

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

VOLNÉ CHLAZENÍ DATACENTER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Steinhart** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **437757**
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
 Zadávací katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
 Studijní program: **Strojirenství**
 Studijní obor: **Technika životního prostředí**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Volné chlazení datacenter

Název bakalářské práce anglicky:

Direct Free Cooling of Datacenters

Pokyny pro vypracování:

Na příkladu konkrétního datacentera proveďte základní energetickou bilanci. Stanovte potřebu energie na chlazení, při použití konvenčního způsobu chlazení. Vyhodnoťte úspory energie při použití volného chlazení venkovním vzduchem při rozdílném podílu oběhového a venkovního vzduchu a různých podmínkách přiváděného vzduchu v souladu s požadavky dle ASHRAE. Vyčíslete úspory při použití volného chlazení.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ZMRHAL, V. Přímé volné chlazení datových center. In: 22. konference Klimatizace a větrání 2017. Praha: Společnost pro techniku prostředí, 2017, s. 193-201. ISBN 978-80-02-02739-3.
 [2] ZMRHAL, V. Analýza potřeby energie vícezónových klimatizačních systémů. In: Simulace budov a techniky prostředí 2010 ? sborník 6. konference IBPSA-CZ. Praha: IBPSA-CZ, 2010.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D., ústav techniky prostředí FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **26.04.2018** Termín odevzdání bakalářské práce: **22.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce:

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
 podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

26.4.2018
 Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Souhrn

Předmětem bakalářské práce je stanovení ročních energetických úspor v konkrétním datacentru o přibližném příkonu 70 kW, při použití přímého volného chlazení. Nejprve byla stanovena potřeba energie na chlazení datového centra, bez možnosti využití venkovního vzduchu. Dále byla stanovena potřeba energie pro systém přímého volného chlazení, v závislosti na množství přiváděného venkovního vzduchu. Z analytických výpočtů byla stanovena roční úspora pro různé podmínky chladicího zařízení. V našich klimatických podmínkách, může dosáhnout téměř 57 %.

Summary

The subject of this bachelor thesis is the determination of annual energy savings in a particular data center with energy input around 70kW, using direct free cooling system. First, the annual cost of cooling of the data center, without the use of outside air was established. In addition, the annual energy consumption for a direct free cooling system, in relation to the amount of outside air supplied was evaluated. From the analytical calculations, the annual savings were determined for the different conditions of the cooling equipment. In our climate conditions the saving can reach up to 57%.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Volné chlazení datacenter“ vypracoval samostatně pod vedením „doc. Ing. Vladimíra Zmrhala, Ph.D.“ s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 21.6.2018

Petr Steinhart



Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Vladimíru Zmrhalovi Ph.D. za jeho čas, cenné odborné rady a pečlivou spolupráci při psaní bakalářské práce.

Obsah

1. Úvod	- 10 -
2. Chlazení datových center	- 11 -
2.1. Úvod do problematiky	- 11 -
2.2. Základní rozdělení klimatizačních systémů	- 11 -
2.2.1. Vzduchové systémy	- 12 -
2.2.2. Vodní systémy	- 12 -
2.2.3. Chladivové systémy	- 12 -
2.3. Základní rozdělení datových center	- 13 -
2.4. Uspořádání datových center	- 14 -
2.4.1. Uzavřený modulární systém	- 14 -
2.4.2. Uzavřená studená ulička	- 15 -
2.4.3. Uzavřená horká ulička	- 15 -
2.4.4. Horká/studená ulička	- 16 -
2.4.5. Přívod z podlahy s návratem do sálu	- 17 -
2.4.6. Přívod ze sálu s návratem do podhledu	- 17 -
2.5. Systémy volného chlazení	- 18 -
2.5.1. Nepřímé volné chlazení	- 19 -
2.5.2. Dynamické nepřímé volné chlazení	- 20 -
2.5.3. Přímé volné chlazení	- 20 -
3. Analytická část	- 22 -
3.1. Úvod do analytické části	- 22 -
3.2. Analýza systému přesné klimatizace	- 24 -
3.2.1. Vstupní parametry	- 24 -
3.2.2. Volené stavy vzduchu	- 25 -
3.2.3. Postup výpočtu	- 27 -
3.2.4. Výsledky	- 32 -

3.2.5.	Diskuse výsledků	- 36 -
3.3	Analýza přímého volného chlazení	- 37 -
3.3.1	Okrajové podmínky	- 38 -
3.3.2	Postup výpočtu	- 41 -
3.3.3	Diskuse výsledků	- 48 -
4	Závěr	- 53 -
5	Seznam použité literatury	- 54 -

Soupis použitého značení

Značka:	Veličina:	Rozměr:
c_A	Měrná tepelná kapacita suchého vzduchu	[J/kg·K]
c_V	Měrná tepelná kapacita vodní páry	[J/kg·K]
E_{ch}	Potřebná roční energie na pohon chladičového zařízení	[kWh]
E_{ve}	Potřebná roční energie na pohon ventilátorů	[kWh]
E_{zvl}	Potřebná roční energie na pohon zvlhčovacího zařízení	[kWh]
φ_e	Relativní vlhkost venkovního vzduchu	[%]
φ_p	Relativní vlhkost vzduchu na výstupu z chladiče	[%]
h	Entalpie vzduchu	[J/kg·K]
h_o	Entalpie vzduchu po ohřátí IT jednotkou	[J/kg·K]
h_p	Entalpie vzduchu na výstupu z chladiče	[J/kg·K]
h_s	Entalpie vzduchu po smíšení	[J/kg·K]
h_A	Entalpie suchého vzduchu	[J/kg·K]
h_V	Entalpie vodní páry	[J/kg·K]
η_c	Účinnost cirkulačního ventilátoru	[-]
η_o	Účinnost odvodního ventilátoru	[-]
η_p	Účinnost přívodního ventilátoru	[-]
l	Výparné teplo vody	[kJ/kg]
p_b	Atmosferický tlak	[Pa]
p_v	Parciální tlak vodní páry ve vzduchu	[Pa]
p_v''	Tlak syté vodní páry	[Pa]
p_A	Parciální tlak suchého vzduchu	[Pa]
Δp_c	Dopravní tlak cirkulačního ventilátoru	[Pa]
Δp_o	Dopravní tlak odvodního ventilátoru	[Pa]
Δp_p	Dopravní tlak přívodního ventilátoru	[Pa]
Q_i	Příkon IT technologie	[kW]
Q_{ch}	Výkon chladiče	[kW]
Q_{ve}	Výkon potřebný pro pohon ventilátorů	[kW]
Q_{zvl}	Výkon potřebný na zvlhčení vzduchu	[kW]

Značka:	Veličina:	Rozměr:
ρ	Střední hustota vzduchu	[kg/m ³]
ρ_e	Hustota přisávaného vzduchu	[kg/m ³]
ρ_o	Hustota vzduchu po ohřátí IT jednotkou	[kg/m ³]
ρ_s	Hustota vzduchu po smíšení	[kg/m ³]
t_e	Teplota přisávaného vzduchu	[°C]
t_{ch}	Povrchová teplota chladiče	[°C]
t_o	Teplota vzduchu po ohřátí IT jednotkou	[°C]
t_p	Teploty vzduchu na výstupu z chladiče	[°C]
t_s	Teplota vzduchu po smíšení	[°C]
V_c	Celkový objemový průtok vzduchu	[m ³ /h]
V_e	Objemový průtok přisávaného vzduchu	[m ³ /h]
V_o	Objemový průtok oběhového vzduchu	[m ³ /h]
x_a	Měrná vlhkost pro stav vzduchu A	[g/kg]
x_{ch}	Měrná vlhkost pro povrchovou teplotu chladiče	[g/kg]
x_o	Měrná vlhkost pro stav vzduchu O	[g/kg]
x_p	Měrná vlhkost vzduchu na výstupu z chladiče	[g/kg]
x_s	Měrná vlhkost po smíšení vzduchu	[g/kg]

1. Úvod

Již v druhé polovině 20. století začal rozvoj na poli informačních technologií. Od doby digitální revoluce udělalo lidstvo obrovský pokrok a za posledních patnáct let se počítače staly nedílnou součástí každodenního života. Dalším významným milníkem byl vynález internetu. Díky němu vznikla komplexní celosvětová síť, která propojila jednotlivá zařízení. Srdcem internetu jsou datová centra, které shromažďují veškeré informace a rovněž se staly neodmyslitelnou součástí společnosti. V dnešní době musí datová centra pojmout obrovské množství počítačových dat. Používají je internetoví velikáni jako je například Google, pro ukládání vyhledávaných informací, ale jsou také používané pro provoz telekomunikační techniky. Datová centra ovšem často pracují s velkým příkonem elektrické energie, pro napájení počítačových jednotek. Ta je z velké části transformována na energii tepelnou. Tepelnou zátěž je nezbytné regulovat chladicími systémy, aby byl zajištěn hladký chod datového sálu. To vyžaduje značnou spotřebu celkové energie. Právě chladicí technologie jsou často nejnáročnějším prvkem, při vytváření optimálního prostředí. Cílem teoretické části bakalářské práce je úvod do problematiky, konkrétně rozdělení klimatizačních systémů, datových center a možností uspořádání vnitřních konstrukcí. Nedílnou součástí práce je také popis a rozdělení volného chlazení. Předmětem analytické části práce je stanovení energetické náročnosti při použití chladičového systému bez možnosti využívání venkovního vzduchu a úspory při použití přímého volného chlazení, které se v poslední době považuje za velice perspektivní a ekologický systém a je jednou z možných alternativ pro úsporná opatření.

2. Chlazení datových center

2.1. Úvod do problematiky

Prvky klimatizace se objevily již ve starověkých civilizacích. Např. bohatí Římané měli své domy jednou zdí spojené s akvaduktem, který je ochlazoval. Za otce principu klimatizace v moderním pojetí je považován britský vědec Michael Faraday, který v roce 1820 zjistil, že stlačené amonium (NH_3) v kapalném stavu dokáže chladit, pokud je postupně vypouštěno. Za skutečného vynálezce klimatizace je považován americký inženýr Willis Carrier, který instaloval 17. července 1902 první klimatizační systém. Tato klimatizace byla instalována v americkém New Yorku v tiskárně Sackett-Wilhelm, která si jej objednala, jelikož měla velké problémy s usycháním barev a mačkáním papíru kvůli vysoké teplotě a vlhkosti vzduchu. Carrierova klimatizace pracovala na principu vzduchu hnaného kolem trubek se studenou vodou. Tím docházelo ke srážení vodních par na těchto trubkách, čímž se ochlazoval okolní prostor [1,2].

V úvodu práce jsou popsány základní rozdělení klimatizačních systémů v obecné rovině. Tím je myšleno porovnání základních vlastností pro vzduchové chladicí systémy, vodní systémy a pro chladivové systémy klimatizace. Dále je pojednáváno o základním rozdělení datových center a o uspořádání jednotlivých komponentů nezbytných pro správné chlazení datového centra. Hlavní částí teoretické kapitoly je rozdělení systému volného chlazení do čtyř základních podskupin používaných pro chlazení datových center.

2.2 Základní rozdělení klimatizačních systémů

Klimatizační systémy můžeme rozdělit do základních skupin, především podle látky, která zajišťuje převedení tepla či chladu do prostoru. Na vzduchové, vodní a chladivové systémy. Toto rozdělení je velice široce pojaté a samozřejmě existuje řada možností jak zmiňované skupiny kombinovat.

2.2.1. Vzduchové systémy

Vzduchové systémy klimatizace, se vyznačují tím, že nositelem tepelné energie pro krytí tepelné zátěže i ztrát pro daný prostor, je pouze vzduch. Systém tvoří zařízení pro úpravu vzduchu a distribuční síť. Vzduch je upravován v centrální jednotce, která zajišťuje směšování venkovního a cirkulačního vzduchu, ohřev v zimním období a chlazení v období letním. Pro snížení spotřeby energie jsou vzduchové systémy často osazeny zpětným získáváním tepla. Vzduchové systémy se následně podle způsobu regulace a uspořádání dělí na jednozónové a vícezónové, jednokanálové a dvojkanálové. Systém se používá především pro velké průtoky přiváděného čerstvého vzduchu. Pomocí jednozónového, jednokanálového vzduchového systému je přiváděn vzduch do většiny kin, restaurací, nebo divadel [3], [4].

2.2.2. Vodní systémy

U vodních systémů je energie transportována do klimatizovaných prostor, nebo z nich otopno, či chladicí vodou. Základními koncovými prvky vodních systémů jsou vzduchové cirkulační jednotky s ohřevem či chlazením (označované z angličtiny Fan-Coil). Tyto systémy jsou velmi rozšířené a pro nově stavěné administrativní budovy jsou téměř standardem. Přívod čerstvého větracího vzduchu a odvod škodlivin musí být zajištěny nuceným větráním, spojeným většinou se základní úpravou vzduchu [3].

2.2.3. Chladivové systémy

Chladivové systémy představují moderní pojetí klimatizace, jsou komfortní pro uživatele a přitom prostorově nenáročné. Systémy využívají přímého oběhu chladiva. Vnitřní jednotka se skládá z cirkulačního ventilátoru a výparníku. Kondenzátor a kompresor jsou venkovní jednotky. Energie přiváděná, či odváděná je distribuována chladivem. Nejčastěji používané klimatizační jednotky, jsou jednotky split s jedním venkovním a jedním vnitřním dílem, případně multi – split, kdy je vnitřních jednotek více. Perspektivním systémem je například systém VRF-R, který umožňuje přečerpávání tepla a tím zároveň vytápět a chladit. Chladivové systémy se často využívají u administrativních budov, hotelů, nebo bytových jednotkách. V určité modifikaci jsou to vhodné systémy také pro chlazení datových center [3], [4].

2.3. Základní rozdělení datových center

Datové centrum je prostor pro uložení počítačových informací a technologií přidružených jako jsou telekomunikační zařízení, nebo centralizovaná úložiště. Každá organizace má datové centrum, které může být v podobě pouze serverové místnosti nebo dokonce jednoho datového rozvaděče. Tím se dostáváme do problematiky základního rozdělení datových center. Datová centra lze rozdělit podle třech základních požadavků. Těmi jsou velikost, využití poskytovaných služeb a jejich dostupnost [5], [6].

Základní požadavky datových center jsou již dnes specifikovány normami jako např. ANSI-TIA/EIA 942A (American National Standards Institute), která řeší hlavně dostupnost uložených dat a výpočetní kapacity pro uživatele. Těmito kritérii lze datacentra rozdělit do čtyř tříd. TIER 1-4.

TIER I: Základní datové centrum s nezálohovaným napájením a systémem chlazení, bez redundantních prvků, poskytuje 99,6% dostupnost. Umožňuje průměrnou dobu výpadků způsobených infrastrukturou 28,8 hodin za rok.

TIER II: Jedná se o datové centrum třídy TIER I s podporou redundantních prvků pro chlazení a napájení, poskytuje 99,7% dostupnost. Umožňuje průměrnou dobu výpadků způsobených infrastrukturou 22 hodin za rok.

TIER III: Datové centrum servisovatelné za provozu disponujícím více napájecími a chladicími prvky, včetně redundantních komponent, jehož dostupnost dosahuje minimálně 99,98%. Umožňuje průměrnou dobu výpadků způsobených infrastrukturou 1,6 hodin za rok.

