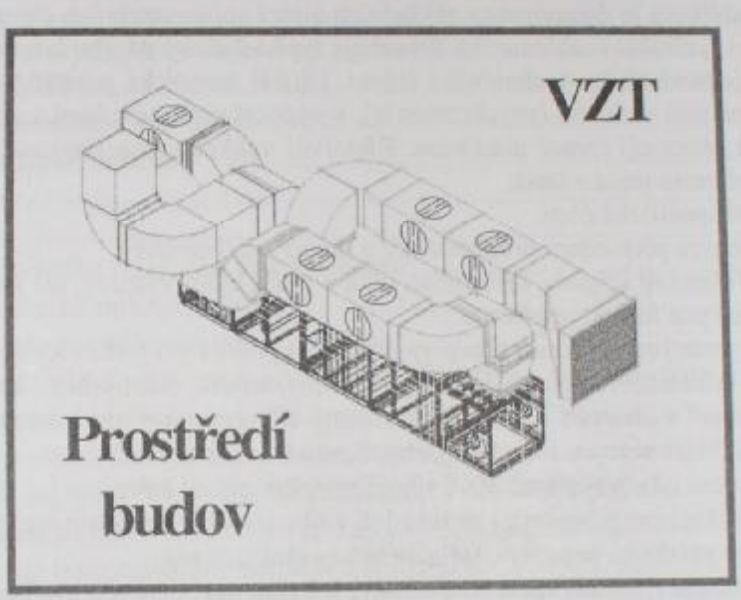
Jiří Hirš
Günter Gebauer

VZDUCHOTECHNIKA
v příkladech 1

Prostředí budov

CERM
AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ



JIŘÍ HIRŠ, GÜNTER GEBAUER

VZDUCHOTECHNIKA V PŘÍKLADECH – 1

Předmluva

V geografické poloze ČR poskytuje primární ochranu uživatelům budov před vnějšími klimatickými vlivy stavební konstrukce. Požadovaný stav vnitřního prostředí pak formují soustavy technických zařízení budov (TZB). Z nich je pro řízenou tvorbu prostředí primární vzduchotechnika, jež tvoří součást systému **Budova - Energie - Mikroklima - TZB**.

Vzduchotechnika (VZT) je technický obor, jenž v odvětví stavebnictví umožňuje řízenou tvorbu ***vnitřního prostředí*** čili ***interního mikroklimatu*** budov. Základním prostředkem tvorby prostředí vzduchotechnikou je výměna vzduchu v daném prostoru vzduchem upraveným do stavu, jenž zajistí požadovanou úroveň.

Vzduchotechniku tvoří komplex funkčních zařízení a elementů tvořících jako celek vzduchotechnický systém zajišťující složky vnitřního prostředí, počínaje primární odérovou složkou, frekventovanou tepelně vlhkostní složkou i složky ostatní umožňující komplexní tvorbu mikroklimatu.

Cílem této publikace je demonstrace základních úloh i aplikovatelných algoritmů ve VZT vycházející ze související fyzikální problematiky. Obsahuje typické úlohy návrhu komponentů i systémů VZT, koncepci jejich jednoduchého technického řešení. Hlubší teoretické poznatky související s přenosem tepla a látek, úpravami vzduchu (psychrometrie), s výpočetními metodami a simulací tepelných i vlhkostních poměrů přesahují rámec publikace. Efektivní aplikace úloh předpokládá znalost základních pasáží z oblasti přenosu tepla a látek.

Publikaci tvoří specifické části:

- textová s obecným přehledem problematiky a odkazy na literaturu,
- výpočtová s řešenými případy základních úloh a grafickými výstupy, jež jsou redukovány z důvodů přehlednosti pro formát publikace,
- tabulková s vybranými právními předpisy, klimatickými daty a technickými údaji výrobků,

Aktuální stav informačních technologií, možnosti internetu, elektronické katalogy signalizují relativně snadnou činnost v oborech TZB. Kvalifikovaný odborník ve vzduchotechnice však musí ovládat i související teorii (blíže seznam literatury), aby úspěšně zvládnul:

- výběr a koncepční návrh systémů VZT s hodnocením variant řešení,
- aplikaci a verifikaci programových prostředků v oblasti VZT a modelování,
- prognózu stavu vnitřního prostředí, jeho monitorování a řízení,
- základy inteligentní systémů vzduchotechniky, jež jsou nezbytné pro inteligentní budovy.

V souvislosti s harmonizací právních a technických předpisů se novelizují i české předpisy a normy týkající se vzduchotechniky. V průběhu zpracování publikace se změnila řada předpisů, skončila platnost skupiny norem (např. ČSN 12 000 názvosloví VZT), řada norem byla převzata a novelizována v souladu s normami EN a ISO. Protože proces harmonizace pokračuje, nemůže být publikace, na rozdíl od dokumentovaných algoritmů řešení fyzikálních dějů, v oblasti právní a normativní zcela aktuální. Pro kvalifikovanou činnost v oboru VZT je tudíž nezbytné sledování aktuálně platných právních předpisů a technických norem. Je nutno poznamenat, že mnohé poznatky zrušených norem, jejichž ustanovení vycházejí z ověřených dlouhodobých zkušeností v podmínkách ČR, bude vhodné i nadále akceptovat. Příkladem jsou zásady pro zakreslování ve VZT v roce 2006 přepracovanou a platnou ČSN 01 3454, jenž vychází z EU normy a souvisejících ČSN ISO norem. Samotná zmíněná norma neřeší komplexně problematiku na úrovni původní verze. Některé grafické výstupy v publikaci řešených příkladů jsou vykresleny dle eventualit přepracované normy a norem, z nichž vychází.

Publikace nemá teoretický charakter. V souladu s aktuální stavem technických podkladů VZT není zcela jednotné indexování ani typografie fyzikálních veličin a jejich jednotek. K popisu elementárních teoretických základů byly použity tradiční značky typických veličin vzduchotechniky. Součinitel přestupu tepla je označen α, měrná entalpie h, teplota t a součinitel prostupu tepla k.

Brno, prosinec 2006

Autoři

Úvod .....
1 Základní problematika oboru 1
2 Projektová dokumentace pro vzduchotechniku 3
2.1 Dokumentace staveb 3
2.2 Podklady pro zpracování dokumentace 4
2.3 Zakreslování ve vzduchotechnice 4
3 Vybrané fyzikální děje ve vzduchotechnice 6
3.1 Základní děje spojené s přenosem tepla a látek 6
3.2 Proudění vzduchu 6
3.3 Hluk a chvění 7
3.4 Vlhký vzduch 8
3.4.1 Základní veličiny 11
3.4.2 Tepelně vlhkostní stavy, úpravy vzduchu a jejich řešení 11
3.4.3 Psychrometrie ve VZT 11
3.4.4 Řešení tepelně vlhkostních stavů vzduchu 11
4 Meteorologické a klimatické základy VZT 12
5 Vnitřní prostředí budov 15
5.1 Základní pojmy 15
5.2 Klasifikace a charakteristika interního mikroklimatu 15
5.3 Základní veličiny interního mikroklimatu 15
5.4 Indexové veličiny interního mikroklimatu 16
5.5 Právní a hygienické požadavky k tvorbě a hodnocení interního mikroklimatu 16
5.6 Systémy TZB k formování interního mikroklimatu 17
5.7 Základní přístroje pro sledování interního mikroklimatu 17
5.8 Obecná doporučení k zajištění interního mikroklimatu vzduchotechnikou 17
6 Tepelně hmotnostní zátěž budov 18
6.1 Základní pojmy tepelně hmotnostních bilancí 18
6.2 Tepelná zátěž 18
6.2.1 Tepelné zátěž z vnějšího prostředí 19
6.2.2 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů 20
6.3 Tepelné ztráty 20
6.4 Vodní zisky 20
6.5 Zásady pro výpočet tepelně hmotnostních bilancí 22
6.6 Roční energetické a hmotnostní bilance 22
7 Součástí a zařízení vzduchotechnických systém 23
7.1 Základní pojmy 23
7.2 Koncové části vzduchotechnických systémů 23
7.2.1 Koncové komponenty vnitřní tzv. distribuční prvky 23
7.2.2 Koncové komponenty vnější 25
7.3 Vzduchovody 27
7.4 Vzduchotechnické výměníky 29
7.4.1 Ohřívače vzduchu vodní 29
7.4.2 Chladiče vzduchu vodní 30
7.4.3 Výměníky ZZT 31
7.5 Ventilátory 33
7.5.1 Radiální ventilátory 33
7.5.2 Axiální ventilátor 34
7.5.3 Diagonální ventilátory 34
7.5.4 Diametrální ventilátory 35
7.5.5 Provozní vlastnosti 35
7.5.6 Návrh ventilátorů 35
7.5.7 Regulace ventilátorů 35

