

Ing. Pavel KOPECKÝ,
ČVUT v Praze, FSv,
Katedra konstrukcí pozemních
staveb

Návrh dimenzí zemních výměníků tepla

Dimensions Design of Earth-to-Air Heat Exchangers

Recenzent
prof. Ing. Karel Hemzal, CSc.

Příspěvek se zabývá vývojem metodiky návrhu dimenzí zemních výměníků tepla (ZVT). Častým problémem při návrhu dimenzí ZVT bývá, zda prodloužením potrubí a/nebo přidáním dalšího potrubí (snížení průtoku přes jedno potrubí) bude dosaženo zlepšení, které vyváží zvýšení investičních nákladů. Proto je vyvinut jednoduchý postup umožňující projektantovi rychlý návrh dimenzí ZVT.

Klíčová slova: zemní výměník tepla, alternativní chlazení, numerická simulace, návrh dimenzí

The paper focuses on development of a simple method for design of optimal dimensions of earth-to-air heat exchangers (EAHX). The characteristic problem of the EAHX design is whether the extension of the pipe and/or addition of another pipe (decrease of air flow rate per one pipe) will lead to the thermal improvement which will balance the increase of investment costs. Therefore, a design method is developed in order to facilitate the design of EAHX.

Key words: earth-to-air heat exchanger, passive cooling, numerical simulation, dimensioning

Jedním z prioritních zájmů zemí EU je snižovat spotřebu energie na provozování budov. Stále rostou požadavky na tepelný komfort vnitřního prostředí budov.

Pro předešlév a chlazení čerstvého vzduchu přiváděného do budovy může být v domech větráných systémem nuceného větrání využito zemních výměníků tepla (ZVT). ZVT je potrubí, uložené v určité hloubce pod povrchem země, přes které je do budovy nasáván čerstvý vzduch. Správný návrh dimenzí ZVT vyžaduje dobře porozumět dynamickému chování ZVT, to samotné však nestačí. Vazba mezi ZVT, mechanickým větráním budovy, stavebním řešením budovy a systémem regulace totiž z velké části určuje, zda bude ZVT ke svému účelu využíván efektivně. Vytvoření jednoduché metodiky návrhu dimenzí ZVT by znamenalo ulehčení jejich praktického návrhu. Častým problémem při návrhu dimenzí ZVT bývá, zda prodloužením potrubí a/nebo přidáním dalšího potrubí (snížení průtoku přes jedno potrubí) bude dosaženo zlepšení, které vyváží zvýšení investičních nákladů. Délka potrubí, průměr potrubí a počet potrubí jsou proto hlavními návrhovými parametry ZVT. Průtok vzduchu přes ZVT není typickým návrhovým parametrem. Jeho maximální hodnota je obvykle předem známa. Hodnota může být odvozena z výpočtů tepelné zátěže chlazené zóny nebo to může být maximální průtok, který je ZVT systém schopný realizovat.

Projektant by měl pečlivě uvážit, zda ve zvolené stavebně-energetické koncepci budovy musí být ZVT vůbec použit. Jelikož přínos použití předřazeného ZVT pro předešlév vzduchu v systému nuceného větrání s rekuperací je malý (v porovnání se samotnou rekuperací, viz [1]), může být tím hlavním důvodem využití ZVT potřeba chlazení. Maximální výkon chlazení ZVT je omezený zejména hodnotou maximálního průtoku vzduchu. U rodinných domů s teplovzdušným vytápěním a větráním je systém primárně dimenzován tak, aby přivedl množství vzduchu potřebné na krytí tepelných ztrát. Pro nízkoenergetické nebo pasivní domy s nízkými tepelnými ztrátami nemusí být navíc toto množství vzduchu nijak velké. Chladicí výkon ZVT obvyklé velikosti pro rodinný dům je proto poměrně omezený (řádově se jedná o několik stovek wattů). I jedno jižně orientované střešní okno může velmi nepříznivě zvětšit poměr chladicí výkon ZVT vs. tepelná zátěž budovy. Dobrá letní stabilita budovy je proto klíčová pro návrh střizlivých dimenzí ZVT a možnost efektivního chlazení budovy.

