



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta aplikované informatiky

Disertační práce

Výzkum aerodynamických parametrů vybraných prvků vzduchotechnických systémů

**Investigation of aerodynamic parameters of specialized
duct systems**

Autor: **Ing. Stanislav Sehnálek**
Studijní program: Inženýrská informatika (P3902)
Obor: Automatické řízení a informatika (3902V037)
Školitel: prof. Ing. Roman Prokop, CSc.

Zlín, listopad 2020

© Ing. Stanislav Sehnálek

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, edice **Doctoral Thesis**, 2020.

Klíčová slova: *rekuperace, rekuperační výměník, proudění vzduchu, CFD, vizualizace proudění vzduchu, tlaková ztráta, snímač diferenčního tlaku*

Key words: *heat recovery, heat recovery exchangers, fluid flow, CFD, particle mage velocimetry, pressure loss, pressure differential devices*

Tato disertační práce je dostupná v Knihovně Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně.

“If you want to find the secrets of the universe, think in terms of energy, frequency and vibration.”

Nikola Tesla

Tímto bych chtěl poděkovat svému konzultantovi Ing. Martinu Zálešákovi, CSc. za jeho cenné rady a podněty během mého studia a za pomoc při směřování mého vědeckého zaměření. Dále bych chtěl poděkovat kolegům Honzovi a Pavlovi za výbornou atmosféru na pracovišti a především za pomoc při budování nové rekuperační tratě. Také bych chtěl poděkovat kolegům ze skupiny výrobního inženýrství za 3D scanování dílů, které bylo náročné modelovat a za vytištění dílů v průběhu naší dlouholeté spolupráce, což mi pomohlo při zpracování řady projektů. Nespočetné díky patří doktoru Petru Janků, který mi umožnil přístup k výpočetnímu serveru, což napomohlo k dokončení této práce. Nesmírné díky patří mé rodině, která za mnou stála a podporovala mne během studia. Velké díky patří přítelkyni, která mi byla oporou. A závěrem bych rád poděkoval všem kolegům a přátelům na fakultě.

ABSTRAKT

Tato disertační práce se zabývá řešením proudění vzduchu a tlakovou ztrátou speciálních prvků na nově budované trati pro měření deskových rekuperačních výměníků. V úvodu je nastíněn způsob měření rekuperačních výměníků, parametry výměníků a podmínky měření. Následně jsou představena technologická zařízení v laboratoři techniky prostředí, pro kterou byla nová trať navržena. Důraz je kladen především na měřicí box pro výměníky. Je popsáno měření tlakové ztráty v různých konfiguracích tohoto boxu. Následně je popsáno provedené vizualizace proudění, které je porovnáno s numerickou simulací. Na základě těchto poznatků je navrhnout nový optimální box. Jsou nastíněny možnosti pro snížení tlakové ztráty nového boxu v podobě úprav vnitřních částí, na základě teoretických výpočtů a numerických simulací jsou realizovány zmíněné úpravy. V práci je také nastíněn způsob měření veličin a návrh nové MaR pro rekuperační trať. V závěru práce je popsána validace trati komparačním měřením s certifikovanou laboratoří.

ABSTRACT

This dissertation thesis deals with fluid flow, and pressure loss of particular types of equipment at the newly build tract for measuring heat recovery exchangers. At the beginning of this work is summarised form of measuring heat recovery exchangers, parameters of heat recovery exchangers and conditions of measurements. This thesis continues with the introduction of HVAC laboratory for which new track is built. Particular emphasis is on measuring box in which are exchangers measured. The measurement of pressure loss in various configurations of this box is described. Among other things, the performed visualization of the flow is described, which is compared with the numerical simulation. Based on this knowledge, a new optimal box is designed. The possibilities for reducing the pressure loss of the new box in the form of modifications of the internal parts are outlined, on the basis of theoretical calculations and numerical simulations,

the mentioned modifications are realized. The work also outlines the method of measuring variables and the design of a new M&R for the tract. Description of comparative measurement with a certified laboratory is at the end of this thesis.

OBSAH

SEZNAM OBRÁZKŮ	6
SEZNAM TABULEK	7
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	9
1 ÚVOD	11
2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	12
2.1 ZPŮSOB MĚŘENÍ ENERGETICKÝCH A HYDRAULICKÝCH PARAMETRŮ REKUPERÁTORŮ	12
2.1.1 Parametry výměníku.....	12
2.1.2 Podmínky měření.....	15
2.1.3 Průběh teplotních a vlhkostních parametrů vzduchu ve výměnících	15
2.2 VENTILÁTOROVÉ TRATĚ	19
2.2.1 Usměrňovače proudění.....	24
3 CÍL PRÁCE.....	27
4 ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ	28
4.1 PRVKY ZKUŠEBNÍ TRATI REKUPERAČNÍCH VÝMĚNÍKŮ	28
4.2 VÝCHODISKA PRO NÁVRH TRATI.....	28
4.2.1 Parametry zkušební trati	28
4.2.2 Základní schéma zkušební trati	29
4.3 ZDROJOVÁ ČÁST ZKUŠEBNÍ TRATI	30
4.4 ZDROJE CHLADU A TEPLA.....	31
4.5 POTRUBNÍ ČÁST.....	34
4.5.1 Ustalovací délky před měřením clonou.....	34
4.5.2 Box s měřeným vzorkem	36
4.6 MĚŘENÍ PRŮTOKŮ.....	36
4.7 PLC B&R	39
5 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE	41
5.1 KOMPARAČNÍ MĚŘENÍ SNÍMAČŮ DIFERENČNÍHO TLAKU.....	41
5.2 NÁVRH TRATI PRO MĚŘENÍ REKUPERAČNÍCH VÝMĚNÍKŮ	45

5.3	MĚŘENÍ VELIČIN	46
5.4	REKUPERAČNÍ BOX.....	49
5.4.1	Výpočet tlakových ztrát rekuperačního boxu	50
5.4.2	Numerická simulace rekuperačního boxu.....	53
5.4.3	Vizualizace proudění v rekuperačním boxu.....	56
5.4.4	Návrh nového rekuperačního boxu	56
5.5	NÁVRH SOFTWARE A ELEKTRONICKÉ ČÁSTI TRATI	64
5.5.1	Vyhodnocení průtoku pro vizualizaci	65
5.6	OVĚŘOVACÍ MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ ÚČINNOSTI DRV	67
6	PŘÍNOS PRÁCE PRO VĚDU A PRAXI	69
7	ZÁVĚR.....	70
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	71
	SEZNAM PUBLIKACÍ AUTORA	75
	ŽIVOTOPIS	79
	SEZNAM PŘÍLOH	84

SEZNAM OBRÁZKŮ

2.1	Schéma deskového rekuperačního výměníku s boxem	12
2.2	Pohled na rekuperační výměník)	15
2.3	Výpočtové schéma	17
2.4	Výsledek výpočtu podle zadání z tabulky 2.3 - Průběh parametrů přiváděného a odváděného vzduchu rekuperátorem při mezních podmínkách $-15^{\circ}\text{C} + 40^{\circ}\text{C}$	18
2.5	Průběh parametrů přiváděného a odváděného vzduchu rekuperátorem při podmínkách $-15^{\circ}\text{C} + 15^{\circ}\text{C}$	20
2.6	Průběh parametrů přiváděného a odváděného vzduchu rekuperátorem při podmínkách $-15^{\circ}\text{C} + 24^{\circ}\text{C}$	21
2.7	Průběh parametrů přiváděného a odváděného vzduchu rekuperátorem při podmínkách $-15^{\circ}\text{C} + 24^{\circ}\text{C}$	23
2.8	Řez MDK	25
2.9	Uklidňovač (a) a usměrňovače proudění (b,c)[30]	26
4.1	Základní schéma a princip měření	29
4.2	Funkční schéma trati včetně měřených parametrů	30
4.3	Funkční schéma kompenzované kalorimetrické komory	32
4.4	Model LTP s KK	32
4.5	Pohled do outdoor části komory při kalibraci přičky	34
4.6	Nákresy DZUP pro DN400 a DN200	35
4.7	Výrobní proces DZUP	35
5.8	Zakreslení pozic měření teplot	48
5.9	Měření teploty	49
5.11	Varianty při měření tlakové ztráty	51
5.19	Proudnice vzdušiny se zbarvením dle rychlosti pro jednotlivé varianty	60
5.20	Varianty úprav před náhlým zúžením do průchodu z boxu	61
5.21	Proudnice rychlosti předřazených prvků před náhlým zúžením do průchodu z boxu	62

SEZNAM TABULEK

2.1	Výkonové parametry měřených prvků	16
2.2	Příklad zadání výpočtu mezních podmínek	17
2.3	Výsledky výpočtu podle zadání z tabulky 2.2	19
2.4	Zadání a výsledky pro teplotní podmínky $-15^{\circ}\text{C} + 15^{\circ}\text{C}$	19
2.5	Zadání a výsledky pro teplotní podmínky $-15^{\circ}\text{C} + 24^{\circ}\text{C}$	22
2.6	Zadání a výsledky pro teplotní podmínky $+5^{\circ}\text{C} + 25^{\circ}\text{C}$	22
4.1	Rozměrové parametry kompenzované kalorimetrické komory	31
4.2	Výkonové parametry komory	33
5.1	Porovnání traverzovacích metod pro 10 bodů měření	41
5.2	Okrajové podmínky jednotlivých variant u simulací původního boxu	55
5.3	Porovnání výsledků měření a simulace na původním boxu	56
5.4	Porovnání tlakové ztráty jednotlivých úprav ze simulace	64
5.5	Výsledky komparace účinnosti $\eta_{t,gro}$	67
5.6	Srovnání teplot a průtoků meze LTP a komparační laboratoří	68

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$\eta_{t,efy}$	[-]	teplotní účinnost
$\eta_{t,gro}$	[-]	hrubá teplotní účinnost
$\eta_{t,net}$	[-]	čistá teplotní účinnost
v_d	[m s ⁻¹]	deklarovaná střední rychlost vzduchu na výstupu z výměníku
A_{f22}	[m ²]	plocha výstupního otvoru výměníku
ρ_{st}	[kg m ⁻³]	standardní hustota vzduchu
$\Delta p_{s,ext}$	[Pa]	externí tlaková ztráta
$q_{m,il,stat}$	[kg s ⁻¹]	statický vnitřní hmotnostní tok v důsledku netěsnosti
x	[g kg ⁻¹]	měrná vlhkost vzduchu
A	[m ²]	plocha
q_m	[kg s ⁻¹]	hmotnostní tok
\dot{m}	[kg h ⁻¹]	hmotnostní tok
v	[m s ⁻¹]	rychlost proudící tekutiny
ρ	[kg m ⁻³]	hustota tekutiny
Θ	[°C]	teplota tekutiny
Δp	[Pa]	rozdíl tlaků
h	[kJ kg ⁻¹]	entalpie vlhkého vzduchu
V	[m ³ h ⁻¹]	objemový průtok
α	[-]	součinitel průtoku dýzou
Re_d	[-]	Reynoldsovo číslo
D	[mm]	průměr potrubí
t_z	[mm]	tloušťka DZUP
L_s	[mm]	délka mezi DZUP a clonou
L_f	[mm]	minimální délka mezi tvarovkou a clonou
ξ	[-]	koeficient místní tlakové ztráty
β	[-]	poměr mezi průměrem clony a vnitřním potrubím
C	[-]	součinitel průtoku clony
κ	[-]	izentropický exponent
l_p	[m]	potřebná délka pro vývin proudu vzduchu
l_d	[m]	délka přechodu
a_1, b_1	[m]	strany obdélníkového přechodu

CEBIA-Tech	Centrum bezpečnostních, informačních a pokročilých technologií
ČSN	Česká technická norma
DN	Jmenovitá světlost potrubí
DRV	Deskový rekuperační výměník tepla
DZUP	deskový Zankeruv usměřovač proudění
EATR	poměr netěsností částmi výměníku
EU	Evropská Únie
IDO	Indoor část komory
KK	Kompenzovaná kalorimetrická komora
LTP	Laboratoř techniky prostředí
MDK	Multidýzová komora
NZEB	Budovy s téměř nulovou spotřebou energie
OACF	Korekční faktor odváděného vzduchu
ODO	Outdoor část komory
PLC	Programovatelný logický automat
RANS	Metoda časového středování Navierových-Stokesových rovnic
SwRI	Southwest Research Institute
VNC	Virtual Network Computing
VT	Ventilátorové trati

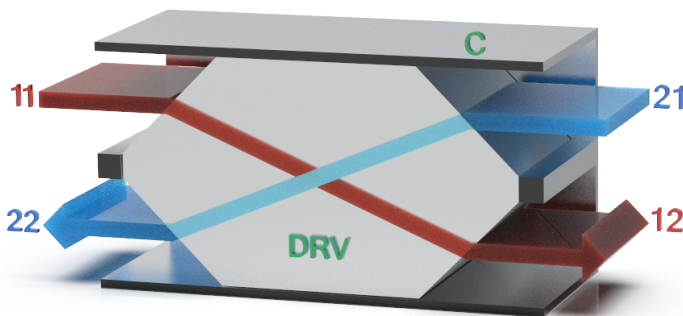
1 Úvod

Bez ohledu na aktuální hospodářské problémy některých států EU je všeobecně zřejmá trvalá snaha jednotlivých zemí o snižování spotřeby energie, a to jak ve formě přímé spotřeby provozní energie, tak i energie vložené do výroby a likvidace staveb a zařízení. Dle závěrů konference COP 21, která se uskutečnila v roce 2015 v Paříži je téměř 50% konečné spotřeby energie v EU využíváno na vytápění a chlazení a z toho 80% v budovách. Dlouhodobou strategií v této oblasti je zajistit v jednotlivých zemích co nejnižší energetickou závislost budov, pokud možno s výrobou energie v místě spotřeby, s důrazem na komplexnost řešení úsporných opatření při zachování kvalitního vnitřního prostředí, tedy mimo jiné, vizuálního a tepelného komfortu. K tomuto problému byla vydána SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY (EU) 2018/844 ze dne 30. května 2018 [2], kterou se mění směrnice 2010/31/EU o energetické náročnosti budov a směrnice 2012/27/EU o energetické účinnosti. Záměr reaguje na 3. směrnici 2018/844/EU o energetické náročnosti budov, která požaduje další omezení spotřeby celkové (primární) energie v technických systémech budov. Důraz je kladen na komplexnost úsporných opatření, která se nesmí omezit pouze na izolační parametry obvodového pláště budovy, ale na všechny relevantní prvky a technické systémy a snížit jak spotřebu energie, tak i zvýšit vizuální a tepelný komfort vnitřního prostředí, a to jak u nových, tak i existujících budov. V naší legislativě se tyto požadavky odráží v zákoně č. 406/2000 Sb. o hospodaření s energií ve znění pozdějších změn a předpisů. Uvedený zákon vyžaduje, aby od roku 2020 byly všechny nové budovy vlastněné státem v režimu NZEB (budovy s téměř nulovou spotřebou energie). Očekává se, že všechny vzduchotechnické systémy budou opatřeny vzduchovými rekuperátory a dále, že bude postupně snižována také spotřeba energie na osvětlení a chlazení budov. V souladu s požadavky na využití rekuperátorů energie při nuceném větrání se zvýšila výroba vzduchových rekuperátorů a v této souvislosti i potřeba jejich certifikace a tedy i na měření jejich parametrů. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k rozšíření laboratoře techniky prostředí o měřicí trať na měření na vzorcích rekuperátorů, jak z hlediska výrobních zkoušek, tak i zkoušek požadovaných pro certifikaci výrobků.

2 Současný stav řešené problematiky

2.1 Způsob měření energetických a hydraulických parametrů rekuperátorů

Účelem měření parametrů rekuperačního výměníku (DRV) je stanovit jeho základní energetický parametr, a to je především jeho účinnost. Energetická účinnost je definovaná a její stanovení je uvedeno v normě ČSN EN 308 [29]. Při definici účinnosti výměníku je vycházeno ze schéma, které je uvedeno na obrázku 2.1.



Obr. 2.1. Schéma deskového rekuperačního výměníku s boxem

Na obrázku 2.1 značí čísla 11 - Vstup odváděného vzduchu, 12 - Výstup odváděného vzduchu z výměníku, 21 - Vstup přiváděného vzduchu do výměníku (například z vnějšího prostředí), 22 - Výstup přiváděného vzduchu z výměníku, DRV – deskový rekuperační výměník a C – Měřicí box.

2.1.1 Parametry výměníku

Parametry výměníku jsou

- teplotní účinnost, $\eta_{t,efy}$ vyjadřuje schopnost přenosu tepla z odváděného vzduchu do přiváděného vzduchu s korekcí výstupu přiváděného vzduchu EATR a korekcí na nevyrovnanou tepelnou rovnováhu, kde EATR značí poměr mezi

ztrátovým hmotnostním průtokem a hmotnostním průtokem odváděného vzduchu v důsledku netěsnosti mezi oběma částmi výměníku

- hrubá teplotní účinnost, $\eta_{t,gro}$ je definovaná vztahem 2.1

$$\eta_{t,gro} = \frac{\Theta_{22} - \Theta_{21}}{\Theta_{11} - \Theta_{21}} \quad (2.1)$$

kde Θ označuje teplotu vzduchu $[\text{°C}]$
indexy odpovídají označení z obrázku 2.1

- čistá teplotní účinnost, $\eta_{t,net}$ je definována vztahem 2.2

$$\eta_{t,net} = \frac{\frac{\Theta_{22} - \text{EATR} \Theta_{11}}{1 - \text{EATR}} - \Theta_{21}}{\Theta_{11} - \Theta_{21}} \quad (2.2)$$

kde Θ označuje teplotu vzduchu $[\text{°C}]$
indexy odpovídají označení z obrázku 2.1
EATR poměr netěsností částmi výměníku

- parametr EATR může být přibližně definován vztahem 2.3

$$\text{EATR} = \frac{q_{m,21} - q_{m,22}}{q_{m,21}} \quad (2.3)$$

kde q_m hmotnostní průtok $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$
indexy odpovídají označení z obrázku 2.1

- korekční faktor odváděného vzduchu, OACF

$$\text{OACF} = \frac{q_{m,21}}{q_{m,22}} \quad (2.4)$$

- nominální hmotnostní průtok vzduchu, $q_{m,n}$, v kg s^{-1} se stanoví ze vztahu 2.5

$$q_{m,n} = v_d A_{f22} \varrho_{st} \quad (2.5)$$

kde	v_d	je deklarovaná střední rychlost vzduchu na výstupu z výměníku	$\left[\frac{m}{s}\right]$
	A_{f22}	plocha výstupního otvoru výměníku	$\left[m^2\right]$
	ϱ_{st}	standardní hustota vzduchu	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

- vlhkostní účinnost $\eta_{x,efs}$ je definována rovnicí 2.6

$$\eta_{x,efs} = \frac{q_{m,dry22}(\chi_{22} - \chi_{21})}{q_{m,dry,min}(\chi_{11} - \chi_{21})} \quad (2.6)$$

kde	$q_{m,dry22}$	hmotnostní průtok přiváděného vzduchu	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
	$q_{m,dry,min}$	minimální hmotnostní průtok vzduchu dle 2.7	
	x_{11}	je měrná vlhkost odváděného vzduchu na vstupu do výměníku	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
	x_{21}	je měrná vlhkost přiváděného vzduchu na vstupu do výměníku	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
	x_{22}	je měrná vlhkost přiváděného vzduchu na výstupu z výměníku	$\left[\frac{kg}{s}\right]$

$$q_{m,dry,min} = \min(q_{m,dry22}, q_{m,dry11}) \quad (2.7)$$

kde	$q_{m,dry11}$	hmotnostní průtok odváděného vzduchu	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
-----	---------------	--------------------------------------	-----------------------------

- tlakový rozdíl Δp_{22-11}

$$\Delta p_{22-11} = p_{22} - p_{11} \quad (2.8)$$

kde p statický tlak [Pa] a indexy odpovídají označení z obrázku 2.1.

- externí tlaková ztráta $\Delta p_{s,ext}$ vyjadřuje rozdíl statického tlaku na vstupu a výstupu ze VZT jednotky, ve které je rekuperátor umístěn



Obr. 2.2. Pohled na rekuperační výměník)

- statický vnitřní hmotnostní tok v důsledku netěsnosti $q_{m,il,stat}$ vyjadřuje ztráty vlivem rozdílu statického tlaku mezi přívodní a odváděnou sekcí výměníku

2.1.2 Podmínky měření

Standardní podmínky měření vycházejí z ČSN EN 308, kde výměníky jsou podle požadavků na ně kladených rozděleny do kategorií. Členění je u standardní zimní podmínky na dvě povinné, tři volitelné a pro chladné klima na jednu volitelnou. Letní podmínky jsou členěny na čtyři volitelné.

Měření musí probíhat při ustáleném stavu (teplotním, vlhkostním a průtoku). Nicméně zkušební zařízení je koncipováno tak, aby bylo možné provádět vývojové práce při konstrukcích výměníků a je tedy více univerzální než požaduje ČSN EN 308 [29]. Pohled na reálný rekuperační výměník je uveden na obrázku 2.2.

2.1.3 Průběh teplotních a vlhkostních parametrů vzduchu ve výměnících

Předpokládané parametry měřených výměníků jsou uvedeny v tabulce 2.1. Výkony vycházejí jednak z nejčastěji používaných výměníků v domovních aplikacích

Tab. 2.1. Výkonové parametry měřených prvků

			Rekuperátory		Jednotky VZT	
			minimum	maximum	minimum	maximum
Průtok vzduchu	V	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$	50	3000	50	4000
Interní čelní rychlost	v	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	0.4	3	0.4	3
Interní tlaková ztráta	Δp	[Pa]	20	470	20	470
Vnitřní průměr potrubí	D	[mm]	200	400	100	400
Rychlost v potrubí	v	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	0.44	6.63	1.77	8.84
Externí tlaková ztráta potrubí	Δp	[Pa]	500	1000	500	1000
Teplota vzduchu na vstupu	Θ_{21}	[°C]	-35	25	-35	25
Relativní vlhkost na vstupu	ϱ_{21}	[%]	85	40	85	40
Teplota vzduchu na vstupu	Θ_{11}	[°C]	15	40	15	40
Relativní vlhkost na vstupu	ϱ_{11}	[%]	30	80	30	80

a z možností zařízení Laboratoře techniky prostředí.

Pro zjištění mezních výkonových parametrů výměníků a tedy i požadavků na parametry zkušebního zařízení byl vypracován program pro řešení různých situací při zkouškách na výměnících v programu Excel a programu H-X Hřebeč [14]. Na obrázku 2.3 je uvedeno schéma použité pro výpočet.

Jako příklad je uvedeno v tabulce 2.2 zadání obsahující mezní teploty vzduchu vstupující do výměníku. Označení se vztahují na obrázek 2.3.

Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 2.3 a na obrázku 2.4.

