



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# SNÍŽENÍ ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI VÝROBNÍHO AREÁLU

REDUCING THE ENERGY INTENSITY OF PRODUCTION AREA

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Tannert

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2017



## Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Jiří Tannert**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

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

### **Snížení energetické náročnosti výrobního areálu**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

V rámci práce bude posouzeno energetické hospodářství konkrétního výrobního areálu a hledány způsoby úspor energií a zvýšení efektivity dílčích procesů.

#### **Cíle diplomové práce:**

1. Zpracovat stručný popis technologie se zaměřením na konkretizaci požadavků na chlazení, topení, osvětlení a dodávku stlačeného vzduchu.
2. Navrhnout alternativní jednotku pro chlazení technologické vody umožňující snížení spotřeby energie.
3. Navrhnout opatření vedoucí ke zvýšení efektivity provozu centrálního vzduchového kompresoru.
4. Posoudit dosažitelné úspory při výměně osvětlení za LED.

#### **Seznam literatury:**

DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. 2005. Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie. Praha: BEN - technická literatura. ISBN 8073001187.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 3. 11. 2016



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

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

## ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá možnostmi a následným návrhem jednotlivých opatření k docílení snížení energetické náročnosti ve společnosti fischer Vyškov, s.r.o. V úvodu práce je rozbor aktuálního stavu oblastí, na které se práce dále zaměřuje. Těmi jsou výroba stlačeného vzduchu, chlazení technologie a osvětlení. Hlavním úsporným opatřením pro výrobu stlačeného vzduchu je návrh k zakoupení nového kompresoru. Pro chlazení jsou možnosti volného chlazení (free cooling) včetně návrhu suchého chladiče a jeho zařazení do chladicího okruhu. V poslední části je návrh nové světelné soustavy s využitím LED svítidel.

## ABSTRACT

The diploma thesis deals with possibilities and subsequent proposal of individual measures to achieve the reduction of energy intensity in the company fischer Vyškov, s.r.o. At the beginning of the thesis is the analysis of the current state of the areas on which the work is further focused. These include the production of compressed air, cooling technology and lighting. The main cost-saving measures for the production of compressed air is a proposal to purchase a new compressor. For cooling, there are free cooling options, including the design of a dry cooler and its inclusion in the cooling circuit. The last part is the design of a new lighting system using LED lamps.

## KLÍČOVÁ SLOVA

úspory stlačený vzduchu, free cooling, atmosférický chladič, výměna za LED

## KEYWORDS

saving compressed air, free cooling, atmospheric cooler, replacement for LED



## **Bibliografická citace**

TANNERT, J. Snížení energetické náročnosti výrobního areálu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 123 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..



## **Prohlášení autora o původnosti práce**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

Ve Vyškově dne 22. 5. 2017

.....

Jiří Tannert



## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce. Dále jsem velmi vděčný panu Ing. Martinovi Řezníčkovi z vyškovské společnosti TRASKO, a.s. a Ing. Stanislavovi Štefánkovi ze společnosti fischer Vyškov, s.r.o. za jejich čas strávený konzultacemi mé diplomové práce. Za výborné podmínky pro psaní této práce vděčím rodičům.



<b>1</b>	<b>ZÁKLADNÍ INFORMACE O SPOLEČNOSTI .....</b>	<b>15</b>
1.1	FISCHER FIXING SYSTEMS.....	15
1.2	FISCHER VÝŠKOV, S.R.O. ....	15
<b>2</b>	<b>AKTUÁLNÍ TECHNOLOGIE PRO CHLAZENÍ, VÝROBU STLAČENÉHO VZDUCHU, OSVĚTLENÍ A VYTÁPĚNÍ .....</b>	<b>18</b>
2.1	CHLAZENÍ FOREM VSTŘIKOVACÍCH LISŮ .....	18
2.2	VÝROBA STLAČENÉHO VZDUCHU .....	22
2.3	OSVĚTLENÍ VNITŘNÍCH PROSTOR .....	25
2.4	VYTÁPĚNÍ A OHŘEV TUV V AREÁLU SPOLEČNOSTI .....	26
2.5	CENY ENERGIÍ .....	30
<b>3</b>	<b>MOŽNOSTI ÚSPOR PŘI CHLAZENÍ.....</b>	<b>30</b>
3.1	IZOLACE VEDENÍ CHLADÍČÍ VODY .....	30
3.2	FREE COOLING .....	38
3.3	SUCHÉ CHLAZENÍ .....	41
3.4	CHLAZENÍ VYUŽÍVAJÍCÍ ODPAŘOVÁNÍ.....	41
3.5	VÝBĚR CHLADÍČÍ JEDNOTKY .....	44
3.6	AKTUÁLNÍ STAV CHLAZENÍ TECHNOLOGICKÉ VODY.....	44
3.7	MOŽNOSTI ZAPOJENÍ ATMOSFÉRICKÉHO CHLADIČE .....	48
3.8	ÚPRAVA NÁDRŽE NA VODU .....	49
3.9	NÁVRH ATMOSFÉRICKÉHO CHLADIČE .....	50
3.10	VÝPOČET ROČNÍ ÚSPORY .....	69
<b>4</b>	<b>MOŽNOSTI ÚSPOR PŘI VÝROBĚ STLAČENÉHO VZDUCHU .....</b>	<b>70</b>
4.1	NÁVRH NOVÉHO KOMPRESORU .....	70
4.2	ÚSPORY NOVÉHO KOMPRESORU .....	78
4.3	ÚSPORY NAVRŽENÉHO KOMPRESORU PŘI SÁNÍ CHLADNÉHO VZDUCHU .....	80
4.4	ÚSPORY PŘI REGENERACE TEPLA .....	82
4.5	ÚSPORY PŘI VYUŽITÍ ÚSPORNÝCH TRYSEK .....	85
<b>5</b>	<b>OSVĚTLENÍ .....</b>	<b>86</b>
5.1	PRINCIP LED .....	86
5.2	FOTOMETRICKÉ VLASTNOSTI .....	88
5.3	ZÁKLADNÍ POJMY.....	88
5.4	ELEKTRICKÉ VLASTNOSTI.....	91
5.5	ELEKTRONICKÉ SOUČÁSTI .....	93
5.6	PROVOZNÍ VLASTNOSTI .....	95
5.7	ZÁSADY NÁVRHU OSVĚTLENÍ .....	97
5.8	AKTUÁLNÍ STAV OSVĚTLENÍ HALY 3 .....	98
5.9	NABÍDKA .....	100
5.10	NÁVRH OSVĚTLENÍ S VYBRANÝM SVÍTIDLEM .....	103
5.11	NÁVRH OSVĚTLENÍ .....	104
5.12	SNÍŽENÍ TEPELNÝCH ZISKŮ .....	105

---

5.13	VÝŠE INVESTICE, NÁVRATNOST .....	106
<b>6</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>106</b>
6.1	CHLAZENÍ .....	106
6.2	VÝROBA STLAČENÉHO VZDUCHU .....	107
6.3	OSVĚTLENÍ HALY 3 .....	109
<b>7</b>	<b>SEZNAM ZDROJŮ .....</b>	<b>110</b>
	SEZNAM ZKRATEK .....	118
	SEZNAM SYMBOLŮ .....	119

# 1 Základní informace o společnosti

fischerwerke GmbH & Co. KG je německá mezinárodní společnost založená v roce 1984 Arthurem Fischerem (\*31. 12. 1919 - † 27. 1.2016), která má 4 divize zabývající se výrobou automobilových interiérů, konstrukčních hraček, upevňovacích systémů a poradenstvím. Společnost je dělena do 44 dceřiných společností a zaměstnává 4423 zaměstnanců ve více než 100 zemích. [1] [3]

## 1.1 fischer fixing systems

Jedná se o největší divizi společnosti, která se zabývá vývojem, výrobou a prodejem upevňovacích systémů včetně podpory pro zákazníky. Výroba upevňovacích systémů je umístěna v Německu, Itálii, USA a v České republice. Tato práce je určena právě pro českou pobočku této divize - fischer Vyškov, s.r.o. sídlící na adrese Osvoboditelů 816/59, 683 23 Ivanovice na Hané.

## 1.2 fischer Vyškov, s.r.o.

Výrobní prostory se nachází na dvou místech. Na ulici Nádražní a na ulici Osvoboditelů v Ivanovicích na Hané. Na ulici Nádražní se nachází oddělení ruční montáže a tento objekt je nazýván Sladovnou kvůli sousedícím sladovým skladům.



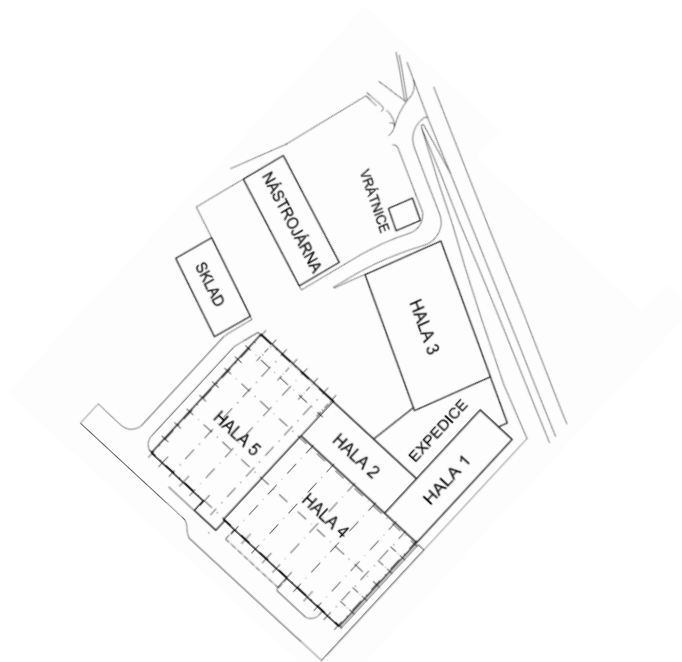
Obrázek 1.2.1 Letecký pohled na Sladovnu [3]

Na ulici Osvoboditelů se nachází zbytek výroby. Celkem je v Ivanovicích na Hané zaměstnáno přibližně 300 zaměstnanců, kteří pracují ve 4 hlavních odděleních, která krátce představím. [4]



Obrázek 1.2.2 Letecký pohled na výrobní areál na ulici Osvoboditelů [3]

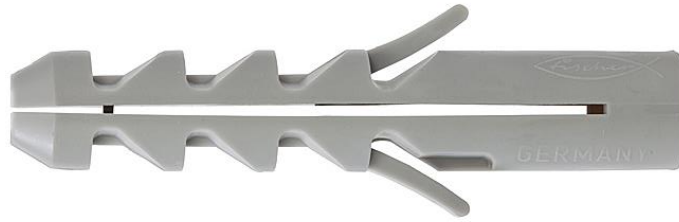
Na situačním schématu můžeme vidět i Halu 4 a Halu 5, která je momentálně ve výstavbě.



Obrázek 1.2.3 Situační schéma areálu včetně Haly 4 a 5

### 1.2.1 Oddělení-Lisovna

Lisovna se nachází v Hale 3 a je tvořena 16 pracovníky. Vyrábí se zde 288 polotovarů pomocí 171 vstřikovacích forem. Jako surový materiál se používá na 35 druhů granulátů (hlavně PA 6 a PP) a barviv. V Lisovně se nachází 12 vstřikovacích lisů, které spotřebují cca 700 kg granulátu za den. Hlavním výrobním artiklem jsou různé typy hmoždinek. [4]



Obrázek 1.2.4 rozpěrná hmoždinka [5]

### 1.2.2 Oddělení-Obrobná

V rámci celosvětové skupiny fischer je toto jediné kompetentní pracoviště k třískovému obrábění a rozprostírá se v Hale 1 a Hale 2 na celkové ploše 1800 m<sup>2</sup>. Pracuje zde 70 pracovníků v třísměnném provozu. Výrobním sortimentem je přes 700 druhů komponentů pro kotvicí techniku. [4]

Strojní park obsahuje 46 strojních zařízení a tyto typy:

- Víceřetenové automaty
- CNC soustruhy
- Soustružnické automaty
- Válcovačky závitů
- Frézky a další



Obrázek 1.2.5 Kotva FHB II [6]

### 1.2.3 Oddělení-Montáž

Na tomto oddělení, které zaměstnává 159 pracovníků, se kompletují a balí hotové výrobky. Oddělení se nachází v Hale 3 a na Sladovně. [4]

### 1.2.4 Oddělení-Nástrojárna

Na tomto oddělení jsou umístěny přesné obráběcí stroje a měřicí technika, které jsou potřebné k provozu a tvorbě vstřikovacích forem.

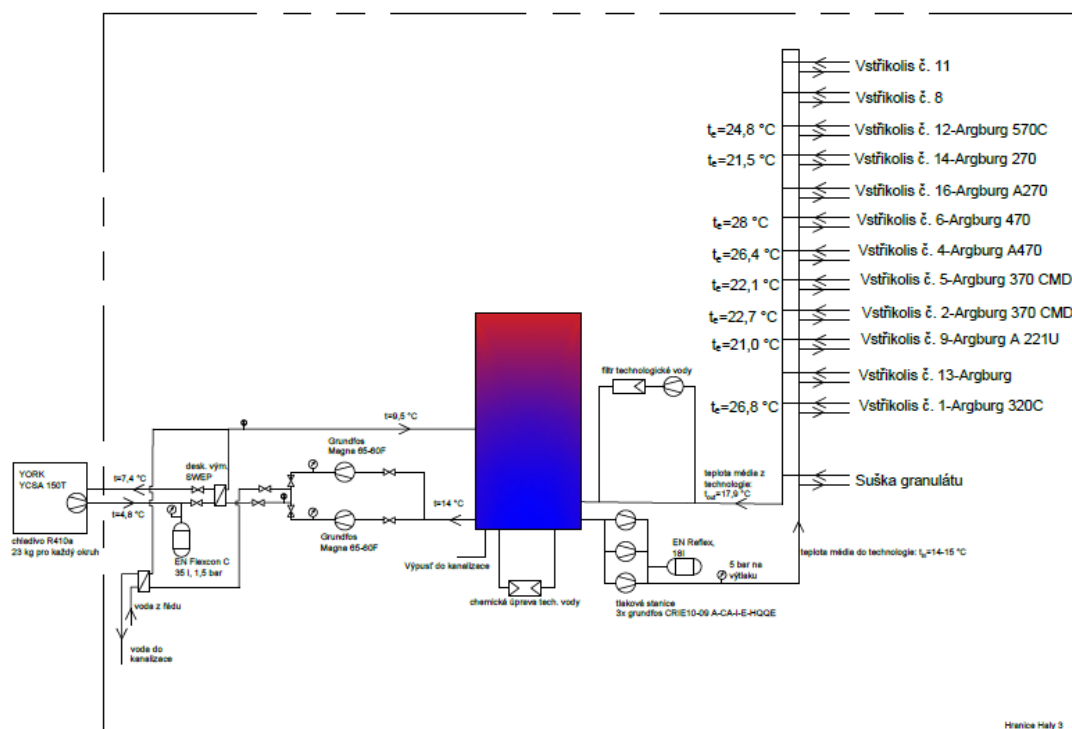
## 2 Aktuální technologie pro chlazení, výrobu stlačeného vzduchu, osvětlení a vytápění

Pro navrhnutí úsporných opatření je nutné se důkladně seznámit s aktuálním stavem.

### 2.1 Chlazení forem vstřikovacích lisů

Ve výrobě se nachází 12 vstřikovacích lisů, jejichž formy jsou vodou chlazené. Chlazení je momentálně řešeno dle schématu na obrázku 2.2.1. Venku se nachází water chiller York YCSA 150 TP, který průměrně chladí médium (nemrznoucí směs glykolu a vody) z 7,4 °C na 4,84 °C, toto médium odebírá energii vodě v deskovém výměníku, kde se voda ochladí ze 14 °C na 10 °C a je čerpána zpět do zásobníku. Voda v tomto okruhu je chemicky upravena a je třemi paralelně zapojenými čerpadly čerpána k vstřikovacím lisům.

Schéma aktuálního chlazení



Obrázek 2.1.1 Schéma výchozího stavu chlazení

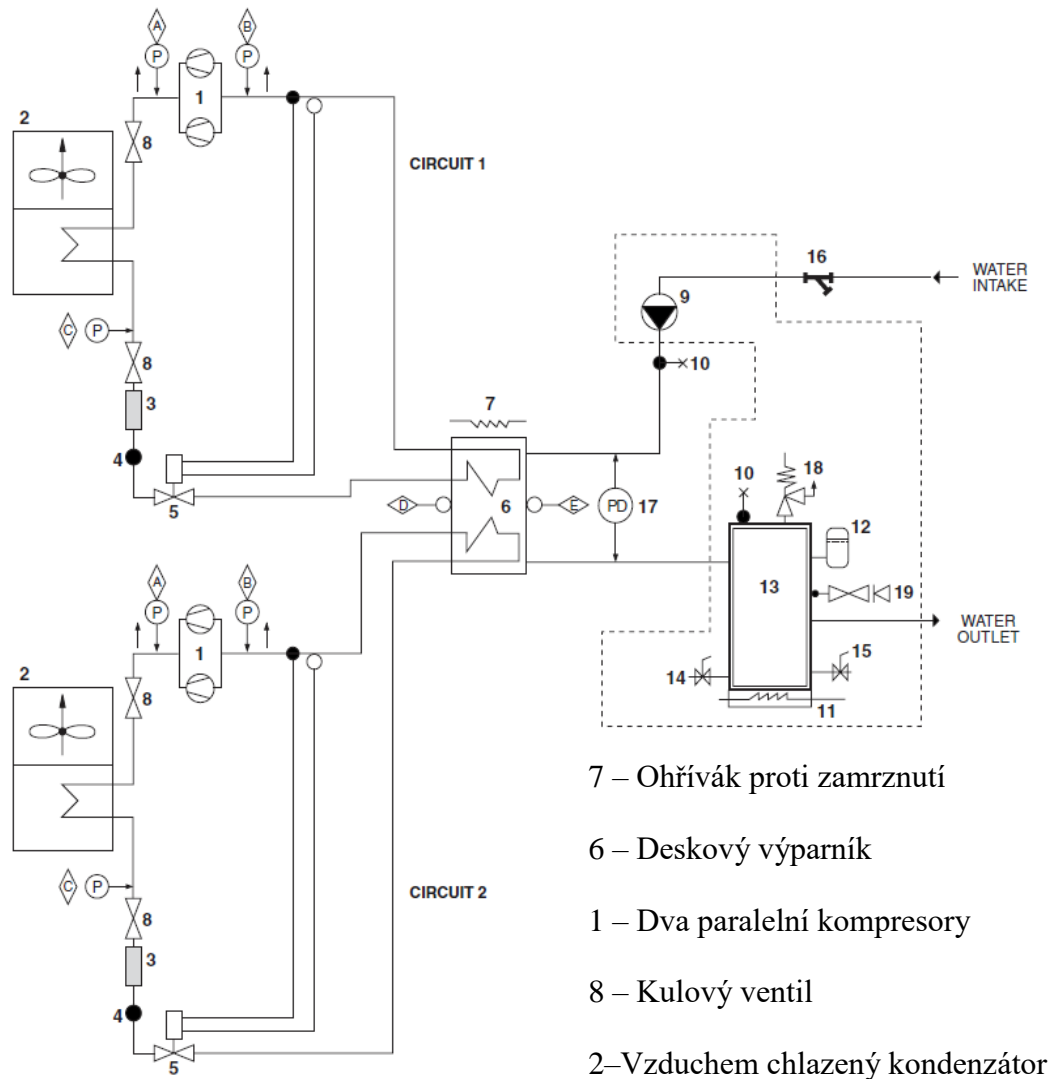
K nim je voda vedena nerezovými a neizolovanými trubkami ve výšce 4 metry. Na povrchu neizolované trubky s vodou o teplotě 14-15 °C v létě kondenzuje voda. Teplota vratné vody je 17,9 °C.

Pro případ neschopnosti provozu (servis, porucha) chladicí jednotky je instalován záložní chladicí okruh, kde je k chlazení použita voda z vodovodního řádu.

#### 2.1.1 Water chiller

Zařízením water chiller se myslí kompresorová chladicí jednotka určená k chlazení kapalin. V areálu společnosti se k chlazení používá YORK YCSA 150 TP s chladicím

výkonem 150 kW. Zařízení se skládá ze dvou oddělených okruhů, a to z chladicího a vodního. Hlavními částmi jsou kompresor, kondenzátor, expanzní ventil a výparník.



Obrázek 2.1.2 Schéma chladicí jednotky YORK YCSA 150 TP [7]

### Voda

Voda (směs vody s glykolem) vstupuje do výparníku, kde je jí odebráno teplo a pokračuje na výstup. Jednotka obsahuje čerpadlo (č. 9), nádrž (č. 13) a další komponenty, které jsou potřeba k vodnímu okruhu.

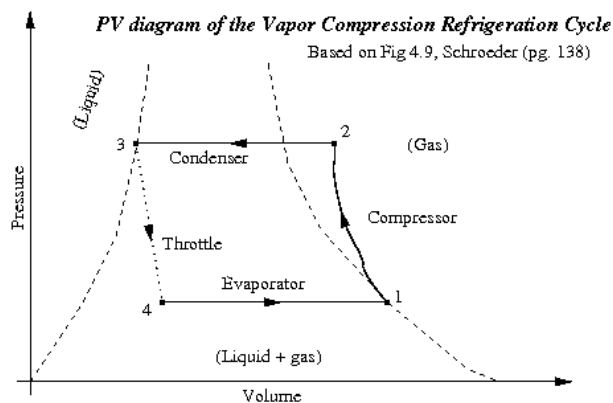
### Chladivo

Chladivo ve výparníku (č. 6) odebere vodě teplo a dojde k nasycení páry chladiva. V p-V diagramu se jedná děj 4-1.

Tyto páry jsou následně stlačeny kompresorem (č. 8). Při této kompresi páry dosáhnou vyšší teploty. V p-V diagramu se jedná o děj 1-2.

Následně chladivo pokračuje o vysokém tlaku a teplotě do vzduchem chlazeného kondenzátoru (č. 2), kde je teplo odebráno parám a předáno vnějšímu prostředí. Ochlazením par dojde k jejich kondenzaci. V p-V diagramu se jedná děj 2-3.

Následuje expanzní ventil (č. 5), který společně s kompresorem (č. 8) odděluje vysokotlakou část okruhu od nízkotlaké. V expanzním ventilu dochází k izoentalpickému škrcení, při němž se chladivo začne odpařovat. Vypařování je spojeno s odvodem tepla z výparníku. Mokrý pára se ve výparníku stane sytou párou a celý děj je opakován. V p-V diagramu se jedná děj 3-4. [8]



Obrázek 2.1.3 p-V diagram kompresorového [9]

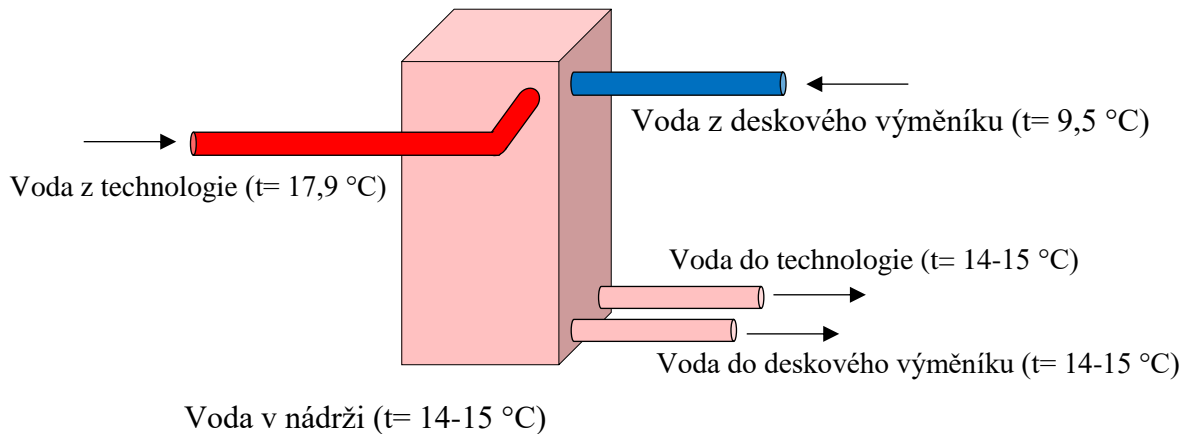
V areálu se dále nachází chladicí jednotka Carrier, která není používána. Jednotka pracuje na stejném principu jako jednotka YORK YCSA 150 TP.



Obrázek 2.1.4 Fotografie chladicí jednotky YORK ve společnosti fischer

## 2.1.2 Nádrž na chladicí vodu

Ochlazená voda v deskovém výměníku je aktuálně čerpána do horního rohu nádrže, kde se voda mísí s vratnou vodou z technologie. Proudění se kříží, tudíž dochází k důkladnému promísení a v celé nádrži se v podstatě nevyskytují jiné teploty, než které jsou výsledkem toho mísení.



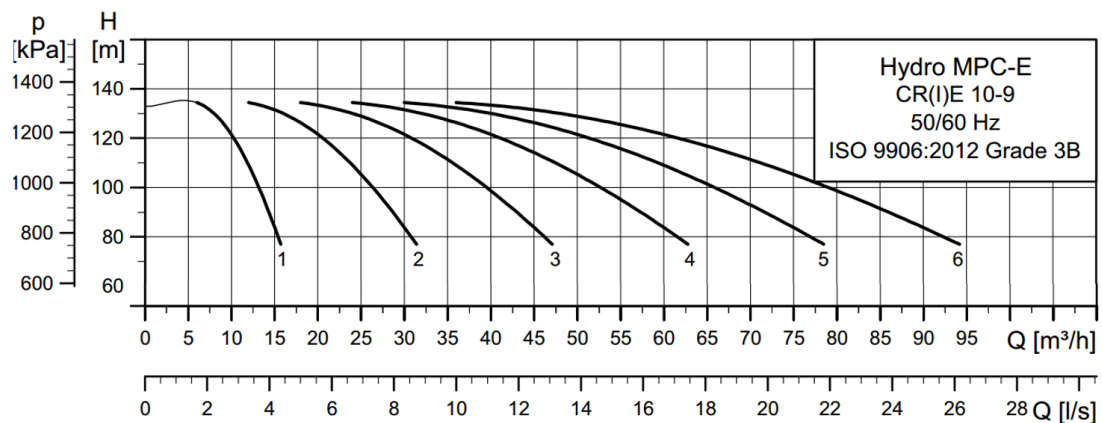
Obrázek 2.1.5 Schéma aktuálního stavu provozu nádrže na chladicí vodu

### 2.1.3 Tlaková stanice

Voda do technologie není čerpána klasickými oběhovými čerpadly, ale tlakovou stanicí. Rozdíl je v řízení. Oběhové čerpadlo se stará o požadovaný průtok, ale tlaková stanice udržuje nastavený tlak na výtlaku.

Jedná se o kaskádově řízenou trojici čerpadel Grundfos CRIE 10-09 A-CA-I-A-HQQE sloučenou do tlakové stanice pod názvem Hydro MPC-E 3 CRIE 10-9. Na výtlaku je udržován tlak 5 bar.

Graf 2.1.1 Závislost dopravní výšky na průtoku pro příslušný počet čerpadel[10]



Vzhledem k tomu, že neznáme tlakovou ztrátu v okruhu, tak bylo provedeno měření ultrazvukovým průtokoměrem. Změřené hodnoty průtoku se pohybovaly v rozmezí 20–21 m<sup>3</sup>/hod.

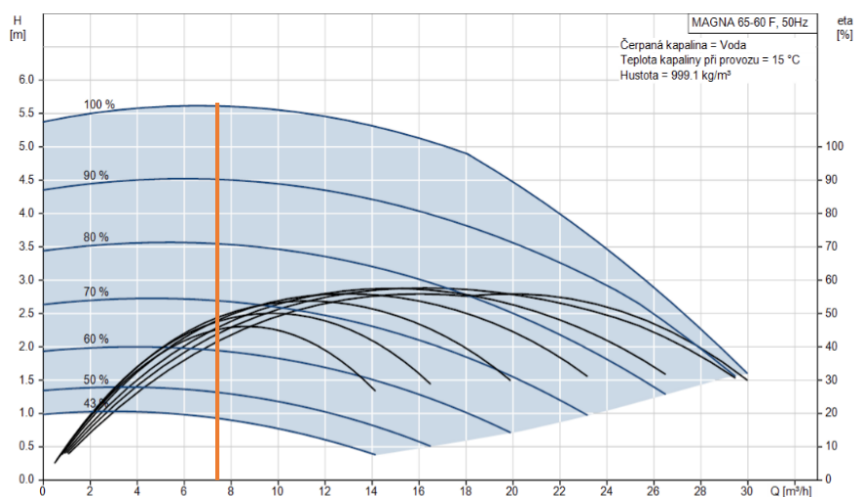


Obrázek 2.1.6 Tlaková stanice

## 2.1.4 Oběhová čerpadla

Mezi nádrží a deskovým výměníkem se nacházejí dvě paralelně zapojená oběhová čerpadla Grundfos MAGNA 65-60 F.

Graf 2.1.2 Graf závislosti čerpací výšky na průtoku oběhového čerpadla [11]



Aktuální průtok jsme vypočítali 14,2 m<sup>3</sup>/hod. Pro jedno čerpadlo je poloviční, takže 7,1 m<sup>3</sup>/hod.



Obrázek 2.1.7 Fotografie zachycující oběhová čerpadla Magna a nádrž na vodu

## 2.2 Výroba stlačeného vzduchu

V areálu je instalován kompresor Atlas Copco GA 75, který slouží jako zdroj stlačeného vzduchu pro Haly 1 až 3. Jedná se o šroubový olejem mazaný kompresor s výstupním

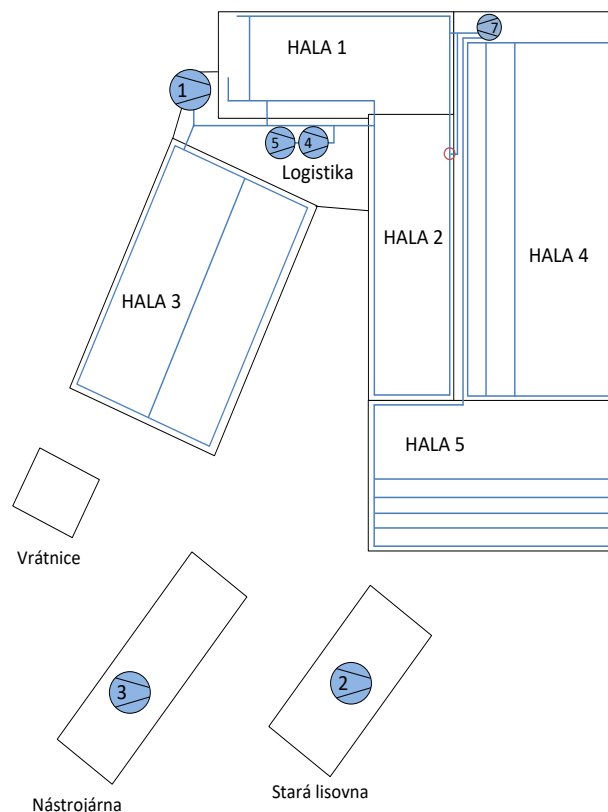
tlakem 7,5 bar. Jako záloha tohoto kompresoru slouží dva menší šroubové kompresory a to Schneider AM 30.10-B1 a Schneider AM 18.10-B1. Druhý kompresor Atlas Copco GA 75 se nachází na Sladovně.

Ve Staré lisovně, která je součástí oddělení Obrobny, je umístěn kompresor Schneider AM 15.10-B1 a v Nástrojárně je nový kompresor Atlas Copco GA11.USD.FF, který na rozdíl od ostatních má plynulou regulaci otáček.

Tabulka 2.2.1 Přehled kompresorů ve výrobě

Umístění	Číslo	Výrobce	Model	Příkon[kW]	Průtok[l/s]
Technická místnost	1	Atlas Copco	GA75	75	234
Stará lisovna	2	Schneider	AM 15.10B1	15	34,33
Nástrojárna	3	Atlas Copco	GA11.USD.FF	11	30,7
Logistika	4	Schneider	AM 30.10 B1	30	68,33
Logistika	5	Schneider	AM 18.10B1	18,5	42,17
Sladovna	6	Atlas Copco	GA75	75	234
Nová hala	7	Nový kompresor			

Kompresory jsou umístěny v halách dle schématu na obrázku níže.

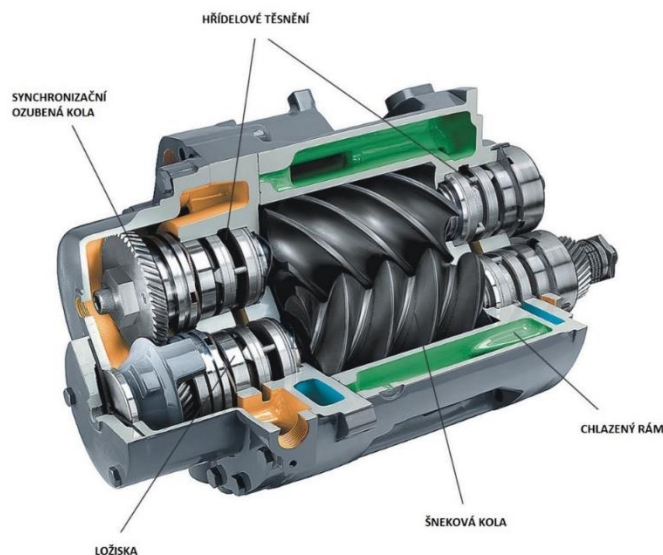


Obrázek 2.2.1 Schéma rozvodů vzduchu

Stlačený vzduch je ve výrobě používán pneumatickými prvky, obráběcími stroji a také obsluhou strojů k čištění obrobků (např. před kontrolním měřením).

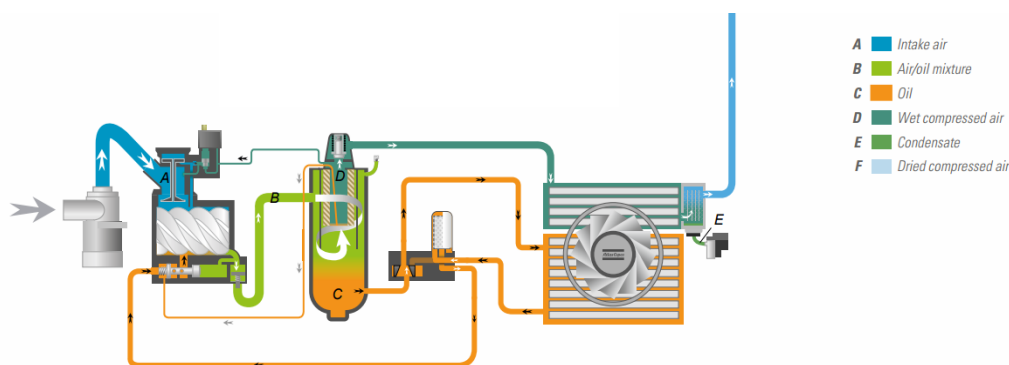
## 2.2.1 Šroubový kompresor

Kompresorový element se skládá ze dvou rotorů, které jsou uloženy ve valivých ložiscích. Jeden rotor je hnací (vedlejší) a druhý hnací (hlavní). Hnací je poháněn přes spojku a převod elektromotorem. Hnaný rotor je ozubenými koly poháněn rotorem hnacím.



Obrázek 2.2.2 Šroubový kompresor se dvěma rotory

Šroubový kompresor funguje tak, že otáčením rotorů šroubového typu nasává vzduch, ten se díky dalšímu pootočení rotorů dostane do uzavřeného prostoru ohraničeného rotory a stěnou skříně kompresoru. V této fázi začíná změna objemu plynu a to díky změně geometrie šroubovic. Ty jsou konstruovány tak, že uzavřený prostor, ve kterém se vzduch nachází, se směrem k výtlaku zmenšuje a to na požadovanou změnu objemu tak, aby byl výstupní tlak na požadované hodnotě.



Obrázek 2.2.3 Schéma kompresoru Atlas Copco GA75

Vzduch je nasáván přes sací ventil a následně je stlačen dvojicí rotorů. Mezi rotory je vstřikován olej (platí pro olejem mazané šroubové kompresory), který má za úkol odebírat teplo vzniklé při kompresi a mazat rotory. Olej přichází do přímého styku se stačovaným vzduchem, proto musí být za výtlakem zařazen odlučovací filtr. Olej dále cirkuluje v uzavřeném okruhu, ve kterém je zařazen i chladič. Tento chladič je zároveň využit i k dochlazení stlačeného vzduchu. Při tomto dochlazování musí být zajištěn odvod kondenzátu. [12]

Stlačený vzduch dále pokračuje do vzdušníku. Vzdušník je tlaková nádoba, která podléhá určité legislativě a má za úkol vyrovnávat kolísání tlaku v rozvodné síti, zabránit přenosu pulsací stlačeného vzduchu, krátkodobě pokrýt spotřebu vyšší, než jaká je výkonnost kompresoru a také dochladiť stlačený vzduch, což přispívá k vyloučení kondenzátu. Z energetického hlediska vzdušník také optimalizuje počet spuštění a vypnutí kompresoru (platí pro kompresory, které nemají plynulou regulaci otáček), proto správně zvolený vzdušník zabraňuje příliš krátkým periodám chodu kompresoru.

## 2.3 Osvětlení vnitřních prostor

Osvětlení je jedním ze základních parametrů prostředí, ve kterém se nacházíme. Světelné podmínky působí na člověka a pro psychickou a fyzickou pohodu člověka musí být navrženy optimálně.

Vzhledem k tomu, že ve výrobní sféře je osvětlení využíváno téměř celoročně, tak i vzhledem k poměrně malému příkonu lze ušetřit velké finanční částky při navržení úsporných opatření.

### 2.3.1 Lineární zářivkové trubice

Ve všech výrobních prostorách, kromě hal ve výstavbě, se nachází lineární zářivkové trubice. Zářivkové trubice jsou nízkotlaké skleněné válce, jejichž objem je vyplněn rtuťovými parami.

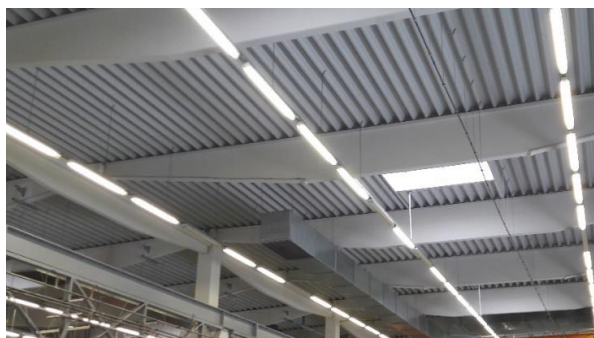
Ultrafialové záření vzniká při doutnavém výboji v trubici. K jeho zapálení mezi elektrodami je však v síti příliš nízké napětí, proto je nutný startovací obvod. Následně je ultrafialové záření přeměněno ve viditelné záření díky luminiscenčnímu povlaku z vnitřní strany trubice. [13]

Lineární zářivka je typická tím, že neobsahuje startovací ani předřadný obvod. Ten je instalován ve svítidle.