7.6 Filtry vzduch 37
7.7 Zařízení úpravy vzduchu 37
7.8 Doplňkové elementy VZT zařízení 39
8 Přirozené větrání 39
8.1 Klasifikace a návrh systémů 40
8.2 Větrání infiltrací 40
8.3 Větrání aerací 40
8.4 Větrání okny 41
8.5 Šachtové větrání 41
8.6 Šachtové větrání využívající dynamický účinek větru 42
8.7 Návrh systémů přirozeného větrání 42
8.8 Efekt přirozeného větrání 43
9 Nucené větrání 43
9.1 Základní pojmy 44
9.2 Návrh nuceného větrání 46
10 Teplovzdušné vytápění 47
11 Klimatizace 47
11.1 Základní pojmy 47
11.2 Vzduchové systém 48
11.3 Kombinované systémy indukční a systémy s fancioly 49
11.4 Kombinovaný systém chladicí strop 49
11.5 Chladivové systémy 50
11.6 Návrh klimatizace 51
11.6.1 Návrh vzduchového ústředního systému 53
11.6.2 Návrh kombinovaných systémů s indukčními jednotkami 55
11.6.3 Návrh kombinovaných systémů s fancoilů 57
11.6.4 Návrh chladivových systémů 58
12 Zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice 58
12.1 Základní pojmy 58
12.2 Systémy ZZT 58
12.3 Návrh systémů ZZT 60
12.4 Ekonomické hodnocení ZZT 62
13 Chlazení pro klimatizaci 62
13.1 Klasifikace kompresorového systému chlazení pro klimatizaci 62
13.2 Základní části kompresorového chlazení 63
13.3 Návrh kompresorového chlazení 64
13.4 Soustavy kompresorového chlazení 65
14 Hluk a chvění ve vzduchotechnice 65
14.1 Základní pojmy 65
14.2 Hodnocení akustického mikroklimatu 66
14.3 Zdroje hluku 67
14.4 Šíření hluku 67
14.5 Prvky útlumu hluku 68
14.6 Řešení útlumu hluku 68
14.7 Chvění a jeho útlum 70
15 Regulace vzduchotechnických systémů 72
16 Požární bezpečnost ve VZT 73
17 Výpočetní technika ve VZT 74
18 Aplikace volba VZT 77
19 Slovník základních pojmů 79
20 Příklad č. 1 Úpravy vzduchu – míšení 80
21 Příklad č. 2 Úpravy vzduchu – vlhčení 80

22 Příklad č. 3 Úpravy vzduchu – chlazení 81
23 Příklad č. 4 Výpočet tepelných zisků okna radiací 83
24. Příklad č. 5 Tepelně vlhkostní zátěž místnosti 85
25. Příklad č. 6 Návrh vybraných prvků vzduchotechnických zařízení 88
26. Příklad č. 7 Přirozené větrání 94
27. Příklad č. 8 Nucené větrání – var. A 97
28. Příklad č. 9 Nucené větrání – var. B 101
29. Příklad č. 10 Nucené větrání – var. C 103
30. Příklad č. 11 Teplovzdušné vytápění 107
31. Příklad č. 12 Strojovna nuceného větrání 111
32. Příklad č. 13 Strojovna teplovzdušného vytápění 114
33. Příklad č. 14 Nízkotlaká klimatizace 117
34. Příklad č. 15 Nízkotlaká klimatizace – strojovna var. A 120
35. Příklad č. 16 Nízkotlaká klimatizace – strojovna var. B 123
36. Příklad č. 17 Nízkotlaká klimatizace – strojovna var. C 126
37. Příklad č. 18 Klimatizační systém kombinovaný indukční 129
38. Příklad č. 19 Klimatizační systém kombinovaný s fancoily 134
39. Příklad č. 20 Zpětné získávání tepla var. A 138
40. Příklad č. 21 Zpětné získávání tepla var. B 144
41. Příklad č. 22 Chlazení pro klimatizaci var. A, B 146
42. Příklad č. 23 Chlazení pro klimatizaci – var. C 151
43. Příklad č. 24 Útlum hluku ve VZT – vnitřní prostředí 153
44. Příklad č. 25 Útlum hluku – šíření do venkovního prostředí 155
45. Příklad č. 26 Útlum chvění ve VZT 157
46. Příklad č. 27 Modelování tepelného chování místnosti 158
47. Příklad č. 28 Modelování proudění vzduchu 162
48. Příklad č. 29 Aplikace VZT 164

Přílohy

P1 – Výkresy ve vzduchotechnice 173
P2 – Zakreslování ve vzduchotechnice, hustoty vzduchu 174
P3 – Vybrané veličiny syté páry a nasyceného vzduchu 175
P4 – Výpočtové hodnoty klimatických veličin, charakteristiky poloh slunce 176
P5 – Charakteristiky poloh slunce, teploty, intenzity procházející radiace oknem 177
P6 – Veličiny tepelných bilancí 178
P7 – Mikroklimatické podmínky 179
P8 – Mikroklimatické podmínky 180
P9 – Hodnoty průtokových součinitelů oken, údaje pro potrubí 181
P10 – Součinitelé odporů tvarovek 182
P11 – Tlakové ztráty potrubí třením 183
P12 – Tlakové ztráty potrubí třením 184
P13 – Rychlosti proudění vzduchu a termodynamické vlastnosti chladiva R134a 185
P14 – Mollierův diagram log p-h chladiva R134a 186
P15 – Psychrometrický *h-x* diagram vodní páry 187
P16 – Vybrané hodnoty útlumu hluku 188
P17 – Vybrané hodnoty útlumu hluku a účinnosti tlumení chvění 189
P18 – Vybrané hodnoty útlumu hluku a účinnosti tlumení chvění 190
P19 – Monitorování ve VZT 191
P20 – Komponenty sání a výfuku vzduchu 192
P21 – Vzduchotechnické klapky 193
P22 – Filtry 194
P23A – Vyústky firmy Proclima 195