TEORIE

Teplota vzduchu vystupujícího ze ZVT

Pro teplotu vzduchu na výstupu ze ZVT t_{out} [°C] lze při zjednodušeném uvažování konstantní teploty povrchu potrubí t_s [°C] po celé délce ZVT L [m] odvodit

$$t_{out} = t_s + (t_{in} - t_s) \exp(-NTU) \quad (1)$$

kde

t_{in} je teplota vzduchu vstupujícího do ZVT [°C],

NTU (number of transfer units) je bezrozměrný parametr

$$NTU = \frac{h_a 2\pi r_o L}{m_a c_a} \quad (2)$$

kde

m_a je průtok vzduchu [kg/s],

c_a je měrná tepelná kapacita vzduchu [J/(kg.K)],

r_o je vnitřní poloměr potrubí ZVT [m],

h_a je součinitel přestupu tepla konvekcí mezi proudícím vzduchem a stěnou potrubí [W/(m².K)].

Možný postup výpočtu součinitele přestupu tepla konvekcí je popsán v [2]. Pro rychlý odhad hodnoty součinitele přestupu tepla konvekcí je možné využít přibližný vztah, viz [3]

$$h_a \approx 3v_a + 3 \quad (3)$$

kde

v_a [m/s] je rychlost proudění ZVT.

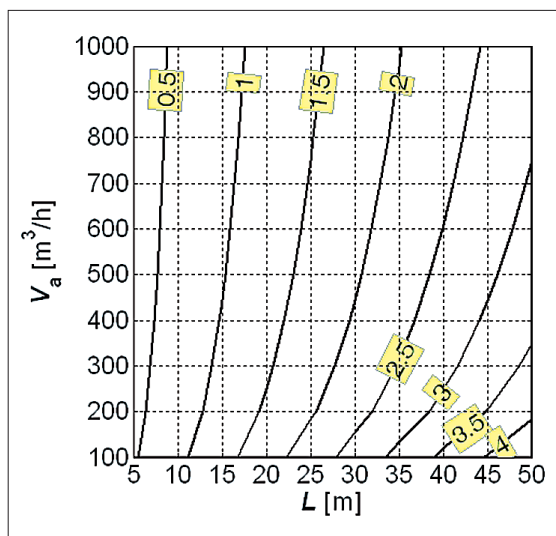
Menší průměr potrubí vede k mírnému zvýšení parametru NTU (tj. ke zvýšení účinnosti), poněvadž zvýšení přenosu tepla konvekcí převáží nad redukcí průměru (teplosměnné plochy). Tvzení lze dokázat rozбором vzorce (2). Zvyšování průtoku vzduchu nesnižuje NTU výrazně (viz Obr. 1). Zvýšením průtoku a/nebo snížením průměru se totiž zvyšuje hodnota součinitele přestupu tepla konvekcí, který do jisté míry vliv zvýšení průtoku kompenzuje. Zvýšením průtoku a/nebo snížením průměru ovšem razantně stoupá tlaková ztráta potrubí ZVT. Proto je vhodné rozdělit průtok do více potrubí s co nejmenším průměrem o délce zaručující dostatečnou účinnost a současně i přiměřenou tlakovou ztrátu. Větší počet dlouhých potrubí je naproti tomu v konfliktu s ekonomickými požadavky a také často s prostorovými možnostmi stavebního pozemku.

Účinnost ZVT

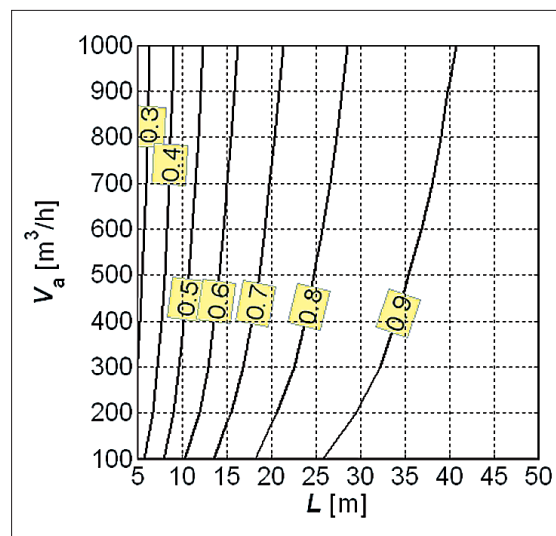
Účinnost ZVT je mírou přiblížení teploty vzduchu na výstupu ze ZVT t_{out} k teplotě povrchu potrubí t_s

$$\eta_{ZVT} = \frac{t_{in} - t_{out}}{t_{in} - t_s} \quad (4)$$

Po dosazení (1) do (4) dostáváme



Obr. 1
Závislost parametru
NTU [-]
na délce L
a průtoku V_a
(pro $r_0 = 0,1$ m)