### 2.3.2 Hala 3

V Hale 3 je osvětlení realizováno 5 řadami s 32 svítidly a 1 řadou s 26 svítidly.

Celkem je zde instalováno 168 svítidel s příkonem 160 W (mají dvě zářivky s příkonem 80 W) a 18 svítidel s příkonem 116 W (mají dvě 58 W zářivky). Do těchto slabších svítidel je instalováno i nouzové svícení se stejným příkonem (116 W).



Obrázek 2.3.1 Pohled na aktuální zářivková svítidla

Celkový instalovaný příkon je 28,9 kW. Výměna osvětlení za LED se bude týkat Haly 3.

### 2.3.3 Další objekty

V další halách jsou příkony svítidel dle tabulky 2.3.1 níže.

Tabulka 2.3.1 Instalovaný příkon svítidel

Umístění	Zářivky	Počet svítidel	Počet zářivek	Příkon[W]	Příkon dané haly[W]
Hala 1	58	86	172	9976	11316
Hala 1	36	5	10	360	
Hala 1	16	28	56	896	
Hala 1	14	3	6	84	
Hala 2	58	70	140	8120	696
Hala 2	36	1	2	72	
Hala 2	16	16	32	512	
Hala 2	14	4	8	112	
Logistika	90	12	24	2160	11004
Logistika	80	53	106	8480	
Logistika	14	13	26	364	
Nástrojárna	36	140	280	10080	11360
Nástrojárna	16	40	80	1280	
Stará lisovna	58	52	104	6032	7632
Stará lisovna	16	50	100	1600	
Instalovaný příkon celkem:					42008 W

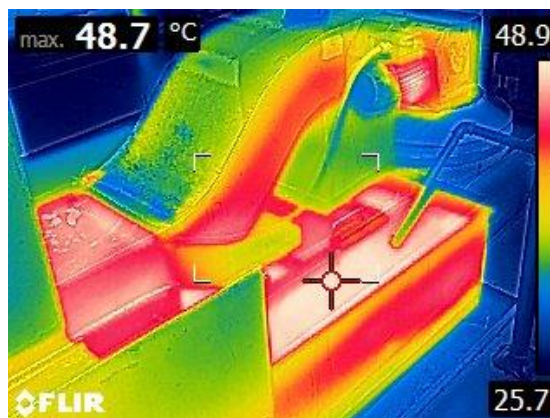
## 2.4 Vytápění a ohřev TUV v areálu společnosti

V oblasti vytápění a ohřevu TUV se často nabízí široké možnosti úspor, protože náklady bývají velmi vysoké.

### 2.4.1 Hala 1 a Hala 2

V Hale 1 a 2 se nyní nachází obráběcí stroje, které jsou velkým zdrojem tepla. V budovách je sice instalován rozvod s otopnými tělesy, ale není využíván. I při nejnižších venkovních teplotách se teplota vzduchu v obou halách pohybuje přes 25 °C

Obráběcí stroje mají instalované pouze odsávání mlhy z obráběcího prostoru stroje, nikoliv však chlazení. Teplo generované při obrábění proto přechází do řezné kapaliny, ze které dále přechází do prostředí haly. Celkový instalovaný elektrický příkon obráběcích strojů je 875 kW. Na snímku z termokamery vidíme vanu s procesní kapalinou, jejíž teplota se pohybuje nad 40 °C.



Obrázek 2.4.1 Pohled na vanu s řeznou kapalinou stroje Index MS 25 termokamerou

Další významným zdrojem tepla je i filtrační systém, který je u každého stroje a má velkou plochu, jejíž teploty jsou nad 40 °C.



Obrázek 2.4.2 Pohled na filtrační systém obráběcího stroje termokamerou

### 2.4.2 Hala 3

V Hale 3 je vytápění zajištěno horkovzdušnou formou. Kancelářské prostory a sociální zázemí je vytápěno horkovodními rozvody.

Tabulka 2.4.1 Potřeby tepla

Maximální potřeba tepla pro vytápění	133 kW
Maximální potřeba tepla pro vzduchotechniku	317 kW
Celková potřeba tepla	450 kW
Redukovaná potřeba tepla	405 kW
Ohřev TUV	24 kW
Redukovaná potřeba tepla na ohřev TUV	19,2 kW
Celková max. potřeba tepla	474 kW
Redukovaná celková potřeba tepla	379,20 kW
Předpokládaná roční potřeba tepla pro vytápění a VZT	321,10 MWh
Předpokládaná roční potřeba tepla pro ohřev TUV	26 MWh
Celková roční potřeba tepla	347,10 MWh

#### Horkovzdušné vytápění:

Plynový hořák Weishaupt WG 40N/1-A s výkonem až 400 kW je součástí vzduchotechnické jednotky, která zajišťuje větrání a vytápění haly. Hořák je nainstalován přímo ve vzduchotechnické jednotce na střeše a má spotřebu zemního plynu až 43 m<sub>(n)</sub><sup>3</sup>/hod. Nicméně tento zdroj tepla je využíván spíše výjimečně.



Obrázek 2.4.3 Plynový hořák Weishaupt [14]

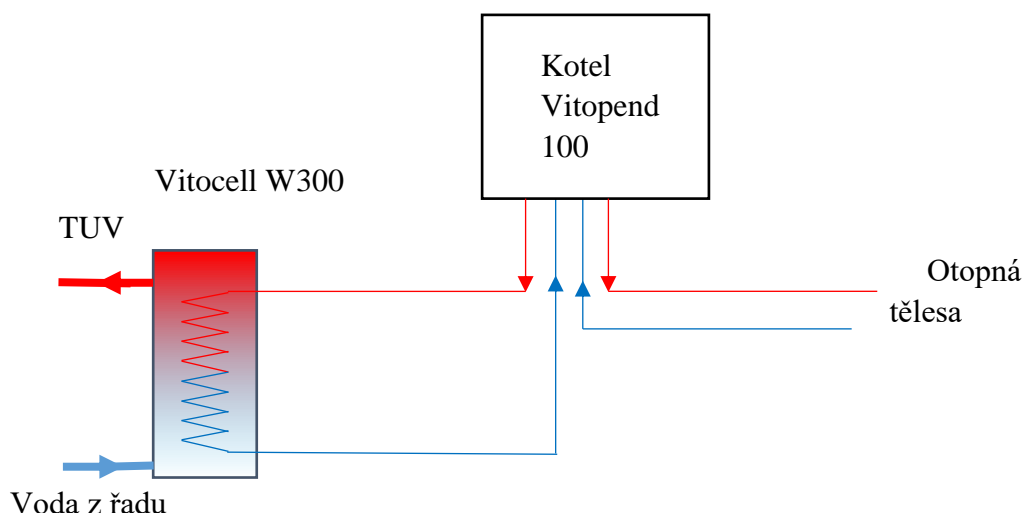
Dále jsou v Hale 3 instalovány dvě teplovzdušné plynové jednotky Robur F1 21 o výkonu 21 kW se spotřebou zemního plynu 2,43 m<sub>(n)</sub><sup>3</sup>/hod. Tyto jednotky jsou uzavřené spotřebiče, to znamená, že přívod vzduchu i odvod spalin se uskutečňuje z venkovního prostředí.



Obrázek 2.4.4 Teplovzdušná jednotka Robur [15]

### Teplovodní vytápění:

V prostorách technické místnosti je instalován plynový kotel Vitopend 100 s výkonem 10,5-24 kW a spotřebou 2,72 m<sub>(n)</sub><sup>3</sup>/hod. Navržený teplotní spád je 80/60 °C. Od kotle je veden rozvod podlahou k jednotlivým otopným tělesům. Tělesa jsou typu Radik Ventil Kompakt od výrobce Korado. Na rozvody plynového kotle je také napojen zásobníkový ohřivač TUV Vitocell W300 o objemu 300 l a výkonu 24 kW a to přes trojcestný směšovací ventil na topnou vodu kotle. Ohřev TUV je upřednostňován.



Obrázek 2.4.5 Schéma zapojení plynového kotle

### 2.4.3 Logistika

V prostorách logistiky je vytápění zajištěno pomocí dvou jednotek Robur K 32 se spotřebou 3,1 m<sub>(n)</sub><sup>3</sup>/hod a jmenovitým výkonem 32 kW.

### 2.4.4 Nástrojárna

Tepelná ztráta pro teplovodně vytápěné místnosti je  $Q = 25\,480$  W. Tato tepelná ztráta je pokrývána plynovým kotlem Therm 28 TLX.A o výkonu 28 kW a spotřebě 3,25 m<sub>(n)</sub><sup>3</sup>/hod. Použitá otopná tělesa jsou Radik Korado Klasik. Předpokládaná roční potřeba tepla je  $E_{\text{vyt}} = 158$  GJ/rok.

K ohřevu TUV je instalován ohřívač vody Quadriga (3,3 kW) a dále plynové kotle Therm 14 kW, Therm 24 kW a Therm 28 kW. Spotřeba plynu na ohřev TUV může dosáhnou až 7,88 m<sub>(n)</sub><sup>3</sup>/hod.

#### 2.4.5 Sladovna

Jelikož tento objekt nebude po dokončení stavby využíván, tak není potřeba se jím zabývat.

#### 2.4.6 Stará lisovna

Stará lisovna je vytápěna třemi jednotkami ROBUR F1 o spotřebě 2,93 m<sub>(n)</sub><sup>3</sup>/hod. Sociální zázemí a kancelářské prostory jsou vytápěny plynovým kotlem Therm 24 Turbo s nuceným oběhem s teplotním spádem 70/55 °C. Vypočtená tepelná ztráta je 10 845 W. Otopná tělesa jsou Korado Radik Klasik Typ 11 a typ 33.

#### 2.4.7 Vrátnice

Nejmenší objekt společnosti je vytápěn třemi lokálními plynovými topidly Karma Beta 5(4,7 kW; 0,597,88 m<sub>(n)</sub><sup>3</sup>/hod) a jedním Beta 2(2 kW; 0,24 m<sub>(n)</sub><sup>3</sup>/hod.). TUV je ohřívána elektrickým závěsným ohřívačem (Tatramat EO 944 P), který má výkon 2 kW a zásobník o objemu 10 l.

### 2.5 Ceny energií

Ceny energií jsou zásadní ke stanovení návratnosti investic a důležité k identifikování možností úspor. Jedná se ceny bez DPH, protože společnost má nárok na odpočet DPH při nákupu. Z toho důvodu jsou všechny ceny dále uváděny bez DPH.

Průměrná cena za 1 kWh elektřiny za rok 2016 je 1,968 Kč.

Průměrná cena za 1 kWh zemního plynu za rok 2016 je 0,979 Kč.

## 3 Možnosti úspor při chlazení

Jednou z oblastí, kde můžeme nalézt finančních úspor, je chlazení. Zvláště ve výrobní sféře, kde je potřeba chladu stálá v průběhu celého roku, se může jednat o zajímavé úspory.

### 3.1 Izolace vedení chladicí vody

Finanční úspory by mohlo přinést zateplení rozvodů chladicí vody.



Obrázek 3.1.1 Výstup trubek s chladicí vodou z nádrže

Z termovizních snímků vidíme, že povrchová teplota potrubí na výtlaku za sběrnou nádrž je přes 19 °C, zatímco ve výrobě je povrchová teplota již přes 23 °C. Tyto teploty jsou však spíše orientační, protože voda je vedena v nerezových lesklých trubkách, které odráží i okolní tepelné záření a měření termokamerou je proto zkreslené.



Obrázek 3.1.2 Vedení potrubí halou

Z hlediska přenosu tepla se jedná o volnou konvekci v prostředí s teplotou v rozmezí 18 °C-33 °C v závislosti na venkovní teplotě. Teplota chladicí vody proudící do technologie je celoročně 14-15 °C.

Ukázkový výpočet pro teplotu okolí 33 °C a teplotu vody v trubkách 15 °C:

#### Součinitel přestupu $\alpha_1$ pro vnější prostředí:

Střední teplota vzduchu je průměr teploty vzduchu a povrchu trubky. Teplotu povrchu trubky budeme považovat za stejnou, jako je teplota chladicí vody. Tato teplota je však závislá na teplotě okolí, která se mění. Nepřesnost vnesená tímto do výpočtu však bude nízká, neboť tato teplota slouží k určení střední teploty vzduchu a následně k určení fyzikálních parametrů vzduchu, které se tak výrazně nemění.

$$t_{st} = \frac{t_{vody} + t_{vzduch}}{2} = \frac{15 + 33}{2} = 24 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.1$$

Fyzikální vlastnosti vzduchu pro  $t_{st}$  a tlak  $p = 0,1$  MPa jsou:

$$\text{Pr} = 0,71$$

$$\nu = 15,732 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\lambda = 0,0269 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro volnou konvekci pro horizontální trubku platí:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot L_{\text{tr}}^3}{\nu^2} \quad [1] \quad 3.2$$

Kde  $L_{\text{tr}}$  je charakteristický rozměr (vnější průměr trubky) a  $\beta$  je izobarický součinitel objemové roztažnosti. Pro ideální plyn platí:

$$\beta = \frac{1}{273,15 + t_{\text{st}}} \quad [\text{K}^{-1}] \quad 3.3$$

Vzduch budeme považovat pro tento případ za ideální plyn.

$$\beta = \frac{1}{273,15 + t_{\text{st}}} = \frac{1}{273,15 + 24} = 0,003365 \quad [\text{K}^{-1}] \quad 3.4$$

$$\text{Gr} = \frac{9,81 \cdot 0,003365 \cdot (33 - 15) \cdot 0,0889^3}{15,732 \cdot 10^{-6^2}} \quad [1] \quad 3.5$$

$$\text{Gr} = 1,68695 \cdot 10^6 \quad [1]$$

$$\text{Nu}_d = \left( 0,6 + 0,387 \cdot \left( \frac{0,518 \cdot (\text{Pr} \cdot \text{Gr})^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{\text{Pr}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right) \right)^2 \quad [1] \quad 3.6$$

$$\text{Nu}_d = \left( 0,6 + 0,387 \cdot \left( \frac{0,518 \cdot (0,71 \cdot 1,68695 \cdot 10^6)^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{0,71} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right) \right)^2 \quad [1] \quad 3.7$$

$$\text{Nu}_d = 5,36 \quad [1]$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_d \cdot \lambda}{L_{tr}} = 1,62 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad 3.8$$

### Součinitel přestupu $\alpha_2$ pro chladící vodu v potrubí:

Fyzikální parametry vody o teplotě  $t_{vody}=15\text{ }^\circ\text{C}$ :

$$v_{vody} = 1,154 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Pr_{vody} = 8,19$$

$$\lambda_{vody} = 0,59 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Rychlost proudění v trubce:

$$V_{vody} = \frac{\dot{m}_{vody}}{\rho_{vody} \cdot S_{trubky}} = \frac{\dot{V}_{vody}}{S_{tr}} = \frac{20}{\frac{\pi \cdot 0,0859^2}{4}} = 0,958 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 3.9$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{v_{vody} \cdot d}{\nu_{vody}} = \frac{0,958 \cdot 0,0859}{1,154 \cdot 10^{-6}} = 71310 \quad [1] \quad 3.10$$

Jedná se o turbulentní proudění, protože platí:  $Re > 2320$ .

Nusseltovo číslo pro turbulentní režim proudění v trubce:

$$Nu_d = 0,023 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{0,8} \quad [1] \quad 3.11$$

$$Nu_d = 0,023 \cdot 8,19^{\frac{1}{3}} \cdot 61261^{0,8} = 353,73 \quad [1] \quad 3.12$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_d \cdot \lambda}{L} = \frac{353,73 \cdot 0,59}{0,0859} = 2429,58 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad 3.13$$

### Součinitel prostupu tepla $k_v$ :

Pro potrubí z nerezové oceli 1.4301 je tepelná vodivost  $\lambda_{nerez} = 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$$k_v = \frac{1}{\frac{1}{2\pi} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1 r_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \left( \frac{r_{i+1}}{r_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2 r_{n+1}} \right)} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad 3.14$$

$$k_v = \frac{1}{\frac{1}{2\pi} \cdot \left( \frac{1}{2429,58 \cdot 0,04295} + \frac{1}{15} \ln \left( \frac{0,04445}{0,04295} \right) + \frac{1}{1,62 \cdot 0,04445} \right)} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.15$$

$$k_v = 0,45 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.16$$

### Hustota ztrátového tepelného toku:

$$q_{vv} = k_v \cdot (t_{vzduch} - t_{vody}) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1}] \quad 3.17$$

$$q_{vv} = 0,45 \cdot (33 - 15) = 8,15 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1}] \quad 3.18$$

### Ztráta teplo:

$$Q_{vv} = q_{vv} \cdot L \quad [\text{W}] \quad 3.19$$

$$Q_{vv} = 8,1 \cdot 56,3 = 458,6 \quad [\text{W}] \quad 3.20$$

Stejným způsobem jsme vypočítali celkové tepelné ztráty pro teploty okolí od 18 °C do 33 °C pro jednotlivé úseky potrubí, protože potrubí nemá jednotný průměr. Ztráty jsme zaznamenali do grafu 3.1.1.

### 3.1.1 Návrh izolace a vzniklé úspory

K izolaci potrubí navrhujeme elastomerní trubice Kaiflex ST s tepelnou vodivostí  $\lambda_{izol}=0,037$  W/mK (pro 30 °C). Izolace je vhodná díky své stabilitě, odolnosti proti vlhkosti, plísním a bakteriím. Další výhodou je její elasticita, díky níž je montáž snadnější. Má vysoký součinitel odporu difuze vodních par ( $\mu > 10\,000$ ) a je dle informací výrobce samozhášecí a nešířící oheň. Při hoření nescapává. Rozsah pracovních teplot vyhovuje. Cena za izolace je 36 889 Kč bez DPH dle ceníku společnosti AZ FLEX. [16]

Pro určení návratnosti musíme znát cenu chladu. Za předpokladu, že je stejná teplota vnitřního i venkovního prostředí, budeme vycházet ze znalosti chladicího koeficientu, který je (pro teplotu 33 °C) 2,82. Pro chladicí výkon 74,2 kW by byl elektrický příkon chladicí jednotky 26,3 kW.

$$C_{chladau} = \frac{P_{chl.} \cdot C_{chladau}}{Q_{chl}} \quad [\text{Kč} \cdot \text{kWh}_{chl}^{-1}] \quad 3.21$$

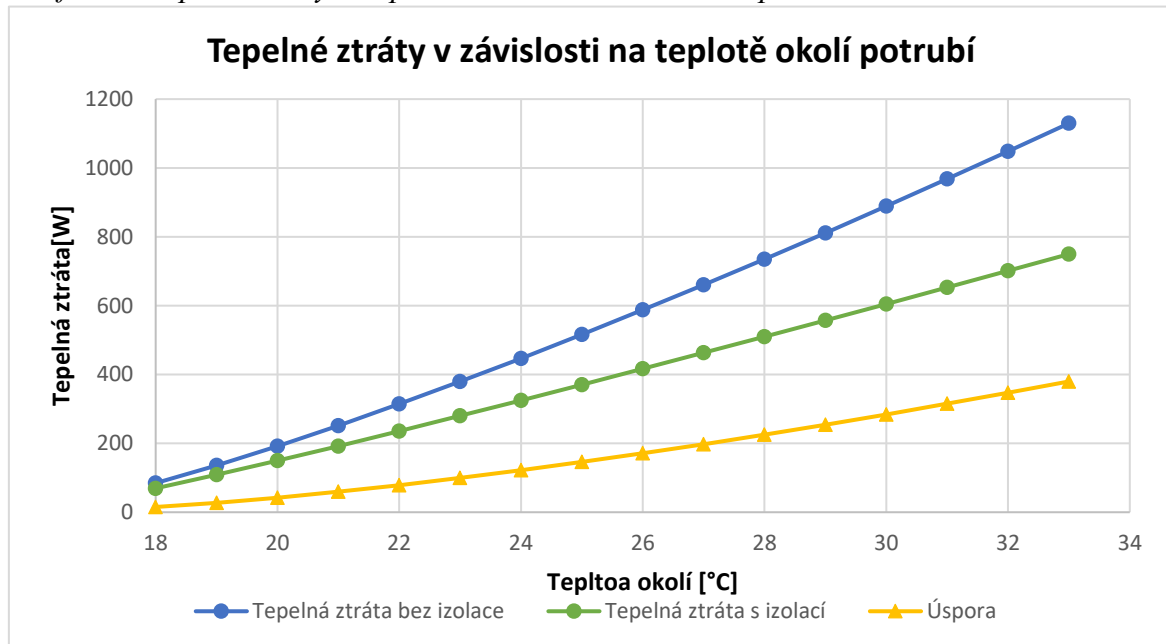
$$C_{chladau} = \frac{26,3 \cdot 1,968}{74,2} = 0,698 \quad [\text{Kč} \cdot \text{kWh}_{chl}^{-1}] \quad 3.22$$

Jedná se pouze o orientační cenu, protože příkon chladicí jednotky je závislý na více faktorech. Navíc cena chladu se mění podle venkovní teploty dle koeficientu EER. Pro

zimní období by měla být cena chladu mnohem nižší, pokud dojde k realizaci free cooling.

Dále potřebujeme znát rozdělení teplot v hale v roce s délkou trvání této teploty. Tyto informace nemáme k dispozici, proto zjistíme, kolik hodin v roce by musela být teplota v hale 33 °C, aby návratnost investice do izolace byla 5 let.

Graf 3.1.1 Tepelné ztráty a úspora v závislosti na okolní teplotě



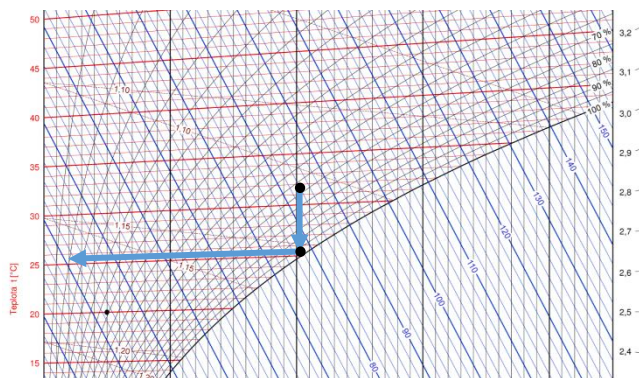
Úspora chladu s navrženou izolací pro teplotu okolního vzduchu 33 °C je 325,5 W pro celé potrubí. Tepelnou ztrátu s navrženou izolací jsme vypočítali stejným způsobem jako výše uvedený výpočet pro nezaizolované potrubí.

$$N_{\text{hod}} = \frac{\frac{C_{\text{izolace}}}{N_{\text{roků}}}}{C_{\text{chladu}} \cdot U_{\text{chl}}} = \frac{\frac{36\,889}{5}}{0,698 \cdot 0,3255} = 32472,9 \quad [\text{hod}] \quad 3.23$$

Výše uvedený výpočet přibližuje návratnost investice. Pokud bychom požadovali návratnost investice do 5 let, pak by musela teplota v hale dosahovat 33 °C celkem 32 472,9 hodin v roce, což je nereálná hodnota (počet hodin v roce je 8760). Vzhledem k tomu, že reálná investice by byla vyšší ještě o montáž izolace, můžeme říci, že investice do izolace potrubí z hlediska tepelných ztrát nedává z ekonomického hlediska smysl. Díky výpočtu ale víme, že nemá význam investovat do izolace o tloušťce stěny vyšší, než je potřebná k tomu, aby nedocházelo ke kondenzaci.

### 3.1.2 Návrh izolace z hlediska kondenzace

Rosný bod stanovíme z Mollierova diagramu vlhkého vzduchu pro teplotu vzduchu 33 °C a relativní vlhkost  $\varphi = 70\%$ . Reálnou relativní vlhkost neznáme, ale předpokládáme, že pro letní období nebude vyšší než 70 %. Pro tento stav vzduchu bude teplota rosného bodu 25,5 °C. Izolace musí mít takovou tloušťku, aby i pro letní období byla teplota jejího povrchu nižší, než je teplota rosného bodu.



Obrázek 3.1.3 Výřez z Molliera diagram a postup zjištění rosného bodu

Ukázkový výpočet provedeme pro část potrubí s rozměry 88,9 x 1,5 mm.

$$k_{\text{potr}} = \frac{q_{\text{vv\_izol}}}{t_p - t_{\text{vody}}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.24$$

$$t_p = \frac{q_{\text{vv\_iz}}}{k_{\text{potr}}} + t_{\text{vody}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.25$$

Musíme si uvědomit, že hustota tepelného toku i součinitel přestupu tepla  $\alpha_2$  jsou závislé na tloušťce izolace. Proto pro jinou tloušťku musíme znovu přepočítat obě hodnoty.

Výpočet jsme provedli v tabulkovém procesoru Microsoft Excel s pomocí funkce na hledání řešení. Na hledané tloušťce izolace je závislý součinitel přestupu tepla  $\alpha_2$  i hustota tepelného toku  $q_{\text{vv\_iz}}$ . Pro nalezení tloušťky izolace ve výpočtu vystupuje  $k_{\text{potr}}$ , což je součinitel prostupu tepla bez složky zahrnující součinitele přestupu tepla  $\alpha_2$ . To proto, že počítáme s teplotou povrchu izolace.

$$t_p = \frac{q_{\text{vv\_iz}}}{\frac{1}{\frac{1}{2\pi} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \left( \frac{r_{i+1}}{r_i} \right) \right)}} + t_{\text{vody}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.26$$

Ve funkci hledání řešení jsme si nastavili jako požadovanou hodnotu povrchovou teplotu izolace  $t_p = 25,5 \text{ } ^{\circ}\text{C}$  a funkce nám dohledala přesné hodnoty tloušťek izolací, z nichž se automaticky dopočítala hustota tepelného toku. Z katalogu výrobce pak vybereme nejbližší (vyšší) hodnoty tloušťek izolací.

$$25,5 = \frac{q_{\text{vv\_iz}}}{\frac{1}{\frac{1}{2\pi} \cdot \left( \frac{1}{2429,61 \cdot 0,04295} + \frac{1}{15} \ln \left( \frac{0,04445}{0,04295} \right) + \frac{1}{0,04} \ln \left( \frac{r_3}{0,04445} \right) \right)}} + 15 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.27$$

Funkcí hledání řešení dopočítaná hodnota:

$$r_3 = 0,0716 \text{ m}$$

Pro kterou je hustota tepelného toku:

$$q_{vv,iz} = 5,12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}$$

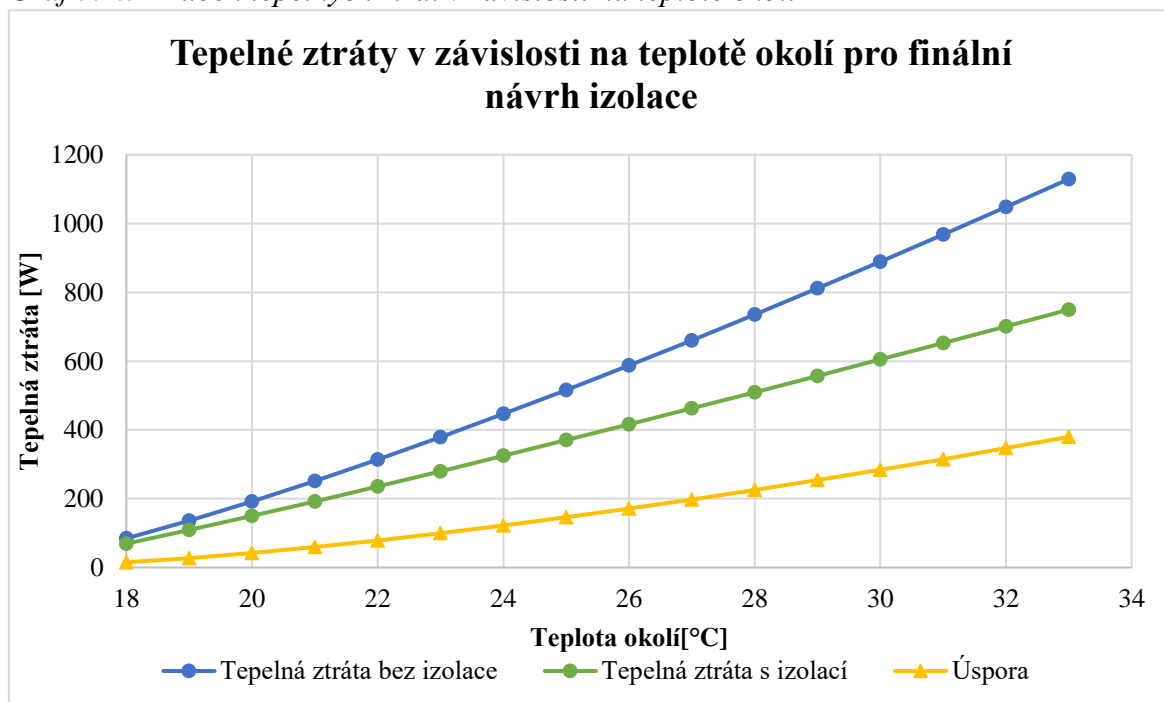
Z uvedeného plyne, že tloušťka izolace musí být minimálně 27,11 mm. Z vyráběných izolací vybereme nejbližší vyšší a tou je izolace o průměru 32 mm. Izolaci vybíráme z katalogů společnosti AZ FLEX. [16] [17]

Graf 3.1.2 Cena izolace

Vnější Ø potrubí [mm]	Tloušťka izolace [mm]	Délka potrubí [m]	Cena izolace [Kč]
85,9	32	56,30	23 229,4
65	32	11,00	3 602,5
50	25	7,21	1 537,9
40	25	7,22	875,1
85,9	25	56,30	17 126,5
65	25	11,00	2 718,1
50	25	7,21	1 537,9
40	25	7,22	875,1
celkem:			51 502,4

Graf tepelných ztrát včetně úspor pro finální návrh izolace.

Graf 3.1.3 Průběh tepelných ztrát v závislosti na teplotě okolí

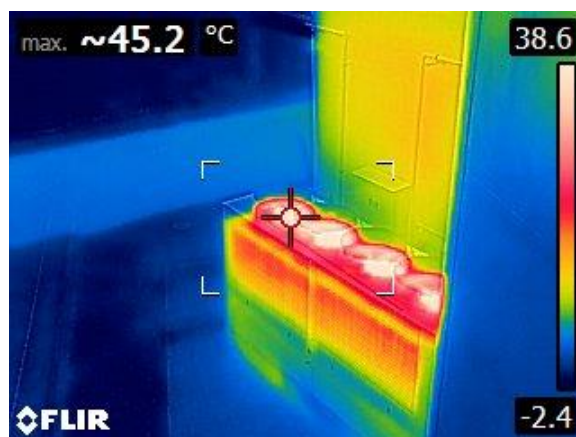


Navrženou izolací jsme docílili zamezení vzniku a následného skapávání kondenzátu z potrubí vedení chladicí vody. Navrženou izolací dojde i k úspoře chladu, což se projeví

ale jen velmi mírně na příkonu chladicí kompresorové jednotky. Úsporu chladu vidíme v grafu 3.1.3.

## 3.2 Free cooling

Free cooling neboli „volné chlazení“ je založeno na využití nízké teploty venkovního prostředí k výrobě chladu. Úspora nastává díky tomu, že oproti kompresorovému chlazení spotřebovávají elektrickou energii pouze ventilátory. [18]



Obrázek 3.2.1 Pohled termokamerou na kompresorovou chladicí jednotku

Druhý zákon termodynamiky nám říká, že nelze získat práci ze soustavy tím, že ji ochladíme pod teplotu nejchladnější látky v okolí. Z této definice je zřejmé, že kvalita tepelné energie, které vstupuje v médiu do kompresorové jednotky (vstupní teplota média do jednotky je 7 °C a výstupní je 5 °), musí být zvýšena tak, aby byl možný odvod tepla do okolí. Kvalita tepelné energie je dána její teplotou a na obrázku 3.2.2 z termokamery vidíme, že teplota vzduchu vystupujícího z jednotky je až 45 °C. Toto zvýšení kvality tepla je energeticky náročné a právě atmosférické chlazení tohoto principu nevyužívá.



Obrázek 3.2.2 Pohled termokamerou na kompresorovou chladicí jednotku

Využití free coolingu je vhodné pouze tam, kde je potřeba chlad celoročně. Důležité je také, jakou teplotu chladícího média vyžadujeme. Čím je vyšší teplota chladícího média, tím déle může free coolingová jednotka sloužit jako primární zdroj chladu.

### 3.2.1 Provozní režimy

Free cooling nám nabízí několik provozních režimů podle teploty okolí a podle požadované výstupní teploty média.

#### Úplný free cooling

Úplný free cooling znamená, že teplota okolního vzduchu má takovou hodnotu, při které může chlazení probíhat bez kompresorového chlazení. Tato teplota musí být nižší alespoň o 2 °C, než je požadovaná teplota chladicího média. To proto, aby byl zajištěn dostatečný tepelný tok. Čím je rozdíl mezi požadovanou teplotou chladicího média a venkovní teplotou vyšší, tím je větší tepelný tok a tím vyšší je chladicí výkon. Např. při požadovaném teplotním spádu 6/12 °C můžeme využít úplného free coolingu po všechny dny, kdy je teplota nižší než 4 °C. Teplota, od kdy může být použito pouze atmosférické chlazení, závisí na chladicím výkonu chladiče, který se vybere na základě ekonomického zhodnocení investice. [18] [19]

#### Částečný free cooling

V tomto režimu se chladicí médium pouze předchladí a dále putuje do kompresorové chladicí jednotky. Pro tento režim platí, že okolní teplota je nižší než je vratná teplota, ale je vyšší, než je teplota požadovaná. Například při teplotním spádu 6/12 °C využijeme částečný režim, pokud je okolní teplota nižší než 12 °C, ale vyšší než 4°C. V tomto režimu neumí pracovat všechny free coolingové jednotky. Částečný režim je ekonomicky výhodný, neboť snižuje práci kompresorové jednotky. [19]

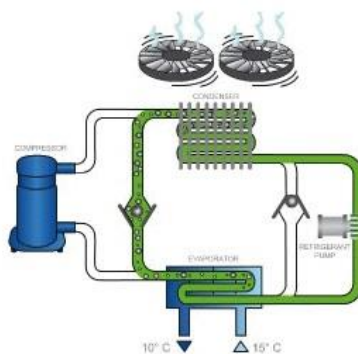
#### Žádný free cooling

Při teplotách vyšších nebo stejných, jako je teplota vratného média, se musíme spolehnout na kompresorové chlazení.

### 3.2.2 Typy zapojení

#### Přímý free cooling

Do okruhu kompresorové chladicí jednotky je nainstalován bypass (viz obrázek 3.2.3) a čerpadlo chladiwa. Při poklesu venkovní teploty na požadovanou teplotu se zapne čerpadlo chladiwa a začíná fungovat free cooling. Chladiwo neproudí přes kompresor a využíváme výhod free coolingu. Nevýhodou je malý výkon, větší objem chladiwa (o 20%), nemožnost společného fungování free cooligu a strojního chlazení. Další nevýhodou je to, že chladicí okruh sestává z více částí. Výhodou je stejná velikost jednotky a snadná regulace motorů. Takovéto zařízení využívá jednu sadu ventilátorů k strojnímu i free coolingovému chlazení. [18] [19]



Obrázek 3.2.3 Přímý free cooling [19]

### Free cooling vestavěný do jednotky

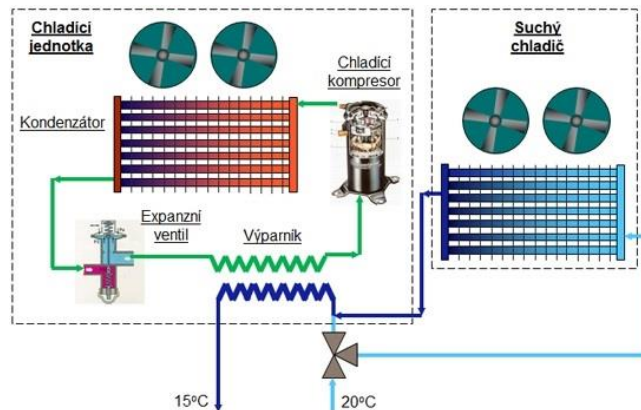
Jak můžeme vidět na obrázku 3.2.4, tak před kondenzátor je nainstalován další lamelový výměník, ve kterém proudí nemrznoucí kapalina. Na rozdíl od přímého free coolingu se jedná o dva samostatné okruhy, tudíž může provozovat strojní i free coolingové chlazení zároveň. Výhodou je opět stejná velikost chladicí jednotky. Nevýhodou je zvýšený příkon ventilátorů způsobený vyšší tlakovou ztrátou. Největší nevýhodou jsou protichůdné požadavky na regulaci motorů ventilátorů, neboť při nižších teplotách strojní chlazení požaduje nižší otáčky, zatímco free cooling je požaduje vyšší, aby byl chladicí výkon co nejvyšší. Chod motorů se řídí strojním chlazením, tudíž není potenciál free coolingu využit naplno, což dělá tento způsob zapojení málo efektivním. [18] [19]



Obrázek 3.2.4 Vestavěný free cooling (19)

### Oddělený freecooling

Jak napovídá název, jedná se o dvě jednotky, které fungují samostatně, ale jsou regulovány jako celek. Chlazená kapalina vstupuje nejdříve do atmosférického chladiče, kde se v závislosti na okolní teplotě buďto předchladí nebo vychladí úplně. Tzn. oddělený free cooling může pracovat v částečném nebo úplném režimu. A poté vstupuje do kompresorové chladicí jednotky. Nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady (cca o 10%), ale jedná o úspornější zapojení, které má návratnost jako u vestavěného free coolingu. Výhodou také je, že můžeme pouze doplnit kompresorovou chladicí jednotku o suchý atmosférický chladič a můžeme využít výhod free coolingu. [18] [19]



Obrázek 3.2.5 Oddělený free cooling[19]

### Vhodný typ zapojení

První dva typy zapojení a to přímý free cooling a free cooling vestavěný do kompresorové jednotky musí být již součástí jednotky nebo by vyžadovaly zásadní zásah do stávající jednotky, což vzhledem k nevýhodám těchto zapojení a samotnému zásahu, který by mohl ovlivňovat chod kompresorové jednotky, není vhodný.

Jako nejlepší se jeví oddělený free cooling, který vyžaduje vhodný výběr nebo návrh dodatečné atmosférické chladicí jednotky a její zapojení do chladicího okruhu. Dále musíme rozhodnout, jaký chlazení využijeme.

### 3.3 Suché chlazení

Při tomto typu chlazení je venkovní vzduch nasáván ventilátorem skrz lamelový výměník, ve kterém koluje nemrznoucí kapalina, která odevzdává vzduchu své teplo.

Existují hlavní dva typy provedení a to klasický s vodorovným výměníkem a do tvaru V, který spoří potřebnou plochu.



