

# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

## ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

## ANALÝZA TEPELNÝCH ZDROJŮ PROSTORŮ KUCHYNÍ

ANALYSIS OF HEAT SOURCES IN KITCHEN SPACES

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Patrik Raftopoulos

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.

BRNO 2026

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav technických zařízení budov  
Student: **Bc. Patrik Raftopoulos**  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.**  
Akademický rok: 2025/26  
Studijní program: N0732A260023 Stavební inženýrství – pozemní stavby

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

### **Analýza tepelných zdrojů prostorů kuchyní**

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

Řešení zadaného tématu z oblasti TZB za využití literární rešerše, zpracování variantního technického návrhu řešení zadané části specializace systému TZB a dílčího úkolu ze zadaného tématu řešeného experimentálními nebo teoretickými prostředky.

#### **Cíle a výstupy diplomové práce:**

A. Analýza tématu, cíle a metody řešení (podíl 20 %)

Analýza zadaného tématu, normové a právní podklady

Cíl práce, zvolené metody řešení. Aktuální technická řešení v praxi.

Teoretické řešení (s využitím fyzikální podstaty dějů) nebo experimentální řešení (popis metody a přístrojové techniky)

Řešení využívající výpočetní techniku.

B. Aplikace tématu na zadané budově-koncepční řešení (podíl 40 %)

Návrh technického řešení ve 2 variantách v zadané specializaci (včetně doložených výpočtů) v rozpracovanosti rozšířeného projektu pro stavební povolení: půdorysy v měřítku 1:100, stručná technická zpráva

Hodnocení navržených variant řešení z hlediska vnitřního prostředí, prostorových nároků, ekonomiky provozu nebo dopadu na životní prostředí.

C. Dílčí úkol ze zadaného tématu (podíl 40 %) zpracovaný teoretickými či experimentálními metodami. Konkrétní náplň stanoví vedoucí práce.

**Seznam doporučené literatury a podklady:**

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální právní předpisy ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku.

V Brně, dne 4. 3. 2025

L. S.

---

doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.  
vedoucí ústavu

---

doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.  
vedoucí práce

---

prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA, dr. h. c.  
děkan

## ABSTRAKT

V první části práce je provedena analýza problematiky a normového přístupu k návrhu větrání kuchyní.

Výpočtová část práce navazuje na návrh z bakalářské práce a provádí jeho optimalizaci pro vzduchotechniku varny gastro provozu. Na základě aktualizovaných předpokladů jsou přepočítány návrhové průtoky, tepelné zatížení a tlakové ztráty sítě a upraveny přívodní i odvodní distribuční prvky. Součástí je posouzení akustiky, návrh tlumení hluku, požárně-bezpečnostní prvky a specifikace izolací potrubí. Výsledky jsou porovnány s původním řešením z hlediska energetických nároků i pořizovacích nákladů.

V experimentální části se řeší ověření mikroklimatu v gastro kuchyni při provozu varných zařízení se současně spuštěným odsáváním přes zákryt. Nejprve byl z měření rychlostí v zákrytu stanoven průtok a podle něj nastaven koeficient soudobosti, na jehož základě byly spotřebiče spouštěny v definovaných časových překryvech.

## KLÍČOVÁ SLOVA

vzduchotechnika, gastro kuchyně, varna, větrání, teplovzdušné vytápění, chlazení vzduchu, lokální odsávání, indukční odsavač par, odlučovač tuku, vířivý anemostat, dimenzování potrubí, tlakové ztráty, externí statický tlak, akustika, tlumiče hluku, požární klapky, izolace potrubí, regulace a MaR, energetická bilance, optimalizace návrhu

## ABSTRACT

The first part of the thesis analyses the topic and the standard-based approach to kitchen ventilation design.

The computational part of this thesis builds on the HVAC design from the bachelor's thesis and optimizes it for a commercial kitchen (hot kitchen) ventilation system. Using updated assumptions, the study recalculates design airflow rates, thermal loads, and ductwork pressure losses, and revises the supply and extract air distribution elements. It also includes an acoustic assessment with noise attenuation, fire-safety components, and duct insulation specifications. The optimized design is compared with the original solution in terms of energy demand and investment cost.

In the experimental part, indoor microclimate in a commercial kitchen was verified during operation of cooking appliances with simultaneous canopy extraction. Air velocities in the canopy were measured to determine the airflow rate and to set a simultaneity factor, which then governed the scheduled overlap of appliance operation.

## KEYWORDS

HVAC (air handling), commercial kitchen, hot kitchen (cooking area), ventilation, warm-air heating, air cooling, local exhaust, induction kitchen hood, grease separator, swirl diffuser, duct sizing, pressure losses, external static pressure, acoustics, silencers, fire dampers, duct insulation, controls and BMS, energy balance, design optimization

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RAFTOPULOS, Patrik. *Analýza tepelných zdrojů prostorů kuchyní*. Brno, 2025. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických zařízení budov. Vedoucí doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.

## PROHLÁŠENÍ O SHODĚ LISTINNÉ A ELEKTRONICKÉ FORMY ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Prohlašuji, že elektronická forma odevzdané bakalářské práce s názvem *Analýza tepelných zdrojů prostorů kuchyní* je shodná s odevzdanou listinnou formou.

V Brně dne 16. 1. 2026

---

Bc. Patrik Raftopoulos

Autor

## PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem *Analýza tepelných zdrojů prostorů kuchyní* zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 16. 1. 2025

---

Bc. Patrik Raftopoulos

Autor

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych vyjádřil poděkování panu doc. Ing. Aleši Rubinovi, Ph.D., za jeho čas a profesionální přístup při vedení mé diplomové práce. Oceňuji zejména jeho věcné připomínky, podněty k řešení a způsob, jakým mi během konzultací pomáhal orientovat se v problematice a posouvat práci k výsledné podobě. Děkuji svým spolužákům a přátelům za pomoc při studiu a za hezké chvíle, které jsme spolu strávili.

Děkuji společnosti HRASPO za poskytnutí a zapůjčení prostor nezbytných pro realizaci experimentu.

Mé největší poděkování patří mé rodině, bez jejíž podpory by moje studium nebylo vůbec možné. Děkuji za trpělivost, pochopení a zázemí, které mi po celou dobu poskytovala.

# ÚVOD

Tato diplomová práce se věnuje problematice větrání gastro kuchyní a návrhu vzduchotechnických systémů pro varny, kde je nutné současně zajistit hygienické požadavky, odvod tepla a vodní páry i bezpečný a stabilní provoz odsávání nad technologiemi. V úvodní části je shrnut normový a odborný přístup k návrhu větrání kuchyňských provozů a jsou popsány základní principy, ze kterých návrh VZT vychází.

Na teoretická východiska navazuje výpočtová část, která rozvíjí původní řešení z bakalářské práce a provádí jeho optimalizaci pro konkrétní varnu. Na základě aktualizovaných návrhových předpokladů jsou přepočítány potřebné průtoky vzduchu, tepelné zatížení a tlakové ztráty potrubní sítě. Z těchto výsledků následně vychází úpravy distribuce vzduchu na přívodu i odvodu, včetně navazujících opatření z oblasti akustiky, tlumení hluku, požární bezpečnosti a izolací potrubí. Optimalizované řešení je průběžně porovnáváno s původním návrhem, a to jak z hlediska energetické náročnosti, tak i pořizovacích nákladů.

V experimentální části je ověřeno mikroklima v reálném kuchyňském provozu při chodu varných zařízení se současně spuštěným odsáváním přes zákryt. Nejprve je z měření rychlostí proudění v zákrytu stanoveno skutečné odsávané množství vzduchu, které je použito pro odvození koeficientu soudobosti. Následně jsou technologie spouštěny v předem definovaných časových překryvech tak, aby měření odpovídalo typickému režimu provozu a umožnilo posoudit chování prostředí při reálném zatížení.

# OBSAH

ČÁST A – ANALÝZA TÉMATU.....	13
A1. ÚVOD.....	14
1.1. VYMEZENÍ PROBLEMATIKY A VÝZNAM PRO PRAXI.....	14
1.2. TEPELNÉ A VLHKOSTNÍ ZDROJE VE VARNĚ.....	14
1.3. NORMOVÉ A PRÁVNÍ SOUVISLOSTI DIMENZOVÁNÍ ODVĚTRÁNÍ .....	14
1.4. METODICKÝ RÁMEC PRÁCE A VAZBA NA ZADÁNÍ.....	15
A2. VYSVĚTLENÍ POJMŮ .....	15
A3. NORMOVÝ POSTUP VÝPOČTU PRŮTOKU VZDUCHU PRO VARNY .....	18
3.1. VSTUPNÍ ÚDAJE .....	18
3.2. PRODUKCE TEPLA A VLHKOSTI .....	19
3.3. VÝPOČET INDUKOVANÉHO TERMICKÉHO PROUDU NAD ZDROJEM .....	19
3.4. VÝPOČET PRŮTOKU ODVÁDĚNÉHO VZDUCHU .....	20
3.5. KONTROLA NA ZÁKLADĚ VLHKOSTNÍ BILANCE .....	20
3.6. VOLBA VÝSLEDNÉHO NÁVRHOVÉHO ODTAHU A KONTROLA MINIMÁLNÍ RYCHLOSTI NA HRANĚ ZÁKRYTU .....	21
3.7. CELKOVÝ PRŮTOK PŘIVÁDĚNÉHO VZDUCHU.....	21
3.8. DOPLŇKOVÉ KONTROLY .....	21
A4. EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ NORMY.....	22
4.1. CÍL A LOGIKA OVĚŘENÍ .....	22
4.2. NÁVRH EXPERIMENTU A OKRAJOVÉ PODMÍNKY .....	22
4.3. MĚŘENÉ VELIČINY A MĚŘICÍ ŘETĚZEC.....	22
4.4. STANOVENÍ SKUTEČNÉHO PRŮTOKU ODSÁVÁNÍ .....	22
4.5. ROZMÍSTĚNÍ ČIDEL A ZÁZNAM MIKROKLIMATU.....	23
4.6. ZATĚŽOVACÍ SCÉNÁŘ SPOTŘEBIČŮ .....	23
4.7. POROVNÁNÍ MĚŘENÍ S VÝPOČTEM A VYHODNOCENÍ.....	23
A5. ANALÝZA JEDNOTLIVÝCH TEPELNÝCH ZDROJŮ.....	24
5.1. SPORÁK / VARNÁ DESKA .....	24
5.2. KERAMICKÁ VARNÁ DESKA .....	24
5.3. INDUKČNÍ VARNÁ DESKA .....	24
5.4. KOTEL.....	25
5.5. MULTIFUNKČNÍ PÁNEV .....	25

5.6. KONVEKTOMAT .....	26
5.7. VODNÍ LÁZEŇ.....	26
5.8. MYCÍ STROJ.....	26
ČÁST B – APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉ BUDOVĚ .....	27
B1. ÚVOD DO VÝPOČTOVÉ ČÁSTI .....	28
B2. ANALÝZA OBJEKTU .....	29
2.1. ROZDĚLENÍ OBJEKTU NA FUNKČNÍ CELKY .....	29
2.2. OKRAJOVÉ PODMÍNKY VNĚJŠÍHO PROSTŘEDÍ .....	32
2.3. NAVRHOVANÉ PODMÍNKY VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ .....	32
B3. TEPELNÁ BILANCE OBJEKTU V ZIMNÍM OBDOBÍ.....	32
3.1. VÝPOČET SOUČINITELŮ PROSTUPU TEPLA .....	32
3.2. VÝPOČET TEPELNÉ ZTRÁTY FUNKČNÍHO CELKU.....	35
B4. VÝPOČET PRŮTOKU VZDUCHU.....	38
B5. TEPELNÁ BILANCE OBJEKTU V LETNÍM OBDOBÍ .....	46
B6. TLAKOVÉ POMĚRY .....	49
B7. DISTRIBUČNÍ ELEMENTY.....	50
7.1. NÁVRH DISTRIBUČNÍCH ELEMENTŮ NA PŘÍVODU .....	50
7.2. TABULKA DISTRIBUČNÍCH ELEMENTŮ NA PŘÍVODU.....	51
7.3. NÁVRH DISTRIBUČNÍCH ELEMENTŮ NA ODVODU .....	52
7.4. TABULKA DISTRIBUČNÍCH ELEMENTŮ NA ODVODU.....	54
B8. DIMENZE POTRUBÍ A EXTERNÍ TLAKOVÁ ZTRÁTA.....	55
8.1. JEDNOČAROVÉ ŘEŠENÍ POTRUBÍ.....	55
8.2. DIMENZOVÁNÍ PŘÍVODNÍHO POTRUBÍ .....	56
8.3. DIMENZOVÁNÍ ODVODNÍHO POTRUBÍ .....	57
8.4. EXTERNÍ TLAKOVÁ ZTRÁTA POTRUBÍ .....	58
B9. NÁVRH VZDUCHOTECHNICKÉ JEDNOTKY.....	59
9.1. VÝSTUP Z AEROCAD.....	59
9.2. HX – DIAGRAM ZAŘÍZENÍ Č.1.....	60
B10. NÁVRH ÚTLUMU HLUKU .....	61
10.1. NÁVRH TLUMIČŮ HLUKU DO INTERIÉRU .....	62
10.2. POSOUZENÍ TLUMIČŮ HLUKU DO INTERIÉRU .....	63
10.3. NÁVRH TLUMIČŮ HLUKU DO EXTERIÉRU.....	65
10.4. POSOUZENÍ TLUMIČŮ HLUKU DO EXTERIÉRU .....	66

B11. NÁVRH TEPELNÉ IZOLACE .....	68
11.1. POSUDEK TEPELNÉ IZOLACE DO MÍSTNOSTÍ – PŘÍVOD .....	69
11.2. POSUDEK TEPELNÉ IZOLACE DO MÍSTNOSTÍ – ODVOD .....	69
11.3. POSUDEK TEPELNÉ IZOLACE VE STROJOVNĚ – PŘÍVOD .....	70
11.4. POSUDEK TEPELNÉ IZOLACE VE STROJOVNĚ – ODVOD .....	70
B12. NÁVRH PROTIDEŠŤOVÉ ŽALUZIE .....	71
B13. NÁVRH POŽÁRNÍCH KLAPEK.....	71
B14. VYHODNOCENÍ OPTIMALIZACE NÁVRHU .....	72
14.1. ÚSPORA CENY POŘÍZENÍ PO OPTIMALIZACI.....	73
14.2. ÚSPORA CENY PROVOZU ZAŘÍZENÍ PO OPTIMALIZACI .....	75
B15. TECHNICKÁ ZPRÁVA .....	78
15.1. ÚVOD .....	78
15.2. ZÁKLADNÍ KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ .....	79
15.3. POPIS TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ.....	81
15.4. NÁROKY NA ENERGIE .....	82
15.5. MĚŘENÍ A REGULACE .....	82
15.6. NÁROKY NA SOUVISEJÍCÍ PROFESE.....	83
15.7. PROTIHLUKOVÁ A PROTIOTŘESOVÁ OPATŘENÍ.....	83
15.8. IZOLACE A NÁTĚRY .....	83
15.9. PROTIPOŽÁRNÍ OPATŘENÍ.....	84
15.10. MONTÁŽ, PROVOZ, ÚDRŽBA A OBSLUHA .....	84
15.11. ZÁVĚR .....	84
B16. VÝKAZ VÝMĚR.....	85
B17. SEZNAM PŘÍLOH.....	89
ČÁST C – EXPERIMENTÁLNÍ ÚKOL ZADANÉHO TÉMATU.....	90
C1. POPIS A DEFINICE EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ .....	91
1.1. HLAVNÍ MYŠLENKA.....	91
1.2. POPIS PROSTORU .....	91
1.3. VARNÉ ZAŘÍZENÍ.....	93
1.4. MĚŘICÍ PŘÍSTROJE .....	94
C2. POSTUP MĚŘENÍ A NAMĚŘENÉ HODNOTY .....	97
2.1. PRŮTOK ODSÁVACÍM ZÁKRYTEM.....	97
2.2. PŘÍPRAVA MĚŘENÍ.....	98

2.3. PRŮBĚH MĚŘENÍ.....	99
2.4. VÝSLEDKY MĚŘENÍ.....	99
C3. VÝPOČET KOEFICIENTU SOUDOBOSTI A TEPLoty .....	106
3.1. ZDROJE TEPLA.....	107
3.2. STANOVENÍ FAKTORU SOUDOBOSTI PRO DANÝ PRŮTOK .....	108
3.3. VÝPOČET OČEKÁVANÉ TEPLoty V MÍSTNOSTI .....	109
C4. POROVNÁNÍ MĚŘENÍ S VÝPOČTEM A ZÁVĚR.....	110
4.1. POROVNÁNÍ MĚŘENÍ S VÝPOČTOVOU TEPLotOU V MÍSTNOSTI .....	110
4.2. VYHODNOCENÍ .....	110
POUŽITÉ ZDROJE.....	111
SEZNAM OBRÁZKŮ .....	113
SEZNAM TABULEK .....	115



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

## ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

## ČÁST A – ANALÝZA TÉMATU

PART A – TOPIC ANALYSIS

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Patrik Raftopulos**

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.**

**BRNO 2026**

# A1. ÚVOD

## 1.1. VYMEZENÍ PROBLEMATIKY A VÝZNAM PRO PRAXI

Varny profesionálních kuchyní jsou z hlediska vnitřního prostředí mimořádně zatížené prostory, ve kterých se v krátkých časových úsecích koncentrují vysoké vnitřní tepelné zisky a současně vzniká vodní pára, pachové látky a aerosol. Zatímco vázané (latentní) teplo je ve značné míře spojeno s odparem vody a tvorbou páry, citelné teplo se uplatňuje především jako ohřev vzduchu a sálání od teplých povrchů spotřebičů a nádobí; obě složky společně určují výslednou tepelnou zátěž prostoru a zásadně ovlivňují kvalitu mikroklimatu a pracovní podmínky obsluhy. Z praktického hlediska je cílem návrhu odvětrání nejen odvést vznikající znečištění, ale současně udržet přijatelné mikroklimatické podmínky a neprojektovat systém „zbytečně velký“ – protože průtoky vzduchu přímo souvisejí s investičními i provozními náklady VZT.

## 1.2. TEPELNÉ A VLHKOSTNÍ ZDROJE VE VARNĚ

Klíčovým vstupem návrhu je popis a kvantifikace zdrojů: typů spotřebičů, jejich instalovaných příkonů a jejich reálného režimu provozu (zatížení v čase a souběh). Norma popisuje varnou sestavu jako dominantní zdroj tepelné i vlhkostní zátěže pod odsávacím zákrytem, typicky složenou z více zařízení (např. konvektomat, multifunkční pánev, míchací kotel) se souhrnným instalovaným příkonem desítek kW.

Z hlediska fyzikální interpretace je podstatné, že část energie přechází do prostoru konvekcí (ovlivňuje teplotu vzduchu a vznik termických proudů), část se uplatní v procesu odparu (vlhkostní bilance) a část se šíří sáláním do okolí; tím vzniká potřeba kombinovat lokální odsávání nad zdrojem s organizovaným přívodem vzduchu do prostoru.

## 1.3. NORMOVÉ A PRÁVNÍ SOUVISLOSTI DIMENZOVÁNÍ ODVĚTRÁNÍ

Návrh větrání varny kuchyně podle normy ČSN EN 16282-1 - *Zařízení komerčních kuchyní – Prvky pro větrání komerčních kuchyní – Část 1: Obecné požadavky včetně výpočtové metody*. Normový postup je založen zejména na dvou hlavních bodech:

- Dimenzování podle konvekční složky tepelné zátěže a termického proudu nad zdrojem (konvektivní proud indukovaný ohřevem), přičemž se uvažují empirické konstanty a korekce pro geometrii a umístění zdroje (např. poloha volně v prostoru vs. u stěny), dále faktor/současnost provozu
- Kontrola podle vlhkostní bilance, která má zajistit odvod vodní páry a prevenci nežádoucí kondenzace; pro návrh se má použít větší z průtoků vyplývajících z tepelné a vlhkostní dimenze

Současně je v normě zdůrazněna i potřeba správně řešit přívod vzduchu a celkovou tlakovo-průtokovou bilanci: přiváděný vzduch je často navrhován mírně nižší než odváděný (pro zajištění mírného podtlaku a omezení šíření pachů do okolí) a u plynových spotřebičů se uplatňují zvláštní technická pravidla. Vedle normových požadavků existují i hygienické a provozní souvislosti: orientační rámec tepelné pohody pro typickou pracovní činnost v kuchyni teplotní interval 18–26 °C dle Vyhlášky č. 137/2004 Sb., což prakticky motivuje kvalitní návrh větrání a zachytávání zátěže přímo u zdroje.

## 1.4. METODICKÝ RÁMEC PRÁCE A VAZBA NA ZADÁNÍ

Tato práce předpokládá kombinaci analýzy normových a právních podkladů, teoretického a experimentálního řešení a využití výpočetní techniky. V návaznosti na poskytnuté podklady je racionální uplatnit kombinovaný přístup:

- A. Teoretická část – opřít se o fyzikální podstatu dějů (přenos tepla a vlhkosti, energetická a vlhkostní bilance, význam citelné a vázané složky)
- B. Normový výpočet – aplikovat normový predikční model dimenzování odtahu a přívodu. Postup pracuje s geometrií zákrytu, charakteristikami zdrojů a faktorem soudobosti a vede k výpočtu termických proudů a návrhových průtoků
- C. Experimentální ověření – ověřit shodu normového predikčního modelu s reálným chováním prostoru při definovaném režimu spotřebičů a definovaném odvětrání (řízení provozu spotřebičů, měření průtoku odsáváním a kontinuální záznam teploty a relativní vlhkosti v prostoru)

## A2. VYSVĚTLENÍ POJMŮ

### Varna a pracovní zóna

Varna (prostor varny) je část kuchyňského provozu, ve které probíhá tepelná úprava pokrmů a kde jsou soustředěny hlavní varné spotřebiče. Pro návrh větrání je klíčové rozlišovat:

- zónu zdroje (bezprostřední okolí spotřebičů a prostor pod odsávacím zákrytem), kde vznikají termické proudy, pára a aerosoly
- pracovní zónu (typicky oblast dýchání a pobytu obsluhy), kde se hodnotí mikroklimatická kvalita prostředí

### Tepelná zátěž a tepelné zisky

Tepelná zátěž je souhrnný účinek zdrojů tepla v prostoru, který se projevuje růstem teploty vzduchu, sáláním od teplých povrchů a (často) zvýšením vlhkosti. V praxi se pracuje s pojmem vnitřní tepelné zisky, tj. výkon, který je do prostoru předáván ze spotřebičů, procesů vaření a dalších zařízení.

Z hlediska fyzikální povahy se tepelné zisky dělí na:

- citelné teplo (sensible heat) – teplo, které mění teplotu vzduchu a povrchů, aniž by měnilo skupenství vody
- latentní (vázané) teplo (latent heat) – teplo spojené se změnou skupenství, typicky s odparem vody (tvorbou páry) a následnou kondenzací

Celkový tepelný zisk lze schematicky vyjádřit jako:

$$\dot{Q}_{\text{celk}} = \dot{Q}_{\text{citel}} + \dot{Q}_{\text{latent}}$$

## Konvekce, sálání a vedení

Přenos tepla ze zdrojů do prostoru probíhá třemi základními mechanismy:

- konvekce – přenos tepla prouděním (ohřátý vzduch stoupá, vzniká termický proud)
- sálání (radiace) – přenos tepla elektromagnetickým zářením mezi povrchy (významné u rozpálených ploch)
- vedení (kondukce) – přenos tepla v pevné látce (např. konstrukce spotřebiče, nádoby)

Ve varně bývá pro dimenzování odtahu nejdůležitější konvekční složka, protože určuje intenzitu stoupajícího proudu, který je třeba zachytit a odvést.

## Termický proud a jeho zachycení

Termický proud je stoupající proud ohřátého vzduchu a par vznikající nad zdrojem tepla. Jeho intenzita a stabilita závisí na výkonu zdroje, geometrii spotřebiče, režimu vaření a rušivých vlivech (průvan, pohyb osob, nevhodně směřovaný přívod vzduchu).

Zachycení termického proudu je schopnost odsávacího systému (zákrytu) zachytit a odvést proud i s příměsí par, aerosolů a pachů. V praxi se popisuje pojmy:

- zachycovací účinnost – podíl znečištění zachyceného odsáváním
- únik – část proudu, která unikne mimo zákryt do prostoru

## Odsávací zákryt (digestoř) a odsávání

Odsávací zákryt (digestoř) je lokální odsávací zařízení umístěné nad varnou technologií. Jeho úkolem je vytvořit vhodné proudové pole tak, aby termický proud byl zachycen před rozptylem do místnosti.

Základní provozní veličinou je:

- objemový průtok odsávaného vzduchu  $\dot{V}$  [ $m^3/h$ ] nebo [ $m^3/s$ ].

S průtokem souvisí:

- střední rychlost proudění v charakteristické ploše [ $m/s$ ]
- tlakové ztráty a požadovaný tlak ventilátoru
- hluk a energetická náročnost systému

## Přívod vzduchu, větrací bilance a tlakové poměry

Přívod vzduchu je organizované doplňování vzduchu do prostoru tak, aby byl zajištěn požadovaný odtah bez nežádoucích proudových jevů. Návrh musí respektovat:

- větrací bilanci (rovnováhu přívodu a odvodu)
- tlakové poměry (často se požaduje mírný podtlak vůči okolním prostorám, aby se pachy nešířily mimo varnu)
- infiltraci/exfiltraci (nekontrolované proudění netěsnostmi)

Nevhodně navržený přívod (příliš rychlý, špatně směřovaný) může „roztrhnout“ termický proud a snížit účinnost zachycení digestoří.

## Vlhkostní zátěž a základní vlhkostní pojmy

Vlhkostní zátěž je množství vodní páry uvolněné do vzduchu. Popisuje se například:

- hmotnostním tokem vodní páry  $\dot{m}_v$  [kg/s]
- absolutní vlhkostí (hmotnost vodní páry na jednotku suchého vzduchu)
- relativní vlhkostí  $\varphi$  [%]
- teplotou rosného bodu, která určuje riziko kondenzace na chladných površích

Latentní složku tepla lze přibližně vyjádřit:

$$\dot{Q}_{\text{latent}} = \dot{m}_v \cdot r$$

kde  $r$  je měrné skupenské teplo odparu.

## Energetická bilance prostoru

Pro zjednodušený návrhový odhad se používá energetická (kalorimetrická) bilance: teplo dodané do vzduchu je v ustáleném stavu odvedeno větráním. Pro citelné teplo typicky platí vztah:

$$\dot{Q}_{\text{cítel}} = \dot{m} c_p \Delta T$$

kde  $\dot{m}$  je hmotnostní průtok vzduchu,  $c_p$  měrná tepelná kapacita a  $\Delta T$  rozdíl teplot mezi přiváděným a odváděným (resp. vnitřním) vzduchem.

Tento přístup je užitečný pro porovnání variant průtoků a pro orientační posouzení, jaký nárůst teploty lze očekávat při daném větrání a zadaných tepelných ziscích.

## Instalovaný příkon, provozní zatížení a soudobost

U spotřebičů je důležité rozlišovat:

- instalovaný příkon – maximální příkon zařízení dle výrobce
- provozní zatížení (stupeň využití) – jaká část instalovaného příkonu je reálně využita v daném režimu
- soudobost – míra, s jakou jsou jednotlivé spotřebiče zatíženy současně

V projekčních výpočtech se proto často pracuje s redukováným výkonem, který lépe odpovídá reálnému provozu než prostý součet instalovaných příkonů.

## Znečištění: aerosoly, tuky a pachy

Kromě tepla a vlhkosti vznikají ve varně i látky, které ovlivňují hygienu a provoz:

- aerosoly (zejména tukové částice)
- pachové látky
- případně spaliny (u spalovacích spotřebičů)

Tyto složky zvyšují požadavky na lokální odsávání, filtraci (tukové filtry) a na provozně bezpečné řešení vzduchotechnického potrubí.

## A3. NORMOVÝ POSTUP VÝPOČTU PRŮTOKU VZDUCHU PRO VARNY

### 3.1. VSTUPNÍ ÚDAJE

Stanovit seznam spotřebičů (počet, typ, instalovaný příkon  $P$ ).

Z tabulek přiřadit pro každý spotřebič:

- měrnou produkci citelného tepla  $\dot{Q}_s [W/kW]$ ,
- měrnou produkci vodní páry  $\dot{G} [g/(h \cdot kW)]$  (případně další tabulkové parametry dle druhu technologie).

Určit geometrii a umístění:

- rozměry varného centra/zdroje (půdorysné rozměry),
- rozměry zákrytu,
- vzdálenost zákrytu nad zdrojem  $h_d$  (účinná odsávací výška),
- hydraulický průměr zdroje  $d_{hydr}$ ,
- opravný polohový faktor  $r$  (např. volně v prostoru / u stěny).

Zvolit koeficienty provozu:

- soudobost provozu  $\varphi$  (typicky v intervalu cca 0,6 až 1,0),
- případně stupeň zatížení / konvekční podíl  $b$ , pokud se uvažuje redukce výkonu podle reálného provozu.

### 3.2. PRODUKCE TEPLA A VLHKOSTI

Citelné teplo přecházející konvekcí do vzduchu (pokud nejsou známy přesnější údaje, uvažuje se přibližně polovina tepelného zisku):

$$\dot{Q}_{cit,k,i} = 0,5 P_i \dot{Q}_{s,i}$$

Souhrnné konvekční tepelné zatížení varného centra (se zohledněním zatížení a soudobosti):

$$\dot{Q}_{s,k} = \sum_i \dot{Q}_{cit,k,i} \cdot b \cdot \varphi$$

Produkce vodní páry:

$$\dot{M}_v = \sum_i P_i \dot{G}_i$$

### 3.3. VÝPOČET INDUKOVANÉHO TERMICKÉHO PROUDU NAD ZDROJEM

Průtok vzduchu indukovaný konvektivním proudem nad zdrojem (resp. varným centrem) se stanoví:

$$\dot{V}_{th} = k (\dot{Q}_{s,k})^{1/3} (h_d + 1,7 d_{hydr})^{5/3} r$$

kde:

- $k$  je empirická konstanta (v metodice je používána hodnota  $k = 18$ ),
- $h_d$  je vzdálenost zákrytu nad zdrojem,
- $d_{hydr}$  je hydraulický průměr zdroje,
- $r$  je polohový faktor (umístění zdroje vůči okolním plochám).

### 3.4. VÝPOČET PRŮTOKU ODVÁDĚNÉHO VZDUCHU

Část vzduchu je odváděna přes zákryt  $\dot{V}_{th}$ , část může být odváděna mimo zákryt (např. výústkami pod stropem)  $\dot{V}_{th,ne}$ .

Celkový odvod pro kuchyň s jedním zákrytem:

$$\dot{V}_{od} = a (\dot{V}_{th} + \dot{V}_{th,ne})$$

Pro více zákrytů (součet indukovaných průtoků):

$$\dot{V}_{od} = a \left( \sum_{j=1}^m \dot{V}_{th,j} + \dot{V}_{th,ne} \right)$$

Koeficient  $a$  zohledňuje rozptýlení/proudové poruchy a typ přívodu:

- směšovací přívod typicky  $a \approx 1,2$  až  $1,25$ ,
- zaplavovací přívod typicky  $a \approx 1,05$  až  $1,1$ .

Průtok  $\dot{V}_{th,ne}$  (zdroje mimo zákryt) se stanoví obdobně jako  $\dot{V}_{th}$ , s tím, že se uvažuje výstup konvektivního proudu do definované výšky (v metodice je uvedeno stoupání proudu až cca do 2,5 m nad podlahou) a odsávání probíhá pod stropem.

Pokud  $\dot{V}_{th,ne}$  vychází nízké (např. <10 % průtoku přes zákryt), uvažuje se kompenzační odtah tak, aby platilo:

$$\dot{V}_{th,ne} + \dot{V}_{kom} \geq 0,1 a \dot{V}_{th}$$

### 3.5. KONTROLA NA ZÁKLADĚ VLHKOSTNÍ BILANCE

- Průtok odvodu vzduchu potřebný k odvedení vodní páry:

$$\dot{V}_{od,s} = \frac{\dot{M}_v \varphi}{(x_{od} - x_p) \rho}$$

kde:

- $(x_{od} - x_p)$  je rozdíl měrných vlhkostí mezi odváděným a přiváděným vzduchem,
- $\rho$  je objemová hmotnost vzduchu,
- $\varphi$  je soudobost.

### 3.6. VOLBA VÝSLEDNÉHO NÁVRHOVÉHO ODTAHU A KONTROLA MINIMÁLNÍ RYCHLOSTI NA HRANĚ ZÁKRYTU

Pro návrh se použije větší z hodnot:

- odtah stanovený z termických proudů (včetně koeficientu  $\alpha$  a případného odtahu mimo zákryt),
- odtah stanovený z vlhkostní bilance  $\dot{V}_{od,s}$ .

Provede se kontrola minimální rychlosti proudění na hraně zákrytu (v metodice je používána minimální hodnota  $v \approx 0,1 \text{ m/s}$ ). Pokud kontrola nevyhoví, návrhový průtok se navýší tak, aby minimální rychlost na hraně zákrytu byla splněna.

### 3.7. CELKOVÝ PRŮTOK PŘIVÁDĚNÉHO VZDUCHU

Kuchyně se dimenzují jako rovnotlaké, případně s mírným podtlakem vůči okolí (omezení šíření pachů).

Celkový přívod se stanoví jako podíl z odtahu:

$$\dot{V}_p = (0,95 \text{ až } 0,97) \dot{V}_{od}$$

Pro kuchyně s plynovými spotřebiči je nutné respektovat zvláštní technická pravidla – zejména požadavek, aby provoz spotřebičů byl vázán na funkční větrání/odsávání.

### 3.8. DOPLŇKOVÉ KONTROLY

Kontrola tepelné bilance kuchyně: ověřit odvedení veškerých relevantních tepelných zisků (konvektivních nezachycených zákrytem, sálavých a případně venkovních).

Výpočet teploty přiváděného vzduchu (např. pro letní/zimní stav) z energetické bilance při známém  $\dot{V}_{od}$  a požadované vnitřní teplotě.

Výpočet intenzity větrání (výměny vzduchu):

$$n = \frac{\dot{V}_{od}}{V}$$

Kde:

- $V$  je objem prostoru.

## A4. EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ NORMY

### 4.1. CÍL A LOGIKA OVĚŘENÍ

Experiment je postaven tak, aby šlo normový výpočet konfrontovat s měřením bez „dohadů“, tj. při známém (ověřeném) průtoku odsávání a známém provozním zatížení spotřebičů. Sleduje se především, zda normou určený návrhový odtah odpovídá reálnému zachytávání a zda z takto uvažované tepelné (a vlhkostní) zátěže vychází teplotní a vlhkostní odezva prostoru v řádu, který je měřením prokazatelný.

### 4.2. NÁVRH EXPERIMENTU A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Základní podmínkou je neměnit během měření režim větrání. Odtah je realizován odsávacím zákrytem nad varnou sestavou a po dobu experimentu se drží konstantní. Přívod vzduchu je definován jako nepřímý (bez aktivního přívodu do prostoru varny), čímž se experiment soustředí na interakci odsávání, infiltrace a termických proudů od technologie. Pro vyhodnocení bilancí se stanoví geometrie prostoru (objem  $V$ ) a výchozí stav mikroklimatu (počáteční teplota a vlhkost), na který se budou vztahovat změny v průběhu zatížení.

### 4.3. MĚŘENÉ VELIČINY A MĚŘICÍ ŘETĚZEC

Měření cílí na dvě vrstvy: 1.vstup – skutečný průtok odsávání, 2 odezva – mikroklima. Prakticky se sleduje:

- objemový průtok odsávání  $\dot{V}_{\text{real}}$
- teplota vzduchu  $T(t)$  v několika bodech prostoru
- relativní vlhkost  $\varphi(t)$  v několika bodech prostoru
- referenční teplota a vlhkost „přívodu“ (okrajové podmínky)

Záznam probíhá kontinuálně v čase, aby bylo možné odlišit ustálený stav od přechodových dějů (náběh zátěže, překryv spotřebičů, doběh po vypnutí).