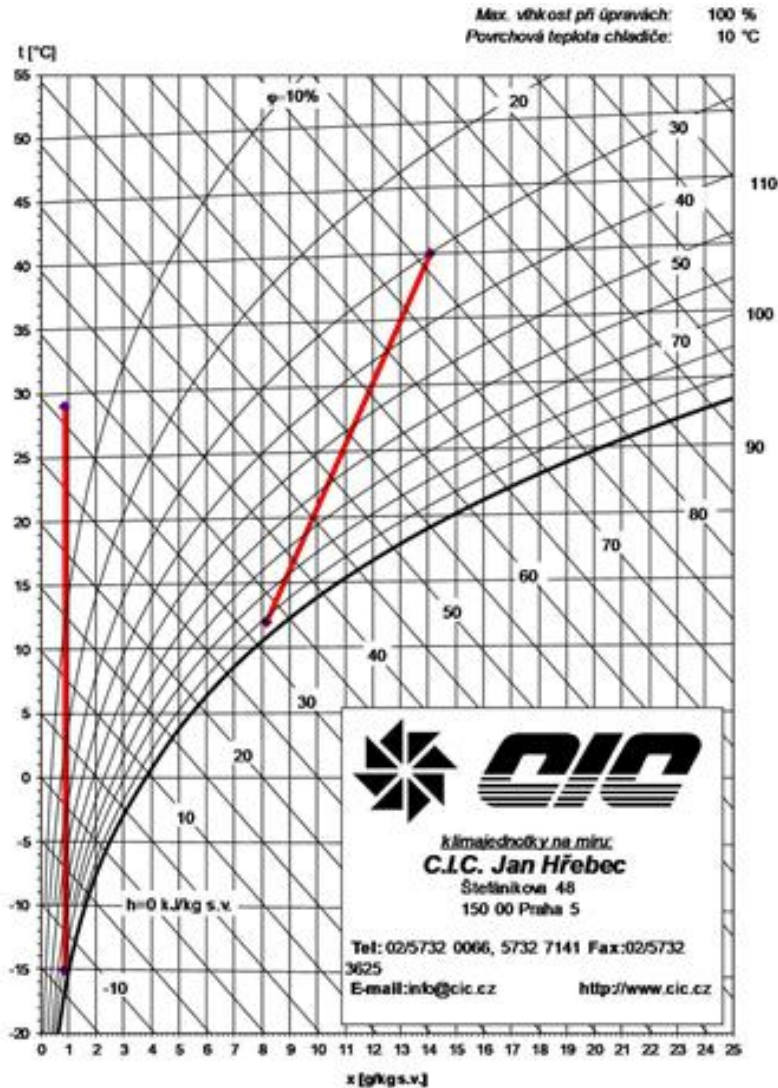
Dále jsou uvedeny výsledky pro zadání obsahující některé podmínky předpokládané při měření. Označení se vztahují na obrázek 2.3. Výsledky výpočtu pro podmínky vzduchu $-15^{\circ}\text{C} + 15^{\circ}\text{C}$ jsou uvedeny v tabulce 2.4 a obrázku 2.5. Vý-

			Ve2	0							
			θe2	-15							
Ve1	1781,113									Vi1	2 206
θe1	-15									θi1	40
			Ve3	1 781	Vi3	2 206					
			θe1	-15	θi1	40					
			Vi4	1 990	Ve4	2 085					
Vi5	1 990		θi4	12	θe3	29				Ve5	1 990
θi5	12									θe4	29
			Vi2	0							
			θi2	40							

Obr. 2.3. Výpočtové schéma

Tab. 2.2. Příklad zadání výpočtu mezních podmínek

Teploty			Průtoky	
Θ_{e1}	[°C]	-15	V_{e1}	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$ 2000
Θ_{e2}	[°C]	29	V_{e2}	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$ 0
Θ_{e3}	[°C]	-15	V_{e3}	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$ 2000
Θ_{e4}	[°C]		V_{e4}	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$ 2000
Θ_{i1}	[°C]	40	V_{i1}	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$ 2000
Θ_{i2}	[°C]	40	V_{i2}	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$ 0
Θ_{i3}	[°C]	-4	V_{i3}	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$ 2000
Θ_{i4}	[°C]		V_{i4}	$\left[\frac{m^3}{h}\right]$ 2000



		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Teplota	t	°C	-15,0	29,0	-15,0	29,0	40,0	12,0	40,0	12,0	
rel. vlhkost	φ	%	85%	4%	85%	4%	30%	92%	30%	92%	
mír. vlhkost	x	g/kg s.v.	0,9	0,9	0,9	0,9	14,1	8,2	14,1	8,2	
entálie	h	kJ/kg s.v.	-13,0	31,5	-13,0	31,5	76,7	32,7	76,7	32,7	
hustota	ρ	kg/m ³	1,35	1,15	1,35	1,15	1,10	1,22	1,10	1,22	
t. vlhkého tepl.	t _v	°C	-15,3	9,1	-15,3	-50,0	-5,0	-15,3	-5,0	-5,8	
Skut. průtok	V _s	m ³ /h	1781	2085	0	2085	2206	1990	0	1990	
Norm. průtok	V _n	m ³ /h	2000	2000	0	2000	2000	2000	0	2000	
Ředavý výkon	P	AW		29,7				-29,3			
Odpalované vody	q _{av}	kg/h		0,0		0,0		-14,2		0,0	

Obr. 2.4. Výsledek výpočtu podle zadání z tabulky 2.3 - Průběh parametrů přiváděného a odváděného vzduchu rekuperátorem při mezních podmínkách -15°C + 40°C

Tab. 2.3. Výsledky výpočtu podle zadání z tabulky 2.2

	q_V [$\frac{m^3}{h}$]	Θ [$^{\circ}C$]	ρ [$\frac{kg}{m^3}$]	\dot{m} [$\frac{kg}{h}$]	q_m [$\frac{kg}{s}$]	h [$\frac{kJ}{kg}$]	x [$\frac{g}{kg}$]	Výkon [kW]
e ₁	1 781	-15	1.35	2 402.10	0.67	-12.99	0.87	
e ₂	0	-15	1.35	0.00	0.00	-12.99	0.87	
e ₃	1 781	-15	1.35	2 402.10	0.67	-12.99	0.87	
e ₄	2 085	29	1.15	2 402.10	0.67	31.52	1.01	29.67
e ₅	2 085	29	1.15	2 402.10	0.67	31.52	0.87	29.67
i ₁	2 206	40	1.10	2 433.80	0.68	76.67	14.8	
i ₂	0	40	1.10	0.00	0.00	76.67	14.08	
i ₃	2 206	40	1.10	2 433.80	0.68	76.67	0.87	
i ₄	1 990	12	1.22	2 433.80	0.68	32.71	1.07	-29.31
i ₅	1 990	12	1.22	2 433.80	0.68	32.71	8.16	-29.31

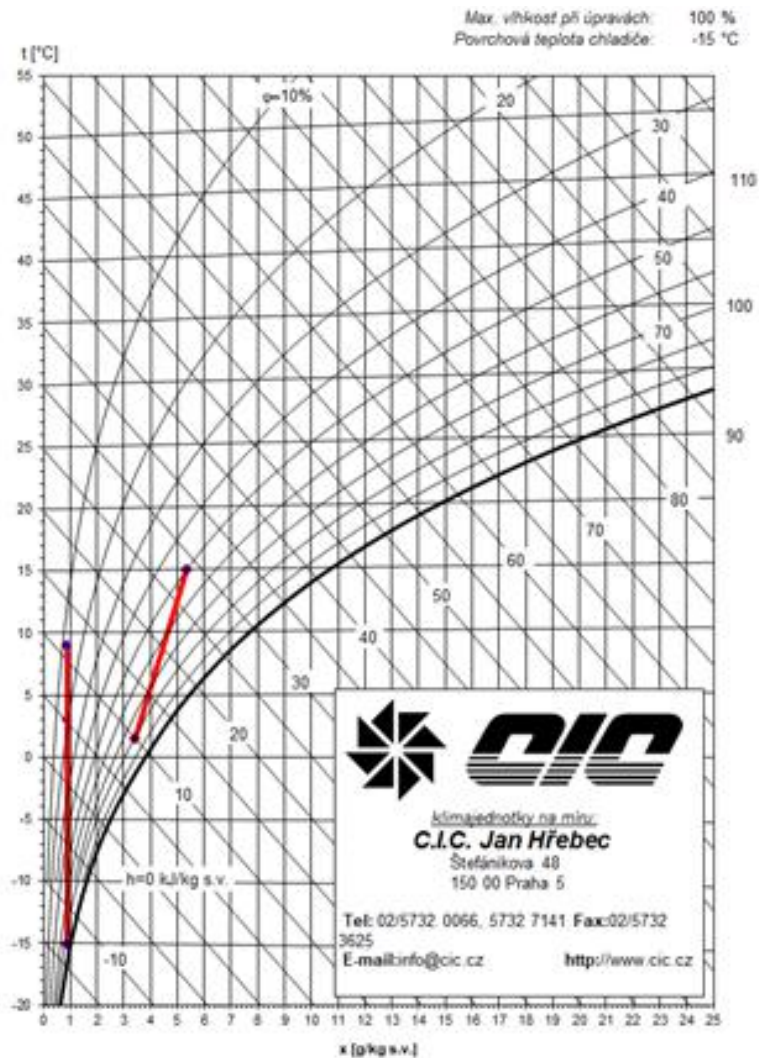
Tab. 2.4. Zadání a výsledky pro teplotní podmínky $-15^{\circ}C + 15^{\circ}C$

	q_V [$\frac{m^3}{h}$]	Θ [$^{\circ}C$]	ρ [$\frac{kg}{m^3}$]	\dot{m} [$\frac{kg}{h}$]	q_m [$\frac{kg}{s}$]	h [$\frac{kJ}{kg}$]	x [$\frac{g}{kg}$]	Výkon [kW]
e ₁	2000	-15	1.35	2697.30	0.75	-12.99	0.87	
e ₂	500	-15	1.35	2697.30	0.75	-12.99	0.87	
e ₃	1500	9	1.35	2022.98	0.56	-12.99	0.87	
e ₄	2000	3	1.26	4720.28	1.31	5.22	2.06	12.1
i ₁	2000	15	1.20	2409.98	0.67	28.67	5.35	
i ₂	0	15	1.20	2409.98	0.67	28.67	5.35	
i ₃	2000	1.5	1.30	2600.00	0.72	-2.87	0.87	
i ₄	2000	1.5		5009.98	1.39	18.80	7.58	12.4

sledky výpočtu pro podmínky vzduchu $-15^{\circ}C + 24^{\circ}C$ jsou uvedeny v tabulce 2.5 a obrázku 2.6. Výsledky výpočtu pro podmínky vzduchu $+5^{\circ}C + 25^{\circ}C$ jsou uvedeny v tabulce 2.6 a obrázku 2.7.

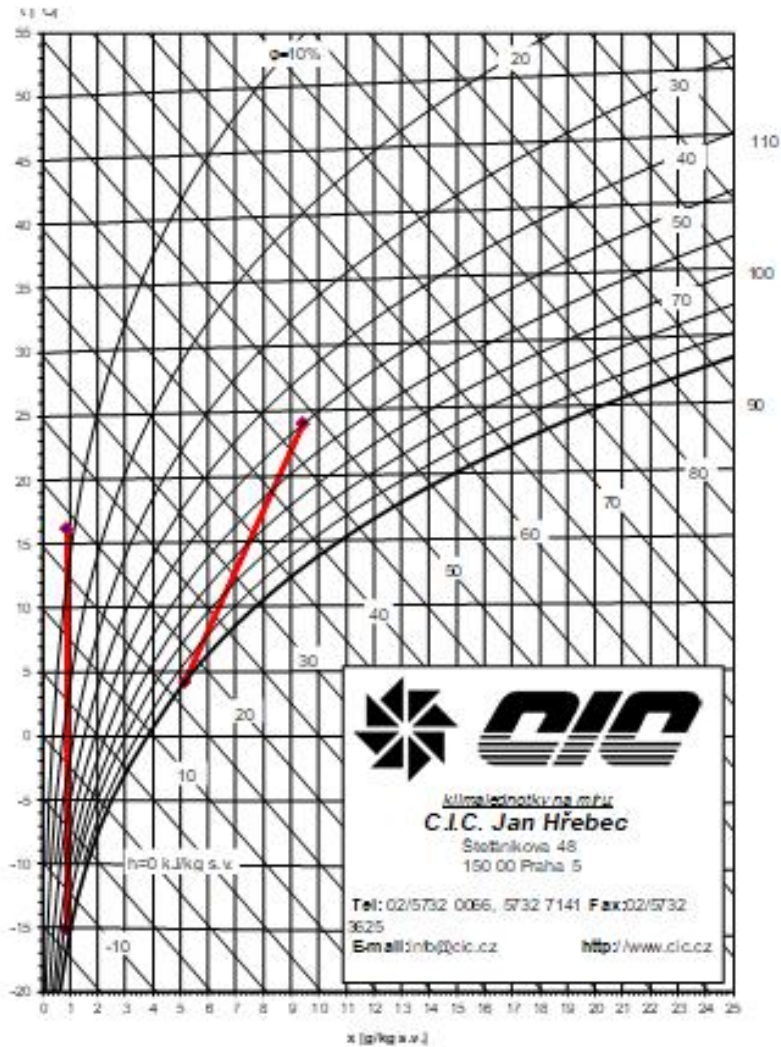
2.2 Ventilátorové tratě

Pracoviště autora Laboratoř techniky prostředí (LTP) disponuje adekvátním přístrojovým vybavením - mimo jiné modifikovatelnou ventilátorovou tratí. Tuto ventilátorovou trať je možné sestavit ve dvou rozměrových variantách (DN400 a DN200) a díky tomu měřit širokou škálu vzduchotechnický prvků. Měření těchto



		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Teplota	t °C	-15,0	9,0	-15,0	3,0		15,0	1,5	15,0	1,5	
rel. vlhkost	φ %	85%	12%	85%	19%		50%	61%	50%	61%	
měr. vlhkost	x g/kg s.v.	0,9	0,9	0,9	0,9		5,3	3,4	5,3	3,4	
entálie	h kJ/kg s.v.	-13,0	11,3	-13,0	5,2		28,7	10,1	28,7	10,1	
hustota	ρ kg/m ³	1,35	1,23	1,35	1,26		1,20	1,27	1,20	1,27	
t. vlhkého teploty	t _v °C	-15,3	9,1	-15,3	-50,0		-5,0	-15,3	-5,0	-15,3	
Skut. průtok	V _a m ³ /h	1 330	1 460	445	1 905		2 002	1 903	0	1 903	
Norm. průtok	V _n m ³ /h	1 500	1 500	500	2 000		2 000	2 000	0	2 000	
Předaný výkon	P kW		12,1						-12,4		
Odpálené vody	q _w kg/h		0,0		0,0				-4,6		0,0

Obr. 2.5. Průběh parametrů přiváděného a odváděného vzduchu rekuperátorem při podmínkách -15°C + 15°C



		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Teplota	t	°C	-15,0	18,2	-15,0	18,2	24,0	-4,2	24,0	-4,2	
rel. vlhkost	φ	%	89%	8%	85%	8%	50%	100%	50%	100%	
vlh. v tlaku	x	g/kg s.v.	0,9	0,9	0,9	0,9	9,4	5,2	9,4	5,2	
entropie	s	kJ/kg s.v.	-13,0	1,68	-13,0	1,68	48,2	17,2	48,2	17,2	
tepota	q	kJ/m ³	1,38	1,20	1,38	1,20	1,17	1,25	1,17	1,25	
vlhkostní teplo	qv	kJ	-15,3	0,1	-15,3	-0,0	-0,0	-15,3	-0,0	-0,0	
Skut. průtok	Vsk	m ³ /h	1 596	0	1 596	0	2 076	1 927	0	1 927	
Nomin. průtok	Vn	m ³ /h	2 076	2 076	0	2 076	2 076	2 076	0	2 076	
Teplotní výkon	Qp	kW	2 1,0					-20,7			
Čistá vst. voda	qv	kg/h	0,0					-10,2			

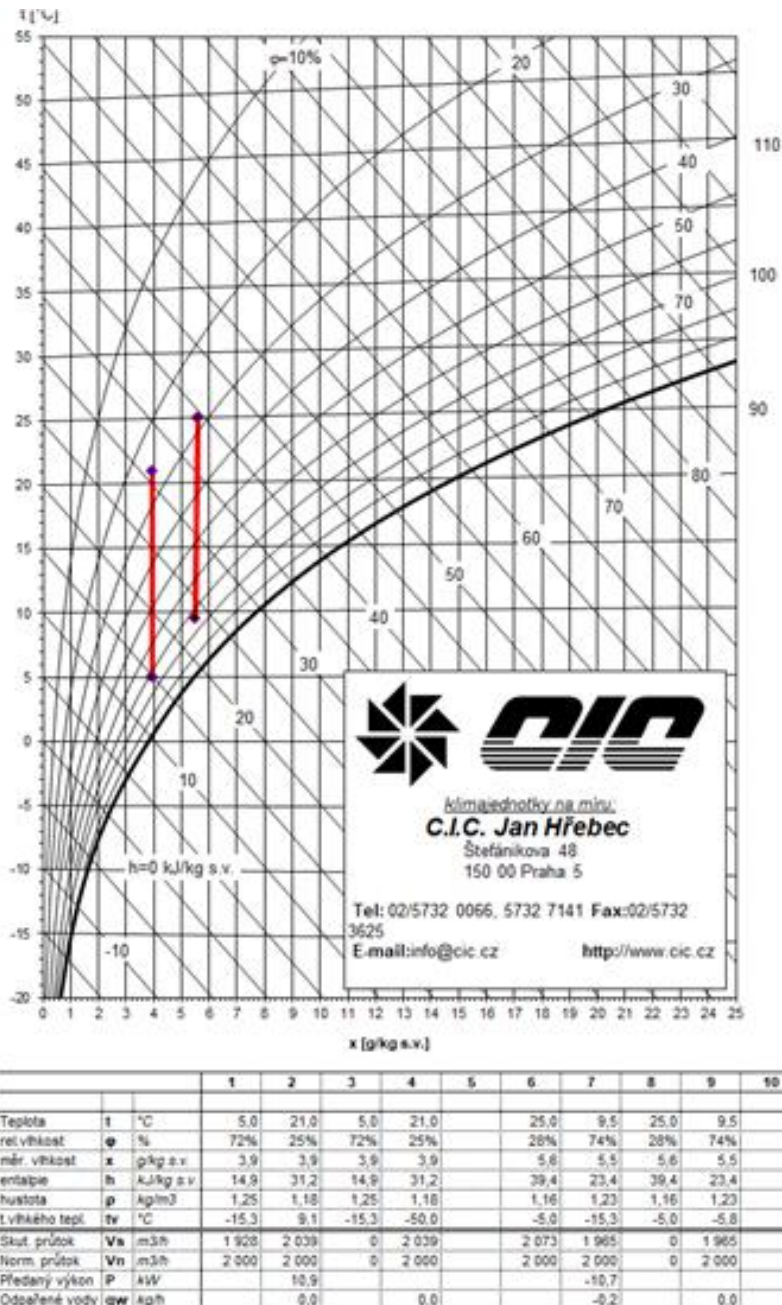
Obr. 2.6. Průběh parametrů přiváděného a odváděného vzduchu rekuperátorem při podmínkách -15°C + 24°C

Tab. 2.5. Zadání a výsledky pro teplotní podmínky $-15^{\circ}\text{C} + 24^{\circ}\text{C}$

	q_V $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$	Θ $[^{\circ}\text{C}]$	ρ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	\dot{m} $\left[\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right]$	q_m $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	x $\left[\frac{\text{g}}{\text{kg}}\right]$	Výkon [kW]
e ₁	2000	-15	1.35	2697.30	0.75	-12.99	0.87	
e ₂	0	-15	1.35	2697.30	0.75	-12.99	0.87	
e ₃	2000	16.2	1.35	2697.30	0.75	-12.99	0.87	
e ₄	2000	16.2	1.20	5394.60	1.50	18.58	2.36	21.00
i ₁	2000	24	1.17	2331.31	0.65	48.23	9.43	
i ₂	0	24	1.17	2331.31	0.65	48.23	9.43	
i ₃	2000	4.2	1.30	2600.00	0.72	-2.87	0.87	
i ₄	2000	4.2		4931.31	1.37	18.80	12.12	21.00

Tab. 2.6. Zadání a výsledky pro teplotní podmínky $+5^{\circ}\text{C} + 25^{\circ}\text{C}$

	q_V $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right]$	Θ $[^{\circ}\text{C}]$	ρ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	\dot{m} $\left[\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right]$	q_m $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$	h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$	x $\left[\frac{\text{g}}{\text{kg}}\right]$	Výkon [kW]
e ₁	2000	-15	1.35	2697.30	0.75	-12.99	0.87	
e ₂	0	-15	1.35	2697.30	0.75	-12.99	0.87	
e ₃	2000	16.2	1.35	2697.30	0.75	-12.99	0.87	
e ₄	2000	16.2	1.20	5394.60	1.50	18.58	2.36	21.00
i ₁	2000	24	1.17	2331.31	0.65	48.23	9.43	
i ₂	0	24	1.17	2331.31	0.65	48.23	9.43	
i ₃	2000	4.2	1.30	2600.00	0.72	-2.87	0.87	
i ₄	2000	4.2		4931.31	1.37	18.80	12.12	21.00



Obr. 2.7. Průběh parametrů přiváděného a odváděného vzduchu rekuperátorem při podmínkách $-15^{\circ}\text{C} + 24^{\circ}\text{C}$

prvků probíhá v souladu s normativními požadavky a také v souladu se současnou legislativou. Pro měření dopravovaného množství vzdušiny je k dispozici multidýzová komora (MDK) vyrobena dle normy ČSN EN ISO 5801 [31]. Tato komora je opatřena devíti dýzami o stejném průměru 100mm, před dýzami i za nimi jsou perforované plechy pro ustálení proudící vzdušiny. Na obrázku 2.8 je zobrazena vizualizace řezu MDK. V následujících rovnicích je popsán výpočet hmotnostního průtoku za pomoci MDK. Pro různé průtoky se dají jednotlivé dýzy zaslepit pro zvýšení přesnosti u nižších průtoků vzdušiny.

$$q_m = \pi \sum_{i=1}^m \left(\alpha \frac{d_n}{4} \right) \sqrt{2 \varrho \Delta p} \quad (2.9)$$

Kde	m	počet otevřených dýz	[-]
	α	součinitel průtoku dýzou	[-]
	d_n	průměr dýzy	[m]
	ϱ	hustota proudící vzdušiny	[kg m ⁻³]
	Δp	rozdíl statického tlaku na dýzách	[Pa]

$$\alpha = 0,9986 - \frac{7,00}{\sqrt{\text{Re}_d}} + \frac{134,6}{\text{Re}_d} \quad (2.10)$$

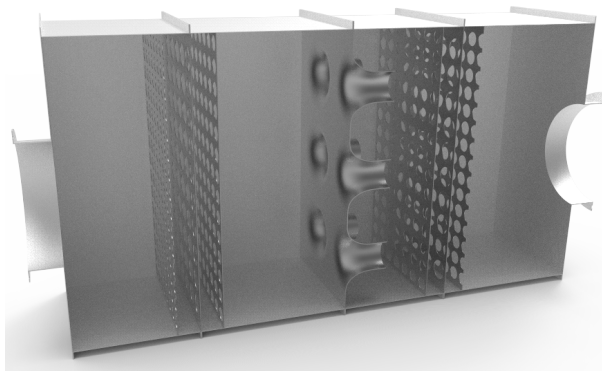
Kde Re_d Reynoldsovo číslo na dýze [-]

$$\text{Re}_d = \frac{0,95 d_n \sqrt{2 \varrho \Delta p}}{17,1 + 0,048 \Theta} 10^6 \quad (2.11)$$

Kde Θ teplota proudící vzdušiny [°C]

2.2.1 Usměrňovače proudění

Většina průtokoměrů je ovlivněna tím, jak a kde jsou nainstalovány. Obecně jsou měřiče kalibrovány (nebo konstruovány v souladu s ISO 5167) tak, aby poskytovaly předvídatelný průtok při instalaci, kde se profil toku vzdušiny blíží plně

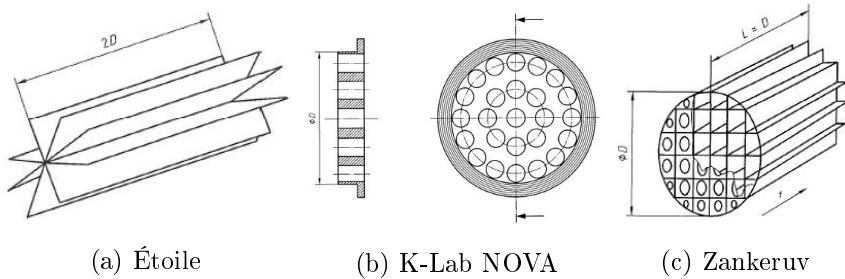


Obr. 2.8. Řez MDK

vyvinutému profilu toku. Profil toku je narušen předřazenou tvarovkou. Všechny snímače diferenčního tlaku mění svůj výkon, pokud dojde k narušení proudění, přičemž jsou zvláště ovlivněny clony. Desky s otvory však mají výhodu oproti mnoha jiným měřidlům v tom, že účinek instalace je často znám. Existuje velké množství údajů o instalačních účincích na clonách, ale velmi omezené údaje o instalačních účincích na Venturiho trubici. Vliv předřazených tvarovek a potrubí je zvažován z hlediska rychlostního profilu, asymetrie a víření. V ISO 5167:2003 je popsán základ pro odvození přímých délek. V praxi je nezbytné dodržovat normu, aby byly zajištěny minimální přímé délky. Pokud není možné vyhovět tabulce 3 ISO 5167-2:2003, jsou popsány alternativní možnosti, některé včetně použití usměrňovačů toku. [27]

Usměrňovače proudění se často používají ke zlepšení profilu proudění před měřením průtoku pomocí diferenčních snímačů tlaku. Perforované usměrňovače do kruhového potrubí typu K-Lab zkoumali Erdal [12], Laws [20] a Manshoor [24]. Ve vědeckých publikacích detailně rozebírají a vyhodnocují dopady parametrů jako jsou celková pórovitost, poréznost podél poloměru, distribuce perforace, počty otvorů a velikost otvorů v desce. Usměrňovač typu ZANKER pak podrobila detailnímu zkoumání profesorka Laws [21, 22]. Tento usměrňovač je kombinací odstupňované perforované desky s voštinovou zadní částí. Uklidňovač proudění typu Étoile zkoumala Laws [23], kdy učinila závěr, že tento typ nemá významný vliv na odstranění vířivosti, avšak významně ovlivňuje axiální turbulenci. Autorka u tohoto uklidňovače doporučuje použití jiného typu. Numerické porovnání

výše zmíněných druhů usměrňovačů provedli Frattolillo a Massarotti [13], kteří dospěli k závěru, že hybridní usměrňovače generují usměrněný proud vzduchu v kratší vzdálenosti na rozdíl od perforovaných, tyto ale mají menší tlakovou ztrátu. Na obrázku 2.9 jsou vyobrazeny usměrňovače proudění a uklidňovač proudění.