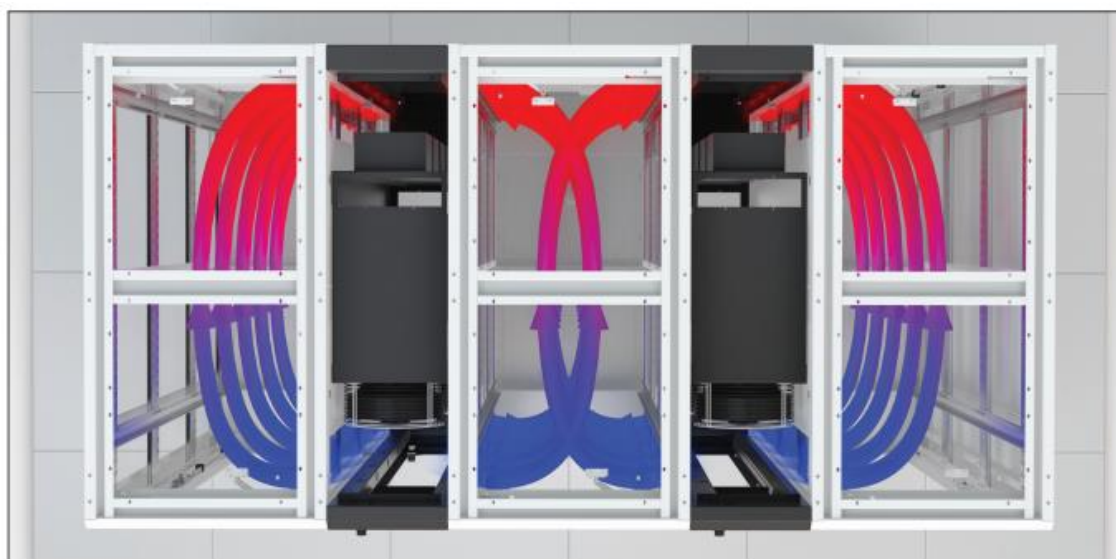
TIER IV: Datové centrum odolné vůči poruše, je servisovatelné za provozu s instalovaným systémem prevence výpadků s dostupností 99,99%. Umožňuje průměrnou dobu výpadků způsobených infrastrukturou 26,3 minuty za rok [5], [7].

2.4. Uspořádání datových center

Správně konfigurované datové centrum se skládá ze spolehlivých, nákladově a energeticky úsporných provozních systémů. Budování je velmi komplexní činnost vyžadující znalosti z dalších oborů, chladicí systémy, napájení a záložní systémy, bezpečnost přístupu k zařízením, monitoring, dohled a další. Ve většině případů vyžadují datová centra také specifické stavební řešení objektu až po sladění všech podsystémů zajišťujících životaschopnost datového centra. Velice důležité je, nejen správné řešení stavební části objektu, ale také jeho vnitřní uspořádání. Aby probíhalo chlazení rovnoměrně, nebo odpovídalo specifickým požadavkům, existuje několik způsobů vnitřního uspořádání [5].

2.4.1. Uzavřený modulární systém

Uzavřený modulární systém nabízí možnost dosažení až 35 kW chladicího výkonu na rozvaděč. Tento typ uspořádání může být užitečný při instalování vysoce výkonných rozvaděčů, jelikož rozvaděče nevyzařují žádné zbytkové teplo do svého okolí, tudíž ani okolní technologie nejsou zatěžovány. Instalace uzavřených modulárních systémů je ideálním řešením pro instalaci sálů s prostorovým omezením, kde může distribuce chlazeného vzduchu být vážným problémem. V uzavřeného modulárního systému je chladný vzduch generován jednotkou a přiváděn do studené zóny v přední části rozvaděče v blízkosti sání IT zařízení. V zadní části rozvaděče se horký vzduch odebírá z horké zóny a jednotkou je poté ochlazen a vrácen zpět do studené zóny, čímž se vytváří uzavřený okruh vzduchu [6].



Obrázek 1 Schéma uzavřeného modulárního systému pro chlazení DC [6]

2.4.2. Uzavřená studená ulička

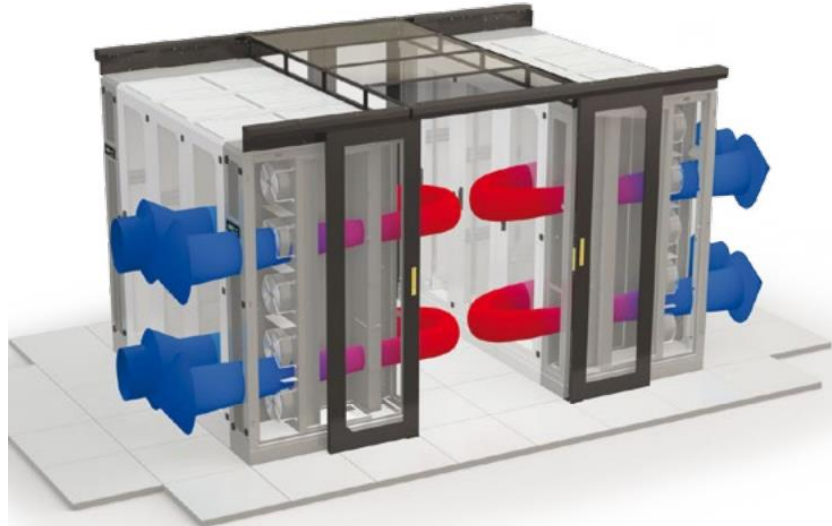
Princip uzavřené studené uličky spočívá v oddělení zóny s klimatizovaným vzduchem od zóny se vzduchem, kterému bylo předáno teplo IT jednotkou. Díky tomu se vytvoří komora s klimatizovaným vzduchem před rozvaděčem a následně je distribuován skrz perforovanou zdvojenou podlahu. Fyzické oddělení zabraňuje smíchání klimatizovaného a ohřátého vzduchu a tím znemožňuje vznik lokálně přehřátých míst. Uzavřená studená ulička je často instalována při požadavku na maximální efektivitu chladicího systému s co nejmenší celkovou energetickou spotřebou datového centra [6].



Obrázek 2 Schéma uzavřené studené uličky pro chlazení DC [6]

2.4.3. Uzavřená horká ulička

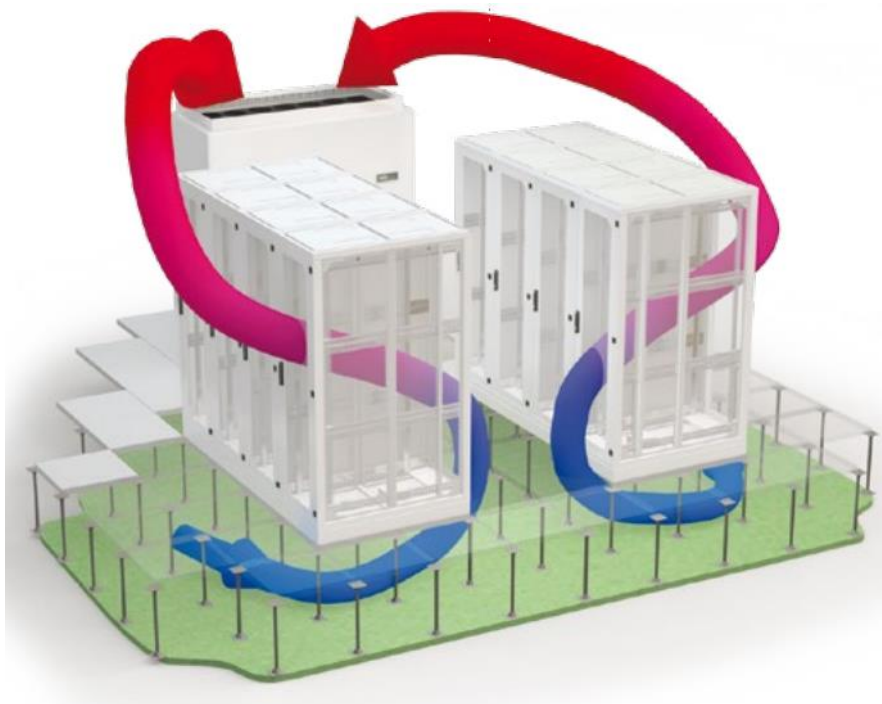
Princip uzavřené horké uličky je podobný jako v případě uličky studené, s tím rozdílem, že se komora teplého vzduchu za rozvaděčem. Horký vzduch je přiváděn do prostoru za rozvaděči, kde je uzavřen a následně ochlazen chladicími jednotkami. Studený vzduch je poté vháněn do dalších prostorů místnosti, před rozvaděče, kde si jej servery znovu nasají. Podobně jako uzavřená studená ulička je také horká ulička často instalována při požadavku na maximální efektivitu chladicího systému s co nejmenší celkovou energetickou spotřebou datového centra [6].



Obrázek 3 Schéma uzavřené horké uličky pro chlazení DC [6]

2.4.4. Horká/studená ulička

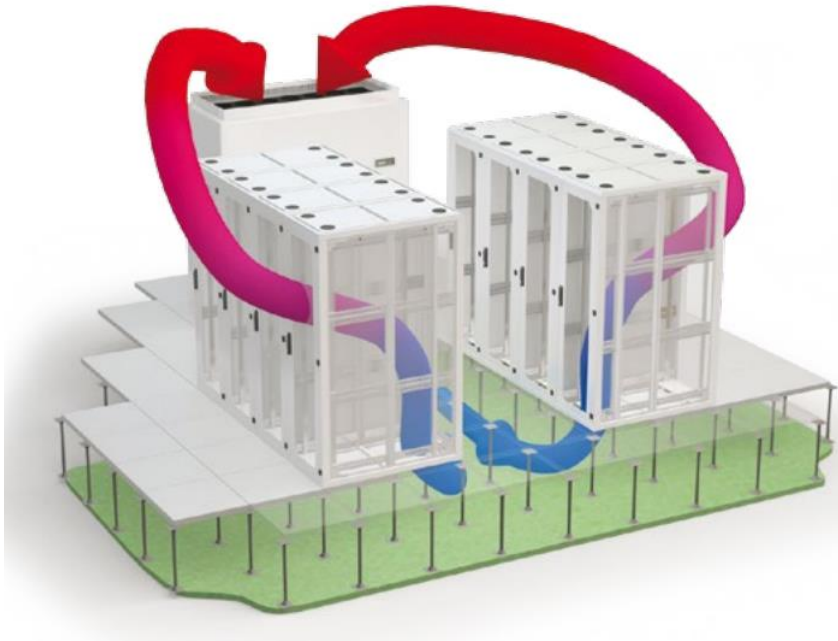
Uspořádání horká/studená ulička je považováno za „standard“ pro návrhy datových center. Vzduch je přiváděn dvojitou podlahou, která zároveň slouží jako zásobník studeného vzduchu. Koncepte horké/studené uličky může být vylepšena například oddělením proudění studeného a teplého vzduchu, aby byly splněny konkrétně stanovené parametry [6].



Obrázek 4 Schéma uzavřené horké uličky pro chlazení DC [6]

2.4.5. Přívod z podlahy s návratem do sálu

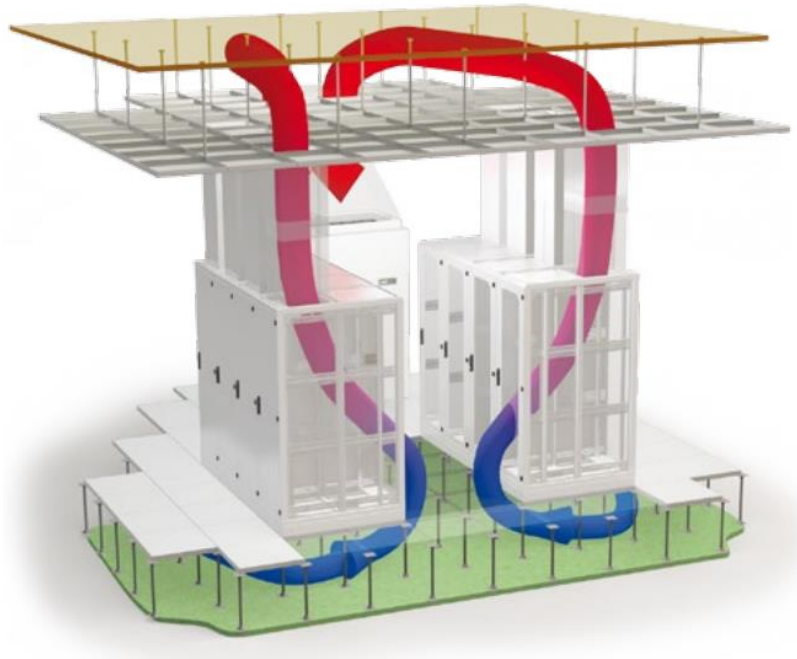
Přívod z podlahy s návratem do sálu je v podstatě nadstavba systému horké/studené uličky. Pomocí perforovaných dlaždic je z dvojité podlahy přiváděn studený vzduch přesně na požadované místo. Výhodou je, že rozdělení prostoru na horké a studené uličky již není potřebné, protože rozvaděče zadržují a oddělují proudění horkého a studeného vzduchu [6].



Obrázek 5 Schéma přívodu z podlahy a návratem do sálu pro chlazení DC [6]

2.4.6. Přívod ze sálu s návratem do podhledu

Jedná se o velice podobný princip jako v předchozím případě. Studený vzduch je přiváděn analogicky jako u přívodu z podlahy a návratem do sálu, s tím rozdílem, že je horký vzduch je odváděný dvojitým stropem. Při určitých aplikacích s vysokým počtem chlazených zařízení může být žádoucí, aby byl horký odváděný vzduch zcela oddělen od přiváděného studeného vzduchu [6].



Obrázek 6 Schéma přívodu ze sálu a návratem do podhledu pro chlazení DC [6]

2.5. Systémy volného chlazení

Volné chlazení představuje jednu z možných a velice perspektivních alternativ pro chlazení datových center. Oproti strojnímu chlazení se jedná o úsporné a ekologické řešení. V principu jde o využití venkovního vzduchu pro chlazení bez nutnosti strojního chlazení po většinu roku. Zařízení využívající volné chlazení je vybaveno systémem, který využije nízkou venkovní teplotu i v případě, že nedokáže pokrýt celou tepelnou zátěž. Chladicí jednotka může využít vnější vzduch k předchlazení vody v systému, tím se sníží energetická spotřeba kompresorů, nebo je vnější vzduch pouze dochlazován a vháněn do datového centra, tudíž výparník musí odvést menší tepelnou zátěž, čímž opět dochází k úsporám energie. Právě to, jakým způsobem je venkovní vzduch využíván je kritériem pro rozdělení systému volného chlazení do tří kategorií. Nepřímé volné chlazení, dynamické nepřímé volné chlazení, přímé volné chlazení, které je předmětem výpočtů v analytické části. Jednotlivé principy jsou podrobněji popsány v následujících podkapitolách [8], [9].

2.5.1. Nepřímé volné chlazení

Nepřímé volné chlazení využívá ke chlazení datového centra směs vody a glykolu. Za chladného počasí je venkovní vzduch s nízkou teplotou využíván pro odebrání tepla chladicí směsí. Na rozdíl od přímého volného chlazení nevstupuje žádný venkovní vzduch přímo do datového centra. V tradičním provedení se systém s nepřímým volným chlazením skládá z části se suchým chladičem a ventilátorem s konstantními otáčkami a čerpadlem. Schéma je znázorněno na obr. 7. Systém pracuje ve třech fázích. V první fázi „Volné chlazení“ je veškerý chladicí výkon čerpán z venkovního vzduchu. Ve druhé fázi „Smíšený režim“ je volné chlazení doplňováno kompresorovým chlazením a při třetí fázi „Režim přímého výparu“ pracuje jednotka pouze s kompresorovým chlazením. Velkou výhodou nepřímého volného chlazení je, že nezáleží na kvalitě venkovního vzduchu, který nepřichází do kontaktu s vnitřním prostředím a tudíž nejsou požadavky na filtraci vysoké [9].