### 4.4. STANOVENÍ SKUTEČNÉHO PRŮTOKU ODSÁVÁNÍ

Průtok se stanoví z bodových rychlostí v charakteristické ploše zákrytu (měřicí rastr). Pro  $n$  měřicích bodů platí:

$$\bar{v} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n v_i$$

$$\dot{V}_{\text{real}} = \bar{v} \cdot A$$

Kde:

- $A$  je účinná plocha měřeného průřezu.

Převod na  $\text{m}^3/\text{h}$ :

$$\dot{V}_{\text{real}}[\text{m}^3/\text{h}] = 3600 \cdot \dot{V}_{\text{real}}[\text{m}^3/\text{s}]$$

## 4.5. ROZMÍSTĚNÍ ČIDEL A ZÁZNAM MIKROKLIMATU

Rozmístění čidel nemá být „náhodná síť“, ale záměrné pokrytí pracovní zóny a gradientu od zdroje. Typicky se volí:

- body v pracovní výšce (reprezentace pobytu obsluhy)
- bod blíže k varné sestavě (rychlejší odezva na zátěž)
- bod dále od zdroje (globální odezva prostoru)
- referenční bod přívodu/okolí (okrajové podmínky)

Záznam je vhodné vést ve třech etapách: klid před zatížením → zatížení dle scénáře → doběh po vypnutí. Tím se dá vyhodnotit nejen maximum, ale i rychlost stabilizace.

## 4.6. ZATĚŽOVACÍ SCÉNÁŘ SPOTŘEBIČŮ

Pro ověření normy je užitečné, aby scénář obsahoval rozdílné typy zátěže a kontrolovaný překryv. Scénář je definován časově (kdy je který spotřebič zapnut) a výkonově (jaké zatížení je zvoleno). Prakticky:

- fáze A: jeden spotřebič (referenční zátěž)
- fáze B: překryv dvou a více spotřebičů (soudobost)
- fáze C: vypnutí a doběh (dynamika prostoru)

V teoretickém vyhodnocení se často pracuje s „efektivním“ konvekčním tepelným výkonem do vzduchu  $\dot{Q}_{s,k}$ , který je odvozen z instalovaných příkonů a redukcí (zatížení, soudobost). Následně je možné ověřovat, zda takto uvažovaný výkon „sedí“ na měřenou teplotní odezvu.

## 4.7. POROVNÁNÍ MĚŘENÍ S VÝPOČTEM A VYHODNOCENÍ

Nejprve se porovná výpočtem (normovým/bilančním modelem) predikovaná teplota v místnosti s průměrnou teplotou z čidel v prostoru. Pro srovnání se použije průměr z více měřících bodů (případně průměr za vybraný časový úsek) a stanoví se rozdíl  $\Delta T$ :

$$\bar{T} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n T_i$$
$$\Delta T = T_{\text{výpočet}} - \bar{T}$$

Posoudí se, zda je rozdíl přijatelný vzhledem k nejistotě měření a zjednodušením modelu (promíchání vzduchu, uvažovaná účinná tepelná zátěž a soudobost).

Následně se vyhodnotí pracovní podmínky pomocí nejnepříznivějších průměrných hodnot, typicky maximální průměrné teploty a maximální průměrné relativní vlhkosti dosažených během experimentu. Tyto hodnoty se vynesou do psychrometrického (h-x) diagramu a ověří se, zda bod stavu leží v oblasti „komfortních podmínek“ podle normového kritéria.

## A5. ANALÝZA JEDNOTLIVÝCH TEPELNÝCH ZDROJŮ

### 5.1. PLYNOVÝ SPORÁK / PLYNOVÁ VARNÁ DESKA

Sporáky a varné desky představují „otevřené“ zdroje, kde se teplo do prostoru šíří hlavně konvekcí a částečně sáláním od horkých povrchů a nádobí. Z hlediska odvětrání je podstatné, že výsledná zátěž výrazně závisí na způsobu vaření – při ohřevu nasucho převažuje citelná složka, při vaření kapalin roste vlhkost i latentní složka.

- citelné teplo: **cca 70–200 W/kW**
- latentní teplo: **cca 25–75 W/kW**
- vlhkost: **cca 40–120 g/(h·kW)**



Obrázek 1 – Plynový sporák [1]

### 5.2. KERAMICKÁ VARNÁ DESKA

Keramická deska má oproti indukci vyšší teplotu povrchu, a tím i vyšší podíl sálání do okolí. V praxi to znamená výraznější citelné zatížení prostoru i mimo bezprostřední stoupající proud nad nádobou, což může zhoršovat teplotní podmínky v pracovní zóně, pokud není odsávání dostatečně účinné. Vlhkostní složka je zde dána především vařeným procesem (odparem z nádob).

- citelné teplo: **cca 100–200 W/kW**
- latentní teplo: **cca 45–75 W/kW**
- vlhkost: **cca 70–120 g/(h·kW)**

### 5.3. INDUKČNÍ VARNÁ DESKA

Indukční deska je typická nižší emisí tepla do prostoru, protože energie je přenášena primárně do nádoby a povrch desky se ohřívá méně. To se obvykle projeví nižší citelnou zátěží a také menší intenzitou nežádoucího sálání do okolí. Vlhkost a latentní složka opět závisí hlavně na odparu při technologickém procesu.

- citelné teplo: **cca 35–70 W/kW**
- latentní teplo: **cca 25–50 W/kW**
- vlhkost: **cca 40–75 g/(h·kW)**

## 5.4. KOTEL

Kotle a varné hrnce patří mezi zdroje s výraznou vlhkostní složkou, protože se často používají pro vaření kapalin a dlouhodobé udržování teploty. Vznikající pára zvyšuje latentní zatížení a může mít vliv na relativní vlhkost v prostoru i na riziko kondenzace, zejména při souběhu více zařízení. Z hlediska návrhu odsávání je důležité, že zátěž bývá časově poměrně stabilní.

- citelné teplo: **cca 150–250 W/kW**
- latentní teplo: **cca 90–170 W/kW**
- vlhkost: **cca 150–270 g/(h·kW)**



Obrázek 2 – Míchací kotel [2]

## 5.5. MULTIFUNKČNÍ PÁNEV

Multifunkční pánve a varná místa vytvářejí kombinovanou zátěž: při restování či smažení roste citelná složka a současně vznikají aerosoly, při vaření nebo podlévání narůstá i vlhkostní složka. Pro zachycení zátěže je podstatné, že emise mohou být pulzní (změny režimu, otevření vík, manipulace), což zhoršuje stabilitu zachytávání, pokud je průtok odsávání na hraně.

- citelné teplo: **cca 100–250 W/kW**
- latentní teplo: **cca 45–95 W/kW**
- vlhkost: **cca 70–150 g/(h·kW)**



Obrázek 3 – Multifunkční pánev [3]

## 5.6. KONVEKTOMAT

Konvektomat kombinuje ohřev vzduchu v komoře s režimy, které mohou produkovat významné množství páry. Pro prostor varny bývá kritický okamžik otevření zařízení, kdy se do okolí může uvolnit horký vzduch a pára a krátkodobě zvýšit teplotu i vlhkost v pracovní zóně. Z hlediska návrhu se proto sleduje nejen „průměrná“ zátěž, ale i schopnost odvětrání zvládat krátkodobé špičky.

- citelné teplo: **cca 50–70 W/kW**
- latentní teplo: **cca 50–70 W/kW**
- vlhkost: **cca 80–110 g/(h·kW)**



Obrázek 4 – Konvektomat [4]

## 5.7. VODNÍ LÁZEŇ

Vodní lázeň je typická kontinuálním odparem z hladiny, takže i při relativně stabilním provozu může dlouhodobě zvyšovat vlhkovostní bilanci prostoru. To je důležité zejména v kombinaci s dalšími zdroji páry, protože latentní složka se pak může stát dimenzační pro odtah (nikoliv pouze citelná).

- citelné teplo: **cca 125–195 W/kW**
- latentní teplo: **cca 120–200 W/kW**
- vlhkost: **cca 190–320 g/(h·kW)**

## 5.8. MYCÍ STROJ

Mycí stroje se podílejí na zatížení prostoru zejména vlhkostí a latentní složkou. Typický je nepravidelný charakter emisí – při běžném běhu se zátěž projevuje méně, ale při otevírání stroje nebo při vypouštění/odvětrávání může dojít ke krátkodobému uvolnění teplé vlhké směsi do prostoru. To může lokálně zhoršit komfort a v případě špatné organizace proudění vést k rosení na chladnějších površích.

- citelné teplo: **cca 25 W/kW**
- latentní teplo: **cca 70 W/kW**
- vlhkost: **cca 110 g/(h·kW)**



Obrázek 5 – Tunelový mycí stroj [5]



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

## ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

## ČÁST B – APLIKACE TÉMATU NA ZADANÉ BUDOVĚ

PART B – APPLICATION TO THE GIVEN BUILDING

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Patrik Raftopoulos**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.**

**BRNO 2026**

## B1. ÚVOD DO VÝPOČTOVÉ ČÁSTI

Gastro kuchyně patří mezi provozy s nejvyššími nároky na vnitřní prostředí – vzniká zde výrazné tepelné zatížení od technologií, pára a vlhkost, pachy i tukové aerosoly. Správně navržené větrání a vzduchotechnika proto neřeší jen „výměnu vzduchu“, ale přímo ovlivňují hygienu provozu, bezpečnost (odstranění tukových částic z prostoru varny), tepelnou pohodu personálu, stabilitu provozu během špiček i provozní náklady. Zároveň jde o systém, u kterého se každá změna v rozmístění technologií, v typu zákrytů/vyústek nebo v trasování a dimenzování potrubí okamžitě promítá do tlakových ztrát, hlučnosti, spotřeby energie a investičních nákladů.

Výchozím podkladem projektu je původní návrh řešený v dokumentu „Bakalářská práce“, kde je objekt rozdělen do čtyř funkčních celků (varna kuchyně a mytí provozního nádobí, mytí stolního nádobí, jídelna se zázemím a přípravný/sklady). Toto členění je odůvodněno rozdílnými požadavky na teplotu, vlhkost, filtraci a také na hluk v jednotlivých částech objektu; samotné řešení je zaměřeno především na návrh VZT pro varnu kuchyně jako klíčovou a nejnáročnější část provozu.

Cílem navazující optimalizace je na tento původní stav navázat, ale prověřit a upravit návrh podle nových návrhových předpokladů tak, aby systém lépe odpovídal skutečnému zatížení a současně byl technicky i ekonomicky efektivnější. Optimalizace je postavena na třech hlavních krocích: aktualizace potřebných průtoků vzduchu z hlediska tepelného zatížení a požadované výměny vzduchu (včetně návaznosti na návrhové teploty přiváděného vzduchu), návrh/úprava distribučních prvků (indukční zákryty, odtahy s odlučovačem tuků, přívodní vyústky) a nové dimenzování přívodních a odvodních tras včetně kontroly tlakových ztrát a návazných parametrů (rychlosti proudění, hluk, regulační prvky).

Výsledkem optimalizace má být ucelené technické řešení, které při zachování požadované funkce varny (spolehlivé zachycení a odvod zplodin, páry a tukových aerosolů) nabízí přehledně doložené výpočty průtoků a teplot přiváděného vzduchu, konkrétní skladbu a parametry distribučních elementů a racionálně navržené dimenze potrubí pro přívod i odvod. Součástí vyhodnocení je také porovnání pořizovacích nákladů mezi původním a optimalizovaným stavem (materiálové položky, prvky potrubních rozvodů, tlumiče, klapky, jednotky apod.), aby bylo zřejmé, jak se technické změny promítají do investice.

## B2. ANALÝZA OBJEKTU

### 2.1. ROZDĚLENÍ OBJEKTU NA FUNKČNÍ CELKY

Pro účely návrhu a následné optimalizace VZT je objekt rozdělen na funkční celky, které se liší charakterem provozu, mírou tepelného a vlhkostního zatížení, požadavky na hygienu a také požadovanou kvalitou vnitřního prostředí. Toto členění zůstává shodné s původním podkladem a tvoří základ pro stanovení návrhových průtoků, volbu distribučních prvků i dimenzování potrubních tras.

Předmětem řešení této práce je návrh VZT pro varnu kuchyně a mytí provozního nádobí – zařízení č.1.

Objekt je rozdělen na následující čtyři funkční celky:

#### Z.Č.1 – Varna kuchyně a mytí provozního nádobí

- Technologicky nejzatíženější část objektu s dominantní produkcí tepla, vodní páry, pachů a tukových aerosolů. Z tohoto důvodu zde návrh VZT typicky zahrnuje lokální odtah nad technologiemi (zákryty/odtahy) a řízený přívod vzduchu tak, aby bylo zajištěno spolehlivé zachycení znečištění a současně tepelná pohoda obsluhy.

- Celková podlahová plocha: 320,82 m<sup>2</sup>
- Celkový objem funkčního celku: 1042,67 m<sup>3</sup>

#### Z.Č.2 – Mytí stolního nádobí

- Prostor s vyšší vlhkostní zátěží a proměnlivým provozem, kde je cílem odvádět především vlhkost a teplo vznikající z mycích procesů a omezit šíření vlhkosti do ostatních částí objektu.

- Celková podlahová plocha: 155,61 m<sup>2</sup>
- Celkový objem funkčního celku: 506,25 m<sup>3</sup>

#### Z.Č.3 – Jídelna a hygienické zázemí strážníků

- Pobytová část s požadavkem na stabilní kvalitu vzduchu, tepelný komfort a nízkou hlučnost. Z hlediska VZT se jedná o odlišný režim oproti technologickým prostorům kuchyně (jiné hygienické a akustické nároky, jiné řízení provozu).

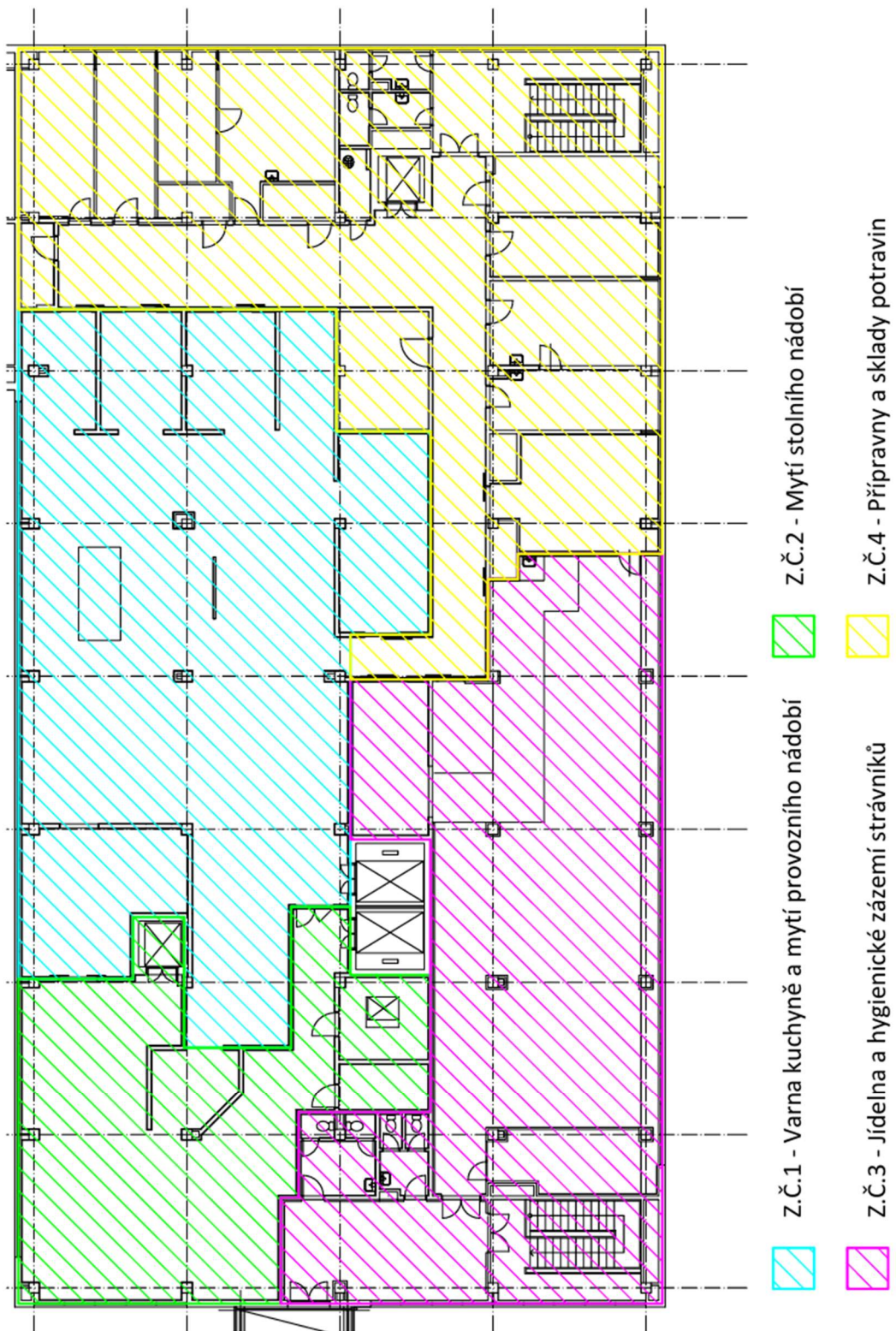
- Celková podlahová plocha: 341,55 m<sup>2</sup>
- Celkový objem funkčního celku: 1110,04 m<sup>3</sup>

## Z.Č.4 – Přípravny a sklady potravin

- Prostory s dílčími požadavky dle typu činnosti a skladovaných komodit; obecně je cílem zajistit odpovídající výměnu vzduchu, zabránit přenosu pachů a udržet provozně vhodné mikroklimatické podmínky.

- Celková podlahová plocha: 382,51 m<sup>2</sup>
- Celkový objem funkčního celku: 1168,57 m<sup>3</sup>

Takto definované funkční celky slouží jako výchozí rámec pro další kroky optimalizace (aktualizaci průtoků, volbu distribuce a dimenzování přívodních/odvodních tras), přičemž největší důraz je kladen na varnu jako na rozhodující část z hlediska výkonu VZT systému.



Obrázek 6 – Rozdělení na funkční celky

## 2.2. OKRAJOVÉ PODMÍNKY VNĚJŠÍHO PROSTŘEDÍ

Místo stavby, nadmořská výška:	Brno venkov, 240 m.n.m
Výpočtové hodnoty vzduchu – letní období:	31 °C, entalpie = 51 kJ/kg
Výpočtové hodnoty vzduchu – zimní období:	- 13 °C

## 2.3. NAVRHOVANÉ PODMÍNKY VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ

Návrhová teplota pro letní období:	24 °C
Návrhová vlhkost vzduchu pro letní období:	55 %
Návrhová teplota pro zimní období:	20 °C
Návrhová vlhkost vzduchu pro zimní období:	30 %

## B3. TEPELNÁ BILANCE OBJEKTU V ZIMNÍM OBDOBÍ

### 3.1. VÝPOČET SOUČINITELŮ PROSTUPU TEPLA

Součinitelé prostupu tepla jednotlivých konstrukcí (U-hodnoty) jsou převzaty z původního návrhu a v rámci optimalizace se nemění. Nedochozí totiž k žádným změnám ve skladbách konstrukcí ani v materiálovém řešení obálky budovy, které by hodnoty U ovlivnily.

Princip výpočtu součinitelů prostupu tepla jednotlivých konstrukcí:

1. Výpočet tepelného odporu jednotlivých (i-tých) vrstev konstrukcí:

$$R_i = d_i / \lambda_i \quad [\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$$

$R_i$  – tepelný odpor i-té vrstvy  $[\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$

$d_i$  – tloušťka i-té vrstvy konstrukce  $[\text{m}]$

$\lambda_i$  – součinitel i-té tepelné vodivosti  $[\text{W}/\text{m.K}]$

2. Výpočet celkového tepelného odporu konstrukce:

$$R = R_{si} + \sum R_i + R_{se} \quad [\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$$

$R$  – tepelný odpor konstrukce  $[\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$

$R_{si}$  – tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce  $[\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$

$R_{se}$  – tepelný odpor při přestupu tepla na vnější straně konstrukce  $[\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$

3. Výpočet celkového součinitele prostupu tepla konstrukce:

$$U = 1 / R \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$$

$U$  – součinitel prostupu tepla konstrukce  $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$

## Tabulkový výpočet součinitelů prostupu tepla konstrukcí

Výpočet se týká pouze těch konstrukcí, které tvoří řešený funkční celek – Varna a mytí provozního nádobí.

### ZDIVO VNITŘNÍ

vrstva	$d_i$ [m]	$\lambda_i$	$R_i$ [m <sup>2</sup> K/W]
ker. obklad	0,010	1,00	0,01
lepidlo	0,010	1,28	0,01
ker. tvárnice	0,140	0,26	0,54
lepidlo	0,010	1,28	0,01
ker. obklad	0,010	1,00	0,01

Tabulka 1 – Součinitel prostupu tepla vnitřního zdiva

$R_{si} =$	0,13	
$R_{se} =$	0,13	
$R =$	0,83	[m <sup>2</sup> K/W]
$U =$	1,20	[W/m <sup>2</sup> K]

### TEPELNĚ IZOLAČNÍ OBVODOVÝ PLÁŠŤ

vrstva	$d_i$ [m]	$\lambda_i$	$R_i$ [m <sup>2</sup> K/W]
ker. obklad	0,010	1,00	0,01
lepidlo	0,010	1,28	0,01
T.l. obvodový plášť	0,250	0,044	5,68
Omítka vnější	0,010	0,85	0,01

Tabulka 2 – Součinitel prostupu tepla obvodového pláště

$R_{si} =$	0,13	
$R_{se} =$	0,04	
$R =$	5,88	[m <sup>2</sup> K/W]
$U =$	0,17	[W/m <sup>2</sup> K]

### HLINÍKOVÉ OKNO

$U_f =$	1,30	[W/m <sup>2</sup> K]
$U_g =$	0,50	[W/m <sup>2</sup> K]
$\Psi_g =$	0,031	[W/m <sup>2</sup> K]
$A_f =$	0,365	[m <sup>2</sup> ]
$A_g =$	2,695	[m <sup>2</sup> ]
$l_g =$	7,100	[m]
$U_w =$	0,67	[W/m <sup>2</sup> K]

Tabulka 3 – Součinitel prostupu tepla hliníkového okna

**PODHLÉD + STŘECHA**

vrstva	$d_i$ [m]	$\lambda_i$	$R_i$ [m <sup>2</sup> K/W]
PVC fólie	0,001	-	-
XPS – spád. 50-300mm	0,050	0,034	1,47
2x asfalt. lepenka	0,022	0,21	0,10
EPS	0,450	0,037	12,16
železobetonový panel	0,250	1,09	0,23
vzduchová mezera	0,700	3,61	0,19
závěsný profil	0,050	-	-
desky SDK	0,013	0,75	0,02

Tabulka 4 – Součinitel prostupu tepla podhledu a střechy

$R_{si} =$	0,10	
$R_{se} =$	0,04	
$R =$	14,32	[m <sup>2</sup> K/W]
$U =$	0,07	[W/m <sup>2</sup> K]

**PODLAHA + STROP**

vrstva	$d_i$ [m]	$\lambda_i$	$R_i$ [m <sup>2</sup> K/W]
zátěžová dlažba	0,020	1,00	0,02
lepidlo	0,010	1,28	0,01
betonová mazanina	0,055	1,28	0,04
1x asfalt. lepenka	0,011	0,21	0,05
kročejová izolace	0,005	0,09	0,05
železobetonový panel	0,250	1,09	0,23
omítka	0,015	0,84	0,02

Tabulka 5 – Součinitel prostupu tepla podlahy a stropu

$R_{si} =$	0,17	
$R_{si} =$	0,17	
$R =$	0,76	[m <sup>2</sup> K/W]
$U =$	1,31	[W/m <sup>2</sup> K]

**VNITŘNÍ DVEŘE**

vrstva	$d_i$ [m]	$\lambda_i$	$R_i$ [m <sup>2</sup> K/W]
plastový rám	0,002	-	-
PUR panel	0,040	0,03	1,54
plastový rám	0,002	-	-

Tabulka 6 – Součinitel prostupu tepla vnitřních dveří

$R_{si} =$	0,13	
$R_{si} =$	0,13	
$R =$	1,80	[m <sup>2</sup> K/W]
$U =$	0,56	[W/m <sup>2</sup> K]

## 3.2. VÝPOČET TEPELNÉ ZTRÁTY FUNKČNÍHO CELKU

1. Tepelná ztráta do venkovního prostředí nebo do vedlejšího prostoru jiné teploty

Do venkovního prostředí

$$H_{T,i} = \sum (A_i * (U_i * \Delta U * e_i)) \quad [W/K]$$

$A_i$  – plocha konstrukce [m<sup>2</sup>]

$U_i$  – součinitel prostupu tepla konstrukce [W/m<sup>2</sup>K]

$e_i$  – korekční činitel

$\Delta U$  – korekční součinitel

Do vedlejšího prostoru jiné teploty

$$H_{T,i} = \sum (A_i * U_i * b_i) \quad [W/K]$$

$b_i$  – součinitel redukce teploty

$$b_i = (\theta_{int,i} - \theta_j) * (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

$\theta_j$  – teplota vedlejšího prostoru [°C]

$\theta_{int,i}$  – teplota interiéru [°C]

$\theta_e$  – teplota exteriéru [°C]

2. Započítání vlivu tepelných mostů

$$H_T = \sum H_{T,i} * (\sum A_i * 0,05) \quad [W/K]$$

3. Celková ztráta funkčního celku prostupem

$$\Phi_t = H_T * (\theta_{int} - \theta_e) \quad [W]$$

4. Celková ztráta funkčního celku

$$\Phi_{hl} = \Phi_t + \Phi_v + \Phi_{tech} \quad [W]$$

$\Phi_t$  – celková ztráta prostupem [W]

$\Phi_v$  – celková ztráta větráním [W]

$\Phi_{tech}$  – celková ztráta technologiemi [W]

**Tabulka teplot sousedních prostor**

	$\theta$ - zima [°C]
exteriér	-12
funkční celek 1	20
funkční celek 2	20
funkční celek 3	20
funkční celek 4	20
1.NP	18

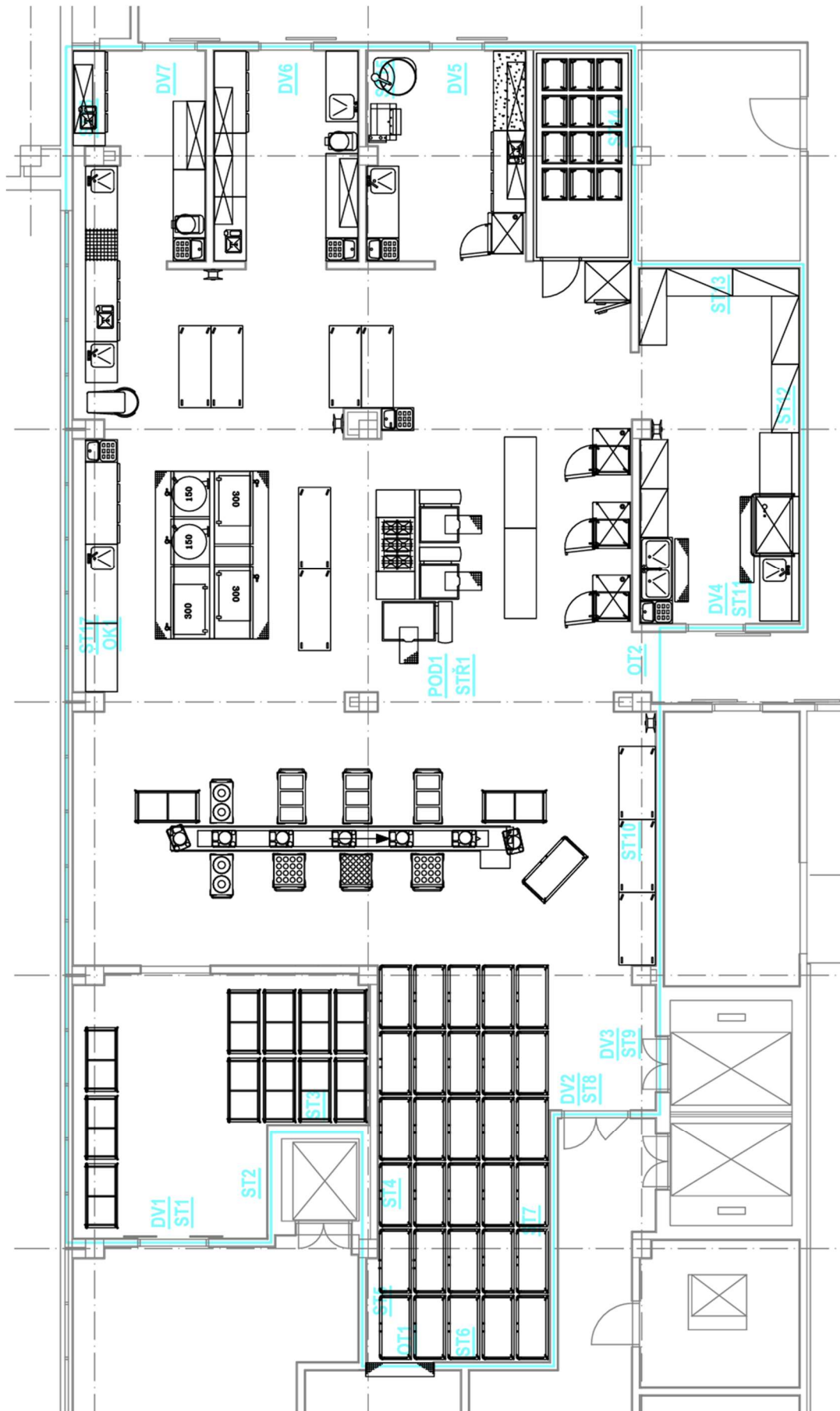
Tabulka 7 – Tabulka teplot sousedních prostor

## Tabulkový výpočet tepelné ztráty prostoru varny a mytí provozního nádobí

			Zimní období - 13°C	
konstrukce	$A_i$ [m <sup>2</sup> ]	$U_i$ [W/m <sup>2</sup> K]	$b_i$ [-]	$H_{T,i}$ [W/K]
ST1	13,075	1,20	0,00	0,00
ST2	8,609	1,20	0,00	0,00
ST3	7,100	1,20	0,00	0,00
ST4	9,053	1,20	0,00	0,00
ST5	9,141	1,20	0,00	0,00
ST6	9,585	1,20	0,00	0,00
ST7	19,614	1,20	0,00	0,00
ST8	5,454	1,20	0,00	0,00
ST9	8,628	1,20	0,00	0,00
ST10	21,389	1,20	0,00	0,00
ST11	8,783	1,20	0,00	0,00
ST12	28,400	1,20	0,00	0,00
ST13	13,135	1,20	0,00	0,00
ST14	16,951	1,20	0,00	0,00
ST15	37,686	1,20	0,00	0,00
ST16	10,650	1,20	0,00	0,00
ST17	23,275	0,17	1,00	3,96
DV1	2,900	0,56	0,00	0,00
DV2	2,800	0,56	0,00	0,00
DV3	2,200	0,56	0,00	0,00
DV4	2,400	0,56	0,00	0,00
DV5	2,200	0,56	0,00	0,00
DV6	2,200	0,56	0,00	0,00
DV7	2,200	0,56	0,00	0,00
OT1	5,325			
OT2	5,680			
OK1	58,188	0,67	1,00	38,83
STR1	356,197	0,07	1,00	24,88
POD1	356,197	1,31	0,06	28,27
	1049,013			95,94 [W/K]
$H_t$ (po zahrnutí vlivu tepelných mostů) =				148,39 [W/K]
Celková ztráta prostupem $\Phi_t$ =				4896,87 [W]
Celková ztráta větráním $\Phi_v$ =				0,00 [W]
Celková ztráta od technologií $\Phi_{tech}$ =				0,00 [W]
Celková ztráta $\Phi_{hl}$ =				4896,87 [W]

Tabulka 8 – Tabulka tepelné ztráty varny a mytí provozního nádobí

Tepelné ztráty objektu jsou v rámci této optimalizace uvažovány beze změny oproti původnímu návrhu. Důvodem je, že se nemění stavebně-konstrukční řešení ani obálka budovy (materiály, skladby a součinitele prostupu tepla), stejně jako základní provozní režim vytápěných částí.



Obrázek 7 – Obálka zařízení č.1

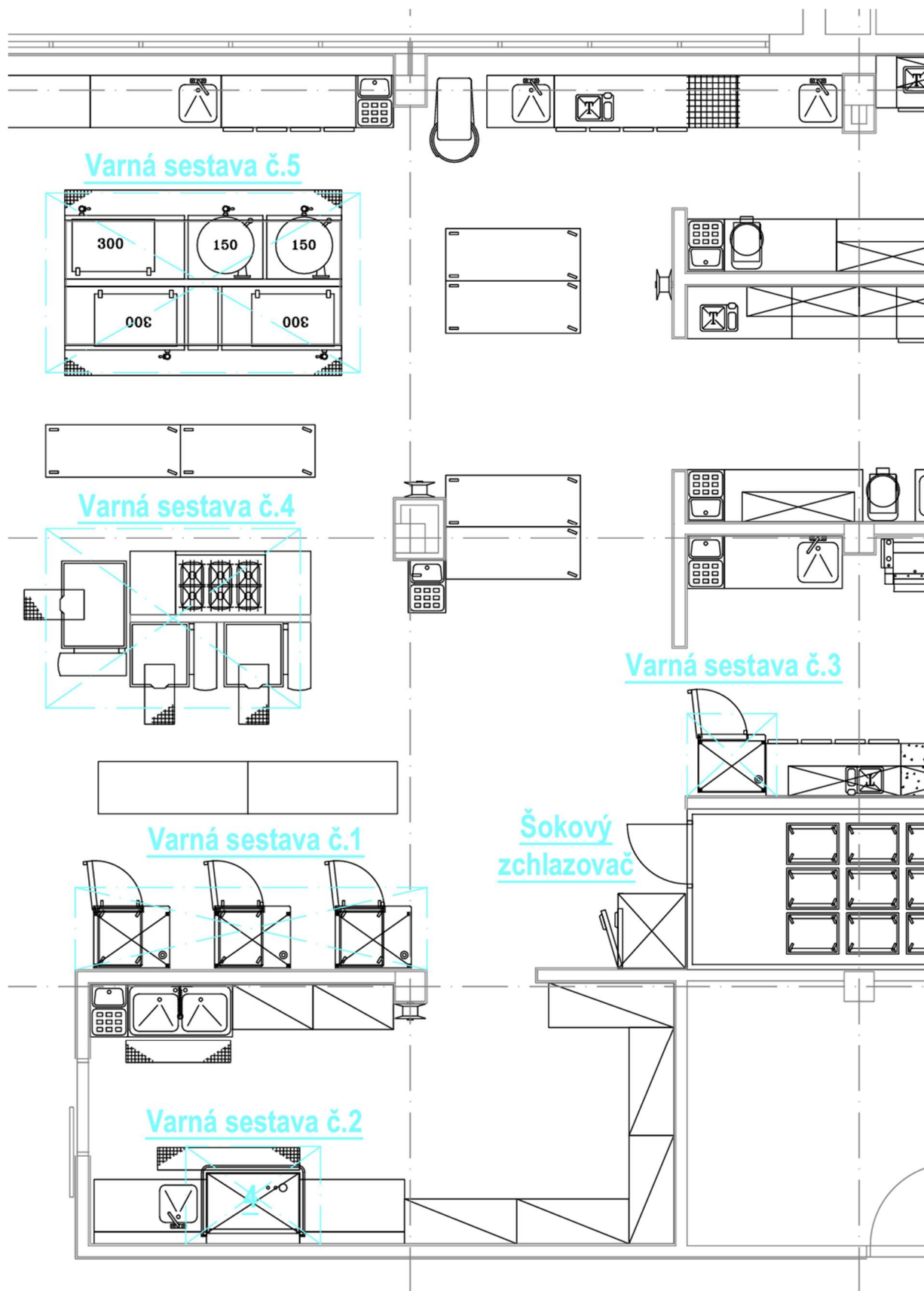
## B4. VÝPOČET PRŮTOKU VZDUCHU

Výpočet návrhového průtoku vzduchu pro varnu je v optimalizovaném návrhu založen na tom, že varná technologie se posuzuje po sestavách, tedy každá varná sestava se bere jako jeden společný zdroj. Neřeší se proto každý spotřebič zvlášť, ale uvažuje se souhrnné zatížení celé sestavy. Aby výpočet odpovídal reálnému provozu, je do něj zahrnut koeficient soudobosti, který zohledňuje, že všechny spotřebiče v sestavě neběží současně naplno po celou dobu. Z takto upraveného zatížení se stanoví dvě potřebné hodnoty průtoku: jedna vychází z konvekční složky (tedy z požadavku odvést citelné teplo a zajistit stabilní proudění nad technologiemi) a druhá vychází z vlhkostní složky (tedy z množství uvolněné vodní páry a požadavku udržet přijatelné vlhkostní poměry v prostoru). Pro návrh se pak vždy použije vyšší z těchto dvou hodnot, aby byl systém dostatečný i v případě, že rozhodující bude vlhkost a ne teplo, nebo naopak.