Obrázek 3.3.1 V-typ suchého atmosférického chladiče[20]

### 3.4 Chlazení využívající odpařování

Dalším typem atmosférického chlazení je takové, kdy využíváme k chlazení odpařování. Existují dva typy základní tohoto chlazení. První je takový, kdy chlazené

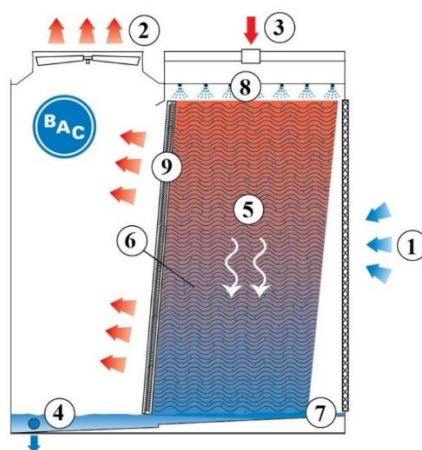
médium přichází do styku s atmosférou (otevřené) a druhé je takové, kde chlazené médium proudí tepelným výměníkem, který je skrápěný vodou (uzavřené). [21] [22]

Pro oba případy je shodný princip, který spočívá v tom, že během odpaření kapalina odebírá teplo z okolí. Množství odebraného tepla je rovno skupenskému výparnému teplu, které nám udává množství tepla potřebného ke změně fáze z kapalné na plynnou pro jeden kilogram kapalné látky.

Na trhu se nyní nabízí základní dva typy:

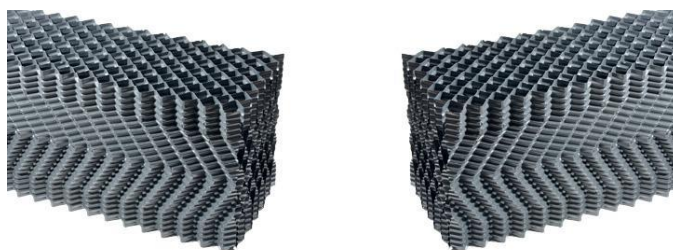
### S odparem chladícího média (otevřený)

Oteplená voda je rozstříkována tryskami (bod 8.) na chladicí výplň (bod 5.). Jejím úkolem je zajistit to, aby voda, která po ní stéká, byla co možná nejvíce ve styku s nasávaným vzduchem (bod 1.) a také to, aby voda stékala dostatečně dlouho. Nasávaný vzduchu zajistí odpar a tím odebere vodě, která stéká po výplni, část tepla. Voda je následně shromážděna ve sběrném bazénku (bod 4.), odkud je čerpána ke spotřebiči. Tah je zajištěn ventilátorem (bod 2.).



Obrázek 3.4.1 Chlazení s odpařováním [22]

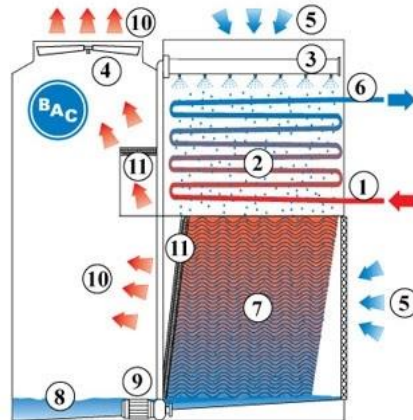
Chladicí výplně se liší konstrukcí a rozložením kanálků. Na konstrukci má také vliv, zda-li je chlazené médium znečištěné. Většinou se jako materiál volí PVC, který je odolný vlivům počasí a chemické degradaci. [23]



Obrázek 3.4.2 Chladicí výplň [23]

### Se skrápěním (uzavřený)

Oteplená voda vstupuje do trubkovnice (bod 2.), která je skrápěna recirkulující vodou (bod 3.). Část nasávaného vzduchu (bod 5.) proudí vertikálně dolů přes trubkovnici a způsobuje odpar části skrápějící vody. Tímto se ochlazují trubkovnice, v kterých proudí chlazené médium. Voda z trubkovic dále stéká na chladicí výplň, kde dojde díky dalšímu odparu k dalšímu ochlazení. Voda je nakonec ze sběrného bazénku dál čerpána.



Obrázek 3.4.3 Chlazení se skrápěním[24]

Hlavní výhodou výše popsaného chlazení je schopnost chladit až na teplotu vody 23 °C v létě [25]. Výhodou je také nízký příkon oproti kompresorovému chlazení. Zařízení se hodí tam, kde je potřeba chladu přes letní období a je velký teplotní spád chlazeného média.

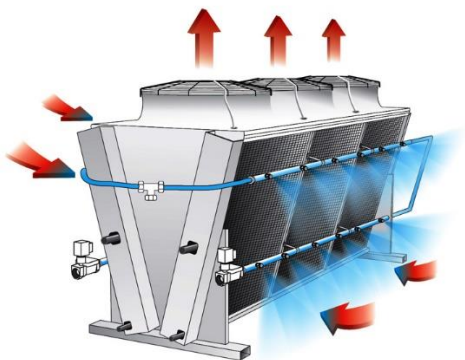
Nevýhodou je spotřeba vody, kterou je nutné doplňovat. Také náročnější údržba, protože systém je náchylnější k ucívání a rovněž jsou kladeny větší nároky na kvalitu vody a také protimrazová ochrana musí být důkladná.

Výhodou uzavřeného okruhu se skrápěním je, že chlazené médium nemusí být voda, či může být znečištěné. Případně se může jednat o dražší médium než je voda a tu se vyplatí doplňovat.

Nevýhodou je nižší účinnost než u otevřeného okruhu a celkově složitější zařízení.

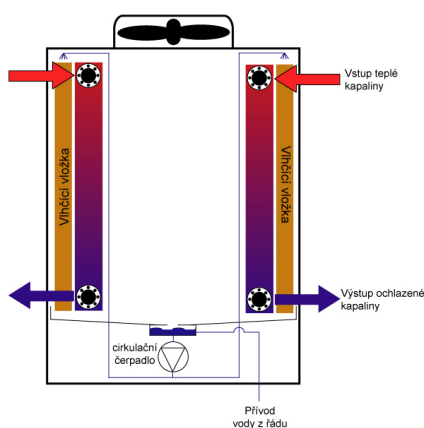
#### 3.4.1 Adiabatické chlazení

Adiabatické chlazení je, dá se říci, kombinací chlazení suchého a chlazení vyživajícího odpařování. Chlazené médium je chlazené vzduchem, jehož citelná teplota byla snížena oproti okolnímu vzduchu tím, že do jeho proudu byla rozprášena voda. Tím se odebere vzduchu tolik tepla, kolik je potřeba pro vypaření vody (měrné výparné teplo). Tímto se ochladí vzduch o další 2-3 °C a vzroste chladicí výkon jednotky.



Obrázek 3.4.4 Adiabatická chladicí jednotka [26]

Existuje více možností provedení a to vlhčení pomocí trysek, vlhčících vložek nebo pomocí dodatečného vlhčení. U vlhčících vložek není voda rozprašována.



Obrázek 3.4.5 Adiabatická chladicí jednotka s vlhčící vložkou [27]

Výhodou je, že odpar vody je malý a díky vhodné regulaci se přistupuje k adiabatickému chlazení jen v případě nutnosti. Jinak jednotka funguje jako klasický atmosférický chladič.

Nevýhodou je spotřeba vody a zvýšená vlhkost v okolí jednotky.

### 3.5 Výběr chladicí jednotky

Z výše uvedených typů chladících jednotek upřednostníme vzhledem k jednoduchosti a celkové nenáročnosti na provoz suchý chladič. Dále se budeme zabývat jeho návrhem a zapojením do chladicího okruhu. Výhodou je, že atmosférická chladicí jednotka může být jednoduše doplněna o trysky na vodu, díky kterým by se stala adiabatickým chladičem.

### 3.6 Aktuální stav chlazení technologické vody

K návrhu správného suchého chladiče musíme znát podmínky, za jakých bude pracovat a jeho chladicí výkon. K určení návratnosti musíme znát aktuální spotřebu elektřiny.

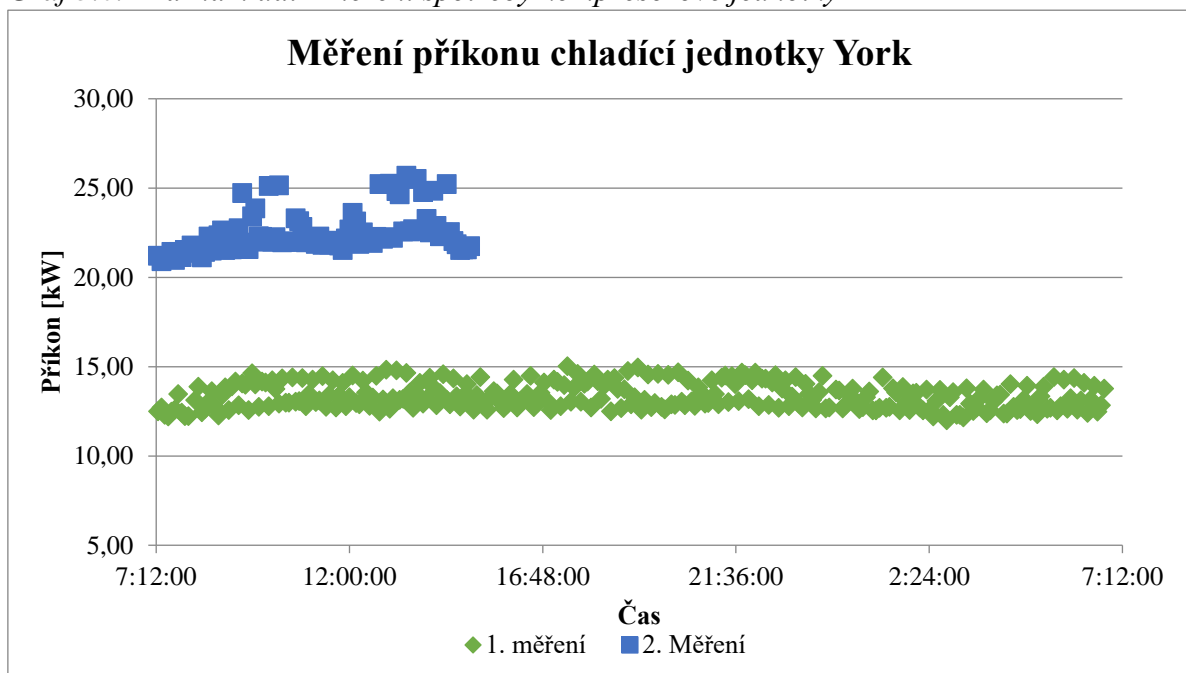
#### 3.6.1 Spotřeba elektřiny kompresorové chladicí jednotky

První měření proběhlo od 8:00 hod. dne 5.12.2016 do 8:00 hod. dne 6.12.2016 a naměřili jsme spotřebu 320,126 kWh. Příkon se pohyboval od 12 kW do 15,04 kW,

přičemž průměrná hodnota příkonu byla 13,34 kW. Průměrná venkovní teplota byla 2 °C. Průměrná teplota vratné vody byla 15,5 °C a teplota na výtlaku 13,9 °C. Průtok měřen nebyl, ale předpokládáme, že bude stejný, jako byl při druhém měření. Potom by byl chladicí výkon 37,1 kW. V provozu byla pouze polovina lisů, proto tak nízký chladicí výkon.

Další měření proběhlo dne 24.9.2017 během ranní směny. Průměrný příkon za měření byl 22,44 kW. Minimum 20,9 kW a maximum 25,7 kW. Celková spotřeba za dobu měření 8 hodin byla 179,5 kWh elektriny. Průměrná teplota vratné vody byla 16,9 °C a teplota na výtlaku 13,95 °C. Venkovní teplota byla 14 °C. Průtok jsme změřili ultrazvukovým průtokoměrem a jeho hodnota byla 20 m<sup>3</sup>/hod. Chladicí výkon jednotky byl tedy 68,4 kW.

Graf 3.6.1 Záznam dat z měření spotřeby kompresorové jednotky

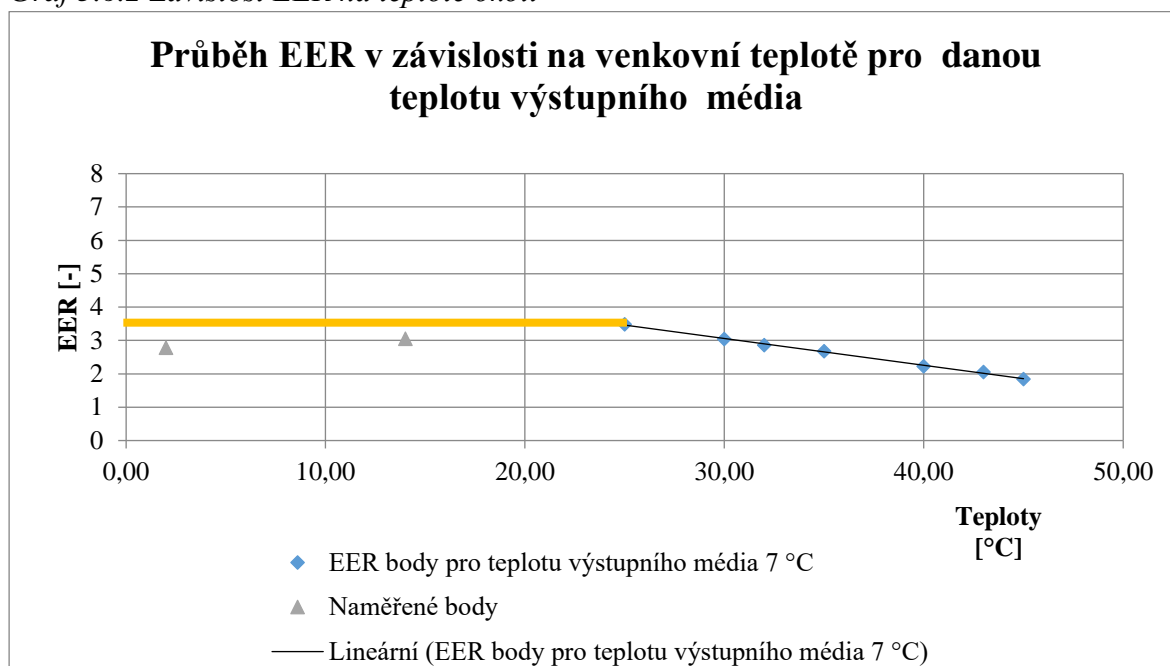


## EER

EER (Energy Efficiency Rating) vyjadřuje poměr mezi chladicím výkonem a spotřebovanou elektrickou energií. Je potřeba si uvědomit, že koeficient EER je funkcí okolní teploty, vytížení jednotky a teplotou výstupního média.

Chladicí faktory jsme získali z technické dokumentace k chladicí jednotce. Jednotka má vestavěné čerpadlo, jejíž příkon jsem zohlednil při určení EER v grafu níže. Chladicí faktory nyní zahrnují spotřebu celé chladicí jednotky včetně čerpadla. [7]

Graf 3.6.2 Závislost EER na teplotě okolí



Účinnost se snižující se teplotou neroste tak, jak by se mohlo zdát, ale zůstává konstantní od teploty okolí 25 °C. Regulací ventilátorů na jednotce se musí zajistit minimální kondenzační tlak kvůli zachování minimálního kompresního poměru na kompresoru.

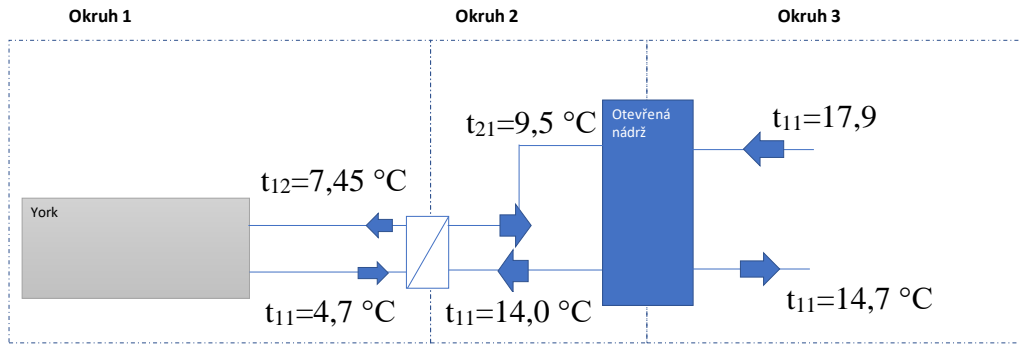
Koeficient EER pro první měření byl 2,78 pro teplotu okolí 2 °C a pro druhé měření 3,048 pro teplotu okolí 14 °C. Výstupní teplota chladicího média z jednotky byla 7 °C. Důležitou roli hraje i využití chladicího výkonu jednotky.

Naměřené hodnoty EER se liší od těch udávaných. Během měření jednotka nemusela pracovat v návrhovém stavu či samotné měření mohlo vnést chybu. Rozdíl mohl být také způsoben technickým stavem jednotky.

Pro výpočet návratnosti budeme počítat s  $EER=3,5$  což je oproti naměřeným hodnotám konzervativnější přístup.

### 3.6.2 Aktuální teploty a průtoky

V dalších výpočtech budeme počítat s průměrnými hodnotami, které jsme zjistili delším sledováním technologie v provozu.



Obrázek 3.6.1 Schéma okruhů aktuálního zapojení

Z naměřeného průtoku a průměrných teplot technologické vody si spočítáme chladicí výkon:

$$\dot{m}_3 = \frac{20 \cdot 998,95}{3600} = 5,55 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 3.28$$

$$Q_{\text{chl}} = \dot{m}_3 \cdot c_{p3} \cdot (t_{32} - t_{31}) = 5,55 \cdot 4,18 \cdot (17,9 - 14,77) \quad [\text{kW}] \quad 3.29$$

$$Q_{\text{chl}} = 74,2 \quad [\text{kW}]$$

Ve výpočtu jsme hmotnostní průtok přepočítali z 20 m<sup>3</sup>/hod na kg/s. Průtok v okruhu spočítáme ze známých teplot a chladicího výkonu v Okruhu 3.

$$\dot{m}_2 = \frac{Q_{\text{chl}}}{c_{p2} \cdot (t_{21} - t_{22})} = \frac{74,2}{4,18 \cdot (14 - 9,5)} = 3,94 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 3.30$$

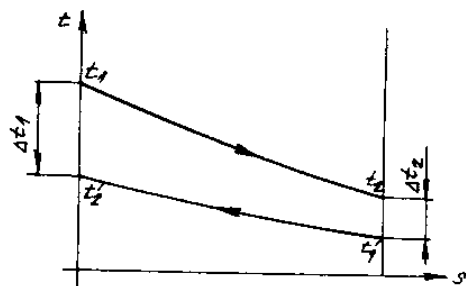
Obdobně pro Okruh 1. Tepelná kapacita je ale pro směs glykolu a vody, která je v okruhu, aby nedošlo k zamrznutí.

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{\text{chl}}}{c_{p1} \cdot (t_{12} - t_{11})} = \frac{74,2}{3,57 \cdot (7,45 - 4,69)} = 7,53 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 3.31$$

### 3.6.3 Provozní stav deskového výměníku

Jedná se o deskový tepelný výměník v protiproudém uspořádání.

Graf 3.6.3 Graf průběhu teplot protiproudého výměníku[28]



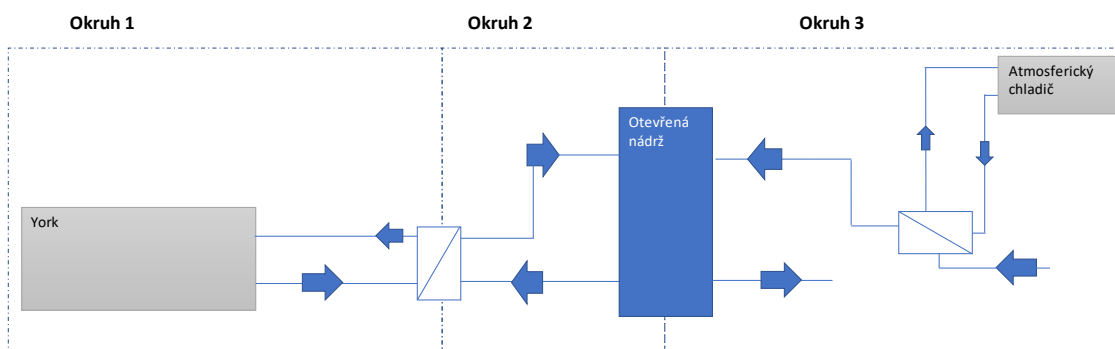
$$\Delta t_2 = t_2 - t_1' = 9,5 - 4,7 = 4,8 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.32$$

$$\Delta t_1 = t_1 - t_2' = 14,0 - 7,45 = 6,55 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.33$$

### 3.7 Možnosti zapojení atmosférického chladiče

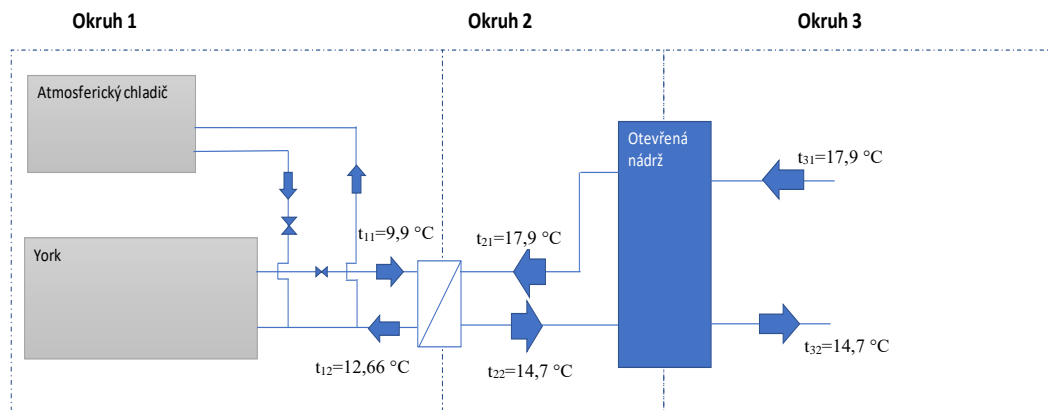
Pro co nevyšší využitelnost atmosférického chladiče v roce je nutné chladit z co nejvyšší teploty. Proto se nabízí dvě možnosti zapojení chladiče.

#### Zapojení 1



Obrázek 3.7.1 Schéma návrhu zapojení 1

## Zapojení 2



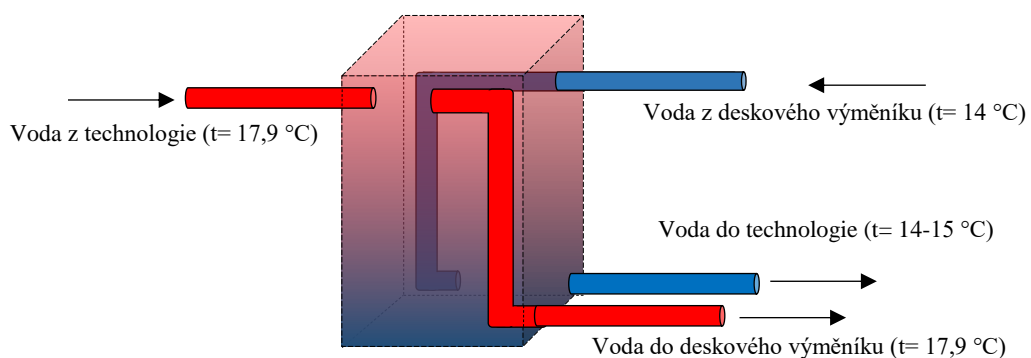
Obrázek 3.7.2 Schéma zapojení 2

Nevýhodou zapojení 1 je to, že v Okruhu 3 není nemrznoucí kapalina a hrozilo by zamrznutí okruhu nebo i jeho zničení. Investice by proto byla vyšší o čerpadlo, deskový výměník, expanzní nádobu a případně o další prvky, které by souvisely s novým okruhem.

Úpravou nádrže na vodu a změnou průtoku v Okruhu 1 docílíme vyšších teplot v Okruhu 1. Po úpravě nádrže je proto výhodnější zapojení atmosférického chladiče do Okruhu 1, protože ušetříme na deskovém výměníku a čerpadle. Dále se proto budeme zabývat tímto zapojením.

### 3.8 Úprava nádrže na vodu

Úpravou nádrže na vodu by se průtok v Okruhu 2 vedl na stejný průtok, jako je v Okruhu 3 a vratná voda z technologie by byla přivedena k sání do Okruhu 2. Tímto zákrokem by se v deskovém výměníku nechladila voda z 14 °C na 7 °C, ale ze 17,9 °C na 14 °C. V nádrži by nedocházelo k takovému mísení a byla by rozdělena na dvě části - teplou nahoře a studenou dole.



Obrázek 3.8.1 Schéma návrhu úpravy nádrže

## 3.9 Návrh atmosférického suchého chladiče

### 3.9.1 Výpočet teplot

V Okruhu 2 bude po úpravě nádrže stejný průtok a stejné teploty jako v Okruhu 3. Průtok se zvýší z 3,94 kg/s na 5,55 kg/s. Oběhová čerpadla Grundfos mají na zvýšení průtoku dostatečnou kapacitu.

Pro určení návratnosti je nutné znát teploty v Okruhu 1. Teplotu  $t_{11}$  stanovíme na základě znalosti  $\Delta t_2$  z aktuálního provozu deskového výměníku.

$$t_{11n} = t_{21} - \Delta t_2 = 14,7 - 4,8 = 9,9 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.34$$

Výstupní teplotu z výměníku dopočítáme s předpokladem stejného průtoku.

$$t_{21n} = \frac{Q_{chl}}{\dot{m}_3 \cdot c_p} + t_{11n} = \frac{74,2}{7,07 \cdot 3,8} + 9,9 = 12,66 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.35$$

### 3.9.2 Režimy provozu

#### Úplný free cooling

Pro úplný free cooling navrhujeme chladicí jednotkou, která bude schopna chladit jako jediný zdroj chladu pro venkovní teploty, které budou minimálně o 5 °C nižší, než je požadovaná teplota média (9,9 °C), což je 4,9 °C a méně. Tuto hodnotu volíme na základě doporučení. Čím nižší je rozdíl mezi teplotou, při které funguje úplný free cooling a požadovanou teplotou, tím větší atmosférický chladič je potřeba.

#### Částečný free cooling

Výstupní teplota z deskového výměníku v Okruhu 1 je 12,66 °C. To znamená, že částečný free cooling nastává pro teploty okolí, které jsou nižší než 12,66 °C a zároveň vyšší než 4,9 °C, kdy už atmosférický chladič dostává jako jediný zdroj chladu a chlazení funguje v režimu úplného free coolingu.

### 3.9.3 Návrh atmosférického chladiče – výpočet

Jako nemrznoucí směs okruhu volíme směs vody s propylenglykolem (objemově 50%), která zajistí funkčnost do -30°C. Požadovaný chladicí výkon je 74,2 kW při výstupní teplotě nemrznoucí směsi 9,9 °C. Pro návrhový stav je teplota při vstupu do chladiče 12,66 °C při celkovém průtoku chladicího média 7,53 kg/s. Chlazení má fungovat jako primární zdroj chladu od teploty okolí 4,9 °C (ve výpočtu zaokrouhlíme na 5 °C). Pro následující výpočet počítáme pouze jednu polovinu chladiče, který bude složen ze dvou symetrických polovin. Do každé poloviny bude vtékat polovina chladicí směsi vody a propylenglykolu. Kvůli úspoře plochy navrhujeme provedení chladiče s teplosměnnými plochami do tvaru V.

Trubky ve výměníku navrhujeme jako předsazené, abychom docílili lepšího přestupu tepla.

Výpočet jsme provedli dle skript Závěrečný projekt – Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství. [29]

Následný výpočet je výsledkem mnoha iterací tak, aby výstupní parametry byly na přijatelných hodnotách. Výpočet jsme provedli v tabulkovém procesoru Microsoft Excel.

Pro navrhovaný průtok  $\dot{V}_{vz} = 32\,225 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  vzduchu platí:

$$t_{vzd\_out} = \frac{Q_{chl}}{\dot{m}_{vz} \cdot c_{p_{vz}}} + t_{vzd\_in} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.36$$

$$\dot{m}_{vz} = \rho_s \cdot \frac{\dot{V}_{vz}}{3600} = 11,14 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 3.37$$

$$t_{vzd\_out} = \frac{37100}{11,67 \cdot 1005} + 5 = 8,16 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.38$$

$$\rho_{vz\_in} = 1,2525 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad 3.39$$

$$\rho_{vz\_out} = 1,2382 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad 3.40$$

$$\rho_s = 0,5 \cdot (\rho_{vz\_in} + \rho_{vz\_out}) = 0,5 \cdot (1,2525 + 1,2382) \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad 3.41$$

$$\rho_s = 1,245 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$$

### Základní rozměry

Pro výměník navrhují rychlost proudění v trubkách:

$$v_{in\_teor} = 0,46 \text{ m/s}$$

Trubky:

$$n_{řad} = 6$$

$$d = 0,01 \text{ m}$$

$$D = 0,012 \text{ m}$$

$$L = 4 \text{ m}$$

Počet žeber na metr a tloušťka žebra:

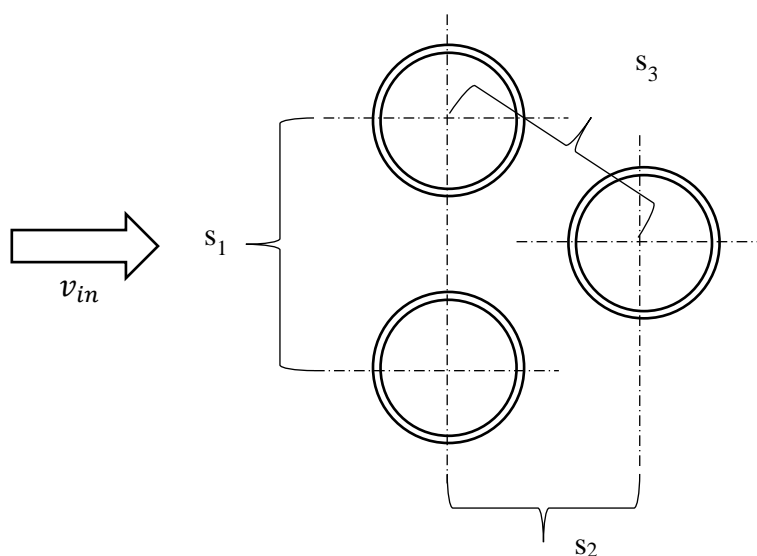
$$n_{z1/m} = 400 \text{ m}^{-1}$$

$$\delta = 0,5 \text{ mm}$$

Pro průtok v jedné polovině atmosférického chladiče, který je  $\dot{m}_{\text{chl}} = 3,765 \text{ kg/s}$  musí být počet trubek v řadě o vnitřním průměru  $d$ :

$$n_{\text{tr\_teor}} = \frac{\dot{m}_{\text{chl}}}{S_{\text{tr}} \cdot v_{\text{in\_teor}}} = \frac{\frac{3,765}{1044,6}}{\frac{\pi \cdot 0,01^2}{4} \cdot 0,7} = 99,76 \quad [1] \quad 3.42$$

Počet trubek zaokrouhlíme na  $n_{\text{tr}} = 100$  a reálná rychlost proudění 100 trubkami je  $v_{\text{in}} = 0,4589 \text{ m/s}$ .



Obrázek 3.9.1 Znáornění roztečí výměníku

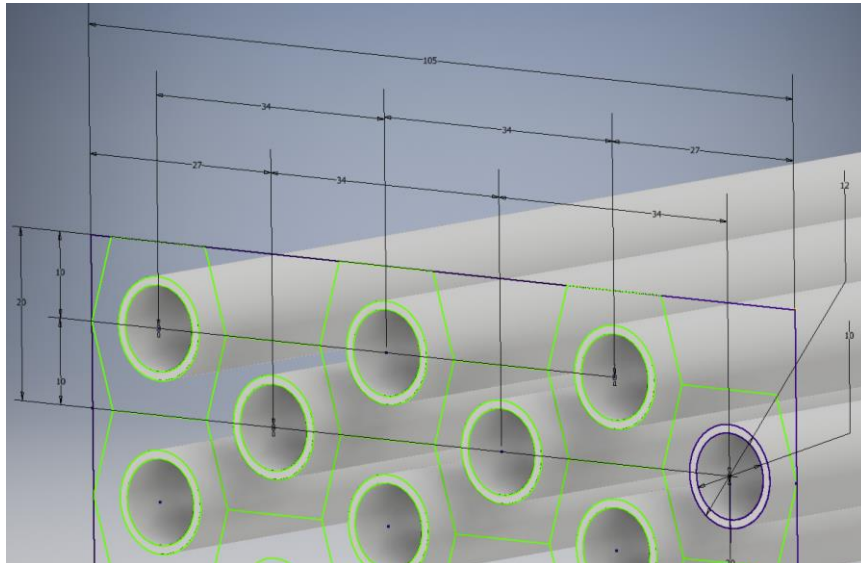
Rozměry v trubkové mříži volíme:

$$s_1 = 0,020 \text{ m}$$

$$s_2 = 0,017 \text{ m}$$

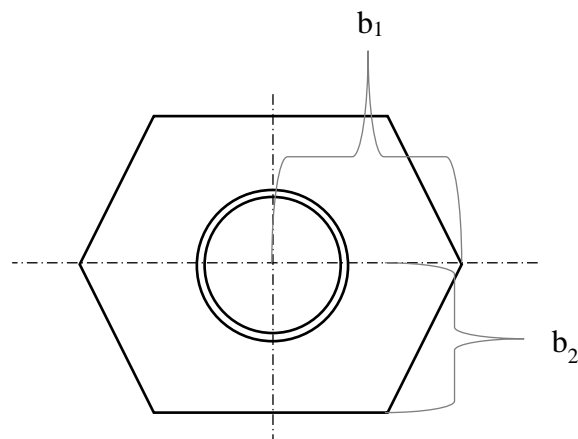
Rozměr  $s_3$  dopočítáme jako výšku rovnostranného trojúhelníku.

$$s_3 = \sqrt{\frac{s_1^2}{4} + s_2^2} = \sqrt{\frac{0,02^2}{4} + 0,017^2} = 0,01972 \quad [\text{m}] \quad 3.43$$



Obrázek 3.9.2 Znáornění šestiúhelníkové sítě a celkových rozměrů žebra

Žebro bude jeden obdélníkový plech (2,01x0,105 m) s průřezy na trubky. Pro výpočet proložíme tento plech sítí šestiúhelníků a budeme nadále počítat se šestiúhelníkovým žebrem pro svazek předsazených trubek.



Obrázek 3.9.3 Rozměry šestiúhelníkového žebra

Rozměr  $b_2$  dopočítáme pomocí  $s_1$ :

$$b_2 = \frac{s_1}{2} = 0,01 \quad [\text{m}] \quad 3.44$$

Rozměr  $b_1$  volíme tak, aby byla účinnost žebra co nejvyšší.

$$b_1 = 0,01 \text{ m}$$

Plocha jedné strany žebra je dle měření v aplikaci Autodesk Inventor 2017 261,46 mm<sup>2</sup>. Okraje plechu, které nepokrývá síť šestiúhelníkových žeber, zanedbáme.