Obr. 2.9. Uklidňovač (a) a usměrňovače proudění (b,c)[30]

3 CÍL PRÁCE

Tato disertační práce se zabývá návrhem nové rekuperační tratě. V rámci tohoto návrhu je řešen způsob měření potřebných veličin jako jsou teplota, vlhkost a průtok vzdušiny. Důraz je kladen především na měření průtoku pomocí snímačů diferenčního tlaku a správné zabudování do této trati. V rámci této práce byla provedena realizace navržených řešení a ověření komparačním měřením. Dále byla vybrána problematika proudění vzdušiny v rekuperačním boxu pro bližší zkoumání a na základě poznatků byl navrhnout nový rekuperační box s lepšími aerodynamickými parametry, což vede na snížení tlakové ztráty celé tratě. Původní rekuperační box je měřen v několika variantách vnitřního uspořádání na tlakovou ztrátu. Tyto varianty jsou také podrobeny vizualizaci proudění za pomoci heliových bublin. Je vytvořena numerická simulace pro komparaci s měřením. Na základě těchto poznatků je vytvořen nový rekuperační box, který je validován měřením tlakové ztráty. Dále jsou na něm simulována další možná zlepšení proudění vzduchu k dosažení optimálního proudového pole na vstupech a výstupech z něj, která jsou důležitá pro správné měření teploty a vlhkosti vzdušiny protékající deskovým rekuperačním výměníkem. V této práci je i okrajově zmíněn návrh SCADA řešení pro ovládání a vyhodnocování měření na rekuperační trati.

4 ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ

Zvolené metody zpracování popisují jednotlivé potřebné prvky pro měření rekuperačních výměníků. Dále popisují problematiku zabudování snímačů diferenčního tlaku do potrubní sítě. Je popsáno zabudování rekuperačního výměníku do měřicího boxu

4.1 Prvky zkušební trati rekuperačních výměníků

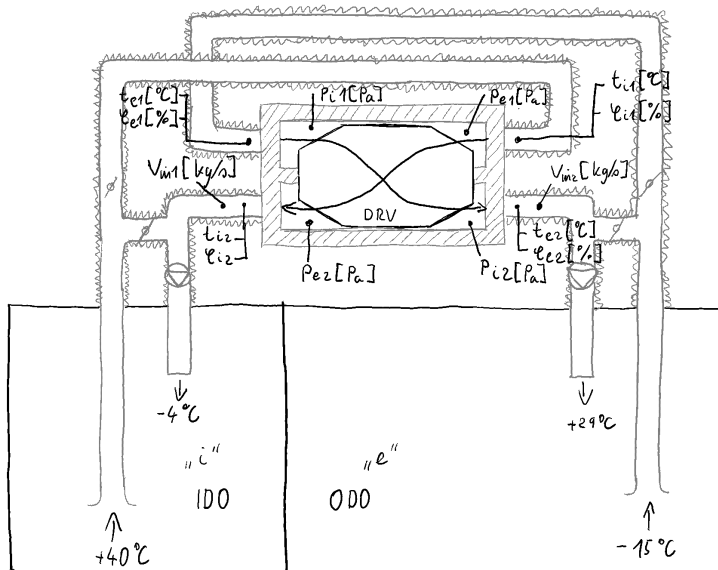
Celkové řešení trati je možno rozdělit na jednotlivé dílčí části, které budou následně podrobně popsány.

- zdrojová část
- potrubní část
- ventilátorové jednotky
- box s měřeným vzorkem
- měřicí část

4.2 Východiska pro návrh trati

4.2.1 Parametry zkušební trati

Návrh trati vychází z normativních požadavků na měření na vzorcích rekuperačních deskových výměníků a požadavků na možnost měření parametrů rekuperačních výměníků při vývojových a výzkumných činnostech. Z tohoto rozboru, rozboru prostorových limitů v Laboratoři techniky prostředí (LTP), také s ohledem na požadavky na měření průtoku vzduchu a předpokládaného rozsahu výkonových parametrů výměníků, byly stanoveny výchozí parametry návrhu trati. Předpokládané parametry vzduchových průtoků jsou $50\text{m}^3\text{h}^{-1}$ do $4000\text{m}^3\text{h}^{-1}$ při maximální tlakové ztrátě 2kPa v teplotních rozsazích externích teplot -35°C do $+40^\circ\text{C}$ při relativní vlhkosti vnitřního vzduchu 28% až 65%. Základní zdroje vzduchu o potřebných parametrech jsou prostory kompenzované kalorimetrické komory (KK), ze kterých se vzduch dodává a také vrací. Jako jediné vhodné

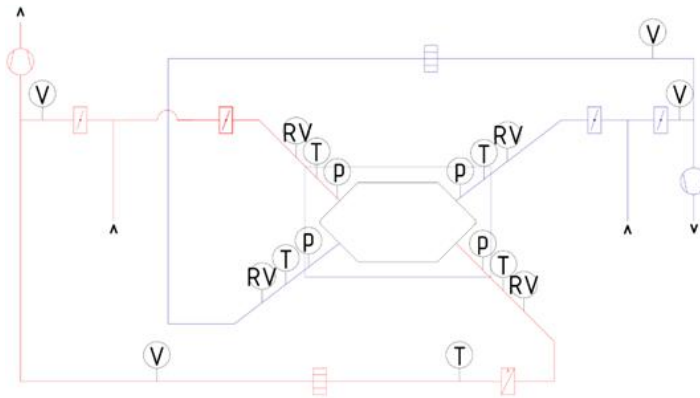


Obr. 4.1. Základní schéma a princip měření

místo pro umístění trati je střecha kalorimetrické komory. Toto řešení opět vyžaduje úpravu střechy komory, tedy konstrukci plošiny a otvorů do střechy komory. Předmětný výměník je při měření umístěn v měřicí skříni (boxu). Samotné řešení boxu má významný vliv na tlakové ztráty trati. V průběhu řešení byla provedena série úprav boxu nutných pro optimalizaci proudových poměrů, pro minimalizaci tlakové ztráty a umístění teplotních a tlakových čidel. Provedený rozbor je základem návrhu tratě zahrnující dvě rozměrová řešení měření průtoků a z toho vyplývající také prostorová vymezení průchodů pro přívody upraveného vzduchu a následně průchody pro vracení vzdušiny do prostor KK. Součástí návrhu řešení a realizace jsou potřebné úpravy stropní konstrukce kalorimetrické kompenzované komory, na které je trať umístěna.

4.2.2 Základní schéma zkušební trati

Základní schéma a princip měření je uveden na obrázku 4.1, funkční schéma včetně měření parametrů je uvedeno na obrázku 4.2.



Obr. 4.2. Funkční schéma trati včetně měřených parametrů

4.3 Zdrojová část zkušební trati

Jako zdrojová část zkušební trati je určena existující kombinovaná kompenzovaná kalorimetrická komora, která je koncipována jako univerzální, víceúčelová, s primárním využitím pro testování energetických a akustických parametrů chladicích jednotek, split systémů, tepelných čerpadel a vybraných vytápěcích prvků. Kompenzovaná kalorimetrická komora je tedy určena jako zdroj upraveného vzduchu pro obě části rekuperátoru. Kompenzovaná kalorimetrická komora je dělena na 2 části s odlišnými klimatickými prostředími označené jako část OUTDOOR (ODO) a INDOOR (IDO) a je umístěna v klimatizované hale Laboratoře techniky prostředí opatřené ručním 5t pojezdovým jeřábem k přemísťování vzorků zařízení laboratoře a flexibilních částí komory umožňujících přestavby dělicí příčky a vestaveb dle typu prováděných zkoušek. Pro udržování parametrů v kompenzačních prostorech byly zhotoveny 2 speciální klimatizační jednotky ve venkovním provedení se zesílenou izolací, se speciálními dělenými výměníky, speciálními výparníky, el. ohřívači se spojitou regulací a ventilátory s EC motory. V kompenzačních prostorech musí být udržovány stejné parametry teplot jako v příslušných zkušebních prostorech. Pro zkušební prostory IDO a ODO byly zhotoveny speciální rekondiční jednotky opět se speciální kombinací dělených výměníků a elektronicky řízené zvlhčovače se speciální distribucí pro udržování teplot vzduchu s přesností $\Theta_s \pm 0,1K$ a $\Theta_m \pm 0,3K$. Ventilátory jsou s EC motory a plynulým řízením otáček pro udržování objemového průtoku s

Tab. 4.1. Rozměrové parametry kompenzované kalorimetrické komory

			IDO	ODO	Celkové
Délka	A	[m]	4.0	8.0	13.45
Šířka	B	[m]	4.3	4.3	5.64
Výška	H	[m]	3.0	3.0	4.95

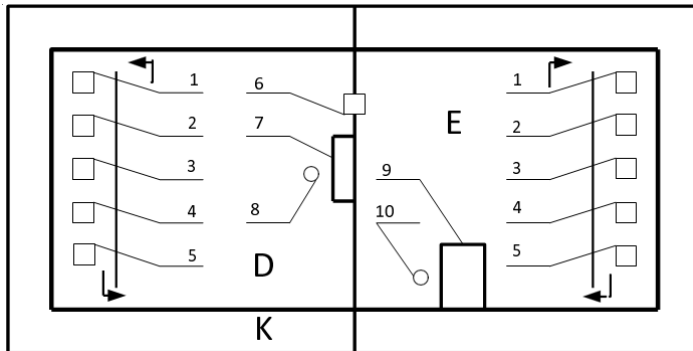
přesností $\pm 1\%$. V komoře IDO je možnost udržování teploty vzduchu v rozmezí $+5^{\circ}\text{C}$ až $+40^{\circ}\text{C}$, v komoře ODO je možnost udržovat teploty vzduchu v rozsahu -25°C až $+40^{\circ}\text{C}$. Požadované kombinace udržovaných teplot vzduchu a vlhkosti vzduchu pro různé zkoušky udávají příslušné normy. Při confirmaci komor před zahájením zkušebního provozu v 09/2014 bylo dosaženo požadovaných přesností prostorových teplot $\pm 0,1\text{K}$, po cca 4-5 hodinovém ustálení provozu komor na testované parametry.

4.4 Zdroje chladu a tepla

Jako zdroj chladu pro vodní chladiče kompenzačních a rekondičních jednotek komory je použit chiller s plynule řízeným výkonem pro nabíjení akumulární nádrže nemrznoucí směsí o teplotním spádu $9/3^{\circ}\text{C}$. Nemrznoucí směs je dále v následných okruzích regulována dle potřeby jednotlivých jednotek. Pro teploty pod bodem mrazu je osazena 1 kondenzační jednotka s digitálním kompresorem typu scroll s plynulou regulací a pro jednotlivé sekce výparníků u příslušných jednotek jsou instalovány elektronické vstříkovací ventily. Zdrojem tepla je elektrokotel s akumulárními nádržemi a následnými řízenými směšovacími okruhy. Funkční schéma komory je uvedeno na obrázku 4.3.

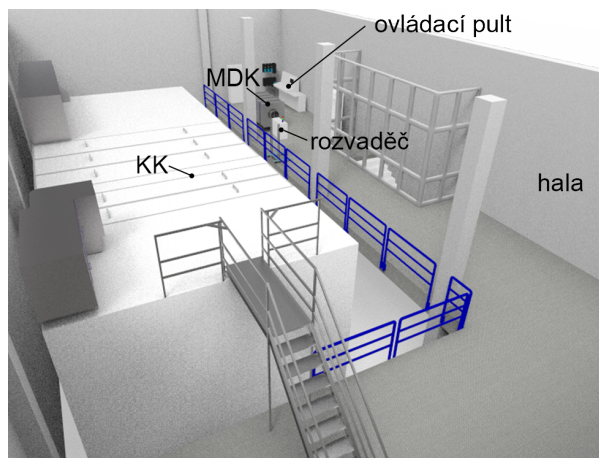
Foto komory je uvedeno na obrázku 4.4 a na obrázku 4.5 vnitřní prostor ODO. Rozměrové parametry komory jsou uvedeny v tabulce 4.1.

Výkonové parametry komory jsou uvedeny v tabulce 4.2.



- kde
- D vnitřní část komory (IDO)
 - E venkovní část komory (ODO)
 - K kompenzovaný prostor
 - 1 chladič
 - 2 ohřívač
 - 3 zvlhčovací zařízení
 - 4 ventilátor
 - 5 stratifikátor
 - 6 zařízení na vyrovnání tlaku vzduchu
 - 7 vnitřní jednotka zkoušeného zařízení
 - 8, 10 zařízení pro odběr vzorku vzduchu
 - 9 venkovní jednotka zkoušeného zařízení

Obr. 4.3. Funkční schéma kompenzované kalorimetrické komory



Obr. 4.4. Model LTP s KK

Tab. 4.2. Výkonové parametry komory

ODO rekondiční prostor	Filtr	EU4 825x617x147	Počet	ks	3
	Ventilátor	K3G400-AQ23-01	Počet	ks	2
	Výparník	Výkon	P1	[kW]	8.6
	Vodní chladič	Výkon	P2	[kW]	27
	Vodní ohřívač	Výkon	P3	[kW]	29
	El. ohřívač	Výkon	P4	[kW]	15
	Zvlhčovač parní	Výkon	m	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right]$	20
	Distribuce		Počet	ks	2
	Odlučovač kapek		Sada	ks	1
ODO kompenzační prostor	Filtr	EU4 800x600x147	Počet	ks	1
	Ventilátor	K3G400-AQ23-01	Počet	ks	1
	Výparník	Výkon	P1	[kW]	6
	Vodní chladič	Výkon	P2	[kW]	6
	El. ohřívač	Výkon	P4	[kW]	4.5
IDO rekondiční prostor	Filtr	EU4 975x678x147	Počet	ks	2
	Ventilátor	K3G400-AQ23-01	Počet	ks	1
	Výparník	Výkon	P1	[kW]	5
	Vodní chladič	Výkon	P2	[kW]	19
	Vodní ohřívač	Výkon	P3	[kW]	21
	El. ohřívač	Výkon	P4	[kW]	12
	Zvlhčovač parní	Výkon	m	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right]$	20
	Distribuce		Počet	ks	2
	Odlučovač kapek		Sada	ks	1
ODO kompenzační prostor	Filtr	EU4 700x700x360	Počet	ks	1
	Ventilátor	K3G310-BB49-02	Počet	ks	1
	Výparník	Výkon	P1	[kW]	6
	Vodní chladič	Výkon	P2	[kW]	4
	El. ohřívač	Výkon	P4	[kW]	3

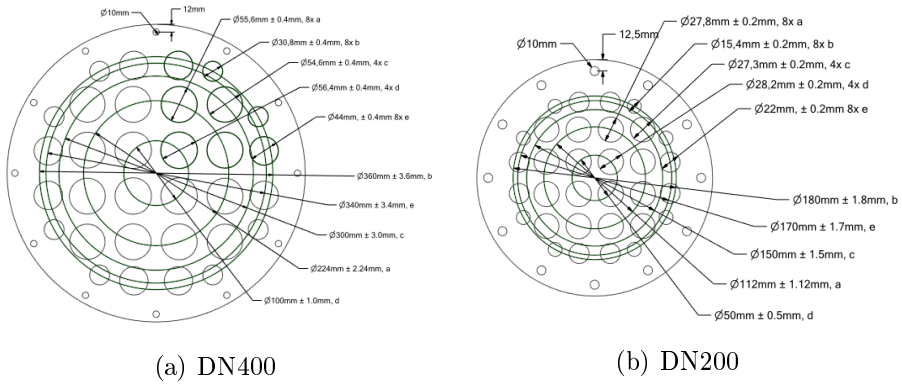


Obr. 4.5. Pohled do outdoor části komory při kalibraci přičky

4.5 Potrubní část

4.5.1 Ustalovací délky před měřením clonou

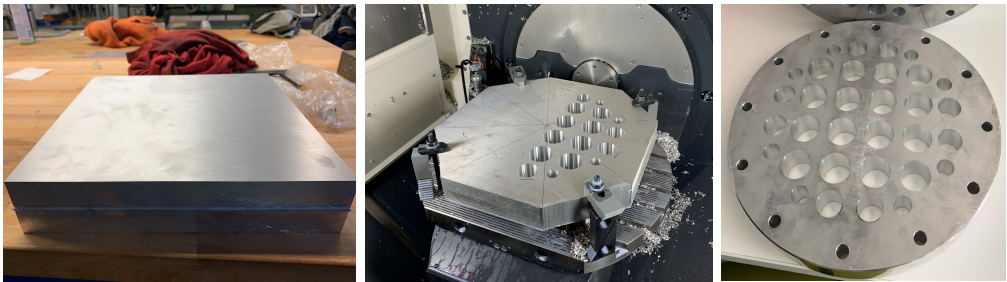
Usměrňovače a uklidňovače proudění byly popsány v kapitole 2.2. Dle ČSN EN 5167-2 [30] musí být přímé délky před clonou v hodnotách, které převyšují prostorové dispozice LTP. Norma však umožňuje i kratší ustalovací délky, za předpokladu použití usměrňovače proudění. Pro budovanou trať byl vybrán deskový Zankerův usměrňovač proudění (DZUP). Výrobní schéma pro velikosti DN400 a DN200 je na obrázku 4.6, kde písmena a až e označují jednotlivé otvory. Počty děr specifikuje norma pro písmena $a = c = 4$ a pro $b = d = e = 8$. Tloušťka DZUP t_z může být v hodnotách $0,12D \leq t_z \leq 0,15D$, pro účely LTP byla použita maximální tloušťka a tedy u DN400 $t_z = 60\text{mm}$ a DN200 $t_z = 30\text{mm}$. Jako materiál pro DZUP byly pořízeny duralové bloky a ty následně obrobena, dle výkresové specifikace z obrázku 4.6. Obrázek 4.7 ukazuje duralové bloky, proces obrábění a následný výsledek. Minimální délka pro zabudování clonky od poslední tvarovky za použití DZUP je $L_f \geq 17D$ a délka mezi DZUP a clonkou je specifikována následovně $7,5D \geq L_s \geq L_f - 8,5D$, pro potrubí DN400 jsou jednotlivé délky s popisem potrubních dílů na obrázku 4.8. Dle ČSN EN 5167-2 [30] je koeficient tlakové ztráty pro DZUP roven 3, kde se vychází ze vztahu 4.1. DZUP byl změřen na tlakovou ztrátu a průměrná hodnota koeficientu tlakové ztráty z měření činí $\zeta_{\text{DZUP}} = 3.086$ což je ve shodě s normou vzhledem k



(a) DN400

(b) DN200

Obr. 4.6. Nákresy DZUP pro DN400 a DN200



(a) Duralové bloky

(b) Obrábění

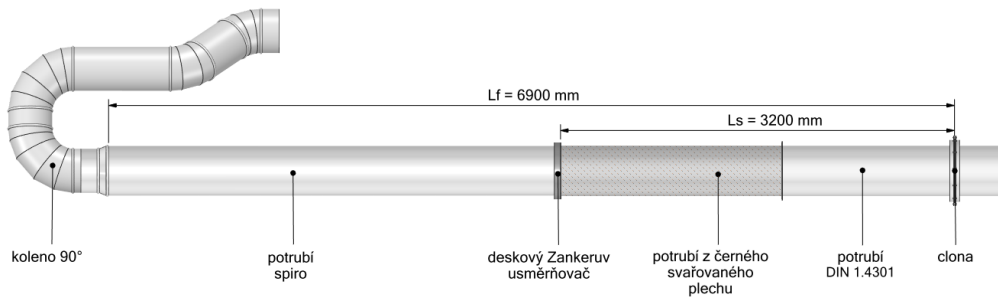
(c) Hotový DZUP

Obr. 4.7. Výrobní proces DZUP

nejistotě měření statického tlaku.

$$\zeta_{\text{DZUP}} = \frac{2 \Delta p_{\text{DZUP}}}{\rho v^2} \quad (4.1)$$

kde	ζ_{DZUP}	součinitel tlakové ztráty DZUP	[-]
	Δp_{DZUP}	rozdíl statických tlaků před a za DZUP	[Pa]
	ρ	hustota vzdušiny	[kg m ⁻³]
	v	rychlost proudící vzdušiny	[m s ⁻¹]



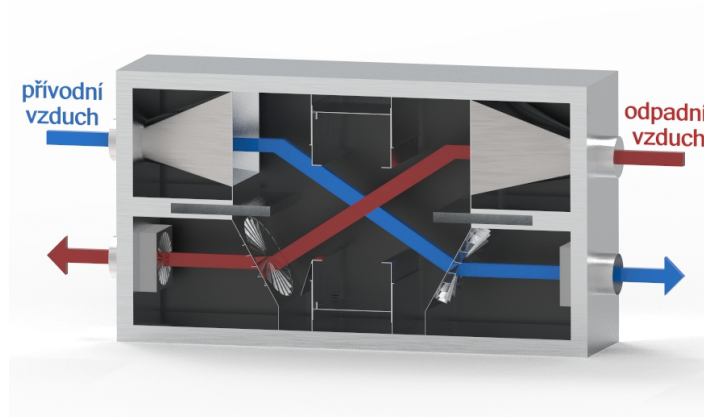
Obr. 4.8. Schéma zabudování DZUP s ustalovacími délkami

4.5.2 Box s měřeným vzorkem

Pro měření parametrů rekuperačních výměníků tepla je potřeba výměník zabudovat do boxu, který bude splňovat určité parametry. Jedním z kritérií je, aby se box svou geometrií co nejvíce přibližoval reálnému umístění při používání. Dalším parametrem boxu je možnost vhodného rozmístění otvorů pro odběr statických tlaků. Box musí být konstruován tak, aby nedocházelo k netěsnostem mezi jednotlivými sekcemi a také vnějším prostředím. A nejdůležitějším parametrem je, aby box byl dostatečně izolován a nedocházelo tak k tepelným ziskům či únikům. Pro potřeby testování deskových rekuperačních výměníků byl pořízen standardní testovací box. Schéma tohoto boxu je zobrazeno na obrázku 4.9. Box je koncipován dle výše zmíněných specifikací s možností umístění různých rozměrových řad deskových rekuperačních výměníků.