Tepelné zisky zatěžující místnost se následně stanoví jako součet technologické složky a ostatních zisků v prostoru. Ostatní zisky, jako je sluneční záření, osvětlení, lidé a další běžné vnitřní zisky, jsou převzaty ze softwarového výpočtu (TERUNA) – a to stejně jako v původním návrhu. Rozdíl je v tom, jak se v bilanci uvažují samotné technologie. V optimalizaci se do zatížení místnosti započítává pouze 50 % vypočteného konvekčního tepla od spotřebičů. Tato volba vychází z předpokladu, že část konvekčního tepla je odvedena přirozeně vznikajícími termickými proudy v blízkosti technologií a neprojeví se jako rovnoměrné zatížení celé místnosti. K této části konvekčních zisků se pak přičtou výše uvedené zisky ze software, takže výsledkem je celkové tepelné zatížení prostoru použité pro energetickou bilanci.

Z takto stanoveného zatížení se dopočítá teplota přiváděného vzduchu. Princip: při známém průtoku větracího vzduchu se určí, jaká musí být teplota přívodu, aby větrání odneslo (v létě) nebo naopak pokrylo (v zimě) požadovaný tepelný výkon.

Oproti původnímu návrhu se tedy nemění použití TERUNA pro výpočet ostatních (netecnologických) zisků, ale mění se předpoklady pro teplo od technologií. V původním návrhu se předpokládalo, že veškeré citelné teplo přímo ohřívá prostor, a u vázaného tepla se uvažovalo, že 35 % ohřívá okolí ještě před tím, než je vodní pára lokálně odvedena odsavačem par. V optimalizovaném přístupu se naopak předpokládá, že část konvekčního tepla se neprojeví jako zatížení celé místnosti (uvažuje se jen 50 % konvekční složky) a zároveň se nově uvažuje, že veškeré vázané teplo je odvedeno, tedy že se vázaná složka tepla už na ohřevu prostoru nepodílí.



Obrázek 8 – Definice tepelných zdrojů

# VARNÁ SESTAVA Č. 1

## Geometrie odsávacího zákrytu:

Délka odsávacího zákrytu: D = 4,7 m  
 Šířka odsávacího zákrytu: Š = 1,1 m

## Parametry zdrojů tepla:

Délka zdrojů tepla (spotřebičů): LO = 0,91 m  
 Šířka zdrojů tepla (spotřebičů): BO = 4,23 m  
 Výška zdrojů tepla (spotřebičů): HO = 1,87 m

Tepelný zdroj	Parametry	Počet	Kapacita	Příkon	Produkce citelného tepla	Produkce latentního tepla	Produkce vlhkosti	Délka spotřebiče	Šířka spotřebiče	Výška spotřebiče
		n	C	P	Q <sub>c</sub>	Q <sub>t</sub>	D	l <sub>i</sub>	b <sub>i</sub>	h <sub>i</sub>
	Spotřebič	[ks]	[-]	[kW]	[W/kW]	[W/kW]	[g/(h·kW)]	[m]	[m]	[m]
	Konvektomat	1	20xGN1/1	37,2	68	51,1	81,5	0,91	0,88	1,87
	Konvektomat	1	20xGN1/1	37,2	68	51,1	81,5	0,91	0,88	1,87
	Konvektomat	1	20xGN1/1	37,2	68	51,1	81,5	0,91	0,88	1,87

Tabulka 9 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií

### 1) Konvekční tepelné zatížení Q<sub>s,k</sub>:

$$Q_{s,k} = \Sigma Q_s \cdot b \cdot \varphi = 2656,08 \text{ W}$$

Celkové konvekční zatížení:  $\Sigma Q_s = 7588,8 \text{ W}$   
 Stupeň zatížení (konvekční podíl):  $b = 0,5 \text{ [-]}$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 0,7 \text{ [-]}$

### 2) Výpočet termických proudů od jednotlivých zařízení:

$$V_{th} = k \cdot Q_{s,k}^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{\frac{5}{3}} \cdot r = 913,55 \text{ m}^3/\text{h}$$

Empiricky stanovený součinitel:  $k = 18 \text{ m}^{4/3} \text{ W}^{1/3} \text{ h}^{-1}$   
 Účinná odsávací výška:  $z = 0,330 \text{ m}$   
 Výška odsávacího zákrytu:  $h = 2,2 \text{ m}$   
 Hydraulický průměr zdroje:  $d_{hydr} = 1,498 \text{ m}$   
 Redukční polohový faktor:  $r = 0,63 \text{ [-]}$  (jednostranné uzavření)

### 3) Výpočet množství odsávaného vzduchu od jednotlivých zdrojů:

$$V_{ods}^{dig} = V_{th} \cdot a = 1141,94 \text{ m}^3/\text{h}$$

Termický proud vzduchu:  $V_{th} = 913,55 \text{ m}^3/\text{h}$   
 Přírážkový faktor poruch termických proudů:  $a = 1,25 \text{ [-]}$

### 4) Kontrolní výpočet- vlhkostní bilance:

$$V_{ods}^{ext} = \frac{\Sigma m_d \cdot \varphi}{[(x_{ods} - x_{př}) \cdot \rho]} = 1689,70 \text{ m}^3/\text{h}$$

Součet předání vodní páry:  $\Sigma m_d = 9095,4 \text{ g/h}$   
 Rozdíl měrných vthkostí ( $x_{pr} - x_{ods}$ ):  $\Delta x = 3 \text{ g/kg}$   
 Objemová hmotnost vzduchu:  $\rho = 1,256 \text{ kg/m}^3$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 0,7 \text{ [-]}$

### 5) Celkové množství odváděného vzduchu:

Výsledný výpočtový průtok vzduchu:  $V_{ods} = 1689,70 \text{ m}^3/\text{h}$   
**Výsledný navrhovaný průtok vzduchu:  $V_{ods} = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$**  (Navýšeno z důvodu minimální rychlosti na  
 Rychlost proudění na hraně zákrytu:  $v = 0,107 \text{ m/s}$  hraně zákrytu  $v = 0,1 \text{ m/s}$ )

## VARNÁ SESTAVA Č. 2

### Geometrie odsávacího zákrytu:

Délka odsávacího zákrytu: D = 1,8 m  
 Šířka odsávacího zákrytu: Š = 1,3 m

### Parametry zdrojů tepla:

Délka zdrojů tepla (spotřebičů): L0 = 1,15 m  
 Šířka zdrojů tepla (spotřebičů): B0 = 0,95 m  
 Výška zdrojů tepla (spotřebičů): H0 = 1,77 m

Tepelný zdroj	Parametry	Počet	Kapacita	Příkon	Produkce citelného tepla	Produkce latentního tepla	Produkce vlhkosti	Délka spotřebiče	Šířka spotřebiče	Výška spotřebiče
		n	C	P	Q <sub>s</sub>	Q <sub>l</sub>	D	l <sub>i</sub>	b <sub>i</sub>	h <sub>i</sub>
Spotřebič		[ks]	[-]	[kW]	[W/kW]	[W/kW]	[g/(h·kW)]	[m]	[m]	[m]
Mycí stroj na provozní nádoby		1	4xGN1/1	17	23,5	70,5	112,4	1,15	0,95	1,77

Tabulka 10 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií

### 1) Konvekční tepelné zatížení Q<sub>s,k</sub>:

$$Q_{s,k} = \Sigma Q_s \cdot b \cdot \varphi = 199,75 \text{ W}$$

Celkové konvekční zatížení:  $\Sigma Q_s = 399,5 \text{ W}$   
 Stupeň zatížení (konvekční podíl):  $b = 0,5 \text{ [-]}$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 1 \text{ [-]}$

### 2) Výpočet termických proudů od jednotlivých zařízení:

$$V_{th} = k \cdot Q_{s,K}^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{\frac{5}{3}} \cdot r = 246,46 \text{ m}^3/\text{h}$$

Empiricky stanovený součinitel:  $k = 18 \text{ m}^{4/3} \text{ W}^{1/3} \text{ h}^{-1}$   
 Účinná odsávací výška:  $z = 0,430 \text{ m}$   
 Výška odsávacího zákrytu:  $h = 2,2 \text{ m}$   
 Hydraulický průměr zdroje:  $d_{hydr} = 1,040 \text{ m}$   
 Redukční polohový faktor:  $r = 0,63 \text{ [-]}$  (jednostranné uzavření)

### 3) Výpočet množství odsávaného vzduchu od jednotlivých zdrojů:

$$V_{ods}^{dig} = V_{th} \cdot a = 308,08 \text{ m}^3/\text{h}$$

Termický proud vzduchu:  $V_{th} = 246,46 \text{ m}^3/\text{h}$   
 Přirážkový faktor poruch termických proudů:  $a = 1,25 \text{ [-]}$

### 4) Kontrolní výpočet- vlhkostní bilance:

$$V_{ods}^{exr} = \frac{\Sigma m_d \cdot \varphi}{[(x_{ods} - x_{pt}) \cdot \rho]} = 507,11 \text{ m}^3/\text{h}$$

Součet předání vodní páry:  $\Sigma m_d = 1910,8 \text{ g/h}$   
 Rozdíl měrných vlhkostí ( $x_{pt} - x_{ods}$ ):  $\Delta x = 3 \text{ g/kg}$   
 Objemová hmotnost vzduchu:  $\rho = 1,256 \text{ kg/m}^3$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 1 \text{ [-]}$

### 5) Celkové množství odváděného vzduchu:

Výsledný výpočtový průtok vzduchu:  $V_{ods} = 507,11 \text{ m}^3/\text{h}$   
**Výsledný navrhovaný průtok vzduchu:  $V_{ods} = 900 \text{ m}^3/\text{h}$**  (Navýšeno z důvodu minimální rychlosti na hraně zákrytu  $v = 0,1 \text{ m/s}$ )  
 Rychlost proudění na hraně zákrytu:  $v = 0,107 \text{ m/s}$

## VARNÁ SESTAVA Č.3

### Geometrie odsávacího zákrytu:

Délka odsávacího zákrytu: D = 1,2 m  
 Šířka odsávacího zákrytu: Š = 1,1 m

### Parametry zdrojů tepla:

Délka zdrojů tepla(spotřebičů): LO = 0,84 m  
 Šířka zdrojů tepla(spotřebičů): BO = 0,85 m  
 Výška zdrojů tepla(spotřebičů): HO = 1,96 m

Tepelný zdroj	Parametry								
	Počet	Kapacita	Příkon	Produkce citelného tepla	Produkce latentního tepla	Produkce vlhkosti	Délka spotřebiče	Šířka spotřebiče	Výška spotřebiče
	n	C	P	Q <sub>s</sub>	Q <sub>t</sub>	D	l <sub>i</sub>	b <sub>i</sub>	h <sub>i</sub>
	[ks]	[-]	[kW]	[W/kW]	[W/kW]	[g/(h·kW)]	[m]	[m]	[m]
Spotřebič	1		18,9	50,7	67,3	107,4	0,84	0,85	1,96
Konvektomat		10xGN1/1							

Tabulka 11 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií

### 1) Konvekční tepelné zatížení Q<sub>s,k</sub>:

$$Q_{s,k} = \Sigma Q_s \cdot b \cdot \varphi = 479,115 \text{ W}$$

Celkové konvekční zatížení:  $\Sigma Q_s = 958,23 \text{ W}$   
 Stupeň zatížení (konvekční podíl):  $b = 0,5 \text{ [-]}$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 1 \text{ [-]}$

### 2) Výpočet termických proudů od jednotlivých zařízení:

$$V_{th} = k \cdot Q_{s,k}^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{\frac{5}{3}} \cdot r = 209,93 \text{ m}^3/\text{h}$$

Empiricky stanovený součinitel:  $k = 18 \text{ m}^{4/3} \text{ W}^{1/3} \text{ h}^{-1}$   
 Účinná odsávací výška:  $z = 0,240 \text{ m}$   
 Výška odsávacího zákrytu:  $h = 2,2 \text{ m}$   
 Hydraulický průměr zdroje:  $d_{hydr} = 0,845 \text{ m}$   
 Redukční polohový faktor:  $r = 0,63 \text{ [-]}$  (jednostranné uzavření)

### 3) Výpočet množství odsávaného vzduchu od jednotlivých zdrojů:

$$V_{ods}^{dig} = V_{th} \cdot a = 262,41 \text{ m}^3/\text{h}$$

Termický proud vzduchu:  $V_{th} = 209,93 \text{ m}^3/\text{h}$   
 Přirážkový faktor poruch termických proudů:  $a = 1,25 \text{ [-]}$

### 4) Kontrolní výpočet- vlhkostní bilance:

$$V_{ods}^{ext} = \frac{\Sigma m_d \cdot \varphi}{[(x_{ods} - x_{pr}) \cdot \rho]} = 538,71 \text{ m}^3/\text{h}$$

Součet předání vodní páry:  $\Sigma m_d = 2029,86 \text{ g/h}$   
 Rozdíl měrných vlhkostí ( $x_{pr} - x_{ods}$ ):  $\Delta x = 3 \text{ g/kg}$   
 Objemová hmotnost vzduchu:  $\rho = 1,256 \text{ kg/m}^3$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 1 \text{ [-]}$

### 5) Celkové množství odváděného vzduchu:

Výsledný výpočtový průtok vzduchu:  $V_{ods} = 538,71 \text{ m}^3/\text{h}$   
**Výsledný navrhovaný průtok vzduchu:  $V_{ods} = 600 \text{ m}^3/\text{h}$**   
 Rychlost proudění na hraně zákrytu:  $v = 0,126 \text{ m/s}$

## VARNÁ SESTAVA Č.4

### Geometrie odsávacího zákrytu:

Délka odsávacího zákrytu: D = 2,4 m  
 Šířka odsávacího zákrytu: Š = 3,4 m

### Parametry zdrojů tepla:

Délka zdrojů tepla(spotřebičů): L0 = 1,9 m  
 Šířka zdrojů tepla(spotřebičů): B0 = 3,35 m  
 Výška zdrojů tepla(spotřebičů): H0 = 0,9375 m

Tepelný zdroj	Parametry	Počet	Kapacita	Příkon	Produkce citelného tepla	Produkce latentního tepla	Produkce vlhkosti	Délka spotřebiče	Šířka spotřebiče	Výška spotřebiče
		n	C	P	Q <sub>s</sub>	Q <sub>t</sub>	D	l <sub>i</sub>	b <sub>i</sub>	h <sub>i</sub>
	Spotřebič	[ks]	[-]	[kW]	[W/kW]	[W/kW]	[g/(h·kW)]	[m]	[m]	[m]
	Multifunkční pánev	1	100 l	27	35	276	441	0,89	1,03	0,95
	Multifunkční pánev	1	100 l	27	35	276	441	0,89	1,03	0,95
	Multifunkční pánev	1	150 l	41	32	253	403	0,89	1,37	0,95
	Sporák plynový	1	6 hořáků	36	348	47	75	0,85	1,2	0,9

Tabulka 12 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií

### 1) Konvekční tepelné zatížení Q<sub>s,k</sub>:

$$Q_{s,k} = \Sigma Q_s \cdot b \cdot \varphi = 3932,5 \text{ W}$$

Celkové konvekční zatížení:  $\Sigma Q_s = 15730 \text{ W}$   
 Stupeň zatížení (konvekční podíl):  $b = 0,5 \text{ [-]}$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 0,5 \text{ [-]}$

### 2) Výpočet termických proudů od jednotlivých zařízení:

$$V_{th} = k \cdot Q_{s,k}^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{\frac{5}{3}} \cdot r = 4699,85 \text{ m}^3/\text{h}$$

Empiricky stanovený součinitel:  $k = 18 \text{ m}^{4/3} \text{ W}^{1/3} \text{ h}^{-1}$   
 Účinná odsávací výška:  $z = 1,263 \text{ m}$   
 Výška odsávacího zákrytu:  $h = 2,2 \text{ m}$   
 Hydraulický průměr zdroje:  $d_{hydr} = 2,425 \text{ m}$   
 Redukční polohový faktor:  $r = 1$

### 3) Výpočet množství odsávaného vzduchu od jednotlivých zdrojů:

$$V_{ods}^{dig} = V_{th} \cdot a = 5874,81 \text{ m}^3/\text{h}$$

Termický proud vzduchu:  $V_{th} = 4699,85 \text{ m}^3/\text{h}$   
 Přírážkový faktor poruch termických proudů:  $a = 1,25 \text{ [-]}$

### 4) Kontrolní výpočet- vlhkostní bilance:

$$V_{ods}^{ext} = \frac{\Sigma m_d \cdot \varphi}{[(x_{ods} - x_{pr}) \cdot \rho]} = 5710,85 \text{ m}^3/\text{h}$$

Součet předání vodní páry:  $\Sigma m_d = 43037 \text{ g/h}$   
 Rozdíl měrných vlhkostí ( $x_{pr} - x_{ods}$ ):  $\Delta x = 3 \text{ g/kg}$   
 Objemová hmotnost vzduchu:  $\rho = 1,256 \text{ kg/m}^3$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 0,5 \text{ [-]}$

### 5) Celkové množství odváděného vzduchu:

Výsledný výpočtový průtok vzduchu:  $V_{ods} = 5874,81 \text{ m}^3/\text{h}$   
**Výsledný navrhovaný průtok vzduchu:  $V_{ods} = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$**   
 Rychlost proudění na hraně zákrytu:  $v = 0,204 \text{ m/s}$

## VARNÁ SESTAVA Č.5

### Geometrie odsávacího zákrytu:

Délka odsávacího zákrytu: D = 2,4 m  
 Šířka odsávacího zákrytu: Š = 4,2 m

### Parametry zdrojů tepla:

Délka zdrojů tepla(spotřebičů): LO = 1,9 m  
 Šířka zdrojů tepla(spotřebičů): BO = 3,35 m  
 Výška zdrojů tepla(spotřebičů): HO = 0,9 m

Tepelný zdroj	Parametry	Počet	Kapacita	Příkon	Produkce citelného tepla	Produkce latentního tepla	Produkce vlhkosti	Délka spotřebiče	Šířka spotřebiče	Výška spotřebiče
		n	C	P	Q <sub>s</sub>	Q <sub>t</sub>	D	l <sub>i</sub>	b <sub>i</sub>	h <sub>i</sub>
	Spotřebič	[ks]	[-]	[kW]	[W/kW]	[W/kW]	[g/(h·kW)]	[m]	[m]	[m]
	Varný kotel 300 l	1	300 l	44	41,27	207,9	332	0,85	1,6	0,9
	Varný kotel 300 l	1	300 l	44	41,27	207,9	332	0,85	1,6	0,9
	Varný kotel 300 l	1	300 l	44	41,27	207,9	332	0,85	1,6	0,9
	Varný kotel 150 l	1	150 l	27,5	42,25	227,3	363	0,85	1	0,9
	Varný kotel 150 l	1	150 l	27,5	42,25	227,3	363	0,85	1	0,9

### 1) Konvekční tepelné zatížení Q<sub>s,k</sub>:

Tabulka 13 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií

$$Q_{s,k} = \Sigma Q_s \cdot b \cdot \varphi = 1942,8475 \text{ W}$$

Celkové konvekční zatížení:  $\Sigma Q_s = 7771,39 \text{ W}$   
 Stupeň zatížení (konvekční podíl):  $b = 0,5 \text{ [-]}$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 0,5 \text{ [-]}$

### 2) Výpočet termických proudů od jednotlivých zařízení:

$$V_{th} = k \cdot Q_{s,k}^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{\frac{5}{3}} \cdot r = 3758,64 \text{ m}^3/\text{h}$$

Empiricky stanovený součinitel:  $k = 18 \text{ m}^{4/3} \cdot \text{W}^{1/3} \cdot \text{h}^{-1}$   
 Účinná odsávací výška:  $z = 1,300 \text{ m}$   
 Výška odsávacího zákrytu:  $h = 2,2 \text{ m}$   
 Hydraulický průměr zdroje:  $d_{hydr} = 2,425 \text{ m}$   
 Redukční polohový faktor:  $r = 1$

### 3) Výpočet množství odsávaného vzduchu od jednotlivých zdrojů:

$$V_{ods}^{dig} = V_{th} \cdot a = 4698,30 \text{ m}^3/\text{h}$$

Termický proud vzduchu:  $V_{th} = 3758,64 \text{ m}^3/\text{h}$   
 Přirážkový faktor poruch termických proudů:  $a = 1,25 \text{ [-]}$

### 4) Kontrolní výpočet- vlhkostní bilance:

$$V_{ods}^{ext} = \frac{\Sigma m_d \cdot \varphi}{[(x_{ods} - x_{pr}) \cdot \rho]} = 8464,57 \text{ m}^3/\text{h}$$

Součet předání vodní páry:  $\Sigma m_d = 63789 \text{ g/h}$   
 Rozdíl měrných vlhkostí ( $x_{pr} - x_{ods}$ ):  $\Delta x = 3 \text{ g/kg}$   
 Objemová hmotnost vzduchu:  $\rho = 1,256 \text{ kg/m}^3$   
 Faktor soudobosti:  $\varphi = 0,5 \text{ [-]}$

### 5) Celkové množství odváděného vzduchu:

Výsledný výpočtový průtok vzduchu:  $V_{ods} = 8464,57 \text{ m}^3/\text{h}$   
 Výsledný navrhovaný průtok vzduchu:  $V_{ods} = 8500 \text{ m}^3/\text{h}$   
 Rychlost proudění na hraně zákrytu:  $v = 0,234 \text{ m/s}$

## VÝPOČET PRŮTOKU VZDUCHU

### 1) Výpočet tepelného zatížení o technologií:

Zdroj tepla 7:00-14:00 hod	Konvekční zatížení $Q_{s,k,t}$ [W]
Varná sestava č.5	1943
<b><math>\Sigma Q_{s,k,t} =</math></b>	<b>1943</b>

Zdroj tepla 7:00-14:00 hod	Konvekční zatížení
Varná sestava č.1	2656
Varná sestava č.2	200
Varná sestava č.3	479
Varná sestava č.4	3933
Varná sestava č.5	1943
Šokový zchlazovač 20xGN	600
<b><math>\Sigma Q_{s,k,t} =</math></b>	<b>9810</b>

Zdroj tepla 14:00-16:00 hod	Konvekční zatížení
Varná sestava č.2	200
Varná sestava č.3	479
Varná sestava č.5	1943
Šokový zchlazovač 20xGN	600
<b><math>\Sigma Q_{s,k,t} =</math></b>	<b>3222</b>

Zdroj tepla 7:00-14:00 hod	Konvekční zatížení
Varná sestava č.5	1943
<b><math>\Sigma Q_{s,k,t} =</math></b>	<b>1943</b>

Tabulka 14 – Výpočet tepelného zatížení od technologií

### 2) Výpočet celkového odvodu vzduchu:

Distribuční prvek	Průtoky odvodu vzduchu $V_{ods}$ [m <sup>3</sup> /h]
Zákryt nad varnou sestavou č.1	2000
Zákryt nad varnou sestavou č.2	900
Zákryt nad varnou sestavou č.3	600
Zákryt nad varnou sestavou č.4	6000
Zákryt nad varnou sestavou č.5	8500
Odtah s odlučovačem tuku 1.2.1	900
Odtah s odlučovačem tuku 1.2.1	900
Odtah s odlučovačem tuku 1.2.1	900
Odtah s odlučovačem tuku 1.2.1	900
<b><math>\Sigma V_{ods} =</math></b>	<b>21600</b>

Tabulka 15 – Výpočet celkového odvodu vzduchu

### 3) Výpočet teploty přiváděného vzduchu v létě:

$$t_p = t_i - \frac{\Sigma Q_s \cdot 3600}{c \cdot \rho \cdot V_{ods}} = 20,4 \quad ^\circ\text{C}$$

Celkové konvekční zatížení: $\Sigma Q_s =$	27395	W	(Ze software TERUNA)
Výsledný průtok vzduchu: $V_{ods} =$	21600	m <sup>3</sup> /h	
Návrhová teplota vzduchu v interiéru: $t_i =$	24	°C	
Tepelná kapacita vzduchu: $c =$	1005	J/(kg·K)	
Objemová hmotnost vzduchu: $\rho =$	1,256	kg/m <sup>3</sup>	

### 4) Výpočet teploty přiváděného vzduchu v zimě:

$$t_p = t_i - \frac{\Sigma Q_s \cdot 3600}{c \cdot \rho \cdot V_{ods}} = 20,6 \quad ^\circ\text{C}$$

Celkové tepelné ztráty: $\Sigma Q_s =$	4897	W	(Z výpočtu tepelných ztrát)
Výsledný průtok vzduchu: $V_{ods} =$	21600	m <sup>3</sup> /h	
Návrhová teplota vzduchu v interiéru: $t_i =$	20	°C	
Tepelná kapacita vzduchu: $c =$	1005	J/(kg·K)	
Objemová hmotnost vzduchu: $\rho =$	1,256	kg/m <sup>3</sup>	

### 5) Výpočet výměny vzduchu:

$$n = V_{ods} / V = 17,1 \quad 1/h$$

$$\text{Celkový objem prostoty: } V = 1264,5 \quad \text{m}^3$$

# B5. TEPELNÁ BILANCE OBJEKTU V LETNÍM OBDOBÍ

Výpočet tepelných zisků v softwaru TERUNA za nestacionárních podmínek

## INFORMACE O PROJEKTU

### VÝPOČET MIKROKLIMATICKÝCH PODMÍNEK

#### ZADANÉ PRVKY DO VÝPOČTU

Venkovní stěna

+-----STĚNA 17 (24.486m<sup>2</sup>, 0.28m, 0.0476W/mK, 270kg/m<sup>3</sup>, 1250kJ/kgK)

+-----OKNO 1 (58.14m<sup>2</sup>, 0.67W/m<sup>2</sup>K)

Venkovní stěna

+-----STŘECHA 1 (356.197m<sup>2</sup>, 0.806m, 0.0568W/mK, 554.6kg/m<sup>3</sup>, 1050kJ/kgK)

Symetrická stěna

+-----STĚNA 1 (93.384m<sup>2</sup>, 0.18m, 0.316W/mK, 850kg/m<sup>3</sup>, 1000kJ/kgK)

+-----DVEŘE 1 (2.9m<sup>2</sup>, 0.56W/m<sup>2</sup>K)

+-----DVEŘE 2 (2.8m<sup>2</sup>, 0.56W/m<sup>2</sup>K)

+-----DVEŘE 3 (2.2m<sup>2</sup>, 0.56W/m<sup>2</sup>K)

Symetrická stěna

+-----STĚNA 2 (27.069m<sup>2</sup>, 0.18m, 0.316W/mK, 850kg/m<sup>3</sup>, 1000kJ/kgK)

Symetrická stěna

+-----STĚNA 3 (115.56m<sup>2</sup>, 0.18m, 0.316W/mK, 850kg/m<sup>3</sup>, 1000kJ/kgK)

+-----DVEŘE 4 (2.4m<sup>2</sup>, 0.56W/m<sup>2</sup>K)

+-----DVEŘE 5 (2.2m<sup>2</sup>, 0.56W/m<sup>2</sup>K)

+-----DVEŘE 6 (2.2m<sup>2</sup>, 0.56W/m<sup>2</sup>K)

+-----DVEŘE 7 (2.2m<sup>2</sup>, 0.56W/m<sup>2</sup>K)

Další akumulční hmota

+-----VYBAVENÍ VARNY 1 (420m<sup>2</sup>, 6240kg, 460kJ/kgK)

Podlaha

+-----PODLAHA 1 (356.197m<sup>2</sup>, 0.4m, 0.423W/mK, 1135kg/m<sup>3</sup>, 1350kJ/kgK)

#### VSTUPNÍ ÚDAJE

Výpočet proveden pro období od 21.7. do 21.7.

Časový krok: 300s

Objem místnosti : 1264.5m<sup>3</sup>

Ve výpočtu bylo zavedeno:

Simulace oblačnosti: NE

Referenční rok: ANO

Uvažován vliv sluneční radiace: ANO

Načtená klimatická data: NE

Osvětlení[1]: 6 - 16h, 1070W

Větrání[1]: 0 - 24h, 632m<sup>3</sup>/h

Ostatní tepelné zdroje[1]: 0 - 7h, 1943W  
Ostatní tepelné zdroje[2]: 7 - 14h, 9810W  
Ostatní tepelné zdroje[3]: 14 - 16h, 3222W  
Ostatní tepelné zdroje[4]: 16 - 24h, 1943W  
Odpar vody: NE  
Biologická produkce[1]: 5 - 15h, 75kg, počet osob: 10  
Sálavé plochy: NE

## VÝSLEDKY

Maxima tepelné zátěže:

21.7. 13.67h: Citelné teplo Max= **27394.89W**

21.7. 3.58h: Citelné teplo Min= 9757.12W

21.7. 13.67h: Vázané teplo=152.71W Měrná Tz = 0W/K

21.7. 13.67h: Potřeba chladu = 411.9kWh Potřeba tepla = 0kWh

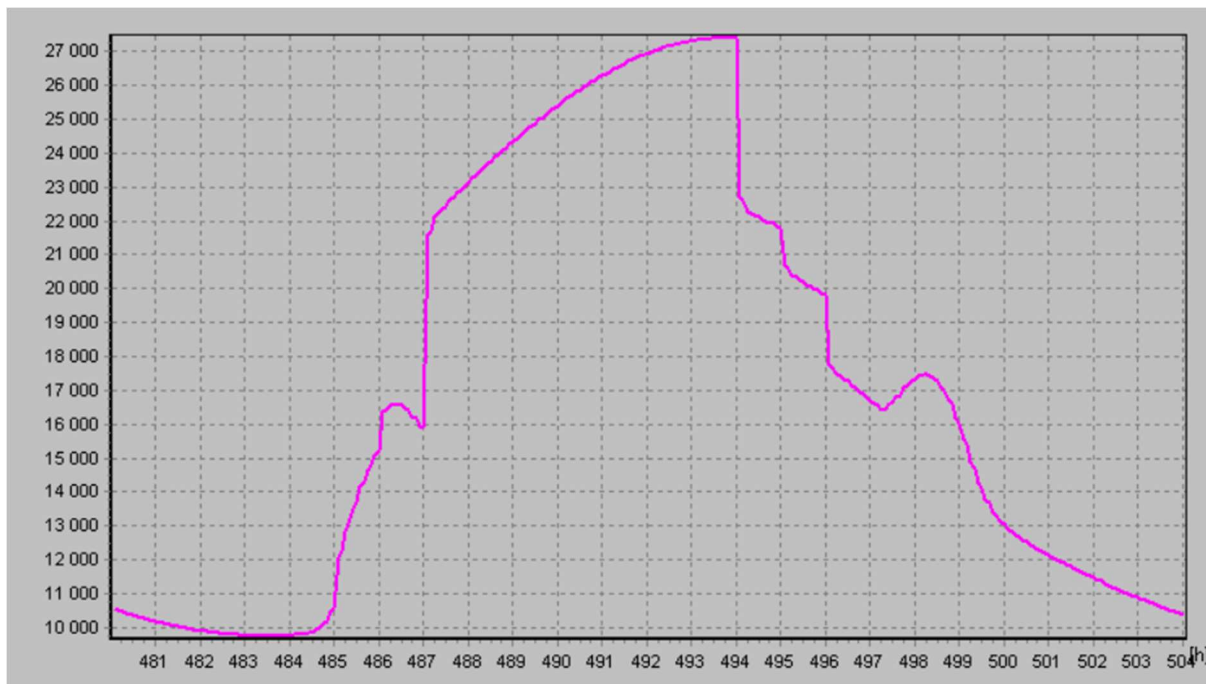
Suma potřeby chladu = 411.9kWh

Suma potřeby tepla = 0kWh

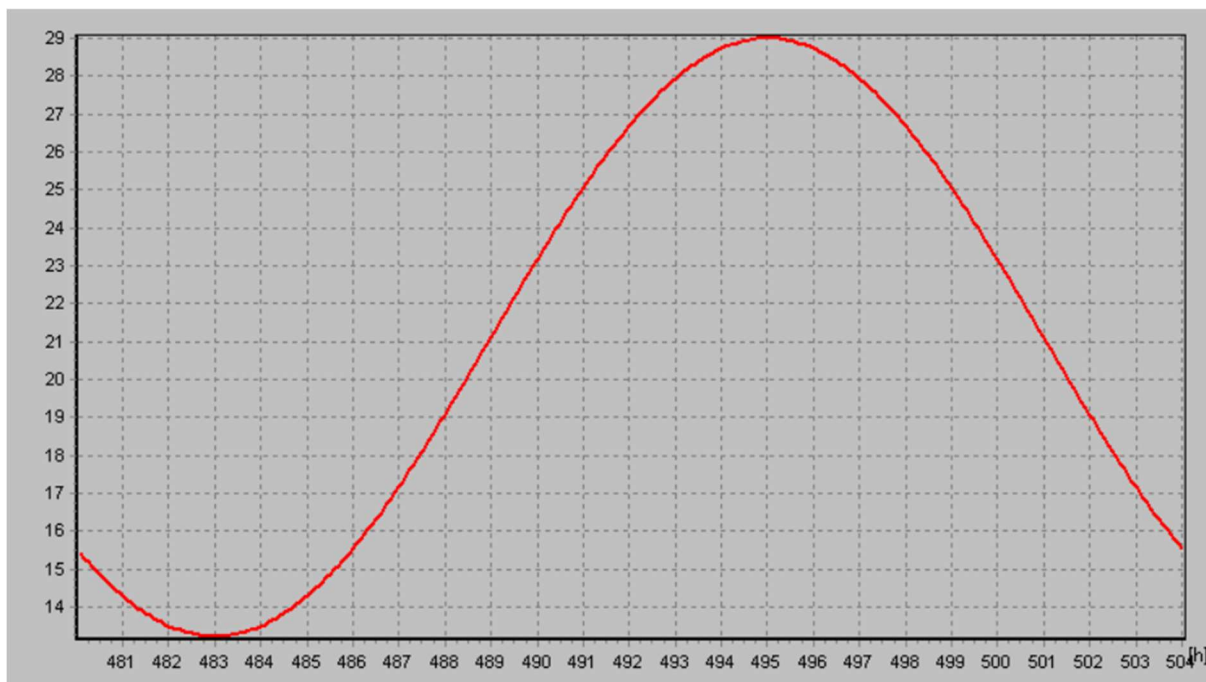
## POSOUZENÍ OPTIMALIZACE

Podle původní metodiky vychází maximum citelné tepelné zátěže dne 21. 7. v 11:00 na 66 657,35 W, zatímco podle nového (optimalizovaného) přístupu nastává maximum 21. 7. přibližně ve 13:40 (13,67 h) a dosahuje 27 394,89 W. To znamená, že nové maximum je oproti původnímu nižší o 39 262,46 W.

V procentním vyjádření jde o pokles přibližně o 58,9 % (tj. nové maximum je asi 41,1 % původní hodnoty). Rozdíl ve výsledcích je dán hlavně odlišným zacházením s příspěvkem technologií do zatížení prostoru: původní metodika uvažuje, že veškeré citelné teplo zatěžuje místnost a část vázaného tepla se ještě projeví v prostoru, zatímco nový přístup počítá s tím, že do bilance místnosti vstupuje jen definovaná část konvekční složky a vázané teplo je odvedeno celé, což vede k výrazně nižšímu vypočtenému maximu tepelné zátěže.

