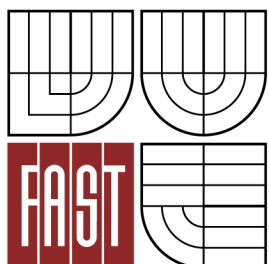




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

NÁVRH A OPTIMALIZACE PROVOZU TEPELNÉHO ČERPADLA

DESIGN AND OPTIMIZATION OF HEAT PUMP OPERATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

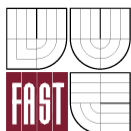
AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JOSEF BERGR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MARIAN FORMÁNEK, Ph.D.

BRNO 2015



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program	N3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu	Navazující magisterský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor	3608T001 Pozemní stavby
Pracoviště	Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Diplomant	Bc. Josef Bergr
Název	Návrh a optimalizace provozu tepelného čerpadla
Vedoucí diplomové práce	Ing. Marian Formánek, Ph.D.
Datum zadání diplomové práce	31. 3. 2014
Datum odevzdání diplomové práce	16. 1. 2015
V Brně dne 31. 3. 2014	

.....
doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.
Vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA
Děkan Fakulty stavební VUT

Podklady a literatura

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

Zásady pro vypracování

A. Analýza tématu, cíle a metody řešení

Analýza zadaného tématu, normové a legislativní podklady

Cíl práce, zvolené metody řešení

Aktuální technická řešení v praxi

Teoretické řešení (s využitím fyzikální podstaty dějů)

Experimentální řešení (popis metody a přístrojové techniky)

Řešení využívající výpočetní techniku a modelování

B. Aplikace tématu na zadané budově - koncepční řešení

Návrh technického řešení ve 2 až 3 variantách v zadané specializaci (včetně doložených výpočtů) v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení: půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva

Ideové řešení navazujících profesí TZB (ZTI, UT, VZT) v zadané budově

Hodnocení navržených variant řešení z hlediska vnitřního prostředí, uživatelského komfortu, prostorových nároků, ekonomiky provozu, dopadu na životní prostředí apod.;

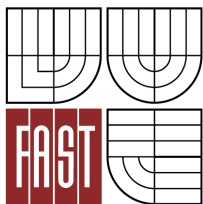
C. Experimentální řešení a zpracování výsledků

Předepsané přílohy

Licenční smlouva o zveřejňování vysokoškolských kvalifikačních prací

.....

Ing. Marian Formánek, Ph.D.
Vedoucí diplomové práce



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STAVEBNÍ

POPISNÝ SOUBOR ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Vedoucí práce Ing. Marian Formánek, Ph.D.
Autor práce Bc. Josef Bergr

Škola Vysoké učení technické v Brně
Fakulta Stavební
Ústav Ústav technických zařízení budov
Studijní obor 3608T001 Pozemní stavby
Studijní program N3607 Stavební inženýrství

Název práce Návrh a optimalizace provozu tepelného čerpadla
Název práce v anglickém jazyce Design and optimization of heat pump operation
Typ práce Diplomová práce
Přidělovaný titul Ing.
Jazyk práce Čeština
Datový formát elektronické verze

Klíčová slova

Klíčová slova v anglickém jazyce

Vedoucí práce Ing. Marian Formánek, Ph.D.
Autor práce Bc. Josef Bergr

Škola Vysoké učení technické v Brně
Fakulta Stavební
Ústav Ústav technických zařízení budov
Studijní obor 3608T001 Pozemní stavby
Studijní program N3607 Stavební inženýrství

Název práce Návrh a optimalizace provozu tepelného čerpadla
Název práce v anglickém jazyce Design and optimization of heat pump operation
Typ práce Diplomová práce
Přidělovaný titul Ing.
Anotace práce Cílem diplomové práce „Návrh a optimalizace provozu tepelného čerpadla“ je zhotovení projektové dokumentace pro stavební povolení, nalezení vhodného zdroje chladu a tepla. Problematika je řešena pro hypermarket Tesco. Zařízení je navrženo tak, aby splňovalo hygienické, provozní a funkční požadavky na vnitřní mikroklíma.

Úkolem tohoto zařízení je doprava čerstvého vzduchu do interiéru, pokrytí tepelných ztrát v zimním období a pokrytí tepelných zisků v období letním. Teoretická část práce se věnuje problematice tepelných čerpadel, rozveden je typ vzduch x vzduch, výpočtová a projektová část pak konkrétnímu návrhu dvou klimatizačních zařízení a jejich optimalizování pro zimní období. Experimentální část se zabývá zpracováním naměřených hodnot na stávajících rooftopových jednotkách

**Anotace práce v anglickém jazyce
elektronické verze**

The aim of the thesis "Design and optimization of the heat pump" is the project documentation for building permits, finding a suitable source of heat and cold. The problem is solved for a Tesco hypermarket. The device is designed to meet the health, performance and functional requirements for indoor climate. The task of this device is to transport fresh air into the interior cover heat losses in winter and coverage heat gains during the summer. The theoretical part deals with the problem of heat pumps. Special mention is about heat pump air x air. Calculation and design part is a specific proposal, two air conditioners and optimizing for winter. The experimental part deals with the processing of data on existing rooftop units.

Klíčová slova

Teplovzdušné vytápění, tepelná ztráta, chlazení, tepelné zisky, tepelné čerpadlo, topný faktor, chladicí faktor, vzduchotechnika, klimatizace, hluk

Klíčová slova v anglickém jazyce

Warm air heating, heat loss, cooling, heat gains, heat pump, COP, cooling factor, ventilation, air conditioning, noise

Bibliografická citace VŠKP

Bc. Josef Bergr *Návrh a optimalizace provozu tepelného čerpadla*. Brno, 2014. 120s., 4s. příl.
Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Marian Formánek, Ph.D.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval(a) samostatně a že jsem uvedl(a) všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 30.12.2014

.....
podpis autora
Bc. Josef Bergr

PROHLÁŠENÍ O SHODĚ LISTINNÉ A ELEKTRONICKÉ FORMY VŠKP

Prohlášení:

Prohlašuji, že elektronická forma odevzdané diplomové práce je shodná s odevzdanou listinnou formou.

V Brně dne 30.12.2014

.....
podpis autora
Bc. Josef Bergr

Poděkování:

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Marianovi Formánkovi, Ph.D. za trpělivost, cenné rady a ochotu.

OBSAH

A) ÚVOD.....	14
B) VLASTNÍ PROJEKT	
1 TEORETICKÁ ČÁST.....	15
1.1 Úvod.....	16
1.2 Historie tepelných čerpadel.....	16
1.2.1 Vývoj instalací v ČR.....	17
1.2.2 Situace po roce 2000.....	18
1.2.3 Kam kráčí vývoj v systémech tepelných čerpadel.....	19
1.3 Princip fungování tepelného čerpadla.....	20
1.4 Základní rozdělení tepelných čerpadel.....	22
1.4.1 Tepelné čerpadlo vzduch x vzduch.....	22
1.5 Základní části tepelných kompresorových čerpadel	26
1.5.1 Výparník	26
1.5.2 Kondenzátor.....	26
1.5.3 Kompresor	26
1.5.4 Termostatický expanzní ventil (TEV)	27
1.6 Chladiva.....	28
1.6.1 Definice chladiva.....	28
1.6.2 Dělení chladiv podle poměru složek.....	28
1.6.3 Dělení chladiv podle chemického složení.....	28
1.6.4 Mezinárodní regulace.....	29
1.7 Provozní zapojení tepelných čerpadel.....	30
1.7.1 Monovalentní provoz	30
1.7.2 Alternativně bivalentní provoz	30
1.7.3 Paralelně bivalentní provoz.....	31
1.7.4 Částečně paralelně bivalentní provoz.....	32
1.8 Topný a chladicí faktor.....	32
1.9 Návrh investice tepelného čerpadla.....	34
1.9.1 Veličiny ovlivňující návratnost.....	34
1.10 Závěr.....	36

2 VÝPOČTOVÁ ČÁST.....	38
2.1 Analýza objektu.....	39
2.1.1 Druhy distribuce tepla, chladu v místnosti.....	39
2.1.2 Zdroj pro hrazení ztrát a zisků.....	39
2.2 Koncepční řešení.....	40
2.2.1 Přehled vybraných variant.....	40
2.2.2 Solární elektrárna.....	43
2.2.3 Hodnocení variant.....	47
2.2.2 Výběr varianty.....	47
2.3 Tepelné ztráty prostupem.....	48
2.4 Tepelné zisky.....	50
2.4.1 Tepelné zisky okny.....	50
2.4.2 Tepelné zisky stěnou.....	52
2.4.3 Tepelné zisky celkové.....	54
2.5 Tabulka místností.....	56
2.6 Určení objemových průtoků.....	56
2.6.1 Objemový průtok na hygienické minimum.....	56
2.6.2 Objemový průtok na hrazení tepelných zisků.....	56
2.6.3 Objemový průtok na hrazení ztrát v zimě.....	56
2.6.4 Objemový průtok cirkulačního vzduchu.....	57
2.7 Tabulka tepelných ztrát a zisků.....	58
2.8 Tabulka průtoků.....	59
2.9 Tlakové poměry.....	59
2.10 Tabulka distribučních elementů.....	60
2.11 Dimenzování potrubní sítě.....	61
2.12 Návrh VZT jednotky.....	64
2.13 Útlum hluku.....	77
2.13.1 Útlum hluku pro interiérové prostředí.....	77
2.13.2 Útlum hluku pro exteriérové prostředí.....	82
2.14 Izolace potrubí.....	86
2.14.1 Exteriérové přívodní potrubí pro návrhové parametry v zimním období.....	86

2.14.2 Exteriérové přívodní potrubí pro návrhové parametry v letním období.....	87
2.14.3 Exteriérové odvodní potrubí pro návrhové parametry v zimním období.....	89
2.14.4 Exteriérové odvodní potrubí pro návrhové parametry v letním období.....	90
2.14.5 Interiérové přívodní potrubí pro zimní návrhové parametry.....	92
2.14.6 Interiérové přívodní potrubí pro letní návrhové parametry.....	93
2. 15 Optimalizace tepelného čerpadla.....	97
2.15.1 Přepoččet účinnosti a topného faktoru pro TČ SINCLAIR SDV4-400EA, 335EA.....	97
2.15.2 Přepoččet účinnosti a topného faktoru pro TČ SINCLAIR SDV4-450EA, 280EA.....	98
2.15.3 Přepoččet účinnosti a topného faktoru pro TČ OCHSNER OLWP 65 PLUS.....	99
2.15.4 Teplota odstavení TČ.....	100
2.16 Specifikace.....	101
2.17 Technická zpráva.....	103
3. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST.....	104
3.1 Úvod.....	105
3.2 Data získaná z řídicího systému firmy spravující chod jednotek.....	106
3.2.1 Provoz zařízení v zimním období v periodě 1 den.....	107
3.2.2 Provoz zařízení v zimním období v periodě 1 hodina.....	109
3.3 Porovnání parametrů zařízení.....	112
3.3.1 Hodnoty z měření.....	112
3.3.2 Hodnoty udávané výrobcem.....	114
3.3.3 Porovnání naměřených hodnot	114
3.4 Závěr.....	115
C) ZÁVĚR.....	116
D) POUŽITÉ ZDROJE.....	117
E) SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	118
F) SEZNAM PŘÍLOH.....	120

A) ÚVOD

Diplomová práce se zabývá návrhem vhodné varianty zdroje tepla a chladu pro hypermarket Tesco. Zařízení je navrženo tak, aby splňovalo hygienické, provozní a funkční požadavky na vnitřní mikroklima a projekt je rozpracovaný pro stavební povolení. Úkolem tohoto zařízení je doprava čerstvého vzduchu do interiéru, pokrytí tepelných ztrát v zimním období a pokrytí tepelných zisků v období letním. Objekt je umístěn v Kladně, z toho také vyplývají externí klimatické podmínky, které je nutné znát pro výpočet tepelných bilancí a následný návrh zařízení. Objekt je rozdělen na několik funkčních provozních celků a každý z nich se vyznačuje odlišnými parametry interního mikroklimatu. Funkční celek je navržen pro prodejní plochu a další vybrané místnosti, které jsou pouze větrány a nejsou zde hrazeny zisky a ztráty. Vzduchotechnické zařízení je umístěno na střeše objektu, která je plochá.

Cílem teoretické části je poskytnutí základních informací o tepelných čerpadlech a jejich ekonomickém využití v dnešní době. Zmínka je zde o historickém vývoji, fyzikálním principu, o základním rozdělení čerpadel, kde je rozvedeno pouze tepelné čerpadlo vzduch x vzduch s kompresorovým elektrickým pohonem. Dále se zabývá základními částmi, chladivou, provozními druhy zapojení, topným a chladícím faktorem a návratností vložených investic.

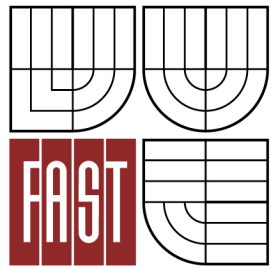
Ve výpočtové části jsou stanoveny základní veličiny pro návrh zařízení. Pro známé okrajové podmínky jsou vybrány a zhodnoceny možné varianty řešení. Z těchto je vybrána jedna, která je rozpracována do úrovně projektové dokumentace pro stavební povolení. Pro vybranou variantu je vyhodnocena teplota, při které je ekonomicky vhodné provozovat tepelné čerpadlo, které je zdrojem tepla a chladu. Tato zařízení mají za úkol pokrýt tepelné ztráty v zimním období, odvést tepelné zisky v letním období a přivádět čerstvý vzduch s nejvyšší možnou efektivitou a minimálními provozními nároky.

Experimentální část se zabývá zpracováním naměřených hodnot na stávajících rooftopových jednotkách, které jsou následně zpracovány ve formě tabulek a grafů. V závěru experimentu je porovnávána účinnost naměřená v provozu a účinnost udaná výrobcem.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ČÁST 2. B) VLASTNÍ PROJEKT

1 TEORETICKÁ ČÁST

NÁVRH A OPTIMALIZACE PROVOZU TEPELNÉHO ČERPADLA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JOSEF BERGR

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MARIAN FORMÁNEK, Ph.D.

BRNO 2015

1 TEORETICKÁ ČÁST

1.1 Úvod

V současné době jsou kladeny stále větší nároky na úspory energií, na ekologickou stopu výroby produktů a v neposlední řadě také na jejich provoz. Klade se důraz i na komfort užívání zdroje tepla, bezproblémový chod a časovou nenáročnost obsluhy. Se stále se zvyšující cenou energetických surovin, což je problematika poslední třetiny 20. století, roste i potřeba uživatelů snížit provozní náklady na vytápění a chlazení objektů. Tato situace je vhodná pro zdroje, které jsou nákladnější na pořízení, ale v průběhu své životnosti mají ekonomičtější provoz. Jedním ze zdrojů tohoto typu jsou tepelná čerpadla. Princip tepelného čerpadla je znám od 19. století, ale hlavní vlna rozmachu tepelných čerpadel ve světě přišla v období energetické krize. Na území České republiky se tepelná čerpadla začala rozmáhat od roku 1989, avšak boom u nás nastal po roce 2000, kdy došlo k citelnému zvýšení cen energií a vznikla státní podpora formou dotací na vytápění a ohřev TUV pomocí obnovitelného zdroje energie. Nejrozšířenější jsou kompresorová čerpadla, která jsou poháněna elektrickou energií. V ČR se elektřina vyrábí převážně spalováním fosilních paliv s 30% účinností, aby se snížila ekologická stopa, musí mít tepelné čerpadlo minimální topný faktor $COP=3$ nebo vyšší díky lepšímu zachytávání škodlivin v elektrárnách oproti menším, domácím kotelnám. Ale například v Rakousku, Islandu, či Novém Zélandu se elektřina vyrábí z velké části z obnovitelných zdrojů, pak se tepelné čerpadlo stává zcela ekologickým zdrojem pro chlazení nebo vytápění objektů.

Cílem teoretické části je poskytnutí základních informací o tepelných čerpadlech a jejich ekonomickém využití v dnešní době.

1.2 Historie tepelných čerpadel

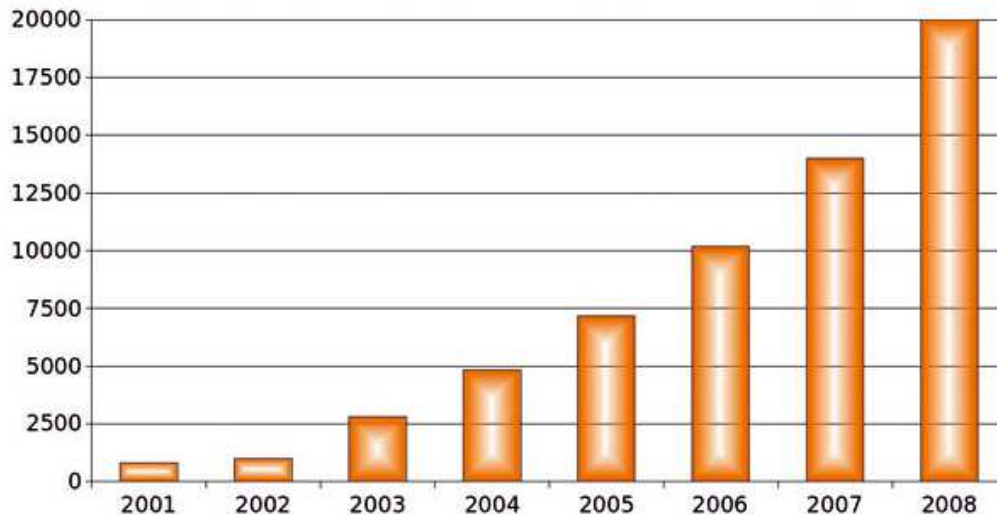
Základní principy této technologie byly objeveny již v roce 1852, kdy hlavní myšlenku chodu tepelného čerpadla popsal William Thomson ve své druhé větě termodynamické. Dalším přispěvatelem do tohoto oboru se stal mladý německý vynálezce Emil Warburg, jenž v roce 1881 prakticoval pokusy s magnetickým polem a kovy.

Ke konci 40. let minulého století sestrojil první prototyp tohoto zařízení americký vynálezce Robert C. Webber. V podstatě k němu došel, když prováděl pokusy s hlubokým zamražením. Neopatrně se dlaní dotkl výstupního potrubí a popálil se. Popálená dlaň pak byla prvním impulsem k myšlence o možné další funkci tohoto chladícího zařízení. Vynálezce propojil výstup mrazáku se zásobníkem na teplou vodu a pomocí potrubní smyčky a větráku pak vháněl přebytečné teplo do domu. První realizace v průmyslu se objevila až po roce 1927, kdy T. Haldane tímto způsobem vyřešil vytápění úřední budovy v Los Angeles s výkonem 1,4 MW. Hlavní vlna rozmachu tepelných čerpadel přišla v období energetické krize. V roce 1981 fungovalo v Evropě 100 000 kusů tepelných čerpadel, v Japonsku 500 000 kusů a v USA úžasné 3 milióny kusů tepelných čerpadel.

1.2.1 Vývoj instalací v ČR

Před rokem 1990 bylo u nás nainstalováno jen několik málo kusů tepelných čerpadel, a to spíše z propagačních důvodů. Teprve po roce 1990 se začaly objevovat skutečná tepelná čerpadla, převážně importovaná ze zemí, kde už s nimi měli své zkušenosti: ze Švédska, Německa a Rakouska. Následně se svojí produkcí připojili i tuzemští výrobci, kteří získávali své první zkušenosti. Prakticky se jednalo jen o desítky instalací ročně, později to již byly stovky. Skutečný rozvoj instalací však nastal až po roce 2000 (*obr. 1*).

Důvody, proč byl rozvoj v prvních deseti letech tak pomalý, souvisejí s ekonomikou provozu, která je navázána na cenu paliv a energií. Je-li cena paliva nízká, pak tepelné čerpadlo ušetří 50 až 70 % energie, což ovšem vyčísleno znamená jen malou částku ušetřených financí. Návratnost investice do tohoto zařízení je dlouhá a v začátcích využívání tepelných čerpadel často překračovala jejich životnost. Z ekonomického hlediska pak samozřejmě pro pořízení tepelného čerpadla nebyl důvod.



Obr. 1: Vývoj počtu instalací tepelných čerpadel v ČR v minulých letech

1.2.2 Situace po roce 2000

Tento rok se z hlediska instalací tepelných čerpadel u nás zpravidla označuje jako rok 0.

V tomto období se podařilo nastartovat podpůrné mechanismy:

- Vznikla Asociace pro využití tepelných čerpadel, která byla iniciátorem jejich podpory a partnerem při jednání s orgány státní správy.
- Státní fond životního prostředí ČR (SFŽP) stanovil podmínky dotační politiky na instalace tepelných čerpadel.
- Pro tepelná čerpadla v rodinných domech (D55) a v podnikatelských objektech (C55) byly zavedeny speciální sazby za elektrickou energii.
- Některá města, jako například Praha a Plzeň, poskytovala na tepelná čerpadla dotace.

Významnou roli sehrálo v tomto období současně zvyšování cen energií, které se promítlo do ekonomické návratnosti tepelných čerpadel – klesla na méně než 10 let, což byla oproti dřívějšímu stavu přibližně polovina; před rokem 2000 návratnost investice do tepelného čerpadla běžně přesahovala 20 let.

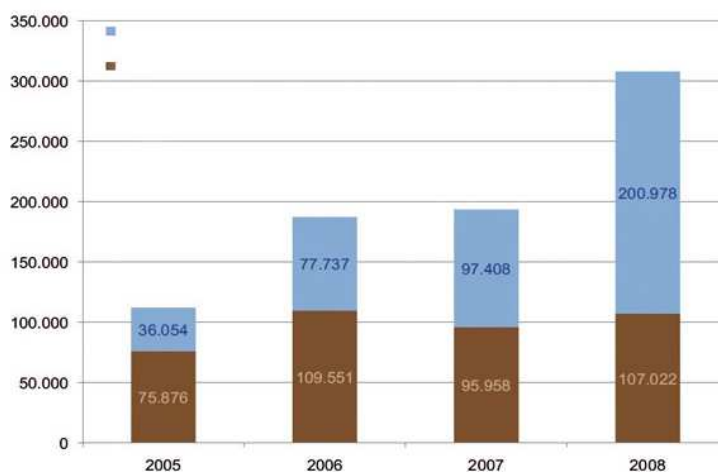
Díky Asociaci pro využití tepelných čerpadel byl zahájen program osvěty mezi laickou veřejností a současně vzdělávací program pro odbornou veřejnost, aby se předešlo chybám, které v 80. letech přivodily propad instalací v západní Evropě. Proběhla řada seminářů určených pro instalační firmy, projektanty i výrobce a dovozce s cílem eliminovat poruchovost tepelných čerpadel a provozovat je za optimálních podmínek.

1.2.3 Kam kráčí vývoj v systémech tepelných čerpadel

Obecně se ví, že teplo pro tepelná čerpadla lze získat z vody, země nebo vzduchu. Vše souvisí s místními hydrogeologickými a klimatickými podmínkami. Systémy využívající tepelnou energii ze spodních vod se u nás využívají v zanedbatelné míře s ohledem na to, že tento způsob vyžaduje vhodné podmínky z hlediska množství a kvality přečerpávané vody, které se u nás vyskytují jen ojediněle.

Do roku 2000 se rozšířily a instalovaly systémy země/voda, tedy klasický spolehlivý a ověřený systém. V roce 2000 se však objevila nová tepelná čerpadla systému vzduch/voda, která rázem vytlačila z trhu taková, která fungovala jen při kladných venkovních teplotách a při 0 °C se již vypínala. To byl nový generační skok. Vzhledem k našim klimatickým podmínkám, kde se průměrná teplota v topné sezóně pohybuje mezi +3,5 až +4,5 °C, jsou velmi příznivé podmínky pro úspěšný rozvoj jejich instalací.

Postupně se tedy začaly původní systémy země/voda nahrazovat systémy vzduch/voda a v dnešní době je poměr instalovaných systémů v poměru odebírající teplo ze země ve srovnání se vzduchem přibližně stejný. Tento trend samozřejmě pokračuje v souvislosti s vývojem techniky, ale také s postupným oteplováním planety.

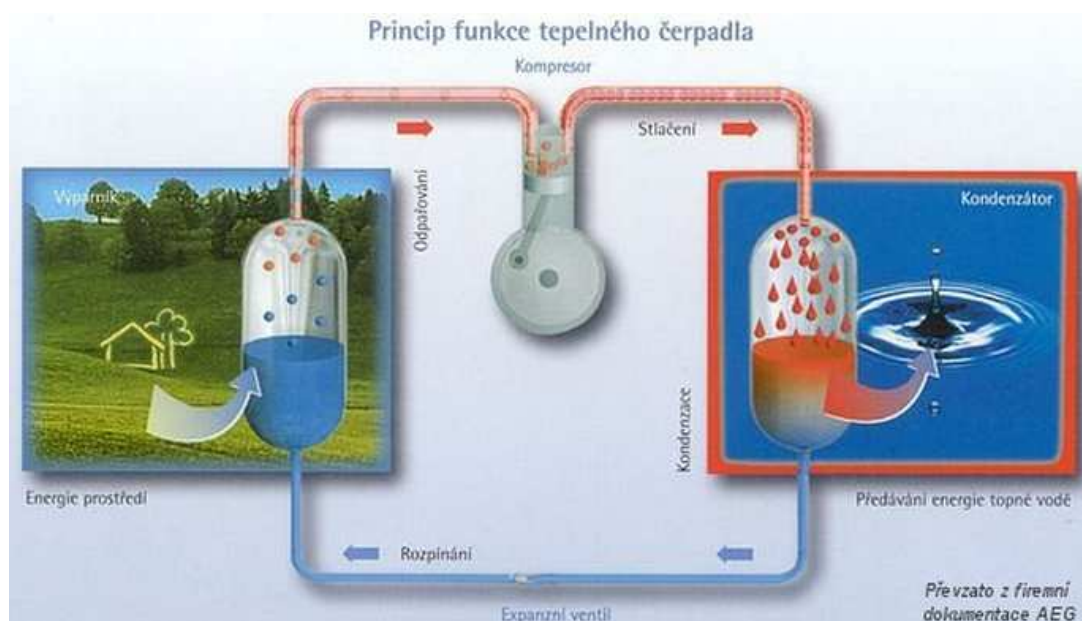


Obr. 2: Vývoj počtu instalací tepelných čerpadel v EU podle systému

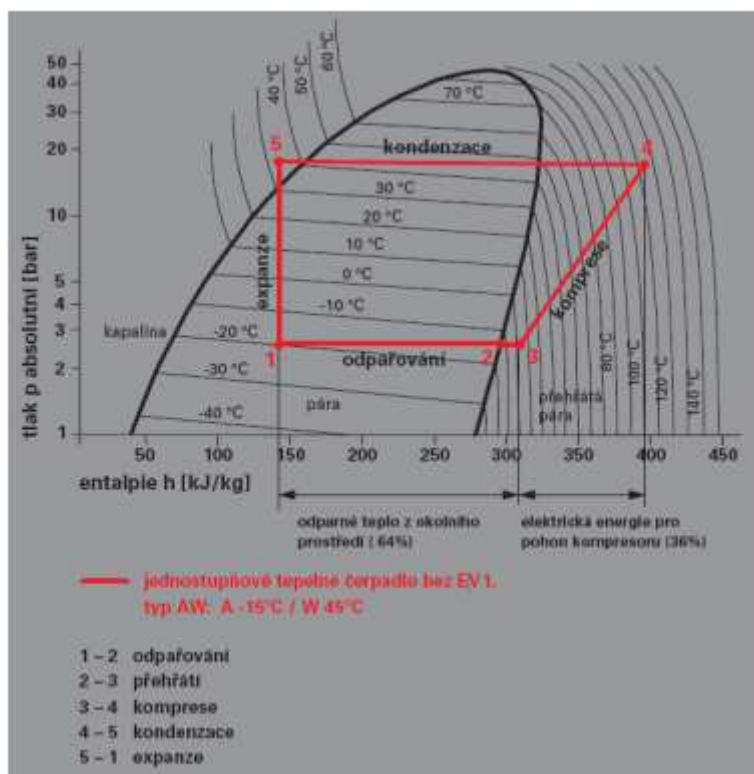
1.3 Princip fungování tepelného čerpadla

Jedná se ve své podstatě o chladicí zařízení (stejně jako známá lednička), využíváme jej jako zdroj tepla nebo chladu. V zemi, ve vodě i ve vzduchu je obsaženo nesmírné množství tepla, avšak jeho nízká teplotní hladina neumožňuje přímé využití pro vytápění nebo ohřev vody. Pokud chceme využít teplo látek o nízké teplotě (nízkopotenciální teplo), musíme je převést na teplotu vyšší. Podobně jako vodní čerpadlo přečerpává vodu z nižší hladiny na vyšší, tepelné čerpadlo dělá totéž s teplem.

Pro přečerpání tepla na vyšší teplotní hladinu, tedy i pro provoz tepelného čerpadla, je třeba dodat určité množství energie, to znamená, že tepelné čerpadlo spotřebovává pro pohon kompresoru elektrickou energii. Protože množství této energie není zanedbatelné, lze tepelné čerpadlo považovat pouze částečně za alternativní zdroj tepla. Samozřejmě záleží na tom, z čeho je elektrická energie vyráběna, v našich podmínkách se jedná většinou o spalování uhlí nebo energii z jaderných elektráren. Zjednodušeně lze říci, že tepelné čerpadlo spotřebovává přibližně jednu třetinu svého výkonu ve formě elektrické energie. Zbývající dvě třetiny tvoří teplo, které je odnímáno z ochlazované látky (vzduchu, země, vody).



Obr. 3: Princip tepelného čerpadla



Obr. 4: Diagram log p-h chladiva tepelného čerpadla

Význačnou roli ve fungování tepelného čerpadla hraje chladivo. Má tu vlastnost, že se i při nejnižších (venkovních) teplotách odpařuje. Přivede-li se venkovní vzduch nebo voda k výměníku tepla (výparníku, body 1-3 na obr.4), ve kterém cirkuluje pracovní médium, odejme takovému zdroji tepla potřebné výparné teplo a přejde z kapalného do plynného stavu. Zdroj tepla se tím o několik stupňů ochladí, tím zvýšíme hustotu nasávaného média (zvýšíme množství nasávaného média do kompresoru). Kompresor toto plynné pracovní médium nasaje a stlačí (práce kompresoru – body 3-4). Tím, že se zvětší jeho tlak, vzroste také jeho teplota. Pracovní médium je tedy přečerpáno na vyšší teplotní úroveň. K tomu je zapotřebí vynaložit elektrickou energii. Ta však nepředstavuje energii ztracenou, ale zvyšuje energetický (tepelný) potenciál pracovního média, které se dále dostává do výměníku tepla (kondenzátoru, body 4-5). Tam pracovní médium odevzdá své celkové teplo, které uvedeným způsobem získalo, resp. je mu odňato, nějakou teplonosnou látkou, např. vzduchem pro teplovzdušné vytápění. Tím dojde ke zkapalnění pracovního média, v expanzním ventilu se seškrtní na původní nízký tlak a oběh se opakuje.

1.4 Základní rozdělení tepelných čerpadel

a) podle pohonu:

- kompresorová s pístovým kompresorem
- kompresorová s rotačním kompresorem
- kompresorová se šroubovým kompresorem
- turbokompresorová
- absorpční

b) podle druhu pohonné energie:

- elektrická
- plynná
- kapalnými palivy

c) podle zdrojů odebírající teplo:

- voda
- vzduch
- země

d) podle teponosné otopné látky:

- voda-voda
- voda-vzduch
- vzduch-voda
- vzduch-vzduch
- země-voda
- země-vzduch

1.4.1 Tepelné čerpadlo vzduch x vzduch

Ve výpočtové části diplomové práce je řešeno vytápění, chlazení a větrání prodejní plochy hypermarketu. Pro hrazení těchto potřeb se často využívají tepelná čerpadla vzduch x vzduch, nebo nástřešní jednotky rooftop. Proto zde zmiňuji právě tento typ TČ, ostatní typy nejsou rozepsány.

Tato zařízení využívají přírodní teplo z okolního vzduchu a vyprodukované teplo předávají do vzduchu, který je přiváděn do vnitřního prostředí. Jsou vhodná především pro instalace ve velkoobjemových prostorech a halách s vysokými stropy, kde lze

předpokládat vysoké finanční nároky na zajištění optimální teploty, například pomocí plynového nebo elektrického vytápění. Teplovzdušnými systémy vzduch-vzduch jsou proto dnes vytápěny především velké výrobní haly, průmyslové provozy, sklady, sportovní haly a supermarkety. Jejich provoz je úsporný, čistý a bezobslužný. Tepelná čerpadla tohoto typu jsou poháněna převážně elektrickou, nebo plynovou energií.

Typy těchto čerpadel

Split

Skládá se ze tří částí, které jsou mezi sebou technicky propojeny. Vnější část – výparník (kondenzátor v režimu chlazení) tepelného čerpadla, který odebírá teplo (chlad) z okolního prostředí – se umísťuje v blízkosti vytápěného objektu na volném prostranství nebo střeše. Vnitřní část tepelného čerpadla se umísťuje vždy ve vnitřním prostoru a skládá se z dílu energetického a ventilátorového. Tato může být umístěna volně v prostoru nebo napojena na systém vzduchotechnických potrubních rozvodů. Třetí nedílnou součástí systému je skříňka s ovládacím panelem a řídicím systémem.

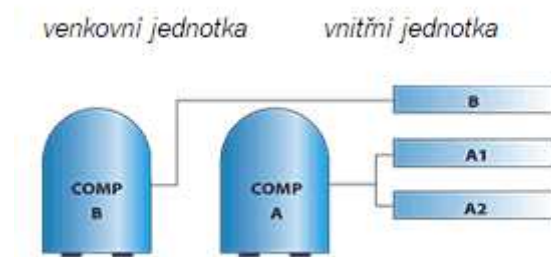


Obr. 5: Jednotka split

Na obrázku vlevo vidíme externí část jednotky a v pravé části je komponent, který je umístěn do vnitřního prostředí nebo VZT potrubí.

Multisplit

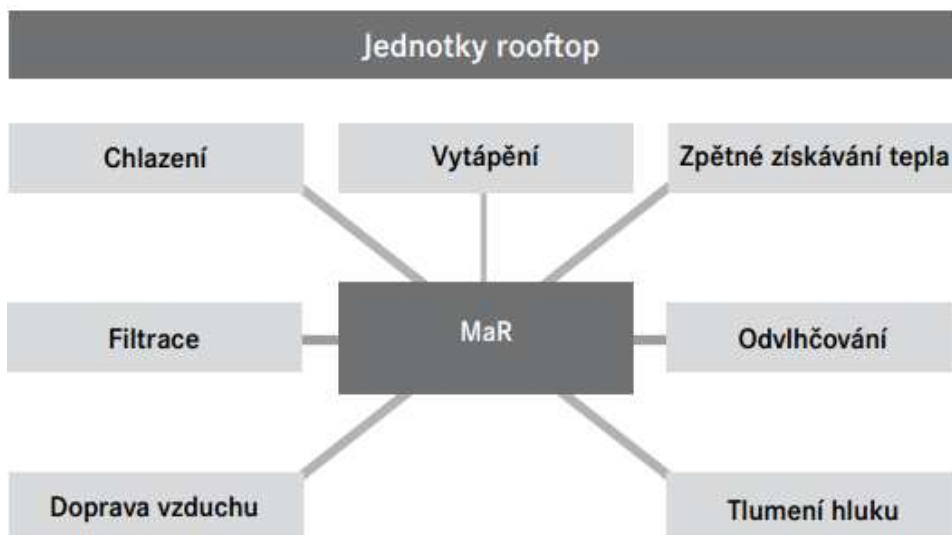
Jednotka, která má více venkovních nebo vnitřních výměníků či okruhů. Funkce je stejná jako u jiných typů.