Obr. 3
Závislost účinnosti
ZVT η_{ZVT} [-]
na délce L
a průtoku V_a
(pro $r_0 = 0,1$ m)

$$\eta_{ZVT} = 1 - \exp(-NTU) \quad (5)$$

Pro zvýšení účinnosti ZVT je nutné co nejvíce zvýšit NTU (obr. 2), což by vedlo ke kombinaci minimálního průtoku vzduchu a velmi dlouhého potrubí. Od jisté hodnoty NTU (přibližně 2,0 až 2,5) však dochází k zvýšení účinnosti ZVT velmi málo. NTU je ale „statický“ parametr, který nepostihuje nestacionární povahu ZVT – ohřívání nebo ochlazování okolní zeminy vlivem provozu ZVT a s tím spojený následný pokles účinnosti. Zejména pro vyšší průtoky vzduchu a dlouhou dobu provozu ZVT lze očekávat, že popis účinnosti ZVT parametrem NTU bude účinnost ZVT nadhodnocovat.

Výkon chlazení ZVT

I když vzduch průchodem přes ZVT ochladíme, okamžitá teplota vzduchu v budově nemusí být vždy vyšší než teplota vzduchu na výstupu ze ZVT, a nemůže tedy docházet k chlazení budovy. Tepelný tok Q_{ZVT} [W] do zeminy odevzdávaný neznamená totéž co výkon chlazení $Q_{cooling}$ [W]. Tepelný výkon samotného ZVT je definován jako

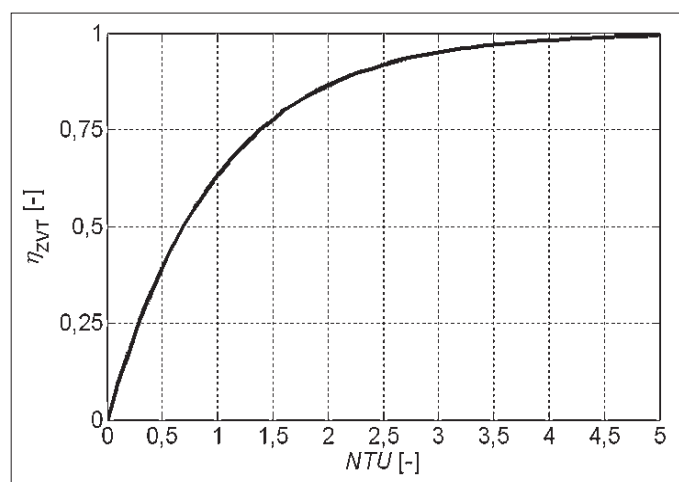
$$Q_{ZVT} = m_a c_a (t_{in} - t_{out}) \quad (6)$$

Po dosazení (1) do (7) dostáváme alternativní vyjádření

$$Q_{ZVT} = m_a c_a (t_{in} - t_s) \eta_{ZVT} \quad (7)$$

Naproti tomu výkon chlazení ZVT je

$$Q_{cooling} = m_a c_a (t_i - t_{out}) \quad (8)$$



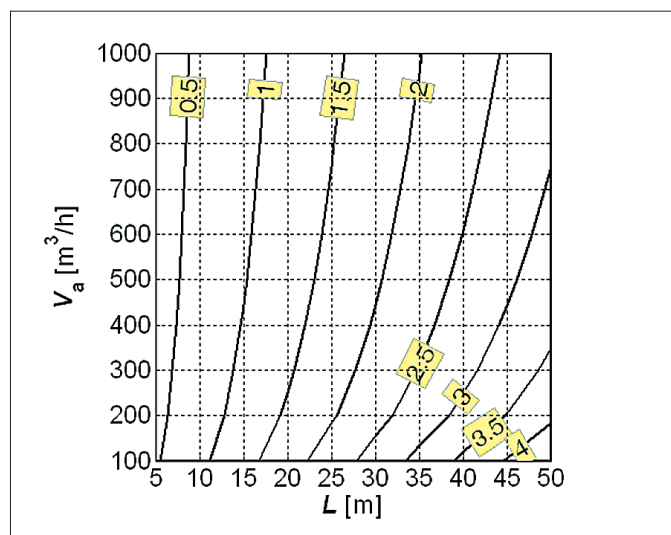
Obr. 2 Závislost účinnosti η_{ZVT} [-] na parametru NTU [-]

kde

t_i je teplota vnitřního vzduchu v chlazené zóně budovy.