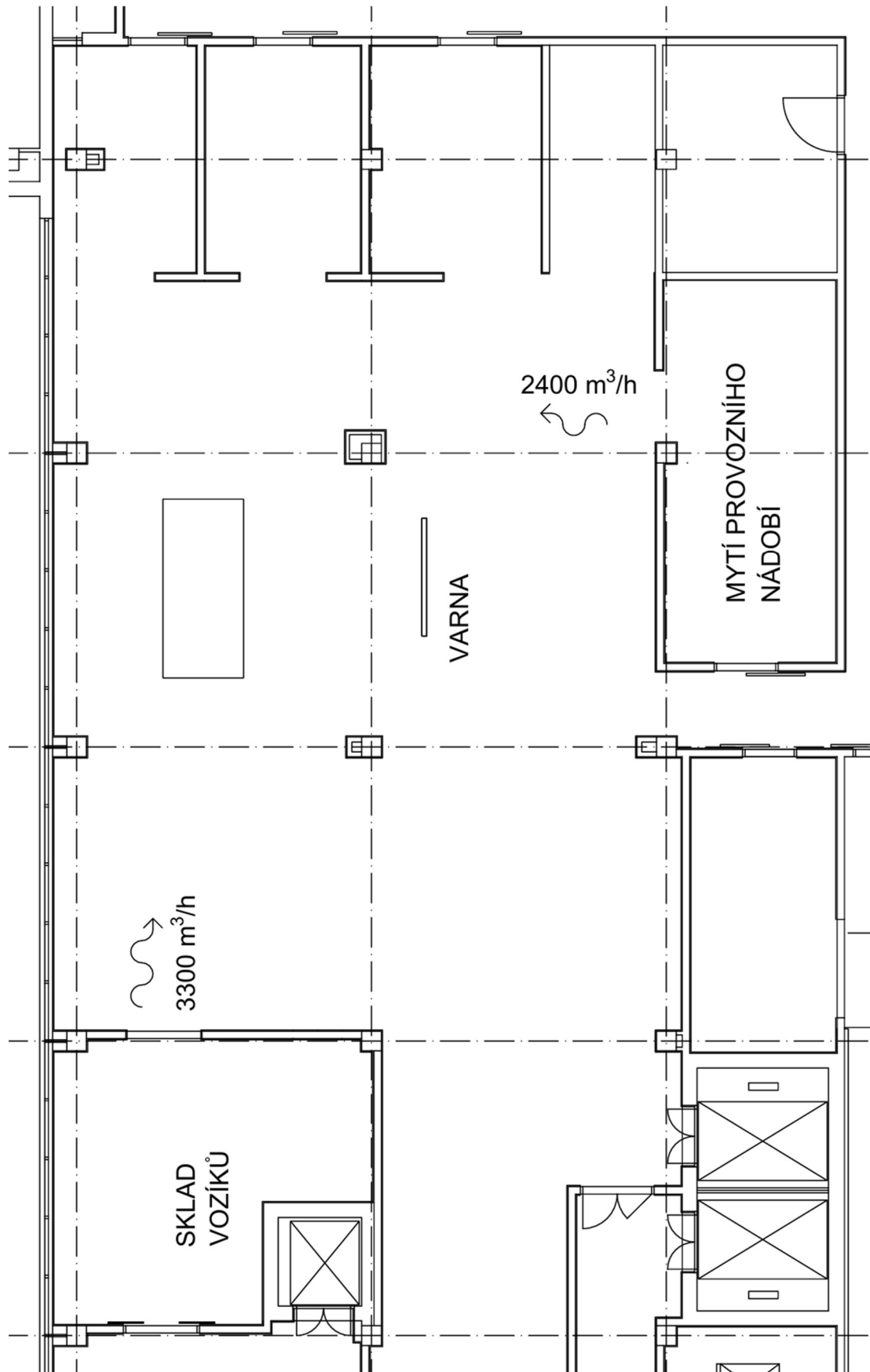


Obrázek 9 – Průběh tepelné zátěže během dne



Obrázek 10 – Průběh venkovní teploty během dne

## B6. TLAKOVÉ POMĚRY



Obrázek 11 – Tlakové poměry

## B7. DISTRIBUČNÍ ELEMENTY

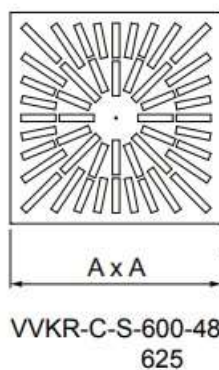
### 7.1. NÁVRH DISTRIBUČNÍCH ELEMENTŮ NA PŘÍVODU

V rámci optimalizace přívodu vzduchu do prostoru varny byla přehodnocena skladba koncových prvků distribuce. Původně uvažovaná textilní vyústka byla z návrhu vypuštěna, protože po úpravě návrhových průtoků již nebyla z hlediska kapacity a funkce nezbytná. Snížení požadovaného přívodního množství umožnilo řešit distribuci jednodušeji a pomocí standardních stropních prvků.

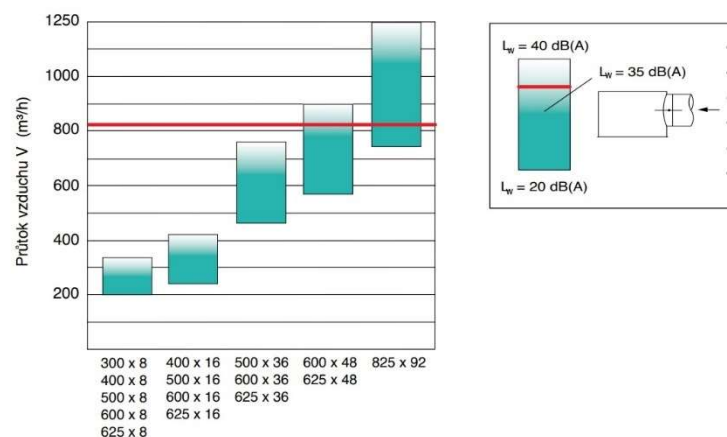
Náhrada byla provedena doplněním 6 vířivých anemostatů. Tyto anemostaty rozměrově odpovídají prvkům použitým v původním návrhu, takže nedochází ke změně jejich instalačních nároků ani k zásahu do architektonického či stavebního řešení. Úprava je tedy založena na zachování původních rozměrů a montážních podmínek, pouze se mění skladba systému tak, aby bylo při nižším průtoku dosaženo rovnoměrné distribuce přiváděného vzduchu a stabilních proudových poměrů v prostoru.

#### Vířivý anemostat

Použitý vířivý anemostat je typu VVKR-C-S-825-92 v rozměru 600 × 625 mm. Je vybaven nastavitelnými lamelami, celkem 48 lamel, což umožňuje upravit charakter proudění a směrování přiváděného vzduchu podle požadavků prostoru. Součástí sestavy je také plenum box pro rovnoměrné rozdělení vzduchu a zajištění stabilních tlakových poměrů. Povrchová úprava je provedena práškovým nátěrem v odstínu RAL 9010.



Obrázek 12 – Vířivý anemostat [6]



Obrázek 13 – Tlaková ztráta a hodnota akustického výkonu vířivého anemostatu [7]

## 7.2. TABULKA DISTRIBUČNÍCH ELEMENTŮ NA PŘÍVODU

Č. ZAŘÍZENÍ	Č. MÍSTNOSTI	NÁZEV	OZNAČENÍ T	POČET KS	ROZMĚRY	PLOCHA	PRŮTOK VZDUCHU/1 KS	PRŮTOK VZDUCHU CELKOVĚ	$\Delta p_c$ [Pa]	Lwa [dB(A)]	H [m]	Hz [m]
1	232	vířivý anemostat; 48 lamel	WKR-C-S-825-92	2	600x625	0,375	825	1650	2*41	37,5	2,8	1,8
	233	vířivý anemostat; 48 lamel	WKR-C-S-825-92	2	600x625	0,375	825	1650	2*41	37,5	2,8	1,8
	234	vířivý anemostat; 48 lamel	WKR-C-S-825-92	2	600x625	0,375	825	1650	2*41	37,5	2,8	1,8
	239	vířivý anemostat; 48 lamel	WKR-C-S-825-92	4	600x625	0,375	825	3300	4*41	37,5	2,8	1,8
	241-243	vířivý anemostat; 48 lamel	WKR-C-S-825-92	12	600x625	0,375	825	9900	6*41	37,5	2,8	1,8
	244	vířivý anemostat; 48 lamel	WKR-C-S-825-92	4	600x625	0,375	825	3300	4*41	37,5	2,8	1,8
									21450			

Tabulka 16 – Distribuční elementy na přívodu

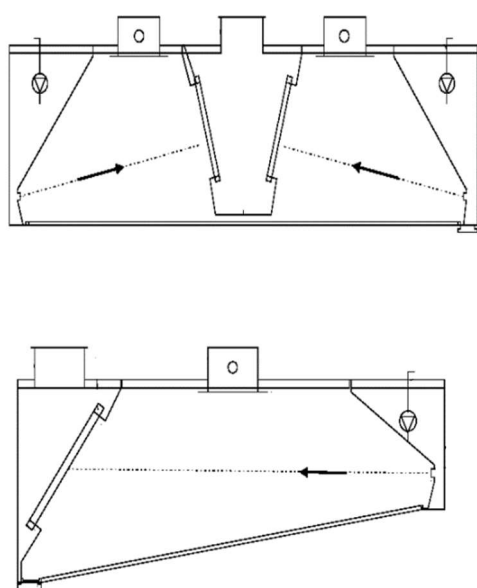
### 7.3. NÁVRH DISTRIBUČNÍCH ELEMENTŮ NA ODVODU

Varný provoz je z hlediska odvodu vzduchu specifický vysokou produkcí tepla, vodní páry, pachů a zejména tukových aerosolů. Návrh odvodních distribučních prvků proto musí zajistit dvě klíčové funkce: spolehlivě zachytit znečištěný vzduch co nejbližší u zdroje a současně minimalizovat šíření zplodin do prostoru, aby nedocházelo ke zhoršení mikroklimatu a ke zvýšenému zanášení okolních konstrukcí. V optimalizovaném řešení jsou pro tento účel použity dva typy elementů – indukční odsavače par nad technologiemi a samostatné odtahové elementy s odlučovačem tuků pro místa, která nejsou přímo pokryta odsavači.

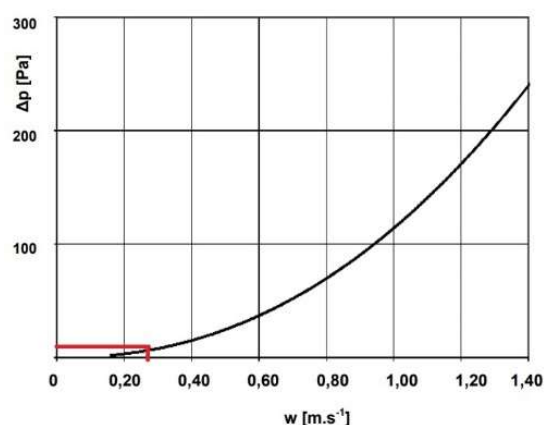
#### Indukční odsavač par

Indukční odsavač par pracuje na principu řízené indukce. Z vnitřní strany odsavače je přiváděn (tryskán) vzduch směrem k odlučovačům tuku na vnější straně konstrukce odsavače. Vzniká tak proudění, které „strhává“ znečištěný vzduch stoupající od varných technologií a aktivně jej směruje do odtahové části. Oproti běžným (neindukčním) odsavačům tak nedochází pouze k pasivnímu zachytávání termického vztlaku, ale k jeho stabilizaci a zesílení, což se pozitivně projevuje zejména při proměnném zatížení technologií a při rušivých vlivech v prostoru (pohyb obsluhy, průvan, otevření dveří apod.).

Z důvodu vyšší účinnosti zachycení a lepší provozní stability jsou v návrhu uvažovány odsavače par jako indukční. Tento typ odsavače zpravidla umožňuje lépe udržet znečištění v „zóně odtahu“, čímž se snižuje riziko šíření par a tukových aerosolů do okolí a zlepšují se pracovní podmínky v prostoru varny. Součástí technického posouzení je i ověření tlakové ztráty a akustických parametrů, protože tyto hodnoty ovlivňují volbu ventilátoru, regulační možnosti a výslednou hlučnost v prostoru.



Obrázek 15 – Indukční odsavač par [9]



Tab. 1 Technické parametry ventilátoru

Hlučnost ventilátoru	[dB]	52
Elektrické napětí	[V]	230
Elektrický příkon	[W]	46

Obrázek 14 – Tlaková ztráta a hodnota akustického výkonu indukčního odsavače par [8]

## Odtahový element s odlučovačem tuků

Pro odvod vzduchu z míst, která nejsou přímo pokryta odsavači par, jsou navrženy odtahové elementy s odlučovačem tuků. Jedná se o kazetové prvky určené k zabudování do podhledu, osazené v nerezovém rámu tak, aby konstrukčně odpovídaly hygienickým požadavkům gastro provozu a současně umožnily snadnou demontáž při údržbě.

Funkční podstata těchto prvků spočívá v mechanické separaci tukových částic ze vzduchu. Součástí elementu je separační vložka (v návrhu uvažovaná jako pletivová separační vrstva) a dále vanička pro zachycení odloučeného tuku. Tím je omezeno zanášení navazujícího potrubí, snižuje se riziko usazování mastnot v systému a zlepšuje se požární bezpečnost i dlouhodobá provozní spolehlivost. Prakticky je důležité také to, že pravidelně čištěné odlučovací vložky a vaničky udržují stabilní tlakové poměry – zanesení by jinak vedlo k růstu tlakové ztráty, poklesu odtahu a zvýšení hluchosti.

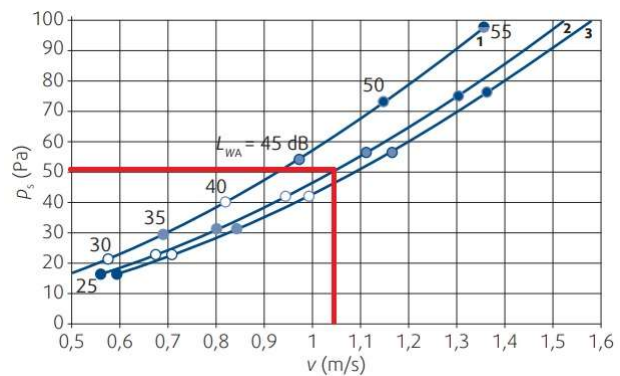
Stejně jako u odsavačů par jsou i u odtahových elementů posuzovány tlakové ztráty a akustický výkon, protože tyto parametry se promítají do dimenzování potrubních tras, do nastavení regulačních prvků a do výsledné energetické náročnosti systému. V kombinaci s indukčními odsavači par tak odtahové elementy tvoří doplňkovou, ale důležitou část odvodu, která zajišťuje, že veškerý odpadní vzduch z varny je odváděn kontrolovaně a s odpovídající mírou separace tuků.



### Legenda

1. Rámeček
2. První separační vrstva, labyrintová (GL) nebo pletivová (GM-1)
3. Regulační klapka
4. Vana pro zachycení tuku
5. Druhá separační vrstva, pletivová (GM-2)

Obrázek 17 – Odtahový element s odlučovačem tuku [11]



Obrázek 16 – Tlaková ztráta a hodnota akustického výkonu odtahového elementu s odlučovačem tuku [10]

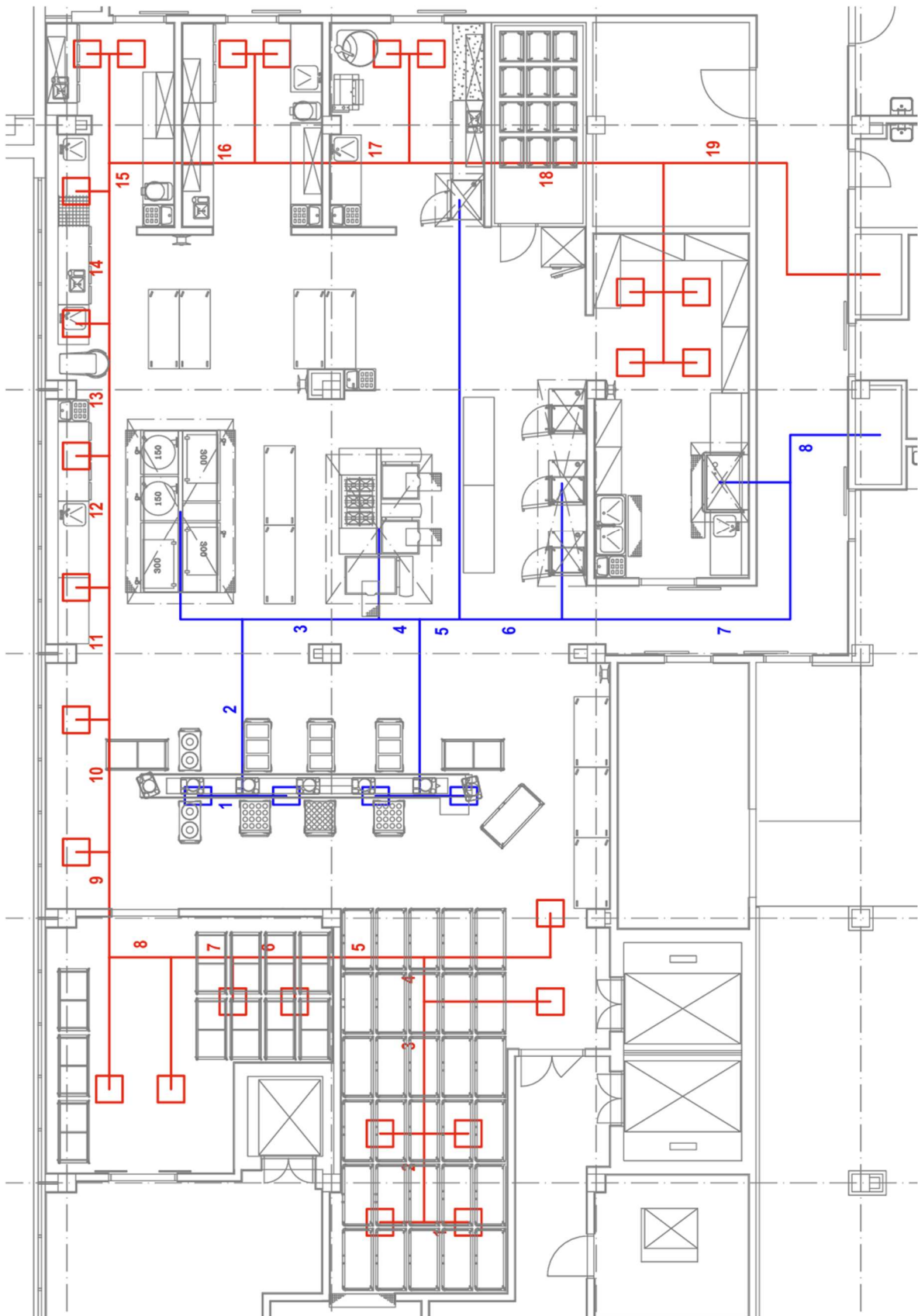
## 7.4. TABULKA DISTRIBUČNÍCH ELEMENTŮ NA ODVODU

Č. ZAŘÍZENÍ	Č. MÍSTNOSTI	NÁZEV	ŠÍŘKA	DÉLKA	PLOCHA	RYCHLOST VZDUCHU ODHADOVANÁ	PRŮTOK VZDUCHU VÝPOČTOVÝ	PRŮTOK VZDUCHU NAVRHOVANÝ	RYCHLOST VZDUCHU NAVRHOVANÁ	$\Delta p_c$ [Pa]	Lwa [dB(A)]	H [m]	Hz [m]
1	234	1. indukční odsavač par	1100	4700	5,17	0,25	4653	2000	0,11	38	52	2,2	1,8
	241-243	2. indukční odsavač par	1300	1800	2,34	0,25	2106	900	0,11	38	52	2,2	1,8
	234	3. indukční odsavač par	1100	1200	1,32	0,25	1188	600	0,13	38	52	2,2	1,8
	241-243	4. indukční odsavač par	2400	3400	8,16	0,25	7344	6000	0,20	38	52	2,2	1,8
	241-243	5. indukční odsavač par	2400	4200	10,08	0,25	9072	8500	0,23	38	52	2,2	1,8
	241-243	6. odtah s odlučovačem tuku	600	400	0,24	0,6	518,4	900	1,04	43	41	2,8	1,8
	241-243	7. odtah s odlučovačem tuku	600	400	0,24	0,6	518,4	900	1,04	43	41	2,8	1,8
	241-243	8. odtah s odlučovačem tuku	600	400	0,24	0,6	518,4	900	1,04	43	41	2,8	1,8
	241-243	9. odtah s odlučovačem tuku	600	400	0,24	0,6	518,4	900	1,04	43	41	2,8	1,8
								<b>21600</b>					

Tabulka 17 – Distribuční elementy na odvodu

## B8. DIMENZE POTRUBÍ A EXTERNÍ TLAKOVÁ ZTRÁTA

### 8.1. JEDNOČAROVÉ ŘEŠENÍ POTRUBÍ



Obrázek 18 – Jednočarové řešení potrubní sítě

## 8.2. DIMENZOVÁNÍ PŘÍVODNÍHO POTRUBÍ

HLAVNÍ TRASA - PŘÍVOD													
U	V [m <sup>3</sup> /h]	V [m <sup>3</sup> /s]	L [m]	v' [m/s]	S' [m <sup>2</sup> ]	d' [m]	AxB [mm]	d [m]	v [m/s]	R [Pa/m]	ξ [-]	Z [Pa]	Z+RxL [Pa]
1	825	0,23	1	3	0,076	0,312	315 x 250	0,279	2,91	0,40	0	0,00	0,40
2	1650	0,46	2	4	0,115	0,382	400 x 250	0,308	4,58	0,90	0,9	9,45	11,25
3	3300	0,92	3	5	0,183	0,483	560 x 250	0,346	6,55	1,64	0,9	19,29	24,20
4	4125	1,15	1	6	0,191	0,493	630 x 250	0,358	7,28	1,95	0,6	15,88	17,83
5	4950	1,38	2,9	7	0,196	0,500	630 x 315	0,42	6,93	1,51	0,6	14,40	18,78
6	5775	1,60	1,4	7	0,229	0,540	710 x 315	0,436	7,17	1,56	0,6	15,43	17,61
7	6600	1,83	1,4	7	0,262	0,577	710 x 355	0,473	7,27	1,48	0,6	15,87	17,94
8	7425	2,06	1,4	7	0,295	0,612	800 x 355	0,492	7,26	1,42	0,6	15,82	17,80
9	8250	2,29	2,39	7	0,327	0,646	900 x 355	0,509	7,17	1,33	0,9	23,15	26,34
10	9075	2,52	3	7	0,360	0,677	900 x 355	0,509	7,89	1,61	0,3	9,34	14,18
11	9900	2,75	3	7	0,393	0,707	900 x 400	0,554	7,64	1,39	0,6	17,51	21,68
12	10725	2,98	3	7	0,426	0,736	1000 x 400	0,571	7,45	1,28	0,6	16,64	20,49
13	11550	3,21	3	7	0,458	0,764	1000 x 400	0,571	8,02	1,49	0,3	9,65	14,11
14	12375	3,44	3	8	0,430	0,740	1000 x 450	0,621	7,64	1,24	0,6	17,51	21,23
15	13200	3,67	0,64	8	0,458	0,764	1000 x 500	0,667	7,33	1,06	0,9	24,20	24,88
16	14850	4,13	3,3	8	0,516	0,810	1000 x 500	0,667	8,25	1,35	1,2	40,84	45,28
17	16500	4,58	3,6	8	0,573	0,854	1000 x 560	0,718	8,18	1,23	0,6	20,10	24,53
18	18150	5,04	5,75	8	0,630	0,896	1000 x 560	0,718	9,00	1,49	0,3	12,16	20,73
19	21450	5,96	6,15	8	0,745	0,974	1120 x 560	0,745	9,50	1,60	1,8	81,22	91,06
													450,32

VEDLEJŠÍ TRASY - PŘÍVOD													
U	V [m <sup>3</sup> /h]	V [m <sup>3</sup> /s]	L [m]	v' [m/s]	S' [m <sup>2</sup> ]	d' [m]	AxB [mm]	d [m]	v [m/s]	R [Pa/m]	ξ [-]	Z [Pa]	Z+RxL [Pa]
18.1	1650	0,46	2	3	0,153	0,441	450 x 450	0,45	2,26				
18.2	3300	0,92	3,5	4	0,229	0,540	450 x 560	0,551	3,64				

Tabulka 18 – Dimenzování přívodního potrubí

### 8.3. DIMENZOVÁNÍ ODVODNÍHO POTRUBÍ

HLAVNÍ TRASA - ODVOD													
U	V [m <sup>3</sup> /h]	V [m <sup>3</sup> /s]	L [m]	v' [m/s]	S' [m <sup>2</sup> ]	d' [m]	AxB [mm]	d [m]	v [m/s]	R [Pa/m]	ξ [-]	Z [Pa]	Z+RxL [Pa]
1	900	0,25	1	3	0,083	0,326	315 x 250	0,279	3,17	0,48	0,0	0,00	0,48
2	1800	0,50	4	4	0,125	0,399	250 x 500	0,333	4,00	0,63	1,5	12,00	14,54
3	10300	2,86	3,1	7	0,409	0,721	900 x 500	0,571	6,36	0,93	0,9	18,19	21,09
4	16300	4,53	0,9	8	0,566	0,849	1120 x 560	0,745	7,22	0,92	0,9	23,45	26,31
5	18100	5,03	0,9	8	0,628	0,895	1120 x 560	0,745	8,02	1,14	0,6	19,28	20,30
6	18700	5,19	2,33	8	0,649	0,909	1120 x 560	0,745	8,28	1,22	0,6	20,58	21,67
7	20700	5,75	8,3	8	0,719	0,957	1120 x 560	0,745	9,17	1,49	0,9	37,82	41,29
8	21600	6,00	3	8	0,750	0,977	1120 x 560	0,745	9,57	1,62	1,2	54,91	68,37
												214,05	

VEDLEJŠÍ TRASY - ODVOD													
U	V [m <sup>3</sup> /h]	V [m <sup>3</sup> /s]	L [m]	v' [m/s]	S' [m <sup>2</sup> ]	d' [m]	AxB [mm]	d [m]	v [m/s]	R [Pa/m]	ξ [-]	Z [Pa]	Z+RxL [Pa]
Od indukčního zákrytu č.5													
3.1	8500	2,36	2,8	6	0,394	0,708	800 x 500	0,659	5,90				
Od indukčního zákrytu č.4													
4.1	6000	1,67	1,4	6	0,278	0,595	500 x 560	0,593	5,95				
Od odtahů č.3,4													
5.1	900	0,25	1,5	3	0,083	0,326	250 x 315	0,279	3,17				
5.2	1800	0,50	2,5	4	0,125	0,399	250 x 500	0,333	4,00				
Od indukčního zákrytu č.3													
6.1	600	0,17	8,9	2	0,083	0,326	250 x 500	0,333	1,33				
Od indukčního zákrytu č.2													
7.1	2000	0,56	9,5	3	0,185	0,486	250 x 560	0,346	3,97				
Od indukčního zákrytu č.1													
8.1	900	0,25	1,6	2	0,125	0,399	250 x 560	0,402	1,79				

Tabulka 19 – Dimenzování odvodního potrubí

## 8.4. EXTERNÍ TLAKOVÁ ZTRÁTA POTRUBÍ

Externí tlaková ztráta potrubní sítě určuje, jaký externí statický tlak musí ventilátory jednotky překonat, aby byl v provozu dosažen požadovaný průtok vzduchu. Do této ztráty se zahrnují jednak tlakové ztráty vlastního potrubí, jednak tlakové ztráty armatur a koncových prvků – typicky tlumičů hluku, žaluzií, regulačních a požárních klapek a distribučních elementů

V optimalizovaném návrhu vychází celková tlaková ztráta sítě jako celek příznivěji zejména díky nižším návrhovým průtokům a úpravám dimenzí/tras, tedy díky menším rychlostem proudění a nižším tlakovým ztrátám v potrubí. Z pohledu „sítě“ proto nový návrh vykazuje celkově menší nároky na tlak ventilátoru v hlavních trasách.

Současně však nový návrh uvažuje vyšší tlakové ztráty tlumičů hluku. Důvodem je zpřesnění odhadu podle reálných parametrů tlumičů (resp. podle dostupných výrobních podkladů a běžných tlakových ztrát při uvažovaných rychlostech), protože v původním návrhu byla tlaková ztráta tlumičů zjevně podceněna. To je důležitá korekce pro návrh jednotky: tlumiče patří mezi prvky, které mohou tvořit významnou část celkové externí tlakové ztráty, a pokud jsou ztráty tlumičů nastaveny příliš nízké, hrozí následně nedosažení projektovaného průtoku nebo potřeba zvýšení otáček ventilátoru, což se negativně projeví spotřebou energie i hlučností.

	PŘÍVOD	ODVOD
$\Delta p_{\text{ext}}$ [pa]	450	214
$\Delta p_{\text{stroj}}$ [pa]	225	107
tlumič hluku - sání	50	150
tlumič hluku - tlak [pa]	150	50
žaluzie [pa]	50	50
regulační klapka [pa]	30	30
pož. klapka [pa]	25	25
konc. distr. element [pa]	41	43
SUMA $\Delta p_{\text{ext}}$ [pa]	1071	719
V [m <sup>3</sup> /h]	21450	21600

Tabulka 20 – Externí tlaková ztráta potrubní sítě

## B9. NÁVRH VZDUCHOTECHNICKÉ JEDNOTKY

Optimalizace návrhu VZT jednotky vychází z toho, že se po úpravě výpočtů snížily požadované průtoky vzduchu pro přívod i odvod. Z tohoto důvodu bylo možné ponechat původní funkční skladbu jednotky (tj. stejnou koncepci zapojení a stejné skupiny prvků včetně filtrace), ale současně zmenšit rozměrovou řadu jednotky, aby lépe odpovídala novému provoznímu stavu a nebyla zbytečně předimenzovaná. Návrh byl zpracován v softwaru AeroCAD a jednotka je i nadále uvažována bez provedení ECO DESIGN z důvodu snížení pořizovacích nákladů.

V původním návrhu byla navržena jednotka REMAK X 2424 v rozměrové řadě 27/12, která odpovídala vyšším průtokům a tomu odpovídají i vyšší instalované příkony ventilátorů (na přívodu 2×18,5 kW a na odvodu 2×11 kW). V optimalizovaném návrhu je zvolena jednotka REMAK X 2121 v rozměrové řadě 18/12, tedy menší velikost, která je již dimenzována na snížené průtoky; tomu odpovídá i nižší výkon ventilátorů (přívod 2×15 kW, odvod 2×7,5 kW). Filtrace zůstává zachována ve stejné úrovni (přívod M5 + F7, odvod G3 + M5), takže se nemění požadavek na kvalitu vzduchu ani ochranu zařízení.

### 9.1. VÝSTUP Z AEROCAD

Návrh VZT jednotky byl proveden v softwaru AeroCAD.

Výkonová řada jednotky je navržena REMAK X 2121; rozměrová řada je 18/12. Jednotka je s ventilátory s oběžným kolem na přívodu 2 x 15 kW - 28 A a na odvodu 2 x 7,5 kW - 14 A.

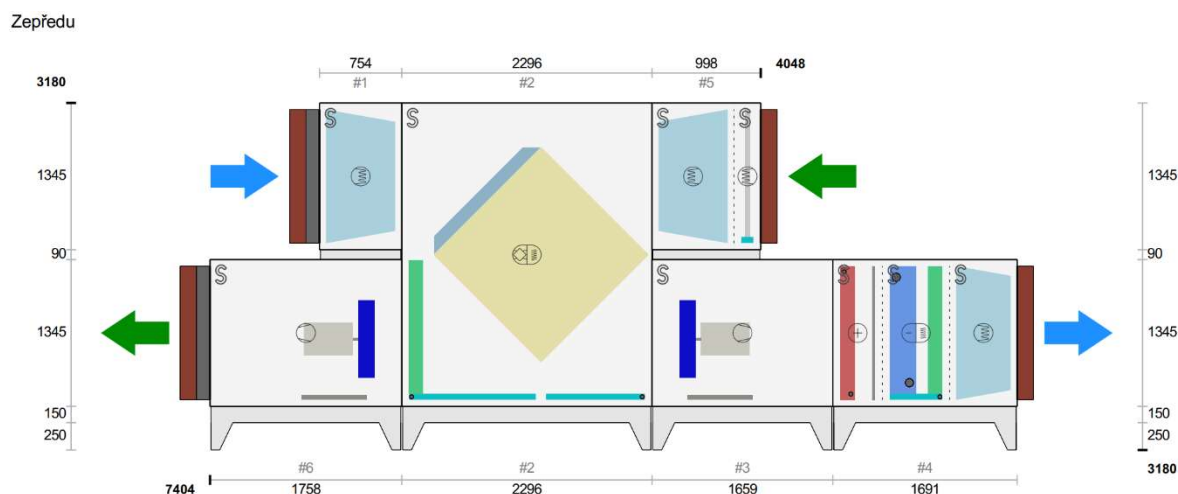
Třída filtrace na přívodu – M5 (ePM10 60 %) - F7 (ePM2.5 65 %)

Třída filtrace na odvodu – G3 (Coarse 40 %) - M5 (ePM10 60 %)

Upravená teplota vzduchu pro přívod v letním období: 20,4 °C

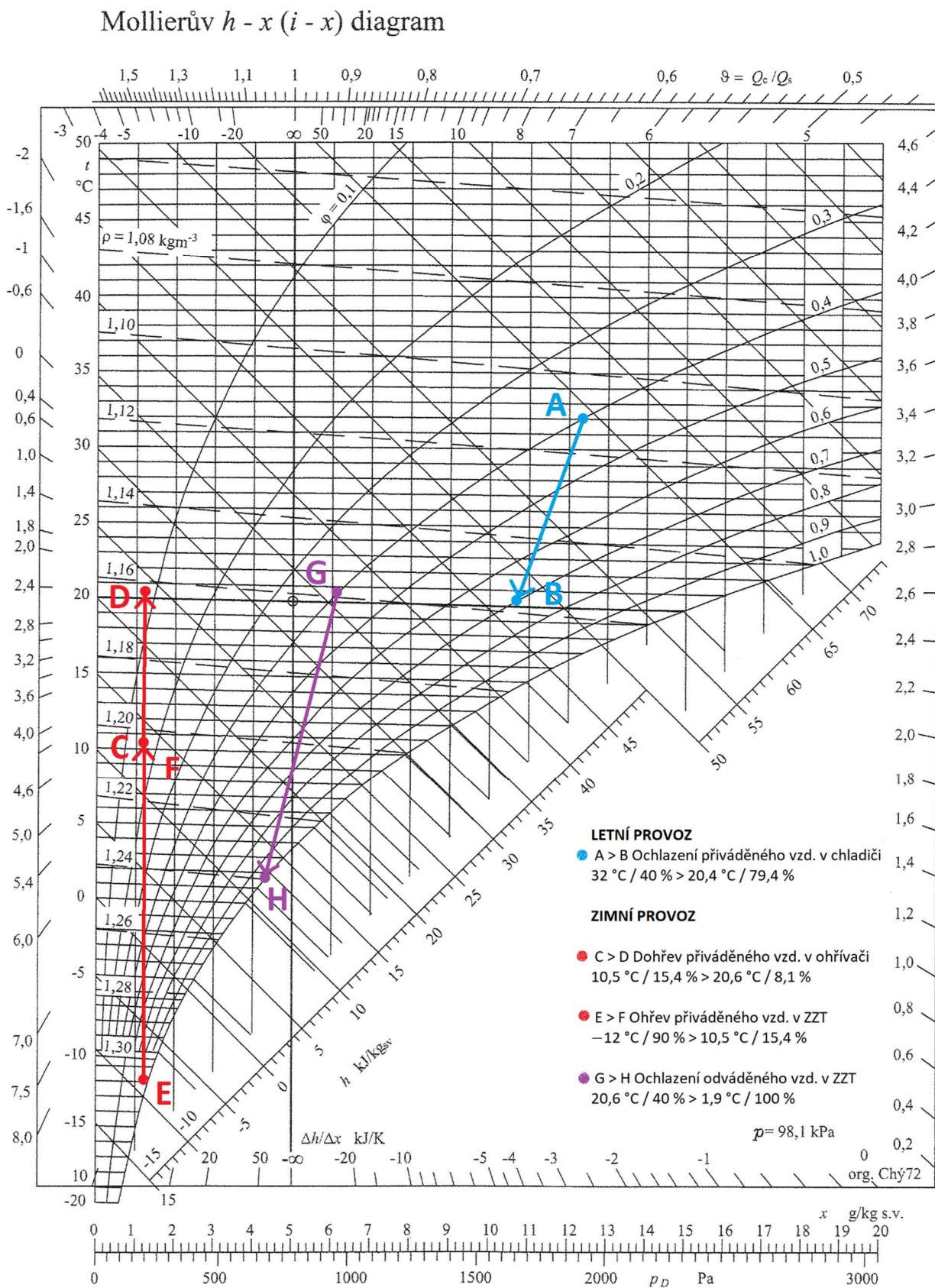
Upravená teplota vzduchu pro přívod v zimním období: 20,6 °C

Navrhovaná jednotka je uvažovaná bez ECO DESIGN



Obrázek 19 – Schéma navrhované vzduchotechnické jednotky

## 9.2. HX – DIAGRAM ZAŘÍZENÍ Č.1



Obrázek 20 – Psychometrický  $h-x$  diagram úprav vzduchu jednotkou

## B10. NÁVRH ÚTLUMU HLUKU

V rámci zařízení č. 1 jsou pro zajištění požadované hladiny hluku uvažovány čtyři kulisové tlumiče hluku. Kulisové tlumiče jsou vyrobeny z oboustranně žárově pozinkovaného plechu, přičemž vlastní tlumicí výplň tvoří minerální vata chráněná lisovanou tkaninou. Tlumiče jsou navrženy s teplotní odolností pro dlouhodobý provoz v rozsahu přibližně  $-20$  až  $+80$  °C, případně pro krátkodobé působení i při extrémnějších teplotách.