Změřená plocha jedné strany žebra v Inventoru:

$$S_{\bar{z}} = 2 \cdot 261,46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Plocha žeber na 1 m dlouhé trubce:

$$S_{\bar{z}1/m} = n_{\bar{z}1/m} \cdot S_{\bar{z}} \quad [\text{m}^2] \quad 3.45$$

$$S_{\bar{z}1/m} = 400 \cdot 2 \cdot 261,46 \cdot 10^{-6} = 0,2092 \quad [\text{m}^2]$$

Vnější plocha trubky:

$$S_{t1/m} = \pi \cdot D - \pi \cdot D \cdot n_{\bar{z}1/m} \cdot \delta \quad [\text{m}^2 \cdot \text{m}_t^{-1}] \quad 3.46$$

$$S_{t1/m} = \pi \cdot 0,012 - \pi \cdot 0,012 \cdot 400 \cdot 0,0005 = 0,030 \quad [\text{m}^2 \cdot \text{m}_t^{-1}] \quad 3.47$$

Celková vnější plocha:

$$S_{1/m} = S_{\bar{z}1/m} + S_{t1/m} = 0,2092 + 0,03 = 0,2392 \quad [\text{m}^2 \cdot \text{m}_t^{-1}] \quad 3.48$$

Vnitřní plocha trubek celková:

$$S_{tr\_in} = \pi \cdot d \cdot L \cdot n_{rad} \cdot n_{tr} = \pi \cdot 0,01 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 100 = 75,4 \quad [\text{m}^2] \quad 3.49$$

Vnější plocha trubek a žeber celková:

$$S = n_{rad} \cdot n_{tr} \cdot L \cdot S_{1/m} = 6 \cdot 100 \cdot 4 \cdot 0,2392 = 574,4 \quad [\text{m}^2] \quad 3.50$$

Rozteč mezi žebry:

$$u = \frac{1 - n_{\bar{z}1/m} \cdot \delta}{n_{\bar{z}1/m} + 1} = \frac{1 - 400 \cdot 0,0005}{400} = 0,002 \quad [\text{m}] \quad 3.51$$

**Součinitel přestupu  $\alpha_{in}$  pro vnitřní prostředí:**

Fyzikální parametry směsi glykolu s vodou pro střední teplotu v okruhu 11 °C:

$$v_{gv} = 9,6304 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$\lambda_{gv} = 0,38188 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\rho_{gv} = 1044,89 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_p = 3601,49$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot (\rho_{gv} \cdot v_{gv})}{\lambda_{gv}} = \frac{3601,49 \cdot 1044,89 \cdot 9,6304 \cdot 10^{-6}}{3601,49} \quad [1] \quad 3.52$$

$$\text{Pr} = \frac{3601,49 \cdot 1044,89 \cdot 9,6304 \cdot 10^{-6}}{3601,49} = 94,9 \quad [1] \quad 3.53$$

Návrhový průtok počítáme stejný, jako je aktuální.

$$\dot{m}_1 = 7,53 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost proudění v trubce:

$$v_{in} = 0,8963 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Reynoldsovo číslo:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,8963 \cdot 0,008}{9,6304 \cdot 10^{-6}} = 476,52 \quad [1] \quad 3.54$$

Jedná se o laminární proudění, protože  $\text{Re} < 2320$

Nusseltovo číslo pro laminární proudění v trubce:

$$\text{Nu}_d = 4,364$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{in} = \frac{\text{Nu}_d \cdot \lambda}{d} = \frac{4,364 \cdot 0,38188}{0,01} = 166,65 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.55$$

**Výpočet přestupu tepla na žebrovaném povrchu:**

Ekvivalentní průměr žebra:

$$d_e = \frac{S_{t1/m} \cdot D + S_{z1/m} \cdot \sqrt{\frac{S_{z1/m}}{2 \cdot n_{z1/m}}}}{S_{z1/m} + S_{t1/m}} \quad [m] \quad 3.56$$

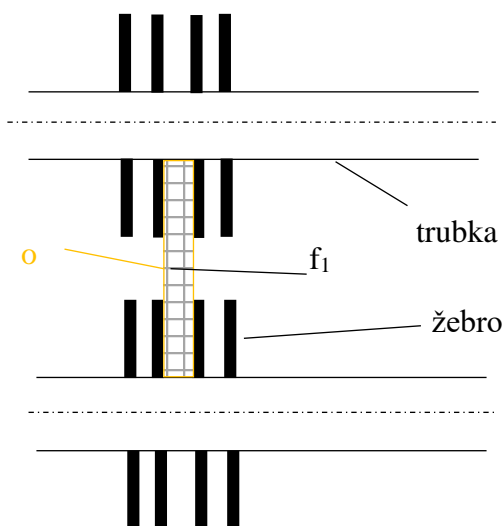
$$d_e = \frac{0,03 \cdot 0,012 + 0,2092 \cdot \sqrt{\frac{0,2092}{2 \cdot 400}}}{0,03 + 0,2092} = 0,01564 \quad [\text{m}] \quad 3.57$$

$$d_h = \frac{4 \cdot f_1}{o} = \frac{4 \cdot 0,000016}{0,02} = 0,0032 \quad [\text{m}] \quad 3.58$$

$$f_1 = (s_1 - D) \cdot u = (0,02 - 0,012) \cdot 0,002 = 0,000016 \quad [\text{m}] \quad 3.59$$

$$o = 2 \cdot (s_1 - D) + 2 \cdot u \quad [\text{m}] \quad 3.60$$

$$o = 2 \cdot (0,02 - 0,012) + 2 \cdot 0,002 = 0,02 \quad [\text{m}] \quad 3.61$$



Obrázek 3.9.4 Znáznornění obvodu ( $o$ ) a plochy  $f_1$

Výpočet součinitele přestupu tepla na ekvivalentním průměru žebra:

$$Re_{de} = \frac{w_{vz\_max} \cdot d_e}{\nu_{vz}} = \frac{3,45 \cdot 0,0156}{13,98 \cdot 10^{-6}} = 3864,6 \quad [1] \quad 3.62$$

$$Re^*_{de} = 1500 \cdot \frac{d_e}{d_h} = 1500 \cdot \frac{0,01564}{0,0032} = 7333,25 \quad [1] \quad 3.63$$

Pro výpočet maximální rychlosti vzduchu potřebujeme znát minimální průtočný průřez. Vypočítáme průtočný průřez při vstupu do první řady trubek a průtočný průřez mezi první a druhou řadou.

$$S_{1\min} = (L - L \cdot n_{\dot{z}1/m} \cdot \delta) \cdot (h_{pl} - n_{tr} \cdot D) \quad [m^2] \quad 3.64$$

$$S_{1\min} = (4 - 4 \cdot 400 \cdot 0,0005) \cdot (2,01 - 100 \cdot 0,012) \quad [m^2] \quad 3.65$$

$$S_{1\min} = 2,592 \quad [m^2]$$

$$S_{12\min} = ((n_{tr} - 1) \cdot 2 \cdot s_3 + s_1) \cdot (L - L \cdot n_{\dot{z}1/m} \cdot \delta) \quad [m^2] \quad 3.66$$

$$S_{12\min} = ((100 - 1) \cdot 2 \cdot 0,01972 + 0,02) \cdot (4 - 4 \cdot 400 \cdot 0,0005) \quad [m^2] \quad 3.67$$

$$S_{12\min} = 12,62 \quad [m^2]$$

Do výpočtu bereme menší průřez, tedy ten při vstupu do první řady trubek.

$$w_{vz\_max} = \frac{\dot{V}_{vz}}{S_{1\min}} = \frac{8,95}{2,592} = 3,45 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad 3.68$$

Pro  $Re_{de} < Re^*_{de}$  platí:

$$Nu_{de} = 0,32 \cdot Re^*_{de}{}^{0,67} \cdot \left(\frac{s-D}{D}\right)^{-0,2} \cdot \left(\frac{s-D}{u} + 1\right)^{-0,2} \cdot Pr^{\frac{2}{3}} \quad [1] \quad 3.69$$

$$Nu^*_{de} = 0,32 \cdot 7333,25^{0,67} \cdot \left(\frac{0,01972 - 0,012}{0,012}\right)^{-0,2} \cdot \left(\frac{0,01972 - 0,012}{0,0012} + 1\right)^{-0,2} \cdot 0,727^{\frac{2}{3}} \quad [1] \quad 3.70$$

$$Nu^*_{de} = 80,05 \quad [1]$$

$$Nu_{de} = Nu^*_{de} \cdot \left(\frac{Re_{de}}{Re^*_{de}}\right)^{0,55} = 80,05 \cdot \left(\frac{3864,6}{7333,25}\right)^{0,55} \quad [1] \quad 3.71$$

$$Nu_{de} = 56,28 \quad [1]$$

Kde

$$s = s_1 \text{ pokud platí } s_1 \leq s_3$$

$$s = s_3 \text{ pokud platí } s_3 < s_1$$

Součinitel přestupu tepla na ekvivalentním průměru žebra z hliníku, pro které platí  $\lambda_z = 221 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ :

$$\alpha = \frac{\text{Nu}_{d_e} \cdot d_e}{\lambda_{vz}} = \frac{56,28 \cdot 0,01564}{2,41} = 36,53 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.72$$

$$\alpha = \frac{\text{Nu}_{d_e} \cdot d_e}{\lambda_{vz}} = \frac{56,28 \cdot 0,01564}{2,41} = 36,53 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.73$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\delta \cdot \lambda_z}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 36,53}{0,0005 \cdot 221}} = 25,71 \quad [\text{m}] \quad 3.74$$

Ekvivalentní výška žebra:

$$h' = \left( R' - \frac{D}{2} \right) \cdot \left( 1 + 0,35 \cdot \ln \left( \frac{R'}{\frac{D}{2}} \right) \right) \quad [\text{m}] \quad 3.75$$

$$h' = \left( 0,0106 - \frac{0,012}{2} \right) \cdot \left( 1 + 0,35 \cdot \ln \left( \frac{0,0106}{\frac{0,012}{2}} \right) \right) \quad [\text{m}] \quad 3.76$$

$$h' = 0,00555 \quad [\text{m}] \quad 3.77$$

$$R' = 1,27 \cdot b_2 \cdot \sqrt{\frac{b_1}{b_2} - 0,3} \quad [\text{m}] \quad 3.78$$

$$R' = 1,27 \cdot 0,01 \cdot \sqrt{\frac{0,01}{0,01} - 0,3} = 0,0106 \text{ m} \quad [\text{m}] \quad 3.79$$

Účinnost žebra:

$$\eta_z = \frac{\text{tgh}(\beta \cdot h')}{\beta \cdot h'} \quad [1] \quad 3.80$$

$$\eta_z = \frac{\text{tgh}(25,71 \cdot 0,00555)}{25,71 \cdot 0,00555} = 0,9933 \quad [1] \quad 3.81$$

Výpočet středního zdánlivého součinitele přestupu tepla:

$$\bar{\alpha} = \alpha \cdot \frac{S_{z1/m}}{S_{1/m}} \cdot \left( \eta_z + \frac{S_{t1/m}}{S_{z1/m}} \right) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.82$$

$$\bar{\alpha} = 36,53 \cdot \frac{0,209}{0,2393} \cdot \left( 1 + \frac{0,030}{0,0209} \right) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.83$$

$$\bar{\alpha} = 36,32 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.84$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k_{\text{chl}} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}} + \frac{S}{S_{\text{tr,in}}} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_{tj}}{\lambda_{tj}} \right)} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.85$$

$$k_{\text{chl}} = \frac{1}{\frac{1}{36,32} + \frac{574,4}{75,4} \cdot \left( \frac{1}{166,65} + \frac{0,001}{221,0} \right)} = 13,98 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad 3.86$$

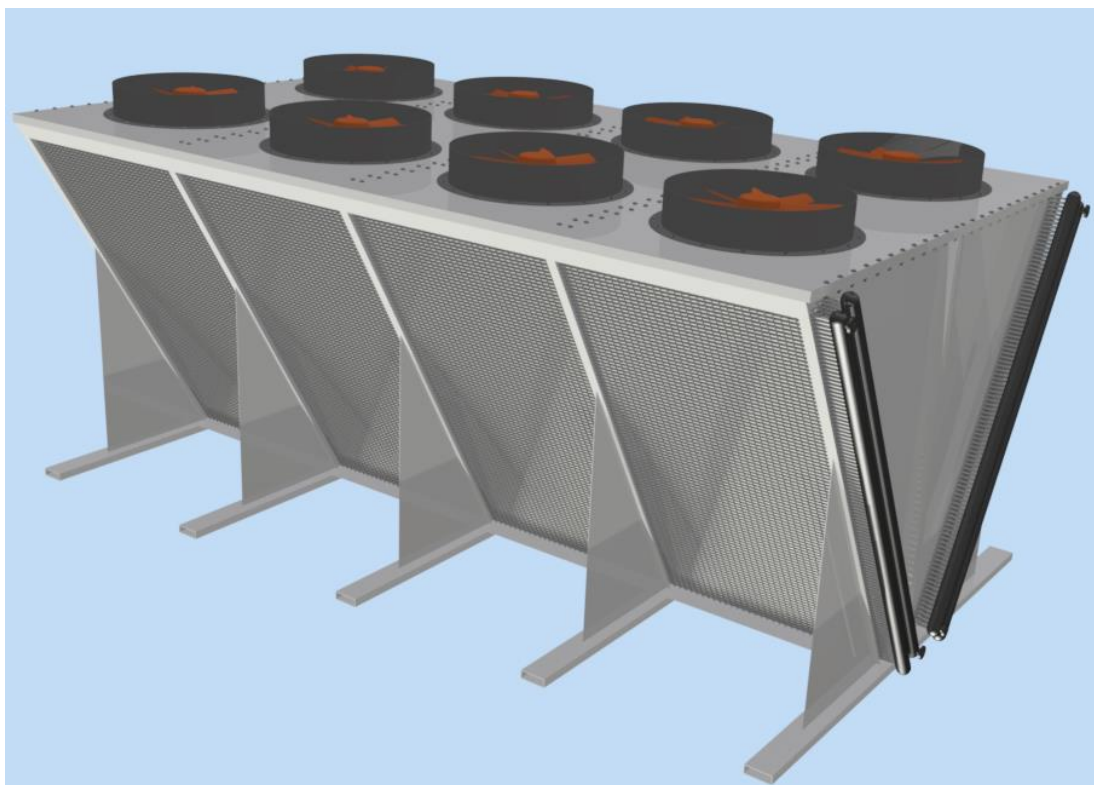
Reálný chladicí výkon poloviny jednotky:

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{(t_{\text{chl,in}} - t_{\text{vzd,out}}) - (t_{\text{chl,out}} - t_{\text{vzd,in}})}{\ln \left( \frac{t_{\text{chl,in}} - t_{\text{vzd,out}}}{t_{\text{chl,out}} - t_{\text{vzd,in}}} \right)} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.87$$

$$\Delta t_{\text{stř}} = \frac{(12,66 - 8,31) - (9,9 - 5)}{\ln \left( \frac{12,66 - 8,31}{9,9 - 5} \right)} = 4,62 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 3.88$$

$$Q_{\text{chl}} = k_{\text{chl}} \cdot S \cdot \Delta t_{\text{stř}} \quad [\text{W}] \quad 3.89$$

$$Q_{\text{chl}} = 13,98 \cdot 574,4 \cdot 4,62 = 37099 \quad [\text{W}] \quad 3.90$$



Obrázek 3.9.5 3D model navržené jednotky

Na obrázku 4.5.5 můžeme vidět navrženou jednotku v podobě 3D modelu. K práci bude také přiložen výkres jednotky.

### 3.9.4 Návrh distributoru

Distributor zajišťuje správné rozdělení chladicího média do jednotlivých trubek. Pro správnou funkci musí být zajištěny dvě podmínky podle [30]. První podmínka je, že poměr součtu ploch všech otvorů (pro vyústění trubky) a plochy průřezu distributoru nesmí být větší než 1 a současně poměr celkové délky distributoru k vnitřnímu průměru distributoru by měl být přibližně 70.

Dle těchto kritérií navrhuji vnitřní průměr distributoru 0,03 m a jeho délku 2 m.

### 3.9.5 Tlaková ztráta na straně vzduchu

$$\Delta p = \xi \cdot n_{\text{rad}} \cdot \frac{w_{\text{vz\_max}}^2}{2} \cdot \rho_s + 2 \cdot \left( \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_{\text{vz\_in}} - \frac{w_1^2}{2} \cdot \rho_{\text{vz\_out}} \right) \quad [\text{Pa}] \quad 3.91$$

$$\Delta p = 2,19 \cdot 6 \cdot \frac{3,45^2}{2} \cdot 1,245 + 2 \cdot \left( \frac{3,45^2}{2} \cdot 1,2525 - \frac{1,24^2}{2} \cdot 1,2382 \right) \quad [\text{Pa}] \quad 3.92$$

$$\Delta p = 110,32 \quad [\text{Pa}] \quad 3.93$$

Střední hustota vzduchu:

$$\rho_s = 0,5 \cdot (\rho_{vz_{in}} + \rho_{vz_{out}}) \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^3] \quad 3.94$$

$$\rho_s = 0,5 \cdot (1,2525 + 1,2382) = 1,245 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^3] \quad 3.95$$

Kde  $w_1$  je rychlost na vstupu do svazku a  $w_2$  rychlost na výstupu ze svazku:

$$w_1 = \frac{\dot{V}_{vz}}{(L - L \cdot n_{z1/m} \cdot \delta) \cdot h_{pl}} = \frac{8,95}{(4 - 4 \cdot 400 \cdot 0,0005) \cdot 2,01} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 3.96$$

$$w_1 = 1,24 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$w_2 = w_{vz_{max}} = 3,45 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 3.97$$

$$\xi^* = 1,463 \cdot \text{Re}_{de}^{** -0,245} \cdot \left(\frac{s-D}{u} + 1\right)^{-0,7} \cdot \left(\frac{s-D}{D}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{d_e}{d_h}\right)^{0,9} \quad [1] \quad 3.98$$

$$\xi^* = 1,463 \cdot 4888,83^{-0,245} \cdot \left(\frac{0,0197 - 0,012}{0,002} + 1\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{0,0197 - 0,012}{0,012}\right)^{-0,9} \cdot \left(\frac{0,01564}{0,0032}\right)^{0,9} \quad [1] \quad 3.99$$

Kde:

$$\text{Re}_{de}^{**} = 1000 \cdot \frac{d_e}{d_h} = 4888,83 \quad [1] \quad 3.100$$

$$\xi = \xi^* \left(\frac{\text{Re}_{de}}{\text{Re}_{de}^{**}}\right)^{-0,7} \quad [1] \quad 3.101$$

$$\xi = 3,43 \left(\frac{3864,59}{4888,83}\right)^{-0,7} = 2,19 \quad [1] \quad 3.102$$

Kde:

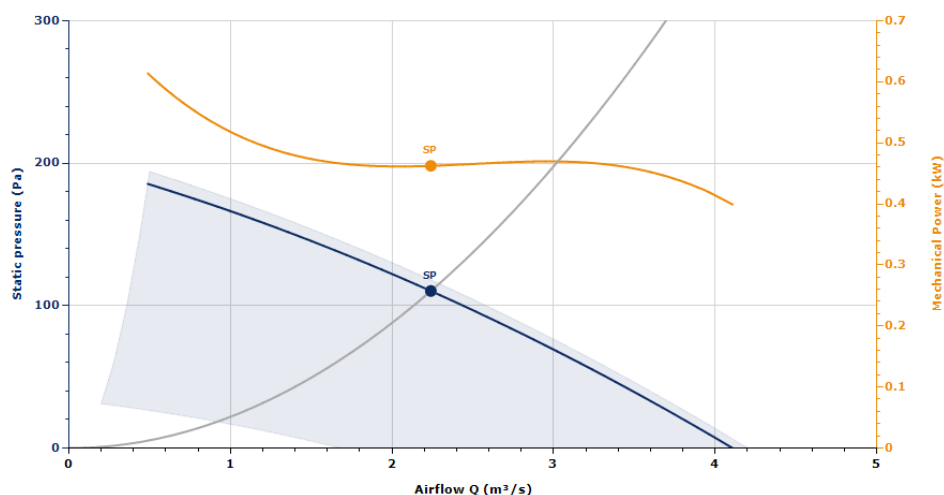
$$s = s_1 \text{ pokud platí } s_1 \leq s_3$$

$$s = s_3 \text{ pokud platí } s_3 < s_1$$

### 3.9.6 Návrh ventilátoru chladicí jednotky

Na základě tlakové ztráty pro daný průtok můžeme navrhnout ventilátor. Ten musí dodávat  $2,24 \text{ m}^3/\text{s}$  (což je čtvrtina celkového průtoku vzduchu) při střední hustotě vzduchu  $1,245 \text{ kg/m}^3$  a pokrývat tlakovou ztrátu  $110,32 \text{ Pa}$ .

Navrhujeme ventilátor SODECA HCH/EW-71-6T-0.75/AL-IE3-VSD1-K za cenu  $750,3 \text{ €}$  [31]. Ventilátor má lopatky z hliníku a průměr rotoru je  $71 \text{ cm}$ . Jeho ochrana je stupně IP55, což společně s rozmezím pracovních teplot  $-25 \text{ °C}$  až  $60 \text{ °C}$  umožňuje užití ve venkovním prostředí. Maximální příkon motoru je  $0,686 \text{ kW}$ , při kterém podává mechanický výkon  $0,55 \text{ kW}$ . Řízení otáček motoru je realizováno frekvenčním měničem VSD (variable speed drive).

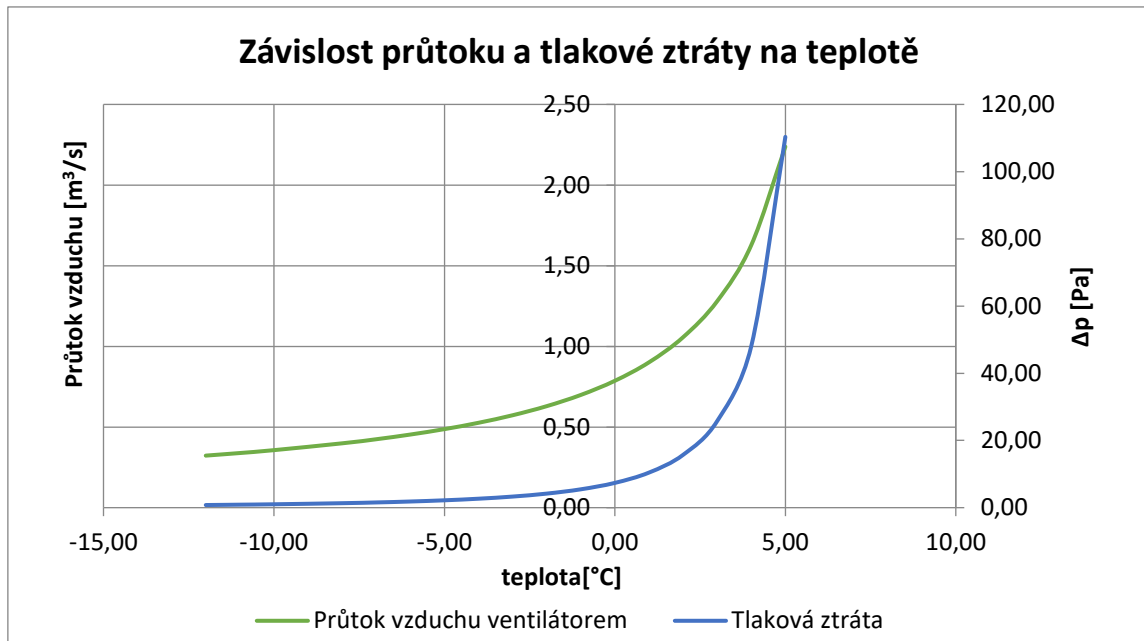


Obrázek

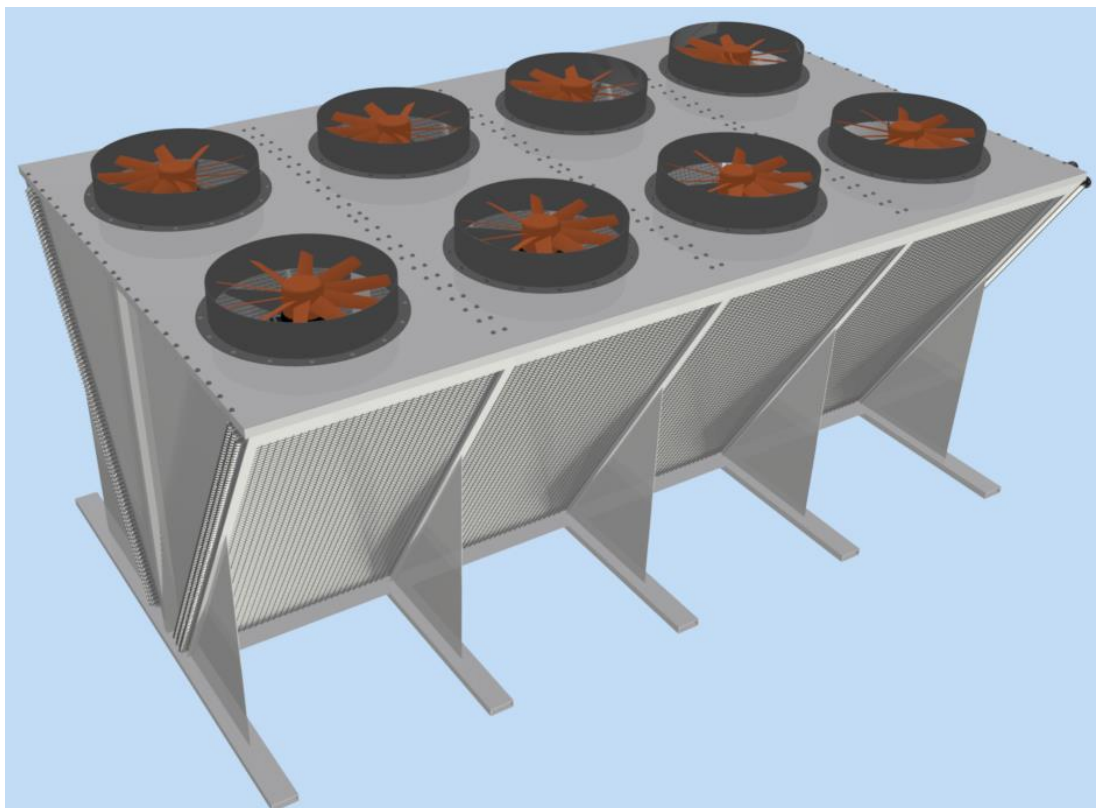
#### 3.9.6 Pracovní bod ventilátoru zjištěný v software Sodeca QuickFan

Pro pracovní bod platí dle návrhového software společnosti SODECA potřebný mechanický příkon  $0,46 \text{ kW}$ . To odpovídá elektrickému příkonu motoru  $0,57 \text{ kW}$ .

Graf 3.9.1 Graf závislosti průtoku a tl. ztráty na teplotě



Pro regulaci ventilátorů slouží závislost průtoku vzduchu na okolní teplotě. Graf byl vytvořen za předpokladu stálé hustoty vzduchu a pro neměnný průtok chladicího média a požadovaný výkon.



Obrázek 3.9.7 Pohled na ventilátory ve vizualizaci navrženého chladiče

Model i výkres byl vytvořen ve studentské verzi Autodesk Inventor 2017.

### 3.9.7 Hydraulická tlaková ztráta suchého chladiče

#### Třením po délce

Výpočet jsme provedli stejně jako při výpočtu tlakové ztráty aktuálního okruhu v kapitole 3.9.8. Drsnost potrubí je pro hliníkové  $k=0,00003$  m a součinitel tření vypočítaný dle Churchillova vztahu je  $\lambda=0,11$ , což pro délku potrubí 24 m znamená tlakovou ztrátu 84,04 kPa.

#### Místní tlakové ztráty

Tabulka 3.9.1 Součinitnitelé místního odporu chladiče

Prvek okruhu	$\xi$ [1]
Vstup do rozdělovače 1 x	1
Výstup z rozdělovače 1 x	1
Hladký ohyb o $180^\circ$ 5 x	0,34

Součinitele tlakových ztrát v tomto i dalších výpočtech jsme brali ze skript [29]. Celková ztráta místními odpory je 0,34 kPa. Celková výsledná tlaková ztráta je 84,38 kPa.

### 3.9.8 Zapojení navrženého chladiče do stávajícího okruhu

V navrženém zapojení počítáme s využitím čerpadla, které je vestavěno do chladicí jednotky. Z technické dokumentace od výrobce známe dostupný tlak dodávaný čerpadlem v závislosti na průtoku. Proto nejprve spočítáme tlakovou ztrátu aktuálního zapojení a poté navýšení tlakové ztráty vlivem instalace atmosférického chladiče dookruhu.

#### Tlaková ztráta aktuálního okruhu bez suchého chladiče

Ztráty třením po délce pro aktuální okruh:

$$v = \frac{\dot{m}_1}{\rho_{gv} S_{o1}} = \frac{7,53}{\frac{1044,89}{\pi \cdot 0,065^2} \cdot 4} = 2,17 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 3.103$$

Reynoldosovo číslo:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu_{gv}} = \frac{2,71 \cdot 0,065}{9,6304 \cdot 10^{-6}} = 18291,0 \quad [1] \quad 3.104$$

Součinitel tření – výpočet dle Churchilla:

$$\lambda_{gv} = 8 \left[ \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + (A + B)^{-\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad [1] \quad 3.105$$

$$\lambda_{gv} = 8 \left[ \left( \frac{8}{18291,0} \right)^{12} + (1,91 \cdot 10^{18} + 98686,5)^{-\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,0415 \quad [1] \quad 3.106$$

k je absolutní drsnost potrubí. Pro tažené ocelové potrubí je 0,03 mm.

$$A = \left[ -2 \cdot \ln \left( \left( \frac{k}{3,7} \right) + \left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right) \right]^{16} \quad [1] \quad 3.107$$

$$A = \left[ -2 \cdot \ln \left( \left( \frac{0,00003}{\frac{0,065}{3,7}} \right) + \left( \frac{7}{18291,0} \right)^{0,9} \right) \right]^{16} = 1,91 \cdot 10^{18} \quad [1] \quad 3.108$$

$$B = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad [1] \quad 3.109$$

$$B = \left( \frac{37530}{18291,0} \right)^{16} = 98686,5 \quad [1] \quad 3.110$$

Tlaková ztráta třením po délce

$$\Delta p_{z\lambda} = \lambda_{gv} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_{gv} = 0,0415 \cdot \frac{11,77}{0,065} \cdot \frac{2,17^2}{2} \cdot 1044,89 = 18,5 \quad [\text{kPa}] \quad 3.111$$

Tlaková ztráta místními odpory

V okruhu se nachází 5 x koleno (90°) s poloměrem r=150 mm a 2 x koleno (90°) s poloměrem r=75 mm. Další odpor proti proudění je 2 x uzavírací ventil.

Ztrátové součinitele jsme pro koleno určili z grafu ze skript Závěrečný projekt [29]. Ztrátový součinitel jsem určil pomocí ekvivalentní délky – ventil způsobí stejnou tlakovou ztrátu jako potrubí o této délce.

Tabulka 3.9.2 Součinitelé místního odporu

Prvek okruhu	$\xi$ [1]
Koleno, 90°, r=150 mm	0,14
Koleno, 90°, r=75 mm	0,325

$$\Delta p_{z\xi} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{v_i^2}{2} \cdot \rho_{gv} \quad [\text{Pa}] \quad 3.112$$

$$\Delta p_{z\xi} = (0,14 + 0,325) \cdot \frac{2,17^2}{2} \cdot 1044,89 = 1,14 \quad [\text{kPa}] \quad 3.113$$

Tabulka 3.9.3 Ekvivalentní délka prvku okruhu

$$\Delta p_{z\lambda} = \lambda_{gv} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_{gv} = 0,0415 \cdot \frac{0,5}{0,065} \cdot \frac{2,17^2}{2} \cdot 1044,89 = 0,785 \quad [\text{kPa}] \quad 3.114$$

Prvek okruhu	Ekvivalentní délka [m]
Uzavírací ventil	0,5

Celková ztráta místními odpory  $\Delta p_{z\lambda} = 1,92 \text{ kPa}$

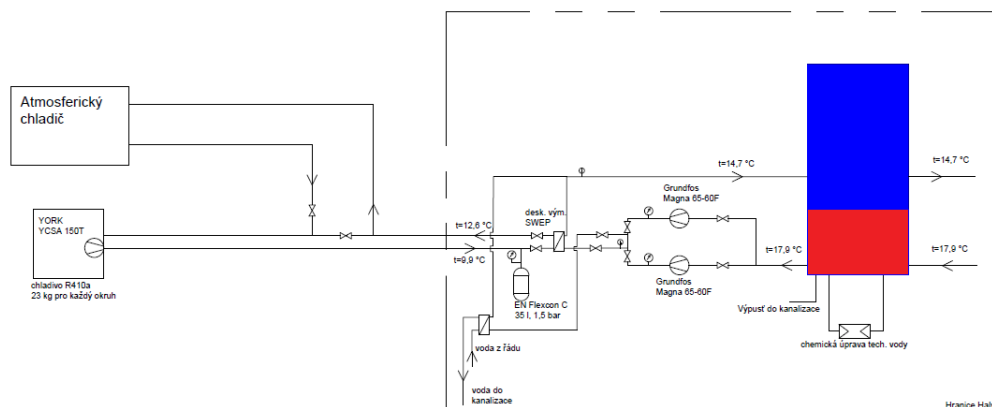
Tlakovou ztrátu výměníku neznáme, ale vzhledem k velikosti předpokládáme ztrátu 50 kPa.

Celková tlaková ztráta aktuálního okruhu je 70,42 kPa. Chladicí jednotka má zabudované oběhové čerpadlo, pro které známe dostupný tlak v závislosti na průtoku. Dle měření je aktuálně průtok 24,05 m<sup>3</sup>/hod, což dle výrobce znamená dostupný tlak 207 kPa. Aktuální okruh má tlakovou ztrátu 70,42 kPa, což znamená, že aktuálně dostupný tlak je 136,6 kPa.

V kompresorové jednotce je také vestavěný kompenzátor objemu, který předpokládáme bude vyhovovat i po rozšíření okruhu.

### Výsledné zapojení

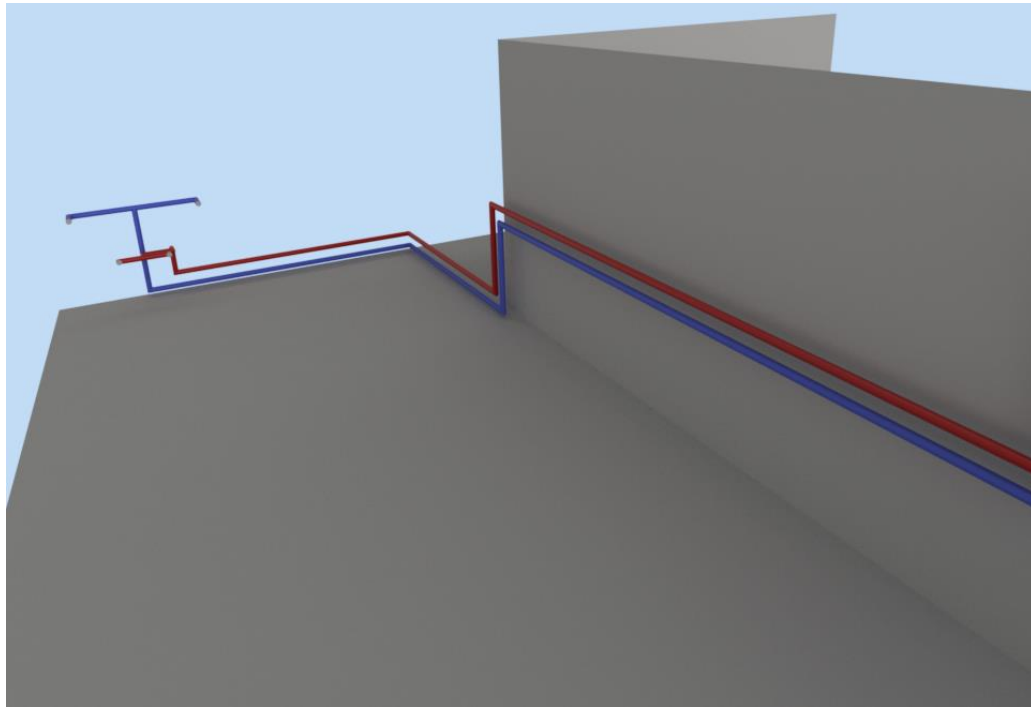
#### Schéma navrženého chlazení



Obrázek 3.9.8 Schéma finálního okruhu

### Návrh potrubí pro zapojení chladiče

V obrázku níže můžeme vidět návrh potrubí pro zapojení atmosférického chladiče do okruhu. Rychlost proudění je 2,17 m/s a vnitřní průměr potrubí je 0,065 m. Celková délka nerezového potrubí (70x3 mm) je 33,5 m a celková délka po rozvětvení (35x1,5 mm) je 3 m.



Obrázek 3.9.9 Vizualizace návrhu vedení potrubí

Tlaková ztráta třením po délce je 59,1 kPa

Tabulka 3.9.4 Prvky okruhu

Prvek okruhu	$\xi[1]$
Koleno, 90°, r=130 mm 16x	0,2
Koleno, 90°, r=64 mm 4x	0,2

Tabulka 3.9.5 Místní odpory

Prvek okruhu	Ekvivalentní délka [m]
Ventil 1x	0,5

Tlaková ztráta místními odpory je celkem 9,54 kPa.

Celková ztráta vzniklá rozšířením okruhu je 68,6 kPa a celková ztráta okruhu s atmosférickým chladičem je 223,4 kPa. Vzhledem k tomu, že čerpadlo vestavěné do kompresorové jednotky poskytuje tlak pouze 207 kPa, je nutné navrhnout oběhové čerpadlo, které bude pokrývat tlakové ztráty pro období, kdy je atmosférický chladič v provozu.

### Návrh čerpadla

Pro pokrytí vzniklé tlakové ztráty 16,4 kPa navrhujeme čerpadlo pro zvýšení tlaku. Pro návrh využijeme nástroje k vybrání vhodného čerpadla na stránkách Grundfos [32]. Pracovní bod čerpadla je dán čerpanou výškou 1,84 m (vypočítaná z tlakové ztráty a hustoty) a průtokem. Jako nejvhodnější čerpadlo se jeví Grundfos TP 65-60/2 A-F-A-BQQE s příkonem 277 W pro pracovní bod. Cena čerpadla je dle ceníku výrobce 1019 €. [33]

### 3.9.9 Výše investice a návratnost

V tabulce 4.9.6 jsou ceny hlavních součástí k výrobě atmosférického chladiče.

Tabulka 3.9.6 Cena jednotlivých částí atmosférického chladiče

Název	Počet	Cena[Kč]
SODECA HCH/EW-71-6T-0.75/AL-IE3-VSD1-K	8x	160 264
Hliníkový plech 0,5x1000x2000[34]	320x	96 320
Trubka hliníková 12x10x4270 [34]	200x	12 960
Trubka hliníková 12x10x4200 [34]	400x	25 920
Trubka hliníková 16x2x51 [35]	500x	825
Plech černý za tepla válcovaný 2x1250x2500(boky) [36]	2x	2 237
Plech černý za tepla válcovaný 2x1500x3000(horní kapotáž) [36]	2x	3 031
Plech černý za tepla válcovaný 4x1500x3000(žebro-opora) [36]	3x	9 450
Plech černý za tepla válcovaný 4x1500x3000(držák trubkovnice) [36]	2x	6 300
Jekl obdélníkový 120 x 40 x 3 x 2434 mm [36]	5x	2 147
Jekl obdélníkový 70 x 40 x 3 x 2510 mm [36]	5x	1 604
Jekl obdélníkový 70 x 40 x 3 x 1795 mm [36]	5x	1 147
Celkem		322 205 Kč

V tabulce 3.9.7 jsou ceny hlavních součástí pro zapojení atmosférického chladiče do okruhu.

Tabulka 3.9.7 Cena jednotlivých částí potrubí

Název	Počet	Cena[Kč]
Grundfos TP 65-60/2 A-F-A-BQQE	1x	27 207
Trubka 38x4x2000[37]	4x	602
33 m nerezová trubka 70x3 mm [37]		16 896
3 m nerezová trubka 35x1,5 mm [38]		441
Ventil uzavírací s armaturou[39]	2x	10326
Celkem		55 472 Kč

Celková výše investice je za hlavní materiál, kompresor a ventilátory celkem 377 677 Kč. Budeme-li uvažovat náklady na výrobu ve stejné výši, jako je cena za hlavní materiál (bez kompresoru a ventilátorů), pak se dostáváme k finální ceně 567 883 Kč.

### 3.10 Výpočet roční úspory

#### Aktuální spotřeba provozu kompresorového chladiče

V kalendářním roce je dle grafu 4.3.1 pro rok 2017 1876 hodin, kdy je teplota nižší nebo rovna 5 °C, což znamená pro chladicí výkon 74,2 kW spotřebu 39771,2 kWh elektřiny. Spotřeba je včetně spotřeby pro pohon vestavěného čerpadla.

$$S_{\text{akt}} = \frac{Q_{\text{chl}}}{\text{EER}} \cdot N_{\text{hod}} = \frac{74,2}{3,49} \cdot 1876 = 39\,771,2 \quad [\text{kWh}_e] \quad 3.115$$

#### Spotřeba provozu atmosférického chladiče

Příkon ventilátorů atmosférického chladiče je 4,56 kW a příkon čerpadla vestavěného do kompresorové jednotky je 3,4 kW. Příkon čerpadla pokrývající tlakové ztráty je 0,277 kW. Celkem 8,237 kW. Což je pro 1876 hodin provozu 15452,6 kWh<sub>e</sub>.

#### Úspora provozu kompresorového chladiče po úsporných opatřeních

Vlivem zvýšení výstupní teploty z kompresorové chladicí jednotky dojde ke změně koeficientu EER z 3,49 na 3,76 pro teplotu vzduchu 25 °C. Tento koeficient se již dále se snižující se venkovní teplotou nemění, jak je uvedeno výše.

