃	1,5 m ³	1 500 kg
kaskáda kompresorů		2 500 kg

1.NP

usazovací nádrž	3 m ³	3 700 kg
akumulační nádrž voda	3 m ³	3 700 kg
akumulační nádrž solanka	8,5 m ³	11 700 kg
akumulační nádrž voda	4,5 m ³	5 400 kg
akumulační nádrž voda	3,5 m ³	4 000 kg
kaskáda tepelných čerpadel		1 800 kg

2.NP

zásobník TV	10 m ³	12 000 kg
-------------	-------------------	-----------

3.NP

chladicí věž		1 000 kg
--------------	--	----------

- **ZTI**

Napojení technologií na vodovod a kanalizaci, dle technických požadavků jednotlivých zařízení.

- **Vytápění**

Napojení rozdělovače na zdroj tepla, jímž jsou plynové kondenzační kotle o výkonu 450 kW a teplotním spádu 45/65°C.

- **Vzduchotechnika**

Větrání strojoven pro odvod tepelné zátěže a zabezpečení dostatečné výměny vzduchu. Bezpečnostní větrání místnosti, Technologie chlazení v 1.PP, v níž se vyskytuje čpavek.

- **Elektro**

Napojení všech zařízení dle jednotlivých požadavků.

- **MaR**

Rozmístění čidel. Propojení všech profesí a možnost regulace.

Závěr

Práce seznamuje s problematikou vnitřního prostředí v objektech zimních stadionů. Specifický provoz těchto staveb sebou přináší problémy zejména s kondenzací vody na podchlazených konstrukcích střešního pláště a následného vytváření krápníků ze skapávající vody na ledové ploše. Dále je nutné při návrhu zamezit tvorbě mlhy nad ledem a rosení průhledných zábran kluzišť. Problémům lze zamezit několika způsoby, a to snížením radiačního účinku, zvýšením proudění vzduchu kolem konstrukcí, zvýšením teploty povrchu konstrukcí nebo snížením teploty rosného bodu. Vznikajícím problémům lze zamezit přiváděním dostatečně odvlhčeného vzduchu do prostoru haly.

Jedním z cílů práce byl návrh takového vzduchotechnického systému v zimním stadionu v Jihlavě, který zamezí veškerým problémům vznikajícím se vzdušnou vlhkostí. Vzduchotechnická zařízení jsou v zimním stadionu rozdělena do zón s podobnými charakteristikami. Ve společném prostoru haly zahrnující prostor diváků a ledovou plochu jsou navrženy vzduchotechnické jednotky zvlášť. Pro diváky je zapotřebí dopravit dostatečné množství vzduchu a pro ledovou plochu zase přivést dostatečně odvlhčený vzduch. V úvahu bylo několik možností, jakým způsobem lze odvlhčovat přiváděný vzduch na ledovou plochu. Porovnáním jednotlivých variant vyšlo najevo, že nejlepším způsobem je využití adsorpčního odvlhčování s kombinací tepelného čerpadla.

Dalším cílem práce byla studie množství potřeby energií v zimním stadionu v Jihlavě. Zimní stadion potřebuje pro svůj provoz velké množství energie, které vede k jeho snižování využíváním odpadního tepla z chlazení ledové plochy. Podkladem pro návrh systému pro využívání odpadního tepla v zimním stadionu v Jihlavě je referenční stavbou zimní stadion v Příbrami, ve kterém byla provedena prohlídka pro pochopení principu fungování využívání odpadního tepla.