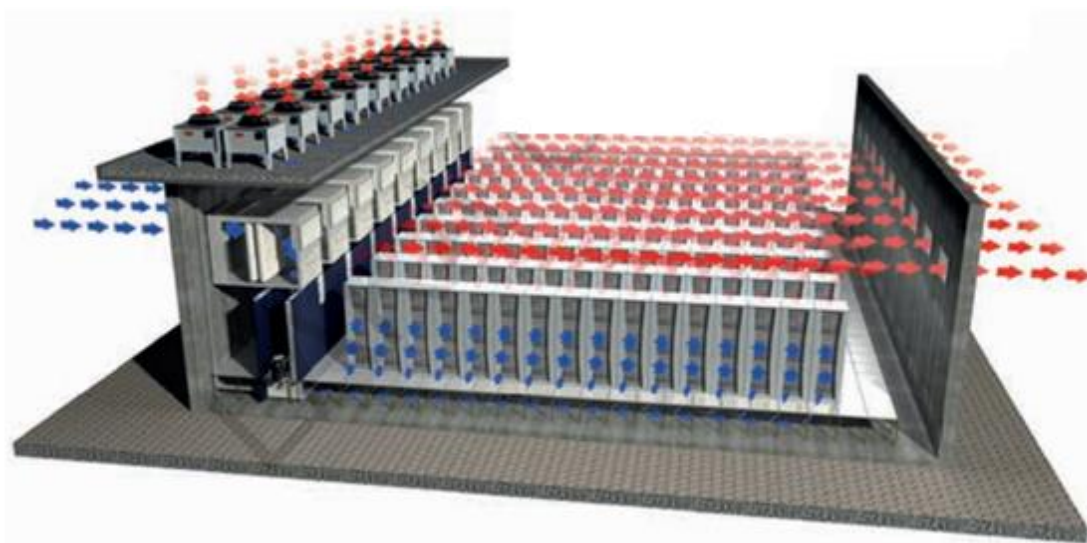
Obrázek 7 Schéma systému nepřímého volného chlazení [9]

2.5.2. Dynamické nepřímé volné chlazení

Dynamické nepřímé volné chlazení je velice úsporný režim pracující na stejném principu jako nepřímé volné chlazení, díky možnosti změny otáček jak na čerpadle tak na ventilátorech suchého chladiče. Dynamický provoz znamená, že systém pracuje bez pevně zadaných parametrů a adaptuje se podle aktuální tepelné zátěže datového centra, která je často nižší než hodnota tepelné zátěže projektovaná. Tento způsob chlazení může ušetřit až 60 % energie v porovnání s klasickým nepřímým volným chlazením. Schéma dynamického nepřímého volného chlazení je totožné se schématem na obr. 7 s tím rozdílem, že čerpadlo a ventilátor mají možnost regulace otáček [9].

2.5.3. Přímé volné chlazení

Přímé volné chlazení využívá potenciál chladivého venkovního vzduchu a datové centrum tak lze chladit po většinu roku pouze venkovním vzduchem. Při tomto způsobu se přímo do místnosti přivádí velké množství venkovního vzduchu, který je nezbytné filtrovat s vysokými požadavky a následně zvlhčovat. Schéma znázorňující princip funkce je znázorněn na obr. 8. Přímé volné chlazení je vhodné spíše do prostorů, kde nejsou kladeny přísné parametry na toleranci teploty a vlhkosti vzduchu. Jedná se ovšem o systém s nejvyšší energetickou účinností chlazení. Jeho velkou výhodou je možnost rozšíření datového centra, není potřeba měnit potrubí na přívod chladicí kapaliny, nebo řešit dopravní tlak čerpadla jako u nepřímého chlazení. V porovnání s nepřímým volným chlazením jsou také nižší investiční náklady. Roční úspory se odvíjí především podle klimatických pásem, kde se dané datové centrum nachází. Z databáze ASHRAE (American Society Of Heating, Refrigerating And Airconditioning Engineers). jsou vyhodnocena data pro Prahu, které jsou stěžejním pro analytickou část této bakalářské práce, neboť z nich bude vyhodnocována procentuální úspora energie při použití právě přímého volného chlazení [9].



Obrázek 8 Schéma systému přímého volného chlazení [9]

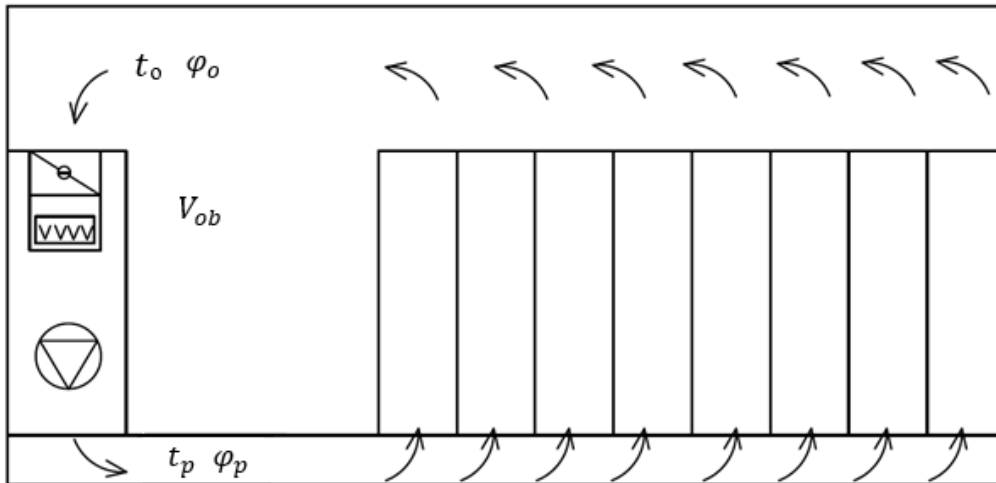
3. Analytická část

3.1. Úvod do analytické části

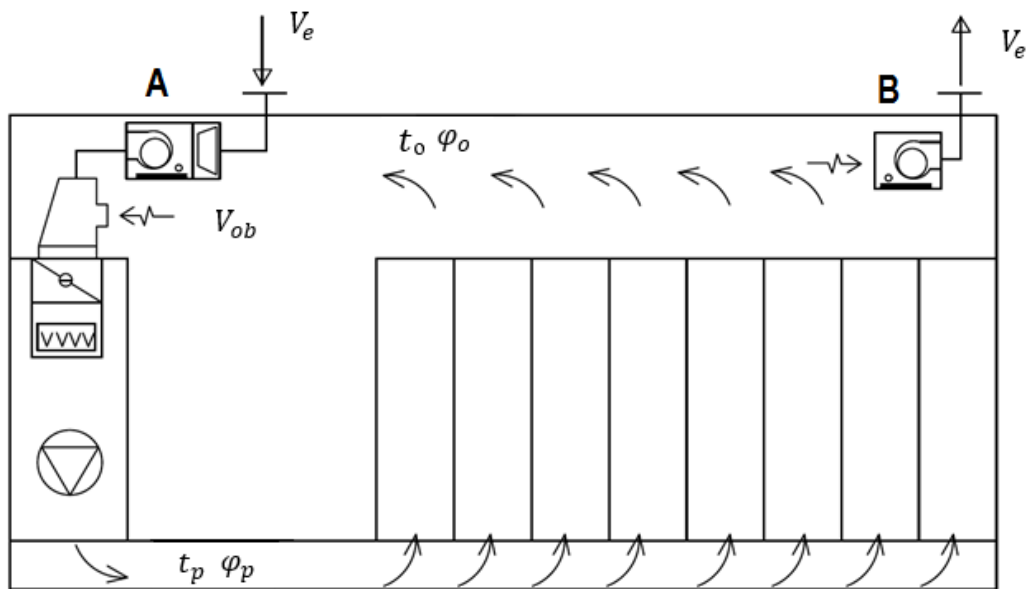
Analytická část této práce hodnotí potenciální energetické úspory datového sálu, při použití konvenčního způsobu chlazení, pomocí systému tzv. „přesné klimatizace“, v porovnání s aplikací přímého volného chlazení. Analýza byla prováděna na konkrétním datovém sálu, který je v provozu již několik let. Sál je vybaven cirkulačním chlazením v podobě jednotek na přesnou klimatizaci, jedná se o chladičový klimatizační systém s venkovní kondenzační jednotkou. V případě ponechání stávajících IT technologií, nedochází v datovém sále během roku k výrazným změnám tepelné zátěže. Vnitřní tepelná zátěž je dominantním faktorem, tudíž byl vliv venkovních zisků a ztrát pro výpočtový model zanedbán [12].

Případ konvenčního způsobu chlazení je schematicky znázorněn na obr. 9. Po ochlazení v kondenzační jednotce, je vzduch veden studenou uličkou, umístěnou v podlaze, až k rozvaděči, odkud je přiváděn skrze IT jednotku do teplé uličky [12]. Po ohřátí vzduchu se celý cyklus opakuje a teplý vzduch je opět nasáván cirkulační jednotkou.

V případě přímého volného chlazení, je datový sál mimo chladičovou jednotku vybaven také dvěma ventilátory a směšovací komorou. Schéma je patrné na obr. 10. Ventilátor A nasává venkovní vzduch do směšovací komory, kde je míchán se vzduchem ohřátým IT jednotkou, tak aby bylo dosaženo požadované teploty přiváděného vzduchu. Odtud je nasáván ventilátorem chladičové jednotky a vháněn do studené uličky. Ventilátor B má za úkol odvádět stejné množství vzduchu, které bylo do datového sálu přivedeno ventilátorem A.



Obrázek 9 Schéma konvenčního způsobu chlazení



Obrázek 10 Schéma přímého volného chlazení

3.2. Analýza systému přesné klimatizace

Použití systému přesné klimatizace umožní vytvořit prostředí, které odpovídá náročným požadavkům při provozu špičkových technologií. Teplota, vlhkost a kvalita vzduchu musí být regulovány při dodržení extrémních tolerancí. Dodržení stanovených podmínek je základním předpokladem správného fungování datového centra [9].

Cílem výpočtů je stanovení výkonu potřebného především na chlazení vzduchu, ale také na zvlhčování a pohon ventilátorů. Pro stanovení těchto výkonů, a vyčíslení konkrétních ročních nákladů, je nezbytné stanovit okrajové podmínky výpočtů. V případě systému přesné klimatizace, zahrnují okrajové podmínky, jednak parametry, které jsou neměnné po celou dobu výpočtu (vstupní parametry), tak i zvolené hodnoty výsledných stavů vnitřního vzduchu, kterých je potřeba dosáhnout a jsou předmětem zkoumání.

3.2.1. Vstupní parametry

V konkrétním datovém centru se nachází počítačová jednotka, u které byl naměřen příkon 70 kW [12]. Téměř veškerý příkon se v počítačové jednotce transformuje na tepelnou energii (tepelnou zátěž), kterou je nezbytné odvést. Předpokládáme, že je tento příkon konstantní v průběhu celého roku a zanedbávají se vlivy venkovních ztrát a zisků. Za konstantní parametry můžeme dále považovat dopravní tlak cirkulačního ventilátoru $\Delta p_c = 150$ Pa a jeho účinnost $\eta_{c,v} = 70\%$ [12]. Pro stanovení celkových nákladů musíme znát také hodnotu chladicího faktoru a cenu elektrické energie. V našem případě volíme hodnotu chladicího faktoru $EER = 3$ a cenu elektrické energie 1,9 Kč/kWh [12]. Neměnné parametry jsou pro přehlednost znázorněny v tab. 1.

Tabulka 1 Konstantní hodnoty parametrů při chlazení datového centra

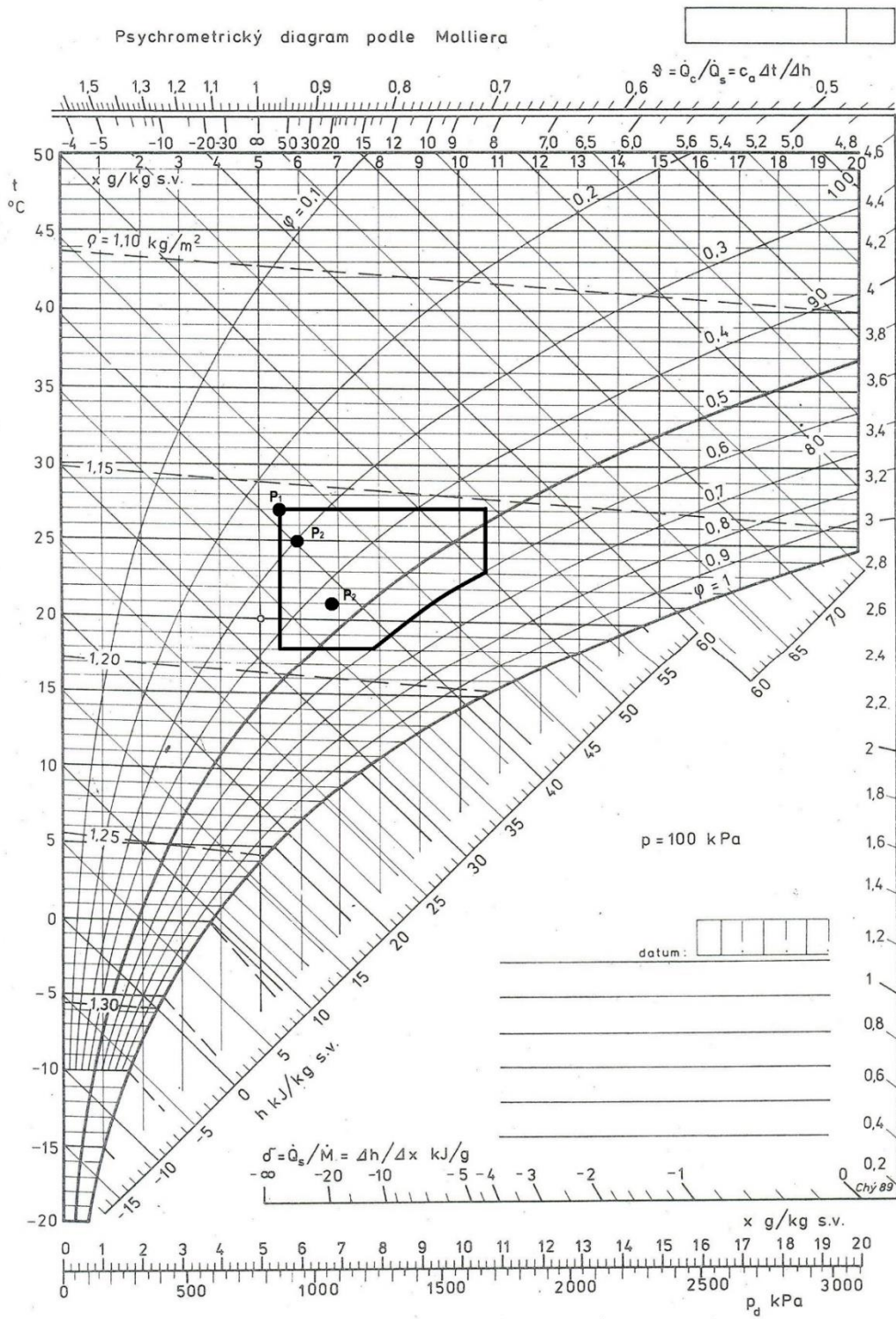
Příkon IT technologie (tepelná zátěž)	$Q_i = 70$ kW
Dopravní tlak cirk. ventilátoru	$\Delta p_c = 150$ Pa
Účinnost cirk. ventilátoru	$\eta_{c,v} = 70\%$
Cena elektrické energie	1,9 Kč/ kWh
Chladicí faktor	$EER = 3$

3.2.2. Volené stavy vzduchu

Podle předpisu ASHRAE z roku 2011, byly stanoveny mezní a doporučené parametry vzduchu při chlazení datových center. Z důvodu extrémních situací pro mezní stavy vzduchu se budeme pohybovat pouze v oblasti doporučených parametrů. Těmi jsou, teplota vzduchu 18 až 27 °C, relativní vlhkost vzduchu do 60 % a teplota rosného bodu od 5 do 15 °C [12]. V této oblasti, byly vymezeny tři stavy vzduchu A, B, C o teplotě $t_{p,i}$ a relativní vlhkosti $\varphi_{p,i}$, které reprezentují teplotní i vlhkostní rozsah zmiňované oblasti. ASHREA oblast ohraničenou doporučenými parametry a zvolené stavy vzduchu jsou vyznačeny na obr. 11. Po průchodu počítačovou jednotkou zvýší vzduch svojí teplotu o $\Delta t = 10$ K. Za předpokladu, že je rozdíl teplot roven rozdílu teploty vzduchu na vstupu a výstupu $\Delta t = t_o - t_p$, snadno získáme teplotu vzduchu vstupujícího do chladicího zařízení. Zvolené parametry vzduchu se pokusíme dosáhnout pomocí dvou různých povrchových teplot chladiče t_{ch1} a t_{ch2} . Potřebný výkon na chlazení, zvlhčování a pohon ventilátorů bude stanovený pro šest různých případů zobrazených v tab. 2, ovšem výsledné stavy vzduchu, budou pouze tři, vyznačené na obr. 11.