Z grafu rozdělení teplot víme, že průměrné denní teploty nejsou vyšší než 26 °C, proto budeme počítat s EER pouze pro teplotu vzduchu 25 °C. Z grafu také víme, že je pro rok 2017 3004 hodin, kdy nebude v provozu suchý chladič a 1564 hodin, kdy bude probíhat spolupráce kompresorové jednotky a suchého chladiče. Pro režim částečného free coolingu budeme uvažovat spotřebu elektřiny kompresorové jednotky 70 %.

$$S_{\text{navrh}} = \left( \frac{Q_{\text{chl}}}{\text{EER}_{\text{akt}}} - \frac{Q_{\text{chl}}}{\text{EER}_{\text{navrh}}} \right) \cdot (n_{\text{h\_uf}} + 0,7 \cdot n_{\text{h\_čf}}) \quad [\text{kWh}_e] \quad 3.116$$

$$S_{\text{navrh}} = \left( \frac{74,2}{3,49} - \frac{74,2}{3,76} \right) \cdot (3004 + 0,7 \cdot 1564) = 6257 \quad [\text{kWh}_e] \quad 3.117$$

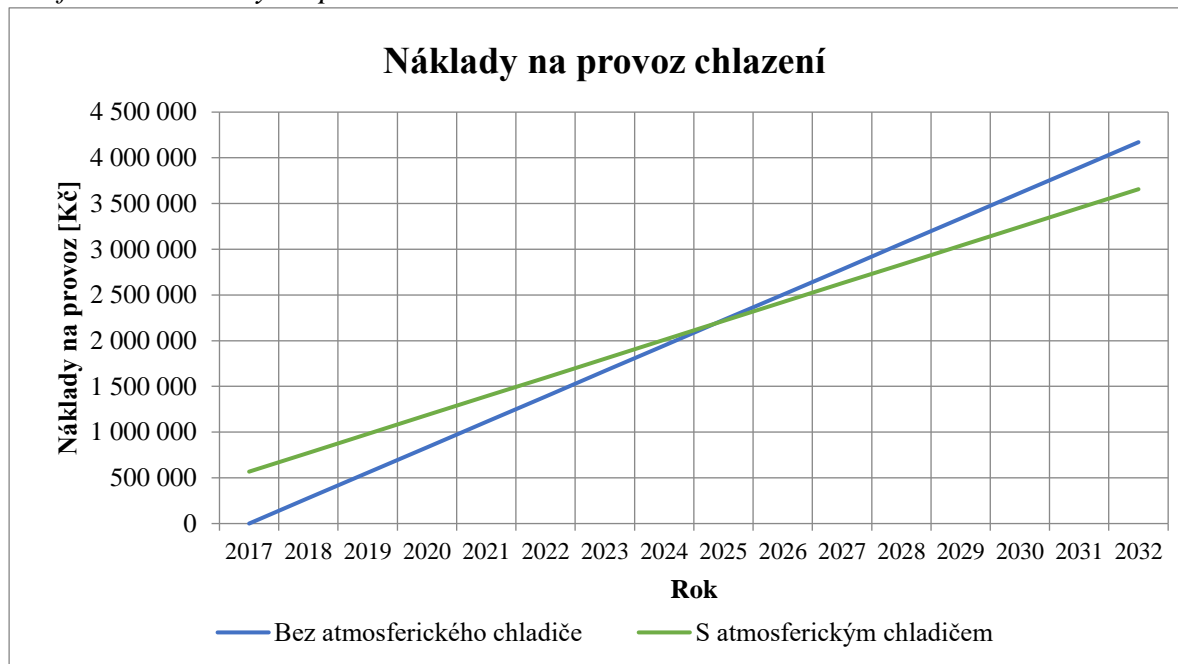
Úspora vzniklá úpravou nádrže na technologickou vodu a změnou teplot je za jeden rok 6257 kWh, což je 12 313 Kč.

#### Finanční přínos a návratnost

Při ceně elektřiny 1,968 za kWh<sub>e</sub> je roční úspora 47 859 Kč. Dále je nutné započítat přínos částečného free coolingu, pro který počítáme s 30 % úsporou. Částečný free cooling je 1564 hodin v roce, což znamená úsporu 11 970 Kč za rok.

Celková roční úspora je 72 142 Kč a investice by se navrátila v průběhu po 8 letech a 320 dnech provozu.

Graf 3.10.1 Náklady na provoz chlazení



V grafu můžeme vidět průběh celkových nákladů na chlazení technologické vody pro stav před zavedením a po zavedení úsporných opatření.

## 4 Možnosti úspor při výrobě stlačeného vzduchu

Stlačený vzduchu se řadí mezi sekundární zdroje energie a ve výrobní sféře hraje velice důležitou roli. Uvádí se, že 10 % z celkové spotřeby elektrické energie v průmyslu připadá právě na výrobu stlačeného vzduchu. [40]

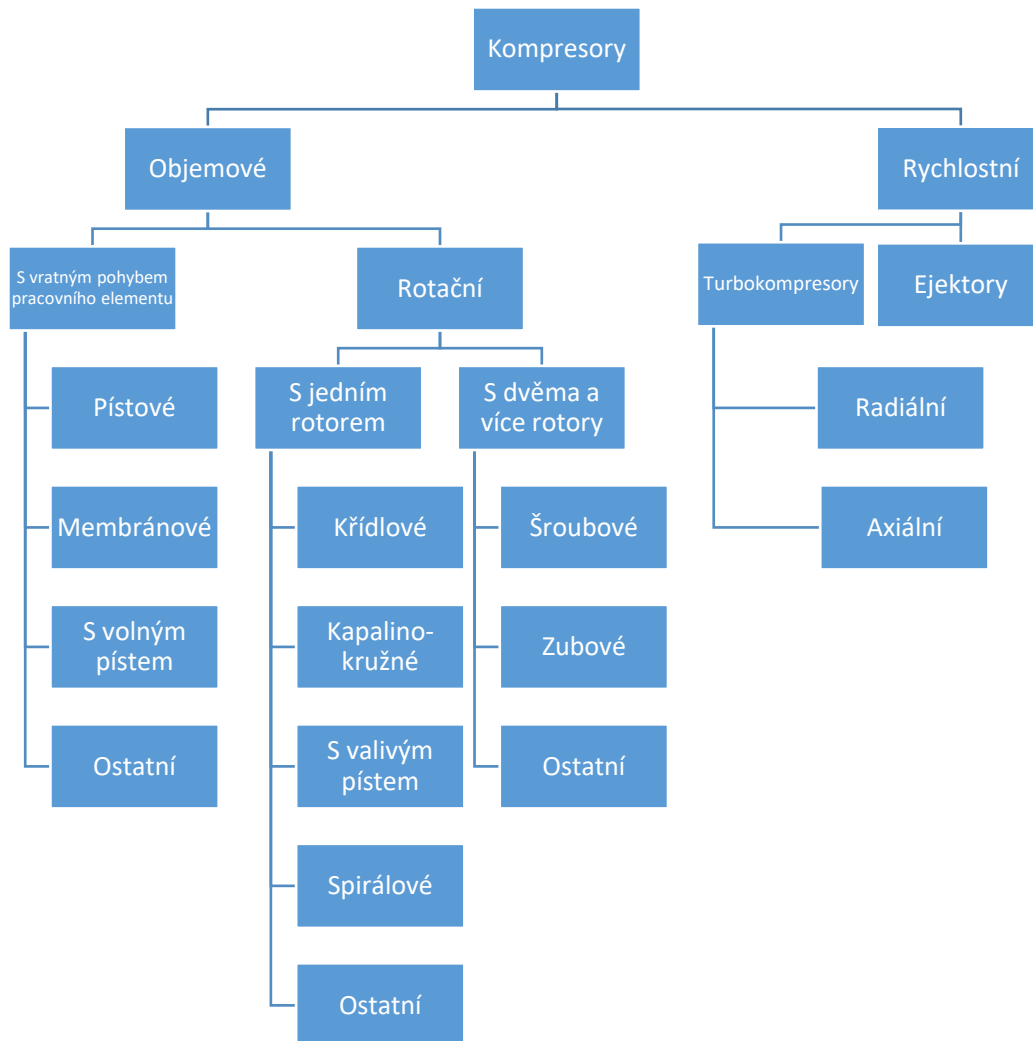
### 4.1 Návrh nového kompresoru

Pro použití ve výrobním závodě se jeví jako nejvhodnější šroubový kompresor. Je výrazně efektivnější než pístový, má delší životnost a je vhodný pro trvalé zatížení. Další výhodou je nižší hlučnost.

Veškeré kompresory, které se nachází ve společnosti, jsou šroubové. Z těchto důvodů se dále zaměříme pouze na šroubové kompresory. Princip šroubových kompresorů je popsán v kapitole 2.1.1.

#### 4.1.1 Dělení kompresorů

Kompresory dělíme podle principu komprese na objemové a rychlostní. Pro objemové kompresory je typická změna objemu nasátého plynu stlačením, zatímco pro rychlostní kompresory je charakteristické urychlení plynu a následná přeměna kinetické energie na tlakovou v difuzoru.



Obrázek 4.1.1 Dělení kompresorů

Šroubové kompresory řadíme dle obrázku výše mezi objemové rotační. Dále existují šroubové kompresory s jedním či více rotory.

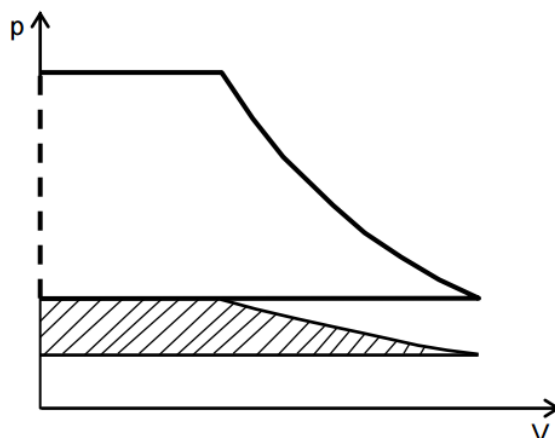
#### 4.1.2 Regulace šroubových kompresorů

Všechny kompresory ve výrobě, kromě toho, který je na Nástrojárně, mají starší a z hlediska spotřeby elektrické energie méně výhodný typ regulace a to ten, že stroj jen buď to ve stavu vypnuto/zapnuto nebo odlehčeno. Stav odlehčeno se nazývá chod naprázdno.

Kompresor na Nástrojárně má plynulou regulaci otáček, díky které je stroj efektivnější.

##### Chod na prázdno

Pokud je odběr tlakového vzduchu menší, než jaká je produkce kompresorem, tak ve výtlačném potrubí začne narůstat tlak. Na tuto změnu reaguje tento typ regulace tak, že uzavře sání a výfuk je zaveden buď to do atmosféry nebo do sacího potrubí. Uzavření sání je realizováno dvoupolohovou klapkou. Výsledkem je, že tlak v sacím potrubí poklesne a kompresor je v odlehčeném chodu. Výhodou je jednoduchost regulace. Nevýhodou je, že ačkoliv příkon kompresoru poklesne na 15-25 %, tak příkon elektromotoru klesne pouze na 30-40 % kvůli nízké účinnosti v tomto provozním režimu. [41]

Obrázek 4.1.2 Znázornění chodu na prázdno v  $p$ - $V$  diagramu[41]

### Změna otáček

Jedná se o jednu z nejeftivnějších metod regulace výkonu kompresoru. Princip spočívá v přizpůsobování otáček elektromotoru aktuální potřebě tlakového vzduchu, přičemž vstupní i výstupní tlak zůstává stejný stejně jako kroutící moment. Ztráty zůstávají také konstantní, neboť se nemění tlaková diference ani styčné plochy vzduchu s kompresorem a z toho vyplývá, že relativní ztráty s poklesem otáček rostou. Naopak klesá součinitel využití pracovního prostoru neboli dopravní účinnost kompresoru, což je podíl skutečné výkonnosti k teoretické maximální výkonnosti. Výkonnost kompresoru je definována jako hmotnostní tok dodávaného plynu přepočítaná buďto na podmínky (teplota, tlak a relativní vlhkost) stejné jako na sání nebo na tzv. normální podmínky. [41]

$$\eta_D = \frac{\text{skutečná výkonnost}}{\text{teoretická výkonnost}} \quad [-] \quad 4.1$$

Změna otáček je realizována frekvenčním měničem třífázového elektromotoru. U nejnovějších elektromotorů je regulace plynulá od 900 až do 5000 ot/min (30-166 Hz), což znamená regulaci od 18 % do 100 %. Výhodou je, že takto regulovaný kompresor dokáže reagovat na vyšší spotřebu vzduchu do 5-6 sekund, aniž by došlo ke změně cílového tlaku o 0,2-0,3 baru. Tím se dosahuje spotřeby elektrické energie odpovídající potřebě tlakového vzduchu.

### Další typy regulace

- škrcením v sání
- start-stop, vypínáním a zapínáním pohonu
- přepouštěním z výtlačku do sání
- zkrácením činné délky rotorů
- změnou kompresního poměru
- regulace kombinovaná

### 4.1.3 Mazání šroubových kompresorů

Šroubové kompresory se vyrábějí ve dvou variantách – bezmazné a mazané.

Mazaný kompresor je jednodušší než bezmazný a olej plní hned tři funkce. Maže povrchy rotorů, vymezuje vůle a poslední funkcí je chlazení (rotorů i vzduchu), proto vyžadují chlazení oleje, který odvádí teplo z kompresní části. Teplo se z oleje odvádí tepelným výměníkem olej-vzduch nebo olej-voda. Pro případ olej-voda se jedná o regeneraci tepla, kdy je oteplená voda dále využita. Nevýhodou je, že na výtlaku je směs stlačeného vzduchu a oleje, který musím být ze vzduchu odstraněn. [42]

Bezmazné kompresory jsou složitější a dražší. Používají se tam, kde jsou vysoké nároky na kvalitu stlačeného vzduchu (potravinářství, farmaceutický průmysl). [42]

### 4.1.4 Aktuální stav

Aktuální stav byl proměřen odbornou firmou a výsledkem je graf celkového průtoku pro Halu 1, 2 a 3. Graf průtoků nemáme k dispozici pro Sladovnu. Měření probíhalo jeden týden.

Graf 4.1.1 Graf průtoku v závislosti na čase pro jednotlivé dny



Graf je dostupný bohužel pouze jako obrázek v pdf dokumentu, proto jsme využili webových stránek WebPlotDigitizer k převodu dat na editovatelnou verzi. [43]

Tabulka 4.1.1 Průměrné hodnoty průtoků

Část v grafu	Průměrný průtok [l/s]
Sobota-ranní směna	19,96
Noční a odpolední směny	57,06
Ranní směny	123,03

Pro výpočet hodnot průtoku využijeme naměřených hodnot spotřeb kompresorů.

Tabulka 4.1.2 Naměřené spotřeby kompresorů

Zásobené objekty	Kompresor	Zatíženo [hodin]	Odlehčeno [hodin]	Odstaveno [hodin]	Počet cyklů zat/odl	Spotřeba energie zatíženo [kWh]	Spotřeba energie odlehčeno [kWh]	Celková spotřeba energie [kWh]
Hala 1,2 a 3	AG 75	23	56	68	2293	2012	2478	4490
Sladovna	AG 75	9	28	110	1340	799	1276	2075

Z grafu jsme určili průměrné průtoky oddělení tak, že víme, že během měření pouze v sobotu probíhala výroba na Obrobně. Dále víme, že na oddělení Montáže nejsou noční směny. Během noční směny probíhá výroba pouze na Lisovně a na Obrobně.

Průměrný průtok na Sladovně určíme z informací o počtu hodin, kdy byl kompresor zatížen, průtoku stlačeného vzduchu kompresoru při zatíženém stavu a počtu hodin, kdy bylo oddělení v chodu.

$$\dot{V}_{\text{Sladovna}} = \frac{n_{\text{zatíženo}} \cdot \dot{V}_{\text{GA75-max}}}{n_{\text{hodin-sladovna}}} = \frac{9 \cdot 234}{80} = 26,3 \quad [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 4.2$$

Tabulka 4.1.3 Vypočítané průměrné průtoky

Název oddělení	Průtok [l/s]
Obrobná	19,96
Lisovna	37,10
Montáž	65,97
Sladovna	26,30

Jelikož právě dochází ke stavbě Haly 4 a 5, tak dojde k rozšíření stávající sítě stlačeného vzduchu. Z tohoto důvodu je nutný nákup nového kompresoru. Průměrná maximální spotřeba vzduchu nového kompresoru je 149,33 l/s.

#### 4.1.5 Návrh nového kompresoru

Jelikož neznáme charakteristiku spotřeby vzduchu pro Sladovnu, tak si vyjádříme maximální průtok jako procentuální odchylku od průměru pro kompresor, kde proběhlo měření. Jako maximum bereme hodnotu průtoku 180 l/s, protože hodnota 260 l/s bude pravděpodobně chybnou hodnotou.

$$O = \frac{\dot{V}_{\text{max}} - \dot{V}_{\text{prům.}}}{\dot{V}_{\text{prům.}}} = \frac{180 - 123}{123} = 0,4634 \quad [1] \quad 4.3$$

A tuto odchylku využijeme pro výpočet teoretické maximální hodnoty pro kompresor, který má nahradit dva kompresory.

$$\dot{V}_{\max\_novy} = (1 + 0) \cdot \dot{V}_{\text{celkem}} = (1 + 0,4634) \cdot 149,33 = 218,5 \quad [\text{l} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 4.4$$

Z katalogu výrobce kompresorů Atlas Copco navrhujeme ke koupi Atlas Copco GA 75 VSD s výkonností 249,9 l/s při tlaku na výtlaku 7 barů. Kompresor má dostatečnou rezervu a proměnné řízení otáček v závislosti na aktuální spotřebě. Kompresor nižší řady (GA 75 VSD) má nedostatečnou kapacitu a kompresor vyšší řady (GA 90 VSD) má naopak zbytečně vysokou kapacitu. Vybraný kompresor stojí 1 104 000 Kč.

Hrubý filtr DD310+ pro maximální průtok 310 l/s, pevné částice 1 μm, olej 1 mg/m<sup>3</sup> (při 20 °C). Za 16 840 Kč.

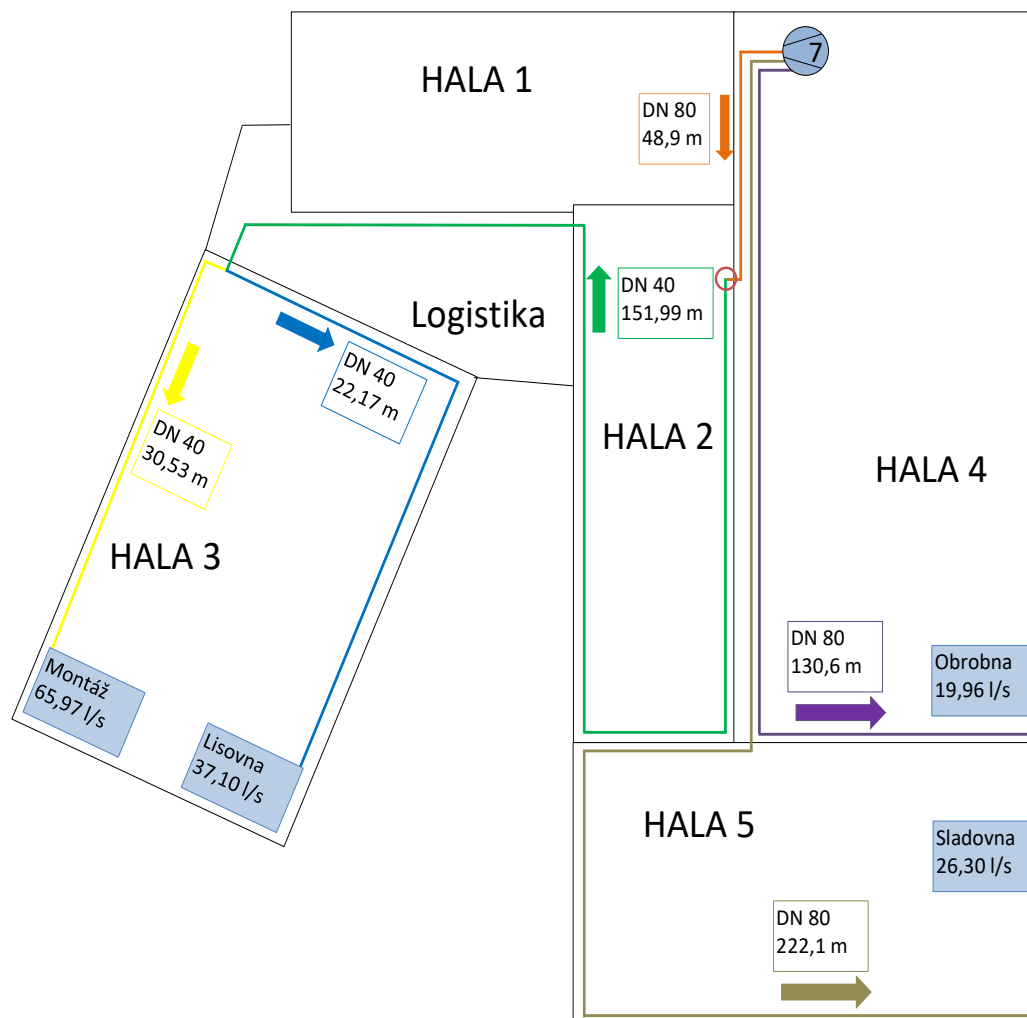
Odlučovač oleje z kondenzátu OSC355 pro maximum 355-435 l/s při 7 barech. Za 37 800 Kč.

Vzdušník o objemu 3 m<sup>3</sup> a maximálním tlaku 16 bar za cenu 113 160 Kč.

Celkem 1 271 800 Kč.

#### 4.1.6 Provoz kompresoru

Ačkoliv kompresor (GA 75 VSD), má dostatečný výkon na to, aby pokryl spotřebu pro provoz ve všech zařízeních v Halách 1.-5., tak může nastat varianta, že tlakové ztráty budou v nejvzdálenějším bodě od kompresoru takové, že by tlak v místě odběru nebyl dostatečný. Potom by na výtlaku musel být neekonomicky vysoký tlak. Tyto tlakové ztráty proto ověříme výpočtem.



Obrázek 4.1.3 Schéma rozvodů stl. vzduchu pro výpočet tlakové ztráty

Vzhledem k tomu, že známe pouze spotřeby stlačeného vzduchu jednotlivých oddělení, tak výpočet tlakové ztráty navrhujeme dle obrázku. Jednotlivá oddělení považujeme za spotřebiče stlačeného vzduchu v nejbližším bodě, kam daná větev potrubí dopravuje stlačený vzduch.

Pro tento předpoklad bude vypočítaná tlaková ztráta vyšší, než bude reálná. Tlak dodávaný kompresorem bude 7 barů.

Výpočet jsme provedli stejným způsobem jako je výše popsáný výpočet tlakové ztráty v chladícím okruhu.

Ve výpočtu jsme počítali s těmito fyzikálními vlastnostmi stlačeného vzduchu o teplotě 20 °C a tlaku 7 bar:

$$\rho = \frac{p}{r \cdot T} = \frac{700000}{287,1 \cdot 293,15} = 8,32 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad 4.5$$

$$v = 2,19144 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

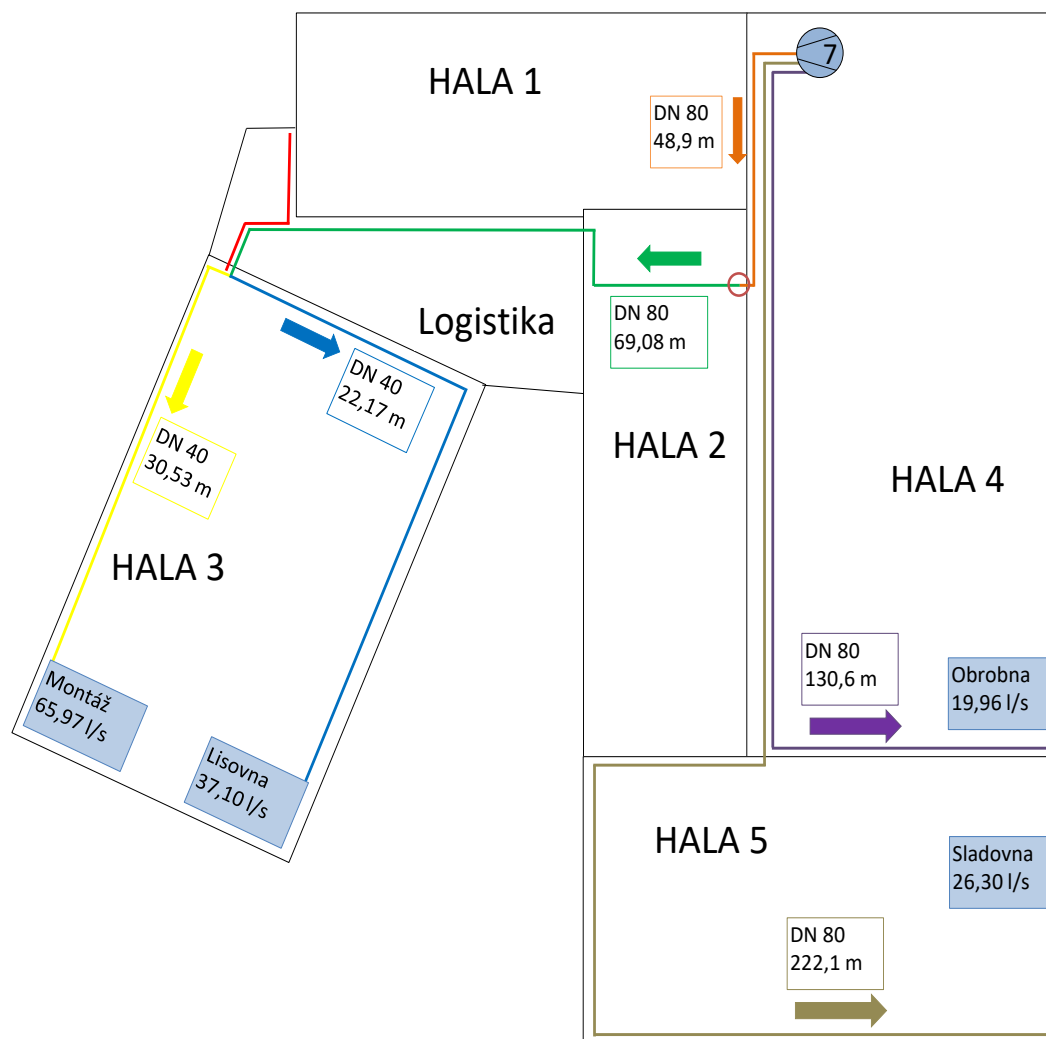
Dále pro určení ztrát místními odpory budeme předpokládat ztrátu v kolenu  $\xi=0,2$  a ztrátu v odběru  $\xi=0,1$ . Výpočet byl proveden stejným způsobem, jako výpočet tlakové ztráty v kapitole 3.9.8.

Tabulka 4.1.4 Výsledky výpočtu tlakové ztráty

	Obrobná	Sladovna	Lisovna (žlutá)	Montáž (modrá)	Lisovna a montáž (zelená)	Lisovna a montáž (oranžová)
<b>Průtok[l/s]</b>	19,96	26,3	37,1	65,97	103,07	103,07
<b>Potrubí</b>	DN80	DN80	DN40	DN40	DN40	DN80
<b>Délka potrubí[m]</b>	130,6	222,1	30,53	22,17	151,99	48,9
<b>Rychlost[m/s]</b>	3,8	5	22,52	40,04	62,56	19,6
<b>Re [1]</b>	141771	186802	470639	836874	1 307 512,87	732079
<b><math>\lambda</math> [1]</b>	0,0286	0,0277	0,0283	0,0277	0,0274	0,025
<b>Místní odpory</b>	3x koleno 20x odběr	6x koleno 13x odběr	3x koleno 6x odběr	2x koleno 13x odběr	4x koleno	3x koleno
<b>Tlaková ztráta místními odpory[kPa]</b>	0,156	0,2605	2,53	11,34	13,025	0,96
<b>Tlaková ztráta třením po délce[kPa]</b>	2,74	7,83	39,75	89,43	1480,99	74,2

Z tabulky výsledků můžeme usoudit, že tlakové ztráty pro Halu 4 a Halu 5 jsou nízké a na chod spotřebičů mít vliv určitě nebudou.

Problém by ale nastal na Hale 3, kde jsou tlakové ztráty opravdu vysoké. Hlavním problémem je stávající zelené vedení, které má pouze DN40 a je zbytečně dlouhé. Pokud by se dle schématu vedení zkrátilo a zaměnilo za DN80, pak by ztráty zeleného vedení klesly (při délce 69,26 m) na 33,73 kPa.



Obrázek 4.1.4 Schéma návrhu ke snížení tlakové ztráty

Tlaková ztráta zeleného a oranžového vedení je 107,9 kPa. Pro srovnání je v obrázku červeně vyznačeno aktuální potrubí, které vede do Haly 3 o délce 33,23 m o DN40, pro které vychází tlaková ztráta 323,5 kPa. Z toho lze usoudit, že kdyby část aktuálního potrubí (zelené potrubí v obrázku 4.1.3) byla nahrazena dle schématu potrubím DN80, tak by dokonce došlo ke snížení tlakové ztráty. Tento krok se dle výpočtu zdá jako nutný, protože bez tohoto zákroku by tlak v Hale 3 nebyl dostatečný. Z aktuálního provozu, kdy rozdíl mezi spínacím a vypínacím tlakem je 1 bar, víme, že kolísání tlaku v síti o 1 bar nemá na chod spotřebičů vliv, proto za předpokladu provedení navrhovaného zkrácení a výměny části potrubí za DN80, by měly všechny spotřebiče pracovat bez problémů.

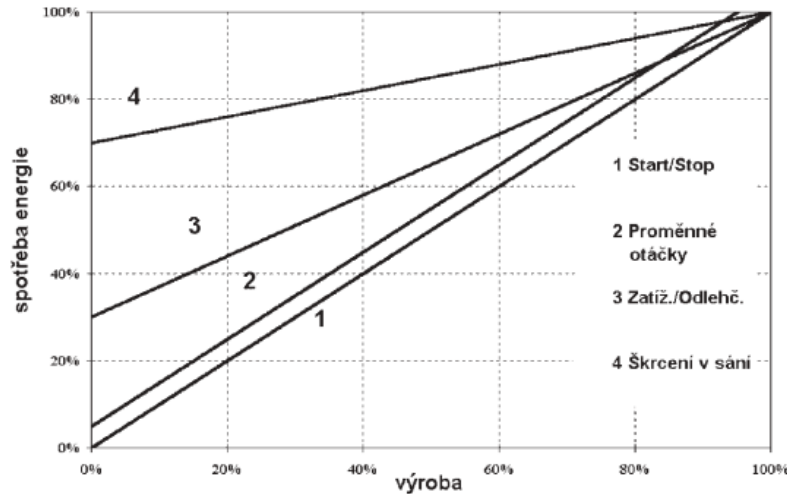
Cena za 69,08 m ocelové bezešvé hladké trubky DN 80 je 18 859 Kč. [44]

## 4.2 Úspory nového kompresoru

K výpočtu spotřeby kompresoru využijeme naměřených dat. Dále předpokládáme, že nový kompresor je regulovatelný v celém rozsahu, a že pro příkon platí lineární závislost (viz graf 3.2.1):

$$P_{\text{komp}} = \frac{P_{\text{max}}}{\dot{V}_{\text{GA75VSD-max}}} \cdot \dot{V}(t) + 0,05 \cdot P_{\text{max}} = \frac{75}{249,9} \cdot Q(t) + 0,05 \cdot 75 \quad [\text{kWh}] \quad 4.6$$

Graf 4.2.1 Spotřeba energie v závislosti na výrobě [40]



K výpočtu spotřeby využijeme numerickou metodu integrace-lichoběžníková metoda.

$$P_{\text{komp}} = \int_{t_1=0}^{t_2} \left( \frac{P_{\text{max}}}{\dot{V}_{\text{GA75VSD-max}}} \cdot \dot{Q}(t) + 0,05 \cdot P_{\text{max}} \right) dt \quad [\text{kWh}] \quad 4.7$$

$$P_{\text{komp}} = \frac{75}{249,9} \cdot \left( (\dot{V}(t_2) + 0,05 \cdot P_{\text{max}}) + (\dot{V}(t_1) + 0,05 \cdot P_{\text{max}}) \right) \cdot \frac{(t_2 - t_1)}{2} \quad [\text{kWh}] \quad 4.8$$

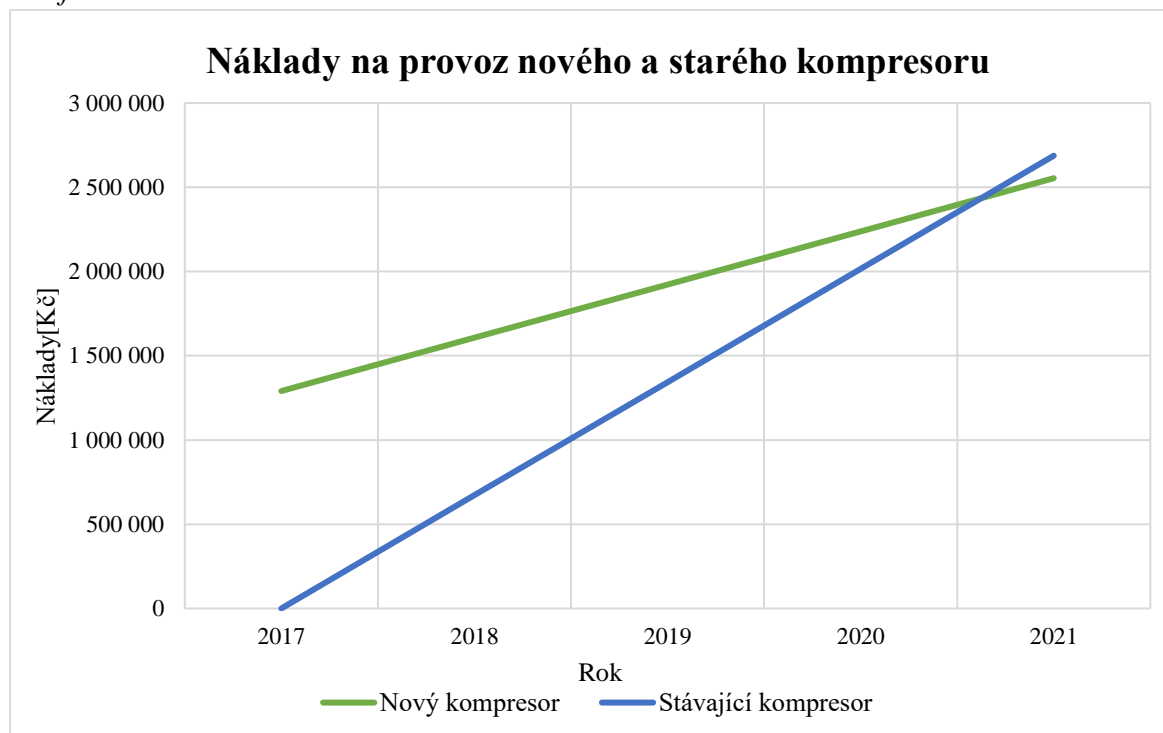
$$P_{\text{komp}} = 2383,5 \text{ kWh}$$

Celková spotřeba pro týden, kdy proběhlo měření, by byla spotřeba navrženého kompresoru  $P_{\text{komp}} = 2383,5 \text{ kWh}$ . Naměřená reálná spotřeba tohoto kompresoru byla 4490 kWh, což znamená úsporu 2106,5 kWh elektrické energie, tedy 47 % energie.

Vypočtená úspora se týká pouze kompresoru v areálu na ulici Osvoboditelů. Pro určení návratnosti budeme počítat se stejnou procentuální úsporou i pro druhý kompresor, který bude novým také nahrazen.

Celková spotřeba nového kompresoru za předpokladu, že nahradí kompresor v areálu na ulici Osvoboditelů i na Sladovně, by pro měřený týden byla  $P_{\text{komp}} = 3085,55 \text{ kWh}$ .

Graf 4.2.2 Znáznornění návratnosti investice



V grafu vidíme průsečík křivek nákladů pro nový a stávající kompresor, který nám udává bod návratnosti, která je 3 roky a 228 dní. Celková výše investice je včetně částky za potrubí 1 290 659 Kč.

### 4.3 Úspory navrženého kompresoru při sání chladného vzduchu

Jednou z dalších možností úspor je sání vzduchu z venku pro období, kdy je venkovní teplota nižší než vnitřní. Jaká je možná výše úspory určíme ve výpočtu níže.

Ze stavové rovnice pro ideální plyn můžeme odvodit úsporu za předpokladu, že venkovní i vnitřní tlak budou stejné. Z rovnice vidíme, že čím nižší bude venkovní teplota, tím nižší bude měrný objem nasávaného venkovního vzduchu, což je pro kompresor z hlediska příkonu výhodné. Z definice měrného objemu ( $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ) víme, že čím bude objem nasávaného vzduchu nižší, tím bude potřeba nižší práce na kompresi na požadovaný tlak.

$$p \cdot v = r \cdot T \quad 4.9$$

$$\frac{v_{\text{in}}}{v_{\text{out}}} = \frac{T_{\text{in}}}{T_{\text{out}}} \quad 4.10$$

Z rovnice pro práci kompresoru při polytropickém ději ideálního plynu můžeme vyjádřit teoretickou procentuální úsporu při poklesu teploty nasávaného vzduchu  $\Delta T$ .

$$\Delta T = T_{in} - T_{out} \quad [K] \quad 4.11$$

$$P = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot \dot{V}_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{n}{n-1} \cdot r \cdot \dot{m}_1 \cdot T_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad [W] \quad 4.12$$

$$P_{in} = \frac{n}{n-1} \cdot r \cdot \dot{m}_{in} \cdot T_{in} \left[ 1 - \left( \frac{p_{in_2}}{p_{in_1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad [W] \quad 4.13$$

$$P_{out} = \frac{n}{n-1} \cdot r \cdot \dot{m}_{out} \cdot T_{out} \left[ 1 - \left( \frac{p_{out_2}}{p_{out_1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad [W] \quad 4.14$$

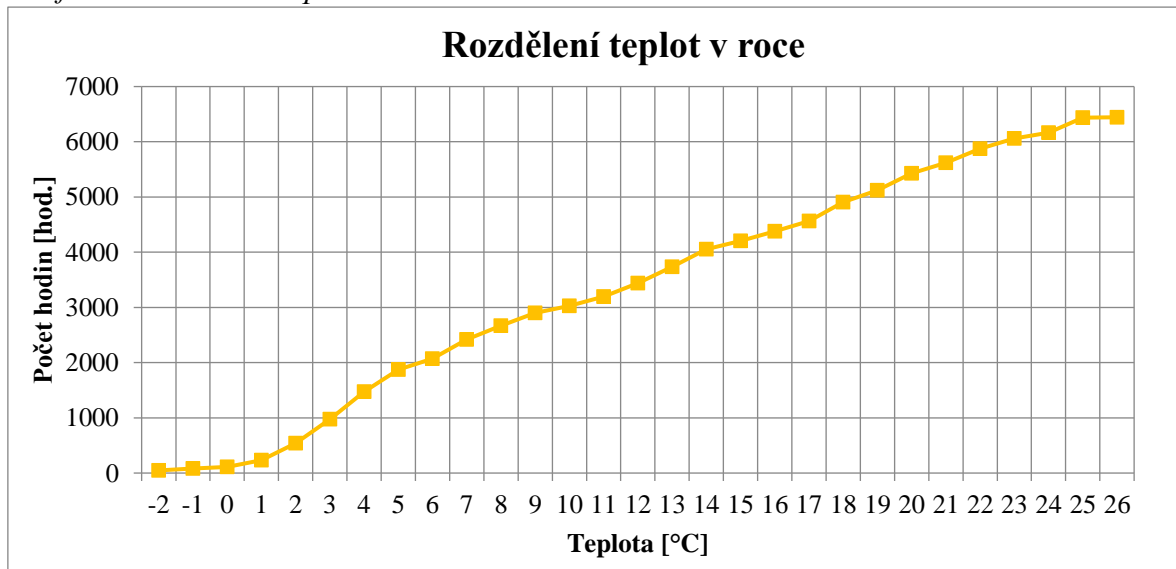
$$\frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{\frac{n}{n-1} \cdot r \cdot \dot{m}_{out} \cdot T_{out} \left[ 1 - \left( \frac{p_{out_2}}{p_{out_1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}{\frac{n}{n-1} \cdot r \cdot \dot{m}_{in} \cdot T_{in} \left[ 1 - \left( \frac{p_{in_2}}{p_{in_1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} = \frac{T_{out}}{T_{in}} = \frac{\Delta T + T_{out}}{T_{out}} \quad [1] \quad 4.15$$

Z výše uvedené rovnice lze za daných předpokladů snadno odvodit pro teoretické úspory:

$$U = 1 - \frac{T_{out}}{T_{in}} \quad [1] \quad 4.16$$

Pro zjednodušení můžeme uvažovat úspory 1 % z původního příkonu při  $\Delta T = 3$ .