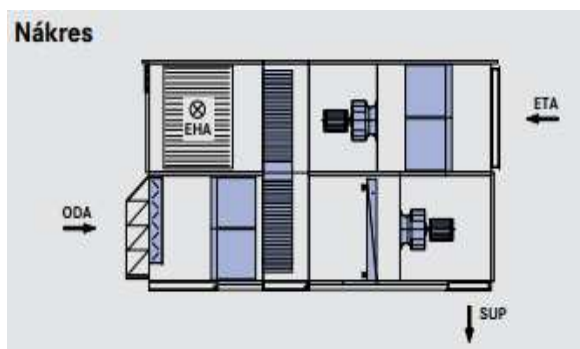
Obr. 6: Schéma jednotky multisplit

Rooftop

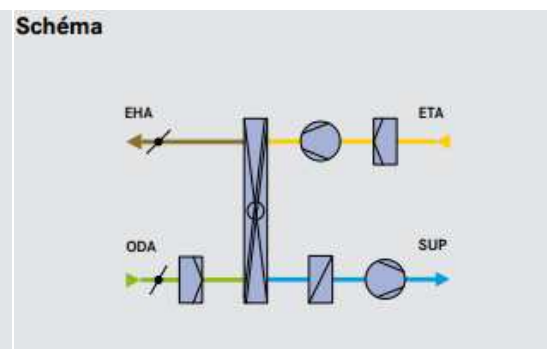
Rooftop je VZT jednotka, která má v sobě běžné komponenty (filtr, rekuperátor, ventilátor, směšovací komoru a další) a navíc je zde osazeno tepelné čerpadlo.



Obr. 7: Přehled funkcí rooftopu



Obr. 8: Boční náčrt rooftopu



Obr. 9: Schéma rooftopu



Obr. 10: 3D nákres rooftopové jednotky

Výhody tepelného čerpadla

- nízká pořizovací cena (v porovnání s ostatními druhy tepelných čerpadel)
- snadná instalace, provoz a opravy
- možný celoroční provoz s efektivním využitím pro přípravu teplé užitkové vody (TUV)
- možnost využití i pro chlazení
- nenarušuje teplotní rovnováhu okolí, což je problém hlavně u tepelných čerpadel, které berou primární energii ze země z plošných kolektorů, zpožďují tak růst vegetace

Nevýhody tepelného čerpadla

- nižší topný faktor (COP) (v porovnání s ostatními druhy tepelných čerpadel)
- ve většině případů nutnost doplnění tepelného čerpadla pro chod při velmi nízkých teplotách
- tento nižší topný faktor je především dán nutností funkce odmrazování výměníků kondenzátorů, které vzniká při určitých stavech vzduchu (vysoká relativní vlhkost, nízká teplota vzduchu)
- hluk ventilátorů kondenzačních jednotek

1.5 Základní části tepelných kompresorových čerpadel

1.5.1 Výparník

Přivádí okolním vzduchem nízkopotenciální teplo. Přivedené teplo způsobuje vypařování chladiva, páry chladiva se stávají nositelem tepelné energie a tu převádějí do kompresoru. Vzduch, jehož proudění přes výparník zajišťuje axiální ventilátor nebo ventilátory, se přitom ochladí. Vzduchová cesta představuje primární okruh TČ.

Výměníky mohou být:

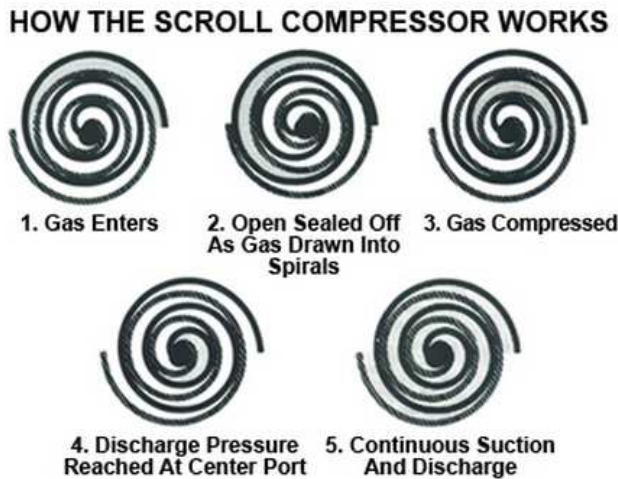
- trubkové – vhodné pro výparník určený k chlazení vzduchem
- deskové – v kanálech mezi deskami je zajištěn protiproud, tím je dosaženo vysokých přestupů tepla a efektivní využití tepelného rozdílu mezi chladivem a teponosným médiem

1.5.2 Kondenzátor

Přivádí energii parami chladiva z výparníku a kompresoru a převádí se do cirkulujícího topného média (sekundární okruh TČ), převedeným teplem se topné médium ohřívá.

1.5.3 Kompresor

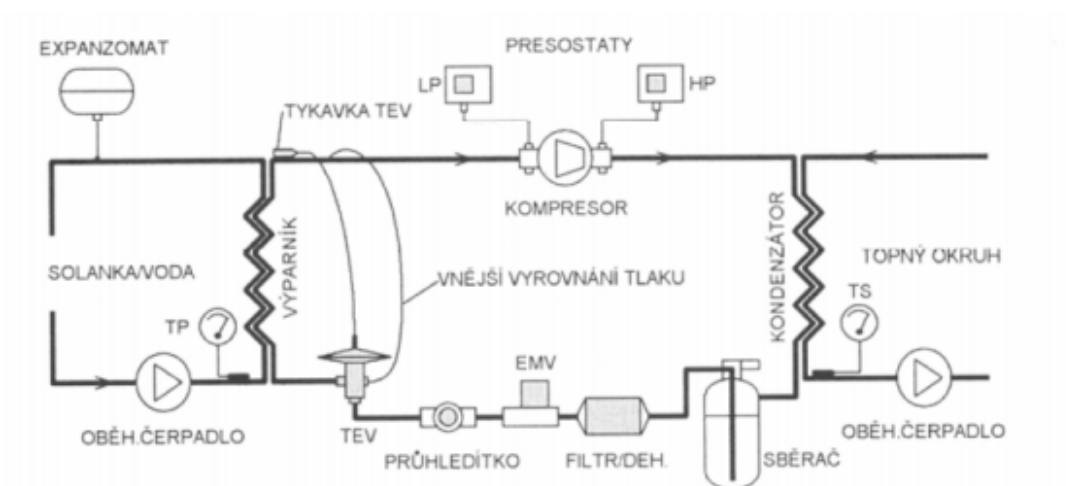
Zařízení slouží k nasávání par chladiva z výparníku, které následně stlačí. Optimální tlaky pro běžně používaná chladiva se pohybují do max. 2,6 MPa, tomuto tlaku také odpovídá výstupní teplota 55 až 60 °C pro dnes používaná chladiva. V případě, že bychom chtěli zvýšit teplotu, spotřeba elektrické energie by stoupla v důsledku potřeby větších tlaků a klesla by životnost kompresoru. Proto se užívá dvouokruhových tepelných čerpadel, které mají větší účinnost pro velký rozdíl teplot mezi výparníkem a kondenzátorem. Nevýhodou může být i hlučný provoz kompresorů zvláště pístových, proto se používají spirálové kompresory scroll, které mají větší životnost, velmi tichý chod a téměř o 20 % vyšší účinnost oproti klasickému pístovému kompresoru.



Obr. 11: Funkce kompresoru scroll

1.5.4 Termostatický expanzní ventil (TEV)

Jedná se o hlavní regulační člen, jeho funkce je řídit množství kapalného chladiva proudícího do výparníku a tím přímo určuje tepelný výkon. Termostatický expanzní ventil je spojen s tykavkou, ta je připevněna k výstupnímu potrubí výparníku. Podle teploty potrubí je plyn v tykavce pod různým tlakem a ten je kapilárou přenášen do TEV. Termostatický expanzní ventil bývá seřízen na garantovaný výkon. To znamená, že za konstantního tlaku propustí takové množství chladiva, které je schopno přepravit požadovaný tepelný výkon. Toto množství chladiva musí také za stejnou časovou jednotku stlačit kompresor a výparník s kondenzátorem mu musí předat a odebrat tepelnou energii.



Obr. 12: Funkční schéma tepelného čerpadla

Dále tepelné čerpadlo obsahuje další podružné části. Např: sběrač, filtr-dehydrátor, elektromagnetický ventil, rozdělovač chladiva, odlučovač kapaliny a jiné.

1.6 Chladiva

1.6.1 Definice chladiva

Chladivo je chemická látka nebo směs dvou a více látek používaná v tepelném cyklu, kde podléhá skupenské změně z plynu na kapalinu a zpět. Používání chladiv vzbudilo velké obavy od doby 80. letech 20. století, kdy bylo zjištěno, že nejpoužívanější chladiva jsou hlavní příčinou vzniku ozonové díry.

1.6.2 Dělení chladiv podle poměru složek

Podle teplotních vlastností a poměru složek se chladiva dělí na azeotropní a zeotropní.

Azeotropní chladiva jsou taková, která se chovají jako čisté kapaliny. Během fázové přeměny z páry na kapalinu se složení par a kapaliny nemění. Zastupitelé těchto chladiv jsou například R22, R507.

Zeotropní chladiva jsou směsi složené z více druhů chladiv, které mají během fázové přeměny páry na kapalinu proměnné složení. Příkladem zeotropních chladiv je R407a. U zeotropních chladiv se uvádí teplotní skluz, který znamená rozdíl jednotlivých složek mezi teplotami varu při stejném tlaku.

1.6.3 Dělení chladiv podle chemického složení

Chladiva se podle chemického složení dělí do 4 hlavních skupin.

CFC

Všechny atomy vodíku jsou v molekulách nahrazeny atomy prvků ze skupiny halogenů nejčastěji prvky: fluor, chlor. Těmto chladivům se také říká „tvrdé freony“. Příkladem chladiv jsou R11, R12, R113, R502.

HFC

Jsou uhlovodíky, které mají v molekule vodík a fluor. Příkladem chladiv jsou R134a, R125, R404a, R218...

HCFC

Jsou to uhlovodíky, jejichž molekuly obsahují fluor, chlor a vodík. Bývají označovány jako „měkké freony“. Příkladem chladiv z této skupiny jsou R21, R141b, R123...

HC

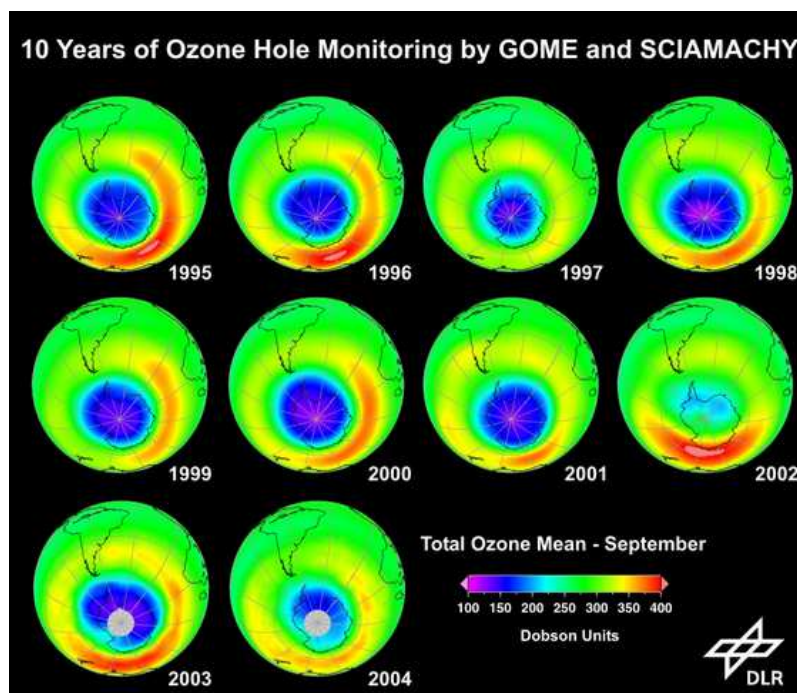
Jsou přírodní uhlovodíky, které neobsahují halogenové prvky, jsou však hořlavé. Nemají škodlivý vliv na ozónovou vrstvu Země a minimální skleníkový efekt.

Další skupiny

Dalšími skupinami jsou anorganická chladiva (CO₂ – R744, vzduch – R729, voda R718...) nebo sloučeniny dusíku. Velmi známé chladivo na bázi dusíku je čpavek – NH₃, je však jedovatý a je využíván především ve velkých chladicích systémech.

1.6.4 Mezinárodní regulace

Pod patronátem programu OSN na ochranu životního prostředí (UNEP) byla v roce 1985 podepsána Vídeňská úmluva, zavazující signatářské země, aby omezily únik freonů do zemské atmosféry. V roce 1987 byl podepsán dokument známý jako Montrealský protokol. V letech 1990 a 1992 byly odsouhlaseny dva protokoly zpřísňující dodatky (tzv. Londýnský a Kodaňský z roku 1992).



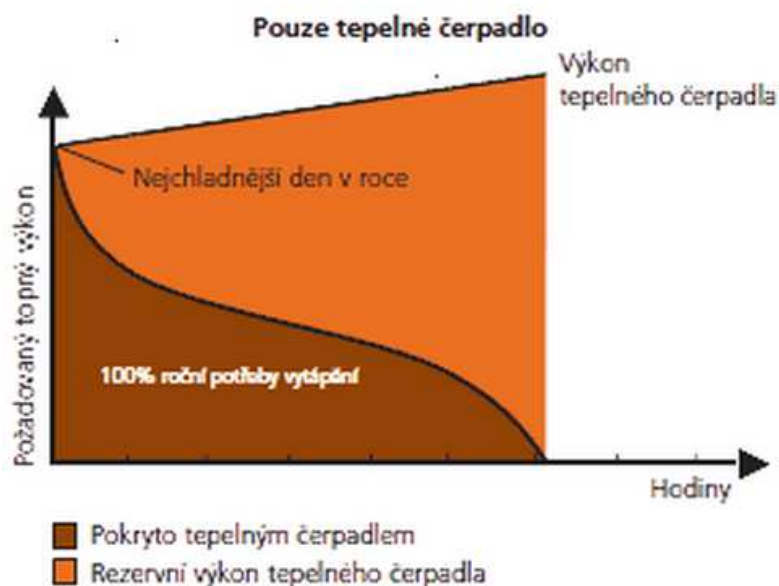
Obr. 13: Vývoj ozonové díry nad antarktidou

Na obrázku 13 je vidět velikost ozonové díry, která je způsobena převážně freony. Vrstva ozonu brání pronikání UV záření z vesmíru na zemský povrch. Větší dávka UV záření způsobuje například rakovinu kůže nebo zánět spojivek.

1.7 Provozní zapojení tepelných čerpadel

1.7.1 Monovalentní provoz

Tepelné čerpadlo hradí tepelnou ztrátu zcela samostatně bez přídavného zdroje tepla. Pracuje po celou dobu topné sezóny. Monovalentní zapojení tepelného čerpadla je ekonomicky nevhodné, protože maximální tepelné ztráty objekt dosahuje ve velmi krátkém časovém intervalu v topné sezóně. Tento provoz tepelného čerpadla je nejméně vhodný u systému vzduch – voda popřípadě vzduch – vzduch. Výkon těchto tepelných čerpadel je závislý na topném faktoru, který klesá s venkovní teplotou, takže bychom potřebovali značně vyšší investice pro větší tepelné čerpadlo, které bude využito na 100% výkonu jen v krátké době.

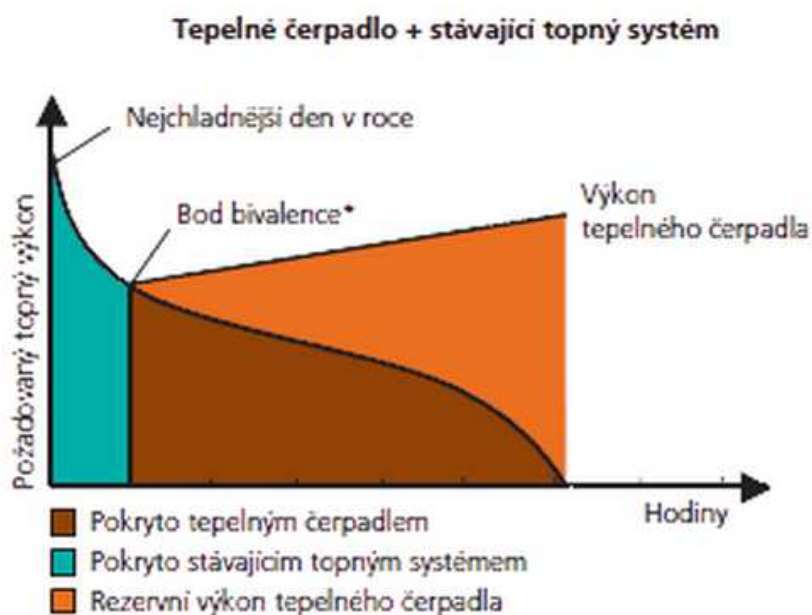


Obr.14: Tepelné čerpadlo hradí maximální tepelnou ztrátu

1.7.2 Alternativně bivalentní provoz

Tepelné čerpadlo pokrývá celkovou spotřebu tepla až do teploty, která je předem nastavena v regulaci, poté se tepelné čerpadlo vypne a ztráta objektu je hrazena

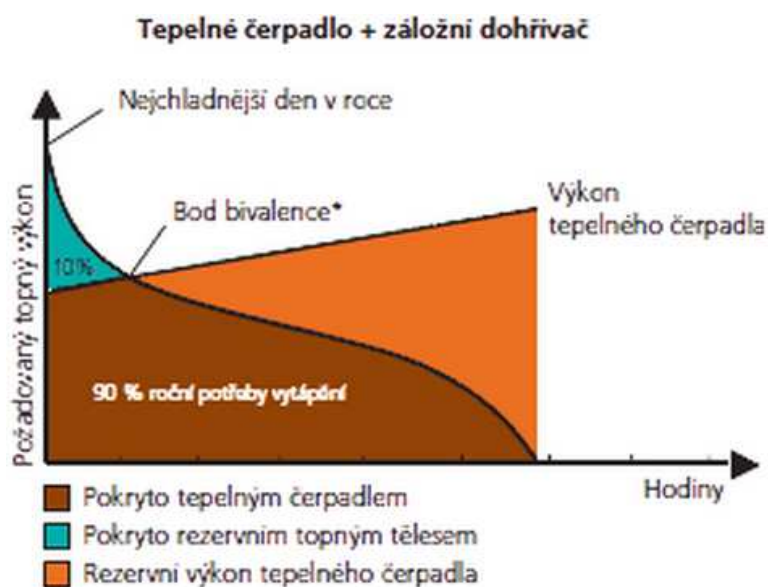
dalším zdrojem. Způsob tohoto provozu se převážně instaluje tam, kde je teplota otopného média vyšší než 65°C.



Obr.15: Tepelné čerpadlo instalováno do stávajícího systému

1.7.3 Paralelně bivalentní provoz

Tepelné čerpadlo pokrývá tepelnou ztrátu do určité venkovní teploty, po překročení této teploty začíná pracovat další zdroj tepla včetně tepelného čerpadla. Tím je zajištěn větší podíl hrazení tepla tepelným čerpadlem než při alternativně bivalentním zapojení. Toto zapojení se instaluje do soustav, které pracují do teplot 65°C.



Obr.16: Tepelné čerpadlo pracuje po celou topnou sezónu

1.7.4 Částečně paralelně bivalentní provoz

Tepelné čerpadlo pokrývá tepelnou ztrátu do určité venkovní teploty, při nízkých teplotách se připne druhý tepelný zdroj, pokud tepelné čerpadlo neprodukuje vodu o odpovídající teplotě, tepelné čerpadlo se vypne. Tento způsob se využívá pro vytápěcí systémy pracující s teplotou vody nad 65 °C.

1.8 Topný a chladicí faktor

Topný a chladicí faktor je základním parametrem ukazující kvalitu tepelného čerpadla, přičemž chladicí faktor je vždy menší než faktor topný. Čím vyšších hodnot dosahuje, tím vyšších úspor v provozu tepelné čerpadlo dosahuje. Je to hodnota, která nám říká, jaký poměr je mezi vyprodukovaným teplem a mezi energií do TČ vloženou včetně veškerých komponent potřebných k zajištění funkce. Slouží k posuzování hospodárnosti provozu. Nejčastěji se hodnota topného faktoru pohybuje kolem 2,3 – 4,5. Při porovnávání hodnot topných faktorů TČ od výrobců musíme porovnávat topné faktory, které jsou udány při stejných parametrech kondenzačních a výparných teplot, protože COP je na nich silně závislý, jak je vidět ze vzorce [1], [2] a okruhu parního oběhu chladiva. Proto by měl výrobce vždy udávat tyto dvě teploty a minimálně jednu z následujících veličin: COP, topný výkon, příkon TČ (ne však pouze výkon kompresoru).

Zjednodušeně lze spočítat topný faktor dle vzorce [1]:

$$COP_h = \frac{Q_h}{E} = T_h / (T_h - T_c) * \eta_t \quad [1]$$

Zjednodušeně lze spočítat chladicí faktor dle vzorce [2]:

$$COP_c = \frac{Q_c}{E} = \frac{Q_h - E}{E} = T_c / (T_h - T_c) * \eta_t \quad [2]$$

kde:

Q – tepelný výkon $Q = E + Q_c$ (W)

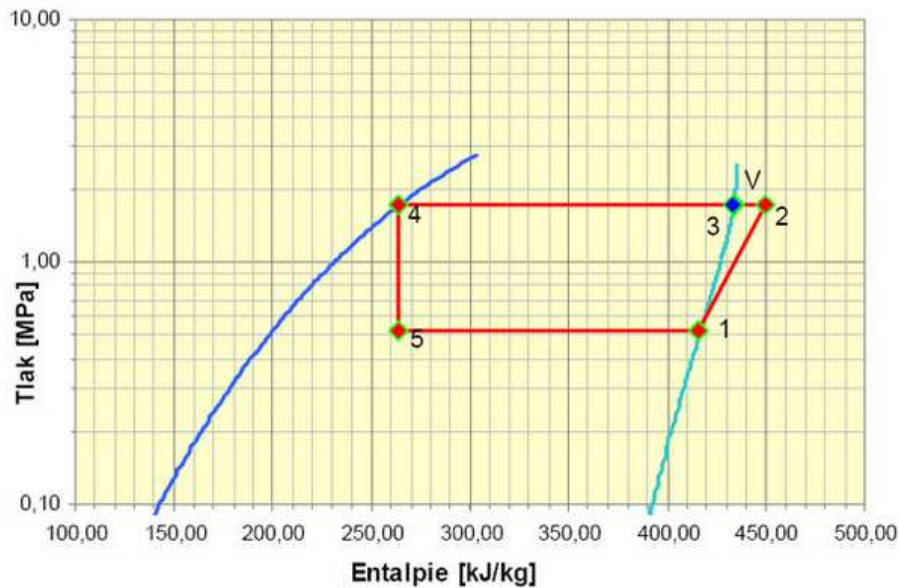
E – příkon (W)

Q_c – teplo odebrané při nižší teplotní hladině (W)

T_h – teplota, při které dochází ke kondenzaci teplotnosné látky v cyklu (K)

T_c – teplota, při které dochází k odpařování teplotnosné látky v cyklu (K)

η_t – účinnost termodynamického cyklu (-)



Obr. 17: parní okruh tepelného čerpadla v p-h diagramu

Na obrázku 17 je vidět parní oběh chladiva v tepelném čerpadle a je zde patrna závislost topného, či chladícího faktoru na rozdílech teplot. Teplota výparníku T_c je na úsečce 5-1, teplota kondenzátoru T_h je na úsečce 3-4. Práce kompresoru E je na úsečce 1-2. Pokud by se rozdíl teplot snížil na polovinu z původních hodnot, pak by se i práce kompresoru snížila zhruba o polovinu a úsečky 5-1 Q_c , 3-4 Q_h , by se prodloužily, což znamená nárůst výkonu v kondenzátoru i výparníku. Topný i chladící výkon by se tak zvýšil o více jak 100%. Proto se při vyšších rozdílech teplot instalují dva okruhy, které dosahují lepších faktorů než okruh samostatný.

Další prvky ovlivňující COP je samotná účinnost η_t tepelného čerpadla, která závisí na konstrukčním provedení a na zvolené chladivové látce.

Topný a chladící faktor závisí na:

- T_h – teplota, při které dochází ke kondenzaci teplotonosné látky v cyklu
- T_c – teplota, při které dochází k odpařování teplotonosné látky v cyklu
- η_t – účinnost termodynamického cyklu: => chladivo

=> konstrukční provedení TČ

1.9 Návratnost investice tepelného čerpadla

Pro většinu lidí bude při rozhodování o způsobu vytápění a chlazení důležitým faktorem finanční stránka. Do výpočtu návratnosti vstupuje řada proměnných veličin, které mají významný vliv na celkový výsledek návratnosti. Abychom mohli spočítat návratnost zdroje, musíme ho porovnat s dalším zdrojem tepla. Většinou se uvažuje více variant v koncepčním návrhu, které mezi sebou porovnáváme. Často se pro přehlednost používá grafické znázornění finančního toku v závislosti na čase. Tepelná čerpadla jako zdroj levnějšího provozu se převážně rentují v objektech, kde je potřeba hradit větší množství energie, protože šetříme z většího objemu financí. Kompresorové TČ využívá elektrickou energii ze sítě, jejíž cena je závislá na sazbě, kterou objekt splňuje. Ceny energií se mění v jednotlivých sazbách stejně tak jako ceny energií na trzích, ale trendem posledních let je zvyšování cen energií, což napomáhá rychlejší rentabilitě. Dnes najdeme na trhu tepelná čerpadla efektivnější a levnější než dříve, z důvodu vysoce konkurenčního prostředí.

1.9.1 Veličiny ovlivňující návratnost

Počáteční investice

Samotná počáteční investice je často nejvýznamnějším faktorem ovlivňující návratnost.

Státní dotace

Státní dotace snižuje pořizovací cenu, protože přispívá ze státního fondu na projekt, pokud projekt splňuje zadané podmínky dotačního programu.

Potřeba energie na vytápění, TUV, technologii

Pokud bude potřeba energie vysoká, například budeme ročně platit 300 000 Kč, pak můžeme ušetřit nemalou částku (100 000 Kč), pokud bude ovšem potřeba energií nízká - 20 000Kč, ušetříme (7 000Kč).

Výpočet bivalentního bodu

Tento bod potřebujeme k návrhu sekundárního zdroje tepla, a tím zjistit jeho cenu, pokud budeme chtít paralelně bivalentní provoz tepelného čerpadla. Dále ho využijeme k určení potřeby energie hrazené sekundárním zdrojem a následně vypočteme provozní náklady tohoto zdroje.

Typ zvolené regulace

U tepelných čerpadel je ekvitermní regulace důležitější než u jiných zdrojů tepla, protože čím je nižší teplota topné vody, tím je provoz tepelného čerpadla levnější.

Optimalizace provozu

Tepelné čerpadlo by mělo pracovat v určitém rozsahu teplot. Pokud by byly tyto teploty často překračovány, zkrátila by se tím i životnost kompresoru. Kompresor je nejdražší komponent TČ, často je jeho cena 50% z pořizovací ceny. I když vypočteme, že se nám vyplatí provozovat TČ při minimální exteriérové teplotě, protože topný faktor je stále vysoký, měli bychom vždy dbát na to, aby nebyl překročen limitní rozdíl tlaků na sání a výtaku v kompresoru, z důvodu velkého rozdílu teplot mezi výparníkem a kondenzátorem. U objektů, kde je instalován typ TČ vzduch x vzduch nebo vzduch x voda je možno přivádět odpadní vzduch z objektu, zvláště tam kde je VZT jednotka, přímo do venkovního výměníku. Tímto se zvýší teplota přiváděného vzduchu a sníží se pracovní rozdíl tlaků v chladivovém okruhu. Pokud máme nastaveno, že TČ bude vypínat například při -5°C, může venkovní teplota dosahovat nižších teplot, protože se před výměníkem smísí s odpadním vzduchem z interiéru a tak se prodlouží chod zdroje, který má levnější provozní náklady.

Spotřeba energie elektrických zařízení (osvětlení)

Tepelné čerpadlo má výhodnější tarif na elektrickou energii, který se vztahuje na celý objekt. Spotřeba odběru elektrických zařízení neklesne, ale budeme platit méně za kWh jejich provozu.

Cena paliva

Pokud se bude měnit poměr cen mezi uvažovanými palivy v koncepčním návrhu, bude se měnit i návratnost.

Odhad růstu cen

Růst ceny paliv ovlivňuje pozitivně návratnost zdroje, který má vyšší počáteční investiční náklady.

Odhad inflace

Inflace má opačný efekt než růst cen. Pokud bude inflace vysoká, bude se relativně snižovat cena paliv, i když zůstane na své původní absolutní hodnotě.

Půjčka od banky

Pokud si investor rozhodne půjčit peníze na pořízení zdroje, bude přeplácat bance o několik % z částky navíc. Tato položka není zanedbatelná, pokud se chceme blížit přesnějším hodnotám finanční návratnosti.

Ceny revizí

Tato položka se promítne v provozních nákladech.

Údržba zdroje

Tato položka se promítne v provozních nákladech.

Nároky na technologické zázemí

Některé technologie mohou vykazovat větší nároky na prostor nebo stavební úpravu.

1.10 Závěr

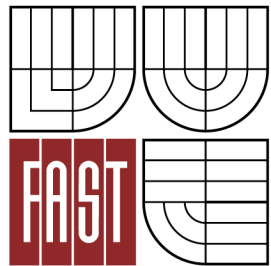
Mým záměrem v teoretické části diplomové práce bylo popsat a seznámit čtenáře s problematikou tepelných čerpadel a podat vysvětlení na takové úrovni, aby byl schopen danou problematiku pochopit i člověk, který není z oboru. Část je věnována historickému vývoji tepelných čerpadel, kde se zmiňuji o počtu instalovaných TČ v ČR. Dále je tu graf znázorňující růst podílu TČ typu vzduch x voda vs TČ země x voda v zemích EU. Zmiňuji se o principu funkce TČ, o základním rozdělení, kde je vybrán jediný typ TČ vzduch x vzduch, a nepodrobněji rozepsán, protože je navržen ve výpočtové části. Další typy nejsou popsány z důvodu upřednostnění jiných informací a zachování počtu stran teoretické části. Následuje přehled základních komponentů, druhu provozních zapojení a jejich užití. Dále je zde zmínka o chladícím a topném faktoru, jakožto jednoho z nejdůležitějších parametrů, které ovlivňují výběr značky TČ. Poslední a zejména pro investory nejvyhledávanější část se věnuje investiční návratnosti, kde jsou rozepsány nejdůležitější parametry pro výpočet návratnosti. Z již zmíněných parametrů je jasné, že výpočet samotný je složitý proces zjišťování velkého

množství proměnných, které jsou často v praxi opomíjeny, zanedbány nebo odhadovány. Proto se často může finanční návratnost lišit o značná procenta či roky, a to díky volbě ovlivňujících parametrů. Záleží taktéž na firmě a projektantech, kteří projekt vytvářejí. Tepelná čerpadla jsou jistě technologickým a komfortním krokem vpřed, ale finanční návratnost se velmi liší a záleží na konkrétním řešeném objektu.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ČÁST 2. B) VLASTNÍ PROJEKT

2 VÝPOČTOVÁ ČÁST

NÁVRH A OPTIMALIZACE PROVOZU TEPELNÉHO ČERPADLA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BC. JOSEF BERGR

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARIAN FORMÁNEK, Ph.D.

BRNO 2015

2.1 Analýza objektu

Jedná se o zajištění interního mikroklimatu nákupního centra Tesco v Kladně. Prodejní plocha je navržena pro 720 nakupujících osob. Pro takovýto počet osob musí být navrženo strojní větrání, aby byl zajištěn čerstvý vzduch a odvod vznikajících škodlivin. Tepelné zisky jsou odhadovány na cca 150 kW a tepelná ztráta na 100kW.

2.1.1 Druhy distribuce tepla, chladu v místnosti

Sálavé otopné panely

Otopná tělesa

Sálavé podlahové vytápění

Vzduchotechnika

Sálavé panely, které jsou umístovány nad pobytovou zónou, mohou chladit, ale vytápění je tímto způsobem nevhodné, protože na prodejní ploše je zboží, které by se mohlo začít tavit jako například čokolády.

Otopná tělesa jsou schopna vytopit prostor, ale pro chlazení jsou nevhodná. Musela by mít velkou plochu, nebo velmi vysoký teplotní spád, což je neekonomické.

Podlahové vytápění a chlazení je vhodné do objektů, které mají nezastavěnou topnou (chladicí) plochu jako jsou tělocvičny, výrobní haly a nebo objekty, u kterých se zastavěný prostor plochy nemění. V hypermarketu jsou regály čas od času přemísťovány, a proto není možné určit, kde osadit smyčky. Mohli bychom je osadit po celé ploše a uvažovat s procentuálním poklesem výkonu účinkem zastavění, ale zase je tu otázka ekonomiky, zda je toto vhodné řešení. Pokud bychom měli uvážit, že chceme rychle reagovat na tepelné zisky například od lidí, bude mít tento systém značné zpoždění.

Posledním druhem distribuce tepla a chladu je vzduchotechnické potrubí s osazenými koncovými elementy, které musí být osazeno ve všech případech pro zajištění hygienických požadavků. Cena za instalaci VZT potrubí, včetně jednotky by tak musela být připočtena ke každému z předchozích druhů. Tento fakt, se projeví v pořizovacích nákladech. Pro prodejní plochy není potřebné dosahovat tak přísných kritérií rychlosti proudění v pobytových oblastech jako v objektech, kde lidé sedí a tráví zde převážnou většinu pracovní doby, což je také výhodou. Z těchto výše zmíněných důvodů můžeme bez hlubšího zkoumání určit optimální řešení pro distribuci tepla a chladu.

Nejvhodnějším řešením je vzduchotechnika.

2.1.2 Zdroj pro hrazení ztrát a zisků

Hrazení tepelných ztrát můžeme pokrýt širokou škálou zdrojů tepla, například plynovým kotlem, kondenzačním kotlem, elektrickým ohřevem, kogenerační jednotkou a dalšími zdroji.

Pro chlazení využíváme 3 základní techniky. Pro tento účel je vhodná technika strojního chlazení. Strojní chlazení může být absorpční a kompresorové. Absorpční je rentabilní pouze při využívání velkého objemu odpadního tepla, které v řešeném projektu není. **Kompresorové strojní chlazení je pro tento objekt neoptimálnější.** Toto chlazení je také nejvíce používáno v obdobných objektech.

Zdroje strojního kompresorového chlazení

Neoptimálnější zdroj je takový, který umí jak chladit, tak topit. Toto kritérium splňují v principu tepelná čerpadla s reverzibilním chodem. Zdrojem primárního chladu je nejčastěji okolní vzduch, méně často pak zemní kolektory nebo spodní voda. Abychom mohli využívat spodní vodu, musí se vyjádřit dotčené orgány, což je většinou komplikace. Zemní kolektory jsou investičně nákladnější na pořízení, ale díky menší teplotě v okolní zemině ve srovnání se vzduchem, má toto řešení vyšší topný faktor.

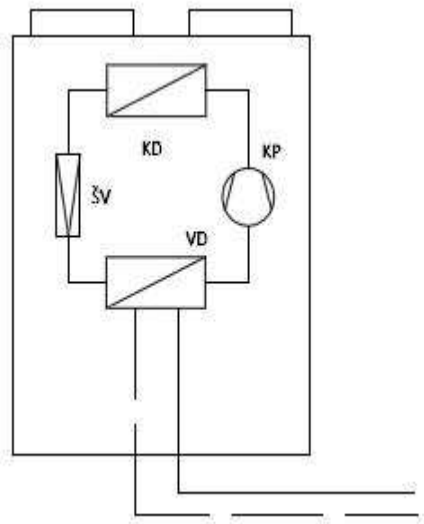
Výběr máme z přímého nebo nepřímého chlazení. U nepřímého chlazení se může osadit akumulací nádrž, která pomáhá v době největší potřeby chladu a je možno zdroj chladu nadimenzovat s nižším výkonem.