Tabulka 2 Zvolené parametry vzduchu pro výpočet

Stávající stav	Relativní vlhkost vzduchu φ_p [%]	Teplota vzduchu na vstupu t_o [°C]	Teplota vzduchu na výstupu t_p [°C]	Povrchová teplota chladiče t_{ch} [°C]
1	43%	31	21	5
2	30%	35	25	5
3	25%	37	27	5
4	43%	31	21	10
5	30%	35	25	10
6	25%	37	27	10



Obrázek 11 ASHREA oblast s doporučenými stavy vzduchu pro chlazení DC [13]

3.2.3. Postup výpočtu

Jak již bylo zmíněno v úvodu do této kapitoly, cílem výpočtové části je stanovit výkony chladiče, zvlhčovače a ventilátoru. Z vypočtených výkonů následně vyčíslit potřebu energie za rok a roční náklady na provoz datového centra pro všechny případy. Již popsané okrajové podmínky musíme nejprve rozšířit o konstanty, které budeme ve výpočtech používat. Použité veličiny jsou popsány v tab. 3. Použité vztahy pro výpočty analytické části jsou převzaty z [10], [11].

Tabulka 3 Číselné hodnoty konstant použitých ve výpočtech

Střední hustota vzduchu	$\rho = 1,2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
Měrná tepelná kapacita suchého vzduchu	$c_A = 1010 \text{ [J/Kg} \cdot \text{K]}$
Měrná tepelná kapacita vodní páry	$c_V = 1840 \text{ [J/Kg} \cdot \text{K]}$
Výparné teplo vody	$l = 2500 \text{ [kJ/Kg]}$
Atmosferický tlak	$p_b = 103 \text{ [kPa]}$

Objemový průtok pro odvod tepelné zátěže, vyjádříme z kalorimetrické rovnice:

$$V_c = \frac{Q_i}{\rho \cdot c_A \cdot (t_{o,i} - t_{p,i})} \quad (1)$$

kde

V_c – celkový objemový průtok vzduchu [m^3/h],

Q_i – vnitřní tepelná zátěž [kW],

ρ – střední hustota vzduchu [kg/m^3],

c_A – měrná tepelná kapacita suchého vzduchu [$\text{J}/\text{Kg} \cdot \text{K}$],

$t_{o,i}$, $t_{p,i}$ – teploty vzduchu na sání a výtlačku zařízení [$^{\circ}\text{C}$].

Pro lepší orientaci ve výpočtech, použijeme označení jednotlivých stavů vzduchu naznačených na obr. 12. Pro další postup je nezbytné stanovit měrné vlhkosti x_i bodů A a P, pro výpočet výkonu zvlhčovače vzduchu. Dále entalpie h_i bodů O a A pro výpočet výkonu chladiče. Bod P je definovaný teplotou t_p a relativní vlhkostí φ_p . Entalpii h_p a měrnou vlhkost x_p bodu P vypočítáme podle následujících rovnic (2-8).

Parciální tlak syté vodní páry v logaritmickeém měřítku pro teploty vzduchu od 0 do 80 °C.

$$p_v'' = \exp\left(23,58 - \frac{4044,2}{235,6+t}\right) \quad (2)$$

kde

p_v'' – tlak syté vodní páry [Pa],

t – teplota vzduchu v daném bodě [°C].

Parciální tlak vodní páry vyjádříme z rovnice pro míru nasycení (relativní vlhkost vzduchu).

$$p_V = \varphi \cdot p_v'' \quad (3)$$

kde

p_v – parciální tlak vodní páry ve vzduchu [Pa],

φ – relativní vlhkost [%].

Daltonův zákon, nám pomůže získat parciální tlak suchého vzduchu.

$$p_b = p_V + p_A \quad (4)$$

kde

p_b – atmosferický tlak [Pa],

p_A – parciální tlak suchého vzduchu [Pa].

Dostáváme měrnou vlhkost vzduchu.

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p_A} \quad (5)$$

kde

x – měrná vlhkost vzduchu [g/kg].

Dále dopočítáme entalpii pro daný stav vzduchu.

$$h = c_A \cdot t_o + x \cdot (l + c_V \cdot t_o) \quad (6)$$

kde

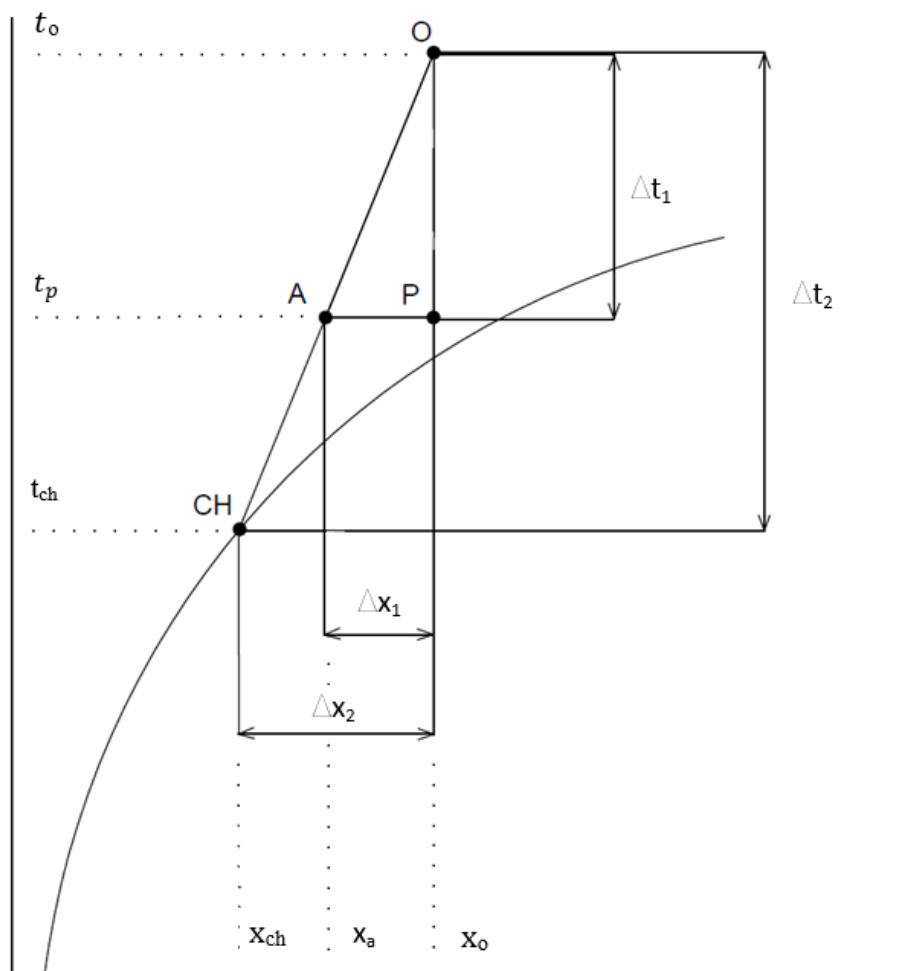
h – entalpie výsledného stavu vzduchu [J/kg· K],

l – výparné teplo vody [kJ/kg],

c_A – měrná tepelná kapacita suchého vzduchu [J/kg· K],

c_v – měrná tepelná kapacita vodní páry [J/kg· K].

Z obr. 12 je patrné, že stav vzduchu O bude mít stejnou měrnou vlhkost jako vzduch v bodě P, tudíž při výpočtu parametrů budeme vycházet rovnou z rovnic (6), (7), (8) a získáme tak entalpii h_o v bodě O.



Obrázek 12 Schéma metody podobnosti trojúhelníků

Pro stav vzduchu v bodě A je známa pouze teplota vzduchu t_p , což znamená, že nemůžeme postupovat jako v prvním případě. Využijeme tedy jiný princip. Měrnou vlhkost x_a v bodě A stanovíme na základě podobnosti trojúhelníků, naznačených na obr. 12.

$$\frac{(x_o - x_{ch})}{(t_o - t_{ch})} = \frac{(x_o - x_a)}{(t_o - t_p)} \quad (9)$$

kde

x_o – měrná vlhkost pro stav vzduchu O [g/Kg],

x_a – měrná vlhkost pro stav vzduchu A [g/Kg],

x_{ch} – měrná vlhkost pro povrchovou teplotu chladiče [g/Kg],

t_o – teplota vzduchu pro stav O [°C],

t_p – teplota vzduchu pro stav P [°C],

t_{ch} – povrchová teplota chladiče [°C].

Po vyjádření x_a z rovnice (9), jsme schopni z rovnic (6,7,8) stanovit entalpii h_a pro stav vzduchu A. Nyní známe veškeré veličiny potřebné pro zjištění hledaných výkonů. Pro stanovení výkonu chladičoho zařízení dosadíme do následujícího vztahu.

$$Q_{ch} = V_c \cdot \rho \cdot (h_{o,i} - h_{e,i}) \quad (10)$$

kde

Q_{ch} – výkon chladiče [kW],

V_c – objemový průtok vzduchu [m³/h],

ρ – střední hustota vzduchu [kg/m³],

$h_{o,i}, h_{p,i}$ – entalpie pro dané stavy vzduchu [J/ kg· K].

Pomocí rozdílu měrných vlhkostí $\Delta x = x_a - x_o$, vypočítáme výkon potřebný na zvlhčování vzduchu.

$$Q_{zvl} = V_c \cdot \rho \cdot l \cdot \Delta x \quad (11)$$

kde

Q_{zvl} – výkon potřebný na zvlhčení vzduchu [kW],

V_c – objemový průtok vzduchu [m³/h],

Δx – rozdíl měrných vlhkostí [g/Kg],

l – výparné teplo vody [kJ/Kg],

ρ – střední hustota vzduchu [kg/m³],

Výkon potřebný pro pohon ventilátoru vypočteme z objemového průtoku vzduchu, který musí přepravit a z konstantních parametrů ventilátoru, stanovené výrobcem.

$$Q_{ve} = \frac{V \cdot \Delta p_c}{\eta_{c,v}} \quad (12)$$

kde

Q_{ve} – výkon potřebný pro pohon ventilátorů [kW],

V – objemový průtok vzduchu [m³/h],

Δp_c – dopravní tlak ventilátoru [Pa],

$\eta_{c,v}$ – účinnost ventilátoru [-].

Z výkonů lze dopočítat energii, kterou spotřebujeme na roční provoz datového centra. U zvlhčovače vzduchu a ventilátoru pouze vynásobíme daný výkon počtem hodin za rok.

$$E_{zvl,ve} = Q_{zvl,ve} \cdot 365 \cdot 24 \quad (13)$$

kde

E_{zvl} – Potřebná elektrická energie na pohon zvlhčovače a ventilátoru [kWh]

Při chlazení je nezbytné započítat také chladicí faktor EER, což je podíl chladicího výkonu jednotky a množství elektrické energie, která je zapotřebí k dosažení tohoto výkonu.

$$E_{ch} = \frac{Q_{chl} \cdot 365 \cdot 24}{EER} \quad (14)$$

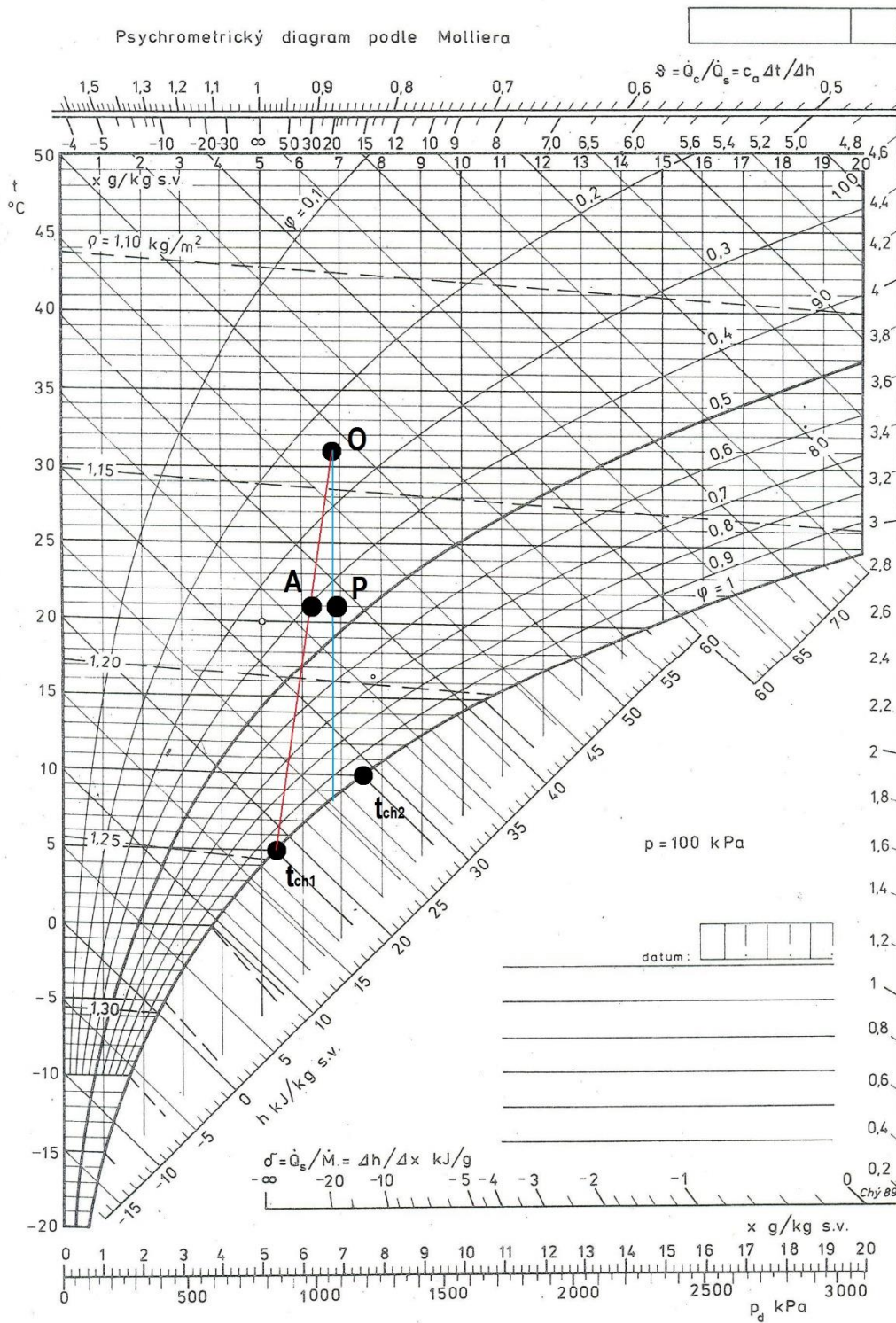
kde

E_{ch} – Potřebná elektrická energie na pohon chladicího zařízení [kWh]

3.2.4. Výsledky

Jak již bylo zmíněno, výpočet byl proveden pro tři rozdílné stavy vzduchu. Každý ze stavů byl dosažen chlazením pro dvě různé povrchové teploty chladiče, což ve výsledku udává šest různých vypočítaných hodnot. Byla provedena analýza na výpočet výkonů jednotlivých komponent, jimiž jsou chladič, zvlhčovač vzduchu a ventilátor. Následně byla stanovena roční potřeba energie na provoz datového centra a vyčíslení celkových nákladů.