Graf 4.3.1 Rozdělení teplot v roce



Graf jsme vytvořili z dat naměřených společností Teplárny Brno, a.s., protože se jedná o nejbližší místo s těmito daty. Vypočítali jsme průměrné denní teploty za poslední 3 roky a zohlednili víkendový provoz a svátky (pro rok 2017). Na ose y jsou hodiny v roce, kdy je teplota stejná nebo vyšší, než je příslušná teplota na ose x. [45]

Budeme-li uvažovat teplotu v technické místnosti 17 °C, pak má význam sání venkovního vzduchu pro dny, kdy je teplota venkovního vzduchu nižší než 17 °C. Zároveň

pro dny, kdy je teplota nižší než 0 °C, nebude sání venkovního vzduchu pro techniku kompresoru příliš dobré. Pro tyto dny by se k nasávanému venkovnímu vzduchu měl přimísit vzduch teplejší a to tak, aby výsledná teplota byla alespoň 0 °C. Je také nutné počítat s tím, že venkovní vzduch je vlhčí. Množství kondenzátu vzniklé při kompresi, by bylo větší.

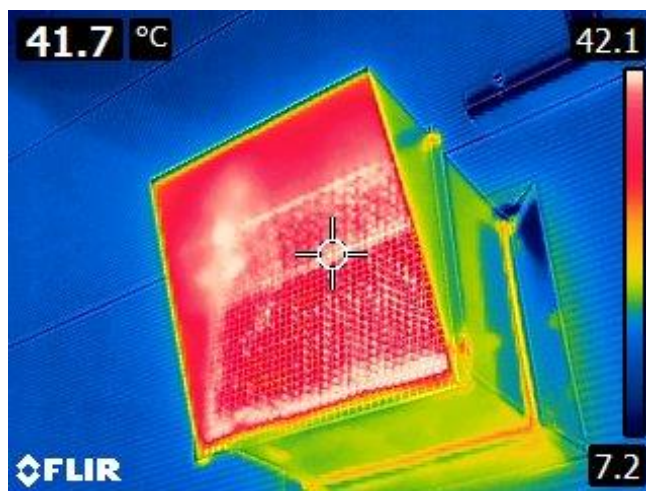
$$S(T_{\text{out}}) = D(T_{\text{out}}) \cdot \frac{P_{\text{komp}}}{n_{\text{chodu}}} \cdot U = D(T_{\text{out}}) \cdot \frac{3085,55}{147} \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{out}}}{T_{\text{in}}}\right) \quad [\text{kWh}_e] \quad 4.17$$

$$\sum_{T_{\text{out}}=0}^{T_{\text{out}}=16} S(T_{\text{out}}) = 3251,5 \quad [\text{kWh}_e] \quad 4.18$$

Ve výpočtu jsme počítali s víkendy a svátky. Pro dny s nižší venkovní teplotou než 0 °C jsme počítali právě s 0 °C. Ačkoliv by náklady spojené se sáním studeného vzduchu byly nízké, tak nemá, vzhledem k nízké roční úspoře  $S = 3251,5 \text{ kWh}$  (= 6400 Kč) což jsou 2 % procenta z celoroční spotřeby energie nového kompresoru, význam tento krok realizovat.

#### 4.4 Úspory při regenerace tepla

Regenerací tepla v souvislosti s kompresorem se myslí využití tepla odváděného od stroje v podobě horkého vzduchu. Toto teplo vzniká během komprese vzduchu. Využití tohoto tepla má velký potenciál, neboť 80 % až 90 % vstupní pohonné energie je odváděno chlazením kompresoru. [40]



Obrázek 4.4.1 Odvod tepla vzniklého při kompresi do vnějšího prostředí

Na snímku pořízeném termokamerou vidíme odvod teplého vzduchu z původního kompresoru do venkovního prostředí. Snímek má pouze orientační vypovídající hodnotu, protože neznáme objemový průtok vzduchu, ale i tak je vzhledem k teplotě 41,7 °C zřejmý potenciál při regeneraci tohoto tepla.

#### 4.4.1 Výpočet regenerovatelného tepla

Výpočet měrné polytropické kompresní práce:

$$Q_{\text{gen}} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad [\text{J} \cdot \text{kg}_{\text{vzd}}^{-1}] \quad 4.19$$

Teplota na konci komprese:

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad [\text{K}] \quad 4.20$$

Pro  $p_1 = 101\,325 \text{ Pa}$ ;  $p_2 = 600\,000 \text{ Pa}$ ;  $n = 1,3$ ;  $T_1 = 290,15 \text{ K}$  vychází  $Q_{\text{reg.}} = 184,78 \text{ kJ/kg}_{\text{vzd}}$ .

Pro dané parametry vychází teplota na konci komprese  $T_2 = 438,7 \text{ K}$ .

Z důvodu technických možností tepelného výměníku budeme předpokládat, že ochladíme vzduch na teplotu  $t_{\text{vzd}} = 50^\circ\text{C}$ . Pokud bychom vzduch dokázali ochladit na  $t_{\text{vzd}} = t_1 = 17^\circ\text{C}$ , což je teplota nasávaného vzduchu, pak bychom využili veškeré vzniklé kompresní teplo. Nicméně ochlazení na teplotu okolí není technicky proveditelné.

$$Q_{\text{nevyuzitelne}} = c_{\text{vz}} \cdot (T_{\text{vzd}} - T_1) \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad 4.21$$

Pro  $c_{\text{vz}} = 1,004$ ;  $T_{\text{vzd}} = 323,15 \text{ K}$ ;  $T_1 = 290,15 \text{ K}$  je  $Q_{\text{nevyuzitelne}} = 33,13 \text{ kJ/kg}$ . Využitelné teplo je tedy:

$$Q_{\text{vyuzitelne}} = Q_{\text{gen}} - Q_{\text{nevyuzitelne}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}_{\text{vzd}}^{-1}] \quad 4.22$$

Pak  $Q_{\text{vyuzitelne}} = 151,65 \text{ kJ/kg}$ .

Z využitelného tepla k vytápění zjistíme snadno tepelný výkon.

Z proběhlého měření víme, že starý kompresor byl zatížen 32 hodin během 147 hodin měření. To znamená, že kompresor byl v chodu průměrně 5,22 hodin denně při výkonu  $842 \text{ m}^3/\text{hod}$ . To znamená, že denní spotřeba je  $4395,24 \text{ m}^3/\text{den}$  stlačeného vzduchu.

$$\rho_{\text{vzd}} = \frac{p}{R \cdot T} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad 4.23$$

Ze stavové rovnice pro tlak  $p = 600\,000 \text{ Pa}$  a teplotu  $T_1 = 20^\circ\text{C}$  vypočítáme hustotu stlačeného vzduchu  $\rho_{\text{vzd}} = 7,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ . Hmotnostní tok stlačeného vzduchu je tedy  $M_{\text{vz}} = 31\,338 \text{ kg/den}$ .

Tepelný výkon:

$$Q_{\text{reg}} = \frac{M_{\text{vz}}}{86400} \cdot Q_{\text{vyuzitelne}} = 55,05 \quad [\text{kW}] \quad 4.24$$

$Q_{\text{reg}} = 55,05 \text{ kW}$  je maximální teplo, které bude odváděno pro případ, že kompresor pojede na maximální výkon. Jelikož nový kompresor je vybavený frekvenčním měničem, tak teplo předávané vodě bude v intervalu  $0 - 55,05 \text{ kW}$ .

Pro výpočet ušetřeného tepla budu počítat s tím, že regenerované teplo navrženého kompresoru je:

$$Q_{\text{reg\_tydenni}} = \frac{Q_{\text{reg}}}{P_{\text{max}}} \cdot P = \frac{55,05}{75} \cdot 3085,55 \quad [\text{kWh}] \quad 4.25$$

$$Q_{\text{reg\_tydenni}} = 2264,8 \quad [\text{kWh}]$$

Budeme-li uvažovat, že se bude toto teplo využívat pro dny, kdy je venkovní teplota nižší než  $14 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , pak se toto teplo bude hodit 4052 (dle grafu 4.3.1) hodin v roce.

$$Q_{\text{reg\_celkem}} = 54\,624,8 \text{ kWh/rok}$$

#### 4.4.2 Investice

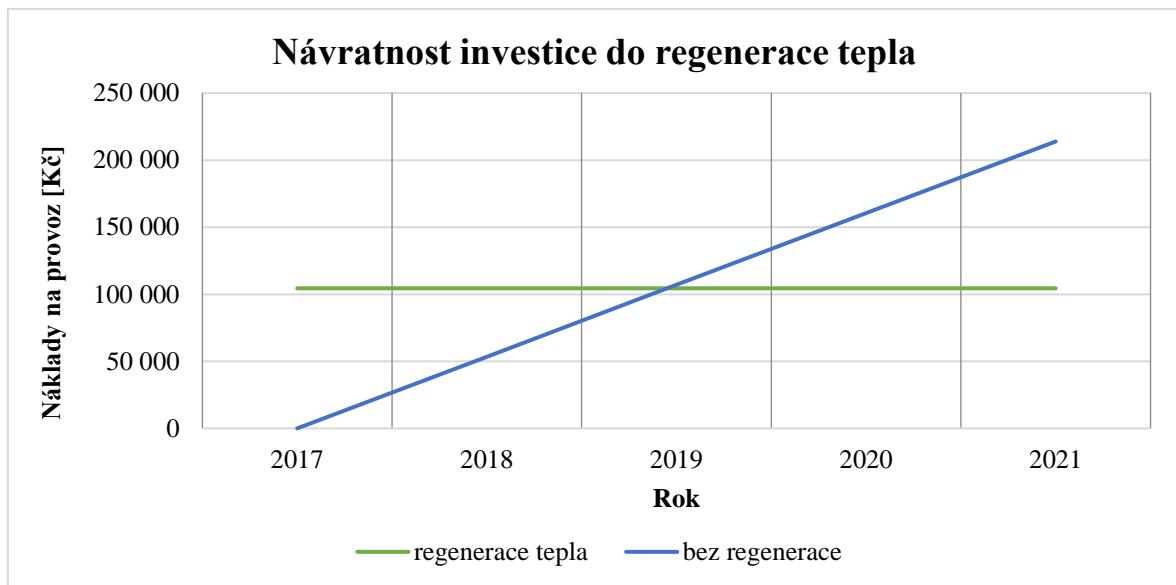
System Energy Recovery pro kompresor Atlas Copco GA 75 FF VSD stojí 97 210,- Kč. Rozšíření řídicího systému pro řízení Energy Recovery je za 7 240,- Kč.

Dohromady 104 450,- Kč.

#### 4.4.3 Návratnost

Celkové regenerované teplo za rok 54 624,8 kWh. Budeme-li uvažovat, že toto teplo bylo doposud vyrobeno se 100 % účinností z plynu při ceně 0,979 Kč/kWh, pak je návratnost investice 2 roky a roční úspora 53 477,7 Kč.

Graf 4.4.1 Graf návratnosti investice do regenerace tepla

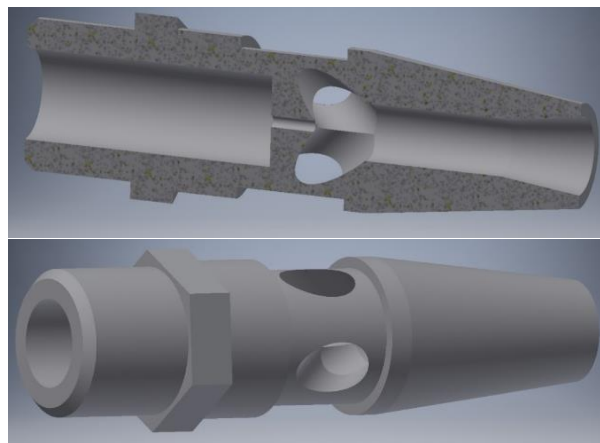


Náklady na regeneraci tepla by měly být velice nízké, proto je považujeme za nulové a v grafu 3.3.1 je přímka nákladů na provoz regenerace konstantní.

## 4.5 Úspory při využití úsporných trysek

Na oddělení Obrobny je stlačený vzduch využíván především k ofukování obrobků před tím, než obsluha stroje provede kontrolní měření. Často zaměstnanci také používají trysky k ofukování rukou, což je poměrně drahý způsob čištění vzhledem k ceně stlačeného vzduchu. Dále je spotřebováván stlačený vzduch obráběcími stroji. Výše určená spotřeba stlačeného vzduchu Obrobny (průtok 19,96 l/s) by mohla být redukována nasazením úsporných trysek, které využívají Venturiho principu.

### 4.5.1 Injektorová tryska



Obrázek 4.5.1 SMC Blower Gun High Efficiency Nozzle 721-3871 [46]

Injektorová tryska funguje tak, že v zúženém prostoru dojde k nárůstu rychlosti vzduchu, čímž poklesne statický tlak pod úroveň přetlaku okolní atmosféry. Proto se začne na výstupu z tohoto zúženého prostoru přisávat vzduch z okolní atmosféry otvory v

trysce a objemový průtok se zvýší. Na konci trysky se průřez zvětšuje, čímž se kinetická energie vzduchu mění na tlakovou. Úspora trysky pracující na tomto principu může být až 70 %. [47]

#### 4.5.2 Spotřeba aktuálně používaných trysek

Ve výrobě se aktuálně nachází 48 klasických trysek. Jedná se o typ Cejn 208 s trubicí dlouhou 90 mm v provedení se šesti samostatnými výstupy stlačeného vzduchu, které mají za následek snížení hluku.

Pistole mají průtok 190 l/min při vstupním tlaku 6 barů. Skutečný průtok bude tedy ještě o něco vyšší v síti stlačeného vzduchu o tlaku 7 bar.

Skutečnou celkovou denní spotřebu trysek lze bez měření určit těžko. Budeme tedy vycházet z následující úvahy.

Pokud by spotřeba Obrobny (19,96 l/s) byla tvořena pouze pistolemi na stlačený vzduch, pak by každá pistole musela spotřebovat stlačený vzduch 7,9 sekundy za hodinu 24krát denně.

#### 4.5.3 Návratnost investice

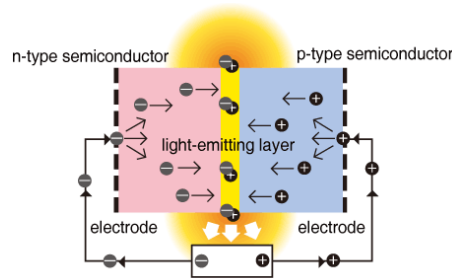
Cena pistole a úsporné trysky SMC VMG11BU-02-11 je dle [48] 67,1 \$, což je (při kurzu 1 USD = 24,29 CZK) 1630,0 Kč. Při předpokládané době provozu každé trysky by kompresor pracoval 4,8 minuty s příkonem 75 kW na pokrytí spotřeby trysek, což by znamenalo spotřebu 143,1 kWh/den. Pro rok s 260 pracovními dny to je 37258 kWh. Dle katalogu výrobce SMC je úspora při využití této vzduchové pistole 10 % ze spotřebované energie. To je 3725,8 kWh což se rovná finanční úspoře 7332,4 Kč za rok. [48]

Z těchto výpočtů lze usoudit, že investice 78 240 Kč do úsporných vzduchových pistolí s návratností 10,7 roku se nevyplatí.

## 5 Osvětlení

### 5.1 Princip LED

Technologie LED je zkratkou light emitted diode, tedy světlo emitující dioda. Zjednodušený popis je následovný. Jedná se o polovodičový přechod, který je určitou energetickou bariérou, která je překonávána nosičem náboje (nábojové páry elektron-díra). Díky působení vnějšího elektrického pole (elektrické napětí) se tyto náboje dostávají přes bariéru a při vzájemné rekombinaci vracejí získanou energii z dodaného zdroje zpět ve formě záření.

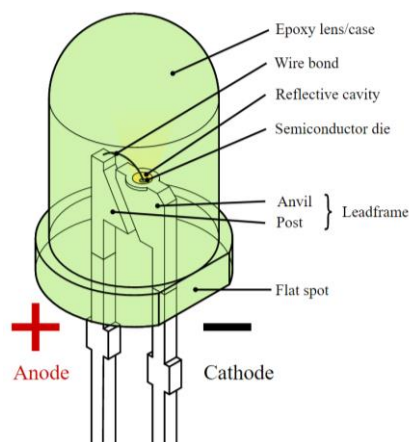


Obrázek 5.1.1 Polovodičový přechod diody [49]

Připojíme-li kladný pól elektrického zdroje k polovodiči typu P a záporný pól k polovodiči typu N, tak hovoříme o propustném směru. Při opačném zapojení se jedná o závěrný směr, při kterém se vytvoří tzv. vyprázděná oblast, která neobsahuje žádné nosiče elektrického náboje (volné elektrony nebo díry). Přechod nábojů se ztíží tak, až je oblast zcela nepropustná. Při propustném směru je vyprázděná oblast tak malá, že přes rozhraní může procházet elektrický proud. Energie vyzářená na P-N přechodu má formu světla. [50]

Z toho plyne, že LED dioda musí být zapojena v propustném směru a elektrický proud musí být stejnosměrný, proto musí být při zapojení ke zdroji střídavého proudu vybavena usměrňovačem. [50]

Vhodným chemickým procesem lze vytvořit takový polovodič, jehož energie přechodu odpovídá záření, které je ve viditelné oblasti. Velikost energie je téměř přesně určena chemickým složením jednotlivých částí a záření tedy probíhá v malém rozsahu vlnových délek, proto lze v praxi považovat toto záření za monochromatické (zjednodušeně řečeno jedné barvy) a to je pro osvětlovací účely nepoužitelné, protože LED dioda neumí emitovat jedinou barvu přímo a to bílou, která je širokopásmová. K rozšíření spektra pro produkci bílého světla lze využít dva přístupy. [51]

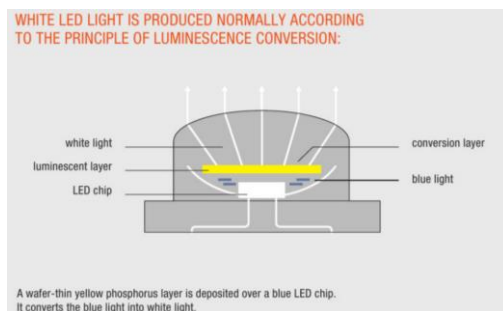


Obrázek 5.1.2 LED dioda [52]

## Fotoluminiscence

Jedná se o obvyklejší metodu, při které se vrchlík modré diody opatří tenkou vrstvou fosforu (luminofor). Krátkovlnné vysokoenergetické záření modré LED diody stimuluje fosforovou vrstvou, která pak vydává nízkoenergetické žluté světlo. Část modrého světla se

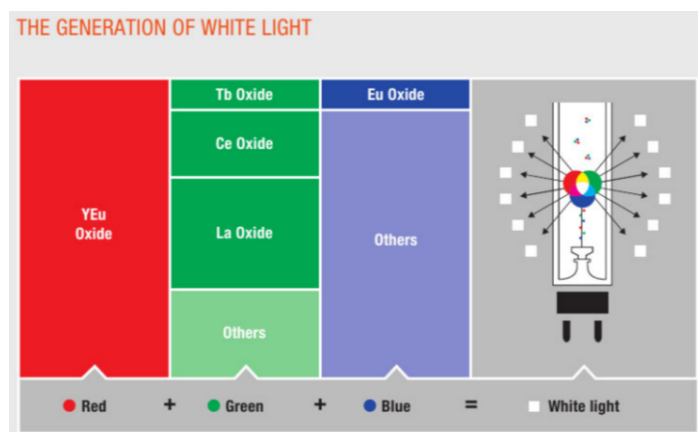
tudíž tímto způsobem přemění. Výsledný tón bílého světla se mění dle množství použitého fosforového luminoforu. Tímto lze dosáhnout požadované barvy LED diody. [53]



Obrázek 5.1.3 Schéma LED diody se zvýrazněnou luminescenční vrstvou [53]

### Aditivní mísení

Druhý způsob využívá aditivního mísení barev. Smísením červeného, zeleného a modrého světla vznikne bílé. Jelikož lidské oko používá také tři senzory, tak je tento způsob vzniku bílé dostačující. Nicméně nelze dosáhnout spojitého spektra přirozených přírodních zdrojů světla. Výhodou je, že dle potřeby lze měnit barvu světla, čehož se využívá např. u LED televizí. [51] [53]



Obrázek 5.1.4 Aditivní mísení (53)

## 5.2 Fotometrické vlastnosti

Fotometrie je část optiky, která se zabývá světlem ze strany lidského pohledu. Konkrétně toho, jak lidské oko a mozek světlo vnímá. Níže popíšeme nejdůležitější vlastnosti pro výběr vhodného LED světla.

## 5.3 Základní pojmy

### 5.3.1 Světlo

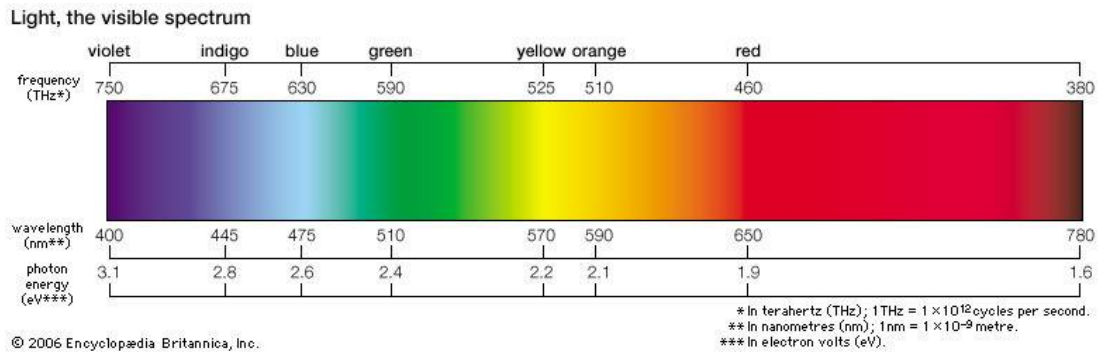
Na světlo se můžeme dívat dvěma rovnocennými přístupy. V prvním z nich pohlížíme na světlo jako na elektromagnetické vlnění o konkrétní frekvenci a v té druhé jako na soubor světelných částic (fotonů). [54]

V tématice osvětlení se světlem rozumí zrakem viditelná část elektromagnetického záření, které má vlnovou délku  $\lambda_{vln}=760$  nm až  $\lambda_{vln} = 390$  nm.

### 5.3.2 Barva světla

S konkrétní vlnovou délkou se pojí určitá barva záření. Takové záření nazýváme monochromatické. Tímto pojmem bylo dříve myšleno jednobarevné záření. Dnes však se tímto pojmem myslí záření na jedné vlnové délce. [55]

Některé barvy ve spektru však chybí a to proto, že tyto chybějící barvy vznikají až lidským vnímáním a to složením více záření. Takovou barvu pak nazýváme polychromatickou. V osvětlovací technice je nejdůležitější barvou bílá, která je právě polychromatickou barvou. [56]

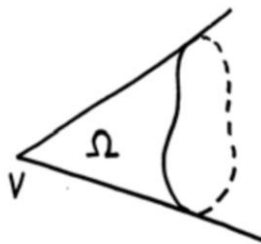


Obrázek 5.3.1 Viditelné spektrum světla [55]

### 5.3.3 Prostorový úhel

Tímto pojmem rozumíme souvislou oblast prostoru vyplněnou polopřímkami vycházejícími ze společného bodu V. Příkladem je oblast vymezená pláštěm kužele, který nemusí nutně mít kruhový průřez. Velikost je definována jako poměr plochy, kterou vytkne na povrchu koule o poloměru r a kvadrátu jejího poloměru. Velikost prostorového úhlu je bezrozměrné číslo, ale pro přehlednost se používá jednotka steradián. [57]

$$\Omega = \frac{S}{r^2} \quad [\text{sr}] \quad 5.1$$



Obrázek 5.3.2 Prostorový úhel [57]

### 5.3.4 Bodový zdroj

Za bodový zdroj považujeme takový, jehož rozměry jsou zanedbatelné v porovnání se vzdáleností od pozorovatele. Zdroj, který nemůžeme považovat za bodový, považujeme za plošný. [57]

### 5.3.5 Světelný tok

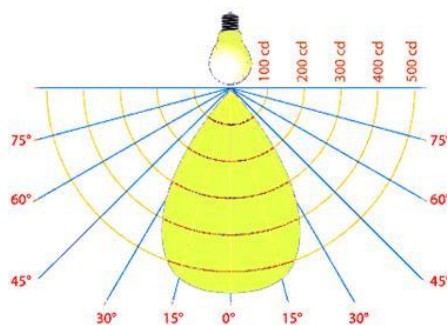
Světelný tok označuje světelnou energii, kterou zdroj vyzáří za 1 sekundu. Značkou je  $\Phi$  a jednotkou lumen (lm). Ten je definován jako světelný tok, který vyzáří zdroj o svítivosti 1 cd do prostorového úhlu  $1^\circ$ . [58]

### 5.3.6 Svítivost (I)

Je označována písmenem I, jednotkou kandela (1 cd) a řadí se mezi základní jednotky SI. Jedna kandela odpovídá přibližně svítivosti jedné svíčky. Žárovka o příkonu 100 W má přibližně svítivost 200 cd. Svítivost bodového zdroje v daném směru lze definovat jako podíl světelného toku  $\Delta\Phi$  vyzářeného zdrojem v tomto směru do malého prostorového úhlu  $\Delta\Omega$  a velikosti tohoto prostorového úhlu. [58] [59]

$$I = \frac{\Delta\Phi}{\Delta\Omega} \quad [\text{cd}] \quad 5.2$$

Svítivost tedy vyjadřuje rozdělení světelného toku do různých směrů, do kterých vyzářuje zdroj světla. [58] [59]



Obrázek 5.3.3 Zobrazení svítivosti zdroje světla (59)

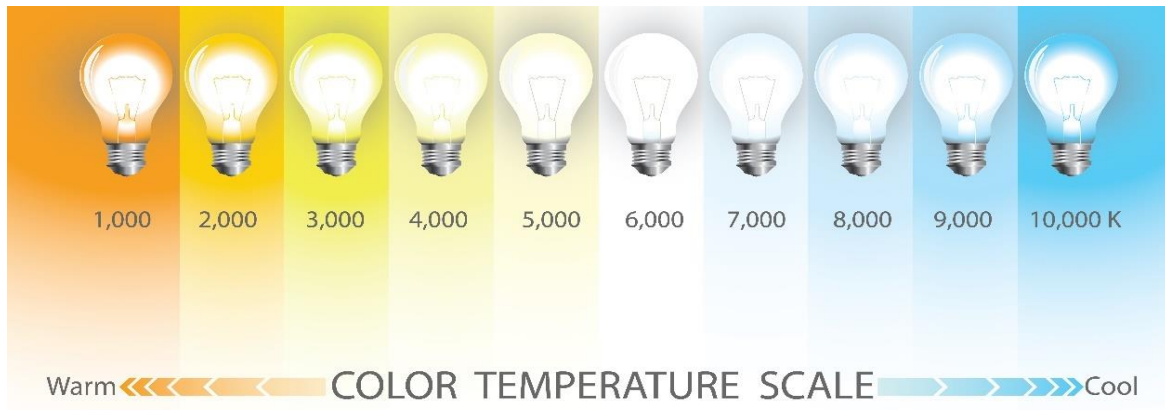
### 5.3.7 Intenzita osvětlení (=osvětlenost)

Značí se písmenem E a jedná se o světelný tok dopadající na určitou plochu. Jednotkou je tedy  $\text{lm}/\text{m}^2$  tudíž lux (lx). Intenzita osvětlení závisí na světelném toku zdroje, na jeho vyzářovacím úhlu a na vzdálenosti od zdroje. Měří se luxmetrem. Intenzita osvětlení pro vnitřní prostory je dána normou ČSN EN 12464-1 [58] [59]

### 5.3.8 Barva světla

Barva světla neboli teplota chromatičnosti charakterizuje spektrum bílého světla. Jednotkou je Kelvin (K). Barva osvětlení je na volbě zákazníka, nicméně pro pracovní

prostory je doporučováno spíše chladnější světlo, zatímco pro domácí prostory je lepší teplo teplejší. Pro LED diody je charakteristické rozmezí barvy světla. [59]



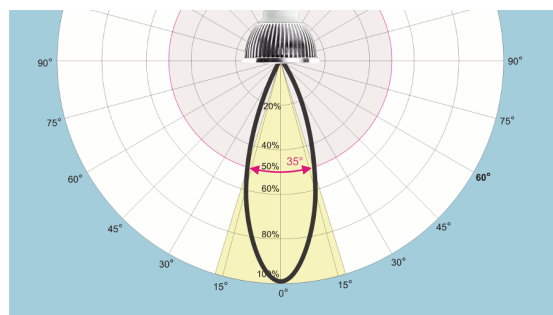
Obrázek 5.3.4 Znáznornění teploty světla [60]

### 5.3.9 Index podání barev

Je často označován zkratkou Ra (anglicky CRI – color rendering index) a je také důležitou hodnotou osvětlení. Re nabývá hodnot od 0 do 100 a vyjadřuje schopnost interpretace barev pod daným zdrojem světla ve srovnání se sluncem. Například sodíková výbojka má Ra téměř nulové, zatímco Ra = 100 je podání barev, jak bychom je vnímali při slunečním osvětlení. Doporučovaná minimální hodnota Ra je 80 a čím vyšší, tím přirozenější světlo se nám bude zdát. [61]

### 5.3.10 Vyzařovací úhel a vyzařovací charakteristika

Vyzařovací charakteristika světelného zdroje popisuje, jak se světelný výkon mění v závislosti na směru svitu. Tato charakteristika se nestanovuje snadno, proto se pro zjednodušení zavedl pojem vyzařovací úhel. Ten nám udává úhel, ve kterém je svítivost poloviční ve srovnání se směrem, kde je svítivost maximální. [62]



Obrázek 5.3.5 Vyzařovací úhel svítidla (62)

## 5.4 Elektrické vlastnosti

### 5.4.1 Napájecí napětí

Udává, na jaké napětí je LED žárovka konstruována. Většina je konstruována na střídavé napětí 230 V s frekvencí 50 Hz, tedy na parametry, které jsou běžné v zásuvkách.

Jak bylo výše zmíněno, LED diody potřebují stejnosměrné napětí a je teda potřeba měnič proudu. [62]

## 5.4.2 Měrný světelný výkon

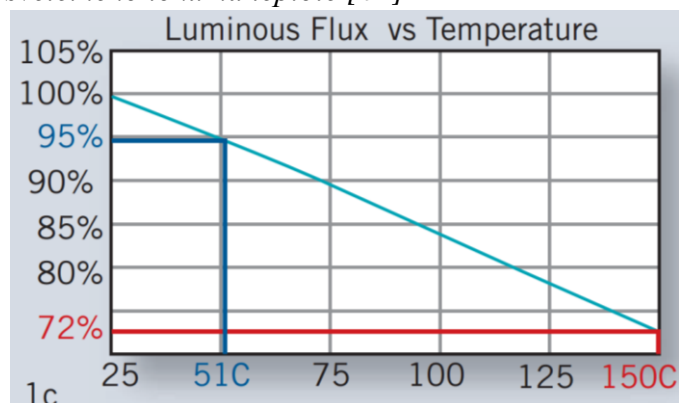
Měrný výkon vyjadřuje podíl světelného toku a příkonu a vyjadřuje účinnost světelného zdroje. Jedná se o hodnotu, která souvisí s hospodárností svítidla. Čím vyšší, tím lepší. Měrný světelný tok se pořád zvyšuje a nejmodernější světelné zdroje pro domácnosti přesahují i 100 lm/W. [63]

Tabulka 5.4.1 Srovnání světelných zdrojů [63]

Zdroj	Měrný světelný tok	Životnost	Orientační cena
	[lm/W]	[h]	[Kč]
Svíčka čajová	0,2	3	1
Žárovka 40 W	10	1 000	10
Žárovka 75 W	13	1 000	10
Žárovka 1000 W	19	1 000	100
Žárovka „retro“ 40-60 W	03.5	1 000	500
Halogenová žárovka	16	1 000	50
Halogenová žárovka	19	2 000	20
Kompaktní zářivka	40-60	6000	100
LED 10 W	90	25 000	200
LED 20 W	90	25 000	400

K účinnosti je nutné dodat, že množství světelného toku je silně závislé na teplotě LED čipu. Výrobce udávaný světelný tok je ve většině případů udáván pro teplotu 25 °C. Tato teplota je však při provozu častokrát vyšší. [64]

Graf 5.4.1 Závislost světelného toku na teplotě [64]



## 5.4.3 Příkon

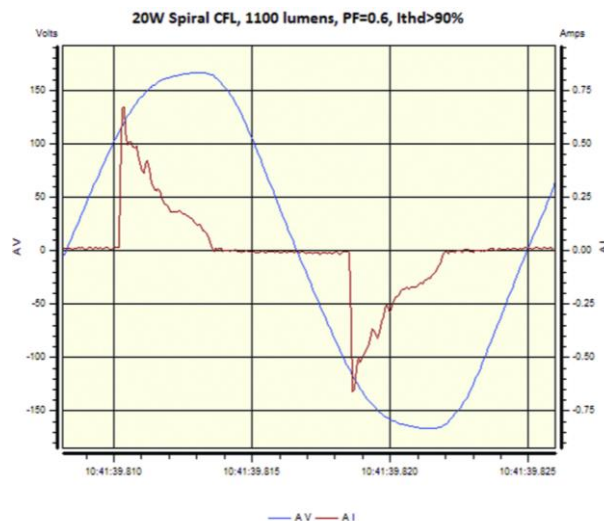
Příkon je výrobcem udávaná hodnota označována písmenem P [W]. Vzhledem k tomu, že vlastnímu LED čipu je předřazena elektronika, která nemá 100 % účinnost, tak se k čipu nedostane výkon rovný příkonu.

## 5.4.4 Účinník

Účinník je poměr činného (skutečného) výkonu a celkově spotřebovaného výkonu (zdánlivého výkonu). Jedná se o fázový posun mezi proudem a napětím. Účinník tedy vyjadřuje, jak efektivně je elektrická energie spotřebována. Účinník se značí  $\cos \varphi$  a nabývá hodnot od 0 do 1. Čím vyšší, tím lepší. V angličtině je nazýván power factor (PF). [65]

## 5.4.5 Celkové harmonické zkreslení (THD)

Celkové harmonické zkreslení neboli Total harmonic distortion se udává v procentech a vyjadřuje vliv svítidla na elektrickou síť, do níž je připojeno. Jedná se o numerické vyjádření zkreslení průběhu proudu vzhledem k sinusovému průběhu napětí v napájecí síti. Po připojení LED svítidla do sítě může tedy svítidlo generovat harmonické proudy, které narušují napájecí napětí. [66] [67]



Obrázek 5.4.1 Znárodnění celkového harmonického zkreslení[68]

## 5.5 Elektronické součásti

### 5.5.1 Měníč proudu

Měníče zajišťují napájení čipů v celém rozsahu vstupního napětí. Používají se hlavně tyto dva typy – RCD a CCD.

RCD (Rezistor capacity driver) je odporově kapacitní měnič. Jedná se o starší technologii než CCD (Constant current driver) a hlavní nevýhodou je, že může docházet k blikání. [62]

### 5.5.2 Čip

Existuje poměrně hodně druhů čipů a přibývají stále nové. To je dáno potřebou zvyšování jejich výkonu, zlepšování parametrů a vývojem výrobní technologie. Mezi ty základní patří:

### Bipolární LED diody, Duel In-line package (DIP)

Jedná se o první vývojovou část LED v osvětlovací technice. Čip je tvořen epoxidovou diodou se dvěma kontaktními piny. Tento čip způsobil průlom LED technologie ve světelné technice, ale parametricky již nestačí nejnovějším typům čipů. Stále se však používají jako indikační světla. Průměrná životnost je 20 000 hodin a maximální účinnost je 70 lm/W. [69] [70]



Obrázek 5.5.1 DIP LED dioda [69]

### SMD LED čipy (Surface Mounted Devices LED)

SMD je dalším vývojovým stupněm a nástupcem DIP. Jedná se vlastně o stejný čip, který je však umístěn na keramickém podkladu. Výhodou je malá velikost a dlouhá životnost. Existuje více typů, které se liší velikostí a parametry. Životnost je až je 100 000 hodin a maximální světelná účinnost je 120 lm/W. [69] [70]



Obrázek 5.5.2 SMD LED čip [69]

### COB LED čipy (Chips on board)

Jedná se o jeden z tzv. výkonových čipů. Ten slučuje mnoho malých čipů do jednoho. Čipy jsou umístěny na keramickém plošném spoji. Výhodou je rovnoměrná emise světla z celé plochy čipu i při vyšších provozních teplotách. Čip se využívá spíše u reflektorů. Pro žárovky není vhodný z důvodu chlazení. COB čipy zatím nemohou nahradit SMD a to kvůli některým technickým omezením. Náklady na výrobu jsou nižší než u SMD, ale při určitých aplikacích potřebují větší chladič. Životnost je až je 100 000 hodin a maximální světelnou účinnost je 120 lm/W. [69] [70]



Obrázek 5.5.3 COB LED čip [69]

## Bipolární LED diody, Duel In-line package (DIP)

Jedná se o čip, který sdružuje více COB čipů na měděné desce. Využívá se především tam, kde není možné integrovat dostatečný počet čipů SMD (např.: průmyslové osvětlení). Nevýhodou je větší zahřívání (vyšší než SMD, ale nižší než COB). Životnost je až je 100 000 hodin a maximální účinnost je 120 lm/W. [69] [70]



Obrázek 5.5.4 Bipolární čip LED [69]

## 5.6 Provozní vlastnosti

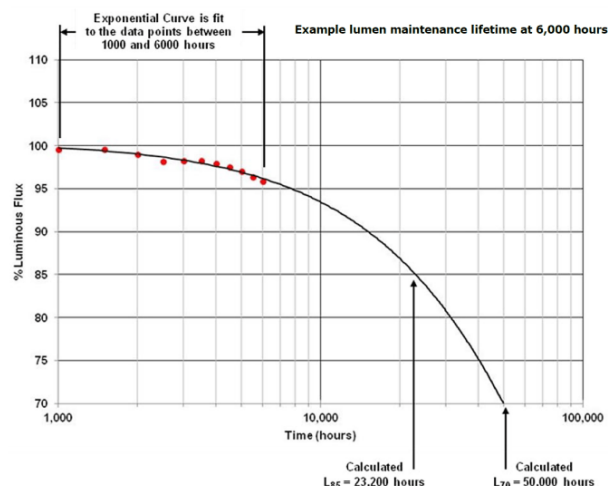
### 5.6.1 Metody stanovení životnosti

Údaje o životnosti LED osvětlení jsou zjišťovány mezinárodně jednotnými zkouškami, proto jsou údaje o životnosti plně srovnatelné.