2.2 Koncepční řešení

2.2.3 Přehled vybraných variant

a) Kompresorové chladicí zařízení s nepřímým chlazením vzduchu se vzduchem chlazeným kondenzátorem na elektrickou energii

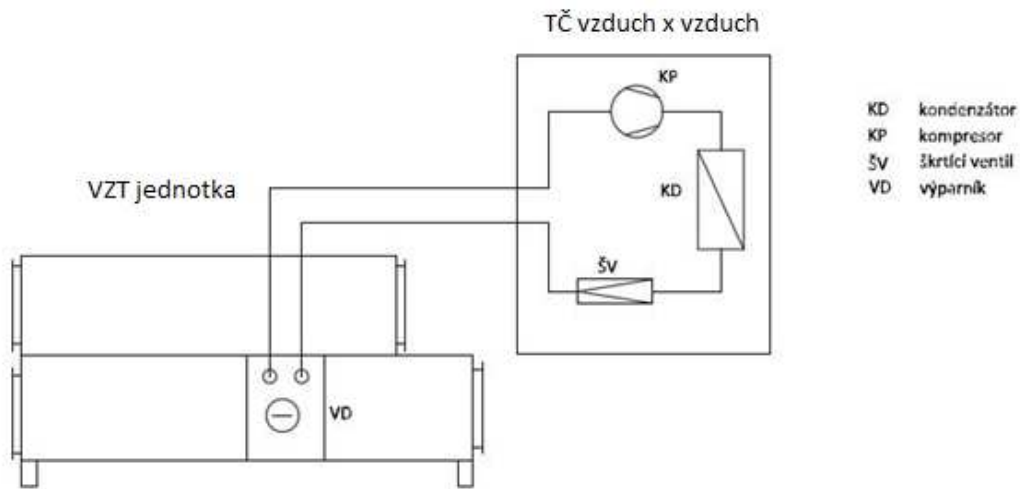
KD kondenzátor
KP kompresor
šv škrtkový ventil
VD výparník



Obr.: Kompaktní chladicí zařízení Chiller

Potrubí může ústít do akumulací nádrže nebo do výparníku umístěného ve VZT jednotce. Toto zařízení je méně citlivé na provoz a má lepší regulační možnosti.

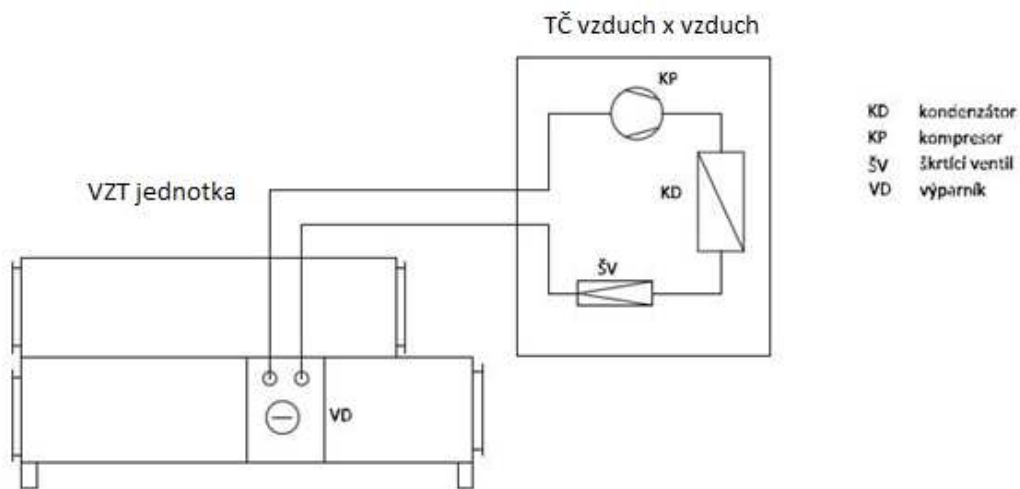
b) Kompresorové chladicí zařízení s přímým chlazením vzduchu se vzduchem chlazeným kondenzátorem (elektrické tepelné čerpadlo)



Obr.: TČ elektricky poháněné s výměníkem umístěným přímo ve VZT jednotce

Tato tepelná čerpadla dosahují větších topných faktorů než plynová v režimu chlazení. Přímé umístění výměníku do VZT jednotky má lepší účinnost a není třeba akumulční nádrže. Je zde však horší schopnost regulace a vzájemná interakce mezi ventilátory ve VZT a chodem TČ. Pokud chladí TČ, musí být v jednotce VZT spuštěny ventilátory, aby nedošlo k poškození funkce TČ a k jeho snížení účinnosti nebo spíše maření celého procesu. Výhodou elektrických TČ je jejich tarif, který se vztahuje na celý objekt, takže šetříme i za svícení, což je jedna z velkých položek provozu hypermarketů.

c) Kompresorové chladicí zařízení s přímým chlazením vzduchu se vzduchem chlazeným kondenzátorem (Tepelné čerpadlo plynové)



Obr.: Tč plynové s výměníkem umístěným přímo ve VZT jednotce

Plynové tepelné čerpadlo má v režimu chlazení cca 70% účinnost. To znamená, že cena za 1kWh chladu se vypočte jako tepelný příkon v kWh podělený účinností a vynásobí se cenou 1 kWh dodané energie.

$$C_{ch,p} = E/u * C_p = 1/0,7 * 1,2 = 1,72 \text{ Kč/kWh}$$

Kde:

$C_{ch,p}$... Cena chladu pro plynové tč (kWh)

E ... jednotková energie primárního zdroje (kWh)

U ... účinnost tepelného čerpadla (-)

C_p ... Cena primární energie (plynu) (Kč/kWh)

Aby byl provoz tepelného plynového čerpadla ekonomičtější v režimu chlazení v porovnání s el. tč, muselo by elektrické Tč dosahovat topného faktoru max:

$$COP_{max} = C_{el} / C_{ch,p} = 2,3 / 1,72 = 2,29 \text{ (-)}$$

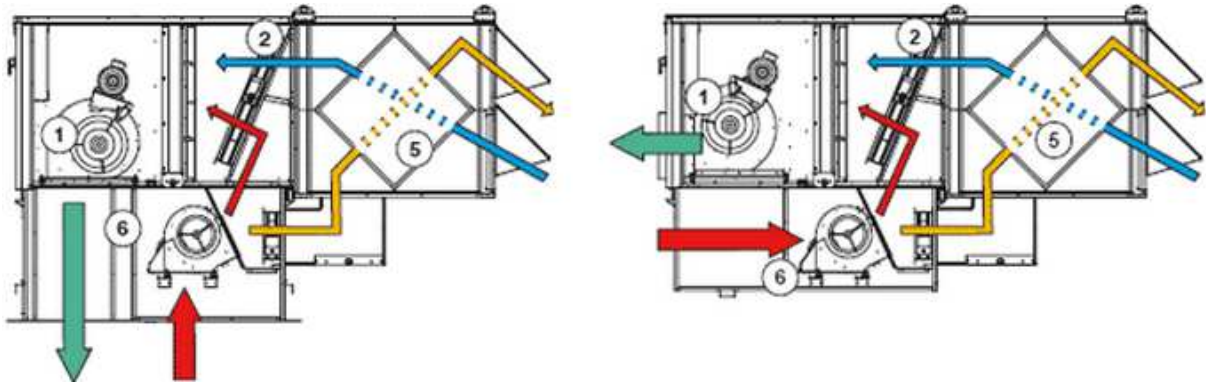
Kde:

COP_{max} ... Maximální topný faktor elektricky poháněného čerpadla, kdy je ještě výhodné použít tč plynové. (-)

C_{el} ... Cena elektrické energie pro pohon tč (Kč)

Pro elektrická Tč je topný faktor převážně vyšší než 2,29, proto je plynové tepelné čerpadlo méně vhodné pro režim chlazení.

d) Kompresorové chladicí zařízení s přímým chlazením vzduchu se vzduchem chlazeným kondenzátorem VZT jednotka Rooftop



Obr.: Schéma Rooftopu s rekuperačním výměníkem tepla

Tato jednotka má v sobě VZT sestavu a Tč, kde jsou upraveny veškeré parametry vzduchu.

2.2.4 Solární elektrárna

Další možností je instalace solárních fotovoltaických panelů na střechu, protože je zde prostor a objekt odebírá trvalé množství elektrické energie na osvětlení a to o výkonu 31kW. Elektrárny do 30kW výkonu jsou klasifikovány jako domácí. Tyto elektrárny nemusí splňovat tolik právních předpisů, a proto je volena elektrárna s výkonem 29,89kW, která pokrývá téměř 100% výkonu na osvětlení. Díky tomuto předpokladu není uvažováno distribuce přebytků do sítě, kde je výkupní cena nižší, než cena, za kterou je elektřina nakupována. Ve variantách je cena elektrické energie 2,5 Kč/kWh pro varianty, které mají elektrická kompresorová čerpadla. A plynové TČ má sazbu elektrické energie 4,55Kč. Pro tyto okrajové podmínky je zhotovena studie návratnosti. Níže je uvedena cena a vyrobená energie za rok.

FV systém 29,89kWp - Střední firma 3-fázový systém

Podmínky:

- Vhodné místo pro instalaci jsou jižní střechy rodinných domů nebo ploché střechy
- Plocha potřebná pro výstavbu elektrárny na šikmé střeše je cca 220 m² a na ploché střeše cca 562m²
- Elektrárna bude napojena na stávající rozvod nízkého napětí (nn)
- Elektroměr musí být umístěn (případně přemístěn) na veřejně přístupném místě
- Bude použita pevná konstrukce v závislosti na typu střechy

Náklady na výstavbu:

FV SYSTÉM 29,89 kWp	Cena bez DPH	Náklady na instalaci 1Wp
FV panely ReneSola - poly 245Wp, 122ks	390 293 Kč	
Měníče GoodWe GW-15K-DT (3f.)	91 500 Kč	
Nosné konstrukce	84 525 Kč	
Kabely, rozvaděč	58 974 Kč	
Projekt, administrativa, revize, licence	31 667 Kč	
Práce a doprava	158 554 Kč	
Cena instalace na klíč (bez DPH)	815 513 Kč	27,28 Kč/Wp

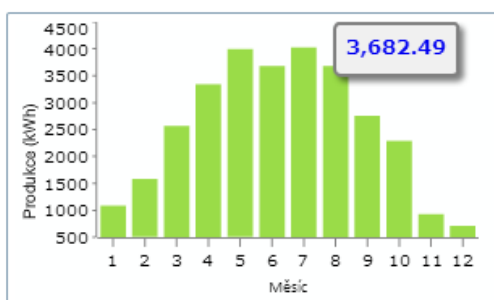
Fotovoltaická kalkulačka



Návrh solární elektrárny a výpočet úspor

Lokalita	Kladno ▼
Typ a sklon střechy	rovná ▼
Využitelná plocha pro instalaci modulů v m ² .	620
Orientace střechy:	JIH ▼
Cena za nákup elektrické energie	2,50 Kč/kWh

Měsíční produkce elektrické energie



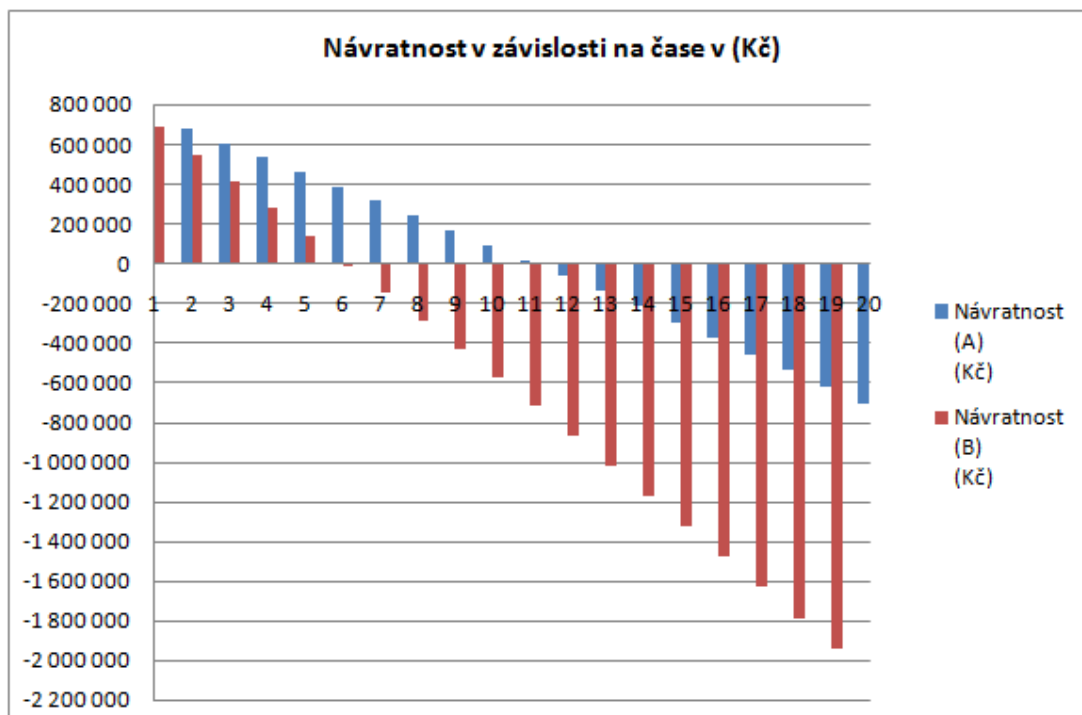
Vlastnosti navrženého systému:

Počet panelů (250Wp):	124 ks
Výkon:	31,00 kWp
Roční produkce el. energie:	30636 kWh

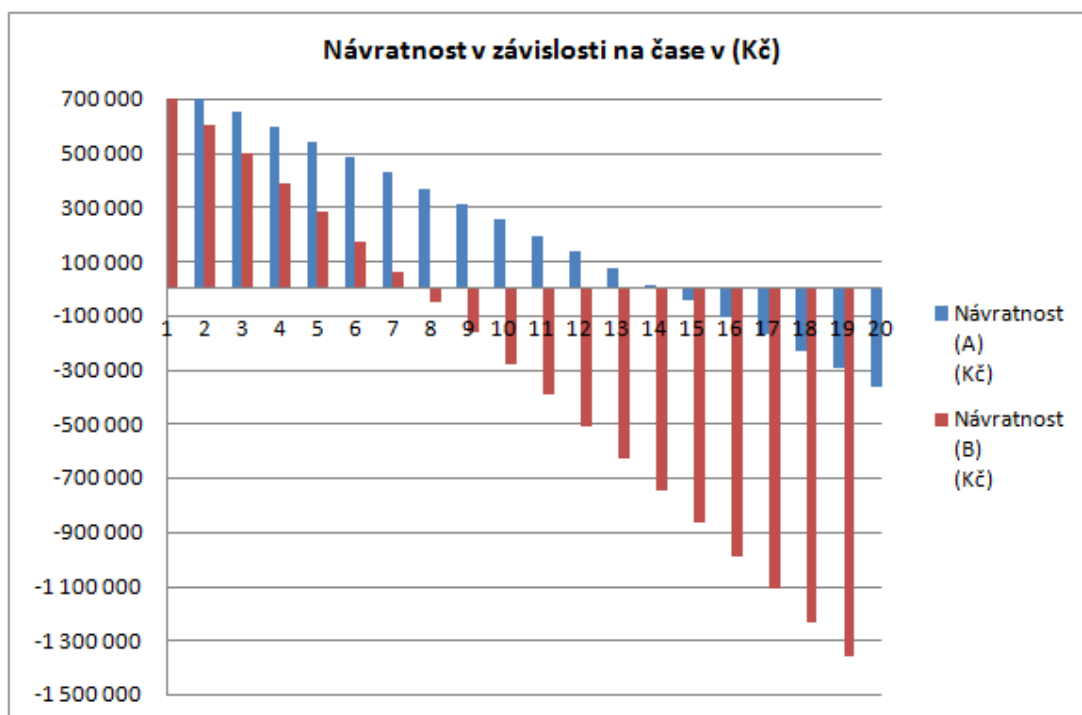
Požizovací cena elektrárny	816000	(Kč)
Údržba	8000	(Kč)
Cena elektrické energie pro el. TČ (A)	2,5	(Kč)
Cena elektrické energie pro plyn. TČ (B)	4,55	(Kč)
Předpokládaný růst ceny elektřiny	0,035	(-)
Produkce elektřiny za rok	30636	(kWh)
Snížení účinnosti panelů za rok	0,008	(-)

Tabulka návratnosti fotovoltaické elektrárny

Roky	Cena elektřiny (A) (Kč)	Cena elektřiny (B) (Kč)	Produkce (kWh/rok)	Údržba (Kč)	Uspořená částka (A) (Kč)	Uspořená částka (B) (Kč)	Návratnost (A) (Kč)	Návratnost (B) (Kč)
1	2,50	4,55	24 509	8 000	53 272	103 515	762 728	712 485
2	2,59	4,71	24 313	8 280	54 629	106 215	708 099	606 270
3	2,63	4,79	24 118	8 425	55 073	107 141	653 026	499 129
4	2,68	4,88	23 925	8 573	55 525	108 086	597 500	391 042
5	2,73	4,96	23 734	8 725	55 986	109 050	541 514	281 993
6	2,78	5,05	23 544	8 880	56 456	110 032	485 058	171 960
7	2,82	5,14	23 356	9 039	56 935	111 033	428 123	60 927
8	2,88	5,23	23 169	9 202	57 422	112 054	370 700	-51 127
9	2,93	5,33	22 983	9 368	57 919	113 095	312 781	-164 222
10	2,98	5,43	22 800	9 539	58 425	114 156	254 356	-278 378
11	3,04	5,52	22 617	9 714	58 941	115 238	195 415	-393 616
12	3,09	5,63	22 436	9 892	59 466	116 340	135 949	-509 956
13	3,15	5,73	22 257	10 075	60 001	117 464	75 948	-627 420
14	3,21	5,84	22 079	10 263	60 546	118 609	15 402	-746 029
15	3,27	5,95	21 902	10 455	61 101	119 777	-45 700	-865 806
16	3,33	6,06	21 727	10 651	61 667	120 968	-107 366	-986 774
17	3,39	6,17	21 553	10 853	62 243	122 181	-169 609	-1 108 955
18	3,46	6,29	21 381	11 059	62 829	123 417	-232 438	-1 232 372
19	3,52	6,41	21 210	11 270	63 427	124 678	-295 865	-1 357 050
20	3,59	6,53	21 040	11 486	64 035	125 963	-359 900	-1 483 013



Z grafu je patrné, že návratnost pro variantu (A), kdy nahrazujeme elektrickou energii ze sítě, která stojí 2,5 Kč/kWh je zhruba 11 let. Zatímco ve variantě (B), kdy je uvažována cena elektřiny z distribuční sítě 4,55 Kč/kWh, je návratnost 6 let.



V tomto grafu je uvažováno, že elektrárna vyprodukuje o 20% méně energie (24 500 kWh/rok). Návratnost je i s těmito okrajovými podmínkami stále zajímavá. Z hlediska ekonomiky provozu je elektrárna rentabilní. Toto zařízení nemá vliv na předešlé varianty a do výpočtu nebude uvažována.

2.2.5 Hodnocení variant

Z hlediska vnitřního prostředí - všechny uvažované varianty jsou schopny splnit požadované parametry vnitřního mikroklimatu. Protože je ve všech vybraných variantách uvažována distribuce vzduchu, tepla a chladu VZT potrubím, varianty se v tomto bodě mezi sebou neliší.

Z hlediska uživatelského komfortu - uživatelský komfort je zajištěn kvalitní regulací, která by byla osazena ve všech vybraných případech. Varianty se v tomto bodě neliší.

Z hlediska prostorových nároků - nejmenší prostorové nároky vykazuje varianta 4. Je to varianta, kde veškerou funkci plní nástřešní rooftopová jednotka, která nejspíše váží nejméně. Největší nároky by vyžadovala varianta 1. Zde je počítáno i s akumulací chladu do akumulací nádoby, která v ostatních variantách není osazena.

Z hlediska ekonomiky provozu - nejlevnější provoz je dosažen, pokud minimalizujeme potřebu tepla, chlazení, elektrický výkon ventilátorů a další provozní náklady. Zde jsou tepelná čerpadla výhodou, protože mají levnější sazbu za elektrickou energii. Toto se promítne v placení účtů za osvětlení, chodu ventilátorů a dalších prvků na elektrickou energii, protože sazba se vztahuje na všechny elektrické spotřebiče v daném objektu. Proto tepelné plynové čerpadlo je méně vhodné než elektrické, navíc při chlazení nedosahuje tak velkého chladicího faktoru jako čerpadla elektrická. Pokud budeme uvažovat variantu s akumulací chladu, budou provozní náklady nižší pouze tehdy, pokud bude nekvalitní regulace u chlazení přímého. Varianty s elektrickým přímým chlazením by měly vykazovat stejné provozní náklady. Tepelné čerpadlo na plyn je z hlediska ekonomiky provozu nejdražší variantou.

Z hlediska dopadu na životní prostředí - ve všech případech je uvažováno nezávadné chladivo, proto toto chladivo nemá vliv na životní prostředí. Z hlediska primární energie spotřebované na výrobu zařízení bude nejspíše nejzatíženější varianta ta, která je nejtěžší, což je varianta s kompresorovým strojním chlazením s akumulací nádrží (varianta 1). Největší vliv má potřeba sekundární energie na provoz chlazení a topení. Varianty s vysokým číslem EER, COP, potřebují méně energie na hrazení ztrát a zisků objektu. Varianta s tepelným čerpadlem na plyn dosahuje menších čísel než ta na elektrický pohon. Zde je ale otázkou, zda je pro životní prostředí horší spotřebovat méně elektrické energie vyrobené převážně z hnědého a černého uhlí (na území ČR), nebo spotřebovat více energie ze zemního plynu.

2.2.6 Výběr varianty

Z výše uvedených údajů vybírám **variantu b) Kompresorové chladicí zařízení s přímým chlazením vzduchu se vzduchem chlazeným kondenzátorem (elektrické tepelné čerpadlo).**

2.3 Tepelné ztráty

Místnost č.: 1.07+1.06+1.05+1.04+1.01							
Výpočet tepelné ztráty prostupem							
Tepelná ztráta přímo do venkovního prostředí							
Stavební konstrukce							
Č.k.	Popis	A_k [m ²]	U_k [W*m ⁻² *K ⁻¹]	ΔU [W*m ⁻² *K ⁻¹]	U_{kc} [W*m ⁻² *K ⁻¹]	e_k	$A_k*U_{kc}*e_k$
SO	Stěna ochlazovaná	1184,40	0,25	0,05	0,30	1,00	355,32
Db	Dveře venkovní 1800x2200	4,40	1,20	0,05	1,25	1,00	5,50
St	Střecha	3096,60	0,19	0,05	0,24	1,00	743,18
Oc	Okno	132,80	1,20	0,05	1,25	1,00	166,00
Celková měrná tepelná ztráta přímo do venkovního prostředí [W/K] $H_{T,ie} = \sum A_k * U_{kc} * e_k$							1270,00

Tepelná ztráta nevytápěným prostorem							
Stavební konstrukce							
Č.k.	Popis	A_k [m ²]	U_k [W*m ⁻² *K ⁻¹]	ΔU [W*m ⁻² *K ⁻¹]	U_{kc} [W*m ⁻² *K ⁻¹]	b_u	$A_k*U_{kc}*b_u$
Pdl	Podlaha	3096,60	0,30	0,05	0,35	0,26	286,89
Celková měrná tepelná ztráta přes nevytápěný prostor [W/K] $H_{T,iue} = \sum A_k * U_{kc} * e_k$							286,89

Tepelná ztráta z/do prostorů vytápěných na rozdílné teploty							
Stavební konstrukce							
Č.k.	Popis	A_k [m ²]	U_k [W*m ⁻² *K ⁻¹]	f_{ij} [-]	$A_k*U_{kc}*f_{ij}$		
SN	Stěna vnitřní	332,20	0,60	0,05	0,65	0,12	25,40
Dv	Dveře vnitřní	8,80	1,70	0,05	1,75	0,12	1,81
Celková měrná tepelná ztráta z/do prostor z odlišnou teplotou [W/K] $H_{T,ij} = \sum A_k * U_{kc} * f_{ij}$							27,22

Tepelná ztráta zeminou							
Stavební konstrukce							
Č.k.	Popis	A_k [m ²]	$U_{equiv,k}$ [W*m ⁻² *K ⁻¹]	f_{g1}	f_{g2}	G_w	$f_{g1}*f_{g2}*G_w$
Celková měrná tepelná ztráta zeminou [W/K] $H_{T,ig} = (\sum A_k * U_{equiv,k}) * f_{g1} * f_{g2} * G_w$							

$$U_{equiv,k} = A_{podlahy} / 0,5 P = 451,41 / 0,5 * 100,85 = 8,9 \Rightarrow U_{equiv,k} = 0,23 \text{ [W*m}^{-2}\text{*K}^{-1}\text{]}$$

Celková měrná tepelná ztráta prostupem [W/K] $H_{T,i} = H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ij} + H_{T,ig}$					1584,110176
$\theta_{m,i}$	θ_e	$\theta_{m,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$	Návrhová ztráta prostupem $\Phi_{T,i}$ [W]	
19	-15	34	1584,11	53859,75	

Místnost číslo: 1.119							
Výpočet tepelné ztráty prostupem							
Tepelná ztráta přímo do venkovního prostředí							
Stavební konstrukce							
Č.k.	Popis	A_k [m ²]	U_k [W*m ⁻² *K ⁻¹]	ΔU [W*m ⁻² *K ⁻¹]	U_{kc} [W*m ⁻² *K ⁻¹]	e_k	$A_k*U_{kc}*e_k$
SO	Stěna ochlazovaná	27,90	0,25	0,05	0,30	1,00	8,37
Celková měrná tepelná ztráta přímo do venkovního prostředí [W/K] $H_{T,ie} = \sum A_k * U_{kc} * e_k$							8,37

Tepelná ztráta nevytápěným prostorem							
Stavební konstrukce							
Č.k.	Popis	A_k [m ²]	U_k [W*m ⁻² *K ⁻¹]	ΔU [W*m ⁻² *K ⁻¹]	U_{kc} [W*m ⁻² *K ⁻¹]	b_u	$A_k*U_{kc}*b_u$
Pdl	Podlaha	19,25	0,30	0,05	0,35	0,26	1,78
Celková měrná tepelná ztráta přes nevytápěný prostor [W/K] $H_{T,iue} = \sum A_k * U_{kc} * e_k$							1,78

Tepelná ztráta z/do prostorů vytápěných na rozdílné teploty							
Stavební konstrukce							
Č.k.	Popis	A_k [m ²]	U_k [W*m ⁻² *K ⁻¹]	f_{ij} [-]	$A_k*U_{kc}*f_{ij}$		
Celková měrná tepelná ztráta z/do prostorů z odlišnou teplotou [W/K] $H_{T,ij} = \sum A_k * U_{kc} * f_{ij}$							0,00

Tepelná ztráta zeminou							
Stavební konstrukce							
Č.k.	Popis	A_k [m ²]	$U_{equiv,k}$ [W*m ⁻² *K ⁻¹]	f_{g1}	f_{g2}	G_w	$f_{g1}*f_{g2}*G_w$
$\sum A_k * U_{equiv,k}$							
Celková měrná tepelná ztráta zeminou [W/K] $H_{T,ig} = (\sum A_k * U_{equiv,k}) * f_{g1} * f_{g2} * G_w$							0,00

$$U_{equiv,k} = A_{podlahy} / 0,5 P = 451,41 / 0,5 * 100,85 = 8,9 \Rightarrow U_{equiv,k} = 0,23 \text{ [W*m}^{-2}\text{*K}^{-1}\text{]}$$

Celková měrná tepelná ztráta prostupem [W/K] $H_{t,i} = H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ij} + H_{T,ig}$					10,15345588
$\theta_{int,i}$	θ_e	$\theta_{int,i} - \theta_e$	$H_{T,i}$	Návrhová ztráta prostupem $\Phi_{T,i}$ [W]	
20	-15	35	10,15	355,37	

Pzn.: Dále je uvažováno jen s tepelnou ztrátou prodejní plochy, do ostatních místností je přiváděn vzduch pouze pro zajištění odvětrání škodlivin)

Výpočet činitele teplotní redukce:

$$b_u = (\theta_i - \theta_{sp}) / (\theta_i - \theta_e)$$

Navýšení tepelné ztráty o přírůzku na zátop p_2 : 0,1 (-)

Celková tepelná ztráta prostupem Q_p :

$$Q_p = \Phi_{T,i} * (1 + p_2) = 59246 \text{ (W)}$$

Tepelná ztráta větráním:

$$Q_v = V_{vyg} * \rho * c * (t_i + \Delta t - t_e) * \eta \quad (\text{W})$$

Účinnost rekuperátoru η se později určí v programu AeroCad

2.4 Tepelné zisky

2.4.1 Tepelné zisky okny

Teplota interiéru t_i	26 (°C)
Plocha oken S_{ok}	130,5 (m ²)
Plocha oken bez ráků (skel) S_s	117,45 (m ²)
Součinitel prostupu U	1,2 (W/m ² /K)
Součinitel zastínění s	0,5 (-)
Korekce na čistotu atmosféry c	0,9 (-)
korekce na druh okna (dvojskolo)	0,9 (-)

Tepelný zisk okna sluneční radiací:

$$Q_{or} = [S_s \cdot I_0 \cdot c_0 + (S_o - S_{os}) \cdot I_{odif}] \cdot s \quad (W)$$

Tepelný zisk okna vedením:

$$Q_{ok} = S_{ok} \cdot U_o \cdot (t_e - t_i) \quad (W)$$

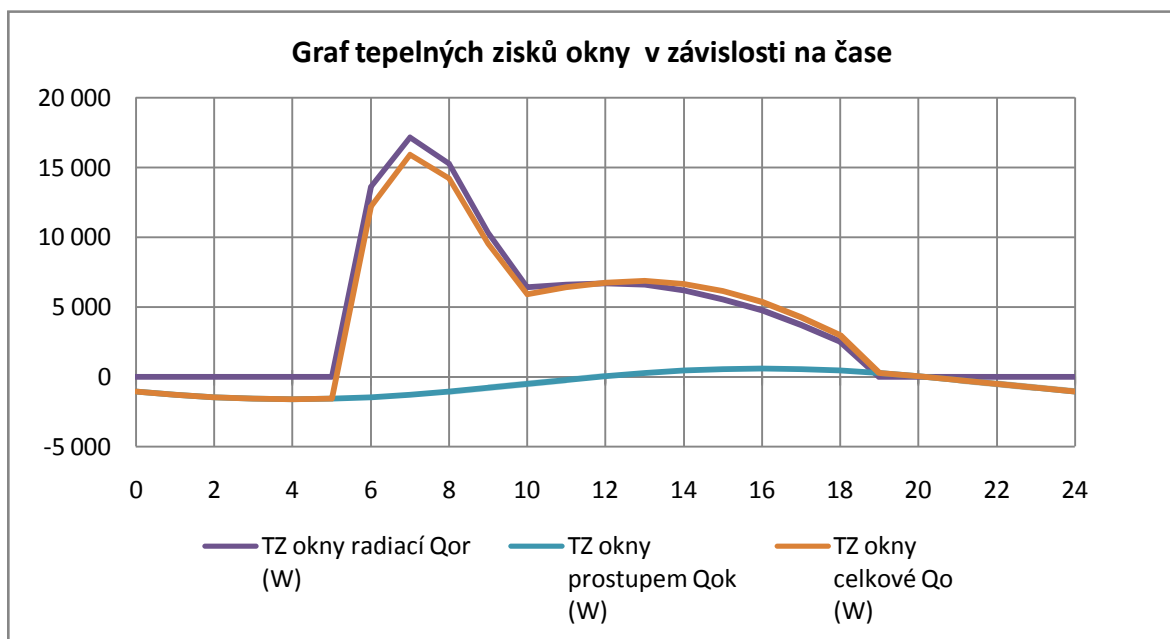
Celková tepelná zátěž okny:

$$Q_o = Q_{or} + Q_{ok} \quad (W)$$

Výpočet můžeme provést se zanedbáním stínů, protože toto není dominantní zisk

Tabulka tepelných zisků okny:

čas (h)	te (°C)	Intenzita (W/m ²)	TZ okny radiací Q _{or} (W)	TZ okny prostupem Q _{ok} (W)	TZ okny celkové Q _o (W)
0	19,5	0	0	-1 018	-1 018
1	18,05	0	0	-1 245	-1 245
2	16,94	0	0	-1 419	-1 419
3	16,24	0	0	-1 528	-1 528
4	16	0	0	-1 566	-1 566
5	16,24	0	0	-1 528	-1 528
6	16,94	287	13 652	-1 419	12 233
7	18,05	361	17 172	-1 245	15 927
8	19,5	321	15 269	-1 018	14 251
9	21,19	217	10 322	-753	9 569
10	23	135	6 422	-470	5 952
11	24,81	139	6 612	-186	6 425
12	26,5	141	6 707	78	6 785
13	27,95	139	6 612	305	6 917
14	29,06	130	6 184	479	6 663
15	29,76	117	5 565	589	6 154
16	30	100	4 757	626	5 383
17	29,76	78	3 710	589	4 299
18	29,06	53	2 521	479	3 000
19	27,95	0	0	305	305
20	26,5	0	0	78	78
21	24,81	0	0	-186	-186
22	23	0	0	-470	-470
23	21,19	0	0	-753	-753
24	19,5	0	0	-1 018	-1 018



2.4.2 Tepelné zisky od stěn

Tloušťka stěny = 300mm -> Stěna středně těžká
Doba výpočtu: 0-24 hodin (např.: 15h)

Fázové posunutí teplotních kmitů ψ :

$$\psi = 32\delta - 0,5 \text{ [h]}$$

$$\psi = 32 \cdot 0,3 - 0,5$$

$$\psi = 9,1 \text{ hod.} \Rightarrow t_{r\psi} = 16,0$$

Součinitel zmenšení teplotního kolísání m:

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

$$m = \frac{1 + 7,6 \cdot 0,3}{2500^{0,3}}$$

$$m = 0,143$$

Tloušťka stěny = 400mm -> Stěna středně těžká
Doba výpočtu: např: 15 hodin

Fázové posunutí teplotních kmitů ψ :

$$\psi = 32\delta - 0,5 \text{ [h]}$$

$$\psi = 32 \cdot 0,4 - 0,5$$

$$\psi = 12,3 \text{ hod.} \Rightarrow t_{r\psi} = 16,9$$

Součinitel zmenšení teplotního kolísání m:

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

$$m = 0,177$$

součinitel zmenšení teplotního kolísání m střechy m	0,177 (-)
součinitel zmenšení teplotního kolísání m pláště m	0,143 (-)
součinitel přestupu tepla na vně povrchu α_e	15 (W/m ² /°C)
součinitel poměrné pohltivosti A	0,87 (-)
$t_r = t_e + A \cdot I / \alpha_e$	
$Q_s = U_s \cdot S \cdot [(t_{rm} - t_i) + m \cdot (t_{r\psi} - t_{rm})]$	

Tabulka zisků od stěn:

čas (h)	te (°C)	Dopadající intenzita I (W)			Rovnocenná teplota tr (°C)			t _{rv} (°C)			Tepelný zisk (W)			Celkový tepelný zisk Qs (W)
		stěna JZ	stěna SZ	střeška H	stěna JZ	stěna SZ	střeška H	stěna JZ	stěna SZ	střeška H	stěna JZ	stěna SZ	střeška H	
0	19,5	0,0	0,0	0,0	19,5	19,5	19,5	58,9	41,9	67,0	853	517	9 933	11 303
1	18,1	0,0	0,0	0,0	18,1	18,1	18,1	55,3	46,9	67,1	808	610	9 950	11 369
2	16,9	0,0	0,0	0,0	16,9	16,9	16,9	47,7	47,0	64,6	713	612	9 685	11 010
3	16,2	0,0	0,0	0,0	16,2	16,2	16,2	38,0	37,0	59,4	592	425	9 146	10 163
4	16,0	0,0	0,0	0,0	16,0	16,0	16,0	28,0	28,0	52,0	465	257	8 381	9 104
5	16,2	0,0	0,0	0,0	16,2	16,2	16,2	26,5	26,5	43,6	447	230	7 503	8 180
6	16,9	37,1	37,1	135,6	18,5	18,6	23,7	24,8	24,8	35,8	426	198	6 697	7 322
7	18,1	68,8	68,8	276,7	20,9	21,2	31,9	23,0	23,0	28,0	403	165	5 878	6 446
8	19,5	95,0	95,0	441,1	23,5	23,8	41,5	21,2	21,2	26,5	380	131	5 728	6 239
9	21,2	116,3	116,3	593,3	26,0	26,5	50,8	19,5	19,5	24,8	359	99	5 552	6 011
10	23,0	151,9	132,1	711,1	29,3	29,0	58,5	18,1	18,1	23,0	341	72	5 364	5 778
11	24,8	345,0	141,9	784,4	39,2	31,2	64,0	16,9	16,9	21,2	327	52	5 176	5 555
12	26,5	516,1	145,2	810,0	48,1	33,1	67,0	16,2	16,2	19,5	318	38	5 001	5 357
13	28,0	642,6	141,9	784,4	54,8	34,4	67,1	16,0	16,0	18,1	315	34	4 850	5 199
14	29,1	706,9	132,1	711,1	58,6	35,0	64,6	16,2	16,2	16,9	318	38	4 735	5 092
15	29,8	696,9	268,2	593,3	58,9	41,9	59,4	18,5	18,6	16,2	347	83	4 662	5 091
16	30,0	605,2	373,1	441,1	55,3	46,9	52,0	20,9	21,2	16,0	377	130	4 637	5 145
17	29,8	429,4	380,5	276,7	47,7	47,0	43,6	23,5	23,8	16,2	409	180	4 662	5 251
18	29,1	215,0	174,5	135,6	38,0	37,0	35,8	26,0	26,5	23,7	441	229	5 438	6 109
19	28,0	0,0	0,0	0,0	28,0	28,0	28,0	29,3	29,0	31,9	483	276	6 286	7 045
20	26,5	0,0	0,0	0,0	26,5	26,5	26,5	39,2	31,2	41,5	607	318	7 290	8 215
21	24,8	0,0	0,0	0,0	24,8	24,8	24,8	48,1	33,1	50,8	718	353	8 256	9 326
22	23,0	0,0	0,0	0,0	23,0	23,0	23,0	54,8	34,4	58,5	802	377	9 056	10 234
23	21,2	0,0	0,0	0,0	21,2	21,2	21,2	58,6	35,0	64,0	850	389	9 624	10 863
24	19,5	0,0	0,0	0,0	19,5	19,5	19,5	58,9	41,9	67,0	853	517	9 933	11 303
		t _{rm}			31,9			28,0			37,8			

2.4.3 Celkové tepelné zisky

Teplota interiéru t_i	26 (°C)
Plocha oken	130,5 (m ²)
Součinitel prostupu	1,2 (W/m ² /K)
tepelné zisky od osvětlení	10 (W/m ²)
Tepelný zisk od člověka	80 (W)
počet lidí	720 (os)
Podlahová plocha	3096 (m ²)
Dávka vzduchu	20 (m ³ /h)

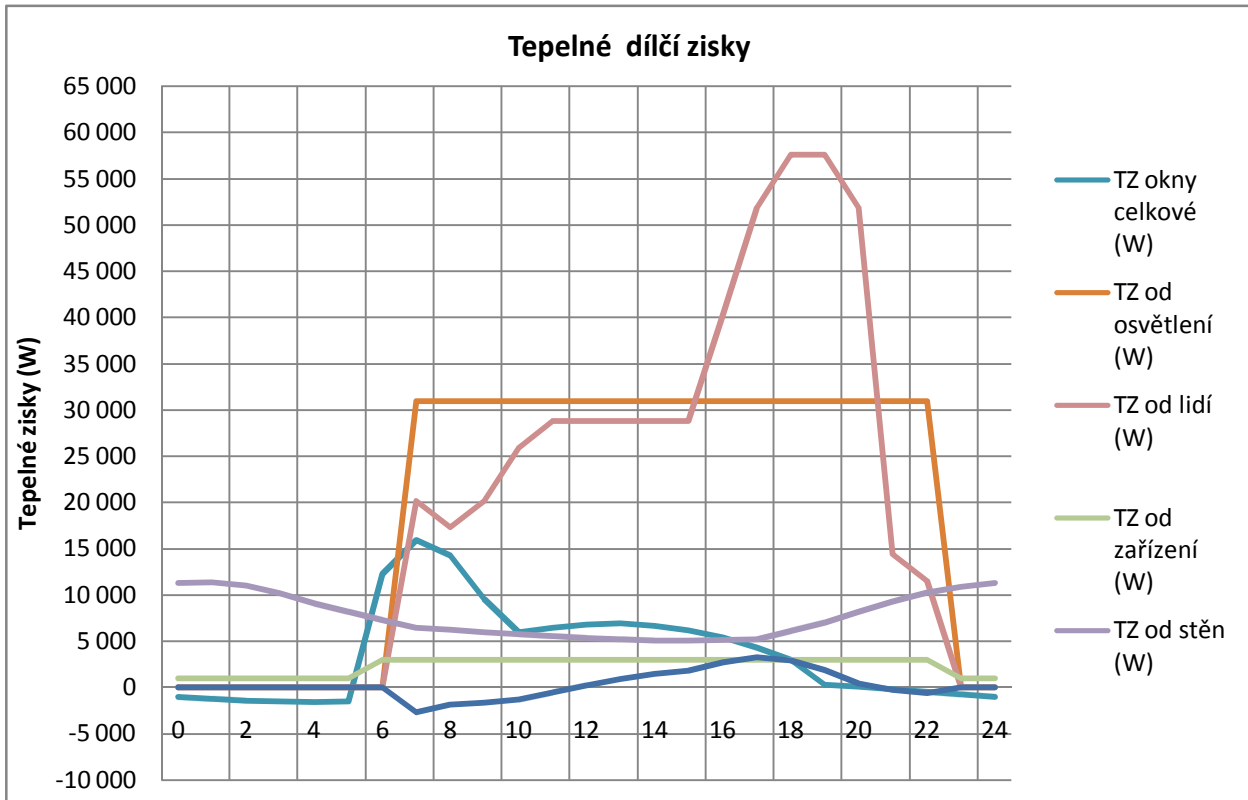
$$Q_{os} = S \cdot q_{os} \quad (W)$$

$$Q_v = V_{hyg} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_i - t_e) \quad (W)$$

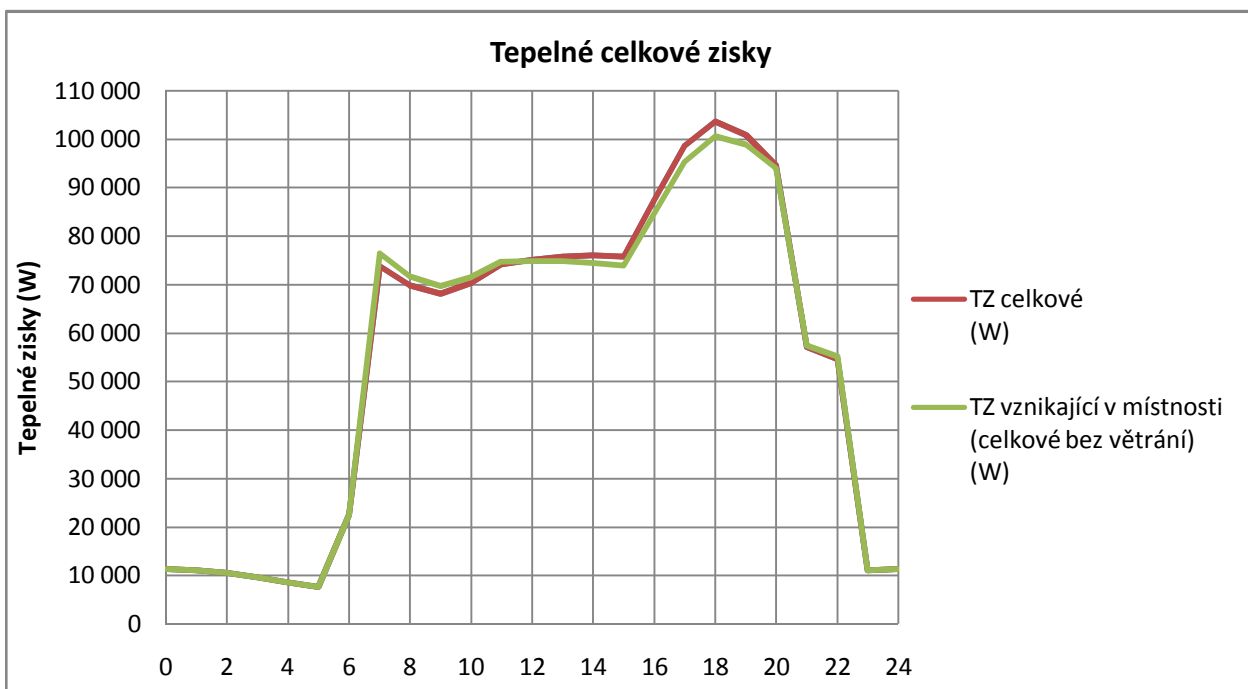
$$Q_c = Q_v + Q_p + Q_{zař} + Q_{lidí} + Q_{os} + Q_o \quad (W)$$

Tabulka tepelných zisků:

čas (h)	t_e (°C)	TZ okny celkové (W)	TZ od osvětlení (W)	TZ od lidí (%)	TZ od lidí (W)	TZ od zařízení (W)	TZ od stěn (W)	TZ větráním (W)	TZ vznikající v místnosti (celkové bez větrání) (W)	TZ celkové (W)
0	19,5	-1 018	0	0	0	1 000	11 303	0	11 285	11 285
1	18,05	-1 245	0	0	0	1 000	11 369	0	11 124	11 124
2	16,94	-1 419	0	0	0	1 000	11 010	0	10 591	10 591
3	16,24	-1 528	0	0	0	1 000	10 163	0	9 635	9 635
4	16	-1 566	0	0	0	1 000	9 104	0	8 538	8 538
5	16,24	-1 528	0	0	0	1 000	8 180	0	7 651	7 651
6	16,94	12 233	0	0	0	3 000	7 322	0	22 555	22 555
7	18,05	15 927	30 960	35	20 160	3 000	6 446	-13 490	76 493	63 004
8	19,5	14 251	30 960	30	17 280	3 000	6 239	-9 454	71 730	62 277
9	21,19	9 569	30 960	35	20 160	3 000	6 011	-8 162	69 700	61 538
10	23	5 952	30 960	45	25 920	3 000	5 778	-6 545	71 609	65 065
11	24,81	6 425	30 960	50	28 800	3 000	5 555	-2 885	74 740	71 856
12	26,5	6 785	30 960	50	28 800	3 000	5 357	1 212	74 903	76 115
13	27,95	6 917	30 960	50	28 800	3 000	5 199	4 727	74 877	79 603
14	29,06	6 663	30 960	50	28 800	3 000	5 092	7 417	74 514	81 932
15	29,76	6 154	30 960	50	28 800	3 000	5 091	9 114	74 006	83 120
16	30	5 383	30 960	70	40 320	3 000	5 145	13 574	84 808	98 382
17	29,76	4 299	30 960	90	51 840	3 000	5 251	16 406	95 350	111 755
18	29,06	3 000	30 960	100	57 600	3 000	6 109	14 835	100 669	115 504
19	27,95	305	30 960	100	57 600	3 000	7 045	9 454	98 911	108 364
20	26,5	78	30 960	90	51 840	3 000	8 215	2 182	94 094	96 275
21	24,81	-186	30 960	25	14 400	3 000	9 326	-1 442	57 500	56 058
22	23	-470	30 960	20	11 520	3 000	10 234	-2 909	55 245	52 336
23	21,19	-753	0	0	0	1 000	10 863	0	11 110	11 110
24	19,5	-1 018	0	0	0	1 000	11 303	0	11 285	11 285



Na tomto grafu můžeme vidět, že největší tepelné zisky jsou od lidí. Poté následuje tepelný zisk od osvětlení, který je v době provozu konstantní. Třetí nejvyšší hodnota je od oken, avšak v nejzatíženější hodině dosahuje výkonu pouhých 3000 W.



Zde vidíme průběh tepelných zisků celkových a zisků, které vznikají na prodejní ploše (čili bez větrání). Hodnota zisků větrání není ponížena účinností, bude tak učiněno v programu Aerocad s přesnou hodnotou účinnosti rekuperace tepla.

2.5 Tabulka místností

ZADANÉ HODNOTY																
Místnost							Léto		Zima							
Podlaží	Číslo místnosti	Název	Plocha [m ²]	Objem [m ³]	Počet osob	Vduch/Osoba [m ³ /h]	t [°C]	φ [%]	t [°C]	φ [%]						
Zařízení č. 1																
1	1.001	Hlavní vstup	17,36	135,41	720	20	26	(-)	19	(-)						
1	1.004	Plocha pro nájemce	51,32	400,30												
1	1.005	Pokladny	120,06	936,47												
1	1.006	Prodejní plocha	2795,65	21806,07												
1	1.007	Služby + el. prodej	13,99	109,12												
1	1.008	Finanční služby	2,44	19,03	2	50	26	(-)	19	(-)						
1	1.030	Dozor pokladní zóny	8,38	25,14												
1	1.117	Trezorová místnost	5,09	15,27							0	26	(-)	19	(-)	
1	1.118	Centrální pokladna	9,94	29,82							2	50	26	(-)	20	(-)
1	1.119	Bezpečnostní servis	17,35	52,05							4	50	26	(-)	20	(-)
1	1.121	Čekárna	1,8	14,04	0		26	(-)	19	(-)						
1	1.160	Kancelář reklamací	10,01	30,03	2	50	26	(-)	19	(-)						

ZADANÉ HODNOTY										
Místnost							Léto		Zima	
Podlaží	Číslo místnosti	Název	Plocha [m ²]	Objem [m ³]	Počet osob	Vduch/Osoba [m ³ /h]	t [°C]	φ [%]	t [°C]	φ [%]
Zařízení č. 2										
2	1.001	Hlavní vstup	17,36	135,41	720	20	26	(-)	19	(-)
2	1.004	Plocha pro nájemce	51,32	400,30						
2	1.005	Pokladny	120,06	936,47						
2	1.006	Prodejní plocha	2795,65	21806,07						
2	1.007	Služby + el. prodej	13,99	109,12						
2	1.008	Finanční služby	2,44	19,03						

2.6 Určení objemových průtoků

2.6.1 Objemový průtok na hygienické minimum

počet lidí 730 (os)
dávka čerstvého vzduchu 20 (m³/h)

$$V_{\text{hyg}} = n \cdot \text{dávka}$$

$V_{\text{hyg}} =$	4,06	(m ³ /s)
$V_{\text{hyg}} =$	14600	(m ³ /h)

2.6.2 Objemový průtok na hrazení tepelných zisků

tepelné zisky (v místnosti) $Q_{\text{míst}}$ 100 669 (W)
zvolení teplotního rozdílu Δt 8 (°C)

$$V_{\text{léto}} = Q_{\text{zisk}} / (\rho \cdot c \cdot \Delta t)$$

$V_{\text{léto}} =$	10,38	(m ³ /s)
$V_{\text{léto}} =$	37377,1	(m ³ /h)
$t_i =$	26	(°C)
$\Delta t =$	8	(°C)
$t_p =$	18	(°C)

2.6.3 Objemový průtok na hrazení ztrát v zimě

Měrná tepelná kapacita vzduchu c 1010 (J/kg/K)
Hustota vzduchu ρ 1,2 (kg/m³)
Teplota venkovní t_e -15 (°C)
Teplota interiéru t_i 19 (°C)
Tepelná ztráta prostupem Q_p 53860 (W)
Účinnost rekuperátoru (předpokládaná) η 0,8 (-)
Počet lidí 720 (os)
Produkce tepla na člověka 80 (W/os)
Tepelný výkon lidí $Q_{\text{lidí}}$ 57600 (W)
Poměr využití tepla od lidí 0,05 (-)
Tepelný výkon lidí $Q_{k-\text{lidí}}$ 2920 (W)
Tepelné zisky od osvětlení 10 (W/m²)
Podlahová plocha 3096 (m²)
Tepelný zisk od osvětlení Q_{os} 30960 (W)
Poměr využití tepla od osvětlení 0,05 (-)
Tepelný výkon světel po korekci $Q_{k-\text{os}}$ 1 548 (W)

Tepelná ztráta místnosti:

$$Q_{\text{míst}} = Q_p - Q_{k\text{-lidí}} - Q_{k\text{-os}}$$

$$Q_{\text{míst}} = 49\,392 \text{ (W)}$$

Režim 1 - Stanovení rozdílu teplot pro objemový průtok hygienický:

$$\Delta t = Q_{\text{míst}} / (\rho \cdot c \cdot V_{\text{hyg}})$$

$$\Delta t = 10,0486 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\Delta t < 20^\circ\text{C} \Rightarrow V_{\text{zima}} = V_{\text{hyg}}$$

Režim 2 - Stanovení rozdílu teplot pro letní objemový průtok:

$$\Delta t = Q_{\text{míst}} / (\rho \cdot c \cdot V_{\text{léto}})$$

$$\Delta t = 3,9251 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$\Delta t < 20^\circ\text{C} \Rightarrow V_{\text{zima}} = V_{\text{léto}}$$

Režim 1			Režim 2		
$V_{\text{zima}} =$	4,06	(m³/s)	$V_{\text{zima}} =$	10,38	(m³/s)
$V_{\text{zima}} =$	14600	(m³/h)	$V_{\text{zima}} =$	37377,1	(m³/h)
$t_i =$	19	(}^\circ\text{C)}	$t_i =$	19	(}^\circ\text{C)}
$\Delta t =$	10,0	(}^\circ\text{C)}	$\Delta t =$	3,9	(}^\circ\text{C)}
$t_p =$	29,0	(}^\circ\text{C)}	$t_p =$	22,9	(}^\circ\text{C)}

Pokud budeme v zimním období hradit tepelné ztráty v režimu 1, bude malá tlaková ztráta v potrubí, což vede k úspoře za elektrickou energii ventilátorů, ale také by došlo k rozhození objemových průtoků v distribučních elementech. Takže by se musely elementy přenastavit. Výkon ventilátoru je závislý na třetí mocnině rychlosti. Pokud bychom uvažovali příkon ventilátoru 9 kW pro režim 2, pak by v režimu 1 teoreticky stačil příkon 2,1 kW, což značí 77%-ní úsporu.

2.6.4 Objemový průtok cirkulačního vzduchu

$$V_{\text{cirk}} = V_{\text{léto}} - V_{\text{hyg}}$$

$$V_{\text{cirk}} = 22777,1 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

Poměr cirkulačního vzduchu činí: 60,9387 %

$V_{\text{cirk}} =$	6,32698	(m³/s)
$V_{\text{cirk}} =$	22777,1	(m³/h)

2.7. Tabulka tepelných ztrát a zisků

Podlaží	Číslo místnosti	Název	Plocha [m ²]	Objem [m ³]	Počet osob	Vdouch/Osoba [m ³ /h]	t [°C]	φ [%]	t [°C]	φ [%]	Tepelné zisky [W]	Tepelné ztráty [W]
Zařízení č. 1												
1	1.001	Hlavní vstup	17,36	135,41	360	20	26	(-)	19	(-)	50,3	41,4
1	1.004	Plocha pro nájemce	51,32	400,30								
1	1.005	Pokladny	120,06	936,47								
1	1.006	Prodejní plocha	2795,65	21806,07								
1	1.007	Služby + el. prodej	13,99	109,12								
1	1.008	Finanční služby	2,44	19,03								
1	1.121	Čekárna	1,8	14,04								
1	1.117	Trezorová místnost	5,09	15,27	0	0	26	(-)	19	(-)	0,6	0,3
1	1.118	Centrální pokladna	9,94	29,82	2	50	26	(-)	20	(-)	1,2	0,8
1	1.119	Bezpečnostní servis	17,35	52,05	4	50	26	(-)	20	(-)	0,8	0,3
1	1.030	Dozor pokladní zóny	8,38	25,14	2	50	26	(-)	19	(-)	0,7	0,3
1	1.160	Kancelář reklamací	10,01	30,03	2	50	26	(-)	19	(-)	0,3	0,5

Podlaží	Číslo místnosti	Název	Plocha [m ²]	Objem [m ³]	Počet osob	Vdouch/Osoba [m ³ /h]	t [°C]	φ [%]	t [°C]	φ [%]	Tepelné zisky [W]	Tepelné ztráty [W]
Zařízení č. 2												
1	1.001	Hlavní vstup	17,36	135,41	360	20	26	(-)	19	(-)	50,3	41,4
1	1.004	Plocha pro nájemce	51,32	400,30								
1	1.005	Pokladny	120,06	936,47								
1	1.006	Prodejní plocha	2795,65	21806,07								
1	1.007	Služby + el. prodej	13,99	109,12								
1	1.008	Finanční služby	2,44	19,03								
1	1.121	Čekárna	1,8	14,04								

Pzn: Tepelné zisky a ztráty jsou uvažovány bez větrání, není známa účinnost rekuperace

2.10 Tabulka distribučních a odvodních elementů

ZADANÉ HODNOTY										ODEČTENÉ HODNOTY				
Číslo zařízení	Číslo místnosti	Název	Plocha [m ²]	Objem [m ³]	Množství vzduchu [m ³ /h]	Množství vzduchu [m ³ /s]	Přívod	Odvod	Přívod	Odvod	Rychlost proudění [m/s]	Hluk [dB]	Tlaková ztráta [Pa]	
Zařízení č. 1 a č. 2														
1+2	1.001	Hlavní vstup	17	135										
1+2	1.004	Plocha pro nájemce	51	400										
1+2	1.005	Pokladny	120	936										
1+2	1.006	Prodejní plocha	2796	21806	37377	37377	20x Schako IKA 600 V=1869 m ³ /h	2x mřížka 1500/1200			0,25	56	110	
1+2	1.007	Služby + el. prodej	14	109										
1+2	1.008	Finanční služby	2	19										
1+2	1.121	Čekárna	2	14										
1	1.117	Trezorová místnost	5	15	50	0	stěnová výúst Mandik 1x VMN 100x200 V=50m ³ /h	mřížka 300/100			0,14	29	7	
1	1.118	Centrální pokladna	10	30	100	0	stěnová výúst Mandik 1x VMN 100x200 V=50m ³ /h	mřížka 300/100			0,20	37	27	
1	1.119	Bezpečnostní servis	17	52	200	0	Talířový ventil Mandik 1x TVPM 125 V=100 m ³ /h nastavení s=3	mřížka 300/100			0,10	25	45	
1	1.030	Dozor pokladní zóny	8	25	100	0		mřížka 300/100			0,10	25	45	
1	1.160	Kancelář reklamací	10	30	100	0	stěnová výúst Mandik 1x VMN 100x200 V=100m ³ /h	mřížka 300/100			0,20	37	27	

2.11 Dimenzování potrubí

Tabulka dimenzování potrubí:

	V	L	V'	S	d'	A	B	d	v	R	ξ	Z	Z+R*L	Poznámka
-	$m^3 \cdot h^{-1}$	m	$m \cdot s^{-1}$	m^2	m	m	m	m	$m \cdot s^{-1}$	$Pa \cdot m^{-1}$	-	Pa	Pa	
Zařízení 1														
Interiérové potrubí														
Přívodní potrubí														
Větev 1														
1	100	1,3	3,0	0,01	0,11			0,16	1,38	0,227	0,9	1,03	45	distribuční element TVPM
2	200	5,9	3,2	0,02	0,15			0,16	2,76	0,76	1,5	6,88	11	
3	300	11,1	3,4	0,02	0,18			0,18	3,28	0,88	1,5	9,66	19	
4	2169	13,9	3,5	0,17	0,47			0,5	3,07	0,26	0,3	1,70	5	
5	4038	13,9	3,7	0,30	0,62			0,5	5,72	0,831	0,3	5,88	17	
6	5907	8,3	3,9	0,42	0,73			0,56	6,47	0,99	1,5	37,62	46	
7	9895	9,9	4,1	0,67	0,92	0,630	0,710		6,14	0,69	0,3	6,80	14	
8	19240	10,4	4,3	1,24	1,26	0,750	1,500		4,75	0,65	0,9	12,19	19	
													178	
Větev 1														
4a	1869	1,0	3,0	0,17	0,47			0,5	2,65	0,22	1,8	7,56	8	distribuční element Schalko
4	2169	13,9	3,5	0,17	0,47			0,5	3,07	0,26	0,3	1,70	5	
5	4038	13,9	3,7	0,30	0,62			0,5	5,72	0,831	0,3	5,88	17	
6	5907	8,3	3,9	0,42	0,73			0,56	6,47	0,99	1,5	37,62	46	
7	9895	9,9	4,1	0,67	0,92	0,630	0,710		6,14	0,69	0,3	6,80	14	
8	19240	10,4	4,3	1,24	1,26	0,750	1,500		4,75	0,65	0,9	12,19	19	
													219	

2.12 Návrh vzduchotechnických jednotek



Název projektu

VZT jednotka pro obchodní dům

Technická specifikace zařízení

Číslo zařízení	Název zařízení	Určení jednotky	Strana
01	VZT 1	Standardní prostředí	2

ID nabídky	
Číslo zařízení	VZT 1
Název zařízení	Standardní prostředí
Určení jednotky	

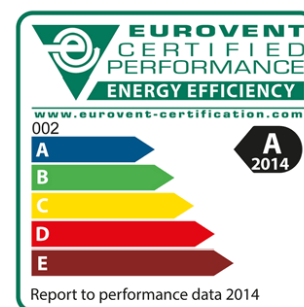


STRUČNÁ SPECIFIKACE ZAŘÍZENÍ

Základní parametry zařízení

Druh, rozměr	AeroMaster XP 28	
Typ řídicího systému	VCS	
Hmotnost (+/-10%)	4 167 kg	
Umístění jednotky	Vnější	
Materiálové provedení		
Vnější plášť	Lakovaný plech (RAL 9002)	
Vnitřní plášť	Pozinkovaný plech	
	Přívod	Odvod
Průtok vzduchu	18690 m ³ /h	18690 m ³ /h
Externí tlaková rezerva	365 Pa	161 Pa
Rychlost v průřezu	2.71 m/s	2.71 m/s
Příkon ventilátorů	11.43 kW	5.84 kW
1. stupeň filtrace	G3	M5
2. stupeň filtrace	F7	-

Model box AMXP3



Parametry pláště dle EN1886

Celkový příkon jednotky	17.44 kW	Mechanická stabilita	D2(M)
Napájecí napětí	3×400V+N+PE 50Hz	Netěsnost skříně	L2(M)
Celkový proud I _{max}	45 A	Termická izolace	T3(M)
		Faktor tepelných mostů	TB3(M)
SFP _E / SFP _V	3325 / 2201 W.m ⁻³ .s	Netěsnost mezi filtrem a rámem	< 0,5 % (F9)
	- / 1125 W.m ⁻³ .s		

Nejdůležitější parametry vybraných komponentů

	Na straně vzduchu		Na straně média
Zpětný zisk tepla	-15.0 → 13.4 °C	83 %	
Směšování	13.4 → 16.8 °C	61 %	
Ohřev	16.8 → 22.9 °C	38.4 kW	5.3 m ³ /h, zemní plyn (H: 9,5 kWh/m ³)
Chlazení	26.3 → 18.0 °C	68.4 kW	10 °C, Freon R407C (Mix)

Detailní specifikace a výsledné parametry jsou součástí detailní specifikace vzduchotechnického zařízení

Hlukové parametry zařízení

L _{wa} [dB(A)] **	Přívod	Odvod	
Vstup	76.1	79.8	
Výstup	90.5	78.6	
Okolí	66.7	59.3	** Celková hladina akustického výkonu

KOMENTÁŘ K TECHNICKÉ SPECIFIKACI ZAŘÍZENÍ

- Poloha ventilátorů vzhledem k rotačnímu rekuperátoru je nevhodná. Přívodní ventilátor je umístěn ve směru proudění vzduchu za rotačním rekuperátorem a odvodní ventilátor před tímto rekuperátorem. Při takovéto konfiguraci může docházet k nežádoucímu nasávání znečištěného vzduchu do přívodní větve.

ID nabídky
Číslo zařízení
Název zařízení
Určení jednotky

VZT 1
Standardní prostředí



DETAILNÍ HLUKOVÉ PARAMETRY ZAŘÍZENÍ

Oktávové pásmo	LwAokt* [dB]								LwA** [dB(A)]
	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	
Privod-sani	62.7	71.0	71.2	69.7	63.8	57.2	51.5	42.0	76.1
Privod-vytlak	68.3	79.1	83.0	85.4	84.1	81.3	79.5	73.0	90.5
Privod-okoli	59.7	59.9	62.1	57.7	54.1	51.0	50.2	39.8	66.7
Odvod-sani	57.1	68.2	72.1	75.2	73.3	71.5	65.4	58.5	79.8
Odvod-vytlak	57.0	67.9	69.4	74.3	71.4	70.5	66.4	58.5	78.6
Odvod-okoli	51.1	53.1	54.0	51.2	47.6	47.3	44.1	33.3	59.3

* Hladiny akustického výkonu v oktávových pásmech

** Celková hladina akustického výkonu

DETAILNÍ PARAMETRY ZAŘÍZENÍ

01.16 Tlumič vložka Přívod

Kód VDV011511
Nominální průtok vzduchu 7289 m³/h

01.15 Klapka uzavírací Přívod

Kód VLK011511
Nominální průtok vzduchu 7289 m³/h
Plocha klapek 1.78 m²

Příslušenství vestavěné

Servopohon SM 24A-SR, Kód: XPSESS24S, Počet: 1

01.41 Filtr Přívod

Kód XPNH028-S003S
Servisní přístup Zleva
Materiál vnitřního pláště Pozinkovaný plech
Nominální průtok vzduchu 7289 m³/h
Tlaková ztráta 81 Pa
Třída filtrace G3
Typ filtru Kapsový
Počáteční / Koncová tlaková ztráta 11 / 150 Pa

Příslušenství vestavěné

Snímač tlakové diference P33 N (30 - 500 Pa), Kód: XPP33N, Počet: 1

01.40 Filtr Přívod

Kód XPNH028-S007S
Servisní přístup Zleva
Materiál vnitřního pláště Pozinkovaný plech
Nominální průtok vzduchu 7289 m³/h
Tlaková ztráta 122 Pa
Třída filtrace F7
Typ filtru Kapsový
Počáteční / Koncová tlaková ztráta 44 / 200 Pa

Příslušenství vestavěné

Snímač tlakové diference P33 N (30 - 500 Pa), Kód: XPP33N, Počet: 1

01.42 Sekce prázdná Přívod

Kód XPJP028RS0-K
Nominální průtok vzduchu 7289 m³/h

01.01 Rotační rekuperátor Přívod/Odvod

Kód	XPXR028RS0L72T100RA		Zima	Léto
Nominální průtok vzduchu	7289 / 7289 m ³ /h	Teplota / Vlhkost - Přívod		
Tlaková ztráta	64 / 70 Pa	Vstup	-15.0 °C / 80 %	30.0 °C / 40 %
Rychlost v průřezu	1.4 / 1.4 m/s	Výstup	13.4 °C / 19 %	26.8 °C / 47 %
Typ výměníku	Teplotní	Teplota / Vlhkost - Odvod		
Výška vlny / šířka rotoru	1,9 / 200 mm	Vstup	19.0 °C / 25 %	26.0 °C / 60 %
Průměr vnější	2020 mm	Výstup	-5.7 °C / 100 %	29.3 °C / 48 %
Motor				
Napájecí napětí	3NPE 400 V, 50 Hz	Teplotní účinnost	83 %	81 %
Výkon	180 W	Výkon		
Proud max.	0.71 A	Celkový výkon	73.2 kW	8.1 kW
		Citelný výkon	66.7 kW	8.1 kW
		Vázaný výkon	6.4 kW	0.0 kW

01.33 Směšování Přívod

Kód	XPIS028RS0LNLS		Zima	Léto
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h	Teplota / Vlhkost		
Tlaková ztráta	16 Pa	Vstup	13.4 °C / 19 %	26.8 °C / 47 %
		Výstup	16.8 °C / 24 %	26.3 °C / 55 %
		Procento cirk. vzduchu		61 %
		Procento cirk. vzduchu	0 %	0 %

01.13 Plynový ohříváč Přívod

Kód	XPTGS28RL1K0B		Zima	Léto
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h	Teplota / Vlhkost		
Tlaková ztráta	128 Pa	Vstup	16.8 °C / 24 %	26.3 °C / 55 %
Regulace hořáku	modulační třibodová	Výstup	22.9 °C / 16 %	26.3 °C / 55 %
Palivo (hořák)	zemní plyn (H: 9,5 kWh/m ³)			
Napájecí napětí (hořák)	1NPE 230 V, 50 Hz	Spotřeba plynu (požadovar)		4.5 m ³ /h
Elektrický příkon hořáku (start)	270 W	Spotřeba plynu (skutečná)		5.3 m ³ /h
Elektrický příkon hořáku (provoz)	120 W			
Průměr připojení kouřovodu	180 mm	Topný výkon (požadovaný)		38.4 kW
Průměr plynové přípojky k hořáku	1/2 "	Topný výkon (skutečný)		45.0 kW
Minimální vstupní tlak plynu	20 mbar			

Příslušenství vestavěné

Servopohon NM 24A-SR, Kód: XPSESN24S, Počet: 1

01.46 Sekce prázdná Přívod

Kód	XPJP028RS0-S			
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h			

01.50 Přímý výparník / kondenzátor Přívod

Kód	XPNF028-S04LT		Zima	Léto
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h	Teplota / Vlhkost		
Tlaková ztráta	118 Pa	Vstup	22.9 °C / 16 %	26.3 °C / 55 %
Rychlost v průřezu	3.4 m/s	Výstup	22.9 °C / 16 %	18.0 °C / 83 %
Teplonosné medium	Freon R407C (Mix)			
Počet řad	4	Teplota vypařování		10 °C
Počet okruhů	2 (dělení v poměru 1:1)			
Rozteč lamel	2.5 mm	Výkon		68.4 kW
Materiál		Množství kondenzátu		26.4 kg/h
Materiál trubek	Cu	Teplonosné medium		
Materiál lamel	Al	Hmotnostní průtok		1572 m ³ /h
Připojení		Tlaková ztráta		10.4 kPa
Průměr připojení	35 / 28 "			
Typ	8.35.CU.11.AL.31.04.1425.25.E.X.X.030.124.R 28/35 L			

ID nabídky
Číslo zařízení
Název zařízení
Určení jednotky

VZT 1
Standardní prostředí



Příslušenství vestavěné

Kapilárový termostat CAP 2M_XP, Kód: XPNSCAP2, Počet: 1

01.50 Eliminátor kapek Přívod

Kód	XPNU028-S0
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h
Tlaková ztráta	39 Pa

01.22 Sekce pro frekvenční měniče Přívod

Kód	XPRF028RSOL11
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h
Tlaková ztráta	9 Pa

Příslušenství vestavěné

Sada pro vyhřívání sekce XPRV 28/1, Kód: , Počet: 1

Sada pro chlazení sekce EVO-AIR (850W KLIMA), Kód: 31E02020228, Počet: 1

01.47 Sekce řídicí jednotky Přívod

Kód	XPRJ028RSOL10
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h
Tlaková ztráta	9 Pa

Příslušenství vestavěné

Sada pro vyhřívání sekce XPRV 28/1, Kód: , Počet: 1

01.28 Ventilátor Přívod

Kód	XPVA028-S050PURS4-A1R1
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h
Statický tlak	949 Pa
Otáčky	1039 1/min
Výkon ventilátoru	9.94 kW
Účinnost	66 %
Elektrický příkon	9.94 kW
Specifický výkon ventilátoru	2201 W.m ⁻³ .s
Rychlost v průřezu	2.70 m/s
Pracovní frekvence	50 Hz
Převod	Řemenový
Motor	
Třída účinnosti motoru	IE1
Výkon motoru nom.	11000 W
Napájecí napětí motoru	3NPE 400 V, 50 Hz
Proud max.	21.30 A
Počet pólů	4
jištění	Termokontakty

Příslušenství vestavěné

Panel čelní - výtlak XPM 28/A, Kód: XPMO028-S-A, Počet: 1

Snímač tlakové difference P33 V (20 - 200 Pa), Kód: XPP33V, Počet: 1

01.48 Sekce difuzoru Přívod

Kód	XPJD028RS0-
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h

Příslušenství vestavěné

Difuzor XPNA 28, Kód: XPNA028-S0, Počet: 1

ID nabídky
Číslo zařízení
Název zařízení
Určení jednotky

VZT 1
Standardní prostředí



01.24 Sekce prázdná

Přívod

Kód XPP028RS0-K
Nominální průtok vzduchu 18690 m³/h

01.25 Tlumič vložka

Přívod

Kód VDV011311
Nominální průtok vzduchu 18690 m³/h

01.36 Tlumič vložka

Odvod

Kód VDV011311
Nominální průtok vzduchu 18690 m³/h

01.35 Sekce servisní

Odvod

Kód XPJS028RS0P-K0
Nominální průtok vzduchu 18690 m³/h

01.38 Filtr

Odvod

Kód XPNH028-S005S
Servisní přístup Zprava
Materiál vnitřního pláště Pozinkovaný plech
Nominální průtok vzduchu 18690 m³/h
Tlaková ztráta 127 Pa
Třída filtrace M5
Typ filtru Kapsový
Počáteční / Koncová tlaková ztráta 54 / 200 Pa

Příslušenství vestavěné

Snímač tlakové diference P33 N (30 - 500 Pa), Kód: XPP33N, Počet: 1

01.19 Sekce pro frekvenční měniče

Odvod

Kód XPRF028RS0P11
Nominální průtok vzduchu 18690 m³/h
Tlaková ztráta 9 Pa

Příslušenství vestavěné

Panel čelní - vstup XPK 28/P, Kód: XPKO028RS-P, Počet: 1, Tlaková ztráta: 16 Pa

Montážní sada panelu XPK 28/P (MSP), Kód: MPKO028RS-P, Počet: 1

Sada pro vyhřívání sekce XPRV 28/1, Kód: , Počet: 1

Sada pro chlazení sekce EVO-AIR (850W KLIMA), Kód: 31E02020228, Počet: 1

ID nabídky
Číslo zařízení
Název zařízení
Určení jednotky

VZT 1
Standardní prostředí



01.29 Ventilátor

Odvod

Kód	XPVA028-S050PVSS6-55R1
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h
Statický tlak	401 Pa
Otáčky	690 1/min
Výkon ventilátoru	4.86 kW
Účinnost	64 %
Elektrický příkon	4.86 kW
Specifický výkon ventilátoru	1125 W.m ⁻³ .s
Rychlost v průřezu	2.70 m/s
Pracovní frekvence	50 Hz
Převod	Řemenový
Motor	
Třída účinnosti motoru	IE1
Výkon motoru nom.	5500 W
Napájecí napětí motoru	3NPE 400 V, 50 Hz
Proud max.	12.10 A
Počet pólů	6
Jištění	Termokontakty

Příslušenství vestavěné

Panel čelní - výtlak XPM 28/A, Kód: XPMO028-S-A, Počet: 1

Snímač tlakové diference P33 V (20 - 200 Pa), Kód: XPP33V, Počet: 1

01.04 Sekce difuzoru

Odvod

Kód	XPJD028RS0-
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h

Příslušenství vestavěné

Difuzor XPNA 28, Kód: XPNA028-S0, Počet: 1

01.32 Směšování

Odvod

Kód	XPIS028RS0PLIR		Zima	Léto
Nominální průtok vzduchu	18690 m ³ /h	Teplota / Vlhkost		
Tlaková ztráta	16 Pa	Vstup	19.0 °C / 25 %	26.0 °C / 60 %

Příslušenství vestavěné

Servopohon SM 24A-SR, Kód: XPSESS24S, Počet: 1

01.08 Sekce prázdná

Odvod

Kód	XPJP028RS0-K
Nominální průtok vzduchu	7289 m ³ /h

Příslušenství vestavěné

Panel čelní - výstup XPK 28/P, Kód: XPKO028RS-P, Počet: 1, Tlaková ztráta: 3 Pa

Montážní sada panelu XPK 28/P (MSP), Kód: MPKO028RS-P, Počet: 1

ID nabídky
Číslo zařízení
Název zařízení
Určení jednotky

VZT 1
Standardní prostředí



01.17 Klapka uzavírací Odvod

Kód	VLK011511
Nominální průtok vzduchu	7289 m ³ /h
Plocha klapek	1.78 m ²

Příslušenství vestavěné

Servopohon SM 24A-SR, Kód: XPSESS24S, Počet: 1

01.18 Tlumič vložka Odvod

Kód	VDV011511
Nominální průtok vzduchu	7289 m ³ /h

SPECIFIKACE NAVRŽENÉHO ŘÍDICÍHO SYSTÉMU

Popis

Řídicí jednotka VCS je řídicí a silový rozvaděč pro decentralní regulaci vzduchotechnického zařízení REMAK. Srdcem jednotky je řada regulátorů Climatix od společnosti Siemens vybavený řídicími algoritmy společnosti REMAK.

