

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta elektrotechnická

Katedra elektroenergetiky

---



Diplomová práce

**Energetika datacentra se vzduchovým a vodním chlazením**

**Data center energy with air and water cooling**

Bc. Lukáš Wimmer

Studijní program: Elektrotechnika, energetika a management

Studijní obor: Elektroenergetika

Vedoucí práce: Ing. Jan Rimbala

Praha 2019

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Wimmer** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **434837**  
Fakulta/ústav: **Fakulta elektrotechnická**  
Zadávající katedra/ústav: **Katedra elektroenergetiky**  
Studijní program: **Elektrotechnika, energetika a management**  
Studijní obor: **Elektroenergetika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Energetika datacentra se vzduchovým a vodním chlazením**

Název diplomové práce anglicky:

**Data center energy with air and water cooling**

Pokyny pro vypracování:

1. Seznamte se s problematikou výroby elektřiny točivou redukcí tlaku
2. Seznamte se s problematikou kompresorového a sorpčního chlazení
3. Po uvažovaný systém v zadané lokalitě vyhodnoťte časové průběhy potřeby chladu.
4. Pro zadaný systém navrhnete vhodný způsob provozu z technického a ekonomického hlediska.

Seznam doporučené literatury:

- [1] TZB-info - stavebnictví, úspory energií, technická zařízení budov (<http://tzb-info.cz/>)  
[2] BROŽ, Karel, Vytápění. Praha, skriptum ČVUT 1995  
[3] MATUŠKA, Tomáš, Navrhování a bilancování tepelných čerpadel. Učební text ČVUT FS.  
Dostupné: [http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/02/AZE-P6-tepelna\\_cerpadla\\_navrhovani\\_bilancovani.pdf](http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/02/AZE-P6-tepelna_cerpadla_navrhovani_bilancovani.pdf)  
[3] Stiebel eltron, Svět tepelných čerpadel. Dostupné z: <http://www.tepelna-cerpadla.cz/>

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jan Rimbala, katedra elektroenergetiky FEL**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **14.02.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: \_\_\_\_\_

Platnost zadání diplomové práce: **20.09.2020**

Ing. Jan Rimbala  
podpis vedoucí(ho) práce

\_\_\_\_\_ podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Pavel Ripka, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_ Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_ Podpis studenta

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze 22. 5. 2019

.....

Bc. Lukáš Wimmer

## **Poděkování**

Rád bych na tomto místě poděkoval panu doc. Dr. Janu Kynclovi za čas a odborné rady během celého mého studia na fakultě a panu Ing. Janu Rimbalovi za vedení diplomové práce.



## **Anotace**

V rámci diplomové práce je rozebrána problematika chlazení pomocí absorpčních chladicích jednotek a s nimi související výrobou elektrické energie točivými redukcemi tlaku. Dále je pro zadaný systém vyhodnocena časová potřeba chladu a vypočteny náklady spojené s provozem vzduchového a vodního chlazení během roku v závislosti teplotních parametrech.

**Klíčová slova:** Chlazení datového centra, Absorpční chlazení, Točivá redukce, Vzduchové chlazení, Vodní chlazení, Kombinovaná výroba elektřiny a tepla, Chladicí faktor

## **Annotation**

The master thesis is focused on absorption cooling devices and related application of micro steam turbines for electricity generation. Further, for the given system is evaluated a demand for a cooling power and calculated operating costs of air-cooling and water-cooling systems in relation with temperature parameters.

**Keywords:** Data Center Cooling, Absorption Cooling, Micro Steam Turbines, Air-Cooling, Water-Cooling, Combined Generation of Electricity and Heat, Cooling Factor

# Obsah

Seznam obrázků: .....	1
Seznam grafů: .....	2
Seznam tabulek: .....	3
Úvod.....	4
Kapitola 1 Základní principy .....	5
1.1 Hmotnostní bilance .....	5
1.2 Energetická bilance .....	5
1.3 Carnotův oběh.....	6
1.4 Tlakové ztráty v potrubí a návrh čerpadla.....	8
Kapitola 2 Tepelné stroje a výměníky .....	11
2.1 Tepelná čerpadla .....	11
2.2 Točivá redukce tlaku.....	22
2.3 Rekuperační výměníky tepla.....	29
Kapitola 3 Systém zásobování datového centra chladem .....	33
Kapitola 4 Chladicí výkon a energie chladu .....	35
4.1 Chlazení vzduchem.....	35
4.2 Chlazení vodou .....	42
Kapitola 5 Návrh čerpadel a ventilátorů pro chlazení.....	44
5.1 Výpočet tlakových ztrát, příkonu a spotřeby vzduchového chlazení.....	44
5.2 Výpočet tlakových ztrát, příkonu a spotřeby vodního chlazení .....	61
5.3 Souhrn vodního a vzduchového chlazení.....	71
Kapitola 6 Provozní náklady vzduchového a vodního chlazení.....	72
6.1 Provozní náklady vzduchového chlazení .....	72
6.2 Provozní náklady vodního chlazení .....	74
6.3 Závislost provozních nákladů na výpočetním výkonu .....	76
6.4 Možná úspora investičních nákladů na servery při vodním chlazení.....	77
Závěr .....	79
Zdroje:.....	80
Přílohy.....	i

## Seznam obrázků:

Obr. 1: Carnotův oběh .....	7
Obr. 2: Carnotův oběh ve směru tepelného čerpadla.....	11
Obr. 3: Schéma kompresorového tepelného čerpadla .....	12
Obr. 4: Oběh kompresorového tepelného čerpadla .....	13
Obr. 5: Adsorpční zařízení.....	14
Obr. 6: Absorpční zařízení typu I v T-s diagramu.....	15
Obr. 7: Absorpční zařízení typu II v T-s diagramu.....	16
Obr. 8: Dühringův diagram jednostupňového absorpčního chladicího systému LiBr [5]... 17	
Obr. 9: Dühringův diagram dvoustupňového absorpčního chladicího systému LiBr [5]... 19	
Obr. 10: Konstrukční uspořádání jednostupňového absorpčního zařízení [6] .....	20
Obr. 11: Konstrukční uspořádání dvoustupňového absorpčního zařízení [7] .....	21
Obr. 12: Závislost COPR absorpční chladicí jednotky Board na chladícím výkonu [8].....	22
Obr. 13: Redukční ventil .....	22
Obr. 14: Točivá redukce tlaku .....	23
Obr. 15: H-s diagram změny tlaku škrcením a točivou redukcí .....	23
Obr. 16: Energetická bilance tepelného výměníku.....	30
Obr. 17: Teplotní spát protiproudého (vlevo) a souproutého (vpravo) zapojení .....	31
Obr. 18: Závislost součinitele $\psi$ na P a R [13].....	32
Obr. 19: Schéma systému chlazení.....	33
Obr. 20: Půdorys budov datového centra .....	34
Obr. 21: Schéma toků pro výpočtový model chlazení vzduchem .....	36
Obr. 22: Snížení vstupní teploty vlevo za konstantního hmotnostního toku, nárůst hmotnostního toku vpravo při konstantní vstupní teplotě .....	41
Obr. 23: Snížení vstupní teploty vlevo za konstantního hmotnostního toku, nárůst hmotnostního toku vpravo při konstantní vstupní teplotě .....	43
Obr. 24: Koncepce větrání místnosti .....	45
Obr. 25: Výměník vzduch-voda [18] .....	45
Obr. 26: Koncepce vodního chlazení jedné místnosti .....	62
Obr. 27: Koncepce vodního chlazení dvojice řad.....	62
Obr. 28: Koncepce vodního chlazení serverové skříně .....	63

## Seznam grafů:

Graf 1: Průběh teploty vzduchu během roku .....	35
Graf 2: Distribuční funkce venkovní teploty v roce.....	38
Graf 3: Průběh potřebného chladicího výkonu během roku.....	38
Graf 4: Distribuční funkce potřebného chladicího výkonu v roce .....	39
Graf 5: Průběh kumulované energie chladu během roku .....	40
Graf 6: Posun přímek chladicího výkonu v závislosti na vstupní teplotě .....	40
Graf 7: Energie chladu v GJ za rok v závislosti na vstupní a výstupní teplotě .....	42
Graf 8: Ideální průběh kS v závislosti na venkovní teplotě .....	47
Graf 9: Tlaková ztráta výměníku vzduch-voda na straně vzduchu .....	49
Graf 10: Závislost tlakové ztráty na filtrační rychlosti.....	49
Graf 11: Závislost tlakové ztráty na objemovém toku vzduchu serverem .....	52
Graf 12: Časový průběh hmotnostního toku zpětným potrubím .....	57
Graf 13: Průběh příkonu vratkového ventilátoru během roku .....	58
Graf 14: Tlaková ztráta na straně vody výměníku vzduch-voda.....	58
Graf 15: Příkon výměníkového ventilátoru během roku, oranžový s obtokem, modrý bez obtoku.....	61
Graf 16: Celkové náklady na provoz chlazení vzduchem v milionech Kč/rok v závislosti na vstupní teplotě a teplotním rozdílu .....	72
Graf 17: Celkové náklady na provoz chlazení vzduchem v milionech Kč/rok v závislosti na vstupní a výstupní teplotě.....	73
Graf 18: Závislost vstupní teploty na výstupní pro minimální náklady .....	73
Graf 19: Závislost spotřeby elektrické energie vodního chlazení na rozdílu výstupní a vstupní teploty.....	75
Graf 20: Celkové provozní náklady vodního chlazení v závislosti na rozdílu výstupní a vstupní teploty.....	75
Grafy 21: Závislosti provozních nákladů vzduchové chlazení na výpočetním výkonu....	76
Grafy 22: Závislost provozních nákladů vodního chlazení na výpočetním výkonu .....	77
Graf 23: Rozdíl nákladového NPV v závislosti na navýšení výkonu a ceně chladu.....	78

## Seznam tabulek:

Tabulka 1: Základní sazba zeleného bonusu pro výrobný do 5 MW <sub>e</sub> [10].....	25
Tabulka 2: Základní sazba zeleného bonusu pro výrobný nad 5 MW <sub>e</sub> [10].....	26
Tabulka 3: Doplnková sazba I [10].....	26
Tabulka 4: vstupní parametry výpočetního modelu chlazení vzduchem.....	36
Tabulka 5: Vstupní parametry výpočetního modelu chlazení vodou .....	42
Tabulka 6: Specifikace výměníku vzduch-voda [18].....	45
Tabulka 7: Výsledky výpočtu ideálního součinnu kS v závislosti na teplotě okolí.....	47
Tabulka 8: Souhrn spotřeby a příkonů vzduchového a vodního chlazení .....	71

# Úvod

Diplomová práce je postavena na základním projektu datového centra o vysokém celkovém výpočetním výkonu 23 MW. U systému chlazení je uvažováno využití kombinace kompresorového a absorpčního chlazení poháněného párou z blízké teplárny, ze které má být i napájeného elektrickou energií po přímé lince.

Cílem diplomové práce je představení problematiky kompresorového a sorpčního chlazení se zaměřením zvláště na absorpční chlazení a výroby elektrické energie točivou redukcí, která je důležitou součástí při aplikování absorpčního chlazení poháněného párou. Dále pak pro uvažované datové centrum vyhodnotit potřeby chladícího výkonu a chladu v čase na základě meteorologických dat z dané lokality a zvolených teplotních parametrů chladiva.

Pro zadanou koncepci vzduchového chlazení a navrženou koncepci vodního chlazení budou vypočteny tlakové ztráty a jim odpovídající příkony čerpadel a ventilátorů. Průběhy příkonů během roku budou integrovány společně s chladícím výkonem pro získání ročních nákladů spojených s provozem vzduchového a vodního chlazení. Ty budou porovnány v závislostech na zvolených možných teplotních poměrech a chlazeném výpočetním výkonu.

# Kapitola 1      Základní principy

Tato kapitola obsahuje seznámení s teoretickými principy a předpoklady, které tvoří základ pro energetické výpočty v této práci. V rámci kapitoly jsou představeny způsoby sestavování bilancí, principy fungování tepelných strojů a výpočty tlakových ztrát.

## 1.1 Hmotnostní bilance

Princip hmotnostní bilance vychází ze speciálního vyjádření zákona zachování hmotnosti. Tento zákon říká, že hmotnost uvažovaného uzavřeného systému setrvává konstantní bez ohledu na děje, které v systému probíhají. Zákon zachování hmotnosti vychází z obecnějšího zákona, zákona zachování energie, který je potřeba brát v úvahu u systémů s nukleárními přeměnami látky. Pokud ale k těmto přeměnám nedochází, což je časté u běžných průmyslových systémů, postačí uvažovat pouze zákon zachování hmotnosti. Sestavení hmotnostní bilance se provádí dle rovnice (1.1), množství vstupující látky do systému odpovídá množství látky vystupující a akumulaci v systému.

$$\sum \dot{M}_{vstup} = \sum \dot{M}_{výstup} + \dot{M}_{akumulace} \quad (1.1)$$

Podle této rovnice má akumulace kladné znaménko, docházet ale může opačnému jevu, tedy k úbytku látky v systému. Tento úbytek je poté v rovnici reprezentován jako záporná akumulace. K úbytkům dochází nejčastěji kvůli nedokonalostem zařízení či při chybném řízení procesů [1].

## 1.2 Energetická bilance

Energetická bilance systému odpovídá vyjádření obecného zákona zachování energie, pro který platí, že součet energií vstupujících do systému odpovídá součtu energií vystupujících ze systému a akumulaci. Tento vztah popisuje rovnice (1.2). Při sestavování bilancí se u kontinuálních procesů volí bilancování za jednotku času (sekunda nebo hodina), pro nekontinuální procesy se jako interval bilancování volí jeden úplný pracovní cyklus [1].

$$\sum \dot{E}_{vstup} = \sum \dot{E}_{výstup} + \dot{E}_{akumulace} \quad (1.2)$$

Pro energetické bilance lze rozdělit procesy na tři typy. První typ procesů probíhá v průtokovém systému za ustáleného stavu, v tomto případě nedochází k akumulaci a vstupní toky odpovídají výstupním. Druhý typ procesů probíhá v průtokovém systému za neustáleného stavu, v tomto případě dochází k akumulaci a toky je závislé na čase. Třetí typ pak probíhá v uzavřeném systému. Tím se rozumí systém, do kterého nevstupují a ani nevystupují žádné materiálové toky. Pro uzavřený nekontinuální systém pak lze psát upravenou rovnici (1.3) pro energetickou bilanci.

Energie systému na začátku děje  $E_0$  po přičtení dodané tepelné energie  $Q_{dodané}$  odpovídá energii na konci děje  $E_k$  a vykonané práci  $W$ .

$$E_0 + Q_{dodané} = E_k + W \quad (1.3)$$

V energetických bilancích systémů se vyskytují při zanedbání elektrostatické, magnetické a povrchové energie hlavně následující složky: vnitřní, tlaková, potenciální, kinetická, dodaná tepelná energie, práce a akumulovaná energie. Tyto složky bilancuje rovnice (1.4) [1].

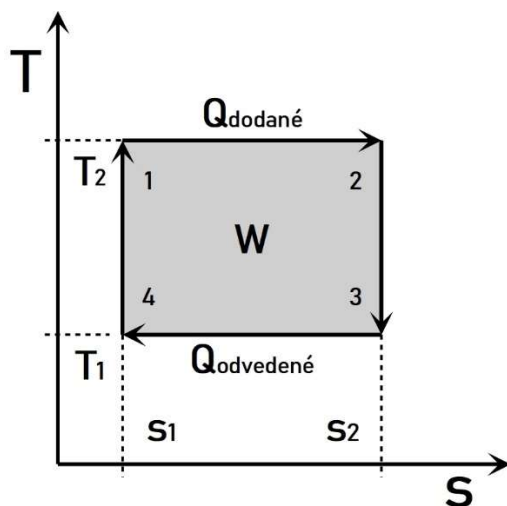
$$\begin{aligned} \sum m_{i1} u_{i1} + \sum m_{i1} h_{i1} g + \sum m_{i1} p_{i1} v_{i1} + \sum m_{i1} \frac{c_{i1}^2}{2} + \sum m_{i1} q_{i1} = \\ = \sum m_{i2} u_{i2} + \sum m_{i2} h_{i2} g + \sum m_{i2} p_{i2} v_{i2} + \sum m_{i2} \frac{c_{i2}^2}{2} + \sum m_{i2} w_{i2} \\ + E_{akumulace} \end{aligned} \quad (1.4)$$

Levá strana rovnice popisuje vstupní prvky (index 1), pravá strana pak výstupní prvky (index 2). První členy na obou stranách rovnice popisují vnitřní energie vstupních a výstupních látek. Druhé a čtvrté členy pak potenciální a kinetické energie. Třetí člen odpovídá tlakové energii, která je úměrná práci pro vtlačení látky do systému. Poslední člen levé strany popisuje energii dodané do systému ve formě tepla. Na výstupu ze systému dále popisujeme vykonanou práci danou součinem  $m \cdot w$  a akumulovanou energii  $E_{akumulace}$ .

### 1.3 Carnotův oběh

Transformace tepelné energie na energii mechanickou potažmo elektrickou se provádí pomocí tepelných oběhů. Tepelné oběhy se skládají z periodicky opakujících se cyklů termodynamických změn, které probíhají tak, že se pracovní látka po přijmutí a předání energie vrátí do původního stavu. Z druhé věty termodynamické vyplývá, že nelze všechnu tepelnou energii využít ke konání práce, část energie je vždy nutno odvést jako teplo odpadní. Jelikož tato energie není využita, je snaha o docílení maximální účinnosti oběhu, a tedy o minimalizaci odpadního tepla. Ideálním oběhem s maximální účinností je teoretický Carnotův oběh. Tento oběh určuje hranici transformovatelné tepelné energie média pracujícího v daném rozsahu teplot.





Obr. 1: Carnotův oběh

Carnotův oběh se skládá ze čtyř ideálních po sobě probíhajících termodynamických změn, které jsou znázorněny v rovině T-s diagramu na Obr. 1. Jedná se o dvě izotermické a dvě adiabatické vratné změny. Mezi body 1 a 2 dochází k izotermické expanzi. Následuje adiabatická expanze mezi body 2 a 3 při teplotě  $T_2$ . Poté mezi body 3 a 4 probíhá izotermická komprese, při které je odváděno teplo, a mezi body 4 a 1 adiabatická komprese. Vykonaná práce pak odpovídá rozdílu přivedeného a odvedeného tepla dle zákona zachování energie (rovnice (1.5)).

$$W = Q_{dodané} - Q_{odvedené} \quad (1.5)$$

Tepelnou účinností oběhu se rozumí dosažení poměr mezi transformovanou energií (vykonanou prací) a dodanou tepelnou energií. Dodané i odvedené teplo při izotermické změně je úměrné rozdílu entropie a teplotě, při které tento děj probíhá. S využitím tohoto vztahu lze upravit rovnici tepelné účinnosti na tvar (rovnice (1.6)), jež je závislý pouze na teplotách, mezi kterými Carnotův oběh pracuje.

$$\eta_t = \frac{Q_{dodané} - Q_{odvedené}}{Q_{dodané}} = \frac{T_2 \cdot \Delta s - T_1 \cdot \Delta s}{T_2 \cdot \Delta s} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad (1.6)$$

Maximální teoretická tepelná účinnost oběhu je teda dána pouze teplotami, mezi kterými oběh pracuje. Jednotkové účinnosti nelze dosáhnout. Aritmeticky lze získat jednotkovou účinnost pro nulovou teplotu chladiče, ale té nelze v konečném počtu operací dosáhnout dle šestého postulátu termodynamiky. Carnotova oběhu v reálném tepelném stroji nelze dosáhnout, jedná se teoretický ideální oběh. Reálné oběhy se ale snaží tomuto oběhu co nejvíce přiblížit například pomocí opakování nejúčinnější části oběhu.

Inverzním chodem oběhu získáváme z tepelného motoru tepelné čerpadlo. Termodynamické děje zůstávají stejné, ale probíhají v opačném smyslu. Práce není konána strojem, ale musí být dodána, tím dochází k přenosu dodané tepelné energie do stroje o nižší teplotní úroveň  $T_1$  na vyšší teplotní úroveň  $T_2$ , o které je teplo ze stroje odebráno.

## 1.4 Tlakové ztráty v potrubí a návrh čerpadla

### 1.4.1 Proudění tekutiny

Pro proudění tekutiny potrubím lze psát bilanční formu zákona zachování hmoty (1.7). Za předpokladu ustáleného proudění (parciální derivace dle času je rovna nule) zákon přechází v tvar (2.2).

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{(V)} \bar{\rho} \cdot dV \quad (1.7)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \dot{m}_2 \\ \bar{\rho}_1 A_1 \bar{c}_1 &= \bar{\rho}_2 A_2 \bar{c}_2 \end{aligned} \quad (1.8)$$

Zjednodušující podmínku, při které považujeme tekutinu za nestlačitelnou, lze použít vztah (2.3). Toto zjednodušení je možné, pokud nedochází při proudění k poklesu hustoty kapaliny o více jak 5 %. Za předpokladu mezního poklesu hustoty tekutiny lze určit mezní rychlost proudění pro danou tekutinu dle vztahu (2.4). [4]

$$A_1 \bar{c}_1 = A_2 \bar{c}_2 \quad (1.9)$$

$$\frac{\rho}{\rho_{c=0}} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma^2\right)^{\frac{1}{1-\kappa}} \geq 0,95 \quad (1.10)$$

Při dosazení hodnoty 1,4 jako izoentropického koeficientu  $\kappa$ , získáváme mezní hodnotu Machova čísla 0,32. Machovo číslo odpovídá poměru rychlosti proudění ku rychlosti šíření zvuku v tekutině. Pro vzduch při teplotě 0 °C pak vychází mezní rychlost přibližně 106 m/s. [4]

Jednorozměrné proudění tekutiny při konstantní hustotě v gravitačním poli popisuje rozšířená Bernoulliho rovnice. Tato rovnice se často uvádí v různých tvarech dle rozměrů jejich členů (energetický, výškový, tlakový), rovnice (1.11) je v energetickém tvaru. Koeficienty beta respektují chybu zavedenou střední hodnotou rychlosti proudění a uvažováním nevazké tekutiny místo skutečného rychlostního profilu vazké tekutiny. Pro turbulentní proudění se tento koeficient uvažuje jednotkový a pro laminární roven dvěma. [4]

$$gy_1 + \beta_1 \frac{\bar{c}_1^2}{2} + \frac{\bar{p}_1}{\rho} = gy_2 + \beta_2 \frac{\bar{c}_2^2}{2} + \frac{\bar{p}_2}{\rho} + \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial \bar{c}}{\partial t} ds + e_{dis} \quad (1.11)$$

Proudění tekutiny lze rozdělit na dva typy, a to laminární a turbulentní. Možným kritériem pro rozlišení typu proudění je Reynoldsovo číslo označováno  $Re$ , které se vypočte dle následujícího vztahu (1.12), kde  $\nu$  je kinematická viskozita,  $\mu$  je dynamická viskozita,  $D$  je průměr trubice a  $\bar{c}$  je střední rychlost proudění.

$$Re = \frac{\bar{c}D}{\nu} = \frac{\bar{c}D\rho}{\mu} \quad (1.12)$$

Pro trubici kruhového průřezu je kritická hodnota Reynoldsova čísla 2300, pro nižší hodnoty se jedná o proudění laminární. Pro oblast mezi 2300 a  $10^4$  se jedná přechodovou oblast, při hodnotě od  $10^4$  je jedná jistě o turbulentní proudění. Rychlost proudění ovlivňuje rychlostní profil, velikost ztrát a přestup tepla mezi tekutinou a stěnou. [4]

#### 1.4.2 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty lze základně rozdělit na ztráty třením (délkové) a ztráty místní. Ztráty (disipovanou energii  $e_{dis}$ ) vyjadřujeme jako násobek  $\zeta$  hodnoty měrné kinetické energie, dle vztahu (1.13), kde  $\lambda$  je součinitel třecích ztrát,  $D$  je průměr trubice a  $l$  je její délka.

$$e_{dis} = \zeta \cdot \frac{\bar{c}^2}{2} \quad (1.13)$$

$$\zeta_{třecí} = \lambda \frac{l}{D}$$

Vztah mezi tlakovými ztrátami a disipovanou energií popisuje rovnice (1.14), kde  $\rho$  je hustota proudící tekutiny.

$$p_z = e_{dis} \cdot \rho \quad (1.14)$$

Délkové ztráty jsou silně závislé na rychlosti proudění tekutiny. Součinitel třecích ztrát pro laminární proudění je funkcí pouze Reynoldsova čísla a s jeho růstem klesá dle vztahu (1.15) [4].

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1.15)$$

Pro turbulentní proudění je součinitel funkcí Reynoldsova čísla, drsnosti povrchu  $\delta$  a průměru trubice  $D$ . Průběh je určen experimentálně a lze jej aproximovat funkcí (1.16).

$$\lambda = \left\{ 2 \log \left[ \left( \frac{6,97}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\delta}{D} \right] \right\}^{-2} \quad (1.16)$$

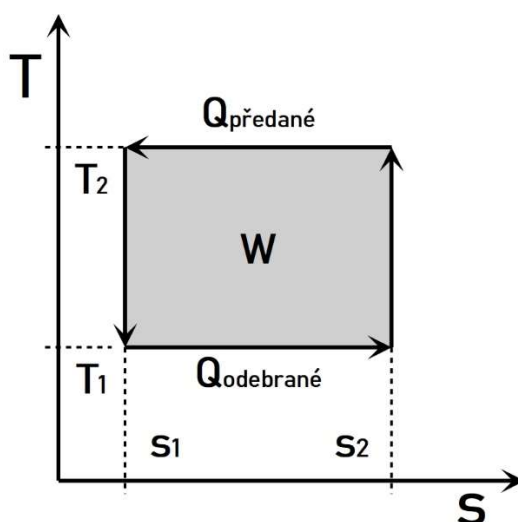
Místní ztráty jsou způsobené změnami tvaru trubice nebo například změnou směru proudění. Hodnoty koeficientu  $\zeta$  jsou pro různé základní typy změn určeny experimentálně a tabelovány [4]. Výpočet tlakových ztrát je obdobný jako u třecí ztrát dle (1.13).

## Kapitola 2 Tepelné stroje a výměníky

S využitím znalostí termodynamických dějů a oběhů lze konstruovat tepelné stroje. Jako tepelný stroj se považuje takový stroj, který využívá vzájemných přeměn tepelné energie a vnitřní energie na práci dle první rovnice termodynamiky zároveň s tím respektuje druhou rovnici termodynamiky. V této kapitole jsou popsány principy kompresorových, adsorpčních a absorpčních jednotek, dále pak tepelných výměníků a točivé redukce a její podpory v rámci KVET.

### 2.1 Tepelná čerpadla

Společnou vlastností těchto strojů je využití například elektrické energie pro zvýšení teplotní úrovně tepelné energie. Tato schopnost nám umožňuje použít pro chlazení studenějšího média teplejší médium. Využití tepelných čerpadel v obou typech funkcí je v průmyslu široké. V návrhu chlazení se bude jednat o kompresorové chladicí systémy a absorpční chladicí systémy.



Obr. 2: Carnotův oběh ve směru tepelného čerpadla

Ideálním teoretickým tepelným čerpadlem je stroj, který by pracoval s Carnotovo tepelným oběhem v opačném smyslu dle Obr. 2. Tepelné čerpadlo odebírá teplo  $Q_{odebrané}$  o nízké teplotní úrovni  $T_1$  a vystupuje z něj teplo  $Q_{předané}$  o vyšší teplotní úrovni  $T_2$ , přičemž pro svůj chod spotřebovává práci  $W$ . Ze zákona zachování energie lze psát rovnici (2.1), která popisuje energetickou bilanci tepelného čerpadla.

$$Q_{předané} = W + Q_{odebrané} \quad (2.1)$$

Předané a odebrané teplo při izotermickém ději je určeno rovnicemi (2.2).

$$\begin{aligned}\delta Q_{\text{předané}} &= T_2 \cdot ds \\ \delta Q_{\text{odebrané}} &= T_1 \cdot ds\end{aligned}\tag{2.2}$$

Pro tento směr Carnotova oběhu se mohou určovat dva různé tepelné faktory. Uplatňuje se ten, který odpovídá využití daného oběhu, a to buď chlazení nebo topení. Faktor ve smyslu chlazení je pojmenován jako chladicí faktor ( $COP_R$ ), pro topení se jedná o topný faktor ( $COP_H$ ). Chladicí faktor odpovídá poměru odebraného tepla a dodané práce, topný faktor pak jako poměr předaného tepla ku dodané práci. Odvození těchto účinností pro Carnotův oběh ukazují rovnice (2.3).

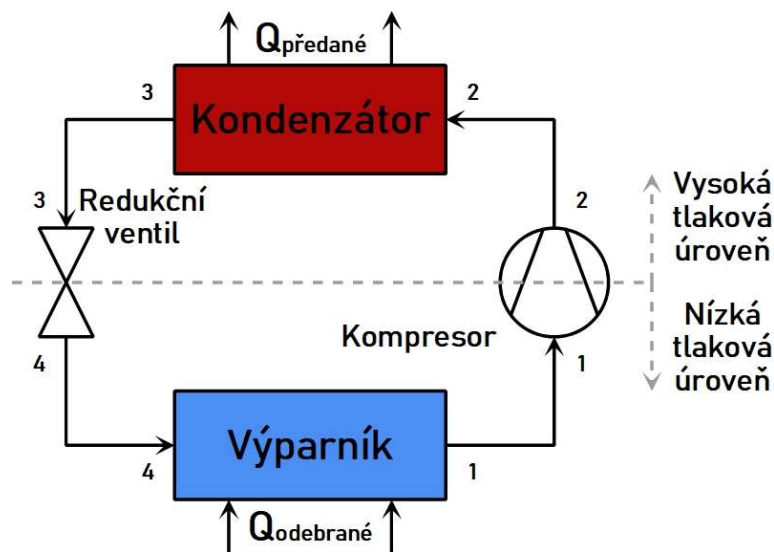
$$\begin{aligned}COP_R &= \frac{Q_{\text{odebrané}}}{W} = \frac{Q_{\text{odebrané}}}{Q_{\text{předané}} - Q_{\text{odebrané}}} = \frac{T_1 \cdot \Delta s}{T_2 \cdot \Delta s - T_1 \cdot \Delta s} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \\ COP_H &= \frac{Q_{\text{předané}}}{W} = \frac{Q_{\text{předané}}}{Q_{\text{předané}} - Q_{\text{odebrané}}} = \frac{T_2 \cdot \Delta s}{T_2 \cdot \Delta s - T_1 \cdot \Delta s} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}\end{aligned}\tag{2.3}$$

Mezi faktory je patrný následující jednoduchý vztah (2.4).

$$COP_H = 1 + COP_R\tag{2.4}$$

### 2.1.1 Kompresorové chladicí systémy

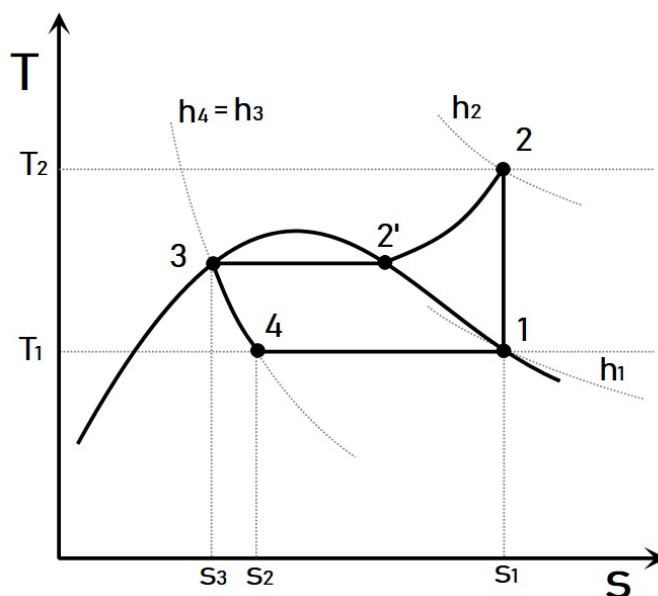
Kompresorové chladicí systémy jsou tepelná čerpadla, která využívají elektrickou energii pro přenos tepelné energie z chlazeného okruhu o nízké teplotní úrovni do okruhu chladiče o vyšší teplotní úrovni. Kompresorové chladicí systémy využívají pro svoji práci elektrickou energii, která se mění v kompresorech na mechanickou, jež provádí zvyšování tlakové úrovně v tepelném čerpadle.



Obr. 3: Schéma kompresorového tepelného čerpadla

Oběh kompresorového tepelného čerpadla (Obr. 3) pracuje mezi dvěma teplotními úrovněmi. Na nízké teplotní úrovni je odebíráno teplo z daného prostředí, dochází tedy k ochlazení. Odebrané teplo způsobuje ve výparníku odpar pracovního média. Vytvořené páry pak jsou v kompresoru stlačeny a dostávají se do kondenzátoru. Kde probíhá jejich kondenzace a s ní spojené předání tepelné energie, která je odváděna ze stroje. Kondenzát je přes expanzní ventil propojen s výparníkem. V expanzním ventilu dochází k redukci tlaku na nižší úroveň odpovídající tlaku v kondenzátoru. Spotřeba kompresorového tepelného čerpadla je tedy pouze na kompresor a může být hrazena mechanickou či elektrickou energií.

Porovnávací oběh v T-s diagramu odpovídající kompresorovému tepelnému čerpadlu odpovídá Obr. 4 za předpokladu vratného adiabatického chodu kompresoru. Oběh je poté složen ze izoentropického stlačení, izobarické kondenzace, izoentropického škrcení a izoentropického vypařování. Číslování bodů v T-s diagramu porovnávacího oběhu odpovídá číslování stavů ve schématu na Obr. 3.



Obr. 4: Oběh kompresorového tepelného čerpadla

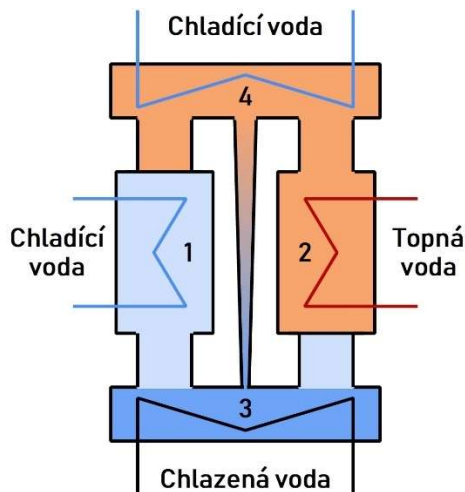
### 2.1.2 Sorpční systémy

Sorpční zařízení si lze představit jako tepelná čerpadla, která pro svůj chod primárně nevyužívají elektrickou energii ale energii ve formě tepla. Oba systémy pracují za sníženého tlaku pro umožnění chlazení na nízkých teplotách. Na základě vytápění lze sorpční zařízení rozdělit na přímo a nepřímo vytápěná. Přímá vytápěná zařízení spalují plynná nebo kapalná paliva (zemní plyn, LPG, nafta, topný olej atd.) pro získání potřebného poháněcího tepelného výkonu. U nepřímých vytápěných je dodávána tepelná energie do sorpčního zařízení teplotnějším médiem (teplá voda, pára, spaliny). Sorpční zařízení se dále rozdělují na adsorpční a absorpční. Zařízení s adsorpčním cyklem bývají aplikována spíše na menší chladičí výkony a proti absorpčním mají i nižší COP faktor.

### 2.1.2.1 Adsorpční zařízení

Adsorpční chladicí zařízení se zakládá na principu fyzikální adsorpce. Adsorpční proces probíhá na fázovém rozhraní pevné a plynné či kapalné látky, kdy se na tomto rozhraní hromadí molekuly plynné či kapalné látky ve vrstvách a jsou vázány Van der Waalsovými silami. Tento typ mezi molekulárních silových vazeb je vratný. Pevná pórovitá fáze s velkým reakčním povrchem je zvána adsorbentem a plynná či kapalná fáze adsorbátem.