P23B – Vyústky firmy Proclima 196
P24A – Velkoplošné vyústě 197
P24B – Velkoplošné vyústě 198
P24C – Velkoplošné vyústě 199
P25A – Textilní vyústky firmy Příhoda 200
P25B – Textilní vyústky firmy Příhoda 201
P26A – Vzduchotechnické potrubí 202
P26B – Vzduchotechnické potrubí 203
P26C – Vzduchotechnické potrubí 204
P27 – Radiální ventilátory RNH 205
P28A – Vodní ohřívače a chladiče vzduchu 206
P28B – Prvky vlhčení vzduchu 207
P29A – Klimatizační jednotky firmy Lennox-Janka 208
P29B – Klimatizační jednotky firmy Lennox-Janka 209
P29C – Klimatizační jednotky firmy Lennox-Janka 210
P29D – Klimatizační jednotky firmy Lennox-Janka 211
P29E – Klimatizační jednotky firmy Lennox-Janka 212
P29F – Klimatizační jednotky firmy Lennox-Janka 213
P30A – Klimatizační jednotky AZ Klima 214
P30B – Klimatizační jednotky AZ Klima 215
P30C – Klimatizační jednotky AZ Klima 216
P31A – Vzduchotechnické jednotky Remak 217
P31B – Klimatizační jednotky Remak 218
P32A – VZT jednotky firmy C.I.C 219
P32B – VZT jednotky firmy C.I.C 220
P33A – Deskové výměníky firmy Lennox-Janka 221
P33B – Deskové a rotační výměníky firmy Lennox-Janka 222
P34 – Indukční jednotky 223
P35 – Jednotky fancoil 224
P36A – Chladicí jednotky 225
P36B – Chladicí jednotky, chladiče kapalin 226
P37 – Tlumiče hluku 227
P38 – Tlumiče chvění 228

Přehled vybraných použitých značek

Značka	Veličina a základní jednotka
a	délkový rozměr (m)
a	sluneční azimut (°)
A	plocha (m^2), průřez (m^2)
A	psychrometrický součinitel (K^{-1})
A	amplituda kolísání teplot (K)
A	aerodynamický součinitel větru
b	délkový rozměr (m), šířka (m)
c	součinitel sálání ($Wm^{-1}K^{-4}$), korekční součinitel (-)
c	měrná tepelná kapacita ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
D	útlum akustického výkonu (dB)
d	průměr (m)
f	kmitočet (s^{-1})
F	obtokový součinitel (-)
g	tíhové zrychlení (ms^{-2}), produkce vlhkosti (gs^{-1})
h	vzdálenost (m), výška (m), výška slunce nad obzorem (°)
h	měrná entalpie (Jkg^{-1})
i	součinitel provzdušnosti ($m^3/smPas^{-1}$)
I	intenzita zvuku (dB), intenzita sluneční radiace (Wm^{-2})
k	koncentrace (mgm^{-3})
k	součinitel prostupu tepla ($Wm^{-2}K^{-1}$)
l	délka (m)
l	skupenské teplo (J/kg)
L	hladina akustického tlaku (dB), hladina akustického výkonu (dB)
m	měrný hmotnostní tok (kg/s)
n	otáčky (s^{-1})
n	intenzita výměny vzduchu (h^{-1})
N	číslo třídy hluku (-)
O	objem (m^3)
p	tlak (Pa), měrná ztráta tlaku (Pam^{-1})
p	parciální (částečný) tlak vodní páry (Pa)
P	akustický tlak (dB), akustický výkon (dB)
q	hustota tepelného toku (měrný tepelný tok) (W/m^2)
Q	tepelný tok (W)
r	poloměr (m)
r	měrná plynová konstanta ($J.kg^{-1}K^{-1}$)
R	tlakový spád (Pam^{-1})
R	tepelný odpor (m^2KW^{-1})
s	stínící součinitel (-)
S	plocha (m^2), průřez (m^2)
t	teplota (°C)
T	poměrná tepelná propustnost sluneční radiace ( )
T	termodynamická teplota (K)
w	průtočná rychlost (ms^{-1})
v	měrný objem (m^3kg^{-1})
V	objemový průtok (m^3s^{-1})
x	měrná vlhkost (vodní obsah) (kg/kg)
X	číslo výměny vzduchu (h^{-1})
Y	dávka vzduchu (m^3h^{-1})

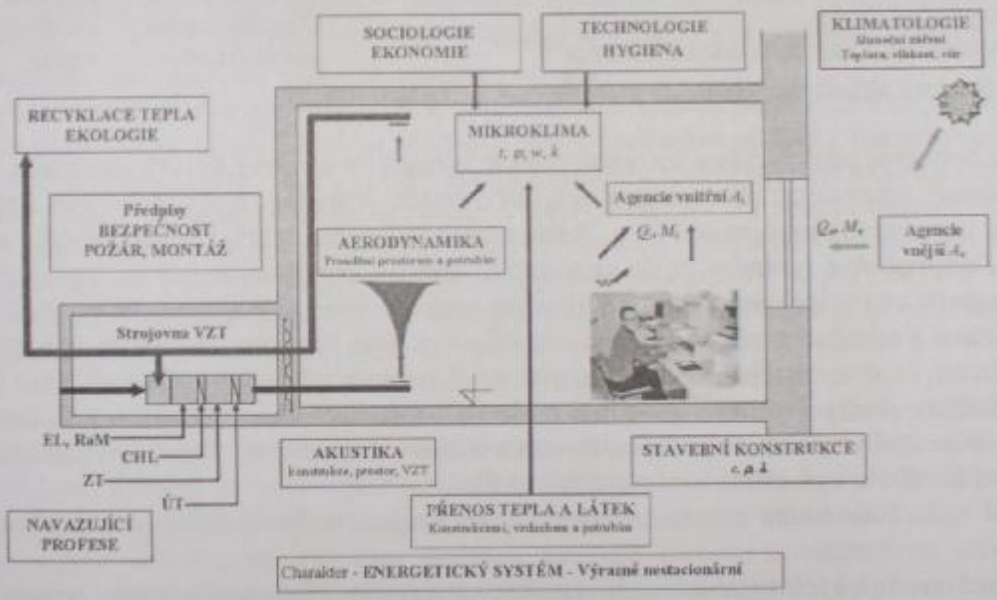
Značka	Veličina a základní jednotka
z	součinitel znečištění atmosféry (-)
Z	tlaková ztráta (Pa),
α	součinitel přestupu tepla ($Wm^{-2}K^{-1}$)
α	součinitel zvukové pohltivosti (-)
γ	azimutový úhel normály stěny (°)
Δ	konečný rozdíl dvou hodnot
δ	sluneční deklinace (°)
δ	hodnota směrového měřítka v h-x diagramu (J/kg)
ε	poměrné zvětšení přestupu tepla přenosem vlhkosti (-)
ξ	součinitel vřazeného odporu (-)
ϑ	faktor citelného tepla (-)
η	účinnost (-)
λ	součinitel tření (-)
λ	součinitel tepelné vodivosti ($Wm^{-1}K^{-1}$)
ρ	objemová hmotnost (kgm^{-3}), hustota (kgm^{-3})
τ	čas (s)
φ	relativní vlhkost vzduchu (-)
φ	zeměpisna šířka (°)
ψ	časové zpoždění (h)

Seznam vybraných použitých indexů

Index	Označuje
0	veličina při teplote 0 °C
1, 2	veličiny v místech 1 a 2
A	plocha, průřez, amplituda
a	vzduch, akumulace
c	celková hodnota, cirkulace, koncentrace, citelné teplo, konvekce
d	průměr, dynamický, přímý, vodní pára, difúzní proces, difúzní radiaci
e	venkovní, vnější, ekvivalentní, energie
h	vodorovný
i	vnitřní
k	kondukce
L	letní
m	střední hodnota, mokrý povrch
o	okno, odsávany vzduch, odpar, obloha
p	výkon, přívod, protiproud, povrch
r	radiace, rosný bod
τ	čas
w	voda, vlhkost
x	veličina, vztahující se na měrnou vlhkost
x, y, z	směr os X, Y, Z
Z	ztráty, zimní období