IES LM-80 je mezinárodní metodika testování LED pro predikci jejich životnosti. Délka měření je minimálně 6 000 hodin a je měřeno alespoň 25 kusů LED. Statistické zpracování dat z měření se řídí normou IES TM-21. [71]

Se životností LED se pojí hodnota L70, která vyjadřuje v hodinách délku provozu, než dojde k poklesu svítivosti na 70 % počáteční hodnoty. Můžeme se setkat i s hodnotami L50 nebo L80. Často se udává i výsledek např.: L70B50. Ten definuje, po jaké době svítí 50 % kusů LED minimálně na 70 % počáteční svítivosti. [72] [73]

Graf 5.6.1 Pokles svítivosti v čase [74]

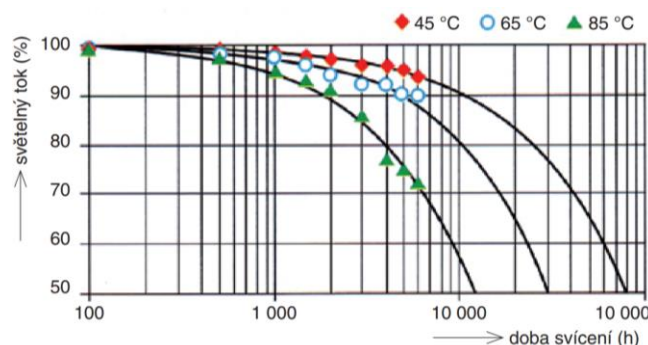


### 5.6.2 Teplota

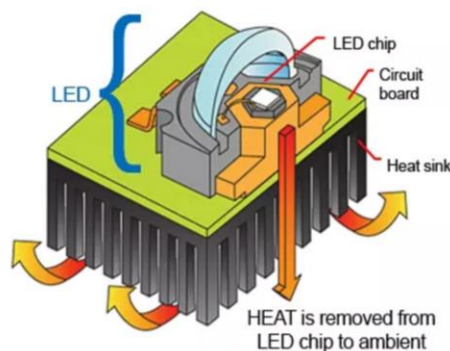
Vlivem času ztrácí PN přechod LED svoje vlastnosti kvůli prolínání příměsí. Tento proces je navíc výrazně urychlován s rostoucí teplotou. Teplo vznikající na PN přechodu se dále šíří a dochází k ohřevu i předřazené elektroniky. Proto je při výběru nutné věnovat

pozornost i provozní teplotě, ke které se vztahuje udávaná živostnost, protože s růstem provozní teploty výrazně klesá živostnost.

Graf 5.6.2 Pokles svítivosti v závislosti na čase pro různé teploty [75]



Teplu vznikající u klasické žárovky je převážně vyzářeno do okolí, což však neplatí pro LED, kde se většina tepla odvádí vedením a menší část konvekcí. Může docházet i k přenosu tepla zářením, ale to platí pro výkonnější zdroje. Je třeba si uvědomit, že i při velmi vysoké účinnosti 150 lm/W je ztráta 50 % v podobě tepla a musí být účinně odvedena do chladiče, ze kterého je teplo odváděno převážně konvekcí. Pro menší LED přibližně do příkonu 1,5 W není třeba chladiče a teplo je odvedeno konvekcí a radiací.



Obrázek 5.6.1 Chladič LED diody [76]

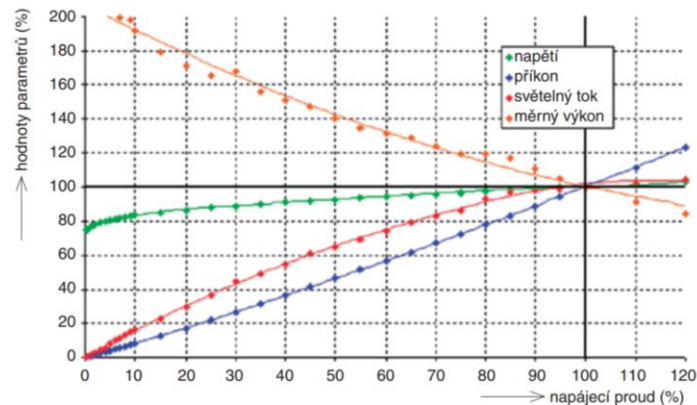
### 5.6.3 Mechanické vlivy

K mechanickým vlivům může docházet během výroby, montáže či při manipulaci s LED. Může také docházet k působení sil, které mohou vzniknout vlivem teplotní roztažnosti materiálů. [77]

### 5.6.4 Změna elektrických veličin

Při velkém napětí a proudu může dojít k selhání vodičů kvůli nárůstu teploty. O správné napájení diody se stará předřazená elektronika. Se změnou napájecího proudu se mění i parametry LED. Vlivem vyššího proudu je však vyšší i teplota přechodu, která vede k nižší živostnosti.

Graf 5.6.3 Charakteristiky LED diody v závislosti na proudu [78]



### 5.6.5 Vlhkost

Samotné LED nevdává vlhkost tolik, jako předřazené elektronice. Citlivé jsou i různé kovové části, kde by mohlo docházet ke korozi. Pro práci v nepříznivých podmínkách lze volit osvětlení s krytím. Stupeň krytí (IPX) udává odolnost proti vniknutí kapalin. [79]

### 5.6.6 Chemikálie

Ohrožení chemikáliemi se liší podle místa použití, proto je třeba toto ohrožení zohlednit při výběru osvětlení.

## 5.7 Zásady návrhu osvětlení

Umělé osvětlení se dělí na celkové, odstupňované, místní a nouzové. V našem případě se jedná o celkové osvětlení bez ohledu na místní požadavky. [80]

Hlavní veličinou pro hodnocení umělého osvětlení je právě udržovaná osvětlenost, což je průměrná hodnota osvětlenosti (intenzity osvětlení), pod kterou nesmí osvětlenost poklesnout v okamžiku naplánované údržby svítidel. [80]

Udržovaná osvětlenost je hodnocena v horizontální rovině, na které probíhá pracovní činnost. [80]

Dalším hodnoceným parametrem umělého osvětlení je rovnoměrnost. Pro umělé osvětlení je rovnoměrnost definována jako poměr minimální osvětlenosti a průměrné osvětlenosti. Doporučuje se minimální hodnota rovnoměrnosti 0,3 pro osvětlení v prostoru. [80]

Oslnění může nastat v případě, že se v zorném poli oka vyskytují povrchy s velkým jasem nebo povrchy s velkým rozdílem jasů, pokud tento jas překračuje možnosti adaptability zraku. Oslnění je hodnoceno indexem oslnění UGR. [80]

Dále je hodnocena teplota chromatičnosti zdroje světla. Pro náš návrh se hodí neutrální až chladné barvy. [80]

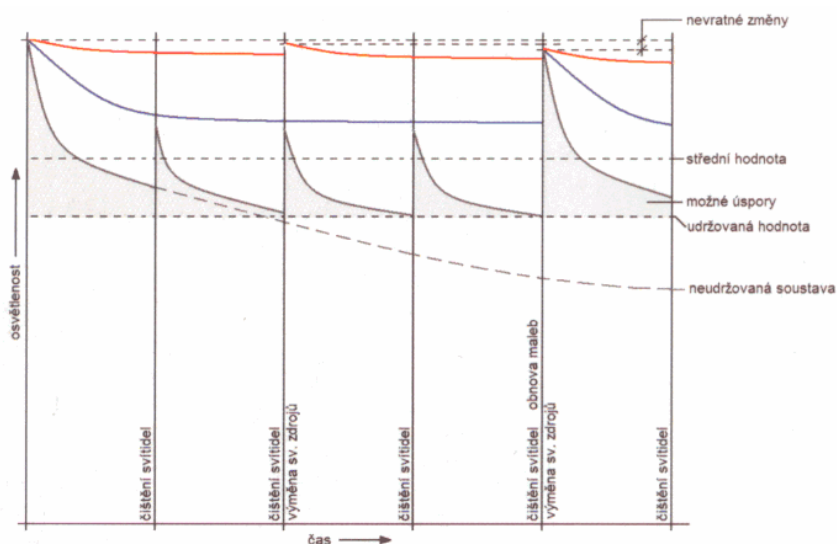
Minimální požadovaný index podání barev je 80. Svítidla s nižším indexem se nesmí používat v prostorech s dlouhodobým pobytem osob. [80]

Udržovací čítec nám vyjadřuje vliv degradace na svítidla stárnutím a působením okolního prostředí (znečištění) a poruchovostí. Udržovací čítec je podíl provozní účinnosti svítidla v dané době a jeho počáteční provozní účinnosti.

Čítec údržby se počítá jako součin dílčích číteců:

$$z = z_z \cdot z_s \cdot z_p \cdot z_{fz} \quad [-] \quad 5.3$$

Kde  $z_z$  je čítec stárnutí světelných zdrojů (pro L70 je  $z_z=0,7$ ),  $z_s$  čítec znečištění svítidel,  $z_p$  čítec znečištění ploch osvětlovaného prostoru a  $z_{fz}$  je čítec funkční spolehlivosti světelných zdrojů.



Obrázek 5.7.1 Průběh udržovacího čítece[81]

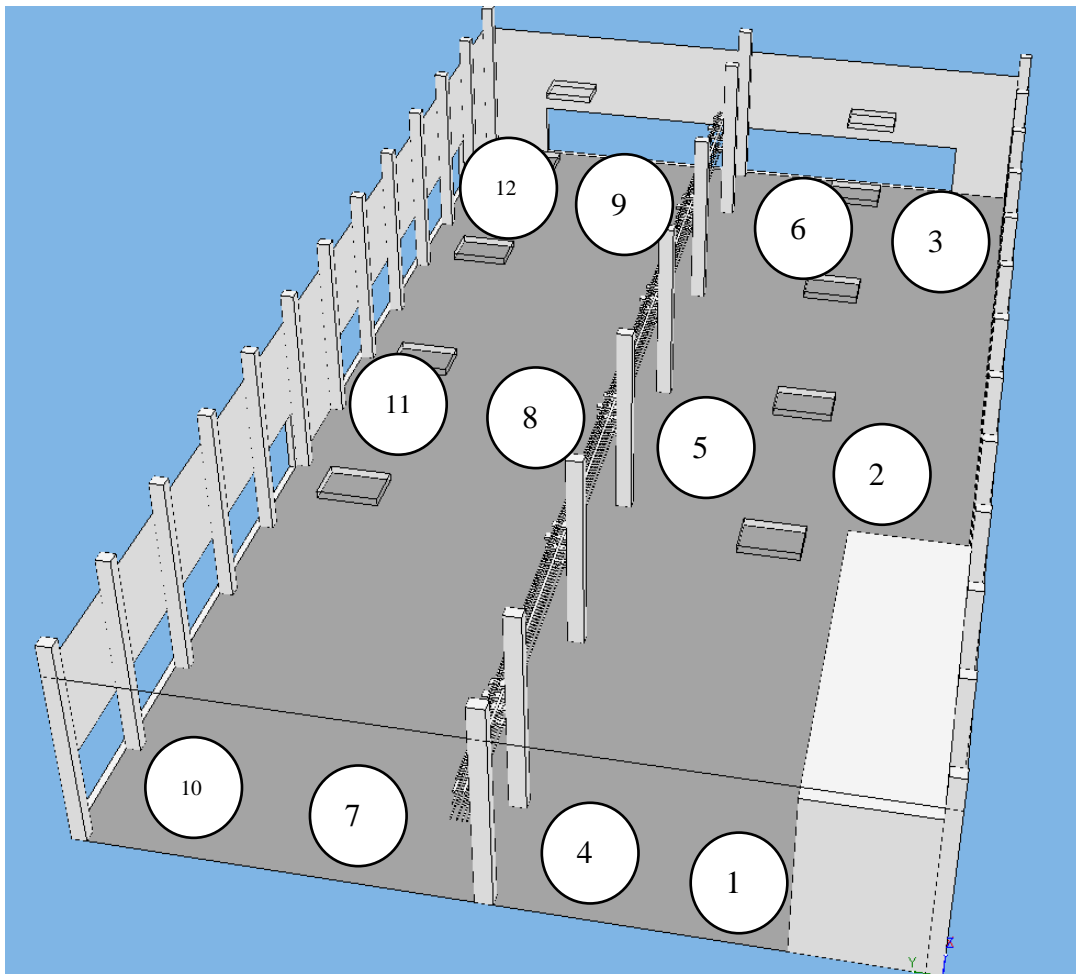
Při návrhu soustavy svítidel je proto počáteční návrh předimenzovaný tak, aby i na konci životnosti svítidla bylo dosaženo udržované osvětlenosti. Za konec životnosti je v tomto případě považováno počet hodin, kdy dojde k poklesu svítivosti na 70 % (počet hodin L70).

## 5.8 Aktuální stav osvětlení Haly 3

Jak je uvedeno v úvodní kapitole, v Hala 3 je celkový příkon instalovaných svítidel 28 968 W. Z toho 2 088 W je nouzové osvětlení, které není běžně v provozu.

Před samotným návrhem nového osvětlení Haly 3 je důležité zjistit aktuální stav intenzity osvětlení. Od intenzity osvětlení se odvíjí návrh nové soustavy svítidel a pokud zjistíme, že aktuální stav např. nevyhovuje normě či naopak je intenzita osvětlení vysoká, tak v novém návrhu můžeme k tomuto přihlédnout. Při návrhu osvětlení nelze pouze hledět

na výši úspor, ale musíme si uvědomit, že špatné osvětlení může mít za následek špatnou světelnou pohodu, která povede například i k nižším pracovním výkonům.



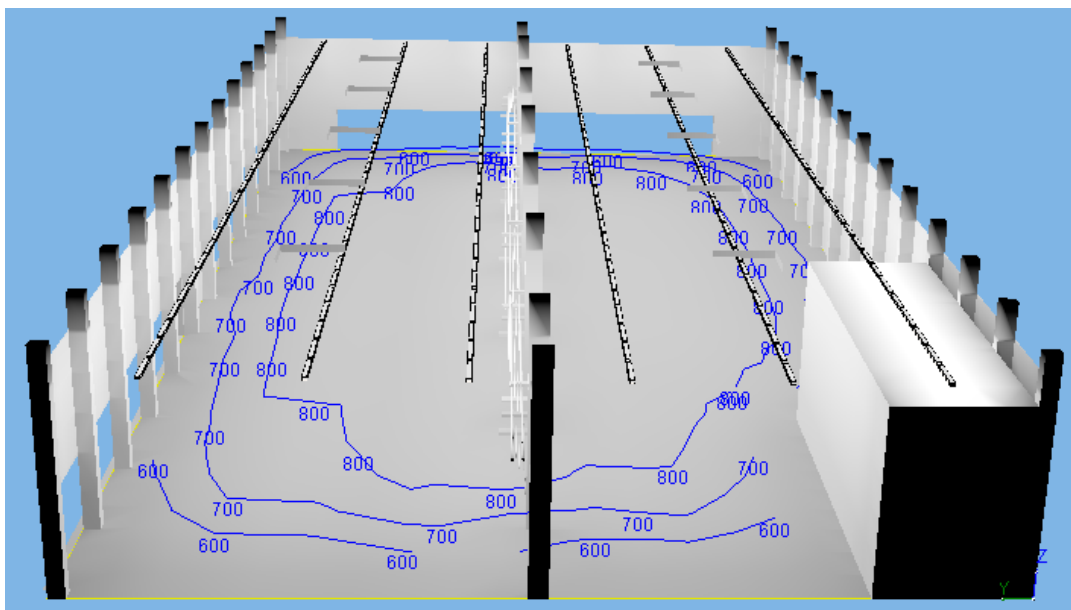
Obrázek 5.8.1 Model Haly 3 s měřenými body

Měření proběhlo dne 9.1.2008 panem Igorem Kytkou. K měření bylo použito kalibrované měřící zařízení Eurotest 61557. Naměřené hodnoty intenzit aktuálního umělého osvětlení jsou:

Tabulka 5.8.1 Naměřené hodnoty intenzity osvětlení

číslo měřeného bodu	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
intenzita osvětlení [lx]	712	710	708	720	1054	894	831	1146	894	821	976	811

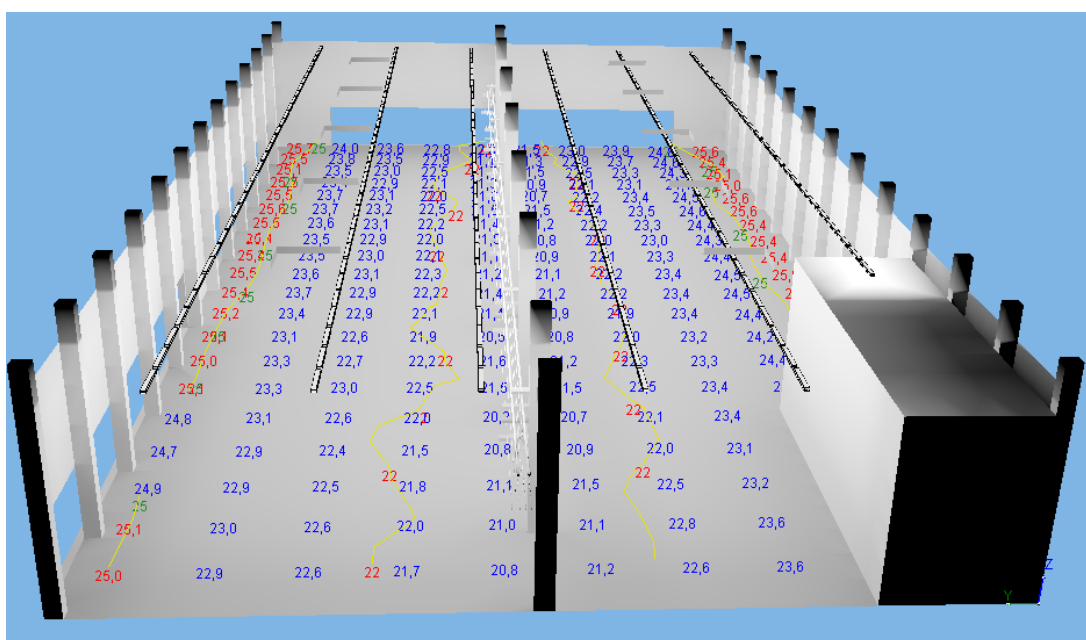
Intenzity osvětlení také zjistíme pomocí zkušební verze výpočetního programu osvětlení společnosti ASTRA MS Software s.r.o.



Obrázek 5.8.2 Intenzita osvětlení pro aktuální stav

Průměrná programem vypočítaná udržovaná osvětlenost je 771 lx. Maximální hodnota intenzity osvětlení je 952 a minimální 428 lx. Rovnoměrnost osvětlení je 0,56.

Průměrná hodnota oslnění je 23,1. Minimum je 20,2 a maximum 25,7.



Obrázek 5.8.3 Hodnoty činitelů UGR pro aktuální stav

Jelikož neznáme výrobce a typ právě používaných svítidel, tak v návrhovém programu použijeme svítidla NBB Bohemia Topline T5 2x80 W, která mají stejný příkon a jsou nejpodobnější aktuálně používanému typu.

## 5.9 Nabídka

Pro získání cenových nabídek jsme oslovili několik dodavatelů, kteří byli požádáni o návrh svítidla, která by měla nahradit aktuální.

Od společnosti Nepa spol. s.r.o. jsme obdrželi cenovou nabídku na svítidlo Sinclair HB150W. Cena za kus je 5249 Kč bez DPH. Svítidlo obsahuje čip od výrobce CREE.



Obrázek 5.9.1 Sinclair HB150W [82]

Společnost Lumidée s.r.o. nabídla svítidlo Regiolux SDT\_1500\_IP20\_vw s cenou 2980 Kč bez DPH.



Obrázek 5.9.2 Svítidlo navržené dodavatelem Lumidée[83]

Společností GEEN holding a.s. nám bylo nabídnuto lineární svítidlo ST-GW-A05HE. Svítidlo má nízký profil a celohliníkové tělo. Cena jednoho kusu je 2980 Kč.



Obrázek 5.9.3 Lineární svítidlo ST-GW-A05HE

### 5.9.1 Výběr svítidla

V tabulce níže vidíme srovnání technických parametrů dodaných oslovenými dodavateli. Jako nevhodné svítidlo považujeme to, které navrhla společnost Lumidée s.r.o. a to kvůli nízkým provozním teplotám a také malému stupni krytí IP20. Toto svítidlo by se

hodilo spíše do kancelářských prostorů než do výrobní haly. Při využití tohoto svítidla při teplotách, které jsou v Hale 3, by se zkrátila jejich životnost.

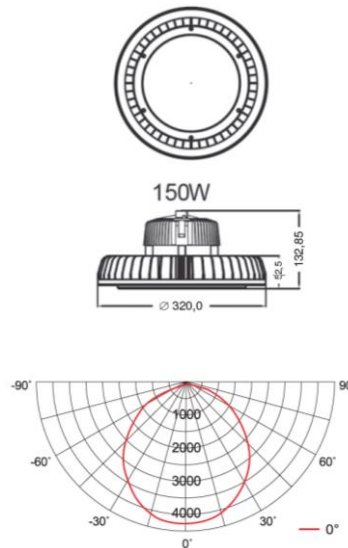
Dále budeme porovnávat pouze svítidla Sinclair HB150W a ST-GW-A05HE.

*Tabulka 5.9.1 Srovnání technických parametrů svítidel*

<b>Dodavatel</b>	<b>Nepa spol. s.r.o.</b>	<b>GEEN Holding a.s.</b>	<b>Lumidée s.r.o.</b>
<b>Typ osvětlení</b>	Sinclair HB150W	ST-GW-A05HE	Regiolux SDT_1500_IP20_vw
<b>Zdroj světla</b>	SMD led	SMD 2835	neudáno
<b>Příkon</b>	150 W	50 W	74 W
<b>Světelný tok</b>	20 000 lm	6 500 lm	10 000 lm
<b>Světelná účinnost</b>	135 lm/W	130 lm/W	131 lm/w
<b>Index podání barev</b>	>80 Ra	>80 Ra	>80 Ra
<b>Vyzařovací úhel</b>	120 °	120 °	90°
<b>Životnost</b>	60 500 h (L70)	100 000 h (L70)	50 000 h(L80/B10)
<b>Záruka</b>	5 let	5 let	
<b>Certifikáty</b>	CE,RoHS	CE,RoHS, TV SÜD, SAA	ENEC10 VDE, F, DIN10500/Food, Indoor, CE
<b>Napětí</b>	100-277 V (AC)	100-277 V (AC)	230 V
<b>Krytí</b>	IP65	IP65	IP20
<b>Doporučená provozní teplota</b>	-45° ~ 65 °C	-30° ~ 50 °C	10° ~25 °C
<b>Teplota světla</b>	4500 K	WW: 2700-3000 K NW: 4000-4500 K CW: 5800-6300 K	4000 K
<b>Cena za 1 svítidlo bez DPH</b>	5249 Kč	2980 Kč	3393 Kč

Z hlediska světelné účinnosti je dle informací efektivnější svítidlo Sinclair. Index podání barev je stejný pro obě svítidla. Životnost má delší svítidlo ST-GW-A05HE, které je ale výrazně dražší. Pokud budeme pohlížet na poměr ceny za svítidlo k produkovanému světelnému toku, pak je svítidlo Sinclair téměř dvakrát levnější než jeho konkurent. To znamená, že počet použitých svítidel ST-GW-A05HE by musel být vyšší, než Sinclair. Další výhodou netechnického rázu je to, že společnost Sinclair je známou společností zabývající se osvětlením, ale i např. klimatizacemi. Druhé svítidlo je neznámého výrobce, ale obsahuje značkové led čipy.

Z těchto důvodů bude následný návrh osvětlení proveden se svítidly Sinclair HB150W.



Obrázek 5.9.4 Charakteristika vybraného světelného zdroje [84]

## 5.10 Návrh osvětlení s vybraným svítidlem

Z normy ČSN EN 12464-1 část první v tabulce 5.18- Průmyslové a řemeslné činnosti pro montážní práce (střední) platí udržovaná osvětlenost 300 lx a index podání barev 80 a  $UGR_L=25$ . Dalším požadavkem je rovnoměrnost osvětlení  $U_o=0,6$ .

Při návrhu jsme počítali s činitelem údržby:

$$z = z_z \cdot z_s \cdot z_p \cdot z_{fz} \quad [-] \quad 5.4$$

Kde:

$$z_z = 0,7 \text{ (pro 60 500 hod)}$$

$$z_s = 0,87 \text{ (pro IP65 a malé znečištění ovzduší s intervalem údržby 3 roky [85])}$$

$$z_p \cdot z_{fz} = 1 \text{ (tyto hodnoty předpokládáme)}$$

$$z = 0,7 \cdot 0,87 \cdot 1 \cdot 1 = 0,609 \quad [-] \quad 5.5$$

Odrazivost vyjadřuje poměr mezi množstvím světla odraženého k dopadenému. Odrazivosti pro výpočet volíme:

Betonová podlaha s nátěrem: 0,3

Plechové stěny: 0,5

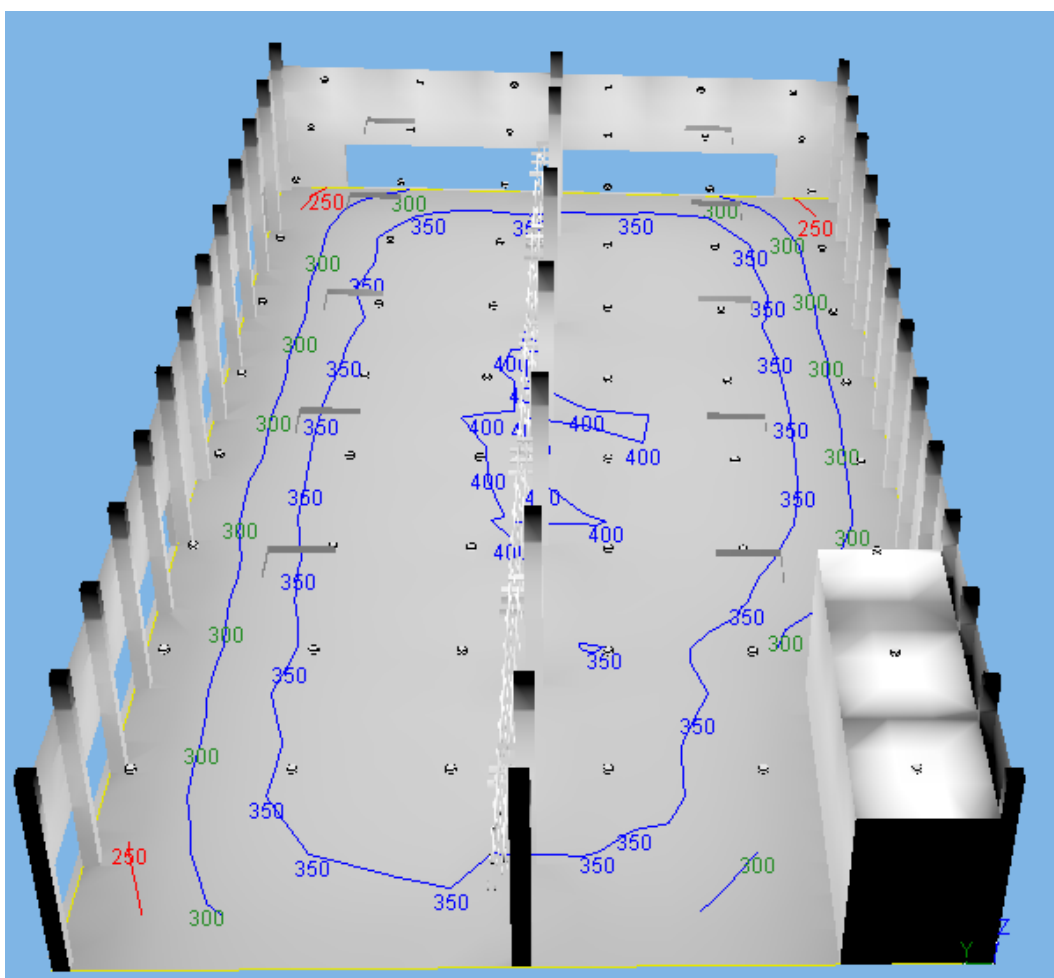
Strop: 0,7

Obecné objekty: 0,5

Osvětlenost je vyhodnocována v rovině rovnoběžné s podlahou 850 mm nad ní. Rozmístění jednotlivých svítidel je shodné s umístěním těch aktuálních. Je to výhodné kvůli tomu, že by jsme při montáži využili stávajících rozvodů elektřiny.

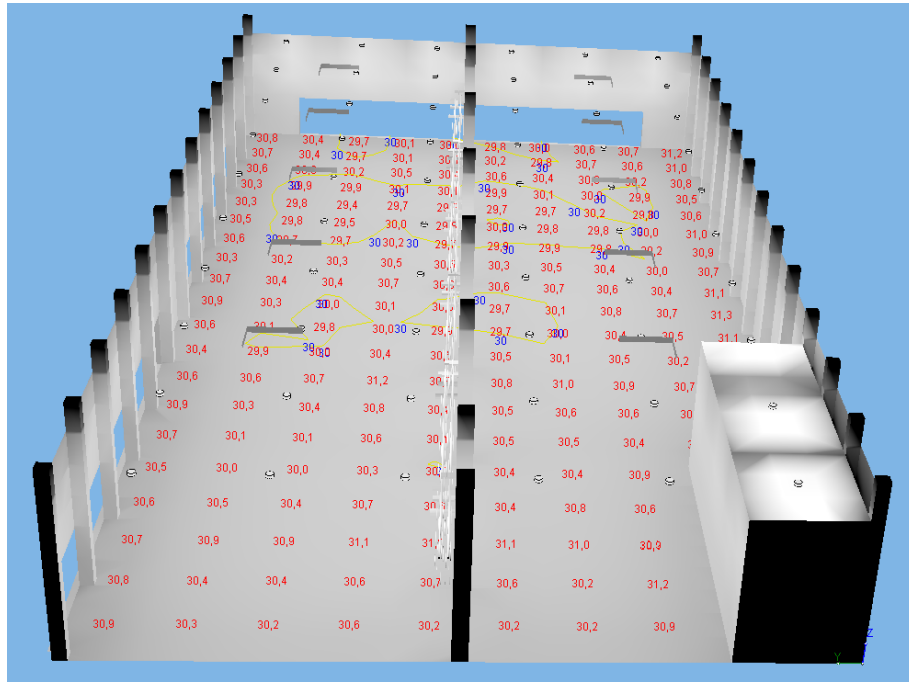
## 5.11 Návrh osvětlení

Návrh počítá s 10 svítilny v 5 řadách a s 8 svítilny v jedné řadě. Celkový počet svítidel Sinclair je 58. Udržovaná osvětlenost je 335 lx, což lehce převyšuje normou daných 300 lx. Rovnoměrnost osvětlení je 0,6 a minimální intenzita osvětlení je 183 lx. Maximální intenzita osvětlení je 406 lx. Celkový instalovaný příkon by byl 8 700 W.



Obrázek 5.11.1 Návrh osvětlení-isočáry intenzity osvětlení

Problém nastává u činitele oslnění UGR, jehož průměrná hodnota je 30,4. Minimum je 29,3 a maximum 31,26. Normou daná hodnota 25 není dosažena a docházelo by k oslnění. Z tohoto důvodu je nutné od dodavatele požadovat difuzor, jehož úkolem by bylo rozptýlit světlo. Dalším řešením by mohla být úprava úhlu clonění.



Obrázek 5.11.2 Součinitelé osvětlení UGR návrhu osvětlení

## 5.12 Snížení tepelných zisků

Snížením instalovaného příkonu by se snížil i tepelný tok způsobený ztrátami při přeměně elektrické energie na světlo. Účinnost přeměny energie a následné tepelné zisky určíme z poměru světelné účinnosti soustavy k maximálně dosažitelné světelné účinnosti, která je dle [86]  $K_{\max}=683 \text{ lm/W}$ .

$$\eta_{\text{zářivky}} = \frac{K_{\text{zářivky}}}{K_{\max}} = \frac{76,9}{683} = 0,113 \quad [-] \quad 5.6$$

$$\eta_{\text{LED}} = \frac{K_{\text{LED}}}{K_{\max}} = \frac{135}{683} = 0,198 \quad [-] \quad 5.7$$

Vycházíme z vypočítaných účinností, které vyjadřují, kolik vznikne světla vzhledem k maximálnímu možnému světlu, které může vzniknout z 1 wattu. Zbytek považujeme za tepelné ztráty a tepelný tok světelných soustav pak je:

$$Q_{\text{zářivky}} = (1 - \eta_{\text{zářivky}}) \cdot P_{\text{zářivky}} \quad [\text{W}] \quad 5.8$$

$$Q_{\text{zářivky}} = (1 - 0,113) \cdot 28968 = 25694,6 \quad [\text{W}] \quad 5.9$$

$$Q_{\text{LED}} = (1 - \eta_{\text{LED}}) \cdot P_{\text{LED}} \quad [\text{W}] \quad 5.10$$

$$Q_{\text{zářivky}} = (1 - 0,198) \cdot 8700 = 6977,44 \quad [\text{W}] \quad 5.11$$

Rozdíl tepelných zisků je  $Q_{zářivky} - Q_{LED} = 18\,717\text{ W}$ , což při ceně 0,979 Kč/kWh zemního plynu znamená, za předpokladu 100 % účinnosti přeměny energie a využitelnosti tohoto tepla (při teplotách 14 °C a méně) 4052 hodiny v roce, že výdaje na vytápění zemním plynem se zvýší o 74 248 Kč za rok. Kdyby byly prostory klimatizovány, tak by došlo k poklesu spotřeby energie klimatizace.

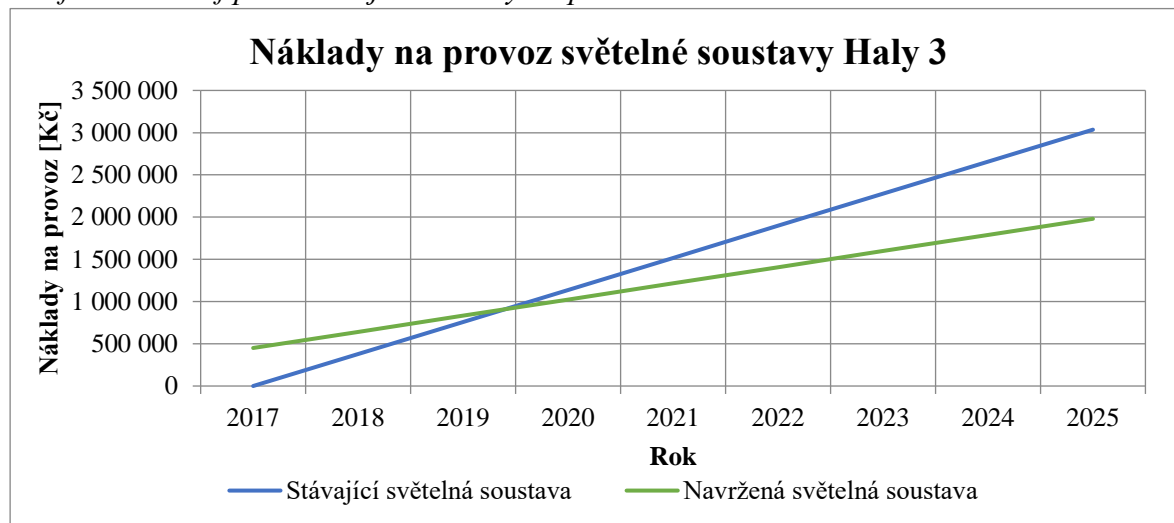
### 5.13 Výše investice, návratnost

Pro výpočet návratnosti budeme počítat s ročním provozem 6656 hodin, což znamená pro instalovaný příkon 28 968 W roční spotřebu 192 811 kWh elektřiny.

S navrženou soustavou svítidel, která má instalovaný příkon 8700 W, by roční spotřeba dosáhla 57 907 kWh, což znamená úsporu 134 904 kWh. To je finanční úspora 265 491 Kč za rok za osvětlení. Při započítání zvýšených výdajů na vytápění je celková úspora 191 243 Kč.

Náklady na pořízení 58 svítidel jsou 304 442 Kč. Z cenové nabídky pro sesterskou společnost fischer automotive systems s.r.o. víme, že náklady na práci a materiál spojený s instalací tvoří 48 % ceny svítidel. To znamená 146 132 Kč.

Graf 5.13.1 Graf porovnávající náklady na provoz



Celková výše investice je 450 574 Kč a její návratnost jsou 2 roky a 131 dní provozu navržené soustavy svítidel.

## 6 Závěr

### 6.1 Chlazení

V práci jsme prověřili výši úspor, kterých by bylo dosaženo izolací potrubí, které vede chladicí vodu o teplotě 14–15 °C ke vstřikovacím lisům, kde slouží k chlazení forem.

Vzhledem k tomu, že neznáme přesný průběh teplot v roce v hale, kde se potrubí nachází, tak jsme délku návratnosti přiblížili výpočtem, který nám říká, kolik hodin v roce

by musela být teplota v hale 33 °C, aby délka návratnosti investice byla 5 let. Tato vypočítaná doba dokonce převyšuje celkový počet hodin v roce, z čehož lze usoudit, že izolace potrubí z hlediska ekonomické úspory nemá význam.

Díky tomuto výpočtu víme, že nemá význam investice do izolace o tloušťce vyšší, než je nutná k tomu, aby nedocházelo ke kondenzaci vodních par ve vzduchu na potrubí. Vodní páry, které kondenzují na chladném povrchu potrubí, mohou zkapávat do elektrických přístrojů a hrozí ublížení na zdraví nebo poškození zařízení. Proto jsme pro všechny vyskytující se rozměry potrubí navrhli minimální tloušťky elastomerní izolace, které se svými vlastnostmi hodí pro tuto aplikaci. Celková cena izolace je 51 502,4 Kč.

Dalším bodem je návrh alternativní chladicí jednotky pro chlazení technologické vody. Na základě popisu aktuálního stavu chlazení byla navržena úprava chladicí nádrže, průtoky a teploty v okruzích. Díky tomu se zvýšil koeficient využitelnosti energie kompresorové jednotky.

Dále jsme navrhli alternativní chladicí jednotku – suchý chladič, který by měl sloužit jako zdroj chladu pro období, kdy je venkovní teplota 5 °C a nižší. K tomuto návrhu jsme vytvořili model suchého chladiče a jeho výkres. Suchý chladič byl vybrán kvůli jeho nenáročnosti a spolehlivosti provozu, která je ve výrobní společnosti nejdůležitější.

Jeho zapojení a tím i rozšíření stávajícího okruhu je provázáno zvýšením tlakové ztráty okruhu, kterou jsme spočítali. Kvůli tomu, že čerpadlo vestavěné do kompresorové jednotky není dimenzované na tak vysokou tlakovou ztrátu, jsme navrhli další čerpadlo, které bude sloužit k pokrytí tlakových ztrát v období provozu alternativní chladicí jednotky.

Celková roční úspora dosažená navrženými opatřeními je 72 142 Kč. Investice do rozšíření okruhu, hlavního materiálu, kompresoru, ventilátorů a práce je 567 883 Kč. Návratnost investice je 7 roků a 320 dní.

## 6.2 Výroba stlačeného vzduchu

Stěžejním bodem úsporných opatření v oblasti stlačeného vzduchu je návrh zakoupení nového kompresoru. Typ kompresoru byl vybrán na základě jeho vlastností vhodných pro výrobní společnost a zkušeností zaměstnanců společnosti fischer Vyškov, s.r.o s tímto typem. Jedná se o šroubový olejem mazaný kompresor s plynulou regulací otáček podle aktuální spotřeby stlačeného vzduchu.