Základní princip adsorpčního zařízení vychází z obrázku Obr. 5. Chlazená voda je přiváděna do výparníku (na obrázku označen číslem 3), kde dochází k předání tepla kapalině a jejímu odpařování. Páry prochází otevřeným ventilem do suchého adsorbéru (na obrázku označen číslem 1), kde jsou vázány. Adsorbér je chlazen okruhem chladicí vody. Adsorbování probíhá až do nasyceného stavu, kdy adsorbér již není schopen dále vázat výpary. Následuje desorpce, při které je adsorbent vysoušen topnou vodou. Vázané vodní páry jsou uvolňovány a přechází otevřeným ventilem do kondenzátoru (na obrázku označen číslem 4). V kondenzátoru jsou přivedené páry zkapalněny pomocí okruhu chladicí vody, který párami předané teplo odvádí z adsorpčního zařízení. Pro získání plynulého provozu bývají v adsorpčním zařízení využity dva adsorbéry (na obrázku označeny čísly 1 a 2), které se cyklicky střídají v adsorpci a desorpci. Chladicí faktor  $COP_R$  adsorpčních jednotek nebývá příliš vysoký, časté hodnoty jsou okolo 0,6.



Obr. 5: Adsorpční zařízení

### 2.1.2.2 Absorpční zařízení

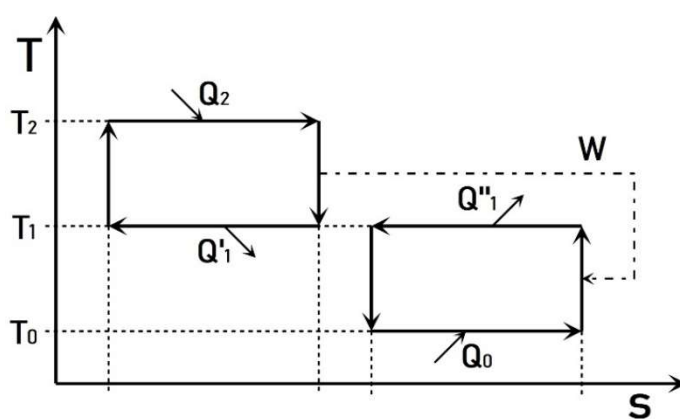
Absorpční zařízení využívá fyzikálního principu absorpce. Tento proces spočívá v absorbování plynné fáze v kapalné. Kapalina je v tomto procesu adsorbentem a absorbovaný plyn adsorbátem. Pracovní látkou se využívá hlavně dvojice voda a amoniak ( $NH_3$ ) nebo vodného



roztoku bromidu lithného (LiBr). Technologie s amoniakem umožňuje pracovat se zápornými teplotami chlazeného média. Zařízení LiBr často pracují na teplotách chlazeného média okolo 7°C.

Absorpční jednotky lze dále rozdělit na dva základní typy podle uspořádání systému. Oba tyto typy pracují mezi třemi teplotními hladinami a jsou pro jednoduchost zde modelovány jako dvojice Carnotovo oběhů, a to pravotočivého a levotočivého.

U typu označovaného římským číslem I (Type I Absorption Heat Pump) pracuje Carnotův motor na vyšší teplotní úrovni ( $T_2$  a  $T_1$ ) a vykonanou práci dodává do levotočivého cyklu mezi teplotami  $T_1$  a  $T_0$ . Oběh typu I v T-s diagramu je ukázán na Obr. 6. Do systému je dodávána tepelná energie ( $Q_2$ ) na vyšší teplotní úrovni ( $T_2$ ) a tím získáváme možnost dodávky chladu ( $Q_0$ ) na nižší teplotní úrovni ( $T_0$ ) a odběru tepla  $Q'_1$  a  $Q''_1$  na teplotní úrovni  $T_1$ . [5]



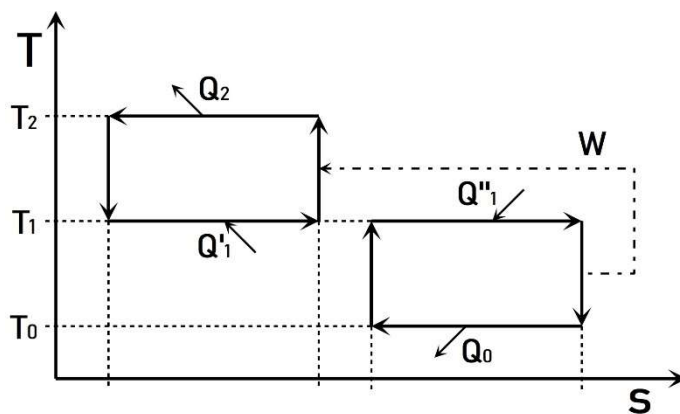
Obr. 6: Absorpční zařízení typu I v T-s diagramu

U tohoto typu lze pro  $COP_R$  (pro chlazení) a  $COP_H$  (pro vytápění) faktor psát vztahy (4.5). Jelikož se jedná o Carnotovo oběhy lze tyto vztahy vyjádřit jen pomocí teplot, mezi kterými tyto oběhy pracují. Tím získáme maximální účinnosti absorpčního cyklu typu I. Stále platí i dříve uvedená rovnice (2.4). [5]

$$COP_H = \frac{Q'_1 + Q''_1}{Q_2} = \frac{T_2 - T_0}{T_2} \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (2.5)$$

$$COP_R = \frac{Q_0}{Q_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \cdot \frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

Typ označovaný římským číslem II (Type II Absorption Heat Transformer), Obr. 7, se skládá z pravotočivého Carnotova oběhu pracujícího mezi teplotami ( $T_1$  a  $T_0$ ). Vykonaná práce odpovídá spotřebované práci levotočivým Carnotovo oběhem mezi teplotami  $T_2$  a  $T_1$ . Tímto způsobem je odebíráno teplo  $Q_2$  na vyšší teplotní úrovni  $T_2$  a odpadní teplo  $Q_0$  na teplotní úrovni  $T_0$ . Pro běh je třeba dodávat teplo  $Q'_1 + Q''_1$  na teplotě  $T_1$ . [5]

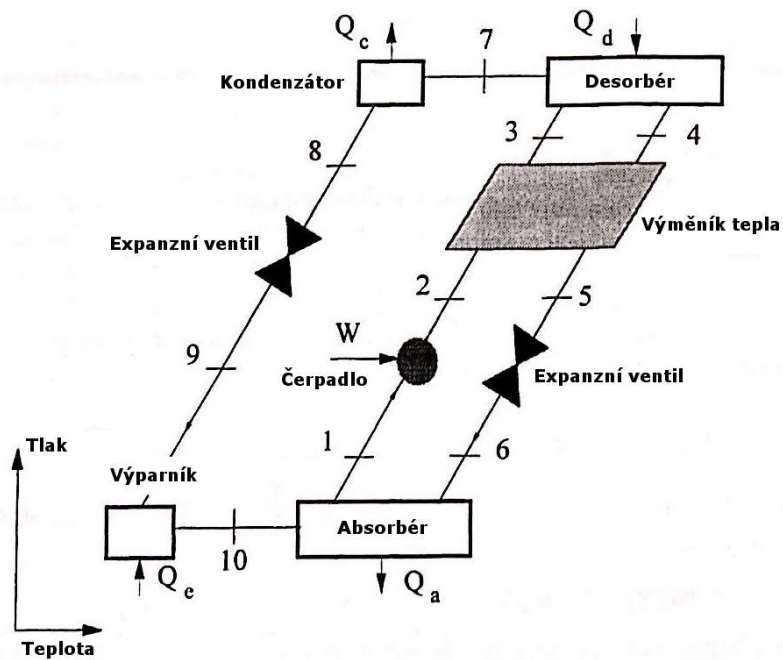


Obr. 7: Absorpční zařízení typu II v T-s diagramu

U typu II lze psát vztah pro topný faktor COP<sub>H</sub> obdobně jako podíl odvedeného tepla ku teplu hnacímu (rovnice (4.6)). [5]

$$COP_H = \frac{Q_2}{Q'_1 + Q''_1} = \frac{T_1 - T_0}{T_1} \cdot \frac{T_2}{T_2 - T_0} \quad (2.6)$$

Pro účely chlazení se tedy využívá varianta I, a tak bude dále řešen pouze tento typ zapojení absorpčního zařízení. Pro tento typ absorpčního systému se dále využívají především jednostupňová a dvoustupňová zapojení. Jednodušší, jednostupňový, oběh včetně jeho hlavních komponentů, teplotních a tlakových úrovní je ukázat v Dühringovo diagramu na Obr. 8. Z diagramu je patrné, že hnací teplo  $Q_d$  je přiváděno do desorbéru (generátoru, vypuzovače), chladicí výkon v diagramu reprezentuje teplo dodávané do výparníku. Odebíraná tepla z absorbéru a kondenzátoru odpovídají odpadnímu teplu, které je třeba ze systému odvést. Výparník společně s absorbérem se nacházejí na nízké tlakové úrovni a kondenzátor s desorbérem pracují na vysoké tlakové úrovni. Oddělení tlakových úrovní je provedeno expanzními ventily a čerpadlem. Popis jednotlivých prvků systému je uveden níže.



Obr. 8: Dühringův diagram jednodušňového absorpčního chladicího systému LiBr [5]

Pro jednotlivé prvky jednodušňového systému lze psát následující rovnice hmotnostních a energetických bilancí. V těchto rovnicích indexace odpovídá stavům z Obr. 8. [5]

Čerpadlo:

$$\begin{aligned}
 m_1 &= m_2 \\
 x_1 &= x_2 \\
 m_1 h_1 + W &= m_2 h_2
 \end{aligned}
 \tag{2.7}$$

Výměník tepla:

$$\begin{aligned}
 m_2 &= m_3 \\
 x_2 &= x_3 \\
 m_4 &= m_5 \\
 x_4 &= x_5 \\
 m_2 h_2 + m_4 h_4 &= m_3 h_3 + m_5 h_5
 \end{aligned}
 \tag{2.8}$$

Expanzní ventil roztoku:

$$\begin{aligned}
 m_5 &= m_6 \\
 x_5 &= x_6 \\
 h_5 &= h_6
 \end{aligned}
 \tag{2.9}$$

Absorbér:

$$\begin{aligned}m_{10} + m_6 &= m_1 \\m_{10}x_{10} + m_6x_6 &= m_1x_1 \\m_{10}h_{10} + m_6h_6 &= m_1h_1 + Q_a\end{aligned}\tag{2.10}$$

Desorbér:

$$\begin{aligned}m_3 &= m_4 + m_7 \\m_3x_3 &= m_4x_4 + m_7x_7 \\m_3h_3 + Q_d &= m_4h_4 + m_7h_7\end{aligned}\tag{2.11}$$

Kondenzátor:

$$\begin{aligned}m_7 &= m_8 \\x_7 &= x_8 \\m_7h_7 &= m_8h_8 + Q_c\end{aligned}\tag{2.12}$$

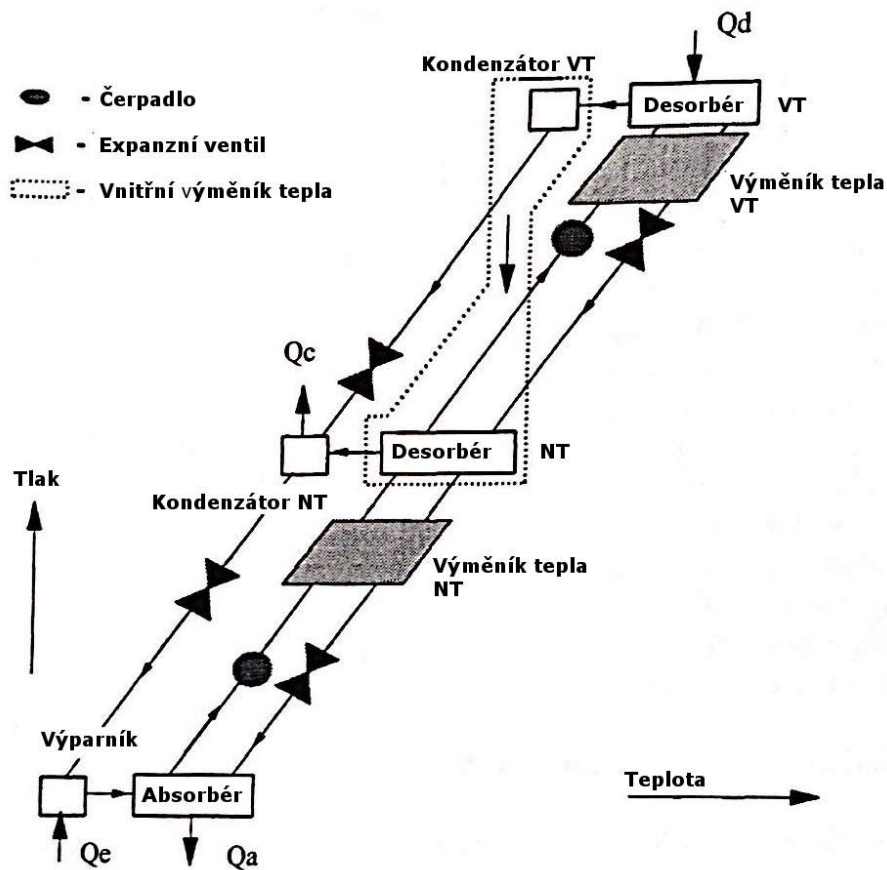
Expanzní ventil:

$$\begin{aligned}m_8 &= m_9 \\x_8 &= x_9 \\h_8 &= h_9\end{aligned}\tag{2.13}$$

Výparník:

$$\begin{aligned}m_9 &= m_{10} \\x_9 &= x_{10} \\m_9h_9 + Q_e &= m_{10}h_{10}\end{aligned}\tag{2.14}$$

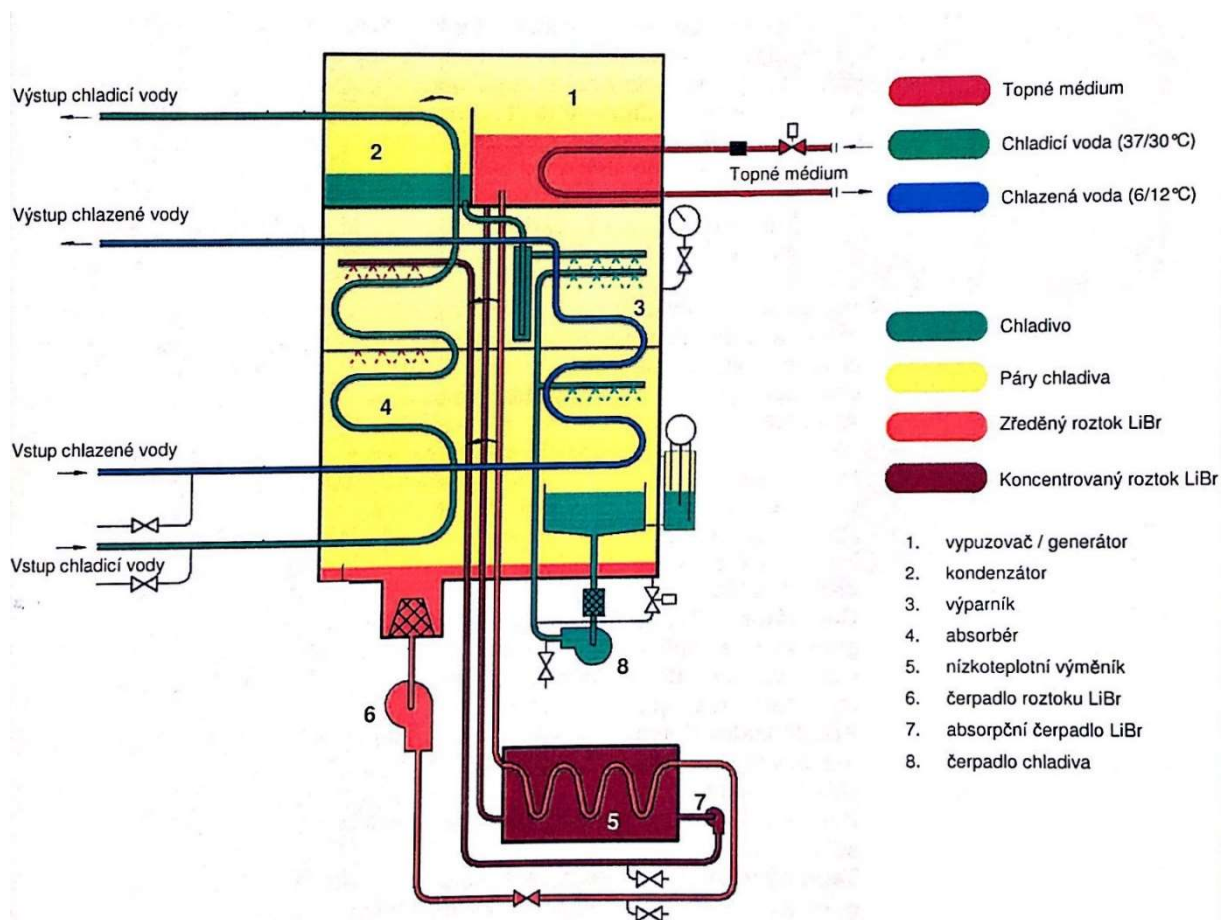
Zdvojením vysokotlaké části jednostupňového systému je vytvořený dvoustupňový systém. Ten se proti jednostupňovému skládá ze dvou desorbérů (vysokoteplotní a nízkoteplotní), na které navazují dva kondenzátory (opět vysokoteplotní a nízkoteplotní). Zdvojená jsou i čerpadla a expanzní ventily a výměníky tepla. Hnací teplo je v tomto systému nejprve dodáváno do vysokoteplotního desorbéru. Navíc mezi kondenzátorem vysokoteplotní části a desorbérem nízkoteplotní části dochází k výměně tepla. Dühringův diagram dvoustupňového absorpčního systému ukazuje Obr. 9. [5]



Obr. 9: Dühringův diagram dvouступňového absorpčního chladicího systému LiBr [5]

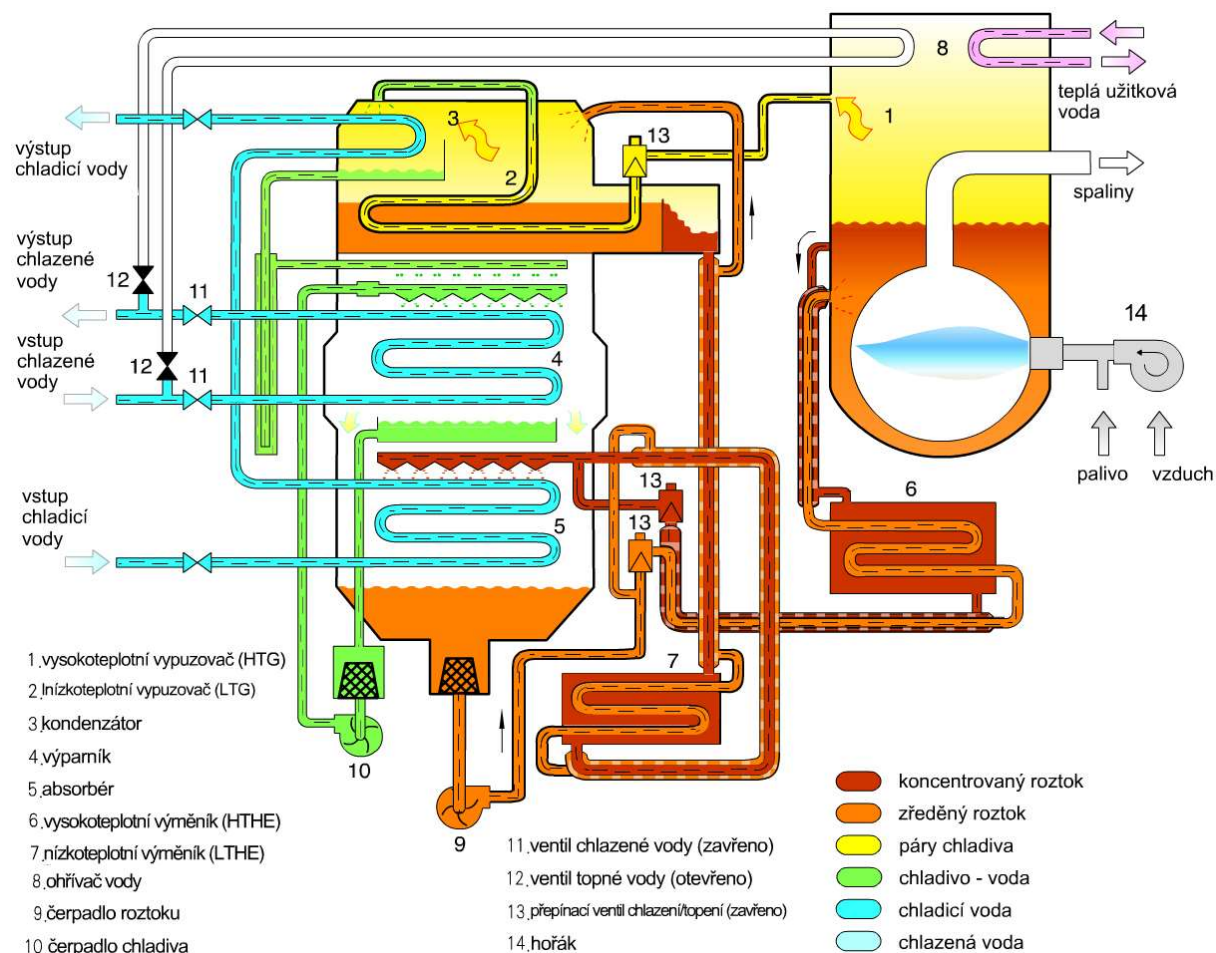
Standardní jednostupňový systém pracuje s  $COP_R$  faktorem okolo 0,72. Tlak vyšší úrovně bývá okolo 7 kPa, nižší úrovně pak zhruba 10krát menší. Dvouступňový systém využívá díky rozdělení desorbéru na vysokoteplotní a nízkoteplotní část hnací média o vyšších tlacích a teplotách. Tím roste i účinnost, která se projevuje zvýšením chladicího faktoru  $COP_R$  až na dvojnásobný to znamená dosažení hodnoty okolo 1,4. Nejvyšší tlaková úroveň se pohybuje okolo 64 kPa. Tlak střední částí bývá přibližně 4 kPa a nízkotlaká část pracuje asi na 0,8 kPa. [5]

Pro větší názornost bude chladicí oběh absorpční jednotky popsán na schématu rozmístění prvků v absorpční jednotce (Obr. 10). Chlazená voda vstupuje do trubek výparníku, na které je rozstříkováno chladivo. Chladivo přijímá teplo z chlazené vody a vypařuje se. Páry chladiva přechází v společné nádobě do oblasti absorbéru. Páry chladiva jsou v absorbéru absorbovány rozstříkovaným koncentrovaným vodným roztokem bromidu lithného. Absorbováním par se roztok zahřívá stává zředěným. Pro odvod tepla z roztoku vstupu do absorbéru potrubí s chladicí vodou, která toto odpadní teplo odvádí z chladicí jednotky. Na dně absorbéru se hromadí zředěný roztok LiBr, který je čerpán do desorbéru (generátoru) přes regenerační výměník tepla. Do generátoru vstupuje potrubí s topným médiem, které zde předává své teplo zředěnému roztoku LiBr. Převzetím tepelné energie se roztok zahřívá a z roztoku se uvolňují vodní páry, které přechází společnou nádobou do oblasti kondenzátoru. Koncentrovaný roztok má větší hustotu a usazuje se u dna zásobníku roztoku, odkud je čerpán přes regenerační výměník zpět do absorbéru. Kondenzátor přijímá páry generované desorbérem, které na trubkách chladicí vody předávají tepelnou energii a mění skupenství na kapalnou. Teplo je odváděno okruhem chladicí vody z chladicí jednotky. Pro vysokou účinnost oběhu je důležitý regenerační výměník, jež odebírá přebytečné teplo koncentrovaného roztoku přecházejícího z generátoru do absorbéru roztoku zředěnému. Tím je snížena spotřeba topné energie a zároveň snížený potřebný chladicí výkon na odběr odpadního tepla.



Obr. 10: Konstruktivní uspořádání jednostupňového absorpčního zařízení [6]

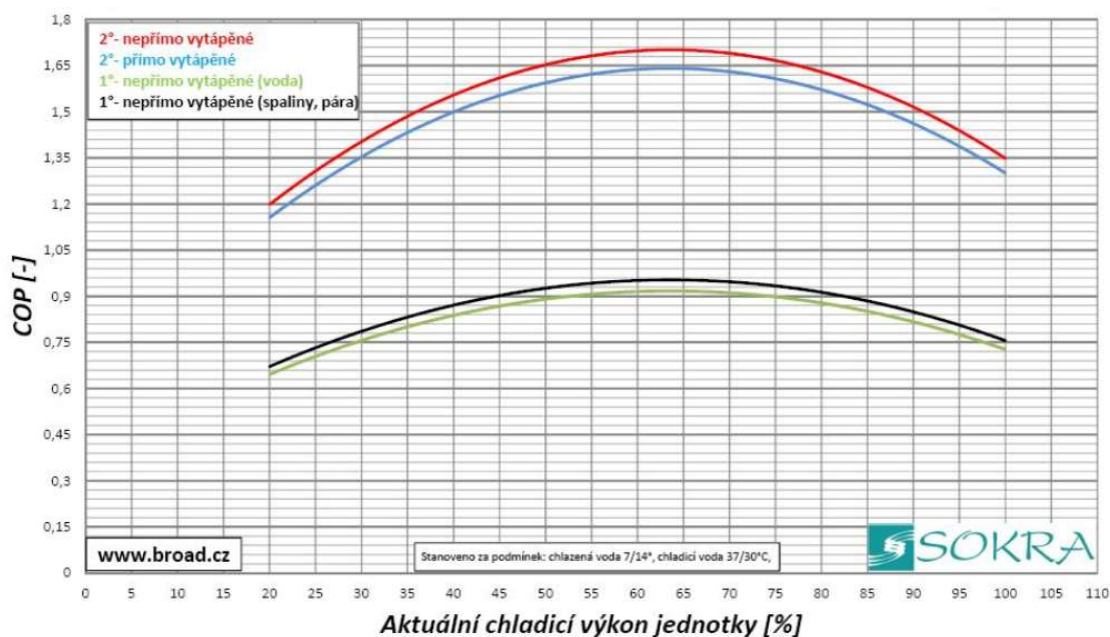
Následující obrázek ukazuje schéma dvoustupňového absorpčního systému, který je přímo vytápěný. Na rozdíl od jednostupňového jsou vypuzené páry z vysokoteplotního desorbéru vedeny do oblasti nízkoteplotního desorbéru, kde zahřívají roztok a až poté jsou přivedeny do oblasti kondenzátoru. Dále pak dva desorbéry vytvářejí potřebu dvou regeneračních výměníků tepla.



Obr. 11: Konstrukční uspořádání dvoustupňového absorpčního zařízení [7]

Chladicí faktor absorpční jednotky je závislý na teplotách chladicí a chlazené vody a na aktuálním chladicím výkonu jednotky. Nedodržení jmenovitých teplot vede ke snížení chladicího faktoru, a tak účinnosti chlazení. Souhrnná závislost chladicího faktoru absorpční jednotky při zachování teplot médií ukazuje Obr. 12. Maximální hodnoty jsou pro všechny typy dosahovány při cca 65 % zatížení.

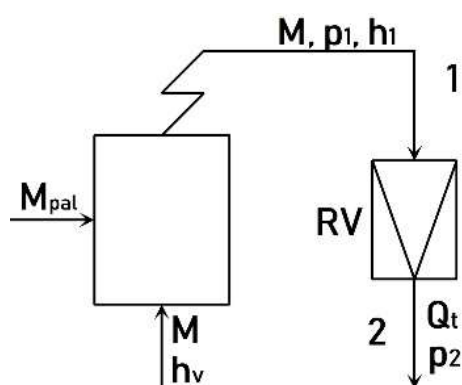




Obr. 12: Závislost COPR absorpční chladicí jednotky Board na chladicím výkonu [8]

## 2.2 Točivá redukce tlaku

V průmyslových podnicích se pro snížení tlaku technologické páry často využívá zastaralého ale jednoduchého a levného řešení, které spočívá v aplikaci redukčního ventilu. Tímto způsobem jsou měněny parametry páry ze vstupního tlaku, který je dán parametry parogenerátoru nebo odběrných stupňů teplárenských turbín, na tlak nižší potřebný v technologii. Redukční ventil (RV) zapojený dle obrázku Obr. 13 provádí změnu páry o hmotnostním toku  $M$  z tlaku  $p_1$  na tlak  $p_2$ . Jelikož se škrcení dá považovat o změnu izoentalpickou, je entalpie na vstupu  $h_1$  shodná s entalpií na výstupu z redukčního ventilu.



Obr. 13: Redukční ventil

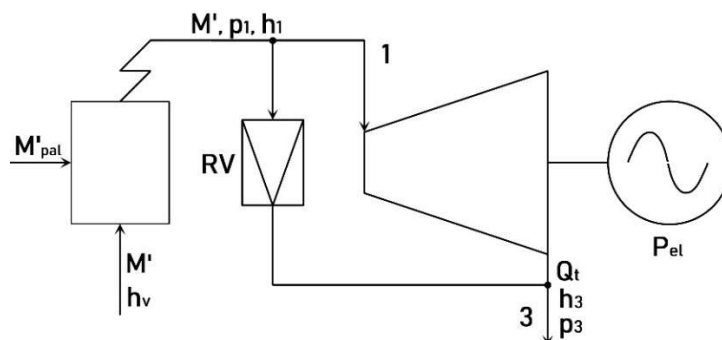
Točivá redukce je náhrada redukčního ventilu točivým strojem, který umožňuje využít potřebnou redukci tlaku pracovního média ke konání elektrické práce. Redukcí tlaku se snižuje



kvalitativní úroveň energie pracovního média, toto snížení má ale minimální vliv pro dodávky tepla, při kterých se hlavním využívá kondenzační teplo teplotnosného média.

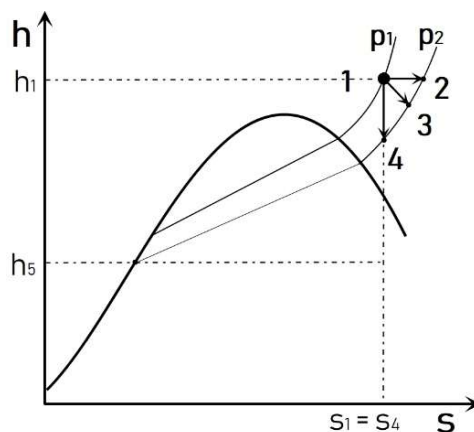
### 2.2.1 Bilance točivé redukce

Točivá redukce tlaku se tradičně zapojuje paralelně k redukčnímu ventilu, jak ukazuje Obr. 14. Točivá redukce zapojená mezi body jedna a tři provádí změnu parametrů páry o hmotnostním toku  $M'$  z tlaku  $p_1$  na tlak  $p_2$  a entalpii  $h_3$ . Část energie páry odpovídající rozdílu entalpií  $h_1$  a  $h_3$  při daném hmotnostním toku je přeměněna pomocí točivé redukce a generátoru na elektrickou. Aby byla zachována dodávka tepelného výkonu  $Q_t$ , je třeba navýšit hmotnostní tok paliva  $M'_{pal}$  pro generaci většího hmotnostního toku páry  $M'$ . Při výpadku točivé redukce či generátoru je využit paralelní redukční ventil, aby nedošlo k přerušení dodávky páry.



Obr. 14: Točivá redukce tlaku

Následující obrázek znázorňuje situaci v  $h$ - $s$  diagramu vodní páry. Stav označení číslem 1 odpovídá vstupním parametrům páry do redukčního ventilu nebo točivé redukce. Bod číslo 2 je stav na výstupu z redukčního ventilu, bod číslo 3 odpovídá výstupu z točivé redukce a bod číslo 4 výstupu s točivé redukce s dokonalou účinností, která je reprezentována izoentropickou změnou ze stavu 1 do stavu 4. Dodávaný tepelný výkon do technologie  $Q_t$  pak odpovídá přechodu ze stavu 3 nebo 2 při využívání redukčního ventilu do stavu 5.



Obr. 15:  $h$ - $s$  diagram změny tlaku škrcením a točivou redukcí

Dodané teplo  $Q_t$  musí být po instalaci točivé redukce zachováno dle rovnice (2.15). Dodané teplo je úměrné hmotnostnímu toku páry a rozdílu entalpií. [9]

$$Q_t = M \cdot (h_1 - h_5) = M' \cdot (h_3 - h_5) = (M + \Delta M) \cdot (h_3 - h_5) \quad (2.15)$$

Následující vztah (2.16) popisuje elektrický výkon na svorkách generátoru, který je dán hmotnostním tokem páry, účinností a využitým entalpickým spádem v točivé redukci.

$$P_{el} = \eta \cdot M' \cdot (h_1 - h_3) \quad (2.16)$$

Úpravami lze získat vyjádření (2.17), které popisuje zásadní výhodu výroby elektrické energie točivou redukcí tlaku. Elektrický výkon po zanedbání účinnosti generátoru odpovídá změně spotřeby paliva. [9]

$$P_{el} = \eta \cdot (M' - M) \cdot (h_1 - h_5) = \eta \cdot \Delta M \cdot (h_1 - h_5) = \eta \cdot \Delta Q_{pal} \quad (2.17)$$

Cenu točivé redukce ovlivňuje hlavně její účinnost, která odpovídá poměru využitého entalpického spádu ku teoretickému entalpickému spádu při izoentropické změně mezi vstupním stavem páry a požadovaným výstupním tlakem. Účinnost tedy omezuje vyrobenou elektrickou energii, ale na redukcí tlaku nemá vliv a s vyšší termodynamickou účinností rostou přídavné náklady na páru. Volba účinnosti vychází tedy z ekonomického zhodnocení investičních nákladů na točivou redukcí, nákladů na zvýšení generace páry a příjmů z vyrobené elektrické energie.

## 2.2.2 Podpora kombinované výroby elektřiny a tepla

Z principu aplikace točivé redukce pro změnu parametrů páry je zřejmé, že se jedná o kogeneraci elektrické a tepelné energie. Technologie KVET (kombinovaná výroba elektřiny a tepla) nabízí plnější využití primární energie, což odpovídá tlakům na zvyšování účinnosti v elektroenergetice. Díky tomu je kombinovaná výroba elektřiny a tepla zvýhodněna dle zákona č. 165/2012 Sb. o podporovaných zdrojích energie dle § 6.

*„Pro účely stanovení podpory elektřiny z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla podle tohoto zákona se za elektřinu z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla považuje elektřina vyrobená ve společném procesu spojeném s dodávkou užitečného tepla v zařízení, na které ministerstvo vydalo osvědčení o původu elektřiny z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla, při jejíž výrobě se dosahuje úspory primární energie ve výši nejméně 10 % oproti oddělené výrobě elektřiny a tepla. V případě zařízení s instalovaným elektrickým výkonem nižším než 1 MW se za elektřinu z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla považuje elektřina, při jejíž výrobě se dosahuje kladné hodnoty úspory primární energie. Způsob výpočtu úspory primární energie stanoví prováděcí právní předpis.“* [Zákon č.165/2012 Sb., § 6, odst. 1]

Podpora výroby dle § 8 odstavce 6 je možná pouze formou zeleného bonusu, a to pouze v režimu ročního zeleného bonusu na elektřinu dle § 9 odstavce 4 písmene C. Výše zeleného bonusu dle § 12 je meziročně upravována Úřadem v závislosti na změnách cen elektřiny na trhu, tepelné energie a primárních zdrojů.