Na obr. 13, je červeně znázorněn příklad chlazení na stav vzduchu P, pomocí povrchové teploty chladiče 5 °C a modře při povrchové teplotě chladiče 10 °C. Z obrázku je patrné, že při povrchové teplotě 10 °C není třeba dovlhčovat vzduch. Při teplotě 5 °C, musíme na konečný stav vzduchu dovlhčovat z bodu A. Také rozdíl entalpií bude při povrchové teplotě chladiče 5 °C vyšší, což se jistě promítne i do celkových nákladů.



Obrázek 13 H-x diagram pro chlazení s různou povrchovou teplotou chladiče [13]

Výsledky výpočtů pro povrchovou teplotu chladiče $t_{ch} = 5\text{ °C}$ 1. stav vzduchu $t_p = 21\text{ °C}$, $\varphi_p = 43\%$ *Tabulka 4 Vypočítané hodnoty pro první stav vzduchu*

Komponent	Q [kW]	E [kW]	Náklady [Kč]
Chlazení vzduchu	79059,7	230854,3	438623
Zvlhčování vzduchu	8101,9	70972,8	134848
Doprava vzduchu	1237,6	10841,5	20599

2. stav vzduchu $t_p = 25\text{ °C}$, $\varphi_p = 30\%$ *Tabulka 5 Vypočítané hodnoty pro druhý stav vzduchu*

Komponent	Q [kW]	E [kW]	Náklady [Kč]
Chlazení vzduchu	73572,8	214832,6	408182
Zvlhčování vzduchu	2782,6	24375,8	46314
Doprava vzduchu	1237,6	10841,6	20599

3. stav vzduchu $t_p = 27\text{ °C}$, $\varphi_p = 25\%$ *Tabulka 6 Vypočítané hodnoty pro třetí stav vzduchu*

Komponent	Q [kW]	E [kW]	Náklady [Kč]
Chlazení vzduchu	71348,2	208336,7	395840
Zvlhčování vzduchu	642,7	5630,5	10698
Doprava vzduchu	1237,6	10841,6	20599

Výsledky výpočtů pro povrchovou teplotu chladiče $t_{ch} = 10\text{ °C}$ 4. stav vzduchu $t_p = 21\text{ °C}$, $\varphi_p = 43\%$ *Tabulka 7 Vypočítané hodnoty pro první stav vzduchu*

Komponent	Q [kW]	E [kW]	Náklady [Kč]
Chlazení vzduchu	70832,6	206831,1	392979
Zvlhčování vzduchu	0	0	0
Doprava vzduchu	1237,6	10841,6	20599

5. stav vzduchu $t_p = 25\text{ °C}$, $\varphi_p = 30\%$ *Tabulka 8 Vypočítané hodnoty pro třetí stav vzduchu*

Komponent	Q [kW]	E [kW]	Náklady [Kč]
Chlazení vzduchu	70739,0	206557,8	392460
Zvlhčování vzduchu	0,0	0,0	0
Doprava vzduchu	1237,6	10841,6	20599

6. stav vzduchu $t_p = 27\text{ °C}$, $\varphi_p = 25\%$ *Tabulka 9 Vypočítané hodnoty pro třetí stav vzduchu*

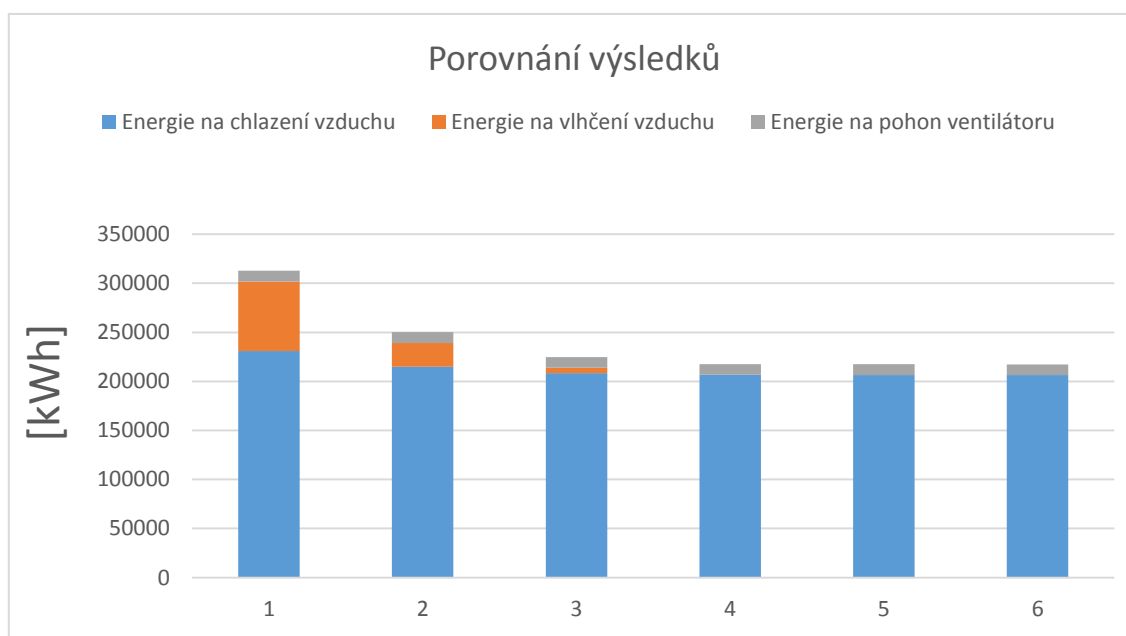
Komponent	Q [kW]	E [kW]	Náklady [Kč]
Chlazení vzduchu	70692,7	206422,6	392203
Zvlhčování vzduchu	0,0	0,0	0
Doprava vzduchu	1237,6	10841,6	20599

3.2.5. Diskuse výsledků

Z výsledků je patrné, že předpoklad nulových nákladů na vlhčení vzduchu při povrchové teplotě chladiče 10 °C, byl správný. Avšak nulové náklady jsou pouze v případě teoretické roviny, v reálném případě se vzduch musí zvlhčovat. Dalším výsledkem je, že energie a náklady na pohon ventilátoru, jsou pro každý případ chlazení totožné, jelikož objemový průtok zůstává stále konstantní. Jelikož je v bodě P₁ nejnižší teplota, bude i na chlazení spotřebované největší množství energie, což potvrzuje i tab. 10 a obr. 15. Z obr. 15 je dále patrné, že náklady na provoz datacentra jsou výrazně nižší při použití vyšší teploty chladiče.

Tabulka 10 Přehled výsledných hodnot analytické části

Stav	E_{ch} [kW]	E_{zvl} [kW]	E_{ve} [kW]	E_{sum} [kW]	[Kč]
1	230854,4	70972,8	10841,6	312669	594071
2	214832,6	24375,8	10841,6	250050	475095
3	208336,7	5630,5	10841,6	224809	427137
4	206831,1	0,0	10841,6	217673	413578
5	206557,8	0,0	10841,6	217399	413059
6	206422,6	0,0	10841,6	217264	412802



Obrázek 14 Roční spotřeba energie na provoz datového centra pro jednotlivé stavy

3.3 Analýza přímého volného chlazení

Princip přímého volného chlazení byl podrobně popsán v předchozí kapitole. Přímé volné chlazení se používá nejčastěji v prostorech, který je třeba chladit celoročně, což je případ každého datové centra. Velkou výhodou přímého volného chlazení je energetická nenáročnost. U nepřímého chlazení je velká část energie spotřebovaná na chlazení vzduchu. V případě přímého volného chlazení, kdy je přísáván venkovní vzduch s nižší teplotou, je potřeba energie na chlazení téměř nulová a dodaná elektrická energie hradí pouze pohon ventilátorů. Nevýhodou tohoto způsobu chlazení jsou prostorové nároky na vedení vzduchovodů, vyšší nároky na filtraci a zvlhčování vzduchu [12]. Předmětem analytické části pro přímé volné chlazení, je stanovení ročních úspor energie pro konkrétní klimatická data ASHRAE 2017, popsané v následující kapitole a konkrétní datové centrum s konstantní tepelnou zátěží. Jak již bylo zmiňováno, energie potřebná na chlazení výrazně klesne, ale připojením ventilátorů na přívod a odvod vzduchu, roste energie potřebná na dopravu vzduchu. Technické parametry těchto ventilátorů, které budou v přerušovaném provozu v závislosti na teplotě přísávaného vzduchu jsou popsány v tab. 11. Ventilátor uvnitř chladicí jednotky, který bude v konstantním provozu, nezávisle na teplotě venkovního vzduchu, má stejné parametry jako v případě nepřímého chlazení. Parametry tohoto cirkulačního ventilátoru, společně s hodnotou chladicího faktoru, cenou za kilowatthodinu a tepelnou zátěží IT jednotky, jsou také zaneseny do tab. 11. Stejně, jako u výpočtů pro nepřímé chlazení datového centra, budeme i nyní zanedbávat tepelné zisky způsobené sluneční radiací, jelikož jsou zanedbatelné oproti vnitřní tepelné zátěži IT jednotky.

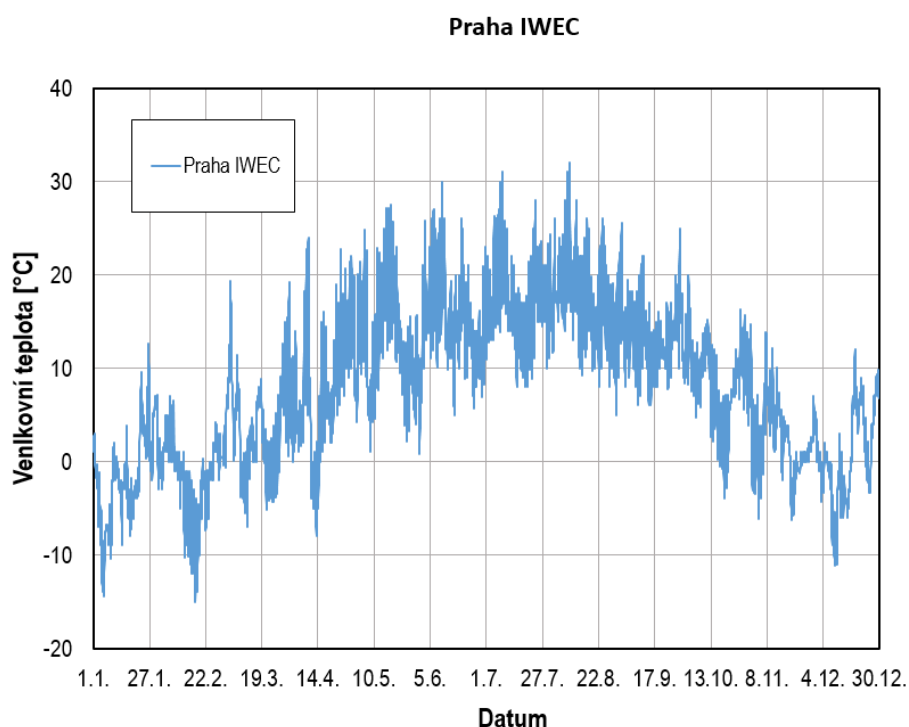
Tabulka 11 Technické parametry komponentů

Příkon IT technologie (tepelná zátěž)	$Q_i = 70 \text{ kW}$
Dopravní tlak přívodního ventilátoru	$\Delta p_p = 700 \text{ Pa}$
Účinnost přívodního ventilátoru	$\eta_p = 70\%$
Dopravní tlak odvodového ventilátoru	$\Delta p_o = 100 \text{ Pa}$
Účinnost odvodového ventilátoru	$\eta_o = 70\%$
Dopravní tlak cirk. ventilátoru	$\Delta p_c = 150 \text{ Pa}$
Účinnost cirk. ventilátoru	$\eta_{c,v} = 70\%$
Cena elektrické energie	1,9 Kč/kWh
Chladicí faktor	$EER = 3$

3.3.1 Okrajové podmínky

Pro analytickou část přímého volného chlazení, byla použita data typického klimatického roku pro oblast Prahy. V databázi International Weather for Energy Calculations (IWEC) jsou dostupná data z celkem 227 míst mimo Severní Ameriku. Databáze byla vypracována pod projektem společnosti ASHRAE. Pro výběr reprezentativních roků byla použita metodika Typical Meteorological Year (TMY). Klimatický rok byl sestaven z 12 měsíců, které byly vybrány ze souboru dostupných kandidátů podle příslušných dlouhodobých měsíčních statistik založených na denní celkové radiaci, teplotě suchého teploměru, teplotě rosného bodu a rychlosti větru. Výběr se řídil váhami pro příslušný meteorologický parametr. Důraz byl kladen na denní sluneční radiaci (40 %) a průměrnou teplotu suchého teploměru (30 %). [14]

Jak již bylo zmíněno, radiační účinky byly pro náš výpočtový model zanedbány. V databázi IWEC jsou pro nás důležité teploty venkovního vzduchu v průběhu roku, které jsou graficky znázorněny na obr. 15. V databázi IWEC je celkem 8759 zaznamenaných teplot, v hodinovém intervalu.



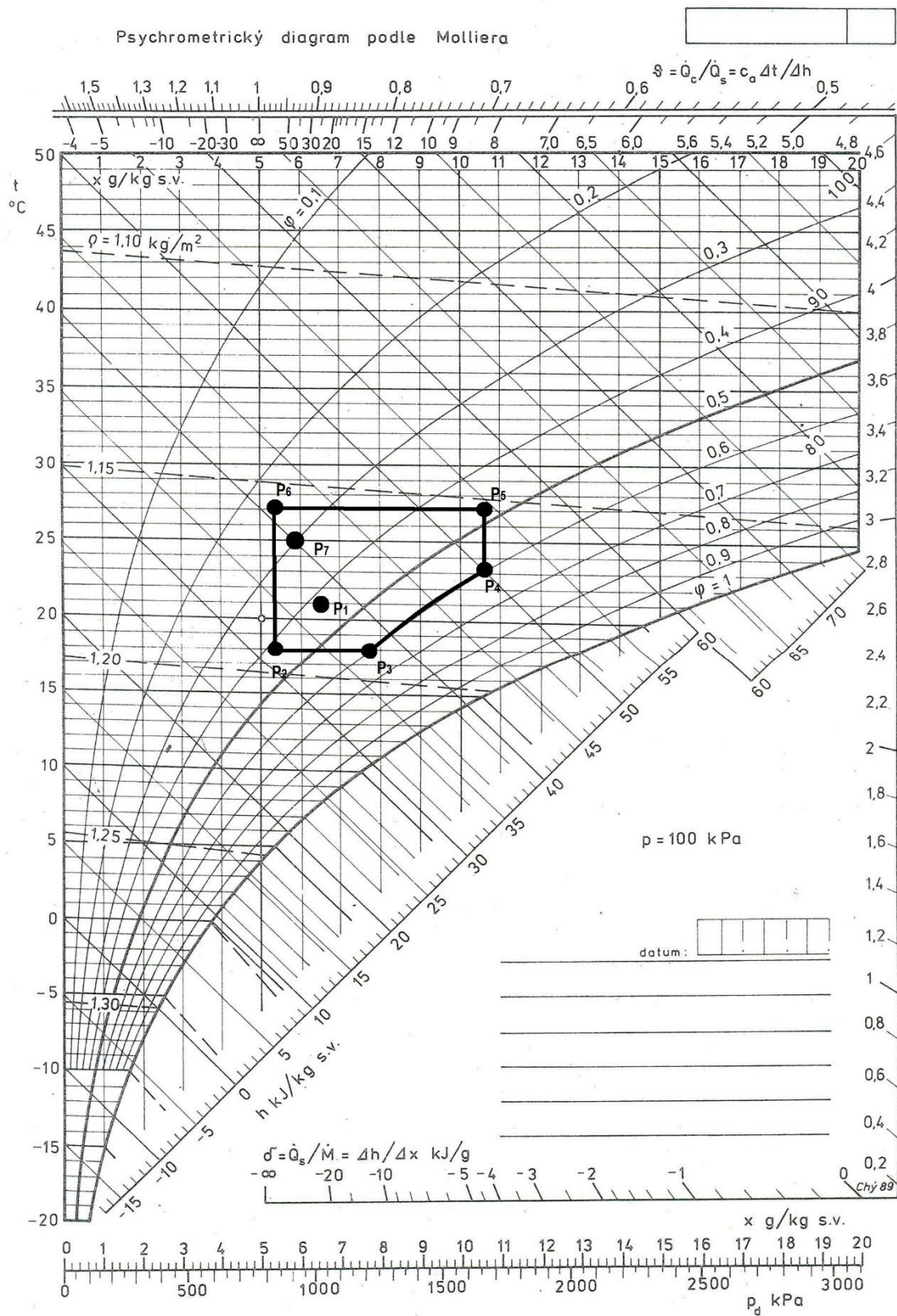
Obrázek 15 Teploty typického klimatického roku IWEC

Pouze v 515 případech je teplota vzduchu vyšší, než požadovaných 21 °C. Z toho vyplývá, že v 94% případů je možné používat venkovní vzduch k dosažení ideálních podmínek. Podobně jako v případě systému přesné klimatizace, volíme i nyní pracovní stavy vzduchu pro které budeme provádět výpočty. Volené stavy vzduchu byly voleny podle požadavků ASHREA 2011, konkrétně se jedná o pět hraničních bodů této oblasti a jeden bod ležící uvnitř. Požadavky ASHREA 2004 mají přísnější podmínky a tedy i menší pracovní oblast datových center. V roce 2011 došlo ke zmírnění parametrů. Nicméně analýza pro přímé volné chlazení zahrnuje také bod ležící v oblasti ASHRAE 2004. [14]

Bylo zvoleno tedy sedm stavů vzduchu, které budou předmětem výpočtů analýzy. Při výpočtech přímého volného chlazení budeme pracovat s jednotnou povrchovou teplotou chladiče. Pracovní body jsou zaneseny do tab. 12.