Zásady návrhu dimenzí ZVT dle Hollmullera

Podle [3] je vhodné dimenzovat ZVT tak, aby byly splněny podmínky dle tab. 1. Chlazení vzduchu v ZVT je typickým případem tlumení amplitudy denního kmitu teploty vnějšího vzduchu. Využití ZVT pro chlazení vzduchu je krátkodobé, omezené typicky na denní dobu (denní doba provozu ZVT < 12 h) několika velmi teplých období během léta. Pokud by ale měl být ZVT dimenzován na dlouhodobé tepelné zatížení (např. takové jakým je sezónní přehřev vzduchu pro tepelné čerpadlo se vzduchem na primární straně), bylo by pro dimenzování ZVT nutné aplikovat pravidla pro tlumení amplitudy ročního kmitu.



Obr. 4 Závislost výkonu chlazení ZVT $Q_{cooling}$ [W] na délce L a průtoku V_a
Výkony chlazení ZVT byly spočteny za podmínek $t_{in} = 32^\circ\text{C}$, $t_s = 16^\circ\text{C}$, $t_i = 26^\circ\text{C}$, $r_0 = 0,1$ m. Záporné hodnoty výkonu chlazení znamenají ohřev větrané zóny ($t_i < t_{out}$).

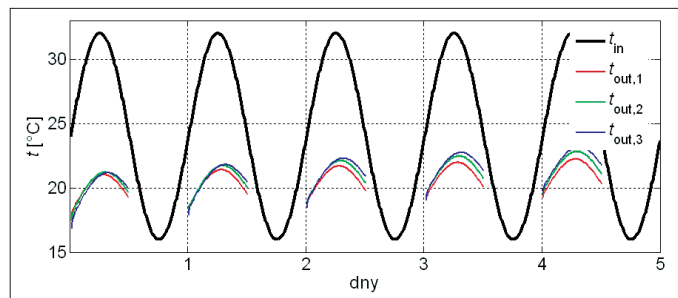
Tab. 1 Zásady návrhu dimenzí ZVT dle Hollmullera [3]

V_a – průtok vzduchu [m³/h], A – teplosměnná plocha potrubí [m²], v_a – rychlost proudění vzduchu v potrubí

v_a [m/s]	ZVT dimenzován pro tlumení amplitudy kmitu	
	denního	ročního
1,0	1 m² pro 10 m³/h ($V_a/A = 10$)	1 m² pro 5 m³/h ($V_a/A = 5$)
2,0	1 m² pro 15 m³/h ($V_a/A = 15$)	1 m² pro 7 m³/h ($V_a/A = 7$)
4,0	1 m² pro 20 m³/h ($V_a/A = 20$)	1 m² pro 10 m³/h ($V_a/A = 10$)

Tab. 2 Zásady návrhu dle Hollmullera – varianty simulace
(pro průměr potrubí $d_0 = 188$ mm, tj. DN 200)

Varianta	1	2	3
V_a [m³/h]	100	200	400
v_a [m/s]	1,0	2,0	4,0
L [m]	17,0	22,6	33,9
V_a/A [m³/h/m²]	10	15	20



Obr. 5 Zásady návrhu dle Hollmullera – teplota vzduchu na vstupu t_{in} a výstupu ze ZVT t_{out}

NUMERICKÁ SIMULACE

Některé případy ZVT byly analyzovány validovaným numerickým modelem ZVT [2]. Nejprve proběhly simulace testující:

- zásady návrhu dle Hollmullera,
- možnost dimenzování ZVT podle křivky konstantního NTU,
- možnost dimenzování podle přímky konstantního V_a/A .

Dále byla zkoumána minimální světlá vzdálenost mezi potrubím pro případ typického provozu ZVT při chlazení vzduchu a vliv materiálu stěny potrubí na tepelné chování ZVT.

Doménou výpočtu byl blok $1 \times 1 \times L$ m (délka potrubí), který byl rozdělen na $19 \times 19 \times 25$ konečných objemů. Všechny vnější hranice bloku byly uvažovány jako adiabatické. Potrubí DN 200 bylo nahrazeno ekvivalentním čtvercem s délkou jeho strany odvozenou z podmínky shodných obvodů. Výpočetní krok simulace byl 600 sekund. Zemina byla uvažována s tepelnou vodivostí $\lambda = 1,5$ W/(m.K) a objemovou tepelnou kapacitou $\rho c_p = 2,0$ MJ/(m³.K). Teplota celého bloku na počátku simulace byla konstantní, 16 °C. V čase $t = 0$, došlo k náhlé změně teploty vstupního vzduchu na 24 °C a od tohoto okamžiku teplota vstupního vzduchu periodicky kmitala s amplitudou 8 °C a periodou 1 den. Sání přes ZVT bylo uvažováno v přerušovaném režimu 12 h sání/12 h bez provozu (sání když $t_{in} > 24$ °C).