Aktuální platné cenové rozhodnutí č. 6/2018, kterým se stanovuje výše podpory pro podporované zdroje energie, v bodě tři určuje zelené bonusy a podmínky pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla. Dle tohoto bodu se skládá roční zelený bonus na KVET ze dvou složek, a to složky základní a doplňkové. Základní složka se rozděluje dle instalovaného elektrického výkonu, typu výroby, data uvedení do provozu (ev. data ukončení rekonstrukce) a celkové účinnosti kogenerační jednotky. Podpora KVET není dlouhodobě stanovená a její hodnota bývá často upravována podle cen komodit.

Pro výroby s instalovaným elektrickým výkonem vyšším jak 5 MW je rozhodující určení úspory primární energie (ÚPE) a celkové účinnosti kogenerační jednotky. Způsob výpočtu stanovuje vyhláška č. 37/2016 Sb., o elektřině z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla a elektřině z druhotných zdrojů. Způsob výpočtu je popsán níže v bodě (2.2.3).

Tabulka 1: Základní sazba zeleného bonusu pro výroby do 5 MW<sub>e</sub> [10]

ř./sl.	Podporovaný druh energie	Datum uvedení výroby do provozu		Instalovaný výkon výroby [kW]		Provozní hodiny kogenerační jednotky [h/rok]	Zelené bonusy [Kč/MWh]
		od (včetně)	do (včetně)	od	do (včetně)		
	a	b	c	f	g	k	m
700		-	31.12.2019	0	200	3 000	938
701	Elektřina z KVET s výjimkou elektřiny z KVET vyrobené ve výrobně elektřiny podporované podle bodu (1) a/nebo (2.1.) cenového rozhodnutí a s výjimkou elektřiny z KVET vyrobené ve výrobně elektřiny spalující komunální odpad	-	31.12.2019	0	200	4 400	519
703		-	31.12.2019	200	1 000	3 000	571
704		-	31.12.2019	200	1 000	4 400	204
706		-	31.12.2019	1 000	5 000	3 000	281
707		-	31.12.2019	1 000	5 000	4 400	0
709	Elektřina z KVET vyrobená ve výrobně elektřiny současně podporované podle bodu (1) a/nebo (2.1.) cenového rozhodnutí a elektřina z KVET vyrobená ve výrobně elektřiny spalující komunální odpad	-	31.12.2015	0	5 000	8 400	45

Tabulka 2: Základní sazba zeleného bonusu pro výrobní nad 5 MW<sub>e</sub> [10]

ř./sl.	Podporovaný druh energie	Datum uvedení výroby do provozu*		ÚPE kogenerační jednotky [%]		Celková účinnost kogenerační jednotky [%]		Zelené bonusy [Kč/MWh]
		od (včetně)	do (včetně)	od	do (včetně)	od	do (včetně)	
	a	b	c	h	i	j	k	m
750	Elektrina z KVET	-	31.12.2019	10	15	-	-	45
751		-	31.12.2019	15	-	-	45	60
752		-	31.12.2019	15	-	45	75	140
753		-	31.12.2019	15	-	75	-	200
754	Elektrina z KVET v rekonstruované výrobní elektřině	1.1.2013	31.12.2019	15	-	45	-	200

\* V případě elektřiny z KVET v rekonstruované výrobní elektřině datum ukončení rekonstrukce

Doplňková sazba se přidává k základní sazbě za elektřinu z KVET pro zdroje s instalovaným elektrickým výkonem do 5 MW. Sazba je omezena na dříve instalované zdroje s výjimkou výrobní elektřiny spalující plyné palivo s výjimkou obnovitelných zdrojů energie a decentrálních zdrojů.

Tabulka 3: Doplňková sazba I [10]

ř./sl.	Podporovaný druh energie	Datum uvedení výroby do provozu		Instalovaný výkon výroby [kW]		Kategorie biomasy a proces využití	Zelené bonusy [Kč/MWh]
		od (včetně)	do (včetně)	od	do (včetně)		
	a	b	c	f	g	k	m
770	Výroba elektřiny spalující čistou biomasu	1.1.2013	31.12.2013	0	5 000	O	100
772	Výroba elektřiny spalující (samostatně) plyn ze zplyňování pevné biomasy	1.1.2013	31.12.2015	0	2 500	O	455
774	Výroba elektřiny spalující bioplyn v bioplynové stanici	1.1.2013	31.12.2013	0	2 500	AF	455
777	Výroba elektřiny spalující důlní plyn	1.1.2013	31.12.2015	0	5 000	-	455
778	Výroba elektřiny spalováním komunálního odpadu nebo společným spalováním komunálního odpadu s různými zdroji energie	-	31.12.2012	0	5 000	-	155
779	Výroba elektřiny spalující (samostatně) plyné palivo s výjimkou OZE a DZ	-	31.12.2019	0	5 000	-	455

Výsledná podpora na elektřinu z KVET vypočte vztahem (2.18), kde  $C_{zb}$  je celková výše podpory na elektřinu z KVET,  $E_{KVET}$  je dodaná elektrická energie,  $ZB_{zákl.sazba}$  je základní sazba zeleného bonusu a  $ZB_{dopl.I}$  je doplňková sazba k základní sazbě zeleného bonusu. [10]

$$C_{zb} = E_{KVET} \cdot (ZB_{zákl.sazba} + ZB_{dopl.I}) \quad (2.18)$$

Dále jsou definovány podmínky pro výrobní elektřiny, které byly uvedené do provozu od 1. ledna 2016:

- „provozní finanční podporu formou zeleného bonusu na elektřinu z KVET nelze kombinovat s žádnou jinou formou provozní podpory,

- v případě, že je na denním trhu s elektřinou organizovaném operátorem trhu dosaženo záporné hodinové ceny po dobu šesti a více po sobě následujících hodin, je po tuto dobu roční zelený bonus pro elektřinu z KVET stanoven ve výši 0 Kč a
- zelený bonus na elektřinu z KVET nelze uplatnit pro výrobu elektřiny z KVET při spalování odpadů.“ [10]

### 2.2.3 Určení celkové účinnosti kogenerační jednotky a úspory primární energie

V bodě (2.2.2) bylo zmíněno kritérium pro určení výše zeleného bonusu. Způsob určení úspory primární a celkové účinnosti je popsán ve vyhlášce č. 37/2016 Sb. o elektřině z vysokoúčinné kombinované výroby elektřiny a tepla a elektřině z druhotných zdrojů.

*„Dále se pro účely této vyhlášky technologií kombinované výroby elektřiny a tepla rozumí*

*a) paroplynové zařízení s dodávkou tepla,*

*b) parní protitlaká turbína,*

*c) parní kondenzační odběrová turbína,*

*d) plynová turbína s dodávkou tepla,*

*e) spalovací motor,*

*f) mikroturbína,*

*g) Stirlingův motor, h) palivový článek,*

*i) parní stroj,*

*j) organický Rankinův cyklus, nebo*

*k) kombinace zařízení uvedených v písmenech a) až j), pokud může pracovat v režimu kombinované výroby elektřiny a tepla.“ [Vyhláška č.37/2016 Sb. § 2, odst. 2]*

*„Za elektřinu z kombinované výroby elektřiny a tepla se považuje celkové množství vyrobené elektřiny za vykazované období naměřené na výstupu generátorů elektřiny kogenerační jednotky, pokud celková účinnost stanovená postupem uvedeným v příloze č. 1 k této vyhlášce za vykazované období dosáhla*

- *v případě kogenerační jednotky s technologií kombinované výroby elektřiny a tepla uvedenou v § 2 odst. 2 písm. b) a d) až k) nejméně 75 %,*
- *v případě kogenerační jednotky s technologií kombinované výroby elektřiny a tepla uvedenou v § 2 odst. 2 písm. a) a c) nejméně 80 %.“ [Vyhláška č. 37/2016 Sb. § 3, odst. 6]*

Celková účinnost kogenerační jednotky  $\eta_{celk}$  se vypočítá dle vztah (2.19), kde:

$E_{SV}$  je množství elektřiny vyrobené v kogenerační jednotce měřené na svorkách generátorů.

$E_M$  je množství mechanické energie získané transformací energie v kogenerační jednotce v procesu kombinované výroby elektřiny a tepla, která není dále transformována na elektřinu.

$Q_{UZ}$  je množství užitečného tepla.

$Q_{PAL}$  je množství celkového paliva.

$$\eta_{celk} = \frac{E_{SV} + E_M + Q_{UZ}}{Q_{PAL}} \quad (2.19)$$

Pokud celková účinnost nedosahuje požadované úrovně a zároveň dochází k výrobě elektřiny, jež není vázána na užitečné teplo, rozděluje se množství elektřiny vyrobené v kogenerační jednotce na elektřinu pocházející z kombinované výroby elektřiny a tepla  $E_{KET}$  a na elektřinu z této výroby nepocházející dle vztahu (2.20), kde  $Q_{UZ}$  je množství užitečného tepla a  $C_{SKUT}$  je poměr elektřiny a tepla. Je-li celá výroba vázána na užitečné teplo, pak se výroba elektřiny nerozděluje jako v předcházejícím bodě a veškerá vyrobená elektřina v rámci KVET odpovídá svorkové výrobě kogenerační jednotky. [Vyhláška č. 37/2016 Sb., Příloha č. 1]

$$E_{KVET} = Q_{UZ} \cdot C_{SKUT} \quad (2.20)$$

Poměr  $C_{SKUT}$  se stanovuje pomocí měření užitečného tepla a elektřiny vázané na výrobu užitečného tepla. Kogenerační jednotka pracuje při měření v plném kombinovaném režimu.

*V případě, že s ohledem na poptávku po užitečném teple nebo vlastnosti kogenerační jednotky není provoz při plném kombinovaném režimu s výrobou elektřiny vázanou pouze na užitečné teplo možný, stanoví výrobce poměr elektřiny a tepla  $C_{SKUT}$  podle vzorce:*

$$C_{SKUT} = \frac{E_{SV1} - E_{SV2}}{Q_{U\check{z}}} \quad (2.21)$$

kde:

$E_{SV1}$  je množství elektřiny vyrobené v kogenerační jednotce měřené na svorkách generátorů při provozním stavu s nejvyšší v běžném provozu dosažitelnou výrobou užitečného tepla  $Q_{U\check{z}}$  a současně při nejvyšší v běžném provozu dosažitelné spotřebě paliva.

$E_{SV2}$  je množství elektřiny vyrobené v kogenerační jednotce měřené na svorkách generátorů při provozním stavu vycházejícím z provozního stavu měření  $E_{SV1}$ , kdy je zastavena dodávka užitečného tepla a dodávka paliva je snížena takovým způsobem, aby produkce jiného než užitečného tepla byla totožná s provozním stavem při stanovení  $E_{SV1}$ .

$Q_{U\check{z}}$  je množství užitečného tepla. [Vyhláška č. 37/2016 Sb., Příloha č. 1]

Pro oba stavy je potřeba stejné venkovní teploty a ta by neměla být vyšší jak 15 °C. Nelze-li poměr stanovit na základě hodnot získaných jednorázovým měřením. Lze tento poměr určit jako průměr na základě energetické bilance s měsíčními hodnotami skutečně naměřenými.

Úspora primární energie se určuje dle následující vztahu (2.22).

$$UPE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_q^T}{\eta_r^V} + \frac{\eta_e^T}{\eta_r^E}} \quad (2.22)$$

Kde:

$\eta_q^T$  je účinnost tepla z kombinované výroby elektřiny a tepla definovaná jako množství užitečného tepla vyrobeného v kogenerační jednotce dělené množstvím části celkového paliva připadající na výrobu elektřiny pocházející z kombinované výroby elektřiny a tepla, mechanické energie a užitečného tepla.

$$\eta_q^T = \frac{Q_{U\check{Z}}}{Q_{PAL\ KVET}} \quad (2.23)$$

$\eta_e^T$  je elektrická účinnost kombinované výroby elektřiny a tepla definovaná jako množství elektřiny vyrobené v kogenerační jednotce vázané na výrobu užitečného tepla dělené množstvím části celkového paliva připadající na výrobu elektřiny pocházející z kombinované výroby elektřiny a tepla, mechanické energie a užitečného tepla; pokud kogenerační jednotka vyrábí mechanickou energii, může být elektrina z kombinované výroby elektřiny a tepla navýšena o množství elektřiny ekvivalentní této mechanické energii uvedené v bodě 3 přílohy č. 1 k této vyhlášce

$$\eta_e^T = \frac{E_{KVET}}{Q_{PAL\ KVET}} \quad (2.24)$$

$\eta_r^V$  je harmonizovaná referenční hodnota účinnosti pro oddělenou výrobu tepla uvedená v přímo použitelném předpisu Evropské unie, kterým se stanoví harmonizované referenční hodnoty účinnosti pro oddělenou výrobu elektřiny a tepla

$\eta_r^E$  je harmonizovaná referenční hodnota účinnosti pro oddělenou výrobu elektřiny stanovená podle přímo použitelného předpisu Evropské unie, kterým se stanoví harmonizované referenční hodnoty účinnosti pro oddělenou výrobu elektřiny a tepla přizpůsobená průměrným klimatickým podmínkám v České republice na průměrnou roční teplotu 8 °C. [Vyhláška č. 37/2016 Sb., Příloha č. 1]

Harmonizované referenční hodnoty účinnosti stavuje nařízení Komise v přenesené pravomoci (EU) 2015/2402 ze dne 12. října 2015. Kombinovanou výrobou je třeba docílit kladné hodnoty úspory primární energie.

### 2.3 Rekuperační výměníky tepla

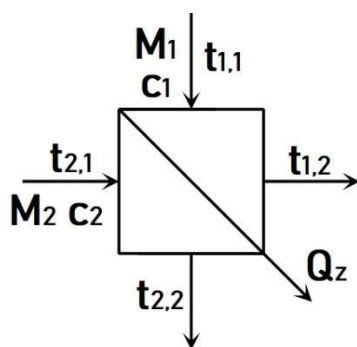
Klíčovými prvky tepelných systémů jsou výměníky tepla, ve kterých dochází k předání části tepelné energie teplotnějším média na vyšší teplotní úrovni (ohřívacího) teplotnějším média na

nižší teplotní úrovni (ohřivanému). Výpočet tepelného výměníku se vychází ze energetické bilance výměníku a z rovnice pro učení tepelného toku prostupem tepla přes stěnu tvořící výhřevnou plochu mezi oběma teplotnými médii [13].

### 2.3.1 Energetická bilance

Energetická bilance výměníku sestavená dle Obr. 16 odpovídá rovnici (2.25). Kde  $\dot{m}_1$  a  $\dot{m}_2$  jsou hmotnostní toky proudící teplotných tekutin,  $c_1$  a  $c_2$  jsou jejich měrné tepelné kapacity,  $t_{1,1}$  a  $t_{2,1}$  jsou jejich vstupní teploty a  $t_{2,1}$ ,  $t_{2,2}$  odpovídají jejich výstupním teplotám. Ztrátový tepelný výkon představuje v rovnici člen  $Q_z$ . Obvykle se tepelné ztráty výměníků neuvažují.

$$\dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1,1} - t_{1,2}) = \dot{m}_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2,1} - t_{2,2}) + Q_z \quad (2.25)$$



Obr. 16: Energetická bilance tepelného výměníku

### 2.3.2 Teplosměnná plocha a střední logaritmický teplotní spád

U regeneračních výměníků tepelný výkon přestupuje z teplotné tekutiny (1) do teplosměnné plochy konvekcí. Přenos stěnou z jednoho povrchu na druhý je realizován vedením tepla, kde tepelný výkon je předán teplotné tekutině (2) opět konvekcí. Měrný tepelný tok  $q$  lze v ustáleném stavu vyjádřit pomocí tepelných odporů  $R_1$ ,  $R_s$  a  $R_2$ , které jsou dány součiniteli přestupu tepla konvekcí  $\alpha_1$  a  $\alpha_2$  ( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ), tloušťkou stěny  $d$  a tepelnou vodivostí stěny  $\lambda$  ( $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ). Tepelné odpory lze souhrnně označit jako součinitel přestupu tepla  $k$  [14].

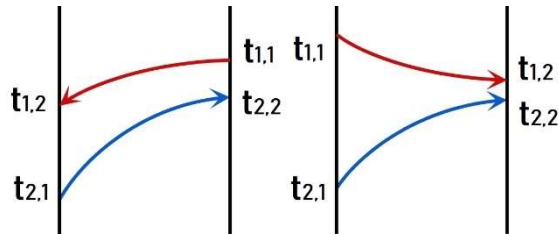
$$q = \frac{(t_1 - t_2)}{R_1 + R_s + R_2} = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k \cdot (t_1 - t_2) \quad (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}) \quad (2.26)$$

Předávaný tepelný výkon  $Q$  z teplotného média (1) teplotnému médiu (2) je dán rovnicí (2.29), kde  $\bar{\Delta t}$  je střední logaritmický teplotní spád.



$$Q = k \cdot S \cdot \overline{\Delta t} = k \cdot \int_0^S (t_1 - t_2) \cdot dS = k \cdot S \cdot \frac{(\Delta_1 - \Delta_2)}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}} \quad (W) \quad (2.27)$$

Střední logaritmický teplotní spád je závislý na typu výměníku. Základní zapojení regeneračních výměníků je souproudé a protiproudé. Průběh teplotního spádu protiproudého a souproudého výměníku ukazuje Obr. 17. Pro protiproudý výměník je  $\Delta_1 = (t_{1,2} - t_{2,1})$  a  $\Delta_2 = (t_{1,1} - t_{2,2})$ , naopak pro souproudý výměník je  $\Delta_1 = (t_{1,1} - t_{2,1})$  a  $\Delta_2 = (t_{1,2} - t_{2,2})$ .



Obr. 17: Teplotní spát protiproudého (vlevo) a souproudého (vpravo) zapojení

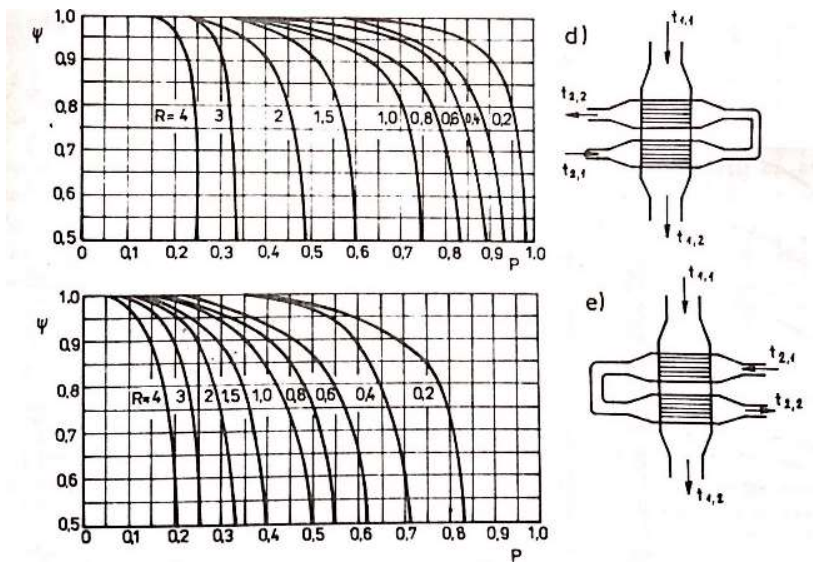
Křížové výměníky jsou teplotní poměry složité, jelikož se teploty nemění pouze ve směru proudění daného média, ale ve směru toku druhého teplotnosného média. V praxi se křížové výměníky počítají obdobně jako výměníky protiproudé s využitím korekčního součinitele  $\psi$  dle rovnice (2.30), kde  $\overline{\Delta t}_{cf}$  je střední logaritmický teplotní spád protiproudého výměníku [13].

$$\overline{\Delta t} = \psi \cdot \overline{\Delta t}_{cf} \quad (2.28)$$

Korekční součinitel  $\psi = f(P, R)$  závisí na způsobu proudění teplotnosných médií a na jejich teplotních poměrech, které popisují hodnoty  $P$  a  $R$  dle (2.29) a (2.30). Hodnotu součinitele je možné určit odečtením z Obr. 18, kde jsou ukázány závislosti pro dva typy výměníků.

$$P = \frac{t_{2,2} - t_{2,1}}{t_{1,1} - t_{2,1}} \quad (2.29)$$

$$R = \frac{t_{1,1} - t_{1,2}}{t_{2,2} - t_{2,1}} \quad (2.30)$$



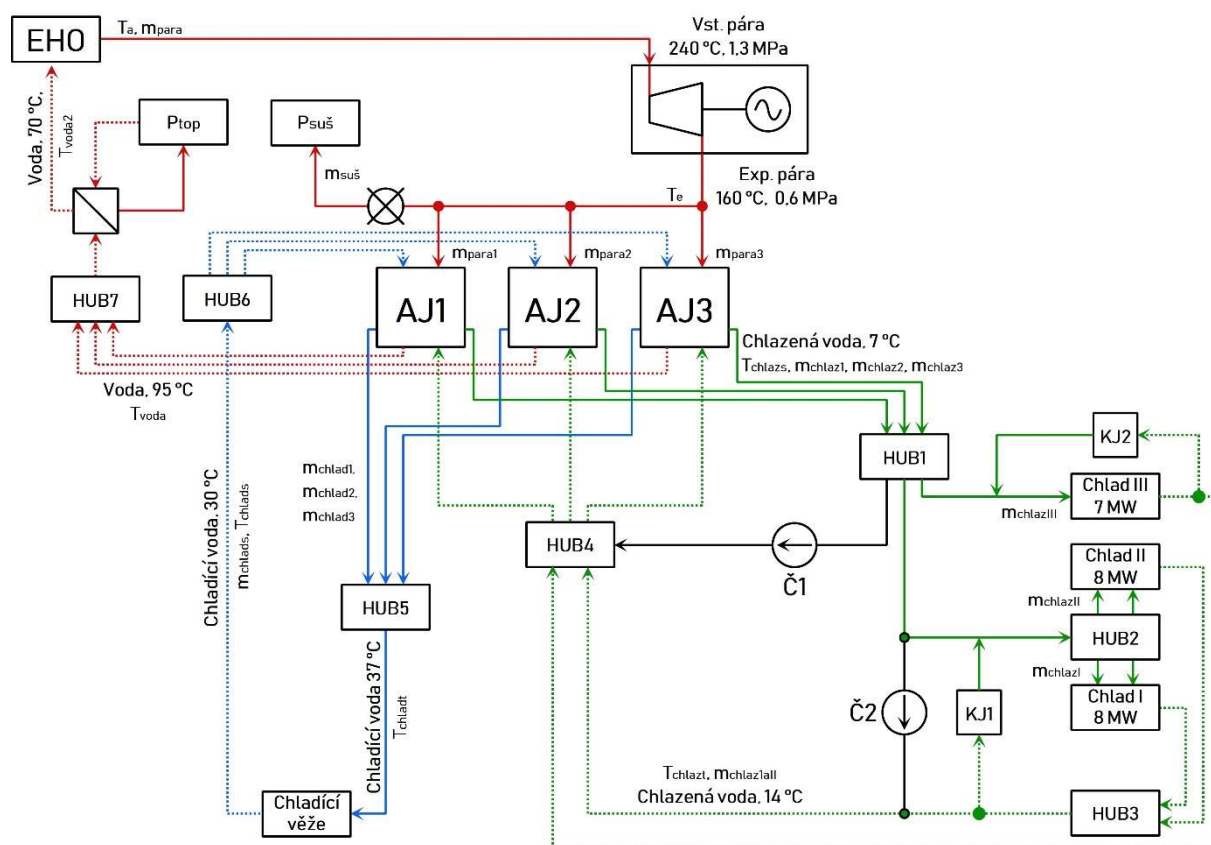
Obr. 18: Závislost součinitele  $\psi$  na  $P$  a  $R$  [13]

## Kapitola 3      Systém zásobování datového centra chladem

V této kapitole je popsán uvažovaný systém pro dodávku chladicího výkonu do budov datového centra, jeho parametry a rozmístění prvků systému. Dále pak předpokládané parametry datového centra.

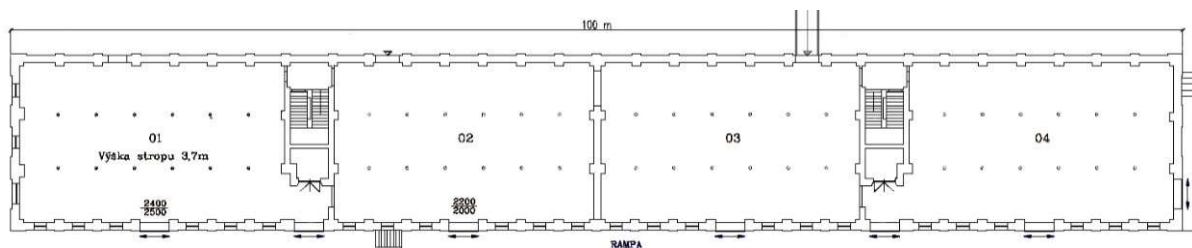
Datové centrum se skládá ze tří budov o celkovém instalovaném výkonu výpočetní techniky 23 MW. Dvě budovy jsou o instalovaném výkonu 8 MW a jedna o 7 MW.

Systém chlazení datového centra uvažuje využití tří absorpčních jednotek a dvou kompresorových jednotek. Skladba jednotek je navržena pro minimalizaci nákladů, možnosti záskoků jednotek a rychlosti regulace. Jmenovité chladicí výkony absorpčních chladicích jednotek jsou 4,652 MW a 2x3,489 MW. Kompresorové jednotky mají obě shodně po 2,088 MW. Hnací pára absorpčních jednotek je brána z hodonínské teplárny, kde vzniká převážně spalováním biomasy. Pára o parametrech 240 °C a 1,3 MPa je přiváděna na točivou redukci, kde dochází k expanzi na 160 °C a 0,6 MPa. Tato pára je využita pro pohon absorpčních jednotek a sušení. Energie kondenzátu absorpčních jednotek o teplotě 95 °C je využívána pro topení a dále vrácena do teplárny. Chlazení jednotek je řešeno okruhem chladicí vody o teplotním spádu 30/37 °C přes chladicí věže. Chlazená voda z absorpčních a kompresorových jednotek o nominální teplotě 7 °C je vedena k budovám datového centra, kde je rozdělena do jednotlivých budov. Zpět do absorpčních jednotek je vrácena chlazená voda o teplotě 14 °C.



Obr. 19: Schéma systému chlazení

Datové centrum se nachází v těsné blízkosti plánovaného objektu s absorpčními a kompresorovými jednotkami. Je rozdělené do tří budov, ve dvou budovách má být instalován výpočetní výkon 8 MW a ve třetí 7 MW. Budovy jsou rozčleněny po 4 patrech a každé patro do 4 místností o přibližné výměře 308 m<sup>2</sup> (22 m x 14 m) a výšce stropu 3,7 m. Půdorys budovy ukazuje Obr. 20.



*Obr. 20: Půdorys budov datového centra*

Do každé místnosti se předpokládá umístění 500 kW technologie, rozdělená do 12 řad po 5 serverových skříních. Skříně jsou pro 27 1U rackových serverů o výkonu přibližně 309 W. V jedné místnosti má být tedy umístěno 1620 serverů.

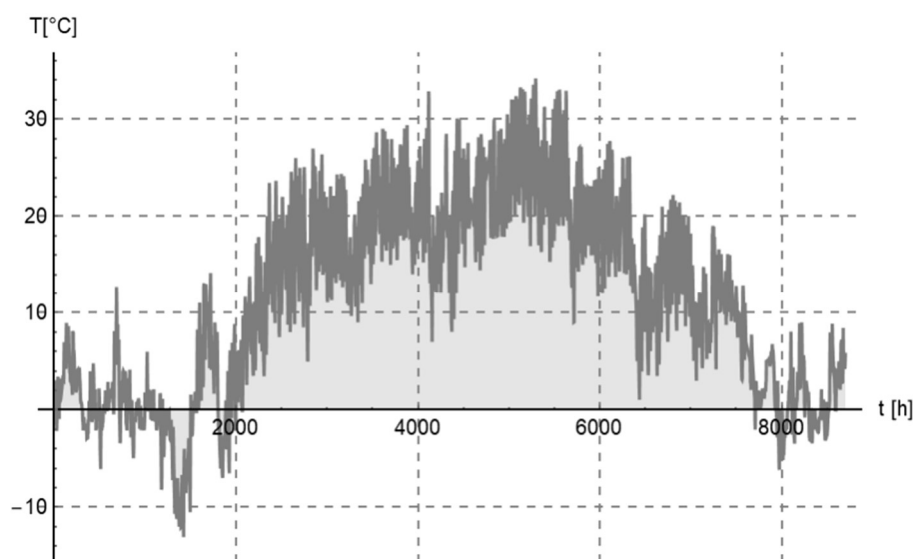
## Kapitola 4 Chladicí výkon a energie chladu

V této kapitole je vyhodnocena potřeba chladicího výkonu a energie chladu pro vzduchové a vodní chlazení datového centra během roku.

### 4.1 Chlazení vzduchem

Prvotní návrh chlazení je založen na chlazení vzduchem, který systém bere z okolí. Tato varianta v chladných měsících využívá všude dostupného chladu z okolí a chladicí výkon z kompresorové nebo absorpční jednotky je potřebný jen v letním období. Navržený výpočetní model určuje orientační průběh potřeby chladicího výkonu absorpčních a kompresorových jednotek  $P_{chlad}$  pro potřeby chlazení výpočetní technologie o výkonu  $P_{chlaz}$  během ročního provozu.

Pro výpočet jsou důležitá data o teplotě vzduchu v dané lokalitě v průběhu roku. Data o teplotě nám jsou získána z meteorologické stanice v Brně za rok 2018, která byla upravena dopočtením chybějících záznamů a převzorkována s periodou 30 minut. Průběh teploty v roce ukazuje Graf 1.



Graf 1: Průběh teploty vzduchu během roku

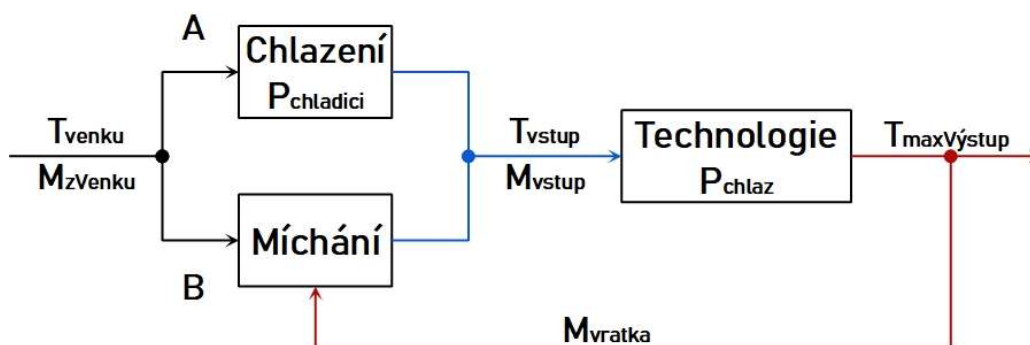
Výpočetní model pracuje se vstupními parametry, které jsou shrnuté v následující Tabulka 4. Technologie vyžaduje konstantní vstupní a maximální výstupní teplotu chladicího média, která je optimální pro spolehlivý chod systému. Chlazený výkon technologie předpokládáme 8 MW, což odpovídá potřebě chladu jedné budovy datového centra označené jako  $P_{chlaz1}$  v Obr. 21.

Tabulka 4: vstupní parametry výpočetního modelu chlazení vzduchem

$T_{vstup}$	Vstupní teplota vzduchu do technologie	20 °C
$T_{maxVýstup}$	Maximální výstupní teplota vzduchu z technologie	50 °C
$T_{venku}(t)$	Teplota okolí pro Brno [15]	-
$P_{chlaz}$	Chlazený výkon technologie	8 MW
$c_p$	Měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku	1012 J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>

#### 4.1.1 Výpočet energie chladu a maximálního chladicího výkonu

Model orientačního výpočtu chlazení vzduchem je navržen dle schématu uvedeného níže - Obr. 21. Varianta cesty průtoku vzduchu z okolí závisí na teplotě okolí. Varianta A provádí chlazení vstupního vzduchu hlavně, což probíhá hlavně v letním období, a varianta B provádí míchání vzduchu z okolí s ohřátým výstupním vzduchem z technologie během zbytku roku. Pokud je teplota okolí  $T_{venku}$  vyšší než požadovaná vstupní teplota do chlazené technologie  $T_{vstup}$ , dochází k chlazení vstupního vzduchu o hmotnostním průtoku  $M_{zVenku}$  na požadovanou teplotu ( $T_{vstup}$ ). Tento teplotní rozdíl při daném hmotnostním průtoku si vyžaduje chladicí výkon označený jako  $P_{chladici}$ . Zpětný hmotnostní průtok ohřátého vzduchu technologií  $M_{vratka}$  je v tomto případě nulový. Pokud teplota okolí klesne pod požadovanou vstupní teplotu, dochází k odpojení chlazení a přechodu na variantu B, při které je část výstupního vzduchu o hmotnostním průtoku  $M_{vratka}$  odkloněna a přivedena zpět na vstup systému, kde dochází k míchání se vzduchem z okolí. Tím se zvýší teplota vzduchu na potřebnou hodnotu a vzduch je veden do technologie. V tomto případě je chladicí výkon nulový.



Obr. 21: Schéma toků pro výpočtový model chlazení vzduchem

Pro obě varianty je společný výpočet hmotnostního průtoku vzduchu potřebného na vstupu do technologie  $M_{vstup}$  dle rovnice (4.1), která popisuje energetickou bilanci technologického bloku. Hmotnostní průtok ovlivňují hlavně požadované teplotní poměry.

$$\dot{M}_{vstup} = \frac{P_{chlaz}}{c_p \cdot (T_{maxVystup} - T_{vstup})} \quad (4.1)$$

Pro variantu A, kdy okolní teplota převyšuje požadovanou vstupní teplotu, je počítán chladicí výkon  $P_{chladici}$  dle rovnice (4.2).

$$P_{chladici} = \dot{M}_{vstup} \cdot c_p \cdot (T_{venku} - T_{vstup}) \quad (4.2)$$

Zpětný hmotností průtok je nulový, a tak vstupní hmotnostní průtok odpovídá hmotnostnímu průtoku venkovního vzduchu podle hmotnostní bilance popsané rovnicí (4.3), která platí pro obě varianty.

$$\dot{M}_{vstup} - \dot{M}_{vratka} - \dot{M}_{zvenku} = 0 \quad (4.3)$$

Pro variantu B, kdy je okolní vzduch dostatečně studený a jeho teplota je nižší jak požadovaná vstupní teplota, je chladicí výkon nulový. Zvýšení teploty venkovního vzduchu na vstupní docílíme mícháním s výstupním vzduchem z technologie. Energetická bilance pro toto ohřátí odpovídá rovnici (4.4), kdy předané teplo výstupním vzduchem musí odpovídat přijatému teplu venkovním vzduchem.

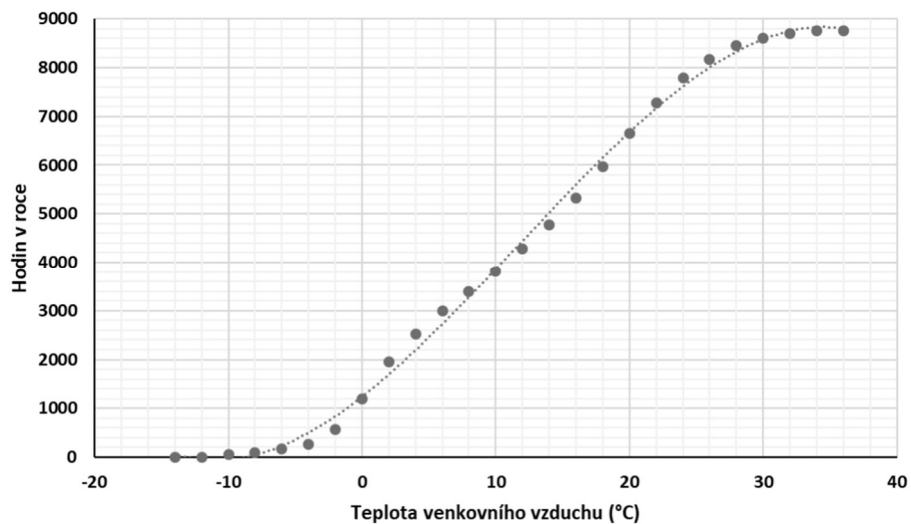
$$\dot{M}_{vratka} \cdot c_p \cdot (T_{maxVystup} - T_{vstup}) = \dot{M}_{zvenku} \cdot c_p \cdot (T_{vstup} - T_{venku}) \quad (4.4)$$

Z rovnice energetické bilance (4.4) a rovnice hmotnostní bilance (4.3) je vyjádřen zpětný hmotnostní tok a hmotnostní tok venkovního vzduchu. Vyjádření popisují rovnice (4.5) a (4.6). Získané hmotnostní průtoky budou využity pro výpočet dopravních ztrát, návrh ventilátorů a potrubí.