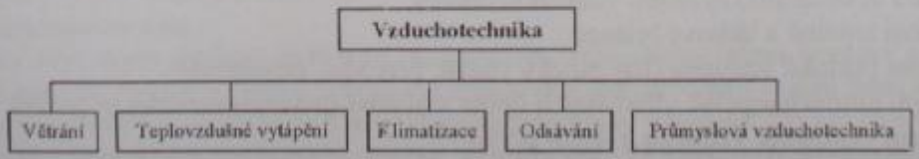
1 Základní problematika oboru

Vzduchotechnika (VZT) je technický obor, zabývající se tvorbou ***vnitřního prostředí*** čili ***interního mikroklimatu*** (IM) budov, vytvářením podmínek k průběhu technologických procesů či skladování nebo přemísťování materiálu. Základním prostředkem tvorby interního mikroklimatu je vzduch přiváděný do prostoru vlivem vnějších sil vyvolaných technickými prostředky (ventilátory) nebo působením přírodních sil. Ve smyslu zákona [47] je VZT součástí oboru ***Techniky prostředí staveb***, jenž představuje činnost a zařízení pro úpravu vnitřního prostředí ve stavbách. VZT se vyznačuje bezprostředním dopadem na stav prostředí budov, podstatně ovlivňuje investiční a zejména jejich provozní náročnost. Místo VZT ve stavební činnosti uvádí např. [4].
VZT vychází z teoretických základů a aktuálního stavu techniky. Základním výstupem VZT je projektové řešení umožňující realizaci záměru. Aktuálním problematiku pak tvoří prognóza stavu vnitřního prostředí a diagnostika provozu ***energetické soustavy*** tvořící základní funkční celek obytných, občanských, průmyslových i zemědělských staveb, v nichž se má formovat stav prostředí při ekonomicky zdůvodněných nákladech. VZT je obor, jehož úspěšné praktické výstupy jsou podmíněny kooperací a koordinací, často i kompromisem požadavků dalších hospodářských i společenských sfér. Základní problematika spojená s tvorbou IM VZT je patrná z obr. 1.1.



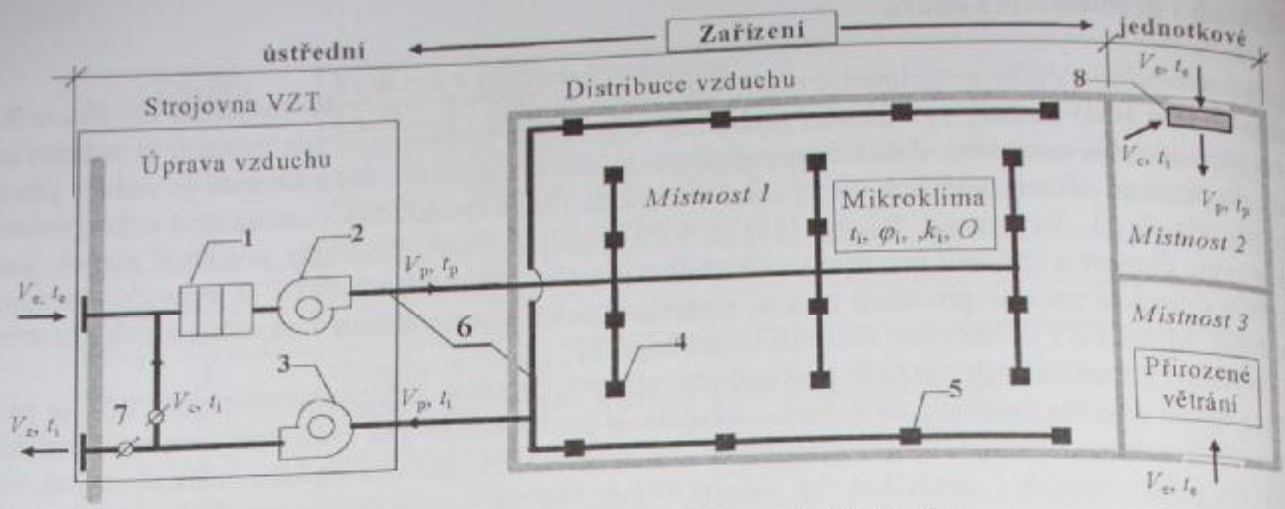
Obr. 1.1 Schéma problematiky tvorby IM vzduchotechnikou a primárních souvislostí

Vzduchotechnika je soubor funkčních zařízení a elementů zajišťujících úpravu i dopravu vzduchu, event. sloužících přemísťování materiálu a tvořících jako celek ***vzduchotechnický systém***. Systémy lze klasifikovat řadou kritérií. Z hlediska primárních funkcí lze VZT dělit na systémy dle obr. 1.2.



Obr. 1.2 Klasické dělení vzduchotechniky

Druhým kritériem klasifikace VZT je skladba prvků tvořících jako celek vzduchotechnické zařízení. Z tohoto aspektu lze VZT zařízení dělit na ***jednotkové*** *tzn.* ***decentrální, ústřední*** *tzn.* ***centrální a zónové***. Skladba základních sestav vzduchotechnických systémů (větrání, teplovzdušné vytápění, klimatizace) je patrná na obr. 1.3.



Legenda - *elementy*

1 - Zařízení filtrace a tepelně vlhkostní úpravy vzduchu
2 - Ventilátor pro přívodní vzduch
3 - Ventilátor pro odváděný vzduch
4, 5 - Prvky pro přívod a odvod vzduchu
6 - Vzduchotechnické potrubí
7 - Regulační klapka
8 - Autonomní vzduchotechnická jednotka

funkční prvky

1, 2, 3 - Vzduchotechnická strojovna
4, 5, 6 - Elementy distribuce vzduchu
V_p - Přívodní vzduch (formuje mikroklima)
V_e - Vnější vzduch (hygienické požadavky)
V_c - Oběhový vzduch (ekonomie provozu)
V_z - Odpadní (výfukový) vzduch (možnost recyklace tepla)

Obr. 1.3 Schéma skladby základních vzduchotechnických systémů

Větrání lze definovat jako výměnu znehodnoceného vzduchu v daném prostoru za vzduch venkovní či neznehodnocený z jiných prostorů vlivem tlakového spádu. V bytových a občanských stavbách zajišťuje větrání zejména odérové mikroklima. Podle zdroje tlakového spádu lze větrání dělit na přirozené a nucené. ***Teplovzdušné vytápění*** zajišťuje vytápění daného prostoru přívodním vzduchem o teplotě vyšší než vzduch ve vytápěném prostoru a výměnu znehodnoceného vzduchu. ***Klimatizaci*** lze definovat jako úpravu a výměnu znehodnoceného vzduchu v daném prostoru přívodním vzduchem, jenž je alespoň chlazen, či alespoň vlhčen, nebo alespoň odvlhčován a v zimě zpravidla ohříván. Klimatizace zajišťuje všechny složky vnitřního prostředí budov (čistota, teplota, vlhkost) na požadované úrovni v celém spektru vyskytujících se provozních stavů budovy či místnosti. ***Odsávání*** zajišťuje zachycování a odvod škodlivin vzduchem z místa jejich vzniku.

Průmyslová vzduchotechnika zahrnuje širokou oblast vzduchotechniky sloužící technologickým procesům.