Tabulka 12 Zvolené parametry vzduchu pro výpočet přímého volného chlazení

Stávající stav	Relativní vlhkost vzduchu φ_p [%]	Teplota vzduchu na vstupu t_o [°C]	Teplota vzduchu na výstupu t_p [°C]	Povrchová teplota chladiče t_{ch} [°C]
1	43%	31	21	5
2	43%	28	18	5
3	60%	28	18	5
4	60%	33	23	5
5	47%	37	27	5
6	25%	37	27	5
7	30%	35	25	5



Obrázek 16 Zvolené parametry vzduchu pro přímé volné chlazení

3.3.2 Postup výpočtu

Cílem výpočtové části je stanovení výkonu a roční spotřeby energie v datovém sále, v závislosti na množství přísávaného venkovního vzduchu. Energetické spotřebiče jsou v našem případě chladič a zvlhčovač vzduchu, tři ventilátory, z nichž první je uvnitř chladičí jednotky, druhý na přívod venkovního vzduchu a třetí k odvodu interiérového vzduchu po ohřátí.

Klimatická databáze IWEC, poskytuje data o potřebných parametrech venkovního vzduchu, jimiž je teplota venkovního vzduchu t_e a relativní vlhkost φ_e . Ze zaznamenaných hodnot nejdříve vypočítáme tlak syté vodní páry p_v'' , parciální tlak vodní páry ve vzduchu $p_{v,e}$, měrnou vlhkost vzduchu x_e a entalpii venkovního vzduchu h_e , podle vztahů (2 – 8). Jelikož budeme pro směšovací rovnici potřebovat také hustotu venkovního vzduchu.

$$\rho_e = \frac{1,316 \cdot 10^{-3}}{T_e} \cdot (2,65 \cdot p_b + \varphi_e \cdot p_{v,e}'') \quad (15)$$

kde

ρ_e – hustota přísávaného vzduchu [kg/m^3],

T – termodynamická teplota přísávaného vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],

p_b – atmosferický tlak [Pa],

p_v'' – tlak syté vodní páry [Pa],

φ_e – relativní vlhkost přísávaného vzduchu [–].

Pro stanovení celkového objemového průtoku V_c , využijeme vzorec vycházející z kalorimetrické rovnice (1). Umožňují-li nám to venkovní podmínky, požadovanou teplotu uvnitř datového centra dostaneme smíšením oběhového vzduchu V_o a přísávaného venkovního vzduchu V_e . V takovém případě je tedy teplota vzduchu po směšování, rovna teplotě vzduchu přiváděného. Případem, kdy míšením vzduchu nedosáhneme požadované teploty, se budeme zabývat později. Abychom mohli stanovit požadované výkony všech tří ventilátorů, musíme zmíněné objemové průtoky vypočítat. Budeme vycházet ze dvou rovnic. První rovnice plyne z konstantního celkového oběhového průtoku. A vypadá následovně.

$$V_c = V_e + V_o \quad (16)$$

kde

V_c – celkový objemový průtok vzduchu [m^3/h],

V_e – objemový průtok přísávaného vzduchu [m^3/h],

V_o – objemový průtok oběhového vzduchu [m^3/h].

Druhá je rovnice směšování vzduchu,

$$V_c \cdot \rho_s \cdot t_s = V_e \cdot \rho_e \cdot t_e + V_o \cdot \rho_o \cdot t_o \quad (17)$$

kde

V_c – celkový objemový průtok vzduchu [m^3/h],

V_e – objemový průtok přísávaného vzduchu [m^3/h],

V_o – objemový průtok oběhového vzduchu [m^3/h],

ρ_s – hustota vzduchu po smíšení [kg/m^3],

ρ_e – hustota přísávaného vzduchu [kg/m^3],

ρ_o – hustota vzduchu po ohřátí IT jednotkou [kg/m^3],

t_s – teplota vzduchu po smíšení [$^{\circ}\text{C}$],

t_e – teplota přísávaného vzduchu [$^{\circ}\text{C}$],

t_o – teplota vzduchu po ohřátí IT jednotkou [$^{\circ}\text{C}$].

Analogickým způsobem postupujeme také v případě, že chceme zjistit měrnou vlhkost vzduchu po smíšení. Vycházíme také ze směšovací rovnice, ovšem pro měrnou vlhkost,

$$V_c \cdot \rho_s \cdot x_s = V_e \cdot \rho_e \cdot x_e + V_o \cdot \rho_o \cdot x_o \quad (18)$$

kde

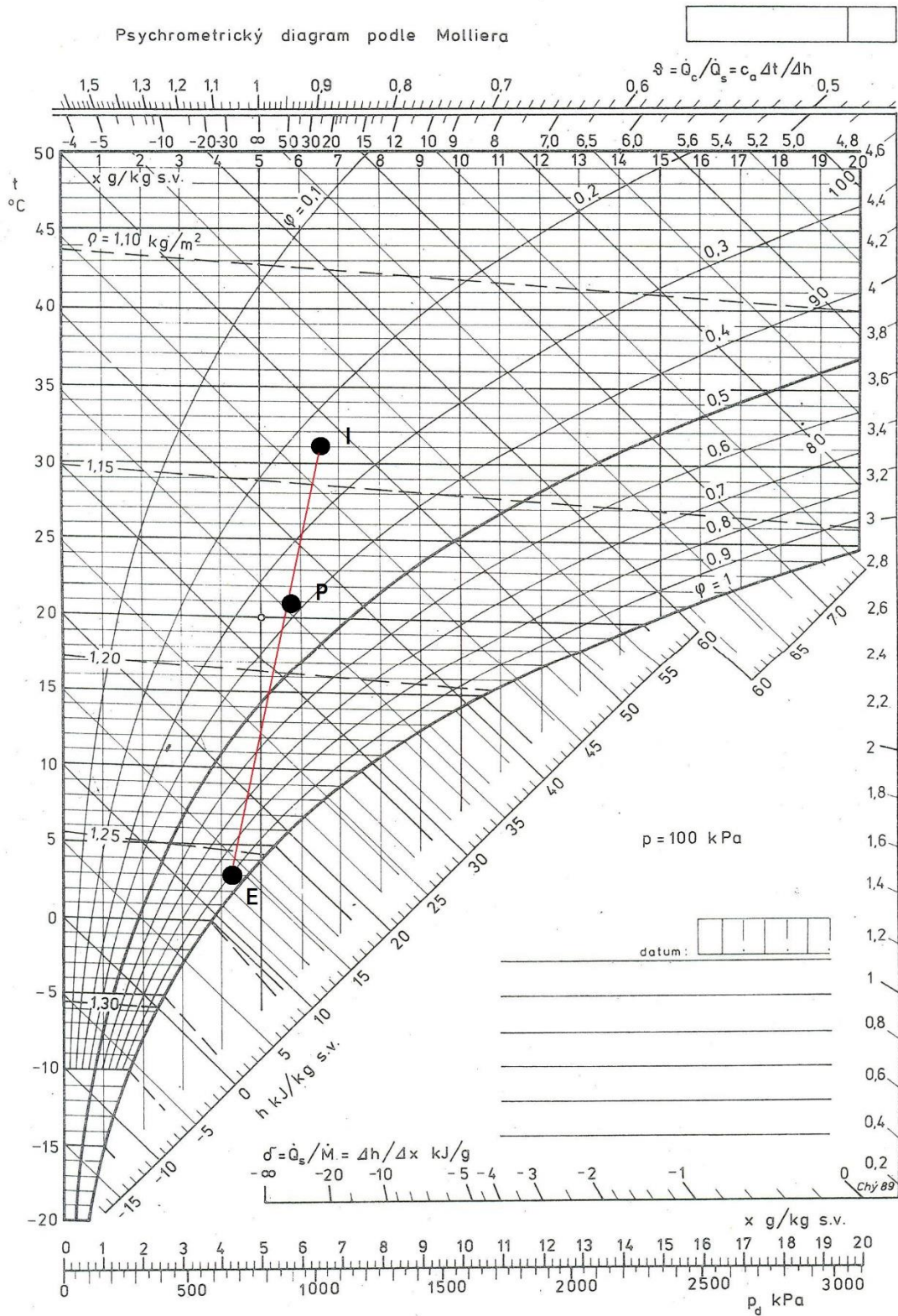
x_s – měrná vlhkost po smíšení vzduchu [g/Kg],

x_e – měrná vlhkost přísávaného vzduchu [g/Kg],

x_o – měrná vzduchu po ohřátí IT jednotkou [g/Kg].

Případ, kdy je možné smíšením venkovního a oběhového vzduchu dosáhnout požadované teploty je znázorněn na konkrétním příkladu v $h - x$ diagramu na obr. 17, ze dne 1. ledna v 1:00 z databáze IWEC, pro pracovní bod 1.

Kde E je venkovní vzduch I je vzduch po ohřátí vzduchotechnickou jednotkou a P je stav vzduchu po smíchání, který odpovídá požadované teplotě.



Obrázek 17 H-x diagram pro míchání venkovního vzduchu z 1.1 1:00 [13]

Jak již bylo naznačeno, není vždy možné dosáhnout požadované teploty pouhým směřováním vzduchu. Jelikož je cílem analýzy stanovit závislost energetických nákladů na množství přiváděného venkovního vzduchu, je evidentní, že V_o bude objemový průtok omezován až k nulovým hodnotám. V takových případech se teplota smíšeného vzduchu bude blížit teplotě přiváděného vzduchu a vzduch musíme následně dochlazovat. Podobně je tomu v případě, kdy je venkovní teplota vyšší, než požadovaná teplota přiváděného vzduchu. Nastane-li tato situace, vypočítáme nejdříve hodnotu entalpie h_s , vzduchu po smíšení, za pomoci měrné vlhkosti téhož vzduchu x_s , podle vztahů (6-8). Nyní ze znalosti teploty a relativní vlhkosti smíchaného vzduchu stanovíme na základě podobnosti trojúhelníku měrnou vlhkost x_{s1} . Měrná vlhkost x_{s1} leží na průsečíku teploty pracovního bodu a přímky, podle které probíhá chlazení. Je to nezbytná hodnota k následujícím výpočtům, jelikož nás zajímá rozdíl měrné vlhkosti pracovního bodu a této měrné vlhkosti. Podobnost trojúhelníku vychází z principu znázorněném na obr. 12, ovšem s jinými hodnotami.

$$\frac{(x_s - x_{ch})}{(t_s - t_{ch})} = \frac{(x_s - x_{s1})}{(t_s - t_p)} \quad (19)$$

kde

x_s – měrná vlhkost smíšeného vzduchu [g/kg],

x_{s1} – měrná vlhkost vzduchu po ochlazení [g/kg],

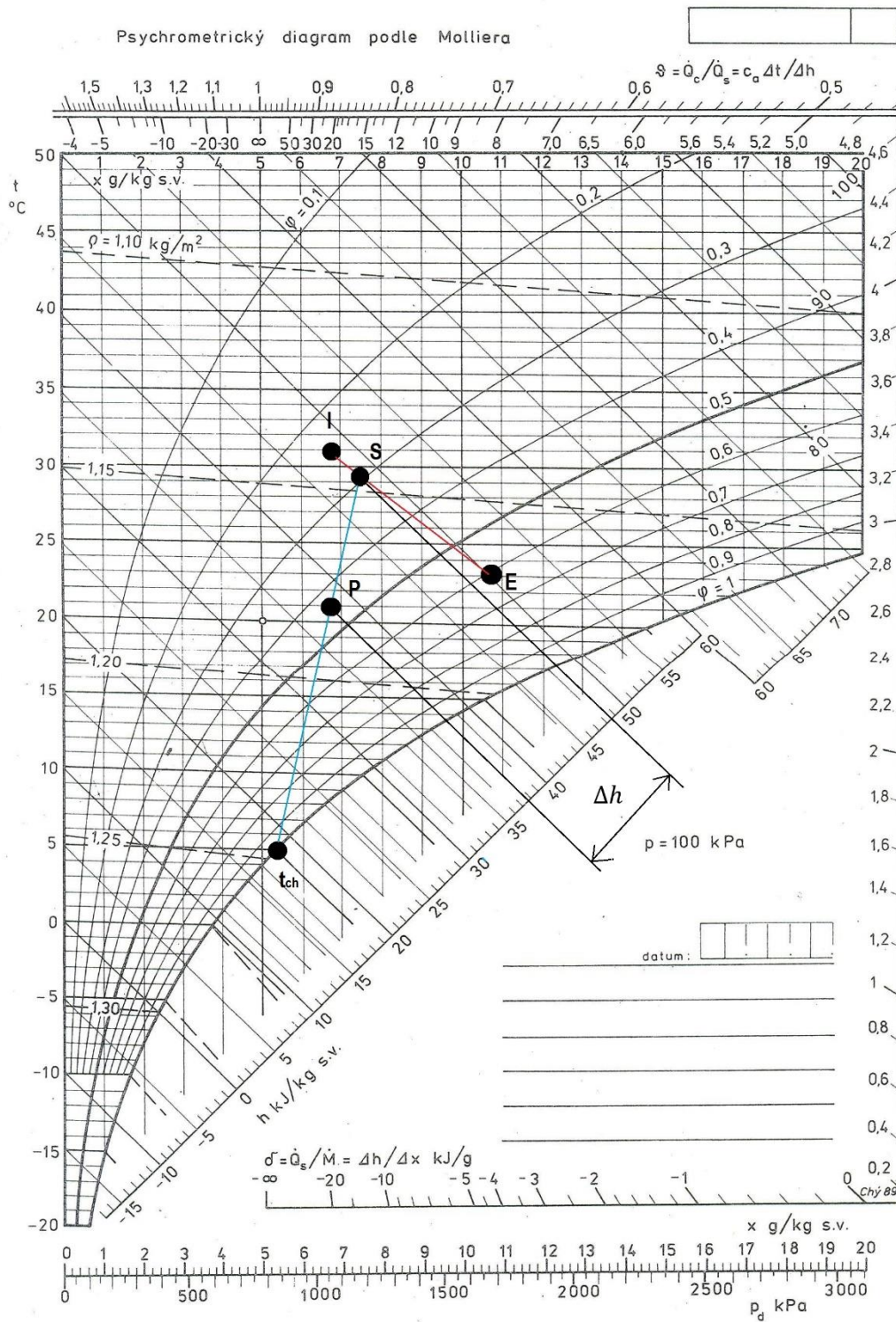
x_{ch} – měrná vlhkost pro povrchovou teplotu chladiče [g/kg],

t_s – teplota vzduchu po smíšení [°C],

t_p – teplota vzduchu v pracovním bodě [°C],

t_{ch} – povrchová teplota chladiče [°C].