Návrh ZVT podle Hollmullera vede k podobným teplotám vzduchu na výstupu u všech simulovaných variant (obr. 5). Návrh podle křivky konstantního NTU vede při zvyšujícím se průtoku ke zhoršení tepelného chování ZVT (obr. 6). Přímka konstantního V_a/A vede k opačnému chování než předchozí případ konstantního NTU (obr. 7). Zvyšování průtoku vzduchu je kompenzováno dostatečným růstem délky ZVT a dochází tak k zlepšování tepelného chování ZVT.

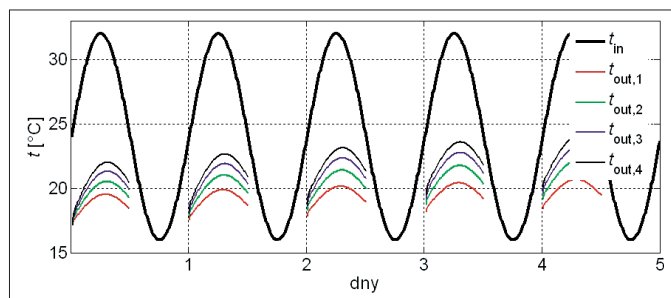
Vzájemná vzdálenost potrubí

Byly simulovány tři různé světlé vzdálenosti mezi potrubím (0,3–0,55 a 0,8 m). Délka potrubí je uvažována 25 m a průtok vzduchu 250 m³/h.

Minimální světlá vzdálenost mezi potrubím závisí na charakteru tepelného zatížení ZVT. V případě letního chlazení vzduchu v ZVT (přerušovaný krátkodobý provoz ZVT) lze považovat za rozumnou vzdálenost trojnásobek denní hloubky tepelné penetrace materiálu zeminy ($Y_p > (0,4 \text{ až } 0,55 \text{ m})$ podle typu zeminy). Hloubka tepelné penetrace d_p [m] je

Tab. 3 Konstantní NTU – varianty simulace

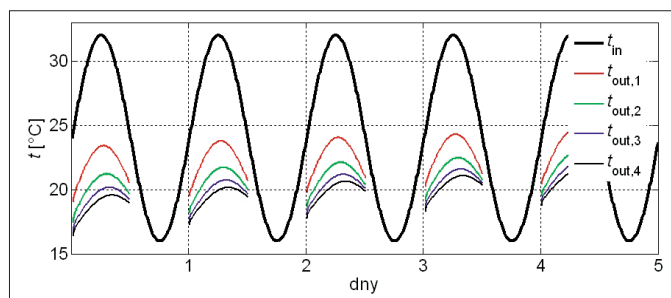
Varianta	1	2	3	4
V_a [m³/h]	100	200	300	400
L [m] pro $NTU = 2,0$	22,2	25,5	27,7	29,3



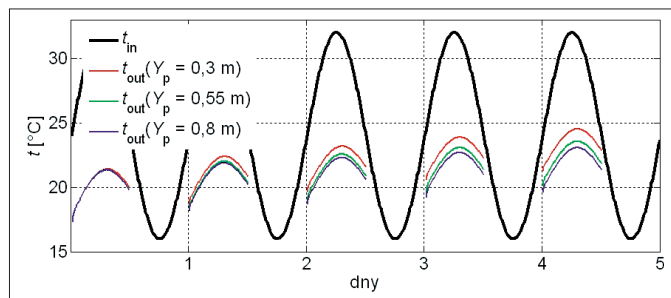
Obr. 6 Konstantní NTU – teplota vzduchu na vstupu t_{in} a výstupu ze ZVT t_{out}

Tab. 4 Konstantní V_a/A – varianty simulace

Varianta	1	2	3	4
V_a [m³/h]	100	200	300	400
L [m] pro $V_a/A = 15$	11,3	22,6	33,9	45,2



Obr. 7 Konstantní V_a/A – teplota vzduchu na vstupu t_{in} a výstupu ze ZVT t_{out}