Návrh vzduchotechnických systémů musí respektovat stavební zákon a související právní, technické, požární, ekologické a další předpisy. Základní předpisy uvádí seznam literatury. Postup návrhu VZT obecně tvoří:

a. Specifikaci a formulaci vstupních údajů vyplývajících z účelu objektu, jeho provozu, dispozičního i konstrukčního řešení a místa budovy.
b. Vymezení stavu IM místností budovy či technologických provozů tzn. veličin t_i, ϕ_i, ... k_i
c. Volbu optimálního systému vzduchotechniky.
d. Řešení tepelné a látkové bilance.
e. Určení průtoků vzduchu (tzn. složky vnější, přívodní, odváděné).
f. Řešení nutných tepelně vlhkostních úprav vzduchu (psychrometrické výpočty).
g. Řešení distribuce vzduchu a jejich prvků.
h. Návrh technických prvků pro úpravu vzduchu tzn. vzduchotechnických jednotek.
i. Řešení útlumu hluku a zpětného využití tepla, event. strojního chlazení.
j. Ideový návrh, regulace a řízení provozu VZT.
k. Energetické a ekonomické bilance (pořizovací a provozní náklady).

Základní fyzikální, návrhové a výkonové veličiny pro oblast vzduchotechniky občanských budov jsou náplní kap. 4 a 5.

2 Projektová dokumentace pro vzduchotechniku

Základním výstupem činnosti ve vzduchotechnice je projektová dokumentace umožňující realizaci záměru. Výchozí pro zpracování dokumentace jsou právní předpisy, ekonomické, ekologické, technologické, požární a další požadavky. Aplikovatelné výstupy jsou podmíněny kooperací a koordinací, často i kompromisem dalších hospodářských i společenských požadavků. Nezbytná je spolupráce s obory chlazení, vytápění, regulace a řídicích systémů.

2.1 Dokumentace staveb

Primárním podkladem pro realizační záměr je projektová dokumentace. K jejímu zpracování je nutná řada podkladů nezbytných k řešení tepelně technických výpočtů, ke konkretizaci technických řešení a vyčíslení ekonomické problematiky související s realizací záměru a jeho provozem. Dokumentaci stavby i vzduchotechniky, její stupně i rozsah vymezují aktuální právní předpisy a obecné požadavky. Projektová dokumentace vzduchotechniky se zpracovává pro účely:

- stavebního řízení a povolení ve formě **Dokumentace pro vydání stavebního povolení,**
- realizace stavby označené jako **Dokumentace pro provádění stavby,**
- dokladu o právním stavu stavby tzv. **Dokumentace skutečného provedení stavby.**

Uvedené stupně obsahují vždy textovou a výkresovou část event. rozpočet. Při zpracování dokumentace je nezbytné mimo právní předpisy respektovat technické standardy i normy, ekonomické i provozní požadavky, technologické a sociologické aspekty související s realizovanou stavbou.

Projektová dokumentace pro vydání stavebního povolení

Tento základní stupeň dokumentace VZT se zpracovává na základě předchozích stupňů dokumentace stavby a požadavků investora. Zahrnuje průvodní zprávu, technickou zprávu a výkresovou část.

Průvodní zpráva obsahuje podstatné údaje o stavbě a dodržení obecných technických požadavků.

Technická zpráva specifikuje jak základní údaje o požadované úrovni interního mikroklimatu budovy, tak principiální prostředky k jeho zajištění vzduchotechnikou. Na základě provozních, technologických, hygienických a dalších faktorů se člení vzduchotechnika budovy do jednotlivých zařízení. Pro každé z nich se zdůvodní koncepce navrženého technického řešení, specifikují se základní požadavky na související profese, zásady pro regulaci i provoz vzduchotechniky. Nedílnou součástí zprávy je seznam základního zařízení s vyčíslením investičních a provozních nákladů.

Výkresová část je tvořena půdorysy s dispozičním řešením strojoven, situováním vzduchotechnických jednotek, s vykreslením vzduchovodů a poloh koncových prvků. U složitějších zařízení se zpracovává funkční schéma a studie regulace. Výkresová část pro výrobní stavby zahrnuje i technologickou studii.

Dokumentace pro provádění stavby tzv. ***prováděcí dokumentace***

Obsah a rozsah realizační dokumentace sjednává zpravidla investor s realizátorem stavby. Projekt tvoří technická zpráva, výkresová dokumentace, seznam zařízení a rozpočet.

Technická zpráva obsahuje zejména:

- základní údaje a charakteristiku navržených zařízení,
- přehled a popis funkce vzduchotechnických zařízení,
- vzduchové a energetické bilance jednotlivých zařízení,
- požadavky na související profese,
- pokyny pro montáž a obsluhu,
- dokladovou část.

Výkresovou část tvoří grafická zobrazení navrženého technického řešení pomocí půdorysů, řezů, schemat a detailů. Rozsah a stupeň grafického zpracování jednotlivých výkresů musí umožnit jednoznačnou a bezproblémovou dodávku i montáž vzduchotechniky v budově. Do výkresů vzduchotechniky se označí i pomocné konstrukce tj. závěsy, konzoly atd. Ve funkčních schématech se vykreslují připojovací uzly topné event. chladicí látky, elektřiny, vody a odvodnění. Samostatně se kreslí schémata systémů s údaji pro automatickou regulaci, ovládání a provozování.

Seznam strojů a zařízení obsahuje podrobnou specifikaci všech vzduchotechnických zařízení dle jejich výkresových položek.

Rozpočet vzduchotechniky se člení dle jednotlivých zařízení a položek. Součástí rozpočtu je celková finanční bilance dodávek a montáže, souvisejících nákladů pro nátěry, izolace, přesuny hmot ap.

Dokumentace skutečného provedení stavby
Tato dokumentace se pořizuje po dokončení stavby či po nařízení stavebního úřadu. Vlastník je povinen uvedenou dokumentaci uchovávat po celou dobu užívání stavby.

2.2 Podklady pro zpracování dokumentace

Rozsah a druh projektových podkladů je závislý na stupni zpracovávané dokumentace. Potřebné podklady pro vytápění lze zahrnout do níže uvedených skupin.
Obecné právní předpisy:
- Stavební zákon a související vyhlášky
- Zákon o technických požadavcích na výrobky
- Zákon o posuzování vlivů na životní prostředí
- Zákon o péči a ochraně zdraví a související vyhlášky
- Zákon o požární ochraně

Technické podklady:
- Architektonicko stavební řešení stavby
- Provozní a technologické údaje o stavbě
- Údaje o zdrojích energií
- Klimatické veličiny
- Technické údaje materiálů, součástí a výrobků.

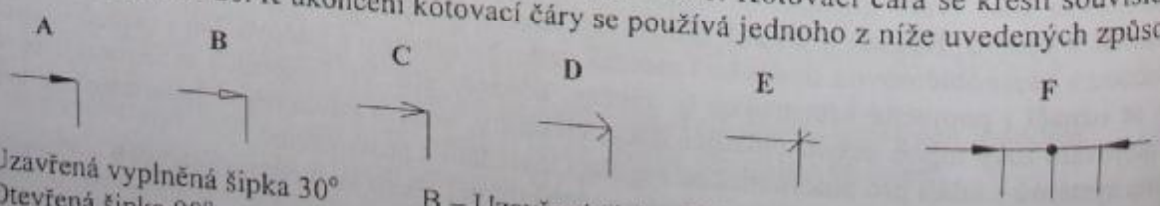
Závazné projekční řešení pro prováděcí projekt:
- Odsouhlasená dokumentace pro stavební povolení tzn. dokumentace ověřené stavebním úřadem
- Prováděcí projekt stavební části
- Specifické požadavky uživatele a dodavatele stavby.

Z uvedených podkladů lze pro danou budovu specifikovat základní veličiny postihující úroveň interního mikroklimatu (teploty, vlhkosti, koncentrace škodlivin apod.), veličiny vnějšího prostředí, základní veličiny přívodního vzduchu i dalších látek, atp. Zmíněné veličiny jsou rozhodující pro návrh a provoz konkrétního systému vzduchotechniky. Při zpracování všech stupňů dokumentace je nezbytná spolupráce projektanta vzduchotechniky se zpracovateli stavební části a ostatních profesí, konzultace s dodavatelem vzduchotechniky a dotčenými orgány státní správy (hygiena, požární ochrana, atp.).