4.6 Měření průtoků

Měření průtoků dopravované vzdušiny u obou větví probíhá za pomoci clonek. Vzhledem k širokému rozsahu dopravované vzdušiny byla trať navržena pro dvě rozměrové varianty, DN200 a DN400. Clonky jsou vyrobeny v souladu s normativními požadavky ČSN EN 5167-1 a ČSN EN 5167-2. Jsou vyrobeny z nerezové oceli s koutovými odběry tlaku. Každá clonka byla podrobena ověřovacímu měření rozměru clonového kotouče, kde pro DN400 vychází $\beta = 0.59765$ a $\beta = 0.59763$ a pro DN200 je $\beta = 0.61234$ a $\beta = 0.61237$. Na obou větvích je měřen samostatně tlakový rozdíl mezi atmosférickým tlakem a podtlakem před



Obr. 4.9. Box pro testování deskových rekuperačních výměníků

clonkou, pak také tlaková diference před clonou a za clonou. Teploty vzdušiny před clonami jsou měřeny pomocí termodrátů.

Pro výpočet hmotnostního průtoku dle normy slouží rovnice 4.2.

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2\Delta p \varrho_1} \quad (4.2)$$

kde	C	součinitel průtoku	[-]
	$\frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$	faktor vstupní rychlosti	[-]
	β	poměr průměrů clony	[-]
	ε	součinitel expanze	[-]
	Δp	rozdíl statických tlaků	[Pa]
	ϱ_1	hustota vzdušiny před clonou	[kg/m ³]

Součinitel expanze kompenzuje skutečnost, že změny tlaku plynu při průtoku snímači diferenčního tlaku vedou ke změnám jeho hustoty. Pro dýzy a Venturiho trubice lze součinitel expanze spočítat za předpokladu, že průtok je adiabatický, protože je omezen stěnami měřiče. U clon však dochází k expanzi, které vyžaduje empirické stanovení hodnot součinitele expanze. Pro nestlačitelnou tekutinu je $\varepsilon = 1$. V roce 1932, Buckingham [9] publikoval první rovnici pro součinitel expanze odvozenou z dat shromážděných v roce 1929 pro zemní plyn. Avšak v

následujících letech byla zjištěna chyba v původní Buckinghamově rovnici a proto došlo k její korekci Kinghornem [19] a následně Seidlem [5]. Finální podobu pak dostala nově odvozená rovnice Reader-Harrisem [4], z analýzy dat shromážděných Kinghornem a údajů od Seidla. Následně byla tato rovnice 4.3 přijata v roce 2003 do nové revize ISO 5167-2. Rovnice 4.3 je ovšem aplikovatelná jen za předpokladu, že $\frac{p_2}{p_1} \geq 0,75$. [27]

$$\varepsilon = 1 - \left(0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8\right) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/\kappa}\right] \quad (4.3)$$

kde	β	poměr průměrů	[-]
	p_1	statický tlak před clonou	[Pa]
	p_2	statický tlak za clonou	[Pa]
	κ	izentropický exponent	[-]

Součinitel průtoku lze získat pro jakýkoli snímač diferenčního tlaku a pro jakoukoli instalaci jeho kalibrací v proudící tekutině: pro konkrétní měřič clony je součinitel průtoku funkcí Reynoldsova čísla. Existují však velmi velké úspory, pokud lze předpovědět součinitel průtoku. V průběhu mnoha let experimentů bylo zjištěno, že součinitel průtoku lze předvídat v rámci definované nejistoty za předpokladu, že clona je konstruována v rámci standardů. Pokud má být součinitel průtoku použit pro clony, aniž by byl kalibrován v proudící tekutině, je součinitel průtoku obvykle převzat z publikované rovnice součinitel průtoku. Rovnice pro součinitel průtoku pro clonu byla odvozena ze stejných dat jako součinitel expanze. Poslední akceptovaná revize byla publikována Reader-Harris/Gallagherem [4]. Její upravená verze pro koutové odběry je uvedena v rovnici 4.4. Stejně jako součinitel expanze byla tato rovnice přijata v nové revize ISO 5168-2:2003. [27]

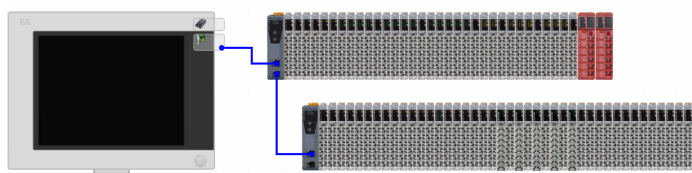
$$C = 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left(\frac{\beta 10^6}{Re_D}\right)^{0,7} + \left[0,018 + 0,0063 \left(\frac{19000\beta}{Re_D}\right)^{0,8}\right] \beta^{3,5} \left(\frac{\beta 10^6}{Re_D}\right)^{0,3} \quad (4.4)$$

kde β poměr průměrů [-]
 Re_D Reynoldsovo číslo pro průměr potrubí [-]

Pro výpočet hmotnostního průtoku je nutné použít iterativní postup, protože součinitel průtoku je funkcí Reynoldsova čísla, které je závislé na znalosti rychlosti. ČSN EN 5168-1:2003 navrhuje použití lineárního algoritmu, který vede k rychlé konvergenci. Tento algoritmus je implementován do vyhodnocovací Excelové tabulky vytvořené autorem této práce. Pro výpočet hmotnostního průtoku na nové rekuperační trati je do vizualizace použit alternativní postup, který je blíže popsán v kapitole 5.5.1.

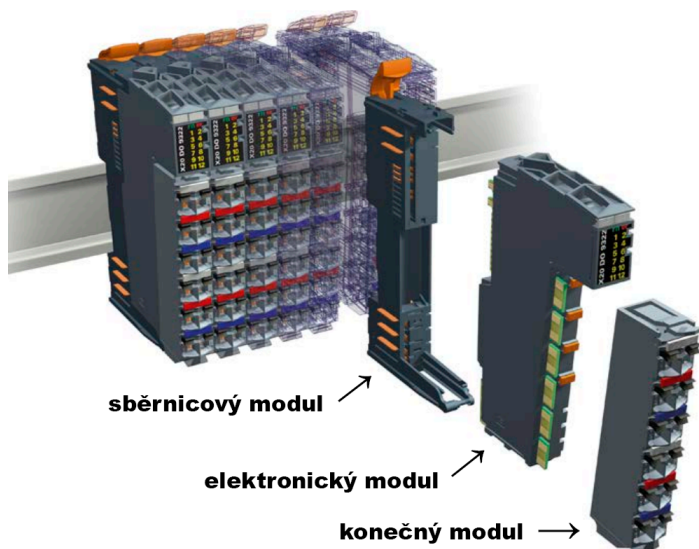
4.7 PLC B&R

Celá technologie v LTP je postavena na PLC automatech firmy B&R. Jedná se o decentralizované řešení, kdy je hlavní program nahrán do řídicí jednotky s displayem a následně pak jednotlivá čidla napojena do sběrníkových uzlů, které komunikují s řídicí jednotkou pomocí Powerlink. Zapojení na VT je zobrazeno na obrázku 4.10, kde je horní řada bloků umístěna v ovládacím pultu a spodní řada pak v rozvaděči. Pro připojení přístrojů slouží vstupně výstupní moduly, které se u B&R skládají ze tří částí, které se vzhledem ke svému stupni krytí označují X20 System. Základem je sběrníkový modul, který je vždy stejný a slouží ke komunikaci s Powerlink modulem pomocí X2X Link a pro připojení elektronického modulu. Elektronické moduly se liší dle svého účelu, zda je potřeba připojit analogový/digitalní vstup/výstup, případně teplotní čidlo. Poslední částí je pak konečný modul, do kterého se fyzicky zapojují čidla a slouží tak ke komunikaci s elektronickým modulem. Celá struktura je zobrazena na obrázku 4.11. [7]



Obr. 4.10. Schéma propojení řídicí jednotky s displayem a dalších uzlů

V původním zapojení bylo v rozvodné skříní počítáno s budoucím rozšířením a



Obr. 4.11. X20 Systém obsahující tři části [7]

bylo použito 32 sběrnových bloků. Ovšem jen 12 pozic bylo osázeno elektronickými bloky. Na tyto bloky byly zapojeny analogové vstupy, analogové výstupy, digitální vstupy a teplotní čidla. Do analogových vstupů byly zapojeny manometry pro měření tlaků a snímače otáček ventilátorů. Analogové výstupy pak sloužily pro řízení ventilátorů, digitální vstupy a výstupy sloužily pro obsluhu dalších komponent ventilátorové trati. Při budování nové RT byly některé bloky zachovány, avšak došlo k zapojení dalších elektronických bloků pro obsluhu analogových vstupů a teplotních čidel.

Tyto PLC lze programovat v několika standardizovaných jazycích dle standardu IEC 61131-3, například C++, Ladder Diagram, funkční bloky, instrukční list, Strukturovaný text a další [1]. V LTP je použit k programování strukturovaný text.

5 Hlavní výsledky práce

5.1 Komparační měření snímačů diferenčního tlaku

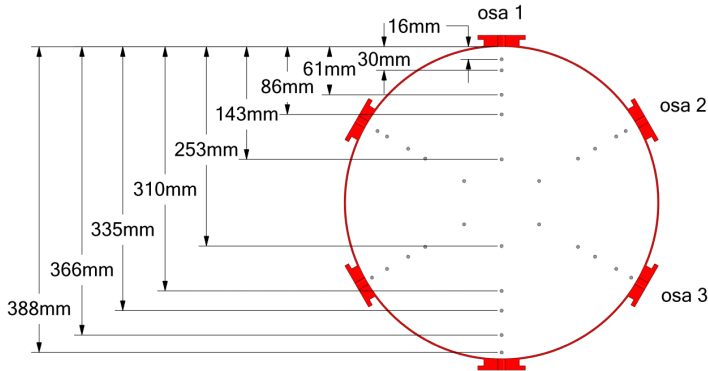
V kapitole 4.6 byl popsán výpočet hmotnostního průtoku pro clonu a v kapitole 2.2 byl popsán výpočet hmotnostního průtoku pro multidýzovou komoru. V této kapitole je popsáno komparační měření mezi clonou, MDK a traverzační Prandtlovou trubicí. Toto měření bylo provedeno z důvodu ověření výpočetních postupů aplikovaných do programu Excel.

Při použití Prandlovky trubice je nutná traverzace v několika bodech pro určení průměrné rychlosti proudící vzdušiny. Pro získání průtoku vzdušiny musí být průměrná rychlost vynásobena plochou potrubí. K určení bodů měření se používají převážně tři postupy, které poskytují identické výsledky, tyto postupy jsou metoda stejnoplochých mezikruží, metoda log-Tchebycheff a metoda log-Linear. První dvě zmíněné metody se používají převážně ve Spojených státech amerických a poslední zmíněna v evropských zemích. V tabulce 5.1 je porovnání určení bodů těchto tří metod pro 10 bodů v jedné ose měření, které se násobí průměrem potrubí. [8]

Tab. 5.1. Porovnání traverzovacích metod pro 10 bodů měření

	stejnoploché mezikruží	log-Tchebycheff	log-Linear
1	0.026	0.019	0.019
2	0.082	0.076	0.076
3	0.146	0.155	0.153
4	0.226	0.205	0.217
5	0.342	0.357	0.361
6	0.658	0.643	0.639
7	0.774	0.795	0.783
8	0.854	0.845	0.847
9	0.918	0.924	0.923
10	0.974	0.981	0.981

Pro měření prandlovou trubicí bylo použito speciální potrubí DN400, které disponuje 6 otvory se závitem pro umístění a polohování Prandtlvy trubice. Na obrázku 5.1 jsou zobrazeny jednotlivé vzdálenosti pro umístění středu Prandtlvy trubice od okraje vnitřního potrubí DN400. První bod není zcela ve správné



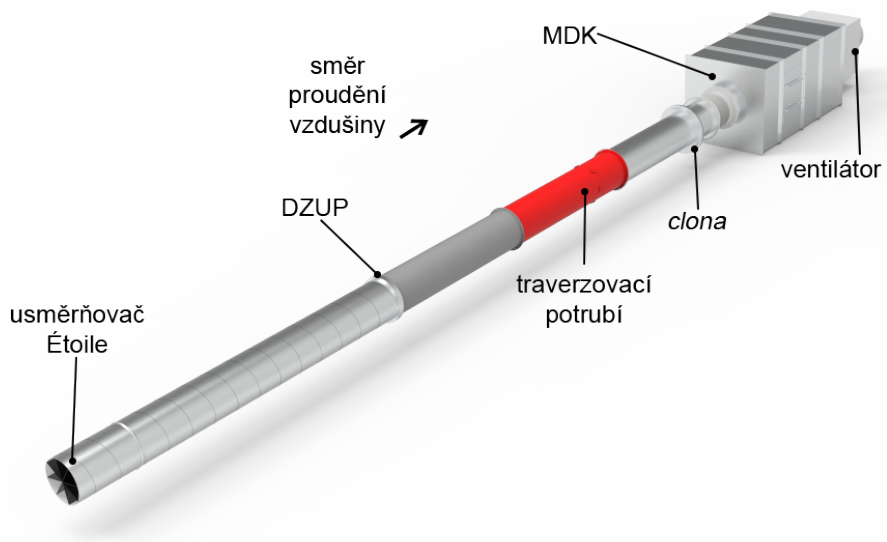
Obr. 5.1. Schéma traverzovacích bodů

poloze čož je spôsobeno zakřivením Prandlovy sondy a velikostí otvoru pro vložení, posun oproti standardu je 8mm. Na obrázku 5.2 je detail důvodu zmíněné odchylky. Řešením by bylo traverzování ve všech osách vždy jen od středu ke vzdálenému okraji, tento způsob ovšem nebyl možný vzhledem k prostorovým dispozicím a umístěním tratě. Na obrázku 5.2 je také vidět otvor u čela trubice, který slouží pro jímku k měření teploty, ovšem vzhledem ke své poloze by otvor mohl způsobovat nežádoucí rušení. Těchto otvorů je také 6 a pro zmíněné měření byly zalepeny hliníkovou páskou a teplota dopravované vzdušiny byla měřena na v hodnějším místě.

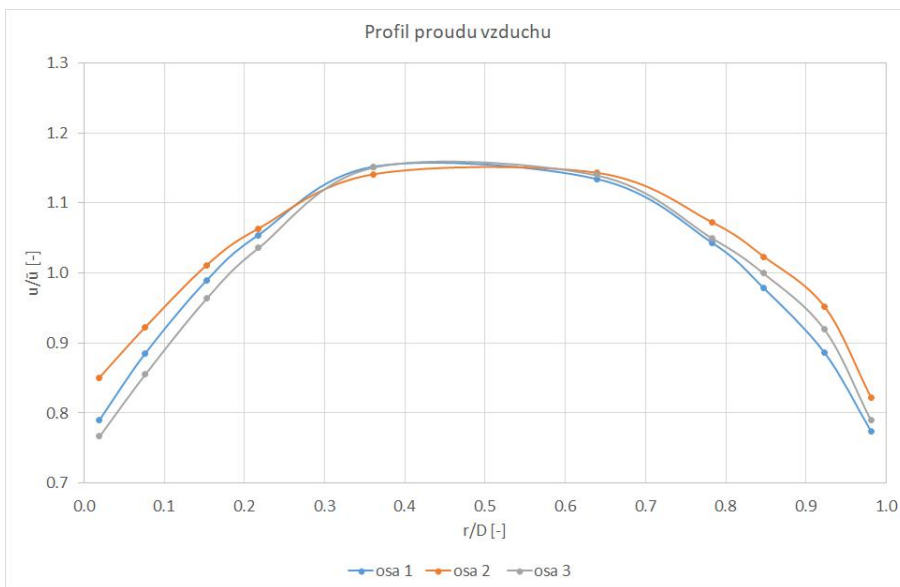
Složení trati pro komparační měření v rozměru DN400 je zobrazeno na obrázku 5.3. Na nasávací straně je umístěn autorem této práce zhotovený usměrňovač Étoile ve SPIRO potrubí o délce 0,6m, následně ustalovací SPIRO potrubí o délce 3m, na které navazuje DZUP, potrubí z plechu, potrubí pro traverzaci Prandlovou sondou, potrubí s clonou, pružné napojení, MDK a měřící trať je zakončena ventilátorem. Měření probíhalo na straně podtlaku a bylo provedeno pro nastavení ventilátoru od 5% výkonu po 85% výkonu. Multidýzová komora měla pro měření zaslepeny čtyři otvory, kdy otevřené dýzy tvořily kříž. Vzhledem k pracnosti a časové náročnosti traverzování Prandtlou trubicí bylo provedeno měření jen pro jednu hodnotu nastavení ventilátoru a to 50%. Profil proudu vzdušiny je zobrazen v grafu 5.4. Z grafu 5.5 je patrná odchylka MDK od clony se zvyšující se rychlostí, maximální rozdíl činí 1% a je způsoben zaslepením čtyř dýz, kdy pro větší průtoky je nutné mít je otevřeny.



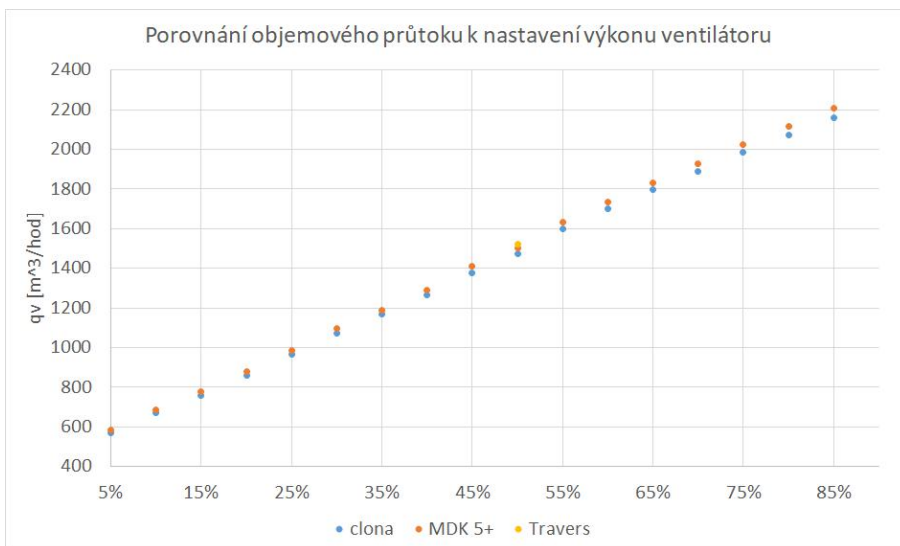
Obr. 5.2. Detail odchytky prvního bodu při traverzaci



Obr. 5.3. Schéma zapojení při komparačním měření



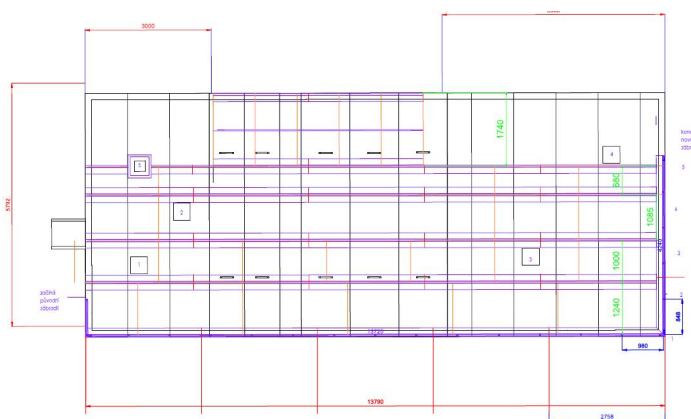
Obr. 5.4. Profil proudu vzduchu v osách měření



Obr. 5.5. Komparace objemového průtoku mezi clonou a MDK

5.2 Návrh trati pro měření rekuperačních výměníků

Při návrhu trati bylo vycházeno z parametrů a poznatků popsanych v kapitolách 4.2.1, 4.2.2, 4.3, 4.5.1 a 4.6. Na začátku řešení byla úvaha umístit měření do vnitřních prostor KK, to by ovšem kladlo nároky na demontovatelnost tratě při potřebě měření jiných zařízení, jako například tepelných čerpadel či stropních trámů. Proto se přistoupilo k řešení vybudovat trať na střeše KK. Tato varianta by tak využila nevyužívaný prostor v laboratoři, trať zde bude na stálo a bude umožněno případně napojení i na ventilační jednotky a další prvky větracích systémů. Prvním krokem tedy bylo navržnutí pochůzné konstrukce se zábradlím, která by měla požadovanou nosnost. Možné zatížení se odvíjelo od konstrukčního řešení KK a v prvních fázích návrhu se zvažovalo vytvoření samonosné konstrukce na celou komorou. Od tohoto řešení se upustilo a byla vybrána varianta, kdy budou přes celou délku KK nosníky, které budou zatěžovat komoru v místech kolmých stěn. Výroba pochůzné plochy byla zadána externí firmě, která budovala původní KK. Následné práce spojené s budováním tratě byly již pouze v režii pracovníků laboratoře. Společně s konstrukcí bylo nutné opatřit KK průchody pro vzduchotechnické potrubí, zakreslení těchto otvorů společně s nosníky podlahové konstrukce je na obrázku 5.6.



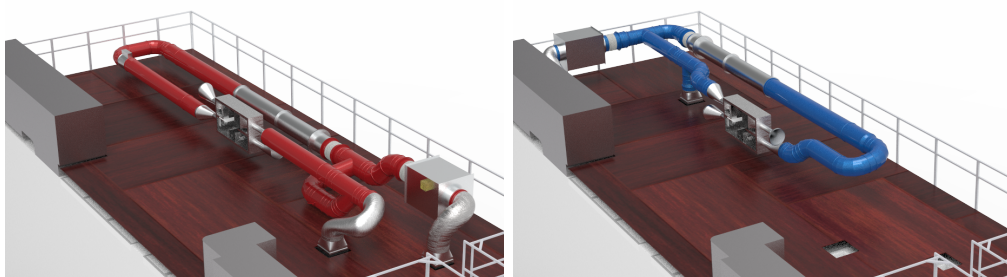
Obr. 5.6. Schéma nosníků podlahové konstrukce s průchody

Pro potrubní část rekuperační trati se uvažovalo s navržením speciálních potrubních dílů a tvarovek. To by ovšem kladlo značné finanční náklady na reali-

zaci, a proto se přistoupilo k použití SPIRO potrubí a přidružených tvarovek. Vzhledem k dostupným rozměrovým řadám SPIRO, omezené ploše pro umístění a požadavkům na průtoky byla vybrána rozměrová řada DN355 a DN400. Trať byla navržena jako podtlaková, tedy ventilátory byly umístěny před otvory pro vstup do komor. Množství protékající vzdušiny je regulovatelné pomocí těsných klapek případně nastavením výkonu ventilátoru. Následně byl umístěn měřicí box do středu užité plochy a na něj navazující potrubí, první byl navrhnout okruh pro přívod a odvod technologie IDO, vizualizace tohoto okruhu je na obrázku 5.7a. U tohoto okruhu bylo použito napojení prostupů do komory pomocí izolované hadice. Od průchodu z KK je tedy flexi potrubí na které navazuje rozdělení k boxu nebo obtoku. Za boxem je umístěn elektrický ohřev pro zvýšení teploty nad rosný bod, aby nedocházelo ke kondenzaci na měřicí cloně. Následovalo umístění okruhu pro přívod a odvod technologie ODO, kdy je schéma potrubí na obrázku 5.7b. Zde je přívod z komory napojen tvarovkou T na kterou navazují klapky a přívod do boxu případně obtok. Původní návrh celé trati je poté zobrazen na obrázku 5.7c. Návrh byl koncipován jako konfigurovatelný pro možnost napojení jak boxu pro bytové DRV, tak pro větší výměníky. Do budoucna je možné napojení na měřicí trať celou rekuperační jednotku, tak i box pro měření rotačních regeneračních výměníků. Při potřebě měření nižších průtoků vzduchu je možná výměna měřicího úseku DN400 se clonami za potrubí DN200 s příslušnou clonou a ustalovacími délkami.