Jelikož měření průtoku stlačeného vzduchu proběhlo pouze na jednom ze dvou kompresorů, který má být nahrazen, tak bylo nutné správně určit velikost kompresoru. Navrhli jsme Atlas Copco GA 75 VSD a další příslušenství kompresoru: hrubý filtr, odlučovač oleje z kondenzátu a vzdušník. Celková výše investice je 1 271 800 Kč.

Kompresor Atlas Copco GA 75 VSD má výkon 249,9 l/s při výtlačném tlaku 7 barů. Vypočítaný průměrný průtok stlačeného vzduchu je 149,33 l/s a vypočítaný předpokládaný maximální průtok 218 l/s.

Výpočtem jsme ověřili velikosti tlakových ztrát způsobené dopravou stlačeného vzduchu. Jelikož známe pouze spotřeby jednotlivých oddělení a ne všech spotřebičů, tak jsme výpočet provedli s předpokladem, že v nejbližším bodě v síti stlačeného vzduchu se nachází pouze jediný spotřebič a to o velikosti spotřeby rovnající se spotřebě celého oddělení. Na základě tohoto výpočtu jsme navrhli instalaci nového a kratšího potrubí DN80 v ceně 18 859 Kč.

Navržený kompresor by měl sloužit jako primární zdroj stlačeného vzduchu a nahradí jak kompresor Atlas Copco Ga 75 v areálu na ulici Osvoboditelů, tak i kompresor Atlas Copco Ga 75 na Sladovně. Kompresor Atlas Copco Ga 75 ze Sladovny bude sloužit jako záložní kompresor.

Návratnost investice do kompresoru a jeho příslušenství včetně investice do nového potrubí pro snížení tlakové ztráty je 3 roky a 228 dní. Roční úspora činí 356 073 Kč, což je 53 % původní částky.

Dalším bodem bylo prověření výše možné úspory při sání chladnějšího vzduchu z venkovního prostředí pro období, kdy je venkovní teplota nižší než teplota vzduchu vnitřního prostředí. Výpočtem s určitými předpoklady jsme určili rovnici, z které plyne, že při poklesu teploty nasávaného vzduchu o 3 °C dojde ke snížení příkonu kompresoru o 1 %. Pro chladné dny s nižší venkovní teplotou než 0 °C jsme počítali mísením venkovního vzduchu s teplým vnitřním tak, aby teplota nasávaného vzduchu byla 0 °C. Sání vzduchu o nižších teplotách by nebylo pro kompresor dobré.

Ačkoliv by náklady spojené se sáním studeného vzduchu byly nízké, tak nemá, vzhledem k nízké roční úspoře  $S = 3251,5$  kWh (= 6400 Kč), což jsou 2 % procenta z celoroční spotřeby energie nového kompresoru, význam tento krok realizovat. Dalším faktem proti tomuto návrhu je otázka, jak by se sání chladného vzduchu projevilo na spolehlivosti a technickém stavu kompresoru. Spolehlivost takto důležitého zařízení ve výrobě je zásadní a ačkoliv jsou ve společnosti záložní kompresory, tak by se i např. častější servis zařízení vzhledem k nízké úspoře nevyplatil.

Při nákupu nového kompresoru se nabízí možnost instalace systému na regeneraci tepla vznikajícího v průběhu komprese vzduchu. V práci je výpočtem ověřeno množství regenerovatelného tepla. Toto teplo by bylo využito pro vytápění a za předpokladu, že bez investice do regenerace tepla by toto teplo bylo zajištěno spalováním zemního plynu, je roční úspora 58 172 Kč a návratnost investice v celkové výši 104 450 Kč je 2 roky a 290 dní.

Dalších energetických úspor může být docíleno nasazením úsporných trysek na stlačený vzduch. Tyto trysky využívají přisávání vzduchu vlivem poklesu statického tlaku v zúženém průřezu trysky ke zvýšení celkového objemového toku vzduchu tryskou. Úspora energie je dle výrobce 10 %, ale vzhledem k tomu, že i za předpokladu, že je všechn stlačený vzduch Obrobny, kde se trysky využívají, využít právě tryskami, je návratnost investice dlouhá. Tato investice nemá ekonomický přínos.

### 6.3 Osvětlení Haly 3

V třetí části této práce jsme se seznámili se základními pojmy spojenými se světelnou technikou, abychom následně správně vyhodnotili aktuální stav v Hale 3 a navrhli novou úspornější světelnou soustavu.

Pro získání cenových nabídek na svítidla jsme oslovili 3 dodavatele s požadavkem na svítidlo vhodné pro provoz v Hale 3. Z těchto tří svítidel bylo nakonec vybráno jako nejvhodnější svítidlo Sinclair HB150W.

Dále jsme z dat naměřených luxmetrem během kontrolního měření, ale i z návrhu ve výpočetním programu společnosti Astra MS Software s.r.o. zjistili, že aktuálně používaná soustava svítidel má výrazně vyšší udržovanou osvětlenost (771 lx), než jakou předepisuje norma ČSN EN 12464-1 (300 lx). Proto byl dalším krokem návrh na světelnou soustavu s vybraným svítidlem, který by respektoval normou udávanou udržovanou osvětlenost.

V tomto návrhu je však nevyhovující součinitel oslnění UGR a z tohoto důvodu bude nutné tento problém projednat s dodavatelem. Řešením by mohl být difuzor či změna úhlu clonění.

Navržená soustava svítidel má instalovaný příkon 8700 W, což je o 20 268 W méně, než má aktuálně používaná soustava zářivkových svítidel. S tímto výrazným poklesem souvisí změna tepelných zisků, která bude mít pro chladné období negativní vliv na výdaje za vytápění. Pro letní období je to naopak výhodou. Vypočítali jsme, že výdaje na vytápění Haly 3 se zvýší o 74 248 Kč ročně.

Roční úspora je tak 191 243 Kč a návratnost investice je pouze 2 roky a 131 dnů provozu.

## 7 Seznam zdrojů

- [1] An innovative family business. *Fischer innovative solutions: An innovative family business* [online]. Unternehmensgruppe fischer, 2016 [cit. 2016-08-09]. Dostupné z: <http://www.fischer.de/en/Company/About-fischer>
- [2] *Katalog upevňovacích systémů: 05/2015*. fischer international s.r.o., 2015.
- [3] *Google maps* [online]. b.r. [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: <https://www.google.cz/maps>
- [4] ŠTEFÁNEK, Stanislav. *Fischer Vyškov – Závod Ivanovice na Hané*. Ivanovice na Hané, 2016.
- [5] Rozpěrná hmoždinka S: Nylonové hmoždinky se snadnou montáží se dvojnásobným rozepřením. *Fischer: inovative solutions* [online]. b.r. [cit. 2016-08-21]. Dostupné z: <http://www.fischer-cz.cz/Domovska-stranka/Produkty/tabid-1766.aspx/cpage-details/pcategory-1001001451/usetemplate-productdetails/>
- [6] Kotva Highbond FHB II-A L. *Fischer: Innovative solutions* [online]. b.r. [cit. 2016-08-21]. Dostupné z: <http://www.fischer-cz.cz/Domovska-stranka/Produkty/tabid-1766.aspx/cpage-details/pcategory-1001076916/usetemplate-productdetails/>
- [7] *Air-condensed water chillers and heat pumps YCSA/YCSA-H 120 and 150 T and TP (R-410A): Technical information*. b.r. Dostupné také z: [http://www.borresen.no/%5Cpublic\\_files%5Cdocs%5CTeknisk\\_info\\_YCSA120\\_150.pdf](http://www.borresen.no/%5Cpublic_files%5Cdocs%5CTeknisk_info_YCSA120_150.pdf)
- [8] *Schiessl: Chladicí okruh - princip funkce* [online]. b.r. [cit. 2016-11-17]. Dostupné z: <http://www.schiessl.cz/stranka-chladici-okruh-princip-funkce-118>
- [9] *Vapor-Compression Refrigeration: (Conventional Refrigeration)* [online]. b.r. [cit. 2016-11-17]. Dostupné z: [http://ffden-2.phys.uaf.edu/212\\_spring2007.web.dir/sedona\\_price/phys\\_212\\_webproj\\_refrigerators.html](http://ffden-2.phys.uaf.edu/212_spring2007.web.dir/sedona_price/phys_212_webproj_refrigerators.html)
- [10] Hydro MPC: Booster systems with 2 to 6 pumps. In: *Grundfos.com* [online]. b.r. [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: <http://net.grundfos.com/App/ccmsservices/public/literature/filedata/Grundfosliterature-5133460.pdf>
- [11] MAGNA 65-60 F - 96513628. *Grundfos: Product center* [online]. b.r. [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: <http://product-selection.grundfos.com/product-detail.product->

[detail.html?custid=GMA&productnumber=96513628&qcid=209762813](http://detail.html?custid=GMA&productnumber=96513628&qcid=209762813)

- [12] *Cmms: Oleje pro šroubové kompresory* [online]. b.r. [cit. 2016-11-18]. Dostupné z: <http://www.cmms.cz/mazani/182-oleje-pro-sroubove-kompresory.html>
- [13] DVOŘÁČEK, Vladimír. Světelné zdroje - lineární zářivky. *Světlo* [online]. b.r., 2008(2) [cit. 2017-04-28]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/37032.pdf>
- [14] Weishaupt WG40N/1-A ZM-LN. *RuTermo* [online]. b.r. [cit. 2017-03-22]. Dostupné z: [http://ruterma.ru/catalog/vodyanoe\\_otoplenie/gorelki/gazovye\\_gorelki/plavno-dvuhstupenchatye/WEISHAUPT/good13087](http://ruterma.ru/catalog/vodyanoe_otoplenie/gorelki/gazovye_gorelki/plavno-dvuhstupenchatye/WEISHAUPT/good13087)
- [15] Robur f. *Plynové ohřívače vzduchu* [online]. b.r. [cit. 2017-03-22]. Dostupné z: [http://www.slovanet.sk/balogh/robur\\_f1.html](http://www.slovanet.sk/balogh/robur_f1.html)
- [16] *AZ FLEX: Katalog a ceník technické izolace 2017* [online]. In: . b.r. [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: <http://www.azflex.cz/wp-content/uploads/technicke-izolace-20170401.pdf>
- [17] Kaiflex ST: Trvalá ochrana před energetických ztrátami a bezpečné zamezení vzniku kondenzátu. In: *AZ FLEX* [online]. b.r. [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: [http://www.azflex.cz/wp-content/uploads/tl-kaiflex\\_st-2014\\_cz.pdf](http://www.azflex.cz/wp-content/uploads/tl-kaiflex_st-2014_cz.pdf)
- [18] Co je to vlastně Free cooling?: Free coling CIAT s maximální efektivitou a úsporami Zdroj: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8799-co-je-to-vlastne-free-cooling>. *Tzbinfo.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-01-29]. Dostupné z: <http://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/8799-co-je-to-vlastne-free-cooling>
- [19] Energoekonom spol.s.r.o.: Freecooling pro chlazení kapalin. *Energoekonom.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-02-05]. Dostupné z: <http://www.energoekonom.cz/magazin-freecooling-pro-chlazení-kapalin-detail-1495>
- [20] *Flexcoil.dk* [online]. In: . b.r. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <http://www.flexcoil.dk/media/1059/vf6-png-new.png>
- [21] *Chladicí věže: Otevřené chladicí věže* [online]. b.r. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: <http://www.chladiciveze.com/veze2013/box1.php>
- [22] *Otevřené chladicí věže: Modelová řada S1500E* [online]. b.r. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: <http://www.baltimore.cz/katalog-modelova-rada-s1500e-detail-10>

- [23] *Myplast: Chladicí výplně* [online]. b.r. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: <http://www.myplast.cz/Technologie-pro-chladici-veze/Chladici-vyplne/>
- [24] Modelová řada FXVE. *Baltimore aircoil company* [online]. b.r. [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <http://www.baltimore.cz/katalog-modelova-rada-fxve-detail-16>
- [25] *Průmysl.cz: Už na podzim lze přemýšlet o chlazení* [online]. b.r. [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: <http://www.prumysl.cz/uz-na-podzim-lze-premyslet-o-chlazení/>
- [26] Adiabatické chlazení venkovních vzduchem chlazených kondenzátorů. *Vaše služby s.r.o.* [online]. b.r. [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <http://www.vasesluzby.cz/chlazení-brno/adiabaticke-chlazení-venkovnich-vzduchem-chlazených-kondenzatoru/>
- [27] Adiabatické chladiče. *Gohl* [online]. b.r. [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <http://www.chladiciveze.com/veze2013/box6.php>
- [28] *17. Základy přenosu tepla* [online]. In: . b.r. [cit. 2017-04-28]. Dostupné z: [http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/sbirka/O17\\_11.gif](http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/sbirka/O17_11.gif)
- [29] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. 1986. Vysoké učení technické v Brně.
- [30] KELLER, J.D. *The Manifold Problem: Journal of Applied Mechanics*. 1949. Pittsburgh, b.r.
- [31] PRICE LIST: Efficient work fans. In: *Sodeca.com* [online]. b.r. [cit. 2017-05-09]. Dostupné z: [http://sodeca.com/upload/imgCatalogos/DE/CT16\\_Tarifa\\_EW\\_EN.pdf](http://sodeca.com/upload/imgCatalogos/DE/CT16_Tarifa_EW_EN.pdf)
- [32] Dimenzovat výrobek dle aplikace. *Grundfos product centre* [online]. b.r. [cit. 2017-05-09]. Dostupné z: <https://product-selection.grundfos.com/sizing-by-application.html?pumpsystemid=223417799&qcid=157490677>
- [33] GRUNDFOS CENÍK 2017. *Grundfos* [online]. b.r. [cit. 2017-05-09]. Dostupné z: <http://cz.grundfos.com/content/dam/GCZ/novinky/Cen%C3%ADk%202017%20-%20Souhrnn%C3%BD.pdf>
- [34] Aluminiumshop. *Aluminiumshop.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.aluminiumshop.cz/>
- [35] Hliníkové trubky. *Ehlinik.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.ehlinik.cz/hlinikova-trubka-16x2-t66/pro-4TS0000101.html>

- [36] Hutní materiál. *Dama: centrum kovovýroby* [online]. b.r. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <https://www.idama.cz/hutni-material/plech-cerny-za-tepla-2-mm-1-25x2-5m-detail-36014>
- [37] Trubky. *Vykov: Vykov steel s.r.o. Prachatice* [online]. b.r. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <https://www.vykov.cz/rynholec/trubky/>
- [38] Nerezomat - e-shop - nerezová ocel, trubky. *Nerezomat* [online]. b.r. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.eshop-rychle.cz/www-nerezocel-cz/http/www-eshop-rychle-cz/www-nerezocel-cz/eshop/2-1-TRUBKY>
- [39] ARMATURY. *APD: Pára, voda, olej, plynné látky, agresivní a neagresivní kapaliny.* [online]. b.r. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [http://www.arpod.cz/cenik\\_a\\_ventily\\_uzaviraci.php](http://www.arpod.cz/cenik_a_ventily_uzaviraci.php)
- [40] KOLARČÍK, Kamil a Mojmír VRTEK. *Možnosti úspor energie při výrobě, rozvodu a spotřebě stlačeného vzduchu v České republice.* 1. Praha: Technologické centrum AV ČR, Praha, 2012. ISBN 80-902689-3-5.
- [41] KOLARČÍK, Kamil, Jaroslav KAMINSKÝ a Mojmír VRTEK. *KOMPRESORY* [online]. b.r. [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: [http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01\\_Stavba-a-provoz-stroju\\_1-3/1\\_IUT/002\\_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf](http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf)
- [42] Teória o kompresoroch na kompresory - info. *Kompresory-info* [online]. b.r. [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <http://www.kompresory-info.sk/teoria/kompresory/>
- [43] *WebPlotDigitizer* [online]. b.r. [cit. 2016-11-20]. Dostupné z: <http://arohatgi.info/WebPlotDigitizer/app/>
- [44] Trubka bezešvá hladká 89x3,6. *Kondor hutní materiály* [online]. b.r. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.kondor.cz/trubka-bzvhl-89x36-889x36/d-78068/>
- [45] HISTORIE TEPLIT V BRNĚ. *Teplárny Brno* [online]. b.r. [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/mapa-venkovnich-teplot/>
- [46] *RS: SMC Blower Gun High Efficiency Nozzle* [online]. b.r. [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: <http://uk.rs-online.com/web/p/blow-gun-accessories/7213871/>
- [47] *Meech: Energy Saving Safety Blowgun* [online]. b.r. [cit. 2017-02-20]. Dostupné z: <http://meech.com/en/products/air-technology/air-efficiency-range/energy-saving-safety-blowgun#.WKrz5zvBhE>

- [48] SMC VMG11BU-02-11 blow gun, BLOW GUNS. *SMC pneumatics.com* [online]. b.r. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://www.smc-pneumatics.com/VMG11BU-02-11.html>
- [49] Light emitting diode operation. *Engineering tutorial* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <http://engineeringtutorial.com/light-emitting-diode-operation/>
- [50] Víte, jak funguje LED a OLED dioda?. *Proelektrotechniky.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <http://www.proelektrotechniky.cz/vzdelavani/15.php>
- [51] BAXANT, Petr. Zdroje LED v osvětlovací technice: Zdroje LED využívané v elektrické instalaci a v elektrických zařízeních. *ELEKTRO* [online]. 2011, **2011**(5) [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/43492.pdf>
- [52] LED. *Wikipedie* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/LED>
- [53] Technické informace: barvy světla LED diod. *OSRAM* [online]. b.r. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: [http://www.osram.cz/osram\\_cz/novinky-a-znalosti/led-domov/technicke-informace/zakladni-prehled-led/barvy-svetla/index.jsp](http://www.osram.cz/osram_cz/novinky-a-znalosti/led-domov/technicke-informace/zakladni-prehled-led/barvy-svetla/index.jsp)
- [54] VLČEK, Josef. *Automatické vyhodnocování spektra slunečního záření* [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2015 [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/40245>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Ústav elektrotechnologie. Vedoucí práce Jiří Špínka.
- [55] Viditelné záření a jeho využití v chemické laboratoři. *Eluc.kr-olomoucky.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/2521%20Prostorov%C3%BD%20%C3%BAhel>
- [56] ÚVOD DO OPTIKY. *Gymhol.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: [http://www.gymhol.cz/projekt/fyzika/01\\_uvod/01.htm](http://www.gymhol.cz/projekt/fyzika/01_uvod/01.htm)
- [57] KALUS, René. *Trivium z optiky*. Vyd. 1. Ostrava: Ostravská univerzita, 2004. ISBN 80-704-2999-2.
- [58] Svítivost, světelný tok a intenzita osvětlení. *V-tac* [online]. b.r. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <http://v-tac.cz/content/8-svitivost-svetelny-tok>
- [59] *Encyklopedie fyziky: Fotometrické veličiny* [online]. b.r. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/index.php/main.article/view/535-fotometricke-veliciny>

- [60] Barva světla (teplota chromatičnosti) u LED osvětlení: Barva světla LED: teplá, denní, nebo studená bílá?. *T-LED* [online]. b.r. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <https://www.t-led.cz/info/barva-svetla.html>
- [61] Index podání barev. *V-tac* [online]. b.r. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <http://v-tac.cz/content/11-index-podani-barev>
- [62] LED žárovky a jejich Lumeny. *Vymenzarovku.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <http://www.vymenzarovku.cz/s/waty-lumeny>
- [63] Porovnávání světelných zdrojů: Ekvivalentní výkon klasické žárovky. *Tzbinfo* [online]. b.r. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <http://elektro.tzb-info.cz/osvetleni/12434-porovnavani-svetelnych-zdroju>
- [64] PERRY, Jeff. Optimizing LED Lighting Systems for Efficiency, Size and Cost. *Power Electronics Technology* [online]. b.r., 2011 [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <http://powerelectronics.com/site-files/powerelectronics.com/files/archive/powerelectronics.com/images/OptimizingLEDLightingSystems.pdf>
- [65] NÍZKÝ ÚČINÍK. *ES electronics* [online]. b.r. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <http://www.eselectronics.eu/nizky-ucinik>
- [66] Power Factor and Harmonic Distortion in AC LED Lighting. *Energy efficient devices* [online]. b.r. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <https://energyefficientdevices.org/power-factor-and-harmonic-distortion-in-ac-led-lighting.html>
- [67] Total Harmonic Distortion when installing LED fixtures. *Great savings on a large range of lamps & tube* [online]. b.r. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <http://www.voltimum.com.au/articles/total-harmonic-distortion-when-installing-led-fixtures>
- [68] The New Lamp Effect: Shedding Some Light On The Alternatives. *ELECTRICAL CONTRACTOR* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <http://www.ecmag.com/section/lighting/new-lamp-effect>
- [69] Typy LED čipů. *Led4industry* [online]. b.r. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <https://www.led4industry.cz/typy-led-cipu>
- [70] Technologie LED žárovek. *LEDTip.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <http://www.ledtip.cz/cz-clanky-4.html>

- [71] Určování spolehlivosti komerčních LED svítidel. *LED4industry* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <https://www.led4industry.cz/urcovani-spolehlivosti-led-svitidel>
- [72] Návrhy osvětlení. *Top osvětlení: Lighting design* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <http://www.top-osvetleni.cz/navrhy-osvetleni/profesionalni-navrhy-osvetleni>
- [73] Činitel poklesu světelného toku LED. *Top osvětlení: Lighting design* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <http://www.top-osvetleni.cz/technologie/27-led/468-cinitel-poklesu-svetelneho-toku-led-svetelneho-zdroje>
- [74] Životnost LED diod a LED sestav. *Wireli LED* [online]. b.r. [cit. 2017-03-08]. Dostupné z: <http://www.wirelied.cz/aplikacni-poznamky/zivotnost-led/>
- [75] DVOŘÁČEK, Vladimír. Světelné zdroje- světelné diody. *SVĚTLO* [online]. 2009, 2009(15), 68-71 [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/39810.pdf>
- [76] LED teplotní management. *Wireli LED* [online]. b.r. [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <http://www.wirelied.cz/aplikacni-poznamky/led-teplotni-management/>
- [77] Provozní životnost LED světelných zdrojů: dlouhodobá kvalita světla. *OSRAM* [online]. b.r. [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: [http://www.osram.cz/osram\\_cz/novinky-a-znalosti/led-domov/technicke-informace/zakladni-prehled-led/provozni-zivotnost/index.jsp](http://www.osram.cz/osram_cz/novinky-a-znalosti/led-domov/technicke-informace/zakladni-prehled-led/provozni-zivotnost/index.jsp)
- [78] KRBAL, Michal a Petr BAXANT. *Statistické hodnocení vlastností světelných zdrojů* [online]. Vysoké učení technické v Brně, UEEEN FEKT, b.r. [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/43029.pdf>
- [79] Stupně IP krytí. *LEDuniversal.cz* [online]. b.r. [cit. 2017-04-26]. Dostupné z: [http://www.leduniversal.cz/leduniversal/Stupne-IP-kryti-a7\\_23.htm](http://www.leduniversal.cz/leduniversal/Stupne-IP-kryti-a7_23.htm)
- [80] ZWIENER, Viktor. [online]. In: . 2011 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: [https://atelier-dek.cz/umele-osvetleni-z-pohledu-projektanta-203#CSN\\_36\\_0020](https://atelier-dek.cz/umele-osvetleni-z-pohledu-projektanta-203#CSN_36_0020)
- [81] Údržba osvětlovacích soustav - opomíjený zdroj úspor. *Tzb-info* [online]. b.r. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/3891-udrzba-osvetlovacich-soustav-opomijeny-zdroj-uspor>
- [82] HB 150. *Sinclair lighting* [online]. b.r. [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: <http://www.sinclair-lighting.cz/cs/produkty/prumyslove-osvetleni-led/hb-150.html>

- [83] SDT+SDGVOB/1500. In: *Regiolux made in Germany* [online]. b.r. [cit. 2017-05-17]. Dostupné z: [http://www.regiolux.de/en/products/Quick-fit-mounting-system-Light-run/Rapid-installation-light-run-LED-IP20/SDGVOB-individual-LED-lens-optics-wide-distribution/SDT\\_1500\\_IP20\\_vw18510404150/](http://www.regiolux.de/en/products/Quick-fit-mounting-system-Light-run/Rapid-installation-light-run-LED-IP20/SDGVOB-individual-LED-lens-optics-wide-distribution/SDT_1500_IP20_vw18510404150/)
- [84] *Průmyslové osvětlení: HB 150* [online]. b.r. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.sinclair-lighting.cz/cs/ke-stazeni/m-lacinia-id-vestibulum-amet/ files/hb-150-hb-150n.pdf>
- [85] Výpočet udržovacího činitele pro LED zdroje. *Top-osvětlení* [online]. b.r. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.top-osvetleni.cz/navrhy-osvetleni/profesionalni-navrhy-osvetleni/447-vypocet-udrzovaciho-cinitele-pro-led-trubice-zdroje>
- [86] Účinnosti světelných zdrojů. *Světloblog* [online]. b.r. [cit. 2017-05-21]. Dostupné z: <http://www.svetloblog.cz/index.php?blog=ucinnosti-svetelnych-zdroju>

## Seznam zkratek a symbolů

### Seznam zkratek

CCD	Constant current driver
COB	Chips on board
CRI	Color rendering index
CZK	Česká koruna
DIP	Dual In-line package
EER	Koeficient využitelnosti energie
IP55	Stupeň krytí
Kč	Česká koruna
LED	Light-Emitting Diode
RCD	Rezistor capacity driver
SMD	Surface Mounted Devices LED
THD	Total harmonic distortion
TUV	Teplá užitková voda
USD	Americký dolar
VSD	variable speed drive
VZT	Vzduchotechnika
PF	Power faktor

## Seznam symbolů

A	Součinitel ve výpočtu součinitele tření dle Churchilla	[1]
$\alpha$	Součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\alpha_1$	Součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\alpha_2$	Součinitel přestupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\bar{\alpha}$	Středního zdánlivý součinitel přest. tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
$\beta$	Součinitel objemové roztažnosti	$[\text{K}^{-1}]$
B	Součinitel ve výpočtu součinitele tření dle Churchilla	[1]
$b_1$	Vzdálenost v šestiúhelníkovém žeburu	[m]
$b_2$	Vzdálenost v šestiúhelníkovém žeburu	[m]
$\cos \varphi$	Účinník	[1]
$C_{\text{chladu}}$	Cena chladu	$[\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$
$C_{\text{izolace}}$	Cena izolace	[Kč]
$C_{p1}$	Měrná tepelná kapacita (Okruh 1)	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$C_{p2}$	Měrná tepelná kapacita (Okruh 2)	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$C_{p3}$	Měrná tepelná kapacita (Okruh 3)	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$C_p$	Měrná tepelná kapacita chladicího média	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
$C_{\text{vzd}}$	Měrná tepelná kapacita vzduchu	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
d	Vnitřní průměr trubky	[m]
D	Vnější průměr trubek	[m]
$D(T_{\text{out}})$	Počet hodin s danou venkovní teplotou	[1]
$d_e$	Ekvivalentní průměr žebra	[m]
$d_h$	Ekvivalentní rozměr žebra	[m]
EER	Koeficient využitelnosti energie	[1]
$EER_{\text{akt}}$	Aktuální koeficient využitelnosti energie	[1]
$EER_{\text{navrh}}$	Koeficient využitelnosti energie při realizaci návrhu	[1]
E	Intenzita osvětlení	[lx]
$\delta$	Tloušťka žebra	[m]
$f_1$	Plocha mezi žebry	$[\text{m}^2]$
$\varphi$	Relativní vlhkost vzduchu	[%]
$\Phi$	Světelná tok	[lm]
Gr	Grashofovo číslo	[1]
g	Tíhové zrychlení	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
$h'$	Ekvivalentní výška žebra	[m]
$h_{p1}$	Výška plechu	[m]
[I]	Svítivost	[cd]
[K]	Světelná účinnost	$[\text{lm} \cdot \text{W}^{-1}]$
$K_{\text{zářivky}}$	Světelná účinnost aktuálních zářivkových svítidel	$[\text{lm} \cdot \text{W}^{-1}]$
$K_{\text{LED}}$	Světelná účinnost navržených led svítidel	$[\text{lm} \cdot \text{W}^{-1}]$
$K_{\text{max}}$	Maximální světelná účinnost	$[\text{lm} \cdot \text{W}^{-1}]$
$k_{\text{potr}}$	Součinitel prostupu tepla	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

$k_v$	Součinitel prostupu tepla	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$k_{chl}$	Součinitel prostupu tepla	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$k$	Absolutní drsnost potrubí	[mm]
$\xi$	Ztrátový součinitel místní ztráty	[1]
$L$	Délka trubek, délka trubky	[m]
$L_{tr}$	Charakteristický rozměr trubky	[m]
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti vzduchu	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
$\lambda_{vln}$	Vlnová délka záření	[nm]
$\dot{m}$	Hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
$\dot{m}_3$	Hmotnostní průtok v okruhu 3	$[kg \cdot s^{-1}]$
$\dot{m}_2$	Hmotnostní průtok v okruhu 2	$[kg \cdot s^{-1}]$
$\dot{m}_1$	Hmotnostní průtok v okruhu 1	$[kg \cdot s^{-1}]$
$M_{vz}$	Hmotnost vzduchu	[kg]
$\dot{m}_{vz}$	Hmotnostní průtok vzduchu	$[kg \cdot s^{-1}]$
$\dot{m}_{chl}$	Hmotnostní průtok vzduchu	$[kg \cdot s^{-1}]$
$N_{roků}$	Počet roků	[1]
$N_{hod}$	Počet hodin	[1]
$n$	Polytropický koeficient	[1]
$n_{zatíženo}$	Počet hodiny, kdy byl kompresor zatížen	[1]
$n_{hodin-sladovny}$	Počet hodin provozu Sladovny	[hod.]
$n_{tr\_teor}$	Teoretický počet trubek v řadě	[1]
$n_{chodu}$	Počet hodin chodu kompresoru	[hod.]
$n_{h\_žf}$	Počet hodin provozu kompresorového chlazení	[hod.]
$n_{h\_čf}$	Počet hodin provozu částečného freecoolingu	[hod.]
$n_{tr}$	Počet trubek v řadě	[1]
$n_{řad}$	Počet řad	[1]
$n_{ž1/m}$	Počet žebířků na jeden metr délky trubky	[1]
$\eta$	Účinnost při proměnných otáčkách	[1]
$\eta_{ž}$	Účinnost žebra	[1]
$\eta_D$	Součinitel využití pracovního prostoru	[1]
$\eta_{zářivky}$	Účinnost zářivek vzhledem k $K_{max}$	[1]
$\eta_{LED}$	Účinnost LED svítidel vzhledem k $K_{max}$	[1]
$Nu_d$	Nusseltovo číslo	[1]
$Nu^*_{de}$	Nusseltovo číslo	[1]
$o$	Obvod mezi žebry	[m]
$O$	Procentuální odchylka	[1]
$\Omega$	Velikost prostorového úhlu	[sr]
$P_{chl}$	Spotřeba el. energie kompresoru	[W]
$P_{komp}$	Spotřeba elektřiny kompresoru	kWh
$P_{max}$	Maximální příkon kompresoru	[W]
$P_{zářivky}$	Instalovaný příkon aktuálních svítidel	[W]
$P_{LED}$	Příkon navržené soustavy LED svítidel	[W]
$P_{out}$	Příkon kompresoru při sání z venk. prostředí	[W]
$P_{in}$	Příkon kompresoru při sání z vnitřního. prostředí	[W]

$p$	Tlak	[Pa]
$\Delta p$	Tlaková ztráta pro vzduch	[Pa]
$\Delta p_{z\xi}$	Tlaková ztráta místním odporem	[Pa]
$\Delta p_{z\lambda}$	Tlaková ztráta úseku	[Pa]
$Pr$	Prandtlovo číslo	[1]
$Q_{reg}$	Generované teplo	[W]
$Q_{nevyuzitelne}$	Nevyužitelné teplo vznik. při kompresi	[W]
$Q_{gen}$	Generované teplo	[W]
$Q_{vyuzitelne}$	Využitelné teplo	[W]
$Q_{reg\_tydenni}$	Teplo za týden	[W]
$Q_{reg\_celkem}$	Teplo za rok	[W]
$Q_{zářivky}$	Teplo vznikající při provozu soustavy zářivkových svítidel	[W]
$Q_{LED}$	Teplo vznikající při provozu navržené soustavy LED svítidel	[W]
$q_{vv}$	Hustota tepelného toku	[W · m <sup>-1</sup> ]
$q_{vv}$	Hustota tepelného toku s izolací	[W · m <sup>-1</sup> ]
$Q(t)$	Průtok kompresorem v čase	[l · s <sup>-1</sup> ]
$Q_{chl}$	Chladicí výkon	[W]
$Q_{vv}$	Tepelná ztráta	[W]
$r_1$	Poloměr	[m]
$r_2$	Poloměr	[m]
$r$	Měrná plynová konstanta	[1]
$Ra$	Index podání barev	[1]
$R$	Molární plynová konstanta	[1]
$R'$	Ekvivaltní poloměr žebra	[m]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[1]
$Re_{de}$	Reynoldsovo číslo	[1]
$Re^*_{de}$	Reynoldsovo číslo	[1]
$\rho_{chl}$	Hustota chladícího média	[kg · m <sup>3</sup> ]
$\rho_{vzout}$	Hustota vzduchu na vstupu	[kg · m <sup>3</sup> ]
$\rho_{vzin}$	Hustota vzduchu na výstupu	[kg · m <sup>3</sup> ]
$\rho_s$	Rozteč mezi žebry	[m]
$\rho_s$	Střední hustota vzduchu	[kg · m <sup>3</sup> ]
$\rho_{chl}$	Hustota chladící kapaliny	[kg · m <sup>3</sup> ]
$S$	Celková plocha jednoho metru trubky	[m <sup>2</sup> ]
$S(T_{out})$	Úspora elektřiny při dané venk. teplotě	[kWh <sub>e</sub> ]
$s_1$	Vzdálenost mezi trubkami v jedné řadě	[m]
$s_2$	Rozteč mezi řadami trubek	[m]
$s_3$	Rozteč mezi trubkami	[m]
$S_{akt}$	Aktuální spotřeba	[kWh]
$S_{navrh}$	Úspora návrhu	[W]
$S_{\xi}$	Plocha jednoho žebra	[m <sup>2</sup> ]

$S_{ž1/m}$	Plocha žeber na jeden metr délky trubky	$[m^2]$
$n_{ž1/m}$	Počet žeber na jeden metr délky trubky	$[1]$
$S_{t1/m}$	Vnější plocha jednoho metru trubky	$[m^2]$
$S_{1/m}$	Celková plocha jednoho metru trubky	$[m^2]$
$S_{tr\_in}$	Celková vnitřní plocha jednoho m trubky	$[m^2]$
$S_{12min}$	Průtočný průřez	$[m^2]$
$S_{1min}$	Průtočný průřez	$[m^2]$
$S_{tr}$	Průtočný průřez	$[m^2]$
$S$	Průtočný průřez	$[m^2]$
THD	Celkové harmonické zkreslení	$[\%]$
$t_{st}$	Střední teplota	$[^{\circ}C]$
$t_p$	Teplota povrchu izolace	$[^{\circ}C]$
$t_a$	Teplota chladicího média	$[^{\circ}C]$
$t_m$	Teplota okolí	$[^{\circ}C]$
$t_2$	Teplota chlazeného média na výstupu vým.	$[^{\circ}C]$
$t'_1$	Teplota chladicího média na vstupu vým.	$[^{\circ}C]$
$t_1$	Teplota chlazeného média na vstupu vým.	$[^{\circ}C]$
$t'_2$	Teplota chladicího média na výstupu vým.	$[^{\circ}C]$
$\Delta t_1$	Teplotní rozdíl	$[^{\circ}C]$
$\Delta t_2$	Teplotní rozdíl	$[^{\circ}C]$
$t_{32}$	Teplota na výstupu technologie okr.3	$[^{\circ}C]$
$t_{31}$	Teplota na vstupu do technologie okr.3	$[^{\circ}C]$
$t_{22}$	Teplota na výstupu z desk. vým. okr.2	$[^{\circ}C]$
$t_{21}$	Teplota na vstupu z desk. vým. okr.2	$[^{\circ}C]$
$t_{12}$	Teplota na výstupu z desk. vým. okr.3	$[^{\circ}C]$
$t_{11}$	Teplota na vstupu z desk. vým. okr. 2	$[^{\circ}C]$
$t_{21n}$	Teplota na vstupu do desk. vým. okr.2	$[^{\circ}C]$
$t_{11n}$	Teplota na vstupu do desk. vým. okr. 1	$[^{\circ}C]$
$t_{vzd\_out}$	Teplota vzduchu za výměníkem	$[^{\circ}C]$
$t_{vzd\_in}$	Teplota vzduchu před výměníkem	$[^{\circ}C]$
$t_{chl\_in}$	Teplota chl. Média na vstupu	$[^{\circ}C]$
$t_{vzd\_out}$	Teplota vzduchu na výstupu	$[^{\circ}C]$
$t_{chl\_out}$	Teplota chl. Média na výstupu	$[^{\circ}C]$
$t_{vzd\_in}$	Teplota vzduchu na vstupu	$[^{\circ}C]$
$\Delta t_{stř}$	Součinitel přestupu tepla	$[^{\circ}C]$
$T$	Termodynamická teplota	$[K]$
$T_1$	Teplota vzduchu před kompresí	$[K]$
$T_{vzd}$	Teplota ochlazeného vzduchu	$[K]$
$T_{out}$	Teplota nasávaného vzduchu z venk. prostředí	$[K]$
$T_{in}$	Teplota nasávaného vzduchu z vnitř. prostředí	$[K]$
$U_{chladu}$	Úspora chladu	$[W]$
$u$	Rozteč mezi žebry	$[m]$
$v$	Kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$

$\dot{V}_{vz}$	Objemový průtok vzduchu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$v_{in\_teor}$	navržená rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_{in}$	Reálná rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
$v_{vz}$	Kinematická viskozita vzduchu	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$v$	Rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}$	Objemový průtok	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{Sladovna}$	Objemový tok spotřebovaný Sladovnou	$[l \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{GA75-max}$	Maximální objemový tok stl. vzduchu kompresoru GA 75	$[l \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{max}$	Naměřený maximální objemový tok stlačeného vzduchu	$[l \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{prům.}$	Průměrný objemový tok stlačeného vzduchu areál na ulici Osvoboditelů	$[l \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{max\_novy}$	Maximální průtok navrženým kompresorem	$[l \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{GA75VSD-max}$	Maximální průtok navrženým kompresorem	$[l \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{celkem}$	Průměrná maximální spotřeba stlačeného vzd.	$[l \cdot s^{-1}]$
$v$	Měrný objem	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
$w_{vz\_max}$	Maximální rychlost proudění vzduchu	$[m \cdot s^{-1}]$
$w_2$	Rychlost vzduchu na vstupu	$[m \cdot s^{-1}]$
$w_1$	Rychlost vzduchu na výstupu	$[m \cdot s^{-1}]$
$z$	Činitel údržby	[1]
$z_z$	Činitel stárnutí světelných zdrojů	[1]
$z_s$	Činitel znečištění svítidel	[1]
$z_p$	Činitel znečištění ploch osvětlovaného prostoru	[1]
$z_{fz}$	Činitel funkční spolehlivosti světelných zdrojů	[1]