Obr. 8 Tři různé vzdálenosti mezi potrubím – teplota vzduchu na vstupu t_{in} a výstupu ze ZVT t_{out} . Y_p označuje vodorovnou světlou vzdálenost mezi potrubím.

$$d_p = \sqrt{\frac{at_p}{\pi}} \quad (5)$$

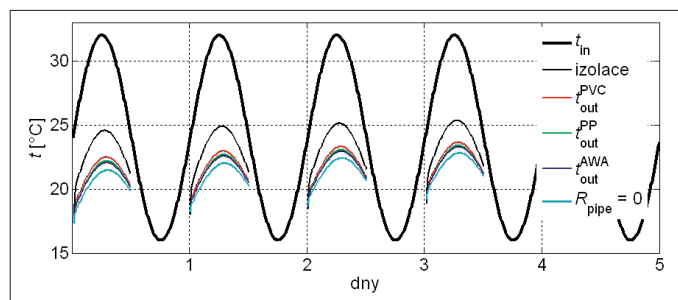
kde

a je teplotní vodivost materiálu zeminy [m²/s],

t_p je perioda teplotního kmity [s].

Materiál potrubí

Byly simulovány tři různé materiály potrubí: PVC s $\lambda = 0,15$ W/(m.K), PP s $\lambda = 0,22$ W/(m.K), a PP Awaduct Thermo s $\lambda = 0,27$ W/(m.K). Tloušťka stěny potrubí je uvažována pro všechny případy stejná (5 mm), délka potrubí 25 m, průtok vzduchu 250 m³/h.



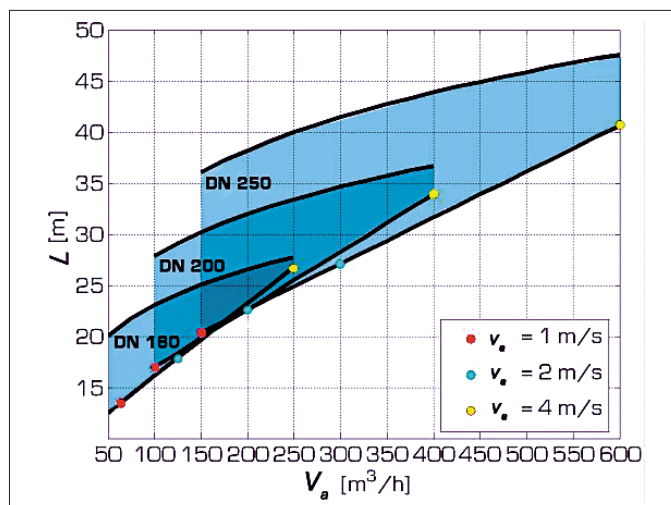
Obr. 9 Různé tepelné vodivosti materiálu potrubí – teplota vzduchu na vstupu t_{in} a výstupu ze ZVT t_{out} . $R_{pipe} = 0$ označuje teoretickou variantu s nekonečnou tepelnou vodivostí stěny potrubí; izolace označuje 5 mm materiálu o tepelné vodivosti $\lambda = 0,04 \text{ W/(m.K)}$

Rozdíl teploty vzduchu na výstupu ze ZVT je pro uvažované materiály zanedbatelný (v řádu desetin °C). Růst ceny materiálu není vyvážen vzrůstem účinnosti ZVT. Varianta potrubí s pěnovým jádrem (Obr. 9, označená jako izolace) již vykazuje podstatné zhoršení tepelného chování. Takový druh potrubí by proto neměl být pro ZVT používán.