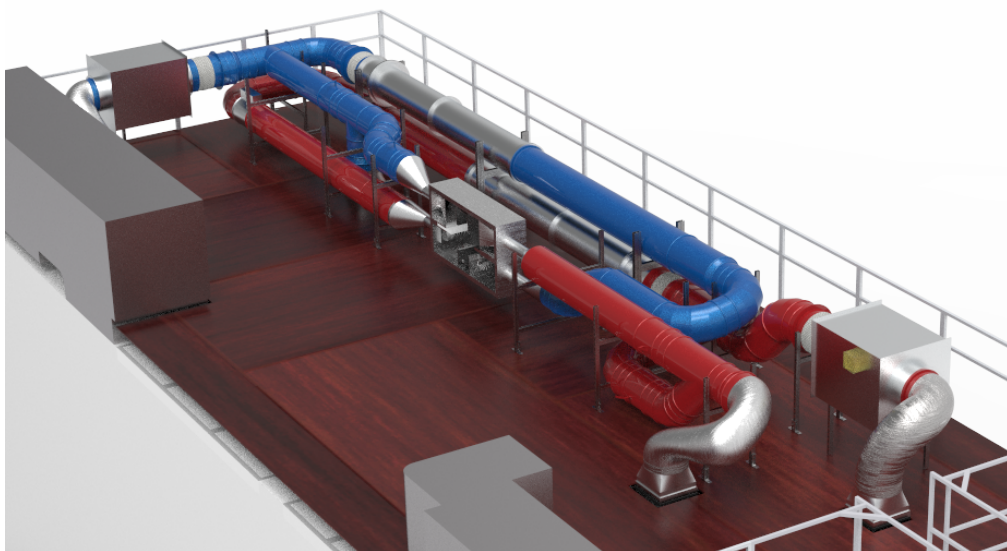
5.3 Měření veličin

Pro měření tlaku bylo pořízeno osm manometrů AirFlow PTSXR, vždy po dvou v rozsahu 0 – 250Pa, 0 – 500Pa, 0 – 1kPa a 0 – 2.5kPa. Jednotlivé manometry mají přesnost měření 1.25Pa, 2.5Pa a poslední dva rozsahy mají přesnost 5Pa. Zvolené manometry byly vybrány s ohledem na konfigurovatelnost měřených rozsahů. Všechny manometry byly vybaveny konektory a je tedy možné zapojit požadovaný rozsah na požadované umístění. Stejně tak jak byly nové manometry opatřeny konektory, byly i původní manometry Furness Controls fco332 z ventilátorové trati opatřeny konektory a je tak možné je použít i na rekuperační trati.



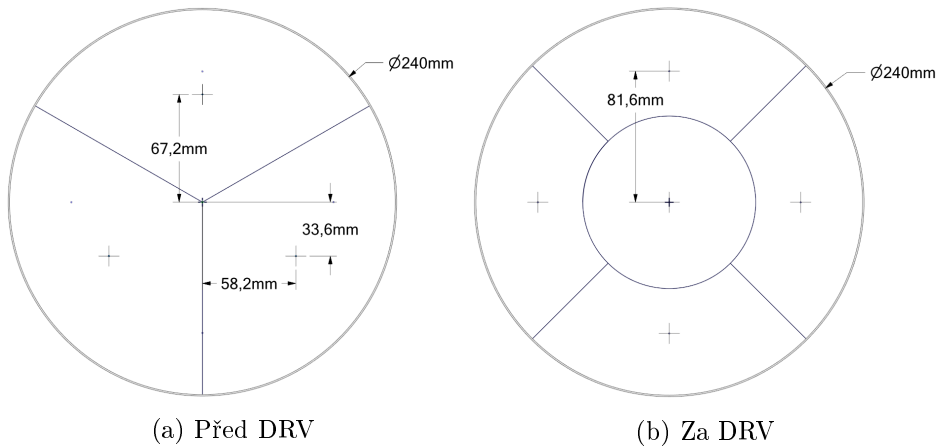
(a) Část IDO

(b) Část ODO



(c) Celá trať

Obr. 5.7. Vizualizace návrhu rekuperační trati

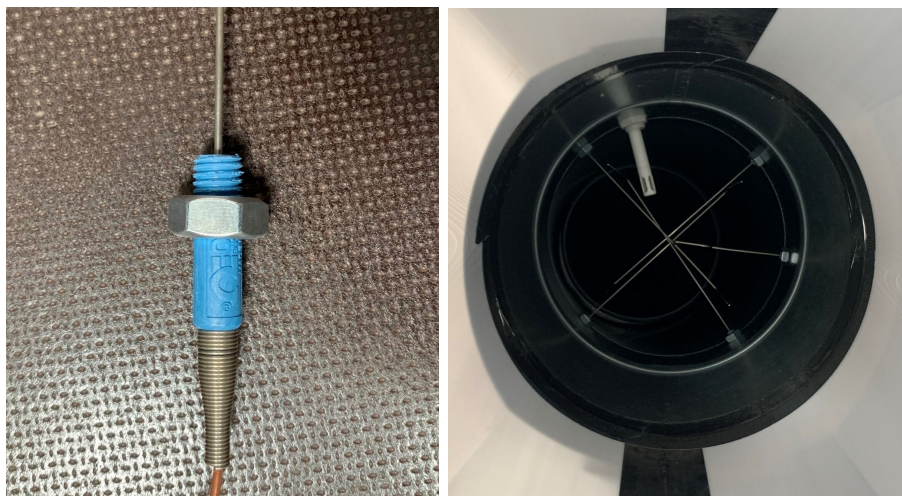


Obr. 5.8. Zakreslení pozic měření teplot

Pro měření teploty byly použity termočlánky OMEGA TTIN-116U-12. Tyto termodrátý jsou typ T, tedy konstantan-měď, jsou zapouzdřeny ve slitině niklu Incolen©600, která má vysokou tepelnou vodivost. Další výbornou vlastností těchto termodrátů je možnost jejich ohnutí bez poškození pro umístění na požadované místo měření. Tyto termodrátý disponují přívodním vedením dlouhým pouze 1m, proto bylo toto vedení prodlouženo pomocí spojek Omega HGMP-T-F a vedením Omega až do rozvaděčové skříně, kde jsou zapojeny do kompenzační svorkovnice. Pro měření teploty před výměníkem byly termodrátý umístěny ve vstupním potrubí DN240 ve třech pozicích tak, aby pokrývaly plochu o stejném obsahu. Rozměrové zakreslení těchto pozic je na obrázku 5.8a. Pro měření za DRV bylo vybráno pět ploch o stejném obsahu, kde zakreslení pozic umístění termodrátů je na obrázku 5.8b. Pro zabudování byly připraveny závitů na pouzdra termodrátů a následně pomocí šroubových matic uchyceny v průchodech boxu, ukázka závitů a zabudování je na obrázku 5.9.

Pro měření vlhkosti byly použity převodníky vlhkosti Kimo HM110-PND s rozsahem měření 5 – 95% relativní vlhkosti a přesností $\pm 1.5\%$. Tyto převodníky jsou umístěny do potrubí před průchodem do měřicího boxu.

K měření atmosférického tlaku, teploty a vlhkosti v laboratoři slouží Comet H7530, který je napojen na technologii KK. Bylo ovšem nutné přepsání řídicího programu KK, aby bylo možné hodnoty načítat i pro rekuperační trať.



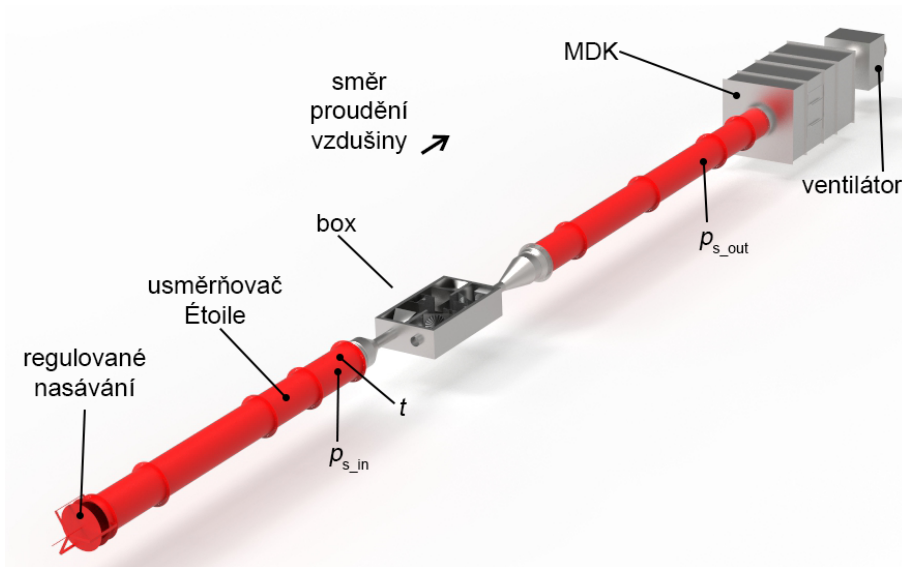
(a) Termodrát se závitem na pouzdru

(b) Zabudování měření teploty a vlhkosti

Obr. 5.9. Měření teploty

5.4 Rekuperační box

V kapitole 4.5.2 byl popsán box pro měření deskových rekuperačních výměníků. V této kapitole bude popsáno měření tlakové ztráty tohoto boxu. Měření tlakové ztráty boxu bylo provedeno pro různé konfigurace vnitřní části, box je vždy brán jako celek i s asymetrickými kónickými přechody. Pro měření tlakové ztráty byl box přimontován na ventilátorovou trať, která byla popsána v kapitole 2.2. Schéma konfigurace měřicí trati je na obrázku 5.10, měření probíhalo na straně podtlaku, za nasáváním do potrubí byl umístěn usměrňovač proudění Étoile, na který navazuje odběr statického tlaku a teplota vzdušiny, měřený vzorek za kterým je rovné ustalovací potrubí a odběr statického tlaku, následně multidýzová komora a ventilátor. Měření tlakové ztráty boxu bylo provedeno na jedné větvi, kdy druhá větev byla zaslepena. První byl box změřen standardně osázeným deskovým rekuperačním výměníkem, v dalších krocích byl box měřen bez rekuperačního výměníku a následně pak za použití přepážek z kartonu jako imitace prostorové dispozice rekuperačního výměníku. U přepážky bylo použito několik variant umístění. Například v problematické části u vstupu, kde jde vzduch rozšířením z kruhového průměru $\varnothing 120\text{mm}$ do hranatého $296\text{mm} \times 300\text{mm}$ a

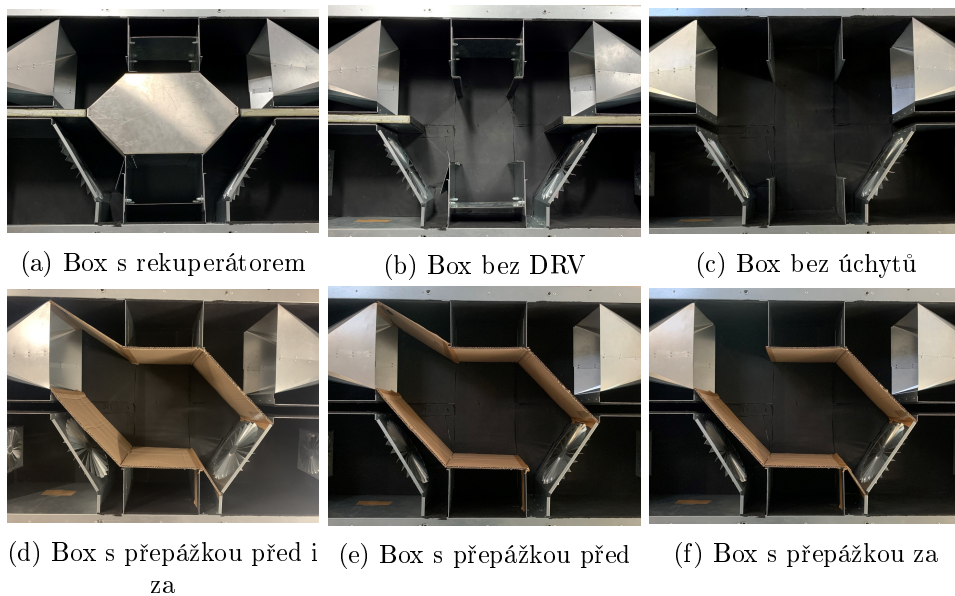


Obr. 5.10. Schéma zapojení při měření tlakové ztráty

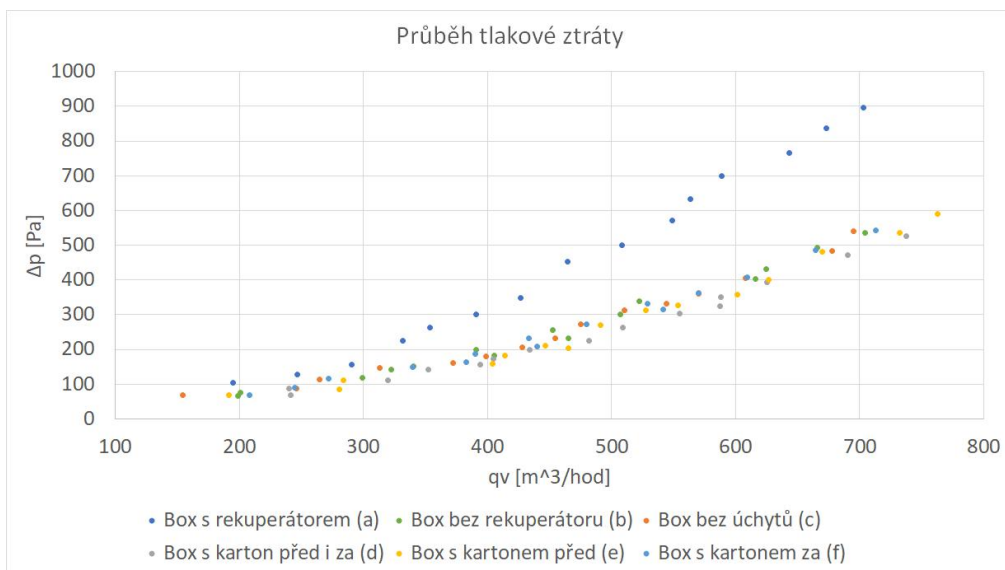
následně zúžení vstupu do rekuperátoru. Příklady těchto variant jsou zobrazeny na obrázku 5.11. Výsledky z měření jsou zobrazeny v grafu 5.12 a v příloze 2 je poté výčet jednotlivých hodnot z měření tlakové ztráty s uvedenou rozšířenou nejistotou. Tyto hodnoty budou následně použity pro validaci se simulací. Z dat je patrné, že nejnižší tlaková ztráta je dosažena za použití přepážky před pomyslným DRV.

5.4.1 Výpočet tlakových ztrát rekuperačního boxu

Pro výpočet tlakové ztráty samotného boxu neexistují žádná validní data, je ovšem možné rozdělit box na jednotlivé sekce a na ty aplikovat postupy zmíněné dále. Pro výpočet tlakových ztrát jednotlivých tvarovek lze použít příručka Tlakové ztráty od Idelchika [15], ve které je obsaženo nepřeborné množství dat z experimentů, které jsou vyhodnoceny do grafů, tabulek a vzorců pro nalezení konkrétního součinitele místní tlakové ztráty hledané tvarovky. Podobná databáze tvarovek je obsažena i v ASHRAE Handbook: Fundamentals [6]. Dalším zdrojem může být příručka Recknagel-Sprenger [3], ovšem ani jedna není tak obsáhlá jako první uvedená příručka. Přestože tyto příručky pokrývají nepřeborné



Obr. 5.11. Varianty při měření tlakové ztráty



Obr. 5.12. Porovnání tlakové ztráty na objemovém průtoku vzduchu pro jednotlivé varianty úprav

množství tvarovek, postrádají informace pro zjištění součinitele tlakové ztráty u nesymetrických přechodů, které jsou použity pro napojení rekuperačního boxu na měřicí trať. Tato problematika je řešena převážně pro ploché difuzory a za pomoci numerických simulací metodou velkých vírů, jako příklad práce Tang a kolektiv [32], Noui-Mehidi a kolektiv [26], Elbalsohi a kolektiv [11]. Přesto neexistují data pro výpočet místní tlakové ztráty pro kruhový asymetrický difuzor. Pro případ dvou asymetrických přechodů z DN355 na DN120 a zpět na DN355 vychází z dat měření $\xi = 1.41$, což bylo validováno numerickou simulací. Ovšem tuto hodnotu nelze dělit dvěma, protože vzdušina se chová jinak při zúžení a následně jinak při rozšíření, což způsobuje rozdílné tlakové ztráty jednotlivých kusů. Pokud budeme uvažovat, že přechod je osově symetrický vychází z příručky $\xi = 0.593$, pro difuzor a pro konfuzor nejsou dostupná data. Pro zjištění tlakové ztráty nesymetrických kónických přechodů je tedy zapotřebí provést experimentální měření.

U samotného boxu je za vstupem do něj rozšíření z kruhového DN120 do obdélníkového tvaru o rozměrech $a = 291\text{mm}$, $b = 300\text{mm}$ a délce přechodu $l = 300\text{mm}$. Zde lze vypočítat úhel rozšíření α z rovnice 5.1 a následně lze v příručce Idelchika najít součinitel tlakové ztráty pro daný poměr stran, úhel přechodu a Reynoldsova číslo. V konkrétním řešeném případě tak součinitel místní tlakové ztráty vychází $\xi = 0.23$, což vede na tlakovou ztrátu $\Delta p = 14\text{Pa}$. U tohoto přechodu by také šlo uvažovat jako o náhlém rozšíření za předpokladu, že se bude vycházet z rovnice uvedené v Recknagel, kde je uvažována kompenzační délka, po které se tok ustálí do celého průřezu. Tento vztah je uveden v rovnici 5.2. Pro řešený případ vychází tato délka $l = 2.083\text{m}$ což překračuje délku přechodu. Pokud se tedy tento přechod bude uvažovat jako náhlé rozšíření, povede výpočet tlakové ztráty na rovnici Borda-Carnot a součinitel místní tlakové ztráty by byl $\xi = 0.97$. Tato hodnota je čtyřikrát větší než výpočet přechodu, reálná hodnota však bude ležet mezi, a to z důvodu, že přechod není zcela v ose jak předpokládá rovnice 5.1 a následně data uváděná Idelchikem.

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{2\sqrt{\frac{a_1 b_1}{\pi} - D_0}}{2l_d} \quad (5.1)$$

kde	α	úhel přechodu	[°]
	D_0	průměr kruhového přechodu	[m]
	a_1, b_1	strany obdélníkového přechodu	[m]
	l_d	délka přechodu	[m]

$$l_p \approx 10 \left(\sqrt{A_2} - \sqrt{A_1} \right) \quad (5.2)$$

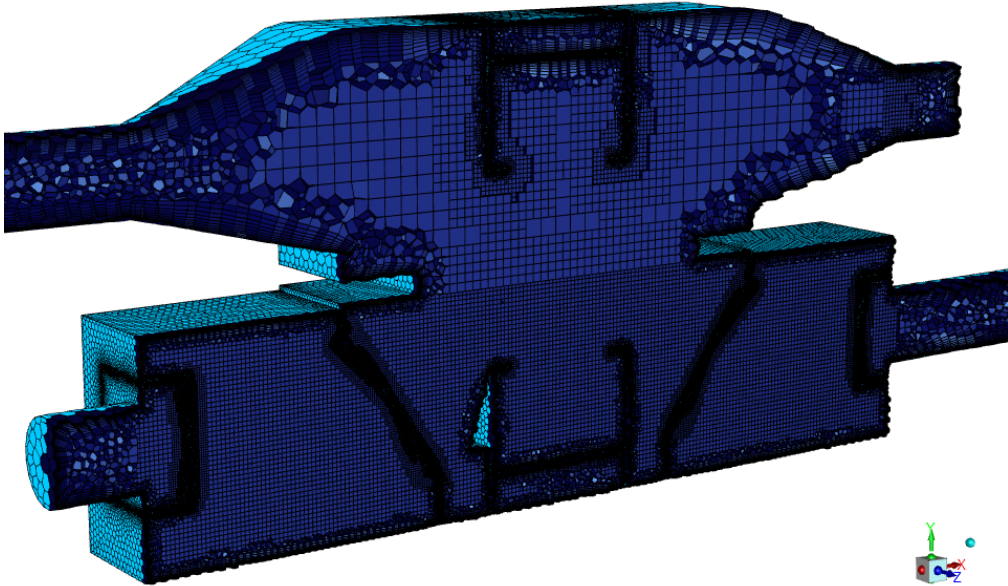
kde	l_p	potřebná délka pro vývin proudu vzduchu	[m]
	A	plocha průřezu potrubí	[m ²]

5.4.2 Numerická simulace rekuperačního boxu

Většina technických oborů nepotřebuje řešit detaily turbulentních výkyvů. Uživatelé CFD jsou téměř vždy spokojeni s informacemi o časově zprůměrovaných vlastnostech toku (např. průměrné rychlosti, střední tlaky, střední namáhání atd.). Velká většina výpočtů turbulentních toků byla a v dohledné budoucnosti bude, založena na Reynoldsově metodě časového středování Navierových-Stokesových rovnic (RANS). Popis účinků turbulence na průměrný průtok je nicméně nutný, protože časově zprůměrované operace na pohybových rovnicích ztrácejí všechny detaily týkající se stavu toku obsaženého ve skutečných výkyvech. Aby bylo možné počítat turbulentní proudy pomocí rovnic RANS, je nutné vyvinout modely turbulence pro předpovědi Reynoldsova napětí, skalárních transportních podmínek a systém středních kvantifikovaných toků. Nejčastější modely RANS jsou klasifikovány na základě počtu dalších transportních rovnic, které je třeba vyřešit společně s rovnicemi průtoku RANS. Nejpopulárnější a také nejpoužívanější $k-\varepsilon$ a $k-\omega$ modely přidávají další dvě transportní rovnice nutné k řešení. [16, 33]

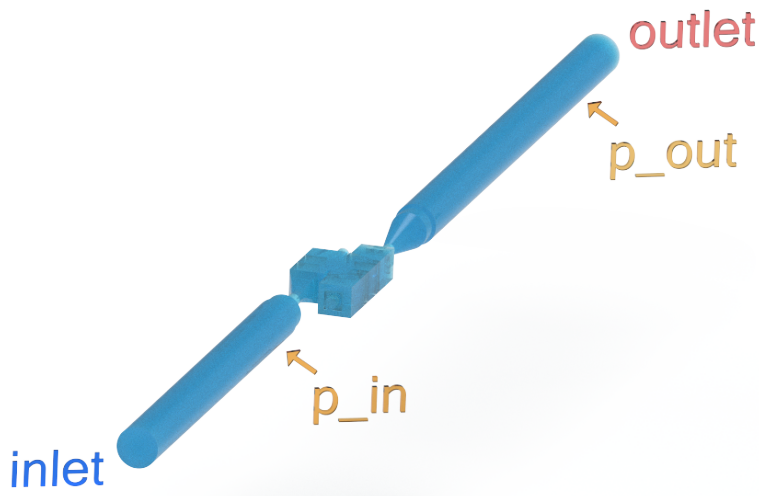
Na boxu byla provedena numerická simulace proudění vzduchu za pomoci ANSYS Fluent pro všechny varianty měření tlakové ztráty. Model byl zjednodušen pouze na objem vzduchu z potrubí před rekuboxem, rekubox a potrubí za ním. Síť byla generována pomocí ANSYS Fluent meshing a pro všechny modely byly parametry nastaveny vždy stejně. Pro tvorbu objemové sítě byly použity poly-hexa buňky, které jsou svými vlastnostmi nejvíce vhodné pro řešení pro-

blematiku. Na obrázku 5.13 je zobrazena generovaná síť pro variantu prázdného boxu, tuto konkrétní síť tvoří 2 741 402 buněk. [16, 33]



Obr. 5.13. Objemova síť u varianty boxu bez DRV

Obrázek 5.14 zobrazuje variantu vzdušiny pro prázdný box a také označuje okrajové podmínky. U všech provedených simulací byly nastaveny okrajové podmínky pro vstup jako *pressure-inlet* a výstup jako *mass-flow-outlet*. Označení *p_in* respektive *p_out* bylo nastaveno jako okrajová podmínka *wall* a slouží pro odečet statického tlaku ke komparaci s měřením. Odběry statického tlaku byly modelovány ve stejných vzdálenostech a rozměrech jako je tomu i u reálného měření. Pro výpočet byl implementován turbulentní model *Reliazable k-ε* s volbou *Enhanced Wall Treatment* a *Curvature Correction*. Pro algoritmus *pressure-velocity coupling* bylo použito schéma *COUPLED*, pro prvních 100 iterací byla ponechána prostorová diskretizace na výchozích hodnotách, následně k dosažení přesnějších výsledků byla prostorová diskretizace přenastavena na druhý řád přesnosti u *turbulentní kinetické energie* a *turbulentní disipační energie*. Vlastnosti tekutiny byly pečlivě vybrány, aby se zajistilo shodné Reynoldsovo číslo s experimentálními daty. Nastavení hodnot okrajových podmínek pro jednotlivé



Obr. 5.14. Render vzdušiny a okrajových podmínek

Tab. 5.2. Okrajové podmínky jednotlivých variant u simulací původního boxu

Varianta boxu	inlet [Pa]	outlet [kg s ⁻¹]	hustota vzdušiny [kg m ⁻³]	dynamická viskozita [Ns m ⁻²] 10^{-5}	atmosférický tlak [Pa]
přechody	-12	0.1332	1.172	1.8869	98 137
bez DRV	-11	0.1339	1.192	1.8777	99 212
bez úchytů	-11	0.1336	1.209	1.8769	100 527
přepážka před i za	-12	0.1355	1.185	1.8898	99 471
přepážka před	-10	0.1355	1.208	1.8899	101 407
přepážka za	-11	0.1305	1.206	1.8910	101 282

varianty jsou uvedeny v tabulce 5.2. Jak bylo zmíněno výše, měření bylo provedeno pro více hodnot proudění, provést simulace všech změřených průtoků by bylo časově náročné, proto byl vybrán střední průtok ke komparaci.