Pro zimní stadion v Jihlavě je proveden návrh kompresorového chladicího cyklu o chladícím výkonu 600 kW. Na kondenzační straně vzniká tak odpadní teplo o celkovém výkonu 744 kW, které se skládá z tepla z přehřátých par o velikosti 127 kW a ze skupenského tepla kondenzace o velikosti 617 kW. Odpadní teplo z přehřátých par je využito pro tání ledu ve sněžné jámě, ohřevu TV pro rolbu a z přebytků odpadního tepla je dohřívám zásobník TV. Odpadnímu teple kondenzačnímu, které je na nízké teplotní úrovni, je pomocí kaskády tepelných čerpadel navýšen teplotní potenciál, aby mohlo být využito pro vytápění, úpravu vzduchu ve VZT a ohřev TV. Z hlediska bezpečnosti, aby diváci v případě havárie nepřišli do kontaktu s jedovatým chladivem, je zvolen nepřímý

způsob chlazení ledové plochy. Chladivem chladicího cyklu je zvolen čpavek a teplotonosnou látkou proudící v ledové ploše je solanka. Letní přebytky v zimním stadionu jsou likvidovány pomocí chladicí věže. Navržen je kompletní systém využití odpadního tepla z chlazení ledové plochy.

Optimálním návrhem lze docílit značných úspor během provozu. Celková potřeba energie v zimním stadionu je 2 579 MWh/rok. Dostupné kondenzační odpadní teplo je 2 055 MWh/rok a dostupné odpadní teplo z přehřátých par je 420 MWh/rok, avšak je za 938 MWh/rok přebytků tepla v letním období a 567 MWh/rok nedostatků tepla v zimním období. Instalací zařízení pro využívání odpadního tepla se zvýší náklady na provoz kaskádou tepelných čerpadel o 714 tis. Kč/rok, ale uspoří se za plyn cca 2,3 mil. Kč/rok. Při modelovém výpočtu bilance využití odpadního tepla v zimním stadionu v Jihlavě je zjištěno, že se ušetří až 1 218 MWh/rok tj. při investičních nákladech cca 3,9 mil. Kč a současných cenách energie je návratnost do 2,3 let.

Seznam použité literatury a zdrojů

1. *Tzb info*. [Online] [Citace: 07. 10 2017.] <http://vetrani.tzb-info.cz/normy-a-pravni-predpisy-vetrani-klimatizace/5593-pozadavky-na-kvalitu-vnitriho-prostredi-budov-mikroklimaticke-podminky-a-vetrani>.
2. *Tzb info*. [Online] [Citace: 07. 10 2017.] <http://vetrani.tzb-info.cz/7341-mikroklima-zimnich-stadionu>.
3. *Master heaters*. [Online] [Citace: 01. 05 2017.] <http://www.masterheaters.cz/odvlhcovaci-metody,179.html>.
4. *Manek*. [Online] [Citace: 29. 04 2017.] https://www.manek.cz/katalogy/Master/Zpusob_a_princip_odvhcovani_odvlhcovacu_v_zduchu_MASTER.pdf.
5. *Master heaters*. [Online] [Citace: 04. 05 2017.] <http://www.masterheaters.cz/odvlhcovaci-metody,179.html>.
6. *Wikipedia*. [Online] [Citace: 12. 05 2017.] <https://cs.wikipedia.org/wiki/Adsorpce>.
7. *Drystar*. [Online] [Citace: 29. 04 2017.] <http://www.drystar.cz/vysouseni-adsorbcnimi-vysouseci.html>.
8. *Tzb info*. [Online] [Citace: 14. 05 2017.] <http://www.tzb-info.cz/848-adsorpcni-odvlhcovace-dst-seibu-giken>.
9. *Flair*. [Online] [Citace: 27. 10 2017.] <http://www.flair.cz/adsorbni-odvlhcovace-dst-seibu-giken>.
10. *Tzb info*. [Online] [Citace: 20. 4 2017.] <http://vetrani.tzb-info.cz/4918-odvlhcovani-pomoci-adsorbni-technologie-dst-seibu-giken>.
11. *Oficiální stránky města Jihlavy*. [Online] [Citace: 14. 02 2017.] http://extranet.jihlava-city.cz/web/horacky_zimni_stadion_studie.pdf.
12. *SZS*. [Online] [Citace: 01. 03 2017.] http://www.szs.cz/sites/default/files/manual_vystavby_cr/manual_vystavby_zs.pdf.
13. *Way technovation*. [Online] [Citace: 22. 11 2017.] <http://www.way-technovation.com/pdf%20file/Flexisorb%20EFA%20GB%202008.pdf>.
14. **DVOŘÁK, Zdeněk**. *Základy chladicí techniky*. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1986.
15. *Tzb info*. [Online] [Citace: 05. 10 2017.] <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-čerpadla/333-chladiva>.
16. **PETRÁK, Jiří a PETRÁK, Miroslav**. *Tepelná čerpadla*. Praha : ČVUT v Praze, 2004. 80-01-03126-8.
17. *Chladicí a klimatizační technika*. Praha : Svaz chladicí a klimatozační techniky, 2012.
18. *Wikipedia*. [Online] [Citace: 29. 10 2017.] <https://cs.wikipedia.org/wiki/Amoniak>.
19. *Ekotez*. [Online] [Citace: 29. 10 2017.] <http://www.ekotez.cz/pub///Chladio%20R134a.pdf>.
20. **CHLUMSKÝ, Vladimír**. *Technika chlazení*. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1971.