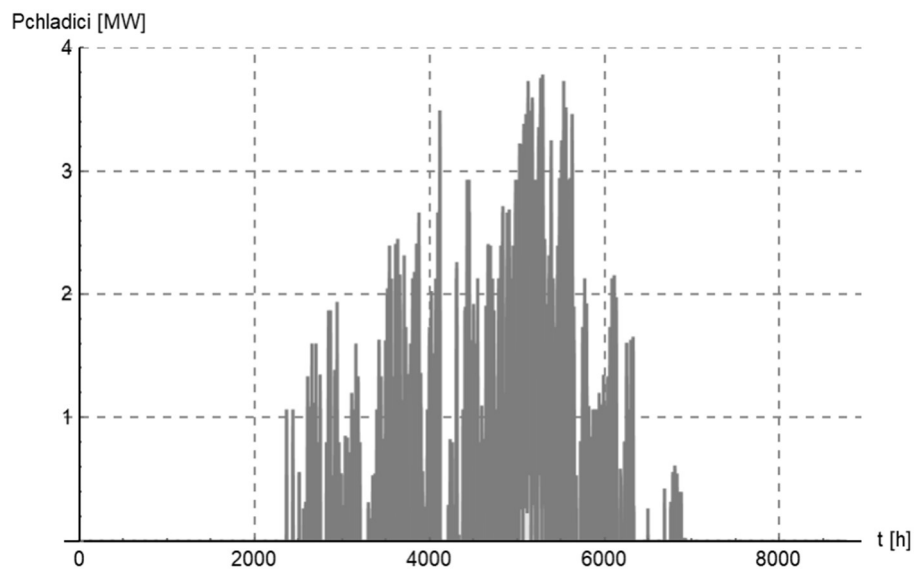
$$\dot{M}_{zvenku} = \dot{M}_{vstup} \frac{T_{maxVystup} - T_{vstup}}{T_{maxVystup} - T_{venku}} \quad (4.5)$$

$$\dot{M}_{vratka} = \dot{M}_{vstup} \left( 1 - \frac{T_{maxVystup} - T_{vstup}}{T_{maxVystup} - T_{venku}} \right) \quad (4.6)$$

Následující Graf 2 ukazuje počet hodin v roce, pro které je teplota venkovního vzduchu nižší nebo rovna dané hodnotě. Z grafu je patrné kolik hodin v roce bude potřeba chladicího výkonu v závislosti na požadované vstupní teplotě. Teplota nižší nebo rovna 20 °C je po dobu přibližně 6700 hodin, což znamená, že chladicí výkonu bude potřeba jen přibližně 23 % roku. Průběh chladicího výkonu během roku potřebného pro snížení teploty vzduchu na potřebnou teplotu  $T_{vstup}$  (20 °C) ukazuje Graf 3.



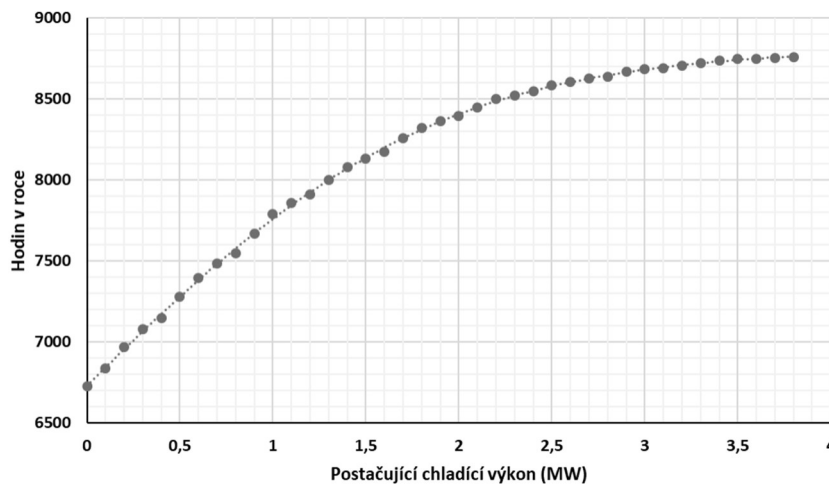
Graf 2: Distribuční funkce venkovní teploty v roce



Graf 3: Průběh potřebného chladicího výkonu během roku

Postačující chladicí výkon pro daný počet provozních hodin v roce popisuje Graf 3. Na základě grafu lze konstatovat, že po dobu 90 % roku postačuje chladicí výkon odpovídající pouze 1,2 MW. Chladicí výkon vyšší jak 2 MW je požadovaný pouze pro přibližně 4 % roku, což odpovídá dvěma týdnům.





Graf 4: Distribuční funkce potřebného chladicího výkonu v roce

Pro historickou maximální teplotu ovzduší v lokalitě 38 °C by odpovídal potřebný chladicí výkon dle rovnice (4.7).

$$\begin{aligned}
 P_{\text{chlad.extrém}} &= \dot{M}_{\text{vstup}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{extrém}} - T_{\text{vstup}}) = \\
 &= 263,5 \cdot 1012 \cdot (38 - 20) \cong 4,8 \text{ (MW)}
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

Integrací chladicího výkonu přes roční interval provozu získáme dodanou energii chladu během roku, kterou poskytují chladicí jednotky AJ1, AJ2, AJ3 a KJ1, KJ2. Výpočet energie chladu v modelu probíhá numerickou integrací s využitím kroku z metody řešení diferenciálních rovnic typu Runge-Kutta<sup>1</sup>. Pro vstupní parametry modelu průběh kumulované energie chladu, jež odpovídá Graf 5. Dodaná energie chladu na konci roku dosahuje 8484 GJ.

---

<sup>1</sup> Runge-Kutta metoda pro numerickou integraci vychází z metody pro řešení diferenciálních rovnic. Využívá v každém kroku čtyř hodnot integrované funkce ( $k_1$  až  $k_4$ ), které jsou poté váženy a násobeny šestinou délky kroku  $\Delta t$ , vážený průměr hodnot, pro numerický odhad hodnoty integrálu mezi časem  $t$  a  $t + \Delta t$ . [16]

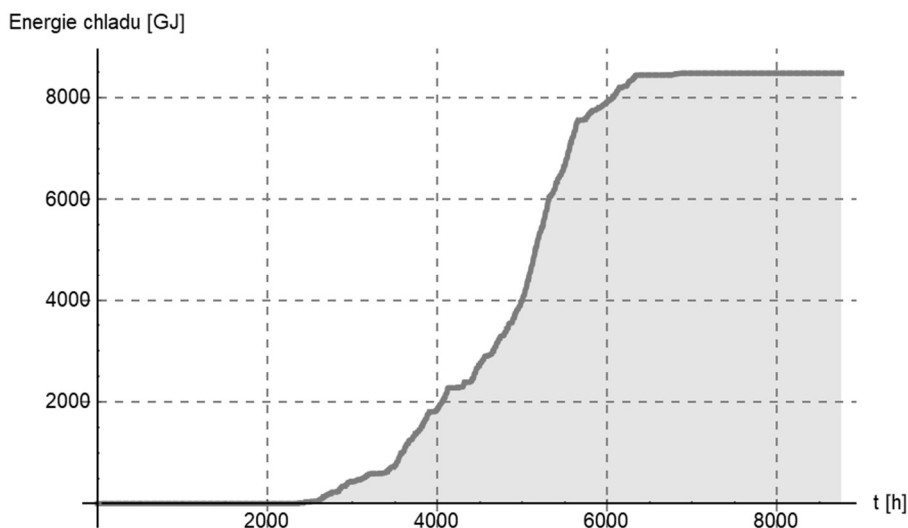
$$k_1 = f(t)$$

$$k_2 = f\left(t + \frac{\Delta t}{2}\right)$$

$$k_3 = f\left(t + \frac{\Delta t}{2}\right)$$

$$k_4 = f(t + \Delta t)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} f(t) dt \cong \frac{\Delta t}{6} (k_1 + 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 + k_4)$$

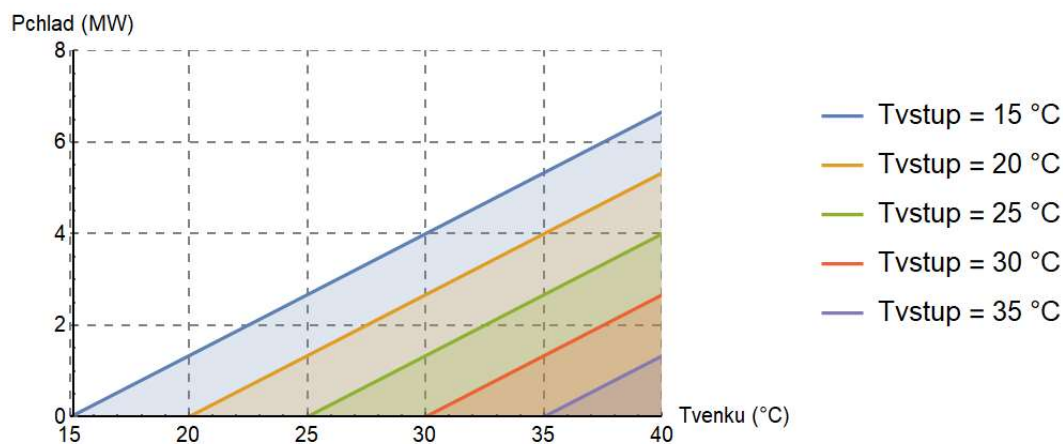


Graf 5: Průběh kumulované energie chladu během roku

#### 4.1.1 Vlivy zvolené vstupní a výstupní teploty

Změna požadované vstupní a výstupní teploty vede k rozdílnému průběhu potřebného chladicího výkonu, který se projeví na dodané energii chladu. Tyto parametry je možné v určitém intervalu optimalizovat pro ekonomický chod technologie. Vstupními daty pro technicko-ekonomickou optimalizaci budou výnosy technologie, náklady na chlazení v závislosti na vstupní a výstupní teplotě a životnost systému v závislosti na provozované teplotě. Do nákladů na chlazení je nutné připočítat i náklady spojené s transportem chladiv.

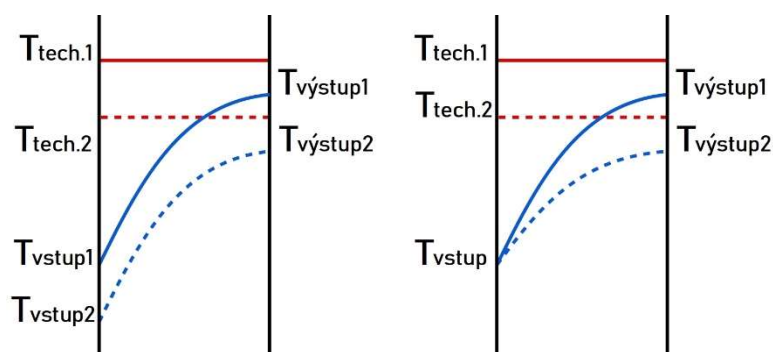
Při konstantních vstupních parametrech je chladicí výkon závislý pouze na teplotě okolí. Tato závislost je lineární a lze vyjádřit pro různé vstupní parametry. Graf 6 ukazuje posun zmíněné přímky chladicího výkonu pro požadované vstupní teploty  $T_{vstup}$  od 10 °C po 30 °C, zároveň je počítáno s konstantním rozdílem 30 °C mezi maximální výstupní teplotou a vstupní teplotou.



Graf 6: Posun přímek chladicího výkonu v závislosti na vstupní teplotě

Jedná se tedy o posunutí technologie na nižší teplotní úroveň při zachování chlazeného výkonu a hmotnostního toku. Snížení teplotní úrovně, na které technologie pracuje, umožňuje změnu pracovních parametrů, jež vedou ke zvýšení výpočetních limitů technologie. Nižší teplotní úroveň je tedy žádaná, ale projevuje se většími nároky na maximální chladicí výkon. Zároveň ale doba provozu chladicího systému roste a s ní i náklady na chlazení během roku. Druhá možnost snížení teplotní úrovně je zvýšením hmotnostního toku vzduchu za zachování stejné vstupní teploty. Tímto způsobem nedochází k ovlivnění chladicího výkonu, a tak zůstává konstantní. Jelikož ale ztrátová energie dopravního systému je úměrná téměř třetí mocnině toku, dochází k rychlému růstu spotřeby ventilátorů a maximální tok je omezen jejich výkonem a navrženým potrubním systémem. Hodnocení a porovnání obou možností se věnuje Kapitola 5 a Kapitola 6.

Průběhy teploty ukazuje následující Obr. 22, vpravo je ukázáno snížení teploty chlazené technologie pomocí nárůstu hmotnostního toku vzduchu s konstantní vstupní teplotou. Obrázek vlevo pak ukazuje změnu vyvolanou snížením vstupní teploty při konstantním hmotnostním toku. Pro oba případy změna teploty technologie odpovídá snížení výstupní teploty, a tak lze psát rovnici (4.8).

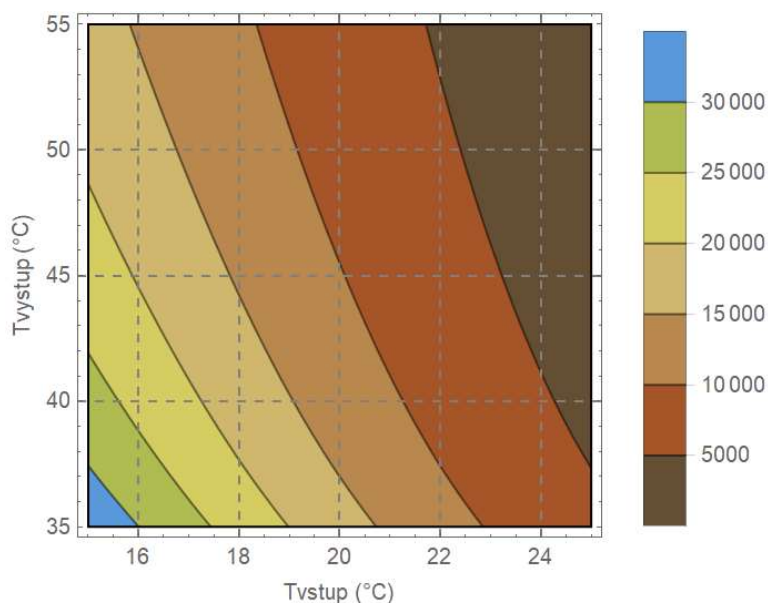


Obr. 22: Snížení vstupní teploty vlevo za konstantního hmotnostního toku, nárůst hmotnostního toku vpravo při konstantní vstupní teplotě

$$T_{tech.1} - T_{tech.2} = T_{vystup1} - T_{vystup2} \quad (4.8)$$

Pro každé požadované teplotní poměry je třeba optimální návrh tepelného výměníku a jeho řízení během roku v závislosti na teplotě okolí.

Souhrnně závislost roční energie chladu potřebné pro uchazení 8 MW technologie na vstupní a maximální výstupní teplotě, ukazuje následující Graf 7. Z grafu je patrný rychlý nárůst energie chladu při snižování vstupní teploty a teplotního rozdílů.



Graf 7: Energie chladu v GJ za rok v závislosti na vstupní a výstupní teplotě

## 4.2 Chlazení vodou

Základní model chlazení vodou je nastaven na teplotní parametry nižší jako u vzduchového chlazení, pro plné využití chladících možností vodního chlazení. Parametry chlazení vodou shrnuje následující tabulka.

Tabulka 5: Vstupní parametry výpočetního modelu chlazení vodou

$T_{vstup}$	Vstupní teplota vody do technologie	20 °C
$T_{maxVystup}$	Maximální výstupní teplota vody z technologie	30 °C
$P_{chlaz}$	Chlazený výkon technologie	8 MW
$c_p$	Měrná tepelná kapacita vody za konstantního tlaku	4182 J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>

Pokud je použito vodní chlazení, nastává stálá potřeba chladícího výkonu odpovídající odpadnímu teplu technologie, to znamená 8 MW (4.9). Chlazená voda z absorpčních a kompresorových jednotek je vedena k budově datového centra, kde je chladící výkon předáván tepelným výměníkem voda-voda.

### 4.2.1 Výpočet energie chladu a maximálního chladícího výkonu

Celkový chladící výkon tedy odpovídá odpadnímu teplu technologie po zanedbání samovolného chlazení vzduchem. Pro tento stav lze určit maximální potřebný hmotnostní průtok chladícího média (4.10).

$$P_{chlad} \cong P_{chlaz} \cong 8 \text{ (MW)} \quad (4.9)$$

$$\dot{M}_{voda} = \frac{P_{chlaz}}{c_p \cdot (T_{maxVýstup} - T_{vstup})} = \frac{8\,000\,000}{4\,182 \cdot (50 - 20)} \cong 63,76 \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{)} \quad (4.10)$$

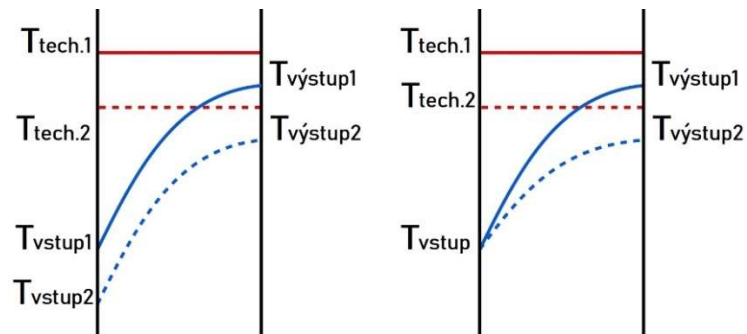
Energie dodaná chladícím výkonem za dobu jednoho roku pak je:

$$E_{chlaz\_vodni} = 8 \cdot 10^6 \cdot 3600 \cdot 8700 \cdot 10^{-12} = 250,56 \text{ (TJ)} \quad (4.11)$$

#### 4.2.2 Vlivy zvolené vstupní a výstupní teploty

Snížení teplotní úrovně při vodním chlazení je možné zvýšením hmotnostního toku vody s konstantní vstupní teplotou a mírným snížením vstupní teploty. Chladící výkon v tomto případě není ovlivněn na rozdíl od chlazení vzduchem a zůstává konstantní. Z energetické bilance musí opět platit rovnice (4.8). Zvýšené náklady jsou spojené pouze s nárůstem spotřeby dopravních čerpadel.

Pro každé požadované teplotní poměry je třeba optimální návrh tepelného výměníku.



Obr. 23: Snížení vstupní teploty vlevo za konstantního hmotnostního toku, nárůst hmotnostního toku vpravo při konstantní vstupní teplotě

## Kapitola 5      Návrh čerpadel a ventilátorů pro chlazení

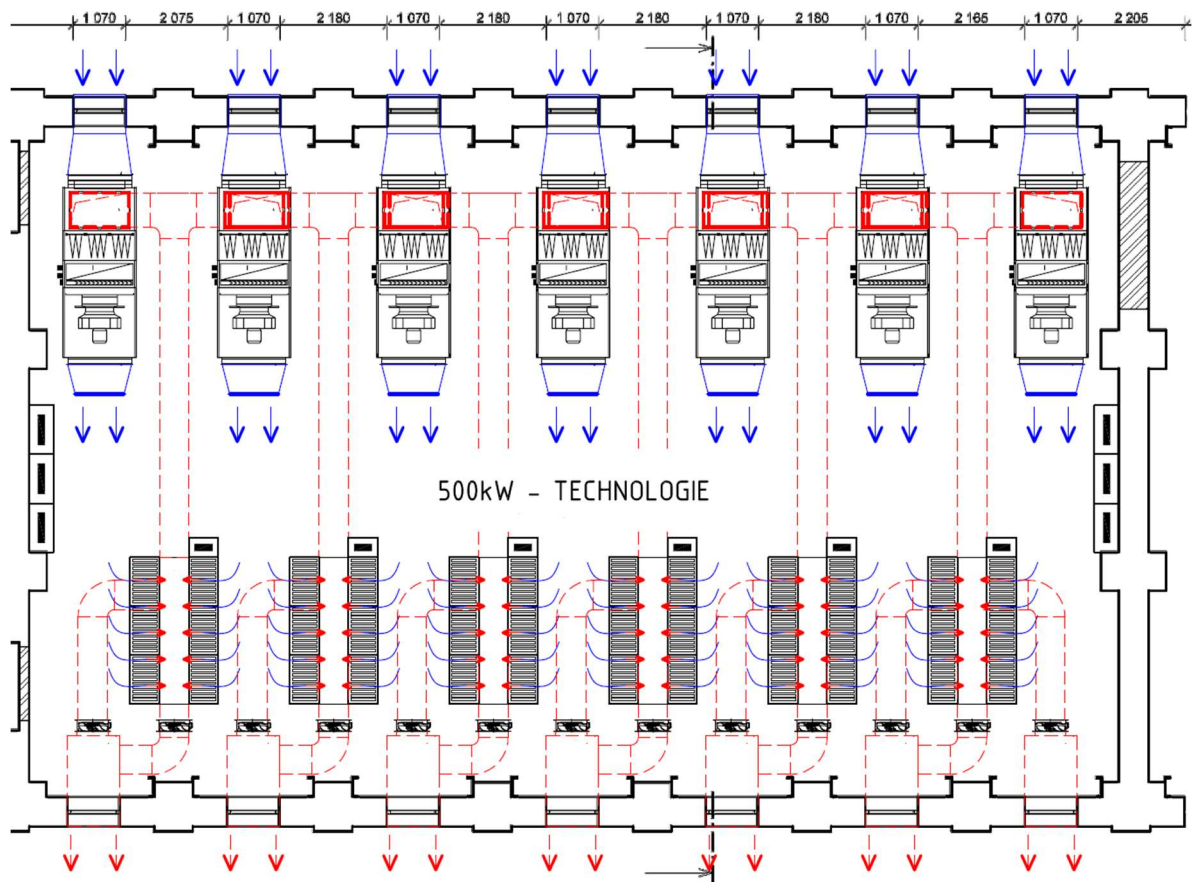
V této kapitole jsou vypočteny tlakové ztráty a jim odpovídající příkony obsluhujících ventilátorů a čerpadel pro vodní a vzduchové chlazení datového centra. Na základě příkonů a předpokládaného ročního provozu je zde odhadnuta celková roční spotřeba elektrické energie pro obě varianty chlazení.

### 5.1 Výpočet tlakových ztrát, příkonu a spotřeby vzduchového chlazení

#### 5.1.1 Koncepce větrání

Poskytnutá koncepce větrání datového centra je pro všechny místnosti totožná. Příkon výpočetní technologie v jedné místnosti odpovídá 500 kW. Rozmístění prvků systému ukazuje Obr. 24. Vzduch je nasáván ventilátory z exteriéru, prochází míšením s přivedeným teplým vzduchem a tepelným výměníkem vzduch-voda. Těmito sedmi výměňikovými ventilátory je vzduch veden do místnosti. V místnosti se nachází 12 řad serverových skříní po 5 v jedné řadě. Skříně o rozměrech 60x60x134 cm pojmu 27 serverů o rozměru 1U. Tím na jeden server připadá výkon přibližně 309 W. Dvojice řad má vždy společný odvod teplého vzduchu, jež zajišťuje jeden ventilátor. Teplý vzduch se před vypuštěním z místnosti dělí dle potřeby do zpětného okruhu, jehož tok je řízen dalším ventilátorem. Teplý vzduch je veden potrubím zpět do výměňikového ventilátoru. Pro takto navrženou koncepci budou dále vypočteny tlakové ztráty, příkon ventilátorů a spotřeba elektrické energie za roční provoz.

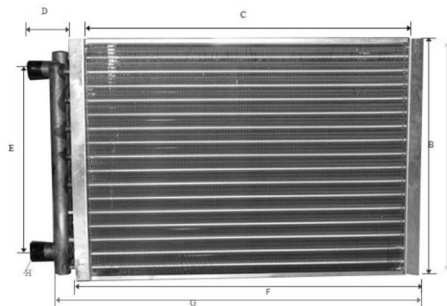
Pro zajištění chlazení i v případech krátkých výpadku oběhových čerpadel chlazené vody, je vhodné umístit nádrž s chlazenou vodou na střechy budov. Dále chlazení datového centra musí obsluhovat systém řízení, jehož návrh by byl nad rámec této práce.



Obr. 24: Koncepte větrání místnosti

### 5.1.2 Tepelný výměník vzduch-voda

Dimenzování suchého výměníku vzduch-voda, který zde slouží jako chladič vzduchu, vychází z maximálního chladicího výkonu. Pro potřebný výkon a možnost regulace aktivní plochy výměníku byly zvoleny 4 jednotky o rozměrech 15 x 15 palců na jedno vstupní potrubí.



Obr. 25: Výměník vzduch-voda [18]

Následující Tabulka 6 obsahuje data, kterých byla sestrojena závislost tlakových ztrát na průtoku na straně vzduchu a vody. Z teplot a výkonů byl vypočten součinitel výměníku  $k \cdot S$ .

Tabulka 6: Specifikace výměníku vzduch-voda [18]

Air Side Performance					Liquid Side Performance					
CFM Flow	Entering Air Dry Bulb Degrees F	Leaving Air Dry Bulb Degrees F	Face Vel SFPM	Air Pressure Drop IN, W, G.	Entering Water Temperature Degrees F	Leaving Water Temperature Degrees F	GPM Number of Gallons	Water Pressure Drop FTHD	Liquid Velocity	Total BTU/HR
<b>Typical Air Applications</b>										
800	60	104.08	512	0.20	140	124.51	5	0.96	2.17	38,115.85
800	60	106.18	512	0.20	140	128.41	7	1.74	3.04	39,937.27
800	60	107.45	512	0.20	140	130.74	9	2.72	3.91	41,030.15
1000	60	100.02	640	0.29	140	122.42	5	0.96	2.17	43,256.18
1000	60	102.28	640	0.29	140	126.73	7	1.74	3.04	45,705.09
1000	60	103.66	640	0.29	140	129.34	9	2.72	3.91	47,194.95
1200	60	96.73	768	0.40	140	120.63	5	0.96	2.17	47,648.32
1200	60	99.10	768	0.40	140	125.28	7	1.74	3.04	50,719.84
1200	60	100.56	768	0.40	140	128.12	9	2.72	3.91	52,609.87

Hodnoty z datasheetu jsou vstupem pro ověření dostatečného součinu  $k \cdot S$ . Přepočtené údaje, dle kterých bude určen součin, jsou uvedeny v následující tabulce.

Strana vzduchu					Strana vody				
$T_{1,1}$	15,56	°C	60	°F	$T_{2,1}$	60,00	°C	140	°F
$T_{1,2}$	41,92	°C	107,45	°F	$T_{2,2}$	54,86	°C	130,74	°F
<b>Vtok</b>	0,378	m <sup>3</sup> /s	800	CFM	<b>Vtok</b>	0,567	kg/s	9	GPM

Dle vztahu (2.29) pro koeficient  $P$ :

$$P = \frac{t_{2,2} - t_{2,1}}{t_{1,1} - t_{2,1}} = 0,12 \quad (-)$$

Dle vztahu (2.30) pro koeficient  $R$ :

$$R = \frac{t_{1,1} - t_{1,2}}{t_{2,2} - t_{2,1}} = 5,12 \quad (-)$$

Dle Obr. 18 pro součinitel  $\psi$ :

$$\psi = 0,88 \quad (-)$$

Střední logaritmický teplotní pro protiproudý výměník:

$$\bar{\Delta}t_{cf} = \frac{(\Delta_1 - \Delta_2)}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}} \cong 27,333 \quad (K)$$

Korigovaný střední logaritmický teplotní spád pro křížový výměník:

$$\bar{\Delta}t = \psi \cdot \bar{\Delta}t_{cf} \cong 24,05 \quad (K)$$

Koeficient výměníku  $k \cdot S$  dle Obr. 27(2.27):

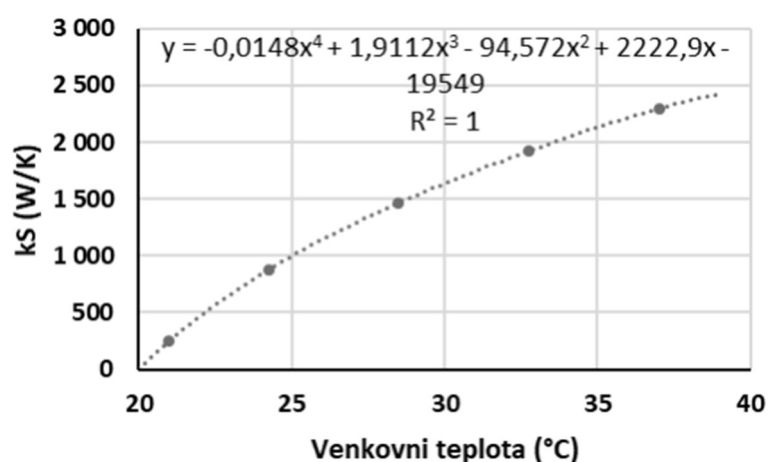


$$k \cdot s = \frac{Q}{\Delta t} \cong 500 \quad (\text{W} \cdot \text{K}^{-1})$$

Ideální  $k \cdot s$  pro požadované teplotní poměry a tepelné výkony je vyhodnoceno v rozsahu možných exteriérových teplot dle vztahů uvedených výše. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v Tabulka 7. Výsledná závislost součinu  $k \cdot s$  na venkovní teplotě byla vynesena do Graf 8 a proložena.

Tabulka 7: Výsledky výpočtu ideálního součinu  $kS$  v závislosti na teplotě okolí

$T_{\text{venku}}$	(°C)	37	32,75	28,5	24,25	21
$\Delta \bar{t}_{\text{cf}}$	(K)	17,527	15,7	13,736	11,571	9,692
P	(-)	0,23	0,27	0,33	0,41	0,5
R	(-)	2,43	1,82	1,21	0,61	0,14
$\psi$	(-)	1	1	1	0,99	0,99
$\Delta \bar{t}$	(K)	17,527	15,700	13,736	11,455	9,595
$P_{\text{celk}}$	(W)	40 236	30 177	20 118	10 059	2 367
$kS$	(W/K)	2 296	1 922	1 465	878	247



Graf 8: Ideální průběh  $kS$  v závislosti na venkovní teplotě

Na základě ideálního průběhu potřebného  $kS$  pro dodržení teplotních poměrů lze předpokládat, že uvažovaný tepelný výměník má potřebné parametry a je možné uvažovat jeho tlakovou ztrátu pro výpočet tlakových ztrát a příkonu ventilátorů.

### 5.1.3 Výpočet tlakových ztrát

Pro výpočet tlakových ztrát je uvažována místnost a koncepce větrání dle předchozího odstavce. Výpočet je rozdělen do oblastí tak, že v každé oblasti je zachována rychlost proudění. Místní tlakové ztráty se zahrnují dle rychlostí, ke kterým jsou vztaženy. Měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního objemu je uvažována pro střední teplotu, tedy 35 °C (1012 J·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>).

$c_{p\_vzduch}$	1012	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$\rho_{vzduch\_20}$	1,188	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho_{vzduch\_50}$	1,079	$kg \cdot m^{-3}$
$v_{vzduch\_20}$	$15,32 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
$v_{vzduch\_50}$	$18,245 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
$Q_{tech}$	500	$kW$
$\eta_{ventilátor}$	0,6	-

Celkový průtok vzduchu potřebný pro tepelný výkon 500 kW při uvažování vstupní teploty vzduchu 20 °C a výstupní teploty 50 °C je:

$$\dot{m}_{vstup} = \frac{Q_{tech}}{c_{p\_vzduch} \cdot (T_{výstup} - T_{vstup})} = \frac{500\,000}{1012 \cdot (50 - 20)} \cong 16,47 \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

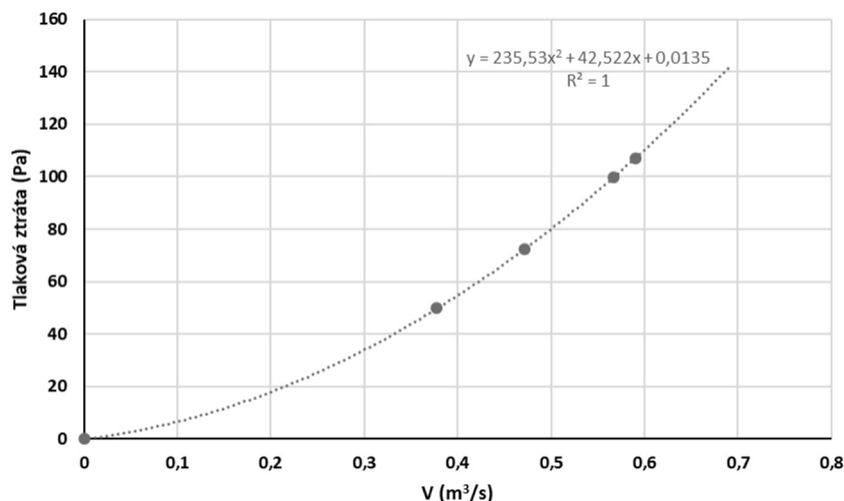
Pro určení tlakových ztrát třením budou vždy využívány vztahy (1.12), (2.17) a (1.16). Rychlost proudění ve všech místech je počítána vztahem (5.1).

$$c = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)} \quad (5.1)$$

#### 5.1.3.1 Tepelný výměník

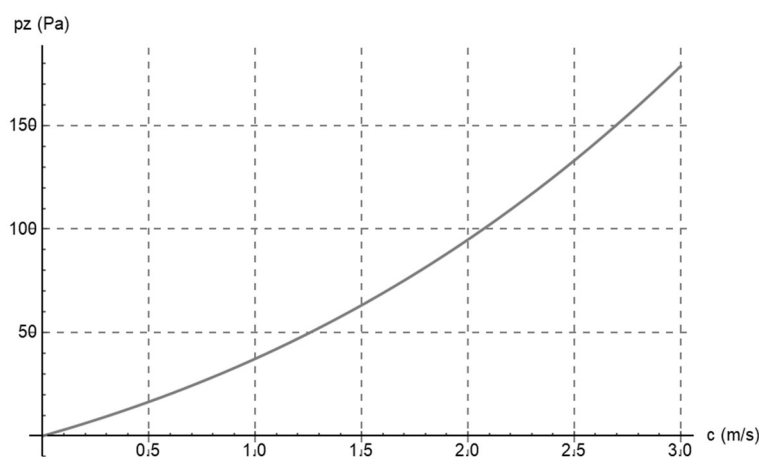
První oblastí je vstup vzduchu do místnosti přes filtr a tepelný výměník. Vstup je proveden potrubím a průměru 1,07 metru.

Přepočítaná závislost tlakových ztrát na objemovém toku pro tento výměník vychází z datasheetu tohoto výměníku ukazuje Graf 9. Tlaková ztráta jmenovitým průtokem vzduchu jedním výměníkem odpovídá 79 Pa.