V tabulce 5.3 je uvedeno srovnání tlaků z experimentálního měření a numerických simulací. Z dat měření i simulací je patrné, že zjednodušení modelu pro numerickou simulaci mělo vliv na výsledky. Postihnout všechny detaily boxu a zahrnout je do simulace by značně zvýšilo počet buněk výpočetní sítě a tím také časovou náročnost. Přesto rozdíly mezi simulací a experimentálním měřením jsou v dostatečné shodě pro další postup, kterým byl návrh nového rekuperačního

boxu.

Tab. 5.3. Porovnání výsledků měření a simulace na původním boxu

varianta boxu	měření			simulace			diference	
	P_{in} [Pa]	P_{out} [Pa]	Δp [Pa]	P_{in} [Pa]	P_{out} [Pa]	Δp [Pa]	Δp [Pa]	Δp [%]
bez DRV	13.2	97.0	83.8±2.5	12.6	92.6	80.0	3.8	4.8
bez úchytů	12.2	195.2	182.9±2.1	11.2	189.5	178.3	4.6	2.6
přep. před i za	12.0	192.0	180.0±3.6	11.7	187.8	176.1	3.9	2.2
přep. před	11.1	170.7	159.6±2.7	10.7	166.8	156.1	3.5	2.3
přep. za	12.4	200.5	188.1±3.6	11.6	194.8	183.2	4.9	2.7

5.4.3 Vizualizace proudění v rekuperačním boxu

Na boxu byla také provedena vizualizace proudění vzduchu pomocí héliových bublin a kouře. Ke generování héliových bublin byl využit generátor SAI Model 5 [28], který produkuje až 24 000 bublin za minutu o rozměrech 0.8 – 5mm. Ke generování je potřebné hélium, stlačený vzduch a speciální mydlinkový roztok SAI™1035 BFS. Pro účely vizualizace bylo vyrobeno průhledné víko z plexikla. Pro snímání proudění byla použita vysokorychlostní kamera OLYMPUS i-SPEED FS s možností snímání rychlých dějů díky rychlé uzávěrce 200ns. Na obrázku 5.15 je vidět nasvícení scény a uspořádání z vizualizace proudění. Pro vyhodnocení vektorů proudění bublin byl použit opensource nástroj OpenPIV ve variantě pro Matlab. Na obrázku 5.16 je vyhodnocení vektorů z proudění héliových bublinek na vstupu do boxu. Jak je patrné z vizualizace dochází v tomto místě k tvorbě uplavu.

5.4.4 Návrh nového rekuperačního boxu

V návaznosti na výše uvedené, byla vyhodnocena potřeba vytvoření nového rekuperačního boxu, který by lépe vyhovoval parametrům pro měření rekuperačních výměníků. Nový box byl konstruován na základě zkušeností z měření tlakových ztrát, vizualizace proudění, simulací původního boxu a v neposlední řadě dle příručky Tlakové ztráty od Idelchika [15]. Vizualizace nově navrženého boxu je zobrazena na obrázku 5.17. Nový box byl navrhnut s dvojnásobným průměrem

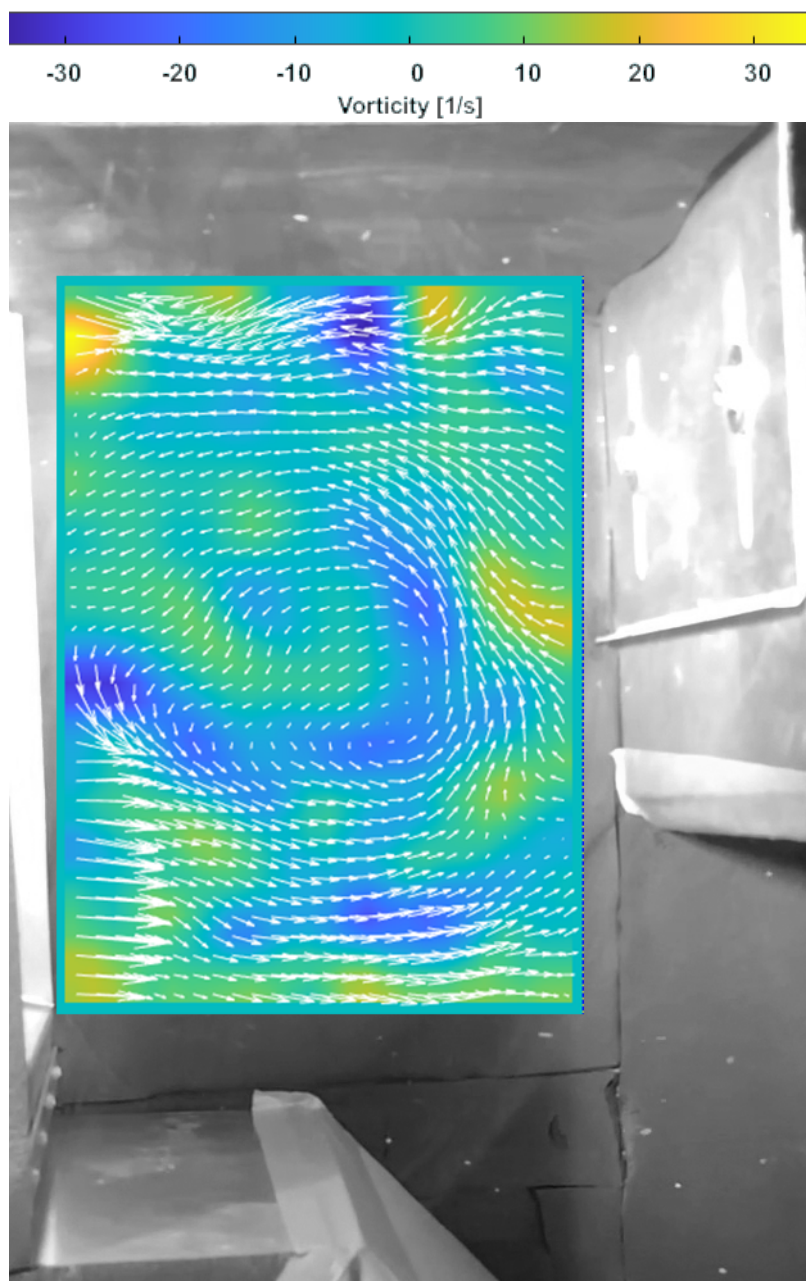


Obr. 5.15. Konfigurace aparatury při vizualizaci proudění vzduchu za pomoci héliových bublin

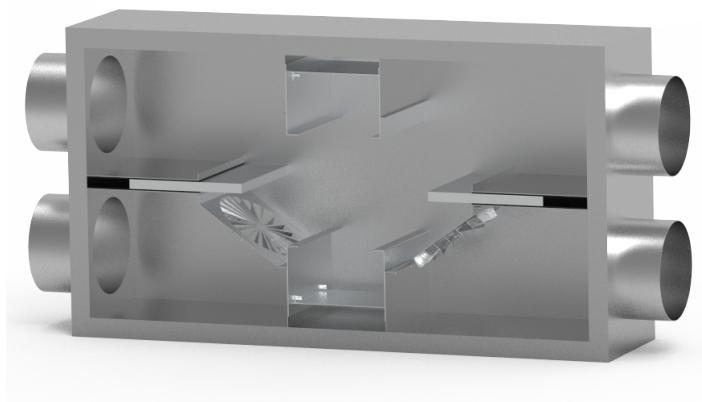
průchodů, ve spodní části bylo odstraněno malé víření před průchodem a bylo ponecháno jen velké víření za DRV. To ovšem bylo pozměněno tak, aby přímo navazovalo na úchyty upevňovacích šoupat. Vzhledem ke změně průměru průchodu byly také navrženy nové přechody, ovšem vzhledem k vzdálenosti otvorů je nebylo možné navrhnout osově souměrné, jelikož by se překrývaly, a proto byly navrženy stejně jak u předchozího boxu, a to asymetricky.

Nově vyrobený box byl změřen na tlakovou ztrátu stejně jak tomu bylo u předchozího boxu. První byla změřena tlaková ztráta přechodů, následně byla změřena tlaková ztráta boxu s rekuperátorem a box byl změřen prázdný s přepážkami ve tvaru DRV. Rozdíl mezi měřením a simulací je 3Pa Provedené měření tlakové ztráty posloužilo ke komparaci s numerickou simulací. Následná vylepšení vedoucí ke snížení tlakové ztráty a homogenizaci proudového pole vzdušiny byla řešena jen numericky. Jednotlivé úpravy jsou popsány níže.

Dle Idelchika [15] je nejúčinnější způsob, jak zvýšit účinnost systému, zamezit vzniku separace mezní vrstvy, z tohoto boxu bylo také počítáno s nasávacím průchodem z potrubí k DRV, aby nevznikala tlaková ztráta náhlým rozšířením. Tento přechod by ovšem bylo složité vyrobit z plechu a tak byly vyištěny dva

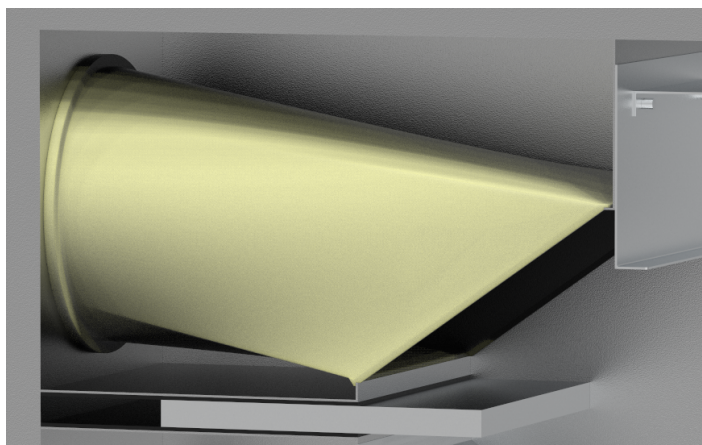


Obr. 5.16. Vyhodnocení vektorů a vírového pole z vizualizace proudění pomocí heliových bublin



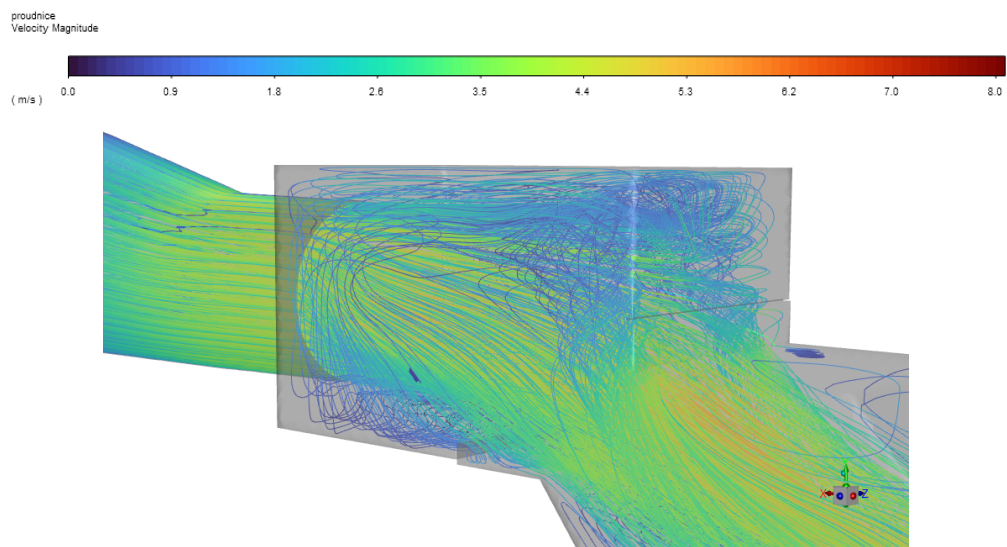
Obr. 5.17. Vizualizace nového boxu

kusy na 3D tiskárně, vizualizace tohoto přechodu je na obrázku 5.18. Do tohoto přechodu byly následně vyvrtány díry tak, aby byl umožněn odběr statického tlaku na stěnách nového boxu stejně, jako tomu bylo u původního. Při porovnání dat z provedené simulace boxu s numerickou simulací za použití horního přechodu byla tlaková ztráta snížena o 1Pa. Přesto je výhodné tento přechod použít z důvodu, že vede vzduch přímo na DRV, proudová pole ze simulací jsou zobrazena na obrázku 5.19.

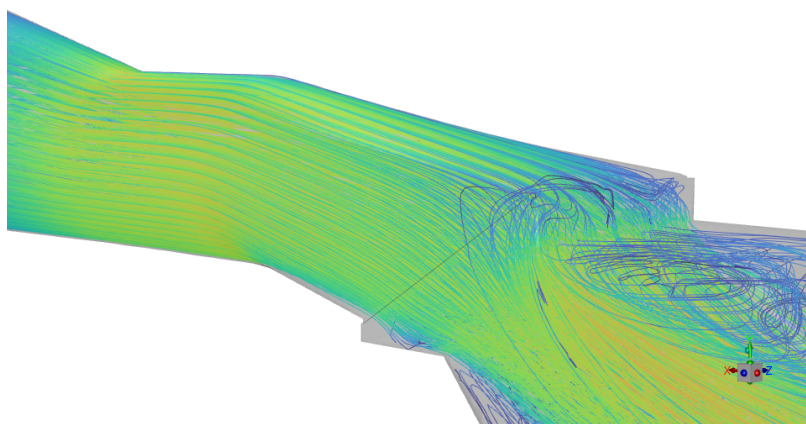


Obr. 5.18. Vizualizace přechodu ze vstupu k DRV

Pro snížení tlakové ztráty náhlého zúžení vstupu do potrubí DN240 za pro-

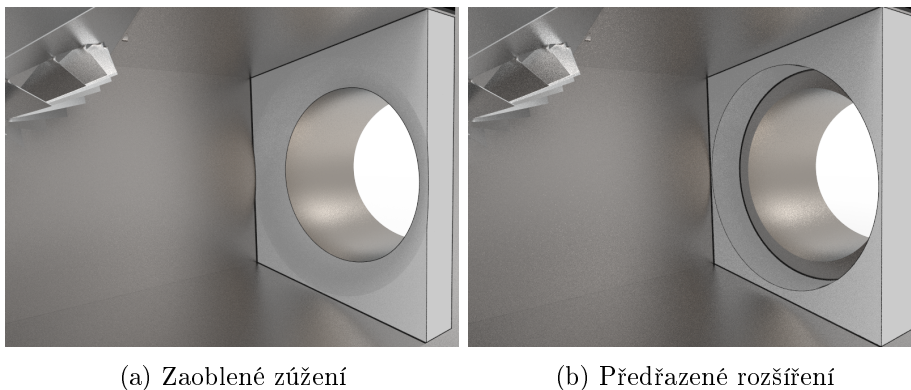


(a) Bez horního přechodu



(b) Za použití horního přechodu

Obr. 5.19. Proudnice vzdušiny se zbarvením dle rychlosti pro jednotlivé varianty

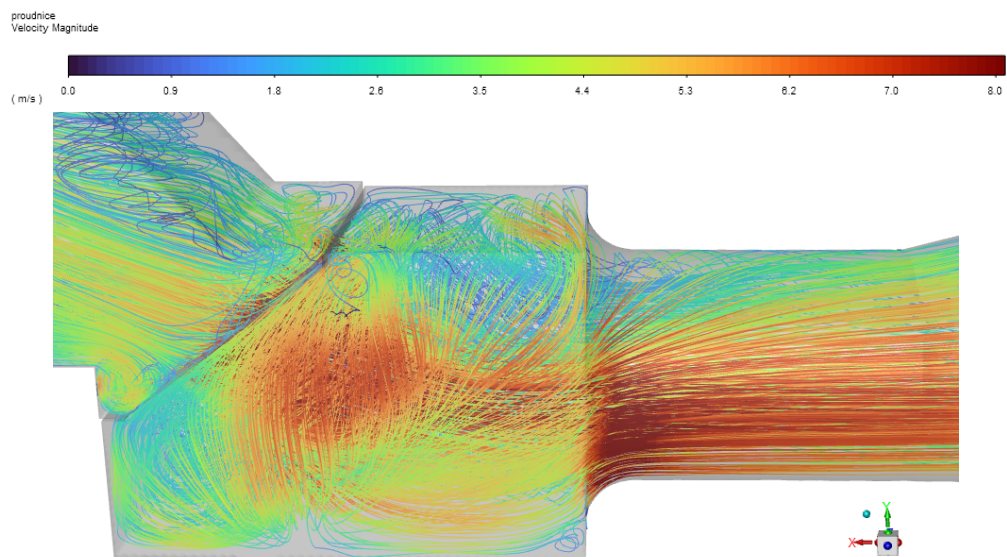


Obr. 5.20. Varianty úprav před náhlým zúžením do průchodu z boxu

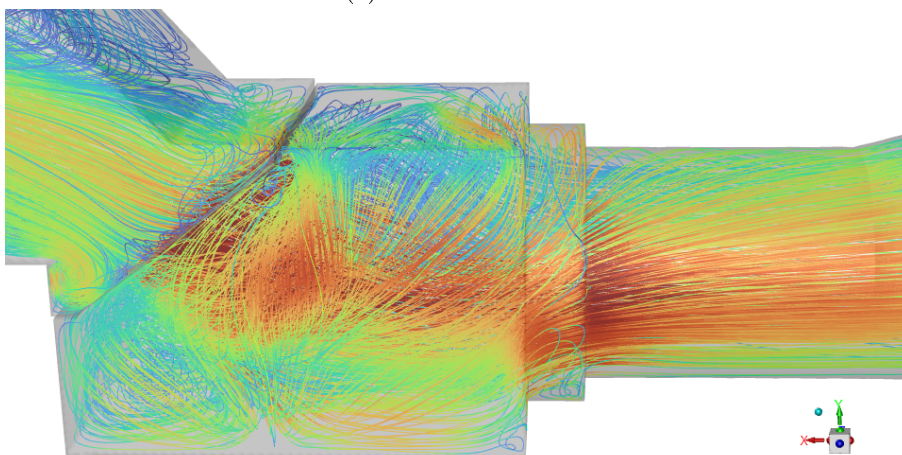
storem DRV by dle Khanzhonkova [17] bylo možné použít na místo ostré hrany zaoblení, pro výpočet zakřivení slouží vztahy $l_d = 0,2 D_0$ a $D_0 = 1,3 D_1$, kde je l_d hloubka od hrany, D_0 průměr vnitřního průřezu potrubí a D_1 průměr začátku zaoblení. To by pro nový box znamenalo, že by se $D_1 = 312\text{mm}$, což přesahuje vnitřní šířku prostoru. Přesto byla provedena numerická simulace s přidáním tohoto prvku s oříznutím na krajích pro komparaci s dalšími možnostmi. Dalším způsobem, jak snížit tlakovou ztrátu otvoru ve stěně na základě dat Khanzhonkova [18], uvádí příručka zabudovat předřazené rozšíření s větším průměrem o určité tloušťce. Pro výpočet tohoto prvku se vychází ze vztahů $l_d = 0,25 D_0$ a $D_0 = 1,22 D_1$. Stejně jako u předchozího prvku byla i u tohoto provedena numerická simulace. Vizualizace obou prvků je na obrázku 5.20. Tlaková ztráta za použití zaobleného přechodu se zlepšila o 4Pa a u předřazeného rozšíření ke zlepšení nedošlo. Výstupy z obou simulací jsou v podobě proudnic zobrazeny na obrázku 5.21.

Dle Idelchika je nejúčinnější způsob, jak zvýšit účinnost vzduchovodu, zamezit vzniku separace mezní vrstvy, proto bylo přistoupeno k návrhu spojitého přechodu ze čtvercového průřezu za vířením na kruhový. Navrhovaný přechod je vizualizován na obrázku 5.22. Použití spodního přechodu vedlo ke snížení tlakové ztráty o 8Pa. Na obrázku 5.23 je poté vizualizace proudového pole ze simulace.