21. *KAS*. [Online] [Citace: 29. 10 2017.]
http://www.kas.cz/dokumenty/tabulka_chladiv.pdf.
22. *SZCHKT*. [Online] [Citace: 30. 10 2017.]
https://www.szchkt.org/docs/db_file.php?id=881&code=EGRFXLrTvagf&table=files.
23. *Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební*. [Online] [Citace: 27. 10 2017.]
http://www.fce.vutbr.cz/TZB/sikula.o/chlazení/R134a_GRAF_ph.png.
24. *Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební*. [Online] [Citace: 27. 10 2017.]
http://www.fce.vutbr.cz/TZB/sikula.o/chlazení/R717_GRAF_ph.jpg.
25. *JDK*. [Online] [Citace: 09. 11 2017.]
http://www.jdk.cz/system/files/ftp/ar_articles/AR002_CZ%2520Refrig_%2526_Terms.pdf.
26. *České vysoké učení technické v Praze, Katedra technických zařízení budov*. [Online] [Citace: 08. 10 2017.] <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-04.pdf>.
27. *Tzb info*. [Online] [Citace: 29. 10 2017.] <http://vytapeni.tzb-info.cz/uspory-vytapeni/12524-pripadova-studie-vyuziti-odpadniho-tepla-z-technologickeho-procesu>.
28. *Tzb info*. [Online] [Citace: 29. 10 2017.] <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/3325-vyuziti-odpadniho-tepla-pri-chlazení-zimnich-stadionu>.
29. *České vysoké učení technické v Praze, Inteligentní budovy*. [Online] [Citace: 08. 10 2017.]
https://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/CHTC/Petrak_Chladici_tecnika_cviceni.pdf.
30. **TAUBR, V.** *Technologie a provoz chladících zařízení zimních stadionů. Příručka pro obsluhu*. Praha : Sdružení zimních stadionů v České republice, 2003.
31. *Mapy Google*. [Online] [Citace: 25. 10 2017.]
<https://www.google.cz/maps/@49.6791001,14.0024793,559m/data=!3m1!1e3>.
32. *Český hydrometeorologický ústav*. [Online] [Citace: 11. 10 2017.]
<http://portal.chmi.cz/historicka-data/pocasi/uzemni-teploty#>.
33. *Portál životního prostředí*. [Online] [Citace: 29. 10 2017.]
https://portal.cenia.cz/eiasea/download/RUIBX1ZZUzM3M19vem5hbWVuaURPQ18xLnBkZg/VYS373_oznameni.pdf.
34. *Trane*. [Online] [Citace: 08. 11 2017.]
http://www.trane.com/Resources/Partners/ec8c1d13-bf20-405d-b264-caf55c9e1a79/documents/CG-PRC008D-GB_0716.pdf.
35. *Dimplex*. [Online] [Citace: 16. 12 2017.]
http://www.dimplex.cz/docs_files/CENIK_TC_Dimplex_2016.pdf?v=f45d.
36. *Deskové výměníky*. [Online] [Citace: 16. 12 2017.] <http://www.deskove-vymeniky.cz/vymeniky-tepla-cenik/>.
37. *Akumulační nádrž*. [Online] [Citace: 16. 12 2017.] <https://akumulacni-nadrz.cz/cenik-lvt.php>.
38. *Regulus*. [Online] [Citace: 16. 12 2017.] <https://www.regulus.cz/cz/expanzni-nadoby-pro-otopne-systemy>.