Dalšími opatřeními pro snížení přenosu hluku do prostoru jsou pružné (ohebné) potrubní úseky Sonoflex, které omezují lokální šíření hluku mezi VZT rozvody a koncovými prvky, a dále akustická protidešťová žaluzie na exteriérových nasávacích/výfukových prvcích, která minimalizuje vyzařování akustického tlaku směrem do venkovního prostředí.

Z hlediska omezení přenosu hluku potrubní sítě jsou v blízkosti strojovny vhodně voleny tvarovky s ohledem na akustické chování rozvodů, aby se snížil přenos akustického tlaku od VZT jednotky do navazujícího potrubí.

Po provedené optimalizaci byly upraveny (zmenšeny) dimenze tlumičů, tak aby odpovídaly novým proudovým poměrům a současně vyhověly výsledku výpočtu akustického tlaku v místě posluchače. Cílem této úpravy bylo zachovat normové požadavky na hlučnost v chráněných prostorech a zajistit, že navržené řešení splní požadované limity i po změně průtoků a dimenzí systému.



Obrázek 21 – Kulisový tlumič hluku [12]

# 10.1. NÁVRH TLUMIČŮ HLUKU DO INTERIÉRU

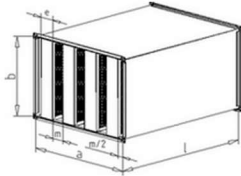
## TLUMIČ HLUKU KULISOVÝ – VÝTLAK DO INTERIÉRU

### VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:  
kulisový

číslo pozice:  
Přívod - výtlak

### GEOMETRIE:



šířka tlumiče:  
a = 1120 mm

výška tlumiče:  
b = 560 mm

délka tlumiče:  
l = 2500 mm

náběhové hrany:  
ne

šířka kulisy:  
e = 100 mm

počet kulis:  
g = 5

průtočná mezera:  
m = 124 mm

odtokové hrany:  
ne

### PARAMETRY PROUDĚNÍ:

průtok vzduchu:  
Q = 21450 m<sup>3</sup>/h

### VYBRANÉ FREKVENCE:

frekvence: f  
63 Hz 499 Hz 5000 Hz

hustota vzduchu:  
ρ = 1.2 kg/m<sup>3</sup>

### AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

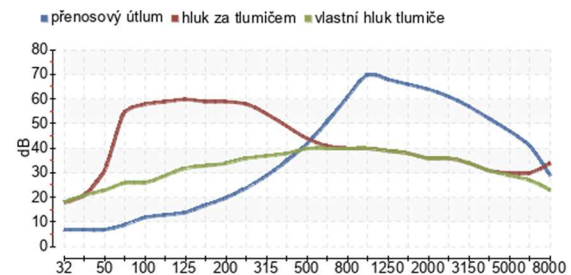
frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váhovým filtrem A: [dB(A)]	0	64	74	82	85	84	80	72	63	89

Všechny uvedené hodnoty jsou vypočteny s tolerancí ± 10%.

Obrázek 22 – Tlumič hluku kulisový – výtlak do interiéru

### VÝSLEDNÉ HODNOTY

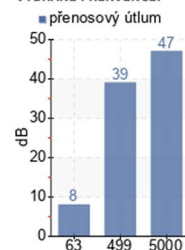
#### ÚTLUM HLUKU:



### VÝSLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	7	9	14	24	42	70	64	52	29	-
vlastní hluk tlumiče:	18	26	32	36	40	40	36	31	23	45
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	18	55	60	58	44	40	36	31	34	63

### VYBRANÉ FREKVENCE:



<b>TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:</b>		
tlaková ztráta:	164	Pa
plocha tlumiče:	0.63	m <sup>2</sup>
<b>RYCHLOST PROUDĚNÍ:</b>		
v celkovém průřezu:	9.5	m/s
ve volné ploše:	17.2	m/s

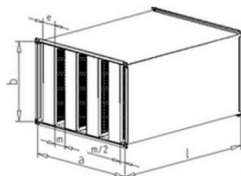
## TLUMIČ HLUKU KULISOVÝ – SÁNÍ Z INTERIÉRU

### VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:  
kulisový

číslo pozice:  
Odvod - sání

### GEOMETRIE:



šířka tlumiče:  
a = 1120 mm

výška tlumiče:  
b = 560 mm

délka tlumiče:  
l = 1500 mm

náběhové hrany:  
ne

šířka kulisy:  
e = 100 mm

počet kulis:  
g = 5

průtočná mezera:  
m = 124 mm

odtokové hrany:  
ne

### PARAMETRY PROUDĚNÍ:

průtok vzduchu:  
Q = 21600 m<sup>3</sup>/h

### VYBRANÉ FREKVENCE:

frekvence: f  
63 Hz 499 Hz 5000 Hz

hustota vzduchu:  
ρ = 1.2 kg/m<sup>3</sup>

### AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

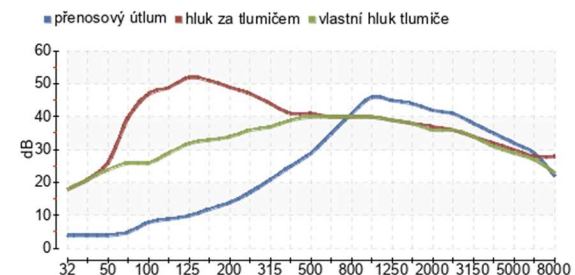
frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váhovým filtrem A: [dB(A)]	0	45	62	64	62	63	59	54	48	69

Všechny uvedené hodnoty jsou vypočteny s tolerancí ± 10%.

Obrázek 23 – Tlumič hluku kulisový – sání z interiéru

### VÝSLEDNÉ HODNOTY

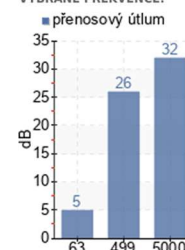
#### ÚTLUM HLUKU:



### VÝSLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	4	5	10	17	29	46	42	35	22	-
vlastní hluk tlumiče:	18	26	32	36	40	40	36	31	23	45
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	18	40	52	47	41	40	37	32	28	54

### VYBRANÉ FREKVENCE:



<b>TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:</b>		
tlaková ztráta:	130	Pa
plocha tlumiče:	0.63	m <sup>2</sup>
<b>RYCHLOST PROUDĚNÍ:</b>		
v celkovém průřezu:	9.6	m/s
ve volné ploše:	17.3	m/s

## 10.2. POSOUZENÍ TLUMIČŮ HLUKU DO INTERIÉRU

PŘÍVOD VZDUCHU – VÝTLAK (do interiéru)											
HLUK	ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU OD VENTILÁTORU DO MÍSTNOSTI									
		frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
	L <sub>w1</sub>	Hladina akustického výkonu zdroje	64	74	82	85	84	80	72	63	89
		hluk tlumiče hluku	26	32	36	40	40	36	31	23	45
L <sub>w</sub>	Součet hluku	64	74	82	85	84	80	72	63	89	
TLUMENÍ		Útlum zvukově izolačním potrubím	10,5	17	19	16	12,5	8	11,5	7	
		útlum tlumič hluku	9	14	24	42	70	64	52	29	
	L <sub>v1</sub>	Hladina akustického výkonu ve výústce	45	43	39	27	2	8	9	27	48
VÝPOČET	L <sub>vy</sub>	Hladina akustického výkonu výústky								37,5	
	L <sub>w,v,p</sub>	Hladina ak. výkonu za výústkou								48	
	K	Korekce na počet výústek					počet výústek:	4	6		
	L <sub>w1,p</sub>	Hladina akustického výkonu všech výústek								54	
Navrhovaný tlumič – Kulisový, 1120 x 560, 5x kulisa tl. 100 mm, délka tlumiče = 2500 mm											

Tabulka 21 – Posouzení tlumičů hluku – přívod do interiéru

ODVOD VZDUCHU – SÁNÍ (do interiéru)											
HLUK	ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU OD VENTILÁTORU DO MÍSTNOSTI									
		frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
	L <sub>w1</sub>	Hladina akustického výkonu zdroje	45	62	64	62	63	59	54	48	69
		hluk tlumiče hluku	26	32	36	40	40	36	31	23	45
L <sub>w</sub>	Součet hluku	45	62	64	62	63	59	54	48	69	
TLUMENÍ		Útlum zvukově izolačním potrubím									
		útlum tlumič hluku	5	10	17	29	46	42	35	22	
	L <sub>v1</sub>	Hladina akustického výkonu ve výústce	40	52	47	33	17	17	19	26	53
VÝPOČET	L <sub>vy</sub>	Hladina akustického výkonu digestoře								52	
	L <sub>w,v,0</sub>	Hladina ak. výkonu za digestoří								56	
	K	Korekce na počet digestoří					počet digestoří:	1	0		
	L <sub>w1,0</sub>	Hladina akustického výkonu všech digestoří								56	
Navrhovaný tlumič – Kulisový, 1120 x 560, 5x kulisa tl. 100 mm, délka tlumiče = 1500 mm											

Tabulka 22 – Posouzení tlumičů hluku – odvod z interiéru

HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU V INTERIÉRU			
POSOUZENÍ	L <sub>w,S</sub>	Vliv přívodního i odvodního potrubí	58
	α	Součinitel pohltivosti	0,2
	A <sub>1</sub>	Plocha všech povrchů v místnosti	225
	A	Pohltivá plocha místnosti	45
	Q	Směrový činitel	2
	r	Vzdálenost od výústky k posluchači	2
	L <sub>p</sub>	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	49
	L <sub>p,N</sub>	Povolená hladina akustického tlaku v místě posluchače	50
	VYHODNOCENÍ:	L <sub>p</sub> = 49 dB < L <sub>p,N</sub> = 50 dB	
<b>VYHOVUJE</b>			

Tabulka 23 – Hladina akustického tlaku v interiéru

# 10.3. NÁVRH TLUMIČŮ HLUKU DO EXTERIÉRU

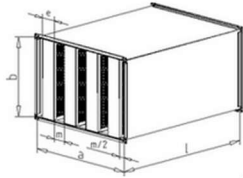
## TLUMIČ HLUKU KULISOVÝ – SÁNÍ Z EXTERIÉRU

### VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:  
kulisový

číslo pozice:  
Přívod - sání

### GEOMETRIE:



šířka tlumiče:  
a = 1120 mm

výška tlumiče:  
b = 1250 mm

délka tlumiče:  
l = 1500 mm

náběhové hrany:  
ne

šířka kulisy:  
e = 100 mm

počet kulis:  
g = 5

průtočná mezera:  
m = 124 mm

odtokové hrany:  
ne

### PARAMETRY PROUDĚNÍ:

průtok vzduchu:  
Q = 21450 m<sup>3</sup>/h

### VYBRANÉ FREKVENCE:

frekvence: f  
63 Hz 499 Hz 5000 Hz

hustota vzduchu:  
ρ = 1.2 kg/m<sup>3</sup>

### AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

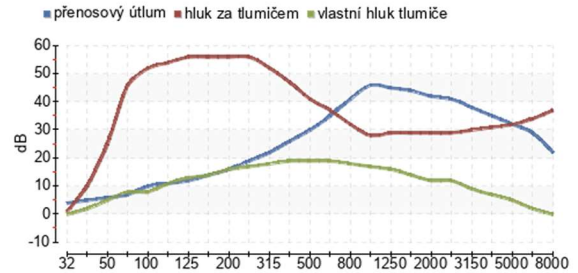
frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váhovým filtrem A: [dB(A)]	0	53	68	75	71	74	71	66	59	80

Všechny uvedené hodnoty jsou vypočteny s tolerancí ± 10%.

Obrázek 24 – Tlumič hluku kulisový – sání z exteriéru

### VÝSLEDNÉ HODNOTY

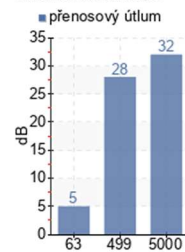
#### ÚTLUM HLUKU:



### VÝSLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	4	7	12	19	30	46	42	35	22	-
vlastní hluk tlumiče:	0	8	13	17	19	17	12	7	0	24
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	1	46	56	56	41	28	29	31	37	59

### VYBRANÉ FREKVENCE:



<b>TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:</b>	
tlaková ztráta:	26 Pa
plocha tlumiče:	1.4 m <sup>2</sup>
<b>RYCHLOST PROUDĚNÍ:</b>	
v celkovém průřezu:	4.3 m/s
ve volné ploše:	7.7 m/s

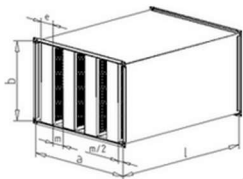
## TLUMIČ HLUKU KULISOVÝ – VÝTLAK DO EXTERIÉRU

### VSTUPNÍ HODNOTY

typ tlumiče:  
kulisový

číslo pozice:  
Odvod - výtlak

### GEOMETRIE:



šířka tlumiče:  
a = 1120 mm

výška tlumiče:  
b = 1250 mm

délka tlumiče:  
l = 1000 mm

náběhové hrany:  
ne

šířka kulisy:  
e = 100 mm

počet kulis:  
g = 5

průtočná mezera:  
m = 124 mm

odtokové hrany:  
ne

### PARAMETRY PROUDĚNÍ:

průtok vzduchu:  
Q = 21600 m<sup>3</sup>/h

### VYBRANÉ FREKVENCE:

frekvence: f  
63 Hz 499 Hz 5000 Hz

hustota vzduchu:  
ρ = 1.2 kg/m<sup>3</sup>

### AKUSTICKÝ VÝKON VENTILÁTORU:

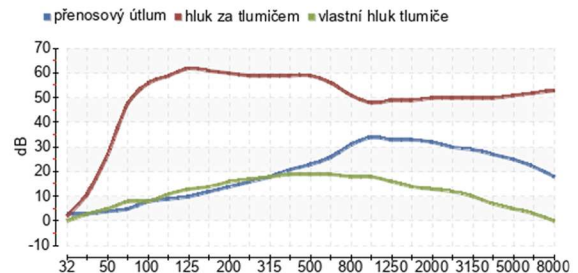
frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
hl. akust. výkonu s váhovým filtrem A: [dB(A)]	0	53	72	75	82	82	82	77	71	88

Všechny uvedené hodnoty jsou vypočteny s tolerancí ± 10%.

Obrázek 25 – Tlumič hluku kulisový – výtlak do exteriéru

### VÝSLEDNÉ HODNOTY

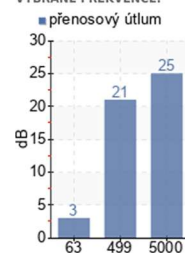
#### ÚTLUM HLUKU:



### VÝSLEDNÉ HODNOTY:

frekvence:	32	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
přenosový útlum:	3	5	10	16	23	34	32	27	18	-
vlastní hluk tlumiče:	0	8	13	17	19	18	13	7	0	24
hl. akust. výkonu za tlumičem s váh. filt. A:	2	48	62	59	59	48	50	50	53	66

### VYBRANÉ FREKVENCE:



<b>TLAKOVÁ ZTRÁTA TLUMIČE:</b>	
tlaková ztráta:	22 Pa
plocha tlumiče:	1.4 m <sup>2</sup>
<b>RYCHLOST PROUDĚNÍ:</b>	
v celkovém průřezu:	4.3 m/s
ve volné ploše:	7.7 m/s

## 10.4. POSOUZENÍ TLUMIČŮ HLUKU DO EXTERIÉRU

PŘÍVOD VZDUCHU – SÁNÍ (do exteriéru)											
HLUK	ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU OD VENTILÁTORU DO MÍSTNOSTI									
		frekvence (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	součtová hladina
	L <sub>w1</sub>	Hladina akustického výkonu zdroje	53	68	75	71	74	71	66	59	<b>80</b>
		hluk tlumiče hluku	8	13	17	19	17	12	7	0	<b>24</b>
L <sub>w</sub>	Součet hluku	53	68	75	71	74	71	66	59	<b>80</b>	
		<b>útlum tlumič hluku</b>	7	12	19	30	46	42	35	22	
	L <sub>v1</sub>	Hladina akustického výkonu ve vyústce	46	56	56	41	28	29	31	37	59
VÝPOČET	L <sub>vy</sub>	Hladina akustického výkonu žaluzie									32
	L <sub>w,v,p</sub>	Hladina ak. výkonu za vyústkou									59
	L <sub>w1,p</sub>	Hladina akustického výkonu všech vyústek									59
Navrhovaný tlumič - Kulisový, 1120 x 1250, 5x kulisa tl. 100 mm, délka tlumiče = 1500 mm											

Tabulka 24 – Posouzení tlumičů hluku – sání z exteriéru

ODVOD VZDUCHU – VÝTLAK (do exteriéru)											
HLUK	ozn.	ŠÍŘENÍ HLUKU OD VENTILÁTORU DO MÍSTNOSTI									
		frekvence (Hz)	<b>63</b>	<b>125</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>1000</b>	<b>2000</b>	<b>4000</b>	<b>8000</b>	součtová hladina
	L <sub>w1</sub>	Hladina akustického výkonu zdroje	53	72	75	82	82	82	77	71	<b>88</b>
		hluk tlumiče hluku	8	13	17	19	18	13	7	0	<b>24</b>
	L <sub>w</sub>	Součet hluku	53	72	75	82	82	82	77	71	<b>88</b>
		<b>útlum tlumič hluku</b>	5	10	16	23	34	32	27	18	
	L <sub>v1</sub>	Hladina akustického výkonu ve výústce	48	62	59	59	48	50	50	53	66
VÝPOČET	L <sub>vy</sub>	Hladina akustického výkonu žaluzie								44	
	L <sub>w,v,0</sub>	Hladina ak. výkonu za digestoří								66	
	L <sub>w1,0</sub>	Hladina akustického výkonu všech žaluzií								66	
Navrhovaný tlumič - 1120 x 1250, 5x kulisa tl. 100 mm, délka tlumiče = 1500 mm											

Tabulka 25 – Posouzení tlumičů hluku – odvod do exteriéru

HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU V EXTERIÉRU			
POSOUZENÍ	L <sub>w,S</sub>	Vliv přívodního i odvodního potrubí	67
	Q	Směrový činitel	2
	r	Vzdálenost od výústky k posluchačovi	4
	L <sub>p</sub>	Hladina akustického tlaku v místě posluchače	47
	L <sub>p,N</sub>	Povolená hladina akustického tlaku v místě posluchače	50
		VYHODNOCENÍ: L <sub>p</sub> = 47 dB < L <sub>p,N</sub> = 50 dB	
<b>VYHOVUJE</b>			

Tabulka 26 – Hladina akustického tlaku v exteriéru

# B11. NÁVRH TEPELNÉ IZOLACE

## Izolace čtyřhranného potrubí

Čtyřhranné potrubí je podle návrhu ověřeného v software TERUNA uvažováno jako celoplošně izolované kamennou vlnou s hliníkovým polepem (Al). Spoje izolace budou provedeny s přelepením a utěsněním Al páskou, aby byla zajištěna souvislá parotěsná vrstva a nevznikalo riziko kondenzace na povrchu potrubí. Jako materiál izolace je navržena deska Larock 40 ALS nebo Larock 60 ALS s deklarovanou tepelnou vodivostí  $\lambda = 0,050 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ . V TERUNA byla tloušťka izolace volena a kontrolována s ohledem na povrchové teploty potrubí v uvažovaných provozních stavech tak, aby se v kritických místech minimalizovalo riziko kondenzace.

Přívod do místností: tloušťka izolace 20 mm

Odvod z místností: tloušťka izolace 40 mm

Přívod ve strojovně: tloušťka izolace 40 mm

Odvod ve strojovně: tloušťka izolace 40 mm

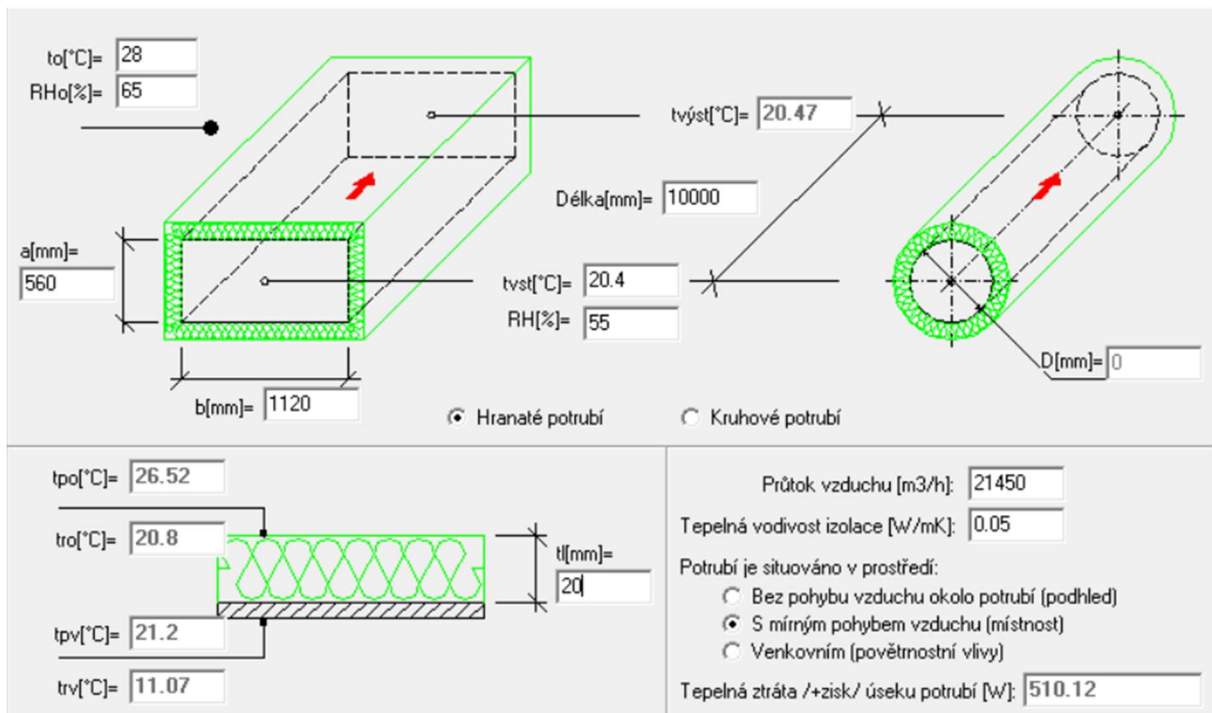
## Izolace kruhového potrubí

Ohebné potrubí Sonoflex bude použito s izolací tloušťky 25 mm a bude dodáno jako hotový předizolovaný výrobek.



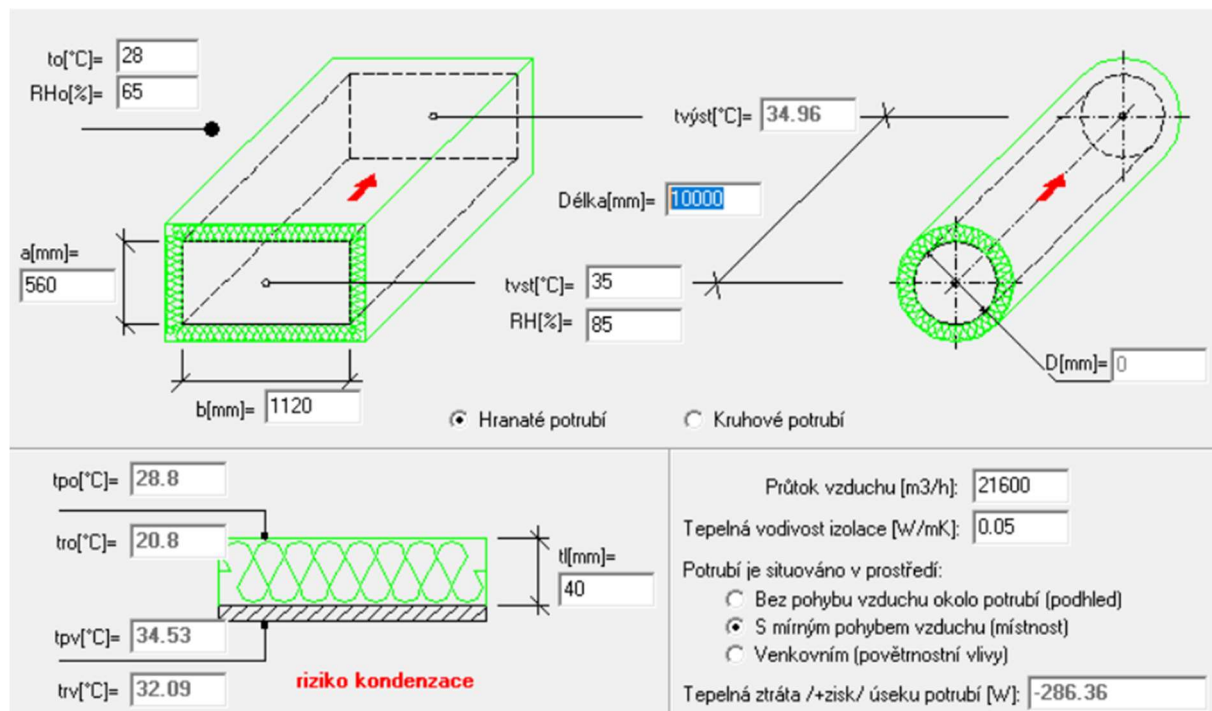
Obrázek 26 – Ohebné potrubí [13]

## 11.1. POSUDEK TEPELNÉ IZOLACE DO MÍSTNOSTÍ – PŘÍVOD



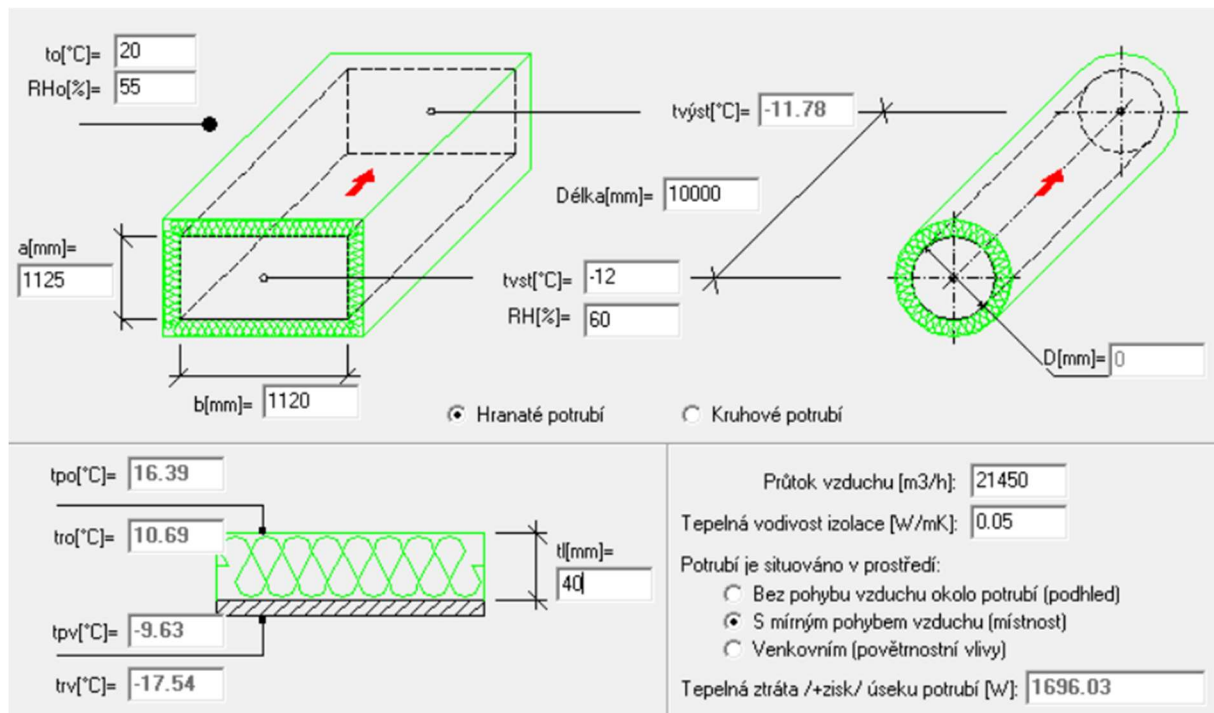
Obrázek 27 – Posudek tepelne izolace do místnosti – prıvod

## 11.2. POSUDEK TEPELNE IZOLACE DO MıSTNOSTı – ODVOD



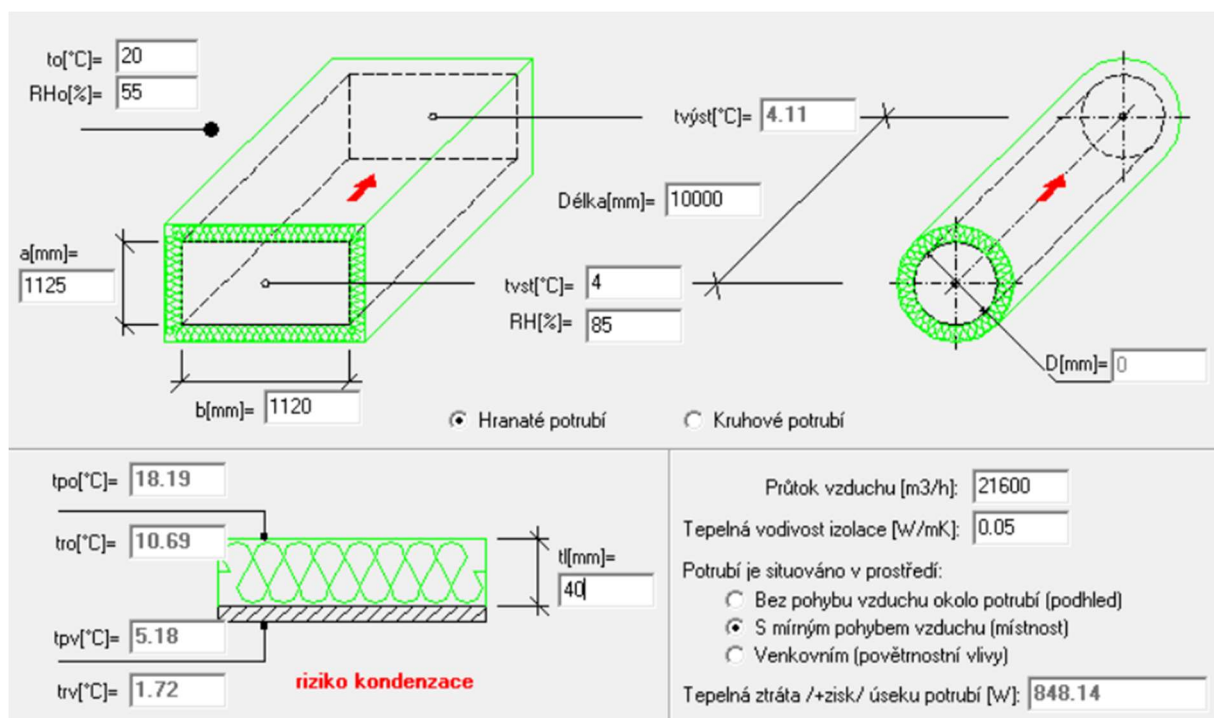
Obrázek 28 – Posudek tepelne izolace do místnosti – odvod

### 11.3. POSUDEK TEPELNÉ IZOLACE VE STROJOVNĚ – PŘÍVOD



Obrázek 29 – Posudek tepelné izolace ve strojojně – přívod

### 11.4. POSUDEK TEPELNÉ IZOLACE VE STROJOVNĚ – ODVOD



Obrázek 30 – Posudek tepelné izolace ve strojojně – odvod

## B12. NÁVRH PROTIDEŠŤOVÉ ŽALUZIE

Protidešťové žaluzie jsou navrženy jako akustické z důvodu splnění maximální hladiny akustického hluku ve vnějším prostředí.

Aby byly zajištěny správné akustické vlastnosti je nutné dodržení rozměrů žaluzií dle prováděcího projektu.

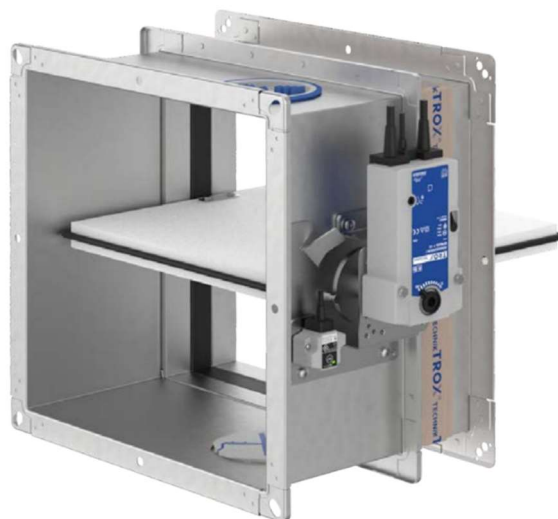


Obrázek 31 – Protidešťová žaluzie [14]

## B13. NÁVRH POŽÁRNÍCH KLAPEK

V místech, kde potrubí prochází požárním úsekem (zejména ve stoupacím potrubí mezi strojovnou a 2. NP), budou osazeny požární klapky výrobce TROX Technik. Klapky budou vybaveny elektrickým servopohonem (24 V / 230 V), teplotní pojistkou se spouštěcí teplotou 72/95 °C a budou napojeny na detekci kouře.

Navržené klapky splňují požadovanou třídu požární odolnosti EI 120 (ve, ho, i ↔ o) S dle ČSN EN 13501-3.



Obrázek 32 – Požární klapka [15]

## B14. VYHODNOCENÍ OPTIMALIZACE NÁVRHU

Optimalizace návrhu vedla především k výraznému snížení návrhových průtoků. Původně se uvažoval přívod cca 33 000 m<sup>3</sup>/h a odvod cca 33 200 m<sup>3</sup>/h, zatímco po optimalizaci je přívod cca 21 450 m<sup>3</sup>/h a odvod cca 21 600 m<sup>3</sup>/h. To znamená pokles přibližně o 11 550 m<sup>3</sup>/h na přívodu (-35,0 %) a o 11 600 m<sup>3</sup>/h na odvodu (-34,9 %).

Současně došlo ke snížení externí tlakové ztráty samotné potrubní sítě (tj. části odpovídající tření a místním odporům v rozvodech) zhruba o čtvrtinu: na přívodu z 597 Pa na 450 Pa (pokles o 147 Pa, cca -24,6 %) a na odvodu z 282 Pa na 214 Pa (pokles o 68 Pa, cca -24,1 %). Celkový externí tlak pro návrh jednotky se pak změnil jen mírně, protože v optimalizaci byly zpřesněny zejména tlakové ztráty tlumičů hluku, které byly v původním návrhu podceněné. Celkově nový přístup lépe odpovídá skutečnému provozu kuchyně (uvažuje realističtější zatížení a soudobost), díky čemuž návrh není zbytečně předimenzovaný. To se pozitivně projeví nejen ve velikosti a výkonu VZT jednotky, ale i v provozních nákladech a jednodušší regulaci systému.