Hlavní regulační funkce

Regulace teploty vzduchu	
V prostoru (kaskádní regulace)	<input checked="" type="checkbox"/>
V přívodu	<input type="checkbox"/>
Regulace dle kvality vzduchu	
CO ₂	<input type="checkbox"/>
CO	<input type="checkbox"/>
VOC	<input type="checkbox"/>
Regulace na konstantní průtok	<input type="checkbox"/>
Regulace na konstantní tlak	<input type="checkbox"/>

Softwarové funkce

Časové režimy	<input checked="" type="checkbox"/>
Teplotní režimy	<input checked="" type="checkbox"/>
Noční vychlazování (freecooling)	<input checked="" type="checkbox"/>
Teplotní rozběh	<input checked="" type="checkbox"/>
Optimalizace startu	<input checked="" type="checkbox"/>
Kompenzace	<input checked="" type="checkbox"/>
Pokročilé nastavení požární ochrany	<input checked="" type="checkbox"/>

Řízení ventilátorů a ochranné funkce

Ventilátor	P		
- Řízení		V 5 stupních	<input checked="" type="checkbox"/>
- Ochrana		Termokontakt	<input checked="" type="checkbox"/>
- Hlídní proudění			<input checked="" type="checkbox"/>
Ventilátor	O		
- Řízení		V 5 stupních	<input checked="" type="checkbox"/>
- Ochrana		Termokontakt	<input checked="" type="checkbox"/>
- Hlídní proudění			<input checked="" type="checkbox"/>

Regulační procesy a ochranné funkce

Směšování	P / O		
- Řízení		Plynulé 0-10 V	<input checked="" type="checkbox"/>
Rotační regenerace			
- Řízení účinnosti			<input type="checkbox"/>
- Protimrazová ochrana			<input type="checkbox"/>
Plynový ohřev	P		
- Regulace hořáku		Modulační tříbodová	<input checked="" type="checkbox"/>
Přímé chlazení	P		
- Regulace			<input checked="" type="checkbox"/>
- Protimrazová ochrana		Snímač namrzání výparníku	<input checked="" type="checkbox"/>
- Spínání kondenzační jednotky			<input checked="" type="checkbox"/>
- Jištění kondenzační jednotky			<input type="checkbox"/>
- Hlášení poruchy KJ		Rozpínací kontakt	<input checked="" type="checkbox"/>

Skříň řídicí jednotky

Typ	Plastová s prosklením
Velikost	610 × 448 × 160
Krytí	IP 65
Třída ochrany	I (EN 61140 ed.2)
Hlavní přívod - hlavní vypínač	3x400V+N+PE 50Hz / 63 A
Celkový proud I _{max}	45 A

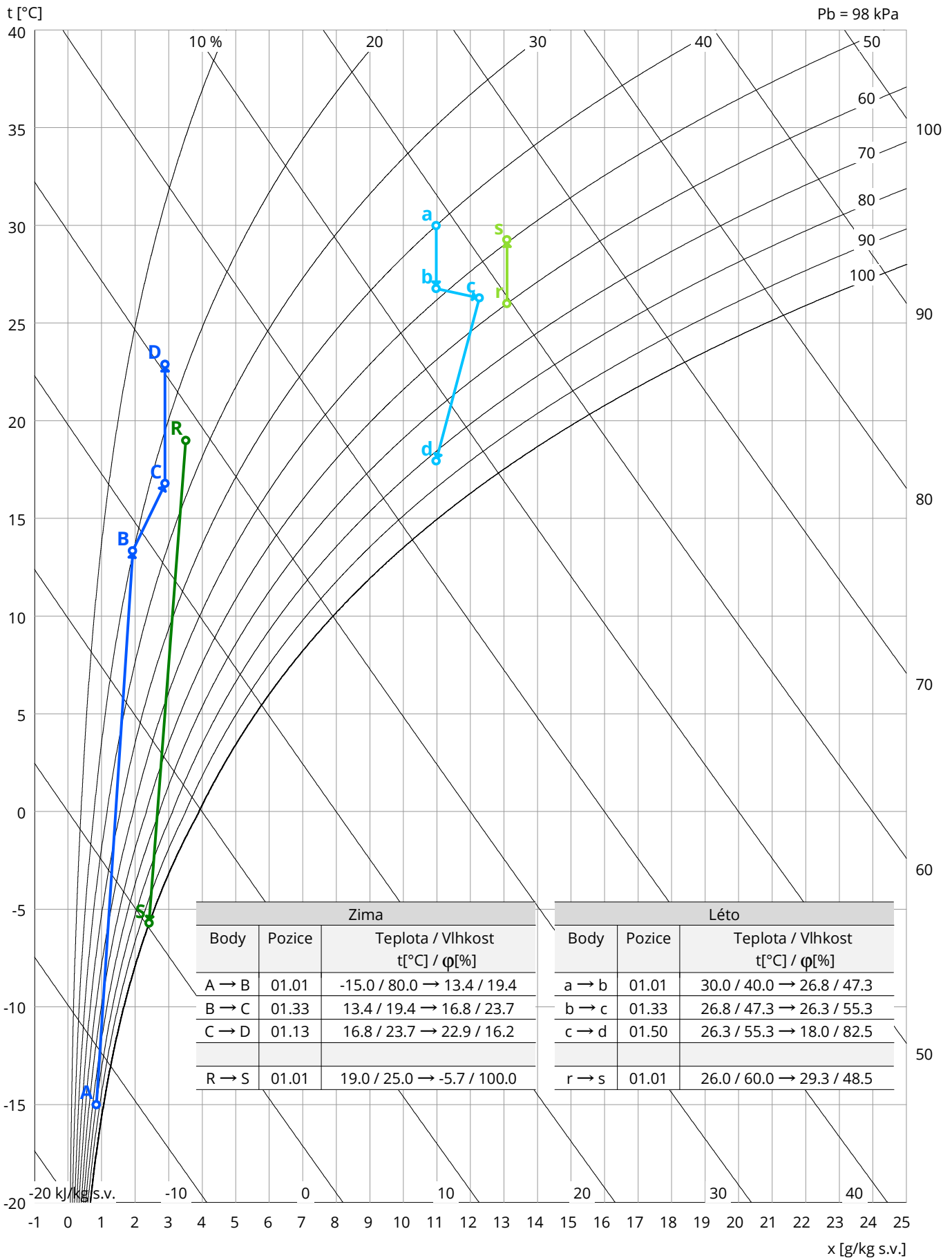
Uživatelské ovládání

Lokální HMI	HMI SG	<input checked="" type="checkbox"/>
	HMI TM	<input type="checkbox"/>
BMS	LON	<input type="checkbox"/>
	Modbus RTU	<input type="checkbox"/>
	BACnet/IP	<input type="checkbox"/>
Web	HMI Web	<input type="checkbox"/>
Externí řízení (kontakty)	Beznapěťový kontakt	<input type="checkbox"/>
	Dva beznapěťové kontakty	<input type="checkbox"/>
	Napěťový kontakt	<input type="checkbox"/>

Signalizace poruch a připojení externích prvků

Signalizace zanesení filtrů	<input checked="" type="checkbox"/>
Připojení signálu požárních klapek	<input type="checkbox"/>
Hláška pro kotelnu (požadavek na teplo)	<input type="checkbox"/>
Signalizace poruchy	<input type="checkbox"/>
Signalizace provozu a poruchy	<input type="checkbox"/>

Psychrometrický diagram

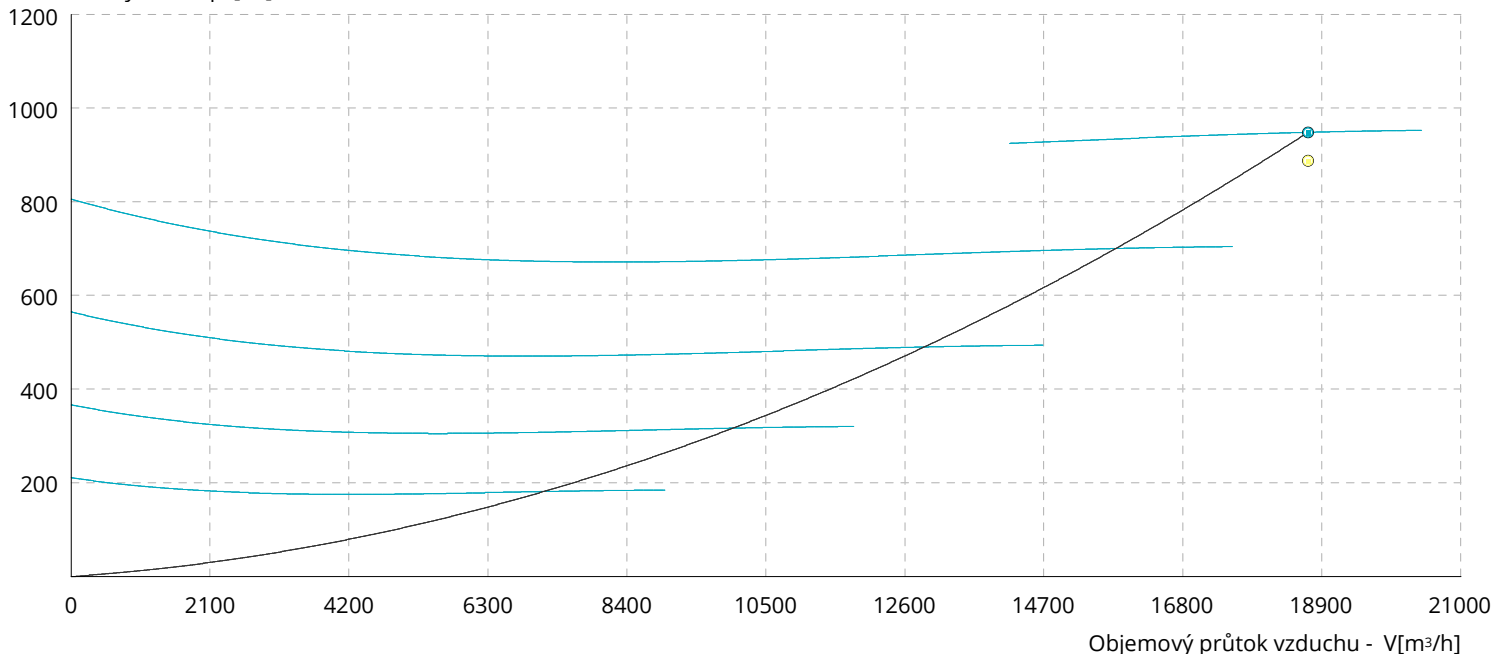


Charakteristika ventilátorů

Přívodní větev

Typ	V_n [m ³ /h]	$\Sigma \Delta p_s$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_r$ [Pa]	n [1/min]	U [V]	P [kW]	η [%]
XPVA 500-280/200-11,0-J4 (IE1)	18690	949	1046	1039	3NPE 400 V, 50 Hz	9.94	66

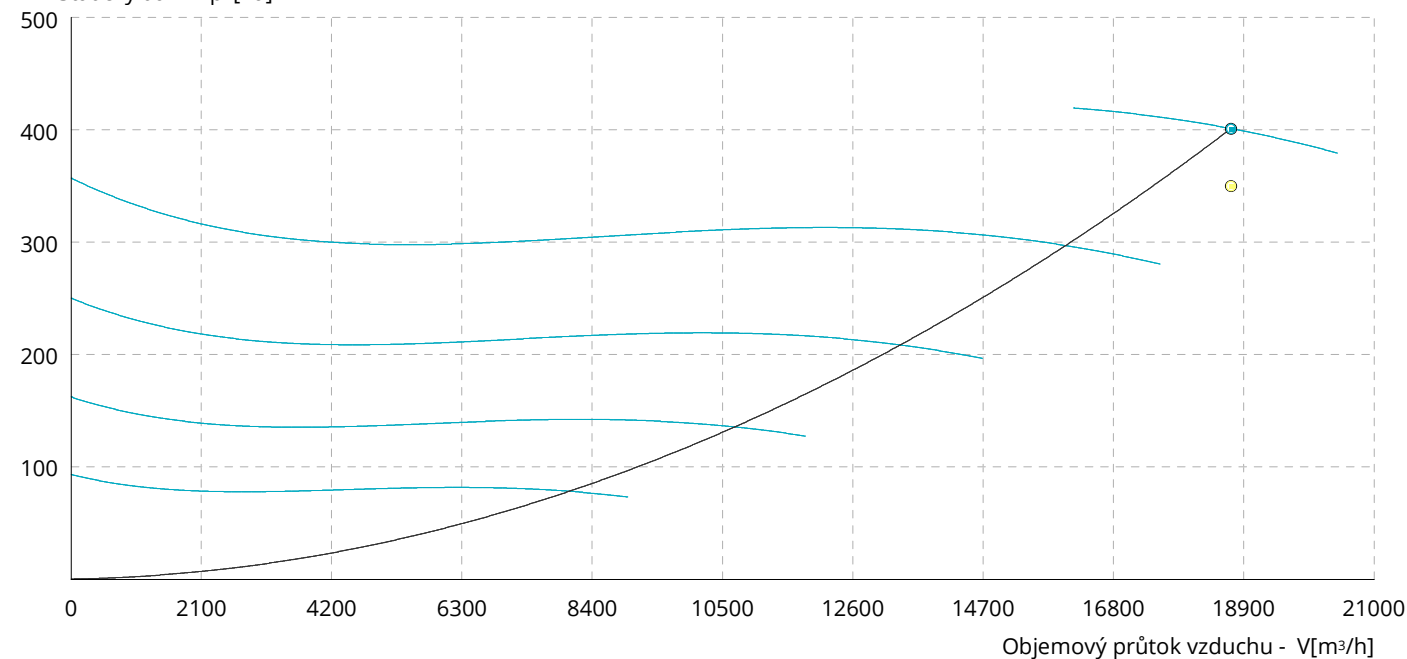
Statický tlak - Δp_s [Pa]



Odvodní větev

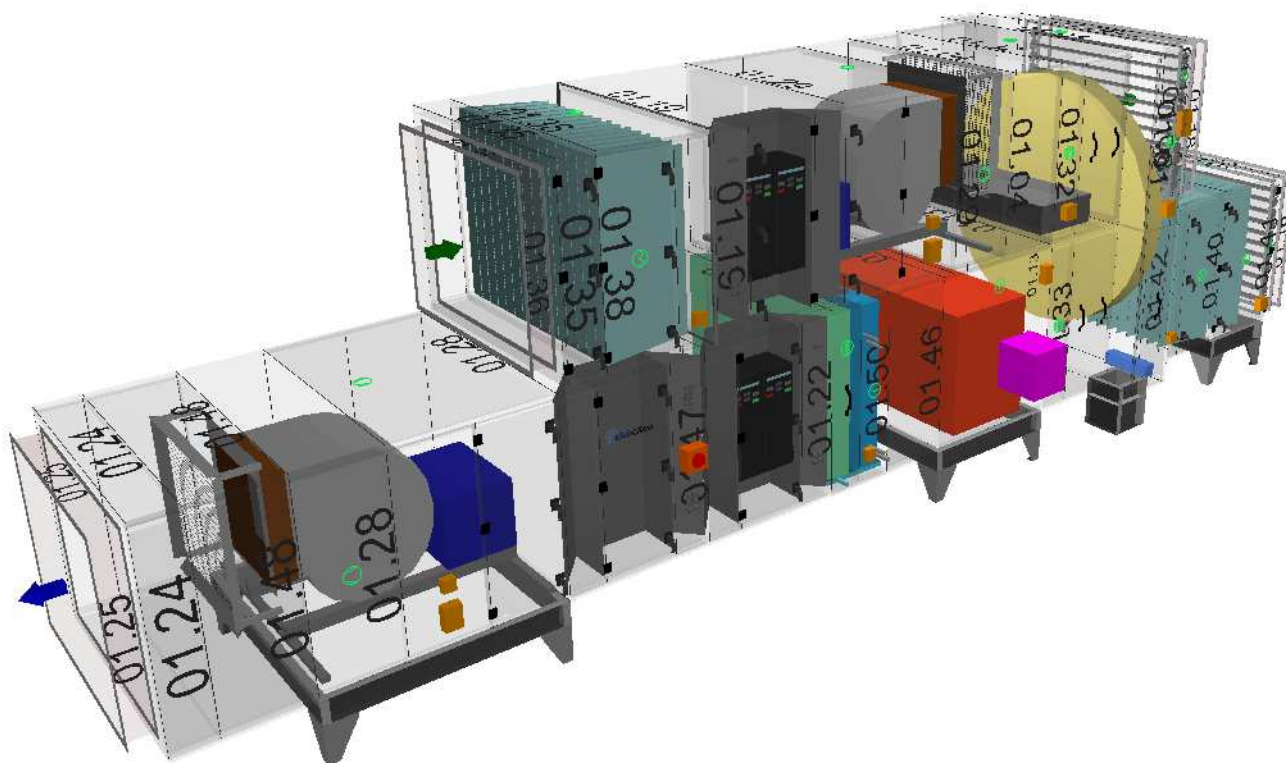
Typ	V_n [m ³ /h]	$\Sigma \Delta p_s$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_r$ [Pa]	n [1/min]	U [V]	P [kW]	η [%]
XPVA 500-315/224-5,5-J6 (IE1)	18690	401	499	690	3NPE 400 V, 50 Hz	4.86	64

Statický tlak - Δp_s [Pa]

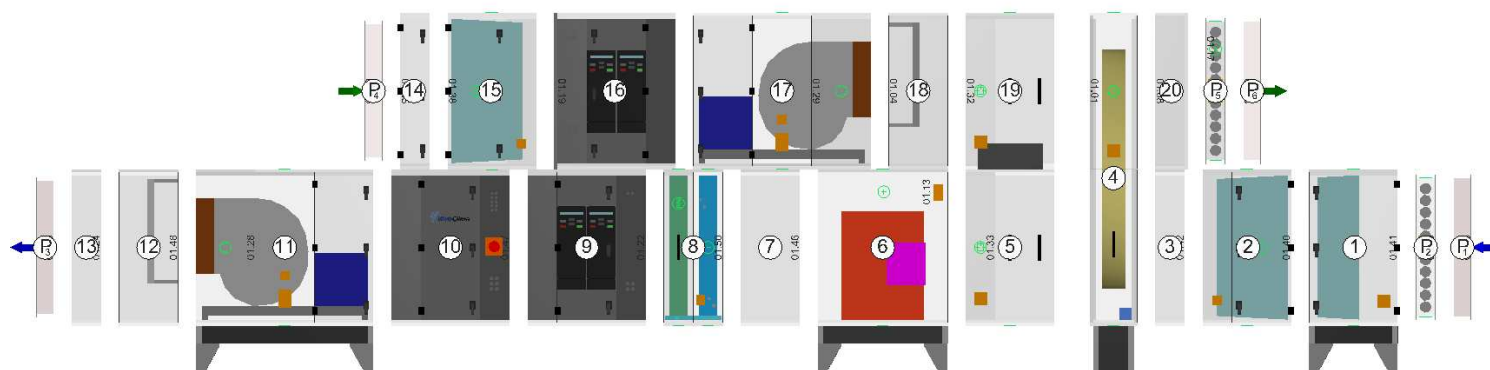


ROZŠÍŘENÝ VÝKRESOVÝ VÝSTUP

Axonometrický pohled na zařízení



Transportní bloky



2.13 Útlum hluku

2.13.1 Útlum hluku pro interiérové prostředí

Zařízení č. 1 - Přívodní potrubí

ozn.	Veličina	LwA [dB/A] / f [Hz]							
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	součet
Lw	Hladina akustického výkonu ventilátoru	79,1	83	85,4	84,1	81,3	79,5	73	90,5
Dp	Přirozený útlum								
	Rovné potrubí (9 m)	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	
	Oblouky (4 ks)	0	0	4	8	12	12	12	
	Odbočka k výustce	4,3	4,6	4,9	5,5	6,2	6,3	6,3	
Dp	Přirozený útlum 100%	6,1	6,4	10,7	15,3	20	20,1	20,1	
Dp	Přirozený útlum 30%	1,83	1,92	3,21	4,59	6	6,03	6,03	
Lw1	Hladina akustického výkonu ve výustce	77,27	81,1	82,2	79,5	75,3	73,5	66,97	87,0
Lwy	Hladina akustického výkonu výustky								56
Ls	Hladina akustického výkonu z výustky								87,0
K	Korekce na počet výustek	počet výustek = 10							0,0
L	Hladina akustického výkonu všech výustek								87,0

Pozn. 1: Po konzultaci s vedoucím práce byl přirozený útlum stanoven na 30%-ní hodnotu vypočtené hodnoty útlumu hluku v potrubí

Pozn. 2: Korekce na počet výustek volena 0 dB (z důvodu nezapočítání útlumu hluku na počet výustek.

Tyto hodnoty jsou totožné, proto volím korekci 0 dB)

$$\begin{aligned}
 \text{Vliv přívodního } L_p &= 87,0 \text{ dB} \\
 \text{Směrový činitel } Q &= 2,2 \\
 \text{Vzdálenost od výustky k posluchači } r &= 2,5 \text{ m} \\
 \text{Pohltivá plocha místnosti } A &= 7230 \text{ m}^2 \\
 \text{Činitel } \alpha &= 0,15 \\
 \text{Hladina akustického tlaku přímých vln } L_o &= 71,4 \\
 \text{Hladina akustického tlaku odražených vln } L_{ov} &= 54,2 \\
 \text{Hladina akustického tlaku v místě posluchače } L_c &= 71,5 \text{ dB}
 \end{aligned}$$

$$\text{Přípustná hodnota akustického tlaku v místnosti } L_{p,A} = 55 \text{ dB}$$

$$71,5 > 55 \text{ NEVYHOVUJE}$$

Zařízení č. 1 - Odvodní potrubí

ozn.	Veličina	LwA [dB/A] / f [Hz]							
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	součet
Lw	Hladina akustického výkonu ventilátoru	71	71,2	69,7	63,8	57,2	51,5	42	76,1
Dp	Přirozený útlum								
	Rovné potrubí (7 m)	4,2	2,1	0,9	0,7	0,0	0,0	0,0	
	Oblouky (3 ks)	0	0	3,0	6,0	9,0	9,0	9,0	
Dp	Přirozený útlum 100%	4,2	2,1	3,9	6,7	9	9	9	
Dp	Přirozený útlum 30%	1,26	0,63	1,17	2,01	2,7	2,7	2,7	
Lw1	Hladina akustického výkonu ve výustce	69,74	70,6	68,5	61,8	54,5	48,8	39,3	74,7
Lwy	Hladina akustického výkonu výustky								42
Ls	Hladina akustického výkonu z výustky								74,7
K	Korekce na počet výustek = 0	počet výustek = 10							0
L	Hladina akustického výkonu všech výustek								74,7

Vliv odvodního $L_o = 74,7$ dB
 Směrový činitel $Q = 2$
 Vzdálenost od výustky k posluchači $r = 2,5$ m
 Pohltivá plocha místnosti $A = 7230$ m²
 Činitel $\alpha = 0,15$
 Hladina akustického tlaku přímých vln $L_o = 58,8$
 Hladina akustického tlaku odražených vln $L_{ov} = 42,0$
 Hladina akustického tlaku v místě posluchače $L_c = 58,9$ dB

Přípustná hodnota akustického tlaku v místnosti $L_{p,A} = 55$ dB

58,9 > 55 NEVYHOVUJE

Návrh tlumičů

Zařízení č. 1 - Přívodní potrubí

ozn.	Veličina	LwA [dB/A] / f [Hz]							
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	součet
Lw1	Hladina akustického výkonu ve výustce - bez tl.	77,27	81,1	82,2	79,5	75,3	73,5	66,97	86,969
	Útlum Tl. hluku Mart THKU.1500.750.2000 (2 m)	15	25	37	46	39	31	15	
	Vlastní hluk tlumiče	18	23	26	25	20	15	7	
Lw1	Hladina akustického výkonu ve výustce - s tlumičem	63	56	44	35	36	42	52	70
Lwy	Hladina akustického výkonu výustky								29
Ls	Hladina akustického výkonu z výustky								70,0
K	Korekce na počet výustek	počet výustek = 10							0
L	Hladina akustického výkonu všech výustek								70,0

Vliv přívodního $L_p = 70,0$ dB
 Směrový činitel $Q = 2,2$
 Vzdálenost od výustky k posluchači $r = 2,5$ m
 Pohltivá plocha místnosti $A = 7230$ m²
 Činitel $\alpha = 0,15$
 Hladina akustického tlaku přímých vln $L_o = 54,5$
 Hladina akustického tlaku odražených vln $L_{ov} = 37,3$
 Hladina akustického tlaku v místě posluchače $L_c = 54,6$ dB

Přípustná hodnota akustického tlaku v místnosti $L_{p,A} = 55$ dB

54,6 < 55 VYHOVUJE

Navrhuji 2 ks tlumiče Mart THKU.1500.750.1000 na přívodní potrubí

Návrh tlumičů

Zařízení č. 1 - Odvodní potrubí

ozn.	Veličina	LwA [dB/A] / f [Hz]							součet
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Lw1	Hladina akustického výkonu ve výustce bez tlumiče	69,74	70,6	68,5	61,8	54,5	48,8	39,3	74,746
	Útlum Tl. hluku Mart THKU.1500.750.500 (0,5 m)	7	12	17	19	17	15	11	
	Vlastní hluk tlumiče	18	23	26	25	20	15	7	
Lw1	Hladina akustického výkonu ve výustce - s tlumičem	63	59	51	43	38	34	28	65
Lwy	Hladina akustického výkonu výustky								30
Ls	Hladina akustického výkonu z výustky								65,0
K	Korekce na počet výustek	počet výustek = 10							0
L	Hladina akustického výkonu všech výustek								65,0

Vliv přívodního $L_o = 65,0$ dB

Směrový činitel $Q = 2,2$

Vzdálenost od výustky k posluchači $r = 2,5$ m

Pohltivá plocha místnosti $A = 7230$ m²

Činitel $\alpha = 0,15$

Hladina akustického tlaku přímých vln $L_o = 49,5$

Hladina akustického tlaku odražených vln $L_{ov} = 32,3$

Hladina akustického tlaku v místě posluchače $L_c = 49,6$ dB

Přípustná hodnota akustického tlaku v místnosti $L_{p,A} = 55$ dB

49,6 < 55 VYHOVUJE

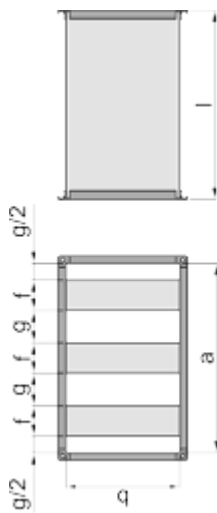
Navrhuji 1 ks tlumiče Mart THKU.1500.750.500 na odvodní potrubí

VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:
kulisový

číslo pozice:

GEOMETRIE:



šířka tlumiče:
a = 1500 mm

šířka kulisy:
f = 200 mm

výška tlumiče:
b = 750 mm

počet kulis:
e = 4

délka tlumiče:
l = 2000 mm

průtočná mezera:
g = 175 mm

náběhové hrany:
ano

odtokové hrany:
ano

PARAMETRY PROUDĚNÍ:

průtok vzduchu:
Q = 18690 m³/h

hustota vzduchu:
ρ = 1.2 kg/m³

VYBRANÉ FREKVENCE:

frekvence: **f**
125 Hz 500 Hz 8000 Hz

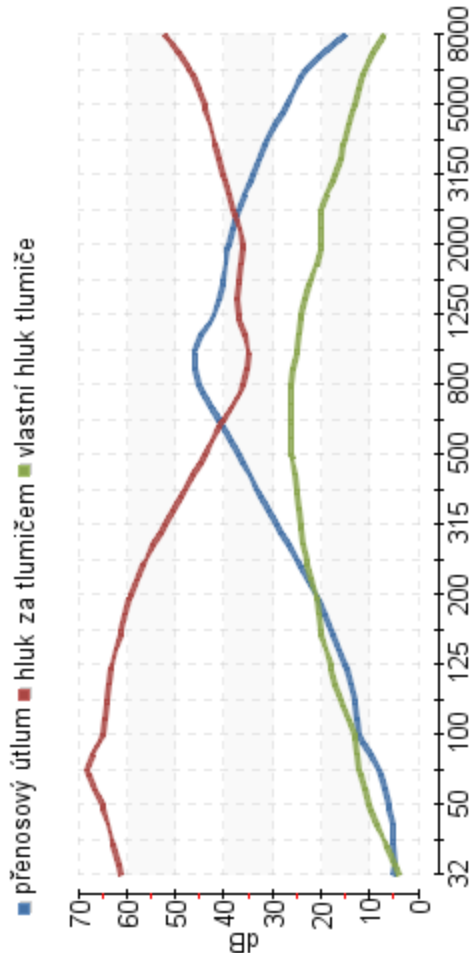
AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váhovým filtrem A: [dB(A)]	66	76	78	81	81	80	75	73	67	87

KÓD OBJEDNÁVKY: [THKU.1500.750.2000-3 4X KTH.200.750.2000](#)

VÝLEDNÉ HODNOTY

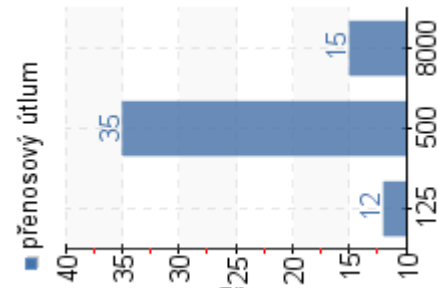
ÚTLUM HLUKU:



VÝLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	5	8	15	25	37	46	39	31	15	-
vlastní hluk tlumiče:	4	12	18	23	26	25	20	15	7	31
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	61	68	63	56	44	35	36	42	52	70

VYBRANÉ FREKVENCE:



TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:

tlaková ztráta:	30	Pa
plocha tlumiče:	1.13	m ²

RYCHLOST PROUDĚNÍ:

v celkovém průřezu:	4.6	m/s
ve volné ploše:	9.9	m/s

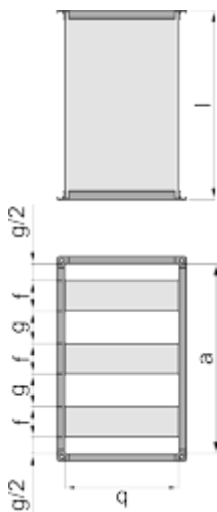
Všechny uvedené hodnoty jsou vypočteny s tolerancí ± 10%.

VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:
kulisový

číslo pozice:

GEOMETRIE:



šířka tlumiče:
a = 1500 mm

šířka kulisy:
f = 200 mm

výška tlumiče:
b = 750 mm

počet kulis:
e = 4

délka tlumiče:
l = 500 mm

průtočná mezera:
g = 175 mm

náběhové hrany:
ano

odtokové hrany:
ano

PARAMETRY PROUDĚNÍ:

průtok vzduchu:
Q = 18690 m³/h

hustota vzduchu:
ρ = 1.2 kg/m³

VYBRANÉ FREKVENCE:

frekvence: **f**
125 Hz 500 Hz 8000 Hz

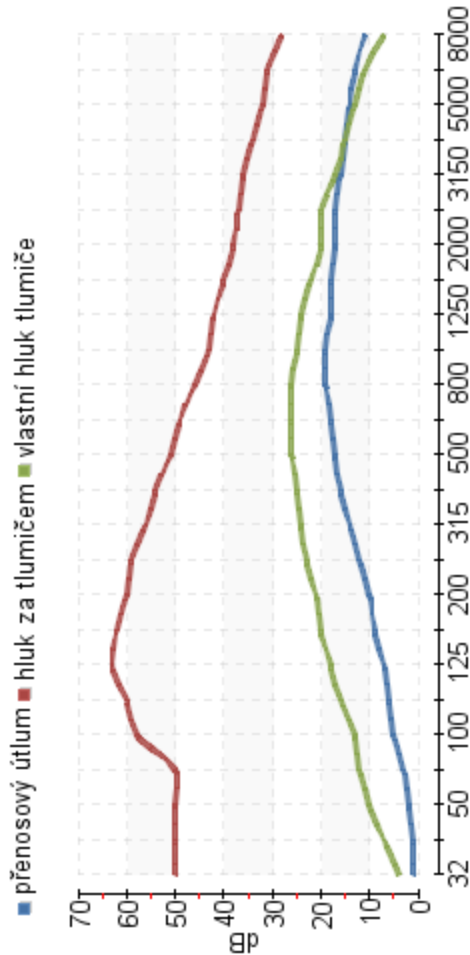
AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váhovým filtrem A: [dB(A)]	51	53	70	71	68	62	55	49	39	75

KÓD OBJEDNÁVKY: [THKU.1500.750.500-3 4X KTH.200.750.500](#)

VÝSLEDNÉ HODNOTY

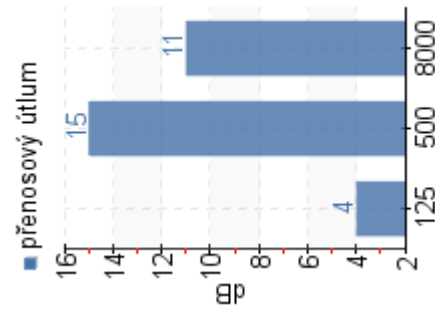
ÚTLUM HLUKU:



VÝSLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	1	3	7	12	17	19	17	15	11	-
vlastní hluk tlumiče:	4	12	18	23	26	25	20	15	7	31
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	50	50	63	59	51	43	38	34	28	65

VYBRANÉ FREKVENCE:



TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:

tlaková ztráta:	17	Pa
plocha tlumiče:	1.13	m ²

RYCHLOST PROUDĚNÍ:

v celkovém průřezu:	4.6	m/s
ve volné ploše:	9.9	m/s

Všechny uvedené hodnoty jsou vypočteny s tolerancí ± 10%.

2.13.2 Útlum hluku ve venkovním prostředí

Zařízení VZT 1 má stejné akustické výkony jako zařízení VZT 2

Zařízení č. 1 - Přívod - sání

ozn.	Veličina	LwA [dB/A] / f [Hz]							
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	součet
Lw	Hladina akustického výkonu ventilátoru	71	71	70	63,8	57,2	51,2	42	76,1
Dp	Přirozený útlum								
Lw1	Hladina akustického výkonu v žaluzii	71	71	70	63,8	57,2	51,2	42	75,8
Lwy	Hladina akustického výkonu žalužie								30
Ls	Hladina akustického výkonu na fasádě								75,8

Zařízení č. 2 - Odvod - výtlač

ozn.	Veličina	LwA [dB/A] / f [Hz]							
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	součet
Lw	Hladina akustického výkonu ventilátoru	68	69	74	71,4	70,5	66,4	58,5	78,6
Dp	Přirozený útlum								
Lw1	Hladina akustického výkonu v žaluzii	68	69	74	71,4	70,5	66,4	58,5	78,6
Lwy	Hladina akustického výkonu žalužie								30
Ls	Hladina akustického výkonu na fasádě								78,6

Pzn.: Přirozený útlum je zanedbán

Na střeše jsou instalovány dvě jednotky, proto je uvažováno s hodnotami obou jednotek

Vliv současného působení 2 VZT jednotek a obou

potrubí $L_{p+0} = 83,4$ dB

Směrový činitel $Q = 2$

Vzdálenost k sousední zástavbě $r = 43$ m

Hladina akustického tlaku v místě posluchače $L_c = 35$ dB

Přípustná hodnota akustického tlaku ve venkovním prostoru $L_{p,A} = 30$ dB

35 < 30 NEVYHOVUJE

Návrh tlumičů

Zařízení č. 1 - Přívod - sání

ozn.	Veličina	LwA [dB/A] / f [Hz]							
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	součet
Lw	Hladina akustického výkonu ventilátoru	71	71	70	63,8	57,2	51,2	42	76,1
	Útlum TI. hluku	6	10	12	14	13	13	11	
	Vlastní hluk tlumiče	7	11	13	11	5	0	0	
Lw1	Hladina akustického výkonu v žaluzii s tlumičem	65	61	58	50	44	39	31	68
Lwy	Hladina akustického výkonu žalužie								30
Ls	Hladina akustického výkonu na fasádě								68,0

Zařízení č. 2 - Odvod - výtlač

ozn.	Veličina	LwA [dB/A] / f [Hz]							
		125	250	500	1000	2000	4000	8000	součet
Lw	Hladina akustického výkonu ventilátoru	68	69	74	71,4	70,5	66,4	58,5	78,6
	Útlum TI. hluku	6	10	12	14	13	13	11	
	Vlastní hluk tlumiče	7	11	13	11	5	0	0	
Lw1	Hladina akustického výkonu v žaluzii s tlumičem	62	59	63	57	58	53	48	68
Lwy	Hladina akustického výkonu žalužie								30
Ls	Hladina akustického výkonu na fasádě								68,0

Pzn.: Přirozený útlum je zanedbán

Na střeše jsou instalovány dvě jednotky, proto je uvažováno s hodnotami obou jednotek

Vliv současného působení 2 VZT jednotek a obou

potrubí $L_{p+0} = 74,0$ dB

Směrový činitel $Q = 2$

Vzdálenost k sousední zástavbě $r = 43$ m

Hladina akustického tlaku v místě posluchače $L_c = 27$ dB

Přípustná hodnota akustického tlaku ve venkovním prostoru $L_{p,A} = 30$ dB

27 < 30 VYHOVUJE

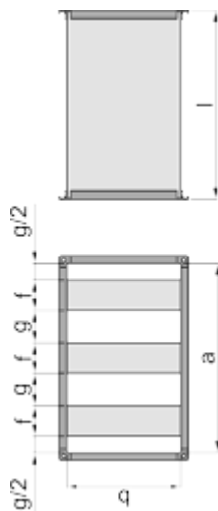
Navrhuji 1 ks tlumiče Mart THKU.1500.750.500 do každého potrubí (4x1 kus)

VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:
kulisový

číslo pozice:

GEOMETRIE:



šířka tlumiče:
a = 1500 mm

výška tlumiče:
b = 750 mm

délka tlumiče:
l = 500 mm

náběhové hrany:
ano

šířka kulisy:
f = 100 mm

počet kulis:
e = 3

průtočná mezera:
g = 400 mm

odtokové hrany:
ano

průtok vzduchu:
Q = 18690 m³/h

hustota vzduchu:
ρ = 1.2 kg/m³

PARAMETRY PROUDĚNÍ:

frekvence: **f**
32 Hz 500 Hz 5000 Hz

VYBRANÉ FREKVENCE:

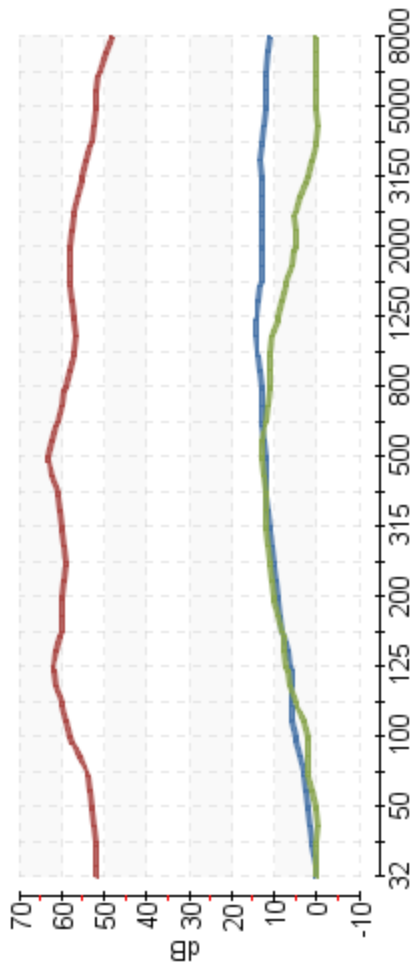
frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váhovým filtrem A: [dB(A)]	52	57	68	69	75	71	71	66	59	79

AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

VÝSLEDNÉ HODNOTY

ÚTLUM HLUKU:

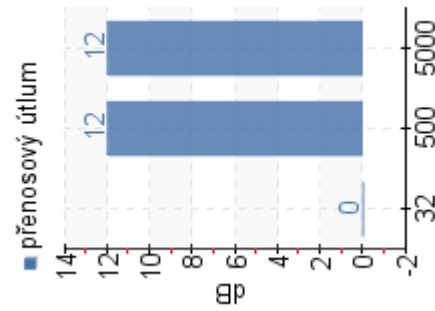
■ přenosový útlum ■ hluk za tlumičem ■ vlastní hluk tlumiče



VÝSLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	0	3	6	10	12	14	13	13	11	-
vlastní hluk tlumiče:	0	2	7	11	13	11	5	0	0	18 dB(A)
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	52	54	62	59	63	57	58	53	48	68 dB(A)

VYBRANÉ FREKVENCE:



TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:

tlaková ztráta:	1	Pa
plocha tlumiče:	1.13	m ²

RYCHLOST PROUDĚNÍ:

v celkovém průřezu:	4.6	m/s
ve volné ploše:	5.8	m/s

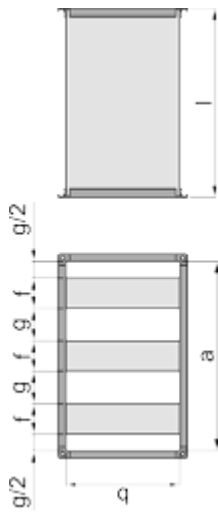
KÓD OBJEDNÁVKY: [THKU.1500.750.500-3 3X KTH.100.750.500](#)

VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:
kulisový

číslo pozice:

GEOMETRIE:



šířka tlumiče:
a = 1500 mm

šířka kulisy:
f = 100 mm

výška tlumiče:
b = 750 mm

počet kulis:
e = 3

délka tlumiče:
l = 500 mm

průtočná mezera:
g = 400 mm

náběhové hrany:
ano

odtokové hrany:
ano

PARAMETRY PROUDĚNÍ:

průtok vzduchu:
Q = 18690 m³/h

hustota vzduchu:
ρ = 1.2 kg/m³

VYBRANÉ FREKVENCE:

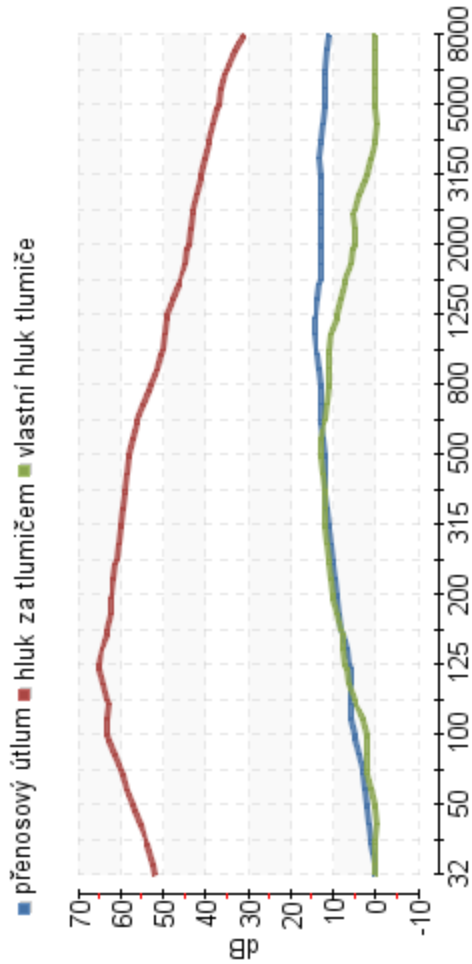
frekvence: f
32 Hz 500 Hz 5000 Hz

AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váhovým filtrem A: [dB(A)]	52	63	71	71	70	64	57	52	42	76

VÝSLEDNÉ HODNOTY

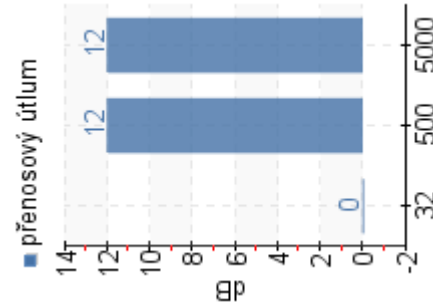
ÚTLUM HLUKU:



VÝSLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	0	3	6	10	12	14	13	13	11	-
vlastní hluk tlumiče:	0	2	7	11	13	11	5	0	0	18 dB(A)
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	52	60	65	61	58	50	44	39	31	68 dB(A)

VYBRANÉ FREKVENCE:



TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:

tlaková ztráta:	1	Pa
plocha tlumiče:	1.13	m ²

RYCHLOST PROUDĚNÍ:

v celkovém průřezu:	4.6	m/s
ve volné ploše:	5.8	m/s

KÓD OBJEDNÁVKY: **THKU.1500.750.500-3 3X KTH.100.750.500**

2.14 Návrh izolace potrubí

Výpočet proveden na základě programového řešení na stránkách www.qpro.cz:



2.14.1 Exteriérové přívodní potrubí pro návrhové parametry v zimním období

Výpočtový stav okolního vzduchu

Tlak:	<input type="text" value="98.9"/>	<input type="text" value="kPa"/>
Nadmořská výška:	<input type="text" value="288"/>	<input type="text" value="m"/>
Teplota:	<input type="text" value="-15"/>	<input type="text" value="°C"/>
relativní vlhkost:	<input type="text" value="80"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="0.8312"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ okolního prostředí:	<input type="text" value="Vnější normální"/>	

Parametry potrubí a izolace

Tvaru potrubí:	<input checked="" type="radio"/> Kruh	<input type="radio"/> Obdelník
Rozměr potrubí A (Ø D):	<input type="text" value="1500"/>	<input type="text" value="mm"/>
Rozměr potrubí B:	<input type="text" value="750"/>	
Délka potrubí:	<input type="text" value="4"/>	<input type="text" value="m"/>
Objemový průtok:	<input type="text" value="18690"/>	<input type="text" value="m3/h"/>
Průměrná rychlost:	<input type="text" value="4.615"/>	<input type="text" value="m/s"/>
Vstupní teplota v potrubí:	<input type="text" value="22.9"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost v potrubí:	<input type="text" value="16"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="2.824"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ tepelné izolace:	<input type="text" value="Minerální vlna nadstandard"/>	
Součinitel tepelné vodivosti:	<input type="text" value="0.04"/>	<input type="text" value="W/mK"/>

Tloušťka izolace:

Výsledky výpočtu

Vypočítat

Vymazat

Výstupní teplota:	<input type="text" value="22.87"/>	<input type="text" value="°C"/>
Rosný bod:	<input type="text" value="-3.736"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota i1:	<input type="text" value="21.93"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota i2:	<input type="text" value="21.89"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota e1:	<input type="text" value="-14.59"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota e2:	<input type="text" value="-14.59"/>	<input type="text" value="°C"/>
Minimální tloušťka izolace:	<input type="text" value="0.05029"/>	<input type="text" value="mm"/>
Tepelná ztráta:	<input type="text" value="199.5"/>	<input type="text" value="W"/>

2.14.2 Exteriérové přívodní potrubí pro návrhové parametry v letním období

Výpočtový stav okolního vzduchu

Tlak:	<input type="text" value="98.9"/>	<input type="text" value="kPa"/>
Nadmořská výška:	<input type="text" value="200"/>	<input type="text" value="m"/>
Teplota:	<input type="text" value="32"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost:	<input type="text" value="45"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="13.76"/>	<input type="text" value=""/>
Typ okolního prostředí:	<input type="text" value="Vnější normální"/>	

Parametry potrubí a izolace

Tvaru potrubí:	<input type="checkbox"/> Kruh <input checked="" type="checkbox"/> Obdelník	
Rozměr potrubí A (Ø D):	<input type="text" value="1500"/>	<input type="text" value="mm"/>
Rozměr potrubí B:	<input type="text" value="750"/>	
Délka potrubí:	<input type="text" value="4"/>	<input type="text" value="m"/>
Objemový průtok:	<input type="text" value="18690"/>	<input type="text" value="m3/h"/>

Průměrná rychlost:	<input type="text" value="4.615"/>	<input type="text" value="m/s"/>
Vstupní teplota v potrubí:	<input type="text" value="18"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost v potrubí:	<input type="text" value="83"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="10.97"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ tepelné izolace:	<input type="text" value="Minerální vlna nadstandard"/>	
Součinitel tepelné vodivosti:	<input type="text" value="0.04"/>	<input type="text" value="W/mK"/>
Tloušťka izolace:	<input type="text" value="150"/>	<input type="text" value="mm"/>

Výsledky výpočtu

	<input type="button" value="Vypočítat"/>	<input type="button" value="Vymazat"/>
Výstupní teplota:	<input type="text" value="18.01"/>	<input type="text" value="°C"/>
Rosný bod:	<input type="text" value="18.57"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota i1:	<input type="text" value="18.35"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota i2:	<input type="text" value="18.36"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota e1:	<input type="text" value="31.48"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota e2:	<input type="text" value="31.48"/>	<input type="text" value="°C"/>
Minimální tloušťka izolace:	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="mm"/>
Tepelná ztráta:	<input type="text" value="-72.65"/>	<input type="text" value="W"/>

Při tloušťce izolace 150 mm a teplotním součinitel 0,04 W/(m*K) nevzniká kondenzace na povrchu izolace a tepelná ztráta činí 200 W v zimních výpočtových podmínkách a - 73 W v letním výpočtových podmínkách. Tepelná izolace vyhovuje =>

=> Navrhuji TI z minerální plsti tloušťky 150mm a tepelné vodivosti 0,04 W/(m*K)

2.14.3 Exteriérové odvodní potrubí pro návrhové parametry v zimním období

Výpočtový stav okolního vzduchu

Tlak:	<input type="text" value="98.9"/>	<input type="text" value="kPa"/>
Nadmořská výška:	<input type="text" value="200"/>	<input type="text" value="m"/>
Teplota:	<input type="text" value="-15"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost:	<input type="text" value="80"/>	<input type="text" value=""/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="0.8312"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ okolního prostředí:	<input type="text" value="Vnější normální"/>	

Parametry potrubí a izolace

Tvaru potrubí:	<input type="radio"/> Kruh	<input checked="" type="radio"/> Obdelník
Rozměr potrubí A (\varnothing D):	<input type="text" value="1500"/>	<input type="text" value="mm"/>
Rozměr potrubí B:	<input type="text" value="750"/>	
Délka potrubí:	<input type="text" value="7"/>	<input type="text" value="m"/>
Objemový průtok:	<input type="text" value="18690"/>	<input type="text" value="m3/h"/>
Průměrná rychlost:	<input type="text" value="4.615"/>	<input type="text" value="m/s"/>
Vstupní teplota v potrubí:	<input type="text" value="19"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost v potrubí:	<input type="text" value="25"/>	<input type="text" value=""/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="3.476"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ tepelné izolace:	<input type="text" value="Minerální vlna nadstandard"/>	
Součinitel tepelné vodivosti:	<input type="text" value="0.04"/>	<input type="text" value="W/mK"/>
Tloušťka izolace:	<input type="text" value="150"/>	<input type="text" value="mm"/>

Výsledky výpočtu

		Vypočítat	Vymazat
Výstupní teplota:	18.95	°C	▼
Rosný bod:	-1.274	°C	▼
Povrchová teplota i1:	18.13	°C	▼
Povrchová teplota i2:	18.08	°C	▼
Povrchová teplota e1:	-14.61	°C	▼
Povrchová teplota e2:	-14.61	°C	▼
Minimální tloušťka izolace:	1.006	mm	▼
Tepelná ztráta:	313.2	W	▼

2.14.4 Exteriérové odvodní potrubí pro návrhové parametry v letním období

Výpočtový stav okolního vzduchu

Tlak:	98.9	kPa	▼
Nadmořská výška:	200	m	▼
<hr/>			
Teplota:	32	°C	▼
Relativní vlhkost:	45	%	▼
Měrná vlhkost:	13.76	g/kg	▼
Typ okolního prostředí:		Vnější normální	▼

Parametry potrubí a izolace

Tvaru potrubí:	<input checked="" type="checkbox"/> Kruh <input checked="" type="checkbox"/> Obdelník	
Rozměr potrubí A (Ø D):	1500	mm ▼
Rozměr potrubí B:	750	
Délka potrubí:	7	m ▼
Objemový průtok:	18690	m ³ /h ▼
Průměrná rychlost:	4.615	m/s ▼

Vstupní teplota v potrubí:	<input type="text" value="26"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost v potrubí:	<input type="text" value="49"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="10.54"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ tepelné izolace:	<input type="text" value="Minerální vlna nadstandard"/>	
Součinitel tepelné vodivosti:	<input type="text" value="0.04"/>	<input type="text" value="W/mK"/>
Tloušťka izolace:	<input type="text" value="150"/>	<input type="text" value="mm"/>

Výsledky výpočtu

	<input type="button" value="Vypočítat"/>	<input type="button" value="Vymazat"/>
Výstupní teplota:	<input type="text" value="26.01"/>	<input type="text" value="°C"/>
Rosný bod:	<input type="text" value="18.57"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota i1:	<input type="text" value="26.15"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota i2:	<input type="text" value="26.16"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota e1:	<input type="text" value="31.88"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota e2:	<input type="text" value="31.88"/>	<input type="text" value="°C"/>
Minimální tloušťka izolace:	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="mm"/>
Tepelná ztráta:	<input type="text" value="-55.21"/>	<input type="text" value="W"/>

Při tloušťce izolace 150 mm a teplotním součinitel 0,04 W(m*K) nevzniká kondenzace na povrchu izolace a tepelná ztráta činí 313 W v zimních výpočtových podmínkách a -55 W v letním výpočtových podmínkách. Tepelná izolace vyhovuje =>

=> Navrhuji TI z minerální plsti tloušťky 150mm a tepelné vodivosti 0,04 W/(m*K)

2.14.5 Interiérové přívodní potrubí pro zimní návrhové parametry

Výpočet volen pro ekvivalentní potrubí průměru 710x710 a objemového průtoku 7100m³/h.

Výpočtový stav okolního vzduchu

Tlak:	<input type="text" value="98.9"/>	<input type="text" value="kPa"/>
Nadmořská výška:	<input type="text" value="200"/>	<input type="text" value="m"/>
Teplota:	<input type="text" value="19"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost:	<input type="text" value="25"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="3.476"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ okolního prostředí:	<input type="text" value="Vnitřní klidné"/>	

Parametry potrubí a izolace

Tvaru potrubí:	<input type="checkbox"/> Kruh	<input checked="" type="checkbox"/> Obdelník
Rozměr potrubí A (Ø D):	<input type="text" value="710"/>	<input type="text" value="mm"/>
Rozměr potrubí B:	<input type="text" value="710"/>	
Délka potrubí:	<input type="text" value="60"/>	<input type="text" value="m"/>
Objemový průtok:	<input type="text" value="7100"/>	<input type="text" value="m<sup>3</sup>/h"/>
Průměrná rychlost:	<input type="text" value="3.912"/>	<input type="text" value="m/s"/>
Vstupní teplota v potrubí:	<input type="text" value="22.9"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost v potrubí:	<input type="text" value="16"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="2.824"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ tepelné izolace:	<input type="text" value="Syntetický kaučuk"/>	
Součinitel tepelné vodivosti:	<input type="text" value="0.038"/>	<input type="text" value="W/mK"/>
Tloušťka izolace:	<input type="text" value="30"/>	<input type="text" value="mm"/>

Výsledky výpočtu

		Vypočítat	Vymazat
Výstupní teplota:	22.62	°C	▼
Rosný bod:	-3.736	°C	▼
Povrchová teplota i1:	22.54	°C	▼
Povrchová teplota i2:	22.29	°C	▼
Povrchová teplota e1:	19.65	°C	▼
Povrchová teplota e2:	19.6	°C	▼
Minimální tloušťka izolace:	0	mm	▼
Tepelná ztráta:	640.6	W	▼

2.14.5 Interiérové přívodní potrubí pro letní návrhové parametry

Výpočet volen pro hlavní potrubí čtyřhranné a vedlejší potrubí kruhové.

Čtyřhrané potrubí je zvoleno na ekvivalentní šířku a výšku 1100x710, kruhové na D=500 mm.

Výpočtový stav okolního vzduchu (pro čtyřhrané)

Tlak:	98.9	kPa	▼
Nadmořská výška:	200	m	▼
<hr/>			
Teplota:	26	°C	▼
Relativní vlhkost:	60	%	▼
Měrná vlhkost:	12.95	g/kg	▼
Typ okolního prostředí:		Vnitřní klidné	▼

Parametry potrubí a izolace

Tvaru potrubí:	<input type="radio"/> Kruh	<input checked="" type="radio"/> Obdelník
Rozměr potrubí A (Ø D):	<input type="text" value="1100"/>	<input type="text" value="mm"/>
Rozměr potrubí B:	<input type="text" value="710"/>	
Délka potrubí:	<input type="text" value="24"/>	<input type="text" value="m"/>
Objemový průtok:	<input type="text" value="12000"/>	<input type="text" value="m3/h"/>
Průměrná rychlost:	<input type="text" value="4.268"/>	<input type="text" value="m/s"/>
Vstupní teplota v potrubí:	<input type="text" value="18"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost v potrubí:	<input type="text" value="83"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="10.97"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ tepelné izolace:	<input type="text" value="Syntetický kaučuk"/>	
Součinitel tepelné vodivosti:	<input type="text" value="0.038"/>	<input type="text" value="W/mK"/>
Tloušťka izolace:	<input type="text" value="30"/>	<input type="text" value="mm"/>

Výsledky výpočtu

	<input type="button" value="Vypočítat"/>	<input type="button" value="Vymazat"/>
Výstupní teplota:	<input type="text" value="18.17"/>	<input type="text" value="°C"/>
Rosný bod:	<input type="text" value="17.63"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota i1:	<input type="text" value="18.72"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota i2:	<input type="text" value="18.88"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota e1:	<input type="text" value="24.79"/>	<input type="text" value="°C"/>
Povrchová teplota e2:	<input type="text" value="24.82"/>	<input type="text" value="°C"/>
Minimální tloušťka izolace:	<input type="text" value="0"/>	<input type="text" value="mm"/>
Tepelná ztráta:	<input type="text" value="-698.1"/>	<input type="text" value="W"/>






Výpočtový stav okolního vzduchu (pro kruhové potrubí)

Tlak:	<input type="text" value="98.9"/>	<input type="text" value="kPa"/>
Nadmořská výška:	<input type="text" value="288"/>	<input type="text" value="m"/>
Teplota:	<input type="text" value="26"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost:	<input type="text" value="60"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="12.95"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ okolního prostředí:	<input type="text" value="Vnitřní klidné"/>	

Parametry potrubí a izolace

Tvaru potrubí:	<input checked="" type="checkbox"/> Kruh <input type="checkbox"/> Obdelník	
Rozměr potrubí A (Ø D):	<input type="text" value="500"/>	<input type="text" value="mm"/>
Rozměr potrubí B:	<input type="text" value="0"/>	
Délka potrubí:	<input type="text" value="36"/>	<input type="text" value="m"/>
Objemový průtok:	<input type="text" value="3720"/>	<input type="text" value="m<sup>3</sup>/h"/>
Průměrná rychlost:	<input type="text" value="5.263"/>	<input type="text" value="m/s"/>
Vstupní teplota v potrubí:	<input type="text" value="18.17"/>	<input type="text" value="°C"/>
Relativní vlhkost v potrubí:	<input type="text" value="81"/>	<input type="text" value="%"/>
Měrná vlhkost:	<input type="text" value="10.82"/>	<input type="text" value="g/kg"/>
Typ tepelné izolace:	<input type="text" value="Syntetický kaučuk"/>	
Součinitel tepelné vodivosti:	<input type="text" value="0.038"/>	<input type="text" value="W/mK"/>
Tloušťka izolace:	<input type="text" value="30"/>	<input type="text" value="mm"/>

Výsledky výpočtu

	Vypočítat	Vymazat
Výstupní teplota:	 18.54	°C <input type="text"/>
Rosný bod:	 17.63	°C <input type="text"/>
Povrchová teplota i1:	 18.7	°C <input type="text"/>
Povrchová teplota i2:	 19.05	°C <input type="text"/>
Povrchová teplota e1:	 24.88	°C <input type="text"/>
Povrchová teplota e2:	 24.94	°C <input type="text"/>
Minimální tloušťka izolace:	 0	mm <input type="text"/>
Tepelná ztráta:	 -462	W <input type="text"/>

Při idealizovaných podmínkách vyjádřenými průměrnými průtoky a obsahy v částech potrubí je dosaženo, při navržené izolaci tloušťky 30mm, tepelné ztráty v zimním období **641 W**. V letním období je tepelný zisk **1160 W**. Na potrubí **nevzniká kondenzace**. Výstupní teplota je pro letní období **18,55°C** a pro zimní období **22,59°C**. Z těchto hodnot vyplývá, že bychom pro příští projekční činnost měli uvažovat se zvolením teplotního rozdílu na hrazení tepelných ztrát v potrubí o cca 0,5°C v obdobně řešených a rozsáhlých potrubních sítích, když předpokládáme standardní zaizolování potrubí. Tato hodnota bude blíže ke skutečnému stavu, než zanedbání tepelných zisků, či ztrát v potrubí.

Pro interiérové prostředí přívodního potrubí je vypočtena izolace ze syntetického kaučuku o tloušťce 30mm a tepelné vodivosti 0,038 W/(m*K).

2. 15 Optimalizace tepelného čerpadla

Vzhledem k tomu, že místnost potřebuje více chladit než topit, budou tepelná čerpadla navržena právě na tento chladicí výkon. Není zde umístěna akumulární nádrž, proto budou navržena na maximální potřebu chladicího výkonu a následně bude nalezena teplota, kde je ekonomicky výhodné přestat provozovat tepelné čerpadlo. Potřebný chladicí výkon je **68,4 kW** v období největší zátěže. Pro tento výkon budou vybrána TČ a vyobrazena závislost vlastní účinnosti tepelného čerpadla a topného faktoru.

Typy tepelných čerpadel:

SINCLAIR SDV4-335EA a SDV4-400EA
SINCLAIR SDV4-280EA a SDV4-450EA
OCHSNER OLWP 65 PLUS

2.15.1 Přepočítání účinnosti a topného faktoru pro TČ SINCLAIR SDV4-400EA, 335EA

výrobce udává COP při určených teplotách, z toho lze vypočítat účinnost TČ

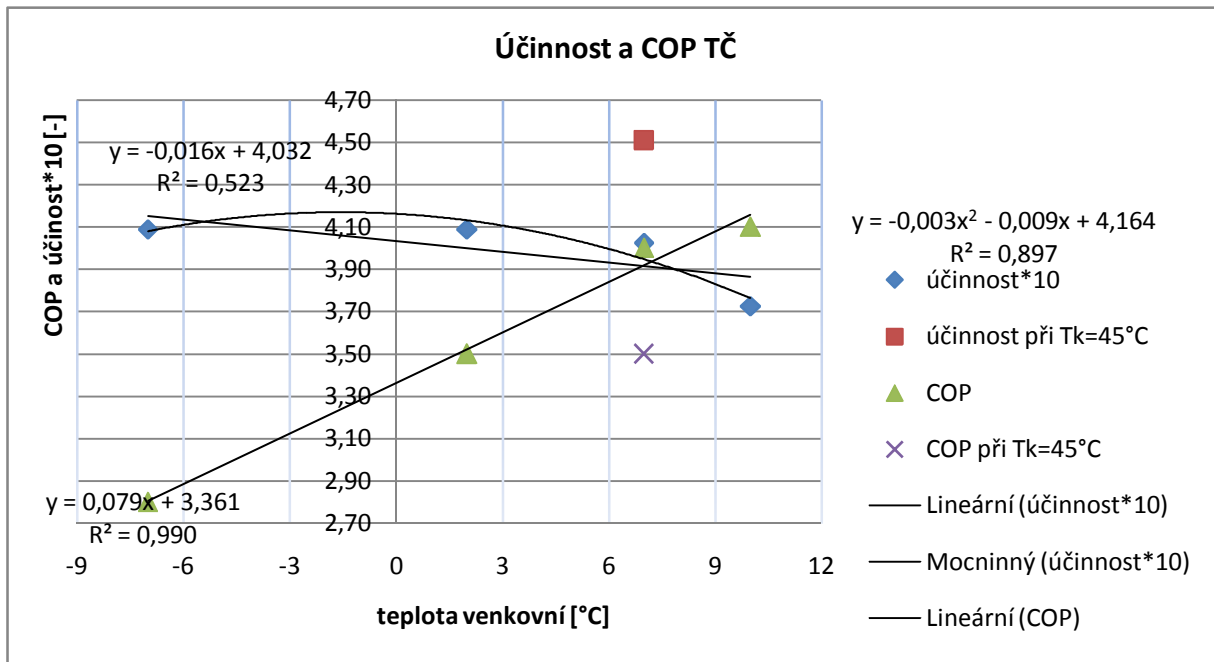
$$COP = \mu_{TČ} * T_k / (T_k - T_o) \Rightarrow \mu_{TČ} = COP * (T_k - T_o) / T_k$$

kde T_k - kondenzační teplota (K), (neuvažují žádný rozdíl teplot díky přehřátí na vyšší teplotu za kompresorem, což je dobře vidět z ln p-h diagramu)
 T_o - vypařovací teplota (K), je nižší cca o 3°C než teplota prim. zdroje (vzduchu)
 $T_o = T_e - \Delta t$
 Δt - teplotní rozdíl na výparníku
 $\mu_{TČ}$ - účinnost tepelného čerpadla
COP - topný faktor tepelného čerpadla

rozdíl teploty na výparníku 3 °C

Tabulka stanovení účinnosti

Te	Tk	rozdíl teplot	COP	účinnost	účinnost*10
7	45	38	3,50	0,45	4,51
10	35	25	4,10	0,37	3,73
7	35	28	4,00	0,40	4,02
2	35	33	3,50	0,41	4,09
-7	35	42	2,80	0,41	4,09



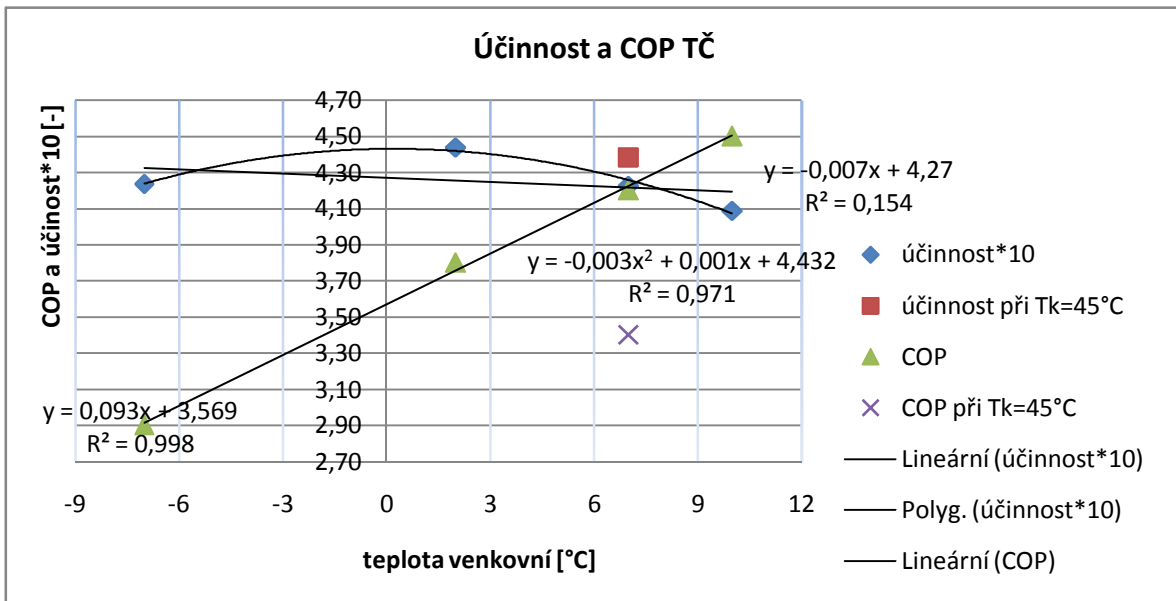
Z grafu je názorně vidět, jak kondenzační teplota ovlivňuje topný faktor TČ. TČ dosahuje lepší účinnosti, ale zároveň je COP nižší, pokud je kondenzační teplota 45°C. Proto je snahou kondenzační teplotu volit co nejnižší. Dále můžeme u tohoto TČ sledovat závislost účinnosti TČ na venkovní teplotě. Pokud je teplota vyšší, je účinnost nižší, ale samozřejmě i tak COP stoupá. Nejvhodnější regulace je ekvitermní, z důvodu snížení Tk, tímto je zajištěn nejvyšší možný COP.