Seznam obrázků

Obr. 1	Provoz kondenzačního odvlhčovače s kompresorem [3].....	15
Obr. 2	Provoz kondenzačního odvlhčovače s kompresorem během režimu rozmrazování horkými plyny [3]	16
Obr. 3	Jednoduchý typ adsorpčního odvlhčovače [8]	22
Obr. 4	Adsorpční odvlhčovač – varianta 2 [9]	24
Obr. 5	Zimní stadion – hlediště a ledová plocha [11]	29
Obr. 6	Zimní stadion - půdorys 1.NP [11]	31
Obr. 7	Zimní stadion – příčný řez [11].....	31
Obr. 8	Schéma VZT zařízení v objektu.....	32
Obr. 9	Jednotka DST Econosorb [8]	41
Obr. 10	Schéma oběhu kompresorového chladicího zařízení [22].....	47
Obr. 11	Schéma systému nepřímého chlazení ledové plochy s využitím odpadního tepla 49	
Obr. 12	Schéma přímého chlazení.....	52
Obr. 13	Schéma nepřímého chlazení	53
Obr. 14	Zimní stadion v Příbrami [26]	54
Obr. 15	Řídící jednotka chlazení	55
Obr. 16	Schéma zapojení – velín.....	56
Obr. 17	Kompresor – čtyřválcový pístový, příkon 100kW	56
Obr. 18	Kondenzátor na střeše objektu.....	57
Obr. 19	Výměník tepla čpavek-voda	57
Obr. 20	Expanzní nádoba	57
Obr. 21	Nadrž pod expanzní nádobou – zachycení úniku čpavku	58
Obr. 22	Zimní stadion Příbram – velká hala.....	58
Obr. 23	Zimní stadion Příbram – malá hala	58
Obr. 24	Akumulační nádrž H ₂ O – objem 10 m ³	59
Obr. 25	Sněžná jáma.....	59
Obr. 26	Usazovací nádrž.....	59
Obr. 27	Čerpadla – cirkulační jímka.....	60
Obr. 28	Schéma zapojení systému s využíváním odpadního tepla.....	69
Obr. 29	Půdorys 1.PP s vyznačením umístění technologií	76
Obr. 30	Místnost Technologie chlazení – schéma rozmístění zařízení	76
Obr. 31	Půdorys 1.NP s vyznačením umístění technologií	77
Obr. 32	Rozmístění technologií v 1.NP.....	77
Obr. 33	Půdorys 2.NP s vyznačením umístění technologií	78
Obr. 34	Rozmístění technologií v 2.NP.....	78
Obr. 35	Půdorys 1.NP s vyznačením umístění technologií	78
Obr. 36	Umístění chladicí věže na střeše 2.NP	78