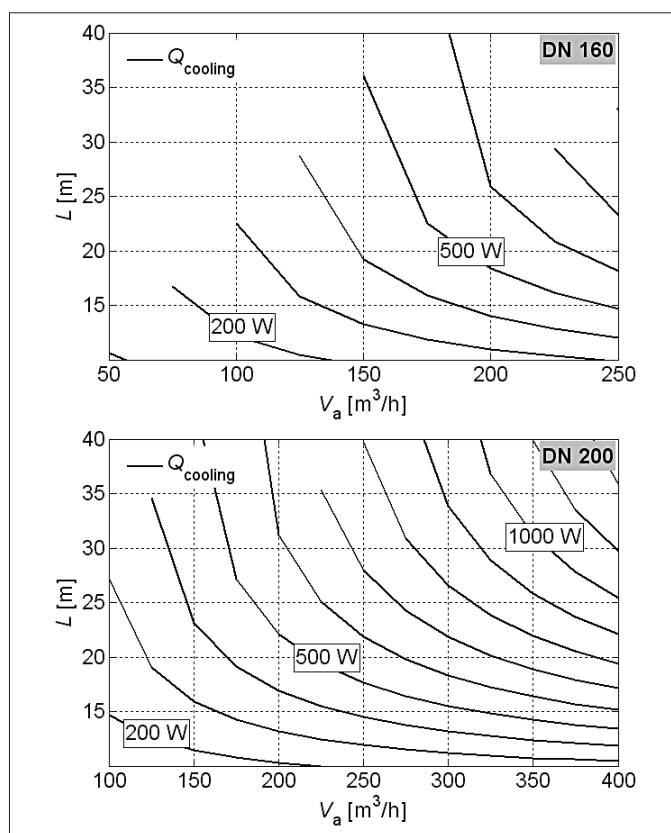
NÁVRH DIMENZÍ

Při návrhu dimenzí ZVT potřebujeme při známé hodnotě maximálního průtoku vzduchu vybrat vhodnou kombinaci návrhových parametrů (délka ZVT, průměr potrubí, počet potrubí) podle následujících zásad.

- ❑ **Dostatečná účinnost ZVT.** Oblast, v které by se návrh ZVT pro chlazení vzduchu měl pohybovat, je znázorněna graficky na Obr. 10. Spodní hranici jsou přímky, které vznikly z Holmullerových pravidel dimenzování ZVT pro tlumení denní amplitudy. Horní hranici tvoří křivky $NTU = 2.5$ (tj. teoretická účinnost ZVT 92 %). Reálně využity mohou být tři průměry potrubí: DN 160 pro průtok vzduchu do $250 \text{ m}^3/\text{h}$, DN 200 pro průtok vzduchu do $400 \text{ m}^3/\text{h}$ a DN 250 pro průtok vzduchu do $600 \text{ m}^3/\text{h}$. Vyšší průtoky by měly být rozděleny do více potrubí s cílem zajistit přiměřenou tlakovou ztrátu ZVT. Tenké potrubí je výhodné zejména kvůli své nižší ceně.
- ❑ **Tlaková ztráta ZVT** (včetně filtrů vzduchu na vstupu do ZVT, vstupní šachty, kolen a jiných vřazených odporů) by neměla být příliš velká. Tuto mez stanovuje projektant VZT systému a je pro každý projekt jiná (závisí na výkonové rezervě zvolené větrací jednotky a tlakové ztrátě vnitřních rozvodů).
- ❑ **Dostatečný výkon chlazení ZVT** vzhledem k hodnotě celkové tepelné zátěže chlazené zóny. Počet potrubí ovlivňuje celkový chladicí výkon. Dimenzovat ZVT na odvedení veškeré tepelné zátěže chlazené zóny ale nemusí být účelné (patrně by vedlo k příliš velkým systémům). Proto snad může být dobrou praxí dimenzovat ZVT tak, aby při návrhovém průtoku vzduchu přes ZVT odvedl určitou, významnou část (například polovinu) hodnoty teoretické tepelné zátěže. Nadbytečná tepelná zátěž by samozřejmě měla být nejprve důsledně redukována stavebním řešením.
- ❑ **Přiměřené celkové investiční náklady ZVT.** Tuto mez stanovuje projektant VZT systému společně s investorem. Cena za výkopové práce je významnou položkou rozpočtu ZVT. Proto je často výhodné řešit ZVT společně s budovou, kdy může k výrazné úspoře dojít sdružením výkopových prací (místně i časově).
- ❑ **Splnění dalších omezujících podmínek.** Například se může jednat o omezení délky a počtu potrubí ZVT z důvodu prostorových omezení stavebního pozemku. Nebo může jít o omezení teploty vzduchu na výstupu ze ZVT (hygienické hledisko).



Obr. 10 Chlazení vzduchu v ZVT – oblasti s dostatečnou účinností ZVT



Obr. 11 Přibližný chladicí výkon ZVT

Výkony byly spočteny za podmínek $t_{in} = 32 \text{ °C}$, $t_s = 16 \text{ °C}$ a $t_t = 26 \text{ °C}$

PŘÍKLADY

Příklad 1

První příklad ukazuje možný návrh dimenzí ZVT pro chlazení pasivního rodinného domu s teoretickou hodnotou tepelné zátěže 2900 W (z toho 960 W jsou vnitřní zisky) a návrhovým průtokem vzduchu $400 \text{ m}^3/\text{h}$. Některé varianty možného uspořádání ZVT jsou v tab. 5.