## 14.1. ÚSPORA CENY POŘÍZENÍ PO OPTIMALIZACI

Popis položky	MJ	původní stav		nový stav		Úspora
		Množství	Cena	Množství	Cena	
<b>Jednotky</b>						
VZT Jednotka REMAK X 2424	ks	1	2 550 000 Kč			-2 550 000 Kč
VZT Jednotka REMAK X 2121	ks			1	1 950 000 Kč	1 950 000 Kč
<b>Distribuční prvky</b>						
Vířivý anemostat	ks	20	250 000 Kč	26	325 000 Kč	75 000 Kč
Textilní vyústka	ks	1	68 500 Kč			-68 500 Kč
Element pro odvod s odlučovačem tuků	ks	8	119 200 Kč	4	59 600 Kč	-59 600 Kč
Odsavač par - nástěnný; 1800x1300	ks	1	95 000 Kč	1	95 000 Kč	0 Kč
Odsavač par - nástěnný; 4700x1100	ks	1	185 000 Kč	1	185 000 Kč	0 Kč
Odsavač par - nástěnný; 1200x1100	ks	1	78 000 Kč	1	78 000 Kč	0 Kč
Odsavač par - prostorový; 3400x2400	ks	1	245 000 Kč	1	245 000 Kč	0 Kč
Odsavač par - prostorový; 4200x2400	ks	1	295 000 Kč	1	295 000 Kč	0 Kč
<b>Regulační klapky</b>						
Regulační klapky pro čtyřhranné potrubí	ks	10	33 100 Kč	10	27 800 Kč	-5 300 Kč
Regulační klapky pro kruhové potrubí	ks	29	57 500 Kč	30	58 500 Kč	1 000 Kč
<b>Požární klapky</b>						
Požární klapka na přívodu	ks	1	28 500 Kč	1	26 900 Kč	-1 600 Kč
Požární klapka na odvodu	ks	1	28 500 Kč	1	26 900 Kč	-1 600 Kč
<b>Tlumiče hluku</b>						
Tlumič hluku kulisový - výtlač do interiéru	ks	1	52 800 Kč	1	41 600 Kč	-11 200 Kč
Tlumič hluku kulisový - sání z interiéru	ks	1	36 900 Kč	1	29 100 Kč	-7 800 Kč
Tlumič hluku kulisový - výtlač do exteriéru	ks	1	64 500 Kč	1	56 400 Kč	-8 100 Kč
Tlumič hluku kulisový - sání z exteriéru	ks	1	58 900 Kč	1	49 100 Kč	-9 800 Kč
<b>Protidešťové žaluzie</b>						
Protidešťová akustická žaluzie - přívod	ks	1	24 900 Kč	1	24 900 Kč	0 Kč
Protidešťová akustická žaluzie - odvod	ks	1	31 800 Kč	1	24 900 Kč	-6 900 Kč
<b>Potrubí</b>						
Čtyřhranné potrubí; do obvodu 6500 mm	m	10,6	65 720 Kč	8,2	42 640 Kč	-23 080 Kč
Čtyřhranné potrubí; do obvodu 5000 mm	m	12,9	55 470 Kč	16,8	72 240 Kč	16 770 Kč
Čtyřhranné potrubí; do obvodu 4000 mm	m	48,3	173 880 Kč	21,6	77 760 Kč	-96 120 Kč
Čtyřhranné potrubí; do obvodu 3250 mm	m	6,4	19 200 Kč	36,6	109 800 Kč	90 600 Kč
Čtyřhranné potrubí; do obvodu 2500 mm	m	27,1	67 750 Kč	9,1	22 750 Kč	-45 000 Kč
Čtyřhranné potrubí; do obvodu 2000 mm	m	21,8	45 780 Kč	5,9	12 390 Kč	-33 390 Kč
Čtyřhranné potrubí; do obvodu 1750 mm	m	14,3	27 170 Kč	35	66 500 Kč	39 330 Kč
Ohebné potrubí Sonoflex	m	40,9	34 765 Kč	45,6	38 760 Kč	3 995 Kč
<b>Izolace</b>						
Izolace 20 mm	m <sup>2</sup>			145	15 762 Kč	15 762 Kč
Izolace 40 mm	m <sup>2</sup>	295	45 666 Kč	263	40 712 Kč	-4 954 Kč
Izolace 60 mm	m <sup>2</sup>	199	39 502 Kč			-39 502 Kč

Celkem za materiální položky	suma		4 878 003 Kč		4 098 014 Kč	-779 989 Kč
Návrh provozu	sada	1	50 000 Kč	1	50 000 Kč	0 Kč
Dodavatelská dokumentace díla	sada	1	270 000 Kč	1	217 000 Kč	-53 000 Kč
Dokumentace skutečného provedení stavby	sada	1	100 000 Kč	1	90 000 Kč	-10 000 Kč
Montáž včetně montážního materiálu	sada	1	1 085 000 Kč	1	880 000 Kč	-205 000 Kč
Žprovoznění VZT jednotky	sada	1	55 000 Kč	1	45 000 Kč	-10 000 Kč
Měření průtoků a zaregulování systému	sada	1	250 000 Kč	1	220 000 Kč	-30 000 Kč
Měření hluku	sada	1	20 000 Kč	1	20 000 Kč	0 Kč
<b>Předpokládaná cena celkem za celou zakázku (bez DPH)</b>			<b>6 708 003 Kč</b>		<b>5 620 014 Kč</b>	<b>-1 087 989 Kč</b>

Tabulka 27 – Cena pořízení a úspora optimalizací

Z porovnání pořizovacích nákladů mezi původním a optimalizovaným návrhem vyplývá, že optimalizace přinesla výraznou finanční úsporu jak na materiálových položkách, tak i na části realizačních nákladů. Celková předpokládaná cena zakázky se snížila z 6 708 003 Kč na 5 620 014 Kč, tedy o 1 087 989 Kč (cca -16 %).

Největší podíl na úspoře má změna vzduchotechnické jednotky, kdy je původní jednotka REMAK X 2424 nahrazena menší REMAK X 2121. Tato změna sama o sobě představuje úsporu přibližně 650 000 Kč (zároveň odpovídá snížení průtoků a celkovému „odlehčení“ systému). Další významné úspory vznikají u distribučních prvků, kde došlo ke zrušení textilní vyústky a ke snížení počtu odtahových elementů s odlučovačem tuků; dohromady zde vzniká úspora v řádu stovek tisíc Kč (např. textilní vyústka -68 500 Kč a odtahové elementy s odlučovačem -59 600 Kč). Naopak u vířivých anemostatů je patrné navýšení množství, které však kompenzuje zrušený textilní prvek.

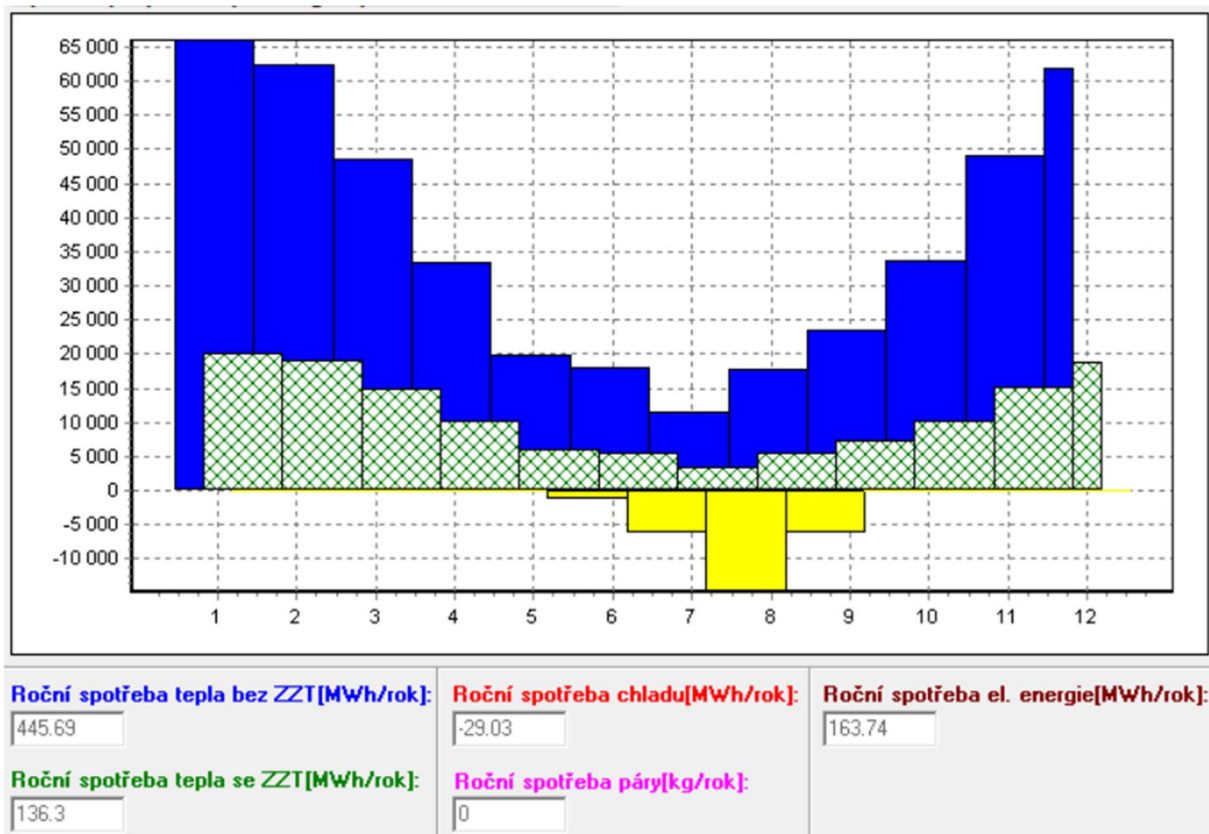
Výrazný efekt je vidět i u potrubních rozvodů, kde se díky optimalizaci dimenzí a zkrácení některých tras snižují náklady na část čtyřhranného potrubí, i když u některých dimenzí došlo k nárůstu délky (tedy i ceny). Celkově se ale potrubní část pohybuje v úsporách díky přepracování rozvodů a přizpůsobení na nižší průtoky. Podobně je to u tlumičů hluku, kde se u některých tlumičů podařilo snížit pořizovací cenu (souvisí to se změnou dimenzí), a u protidešťových žaluzií, kde je také patrná dílčí úspora.

Kromě materiálu se úspora projevila i v položkách spojených s realizací a dokumentací. V rozpočtu je snížení například u montáže VZT, zaměření průtoků a zaregulování systému a u části projektových/dodavatelských prací.

## 14.2. ÚSPORA CENY PROVOZU ZAŘÍZENÍ PO OPTIMALIZACI

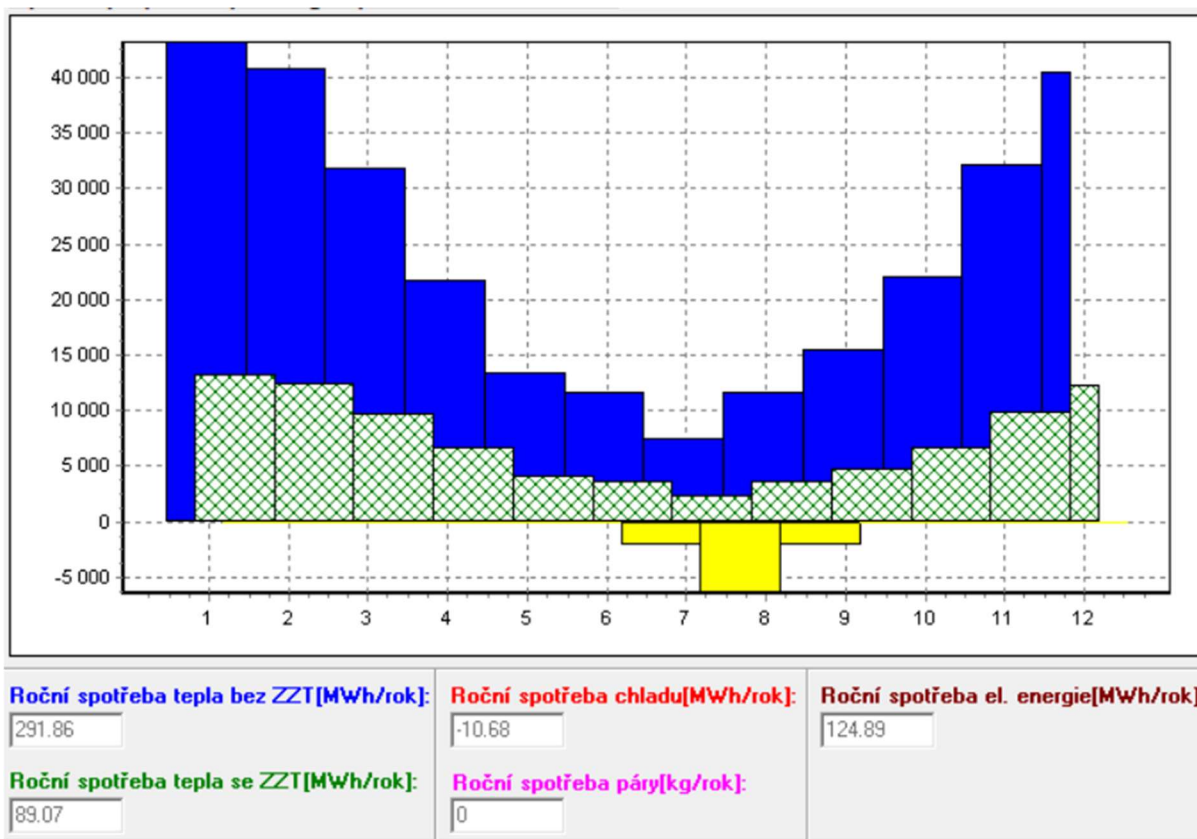
Roční spotřeba tepla i spotřeba chladu byly stanoveny výpočtem v software TERUNA, který na základě zadaných návrhových parametrů (průtoky, vnitřní podmínky, zisky a režim provozu) vyhodnocuje měsíční bilanci a z ní dopočítá roční energetické potřeby.

Výstup ze software TERUNA; původní návrh:



Obrázek 33 – Roční potřeba energií – původní návrh

### Výstup ze software TERUNA; optimalizovaný návrh:



Obrázek 34 – Roční potřeba energií – optimalizovaný návrh

Z výstupů TERUNA vyplývá, že optimalizovaný návrh má oproti původnímu výrazně nižší energetické potřeby:

- Roční spotřeba tepla bez ZZT klesla z 445,69 na 291,86 MWh/rok, tedy o 34,5 %.
- Roční spotřeba tepla se ZZT klesla ze 136,3 na 89,07 MWh/rok, tedy o 34,7 %.
- Roční spotřeba chladu klesla z 29,03 na 10,68 MWh/rok, tedy o 63,2 %.
- Roční spotřeba elektrické energie klesla ze 163,74 na 124,89 MWh/rok, tedy o 23,7 %.

Popis položky	M.J.	Chlazení		Ohřev		Cena
		Množství	Cena za m.j.	Množství	Cena za m.j.	

Původní návrh						
Vodní chlazení – vzduchem chlazený chiller	mWh	29,03	1 550 Kč			44 997 Kč
Vodní chlazení – vodou chlazený chiller	mWh	29,03	1 150 Kč			33 385 Kč
Vodní chlazení – centrální zásobování	mWh	29,03	950 Kč			27 579 Kč
Vodní ohřev – plynový kotel	mWh			136,3	1 050 Kč	143 115 Kč
Vodní ohřev – teplé čerpadlo	mWh			136,3	1 450 Kč	197 635 Kč

Optimalizovaný návrh						
Vodní chlazení – kompresorový chiller	mWh	10,68	1 550 Kč			16 554 Kč
Vodní chlazení – tepelné čerpadlo	mWh	10,68	1 150 Kč			12 282 Kč
Vodní chlazení – centrální zásobování	mWh	10,68	950 Kč			10 146 Kč
Vodní ohřev – plynový kotel	mWh			89,07	1 050 Kč	93 524 Kč
Vodní ohřev – teplé čerpadlo	mWh			89,07	1 450 Kč	129 152 Kč

Tabulka 28 – Cena provozu a úspora optimalizací

U původního návrhu vychází součet nákladů na chlazení + ohřev v nejpříznivější variantě na 170 694 Kč, zatímco u optimalizovaného návrhu na 103 670 Kč. Úspora tedy činí 67 024 Kč, což odpovídá přibližně 39 %.

V méně příznivé variantě vychází součet nákladů na chlazení + ohřev u původního návrhu na 242 632 Kč, zatímco u optimalizovaného návrhu na 145 706 Kč. Úspora zde činí 96 926 Kč, tedy přibližně 40 %.

Celkově tedy optimalizovaný návrh přináší úsporu zhruba 67 až 97 tis. Kč ročně (chlazení a ohřev dohromady), což je přibližně 39–40 %.

# B15. TECHNICKÁ ZPRÁVA

## 15.1. ÚVOD

Předmětem této prováděcí dokumentace je návrh systému VZT pro teplovzdušné vytápění a větrání varny kuchyně včetně prostoru mytí provozního nádobí v rámci nemocničního stravovacího zařízení. Řešení je zaměřeno na zajištění požadovaných vnitřních podmínek a provozní funkce technologie při respektování hygienických a bezpečnostních požadavků.

### 15.1.1. Podklady pro zpracování

Hlavním podkladem pro zpracování projektové dokumentace byly slepé matrice půdorysů a řez v elektronické podobě.

Součástí podkladů byly zákony, české technické normy, prováděcí vyhlášky, software a podklady výrobců:

- ČSN EN 16282-1 - Zařízení komerčních kuchyní
- ČSN EN ISO 16890-1 – Vzduchové filtry pro všeobecné větrání
- Vyhláška č.6/2003 Sb., kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb
- Nařízení č. 272/2011 Sb. O ochraně zdraví a před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- Nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci
- ČSN 73 0872 - Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízením
- ČSN 73 0802 - Požární bezpečnost staveb
- Vyhláška č. 23/2008 Sb., o technických podmínkách požární ochrany staveb, ve znění vyhlášky č. 268/2011 Sb.
- ČSN 12 7010 - Navrhování větracích a klimatizačních zařízení
- ČSN 73 0548 - Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- ČSN EN ISO 52017-1 – Energetická náročnost budov – Citelné a latentní tepelné zatížení a vnitřní teploty
- REMAK a.s. – podklady od výrobce, návrhový software AeroCAD
- TERUNA – návrhový software
- SystemAIR – podklady výrobce
- PŘÍHODA – návrhový software a podklady výrobce
- OK Vent, a.s. – návrhový software a podklady výrobce
- ROCKWOOL, a.s. – podklady výrobce

### 15.1.2. Výpočtové hodnoty klimatických poměrů

Místo stavby:	Brno – venkov
Nadmořská výška stavby:	240 m.n.m.
Teplota vzduchu v létě:	31,0 °C
Teplota vzduchu v zimě:	-13,0 °C
Entalpie v létě:	51 kJ/kg

### 15.1.3. Výpočtové hodnoty vnitřního prostředí

Vzduchotechnické zařízení č. 1 je navrženo jako hlavní (a zároveň jediný) zdroj pro vytápění i chlazení varny. Současně zajišťuje požadovanou výměnu vzduchu, přičemž provoz varny je uvažován s mírným podtlakem, aby se omezilo šíření znečištěného vzduchu do navazujících prostor.

Z hlediska hluku je návrh posuzován pro dobu denního provozu, přičemž v čase od 6:00 do 22:00 nesmí hladina hluku ve vnitřním ani venkovním prostředí překročit 50 dB. Noční provoz zařízení se neuvažuje.

Pro zařízení č. 1 jsou stanoveny následující výpočtové parametry upraveného vzduchu:

- V letním období je uvažována teplota v interiéru 24,0 °C při relativní vlhkosti 55 %
- V zimním období teplota v interiéru 20,0 °C při relativní vlhkosti 30 %.

## 15.2. ZÁKLADNÍ KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Řešený objekt je z hlediska vzduchotechniky uvažován jako soubor čtyř funkčních celků, přičemž pro každý celek se předpokládá samostatné VZT zařízení s vlastním režimem provozu. Tato projektová dokumentace se věnuje pouze

1. funkčnímu celku – varně kuchyně ve stravovacím zařízení nemocnice.

Vzduchotechnika zde plní dvě hlavní role: zajišťuje teplovzdušné vytápění prostoru a současně pokrývá potřeby větrání a lokálního odvodu vodních par vznikajících při provozu varných technologií. Provoz VZT zařízení č. 1 je řízen samostatným systémem MaR.

### 15.2.1. Hygienické větrání

Návrh hygienického větrání vychází z požadavku na dostatečnou výměnu vzduchu v prostoru varny, která je v praxi ovlivněna zejména potřebou odvodu tepla v letním období. Zvolený princip proto pracuje s vyššími průtoky tak, aby byly splněny nejen požadavky na chlazení, ale zároveň i minimální hygienické nároky na výměnu vzduchu.

Současně je při návrhu respektována funkce odsavačů par – klíčové je dodržet minimální rychlost proudění na hraně ústí odsavačů, aby nedocházelo k úniku znečištěných par do prostoru.

Provozní režim je navržen tak, aby byla varna udržována v mírném podtlaku, čímž se omezuje šíření pachů a znečištění do navazujících částí objektu. Naopak prostor mytí provozního nádobí je vůči varně uvažován v přetlaku, aby se snížilo riziko kontaminace čistého nádobí vzduchem z varny. Návrh dále zohledňuje požadavky na přiváděný a odváděný vzduch z hlediska filtrace – na přívodu je uvažována dvoustupňová filtrace a na odvodu je filtrace doplněna o záchyt tukových částic.

Při návrhu byly uvažovány následující podmínky:

- Maximální přípustná hladina akustického tlaku na pracovišti = 50 dB
- Minimální rychlost proudění vzduchu na hraně ústí odsavače par = 0,10 m/s
- Minimální dávka vzduchu na pracovníka kuchyně: 50 m<sup>3</sup>/osoba
- 2 stupně filtrace pro přiváděný vzduch: - M5 (ePM10 60 %) - F7 (ePM2.5 65 %)
- 3 stupně filtrace pro odváděný vzduch: - tukový pletivový filtr  
- G3 (Coarse 40 %) - M5 (ePM10 60 %)

### 15.2.2. Technologické větrání a klimatizace

Není v projektu řešeno.

### 15.2.3. Energetické zdroje

Elektrická energie:

Elektrická energie pro pohon VZT je uvažována 3 x 400 V ~ 50 Hz.

Tepelná energie:

Ohřev a chlazení vzduchu je zajištěno ohřivačem a chladičem ve VZT jednotce.

Teplotní spád topné vody přiváděné do ohřivače: 70/50 °C

Teplotní spád studené vody přiváděné do chladiče: 7/13 °C

## 15.3. POPIS TECHNICKÉHO ŘEŠENÍ

### 15.3.1. Koncepce větracích a klimatizačních zařízení

Vzduchotechnické zařízení č. 1 je koncipováno jako nízkotlaký systém. Větraný a teplovzdušně vytápěný prostor varny je situován ve 2. nadzemním podlaží, zatímco strojovna VZT s umístěním vzduchotechnické jednotky a tlumičů hluku se nachází v 1. nadzemním podlaží.

### 15.3.2. Vzduchotechnická jednotka

Vzduchotechnická jednotka je navržena výkonové řady REMAK X 2121, rozměrová řada je 18/12.

Jednotka je s ventilátory s oběžným kolem na přívodu 2 x 15 kW - 28A a na odvodu 2 x 7,5 kW - 14A.

Přiváděný vzduch bude ohříván ohřivačem s teplotním spádem topné vody 70/50 °C a chlazen v chladiči s teplotním spádem chladicí vody 7/13 °C.

- Třída filtrace na přívodu – M5 (ePM10 60 %) - F7 (ePM2.5 65 %)
- Třída filtrace na odvodu – G3 (Coarse 40 %) - M5 (ePM10 60 %)
- Upravená teplota vzduchu pro přívod v letním období: 20,4 °C
- Upravená teplota vzduchu pro přívod v zimním období: 20,6 °C

Rozvody topné vody, studené vody a odvod kondenzátů z jednotky zajistí profese ZTI.

V jednotce se nachází deskový rekuperátor s obtokem vzduchu, eliminátorem kapek a odvodem kondenzátu.

Uvažované průtoky vzduchu VZT jednotkou jsou 21450 m<sup>3</sup>/hod pro přívod a 21600 m<sup>3</sup>/hod pro odvod.

### 15.3.3. Potrubní síť

Veškeré čtyřhranné potrubí je navrženo z pozinkovaného plechu o tloušťce 0,8 až 1,0 mm dle výkazu výměr, přičemž požadované zinkování je minimálně 200 g/m<sup>2</sup>. Maximální dovolená teplota vzduchu v potrubí je 90 °C.

Čtyřhranné potrubí bude v celém rozsahu tepelně izolováno kamennou vlnou s hliníkovým polepem (Al). Veškeré spoje izolace budou provedeny s přelepením Al páskou. Jako izolační materiál je uvažován Larock 40 ALS nebo Larock 60 ALS.

Napojení vířivých anemostatů a odtahových elementů s odlučovači tuku bude provedeno pomocí ohebného izolačního potrubí Sonoflex o průměru 254 mm, s tloušťkou tepelné izolace 25 mm.

#### 15.3.4. Distribuční elementy

Na přívodní větvi je distribuce vzduchu zajištěna vířivými anemostaty od společnosti SystemAIR.

Na odvodní větvi jsou pro zachycení a odvod znečištěného vzduchu použity indukční odsavače par a doplňkové odtahové elementy s odlučovači tuků, rovněž od společnosti SystemAIR.

Pro zajištění dobré regulovatelnosti soustavy jsou regulační klapky navrženy na každé odbočce z hlavní větve a před jednotlivými distribučními prvky, což umožňuje snadné vyvážení a nastavení požadovaných průtoků v celém systému VZT.

#### 15.4. NÁROKY NA ENERGIE

Elektrická energie (roční spotřeba): cca 124,9 MWh/rok

Tepelná energie na ohřev vzduchu:

- bez ZTZ: cca 291,9 MWh/rok
- se ZTZ: cca 89,1 MWh/rok

Chladicí energie na chlazení vzduchu: cca 10,7 MWh/rok

#### 15.5. MĚŘENÍ A REGULACE

Zařízení č.1 bude regulováno samostatným systémem měření a regulace MaR.

Systém MaR bude sledovat a regulovat především:

- Regulace teploty vzduchu řízením výkonu vodního ohříváče v zimním období
- Regulace teploty vzduchu řízením výkonu vodního chladiče v letním období
- Ochrana proti zamrznání deskového výměníku pomocí teplotního čidla na výtlaku:  
1) Vypnutí ventilátoru 2) Uzavření klapek 3) Otevření třicestného ventilu 4) Spuštění čerpadla
- Plynulá regulace výkonu přívodních a odvodních ventilátorů v závislosti na stupni zanesení filtrů pomocí frekvenčních měničů
- Snímání a signalizace zanesení filtrů
- Řízení účinnosti deskového výměníku pomocí nastavení obtokové klapky
- Signalizace poruch jednotky
- Regulace uzavíracích klapek na vzduchotechnických jednotkách včetně dodání servopohonů

## **15.6. NÁROKY NA SOUVISEJÍCÍ PROFESE**

### **15.6.1. Stavební úpravy**

Po dokončení stavebních prací je pro realizaci VZT zařízení č. 1 nutné zajistit tyto stavební úpravy:

- provedení prostupů pro VZT potrubí ve stěnových konstrukcích,
- zřízení otvorů pro osazení protidešťových žaluzií,
- obložení a utěsnění prostupů VZT potrubí přes konstrukce pomocí izolačních proti otřesových materiálů,
- u nerozebíratelných podhledů zřízení revizních otvorů pro přístup k regulačním klapkám.

### **15.6.2. Stavební úpravy**

Pro provoz VZT zařízení č. 1 je nutné zajistit:

- připojení VZT jednotky na elektrické napájení včetně jejího spínání,
- připojení systému MaR pro řízení a regulaci provozu jednotky.

### **15.6.3. Vytápění**

Zajištění připojení ohřívače ve VZT jednotce na topnou vodu.

### **15.6.4 Zdravotní technika**

Je nutné zajistit připojení VZT jednotky na chladicí (studenou) vodu a zároveň připojení na odpad pro odvod kondenzátu. Ve strojovně bude zřízena podlahová vpusť.

## **15.7. PROTIHLUKOVÁ A PROTIOTŘESOVÁ OPATŘENÍ**

Na všech potrubních trasách přívodu i odvodu napojených na VZT jednotku jsou navrženy kulisové tlumiče hluku, jejichž účelem je omezit šíření akustického tlaku potrubní sítí. Celkem jsou uvažovány čtyři kulisové tlumiče.

Veškeré prvky VZT systému, které mohou přenášet vibrace, budou uloženy na gumových podložkách. Zároveň budou prostupy a závěsy potrubí doplněny o tlumicí gumové vložky, aby se minimalizoval přenos otřesů do stavebních konstrukcí.

## **15.8. IZOLACE A NÁTĚRY**

Veškeré čtyřhranné potrubí bude tepelně izolováno kamennou vlnou s hliníkovým polepem. Spoje izolace budou přelepeny Al páskou. Jako izolační materiál je uvažován Larock 40 ALS nebo Larock 60 ALS.

Ohebné potrubí Sonoflex bude použito v provedení s izolací tloušťky 25 mm jako předizolovaný výrobek.

## **15.9. PROTIPOŽÁRNÍ OPATŘENÍ**

Při průchodu potrubí požárním úsekem, zejména ve stoupacím potrubí ze strojovny do 2. NP, budou osazeny požární klapky TROX Technik. Ke klapkám musí být zajištěn trvalý přístup, a to buď prostřednictvím rozebíratelného kazetového podhledu, nebo pomocí revizních dvířek. V okolí požární klapky bude tepelná izolace provedena jako požární izolace odpovídající požadavkům požární bezpečnosti.

## **15.10. MONTÁŽ, PROVOZ, ÚDRŽBA A OBSLUHA**

Montáž bude provedena v souladu s pokyny výrobců všech použitých prvků vzduchotechnického systému. VZT rozvody a zařízení budou instalovány přednostně před ostatními profesemi, a to z důvodu rozměrově větších komponent a náročnější manipulace při montáži.

Pro systém bude zpracován provozní řád a zároveň bude nastaven plán pravidelných kontrol a údržby. Filtrační vložky budou průběžně kontrolovány a vyměňovány podle skutečného stavu, případně dle doporučení výrobce. Údržbu bude provádět odborně zaškolený pracovník nebo smluvně zajištěný externí servis.

## **15.11. ZÁVĚR**

VZT zařízení č. 1 je navrženo tak, aby plně vyhovovalo požadavkům daného provozu. Koncepce systému i volba vzduchotechnické jednotky byly zpracovány s ohledem na co nejvyšší účinnost a současně na hospodárný, dlouhodobě udržitelný provoz.

## B16. VÝKAZ VÝMĚR

Položka číslo	Umístění	Popis položky	MJ	Množství
<b>Zařízení č.1</b>		<b>Jednotky</b>		
1.0.1		<b>VZT Jednotka REMAK X 2121</b> rozměry (dxšxv) 7400x1800x3000; Hmotnost 3570,32 ks; materiál pláště pozinkovaný plech; povrchová úprava kontinuální lak; podstavné nohy 250 mm; zdálené komfortní ovládání; teplotní účinnost 69 % <b>Přívod:</b> průtok vzduchu 21450 m <sup>3</sup> /hr; externí tlaková ztráta 1100 Pa; počet ventilátorů x jmenovitý výkon motoru - 2 x 15 kW; jmenovitý proud motoru 28 A; třída filtrace M5, F7 <b>Odvod:</b> průtok vzduchu 21600 m <sup>3</sup> /hr; externí tlaková ztráta 750 Pa; počet ventilátorů x jmenovitý výkon motoru - 2 x 7,5 kW; jmenovitý proud motoru 14 A; třída filtrace G3, M5	ks	1
<b>Distribuční prvky</b>				
1.1.1	Přívod	<b>Vířivý anemostat</b> označení typu: VVKR-C-S-825-92; rozměr 600x625 mm; nastavitelné lamely; 48 lamel; včetně plenum boxu; s práškovým nátěrem RAL9010	ks	26
1.2.1	Odvod	<b>Element pro odvod vzduchu s odlučovačem tuků</b> Odvodní element skládající se z rámečku zabudovaného v plenum boxu a odlučovače tuků a vany pro zachycení tuků; rozměr 600x400; materiál pozinkovaný plech; pletivová separační vrstva	ks	4
1.2.2	Odvod	<b>Odsavač par indukční - nástěnný</b> Rozměr 1800x1300 mm; materiál nerezová ocel; vstupní napětí pro ventilátor 230 V; příkon 46 W; krytí IP44; pletivový odlučovač tuků	ks	1
1.2.3	Odvod	<b>Odsavač par indukční - nástěnný</b> Rozměr 4700x1100 mm; materiál nerezová ocel; vstupní napětí pro ventilátor 230 V; příkon 46 W; krytí IP44; pletivový odlučovač tuků	ks	1
1.2.4	Odvod	<b>Odsavač par indukční - nástěnný</b> Rozměr 1200x1100 mm; materiál nerezová ocel; vstupní napětí pro ventilátor 230 V; příkon 46 W; krytí IP44; pletivový odlučovač tuků	ks	1
1.2.5	Odvod	<b>Odsavač par indukční - prostorový</b> Rozměr 3400x2400 mm; materiál nerezová ocel; vstupní napětí pro ventilátor 230 V; příkon 46 W; krytí IP44; pletivový odlučovač tuků	ks	1
1.2.6	Odvod	<b>Odsavač par indukční - prostorový</b> Rozměr 4200x2400 mm; materiál nerezová ocel; vstupní napětí pro ventilátor 230 V; příkon 46 W; krytí IP44; pletivový odlučovač tuků	ks	1

Tabulka 29 – Výkaz výměr 1/4

Položka číslo	Umístění	Popis položky	MJ	Množství
<b>Zařízení č.1</b>		<b>Regulační klapky</b>		
1.3.1	Přívod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 450x560 mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.3.2	Přívod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 1120x560 mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.3.3	Přívod	<b>Regulační klapka</b> průměr 250 mm; pro kruhové potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	26
1.4.1	Odvod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 250x560 mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.4.2	Odvod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 250x560 mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.4.3	Odvod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 250x500 mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.4.4	Odvod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 1120x630 mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.4.5	Odvod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 250x500 mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.4.6	Odvod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 500x560 mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.4.7	Odvod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 800x500 mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.4.8	Odvod	<b>Regulační klapka</b> rozměr 250x500mm; pro čtyřhranné potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	1
1.4.9	Odvod	<b>Regulační klapka</b> průměr 250 mm; pro kruhové potrubí; univerzální; s ruční aretační klapkou a přípravou pro servopohon	ks	4
		<b>Požární klapky</b>		
1.5.1	Přívod	<b>Požární klapka</b> velikost 1120x560 mm; elektrický servopohon 230 V; spouštěcí teplota 95 °C; s detekcí kouře; třída požární odolnosti až EI 120; netěsnost při zavřeném listu podle ČSN EN 1751, třída 2; netěsnost pláště podle ČSN EN 1751, třída C; (B + H) ≤ 700, třída B	ks	1
1.6.1	Odvod	<b>Požární klapka</b> velikost 1120x560 mm; elektrický servopohon 230 V; spouštěcí teplota 95 °C; s detekcí kouře; třída požární odolnosti až EI 120; netěsnost při zavřeném listu podle ČSN EN 1751, třída 2; netěsnost pláště podle ČSN EN 1751, třída C; (B + H) ≤ 700, třída B	ks	1