2.15.2 Přepočítání účinnosti a topného faktoru pro TČ SINCLAIR SDV4-450EA, 280EA

rozdíl teploty na výparníku 3 °C

Tabulka stanovení účinnosti

Te	Tk	rozdíl teplot	COP	účinnost	účinnost*10
7	45	38	3,40	0,44	4,38
10	35	25	4,50	0,41	4,09
7	35	28	4,20	0,42	4,23
2	35	33	3,80	0,44	4,44
-7	35	42	2,90	0,42	4,23

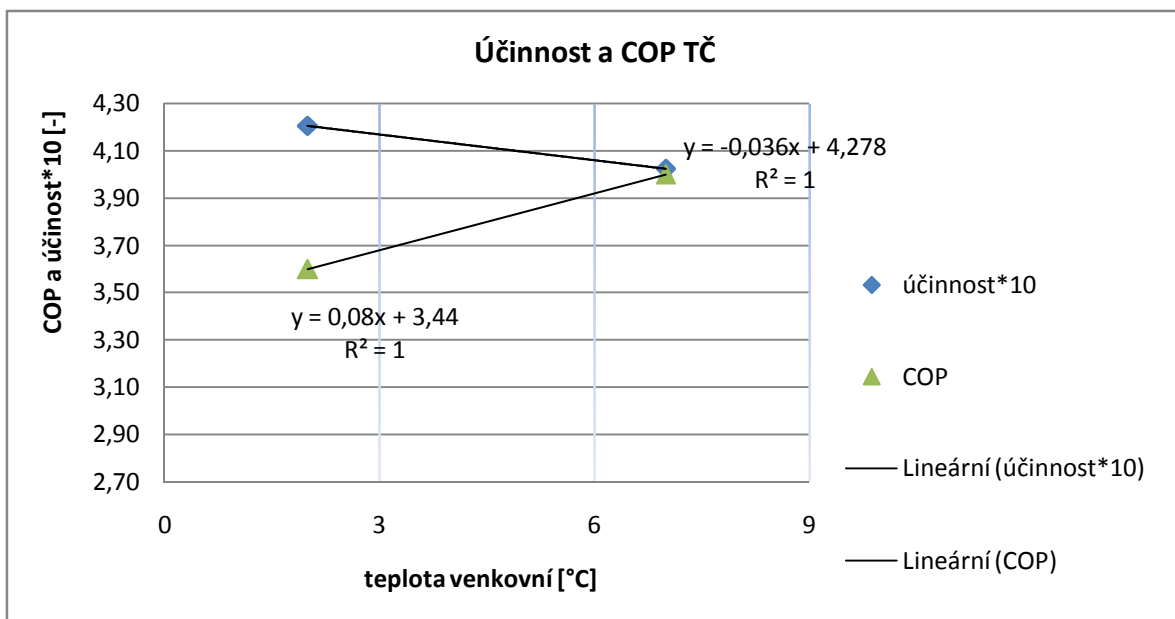


2.15.3 Přepočítání účinnosti a topného faktoru pro TČ OCHSNER OLWP 65 PLUS

rozdíl teploty na výparníku 3 °C

Tabulka stanovení účinnosti

Te	Tk	rozdíl teplot	COP	účinnost	účinnost*10
7	35	28	4,00	0,40	4,02
2	35	33	3,60	0,42	4,21



Od dalšího výrobce tepelných čerpadel jsou pouze dvě hodnoty, ale vykazují zhruba stejný trend, jako u předchozích TČ.

Protože nebyla k dispozici hodnota topného faktoru v nižších venkovních teplotách, bude předpokládáno, že účinnost bude stejná jako u teplot vyšších. Protože se účinnost rapidně nemění a z hodnot se nedá říci, že by měla stoupající, či klesající charakter, budeme ji uvažovat jako konstantní po celé škále teplot při stejné kondenzační teplotě.

2.15.4 Teplota odstavení TČ

Určení teploty, při které bude tepelné čerpadlo odstaveno, protože se jeho provoz stává neekonomickým.

Cena elektrické energie	2,4 (Kč)
Cena plynu	1,24 (Kč)

Topný faktor, kde je provoz tepelného čerpadla stejně dráhý jako ohřev plynem

$$\text{COP} = C_{\text{el}} / C_{\text{plyn}}$$
$$\text{COP} = 1,94 \quad (-)$$

lineární funkce z grafu

$$y = 0,079x + 3,361 \quad c1 = 3,361$$
$$y = 1,94 \quad c2 = 1,94$$
$$\text{COP} = 0,079 \cdot T_e + 3,361 \quad s = 0,079$$

$$T_e = (\text{COP} - 3,361) / 0,079$$

$$\underline{T_e = -18,04 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Venkovní teplota, do které je rentabilní spuštění TČ je -18°C . Tato teplota je velmi nízká. Je to způsobeno tím, že funkce y je brána z grafu, kde byla uvažována kondenzační teplota 35°C . Pro úplnou správnost by měla být přepočítána kondenzační teplota na teplotu, která je reálně ve výměníku ve VZT. Tato teplota je však nižší než 35°C a po přepočtu by teplota T_e byla ještě nižší než je -18°C . Tyto teploty se vyskytují jen ojediněle a proto nebylo zapotřebí přepočítávat T_k .

Kompresory, které jsou osazeny v TČ by neměly přesáhnout rozdíl tlaku na sání a výtaku v hodnotě 1,7 MPa. To je hodnota, u které se ještě nesnižuje životnost kompresoru. Z Molierova diagramu log p-h chladiva je rozdíl tlaků 1,3 MPa pro teplotu $T_k = 23^\circ\text{C}$ a $T_o = -20^\circ\text{C}$. Tepelné čerpadlo může být užíváno i v extrémně nízkých teplotách. Plynový ohřev bude použit jako záložní zdroj.

1.16 Specifikace prvků

Číslo pozice	Popis	Měrná jednotka	Množství
01.	Zařízení č. 1		
	Hlavní zařízení VZT 1		
01.XY.	Sestavná klimatizační jednotka REMAK Skladba: 4x tlumicí vložky, 2x uzavírací klapky, 2 x filtr G3, F7, M5, 3x sekce prázdná, regenerační rekuperátor, směšování, plynový ohřívač, přímý výparník/kondenzátor, eliminátor kapek, 2x sekce pro frekvenční měniče, sekce řídicí jednotky, 2x ventilátor, 2x sekce difuforu,	ks	1
02.XY	Koncovky		
02.1	Protidešťová žaluzie sací (2000 x 1500 mm)	ks	1
02.2	Protidešťová žaluzie výtlačná (2000 x 1500 mm)	ks	1
02.3	Odvodní mřížka (2000x1500 mm)	ks	1
02.4	Velkoobjemová výust' Schalko IKA 600	ks	10
02.5	Stěnová výust' Mandik VMN 100x200	ks	2
02.6	Talířový ventil Mandik TVPM	ks	3
02.7	Mřížka 300/100	ks	5
03.XY	Potrubí		
03.1.	Pozinkované potrubí čtyřhranné do obvodu:		
	4800/20% tvarovek	bm	25,6
	3400/10% tvarovek	bm	9,3
	1000/10% tvarovek	bm	15,5
03.2.	Kruhové SPIRO potrubí:		
	Ø 560	bm	8,5
	Ø 500	bm	44
	Ø 180	bm	10
	Ø 160	bm	21
04.XY	Ostatní		
04.1.	Požární klapka kruhová Systemair		
	Ø 180	ks	2
04.2.	Tlumič hluku MART kulisový		
	THKU.1500.750.2000-3 4X KTH.200.750.2000	ks	1
	THKU.1500.750.500-3 4X KTH.200.750.500	ks	1
	THKU.1500.750.500-3 3X KTH.100.750.500	ks	2
04.3.	Tepelná izolace tl. 150 mm	m ²	12
	Tepelná izolace tl. 30 mm	m ²	173
	Protipožární izolace	m ²	1,3
04.4.	Nástěnný ventilátor Decor 200	ks	2
04.5.	Regulační klapka 180	ks	2
04.6.	Mřížka 100	ks	1

Číslo pozice	Popis	Měrná jednotka	Množství
01.	Zařízení č. 2		
	Hlavní zařízení VZT 2 stejná jako VZT 1		
01.XY.	Sestavná klimatizační jednotka REMAK Skladba: 4x tlumicí vložky, 2x uzavírací klapky, 2 x filtr G3, F7, M5, 3x sekce prázdná, regenerační rekuperátor, směšování, plynový ohřívač, přímý výparník/kondenzátor, eliminátor kapek, 2x sekce pro frekvenční měniče, sekce řídicí jednotky, 2x ventilátor, 2x sekce difuforu,	ks	1
02. XY	Koncovky		
02.1	Protidešťová žaluzie sací (2000 x 1500 mm)	ks	1
02.2	Protidešťová žaluzie výtlačná (2000 x 1500 mm)	ks	1
02.3	Odvodní mřížka (2000x1500 mm)	ks	1
02.4	Velkoobjemová výust' Schalko IKA 600	ks	10
03.XY	Potrubí		
03.1.	Pozinkované potrubí čtyřhranné do obvodu:		
	4800/25% tvarovek	bm	25,6
	3400/10% tvarovek	bm	28,5
03.2.	Kruhové SPIRO potrubí:		
	Ø 560	bm	26
	Ø 500	bm	56
04.XY	Ostatní		
04.1.	Požární klapka kruhová Systemair		
	Ø 180	ks	2
04.2.	Tlumič hluku MART kulisový		
	THKU.1500.750.2000-3 4X KTH.200.750.2000	ks	1
	THKU.1500.750.500-3 4X KTH.200.750.500	ks	1
	THKU.1500.750.500-3 3X KTH.100.750.500	ks	2
04.3.	Tepelná izolace tl. 150 mm	m ²	12
	Tepelná izolace tl. 30 mm	m ²	145

2.17 Technická zpráva

1. ÚVOD

Předmětem řešení této dokumentace pro realizaci stavby je větrání, teplovzdušné vytápění a letní chlazení v prostorech nově budované prodejny Tesco v Kladně tak, aby byly zajištěny předepsané hodnoty hygienických a technologických výměn vzduchu a pohody prostředí v obsluhovaných prostorech.

1. Podklady pro zpracování

Podkladem pro zpracování této PD byly půdorysy a řezy stavební části objektu, uživatelem požadované podmínky na obsluhu jednotlivých místností spolu.

2. Výpočtové hodnoty klimatických poměrů

místo :	Kladno		
nadmořská výška :	255 m.n.m.		
normální tlak vzduchu :	991 hPa		
výpočtová teplota vzduchu -	léto		+ 30°C
	zima		- 15°C
entalpie -	léto	55,1 k J kg s.v.	- ¹

3. ZÁKLADNÍ KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

1. Stavební větrání

Stavební větrání bude zabezpečovat nucenou výměnu vzduchu v provozních, provozně-technických místnostech a v místnostech hygienického vybavení v souladu s příslušnými hygienickými, zdravotnickými, bezpečnostními, protipožárními předpisy a normami platnými na území České republiky, přitom implicitní hodnoty údajů ve výpočtech dále uvažovaných, jakož i předmětné výpočtové metody jsou převzaty zejména z níže uvedených obecně závazných předpisů a norem :

- Nařízení vlády č. 178/2001, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví zaměstnanců při práci v doplněném znění dle Sb.č. 523/2002
- Nařízení vlády č. 441/2004, kterým se mění nařízení č 178/2001, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví zaměstnanců při práci, ve znění nařízení vlády č 523/2002
- Nařízení vlády z 21.01.2004 (s.z.88/2004) o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací, kterým se mění Sb.č. 502/2000 částka 146
- Nařízení vlády z 15.3.2006 o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací Sb.č. 148/2006

- Vyhláška z 16.12.2002 uvedena ve Sb.č. 6/2003, kterou se stanoví hygienické limity fyzikálních chemických a biologických ukazatelů na vnitřní prostředí obytných prostor staveb
- Vyhláška MZ o hygienických požadavcích na stravovací služby č. 107/2001
- Prof. Chyský, prof. Hemzal Větrání a klimatizace technický průvodce 1993
- ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů (1986)
- ČSN 73 0542 – Tepelně technické vlastnosti stavebních materiálů a konstrukcí (2002)
- ČSN 12 7010 - Navrhování větracích a klimatizačních zařízení (1988)
- ČSN 73 0802 - Požární bezpečnost staveb (12/2000)
- ČSN 73 0872 - Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízením (01/1996)

2. Hygienické větrání

Hygienické větrání bude navrženo v úrovni nejméně hygienického minima ($20 \text{ m}^3/\text{h}$ na osobu) ve smyslu výše uvedených obecně závazných předpisů. Přitom jako základní principy návrhu projektového řešení jsou přijaty následující podmínky:

- přetlakové a tlakově vyrovnané větrání je navrženo v místnostech, u kterých není žádoucí přísávání vzduchu z okolních místností
- zimní ohřev přiváděného vzduchu je uvažován v úrovni eliminace tepelné ztráty větráním, v případě prodejny jsou vzduchotechnikou pokrývány i tepelné ztráty prostoru
- letní odvlhčování je zajištěno vlastní automatikou RTU, zimní zvlhčování vzduchu není uvažováno
- třída filtrace – osazení filtrů F7 v přiváděném vzduchu

3. Větrání, teplovzdušné vytápění a letní chlazení prodejní haly

- zajištění přívodu čerstvého upraveného vzduchu do prodejny, udržování teploty vnitřního vzduchu v zimním období $t = +19^\circ\text{C}$, udržování teploty i v letním období na $t = +26^\circ\text{C}$, letní odvlhčování je zajištěno vlastní automatikou RTU, bez garance relativní vlhkosti v zimním období, letní teplota přiváděného vzduchu min. 18°C , teplotní rozdíl vnitřní a venkovní teploty 6°K
- zimní ohřev přiváděného vzduchu do prodejny je uvažován v úrovni eliminace tepelných ztrát větráním a úhrady tepelných ztrát prostoru prodejny

Množství vzduchu pro jednotlivé obsluhované části objektu je navrženo z celkových výměn vzduchu a jsou následující :

- prodejna 20 m³/h/os, 1os/4,3m²

Přípustné hodnoty hladiny hluku v interiéru pro obsluhované části jsou navrženy:

- Vnitřní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle Nařízení vlády č. 502/2000. Dle § 11 Sb.z. č. 502/2000 nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku pro vnitřní prostor činí $L_a = 40$ dBa. Korekce dle přílohy č. 5 činí + 15 dBa. Celková přípustná hladina pak činí 55 dBa.
- Venkovní prostor - hodnoty hladin hluku jsou stanoveny dle Nařízení vlády č. 502/2000. Dle § 12 Sb.z. č. 502/2000 nejvyšší přípustná hladina akust. tlaku pro venkovní prostor činí $L_a = 40$ dBa. Korekce dle přílohy č. 6 pro tuto kategorii zdroje hluku je -10 dBa. Celková přípustná hladina pak činí 30 dBa.

8. Energetické zdroje

Tepelná energie, chladící energie

Pro případný dohřev vzduchu plynovým hořákem v tepelných výměnících vzduchotechnických jednotek bude sloužit topná voda s rozsahem pracovních teplot $t_{w1}/t_{w2} = 75/55^\circ\text{C}$ s výkonem 38,4kW, pokud nebude výkon tepelných čerpadel dostačující, nebo teplota klesne pod -18°C . Jednotky budou vybaveny přímým ohřevem vzduchu pomocí hořáků na zemní plyn. Pro chlazení vzduchu v letním období ve výměnících VZT jednotek je použit systém přímého chlazení. Výparníky tepelných čerpadel jsou umístěny ve VZT jednotkách. Tyto pak v zimním období slouží k ohřevu přiváděného vzduchu.

Elektrická energie

Elektrická energie je uvažována pro pohon elektromotorů VZT a KLM zařízení a prvků MaR. Parametry jsou :

- napěťová soustava 3 + PE + N, 50 Hz, 400V / 230V TN-S
- prostředí dle ČSN 33 2000-3, ČSN 33 2000-5-31 - prostory normální
- ochrana před dotykovým napětím základní - samočinným odpojením od zdroje, doplňková pospojování

4. POPIS TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ

1. Koncepce větracích zařízení

Návrh větrání a klimatizace předmětných prostor vychází ze stavební dispozice, požadavků na pohodu prostředí a technologických požadavků v jednotlivých prostorech zadaných uživatelem. VZT a KLM zařízení je použito pro prostory prodejny, kanceláře reklamací a dalších prostor (viz tabulka místností), které nelze větrat okny a pro prostory, jejichž provoz nezbytně vyžaduje použití těchto zařízení. Při návrhu bylo uvažováno, aby prostory s odlišnými provozními podmínkami byly od sebe odděleny i po stránce vzduchotechniky. Místa výfuku odpadního vzduchu jsou dispozičně situována tak, aby

nemohlo dojít ke zpětnému ovlivňování vnitřních prostor. Pro rozvod vzduchu se počítá s nízkotlakým systémem.

Jelikož se jedná o stavbu energeticky náročnou, je v tomto projektu ve všech případech, kdy je to technicky možné, navrženo využití odpadního tepla ve směšovacích komorách a ZZT s vysokou účinností. Klimatizační zařízení navržené v objektu jsou ve venkovním provedení s umístěním na střeše objektu.

2. Popis jednotlivých zařízení

Zařízení č. 1 – Větrání, vytápění a letní chlazení prodejny

Pro obsluhu předmětných prostor je navržena dvojice centrálních VZT jednotek, které zajišťují hygienickou výměnu vzduchu, chlazení a teplovzdušné vytápění daného prostoru. Potřebné tepelné výkony a zisky jsou dodávány do VZT jednotek přímým výměníkem z tepelného čerpadla Sinclair SDV4-450EA a 280EA, které jsou spojeny do jednoho modulového bloku. Jednotky jsou umístěny na stavebně připravených plošinách na střeše objektu. Jednotky jsou vybaveny filtrem přiváděného vzduchu, přímým ohřevem v zimním období pomocí hořáku na zemní plyn, přímým chlazením v létě a přímým ohřevem v zimním období pomocí vlastní kompresorové části, jež je součástí TČ Sinclair. Jednotka rovněž umožňuje řízené směšování vzduchu, který zajišťuje optimální podíl čerstvého a cirkulačního vzduchu ve vazbě na teplotní požadavek na vnitřní mikroklima obsluhovaného prostoru a okamžitou teplotu venkovního vzduchu a z toho plynoucí maximální hospodárnost provozu celého zařízení.

Výkon přímého ohřevače je dimenzován na pokrytí ohřevu větracího vzduchu včetně pokrytí tepelných ztrát prodejny, chladičový výkon eliminuje tepelnou zátěž větráním a tepelné zisky vnitřní a z vnějšího prostředí daného prostoru. Minimální dávka čerstvého vzduchu nepoklesne pod 25% celkového objemu vzduchového výkonu jednotky (pro teploty nad 30°C a pod -5°C). Při plné obsazenosti se uvažuje s 100% čerstvého vzduchu. Směšovací poměry jednotky budou regulovány dle standardních předpokladů (teplota interiér - exteriér, program provozních stavů atd.). Transport a distribuce vzduchu do prodejní části je navržena čtyřhranným a kruhovým potrubím z pozinkovaného plechu s koncovými elementy – kruhovými velkoobjemovými výustěmi pro distribuci vzduchu z větších výšek. Odvod přebytečného vzduchu (vyrovnání přetlaku), v místnostech sousedících se skladovacím prostorem, bude zajištěn odvodními ventilátory ze skladu další VZT jednotkou. Jeho spouštění, ovládání a regulace bude centrální prostřednictvím systému měření a regulace. V návaznosti na vybavení prvky zpětného získávání tepla z odváděného vzduchu navržený systém umožní nejvýše úspornou provozní ekonomiku celého zařízení.

5. NÁROKY NA ENERGIE

Jednotky split (TČ) č.1 - je udán výkon 73 kW

Jednotky split (TČ) č.2 - je udán výkon 73 kW

VZT jednotka č.1 - ventilátor přívodní 11kW, odvodní 5,5kW

- plynový ohřevač 45kW

- podrobněji specifikováno ve výpočtové části VZT jednotky

VZT jednotka č.2 – stejná jako VZT č.1

6. PROTIHLUKOVÁ A PROTITŘESOVÁ OPATŘENÍ

V projektu tohoto provozního souboru je důsledně dbáno na ochranu proti šíření hluku a vibrací. V rámci tohoto projektu jsou navržena následující opatření: Do rozvodných tras potrubí jsou navrženy tlumiče hluku, které zabrání r. Tyto tlumiče jsou osazeny jak v přívodních, tak odvodních trasách vzduchovodů a jsnadměrnému šíření hluku od ventilátorů jednotek i z prostorů strojovny do klimatizovaných prostouu hlukově doizolovány. Veškeré točivé stroje jsou pružně uloženy za účelem zmenšení vibrací přenášejících se stavebními konstrukcemi. Ventilátory v komorách jednotek jsou uloženy na gumových silentblocích. Jednotky navíc budou podloženy tlumící gumou. Veškeré vzduchovody jsou napojeny na VZT jednotky přes tlumicí vložky, které zabraňují přenosu chvění do potrubního rozvodu a tím i do stavební konstrukce, na které jsou rozvody zavěšeny. Potrubí je na závěsech podloženo tlumící gumou. Všechny prostupy VZT potrubí stavebními konstrukcemi budou obloženy a dotěsněny izolací (např. Fibrex) - dodávka stavby.

7. MĚŘENÍ A REGULACE, PROTIMRAZOVÁ OCHRANA

Navržené vzduchotechnické a klimatizační jednotky jsou řízeny a regulovány samostatným systémem měření a regulace, který zajišťuje následující okruhy :

- ovládání chodu VZT jednotek – jednoventilátorové z.č.1
- ovládání chodu plynových hořáků přímého ohřevu jednotek
- ovládání chodu jednotek – ventilátor řízený frekvenčním měničem přívod, odvod
- regulace teploty vzduchu řízením výkonu výměníku ve VZT z TČ, dále řízením teplovodního ohříváče v zimním období
- regulace teploty vzduchu řízením výkonu chladiče – přímého výparníku
- protimrazová ochrana výměníku tepelného čerpadla – měření na straně primárního vzduchu. Při poklesnutí výkonu – přepnutí čtyřcestného ventilu a následné odmražení venkovního výměníku.
- signalizace bezporuchového chodu ventilátorů pomocí diferenčního snímače tlaku
- signalizace zanesení filtrů
- poruchová signalizace
- připojení regulace a signalizace všech zařízení na velící centralizované stanoviště
- signalizace chodu a poruchového stavu kondenzátoru z. č. 4
- spouštění a signalizace požárních klapků a požárních stěnových uzávěrů

8. IZOLACE, NÁTĚRY

1. Izolace

Jsou navrženy izolace tepelné a protipožární izolace bude instalována na potrubí v místech přechodu rozdělení na jiné požární úseky. Tepelně budou izolována přívodní a odvodní VZT potrubí v trasách exteriéru (VZT jednotka – vlez potrubí do střechy) tloušťkou 150mm. V interiérovém prostředí je navržena izolace na přívodním potrubí tloušťky 30mm. VZT jednotky jsou také zaizolovány. vzduchotechnická potrubí v trasách venkovní prostředí - jednotka. Tepelné izolace vedené v exteriéru budou opatřeny oplechováním-ochrana proti povětrnostním vlivům.

Parametry materiálů izolací :

Tepelné -interiér	šířka izolace 30mm 0,038W/m ² K
Tepelné -exteriér	šířka izolace 150mm s oplech. souč. tepelné vodivosti 0,04W/m ² K
Požární - interiér	šířka izolace 60mm, odolnost 30 min

9. NÁROKY NA SPOLUSOUVISEJÍCÍ PROFESE

Stavební úpravy:

- vyspecifikované otvory pro prostupy vzduchovodů v obvodovém i střešním plášti včetně zapravení
- obložení a dotěsnění prostupů VZT potrubí izolačními protiotřesovými hmotami v rámci zapravení
- obložení vybraných svislých a vodorovných potrubních rozvodů
- připravené základní rošty pro VZT a SPLIT jednotek (TČ)
- stavební, výpomocné práce

Silnoproud:

- silové napojení kondenzačních split jednotek
- spouštění a ovládání odtahových ventilátorů dle předaných podkladů
- napojení rozvaděčů MaR

ÚT:

- připojení VZT jednotek k topnému médiu včetně regulačního uzlu a příslušných armatur

ZTI:

- vpusti ve strojovně a odvody kondenzátu od přímých výparníků split jednotek včetně dodávky kondenzátních sifonů HL 136 N

10. PROTIPOŽÁRNÍ OPATŘENÍ

Do vzduchovodů procházejících stavební konstrukcí ohraničující určitý požární úsek budou vřazeny protipožární klapky, zabraňující v případě požáru v některém požárním úseku jeho šíření do dalších úseků nebo na celý objekt. V případech, kdy nebude protipožární klapku možno osadit do požárně dělící konstrukce, bude potrubí mezi touto konstrukcí a protipožární klapkou opatřeno izolací s požadovanou dobou odolnosti. Požárně technické vlastnosti (zejména jde o požární odolnosti a hořlavosti nosných a požárně dělících konstrukcí, obvodového a střešního pláště, nátěry, nástřiky apod., požární ucpávky, použití speciálních kabelů apod.) je nutné u kolaudace doložit příslušnými doklady dle zákona 22/97 Sb. ve znění pozdějších předpisů a dle navazujících nařízení vlády. Bude vyžadováno doložení minimálně následně uvedených platných dokladů:

- certifikáty
- protokoly o certifikaci (v nichž musí být prokázána i požadovaná požárně technická vlastnost)
- prohlášení o shodě
- doklady o oprávnění k realizaci
- doklady potvrzující správnost a kvalitu provedené práce

11. POŽADAVKY NA MONTÁŽ A ÚDRŽBU

Montáž vzduchotechnického zařízení smí být prováděna jen odbornými pracovníky a za předpokladu dodržování všech montážních a bezpečnostních předpisů. VZT rozvody smontovat těsně a umístit na konzoly a závěsy dle požadavků montáže tak, aby maximální rozteč závěsů nepřesáhla 3 m. Seřadit zařízení tak, aby jejich parametry odpovídaly výkonům uvedeným v seznamu zařízení tohoto projektu a na výkresech. Je třeba zajistit pravidelné čištění všech VZT elementů (ventilátorů, vzduchových filtrů, výměníků tepla, regulačních klapek, požárních klapek, chladicího zařízení). Po montáži vzduchotechnických rozvodů se provede jejich vyčištění.

12. UVEDENÍ DO PROVOZU, ZAREGULOVÁNÍ, KOMPLEXNÍ ZKOUŠKY

V rámci těchto činností bude provedeno :

- Komplexní zaregulování množství vzduchu jednotlivých vzduchotechnických zařízení s protokolárním výstupem
- Komplexní funkční vyzkoušení jednotlivých motorických a mechanických částí a celků vzduchotechnických zařízení s protokolárním výstupem
- Orientační měření hluku včetně protokolárního výstupu
- Komplexní zaškolení obsluhy včetně protokolárního výstupu

- Komplexní zkoušky všech provozních stavů vzduchotechnických zařízení v délce trvání dle SOD

Další činnosti a výstupy spojené s předávacím řízením jsou uvedené v technické specifikaci. Ovládání a kontrola funkcí včetně havarijních stavů vzduchotechnických jednotek v rámci centrálního řídicího a sledovatelského systému je řešena systémem měření a regulace.

13. BEZPEČNOST PRÁCE

Vzduchotechnické jednotky a ostatní VZT elementy může do provozu uvádět pouze odborník s příslušnou kvalifikací. Před prvním uvedením do provozu je třeba zkontrolovat úplnost a čistotu jednotek, ventilátorů a ostatních vzduchotechnických prvků včetně kvality montáže. Před prvním spuštěním jednotek a ventilátorů musí být v souladu s ČSN 33 150 provedena výchozí revize elektrického zařízení dle ČSN 33 2000-6-61. Při prvním spuštění se kontroluje správnost směru otáčení ventilátorů, odběr proudu (ten nesmí přesáhnout hodnotu uvedenou na štítku přístroje). Proudové ochrany motorů musí být nastaveny na hodnotu stejnou nebo nižší než je hodnota na štítku elektromotorů. Po splnění těchto předpokladů je možné uvést vzduchotechnické jednotky a ostatní VZT zařízení do zkušebního provozu.

14. VLIV NA ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ

Větrací a klimatizační zařízení jsou navržena tak, aby splňovala v celkovém součtu požadavky hygienických předpisů týkajících se účinků hluku a přípustných hodnot škodlivin vedených odpadním vzduchem.

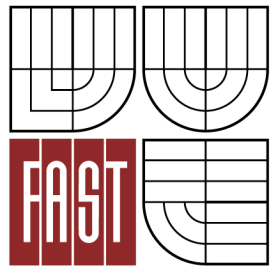
15. ZÁVĚR

Navržené větrací a klimatizační zařízení splňuje nároky kladené na provoz místností daného typu a charakteru. Celoročně zabezpečuje v daných místnostech optimální pohodu prostředí při zabezpečení maximální hospodárnosti provozu těchto zařízení.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ

ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

ČÁST 2. B) VLASTNÍ PROJEKT

3 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

NÁVRH A OPTIMALIZACE PROVOZU TEPELNÉHO ČERPADLA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BC. JOSEF BERGR

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARIAN FORMÁNEK, Ph.D.

BRNO 2015

3 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

3.1 Úvod

Experimentální část se zabývá zpracováním dat získaných od firmy, která obsluhuje a spravuje chod zařízení pro obchodní dům Tesco v Kladně. Jedná se o rooftopové jednotky firmy Lennox. Data jsou zpracovávána formou tabulek a grafů, kde je uveden popis jednotlivých veličin. V další části experimentu je porovnání parametrů zdroje. Nejvýznamnější veličinou pro zařízení typu tepelných čerpadel je topný (COP) a chladicí faktor (EER). Výsledkem experimentu je porovnání účinnosti zařízení naměřené v laboratoři a účinnosti naměřené v provozu, která přímo ovlivňuje topné a chladicí faktory a proto je nejdůležitějším faktorem ovlivňující kvalitu zařízení.

Obr.1: Fotografie řešeného objektu



Obr.2: Nástřešní rooftopová jednotka



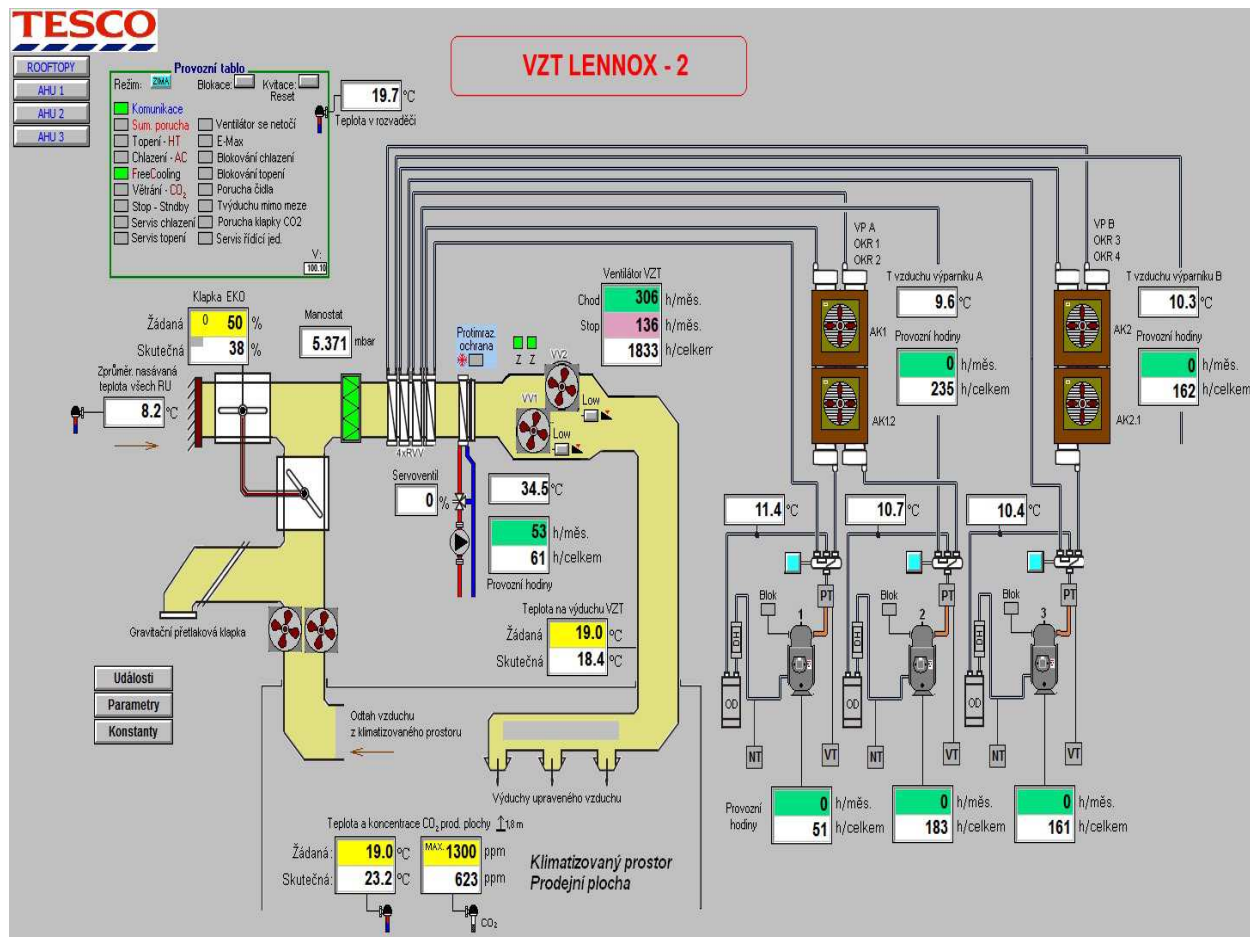
Obr.3: Štítek jednotky



3.2 Data získaná z řídicího systému firmy spravující chod jednotek

Tyto hodnoty byly získány z řídicího softwarového systému firmy spravující a zajišťující chod rooftopových jednotek Lennox instalovaných na střeše obchodního řetězce Tesco v Kladně.