Příklad 2

Druhý příklad ukazuje možný návrh dimenzí ZVT pro chlazení většího objektu s teoretickou hodnotou tepelné zátěže $15\,000 \text{ W}$ a návrhovým průtokem vzduchu $3000 \text{ m}^3/\text{h}$. Některé varianty možného uspořádání ZVT jsou v tab. 6.

Tab. 5 Příklad 1 – varianty uspořádání ZVT

Průměr potrubí	Počet potrubí	Průtok na jedno potrubí [m³/h]	Délka potrubí [m]	Přibližný chladicí výkon	Tlaková ztráta třením [Pa]	Orientační cena za metr potrubí [Kč/m]	Cena celkem za materiál potrubí (PVC)
DN 160	2	200	23	> 1 kW	22	175	8050,-
DN 160	3	133	18		8	175	9450,-
DN 200	1	400	34		36	275	9350,-
DN 200	2	200	23		7	275	12650,-
DN 250	1	400	33		12	500	16500,-

Poznámka

Cena potrubí je pouze hrubým odhadem ceny za samotný materiál potrubí a neobsahuje tedy náklady na nasávací šachtu, výkopové práce a montáž.

Všechny varianty vedou k podobným chladicím výkonům, kladou ale rozdílné nároky na prostor pro uložení potrubí, dost se liší cena za materiál potrubí a tlaková ztráta třením. Hodnota chladicího výkonu je závislá na odhadu teploty stěny potrubí (zde voleno $t_s = 16^\circ\text{C}$). Obecně platí, že s rostoucím průměrem potrubí značně roste objem zabudovaného materiálu, a tím i cena. Proto se jeví výhodnější použití co nejtenčích potrubí při současném zachování rozumné tlakové ztráty.

ZÁVĚR

Při návrhu dimenzí ZVT musí být určeny průměr, délka a počet potrubí pro návrhový průtok vzduchu. Jako obecné pravidlo lze doporučit, aby návrhový průtok vzduchu byl rozdělen do většího počtu potrubí s co nejmenším průměrem o délce zaručující dostatečnou účinnost při ještě vyhovující tlakové ztrátě. Ekonomická možnost je uložit více potrubí do jednoho výkopu při současném dodržení minimální světlé vzdálenosti mezi potrubím.

Ohodnocením efektivity návrhu anebo provozu ZVT by mohl být parametr označovaný jako COP [-], tj. podíl očekávaného chladicího výkonu ZVT a elektrického příkonu ventilátoru nutného pro dopravení návrhového

Tab. 6 Příklad 2 – varianty uspořádání ZVT

Průměr potrubí	Počet potrubí	Průtok na jedno potrubí [m³/h]	Délka potrubí [m]	Přibližný chladicí výkon	Tlaková ztráta třením [Pa]	Orientační cena za metr potrubí [Kč/m]	Cena celkem za materiál potrubí (PVC)
DN 160	12	250	27	> 8 kW	38	175	56700,-
DN 160	18	167	21		15	175	66150,-
DN 200	8	375	35		33	275	77000,-
DN 200	12	250	26		12	275	85800,-
DN 250	5	600	41		31	500	102500,-

množství vzduchu. Reálně dosahovanou hodnotu COP je možné očekávat v řádu desítek až několika desítek. Například při sledování provozu ZVT v pasivním domě v Rychnově bylo v roce 2006 běžně dosahováno výkonu chlazení 1500 W při současném elektrickém příkonu sacího ventilátoru 150 W, COP tedy rovno deseti. Z tohoto pohledu může být ZVT považován za efektivnější než běžná klimatizace typu SPLIT, která dosahuje průměrného COPu přibližně rovno třem.

Poděkování:

Tento výsledek byl získán za finančního přispění MŠMT ČR, projekt 1M6840770001, v rámci činnosti výzkumného centra CIDEAS.

Kontakt na autora: pavel.kopecky@fsv.cvut.cz

Použité zdroje:

- [1] HOLLMULLER, P., LACHAL, B.: Cooling and pre-heating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects, Energy and Buildings 33, 2001
- [2] KOPECKÝ, P.: Zemní výměník tepla: model a validace, Vytápění, větrání, instalace 4 (2006), s 198-202
- [3] HOLLMULLER, P.: Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraichissement des bâtiments. Mesures in situ, modélisation analytique, simulation numérique et analyse systémique, Faculté des Sciences de l'Université de Genève, 2002. ■