Použitím horní a dolního přechodu byla snížena celková tlaková ztráta boxu o 12Pa, což je 35% nižší než varianta bez těchto přechodů. Kompletní výčet

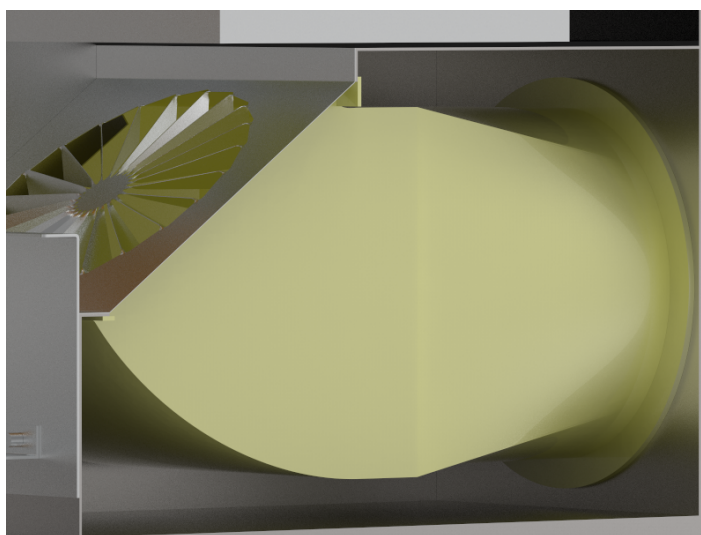


(a) Zaoblené zúžení

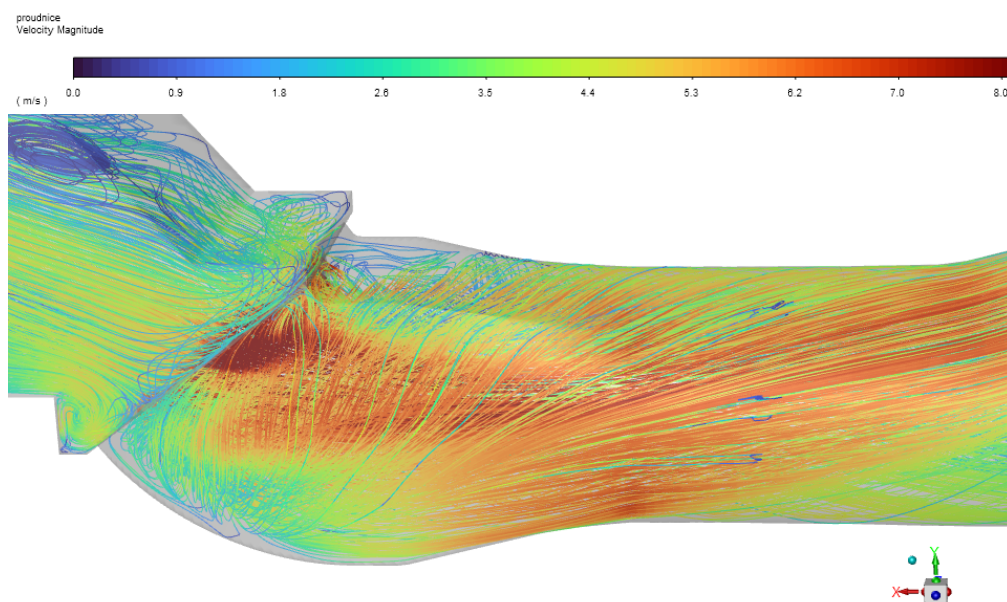


(b) Předřazené rozšíření

Obr. 5.21. Proudnice rychlosti předřazených prvků před náhlým zúžením do průchodu z boxu



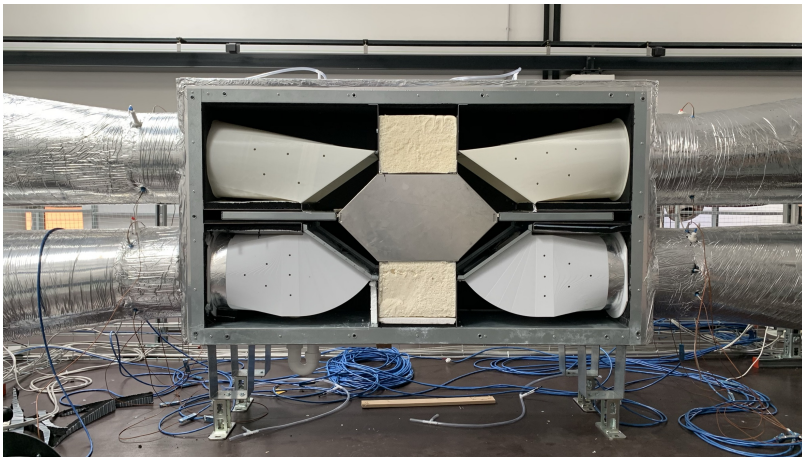
Obr. 5.22. Vizualizace přechodu za vířením k výstupu z boxu



Obr. 5.23. Proudové pole dolního přechodu

Tab. 5.4. Porovnání tlakové ztráty jednotlivých úprav ze simulace

varianta rekuboxu	simulace			komparace	
	P_{in} [Pa]	P_{out} [Pa]	Δp [Pa]	ΔP [Pa]	ΔP [%]
bez DRV	57.9	104.4	46.5		
s horním přechodem	58.0	103.0	45.0	1.4	3.2
s dolním přechodem	58.0	96.8	38.8	7.7	19.8
s horním a dolním přechodem	58.0	92.5	34.4	12.0	34.9
se zaobleným zúžením	58.0	99.0	41.0	5.4	13.3
s předřazeným rozšířením	58.0	103.0	45.0	1.5	3.3

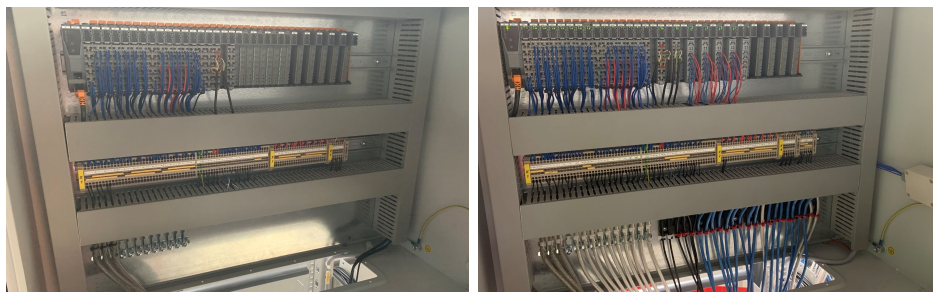


Obr. 5.24. Nový box pro měření DRV

tlakových ztrát ze simulací je v tabulce 5.4 Na obrázku 5.24 je pak zobrazen nový box osázený přechody, vypěněnými úchyty a DRV.

5.5 Návrh softwarové a elektronické části trati

Pro zabezpečení ovládání a snímání hodnot na nové rekuperační trati bylo vycházeno z již funkčního softwarového a hardwarového vybavení na měřících ventilátorových tratích. Ventilátorové trati disponují vlastním ovládacím pultem s dotykovým displejem, na kterém se ovládá celá technologie. Kromě samotného ovládání na displej je možné se k vizualizaci připojit pomocí VNC protokolu z jakéhokoliv počítače v laboratoři. Dále je k technologii připojen rozvaděč s měřícími kartami,



(a) Původní zapojení rozvaděče

(b) Nové zapojení rozvaděče

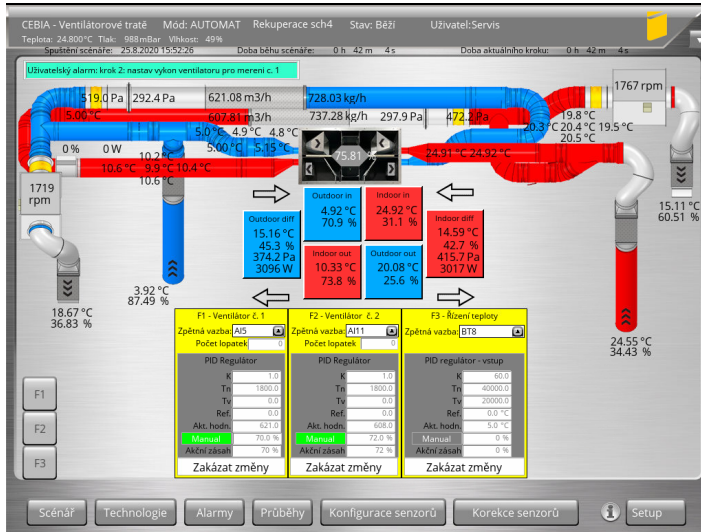
který byl použit pro RT a rozšířen o potřebné přídavné měřicí moduly. Původní rozvaděč je zobrazen na obrázku 5.25a, kde je vidět v horní části komunikační sběrnice B&R s vstupně výstupními moduly.

Rozvaděč byl rozšířen o moduly analogových vstupů k připojení manometrů a o teplotní moduly pro připojení termodrátů. Kabeláž byla vedena žlaby a podlahou laboratoře, aby byl zachován manipulační prostor pro přepravní jeřáb. Celá původní elektroinstalace pro řízení a napájení ventilátorů byla osazena konektory stejně tak jako nové rozvody, byla tím zajištěna zpětná kompatibilita pro měření na VT, ale tak i řízení ventilátorů na rekuperační trati bez zásahu do původního řešení.

Pro novou rekuperační trať bylo nutné navrhnout kromě řídicích a vyhodnocovacích algoritmu také novou vizualizaci pro zobrazení všech potřebných veličin z měření. Ukázka této vizualizace je na obrázku 5.26.

5.5.1 Vyhodnocení průtoku pro vizualizaci

Jak již bylo uvedeno v kapitole 4.6, je pro vyhodnocení množství dopravované vzdušiny použit iterativní postup z ČSN EN 5168-1, avšak pro vyhodnocování průtoku přímo ve vizualizaci by byl tento postup zbytečně zatěžující pro PLC. Proto byl pro výpočet a zobrazení hmotnostních průtoků použit alternativní postup, který navrhl doktor Cristancho a jeho tým [10]. Tito odvodili součinitel expanze ε a součinitel průtoku C z dat naměřených v Southwest Research Institute (SwRI) [25]. U jejich odvození C není třeba znát hodnotu Reynoldsova čísla, čímž se z iterativního výpočtu hmotnostního průtoku stává empirický výpočet,



Obr. 5.26. SCADA

který nepředstavuje výpočetní zátěž pro PLC. Dle autorů odvození je odchylka jejich postupu a normativního postupu v hodnotách $\pm 0,3\%$, což bylo potvrzeno ověřovacími měřeními. V rovnici 5.3 je uveden navrhovaný výpočet součinitele expanze a v rovnici 5.4 pak navrhovaný výpočet součinitele průtoku.

$$\varepsilon = 1 - 0,5046 \frac{\Delta p}{p_1} - 0,1615 \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^2 - 0,1615 \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^3 \quad (5.3)$$

kde Δp rozdíl statických tlaků [Pa]
 p_1 statický tlak před clonou [Pa]

$$C = 0,59865 - 0,81891\beta^{3,75} - 0,86143\beta^4 + \\ + 0,25169 \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^{1,25} - 2,2216\beta^4 \left(\frac{\Delta p}{p_1} \right)^{2,25} \quad (5.4)$$

kde β poměr průměrů clony [-]
 Δp rozdíl statických tlaků [Pa]
 p_1 statický tlak před clonou [Pa].

5.6 Ověřovací měření a vyhodnocení měření účinnosti DRV

Ověřovací měření probíhalo na dodaném deskovém rekuperačním výměníku, který byl již dříve testován ve dvou akreditovaných zkušebnách. První zkušebna byla akreditovaná měřicí laboratoř Etelab s.r.o. se sídlem v Pardubicích. Druhou testovací laboratoří byla evropská akreditovaná zkušebna HOCHSHULE se sídlem ve Švýcarském Lausanne. Obě tyto laboratoře testovaly stejný vzorek DRV a došli ke schodě ve změřené účinnosti v podobě několika procent. Pro LTP byl poskytnut vzorek DRV k ověřovacímu měření na nově vybudované trati.

Vzorek byl měřen na tlakovou ztrátu a teplotní účinnost. Měření tlakové ztráty probíhalo na ventilátorové trati za pomoci původního boxu, měření účinnosti pak na nově zbudované rekuperační trati, kdy byl DRV umístěn do nově navrženého rekuperačního boxu. Podmínky pro měření účinnosti byly zadány pro pět hodnot průtoku, kde teplota odváděného vzduchu byla 25°C a relativní vlhkosti 23%. Teplota přiváděného vzduchu byla 5°C a relativní vlhkost 72%.

Výsledky měření účinnosti $\eta_{t,gro}$ na nové trati s porovnáním s daty z komparační laboratoře jsou uvedeny v tabulce 5.5 a hodnoty teplot s průtoky jsou shrnuty v tabulce 5.6. V příloze 3 je ukázka části protokolu z měření.

Tab. 5.5. Výsledky komparace účinnosti $\eta_{t,gro}$

	Kompar. lab [%]	LTP [%]	diff [%]
1	78.970	80.807±0.311	-1.837
2	77.998	79.554±0.193	-1.556
3	76.160	77.801±0.105	-1.641
4	74.282	74.952±0.126	-0.669
5	73.552	74.722±0.151	-1.171

Tab. 5.6. Srovnání teplot a průtoků meze LTP a komparační laboratoří

		Kompar. lab [°C]	LTP [°C]	diff [°C]		Kompar. lab [kg h ⁻¹]	LTP [kg h ⁻¹]	diff [kg h ⁻¹]
1	Θ ₁₁	25.28	24.98±0.20	0.30	q _{m1}	263.8	263.6	0.2
	Θ ₁₂	9.34	9.17±0.21	0.17				
	Θ ₂₁	4.71	4.94±0.22	-0.23	q _{m2}	261.5	261.7	-0.2
	Θ ₂₂	20.95	21.13±0.20	-0.18				
2	Θ ₁₁	25.37	25.05±0.20	0.33	q _{m1}	384.1	383.5	0.7
	Θ ₁₂	10.40	9.81±0.21	0.59				
	Θ ₂₁	5.22	4.96±0.24	-0.23	q _{m2}	372.9	373.3	-0.4
	Θ ₂₂	20.94	20.94±0.20	0.00				
3	Θ ₁₁	24.93	25.01±0.20	-0.08	q _{m1}	497.2	499.1	-1.9
	Θ ₁₂	10.16	9.89±0.21	0.27				
	Θ ₂₁	5.12	4.97±0.22	0.15	q _{m2}	489.7	487.3	2.4
	Θ ₂₂	20.20	20.56±0.20	-0.35				
4	Θ ₁₁	24.90	24.98±0.20	-0.08	q _{m1}	603.8	605.5	-1.9
	Θ ₁₂	9.74	9.82±0.20	-0.08				
	Θ ₂₁	4.57	4.96±0.20	-0.40	q _{m2}	616.3	617.5	-1.2
	Θ ₂₂	19.67	19.96±0.20	-0.30				
5	Θ ₁₁	25.09	25.01±0.21	0.07	q _{m1}	730.7	731.4	-0.7
	Θ ₁₂	10.46	10.30±0.20	0.16				
	Θ ₂₁	5.12	4.98±0.21	0.14	q _{m2}	725.9	726.0	-0.1
	Θ ₂₂	19.80	19.95±0.20	-0.14				

6 Přínos práce pro vědu a praxi

V současné době je snaha o snižování energetické závislosti budov a právě rekuperace tepla se stává aktuálním trendem. Do budoucna se očekává, že budou všechny vzduchotechnické systémy pro úpravu vnitřního klimatu budov vybaveny rekuperací tepla, což povede k efektivnějšímu využití stávajících energetických zdrojů. V rámci toho se zvyšují nároky na vývoj efektivnějších rekuperátorů a následně i jejich certifikované testování. Tato disertační práce se zabývá tvorbou rekuperační tratě, na které lze tento vývoj a testování provádět. Je zmíněn postup návrhu tratě k měření rekuperačních výměníků, který může být uplatněn v praxi. Vytvoření měřicí tratě rekuperačních výměníků znamená rozšíření zaměření Laboratoře techniky prostředí o další perspektivní oblast. Nově vybudovaná trať rozšiřuje portfolio prováděného měření v laboratoři. Toto rozšíření zaměření laboratoře je přínosem pro praxi z hlediska možnosti testování nových návrhů rekuperačních výměníků. Díky úspěšnému komparačnímu měření deskového rekuperačního výměníku s měřením provedeném v renomované akreditované Švýcarské laboratoři je umožněno tuzemským firmám testování výměníků s nižšími finančními nároky. Dalším přínosem je popis validace měření se simulacemi, což vede na zefektivnění při návrhu a snižuje tak kladené časové, ale i finanční nároky při vývoji. Z pohledu vědy je přínos práce v podobě popisu provedení experimentálního měření boxu pro měření rekuperačního výměníku a následné shrnutí poznatků pro snížení tlakové ztráty takového boxu. V neposlední řadě užitek v provedené komparaci numerických metod s experimentálním měřením.

7 Závěr

Dizertační práce se zabývá problematikou rekuperace tepla, což navazuje na aktuální trend v praxi. V rámci disertační práce byly splněny všechny cíle, které byly stanoveny. Uvádí postup návrhu tratě pro měření rekuperačních výměníků na základě požadovaných teplotních, vlhkostních a rychlostních parametrů. Popisuje současný stav poznání o proudění vzduchu a navrhuje optimalizaci aerodynamických parametrů rekuperačního boxu sloužícího k měření. Tato optimalizace vychází z návrhu aplikovaného na simulační model, který byl validován experimentálním měřením. Práce přináší shrnutí základních pojmů při měření rekuperačních výměníků. Dizertační práce se zabývá řešením problémů spojených se vznikem nehomogenit rychlostního pole vznikajícího uvnitř rekuperačního boxu, které následně způsobují nárůst tlakové ztráty. V rámci řešení disertační práce bylo navrženo a realizováno zapojení potrubní sítě vhodné pro měření rekuperačních výměníků. Je také popsána tvorba SCADA systému pro ovládání a vyhodnocování dat z měření. Dále se dizertační práce zabývala návrhem numerického řešení rekuperačních boxů v prostředí ANSYS. Pomocí numerických metod bylo hledáno nejvhodnější řešení pro snížení tlakové ztráty, které bylo následně validováno měřením na ventilátorové trati. Jedním z bodů disertační práce bylo prakticky ověřit funkčnost nové trati měřením deskového rekuperačního výměníku tepla na jeho parametry. Toto validační měření bylo provedeno a byla zjištěna shoda výsledků s akreditovanou Švýcarskou laboratoří. Získané závěry, výsledky a výstupy jsou shrnuty v této dizertační práci.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Programming | B&R Industrial Automation. <https://www.br-automation.com/cs/produkty/software/additional-information/programming/>. (Accessed on 07/30/2020).
- [2] EUR-Lex - 32018L0844 - EN - EUR-Lex. <https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2018/844/oj,6> 2017. (Accessed on 07/20/2020).
- [3] *Recknagel-Sprenger: Taschenbuch für Heizung und Lüftung*. Vulkan-Verlag GmbH, 74 edition, 2010. ISBN 978-3-8356-3134-2.
- [4] *FLOMEKO '98 : the 9th International Conference on Flow Measurement, June 15-17, 1998, Lund, Sweden : proceedings*, Kista, Sweden, 1998. ITF.
- [5] *roceedings of the 3rd international fluid flow measurement symposium*, Colorado engineering experiment station, 1995.
- [6] ASHRAE. *ASHRAE Handbook: Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2009. ISBN 9781933742557.
- [7] AUTOMATION, B. I. X20 System User's Manual. <https://www.br-automation.com/cs/soubory-ke-stazeni/control-and-io-systems/x20-system/x20-system-users-manual/>, 2020.
- [8] BANKS, E., ELLIS, C. a GRAVES, C. Airflow Traverse Comparisons Using The Equal-Area Method, Log-Tchebycheff Method, and The Log-Linear methos and Including Travesse Location Qualification. In *27th Nuclear air cleaninf and theatment conference*, pp. 53. NUCON Internationa, Inc., 2002.
- [9] BUCKINGHAM, E. Notes on the orifice meter: the expansion factor for gases. Proceedings of the flow measurement in the mid 80's, paper 5.2., 1986.
- [10] CRISTANCHO, D. E., COY, L. A., HALL, K. R. a IGLESIAS-SILVA, G. A. An alternative formulation of the standard orifice equation for natural gas. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2010, 21, 3, pp. 299 – 301. ISSN 0955-5986. doi: <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2010.03.003>. Special

Issue: Validation and Data Fusion for Process Tomographic Flow Measurements.

- [11] ELBALSOHI, A., HU, J. a JIA, R. Simulation of Turbulent Flow in an Asymmetric Air Diffuser. 04 2014.
- [12] ERDAL, A. A numerical investigation of different parameters that affect the performance of a flow conditioner. *Flow Measurement and Instrumentation*. 1998, 8, 2, pp. 93–102. doi: 10.1016/S0955-5986(97)00032-0.
- [13] FRATTOLILLO, A. a MASSAROTTI, N. Flow conditioners efficiency a comparison based on numerical approach. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2002, 13, 1, pp. 1 – 11. ISSN 0955-5986. doi: 10.1016/S0955-5986(02)00017-1.
- [14] HŘEBEC, J. H-X Diagram. <http://www.cic.cz/wp-content/uploads/2019/04/HXdiagram.xls>, 2020. (Accessed on 07/20/2020).
- [15] IDELCHIK, I. *Flow Resistance: A Design Guide for Engineers*. CRC Press, 2017. ISBN 9781351447898.
- [16] JIYUAN, T. *Computational fluid dynamics : a practical approach*. Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2013. ISBN 978-0-08-098243-4.
- [17] KHANZHONKOV, V. I. Reduction of the aerodynamic resistance of orifices by means of annular fins. 4, pp. 45 – 62. Oborongiz Press, .
- [18] KHANZHONKOV, V. I. Reduction of the aerodynamic resistance of orifices by means of annular recesses. 12, pp. 181 – 196. Oborongiz Press, .
- [19] KINGHORN, F. The expansibility correction for orifice plates: EEC data. Research paper no. 459, vol. 9., Bureau of standard journal research., Washington(DC), 1932.
- [20] LAWS, E. Flow conditioning - A new development. *Flow Measurement and Instrumentation*. 1990, 1, 3, pp. 165–170. doi: 10.1016/0955-5986(90)90006-S.

- [21] LAWS, E. a OUAZZANE, A. Effect of plate depth on the performance of a Zanker flow straightener. *Flow Measurement and Instrumentation*. 1992, 3, 4, pp. 257–269. doi: 10.1016/0955-5986(92)90024-Y.
- [22] LAWS, E. a OUAZZANE, A. A further study into the effect of length on the Zanker flow conditioner. *Flow Measurement and Instrumentation*. 1995, 6, 3, pp. 217–224. doi: 10.1016/0955-5986(95)00010-J.
- [23] LAWS, E. a OUAZZANE, A. A preliminary study into the effect of length on the performance of the Etoile flow straightener. *Flow Measurement and Instrumentation*. 1995, 6, 3, pp. 225 – 233. ISSN 0955-5986. doi: 10.1016/0955-5986(95)00011-A.
- [24] MANSHOOR, B., NICOLLEAU, F. a BECK, S. The fractal flow conditioner for orifice plate flow meters. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2011, 22, 3, pp. 208–214. doi: 10.1016/j.flowmeasinst.2011.02.003.
- [25] MORROW, T. Orifice meter expansion factor tests in 4-in. and 6-in. meter tubes. Topical report gri-04/0042. swri project no. 18.06584., Southwest Research Institute, San Antonio (TX), 2005.
- [26] NOUI-MEHIDI, M., WU, J., ŠUTALO, I. a GRAINGER, C. Velocity distribution downstream of an asymmetric wide-angle diffuser. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2005, 29, 6, pp. 649 – 657. ISSN 0894-1777. doi: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2004.10.002>.
- [27] READER-HARRIS, M. *Orifice Plates and Venturi Tubes*. Springer International Publishing, 2015. doi: 10.1007/978-3-319-16880-7_1. ISBN 978-3-319-16880-7.
- [28] SAGE ACTION. Model 5. <https://sageaction.com/model-5-console.html>, 6 2017. (Accessed on 07/20/2020).
- [29] ČSN EN 308. Heat exchangers — Test procedures for establishing performance of air to air heat recovery components. Norma, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha, 2009.

- [30] ČSN EN ISO 5167-1:2003. Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 1: Obecné principy a požadavky. Norma, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha, 2003.
- [31] ČSN EN ISO 5801:2009. Průmyslové ventilátory - Zkoušení výkonu s použitím normalizovaného vzduchovodu. Norma, Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha, 2009.
- [32] TANG, H., LEI, Y., LI, X. a FU, Y. Large-Eddy Simulation of an Asymmetric Plane Diffuser: Comparison of Different Subgrid Scale Models. *MDPI*. 2019, 11, 1337. ISSN 0894-1777. doi: <https://doi.org/10.3390/sym11111337>. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/2073-8994/11/11/1337>.
- [33] VERSTEEG, H. K. *An introduction to computational fluid dynamics : the finite volume method*. Pearson Education Ltd, 2007. ISBN 978-0131274983.