Graf 9: Tlaková ztráta výměníku vzduch-voda na straně vzduchu

Dále pak je na vstupu aplikován filtr pevných částic. Tlaková ztráta filtru roste s dobou provozu. Pro uvažovanou normovanou třídu filtrace G4 je počáteční tlaková ztráta pro odpovídající měrný tok vzduchu a filtrační rychlost 55 Pa. Doporučená konečná tlaková ztráta filtru při výměně je pak přibližně 200 Pa [19]. Pro dimenzování tedy bude brána konečná hodnota tlakových ztrát a pro spotřebu elektrické energie odpovídající střední hodnota 150 Pa při jmenovitém průtoku (filtrační rychlost 2,7 m/s) [20]. Závislost tlakové ztráty na objemovém toku byla přepočítána na závislost na filtrační rychlosti a navýšena v poměru ke střední tlakové ztrátě přes dobu života Graf 10.



Graf 10: Závislost tlakové ztráty na filtrační rychlosti

Vstupní a výstupní průřez:

$$S_1 = \pi \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{1,07}{2}\right)^2 \cong 0,9 \text{ (m}^2\text{)}$$

Výstupní rychlost proudění:

$$c_1 = \frac{1}{7} \cdot \frac{\dot{m}_{vstup}}{\rho_{vzduch_{20}} \cdot S_1} \cong 2,20 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Tlaková ztráta jedním filtrem:

$$p_{zfiltr}(c_1) \cong 109,4 \text{ (Pa)}$$

Tlaková ztráta výměníkem:

$$p_{zvýměník}(c_1 \cdot S_1) \cong 79 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon:

$$P_{z1} = (p_{zfiltr} + p_{zvýměník}) \cdot \frac{\dot{m}_{vstup}}{7 \cdot \rho_{vzduch_{20}}} \cong 373 \text{ (W)}$$

### 5.1.3.2 Proudění místností

Uvažována tlaková ztráta třením při proudění místností, kde  $a_2$  a  $b_2$  jsou rozměry průřezu místnosti kolmému ke směru proudění.

$$S_2 = a_2 \cdot b_2 = 3,7 \cdot 22 = 81,4 \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění:

$$c_2 = \frac{\dot{m}_{vstup}}{\rho_{vzduch_{20}} \cdot S_2} \cong 0,171 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Ekvivalentní průměr pro výpočet Reynoldsova čísla danému obdélníkovému průřezu je [21]:

$$D_{2ek} = 1,67 \cdot 3,7 = 6,179 \text{ (m)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota pro beton:

$$\delta_2 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Délka ve směru proudění:

$$l_2 = 3,33 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_2 = 68689 \text{ (-)}$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{2tř} = 0,0125 \text{ (-)}$$

Tlaková ztráta:

$$p_{z2} = \rho_{vzduch_{20}} \cdot \frac{c_2^2}{2} \cdot \zeta_{2tř} \cong 2 \cdot 10^{-4} \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon na jeden sací ventilátor:

$$P_{z2} = p_{z2} \cdot \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzduch_{20}}} \cong 5 \cdot 10^{-4} \text{ (W)}$$

### 5.1.3.3 Proudění mezi serverovými skříněmi

Uvažována je místní tlaková ztráta zúžením, rozdělením proudu a tlaková ztráta třením. Počítáno pro jeden sací ventilátor.

$$S_3 = a_3 \cdot b_3 = 1,43 \cdot 3,7 = 5,29 \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění:

$$c_3 = \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzdu_{20}} \cdot S_3} \cong 0,437 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Ekvivalentní průměr pro výpočet Reynoldsova čísla danému obdélníkovému průřezu je [21]:

$$D_{3e} = 1,43 \cdot 1,3 = 1,86 \text{ (m)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota pro beton:

$$\delta_3 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Střední délka ve směru proudění:

$$l_3 = 1,5 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_3 = 52989 \text{ (-)}$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{3tř} = 0,0237 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient zúžením [4]:

$$\zeta_{3zúžením} = 0,1 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient rozdělením proudu [22]:

$$\zeta_{3rozdělením} = 1,3 \text{ (-)}$$

Tlaková ztráta:

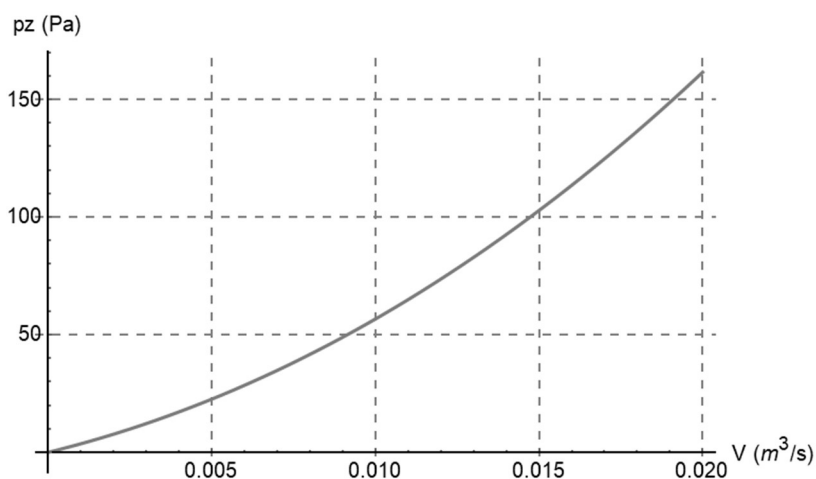
$$p_{z3} = \rho_{vzdu_{20}} \cdot \frac{c_3^2}{2} \cdot (\zeta_{3zúžením} + \zeta_{3rozdělením} + \zeta_{3tř}) \cong 0,2 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon na jeden sací ventilátor:

$$P_{z3} = p_{z3} \cdot \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzdu_{20}}} \cong 0,4 \text{ (W)}$$

#### 5.1.3.4 Proudění skříní se servery

Tlaková ztráta průtokem vzduchu jedním serverem byla stanovena dle odporové charakteristiky [23]. Hodnoty byly přepočteny na jednotky SI soustavy. Uvažovanou závislost tlakové ztráty na objemové toku vzduchu ukazuje Graf 11.



Graf 11: Závislost tlakové ztráty na objemovém toku vzduchu serverem

Tlaková ztráta tokem vzduchu serverem pro objemový

$$p_{z4} \left( \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 27 \cdot \rho_{vzduc_{20}}} \right) \cong 45,6 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon na jeden rackový ventilátor:

$$P_{z4} = p_{z4} \cdot \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzduc_{20}}} \cong 105 \text{ (W)}$$

#### 5.1.3.5 Spojení proudu na výstupech ze serverových skříní

Uvažována je místní tlaková ztráta spojením protisměrných proudů a dopravní výška.

$$S_5 = a_5 \cdot b_5 = 0,6 \cdot 3 = 1,8 \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění:

$$c_5 = \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzduc_{20}} \cdot S_5} \cong 1,415 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Ztrátový koeficient spojením proudů [22]:

$$\zeta_{5spojením} = 3 \text{ (-)}$$

Střední dopravní výška zvolena:

$$h_5 = 0,7 \text{ (m)}$$

Tlaková ztráta:

$$p_{z5} = \rho_{vzdu_{50}} \cdot \left( \frac{c_5^2}{2} \cdot \zeta_{5\text{spojením}} + g \cdot h_5 \right) \cong 10,7 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon na jeden sací ventilátor:

$$P_{z5} = p_{z5} \cdot \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzduch_{50}}} \cong 29 \text{ (W)}$$

### 5.1.3.6 Odvod teplého vzduchu z oblasti mezi serverovými skříněmi

Uvažována je místní tlaková ztráta zúžením, dvakrát změnou směru a tlaková ztráta třením.

$$S_6 = \pi \cdot \left( \frac{D_6}{2} \right)^2 = \pi \cdot \left( \frac{0,6}{2} \right)^2 = 0,283 \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění:

$$c_6 = \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzd_{50}} \cdot S_6} \cong 9,000 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota pro ocelové vzduchovody:

$$\delta_6 = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Střední délka ve směru proudění:

$$l_6 = 4,16 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_6 = 295877 \text{ (-)}$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{6tř} = 0,144 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient zúžením [4]:

$$\zeta_{6zúžením} = 0,3 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient změnou směru proudu (koleno s  $r/d \approx 1$ ) [21]:

$$\zeta_{6kolen} = 0,4 \text{ (-)}$$

Tlaková ztráta:

$$p_{z6} = \rho_{vzduch_{50}} \cdot \frac{c_6^2}{2} \cdot (\zeta_{6zúžením} + 2 \cdot \zeta_{6kolen} + \zeta_{6tř}) \cong 54,4 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon na jeden sací ventilátor:

$$P_{z6} = p_{z6} \cdot \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzduch_{50}}} \cong 138 \text{ (W)}$$

### 5.1.3.7 Vývod teplého vzduchu z místnosti

Uvažována je místní tlaková ztráta rozšířením, výtokem a tlaková ztráta třením. Průtok zpětnou smyčkou je předpokládán nulový, což je reálný provozní stav.

$$S_7 = \pi \cdot \left(\frac{D_7}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{1,07}{2}\right)^2 \cong 0,9 \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění:

$$c_7 = \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzduc_{50}} \cdot S_7} \cong 2,829 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota pro ocelové vzduchovody:

$$\delta_7 = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Délka ve směru proudění:

$$l_7 = 1,9 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_7 = 165912 \text{ (-)}$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{7tř} = 0,0348 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient rozšířením [4]:

$$\zeta_{7rozšířením} = 4 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient výtokem [21]:

$$\zeta_{7výtokem} = 0,5 \text{ (-)}$$

Tlaková ztráta:

$$p_{z7} = \rho_{vzduc_{50}} \cdot \frac{c_7^2}{2} \cdot (\zeta_{7rozšířením} + \zeta_{7výtokem} + \zeta_{7tř}) \cong 19,6 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon na jeden sací ventilátor:

$$P_{z7} = p_{z7} \cdot \frac{\dot{m}_{vstup}}{6 \cdot \rho_{vzdu_{50}}} \cong 52 \text{ (W)}$$

### 5.1.3.8 Zpětné potrubí s teplým vzduchem

Pro dimenzování je uvažován maximální průtok zpětným potrubím odpovídající extrémním mrazům pro danou oblast ( $T_{vstupEx} = -18 \text{ }^\circ\text{C}$ ), který byl určen z následující energetické bilance.



$$\begin{aligned}
& 6 \cdot \dot{m}_{vratkaMax} \cdot c_{pvzduch} \cdot (T_{vystup} - T_{vstup}) \\
& = (\dot{m}_{vstup} - 6 \cdot \dot{m}_{vratkaMax}) \cdot c_{pvzdu} \cdot (T_{vstup} - T_{vstupEx}) \\
& \dot{m}_{vratkaMax} \cong 1,53 \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}
\end{aligned}$$

Uvažována je místní tlaková ztráta oddělením proudu, zúžením, změnou směru, rozdělením proudu, záporná dopravní výška, spojením proudů, rozšířením a tlaková ztráta třením.

$$S_8 = \pi \cdot \left(\frac{D_8}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,6}{2}\right)^2 \cong 0,283 \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění:

$$c_8 = \frac{\dot{m}_{vratkaMax}}{\rho_{vzduch_{50}} \cdot S_8} \cong 5,01 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota pro ocelové vzduchovody:

$$\delta_8 = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Délka ve směru proudění:

$$l_8 = 14,37 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_8 = 165343 \text{ (-)}$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{8tř} = 0,513 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient oddělením proudu a zúžením [22]:

$$\zeta_{8oddělení} = 1,2 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient změnou směru proudu (koleno s r/d  $\approx$  1) [4]:

$$\zeta_{8kole} = 0,4 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient rozdělením proudu [22]:

$$\zeta_{8rozdělení} = 1,3 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient spojením proudu a rozšířením [22]:

$$\zeta_{8spojení} = 1 \text{ (-)}$$

Záporná dopravní výška:

$$h_8 = -0,7 \text{ (m)}$$

Tlaková ztráta:

$$p_{z8} = \rho_{vzd_{50}} \cdot \left( \frac{c_8^2}{2} \cdot (\zeta_{8oddělení} + \zeta_{8koleno} + \zeta_{8rozdělení} + \zeta_{8spojení} + \zeta_{8tř}) + g \cdot h_8 \right) \\ \cong 52,35 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon na jeden sací ventilátor:

$$P_{z8} = p_{z8} \cdot \frac{\dot{m}_{vratkaMax}}{\rho_{vzduch_{50}}} \cong 74 \text{ (W)}$$

#### 5.1.4 Příkon ventilátorů a čerpadel, roční spotřeba elektrické energie vzduchovým chlazením

Na základě uvažovaných tlakových ztrát lze určit příkony jednotlivých ventilátorů. Řízení toku vzduchu místností provádí sedm výměňkových ventilátorů na vstupu do místnosti. Dále pak je v místnosti šest rackových ventilátorů a šest ventilátorů obsluhujících vratku.

Pro příkon ventilátorů je uvažována následující rovnice (5.2), kde  $p_z$  jsou tlakové ztráty,  $\dot{V}$  je objemový tok,  $\eta_{vent.}$  účinnost ventilátoru a  $k_{rez}$  koeficient rezervy. Součin tlakové ztráty a toku odpovídá ztrátovému výkonu  $P_z$ . Účinnost ventilátoru pro tento výpočet je brána 60 % a koeficient rezervy příkonu 15 %.

$$P = \frac{p_z \cdot \dot{V}}{\eta_{vent.}} \cdot k_{rez} = \frac{P_z}{\eta_{vent.}} \cdot k_{rez} \quad (5.2)$$

Příkon výměňkových ventilátorů je dále tlakovými ztrátami vtoku, filtru, výměníku a výtoku:

$$P_{vent.vym.} = \frac{P_{z1}}{\eta_{vent.}} \cdot k_{rez} \cong 715 \text{ (W)}$$

Jelikož výměňkový ventilátor běží s konstantním výkonem během roku, je energie spotřebovaná výměňkovými ventilátory pro 8 MW datové centrum:

$$E_{vent.vym.8MW} = P_{vent.vym.} \cdot 7 \cdot \frac{8}{0,5} \cdot 8700 \cdot 10^{-6} \cong 697 \text{ (MWh)}$$

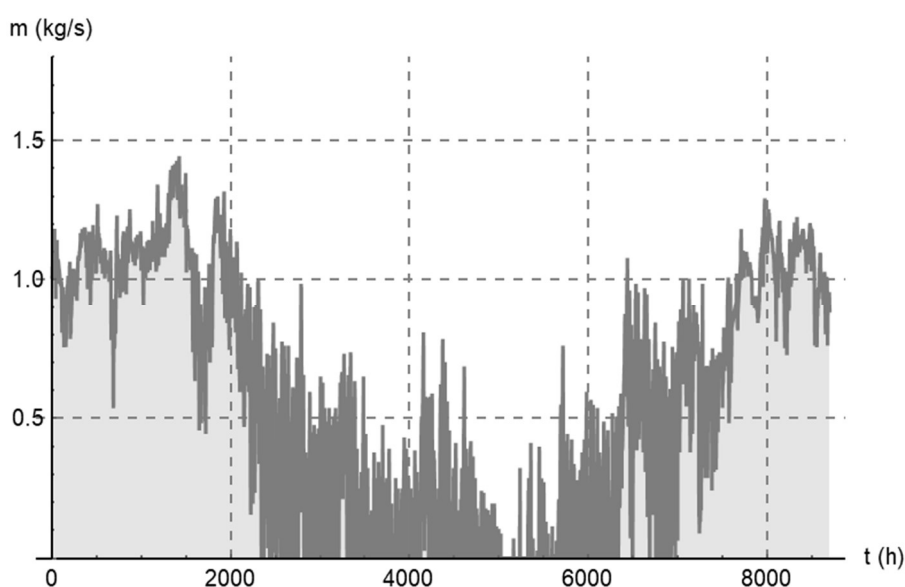
Příkon rackového ventilátoru hradí ztráty dopravou místností, průchodem servery a vývodem z místnosti:

$$P_{vent.rack} = \frac{P_{z2} + P_{z3} + P_{z4} + P_{z5} + P_{z6} + P_{z7}}{\eta_{vent.}} \cdot k_{rez} \cong 615 \text{ (W)}$$

Jelikož změna tlakových ztrát výtokem vlivem snížení hmotnostního toku odebráním teplého vzduchu do zpětného potrubí je během roku minimální, dá se předpokládat konstantní výkon ventilátoru a spotřebovaná energie za rok:

$$E_{vent.rack.8M} = P_{vent.rack.} \cdot 6 \cdot \frac{8}{0,5} \cdot 8700 \cdot 10^{-6} \cong 514 \text{ (MWh)}$$

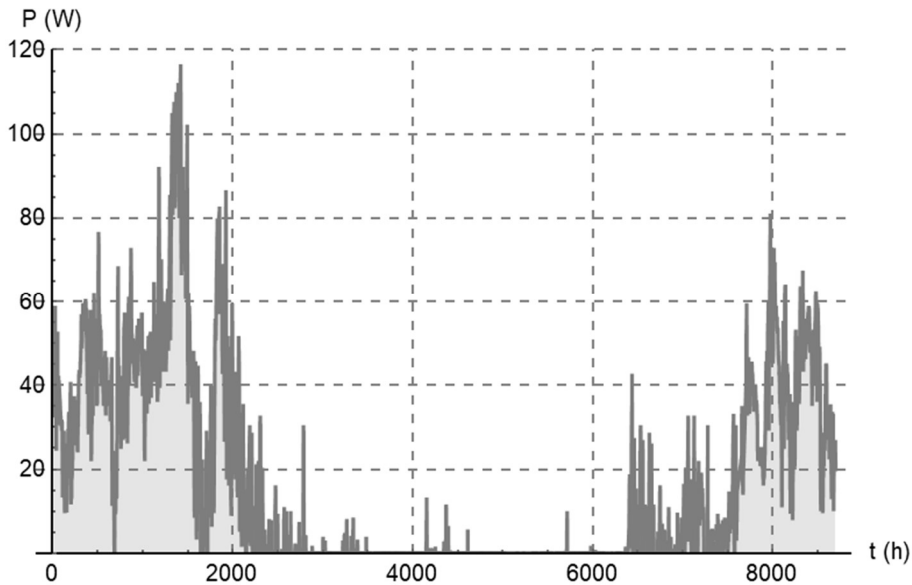
Příkon ventilátorů řídící tok zpětným potrubím je proměnný během roku. Výstupem výpočetního modelu potřeby chladu během roku, který je závislý na teplotě okolního vzduchu je také časový průběh hmotnostního toku teplého vzduchu zpětným potrubím. Průběh byl vzorkován s hodinovou periodou a ukazuje ho Graf 12.



Graf 12: Časový průběh hmotnostního toku zpětným potrubím

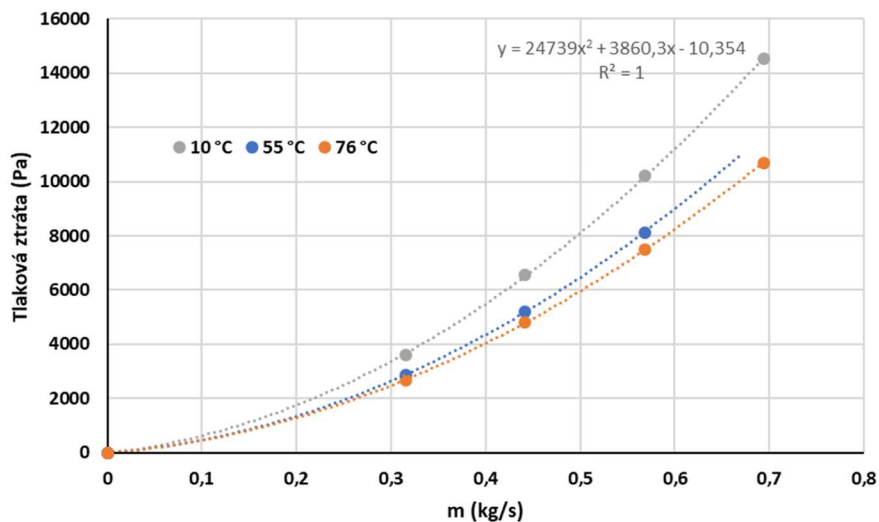
S hodinovou periodou během roku byla vypočtena tlaková ztráta a jí odpovídající příkon dle předchozích rovnic v podkapitole 5.1.3.8. Výsledný průběh příkonu během roku ukazuje Graf 13. Integrací průběhu příkonu je určena spotřebovaná energie:

$$E_{vent.vrat.8MW} = 6 \cdot \frac{8}{0,5} \cdot 10^{-6} \cdot \int_{t=0}^{t=870} P_{vent.vrat.}(t) dt \cong 13 \text{ (MWh)}$$



Graf 13: Průběh příkonu vratkového ventilátoru během roku

Pro porovnání nákladů spojených se spotřebou elektrické energie je třeba určit příkon a následně spotřebu čerpadla chlazené vody, kterou především určuje tlaková ztráta tepelného výměníku na straně vody. Distribuce chlazené vody do místností a výměníků je obdobná pro vodní i vzduchové chlazení. Závislost tlakové ztráty na průtoku je získána z datasheetu uvažovaného výměníku vzduch-voda a přepočtena na střední teplotu chlazené vody ukazuje Graf 14. Pro maximální průtok chlazení vody vychází tlaková ztráta přibližně na 3,7 kPa.



Graf 14: Tlaková ztráta na straně vody výměníku vzduch-voda

Účinnost čerpadla  $\eta_{\text{čerp.}}$  je odhadnuta na 80 %.

$$P_{\check{c}erp.vym.} = \frac{p_{z9} \cdot \dot{V}}{\eta_{\check{c}erp.}} \cdot k_{rez} \cong 7 \text{ (W)}$$

Pokud je spuštěno chlazení vzduchu využívá se průtok pro regulaci chladicího výkonu. Pro výpočet roční spotřeby elektrické energie je uvažováno zjednodušené řízení průtoku výměníkem formou spínání částí výměníků.

$$E_{\check{c}erp.vym.8MW} = 7 \cdot \frac{8}{0,5} \cdot \int_{t=0}^{t=8700} P_{\check{c}erp.vym.}(t) dt \cong 0,3 \text{ (MWh)}$$

Suma spotřeb jednotlivých ventilátorů a čerpadel odpovídá celkové odhadované spotřebě elektrické energie pro chlazení 8 MW datového centra:

$$E_{8MW} = E_{vent.vym.8MW} + E_{vent.rack.8MW} + E_{vent.vrat.8M} + E_{\check{c}erp.vy.8M} \cong 1224 \text{ (MWh)}$$

### 5.1.5 Dimenzování ventilátorů a čerpadel

Pro dimenzování je brán v úvahu možný nárůst chlazeného výkonu přetaktováním o 10 % to znamená 550 kW. Pro tento výkon jsou přepočítány hmotnostní průtoky a tlakové ztráty a ztrátové výkony (ve výpočtu označeny apostrofem jako  $P_z'$ ). Pro minimální příkon instalovaných ventilátorů je uvažována rovnice (5.2).

Maximální příkon výměňkových ventilátorů je dál tlakovými ztrátami vtoku, filtru, výměníku a výtoku:

$$P_{vent.vym.}' = \frac{P_{z1}'}{\eta_{vent.}} \cdot k_{rez} \cong 1224 \text{ (W)}$$

Maximální příkon rackového ventilátoru hradí ztráty dopravou místností, průchodem servery a vývodem z místnosti:

$$P_{vent.rack}' = \frac{P_{z2}' + P_{z3}' + P_{z4}' + P_{z5}' + P_{z6}' + P_{z7}'}{\eta_{vent.}} \cdot k_{rez} \cong 795 \text{ (W)}$$

Maximální příkon ventilátorů řídicí tok zpětným potrubím:

$$P_{vent.vrat.}' = \frac{P_{z8}'}{\eta_{vent.}} \cdot k_{rez} \cong 196 \text{ (W)}$$

Maximální příkon vodního čerpadla pro krytí tlakových ztrát ve výměníku na straně vody:

$$P_{\check{c}erp.vym.}' = \frac{p'_{z9} \cdot \dot{V}'}{\eta_{\check{c}erp.}} \cdot k_{rez} \cong 8 \text{ (W)}$$

Celkový maximální příkon ventilátorů a čerpadel pro jednu místnost je dán součtem jednotlivých příkonů:

$$P_{místnost}' = 7 \cdot (P_{vent.vym.} + P_{\check{c}erp.vym.}) + 6 \cdot (P_{vent.rack} + P_{vent.vrat.}) \cong 14,6 \text{ (kW)}$$

Celkový maximální příkon ventilátorů a čerpadel pro jednu budovu je pak:

$$P_{8 MW}' = \frac{8}{0,5} \cdot P_{místnost}' \cong 233 \text{ (kW)}$$

### 5.1.6 Návrh úpravy koncepce větrání

Dle zadané koncepce je vzduch hnán přes výměník vzduch-voda i v případě nízkých venkovních teplot, kdy tento výměník není používán. Jelikož tlaková ztráta výměníku na straně vzduchu není zanedbatelná a výměník pro chlazení vzduchu je využíván cca 2100 hodin ročně, zle snížit spotřebu ventilátoru řízeným přemostěním výměníku. V případě přemostění výměníku dále zůstávají tlakové ztráty průchodem vzduchu přes filtr, vtokem, výtokem a třecí v obtoku.

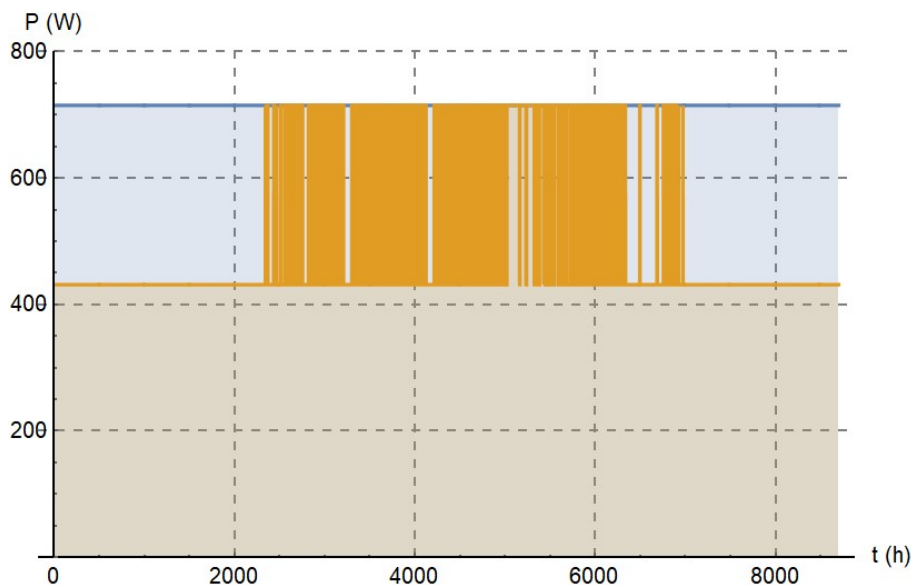
Tlaková ztráta uvažovaný mimo potřebu chlazení vstupního vzduchu:

$$p_{z1u} = \rho_{vzduch_{20}} \cdot \frac{c_1^2}{2} \cdot (\zeta_{1vtok} + \zeta_{1v\check{t}ok} + \zeta_{1tř}) + p_{zfiltr} \cong 225 \text{ (Pa)}$$

Příkon výměňikového ventilátoru v případě využití obtoku:

$$P_{z1u} = p_{z1u} \cdot \frac{\dot{m}_{vstup}}{7 \cdot \rho_{vzdu}_{20}} \cong 431 \text{ (W)}$$

Průběh příkonu ventilátoru během roku ukazuje Graf 15: Příkon výměňikového ventilátoru během rok, ze kterého je patrná úspora příkonu. Modrý konstantní průběh je příkon bez využití obtoku, oranžový průběh odpovídá příkonu při využívání obtoku.



Graf 15: Příkon výměňkového ventilátoru během roku, oranžový s obtokem, modrý bez obtoku

Integrací rozdílu příkonů je získána úspora elektrické energie pro 8 MW technologii:

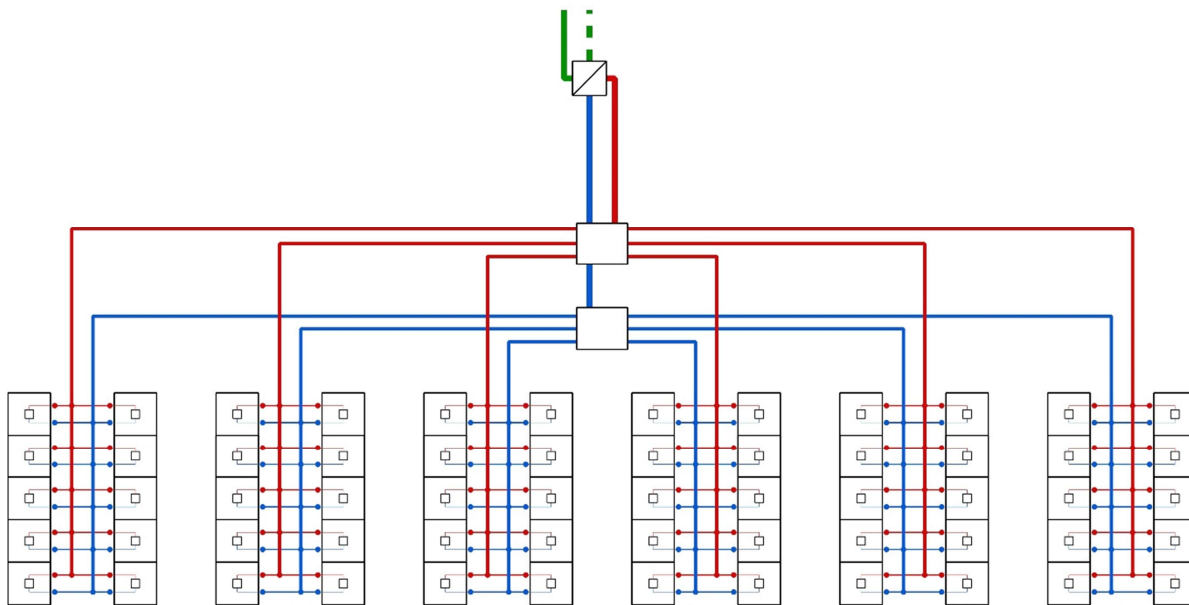
$$E_{\text{úspora}} = 10^{-6} \cdot \int_{t=0}^{t=8700} P_{z1} - P_{z1u}(t) \cdot dt = 210 \text{ (MWh)}$$

Ocenění úspory elektrické energie a případná relevantnost opatření je závislé na ceně elektrické energie a na investičních nákladech spojených s realizací a řízením obtoku. Při ceně elektrické energie 1650 Kč/MWh dochází ke snížení ročních provozních nákladů o 345 500 Kč.

## 5.2 Výpočet tlakových ztrát, příkonu a spotřeby vodního chlazení

### 5.2.1 Koncepce vodního chlazení

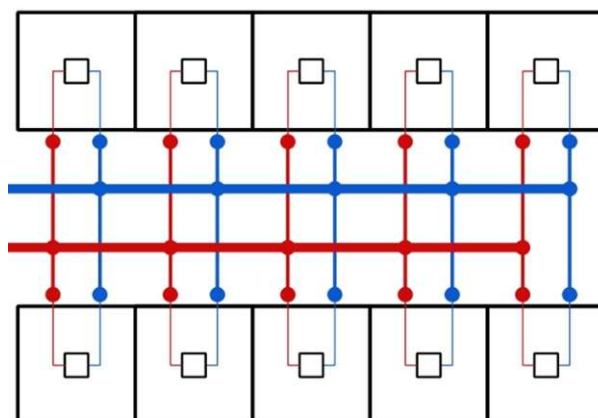
Návrh koncepce vodního chlazení pro jednu místnost ukazuje obrázek Obr. 26. Chlazená voda vnějšího okruhu (na obrázku zelená barva) vstupuje do tepelného výměníku (souboru tepelných výměníků), kde odebírá teplo vodě vnitřního okruhu. Chladičí voda vnitřního okruhu po výstupu z výměníku vstupuje do rozvaděče studené vody (na obrázcích modrá barva), ze kterého vychází šest potrubí dopravujících studenou vodu vždy pro dvojici řad serverových skříní.



Obr. 26: Koncepte vodního chlazení jedné místnosti

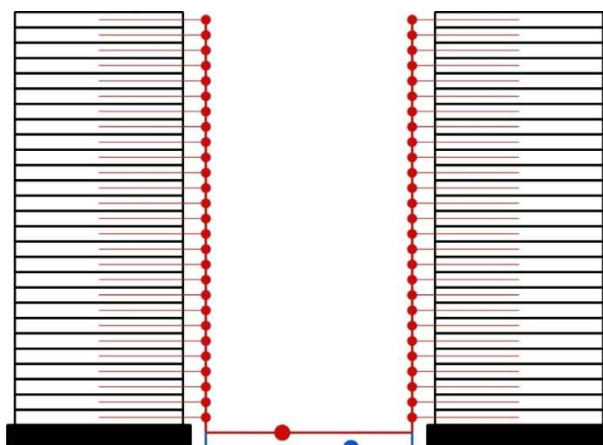
Na potrubí společné pro dvojici řad skříní jsou napojené odbočky o menším průměru, těmi je vedena studená voda pro jednu skříň. Z potrubí společného pro skříň vystupuje vždy jedna odbočka pro jeden server, provedená ohebnou hadičkou, jak je ukázáno na Obr. 27 a Obr. 28. Zpět ze serveru je odváděna teplá voda (na obrázcích červená barva) obdobným systémem. Pro takto navrženou koncepci budou dále vypočteny tlakové ztráty, příkon čerpadel a spotřeba elektrické energie za roční provoz.

Pro zajištění chlazení i v případech krátkých výpadků oběhových čerpadel chlazené vody, je vhodné umístit nádrž s chlazenou vodou na střechy budov. Dále chlazení datového centra musí obsluhovat systém řízení, jehož návrh by byl nad rámec této práce.



Obr. 27: Koncepte vodního chlazení dvojice řad





Obr. 28: Koncepce vodního chlazení serverové skříně

### 5.2.2 Výpočet tlakových ztrát

Tlakové ztráty jsou počítané pro místnost rozdělenou do oblastí dle rychlostí proudění chladicí vody. Pro výpočet jsou uvažovány následující parametry. Měrné tepelné kapacity a hustoty vody a kinematické viskozity jsou brány pro střední teplotu vnějšího (10,5 °C) a vnitřního okruhu (25 °C).

$c_{p\_voda\_10,5}$	4195,1	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$c_{p\_voda\_25}$	4182	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$\rho_{voda\_10,5}$	999,7	$kg \cdot m^{-3}$
$\rho_{voda\_25}$	997,1	$kg \cdot m^{-3}$
$\nu_{voda\_10,5}$	$1,288 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\nu_{voda\_25}$	$0,893 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
$Q_{tech}$	500	$kW$
$\eta_{\text{čerpadlo}}$	0,8	-

Celkový hmotnostní průtok vody vnějším okruhem potřebný pro tepelný výkon 500 kW při uvažování vstupní teploty vody 7 °C a výstupní teploty 14 °C je:

$$\dot{m}_{voda\_chlaz} = \frac{Q_{tech}}{c_{p\_voda\_10,5} \cdot (T_{chlaz.výstup} - T_{chlaz.vstup})} \cong 17,027 \quad (kg \cdot s^{-1})$$

Celkový hmotnostní průtok vody vnitřním okruhem potřebný pro tepelný výkon 500 kW při uvažování vstupní teploty vody 20 °C a výstupní teploty 30 °C je:

$$\dot{m}_{voda} = \frac{Q_{tech}}{c_{p,voda,25} \cdot (T_{výstup} - T_{vstup})} \cong 11,956 \quad (kg \cdot s^{-1})$$

Pro určení tlakových ztrát třením budou vždy využívány vztahy (1.12), (2.17) a (1.16). Rychlost proudění ve všech místech je počítána vztahem (5.1). Průřez potrubí je vždy vypočten pro návrhovou rychlost proudění 1,5 m/s a dále vybrán nejbližší vyšší standardní průřez z řady. Ekvivalentní drsnost plastových – polypropylenových trubek je uvažována 0,01 mm a ohebných hadiček 0,6 mm.