Tabulka 30 – Výkaz výměr 2/4

Položka číslo	Umístění	Popis položky	MJ	Množství
<b>Zařízení č.1</b>		<b>Tlumiče hluku</b>		
1.7.1	Přívod	<b>Tlumič hluku kulisový</b> délka tlumiče 2500 mm; rozměr 1120x560; počet kulis = 5; šířka kulisy 100 mm; průtočná mezera 124 mm; bez náběhových hran; bez odtokových hran	ks	1
1.7.2	Přívod	<b>Tlumič hluku kulisový</b> délka tlumiče 1500 mm; rozměr 1120x1250; počet kulis = 5; šířka kulisy 100 mm; průtočná mezera 124 mm; bez náběhových hran; bez odtokových hran	ks	1
1.8.1	Odvod	<b>Tlumič hluku kulisový</b> délka tlumiče 1500 mm; rozměr 1120x560; počet kulis = 5; šířka kulisy 100 mm; průtočná mezera 124 mm; bez náběhových hran; bez odtokových hran	ks	1
1.8.2	Odvod	<b>Tlumič hluku kulisový</b> délka tlumiče 1500 mm; rozměr 1120x1250; počet kulis = 5; šířka kulisy 100 mm; průtočná mezera 124 mm; bez náběhových hran; bez odtokových hran	ks	1
<b>Protidešťové žaluzie</b>				
1.9.1	Přívod	<b>Protidešťová akurstická žaluzie</b> rozměr 1120x1225 mm; hodnota akustického výkonu max. 32 db; povrchová úprava eloxováním; aerodynamické lamely	ks	1
1.10.1	Odvod	<b>Protidešťová akurstická žaluzie</b> rozměr 1120x1225 mm; hodnota akustického výkonu max. 44 db; povrchová úprava eloxováním; aerodynamické lamely	ks	1
<b>Potrubí</b>				
1.11.1		<b>Čtyřhranné potrubí; do obvodu 6500 mm</b> včetně 30% tvarovek; pozinkovaný plech; tloušťka plechu 1 mm; zinkování min. 200g/m2; třída těsnosti C; max. teplota vzduchu 90°C	m	8,2
1.11.2		<b>Čtyřhranné potrubí; do obvodu 5000 mm</b> včetně 30% tvarovek; pozinkovaný plech; tloušťka plechu 1 mm; zinkování min. 200g/m2; třída těsnosti C; max. teplota vzduchu 90°C	m	16,8
1.11.3		<b>Čtyřhranné potrubí; do obvodu 4000 mm</b> včetně 30% tvarovek; pozinkovaný plech; tloušťka plechu 1 mm; zinkování min. 200g/m2; třída těsnosti C; max. teplota vzduchu 90°C	m	21,6
1.11.4		<b>Čtyřhranné potrubí; do obvodu 3250 mm</b> včetně 30% tvarovek; pozinkovaný plech; tloušťka plechu 0,8 mm; zinkování min. 200g/m2; třída těsnosti C; max. teplota vzduchu 90°C	m	36,6
1.11.6		<b>Čtyřhranné potrubí; do obvodu 2500 mm</b> včetně 30% tvarovek; pozinkovaný plech; tloušťka plechu 0,8 mm; zinkování min. 200g/m2; třída těsnosti C; max. teplota vzduchu 90°C	m	9,1
1.11.7		<b>Čtyřhranné potrubí; do obvodu 2000 mm</b> včetně 30% tvarovek; pozinkovaný plech; tloušťka plechu 0,8 mm; zinkování min. 200g/m2; třída těsnosti C; max. teplota vzduchu 90°C	m	5,9
1.11.8		<b>Čtyřhranné potrubí; do obvodu 1750 mm</b> včetně 30% tvarovek; pozinkovaný plech; tloušťka plechu 0,8 mm; zinkování min. 200g/m2; třída těsnosti C; max. teplota vzduchu 90°C	m	35
1.12.1		<b>Ohebné potrubí Sonoflex</b> průměr potrubí 254 mm; tepelná a hluková izolace z minerální vaty tl. 25 mm; tloušťka vnitřní vrstvy hliníku 0,07 mm;	m	45,6

Položka číslo	Umístění	Popis položky	MJ	Množství
<b>Zařízení č.1</b>		<b>Izolace</b>		
<b>1.13.1</b>		<b>Izolace 40 mm</b> izolace z kamenné vlny; tloušťka 40 mm; vyztužená skelnou mřížkou; povrch z hliníkové folie tl. 18 – 22 µm; reakce na oheň A1; součinitel tepelné vodivosti min. 0,05 W/mK při 50°C	m <sup>2</sup>	<b>263</b>
<b>1.14.1</b>		<b>Izolace 20 mm</b> izolace z kamenné vlny; tloušťka 20 mm; vyztužená skelnou mřížkou; povrch z hliníkové folie tl. 18 – 22 µm; reakce na oheň A1; součinitel tepelné vodivosti min. 0,05 W/mK při 50°C	m <sup>2</sup>	<b>145</b>

<b>Ostatní položky</b>				
<b>1.15</b>		<b>Návrh provozu</b>	sada	<b>1</b>
<b>1.16</b>		<b>Dodavatelská dokumentace díla</b>	sada	<b>1</b>
<b>1.17</b>		<b>Dokumentace skutečného provedení stavby</b>	sada	<b>1</b>
<b>1.18</b>		<b>Montáž</b>	sada	<b>1</b>
<b>1.19</b>		<b>Zprovoznění VZT jednotky</b>	sada	<b>1</b>
<b>1.20</b>		<b>Měření průtoků a zaregulování systému</b>	sada	<b>1</b>
<b>1.21</b>		<b>Měření hluku</b>	sada	<b>1</b>

Tabulka 32 – Výkaz výměr 4/4

## **B17. SEZNAM PŘÍLOH**

- V1 - PŮDORYS 1.NP – VÝKRES VZDUCHOTECHNIKY
- V2 - PŮDORYS 2.NP – VÝKRES VZDUCHOTECHNIKY
- V3 - REGULAČNÍ SCHÉMA ZAŘÍZENÍ Č.1



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STAVEBNÍ

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING

## ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

## ČÁST C – EXPERIMENTÁLNÍ ÚKOL ZADANÉHO TÉMATU

PART C – EXPERIMENTAL TASK FOR THE GIVEN TOPIC

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Patrik Raftopoulos**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**doc. Ing. Aleš Rubina, Ph.D.**

**BRNO 2026**

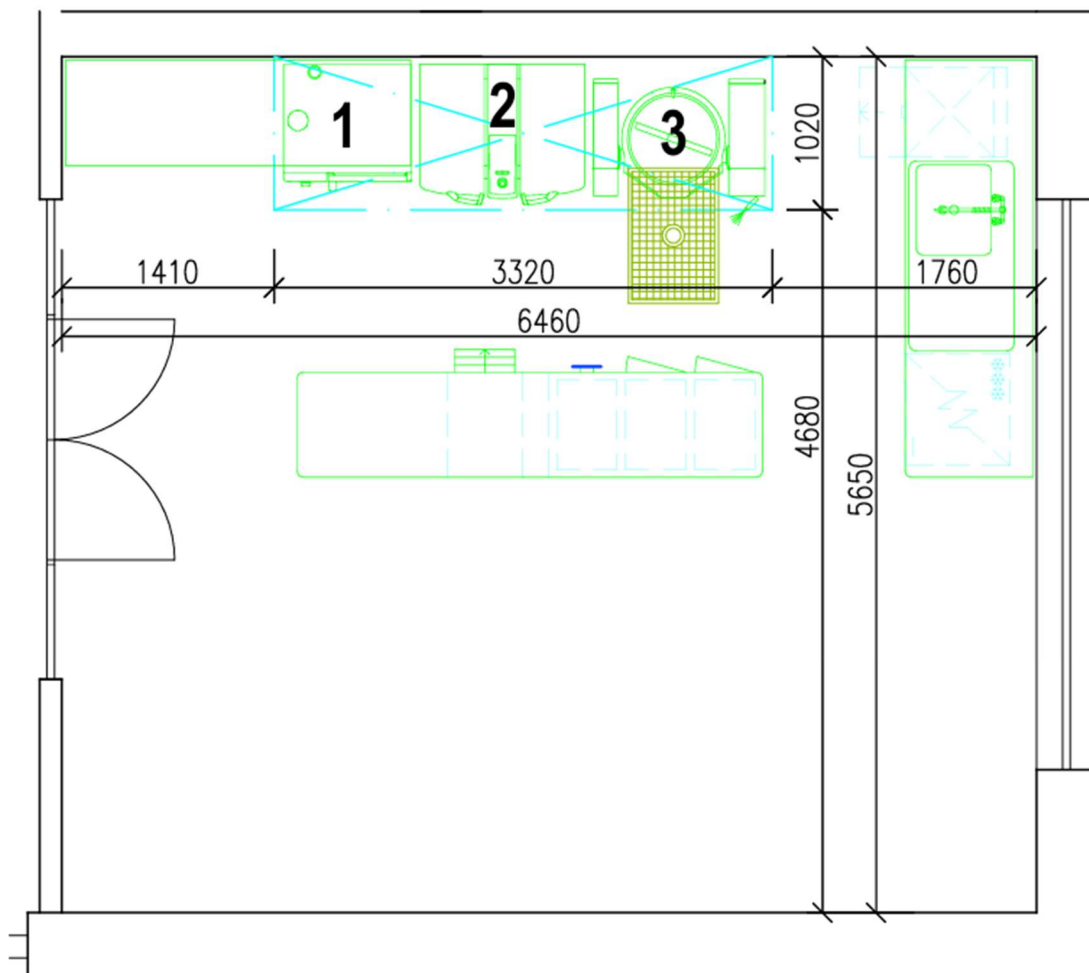
# C1. POPIS A DEFINICE EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ

## 1.1. HLAVNÍ MYŠLENKA

Experiment byl koncipován jako řízené ověření mikroklimatických podmínek v prostoru gastro kuchyně při současném působení vnitřních tepelných (a částečně i vlhkostních) zisků od technologických zařízení a nuceného větrání/odsávání. Záměrem nebylo pouze popsat okamžité hodnoty teploty a relativní vlhkosti, ale experimentálně prověřit soulad mezi normovým predikčním modelem (dimenzování odtahu na základě konvekční složky tepelné zátěže a termického proudu nebo vlhkostní zátěže) a reálným chováním prostoru při definovaném provozním režimu spotřebičů.

## 1.2. POPIS PROSTORU

Měřený prostor je jedna zóna gastro kuchyně o rozměrech  $5,65 \times 6,46 \times 2,72$  m (plocha  $\approx 36,5$  m<sup>2</sup>, objem  $\approx 99,3$  m<sup>3</sup>). Přívod vzduchu je v experimentu řešen prouděním přes dveře z vedlejší místnosti (tedy nepřímě, bez samostatného přívodního vyústění v kuchyni). Odvod vzduchu je realizován odsávacím zákrytem (digestoří) nad varnou sestavou.



Obrázek 35 – Prostor varny pro experimentální měření



Obrázek 36 – Rozmístění tepelných sond



Obrázek 37 – Rozmístění tepelných sond

### 1.3. VARNÉ ZAŘÍZENÍ

Hlavní zdroj tepelné a vlhkostní zátěže tvoří varná technologie umístěná pod zákrytem, uvažovaná jako společný zdroj o charakteristických rozměrech  $L_0 = 0,77$  m,  $B_0 = 3,00$  m,  $H_0 = 1,2467$  m.

Varná sestava pod odsávacím zákrytem (hlavní zdroj zátěže) zahrnovala tato zařízení:

- Konvektomat (kapacita 6×GN 1/1), instalovaný příkon  $P = 10,8$  kW
- Multifunkční pánev (2×25 l), instalovaný příkon  $P = 21$  kW
- Sklopný míchací kotel (50 l), instalovaný příkon  $P = 15$  kW

Celkový instalovaný příkon sestavy: 46,8 kW.



Obrázek 38 – Konvektomat



Obrázek 39 – Míchací kotel



Obrázek 40 – Multifunkční sklopná pánev

## 1.4. MĚŘICÍ PŘÍSTROJE

### Vícekanálový záznamník

- Ahlborn ALMEMO 2590
- hlavní jednotka pro sběr a záznam dat ze sond.
- sériové číslo: H09100776



Obrázek 41 – Vícekanálový záznamník

### Sonda pro proudění vzduchu

- ALMEMO FVA935-TH5K2 Digi E4
- měřená veličina : rychlost proudění 0 až 20 m/s
- sériové číslo: 06080111



Obrázek 42 – Sonda rychlosti proudění

### Záznamníky teploty a relativní vlhkosti (T+RH loggery)

- 2 x S3120E – Temperature-humidity logger
- rozsah: -30 až +70 °C, 0 až 100 %RH
- sériová čísla: 14933923, 14933912



Obrázek 44 – Sonda teploty a rel. vlhkosti



Obrázek 43 – Sonda teploty a rel. vlhkosti

- 4 x S3120 – Temperature-humidity logger
- rozsah: -30 až +70 °C, 0 až 100 %RH
- sériová čísla: 07932091, 07932092, 08932538, 05931818



Obrázek 46 – Sonda teploty a rel. vlhkosti



Obrázek 45 – Sonda teploty a rel. vlhkosti



Obrázek 48 – Sonda teploty a rel. vlhkosti



Obrázek 47 – Sonda teploty a rel. vlhkosti

### Ruční přístroj Bosch

- Bosch Professional – použit pro operativní kontrolní měření vzdálenosti v průběhu práce.



Obrázek 49 – Ruční laserový metr

## C2. POSTUP MĚŘENÍ A NAMĚŘENÉ HODNOTY

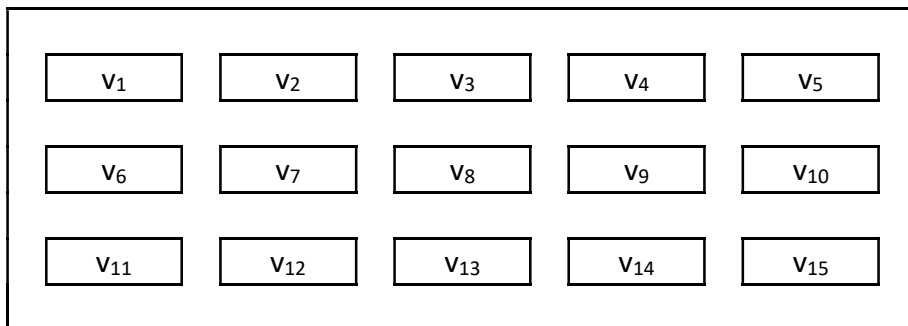
Postup měření byl navržen tak, aby bylo možné vyhodnotit mikroklima kuchyně při definovaném odvětrávání a současně řízeném provozu spotřebičů odpovídajícím vypočtenému koeficientu soudobosti.

### 2.1. PRŮTOK ODSÁVACÍM ZÁKRYTEM

Nejprve, ještě před vlastním záznamem teploty a relativní vlhkosti, byly v odsávacím zákrytu provedeny bodové odečty rychlosti proudění. Z naměřených rychlostí byla stanovena průměrná rychlost v charakteristické ploše a následně byl přepočtem na účinný průřez zákrytu určen objemový průtok odsávaného vzduchu. Tento průtok byl dále považován za referenční hodnotu pro experiment.

Hodnoty se odečítaly podle schématu na hraně zákrytu žárovým anemometrem symetricky v 15 bodech.

#### Schéma bodů měření rychlosti proudění



#### Výpočet průtoku vzduchu zákrytem:

##### 1) průměrná rychlost vzduchu $v_z$ :

Naměřená rychlost proudění:	$v_1 = 0,05$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_2 = 0,19$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_3 = 0,19$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_4 = 0,18$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_5 = 0,11$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_6 = 0,06$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_7 = 0,09$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_8 = 0,1$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_9 = 0,13$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_{10} = 0,17$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_{11} = 0,03$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_{12} = 0,04$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_{13} = 0,03$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_{14} = 0,06$	m/s
Naměřená rychlost proudění:	$v_{15} = 0,07$	m/s

Průměrná naměřená rychlost proudění:  $v_z = 0,095$  m/s

### Geometrie odsávacího zákrytu:

Délka zákrytu:	L1 =	1,02	m
Šířka zákrytu:	B1 =	3,32	m

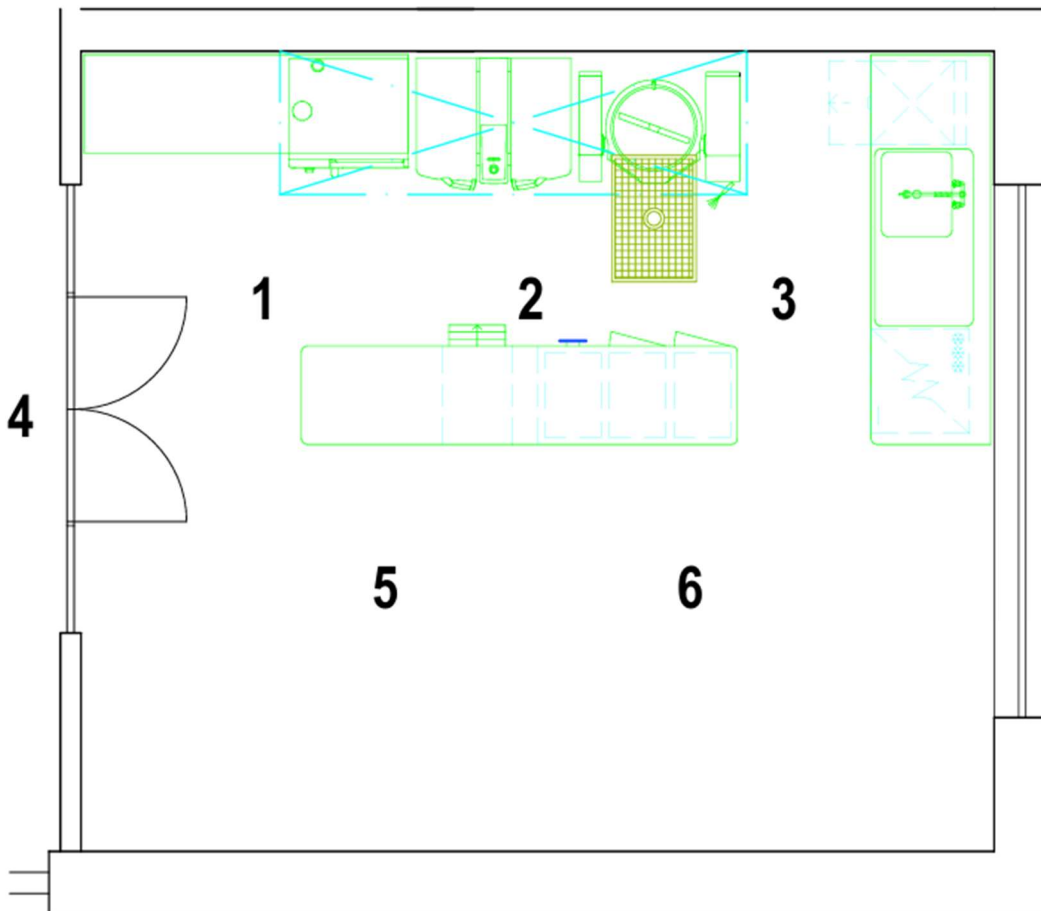
### 2) Skutečně naměřený průtok vzduchu $V_{real}$ :

$$V_{real} = A_z \cdot v_z \cdot 3600 = 1162,2125 \text{ m}^3/\text{h}$$

Plocha zákrytu:	$A_z =$	3,3864	$\text{m}^2$
Průměrná naměřená rychlost proudění:	$v_z =$	0,095	$\text{m/s}$

## 2.2. PŘÍPRAVA MĚŘENÍ

Po ověření průtoku byly připraveny a aktivovány měřicí přístroje. Teplotně-vlhkostní záznamníky byly rozmístěny do předem vyznačených měřicích bodů (a do výšky 1,7m) v prostoru tak, aby reprezentovaly podmínky v pracovní zóně i mimo bezprostřední vliv varné sestavy. Současně byla ověřena funkčnost všech čidel a nastaven interval záznamu tak, aby bylo možné sledovat časový průběh veličin v návaznosti na změny provozu zařízení.



Obrázek 50 – Rozmístění sond teploty a rel. vlhkosti



Obrázek 52 – Rozmístění sond v místnosti



Obrázek 51 – Sonda na přívodu

### 2.3. PRŮBĚH MĚŘENÍ

Vlastní měření mikroklimatu začalo v 9:25 a bylo ukončeno ve 12:30. Po celou dobu měření bylo v provozu odsávání zákrytem a spotřebiče byly spouštěny v časovém překryvu tak, aby odpovídaly stanovenému koeficientu soudobosti.

Provozní režim jednotlivých zařízení byl následující: sklopný míchací kotel běžel od 9:25 do 10:58, multifunkční pánev od 10:12 do 11:21 a konvektomat od 10:58 do 12:30.

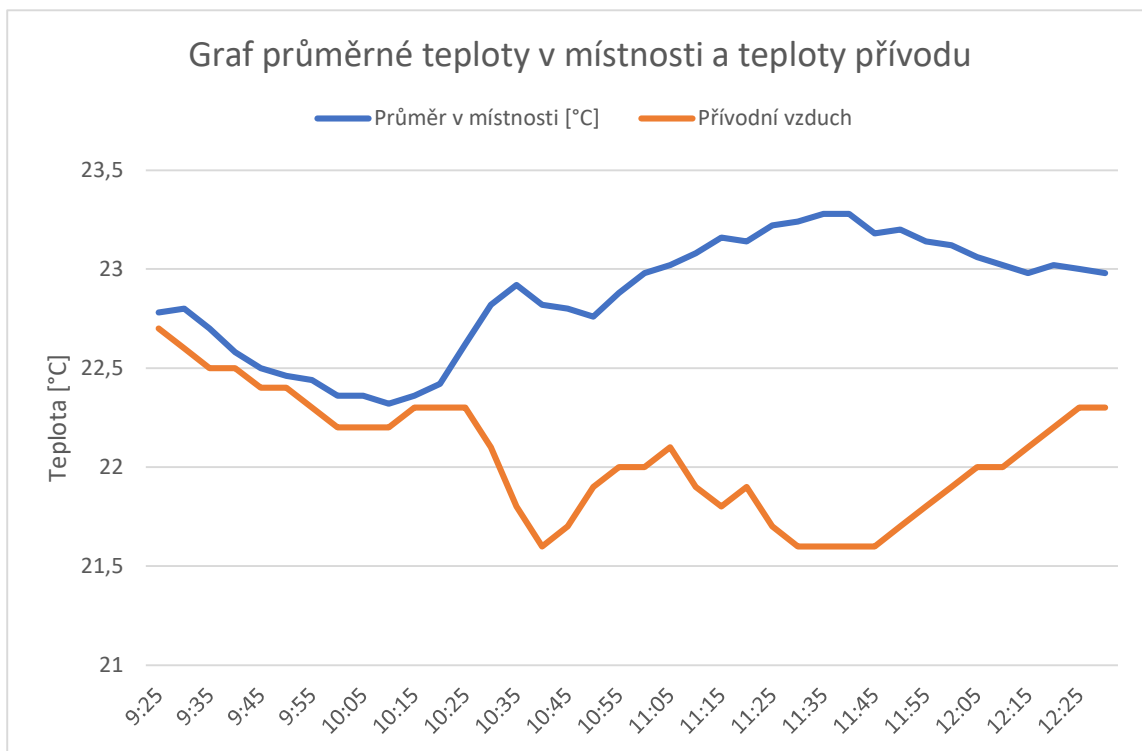
Z hlediska technologického zatížení byl míchací kotel použit jako zdroj výrazné latentní i citelné složky – do kotle byla napuštěna voda, která byla přivedena k varu a po dosažení varu byla udržována v režimu varu. Multifunkční pánev byla provozována „nasucho“ při nastavené teplotě 180 °C, čímž simulovala tepelnou zátěž odpovídající smažení bez přímého odparu vody. Konvektomat byl provozován v režimu, který simuloval vaření v páře; v průběhu jeho chodu došlo ke čtyřem otevřením dveří, aby se napodobil reálný provoz s přerušením těsnosti komory a krátkodobým únikem tepla a vlhkosti do prostoru.

### 2.4. VÝSLEDKY MĚŘENÍ

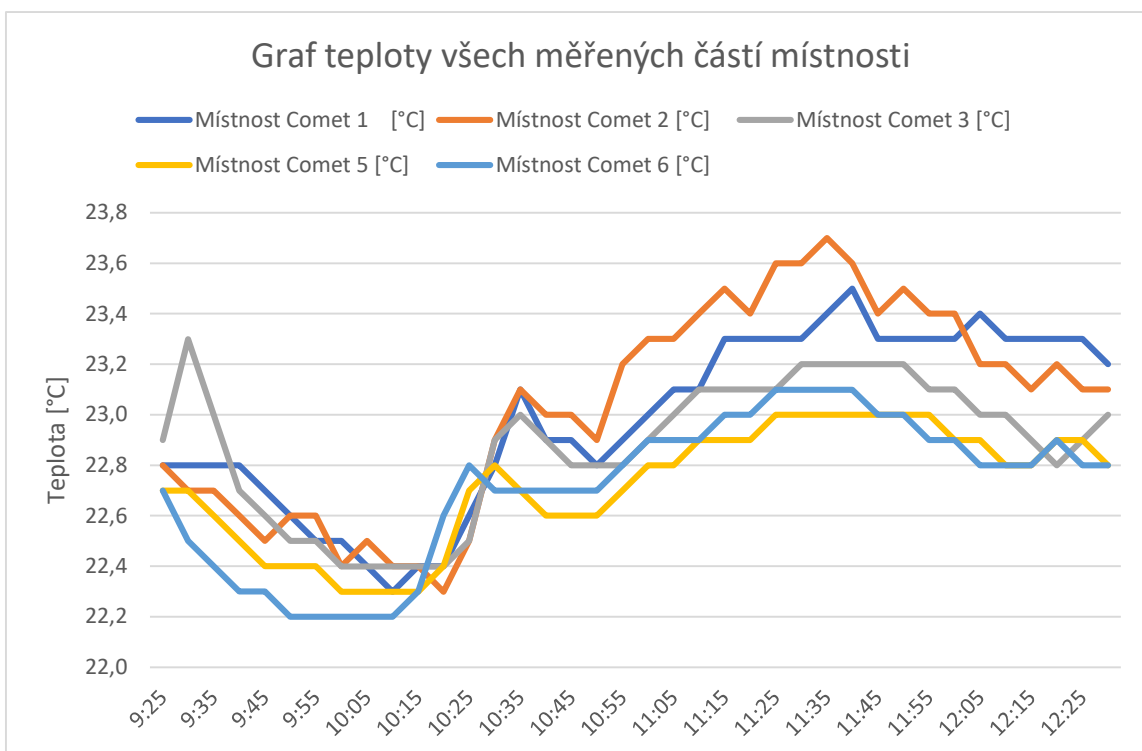
Záznamy z pěti čidel v místnosti (Comet 1, 2, 3, 5, 6) a referenčního čidla přívodu (Comet 4) ukazují, že se mikroklima v kuchyni během řízeného provozu spotřebičů měnilo jen mírně – teplota i relativní vlhkost zůstaly po většinu doby stabilní a bez skokových extrémů. Změny jsou patrné zejména v okamžicích překryvu provozu zařízení (kotel + pánev, následně konvektomat) a u zdrojů latentního tepla (var vody, pára z konvektomatu).

Čas \ Teplota	Místnost Comet 1 [°C]	Místnost Comet 2 [°C]	Místnost Comet 3 [°C]	Místnost Comet 5 [°C]	Místnost Comet 6 [°C]	Průměr v místnosti [°C]	Přívod Comet 4 [°C]
9:25	22,8	22,8	22,9	22,7	22,7	22,78	22,7
9:30	22,8	22,7	23,3	22,7	22,5	22,8	22,6
9:35	22,8	22,7	23,0	22,6	22,4	22,7	22,5
9:40	22,8	22,6	22,7	22,5	22,3	22,58	22,5
9:45	22,7	22,5	22,6	22,4	22,3	22,5	22,4
9:50	22,6	22,6	22,5	22,4	22,2	22,46	22,4
9:55	22,5	22,6	22,5	22,4	22,2	22,44	22,3
10:00	22,5	22,4	22,4	22,3	22,2	22,36	22,2
10:05	22,4	22,5	22,4	22,3	22,2	22,36	22,2
10:10	22,3	22,4	22,4	22,3	22,2	22,32	22,2
10:15	22,4	22,4	22,4	22,3	22,3	22,36	22,3
10:20	22,4	22,3	22,4	22,4	22,6	22,42	22,3
10:25	22,6	22,5	22,5	22,7	22,8	22,62	22,3
10:30	22,8	22,9	22,9	22,8	22,7	22,82	22,1
10:35	23,1	23,1	23,0	22,7	22,7	22,92	21,8
10:40	22,9	23,0	22,9	22,6	22,7	22,82	21,6
10:45	22,9	23,0	22,8	22,6	22,7	22,8	21,7
10:50	22,8	22,9	22,8	22,6	22,7	22,76	21,9
10:55	22,9	23,2	22,8	22,7	22,8	22,88	22,0
11:00	23,0	23,3	22,9	22,8	22,9	22,98	22,0
11:05	23,1	23,3	23,0	22,8	22,9	23,02	22,1
11:10	23,1	23,4	23,1	22,9	22,9	23,08	21,9
11:15	23,3	23,5	23,1	22,9	23,0	23,16	21,8
11:20	23,3	23,4	23,1	22,9	23,0	23,14	21,9
11:25	23,3	23,6	23,1	23,0	23,1	23,22	21,7
11:30	23,3	23,6	23,2	23,0	23,1	23,24	21,6
11:35	23,4	23,7	23,2	23,0	23,1	23,28	21,6
11:40	23,5	23,6	23,2	23,0	23,1	23,28	21,6
11:45	23,3	23,4	23,2	23,0	23,0	23,18	21,6
11:50	23,3	23,5	23,2	23,0	23,0	23,2	21,7
11:55	23,3	23,4	23,1	23,0	22,9	23,14	21,8
12:00	23,3	23,4	23,1	22,9	22,9	23,12	21,9
12:05	23,4	23,2	23,0	22,9	22,8	23,06	22,0
12:10	23,3	23,2	23,0	22,8	22,8	23,02	22,0
12:15	23,3	23,1	22,9	22,8	22,8	22,98	22,1
12:20	23,3	23,2	22,8	22,9	22,9	23,02	22,2
12:25	23,3	23,1	22,9	22,9	22,8	23	22,3
12:30	23,2	23,1	23,0	22,8	22,8	22,98	22,3
Průměrná hodnota:						<b>22,86</b>	<b>22,06</b>

Tabulka 33 – Zaznamenané teploty v místnosti a na přívodu



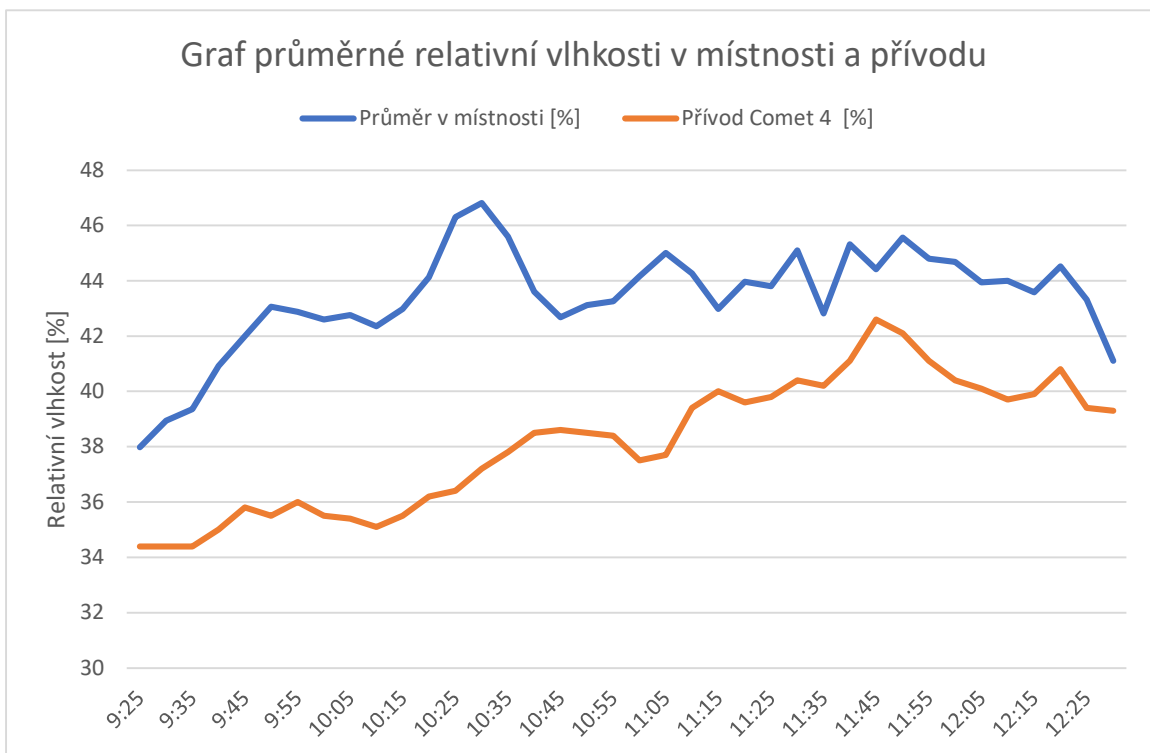
Obrázek 53 – Graf průměrné teploty v místnosti a teploty přívodu



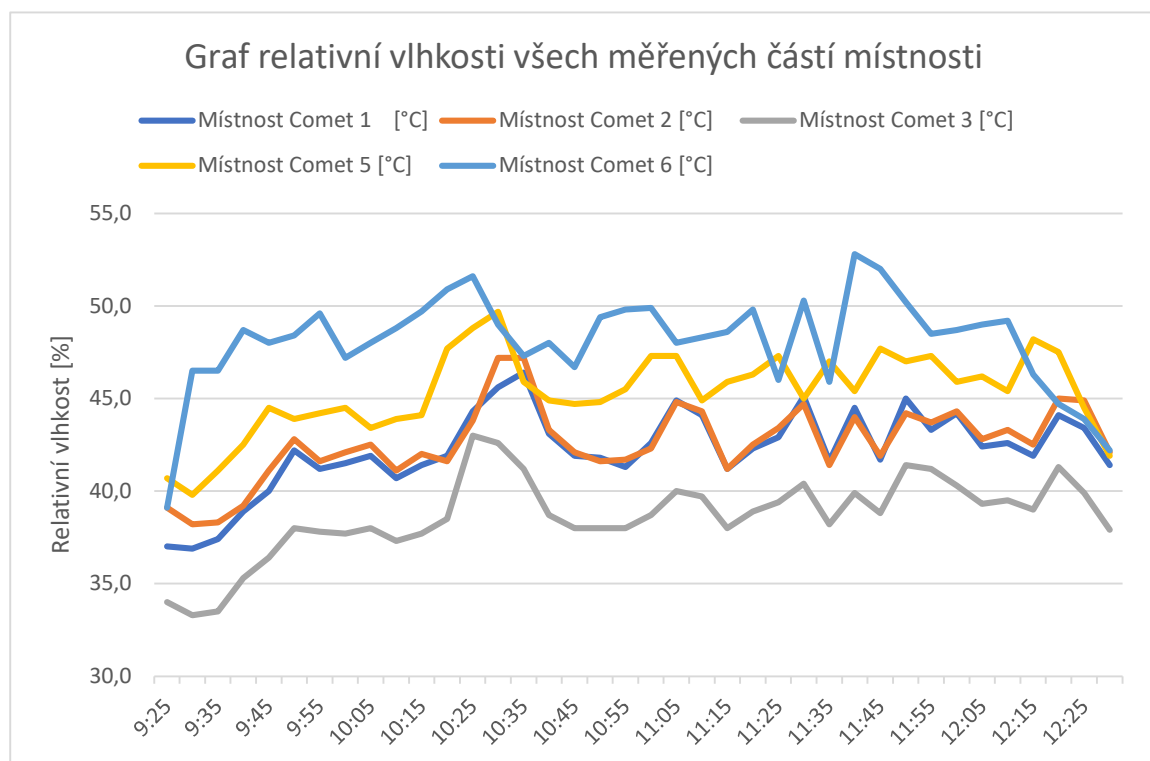
Obrázek 54 – Graf teploty všech měřených částí místnosti