Seznam tabulek

Tab. 1	Povrchové teploty ledové plochy [2]	11
Tab. 2	Hodnoty teplot na tuzemských zimních stadionech [2]	12
Tab. 3	Doporučené teploty a vlhkosti vzduchu na zimních stadionech [2]	12
Tab. 4	Hodnoty veličin v jednotlivých bodech	17
Tab. 5	Potřebné výkony při úpravě vzduchu – Kondenzační odvlhčování – varianta 1 17	
Tab. 6	Hodnoty veličin v jednotlivých bodech	19
Tab. 7	Potřebné výkony při úpravě vzduchu – Kondenzační odvlhčování – varianta 2 19	
Tab. 8	Hodnoty veličin v jednotlivých bodech	22
Tab. 9	Potřebné výkony při úpravě vzduchu – Adsorpční odvlhčování – varianta 1 .	22
Tab. 10	Hodnoty veličin v jednotlivých bodech.....	24
Tab. 11	Potřebné výkony při úpravě vzduchu – Adsorpční odvlhčování – varianta 2 24	
Tab. 12	Porovnání kondenzačního a adsorpčního odvlhčování	26
Tab. 13	Vstupní údaje pro venkovní prostředí	30
Tab. 14	Hodnoty přiváděného vzduchu	30
Tab. 15	Provozy v jednotlivých patrech	30
Tab. 16	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 1	33
Tab. 17	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 2.....	34
Tab. 18	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 3.....	34
Tab. 19	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 4.....	35
Tab. 20	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 5.....	35
Tab. 21	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 6.....	36
Tab. 22	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 7.....	36
Tab. 23	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 8.....	37
Tab. 24	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 9.....	38
Tab. 25	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 10.....	38
Tab. 26	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 11	38
Tab. 27	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 12,13,14,15.....	39
Tab. 28	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 16.....	39
Tab. 29	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 17.....	39
Tab. 30	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 18.....	40
Tab. 31	Výkonové požadavky VZT jednotky zař. č. 19.....	40
Tab. 32	Porovnání VZT jednotek pro ledovou plochu	41
Tab. 33	Rozdělení chladiv [16]	42
Tab. 34	Vlastnosti nejčastěji používaných chladiv v zimních stadionech [19] [20] ...	44
Tab. 35	Porovnání způsobů chlazení ledové plochy	53
Tab. 36	Roční potřeby tepla na vytápění a ohřev TV	62
Tab. 37	Průměrné měsíční potřeby	63

Tab. 38	Vstupní hodnoty pro výpočet odpadního tepla.....	66
Tab. 39	Hodnoty v jednotlivých bodech p-h diagramu	66
Tab. 40	Výsledné hodnoty odpadního tepla	67
Tab. 41	Procentuální zhodnocení dostatku/ nedostatku odpadního tepla z přehřátých par	70
Tab. 42	Procentuální zhodnocení dostatku/ nedostatku odpadního kondenzačního tepla	72
Tab. 43	Souhrn vstupů a výstupů energií, finančních nákladů a úspor	74

Seznam grafů

Graf. 1	H-x diagram kondenzační odvlhčování – varianta 1	18
Graf. 2	H-x diagram kondenzační odvlhčování – varianta 2	20
Graf. 3	H-x diagram jednoduchého typu adsorpčního odvlhčovače (úprava odvlhčovaného vzduchu)	23
Graf. 4	H-x diagram adsorpčního odvlhčovače v kombinaci s tepelným čerpadlem (úprava odvlhčovaného vzduchu)	25
Graf. 5	Rozsah použití kondenzačních a adsorpčních odvlhčovačů v h-x diagramu [10]	26
Graf. 6	Porovnání způsobů odvlhčování z hlediska dodaného elektrického příkonu	27
Graf. 7	Vhodná oblast teplot pro pracující zařízení	44
Graf. 8	P-h diagram chladiva R134a [19]	45
Graf. 9	P-h diagram chladiva NH ₃ [20]	45
Graf. 10	Graf – Závislost tlaku fázové přeměny (kapalina-pára) na teplotě	46
Graf. 11	Objemová chladivost pro kondenzační teplotu 50 °C	46
Graf. 12	Znázornění oběhu kompresorového chladicího zařízení v T-s diagramu [22]	48
Graf. 13	Diagramy log(p)-h [24]	50
Graf. 14	Průměrná venkovní teplota	61
Graf. 15	Diagram měsíčních potřeb tepla	63
Graf. 16	P-h diagram čpavku s vyznačeným kompresorovým cyklem	66
Graf. 17	Bilance potřeby tepla na tání ledu ve sněžné jámě a k ohřevu vody pro rolbu a množství dostupného tepla přehřátých par	71
Graf. 18	Bilance potřeby tepla na vytápění, přípravu teplé vody a úpravu vzduchu v zimním stadionu a množství dostupného tepla kondenzace	73
Graf. 19	Dodávka a úspora energie	75