SEZNAM PUBLIKACÍ AUTORA

Jimp - A

- [P.1] MANAS, D., MANAS, M., MIZERA, A., STOKLÁSEK, P., NAVRATIL, J., SEHNÁLEK, S. AND DRÁBEK, P. The High Density Polyethylene Composite with Recycled Radiation Cross-Linked Filler of rHDPE_x. *Polymers*, 10, 2018.
- [P.2] MANAS, D., MIZERA, A., NAVRATIL, M., MANAS, M., OVSÍK, M., SEHNÁLEK, S. AND STOKLÁSEK, P. The Electrical, Mechanical and Surface Properties of Thermoplastic Polyester Elastomer Modified by Electron Beta Radiation. *Polymers*, 10, 2018.
- [P.3] MANAS, D., MANAS, M., MIZERA, A., NAVRATIL, J., OVSÍK, M., TOMANOVA, K. AND SEHNÁLEK, S. Use of irradiated polymers after their lifetime period. *Polymers*, 10, 2018.
- [P.4] MANAS, D., MIZERA, A., MANAS, M., OVSÍK, M., HYLOVA, L., SEHNÁLEK, S. AND STOKLÁSEK, P. Mechanical properties changes of irradiated thermoplastic elastomer. *Polymers*, 10, 2018.
- [P.5] KOLÁČEK, M., CHARVÁTOVÁ, H. AND SEHNÁLEK, S. Experimental and numerical research of the thermal properties of a PCM window panel. *Sustainability*, 9, 2017.

Jsc - Článek v databázi Scopus

- [P.6] SKOVAJSA, J., SEHNÁLEK, S. AND ZÁLEŠÁK, M. Optimization and economic assessment of renewable energy sources and their combinations for Central Europe. In *MATEC Web of Conferences*, volume 292. EDP Sciences, 2019.
- [P.7] CHARVÁTOVÁ, H. AND ZÁLEŠÁK, M. AND KOLÁČEK, M. AND SEHNÁLEK, S. Experimental and Numerical Testing of Possibilities and Limits for Applications of Phase Changed Materials in Buildings. In *MATEC Web of Conferences*, volume 292. EDP Sciences, 2019.

- [P.8] HÝLOVÁ, L., MIZERA, A., MAŇAS, M., MAŇAS, D., SEHNÁLEK, S AND KUBIŠOVÁ, M. Influence of fall height setting on drop weight tested polypropylene and its crack growing. *WSEAS Transactions on Environment and Development*, 2018.
- [P.9] SEHNÁLEK, S. Cfd validation by measurement of specialized ventilation equipments on duct tract. In *MATEC Web of Conferences*, volume 125, EDP Sciences, 2017.
- [P.10] SEHNÁLEK, S. Validation of new cfd release by ground-coupled heat transfer test cases. In *MATEC Web of Conferences*, volume 125, EDP Sciences, 2017.
- [P.11] KOLÁČEK, M. AND SEHNÁLEK, S. Heat transfer analysis of roof drains in the calorimetric chamber. *WSEAS Transactions on Systems and Control*, 2017.
- [P.12] SEHNÁLEK, S., DRÁBEK, P. AND ZÁLEŠÁK, M. Friction coefficient measurements of silencers on specialized duct tract. In *MATEC Web of Conferences*. EDP Sciences, 2016.
- [P.13] SEHNÁLEK, S. AND ZÁLEŠÁK, M. Measurement of friction coefficient on specialized duct tract. *WSEAS Transactions on Systems*, 2016:7, 2016.
- [P.14] KOLÁČEK, M. AND SEHNÁLEK, S. Heat transfer by forced convection from a vertical pcm plate. *WSEAS Trans. Heat Mass Transf*, 11:56–61, 2016.
- [P.15] SEHNÁLEK, S. AND ZÁLEŠÁK, M. Temperature stratification in the passage space of the shaft type. In *Proceedings of the International Conferences*, page 3, 2015.
- [P.16] SEHNÁLEK, S. ZÁLEŠÁK, M., VINCENEC, J., OPLUŠTIL, M. AND CHROBÁK, P. Ground-coupled heat transfer test cases as ranking simulation software. *WSEAS Transactions on Information Science and Applications*, 10, 2015.

- [P.17] CHARVÁTOVÁ, H., ZÁLEŠÁK, M., SEHNÁLEK, S., JANÁČOVÁ, D., VAŠEK, V. AND DRGA, R. Computer simulation of parameterized module for testing of thermal stability in the room. *International Journal of Mathematics and Computers in Simulation*, 2015.

Článek ve sborníku

- [P.18] DRÁBEK, P., SEHNÁLEK, S. AND ZÁLEŠÁK, M. Možnosti stanovení základních akustických a hydraulických parametrů prvků vzduchotechnických systémů. In *Sborník přednášek 23. konference Klimatizace a větrání*, 2019.
- [P.19] SKOVAJSA, J., DRÁBEK, P., SEHNÁLEK, S. AND ZÁLEŠÁK, M. Měření v univerzální kompenzované kalorimetrické komoře. In *Sborník přednášek 23. konference Klimatizace a větrání*, 2019.
- [P.20] ZÁLEŠÁK, M., KOLÁČEK, M. AND SEHNÁLEK, S. Thermal properties of a four-pane window filled with phase change materials. In *Conference Proceedings of the*, 12:6, 2017.
- [P.21] ZÁLEŠÁK, M., CHARVÁTOVÁ, H., DRÁBEK, P., KOLÁČEK, M., AND SEHNÁLEK, S. Základní výzkumné směry a trendy v oboru integrované systémy v budovách. In *Zborník odborných referátov*, 5, 2017.
- [P.22] SEHNÁLEK, S. AND ZÁLEŠÁK, M. Air temperature distribution in the glazed stair case area. *WSEAS Transactions on Environment and Development*, 12:7, 2016.
- [P.23] SEHNÁLEK, S. AND ZÁLEŠÁK, M. Teplotní stratifikace v komunikačním prostoru šachtového typu. In *Tepelná ochrana budov*, 3, 2015.
- [P.24] ZÁLEŠÁK, M., KOLÁČEK, M., AND SEHNÁLEK, S. Difficulties of heat transfer from pcm type board to ambient room. In *Advanced building skins*, 5, 2015.
- [P.25] VINCENEC, J., ZÁLEŠÁK, M., CHROBÁK, P. AND SEHNÁLEK, S. Energy requirements of light sources. In *Recent Advances in Systems*, 3, 2015.

- [P.26] VINCENEC, J., ZÁLEŠÁK, M. AND SEHNÁLAK, S. Energy storage options and their subsequent usage. *In Annals of DAAAM International for*, 6, 2015.
- [P.27] SEHNÁLEK, S., ZÁLEŠÁK, M., VINCENEC, J., OPLUŠTIL, M. AND CHROBÁK, P. Evaluation of solidworks flow simulation by ground-coupled heat transfer test cases. *Latest Trends on Systems*,4, 2014.
- [P.28] CHARVÁTOVÁ, H., ZÁLEŠÁK, M., AND SEHNÁLEK, S. Parameterization of module for testing of thermal stability in the room. *Latest Trends on Systems*, 2:647–650, 2014.

Prototyp, funkční vzorek

- [P.29] KOLÁČEK, M. AND SEHNÁLEK, S. Chladící strop využívající tepelně akumulární materiál PCM. 2017.
- [P.30] DRÁBEK, P., SEHNÁLEK, S. AND ZÁLEŠÁK, M. Potrubní přípravek pro stanovení součinitele zvukové pohltivosti absorpčních materiálů na základě měření útlumu v potrubní síti. 2017.

Výzkumná zpráva

- [P.31] SEHNÁLEK, S., DRÁBEK, P., ZÁLEŠÁK, M. AND SKOVAJSA, J. ATREA - Výzkum energeticky výkonových parametrů TČ se zásobníkem. 2019.
- [P.32] SKOVAJSA, J., ZÁLEŠÁK, M., DRÁBEK, P. AND SEHNÁLEK, S. TnG-Air - Výzkum akustických a energetických parametrů tepelných čerpadel. 2019.
- [P.33] SKOVAJSA, J., ZÁLEŠÁK, M., DRÁBEK, P. AND SEHNÁLEK, S. TnG-Air - Výzkum parametrů tepelných čerpadel typu monoblok/split s vysokým SCOP. 2019.
- [P.34] DRÁBEK, P., SEHNÁLEK, S. AND ZÁLEŠÁK, M. Tech-trade - výzkum akustických parametrů. 2016.

ŽIVOTOPIS

Osobní údaje

Ing. Stanislav Sehnálek

NAROZEN: 1.6.1987

ADRESA: Pod Stráněmi 2373, 760 01, Zlín

TELEFON: +420 602 787 700

E-MAIL: sehnalek@utb.cz

Vzdělání

2012 – do současnosti Doktorské studium

Fakulta aplikované informatiky, UTB ve Zlíně

obor: Automatické řízení a informatika

zaměření: Proudění vzduchu, Numerické výpočty proudění tekutin v uzavřených profilech, Technické zařízení budov

2010 - 2012 Magisterské studium

Fakulta aplikované informatiky, UTB ve Zlíně

obor: Integrované systémy v budovách

téma Diplomové práce: 3D tiskárna na bázi projektu RepRap

2007 - 2010 Bakalářské studium

Fakulta aplikované informatiky, UTB ve Zlíně

obor: Informační a řídicí technologie

téma Bakalářské práce: Mikropočítačový modul pro řízení rychlosti vlaků na modelu kolejiště

Zahraniční stáže

2018 ERASMUS+ stáž

Kaunas University of Technology, Kaunas (Litva)

činnost: výjezd v období 17.09.2018 - 23.11.2018 v rámci programu ERASMUS+ traineeship

Zaměstnání

2012 – do současnosti Vědecko technický pracovník

CEBIA-Tech, FAI, UTB ve Zlíně, Nad Stráněmi 5656, 760 05 Zlín (Česká republika)

činnost: výzkumná činnost, měření parametrů zařízení techniky prostředí dle platné legislativy

2011 Vývojový pracovník

Schneider Electric, Kvítkovická 1533, 763 61 Napajedla (Česká republika)

činnost: spolupráce na vývoji HW a SW pro interní testovací zařízení

2009 - 2012 Oprava mobilních telefonů

Mobilní telefony AP, Želechovice nad Dřevnicí (Česká republika)

činnost: Diagnostika mob. telefonů, servis mob. telefonů

2005 - 2006 Systémový administrátor

FortisNET, Velíková (Česká republika)

činnost: správa serveru, údržba WiFi sítě, zapojování nových klientů, technická podpora

Absolvovaná školení

2018 Školení programů ANSYS, TechSoft Engineering, spol. s r.o., Praha

Školení programu Fluent zaměřené na proudění a vedení tepla. Program ANSYS Meshing určený pro vytváření výpočetních sítí jak pro proudění tak pro pevnostní analýzy. Specializovaný program Fluent Meshing pro vytváření kvalitních výpočetních sítí pro výpočty proudění. Část školení bude věnována akustickým výpočtům v programu Fluent a v programu Mechanical

2017 Nejistoty měření kalibrací a zkoušek, České kalibrační sdružení, z.s., Brno

Nejistoty měření, Úvod do vyhodnocování Experimentů, Revize návodu GUM, Úloha nejistot měření při vyhodnocování, Nejistoty kalibrací a měření teplot, Nejistoty kalibrací elektrických veličin

2016 EuHIT School on Turbulence, *University of Warsaw, Varšava (Polsko)*

Experimental techniques on turbulence, Numerical methods, Fluid flow, Theory of turbulence

2016 International PhD School on Building Physics - Numerical Methods for Diffusion Phenomena in Building Physics: Theory and Practice, *Pontifical Catholic University of Parana, Curitiba (Brazílie)*

Introduction to Diffusion Phenomena in Building Physics, Finite difference approaches applied to transient process, Finite difference/Finite Volume approaches applied to local diffusion phenomenon, Analytical techniques and related numerical methods, Spectral Approaches, Use of Bayesian techniques for solution of inverse diffusion problems, Reduced Order Methods, Tools for diffusion problems in building physics

2015 Školení a přezkoušení podle vyhlášky 50/1978 Sb., *Školení-revize-elektro, Zlín*

§7 - Pracovníci pro řízení činnosti, zkouška odborné způsobilosti na elektrickém zařízení do 1000V a nevybušné prostředí dle konkrétních podmínek na pracovišti školené osoby

2014 Základy Automation Studia, *B+R automatizace, spol. s r.o., Brno-Žabovřesky*

Automation Studio online komunikace, Automation Runtime, Automation Studio diagnostika, Ladder Diagram (LAD), Structured Text (ST), Vytváření strukturovaných aplikací, Správa paměti aukládání dat, Knihovny Automation Studia

2013 Základní kurz KNX zakončený zkouškou KNX, *Školící centrum KNX, FAI, UTB ve Zlíně*

Systémové argumenty a sběrníkové přístroje KNX, Topologie a Instalace KNX - Komunikace a telegram KNX, Projektování, nahrávání a diagnostika ETS, Praktická část obsahující projektování, nahrávání a diagnostiku zadaného KNX systému

Vyučované předměty

Hydraulika (CZ, EN)

Technická měření v technice prostředí (CZ, EN)

Technika prostředí budov (CZ)

Vybrané parametry techniky budov (CZ, EN)

Projektování integrovaných systémů (EN)

Odborné znalosti

ANSYS SpaceClaim, AutoCAD, OpenSCAD, Matlab, Wolfram Mathematica, Eagle, Control Web

ANSYS Fluent, ANSYS Mechanical, ANSYS Discovery LIVE, COMSOL Multiphysics

PLC B&R, PLC SAIA, PLC TECO

C/C++, HTML/CSS, PHP, JavaScript, MySQL, Linux Shell

Aktivity

Spoluřešitel projektu INTERREG, řešení 2020 – do součastnosti, hlavní řešitel Ing. Martin Zálešák, CSc.

Spoluřešitel vědeckovýzkumného záměru NPU I. č. LO1303, řešení 10/2015 – do součastnosti, hlavní řešitel prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.

Spoluřešitel vědeckovýzkumného záměru OP VaVpI, č. CZ.1.05/2.1.00/03.0089, řešení 11/2013 – 09/2014, hlavní řešitel prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.

Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. ATREA (Výzkum energeticky výkonových parametrů TČ se zásobníkem)

Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. Etelab, s.r.o. (Výzkum rekuperační výměníků)

Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. Institut pro testování a certifikaci, a.s. (Výzkum tepelných a akustických parametrů tepelných čerpadel)

Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. TNG-Air, s.r.o. (Výzkum parametrů tepelných čerpadel typu monoblok/split s vysokým SCOP)

Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. TNG-Air, s.r.o. (Výzkum akustických a energetických parametrů tepelných čerpadel)

Spoluřešitel smluvního výzkumu se spol. Tech-Trade, s.r.o. (Výzkum akustických parametrů tlumičů hluku)

SEZNAM PŘÍLOH

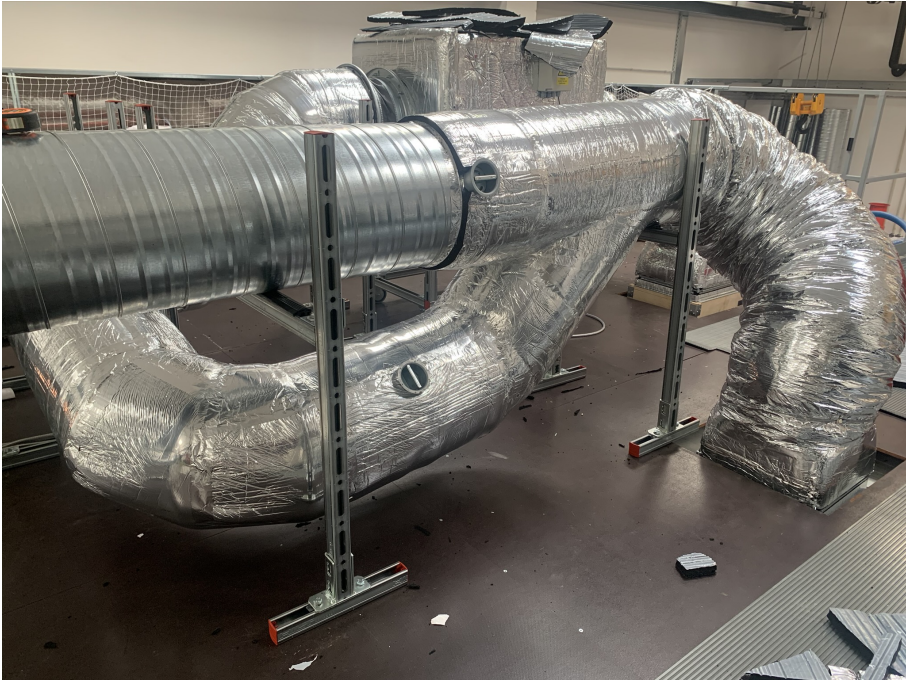
- PŘÍLOHA A: Montáž rekuperační trati
PŘÍLOHA B: Tabulka měřených hodnot rekuperačního boxu
PŘÍLOHA C: Ukázka části protokolu z měření

PŘÍLOHA A: MONTÁŽ REKUPERAČNÍ TRATI











PŘÍLOHA B: TABULKA MĚŘENÝCH HODNOT REKUPERAČNÍHO BOXU

	Box s rekuperátorem (a)		Box bez rekuperátoru (b)		Box bez úchytů (c)	
	q_v [m ³ h ⁻¹]	P_s [Pa]	q_v [m ³ h ⁻¹]	P_s [Pa]	q_v [m ³ h ⁻¹]	P_s [Pa]
1	195	104.53 ± 3.67	199	66.79 ± 2.74	155	69.39 ± 2.57
2	246	128.97 ± 3.27	201	76.09 ± 1.61	246	87.13 ± 2.98
3	291	157.37 ± 3.13	299	118.92 ± 2.61	265	113.94 ± 2.26
4	332	225.79 ± 3.17	323	141.13 ± 2.08	314	146.84 ± 3.22
5	353	264.18 ± 4.10	341	151.93 ± 3.16	373	160.78 ± 2.75
6	391	301.75 ± 3.39	406	182.93 ± 2.06	399	180.02 ± 3.57
7	427	347.48 ± 3.33	391	198.33 ± 1.50	428	206.98 ± 3.38
8	465	452.51 ± 5.07	466	231.96 ± 2.05	455	231.39 ± 3.67
9	508	500.11 ± 4.67	453	256.38 ± 2.56	476	271.76 ± 4.11
10	549	571.43 ± 4.36	508	301.40 ± 2.93	511	313.72 ± 4.66
11	564	634.17 ± 7.02	524	338.32 ± 2.55	546	330.72 ± 4.35
12	589	699.77 ± 4.97	617	403.34 ± 32.06	572	359.87 ± 4.65
13	643	765.45 ± 5.57	626	430.98 ± 3.06	609	404.69 ± 5.21
14	673	837.13 ± 4.31	668	494.22 ± 2.37	679	484.38 ± 5.89
15	703	897.03 ± 4.58	707	535.18 ± 3.75	697	540.74 ± 6.12

	Box s přepážkou před i za (d)		Box s přepážkou před (e)		Box s přepážkou za (f)	
	q_v [m ³ h ⁻¹]	P_s [Pa]	q_v [m ³ h ⁻¹]	P_s [Pa]	q_v [m ³ h ⁻¹]	P_s [Pa]
1	242	67.79 ± 2.96	191	69.85 ± 2.39	209	69.53 ± 2.51
2	241	86.83 ± 2.45	281	86.46 ± 2.22	245	89.18 ± 2.25
3	320	111.43 ± 3.38	284	111.57 ± 2.14	272	115.35 ± 2.38
4	353	142.76 ± 3.10	405	159.61 ± 2.66	340	148.68 ± 2.94
5	395	156.41 ± 2.82	415	181.90 ± 2.98	383	162.63 ± 3.18
6	405	173.70 ± 2.69	466	202.78 ± 3.07	391	188.11 ± 3.60
7	435	198.29 ± 3.31	447	211.24 ± 2.98	441	207.56 ± 3.81
8	483	224.11 ± 3.71	492	269.46 ± 4.38	434	233.08 ± 3.93
9	510	263.18 ± 3.46	529	312.18 ± 4.01	481	272.14 ± 3.97
10	556	303.81 ± 4.29	555	327.63 ± 4.08	543	315.23 ± 3.62
11	589	323.93 ± 4.51	602	357.65 ± 4.24	530	332.75 ± 4.26
12	589	350.22 ± 4.74	628	401.32 ± 5.03	571	361.79 ± 4.49
13	627	393.75 ± 5.07	671	480.22 ± 6.13	611	406.92 ± 4.96
14	692	471.76 ± 6.07	734	536.83 ± 7.06	667	486.94 ± 5.63
15	740	527.12 ± 6.90	766	591.12 ± 6.85	715	543.59 ± 6.65

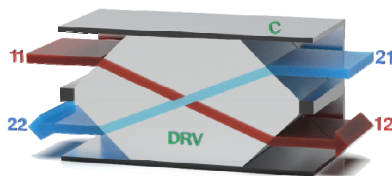
PŘÍLOHA C: UKÁZKA ČÁSTI PROTOKOLU Z MĚŘENÍ

CEBIA-Tech
 Fakulta aplikované informatiky
 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
 Nad Stráněmi 4511, 760 05 Zlín 5
 Česká Republika



Zpráva z měření	Datum: 17.07.2020	Listů celkem: 6
		List číslo: 5

Výsledky měření účinnosti



θ_{amb}	23.93 °C
p_{amb}	981.33 mBar
RV_{amb}	45.29 %

1	θ_{11}	24.98 ± 0.20 [°C]	Δp_1	259.2 ± 0.5 [Pa]	q_{m1}	263.6 [kg/h]	$\eta_{t,gro}$	80.806 ± 0.311 [%]
	θ_{12}	8.94 ± 0.22 [°C]						
	θ_{21}	4.94 ± 0.22 [°C]	Δp_2	257.2 ± 0.6 [Pa]	q_{m2}	261.7 [kg/h]		
	θ_{22}	21.13 ± 0.22 [°C]						

2	θ_{11}	25.05 ± 0.20 [°C]	Δp_1	379.3 ± 0.7 [Pa]	q_{m1}	383.5 [kg/h]	$\eta_{t,gro}$	79.554 ± 0.193 [%]
	θ_{12}	9.99 ± 0.21 [°C]						
	θ_{21}	4.96 ± 0.23 [°C]	Δp_2	369.1 ± 0.6 [Pa]	q_{m2}	373.3 [kg/h]		
	θ_{22}	20.94 ± 0.20 [°C]						

3	θ_{11}	25.01 ± 0.20 [°C]	Δp_1	495.0 ± 0.8 [Pa]	q_{m1}	499.1 [kg/h]	$\eta_{t,gro}$	77.800 ± 0.105 [%]
	θ_{12}	10.08 ± 0.21 [°C]						
	θ_{21}	4.97 ± 0.22 [°C]	Δp_2	482.9 ± 0.7 [Pa]	q_{m2}	487.3 [kg/h]		
	θ_{22}	20.56 ± 0.20 [°C]						

4	θ_{11}	24.98 ± 0.20 [°C]	Δp_1	601.7 ± 0.8 [Pa]	q_{m1}	605.47 [kg/h]	$\eta_{t,gro}$	74.951 ± 0.126 [%]
	θ_{12}	10.06 ± 0.21 [°C]						
	θ_{21}	4.96 ± 0.21 [°C]	Δp_2	613.7 ± 0.8 [Pa]	q_{m2}	617.47 [kg/h]		
	θ_{22}	19.96 ± 0.20 [°C]						

5	θ_{11}	25.01 ± 0.21 [°C]	Δp_1	727.4 ± 0.9 [Pa]	q_{m1}	731.37 [kg/h]	$\eta_{t,gro}$	74.722 ± 0.151 [%]
	θ_{12}	10.56 ± 0.23 [°C]						
	θ_{21}	4.98 ± 0.24 [°C]	Δp_2	722.8 ± 1.0 [Pa]	q_{m2}	725.98 [kg/h]		
	θ_{22}	19.95 ± 0.21 [°C]						

Ing. Stanislav Sehnálek

**Výzkum aerodynamických parametrů vybraných prvků
vzduchotechnických systémů**

Investigation of aerodynamic parameters of specialized duct systems

Disertační práce

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně,
nám. T. G. Masaryka 5555, 760 01 Zlín

Sazba: Ing. Stanislav Sehnálek

Publikace neprošla jazykovou ani redakční úpravou.

2020