Obr.4: Schéma řídicího systému



Obrázek 4. představuje funkční schéma zařízení, kde jsou vidět důležité parametry potřebné pro kontrolu správného chodu zařízení. Veličina, která je zde nejvíce zastoupena je teplota, dále pak čas, tlak a koncentrace škodliviny CO₂. Ze sběru těchto hodnot se pak může následně vytvořit soubor dat, kde můžeme zjišťovat závislosti mezi různými veličinami a optimalizovat provoz celého zařízení a vyhledávat tak nejlepší řešení provozu z hlediska ekonomiky a životnosti zařízení. Ve schématu jsou tři kompresory, za nimi jsou čtyřcestné ventily, které umožňují reverzibilní chod. Výměník je umístěn v exteriéru a další je umístěn přímo do VZT potrubí.

3.2.1 Provoz zařízení v zimním období v periodě 1 den

Následující tabulka je zpracována pro měsíce leden a únor. Hodnoty jsou vytaženy z řídicího systému, jehož schéma je na obr4.

Tab.1: Měřené veličiny pro Tesco (po periodě jednoho dne)

Čas	Den od počátku měření	Teplota exteriéru	Teplota prostorová	Teplota z VZT	Hodnota CO2	Teplota výparníku 1	Teplota výparníku 2
(den)	(den)	(°C)	(°C)	(°C)	(ppm)	(°C)	(°C)
1.1.2014	1		18,7	24,7	461,4	1	0,4
2.1.2014	2		18,8	18	625,2	0,5	0,1
3.1.2014	3		19,6	20,7	689,7	3,6	3,8
4.1.2014	4		19,6	20,7	689,7	3,6	3,8
5.1.2014	5		19,6	20,7	689,7	3,6	3,8
6.1.2014	6		20,6	20,8	632,5	3,4	3,6
7.1.2014	7		20,7	20,3	686,9	6,9	6,8
8.1.2014	8		21	21,9	642,3	7,8	7,8
9.1.2014	9		21	23	628,5	7,9	7,8
10.1.2014	10		20,9	18,9	620	4,9	4,9
11.1.2014	11		20,7	18,9	657,1	3,2	3,3
12.1.2014	12		20,7	18,9	657,1	3,2	3,3
13.1.2014	13		20,7	18,9	657,1	3,2	3,3
14.1.2014	14	6,2	20,1	19,5	601,1	1,3	0,9
15.1.2014	15	15,5	20,7	20,5	629,6	2,8	2,4
16.1.2014	16		20,1	20,8	622	1,7	1,4
17.1.2014	17		20,2	20,1	635,6	2,6	2,2
18.1.2014	18		20,3	19,6	619,6	2,5	2,3
19.1.2014	19		20,5	23,5	601,7	5,3	5,1
20.1.2014	20		20,6	21,1	540,6	4,6	4,2
21.1.2014	21		20,1	18,8	568,2	0	-0,5
22.1.2014	22	18	20,7	19,9	555,9	1,2	0,6
23.1.2014	23	-0,6	19,6	18,6	571	-2,6	-2,9
24.1.2014	24		19,7	19	597,7	-1,9	-2,3
25.1.2014	25		19,6	17,7	612,6	-7,1	-7,8
26.1.2014	26		19,1	18,5	585,5	-8,7	-8,9
27.1.2014	27		19,2	20,3	556,5	-2,7	-2,8
28.1.2014	28		19,6	20,1	595,8	-1,8	-2,2
29.1.2014	29		19,7	18,7	530,5	-3,4	-3,6
30.1.2014	30		19,6	19,9	602,3	-2,5	-2,5
31.1.2014	31		19,8	20,1	620,5	0,6	0,6
1.2.2014	32		20,1	20,7	645,4	0,3	0,4
2.2.2014	33		20,3	22,1	604,3	-0,4	-0,6
3.2.2014	34		20,4	20,4	538,5	-1,3	-1,6
4.2.2014	35		20,1	19,6	588,5	-1,9	-1,2
5.2.2014	36		20,2	18,2	625,5	-0,5	-0,5
6.2.2014	37		20,6	19,2	642,8	2,7	2,5
7.2.2014	38		20,9	20,1	661,7	3,4	3,5
8.2.2014	39		21,1	24,1	637,4	6	6,4
9.2.2014	40		21,1	24,9	586,8	4,7	4,4
10.2.2014	41		20,9	23	547,1	2,4	2,7
11.2.2014	42		20,9	20,2	594,3	3,7	3,2
12.2.2014	43		20,8	20,5	589	1,6	1,2
13.2.2014	44		20,8	21,3	604,9	3,4	3,5

14.2.2014	45		21	20	616,2	4,4	4,2
15.2.2014	46		21	22,1	638,8	4,3	4,3
16.2.2014	47		21,7	23,1	561,8	7	6,9
17.2.2014	48		21,3	21,6	564,2	5,7	5,7
18.2.2014	49		21,1	22	588,1	3,2	3
19.2.2014	50		21	20,8	587,9	5,1	4,9
20.2.2014	51		21,3	22,8	609	6,5	6,3
21.2.2014	52		21,4	22,5	631,3	6	5,9
22.2.2014	53		21,5	21,8	620,1	6	6,2
23.2.2014	54		21,4	24,8	587,1	5,5	5,7
24.2.2014	55		21,2	24,7	576,5	4,6	4,6
25.2.2014	56		21,1	22,6	608,5	1,9	1,3
26.2.2014	57		20,9	22,6	598,1	2,8	2,5
27.2.2014	58		21,1	23,9	584,5	4,8	4,8
28.2.2014	59		21,2	22,7	633	4,2	3,8

V tabulce jsou označeny řádky červeně, zeleně a černě. Černé řádky značí, že u nich nebyla nalezena chyba. Zelené řádky se vyznačují tím, že mají navíc uvedenu teplotu exteriéru. Červené řádky jsou totožné, tento fakt je velice nepravděpodobný, a proto jsou uvažovány jako chybné, respektive jeden je správný a další stejné jsou chybné. Z datového souboru, kde byly převzaty tyto hodnoty se vyskytovaly nesrovnalosti. Například exteriérová teplota pro 14.1. ve 24h byla hodnota 6,1°C a pro 15.1. v 0h byla naměřena teplota 4,3°C. Tyto hodnoty by měly být naprosto totožné, protože 14.1. 24h je stejný časový údaj jako 15.1. 0h. Chyba nebyla ojedinělá, ale není možná kontrola těchto údajů. Vzniklé nesrovnalosti mohly vzniknout nepřesností čidel, které měří dané veličiny, nebo systémem, který zpracovává hodnoty, či generováním dat do jiného souboru.

Popis veličin a jejich závislosti

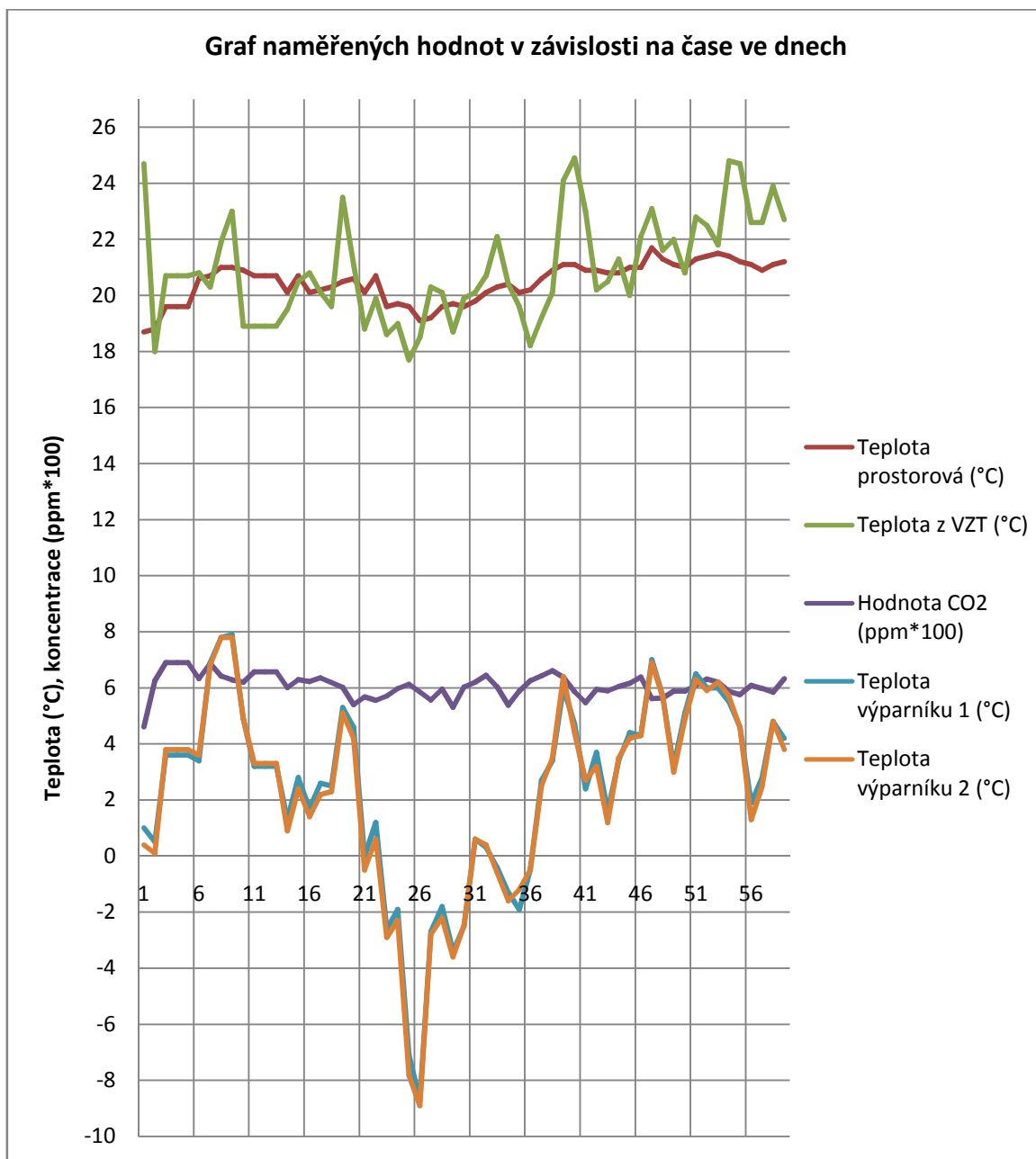
Teplota prostorová - značí teplotu která je měřena v prodejní hale. Čidlo je umístěno v prostoru odvodního potrubí. Hodnota kolísá mezi 18 °C až 22°C. Nastavená teplota, která je požadovaná má hodnotu 19°C

Teplota z VZT – značí teplotu přívodního vzduchu z VZT potrubí do prodejní haly. Hodnota kolísá mezi 18°C až 25°C. Pokud bychom měli naměřená data exteriérové teploty, mohly bychom pozorovat závislost mezi touto teplotou a teplotou exteriéru. V některých dnech je teplota přívodního vzduchu nižší. To znamená vyšší tepelné zisky v prostoru prodejní plochy než je samotná ztráta obálkou budovy do venkovního prostředí a to i ve statisticky nejchladnějším měsíci roku – lednu

Teplota výparníku 1,2 – jsou teploty, které jsou na venkovním výměníku, který má v zimním (topném) režimu charakter výparníku. Tato teplota by měla být níže o teplotní spád, než je exteriérová teplota pokud je výparník v činnosti. Ale pokud je spuštěno odmrazování, bude teplota výparníku vyšší než teplota exteriéru

Hdnota CO₂ – Je to koncentrace škodlivin, která je udána v PPM a číslo je poděleno číslem 100 z důvodu odečítání na jedné stupnici

Graf č. 1



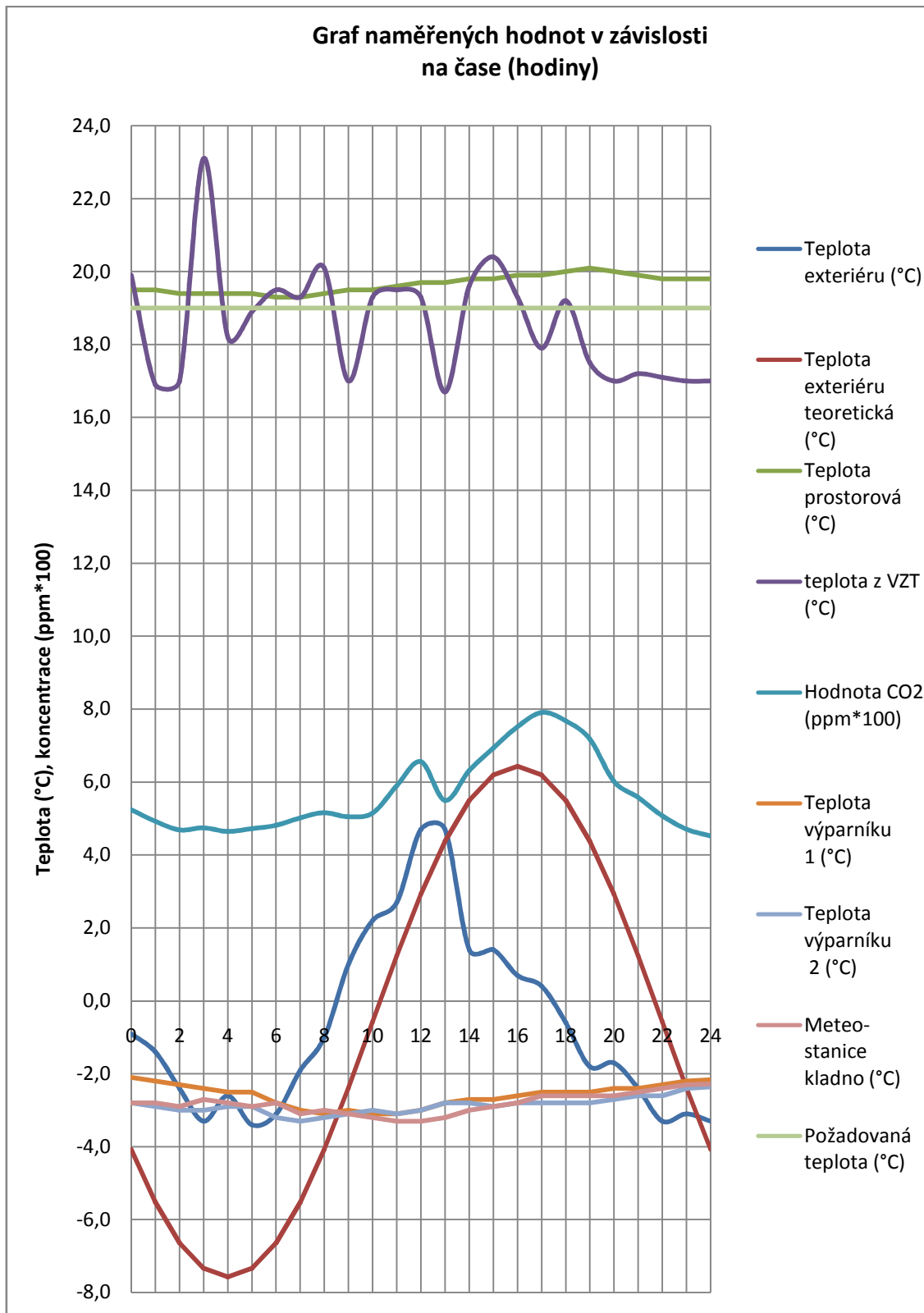
3.2.2 Provoz zařízení v zimním období v periodě 1 hodina

Následující tabulka je zpracována pro 23.1. Hodnoty jsou vytaženy z řídicího systému, jehož schéma je na obr4.

Tab.2: Měřené veličiny pro tesco pro 23.1. (po periodě 1h)

Čas	Teplota exteriéru	Teplota exteriéru teoretická	Teplota prostorová	teplota z VZT	Hodnota CO2	Teplota výparníku 1	Teplota výparníku 2	Meteo-stanice kladno
(h)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(ppm*100)	(°C)	(°C)	(°C)
0	-0,9	-4,1	19,5	19,9	5,242	-2,1	-2,8	-2,8
1	-1,4	-5,5	19,5	16,9	4,928	-2,2	-2,9	-2,8
2	-2,4	-6,6	19,4	17,0	4,689	-2,3	-3,0	-2,9
3	-3,3	-7,3	19,4	23,1	4,744	-2,4	-3,0	-2,7
4	-2,6	-7,6	19,4	18,2	4,648	-2,5	-2,9	-2,8
5	-3,4	-7,3	19,4	18,9	4,726	-2,5	-2,9	-2,9
6	-3,1	-6,6	19,3	19,5	4,814	-2,8	-3,2	-2,8
7	-1,9	-5,5	19,3	19,3	5,022	-3,0	-3,3	-3,1
8	-1,0	-4,1	19,4	20,1	5,160	-3,1	-3,2	-3,0
9	1,0	-2,4	19,5	17,0	5,048	-3,0	-3,1	-3,1
10	2,2	-0,6	19,5	19,3	5,150	-3,1	-3,0	-3,2
11	2,7	1,2	19,6	19,5	5,896	-3,1	-3,1	-3,3
12	4,7	2,9	19,7	19,3	6,558	-3,0	-3,0	-3,3
13	4,7	4,4	19,7	16,7	5,498	-2,8	-2,8	-3,2
14	1,4	5,5	19,8	19,6	6,314	-2,7	-2,8	-3,0
15	1,4	6,2	19,8	20,4	6,934	-2,7	-2,9	-2,9
16	0,7	6,4	19,9	19,3	7,520	-2,6	-2,8	-2,8
17	0,4	6,2	19,9	17,9	7,910	-2,5	-2,8	-2,6
18	-0,6	5,5	20,0	19,2	7,679	-2,5	-2,8	-2,6
19	-1,8	4,4	20,1	17,5	7,180	-2,5	-2,8	-2,6
20	-1,7	2,9	20,0	17,0	6,019	-2,4	-2,7	-2,6
21	-2,4	1,2	19,9	17,2	5,578	-2,4	-2,6	-2,5
22	-3,3	-0,6	19,8	17,1	5,079	-2,3	-2,6	-2,4
23	-3,1	-2,4	19,8	17,0	4,713	-2,2	-2,4	-2,3
prům.	-0,6	-0,6	19,7	18,6	5,710	-2,6	-2,9	-2,8

Graf č. 2



Popis veličin a jejich závislosti

Požadovaná teplota – teplota ve °C v prodejní hale požadovaná pro zimní období

Teplota exteriéru teoretická – teplota při amplitudě 7°C. Tato amplituda se používá při výpočtu zisků v letním období pro slunečný den. V porovnání s teplotou z meteostanice má reálná teplota menší výkyv. V tento den bylo zataženo.

Teplota exteriéru – teplota exteriéru naměřena měřícím čidlem systému měření a regulace pro rooftopové jednotky

Meteostanice Kladno – uvádí teplotu, která byla ve shodný den naměřena v meteostanici v Kladně. Teoreticky by měly být teploty „Teplota exteriéru“ a „Meteostanice Kladno“ totožné, ale ve 12 hodin se liší až o 8°C. Tento rozdíl je velmi vysoký pro stejnou oblast. Odchylka by mohla nastat, pokud jsou čidla umístěna v jiných nadmořských výškách (údolí, vyvýšenina), nebo je ovlivněno jiným faktorem, který zkresluje skutečnou teplotu prostředí (výfuk teplého vzduchu, přímé a nepřímé radiační záření). Jestliže se zaměříme na teplotu, kterou udává výparník, má obdobný průběh jako teplota z meteostanice. Mohl by to být ukazatel, že teplotní čidlo systému neukazuje správně. Křivky nejsou ani podobné, čímž by se prokázalo, že teplotní čidlo je špatně kalibrováno. Je pravděpodobné, že je čidlo ovlivňováno jiným faktorem. V době nejintenzivnějšího slunečního záření čidlo ukazuje zvýšení teploty. Pravděpodobně bude umístěno, kde je oslábáno předměty, které vydávají teplo od slunečního záření.

V pozorovaný den byla měřená interiérová teplota stále nad teplotou požadovanou. Přiváděný vzduch do místnosti byl po většinu dne chladnější. Protože zde není zpracován chod ventilátoru, nemůžeme určit, kdy byl přiváděn vzduch do interiéru. Předpokládejme, že v noční době je zařízení převážně vypnuto. Pokud bychom zvolili nepřetržitý provoz ventilátoru a dopravy vzduchu do interiéru v otevírací době, mohli bychom říci, že chod zařízení je optimální. V 10-12 h je přivodní vzduch teplejší než požadovaná hodnota interiéru, optimálně by měl být chladnější, protože měřená teplota vzduchu v interiéru je stále vyšší než požadovaná, avšak nepřesáhla 20°C. Další zajímavý bod je 18 h, kdy teplota interiéru nabyla hodnoty 20°C a teplota přívodu vzduchu začala klesat a v nadcházejících hodinách nabývala hodnoty okolo 17°C. Z těchto parametrů se dá odvodit, že maximální interiérová teplota pro zimní období je nejspíše nastavena na 20°C, při překročení této teploty dostává VZT jednotka povel pro snížení teploty přívodního vzduchu.

Teploty výparníků a venkovní teploty podle meteostanice nevykazují skoro žádný rozdíl. Je možné, že provoz objektu při této venkovní teplotě nevyžaduje sepnutí tepelného zdroje. Tepelná ztráta objektu obálkou budovy je podobná jako vnitřní zisky.

Hodnota CO₂ je do 12 h téměř konstantní, ve 12 h se mírně zvedá a následně klesá do 13 h, poté se zvyšuje a v 17 h dosahuje maxima, což je doba, kdy se předpokládá nejvyšší návštěvnost. Toto rozložení hodnot odpovídá i předpokládané návštěvnosti zákazníků.

3.3 Porovnání parametrů zařízení

Jedná se o porovnání topného faktoru, který byl vypočten na základě získaných dat, která byla měřena při zkoušce provozního chodu jednotky a topného faktoru, který je udán výrobcem.

3.3.1 Hodnoty z měření

V následující tabulce jsou udány teploty a energie, ze kterých je stanovena účinnost zařízení. Účinnost je vypočtena podle Carnnotova vztahu. Pro soubor dat je stanovena pouze jedna výsledná účinnost chodu zařízení a jedna hodnota topného faktoru, protože měření nebylo realizováno při různé hladině teplot, tudíž nebylo možno zpracovat další body, ze kterých by byla patrna závislost parametrů.

Tab.3. Tabulka hodnot zpracovaných z měření

Čas	Hodnoty naměřené						Hodnoty vypočtené				
	Teplota vzduchu	Povrch výparníku	Výtlač kompresoru	Teplota kondenzátoru	Elektrická energie	Energie odevzdaná	Příkon	Topný výkon	Topný faktor skutečný	Topný faktor teoretický	Účinnost
t (datum)	T _{air} (°C)	T _v (°C)	T _{kom} (°C)	T _k (°C)	E _p (kcal)	E _Q (kcal)	P (W)	Q (W)	COP (-)	COP _{carnnot} (-)	μ (-)
9:56:39	2,1	-7,23	69,5	44,6	55,91	130,29	39,00	90,88	2,330	7,484	0,311
9:56:44	2,1	-7,26	69,5	44,6	55,91	143,15	39,00	99,85	2,560	7,483	0,342
9:56:50	2,1	-7,3	69,5	44,6	55,91	133,65	39,00	93,22	2,390	7,480	0,320
9:56:55	2	-7,32	69,6	44,7	55,91	147,70	39,00	103,02	2,642	7,450	0,355
9:57:01	2	-7,34	69,7	44,7	55,91	126,80	39,00	88,44	2,268	7,439	0,305
9:57:06	2	-7,35	69,7	44,8	55,91	141,53	39,00	98,72	2,531	7,435	0,340
9:57:12	2,1	-7,4	69,8	44,8	55,91	123,52	39,00	86,16	2,209	7,451	0,297
9:57:17	2,1	-7,39	69,9	44,8	55,91	138,02	39,00	96,27	2,468	7,454	0,331
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
11:19:54	2,3	-5,08	42,7	46,5	55,91	131,69	39,00	91,85	2,355	7,229	0,326
Průměr	2,2	-7,3	58	44,6	55,91	133,6	39,00	93,20	2,390	7,490	0,319

Postup výpočtu:

Příkon:

$$\text{Vztah: } P = E_p / t * c = E_p / 6 * 4,185 \quad (\text{W})$$

t - rozdíl času mezi intervaly (s)

c – konstanta převodu jednotky energie Kalorie na jednotku Joule (-)

Topný výkon:

$$\text{Vztah: } Q = E_Q / t * c = E_Q / 6 * 4,185 \quad (\text{W})$$

t - rozdíl času mezi intervaly (s)

c – konstanta převodu jednotky energie Kalorie na jednotku Joule (-)

Topný faktor skutečný:

$$\text{Vztah: } \text{COP} = Q / P \quad (-)$$

Udává skutečný poměr mezi energií odebranou a dodanou

Topný faktor teoretický:

$$\text{Vztah: } \text{COP}_{\text{carnnot}} = T_k / (T_k - T_{\text{air}}) \quad (-)$$

T_k – teplota na kondenzátoru (K)

T_{air} – teplota vzduchu před vstupem do výparníku (K)

Teoretický topný faktor je takový faktor, který je možné dosáhnout při 100% účinnosti zařízení. Je však nereálný, protože účinnost zdroje není nikdy 100%. Výrobci udávají topné faktory při teplotě kondenzační a teplotě venkovního vzduchu, pokud se jedná o typ tč, který odebírá teplo ze vzduchu. Proto je ve vztahu uvedena teplota vzduchu a ne teplota výparníku. Každé tepelné čerpadlo může mít na výparníku jiný teplotní spád, který se s časem mění a to zvláště u vzduchového tč, které vytváří odmrazovací cykly. Proto je důležité uvádět teplotu vzduchu a ne teplotu na výparníku. V našem měřeném případě byl teplotní spád 5,1°C, což je nižší hodnota, protože teplotní rozdíl se pohybuje od 3°C do 25°C na výměnících. Pokud bychom s tímto počítali, vyšel by menší teoretický topný faktor a následně vyšší účinnost tepelného čerpadla.

Účinnost:

$$\text{Vztah: } \mu = \text{COP} / \text{COP}_{\text{carnnot}} \quad (-)$$

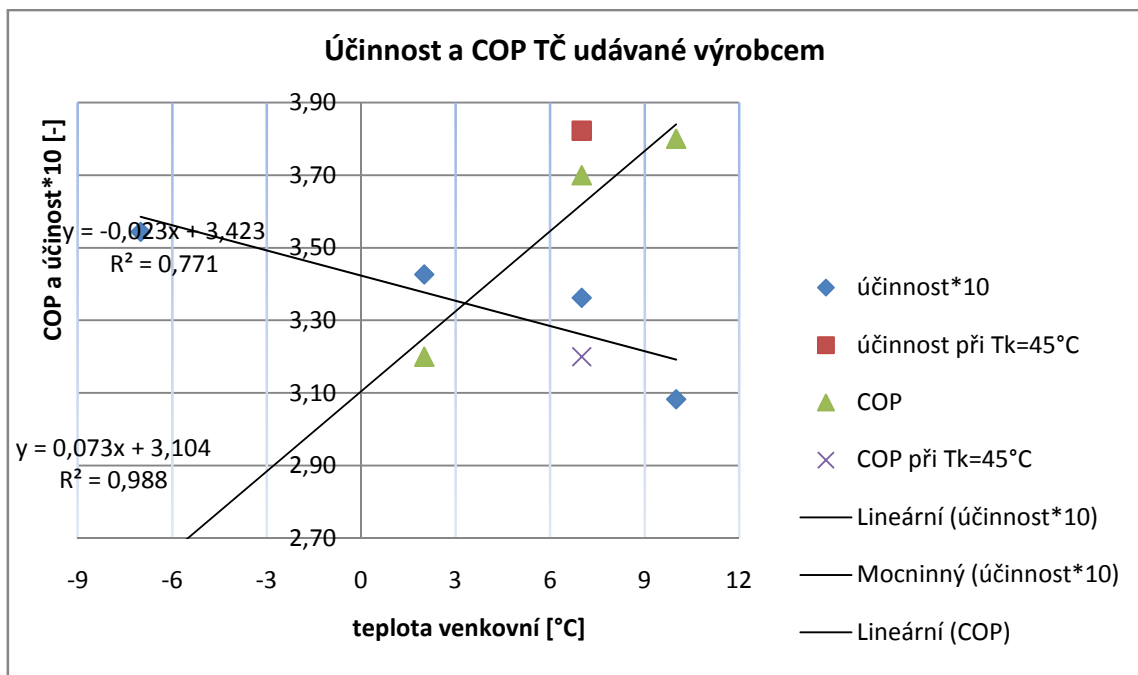
Účinnost vyjadřuje poměr skutečně dosaženého topného faktoru a faktoru teoretického. U vzduchových tepelných čerpadel se pohybuje okolo 40%.

3.3.2 Hodnoty udávané výrobcem

Tab.3: Hodnoty výrobce

T _{air}	T _k	rozdíl teplot	COP	účinnost
7	45	38	3,20	0,38
10	35	25	3,80	0,31
7	35	28	3,70	0,34
2	35	33	3,20	0,34
-7	35	42	2,60	0,35

Graf č.3



3.3.3 Porovnání naměřených hodnot

Pro porovnání je důležité, přepočítat hodnoty na stejné teplotní podmínky, pokud chceme vyčíslit topný faktor nebo výkon. Ale pokud se podíváme do tabulky 3 na účinnost cyklu, vidíme, že osciluje mezi hodnotami 31-38% a její závislost je slabá na změnách teplotních úrovní. Proto budeme porovnávat účinnost jako jedinou hodnotu. Pro porovnání vybereme nejbližší možné teplotní hladiny, abychom eliminovali chybu slabé závislosti účinnosti na teplotních hladinách.

Tab.4 Porovnání účinností

	T_{air}/T_k	μ
	(°C)	(-)
Výrobce	7/45	0,38
	2/35	0,34
Měření	2,2/44,6	0,319

Hodnota naměřené účinnosti je menší než hodnota výrobce. Rozdíl je však malý, 6% a 2%. Zařízení pracuje správně a dosahuje téměř stejných parametrů, jaké byly naměřeny výrobcem.

3.4 Závěr

Na základě měření zařízení v provozu byly vytvořeny tabulky a grafy, kde první tabulka popisuje závislosti hodnot v periodě jednoho dne po dobu dvou měsíců, dále byla sestavena tabulka pro jeden den, kde jsou hodnoty udávány po hodinách a ve třetí části experimentu byla porovnána účinnost tepelného čerpadla z hodnot naměřených a z hodnot udaných výrobcem.

C) ZÁVĚR

Výsledkem diplomové práce ve výpočtové části je projektová dokumentace vzduchotechnického zařízení a optimalizace zdroje pro prodejní plochu a přidružené místnosti hypermarketu Tesco v Kladně. Projekt je zpracován ve stupni prováděcí dokumentace. Pro prodejní plochu bylo zajištěno teplovzdušné vytápění, chlazení a hygienické větrání. V přidružených místnostech bylo zajištěno pouze hygienické větrání. Zařízení bylo projektováno a navrženo s ohledem na provozní, hygienické, funkční a ekonomické požadavky objektu dle platných právních předpisů. V Experimentální části byla zpracována data a následně vyhodnocena a porovnána účinnost stávajícího zařízení na řešeném objektu.

D) POUŽITÉ ZDROJE

- [1] ŠIKULA, O., *Ochlazování budov*. Brno: VUT Brno, FAST, Ústav technických zařízení budov, 2013. Přednášky
- [2] RUBINOVÁ, O., *Vzduchotechnika pro obor S*. Brno: VUT Brno, FAST, Ústav technických zařízení budov, 2013. Přednášky
- [3] *BT02 – TZB III – Vzduchotechnika* [online].2014 [cit. 2014-09-21]. Chlazení pro vzduchotechniku. Dostupné z WWW: <<http://www.fce.vutbr.cz/TZB/rubanova.o/>>.
- [4] DVOŘÁK, Z., *Základy chladicí techniky*, Stát. nakl. tech. Lit., Praha 1986, TK-A-0210.788-84
- [5] CHYSKÝ, J., HEMZAL, K., a kol. *Větrání a klimatizace technický průvodce*, BOLIT – B press Brno, Praha 1993,ISBN 80-90 1574-0-8
- [6] *Wikipedie.cz* [online]. 2014 [cit. 2014-09-16]. Carnotův cyklus. Dostupné z WWW: <www.wikipedie.cz>.
- [7] GEBAUER, Günter, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. *Vzduchotechnika*. 2008. vyd. Brno: ERA group spol. s r.o., 2007. ISBN 978-80-7366-091-8.
- [8] DVOŘÁK, Z., KLAZAR, L., PETRÁK, J.: *Tepelná čerpadla*. 1. vydání., Praha: SNTL, 1987. ISBN 80 902244-1-5
- [9] TINTĚRA, L.: *Tepelná čerpadla*. 1.vydání. Praha : ARCH, 2003. ISBN 80-86165-61-2.
- [10] *TZB-info - stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov* [online].c2001-2014 [cit. 2014-09-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/>>.
- [11] *Abeceda tepelných čerpadel Tepelná čerpadla* [online]. 2007 [cit. 2014-09-17].Dostupný z WWW: <<http://www.abeceda-cerpadel.cz/>>.

E) SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zn.	Veličina	Základní jednotka
A	celková pohltivá plocha	[m ²]
a	délkový rozměr	[m]
b	délkový rozměr	[m]
c	korekční součinitel	[-]
	měrná tepelná kapacita	[J/kg·K]
COP	topný faktor	[-]
D	útlum akustického výkonu	[dB]
d	průměr	[m]
	tloušťka	[m]
e	korekční činitel vystavení povětrnostním vlivům	[-]
EER	chladicí faktor	[-]
f	frekvence	[Hz]
	redukční teplotní činitel	[-]
	odstup od svislé stínící překážky	[m]
g	odstup od vodorovné stínící překážky	[m]
H	součinitel návrhové tepelné ztráty [W]	
h	výška	[m]
I	intenzita sluneční radiace	[W/m ²]
K	korekce na počet výustek	[dB]
L	hladina akustického tlaku/výkonu	[dB]
l	délka	[m]
	délka potrubí v úseku	[m]
m	součinitel zmenšení teplotního kolísání	[-]
n	intenzita výměny vzduchu	[h ⁻¹]
O	objem	[m ³]
Q	tepelný tok	[W]
	směrový činitel	[-]
R	tlakový spád	[Pa/m]
	tepelný odpor	[m ² ·K/W]
r	vzdálenost akustického zdroje	[m]
S	plocha	[m ²]
s	stínící součinitel	[-]
T	termodynamická teplota	[K]
t	teplota	[°C]
U	součinitel prostupu tepla	[W/m ² ·K]
v	rychlost proudění	[m/s]
V	objemový průtok	[m ³ /s]
Z	tlaková ztráta	[Pa]
α	sluneční azimut	[°]
γ	azimutový úhel normály stěny	[°]
Δ	konečný rozdíl dvou hodnot	[-]

δ	sluneční deklinace	[°]
	tloušťka stěny	[m]
ξ	součinitel vřazeného odporu	[-]
λ	součinitel tepelné vodivosti	[W/m·K]
ρ	objemová hmotnost, hustota	[kg/m ³]
Σ	součet hodnot	[-]
Φ	tepelná ztráta	[W]
ϕ	relativní vlhkost vzduchu	[-]
ψ	fázové posunutí teplotních kmitů	[h]

Index	Označení
A	plocha
a	vzduch
c	citelné teplo, koncentrace
d	průměr, difuzní radiace
e	exteriér
h	horizontální
i	interiér
O	objem
o	odvod vzduchu, okno
p	přívod vzduchu, povrch

F) SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Půdorys 1.NP 1:100
- P2 Řezy A1,A2,B,C 1:50
- P3 Půdorys střechy 1:50
- P4 Řezy A3,A4 1:100