Čas \ RH	Místnost Comet 1 [%]	Místnost Comet 2 [%]	Místnost Comet 3 [%]	Místnost Comet 5 [%]	Místnost Comet 6 [%]	Průměr v místnosti [%]	Přívod Comet 4 [%]
9:25	37,0	39,1	34,0	40,7	39,1	37,98	34,4
9:30	36,9	38,2	33,3	39,8	46,5	38,94	34,4
9:35	37,4	38,3	33,5	41,1	46,5	39,36	34,4
9:40	38,9	39,2	35,3	42,5	48,7	40,92	35,0
9:45	40,0	41,1	36,4	44,5	48,0	42	35,8
9:50	42,2	42,8	38,0	43,9	48,4	43,06	35,5
9:55	41,2	41,6	37,8	44,2	49,6	42,88	36,0
10:00	41,5	42,1	37,7	44,5	47,2	42,6	35,5
10:05	41,9	42,5	38,0	43,4	48,0	42,76	35,4
10:10	40,7	41,1	37,3	43,9	48,8	42,36	35,1
10:15	41,4	42,0	37,7	44,1	49,7	42,98	35,5
10:20	41,9	41,6	38,5	47,7	50,9	44,12	36,2
10:25	44,3	43,8	43,0	48,8	51,6	46,3	36,4
10:30	45,6	47,2	42,6	49,7	49,0	46,82	37,2
10:35	46,4	47,2	41,2	45,9	47,3	45,6	37,8
10:40	43,1	43,3	38,7	44,9	48,0	43,6	38,5
10:45	41,9	42,1	38,0	44,7	46,7	42,68	38,6
10:50	41,8	41,6	38,0	44,8	49,4	43,12	38,5
10:55	41,3	41,7	38,0	45,5	49,8	43,26	38,4
11:00	42,6	42,3	38,7	47,3	49,9	44,16	37,5
11:05	44,9	44,8	40,0	47,3	48,0	45	37,7
11:10	44,1	44,3	39,7	44,9	48,3	44,26	39,4
11:15	41,2	41,2	38,0	45,9	48,6	42,98	40,0
11:20	42,3	42,5	38,9	46,3	49,8	43,96	39,6
11:25	42,9	43,4	39,4	47,3	46,0	43,8	39,8
11:30	45,1	44,7	40,4	45,0	50,3	45,1	40,4
11:35	41,6	41,4	38,2	47,0	45,9	42,82	40,2
11:40	44,5	44,0	39,9	45,4	52,8	45,32	41,1
11:45	41,7	41,9	38,8	47,7	52,0	44,42	42,6
11:50	45,0	44,2	41,4	47,0	50,2	45,56	42,1
11:55	43,3	43,7	41,2	47,3	48,5	44,8	41,1
12:00	44,2	44,3	40,3	45,9	48,7	44,68	40,4
12:05	42,4	42,8	39,3	46,2	49,0	43,94	40,1
12:10	42,6	43,3	39,5	45,4	49,2	44	39,7
12:15	41,9	42,5	39,0	48,2	46,3	43,58	39,9
12:20	44,1	45,0	41,3	47,5	44,7	44,52	40,8
12:25	43,4	44,9	39,9	44,5	43,9	43,32	39,4
12:30	41,4	42,1	37,9	41,9	42,2	41,1	39,3
Průměrná hodnota:						<b>43,39</b>	<b>38,15</b>

Tabulka 34 – Zaznamenané relativní vlhkosti v místnosti a na přívodu



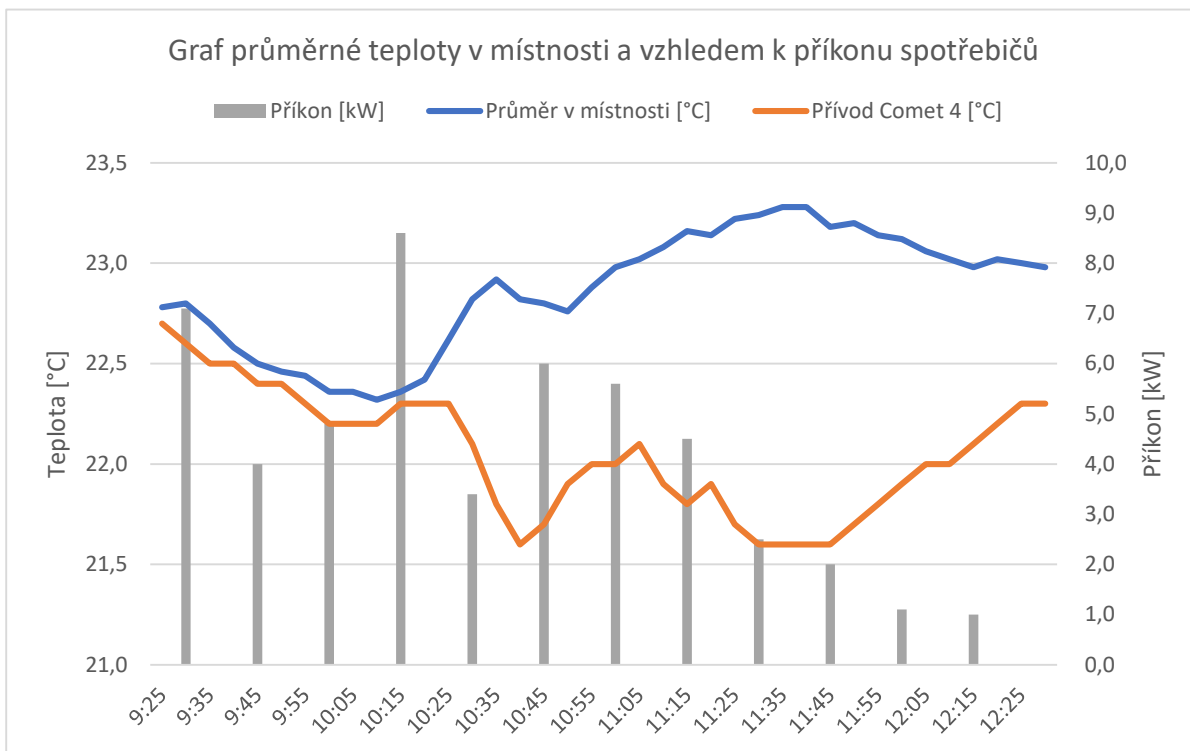
Obrázek 55 – Graf průměrné relativní vlhkosti v místnosti a přívodu



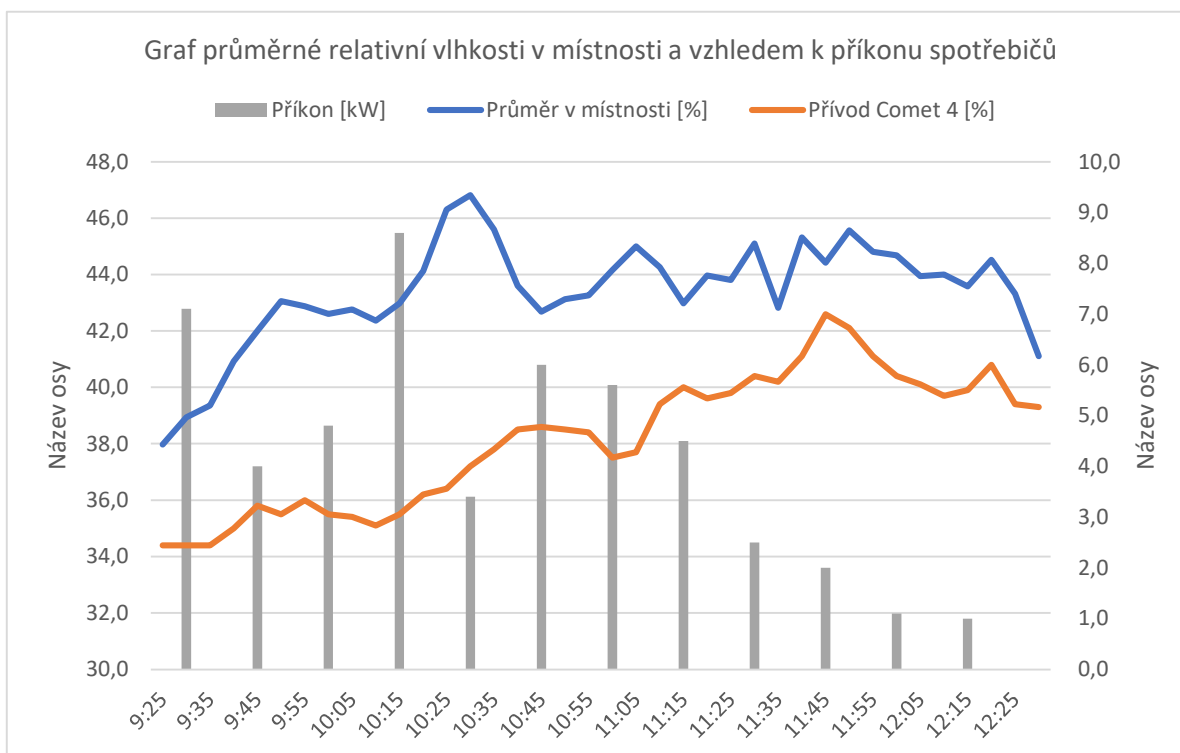
Obrázek 56 – Graf relativní vlhkosti všech měřených částí místnosti

Čas	Teplota RH Příkon	Průměr v místnosti [°C]	Průměr v místnosti [%]	Přívod Comet 4 [°C]	Příkon [kW]
9:25		22,8	38,0	22,7	
9:30		22,8	38,9	22,6	7,1
9:35		22,7	39,4	22,5	
9:40		22,6	40,9	22,5	
9:45		22,5	42,0	22,4	4,0
9:50		22,5	43,1	22,4	
9:55		22,4	42,9	22,3	
10:00		22,4	42,6	22,2	4,8
10:05		22,4	42,8	22,2	
10:10		22,3	42,4	22,2	
10:15		22,4	43,0	22,3	8,6
10:20		22,4	44,1	22,3	
10:25		22,6	46,3	22,3	
10:30		22,8	46,8	22,1	3,4
10:35		22,9	45,6	21,8	
10:40		22,8	43,6	21,6	
10:45		22,8	42,7	21,7	6,0
10:50		22,8	43,1	21,9	
10:55		22,9	43,3	22,0	
11:00		23,0	44,2	22,0	5,6
11:05		23,0	45,0	22,1	
11:10		23,1	44,3	21,9	
11:15		23,2	43,0	21,8	4,5
11:20		23,1	44,0	21,9	
11:25		23,2	43,8	21,7	
11:30		23,2	45,1	21,6	2,5
11:35		23,3	42,8	21,6	
11:40		23,3	45,3	21,6	
11:45		23,2	44,4	21,6	2,0
11:50		23,2	45,6	21,7	
11:55		23,1	44,8	21,8	
12:00		23,1	44,7	21,9	1,1
12:05		23,1	43,9	22,0	
12:10		23,0	44,0	22,0	
12:15		23,0	43,6	22,1	1,0
12:20		23,0	44,5	22,2	
12:25		23,0	43,3	22,3	
12:30		23,0	41,1	22,3	0,0

Tabulka 35 – Teplota a relativní vlhkost vzhledem k příkonu



Obrázek 57 – Graf průměrné teploty v místnosti a vzhledem k příkonu spotřebičů



Obrázek 58 – Graf průměrné relativní vlhkosti v místnosti a vzhledem k příkonu spotřebičů

Vzhledem k relativně vysokému objemovému průtoku odvětrání reagovala místnost na změny provozu spotřebičů poměrně dynamicky. Po zapnutí/vypnutí jednotlivých zařízení (případně po otevření konvektomatu) se stav vzduchu v prostoru stabilizoval v krátkých časových úsecích – teplo i vlhkost byly rychle ředěny a odváděny odsáváním zákrytem. Proto se v průběhu měření nevytvořil výrazný „akumulační“ nárůst, ale spíše postupné přechody mezi ustálenými stavy odpovídajícími aktuální soudobé zátěži.

Maximální průměrná teplota v místnosti (průměr z čidel v prostoru) dosáhla přibližně 23,28 °C a nastala kolem 11:35–11:40, tedy v části měření, kdy již běžel konvektomat a teplotní hladina v prostoru byla nejvyšší.

Maximální průměrná relativní vlhkost v místnosti dosáhla přibližně 46,82 % a objevila se kolem 10:30, což časově odpovídá období s nejvýraznější latentní zátěží (var vody v kotli a překryv s dalšími spotřebiči).

### **C3. VÝPOČET KOEFICIENTU SOUDOBOSTI A TEPLoty**

Východiskem byla skutečnost, že v místnosti byl během zkoušky uvažován daný (nastavený, ověřený) objemový průtok vzduchu větrací soustavou. Na tento referenční průtok byl aplikován normový výpočet požadovaného odsávaného množství vzduchu pro kuchyňské provozy, který v sobě zahrnuje koeficient soudobosti vyjadřující reálnou míru současného zatížení více spotřebičů. Standardně se tento koeficient volí tabulkově podle charakteru provozu; v rámci projektu však byl zvolen inverzní postup, kdy byl koeficient soudobosti dopočítán zpětně tak, aby normovým postupem vypočtený průtok vzduchu vyšel shodně s průtokem skutečně realizovaným v prostoru. Takto stanovená hodnota představovala efektivní soudobost  $\varphi$  odpovídající konkrétním okrajovým podmínkám dané ventilace.

Na základě určené  $\varphi$  byl následně definován experimentální provozní scénář: jednotlivé spotřebiče byly uváděny do chodu tak, aby jejich souběžný provoz (a tím i výsledná konvekční tepelná zátěž) odpovídal vypočtené soudobosti. Za těchto podmínek probíhal kontinuální záznam mikroklimatických veličin, zejména teploty vzduchu a relativní vlhkosti v prostoru (ve více měřicích bodech pro reprezentativní popis pole) a současně parametrů přiváděného vzduchu, které tvoří vstupní okrajové podmínky pro energetickou a vlhkostní bilanci. Z měření byly následně odvozeny charakteristické hodnoty (průměrné a maximální) pro posouzení teplotní a vlhkostní odezvy prostoru na řízeně vyvolanou zátěž.

V závěrečné části byl uplatněn zpětný výpočet očekávané teploty v místnosti na základě normového modelu, tj. z bilance konvekční složky tepelného zisku a odvodu tepla větráním při známém průtoku a známých parametrech přívodu. Porovnáním takto predikované teploty s experimentálně zjištěnými hodnotami byla posouzena míra shody mezi modelovým (normovým) očekáváním a reálnou odezvou prostoru. Současně byly naměřené výsledky interpretovány z hlediska přijatelnosti pracovního prostředí, tj. z pohledu dosažených teplot, relativní vlhkosti a charakteru proudění vzduchu při daném provozním režimu kuchyňské technologie.

### 3.1. ZDROJE TEPLA

#### Geometrie místnosti:

Délka místnosti:	D =	5,65	m
Šířka místnosti:	Š =	6,46	m
Výška místnosti:	H =	2,72	m

#### Parametry zdrojů tepla:

Délka zdrojů tepla(spotřebičů):	L0 =	0,77	m
Šířka zdrojů tepla(spotřebičů):	B0 =	3	m
Výška zdrojů tepla(spotřebičů):	H0 =	1,2466667	m

Parametry Tepelný zdroj	Počet n	Kapacita C	Příkon P	Produkce citelného tepla Q <sub>s</sub>	Produkce latentního tepla Q <sub>t</sub>	Produkce vlhkosti D	Délka spotřebič e	Šířka spotřebiče b <sub>i</sub>	Výška spotřebiče h <sub>i</sub>
Spotřebič	1	6xGN1/1	10,8	56,7	75,2	235	0,77	0,85	1,94
Konvektomat	1	2x 25l	21	35	276	358	0,76	1,1	0,9
Mukřifunkční pánev	1	50 l	15	35	200	294	0,78	1,05	0,9
Sklopný míchací kotel	1								

Tabulka 36 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií

## 3.2. STANOVENÍ FAKTORU SOUDOBI STI PRO DANÝ PRŮTOK

### 1) Konvekční tepelné zatížení $Q_{s,k}$ :

$\Sigma$

$$Q_{s,k} = \Sigma Q_s \cdot b \cdot \varphi = 468,09 \text{ W}$$

Celkové konvekční zatížení:  $\Sigma Q_s = 1872,36 \text{ W}$

Stupeň zatížení (konvekční podíl):  $b = 0,5$

**FAKTOR SOUDOBI STI:**  $\varphi = 0,5 \text{ [-]}$

### 2) Výpočet termických proudů od jednotlivých zařízení:

$$V_{th} = k \cdot Q_{s,k}^{\frac{1}{3}} \cdot (z + 1,7 \cdot d_{hydr})^{\frac{5}{3}} \cdot r = 500,48616 \text{ m}^3/\text{h}$$

Empiricky stanovený součinitel:  $k = 18 \text{ m}^{4/3}\text{W}^{1/3}\text{h}^{-1}$

Účinná odsávací výška:  $z = 0,753 \text{ m}$

Výška odsávacího zákrytu:  $h = 2 \text{ m}$

Hydraulický průměr zdroje:  $d_{hydr} = 1,23 \text{ m}$

Redukční polohový faktor:  $r = 0,63 \text{ [-]}$  (jednostranné uzavření)

### 3) Výpočet množství odsávaného vzduchu od jednotlivých zdrojů:

$$V_{ods}^{dig} = V_{th} \cdot a = 626 \text{ m}^3/\text{h}$$

Termický proud vzduchu:  $V_{th} = 500 \text{ m}^3/\text{h}$

Přirážkový faktor poruch termických proudů:  $a = 1,25 \text{ [-]}$

### 4) Kontrolní výpočet – vlhkostní bilance:

$$V_{ods}^{ext} = \frac{\Sigma m_d \cdot \varphi}{[(x_{ods} - x_{pr}) \cdot \rho]} = 1152 \text{ m}^3/\text{h}$$

Součet předání vodní páry:  $m_d = 14466 \text{ g/h}$

Rozdíl měrných vlhkostí ( $x_{pr} - x_{ods}$ ):  $\Delta x = 5 \text{ g/kg}$

Objemová hmotnost vzduchu:  $\rho = 1,256 \text{ kg/m}^3$

**FAKTOR SOUDOBI STI:**  $\varphi = 0,5 \text{ [-]}$

### 5) Výsledný průtok a faktor soudobosti:

Výsledný průtok vzduchu:  $V_{ods} = 1152 \text{ m}^3/\text{h}$

Výsledný faktor soudobosti:  $\varphi = 0,5 \text{ [-]}$

Hodnota  $\phi = 0,5$  vyjadřuje, že se v uvažovaném provozu nepředpokládá současný chod všech spotřebičů na plný výkon, ale přibližně „poloviční“ souběh zatížení. Z tohoto důvodu byl následně režim experimentu i vlastní obsluha technologie nastaveny tak, aby odpovídaly této soudobosti: spotřebiče byly spouštěny v časových překryvech a kombinacích tak, aby výsledná tepelná (a vlhkostní) zátěž odpovídala výpočtové soudobosti, na niž je dimenzováno odvětrání zákrytem.

### 3.3. VÝPOČET OČEKÁVANÉ TEPLoty V MÍSTNOSTI

Výpočet očekávané teploty vzduchu v místnosti je založen na jednoduché kalorimetrické (energetické) bilanci mezi teplem, které do vzduchu v místnosti dodají spotřebiče, a teplem, které je z místnosti odvedeno větráním. Předpokládá se ustálený stav, tedy že za daný časový úsek je přírůstek tepla ve vzduchu vyrovnán jeho odvodem proudícím vzduchem.

Vychází z celkového konvekčního tepelného výkonu spotřebičů (součet konvekčních složek jednotlivých zařízení). Tento součet se následně redukuje dvěma koeficienty: jednak stupněm zatížení  $b$ , který vyjadřuje, že do vzduchu místnosti se uplatní pouze část konvekčního výkonu (v tomto případě se předpokládá, že účinná tepelná zátěž je polovina konvekčního zatížení), a dále faktorem soudobosti  $\varphi$ , který zohledňuje, že spotřebiče neběží všechny současně na plný výkon. Tím se získá efektivní tepelné zatížení místnosti  $Q_{s,k}$ , které je vstupem do bilance.

#### 1) Konvekční tepelné zatížení $Q_{s,k}$ :

$$Q_{s,k} = \Sigma Q_s \cdot b \cdot \varphi = 468,09 \text{ W}$$

	$\Sigma Q_s$	=	1872,36	W
Celkové konvekční zatížení:				
Stupeň zatížení (konvekční podíl):	$b$	=	0,5	
Faktor soudobosti:	$\varphi$	=	0,5	[-]

#### 2) Výsledná teplota vzduchu v místnosti:

$$t_i = t_p + \frac{Q_{s,k} \cdot 3600}{c \cdot \rho \cdot V_{ods}} = 23,22 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota přívodního vzduchu:	$t_p$	=	22,06	$^\circ\text{C}$
Tepelná kapacita vzduchu:	$c$	=	1005	J/(kg·K)
Objemová hmotnost vzduchu:	$\rho$	=	1,256	kg/m <sup>3</sup>
Výsledný průtok vzduchu:	$V_{ods}$	=	1152	m <sup>3</sup> /h

#### 3) Výměna vzduchu v místnosti:

$$n = V_{ods} / (D \cdot \check{S} \cdot H) = 11,60 \text{ 1/h}$$

## C4. POROVNÁNÍ MĚŘENÍ S VÝPOČTEM A ZÁVĚR

### 4.1. POROVNÁNÍ MĚŘENÍ S VÝPOČTOVOU TEPLOTOU V MÍSTNOSTI

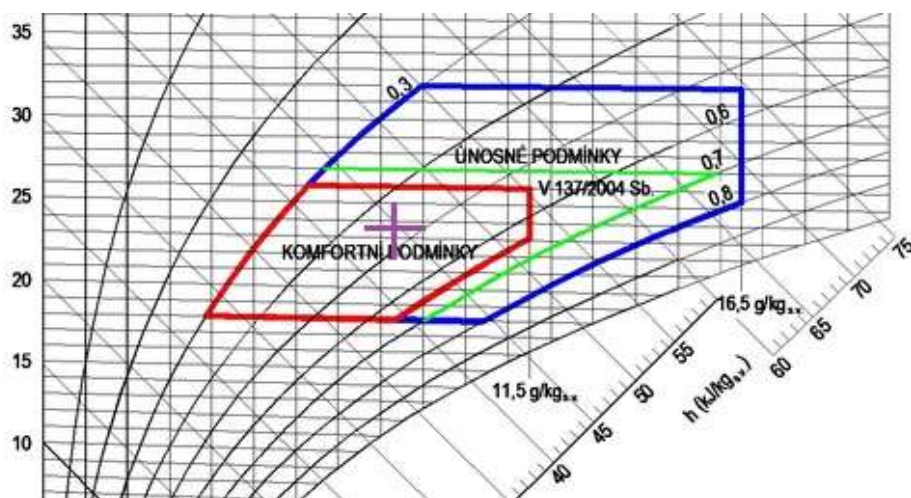
Z normového výpočtu vyplývá očekávaná teplota vzduchu v místnosti přibližně **23,22 °C**. Z naměřených dat, vyhodnocených jako prostorový průměr z čidel v místnosti, byla dosažena **maximální průměrná teplota cca 23,28 °C**. Rozdíl mezi výpočtem a měřením je tedy přibližně **0,06 °C**, což je hodnota z hlediska experimentální praxe zanedbatelná a srovnatelná, či menší než typická nejistota měření teploty a současně menší než odchylky, které lze očekávat vlivem zjednodušení modelu.

S ohledem na uvedenou shodu lze výpočet považovat za relevantní a prakticky použitelný pro posouzení teplotních poměrů při daném režimu odvětrání a definované soudobé zátěži. Zároveň platí, že tato validita je podmíněna naplněním základních předpokladů výpočtu, zejména přibližným promícháním vzduchu v prostoru, dominancí odvodu tepla větráním při vyšším průtoku a správným zahrnutím účinné tepelné zátěže prostřednictvím koeficientů (tj. uvažování pouze části konvekčního zatížení a koeficientu soudobosti).

### 4.2. VYHODNOCENÍ

Na základě vyhodnocení naměřených dat byly pro posouzení pracovních podmínek uvažovány nejnejpříznivější průměrné hodnoty z celé doby experimentu, tj. maximální průměrná teplota vzduchu v místnosti  $t_{\max, \text{prům}} = 23,28$  °C a maximální průměrná relativní vlhkost  $\varphi_{\max, \text{prům}} = 46,82$  %. Tyto hodnoty byly porovnány s kritérii „komfortních podmínek pro práci“ dle ČSN EN 16282-1, která jsou v normě prezentována prostřednictvím psychrometrického diagramu s vyznačenou komfortní oblastí.

Po vynesení hodnot do h-x diagramu se nachází uvnitř vymezeného pole komfortních podmínek. Z tohoto důvodu lze konstatovat, že i při zohlednění nejvyšší průměrné teploty a nejvyšší průměrné relativní vlhkosti dosažené v průběhu měření byly v posuzovaném prostoru **splněny požadavky normy na komfortní pracovní prostředí**.



Obrázek 59 – Oblast komfortních pracovních podmínek

## POUŽITÉ ZDROJE:

### Obrázkové zdroje:

- [1] 4 BURNER GAS RANGE ON CABINET [online]. In: [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.angelopo.com/en/detail/4-burner-gas-range-on-cabinet/1s1fa0/>
- [2] M5 Hi Mini - 50 L [online]. In: [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.gsab.nu/en/produkt/m5-hi-mini/>
- [3] Rational exhaust hood UltraVent Plus XS - Combi-Duo type 6-2/3 [online]. In: [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.horeca.com/en/product/98891/rational-exhaust-hood-ultravent-plus-xs-combi-duo-type-6-2-3>
- [4] Konvektomat rational [online]. In: [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.rational-shop.cz/konvektomaty-rational/>
- [5] Conveyor dishwasher M-iQ B [online]. In: [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.medicalexpo.com/prod/meiko/product-69361-626601.html>
- [6] VVKR Vířivé anemostaty: vířivý anemostat [PDF]. SYSTEMAIR a.s. 2020. [cit. 2026-01-16]
- [7] VVKR Vířivé anemostaty: tlaková ztráta a hodnota akustického výkonu vířivého anemostatu [PDF]. SYSTEMAIR a.s. 2020. [cit. 2026-01-16]
- [8] INDUKČNÍ ODSAVAČE PAR: tlaková ztráta a hodnota akustického výkonu indukčního odsavače par [PDF]. SYSTEMAIR a.s. 2005. [cit. 2026-01-16]
- [9] INDUKČNÍ ODSAVAČE PAR: indukční odsavač par [PDF]. SYSTEMAIR a.s. 2005. [cit. 2026-01-16]
- [10] KATALOGOV\_\_LIST\_GT\_202203: tlaková ztráta a hodnota akustického výkonu odtahového elementu s odlučovačem vzduchu [PDF]. SYSTEMAIR a.s. 2022. [cit. 2026-01-16]
- [11] KATALOGOV\_\_LIST\_GT\_202203: odtahový element s odlučovačem tuku [PDF]. SYSTEMAIR a.s. 2022. [cit. 2026-01-16]
- [12] REA 280 tlumič hluku pro průmyslový větrací systém Alteko TERNO-S [online]. In: [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.ventishop.cz/rea-280-tlumic-hluku-pro-prumyslov-y-ventraci-system-alteko-terno-s/>
- [13] Sono Flexo 315mm, 10m [online]. In: [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.goodfarmer.cz/Sonoflex-315mm-odhlucnene-1m-d1497.htm>
- [14] NL S VLASTNOSTMI PRO TLUMENÍ HLUKU [online]. In: [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.trox.sk/protide%C5%A1%C5%A5ov%C3%A9-%C5%BEaluzie/nl-25f9c4d21be9a838>
- [15] FK2-EU FOR DIVERSE APPLICATIONS [online]. In: [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.trox.de/en/fire-dampers/fk2-eu-6a7ebbadc72c1037>

## Ostatní webové zdroje:

RAFTOPULOS, Patrik. *Vzduchotechnika kuchyně*. Online, Bakalářská práce, vedoucí Aleš Rubina. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta stavební. Ústav technických zařízení budov, 2024. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/247534>. [cit. 2026-01-16].

Zákony pro 2010 [cit. 2026-01-16]. Dostupné lidi [online]. <https://www.zakonyprolidi.cz/>

Větrání (velko)kuchyní 21. století Centrální kuchyně ŠKODA AUTO [online]. 2001 [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://m.tzb-info.cz/vetrani-kuchyni/22565-vetrani-velkokuchyni-21-stoleti>

ATREA S.R.O. Větrání komerčních kuchyní podle ČSN EN 16282 [online]. 2019 [cit. 2026-01-16]. z: Dostupné z: [https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-kuchyni/19192-vetrani komercnich-kuchyni-podle-csn-en-16282](https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-kuchyni/19192-vetrani-komercnich-kuchyni-podle-csn-en-16282)

ING. JAROSLAV DUFKA. Kuchyňské odsavače par [online]. 2019 [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: Kuchyňské odsavače par

OK Vent. *Výpočet* [online]. 2016 [cit. 2026-01-16]. Dostupné z: <https://www.okvent.cz/vypocet/index.php>

## Zákony, vyhlášky, normy směrnice:

Zákon č. 183/2006 Sb., o územním plánování a stavebním řádu (stavební zákon)

Vyhláška č. 137/2004 Sb. o hygienických požadavcích na stravovací služby a o zásadách osobní a provozní hygieny při činnostech epidemiologicky závažných

Nařízení vlády č. 361/2007 Sb. kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci se změnami: 68/2010 Sb., 93/2012 Sb., 9/2013 Sb., 32/2016 Sb

Zákon č. 110/1997 Sb. o potravinářských a tabákových výrobcích, vyhlášky ministerstva zemědělství pro jednotlivé druhy potravin

ČSN EN 16282-1 Prvky pro větrání komerčních kuchyní

ČSN EN 16282-2 Součásti větracích zařízení pro komerční kuchyně

ČSN EN 16282-3 Součásti větracích zařízení pro komerční kuchyně

ČSN EN 16282-4 Součásti větracích zařízení pro komerční kuchyně

## SEZNAM OBRÁZKŮ:

Obrázek 1 – Plynový sporák [1] .....	24
Obrázek 2 – Míchací kotel [2] .....	25
Obrázek 3 – Multifunkční pánev [3] .....	25
Obrázek 4 – Konvektomat [4] .....	26
Obrázek 5 – Tunelový mycí stroj [5] .....	26
Obrázek 6 – Rozdělení na funkční celky .....	31
Obrázek 7 – Obálka zařízení č.1 .....	37
Obrázek 8 – Definice tepelných zdrojů .....	39
Obrázek 9 – Průběh tepelné zátěže během dne .....	48
Obrázek 10 – Průběh venkovní teploty během dne .....	48
Obrázek 11 – Tlakové poměry .....	49
Obrázek 12 – Vířivý anemostat [6] .....	50
Obrázek 13 – Tlaková ztráta a hodnota akustického výkonu vířivého anemostatu [7] .....	50
Obrázek 14 – Tlaková ztráta a hodnota akustického výkonu indukčního odsavače par [8] .....	52
Obrázek 15 – Indukční odsavač par [9] .....	52
Obrázek 16 – Tlaková ztráta a hodnota akustického výkonu odtahového elementu s odlučovačem tuku [10] .....	53
Obrázek 17 – Odtahový element s odlučovačem tuku [11] .....	53
Obrázek 18 – Jednočarové řešení potrubní sítě .....	55
Obrázek 19 – Schéma navržené vzduchotechnické jednotky .....	59
Obrázek 20 – Psychometrický h-x diagram úprav vzduchu jednotkou .....	60
Obrázek 21 – Kulisový tlumič hluku [12] .....	61
Obrázek 22 – <i>Tlumič hluku kulisový – výtlač do interiéru</i> .....	62
Obrázek 23 – Tlumič hluku kulisový – sání z interiéru .....	62
Obrázek 24 – Tlumič hluku kulisový – sání z exteriéru .....	65
Obrázek 25 – Tlumič hluku kulisový – výtlač do exteriéru .....	65
Obrázek 26 – Ohebné potrubí [13] .....	68
Obrázek 27 – Posudek tepelné izolace do místnosti – přívod .....	69
Obrázek 28 – Posudek tepelné izolace do místnosti – odvod .....	69
Obrázek 29 – Posudek tepelné izolace ve strojovně – přívod .....	70
Obrázek 30 – Posudek tepelné izolace ve strojovně – odvod .....	70
Obrázek 31 – Protidešťová žaluzie [14] .....	71
Obrázek 32 – Požární klapka [15] .....	71
Obrázek 33 – Roční potřeba energií – původní návrh .....	75
Obrázek 34 – Roční potřeba energií – optimalizovaný návrh .....	76
Obrázek 35 – Prostor varny pro experimentální měření .....	91
Obrázek 36 – Rozmístění tepelných sond .....	92
Obrázek 37 – Rozmístění tepelných sond .....	92
Obrázek 38 – Konvektomat .....	93
Obrázek 39 – Míchací kotel .....	93
Obrázek 40 – Multifunkční sklopná pánev .....	93
Obrázek 41 – Vícekanálový záznamník .....	94

Obrázek 42 – Sonda rychlosti proudění .....	94
Obrázek 43 – Sonda teploty a rel. vlhkosti.....	95
Obrázek 44 – Sonda teploty a rel. vlhkosti.....	95
Obrázek 45 – Sonda teploty a rel. vlhkosti.....	95
Obrázek 46 – Sonda teploty a rel. vlhkosti.....	95
Obrázek 47 – Sonda teploty a rel. vlhkosti.....	96
Obrázek 48 – Sonda teploty a rel. vlhkosti.....	96
Obrázek 49 – Ruční laserový metr .....	96
Obrázek 50 – Rozmístění sond teploty a rel. vlhkosti .....	98
Obrázek 51 – Sonda na přívodu .....	99
Obrázek 52 – Rozmístění sond v místnosti .....	99
Obrázek 53 – Graf průměrné teploty v místnosti a teploty přívodu.....	101
Obrázek 54 – Graf teploty všech měřených částí místnosti.....	101
Obrázek 55 – Graf průměrné relativní vlhkosti v místnosti a přívodu.....	103
Obrázek 56 – Graf relativní vlhkosti všech měřených částí místnosti .....	103
Obrázek 57 – Graf průměrné teploty v místnosti a vzhledem k příkonu spotřebičů.....	105
Obrázek 58 – Graf průměrné relativní vlhkosti v místnosti a vzhledem k příkonu spotřebičů .....	105
Obrázek 59 – Oblast komfortních pracovních podmínek .....	110

## SEZNAM TABULEK:

Tabulka 1 – Součinitel prostupu tepla vnitřního zdiva.....	33
Tabulka 2 – Součinitel prostupu tepla obvodového pláště.....	33
Tabulka 3 – Součinitel prostupu tepla hliníkového okna.....	33
Tabulka 4 – Součinitel prostupu tepla podhledu a střechy.....	34
Tabulka 5 – Součinitel prostupu tepla podlahy a stropu.....	34
Tabulka 6 – Součinitel prostupu tepla vnitřních dveří.....	34
Tabulka 7 – Tabulka teplot sousedních prostor.....	35
Tabulka 8 – Tabulka tepelné ztráty varny a mytí provozního nádobí.....	36
Tabulka 9 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií.....	40
Tabulka 10 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií.....	41
Tabulka 11 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií.....	42
Tabulka 12 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií.....	43
Tabulka 13 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií.....	44
Tabulka 14 – Výpočet tepelného zatížení od technologií.....	45
Tabulka 15 – Výpočet celkového odvodu vzduchu.....	45
Tabulka 16 – Distribuční elementy na přívodu.....	51
Tabulka 17 – Distribuční elementy na odvodu.....	54
Tabulka 18 – Dimenzování přívodního potrubí.....	56
Tabulka 19 – Dimenzování odvodního potrubí.....	57
Tabulka 20 – Externí tlaková ztráta potrubní sítě.....	58
Tabulka 21 – Posouzení tlumičů hluku – přívod do interiéru.....	63
Tabulka 22 – Posouzení tlumičů hluku – odvod z interiéru.....	64
Tabulka 23 – Hladina akustického tlaku v interiéru.....	64
Tabulka 24 – Posouzení tlumičů hluku – sání z exteriéru.....	66
Tabulka 25 – Posouzení tlumičů hluku – odvod do exteriéru.....	67
Tabulka 26 – Hladina akustického tlaku v exteriéru.....	67
Tabulka 27 – Cena pořízení a úspora optimalizací.....	74
Tabulka 28 – Cena provozu a úspora optimalizací.....	77
Tabulka 29 – Výkaz výměr 1/4.....	85
Tabulka 30 – Výkaz výměr 2/4.....	86
Tabulka 31 – Výkaz výměr 3/4.....	87
Tabulka 32 – Výkaz výměr 4/4.....	88
Tabulka 33 – Zaznamenané teploty v místnosti a na přívodu.....	100
Tabulka 34 – Zaznamenané relativní vlhkosti v místnosti a na přívodu.....	102
Tabulka 35 – Teplota a relativní vlhkost vzhledem k příkonu.....	104
Tabulka 36 – Tepelné a vlhkostní zisky od technologií.....	107