2.3 Zakreslování ve vzduchotechnice

Zařízení vzduchotechniky se graficky zobrazuje pomocí půdorysů, řezů, pohledů, schémat a detailů zakreslovaných dle účelu projektové dokumentace. Základem pro vykreslování je [20].
Vzduchotechnické části se v půdorysech i řezech kreslí silnými čarami, ostatní zařízení a konstrukce stavby se zakreslují slabými čarami. Písmo a typy čar stanovují ČSN EN ISO 3098-0 a ČSN EN ISO 128-20. Základní případy typu čar jsou v příloze P1.

Kótování musí postihnout délky a rozměry potrubí i elementů, umístění vzduchotechnických zařízení i prostorové situování připojovacích míst. Čtyřhranné potrubí se kótuje vnějšími rozměry průřezu jako součin šířky a výšky na odkazovou nebo kótovací čáru. Možnosti jsou patrné na obr. přílohy P2.
ČSN 01 3454 schválena v roce 1983 zavedla pro kótování vzduchotechniky jen projektové dokumentace staveb ukončení kótovacích čar úsečkami. Platnost uvedené normy skončila v roce 2006 a byla nahrazena přepracovanou ČSN 01 3454, jež vychází za zavedené mezinárodní normy a souvisejících ČSN ISO norem. Zásady pro kótování určuje ČSN ISO 129-1. Kótovací čára se kreslí souvislou tenkou čarou dle ISO 128-20. K ukončení kótovací čáry se používá jednoho z níže uvedených způsobů.



A – Uzavřená vyplněná šipka 30°
D – Otevřená šipka 90°

B – Uzavřená šipka 30°
E – Šikmá úsečka

C – Otevřená šipka 30°
F – Tečka, v případě není-li dost místa pro dvě šipky

Zobrazování zařízení

Ve výkresech se komponenty a zařízení zobrazují zjednodušeně. Rozsah zjednodušení zobrazení závisí na měřítku výkresu. Výchozí pro zobrazení jsou zjednodušené výkresy pozemních staveb. Potrubí lze zobrazit obrysem (tzn. dvoučárově) nebo zjednodušeně osou potrubí (tzn. jednočárově). Ve výkresech měř. 1:200 se kreslí potrubí jednočárově tlustou čárou. Potrubí ve výkresech v měřítku 1:100, 1:50 a větším se kreslí v měřítku výkresu. Přímé části potrubí shodného průřezu lze kreslit:

a. *Nečleněné na jednotlivé části*, kdy se nekreslí spoje, kótuje se celková délka potrubí a označí jedinou pozicí dle obrázků v příloze P2.

b. *Členěné na jednotlivé části* a položkováním jednotlivých prvků tak, že stejné části mají shodnou položku, blíže obrázky v příloze P2.

Spoje potrubí vykreslených obrysem se kreslí tlustou čarou přesahující obrys potrubí min. o 1 mm. Izolované části potrubí se zakreslují slabě čárkovanou čarou obrysem izolace.

Polohy podstatných vzduchotechnických prvků se fixují kótami ke stavební konstrukci. Kruhové potrubí se kótuje na osu.

Zobrazení půdorysu. V půdorysu se vzduchotechnická zařízení a potrubí zobrazují v pohledu shora v celém podlaží nebo v rozsahu vymezeném dvěma úrovněmi v rámci jednoho podlaží u složitějších zařízení. Vodorovným řezem se zobrazují v půdorysu pouze svislá potrubí vedená do vyššího podlaží. Do půdorysu se k jednotlivým komponentům uvádějí provozní hodnoty, zejména průtoky přiváděného a odváděného vzduchu distribučními prvky (vyústky, anemostaty, atd.), nasávacími i výfukovými prvky, (žaluzie, ap), sacími přípojkami technologických zařízení. Nezbytné jsou i šipky směru proudění v přívodních a odvodních otvorech.

Svislé řezy zobrazují zařízení a potrubí v čelním pohledu. Rovina řezu nesmí zobrazovaná zařízení protínat a potrubí procházející svislou řezovou plochou se zobrazí v řezu. V pohledu se kreslí jen zařízení a potrubí umístěná za rovinou myšleného svislého řezu. Kreslí-li se více rovnoběžných řezů za sebou, zobrazí se v každém z nich pouze zařízení, která jsou mezi sousedními rovinami řezu.

Prostorové zobrazení. Zařízení a potrubí se kreslí dle ČSN EN ISO 5456-3 a ČSN EN ISO 6412-2.

Označování vzduchotechnických zařízení a jejich částí umožňuje jednoznačnou identifikaci. Komponenty jednotlivých zařízení se ve výkresech označují pořadovým číslem – pozicí. Čísla se píší na odkazové čáry nebo přímo do obrazu potrubí. Stejná zařízení mají vždy shodné číslo na vzájemně souvisejících obrazech. Obsahuje-li půdorys několik vzduchotechnických zařízení, pak se před číslo pozice připisuje číslice značící číslo zařízení, blíže [20].

Součásti zařízení se kreslí v měřítku zjednodušeně tak, aby se zobrazil skutečný tvar. Viditelné obrysy se kreslí tlustými plnými čarami a zakryté části tlustými čárkovanými čarami. Základní grafické značky pro schémata uvádí [20].

Výkresy vzduchotechniky v měřítku 1:100, 1:50 jsou podkladem pro realizaci vzduchotechniky nebo pro zpracování výrobních výkresů zařízení. V případě, že jsou potrubí vedena nad sebou, zobrazují se několika půdorysy. Poloha myšlených rovin se musí vyznačit v příslušném svislém řezu. Poloha potrubí vztažená ke konstrukcím se kótuje jen v případech přesného umístění. Délkový přídavek jednotlivých dílů se připočítává k délkové kótě potrubí. Nutný volný spoj se označuje zkratkou VS.

Funkční schéma vzduchotechniky se odvozuje z půdorysu a svislých řezů. Vykresluje se bez měřítka jako plošné nebo prostorové zobrazení. Schémata jako součást dokumentace vzduchotechniky jsou nezbytná v případech, nelze-li k jednotlivým částem připsat hodnoty nutné pro vyregulování složitých systémů. Ve schématech se vzduchotechnické součásti kreslí grafickými značkami, přívodní potrubí plnou tlustou čarou, odvodní potrubí čárkovanou čarou a směr proudění vzduchu se v distribučních prvcích vyznačí šipkami.

Schéma měření a regulace se zpracovává pro návrh automatické regulace a kreslí se jako zobrazení bez měřítka. Hlavní zásady vykreslování, druhy čar, označení armatur, měřících a regulačních obvodů uvádí technické normy.

Popisové pole technického dokumentu má obsahovat identifikační a administrativní údaje. Blíže ČSN EN ISO 7200.

3 Vybrané fyzikální děje ve vzduchotechnice

Tvorba vnitřního prostředí budov vzduchotechnikou je spojená s řadou fyzikálních dějů, které se vyznačují tepelnými a látkovými toky probíhajícími při proudění teplonosných látek a v interakci budovy s okolím. Uvedené děje mají obecně nestacionární charakter. K praktickému řešení se proto uplatňuje idealizace a předpokládá ***kvazistacionární*** stav, tzn. zpravidla konstantní teplota, harmonická změna teploty vzduchu s amplitudou v periodě obvykle 24 hodin.