Ze znalosti měrné vlhkosti x_{s1} a teploty přiváděného vzduchu, vypočítáme entalpii bodu, ležící na zmiňovaném průsečíku h_{s1} . Z rozdílu entalpií vzduchu po smíšení, budeme zjišťovat výkon chladiče pro různé případy. Pro lepší představu výpočtu, kdy je třeba k dosažení požadovaných parametrů, jak míšení vzduchu, tak chlazení, je uveden konkrétní příklad na obr 18. Na obrázku je vyznačena změna stavu venkovního vzduchu z 8. července, ve 15:00 z databáze IWEC, s možností přívodního ventilátoru nasávat 100% tohoto vzduchu.



Obrázek 18 H-x diagram pro míšení venkovního vzduchu z 8.7 15:00 a následného chlazení [13]

Pro stanovení výkonu chladiče, budeme vycházet z rozdílu entalpií $\Delta h = h_s - h_p$ a celkového objemového průtoku V_c .

$$Q_{ch} = V_c \cdot \rho \cdot \Delta h \quad (20)$$

kde

Q_{ch} – výkon chladiče [kW],

V_c – objemový průtok vzduchu [m^3/h],

ρ – střední hustota vzduchu [kg/m^3],

h_s, h_p – entalpie pro dané stavy vzduchu [J/ Kg].

Výkon zvlhčovače vzduchu je stanovený na základě rozdílu měrných vlhkostí. V prvním popisovaném případě, kdy je teploty dosaženo pouze míšením vzduchu je rozdíl měrných vlhkostí $\Delta x = x_s - x_p$. V případě druhém, kdy je třeba na požadovanou teplotu dochlazovat, určíme rozdíl měrných vlhkostí $\Delta x = x_{s1} - x_p$. Použité veličiny jsou popsány v legendě u vztahu (18). Rozdíly měrných vlhkostí dosadíme do již použitého vztahu pro výkon zvlhčovače vzduchu (10), s tím, že objemový průtok V_c bude po celou dobu provozu konstantní.

Pro stanovení celkového výkonu všech tří ventilátorů, musíme sečíst jednotlivé výkony každého z nich. Ventilátor uvnitř chladicí jednotky je stále v provozu a pracuje s konstantním objemovým průtokem vzduchu V_c , s účinností η_c a dopravním tlakem Δp_c . S proměnným objemovým průtokem V_e , pracují oba dva zbylé ventilátory. Ventilátor na přísávání venkovního vzduchu pracuje s účinností η_p a dopravním tlakem Δp_p a ventilátor na odvod stejného množství vzduchu pracuje s účinností η_o a dopravním tlakem Δp_o . Celkový výkon je tedy stanovený podle následujícího vzorce, kde i je počet ventilátorových jednotek, tudíž 3.

$$Q_{ve} = \sum_i \frac{V_{c,e} \cdot \Delta p_{p,o,c}}{\eta_{p,o,c}} \quad (21)$$

kde

Q_{ve} – výkon potřebný pro pohon ventilátorů [kW],

$V_{c,e}$ – objemové průtoky vzduchu [m³/h],

$\Delta p_{c,o,p}$ – dopravní tlaky ventilátorů [Pa],

$\eta_{c,o,p}$ – účinnosti ventilátorů [-].

V analytické části, kdy se venkovní vzduch nepřisával za žádných okolností, byla z výkonu daných komponentů určena potřeba energie jednoduše vynásobením počtem hodin v roce. V případě přímého volného chlazení, kdy hodnoty výkonů nejsou konstantní, musíme provádět výpočet zvlášť pro hodinu a tyto hodnoty nakonec sečíst. U chladicího zařízení musíme stejně jako v předešlém případě zohlednit chladicí faktor *EER*. Vztah použitý pro výpočet spotřebované roční energie chladičem je následující. tím, že *n* je počet hodin provozu zařízení.

$$E_{ch} = \frac{\sum_1^n Q_{chl}}{EER} \quad (22)$$

kde

E_{ch} – potřebná roční energie na pohon chladicího zařízení [kWh],

Q_{ch} – výkon chladiče [kW],

EER – chladicí faktor [-].

Analogicky vypočteme roční spotřebu energie pro zvlhčování vzduchu a pohon ventilátorů.

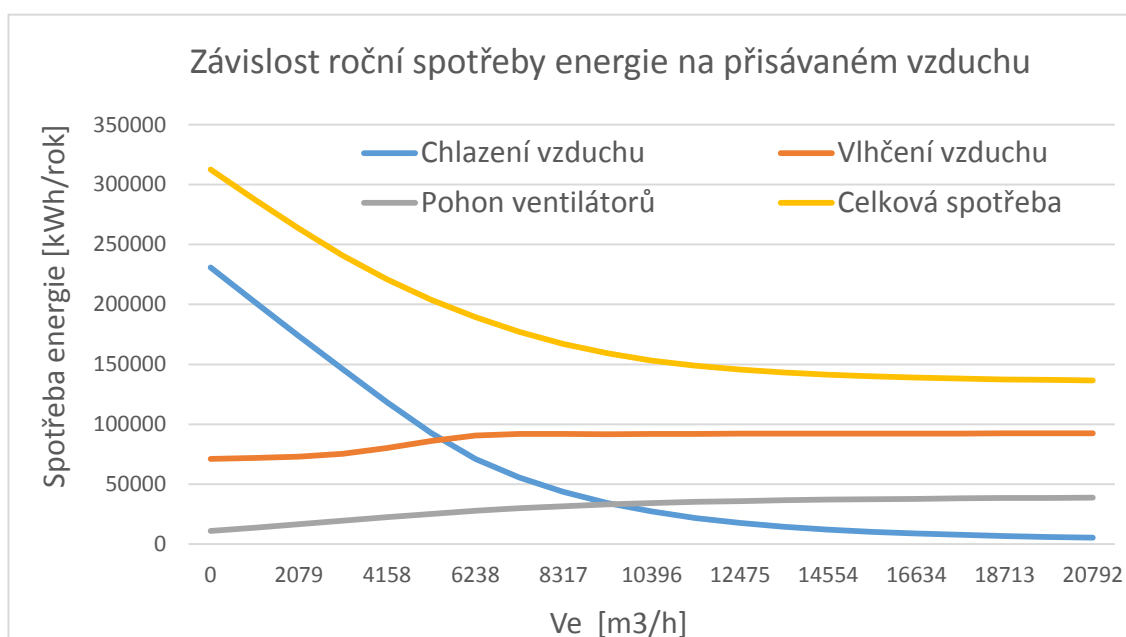
$$E_{zvl,ve} = \sum_1^n Q_{zv,ve} \quad (23)$$

kde

$E_{zvl,ve}$ – potřebná roční energie na pohon zvlhčovače a ventilátoru [kWh].

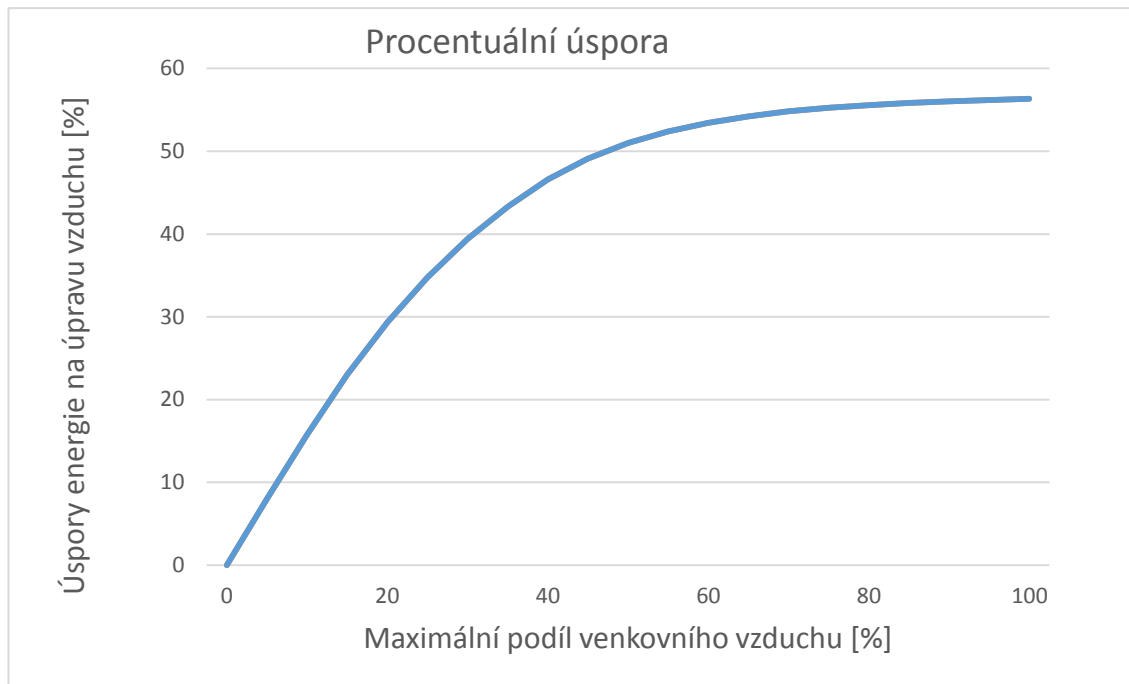
3.3.3 Diskuse výsledků

Výpočty byly provedeny pro sedm různých stavů vzduchu. Výsledné souvislosti analýzy jsou znázorněny pro stav vzduchu 1. z tab. 12. Na obr. 19 je patrná závislost roční potřeby energie jednotlivých komponentů, na objemovém průtoku přisávaného venkovního vzduchu. Z grafu je patrné, že přímé volné chlazení šetří potřebnou energii především při provozu chladicího zařízení. Drobné zvýšení potřeby energie můžeme pozorovat u zvlhčovače vzduchu a ventilátorů. V porovnání s úsporou získanou na chladiči je nárůst zanedbatelný, jak je patrné z výsledné potřeby.

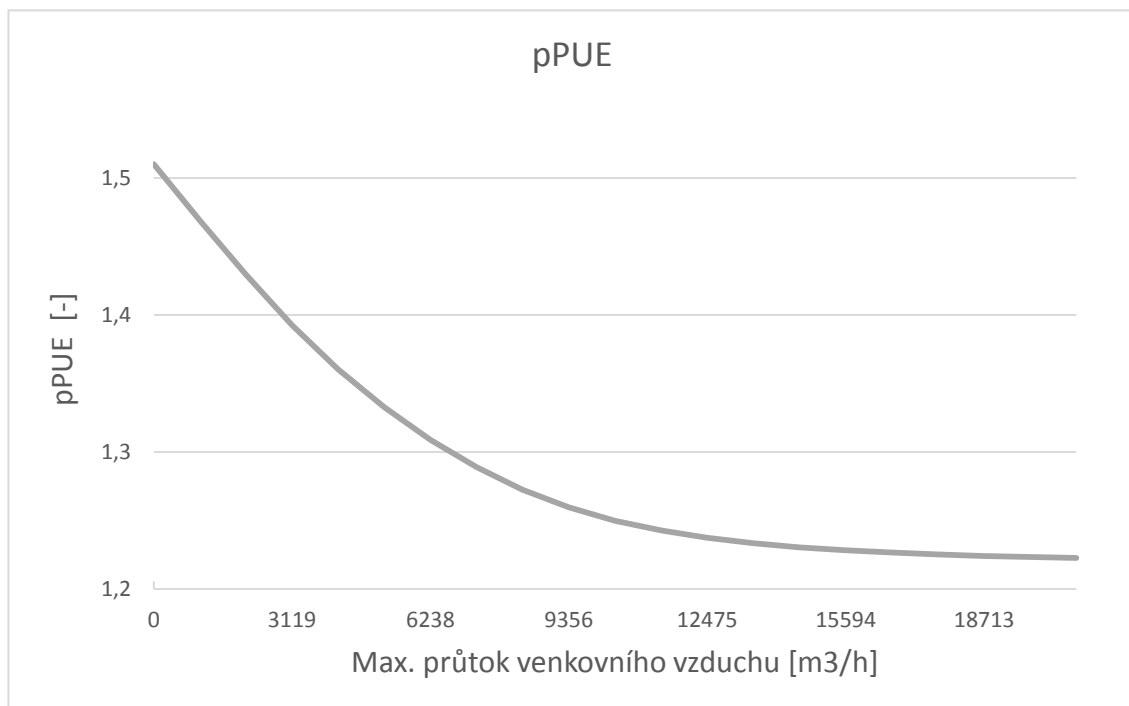


Obrázek 19 Závislost spotřeby energie na objemovém průtoku přisávaného vzduchu

Dalšími grafickými výstupy jsou procentuální energetické úspory na obr. 20 a hodnota indikátoru energetické efektivity *pPUE* na obr. 21. Power Usage Effectiveness říká kolik z celkově spotřebované energie, bylo přímo využito IT jednotkou. Při naší analýze, kdy byly zanedbány vnější vlivy jako sluneční radiace, nejedná se o celkovou „Power Usage Effectiveness“, ale o „Partial Power Usage Effectiveness“ tedy o částečný indikátor energetické efektivity