V části rozdělování toku vody na jednotlivé skříně a toku skříně na jednotlivé servery dochází ke změnám rychlostí proudění a tím i třecích ztrát. Pro docílení rovnovážného rozdělení hmotnostního toku na jednotlivé odběry je počítána tlaková ztráta mezi odběry. Tlakové ztráty předchozích odběrů jsou škrcením doplněny o tlakové ztráty odběrů následujících. Pro tento výpočet byla vytvořena následující funkce.

```
fce[pcOdberu_, mStart_, DStart_, l_]
:= Module[{lUsek, S, mOdber, mUsek, list, ztratanakonci, celkovaztrata},
    lUsek = l/pcOdberu;
    mOdber = mStart/pcOdberu;
    list = Table[ztratyUsek[mStart - i * mOdber, DStart, lUsek], {i, 1, pcOdberu - 1}];
    ztratanakonci = Total[list];
    celkovaztrata = ztratanakonci * pcOdberu;
    {ztratanakonci, celkovaztrata, list}]
```

```
ztratyUsek[m_, D_, l_] := Module[{ReynoldsN, S, c, ζtř, pz, Pz},
```

$$S = \left(\frac{D}{2}\right)^2 \cdot \text{Pi};$$

$$c = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S};$$

$$\text{ReynoldsN} = \text{Rey}[c, D];$$

$$\zeta_{tř} = \zeta[l, D, \sigma, \text{ReynoldsN}];$$

$$p_z = \rho \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \zeta_{tř};$$

$$P_z = \frac{p_z}{\rho} \cdot \dot{m} ]$$

### 5.2.2.1 Tepelný výměník vnitřní okruh a rozvaděč

Tlaková ztráta pro uvažovaný tepelný výměník je dle návrhového programu SSPG8 13,1 kPa.

Průřez potrubí:

$$S_1 = \pi \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,125}{2}\right)^2 \cong 0,0123 \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění v potrubí:

$$c_1 = \frac{\dot{m}_{voda}}{\rho_{voda_{25}} \cdot S_1} \cong 0,977 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota PPR trubky:

$$\delta_1 = 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Délka ve směru proudění:

$$l_1 = 2 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_1 = 136855 \text{ (-)}$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{1tř} = 0,2770 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient vtokem do rozdělovače: [21]

$$\zeta_{1vtokem} = 1 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient výtokem z rozdělovače: [21]

$$\zeta_{1výtokem} = 0,5 \text{ (-)}$$

Tlaková ztráta výměníkem:

$$p_{z_{vým_1}} = 13100 \text{ (Pa)}$$

Celková tlaková ztráta:

$$p_{z1} = \rho_{voda_{25}} \cdot \frac{c_1^2}{2} \cdot (2 \cdot \zeta_{1tř} + \zeta_{1vtokem} + \zeta_{1výtokem}) + p_{z_{vým_1}} \cong 14078 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon:

$$P_{z1} = p_{z1} \cdot \frac{\dot{m}_{voda}}{\rho_{voda_{25}}} \cong 169 \text{ (W)}$$

### 5.2.2.2 Potrubí pro dvě řady skříní

Počítána je tlaková ztráta pro nejdelší potrubí. U kratších potrubí je třeba docílit stejné tlakové ztráty jako u nejdelšího, to může být provedeno například škrcením. Podobně tomu je i při rozdělování toku na jednotlivé skříně.

Průřez potrubí:

$$S_2 = \pi \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,05}{2}\right)^2 \cong 0,00196 \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění před dělení toku:

$$c_2 = \frac{\dot{m}_{voda}}{6 \cdot \rho_{voda_{25}} \cdot S_2} \cong 1,018 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota PPR trubky:

$$\delta_2 = 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Délka ve směru proudění před dělením proudu:

$$l_2 = 8,7 \text{ (m)}$$

Délka od počátku dělení proudu po poslední odběr:

$$l_{22} = 2,4 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_2 = 57023 \text{ (-)}$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{2tř} = 3,6550 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient vtokem do rozdělovače: [21]

$$\zeta_{2vtokem} = 1 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient výtokem z rozdělovače: [21]

$$\zeta_{2výtokem} = 0,5 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient změnou směru proudu: [21]

$$\zeta_{koleno} = 0,4 \text{ (-)}$$

Tlaková ztráta po dělení na proudu:

$$p_{z2} = \rho_{voda_{25}} \cdot \frac{c_2^2}{2} \cdot (2 \cdot (\zeta_{2tř} + \zeta_{koleno}) + \zeta_{2vtok} + \zeta_{2výtokem}) \cong 4964 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon i s dělení proudu do 5 odběrů:

$$P_{z2} = p_{z2} \cdot \frac{\dot{m}_{voda}}{6 \cdot \rho_{voda_{25}}} + fce \left[ pcOdberu; \frac{\dot{m}_{voda}}{6}; D_2; l_{22} \right] \cong 4964 \cdot \frac{11,956}{6 \cdot 997,1} + \\ + fce \left[ 5; \frac{11,956}{6}; 0,05; 2,4 \right] [[2]] \cong 12 \text{ (W)}$$

### 5.2.2.3 Potrubí pro skříň

Dochází zde k postupnému dělení hmotnostního toku skříně do jednotlivých serverů.

Průřez potrubí:

$$S_3 = \pi \cdot \left(\frac{D_3}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,015}{2}\right)^2 \cong 1,767 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění před dělení toku:

$$c_3 = \frac{\dot{m}_{voda}}{60 \cdot \rho_{voda_{25}} \cdot S_3} \cong 1,131 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota PPR trubky:

$$\delta_3 = 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Délka ve směru proudění před dělením proudu:

$$l_3 = 0,45 \text{ (m)}$$

Délka od počátku dělení proudu po poslední odběr:

$$l_{33} = 1,47 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_3 = 19007(-)$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{3tř} = 0,83 (-)$$

Ztrátový koeficient vtokem: [21]

$$\zeta_{2vtokem} = 1 (-)$$

Ztrátový koeficient výtokem: [21]

$$\zeta_{2výtokem} = 0,5 (-)$$

Ztrátový koeficient změnou směru proudu: [21]

$$\zeta_{koleno} = 0,4 (-)$$

Tlaková ztráta po dělení na proudu:

$$p_{z3} = \rho_{voda_{25}} \cdot \frac{c_3^2}{2} \cdot (2 \cdot (\zeta_{3tř} + \zeta_{koleno}) + \zeta_{3vtok} + \zeta_{3výtokem}) \cong 2526 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon i s dělení proudu do 5 odběrů:

$$P_{z3} = p_{z3} \cdot \frac{\dot{m}_{voda}}{60 \cdot \rho_{voda_{25}}} + fce \left[ pcOdberu; \frac{\dot{m}_{voda}}{60}; D_3; l_{33} \right] \cong 2526 \cdot \frac{11,956}{60 \cdot 997,1} +$$

$$+ f_{ce} \left[ 27; \frac{11,956}{60}; 0,015; 1,47 \right] [[2]] \cong 3 \text{ (W)}$$

#### 5.2.2.4 Průchod serverem

Chladicí voda je vedena odběry ze skříňového potrubí do serveru a zpět.

Průřez potrubí:

$$S_4 = \pi \cdot \left( \frac{D_4}{2} \right)^2 = \pi \cdot \left( \frac{0,004}{2} \right)^2 \cong 1,257 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění před dělení toku:

$$c_4 = \frac{\dot{m}_{voda}}{6 \cdot \rho_{voda_{25}} \cdot S_4} \cong 0,589 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota pro ohebné hadičky:

$$\delta_4 = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Délka ve směru proudění proudu:

$$l_4 = 0,9 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_4 = 2640 \text{ (-)}$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{4tř} = 31,136 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient vtokem do rozdělovače: [21]

$$\zeta_{4vtokem} = 1 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient výtokem z rozdělovače: [21]

$$\zeta_{4výtokem} = 0,5 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient změnou směru proudu: [21]

$$\zeta_{kole} = 0,4 \text{ (-)}$$

Tlaková ztráta průchodem serverem:

$$p_{z4} = \rho_{voda_{25}} \cdot \frac{c_4^2}{2} \cdot (2 \cdot (\zeta_{4tř} + \zeta_{koleno}) + \zeta_{4vtokem} + \zeta_{4výtokem}) \cong 11169 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon i s dělení proudu do 5 odběrů:

$$P_{z4} = p_{z4} \cdot \frac{\dot{m}_{voda}}{60 \cdot 27 \cdot \rho_{voda_{25}}} \cong 0,08268 \text{ (W)}$$

### 5.2.2.1 Tepelný výměník vnější okruh

Pro výpočet a ztrátového výkonu je uvažována pětice paralelně zapojených tepelných výměníků BT12Hx108 z důvodu omezení tlakových ztrát velkým hmotnostním tokem vody. Tlaková ztráta pro uvažovaný průtok a teploty je dle výpočetního programu SSPG8 25,7 kPa.

Průřez potrubí:

$$S_5 = \pi \cdot \left(\frac{D_5}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,125}{2}\right)^2 \cong 0,0123 \text{ (m}^2\text{)}$$

Rychlost proudění v potrubí:

$$c_5 = \frac{\dot{m}_{voda\_chlaz}}{\rho_{voda\_10,5} \cdot S_5} \cong 1,388 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$$

Drsnost povrchu zvolena hodnota PPR trubky:

$$\delta_5 = 0,01 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}$$

Délka ve směru proudění:

$$l_5 = 4 \text{ (m)}$$

Reynoldsovo číslo dle (1.12):

$$Re_5 = 134662 \text{ (-)}$$

Tomu odpovídá ztrátový koeficient:

$$\zeta_{5tř} = 0,5556 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient vtokem do rozdělovače: [21]

$$\zeta_{5vtokem} = 1 \text{ (-)}$$

Ztrátový koeficient výtokem z rozdělovače: [21]

$$\zeta_{5výtokem} = 0,5 \text{ (-)}$$

Tlaková ztráta výměníkem:

$$p_{z\_vým\_5} = 25700 \text{ (Pa)}$$

Celková tlaková ztráta:

$$p_{z5} = \rho_{voda\_10,5} \cdot \frac{c_5^2}{2} \cdot (2 \cdot \zeta_{5tř} + \zeta_{5vtokem} + \zeta_{5výtokem}) + p_{z\_vým\_5} \cong 28214 \text{ (Pa)}$$

Tomu odpovídající ztrátový výkon:

$$P_{z5} = p_{z5} \cdot \frac{\dot{m}_{voda\_chlaz}}{\rho_{voda\_10,5}} \cong 481 \text{ (W)}$$

### 5.2.3 Příkon čerpadel, roční spotřeba elektrické energie vodním chlazením

Uvažované tlakové ztráty a umožňují výpočet příkonu dopravních čerpadel. Vnitřní oběh je možné řídit jedním čerpadlem. Vnější okruh chlazené vody může být řízen jedním čerpadlem nebo čerpadlem společným pro více místností s úměrně vyšším příkonem. Výpočet spotřeby elektrické energie uvažuje jedno čerpadlo vnějšího okruhu pro každou místnost. Účinnost čerpadla pro tento výpočet je brána 80 % a koeficient rezervy příkonu 15 %.

Příkon čerpadla vnitřního okruhu:

$$P_{\text{čerp.vnitř.}} = \frac{P_{z1} + P_{z2} \cdot 6 + P_{z3} \cdot 60 + P_{z4} \cdot 1620}{\eta_{\text{čerp.}}} \cdot k_{\text{rez}} \cong 773 \text{ (W)}$$

Příkon čerpadla vnějšího okruhu:

$$P_{\text{čerp.vnějš.}} = \frac{P_{z5}}{\eta_{\text{čerp.}}} \cdot k_{\text{rez}} \cong 691 \text{ (W)}$$

Příkon čerpadel na jednu místnost je dán součtem příkonů čerpadel:

$$P_{\text{místnost}} = P_{\text{čerp.vnitř.}} + P_{\text{čerp.vnějš.}} \cong 1464 \text{ (W)}$$

Příkon čerpadel určuje roční spotřebu elektrické energie pro 8 MW datové centrum:

$$E_{8\text{MW}} = \frac{8}{0,5} \cdot P_{\text{místnost}} \cdot 8700 \cdot 10^{-6} \cong 204 \text{ (MWh)}$$

### 5.2.4 Dimenzování čerpadel

Pro dimenzování se předpokládá stejně jako u dimenzování chlazení vzduchem možný nárůst výpočetního výkonu o 10 % na 550 kW na místnost. Pro tento výkon byly přepočítány tlakové ztráty a ztrátové výkony (ve výpočtu označeny apostrofem jako  $P_z'$ ).

Maximální příkon čerpadla vnitřního okruhu:

$$P_{\text{čerp.vnitř.}}' = \frac{P_{z1}' + P_{z2}' \cdot 6 + P_{z3}' \cdot 60 + P_{z4}' \cdot 1620}{\eta_{\text{čerp.}}} \cdot k_{\text{rez}} \cong 967 \text{ (W)}$$

Maximální příkon čerpadla vnějšího okruhu:

$$P_{\text{čerp.vnějš.}}' = \frac{P_{z5}'}{\eta_{\text{čerp.}}} \cdot k_{\text{rez}} \cong 729 \text{ (W)}$$

Maximální příkon čerpadel na jednu místnost je dán součtem příkonů čerpadel:

$$P_{\text{místnost}}' = P_{\text{čerp.vnitř.}}' + P_{\text{čerp.vnějš.}}' \cong 1696 \text{ (W)}$$



Celkový maximální příkon čerpadel pro 8 MW výpočetního výkonu je pak:

$$P_{8\text{ MW}}' = \frac{8}{0,5} \cdot P_{\text{místnost}}' \cong 27,2\text{ kW}$$

### 5.3 Souhrn vodního a vzduchového chlazení

Následující tabulka obsahuje souhrnné informace o příkonech a spotřebách ventilátorů a čerpadel pro vzduchové a vodní chlazení dle výpočtů výše. V tabulce jsou pro vzduchové chlazení příkony pro jednotlivé ventilátory. Výměníkových ventilátorů je na místnost instalováno 7 a rackové a vratkové jsou po 6. Roční spotřeba je uváděna sumárně pro všechny ventilátory daného typu. Z tabulky je patrný rozdíl ve spotřebě elektrické energie mezi vodním a vzduchovým chlazením, jehož spotřeba činí za rok přibližně 1224 MWh, což je šesti násobek spotřeby vodního chlazení.

Tabulka 8: Souhrn spotřeby a příkonů vzduchového a vodního chlazení

	Vzduchové chlazení			Vodní chlazení		
	Výměníkový ventilátor	Rackový ventilátor	Vratkový ventilátor	Vnitřní okruh čerpadlo	Vnější okruh čerpadlo	
Maximální příkon	1224	795	196	967	729	(W)
Příkon	715	615	0 až 118	773	691	(W)
Roční spotřeba pro 8 MW	697	514	13	108	96	(MWh)
Roční spotřeba pro 8 MW	1224			204		(MWh)

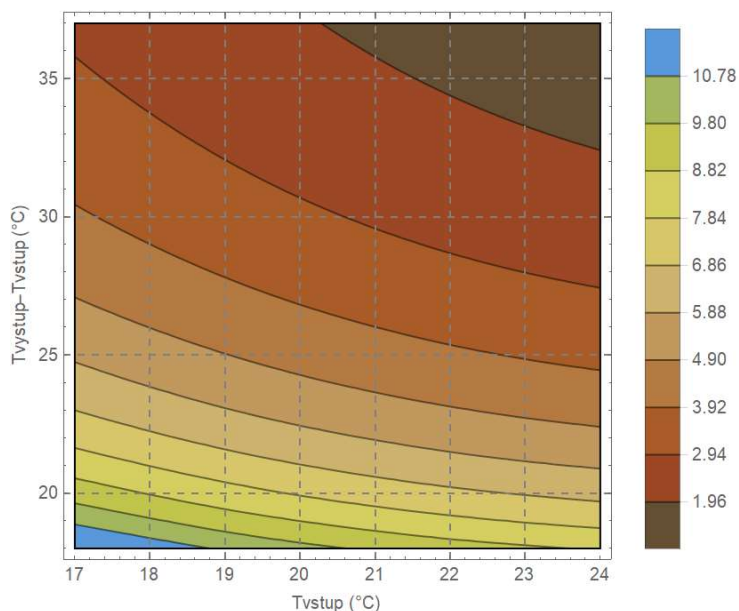
## Kapitola 6 Provozní náklady vzduchového a vodního chlazení

Provozní náklady na provoz vzduchového i vodního chlazení se skládají majoritně ze dvou složek, kterými jsou náklady na energii chladu a náklady na elektrickou energii. Náklady jsou vypočteny dle předpokládané ceny elektrické energie v daném místě a předpokládané ceny chladu. Cena elektrické energie je značně nižší, než je obvyklé díky přímé lince z blízkého zdroje.

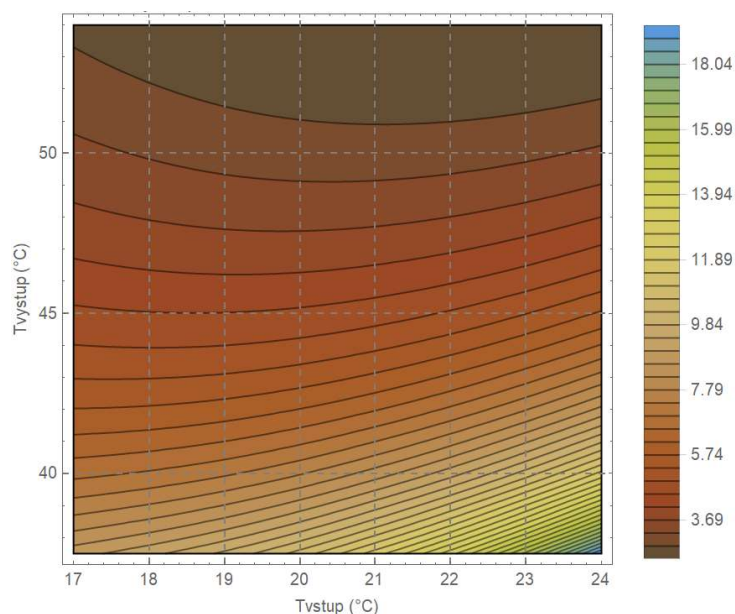
Cena elektrické energie:	1650 Kč/MWh
Cena energie chladu:	450 Kč/MWh
	125 Kč/GJ

### 6.1 Provozní náklady vzduchového chlazení

Obdobně, jako byly vypočítána spotřeba elektrické energie a chladu pro vstupní teplotu 20 °C a výstupní teplotu 50 °C, byla vypočtena závislost provozních nákladů na vstupní a výstupní teplotě. Na základě závislostí spotřeb energií na vstupní a výstupní teplotě a cen energií byla sestavena následující dvojice grafů: Graf 16 ukazuje závislost na vstupní teplotě a teplotním rozdílu a Graf 17 prezentuje závislost na vstupní a výstupní teplotě. Z principu chlazení vzduchem je patrné, že náklady spojené s dodávkou chladu rostou s klesajícími náklady na elektrickou energii.

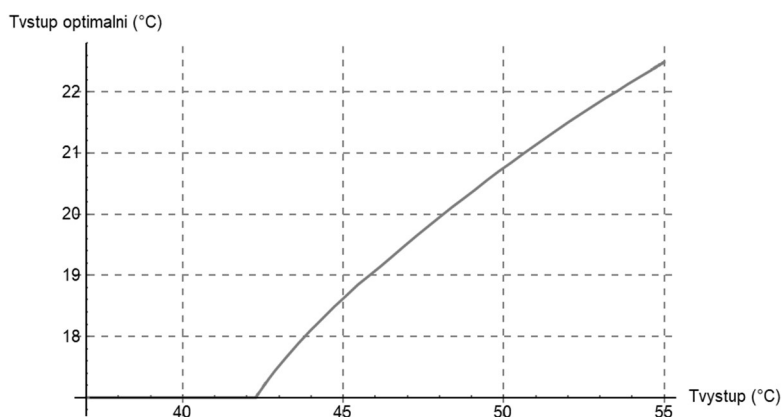


Graf 16: Celkové náklady na provoz chlazení vzduchem v milionech Kč/rok v závislosti na vstupní teplotě a teplotním rozdílu



Graf 17: Celkové náklady na provoz chlazení vzduchem v milionech Kč/rok v závislosti na vstupní a výstupní teplotě

Z Graf 20 lze mimo jiné určit optimální vstupní teplotu v daném rozmezí pro požadovanou výstupní teplotu za cenu minimálních celkových provozních nákladů. Vlivy optimalizace vstupní teploty jsou patrné hlavně pro nižší výstupní teplotu. Předpokládaná vstupní teplota 20 °C odpovídá optimální teplotě pro dosažení minima provozních nákladů při výstupní teplotě 50 °C. Pomocí křivek konstantních provozních nákladů lze pro dané provozní náklady určit teplotní poměry za dosažení minimální výstupní teploty technologie. Optimální vstupní teplotu, která odpovídá minimálním nákladům, v závislosti na výstupní teplotě ukazuje



Graf 18: Závislost vstupní teploty na výstupní pro minimální náklady

Pro uvažovanou vstupní teplotu 20 °C a výstupní teplotu 50 °C jsou provozní náklady na elektrickou energii:

$$NP_{el\_vzdu} = 1\,224 \cdot 1,65 = 2\,020 \text{ (tis. Kč/rok)}$$

Pro uvažovanou vstupní teplotu 20 °C a výstupní teplotu 50 °C jsou provozní náklady na energii chladu:

$$NP_{chlاد_vzdu} = 8\,484 \cdot 0,125 = 1\,061 \text{ (tis.Kč/rok)}$$

Celkové provozní náklady chlazení vzduchem pro uvažované teploty:

$$NP_{vzduc} = 3\,081 \text{ (tis.Kč/rok)}$$

## 6.2 Provozní náklady vodního chlazení

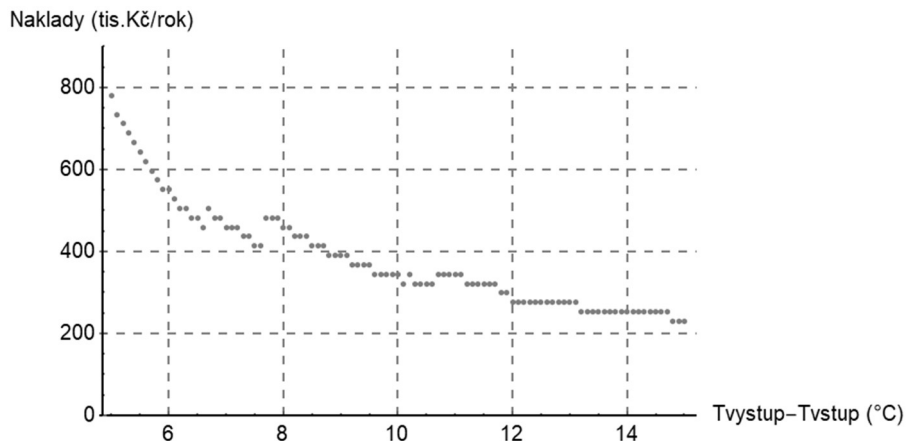
Výpočet z bodu (5.2.2), byl rozšířen pro výpočet nákladů v závislosti na teplotních parametrech. Provozní náklady čerpadel u vodního chlazení za předpokladu obdobného dimenzování tepelného výměníku<sup>2</sup> jsou prakticky závislé hlavně na teplotním rozdílu vstupní a výstupní teploty. Vliv teplotní úrovně je minimální a z tohoto důvodu není uvažován. Majoritní část provozních nákladů jsou náklady spojené s dodávkou chladu, která je značně vyšší proti vzduchovému chlazení.

Následující Graf 19 ukazuje závislost spotřeby elektrické energie na rozdílu výstupní a vstupní teploty. Snižováním tohoto rozdílu roste spotřeba elektrické energie z důvodu růstu potřebného hmotnostního toku pro chlazení technologie. Zlomy jsou způsobené změnou navrhovaných průměrů potrubí. Náklady na elektrickou energii vodní chlazení o vstupní teplotě 20 °C a výstupní teplotě 30 °C jsou:

$$NP_{el_vodni} = 209 \cdot 1,65 \cong 345 \text{ (tis.Kč/rok)}$$

---

<sup>2</sup> Dimenzování výměníku pro různé teploty a hmotnostní toky počítá s konstantní návrhovou tlakovou ztrátou, které lze docílit například paralelním řazením výměníků či zvyšováním počtu desek výměníku.



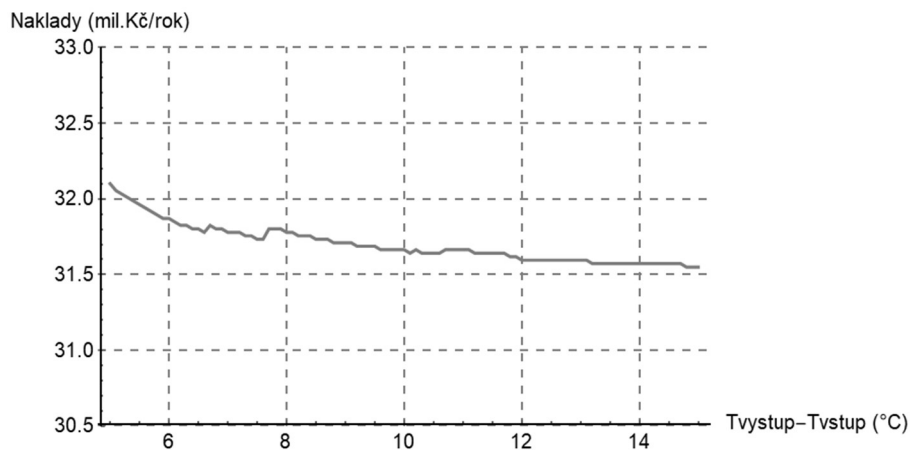
Graf 19: Závislost spotřeby elektrické energie vodního chlazení na rozdílu výstupní a vstupní teploty

Dodávka energie chladu v tomto případě není přímo závislá na teplotní úrovni a teplotním rozdílu chladicí vody a je konstantní přes celé hodnocené období dle bodu 4.2.1. Náklady spojené s dodávkou chladu jsou tedy:

$$NP_{\text{chlاد_vodni}} = 250\,560 \cdot 0,125 = 31\,320 \quad (\text{tis. Kč/rok})$$

Vliv vstupní a výstupní teploty na celkové provozní náklady vodního chlazení jsou tedy minimální (podíl 1 %), jak ukazuje Graf 20. Celkové provozní náklady pro vodní chlazení o vstupní teplotě 20 °C a výstupní teplotě 30 °C jsou tedy:

$$NP_{\text{vodni}} = 31\,665 \quad (\text{tis. Kč/rok})$$

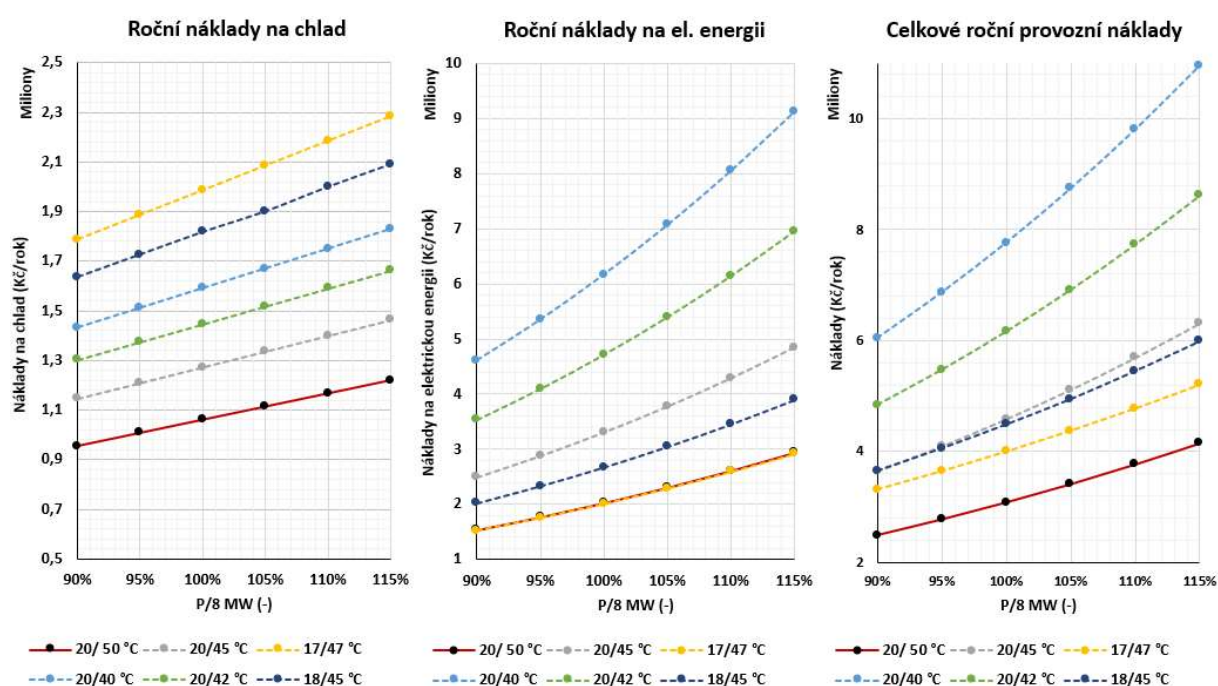


Graf 20: Celkové provozní náklady vodního chlazení v závislosti na rozdílu výstupní a vstupní teploty

### 6.3 Závislost provozních nákladů na výpočetním výkonu

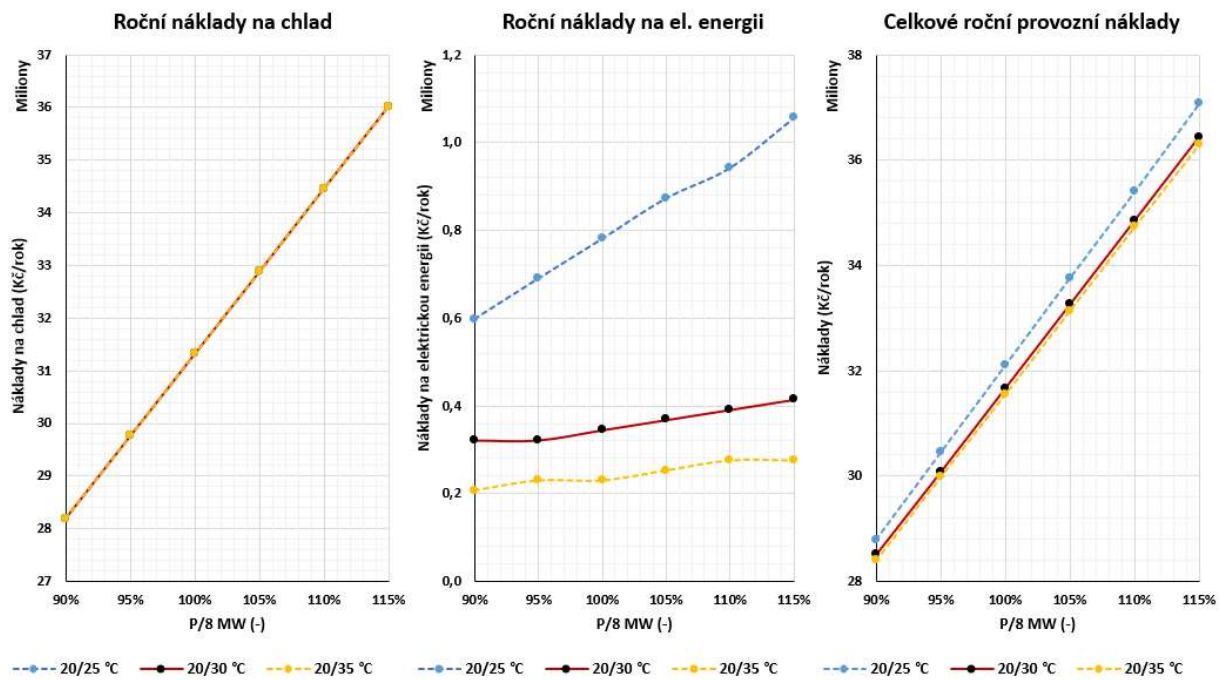
Závislost provozních nákladů v závislosti na výpočetním výkonu v rozmezí 90 až 115 % předpokládaného výpočetního výkonu 8 MW pro různé teplotní poměry ukazují dvě trojice grafů. Pro vzduchové chlazení se jedná o Grafy 21 a pro vodní chlazení Grafy 22.

U vzduchového chlazení rostou náklady na chlad i při zachování vstupní teploty a snižování výstupní teploty. Energie chladu v závislosti na výpočetním výkonu roste lineárně, pro různé teplotní poměry ale s rozdílnou derivací. Náklady na elektrickou energii rostou s výkonem značně rychleji, a to velmi významně pro menší teplotní rozdíly výstupní a vstupní teploty. Celkové náklady se pak v závislosti na výkonu v rozmezí 90 až 115 % pohybují v širokém intervalu, což je dáno hlavně mocninou závislostí nákladů na elektrickou energii.



Grafy 21: Závislosti provozních nákladů vzduchové chlazení na výpočetním výkonu

Vodní chlazení má lineární závislost chladicího výkonu na výpočetním výkonu, která je shodná pro všechny teplotní poměry. Náklady na elektrickou energii tvoří velmi malou část z celkových nákladů a jejich závislosti na výpočetním výkonu je téměř lineární (vstupují vlivy změn průměrů potrubí, dimenzování výměníků apod.). Největší derivace nákladů na elektřinu je pro nejmenší teplotní spád, ale i pro 115 % výpočetního výkonu netvoří více jak 3 % z celkových nákladů. Celkové náklady jsou silně závislé na energii chladu, z grafů je patrné, že snížení teplotního spádu o 5 °C má značně vyšší vliv na celkové náklady než jeho zvyšování. Rozdíl mezi náklady různých teplotních poměrů při 90 % výpočetního výkonu není o mnoho menší než při 115 % vzhledem jejich úrovni.



Grafy 22: Závislost provozních nákladů vodního chlazení na výpočetním výkonu

#### 6.4 Možná úspora investičních nákladů na servery při vodním chlazení

Předpoklad možné úspory investičních nákladů formou zvýšení výpočetního výkonu technologie, které je možné při dostatečně nízké teplotě chipu. Ocenění navýšeného výpočetního výkonu je zde pro jednoduchost reprezentováno odpovídajícím snížením investičních nákladů. Výpočetní výkon  $P_{vyp}$  je zvyšován koeficientem *boost* z hodnoty  $P_n$ .

$$P_{vyp} = P_n \cdot boost$$

Snížení investičních nákladů  $NI_2$  pro stejný výpočetní výkon z původních  $NI$ :

$$NI_2 = \frac{NI}{boost}$$

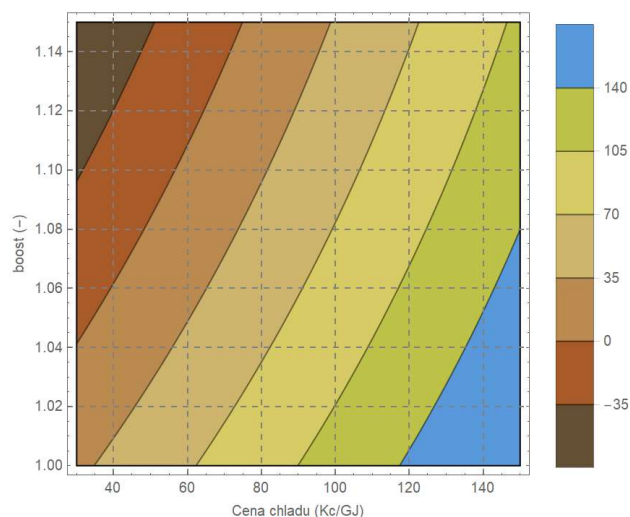
Investiční náklady na vybavení servery jsou počítány se střední cenou serverů na trhu 30 000 Kč/kus. Celkový investiční náklady na 8 MW technologii jsou tedy uvažovány v hodnotě 776,699 milionu korun.