Fyzikální děje uplatňující ve vzduchotechnice tvoří sdílení tepla (řeší *termomechanika*), proudění vzduchu prostorem a potrubím (řeší *aerodynamika*), tepelné cykly (Carnotův cyklus v chlazení, řeší *termodynamika*), filtrace (oblast *odlučování*), tepelně vlhkostní stavy vzduchu (řeší *psychrometrie*), šíření hluku (oblast *akustiky*). Typické úlohy, jejichž základem jsou fyzikální děje, tvoří:

- tepelné bilance budov (tepelná zátěž a ztráty, potřeby tepla),
- tepelné výkony elementů a zařízení (výměníky tepla),
- tepelné chování místností,
- hmotnostní bilance budov (vodní zisky, vývin škodlivin),
- proudění vzduchu prostorem a potrubím,
- filtrace vzduchu a odlučování škodlivin,
- úpravy vzduchu (ohřev, chlazení, vlhčení, sušení) zejména pro klimatizaci,
- hlukové poměry.

Uvedené úlohy se v praxi obvykle řeší zjednodušenými postupy či aplikací programových prostředků.

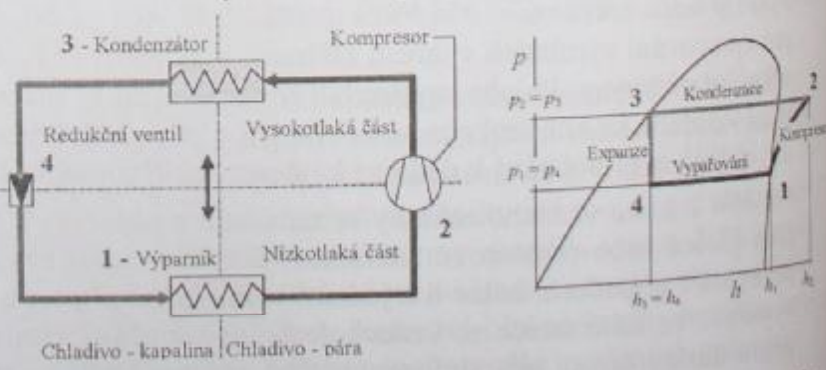
3.1 Základní děje spojené s přenosem tepla a látek

Tepelné děje jsou základem oborů zabývajících se tepelným hospodářstvím. Řešení dějů vychází ze základních způsobů sdílení tepla, kterými jsou ***vedení, proudění a sálání.*** Typickými aplikacemi uvedených případů ve VZT jsou přestup a prostup tepla probíhající bez změny či se změnou skupenství teplonosných látek. Problematika je podrobně popsána v lit. [3], [10].

Prostup tepla je výměna tepla mezi dvěma tekutinami (plyn, kapalina) oddělenými tuhou stěnou. Řešení je dáno superpozicí vedení a přestupů tepla. Pro vyčíslení součinitele prostupu k (Wm^{-2}) rovinnou stěnou je základní vztah 3.1a, pro trubku o průměrech d_i, d_e platí rov. 3.1b. Tepelný tok q (Wm^{-2}) prostupem popisuje rov. 3.1c. Základní úlohy ve VZT představují prostup tepla stěnou, oknem, trubkou, prostup tepla při harmonickém kolísání teplot, atd. Blíže lit. [13].

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \qquad k = \pi . \left(\frac{1}{d_i \alpha_i} + \sum \frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{d_{n+1}}{d_n} + \frac{1}{d_e \alpha_e} \right)^{-1} \qquad q = k.(t_1 - t_2) \qquad (3.1a,b,c)$$

Tepelné cykly představují přenos tepla pomocí vnější energie. Pro účely VZT je zásadní *obrácený Carnotův cyklus*. Tvoří ho základní tepelné děje, kterými jsou *vypařování, komprese, kondenzace* a *expanze* chladiva probíhajícími v uzavřeném okruhu. Výsledkem dějů je chladicí pochod, jehož principem je přenos tepla pomocí skupenských změn. Cyklus je základem kompresorového chlazení, jenž je nejužívanějším zdrojem chladu pro klimatizaci. Schéma skladby okruhu a průběhu cyklu uvádí [2], [4].



Obr. 3. 1 Schéma chladicího cyklu

3.2 Proudění vzduchu

Proudění vzduchu je fyzikální děj, jenž je spojen s přenosem látek a tepla. Teoretické řešení s analytickým vyjádřením je náročnou úlohou z důvodu širokého spektra souvisejících činitelů. Faktorem vyvolávajícím pohyb vzduchu jsou síly *mechanické* (ventilátor), *gravitační* a *rozdíl tlaku*. Praktické aplikace nachází proudění při situování a návrhu otvorů pro přívod a odvod vzduchu a při dimenzování potrubí. Pro praktická řešení je experimentálními metodami a modelováním odvozena řada formulí. Základní případy ve VZT tvoří **proudění vzduchu v prostoru a proudění vzduchu potrubím**.

a. Proudění vzduchu v prostoru

Zmíněné proudění je základní úlohou VZT. Faktorem pohybu vzduchu v prostoru jsou síly *mechanické* (projevují se setrvačností), *gravitační* síly a sporadicky je pohyb vyvolán *rozdílem tlaku*. Proudění pak formuje výslednice silových účinku uvedených sil. Konečný cíl řešení sleduje identifikaci okamžité rychlosti i průtoku vzduchu, jeho teploty a hmotnostních koncentraci v libovolném místě prostoru. Řešení je náročnou úlohou a korektní výstupy lze dosáhnout jen výpočetní technikou nebo experimentálním řešením na modelech. Praktické řešení často vychází z idealizovaných úloh transformovaných do jednorozměrných či dvourozměrných dimenzí.

Ke klasifikaci proudění slouží řada veličin, z nichž základní jsou *rychlost, teplota a geometrické charakteristiky*. Pomocí uvedených veličin lze odvodit ***obrazy proudění***. Blíže [1], [4], [5], [11].

Typické pro vzduchotechniku je ***proudění v omezeném prostoru***, tzn. v místnosti. Základním kritériem stavu IM i ekonomie jeho tvorby je rychlost a charakter proudění vzduchu ve vymezené části prostoru (občanské stavby pak v pobytové zóně lidí tzn. 1,6 až 2 m nad podlahou). Proudění vzduchu je ovlivněno vlivem stěn (Coandův jev), geometrii místnosti a rychlostí proudění v otvorech přívodu a odvodu vzduchu. Z průběhu poklesu rychlosti ve výtlačném a sacím otvoru vyplývá, že podstatný vliv na proudění vzduchu v místnosti mají přívodních otvory.

Podrobné teoretické poznatky, možnosti modelování i experimentů uvádí např. [11]. V projekční praxi se uplatní výsledky experimentů aproximované do formulí nebo programová řešení výrobců distribučních prvků či jejich návrhové diagramy. Základní geometrické tvary tvoří proud kruhový, plochý a radiální.

Výchozí pro řešení proudění je *objemový průtok, teplota a osová rychlost vzduchu v otvoru, typ otvoru a požadovaný stav IM*.

b. Systémy distribuce vzduchu v omezeném prostoru

Distribuce vzduchu představuje řízené proudění, které má zásadní vliv na stav prostředí. Proudění závisí na rozdílu teplot přiváděného vzduchu a vzduchu v místnosti. Problematiku lze klasifikovat *podle směru a rychlosti proudění vzduchu*. Vede-li se nucený proud vzduchu vertikálně, formuje se proudění *shora – dolů* v opačném případě je pak proudění tzv. *zdola – nahoru*. Z tohoto aspektu se uplatní:

1. Distribuce vzduchu *shora dolů* představuje nucený vertikální proud vzduchu.
2. Distribuce *zdola nahoru* tvoří nucený vertikální proud směrem nahoru.
3. Distribuce *shora nahoru* proudění představuje zakřivený prostorový proud.