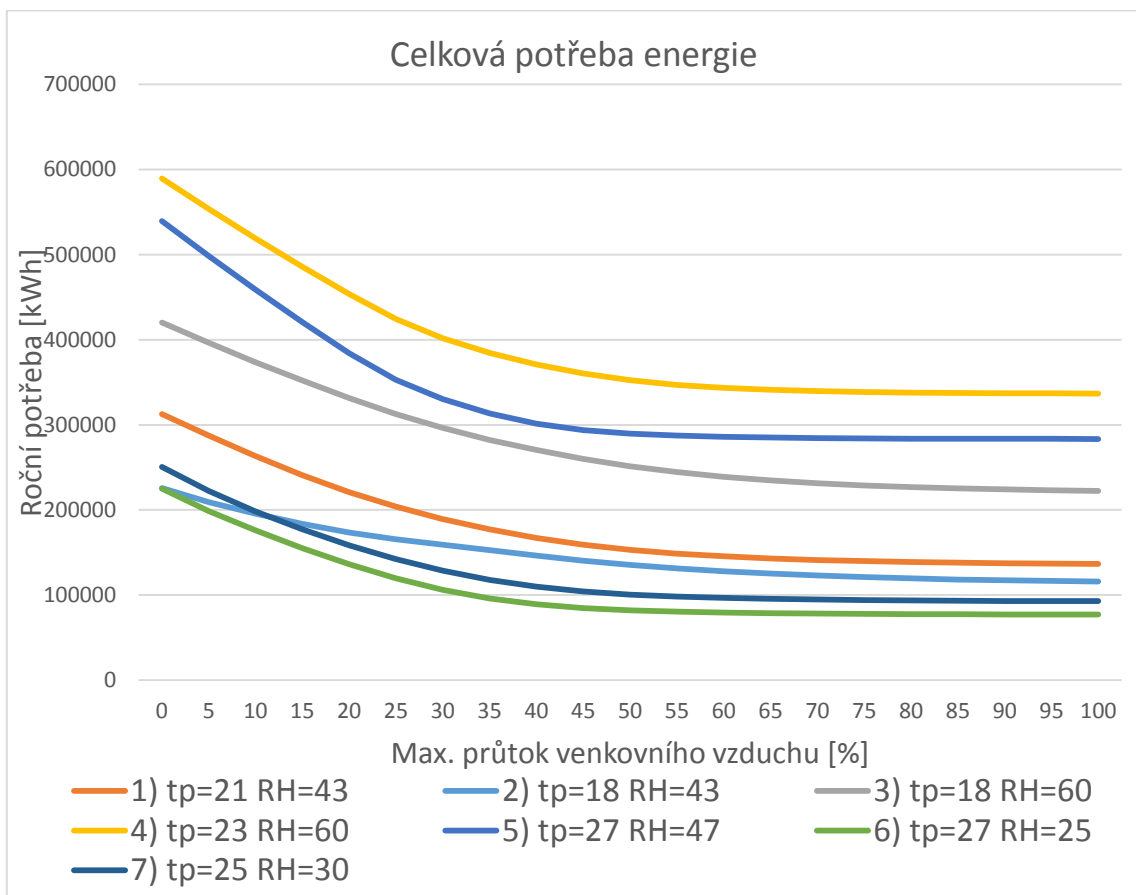


Obrázek 20 Procentuální úspora energie v závislosti na přisávaném vzduchu

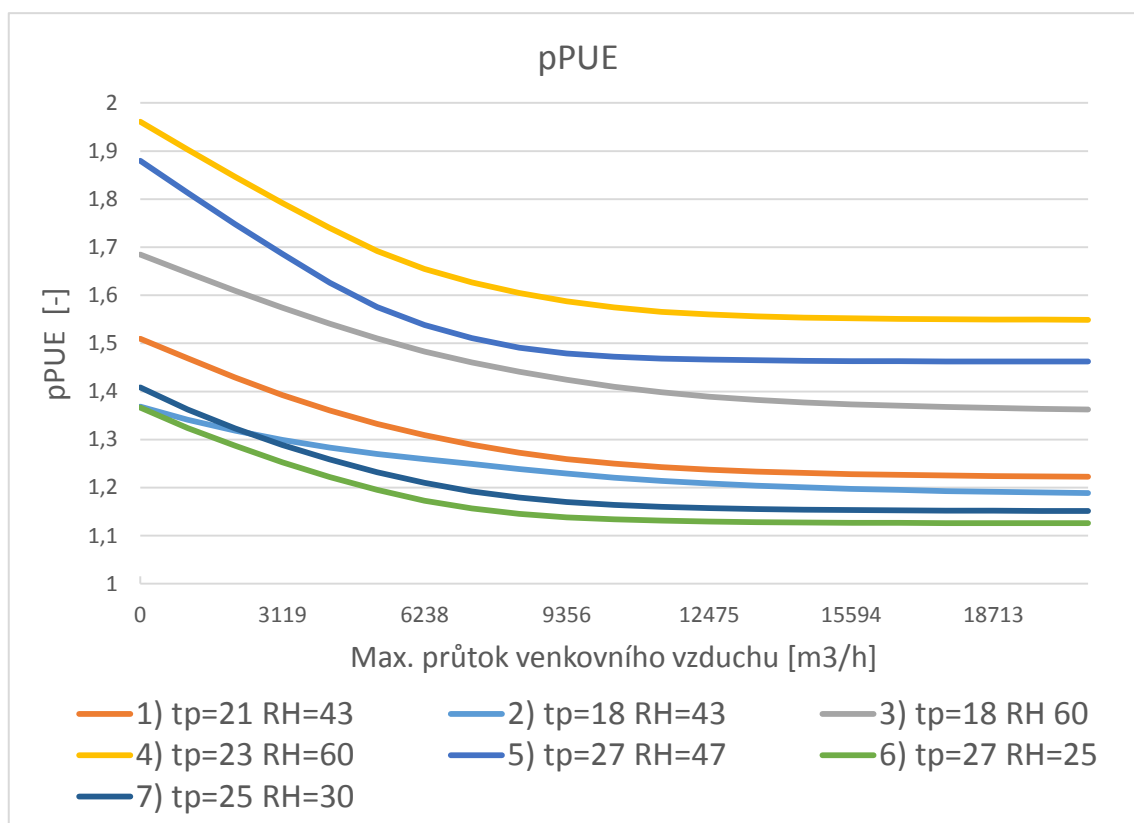


Obrázek 21 Částečný indikátor energetické efektivity na množství přisávaného vzduchu

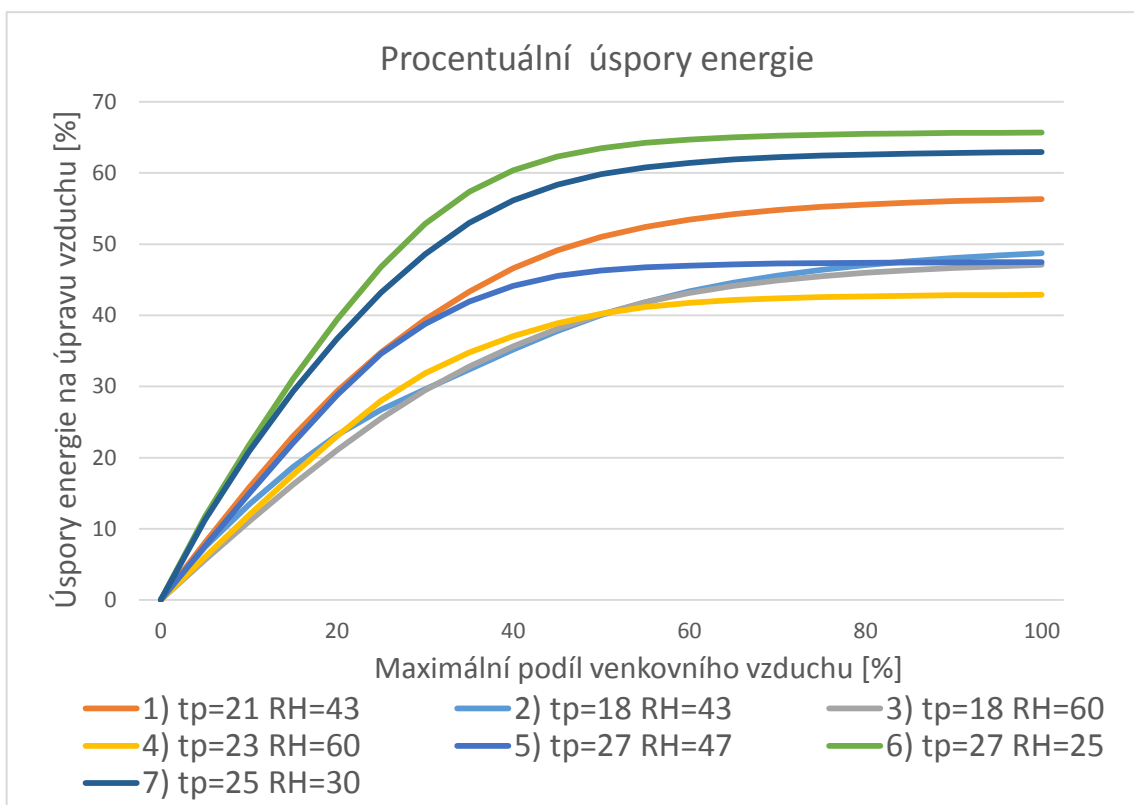
Pro porovnání jednotlivých stavů vzduchu, můžeme vycházet z grafů zobrazených na obr. 22, 23, 24. Z grafu znázorněném na obr. 22, je patrné, že nejmenší spotřebu energie při volném chlazení vykazují stavy vzduchu označeny číslicemi 1,2,6,7. Stejně pracovní body vykazují také nejlepší parametry energetické efektivity znázorněné na grafu na obr. 24. Co se týče procentuálních energetických úspor za rok, tak stavy vzduchu 6,7 dosahují nejvyšších hodnot, přes 60%. Stav vzduchu 1 dosahuje úspory téměř 60%. Z výsledků analýzy lze říci, že i energetické nároky při přímém volném chlazení jsou velice příznivé. Z grafu na obr. 22 je patrné, že do 40 % přísávaného venkovního vzduchu, klesá celková spotřeba nejmarkantněji. Dále je její sestupná tendence minimální, tudíž nemá smysl přísávat velké objemy vzduchu, což výrazně sníží velikost ventilátorů a hluk při jejich provozu.



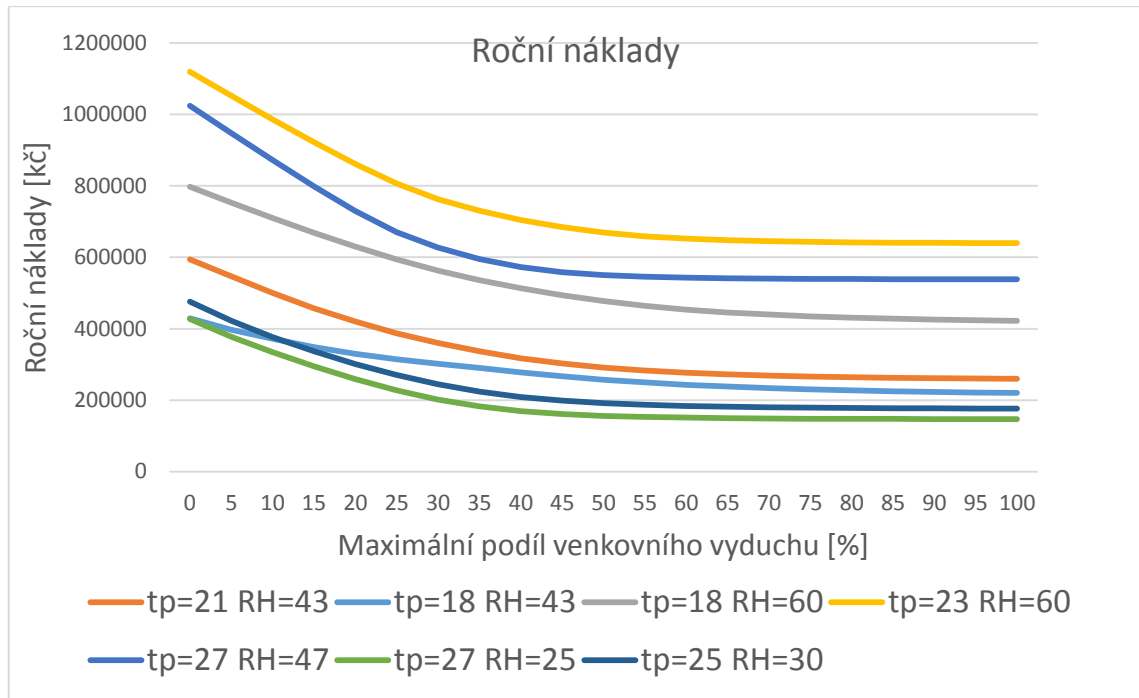
Obrázek 22 Roční spotřeba energie v závislosti na množství přísávaného vzduchu



Obrázek 24 Částečný indikátor energetické efektivity na množství přisávaného vzduchu



Obrázek 23 Procentuální úspory energie pro jednotlivé stavy vzduchu



Obrázek 25 Roční náklady na provoz datového centra

4 Závěr

Hlavním cílem bakalářské práce bylo stanovení procentuálních úspor při použití přímého volného chlazení. K určení, zda byl vůbec předpoklad úspory energie správný byla použita metoda přímého výpočtu na konkrétním datovém sále. Nejdříve byla provedena analýza u systému, kde není možné využívat chladný venkovní vzduch. Tato metoda chlazení je velice neúsporná a roční náklady na chlazení datového centra za použití tohoto systému, mohou dosahovat až půl milionu korun za rok, jak je uvedeno v tab. 10. Dále byly stanoveny energetické náklady při použití přímého volného chlazení. Analýza přímého volného chlazení vychází z databáze IWEC vypracované pod projektem společnosti ASHRAE. Databáze IWEC poskytuje klimatická data, odpovídající konkrétnímu prostředí. Pomocí výpočtů, byly sestaveny grafy, které dokazují energetické úspory při použití přímého volného chlazení u všech sedmi zkoumaných stavů vzduchu, znázorněných na obr. 23. Tím byl potvrzen předpoklad úspory energie při použití přímého volného chlazení. Při použití přímého volného chlazení s možností nasávat 100 % venkovního vzduchu a nastavení optimálních podmínek, lze dosáhnout až 57% úspory energie v porovnání s běžným chladícím systémem pracujícím pouze s cirkulací vnitřního vzduchu. Z praktického hlediska, je postačující nasávat přibližně 50 % venkovního vzduchu, pro dosažení jen nepatrně menší úspory energie. Systém přímého volného chlazení, je velice ekologickou a úspornou metodou. Jeho instalace není ovšem vždy možná, jelikož prostorové nároky pro přívod venkovního vzduchu mohou být limitujícím faktorem.

5 Seznam použité literatury

[1] *Klimatizace* [online]. San Francisco: Wikimedia Foundation, ©2017 [cit. 2018-05]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Klimatizace>

[2] *HISTORIE KLIMATIZACE* [online]. MarMal.cz, ©1996-2013 [cit. 2018-06-05]. Dostupné z: <http://www.blueteam.cz/klimatizace-a-chlazení/historie-klimatizace.html>

[3] HIRŠ, Jindřich a Gunter GEBAUER. *TZB - VZDUCHOTECHNIKA: KLIMATIZACE* [online]. Brno, 2005 [cit. 2018-06-05]. Dostupné z: <http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BT02-TZB%20III/M08-Klimatizace.pdf>

[4] *Inspekce klimatizačních zařízení - II část* [online]. TZB-info, 2007 [cit. 2018-06-05]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/3897-inspekce-klimatizacnich-zarizeni-ii-cast>

[5] Datová centra. *CONTEG* [online]. Praha, ©2018 [cit. 2018-05]. Dostupné z: <https://www.conteg.cz/design-datovych-center>

[6] Conteg [online]. ©2018 [cit. 19.06.2018]. Dostupné z: <https://www.conteg.cz/files/1/soubory/CZ/Katalogy/TSFDC-ver26-cz.pdf>

[7] *DATA CENTER STANDARDS (TIERS I-IV)* [online]. Las Vegas, ©2018 [cit. 2018-06-05]. Dostupné z: <https://www.colocationamerica.com/data-center/tier-standards-overview.htm>

[8] *Free-cooling – úsporný systém chlazení* [online]. Praha: Veskom, ©2018 [cit. 2018-16-05]. Dostupné z: <https://www.veskom.cz/chlazení/free-cooling-usporny-system-chlazení>

[9] LAKACZ [online]. ©2018 [cit. 19.06.2018]. Dostupné z: http://www.laka.cz/wp-content/uploads/STULZ_Whole_Range_Data_Center_Cooling_Brochure.pdf

[10] DRKAL, F., M. LAIN a V. ZMRHAL. *Klimatizace*. ČVUT v Praze: Česká technika nakladatelství ČVUT, 2015. ISBN 978-80-01-05652-3.

[11] CHÝSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. *Větrání a klimatizace*. 1993. Brno: B press Brno, 2015. ISBN 80-901574-0-8.

[12] Zmrhal, V. PŘÍMÉ VOLNÉ CHLAZENÍ DATOVÝCH CENTER; ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav techniky prostředí: Praha,

[13] GALDA, Zdeněk. *VĚTRÁNÍ A KLIMATIZACE II: PODPORA PROJEKTOVÁNÍ* [online]. 2013 [cit. 2018-06-05]. Dostupné z: [http://homen.vsb.cz/~gal04/Zdenek%20GALDA/VETRANI%20A%20KLIMATIZACE%20II%20\(P+K\)%20CZ+EN/PODPORA%20PROJEKTOVANI/?C=N;O=D](http://homen.vsb.cz/~gal04/Zdenek%20GALDA/VETRANI%20A%20KLIMATIZACE%20II%20(P+K)%20CZ+EN/PODPORA%20PROJEKTOVANI/?C=N;O=D)

[14] FOREJT, Luboš a Petra ŠTÁVOVÁ. Rešerše klimatických databází pro energetické simulace polní nemocnice: Weather Data Around the World for Energy Simulations of Field Hospital. *Vytápění větrání instalace*. ČVUT v Praze, 2007.