Provozní náklady během života projektu jsou korigovány diskontem pro výpočet nákladové čisté současné hodnoty dle rovnice (6.1). Cena elektrické energie předpokládána stejná jako v předchozím bodě (1650 Kč/MWh), cena energie chladu zde vstupuje jako proměnná. Hodnota diskontu je zvolena 4 % a hodnocená doba života 6 let z důvodu krátké morální životnosti serverů.

$$NPV = NI + \sum_{t=1}^{t=tž} \frac{cena_{chlad} \cdot spotřeba_{chlad} + cena_{el} \cdot spotřeba_{el}}{(1 + d)^t} \quad (6.1)$$

Výpočet NPV je proveden v závislosti na ceně chladu a možného zvýšení výpočetního výkonu. Do Graf 23 je vyneseno rozdílné současné hodnoty vzduchového chlazení pro jednotkový výpočetní výkon a v závislosti na ceně chladu a čisté současné hodnoty vodního chlazení v závislosti na možném zvýšení výpočetního výkonu a ceně chladu dle následujícího chladu:

$$\Delta = NPV_{vzduch}(boost = 1, cena_{chlad}) - NPV_{voda}(boost, cena_{chlad})$$



Graf 23: Rozdíl nákladového NPV v závislosti na navýšení výkonu a ceně chladu

Pro  $\Delta$  záporné je výhodnější vodní chlazení a pro kladné vzduchové chlazení. V grafu je patrná hranice nulového rozdílu čisté současné hodnoty, která ale ve sledovaném rozmezí možného navýšení výpočetního výkonu prochází úrovní reálné ceny chladu (pro  $\Delta = 0$  a maximální  $boost = 1,15$  vychází potřebná cena chladu 75 Kč/GJ). Pro reálnou cenu chladu uvažovanou v předchozích bodech se rozdíl čisté současné hodnoty pohybuje mezi 72 ( $boost = 1,15$ ) a 149 miliony korun ( $boost = 1$ ), což odpovídá rozdílu čisté současné hodnoty bez uvažování zvýšení výkonu. Rozdílnost v provozních nákladech vodního a vzduchového chlazení je značná a ani uvažování možné úspory investičních nákladů tento rozdíl ve výrazněji nemění.



## Závěr

V první kapitole byly shrnuty základní teoretické principy potřebné pro následující výpočty. V kapitole druhé byla představena problematika kompresorových a sorpčních zařízení. Hlavní část byla věnována absorpčnímu chlazení, pro které jsou sestaveny Dühringovy diagramy a odvozeny vztahy pro maximální účinnost při uvažování dílčích Carnotovo oběhů. Dále se kapitola věnuje výrobě elektřiny točivou redukcí tlaku a podpoře kombinované výroby elektřiny a tepla a podmínkám pro získání zeleného bonusu, které definuje zákon a zmíněné prováděcí předpisy. Kapitola je zakončena pojednáním o rekuperačních výměnících.

Třetí kapitola se představuje uvažovaný systém zásobování datového centra chladem a samotné členění datového centra. Vyhodnocení potřeby chladicího výkonu během roku je provedeno ve čtvrté kapitole. Na základě doplněných meteorologických dat a vstupních parametrů uvažovaného systému chlazení je vypočten průběh potřebného chladicí a topného výkonu v průběhu roku, podle kterého byla určena spotřebovaná energie chladu v závislosti na požadované vstupní a výstupní teplotě chladiva.

Pátá kapitola se věnuje návrhu čerpadel a ventilátorů pro chlazení vzduchem a vodnou. Pro zadanou koncepci chlazení vzduchem byly vypočteny tlakové ztráty při chlazení a potřebný příkon ventilátorů a čerpadel. Pro vodní chlazení byla navržena koncepce a též určeny tlakové ztráty oběhem chladiva. Integrací příkonů ventilátorů a čerpadel byla stanovena spotřeba elektrické energie během roku pro obě varianty chlazení.

Vypočtená spotřeba elektrické energie a energie chladu byla vstupem do poslední šesté kapitoly, kde byly porovnány náklady na provoz vzduchové a vodního chlazení pro reálné ceny elektrické energie a chladu v dané lokalitě. Dále byla sestavena grafická závislost nákladu na uvažované vstupní a výstupní teplotě vzduchového chlazení. Náklady na elektrickou energii spotřebovanou chlazením 8 MW výpočetního výkonu při uvažovaných teplotách vyšly u vzduchového chlazení 2 020 tis.Kč/rok, náklady na chlad u vzduchového chlazení tvoří menší část 1 061 tis.Kč/rok. Pro uvažované vodní chlazení je tomu naopak, značně dominantní část tvoří náklady na chlad (31 320 tis.Kč/rok) a náklady na elektrickou energii pouze 345 tis.Kč/rok. Náklady byly porovnány v závislosti na výpočetním výkonu, kde je patrný dominantní nárůst nákladů na elektrickou energii při chlazení vzduchem. Na základě ročních provozních nákladů je varianta vzduchového chlazení značně výhodnější. Ani uvažováním teoretické úspory investičních nákladů provozem technologie při vyšším výpočetním výkonu, kterého je technologie schopna za nižší provozní teploty zajištěné vodním chlazením, nebylo docíleno ekonomické výhodnosti vodního chlazení při daných cenách elektrické energie a chladu.

## Zdroje:

- [1] SALABA, Josef a Jiří ŠŤASTNÝ. *Hospodaření energiemi v průmyslových závodech*. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1982.
- [2] ŠULC, Radek. *Základy termodynamiky III. FS ČVUT v Praze* [online]. Ústav procesní a zpracovatelské techniky: FS ČVUT v Praze, 2008, 2008 [cit. 2018-12-24]. Dostupné z: [http://www1.fs.cvut.cz/cz/U218/pedagog/predmety/1rocnik/chemie1r/prednes/Ch\\_predn0405-Ztd.pdf](http://www1.fs.cvut.cz/cz/U218/pedagog/predmety/1rocnik/chemie1r/prednes/Ch_predn0405-Ztd.pdf)
- [3] PROCHÁZKA, Radek. *Termodynamika. Powerwiki.cz* [online]. FEL ČVUT v Praze [cit. 2018-12-26]. Dostupné z: <https://www.powerwiki.cz/attach/EN1Podklady/Elektroenergetika-1-Termodynamika.pdf>
- [4] KOČÁRNÍK, Petr. *Strojní struktury elektráren* [online]. 2017 [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: <https://moodle.fel.cvut.cz>
- [5] HEROLD, K. E., Reinhard RADERMACHER a Sanford A. KLEIN. *Absorption chillers and heat pumps*. Boca Raton, FL: CRC Press, 1996. ISBN 0849394279.
- [6] *Produktový katalog absorpčního chlazení Sokra, Board*.
- [7] *Broad.cz* [online]. [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: <http://www.broad.cz/broad2013/princip.php>
- [8] *Broad.cz* [online]. [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: [http://www.broad.cz/broad2013/proc\\_absorpce.php](http://www.broad.cz/broad2013/proc_absorpce.php)
- [9] ŠŤASTNÝ, Jiří. *Energetická strojní zařízení*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03585-9.
- [10] *Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 9/2018*. Jihlava: Energetický regulační úřad, 2018.
- [11] *Vyhláška č. 37/2016 Sb., o elektrině z vysokoúčinné kombinované výroby tepla a elektřiny z druhotných zdrojů*.
- [12] *Zákon č. 165/2012 Sb., o podporovaných zdrojích energie a o změně některých zákonů*.

- [13] ČERNÝ, Václav. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1986
- [14] KYNCL, Jan. *Powerwiki* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.powerwiki.cz/wiki/ETT2017>
- [15] *Wolfram Mathematica: Weather Data*. Wolfram Research, Inc. 2019
- [16] KYNCL, Jan. *Inženýrské aplikace: Materiály z přednášek a cvičení magisterského předmětu IAP*. ČVUT FEL, 2018
- [17] Airedale, *Dry Coolers Technical Manual 9308503 V1.10.0\_10\_2018*.
- [18] *Hydronic Heating Supplies* [online]. [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: [http://www.hydronicheatingsupplies.com/WA15X15-Heat-Exchanger--90000-Btu-\\_p\\_66.html](http://www.hydronicheatingsupplies.com/WA15X15-Heat-Exchanger--90000-Btu-_p_66.html)
- [19] HEMERKA, Jiří. *Filtrace atmosférického vzduchu III* [online]. [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/potrubi-a-jeho-soucasti/5877-filtrace-atmosferickeho-vzduchu-iii>
- [20] *KS Klima-Service* [online]. [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: [www.ksklimaservice.com/en/filter-element-macrofalt-macropac](http://www.ksklimaservice.com/en/filter-element-macrofalt-macropac).
- [21] MICHEJEV, Michail Aleksandrovič. *Základy sdílení tepla*. 2. upr. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1953. Řada teoretické literatury
- [22] *TZB-info* [online]. [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz>
- [23] SHIGREKAR, Neha. *Quantifying air flow rate throught a server in an operational data center and assesing the impact of using theoretical fan curve* [online]. Arlington, 2015 [cit. 2019-04-28]. Dostupné z: [https://rc.library.uta.edu/uta-ir/bitstream/handle/10106/25378/Shigrekar\\_uta\\_2502M\\_13311.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://rc.library.uta.edu/uta-ir/bitstream/handle/10106/25378/Shigrekar_uta_2502M_13311.pdf?sequence=1&isAllowed=y). Master's thesis. The University of Texas at Arlington.
- [24] PETRÁK, Miroslav. *Chladicí technika a tepelná čerpadla pro inteligentní budovy: výpočtové podklady*. V Praze: České vysoké učení technické, 2013. ISBN 978-80-01-05341-6.



# Přílohy

## Příloha č. 1 – Zdrojové kódy výpočtů v softwaru Wolfram Mathematica

### Získání a úprava meteorologických dat

```
coordinates = {48.87, 17.13};  
  
weatherstations = WeatherData[{coordinates, 100}];  
  
brno = weatherstations[[1]];  
  
entityvalues = EntityValue[brno, "PropertyAssociation"];  
  
teploty = WeatherData["Brno", "Temperature", {{2018, 1, 1}, {2018, 12, 31}}];  
  
DateListPlot[teploty];  
  
RegularlySampledQ[teploty];  
  
Cases[teploty["Path"], {t_, mv_Missing} => {DateObject[t], mv}];  
  
teploty2 = TimeSeries[teploty, MissingDataMethod -> "Interpolation"];  
  
teploty3 = TimeSeriesResample[teploty2];  
  
teploty4 = Table[First[teploty3[[2, 1, 1, i]]], {i, 1, 525600, 30}];  
teploty5 = Round[teploty4 * 10] / 10;  
  
SetDirectory[NotebookDirectory[]];  
  
Export["pulhodinove_teploty_brno.xls", teploty5]  
  
pulhodinove_teploty_brno.xls
```

### Potreba chladu a chladiciho vykonu

```
Quiet@Remove["Global`*"];
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
$HistoryLength = 3;
dat = Import["pulhodinove_teploty_brno.xls"][[1]];
teploty = Table[dat[[i, 1]], {i, 1, Length[dat]}];
cp = 1012.;
MW = 106;
ClearAll[chladVykon];
boost = 1.0;
Ptech = boost * 8 MW;
Tvstup = 20.; (*pozadovana teplota na vstupu do systemu chlazenii*)
Tvystup = 50.; (*pozadovana teplota na vystupu ze systemu chlazenii*)
chladVykon[{Pchlaz_, TmaxVystup_, Tvenku_}] := Module[{mVstup, Pchlaz, mVratka, mZvenku},
  Pchlaz = 
$$\frac{\text{Pchlaz}}{\text{cp} * (\text{TmaxVystup} - \text{Tvstup})};$$

  mVstup = 
$$\frac{\text{Pchlaz}}{\text{cp} * (\text{TmaxVystup} - \text{Tvstup})};$$

  Pchlaz = mVstup * cp * (Tvenku - Tvstup);
  mVratka = 0;
  mZvenku = mVstup;
  {Pchlaz, mVratka, mVstup, mZvenku}
] /; Tvenku >= Tvstup;
chladVykon[{Pchlaz_, TmaxVystup_, Tvenku_}] := Module[{mVstup, Pchlaz, mVratka, mZvenku},
  Pchlaz = 
$$\frac{\text{Pchlaz}}{\text{cp} * (\text{TmaxVystup} - \text{Tvstup})};$$

  mVstup = 
$$\frac{\text{Pchlaz}}{\text{cp} * (\text{TmaxVystup} - \text{Tvstup})};$$

  Pchlaz = 0;
  mZvenku = 
$$\frac{\text{mVstup} * (\text{TmaxVystup} - \text{Tvstup})}{\text{TmaxVystup} - \text{Tvenku}};$$

  mVratka = mVstup - 
$$\frac{\text{mVstup} * (\text{TmaxVystup} - \text{Tvstup})}{\text{TmaxVystup} - \text{Tvenku}};$$

  {Pchlaz, mVratka, mVstup, mZvenku}
] /; Tvenku < Tvstup;
nTepIs = Length[teploty];
casy = 30 * 60. * Range[0, nTepIs - 1];
intTeplota = Interpolation[Thread[{casy, teploty}]];
tmax = Last[casy];
Pchladi[t_] := chladVykon[{Ptech, Tvystup, intTeplota[t]}][[1]];
(*pocitame pro chadici vykon 8 MW a maximalni vystupni teplotu vzduchu ze systemu 50°C *)
dat = {#, Pchladi[#]} & /@ Range[0, tmax, 30 * 60.];
Pchlaz = Interpolation[dat];
(*pulhodinove samplovani s naslednou interpolaci nize*)
{tMaxVykon, PmaxVykon} = Sort[dat, #1[[2]] < #2[[2]] &][[-1]];
(*sort podle vykonu, -1 bere posledni*)
MRound := Round[#, 0.001] &; (*fce pro zaokrouhlovani na tisiciny megawattu*)
```

```

Plot[ $\frac{\text{Pchlad}[t]}{\text{MW}}$ , {t, 0, tmax}, PlotRange -> All, AxesLabel -> {"t [s]", "Pchladici [MW]"},
GridLines -> Automatic, PlotLabel -> "Max [Pchladici] = " <> ToString[MRound[ $\frac{\text{PmaxVykon}}{\text{MW}}$ ]] <> " MW"];
Plot[intTeplota[t*3600], {t, 0, 8700}, PlotRange -> All, AxesLabel -> {"t [h]", "T [°C]"},
PlotLabel -> "Prubeh teploty v roce", GridLines -> Automatic,
GridLinesStyle -> {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, Filling -> Axis, AxesStyle -> Black];
ListPlot[Table[{t/3600,  $\frac{\text{Pchlad}[t]}{\text{MW}}$ }, {t, 0, 8750*3600, 900}], Joined -> True,
PlotRange -> {0, 4}, AxesLabel -> {"t [h]", "Pchladici [MW]"},
PlotLabel -> "Max [Pchladici] = " <> ToString[MRound[ $\frac{\text{PmaxVykon}}{\text{MW}}$ ]] <> " MW", AxesStyle -> Black,
GridLines -> Automatic, GridLinesStyle -> {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, Filling -> Axis];

Δt = 10*60;
nKroku = Round[ $\frac{t_{\text{max}}}{\Delta t}$ ];
derivace[t_] := Pchlad[t];
RungeKuttaKrok[{t_, y_}] := Module[
{k1, k2, k3, k4},
k1 = derivace[t];
k2 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
k3 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
k4 = derivace[t + Δt];
{t + Δt, y +  $\frac{\Delta t}{6}$  * (k1 + 2 k2 + 2 k3 + k4)}
];
EnerChlad = NestList[RungeKuttaKrok, {0, 0}, nKroku];
Print["Dodana energie chladu: ", Round[ $\frac{1}{10^9}$  Last[EnerChlad][[2]]], " GJ"];
Dodana energie chladu: 8484 GJ

ListPlot[EnerChlad /. {t_, e_} -> {t/3600,  $\frac{e}{10^9}$ }, AxesLabel -> {"t [h]", "Energie chladu [GJ]"},
PlotLabel -> "Kumulovana energie chladu", Joined -> True, PlotStyle -> Thickness[0.007], AxesStyle -> Black,
GridLines -> Automatic, GridLinesStyle -> {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, Filling -> Axis];

intEnergie = Interpolation[EnerChlad];
energieChladuMeziCasy[t1_, t2_] :=  $\frac{1}{10^9}$  (intEnergie[t2] - intEnergie[t1]);
a = energieChladuMeziCasy[2*107, 2*107 + 24*3600] * 109;
b = NIntegrate[Pchlad[t], {t, 2*107, 2*107 + 24*3600}];
Print["Procentualni rozdil vuci NIntegrate v jednodennim rozmezi: ",  $\frac{a-b}{a}$  * 100, "%"];
Procentualni rozdil vuci NIntegrate v jednodennim rozmezi: -0.000433549 %

pp = Plot[ $\frac{\text{Pchlad}[t]}{\text{MW}}$ , {t, 2*107, 2*107 + 24*3600},
GridLines -> Automatic, AxesLabel -> {"t [s]", "Pchlad [MW]"},
PlotStyle -> Thickness[0.007], PlotLabel -> "Vykon chladu v jednom dni"];

ListPlot[Textport = Table[intTeplota[t], {t, 0, tmax, 60*60}];
ListPlot[Pexport = Table[Pchlad[t]/MW, {t, 0, tmax, 60*60}], PlotRange -> All];
Export["Textport.xls", Textport];
Export["Pexport.xls", Pexport];

```

### Zavislost potreby chladu na teplotnich pomerech

```
Quiet@Remove["Global`*"];
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
dat = Import["pulhodinove_teploty_brno.xls"][[1]];
teploty = Table[dat[[i, 1]], {i, 1, Length[dat]}];

cp = 1012.;
MW = 106;
ClearAll[vykonChlad];
nTepIs = Length[teploty];
casy = 30 * 60. * Range[0, nTepIs - 1]; (*Generace casove osy*)
intTeplota = Interpolation[Thread[{casy, teploty}]];
tmax = Last[casy];
MRound := Round[#, 0.001] &;
Δt = 10 * 60;
nKroku = Round[ $\frac{t_{max}}{\Delta t}$ ];
RungeKuttaKrok[{t_, y_}] := Module[
  {k1, k2, k3, k4},
  k1 = derivace[t];
  k2 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
  k3 = derivace[t +  $\frac{\Delta t}{2}$ ];
  k4 = derivace[t + Δt];
  {t + Δt, y +  $\frac{\Delta t}{6}$  * (k1 + 2 k2 + 2 k3 + k4)}];
vykonChlad[{Pchlaz_, TmaxVystup_, Tvenku_}] := Module[{mVstup, Pchlaz},
  Pchlaz =  $\frac{Pchlaz}{cp * (TmaxVystup - Tvstup)}$ ;
  mVstup =  $\frac{Pchlaz}{cp * (TmaxVystup - Tvstup)}$ ;
  Pchlaz = mVstup * cp * (Tvenku - Tvstup);
  {Pchlaz}
] /; Tvenku ≥ Tvstup;
vykonChlad[{Pchlaz_, TmaxVystup_, Tvenku_}] := Module[{mVstup, Pchlaz},
  Pchlaz = 0;
  {Pchlaz}
] /; Tvenku < Tvstup;
fce[Tvstup2_, del_] := Module[{Pchlaz1, dat, Pchlaz, tMaxVykon, PmaxVykon, EnerChlad, TmaxVystup},
  Tvstup = Tvstup2;
  TmaxVystup = Tvstup2 + del;
  Pchlaz1[t_] := vykonChlad[{8 MW, TmaxVystup, intTeplota[t]}] [[1]];
  dat = {#, Pchlaz1[#]} & /@ Range[0, tmax, 30 * 60.];
  Pchlaz = Interpolation[dat];
  {tMaxVykon, PmaxVykon} = Sort[dat, #1[[2]] < #2[[2]] &] [[-1]];
  (*Sort podle vykonu, -1 bere posledni*)
  derivace[t_] := Pchlaz[t];
  EnerChlad = NestList[RungeKuttaKrok, {0, 0}, nKroku];
   $\frac{1}{10^9}$  Last[EnerChlad] [[2]]
];
a = Table[{Tvst, Tvys, fce[Tvst, Tvys - Tvst]}, {Tvst, 15, 25, 2}, {Tvys, 35, 55, 2}];
b = Union[a[[1]], a[[2]], a[[3]], a[[4]], a[[5]], a[[6]]];
spotchlad = Interpolation[b];
```



```
ContourPlot[spotchlad[t, tout], {t, 15, 25}, {tout, 35, 55}, GridLines → Automatic,
  GridLinesStyle → {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, BoundaryStyle → Black,
  FrameLabel → {"Tvstup (°C)", "Tvystup (°C)"}, PlotLegends → Automatic,
  PlotLabel → "Energie chladu v GJ za rok", ColorFunction → "SouthwestColors"];
```

### Vzduchove chlazení

```
Quiet@Remove["Global`*"];
```

```
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
dat = Import["pulhodinove_teploxy_bno.xls"][[1]];
teploty = Table[dat[[i, 1]], {i, 1, Length[dat]}];
MW = 106;
ClearAll[vykonChlad];
nTeply = Length[teploty];
casy = 30 * 60. * Range[0, nTeply - 1];
intTeploxy = Interpolation[Thread[{casy, teploty}]];
tmax = Last[casy];
boost = 1.;
Pmistnost = boost * 500000.;
Tvstup = 20.;
Tvystup = 50.;
TvstupExtr = -18;
krez = 1.15;
ucinnost = 0.6; (* ucinnost ventilatoru*)
ucinnostvoda = 0.8; (* ucinnost cepadla*)
cvzduch = 1012.;
rovzduch20 = 1.188;
rovzduch50 = 1.079;
rovoda10 = 999.7;
cvoda10 = 4196;
PocVen = 7;
PocREK = 6;
kinevis20 = 15.32 * 10-6;
kinevis50 = 18.245 * 10-6;
kp =  $\frac{18.31}{15.4}$ ; (*m/cm*)
cena = 1.65; (*Kc/kWh*)
```

```
Print["Celkovy hmotnostni prtok vzduchu pro mistnost: ",
  mvstup = Pmistnost / ((Tvystup - Tvstup) * cvzduch), " kg/s"];
```

```
Print["Hmotnostni prtok vzduchu jednim vstupnim ventilatorem: ", m1 = mvstup / PocVen, " kg/s"];
mvratkamax = mvratka /. Solve[6 * mvratka * cvzduch * (Tvystup - Tvstup) ==
  (mvstup - 6 * mvratka) * cvzduch * (Tvstup - TvstupExtr), {mvratka}][[1]];
Print["Maximalni hmotnostni prtok jednou vratkou: ", mvratkamax, " kg/s"]
```

```
Print["Maximalni prtok chladici vody jednim vymenikem: ",
  mlvodamax = ((36.5 - 20) * cvzduch * m1) / ((14 - 7) * cvoda10), " kg/s"]
```

```
Rey20[cstred_, prumer_] :=  $\frac{cstred * prumer}{kinevis20}$ ;
```

```
Rey50[cstred_, prumer_] :=  $\frac{cstred * prumer}{kinevis50}$ ;
```

```
tr[l_, prumer_, delta_, Rey_] :=  $\frac{1}{prumer} \left( 2 * \text{Log10} \left[ \left( \frac{6.97}{Rey} \right)^{0.9} + 0.27 * \frac{delta}{prumer} \right] \right)^{-2}$ 
```

```
Celkovy hmotnostni prtok vzduchu pro mistnost: 16.469 kg/s
```

```
Hmotnostni prtok vzduchu jednim vstupnim ventilatorem: 2.35272 kg/s
```

```
Maximalni hmotnostni prtok jednou vratkou: 1.53388 kg/s
```

```
Maximalni prtok chladici vody jednim vymenikem: 1.33752 kg/s
```

```

(*1. oblast - tlakova ztrata suchy vymenik voda vzduch pro jeden vstup do mistnosti*)
d1 = 1.07;
S1 =  $\left(\frac{d1}{2}\right)^2 * \text{Pi}$ ;
fceFiltr2[c_] := (9.531097043479221 * c + 2.318509071343156 * c^2 + 0.3274471194904101 * c^3) * 3.06557
fceVymenik[Vctvrt_] := 235.53 * Vctvrt^2 + 42.522 * Vctvrt + 0.0135;
fceVymenik $\left[\frac{0.25 * m1}{\text{rovzduch20}}\right]$ ;
Print["c1 =\t ", c1 =  $\frac{m1}{\text{rovzduch20} * S1}$ , "\t\t Re1 = ", Re1 = Rey20[c1, d1]]
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz1 = fceFiltr2[c1] + fceVymenik $\left[\frac{0.25 * m1}{\text{rovzduch20}}\right]$ ,
" Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz1 =  $\frac{pz1}{\text{rovzduch20}} * m1$ , " W"]
Print["Prikon ventilatoru sucheho chladice ucinnosti ", ucinnost * 100,
" % a rezervou ", (krez - 1) * 100, " % je pak: ", P1 =  $\frac{Pz1}{\text{ucinnost}} * \text{krez}$ , " W"]
Print[
"-----"
"---"]
(*2. oblast - TRECI tlakova ztrata prutokem mistnosti na jeden REKovy ventilator*)
a2 = 3.7;
b2 = 22.;
dek2 = 1.67 * a2;
l2 = kp * 2.8;
S2 = a2 * b2;
delta2 = 6 * 10^-3;
Print["c2 =\t ", c2 =  $\frac{mvstup}{\text{rovzduch20} * S2}$ , "\t\t Re2 = ",
Re2 = Rey20[c2, dek2], "\t\t tr2 = ", tr2 = tr[l2, dek2, delta2, Re2]]
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz2 =  $\text{rovzduch20} * \frac{c2^2}{2} * \text{tr2}$ , " Pa ",
"\t Ztratova energie: \t", Pz2 =  $\frac{1}{6} * \frac{pz2}{\text{rovzduch20}} * mvstup$ , " W"]
Print[
"-----"
"---"]
(*3. oblast - mistni ztrata zuzenim do oblasti mezi reky (0.1),
rozdelenim proudu (1.3), a treci na jeden REKovy ventilator*)
dek3 = 1.2 * kp * 1.3;
S3 = 1.2 * kp * 3.7;
l3 = 3 / 2;
delta3 = 6 * 10^-3;
Print["c3 =\t ", c3 =  $\frac{mvstup / 6}{\text{rovzduch20} * S3}$ , "\t\t Re3 = ",
Re3 = Rey20[c3, dek3], "\t\t tr3 = ", tr3 = tr[l3, dek3, delta3, Re3]];
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz3 =  $\text{rovzduch20} * \frac{c3^2}{2} * (1.3 + 0.1 + \text{tr3})$ ,
" Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz3 =  $\frac{pz3}{\text{rovzduch20}} * \frac{mvstup}{6}$ , " W"]
Print[
"-----"
"---"]
(*4. oblast prostup REKEM*)
Print["Tlakove ztraty prostupem servery:"]
fceServer[V_] := 3418.9737228800777 * V + 216747.4442857732 * V^2 + 807303.1021520561 * V^3;

```

```

Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz4 = fceServer[ $\frac{mvstup}{6 * rovzduch20} * \frac{1}{5 * 2 * 27}$ ],
" Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz4 =  $\frac{pz4}{rovzduch20} * \frac{mvstup}{6}$ , " W"]
Print[
"-----"
---"]
(*5. oblast mistni tlakova ztrata srazkou proudu mezi 2 reky, dopravní vyska*)
dek5 = 1.67 * 0.6;
S5 = 0.6 * 3;
Print["c5 = \t", c5 =  $\frac{mvstup / 6}{rovzduch50 * S5}$ , "\t\t Re5 = "]
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz5 = rovzduch50 *  $\left(\frac{c5^2}{2} * 3 + 0.7 * 9.81\right)$ ,
" Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz5 =  $\frac{pz5}{rovzduch50} * \frac{mvstup}{6}$ , " W"]
Print[
"-----"
---"]
(*6. oblast - mistni ztrata zuzenim do potrubí, koleno, koleno, treci*)
d6 = 0.6; (*prumer trubky asi*)
S6 = Pi *  $\left(\frac{d6}{2}\right)^2$ ;
l6 = 3.5 * kp;
delta6 = 0.6 * 10-3;
Print["c6 = \t ", c6 =  $\frac{mvstup / 6}{rovzduch50 * S6}$ , "\t\t Re6 = ",
Re6 = Rey50[c6, d6], "\t\t tr6 = ", tr6 = tr[l6, d6, delta6, Re6]]
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz6 = rovzduch50 *  $\frac{c6^2}{2} * (0.3 + 0.4 + 0.4 + tr6)$ ,
" Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz6 =  $\frac{pz6}{rovzduch50} * \frac{mvstup}{6}$ , " W"]
Print[
"-----"
---"]
(*7. oblast - mistni ztraty rozsirenim a vytokem z mistnosti*)
d7 = 1.07;
S7 = Pi *  $\left(\frac{d7}{2}\right)^2$ ;
delta7 = 0.6 * 10-3;
l7 = 1.6 * kp;
Print["c7 = \t ", c7 =  $\frac{mvstup / 6}{rovzduch50 * S7}$ , "\t\t Re7 = ",
Re7 = Rey50[c7, d7], "\t\t tr7 = ", tr7 = tr[l7, d7, delta7, Re7]]
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz7 = rovzduch50 *  $\frac{c7^2}{2} * (4 + 0.5 + tr7)$ ,
" Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz7 =  $\frac{pz7}{rovzduch50} * \frac{mvstup}{6}$ , " W"]
Print[
"-----"
---"]
(*8. oblast - vratka - mistni rozdelenim proudu se zuzenim (1.2), kolenem (0.4),
rozdelenim proudu (1.3), zaporna dopravní vyska, spojenim proudu (1), treci ztraty*)
d8 = 0.6;
S8 =  $\left(\frac{d8}{2}\right)^2 * Pi$ ;
l8 = 11.5 * kp + 0.7; (*0.7 je vyska dopravní*)

```

```

delta8 = 0.6 * 10^-3;
Print["c8 = \t ", c8 =  $\frac{mvratkamax}{rovzduch50 * 58}$ , "\t\t Re8 = ",
      Re8 = Rey50[c8, d8], "\t\t tr8 = ", tr8 = tr[18, d8, delta8, Re8]]
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz8 = rovzduch50 *  $\left(\frac{c8^2}{2} * (1.2 + 0.4 + 1.3 + 1 + tr8) - 9.81 * 0.7\right)$ ,
      " Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz8 =  $\frac{pz8}{rovzduch50} * mvratkamax$ , " W"]
Print[
  "-----"
  ---"]
(*9. oblast - tlakova ztrata vymeniku na strane vody*)
ks1 = 509;
pocetks = 4;
strLogT[T_] := -0.0001 * T^3 + 0.0062 * T^2 + 0.43 * T - 0.9219;
ksId[T_] := 0.2066 * T^3 - 21.916 * T^2 + 872.2 * T - 10317;
kolik[T_] := If[Round[ksId[T] / ks1] > pocetks, pocetks, Round[ksId[T] / ks1]];
m[T_] := If[T > 20, (strLogT[T] * ks1 * kolik[T]) / (cvoda10 * (14 - 7)), 0];
pzvodactvrt[mctvrtka_] := 24739 * mctvrtka^2 + 3860.3 * mctvrtka - 10.354;
Plot[pzvodactvrt[m], {m, 0, 0.7}, GridLines -> Automatic];
pzvoda[T_] := If[kolik[T] > 0, pzvodactvrt[m[T] / kolik[T]], 0];
Print["Maximalni tlakove ztraty na dopravu chlazene vody: \t",
      pz9 = pzvoda[37], " Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz9 =  $\frac{pz9}{rovoda10} * m1vodamax$ , " W"]
Print[
  "-----"
  ---"]
c1 =      2.2024      Re1 = 153823.
Merne tlakove ztraty:      188.35 Pa      Ztratova energie:      373.009 W
Prikon ventilatoru sucheho chladice ucinnosti 60. % a rezervou 15. % je pak: 714.934 W
-----
-
c2 =      0.170305      Re2 = 68688.9      tr2 = 0.0124684
Merne tlakove ztraty:      0.000214808 Pa      Ztratova energie:      0.000496308 W
-----
-
c3 =      0.437673      Re3 = 52988.7      tr3 = 0.023669
Merne tlakove ztraty:      0.161993 Pa      Ztratova energie:      0.374279 W
-----
-
Tlakove ztraty prostupem servery:
Merne tlakove ztraty:      45.6349 Pa      Ztratova energie:      105.438 W
-----
-
c5 =      1.41326      Re5 =
Merne tlakove ztraty:      10.6421 Pa      Ztratova energie:      27.0723 W
-----
-
c6 =      8.99711      Re6 = 295877.      tr6 = 0.143951
Merne tlakove ztraty:      54.3252 Pa      Ztratova energie:      138.196 W

```

-----  
 -  
 c7 = 2.82903 Re7 = 165912. tr7 = 0.0347901  
 Merne tlakove ztraty: 19.5805 Pa Ztratova energie: 49.8104 W  
 -----

-  
 c8 = 5.0278 Re8 = 165343. tr8 = 0.513807  
 Merne tlakove ztraty: 52.7855 Pa Ztratova energie: 75.0387 W  
 -----

-  
 Maximalni tlakove ztraty na dopravu chlazené vody: 3739.43 Pa Ztratova energie: 5.00308 W  
 -----

(\*dimenzovani ventilatoru \*)

$$P_{\text{vymenik}} = \frac{P_{z1}}{\text{ucinnost}} * \text{krez};$$

$$P_{\text{rekovy}} = ((P_{z2} + P_{z3} + P_{z4} + P_{z5} + P_{z6} + P_{z7}) / \text{ucinnost}) * \text{krez};$$

$$P_{\text{vratka}} = \frac{P_{z8}}{\text{ucinnost}} * \text{krez};$$

$$P_{\text{vodcerpadlo}} = \frac{P_{z9}}{\text{ucinnostvoda}} * \text{krez};$$

```
Print["Prikon vymenikoveho ventilatoru s ucinnosti ", ucinnost,
      " a rezervou ", (krez - 1) * 100, " % je pak:      ", P_vymenik, " W"]
Print["Prikon rekoveho ventilatoru s ucinnosti ", ucinnost, " a rezervou ",
      (krez - 1) * 100, " % je pak:      ", P_rekovy, " W"]
Print["Prikon vratkoveho ventilatoru s ucinnosti ", ucinnost,
      " a rezervou ", (krez - 1) * 100, " % je pak:      ", P_vratka, " W"]
Print["Prikon vodniho cerpadla pro vymenik s ucinnosti ", ucinnostvoda,
      " a rezervou ", (krez - 1) * 100, " % je pak:      ", P_vodcerpadlo, " W"]
Print[];
```

$$\text{Print["Prikon na Rack: ", \left(\frac{7}{6} * (P_{\text{vymenik}} + P_{\text{vodcerpadlo}}) + P_{\text{rekovy}} + P_{\text{vratka}}\right) * 10^{-3}, " kW"]}$$

$$\text{Print["Prikon na mistnost: ", 6 * \left(\frac{7}{6} * (P_{\text{vymenik}} + P_{\text{vodcerpadlo}}) + P_{\text{rekovy}} + P_{\text{vratka}}\right) * 10^{-3}, " kW"]}$$

$$\text{Print["Prikon pro 8 MW: ", \frac{8}{0.5} * 6 * \left(\frac{7}{6} * (P_{\text{vymenik}} + P_{\text{vodcerpadlo}}) + P_{\text{rekovy}} + P_{\text{vratka}}\right) * 10^{-3}, " kW"]}$$

Prikon vymenikoveho ventilatoru s ucinnosti 0.6 a rezervou 15. % je pak: 714.934 W

Prikon rekoveho ventilatoru s ucinnosti 0.6 a rezervou 15. % je pak: 615.043 W

Prikon vratkoveho ventilatoru s ucinnosti 0.6 a rezervou 15. % je pak: 143.824 W

Prikon vodniho cerpadla pro vymenik s ucinnosti 0.8 a rezervou 15. % je pak: 7.19193 W

Prikon na Rack: 1.60135 kW

Prikon na mistnost: 9.60809 kW

Prikon pro 8 MW: 153.729 kW

```

(*zakladni a variabilni spotreba el energie,
jelikoz hlavni a pomocny bezi cely rok se stejnym tokem maji v zasade konst. spotrebu,
vratkovy ventilator ma promennou spotrebu dle venkovni teploty *)
(*vypocet rocnich ekvivalentnich ztrat jednou vratkou v jedne misnosti tz pro 500 kW/6*)
vykonChlad[{Pchlaz_, TmaxVystup_, Tvenku_}] := Module[{mVstup, Pchlad, mVratka, mZvenku},
  mVstup = Pchlaz / (cvzduch * (TmaxVystup - Tvstup));
  Pchlad = mVstup * cvzduch * (Tvenku - Tvstup);
  mVratka = 0;
  mZvenku = mVstup;
  {Pchlad, mVratka, mVstup, mZvenku} /; Tvenku >= Tvstup;
vykonChlad[{Pchlaz_, TmaxVystup_, Tvenku_}] := Module[{mVstup, Pchlad, mVratka, mZvenku},
  mVstup = Pchlaz / (cvzduch * (TmaxVystup - Tvstup));
  Pchlad = 0;
  mZvenku = (mVstup (TmaxVystup - Tvstup)) / (TmaxVystup - Tvenku);
  mVratka = mVstup - (mVstup (TmaxVystup - Tvstup)) / (TmaxVystup - Tvenku);
  {Pchlad, mVratka, mVstup, mZvenku} /; Tvenku < Tvstup
mvratka1[t_] := vykonChlad[{Pmistnost / 6, Tvystup, intTeplota[t]}][[2]]
ListPlot[listmvratka1 = Table[mvratka1[t], {t, 0, 8700 * 60 * 60, 3600}],
  PlotLabel -> "Hmotnostni tok vratkovym potrubim behem roku", AxesLabel -> {"t (h)", "m (kg/s)"},
  PlotRange -> {0, 1.8}, Joined -> True, AxesStyle -> Black, GridLines -> Automatic,
  GridLinesStyle -> {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, Filling -> Axis];
Print["Chlazení výměníkem bezi: ", hodinChlazení =
  Total[Table[If[listmvratka1[[i]] < 0.001, 1, 0], {i, 1, 8700 - 1}], " hodin rocne"];
prikonVratka[m_] := Module[{c, Rej, trr, pz, Pz, prik},
  c =  $\frac{m}{\text{rovzduch50} * 58}$ ;
  Rej = Rey50[c8, d8];
  trr = tr[18, d8, delta8, Rej];
  pz =  $\text{rovzduch50} * \left( \frac{c^2}{2} * (1.2 + 0.4 + 1.3 + 1 + \text{trr}) - 9.81 * 0.7 \right)$ ;
  If[m > 0.0001, Pz =  $\frac{pz}{\text{rovzduch50}} * m$ , Pz = 0];
  prik =  $\frac{Pz}{\text{ucinnost}}$  * krez];
Chlazení výměníkem bezi: 2109 hodin rocne

pprikonvratka = Table[prikonVratka[mvratka1[t]], {t, 0, 8700 * 60 * 60, 60 * 60}];
ListPlot[pprikonvratka, PlotLabel -> "Přikon vratkoveho ventilatoru behem roku",
  AxesLabel -> {"t (h)", "P (W)"}, PlotRange -> {0, 120}, Joined -> True, AxesStyle -> Black,
  GridLines -> Automatic, GridLinesStyle -> {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, Filling -> Axis];
Pvratkastred = Mean[pprikonvratka];
Print["Spotreba výměníkovými ventilatory za rok pro 8 MW tech.: ",
  Round[Ewym = Pvymenik * 7 *  $\frac{8}{0.5} * 8700 * \frac{1}{\text{MW}}$ ], " MWh"]
Print["Spotreba rekovými ventilatory za rok pro 8 MW tech.: ",
  Round[Erek = Prekovy * 6 *  $\frac{8}{0.5} * 8700 * \frac{1}{\text{MW}}$ ], " MWh"]
Print["Spotreba vratkovými ventilatory za rok pro 8 MW tech.: ",
  Round[Evrat = Pvratkastred * 6 *  $\frac{8}{0.5} * 8700 * \frac{1}{\text{MW}}$ ], " MWh"]
Print["Spotreba vodními čerpadly za rok pro 8 MW tech.: ", Round[Evod =  $\frac{8}{0.5} * 7 * \frac{1.15}{0.8}$  *
  Total[Table[pzvoda[intTeplota[t]] *  $\frac{m[\text{intTeplota}[t]]}{\text{rovoda10}}$ , {t, 0, 8700 * 3600, 3600}]] *  $\frac{1}{\text{MW}}$ , 0.1], " MWh"]
Print[];
Print["Celkova spotreba za rok pro 8 MW tech.: ", Ewym + Erek + Evrat + Evod, " MWh"]
Print["Pri cene ", cena, " Kc/kWh odpovida provoznim nakladum: ",
  Round[Nce1k = (Ewym + Erek + Evrat + Evod) * cena], " tis.Kc/rok"]

```

Spotreba vymenikovymi ventilatory za rok pro 8 MW tech.: 697 MWh  
 Spotreba rekovymi ventilatory za rok pro 8 MW tech.: 514 MWh  
 Spotreba vratkovymi ventilatory za rok pro 8 MW tech.: 13 MWh  
 Spotreba vodnimi cerpadly za rok pro 8 MW tech.: 0.3 MWh

Celkova spotreba za rok pro 8 MW tech.: 1224.04 MWh  
 Pri cene 1.65 Kc/kWh odpovida provoznim nakladum: 2020 tis.Kc/rok

(\*navrh odklonenim vratkoveho a vstupniho toku mimo vymenik v dobe dostatecneho chladu\*)

```
fce2[m_] := Module[{c, Rej, tlak, vykon, Pzz, trr},
  c =  $\frac{m1}{rovzduch20 * 51}$ ;
  Rej = Rey20[c, d1];
  trr = tr[2, d1, delta8, Rej];
  If[m < 0.999 * m1, tlak = fceFiltr2[c] + rovzduch50 *  $\frac{c^2}{2}$  * (1 + 0.5 + trr),
  tlak = fceFiltr2[c] + fceVymenik[ $\frac{m1}{rovzduch20 * 4}$ ]];
  vykon =  $\frac{tlak}{rovzduch20} * m1$ ;
   $\frac{vykon}{ucinnost} * krez$ ]
listPvymenik2 = Table[fce2[m1 - mvratka1[t]], {t, 0, 8700 * 60 * 60, 60 * 60}];
ListPlot[listPvymenik = Table[Pvymenik, {t, 0, 8700}]];
ListPlot[{listPvymenik, listPvymenik2}, PlotLabel -> "Prikon vymenikoveho ventilatoru behem roku",
  AxesLabel -> {"t (h)", "P (W)"}, PlotRange -> {0, 800}, Joined -> True, AxesStyle -> Black,
  GridLines -> Automatic, GridLinesStyle -> {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, Filling -> Axis];
Evym2 =  $7 * \frac{8}{0.5}$  Total[listPvymenik2] / MW;
Print["Spotreba vymenikovym ventilatorem pred upravou: ", Evym, " MWh"]
Print["Spotreba vymenikovym ventilatorem po uprave: ", Evym2, " MWh"]
Print["Uspora: ", Evym - Evym2, " MWh"]
```

Spotreba vymenikovym ventilatorem pred upravou: 696.632 MWh  
 Spotreba vymenikovym ventilatorem po uprave: 487.149 MWh  
 Uspora: 209.482 MWh

### Vodni chlazení

```
Quiet@Remove["Global`*"];
boost = 1.;
Pmistnost = boost * 500000.;
Tvstup = 20.;
Tvystup = 30.;
krez = 1.15;
ucinnost = 0.8;
maxRychlost = 1.5;
Tstred =  $\frac{Tvstup + Tvystup}{2}$ ;
delta = 0.01 * 10-3; (*plastova trubka*)
delta2 = 0.6 * 10-3; (*ohebná hadice*)
cvoda = Interpolation[{{0.01, 4220}, {10, 4196}, {20, 4184}, {25, 4182},
  {30, 4180}, {40, 4180}, {50, 4182}, {60, 4185}, {70, 4190}, {80, 4197}, {90, 4205}}];
kinevis = Interpolation[{{0, 1.787}, {5, 1.519}, {10, 1.307}, {20, 1.004}, {30, 0.801},
```

```

{40, 0.658}, {50, 0.553}, {60, 0.475}, {70, 0.413}, {80, 0.365}, {90, 0.326}, {100, 0.29}}];
rovoda = Interpolation[{{4, 999.973}, {10, 999.701}, {15, 999.099}, {20, 998.205}, {30, 995.651},
{40, 992.220}, {50, 988.040}, {60, 983.2}, {70, 977.76}, {80, 971.79}, {90, 965.3}}];

Rey[cstred_, prumer_, T_] := 
$$\frac{cstred * prumer}{kinevis[T] * 10^{-6}};$$


tr[l_, prumer_, delta_, Rey_] := 
$$\frac{1}{prumer} \text{If}\left[Rey > 2300, \left(2 * \text{Log}10\left[\left(\frac{6.97}{Rey}\right)^{0.9} + 0.27 * \frac{delta}{prumer}\right]\right)^{-2}, \frac{64}{Rey}\right];$$


minPrumer[M_] := Module[{V, minS, minD},

$$V = \frac{M}{rovoda[Tstred]};$$


$$minS = \frac{V}{maxRychlost};$$


$$minD = minD /. \text{Solve}\left[minS = Pi * \frac{minD^2}{4}\right][[2]]];$$

DN[dmin_] := Module[{dn, d, i},
dn = {0.004, 0.005, 0.006, 0.008, 0.010, 0.015,
0.020, 0.025, 0.032, 0.040, 0.05064, 0.065, 0.08, 0.1, 0.125, 0.150};
i = 1;
d = dn[[i]];
While[d - 0.0001 < dmin, d = dn[[i]]; i++];
d];
ztratyUsek[m_, d_, l_] := Module[{ReynoldsN, S, c, trr, pz, Pz},

$$S = \left(\frac{d}{2}\right)^2 * Pi;$$


$$c = \frac{m}{rovoda[Tstred] * S};$$

ReynoldsN = Rey[c, d, Tstred];
trr = tr[l, d, delta, ReynoldsN];

$$pz = rovoda[Tstred] * \frac{c^2}{2} * trr;$$


$$Pz = \frac{pz}{rovoda[Tstred]} * m;$$

Pz]

fce[pcOdberu_, mStart_, dStart_, l_] :=
Module[{lUsek, S, mOdber, z, mUsek, list, ztratanakonci, celkovaztrata},
lUsek = l / pcOdberu;
mOdber = mStart / pcOdberu;
list = Table[ztratyUsek[mStart - i * mOdber, dStart, lUsek], {i, 1, pcOdberu - 1}];
ztratanakonci = Total[list];
celkovaztrata = ztratanakonci * pcOdberu;
{ztratanakonci, celkovaztrata, list}
]

```



```

Print["Celkový hmotnostní průtok vody místnosti:      ",
      mcelk = Pmístnost / ((Tvystup - Tvstup) * cvoda [  $\frac{Tvstup + Tvystup}{2}$  ]), " kg/s"];
Print["Celkový hmotnostní průtok chlazene vody místnosti:      ",
      mcelkchlaz =  $\frac{Pmístnost}{(14 - 7) * cvoda [ \frac{7+14}{2} ]}$ , " kg/s"];
Print["Hmotnostní průtok vody jednou dvojicí rad:          ", m2rady = mcelk / 6, " kg/s"];
Print["Hmotnostní průtok vody jednou radou:                ", m1rada = mcelk / 12, " kg/s"];
Print["Hmotnostní průtok vody jednou skrini:              ", m1skrin = mcelk / (12*5), " kg/s"];
Print["Hmotnostní průtok vody jedním serverem:            ",
      m1server = mcelk / (12*5*27), " kg/s"];

```

```

Celkový hmotnostní průtok vody místnosti:          11.956 kg/s
Celkový hmotnostní průtok chlazene vody místnosti:  17.0266 kg/s
Hmotnostní průtok vody jednou dvojicí rad:         1.99267 kg/s
Hmotnostní průtok vody jednou radou:               0.996333 kg/s
Hmotnostní průtok vody jednou skrini:              0.199267 kg/s
Hmotnostní průtok vody jedním serverem:            0.00738025 kg/s

```

(\*1. oblast výměník-hlavní hab, trení, vtok a vytok\*)

```

Print["Počet na místnost: ", pc1 = 1]; (*počet v místnosti*)
l1 = 2;
Print["Celkový hmotnostní průtok vody místnosti:      ", mcelk, " kg/s"];
Print["Minimální průměr pro max rychlost: ",
      maxRychlost, " m/s je ", dmin1 = minPrumer[mcelk], " m"];
Print["Nejbližší DN pro max rychlost:                 ", d1 = DN[dmin1], " m"];
S1 =  $\left(\frac{d1}{2}\right)^2 * Pi$ ;
Print["c1 = ", c1 =  $\frac{mcelk}{rovoda[Tstred] * S1}$ , "\t\t Re1 = ",
      Re1 = Rey[c1, d1, Tstred], "\t\t tr1 = ", tr1 = tr[l1, d1, delta, Re1]];
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz1 =  $rovoda[Tstred] * \frac{c1^2}{2} * (2*tr1 + 0.5 + 1) + 13100$ ,
      " Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz1 =  $\frac{pz1}{rovoda[Tstred]} * mcelk$ , " W"];

```

Pocet na místnost: 1

```

Celkový hmotnostní průtok vody místnosti:          11.956 kg/s
Minimální průměr pro max rychlost: 1.5 m/s je      0.100889 m
Nejbližší DN pro max rychlost:                    0.125 m
c1 = 0.977147          Re1 = 136855.          tr1 = 0.276996
Merne tlakove ztraty:  14077.7 Pa          Ztratova energie:  168.811 W

```

```

(*2. oblast mezi hlavnim a rozdelenim proudu na skrine vctetne,
2*treni, 2*koleno, vtok a vytok,2*fce *)
Print["Pocet na mistnost: ", pc2 = 6]; (*pocet v mistnosti*)
l2 = 14.5*0.6;
Print["Celkovy hmotnostni prtok vody: ", m2rady, " kg/s"];
Print["Minimalni prumer pro max rychlost: ",
maxRychlost, " m/s je ", dmin2 = minPrumer[m2rady], " m"];
Print["Nejblizsi DN pro max rychlost: ", d2 = DN[dmin2], " m"];
S2 =  $\left(\frac{d2}{2}\right)^2 * Pi$ ;
Print["c2 = ", c2 =  $\frac{m2rady}{rovoda[Tstred] * S2}$ , "\t\t Re2 = ",
Re2 = Rey[c2, d2, Tstred], "\t\t tr2 = ", tr2 = tr[l2, d2, delta, Re2]]
Print["Merne tlakove ztraty bez deleni: \t", pz2 = rovoda[Tstred] *  $\frac{c2^2}{2} * (2 * (tr2 + 0.4) + 1 + 0.5)$ ,
" Pa ", "\t Ztratova energie i s delenim: \t",
pz2 =  $\frac{pz2}{rovoda[Tstred]}$  * m2rady + 2 * fce[5, m2rady, d2, 2.4][[2]], " W"]

(*3.oblast po rozdeleni na skrin po rozdeleni do serveru *)
Print["Pocet na mistnost: ", pc3 = 6*10]; (*pocet v mistnosti - skrini*)
l3 = 0.45;
Print["Celkovy hmotnostni prtok vody: ", m1skrin, " kg/s"];
Print["Minimalni prumer pro max rychlost: ",
maxRychlost, " m/s je ", dmin3 = minPrumer[m1skrin], " m"];
Print["Nejblizsi DN pro max rychlost: ", d3 = DN[dmin3], " m"];
S3 =  $\left(\frac{d3}{2}\right)^2 * Pi$ ;
Print["c3 = ", c3 =  $\frac{m1skrin}{rovoda[Tstred] * S3}$ , "\t\t Re3 = ",
Re3 = Rey[c3, d3, Tstred], "\t\t tr3 = ", tr3 = tr[l3, d3, delta, Re3]]
Print["Merne tlakove ztraty bez deleni: \t", pz3 = rovoda[Tstred] *  $\frac{c3^2}{2} * (2 * (tr3 + 0.4) + 1 + 0.5)$ ,
" Pa ", "\t Ztratova energie i s delenim: \t",
pz3 =  $\frac{pz3}{rovoda[Tstred]}$  * m1skrin + fce[27, m1skrin, d3, 1.47][[2]], " W"]

Pocet na mistnost: 60

Celkovy hmotnostni prtok vody: 0.199267 kg/s

Minimalni prumer pro max rychlost: 1.5 m/s je 0.0130247 m

Nejblizsi DN pro max rychlost: 0.015 m

c3 = 1.13096 Re3 = 19007.7 tr3 = 0.830637

Merne tlakove ztraty bez deleni: 2525.88 Pa Ztratova energie i s delenim: 2.8096 W

```

```

(*4. pruchod serverem *)
Print["Pocet na mistnost: ", pc4 = 6*10*27]; (*pocet v mistnosti - skrini*)
l4 = 0.9;
Print["Celkovy hmotnostni prutok vody: ", m1server, " kg/s"];
Print["Minimalni prumer pro max rychlost: ",
maxRychlost, " m/s je ", dmin4 = minPrumer[m1server], " m"];
Print["Nejblizsi DN pro max rychlost: ", d4 = DN[dmin4], " m"];
S4 =  $\left(\frac{d4}{2}\right)^2 * Pi$ ;
Print["c4 = ", c4 =  $\frac{m1server}{rovoda[Tstred] * S4}$ , "\t\t Re4 = ",
Re4 = Rey[c4, d4, Tstred], "\t\t tr4 = ", tr4 = tr[l4, d4, delta2, Re4]]
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz4 =  $rovoda[Tstred] * \frac{c4^2}{2} * (2 * (tr4 + 0.4) + 0.5 + 1)$ ,
" Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz4 =  $\frac{pz4}{rovoda[Tstred]} * m1server$ , " W"]
Pocet na mistnost: 1620
Celkovy hmotnostni prutok vody: 0.00738025 kg/s
Minimalni prumer pro max rychlost: 1.5 m/s je 0.00250661 m
Nejblizsi DN pro max rychlost: 0.004 m
c4 = 0.58904 Re4 = 2639.96 tr4 = 31.1363
Merne tlakove ztraty: 11169.2 Pa Ztratova energie: 0.0826758 W

(*5. oblast vymenik-chlazena voda z AJ, treni, vtok a vytok*)
Print["Pocet na mistnost: ", pc5 = 1]; (*pocet v mistnosti*)
l5 = 4;
Print["Celkovy hmotnostni prutok vody mistnosti: ", mcelkchlaz, " kg/s"];
Print["Minimalni prumer pro max rychlost: ",
maxRychlost, " m/s je ", dmin5 = minPrumer[mcelkchlaz], " m"];
Print["Nejblizsi DN pro max rychlost: ", d5 = DN[dmin5], " m"];
S5 =  $\left(\frac{d5}{2}\right)^2 * Pi$ ;
Print["c5 = ", c5 =  $\frac{mcelkchlaz}{rovoda\left[\frac{7+14}{2}\right] * S5}$ , "\t\t Re5 = ",
Re5 = Rey[c5, d5,  $\frac{7+14}{2}$ ], "\t\t tr5 = ", tr5 = tr[l5, d5, delta, Re5]]
Print["Merne tlakove ztraty: \t", pz5 =  $rovoda\left[\frac{7+14}{2}\right] * \frac{c5^2}{2} * (2 * tr5 + 0.5 + 1) + 25700$ ,
" Pa ", "\t Ztratova energie: \t", Pz5 =  $\frac{pz5}{rovoda\left[\frac{7+14}{2}\right]} * mcelkchlaz$ , " W"]
Pocet na mistnost: 1
Celkovy hmotnostni prutok vody mistnosti: 17.0266 kg/s
Minimalni prumer pro max rychlost: 1.5 m/s je 0.120397 m
Nejblizsi DN pro max rychlost: 0.125 m
c5 = 1.38793 Re5 = 134662. tr5 = 0.555587
Merne tlakove ztraty: 28214.1 Pa Ztratova energie: 480.555 W

```

```

Pcerrek = ((Pz1*pc1 + Pz2*pc2 + Pz3*pc3 + Pz4*pc4) / ucinnost) * krez;
Pcerchlaz =  $\frac{Pz5*pc5}{ucinnost}$  * krez;
Print["Prikon cernadla rekoveho okruhu s ucinnosti ", ucinnost, " a rezervou ",
(krez - 1) * 100, " % je pak: ", Round[Pcerrek / 1000, 0.1], " kW"];
Print["Prikon cernadla okruhu chlazene vody s ucinnosti ", ucinnost, " a rezervou ",
(krez - 1) * 100, " % je pak: ", Round[Pcerchlaz / 1000, 0.1], " kW"];
Print[];
Print["Celkovy prikone pro mistnost: ",
P = Round[(Pcerrek + Pcerchlaz) / 1000, 0.1], " kW"];
Print["Celkovy prikone pro 8 MW tech.: ",  $P * \frac{8}{0.5}$ , " kW"];
Print["Spotreba cernadly za rok pro 8 MW tech.: ",
Round[Ecer =  $\frac{P * 10^3}{10^6} * \frac{8}{0.5} * 8700$ ], " MWh"];
Print["Provozni naklady pri cene ", cena = 1.65,
" Kc/kWh pro 8 MW tech.: ", Round[Ecer * cena], " tis.Kc/rok"];
Prikon cernadla rekoveho okruhu s ucinnosti 0.8 a rezervou 15. % je pak: 0.8 kW
Prikon cernadla okruhu chlazene vody s ucinnosti 0.8 a rezervou 15. % je pak: 0.7 kW

Celkovy prikone pro mistnost: 1.5 kW
Celkovy prikone pro 8 MW tech.: 24. kW
Spotreba cernadly za rok pro 8 MW tech.: 209 MWh
Provozni naklady pri cene 1.65 Kc/kWh pro 8 MW tech.: 345 tis.Kc/rok

```

### Zavislost nakladu vzduchoveho chlazení na teplotních pomerech

```

ele = {{17, 35, 5313.0527945162485`}, {17, 37, 3879.1661600449756`},
{17, 39, 2938.1565680170916`}, {17, 41, 2291.5214939386888`}, {17, 43, 1830.413038197286`},
{17, 45, 1491.4352632259622`}, {17, 47, 1235.80501004946`}, {17, 49, 1038.806568446928`},
{17, 51, 884.1353782735406`}, {17, 53, 760.7122714914644`}, {17, 55, 660.8129824334053`},
{19, 35, 7225.064450104524`}, {19, 37, 5113.471138694312`}, {19, 39, 3773.4813641473097`},
{19, 41, 2878.8932149186817`}, {19, 43, 2256.718076074473`}, {19, 45, 1809.1857329021825`},
{19, 47, 1478.0760559066925`}, {19, 49, 1227.17510825408`}, {19, 51, 1033.1091036710654`},
{19, 53, 880.3054816171995`}, {19, 55, 758.0996261389937`}, {21, 35, 10369.24442076351`},
{21, 37, 7025.6458967958615`}, {21, 39, 5007.877870217212`}, {21, 41, 3714.272427248015`},
{21, 43, 2844.1237029098043`}, {21, 45, 2235.512734533692`}, {21, 47, 1795.8412275086716`},
{21, 49, 1469.45627489234`}, {21, 51, 1221.4847816398167`}, {21, 53, 1029.2843494201647`},
{21, 55, 877.6966108346865`}, {23, 35, 15957.545991716122`}, {23, 37, 10169.976487530865`},
{23, 39, 6920.137020073671`}, {23, 41, 4948.719044778357`}, {23, 43, 3679.53410707336`},
{23, 45, 2822.938549819037`}, {23, 47, 2222.1817329548217`}, {23, 49, 1787.23073669945`},
{23, 51, 1463.7724970610332`}, {23, 53, 1217.6647429171314`}, {23, 55, 1026.678938371888`},
{25, 35, 26995.875153142464`}, {25, 37, 15758.41807223296`}, {25, 39, 10064.545907601756`},
{25, 41, 6861.024616707233`}, {25, 43, 4914.00958507238`}, {25, 45, 3658.3676150323918`},
{25, 47, 2809.620020112411`}, {25, 49, 2213.5798164146277`}, {25, 51, 1781.5529993459702`},
{25, 53, 1459.956805573441`}, {25, 55, 1215.0625199098174`}};

chlada = {{15, 35, 33643.080000000096`}, {15, 37, 30584.618181818216`}, {15, 39, 28035.8999999999874`},
{15, 41, 25879.292307692413`}, {15, 43, 24030.771428571352`}, {15, 45, 22428.720000000074`},
{15, 47, 21026.925000000254`}, {15, 49, 19790.047058823453`}, {15, 51, 18690.599999999893`},
{15, 53, 17706.884210526317`}, {15, 55, 16821.540000000048`}, {17, 35, 26495.76000000024`},
{17, 37, 23846.184000000092`}, {17, 39, 21678.349090908967`}, {17, 41, 19871.820000000014`},
{17, 43, 18343.21846153849`}, {17, 45, 17032.988571428523`}, {17, 47, 15897.456000000066`},
{17, 49, 14903.865000000029`}, {17, 51, 14027.16705882362`}, {17, 53, 13247.880000000012`},
{17, 55, 12550.623157894728`}, {19, 35, 19934.459999999991`}, {19, 37, 17719.519999999998`},
{19, 39, 15947.568000000094`}, {19, 41, 14497.78909090898`}, {19, 43, 13289.640000000001`},
{19, 45, 12267.359999999995`}, {19, 47, 11391.119999999975`}, {19, 49, 10631.712000000076`},
{19, 51, 9967.229999999956`}, {19, 53, 9380.92235294119`}, {19, 55, 8859.759999999999`},
{21, 35, 14285.31428571423`}, {21, 37, 12499.649999999941`}, {21, 39, 11110.800000000087`},
{21, 41, 9999.719999999961`}, {21, 43, 9090.654545454532`}, {21, 45, 8333.099999999984`},
{21, 47, 7692.092307692264`}, {21, 49, 7142.657142857115`}, {21, 51, 6666.480000000042`},
{21, 53, 6249.824999999971`}, {21, 55, 5882.188235294091`}, {23, 35, 9688.560000000023`},
{23, 37, 8304.48000000002`}, {23, 39, 7266.419999999998`}, {23, 41, 6459.040000000004`},
{23, 43, 5813.136000000018`}, {23, 45, 5284.669090909094`}, {23, 47, 4844.280000000012`},
{23, 49, 4471.6430769230665`}, {23, 51, 4152.240000000001`}, {23, 53, 3875.4239999999854`},
{23, 55, 3633.2099999999999`}, {25, 35, 6170.976000000017`}, {25, 37, 5142.479999999991`},
{25, 39, 4407.840000000002`}, {25, 41, 3856.859999999994`}, {25, 43, 3428.319999999995`},
{25, 45, 3085.4880000000085`}, {25, 47, 2804.9890909090914`}, {25, 49, 2571.2399999999957`},
{25, 51, 2373.4523076923074`}, {25, 53, 2203.9200000000001`}, {25, 55, 2056.9919999999956`}};

intchlada = Interpolation[chlada]; (*spotreba chladu*)
intele = Interpolation[ele]; (*spotreba elektricke energie*)
cenachlada = 125; (*Kc/GJ*)
cenaele = 1650; (*Kc/MWh*)
Naklady[Tvstup_, Tvystup_] := intchlada[Tvstup, Tvystup] * cenachlada + intele[Tvstup, Tvystup] * cenaele

ContourPlot[Naklady[t, t + delta] * 10-6, {t, 17, 24}, {delta, 18, 37},
GridLines → Automatic, GridLinesStyle → {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, BoundaryStyle → Black,
FrameLabel → {"Tvstup (°C)", "Tvystup-Tvstup (°C)"}, PlotLegends → Automatic,
PlotLabel → "Naklady na provoz chlazení vzduchem v milionech Kc/rok",
ColorFunction → "SouthwestColors", Contours → 10];

ContourPlot[Naklady[t, tout] * 10-6, {t, 17, 24}, {tout, 37.5, 54}, GridLines → Automatic,
GridLinesStyle → {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, BoundaryStyle → Black,
FrameLabel → {"Tvstup (°C)", "Tvystup (°C)"}, PlotLegends → Automatic,
PlotLabel → "Naklady na provoz chlazení vzduchem v milionech Kc/rok",
ColorFunction → "SouthwestColors", Contours → 40];

```

```

MinNaklady[tout_] := Module[{tstart, tkonc, naklady, Mint},
  tstart = 17;
  tkonc = 25;
  naklady = Table[{t, Naklady[t, tout]}, {t, tstart, tkonc, 0.01}];
  Mint = Min[Table[naklady[[i, 2]], {i, 1, Length[naklady]}]];
  naklady[[Position[naklady, Mint][[1, 1]]]]
  (*optimalizace vstupni teploty pro pozadovanou vystupni*)

Plot[MinNaklady[t][[1]], {t, 37, 55},
  GridLines -> Automatic, GridLinesStyle -> {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}},
  AxesStyle -> Black, AxesLabel -> {"Tvystup (°C)", "Tvstup optimalni (°C)"}];

```

#### Nakladove NPV v zavislosti na cene chladu a zvyseni vypocetniho vykonu

```

Quiet@Remove["Global`*"];

EEvoda = {{0.9, 167.04}, {0.95, 180.96}, {1, 208.8}, {1.05, 222.72}, {1.1, 236.64}, {1.15, 264.48}};
EEvzduch =
  {{0.9, 927.999}, {0.95, 1069.2}, {1, 1224.09}, {1.05, 1393.34}, {1.1, 1577.63}, {1.15, 1777.65}};
EchladvodaNom = 8000000. * 8700 * 3600 * 10-9;
Echladvoda = {{0.9, 0.9 * EchladvodaNom}, {0.95, 0.95 * EchladvodaNom}, {1, 1 * EchladvodaNom},
  {1.05, 1.05 * EchladvodaNom}, {1.1, 1.1 * EchladvodaNom}, {1.15, 1.15 * EchladvodaNom}};
Echladvzduch = {{0.9, 7636}, {0.95, 8060}, {1, 8484}, {1.05, 8908}, {1.1, 9333}, {1.15, 9757}};
Show[ListPlot[Table[{EEvzduch[[i, 1]], EEvzduch[[i, 2]] / EEvzduch[[3, 2]]}, {i, 1, Length[EEvzduch]}],
  Joined -> True, GridLines -> Automatic, PlotStyle -> Orange],
  ListPlot[Table[{EEvoda[[i, 1]],  $\frac{EEvoda[[i, 2]]}{EEvoda[[3, 2]]}$ }, {i, 1, Length[EEvoda]}], GridLines -> Automatic]];

ListPlot[{Echladvzduch, Echladvoda}, Joined -> True, GridLines -> Automatic, PlotRange -> {0, 300000}];

proklad[data_] := Module[{model, err, proMinimim, a, b, c, d, e, f, g, h, dos, proklad, plpr, pldat, chyba},
  model[x_] := a + b * x + c * x2 + d * x3;
  err[{x_, y_}] := (y - model[x])2;
  proMinimim = Plus @@ (err /@ data);
  dos = FindMinimum[proMinimim, {a, 1}, {b, 1}, {c, 1}, {d, 1}, {e, 1}, {f, 1}, {g, 0}, {h, 0}][[2]];
  (*upravit*)
  proklad = model[x] /. dos;
  {xmin, xmax} = {Min[First /@ data], Max[First /@ data]};
  plpr = Plot[proklad, {x, xmin, xmax}, PlotStyle -> Green, PlotRange -> All];
  pldat = ListPlot[data, PlotRange -> All];
  Print["Rovnice prokladu je: y = ", proklad];
  chyba = Table[{data[[i, 1]], Abs[data[[i, 2]] - proklad /. x -> data[[i, 1]]]}, {i, 1, Length[data]}];
  Print["Maximalni odchylka prokladu od vstupnich dat: ",
  Max[Table[chyba[[i, 2]], {i, 1, Length[chyba]}]];
  Print[];
  {proklad, Show[pldat, plpr], ListPlot[chyba, PlotStyle -> Red]};

fEEvzduch[x_] = proklad[EEvzduch][[1]];
fEEvoda[x_] = proklad[EEvoda][[1]];
fEchladvzduch[x_] = proklad[Echladvzduch][[1]];
fEchladvoda[x_] = proklad[Echladvoda][[1]];

```



Rovnice prokladu je:  $y = -49.3958 + 214.908x + 151.54x^2 + 907.037x^3$

Maximalni odchylna prokladu od vstupnich dat: 0.00205556

Rovnice prokladu je:  $y = -3365.33 + 9888.72x - 9412.57x^2 + 3093.33x^3$

Maximalni odchylna prokladu od vstupnich dat: 5.30286

Rovnice prokladu je:  $y = 187.079 + 7960.93x + 484.127x^2 - 148.148x^3$

Maximalni odchylna prokladu od vstupnich dat: 0.301587

Rovnice prokladu je:  $y = -4.89214 \times 10^{-8} + 250560. x - 1.42685 \times 10^{-7} x^2 + 4.65479 \times 10^{-8} x^3$

Maximalni odchylna prokladu od vstupnich dat:  $3.65742 \times 10^{-11}$

`cenaEE = 1650; (*cena elektricke energie*)`

`indexchlada = 1.00; (*neni uvazovan*)`

`indexelektriny = 1.00; (*neni uvazovan*)`

`zivotnost = 6.; (*let*)`

`diskont = 0.04; (*statndardni pro uspor*)`

`pocetREKU[p_] := 8 *  $\frac{10^6}{p * 309}$ ;`

```
NPV[inv_, cenachlady_, EEspot_, chladspot_] := Module[
  {naklady, odpis},
  naklady = Table[If[i == 0, -inv * 1.,  $\frac{1}{(1 + diskont)^i}$ 
    (-cenachlady * chladspot * indexchladai - EEspot * cenaEE * indexelektrinyi)], {i, 0, zivotnost}];
  {naklady, Total[naklady]}
]
```

```
Manipulate[Plot[{10-6 * NPV[CenaRack * pocetREKU[1], cenachlady, fEEvzduch[1], fEchladvzduch[1]][[2]],
  10-6 * NPV[CenaRack * pocetREKU[boost], cenachlady, fEEvoda[boost], fEchladvoda[boost]][[2]]},
  {cenachlady, 0, 450/3.6}, GridLines -> Automatic,
  AxesLabel -> {"cena chlady Kc/GJ", "nakladove NPV miliony Kc"}],
  {boost, 1, 1.15, 0.01}, {CenaRack, 20000, 50000, 5000}];
```

`CenaRack = 30000;`

```
ContourPlot[10-6 * NPV[CenaRack * pocetREKU[1], cenachlady, fEEvzduch[1], fEchladvzduch[1]][[2]] -
  10-6 * NPV[CenaRack * pocetREKU[boost], cenachlady, fEEvoda[boost], fEchladvoda[boost]][[2]],
  {cenachlady, 30, 150}, {boost, 1, 1.15}, GridLines -> Automatic,
  GridLinesStyle -> {{Gray, Dashed}, {Gray, Dashed}}, BoundaryStyle -> Black,
  FrameLabel -> {"Cena chlady (Kc/GJ)", "boost (-)"}, PlotLegends -> Automatic,
  PlotLabel -> "Rozdil nakladoveho NPV", ColorFunction -> "SouthwestColors", Contours -> 6, AxesStyle -> Black
];
```