Podle rychlosti lze proudění klasifikovat jako:

- **laminární – vytěsňovací – zaplavovací,**
- **turbulentní – zřeďovací – směšovací – difúzní,**
- **kompaktní proudění – proudové.**

Zmíněné případy s podrobným popisem, schématy, příklady reálné aplikace uvádí [1], [4], [5], [11].

c. Proudění vzduchu potrubím

Proudění vzduchu potrubím je děj, jehož řešení je základem návrhu vzduchovodů a výpočtu jejich tlakové ztráty. Výchozí k popisu proudění je rovnice kontinuity, energetická rovnice zákon o zachování hybnosti. Blíže [4], [5]. Tlakovou ztrátu vzduchovodu Δp tvoří složka třením a místními odpory. Ztráta kruhového potrubí závisí na řadě veličin, $\Delta p = f(w, d, \mu, d, ..)$. Pro čtyřhranné potrubí je zaveden rovnocenný průměr pro stejnou rychlost d_{rw} či stejný objemový průtok d_{rV} daný formulemi 3.2a,b.

$$d_{rw} = \frac{2.a.b}{a+b} \qquad d_{rV} = 1{,}265\left(\frac{a^3.b^3}{a+b}\right)^{0.2} \tag{3.2a,b}$$

Profil potrubí není jen problém fyzikální ale i ekonomický. S rostoucí rychlostí klesá profil, roste však energie k dopravě vzduchu. Doporučené rychlosti proudění vzduchu ve VZT uvádí P13. K dimenzování potrubí lze užít několik metod. K základním patří metoda zvyšování rychlosti proudění. Její aplikace je patrná z řešených příkladů.

3.3 Hluk a chvění

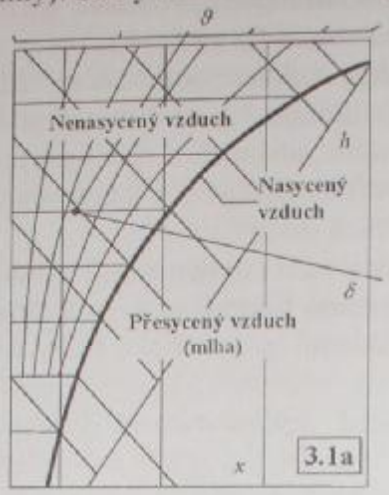
Fyzikální děje s negativním dopadem na IM. Základní problematiku uvádí [4], [5], [9] a příklady.

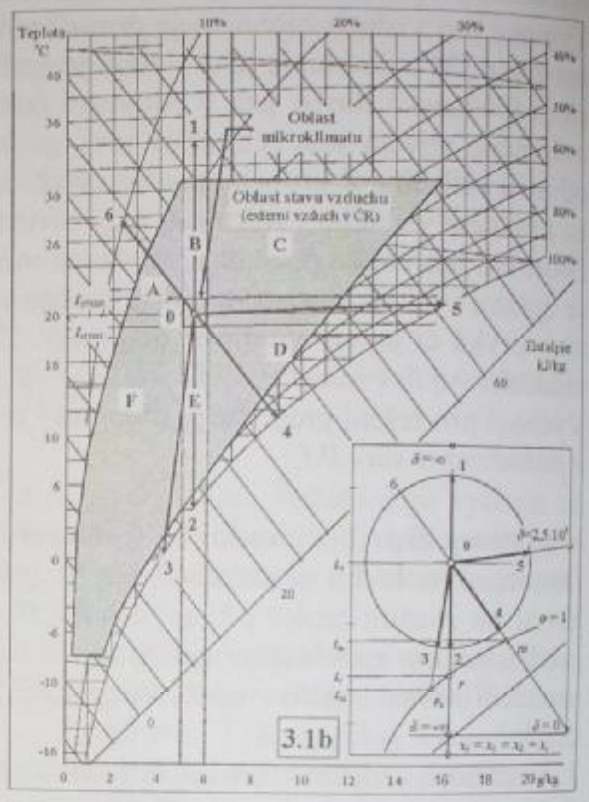
3.4 Vlhký vzduch

Vlhký vzduch je směs plynů a par tvořená suchým vzduchem a vodou ve formě syté nebo přehřáté vodní páry či mlhy. *Suchý vzduch* je směs přehřátých inertních plynů a svými vlastnostmi se blíží ideálnímu plynu. *Atmosférický vzduch* obsahuje jisté množství vody ve formě syté nebo přehřáté vodní páry, vodní mlhy. Pokud vlhký vzduch obsahuje přehřátou vodní páru, je parciální tlak vodní páry nižší než parciální tlak syté vodní páry při dané teplotě vzduchu. Při větším množství vodní páry, než odpovídá vzduchu nasycenému, se nadbytečná vodní pára vysráží. Pokud je teplota vzduchu vyšší než 0 °C, vysráží se vodní pára ve formě kapiček vodní mlhy, při teplotě pod 0 °C se vysráží ve formě ledových krystalků (ledové mlhy). Stavy vlhkého vzduchu jsou patrné na obr. 3.1a,b.

3.4.1 Základní veličiny

Stav vzduchu lze popsat stavovými veličinami. Tvoří je *tlak, teplota, entalpie, vodní obsah, relativní vlhkost vzduchu*. Zmíněnými veličinami lze vyjádřit tepelné a vlhkostní toky nutné pro návrh vzduchotechnického systému. Jednoznačný teplotně vlhkostní stav vzduchu vymezují dvě z veličin, pomocí kterých lze určit veličiny ostatní. *Tlak suchého vzduchu, vodní páry* a *vlhkého vzduchu* vyplývá ze stavové rovnice, jsou dány vztahy 3.7 až 3.11 v tab. 3.2. Teplota rosného bodu je dána rov. 3.12 a 3.13. *Měrná hmotnost vlhkého vzduchu* a *měrná vlhkost* (vodní obsah) se určí pomocí vztahů 3.14 rov. 3.18. *Měrná entalpie* je základní stavovou veličinou vztaženou na 1 kg látky.





Obr. 3.1a,b Stavy vzduchu a jeho úpravy v *h-x* diagramu

Pro praktické výpočty v technice prostředí je zásadní rozdíl měrné entalpie. Proto je zavedena pro teplotu $t = 0°C$ entalpie $h = 0$. Měrná entalpie pro suchý vzduch, vodní páru a vlhký vzduch se určí dle rov. 3.21 až 3.23. K návrhu zejména klimatizačních systémů se využívají i psychrometrické veličiny. Tvoří je zejména směrové měřítko, faktor citelného tepla a obtokový dle rov. 3.24 až 3.26. Umožňují komplexní řešení úprav vzduchu pro klimatizaci.

3.4.2 Tepelně vlhkostní stavy, úpravy vzduchu a jejich řešení

Stavy vlhkého vzduchu lze popsat stavovými veličinami. Ke snadné identifikaci stavu vzduchu lze využít *h-x* diagram dle Molliera. Zmíněný diagram vyjadřuje vzájemnou závislost stavových veličin, relativní vlhkosti a hustoty pro konkrétní atmosférický tlak vzduchu. Schéma diagramu je na obr. 3.1a,b, aplikační diagram pro tlak 98,1 kPa je v příl. P15. Přehled úprav vzduchu a základních komponentů pro jejich realizaci uvádí tab. 3.1. Úpravy blíže popisuje [4], [5], [6].

Tab. 3.1 Přehled úprav vzduchu a prvků realizace

Ozn.	Obecné úpravy	Realizace	Ozn.	Základní úpravy	Prvek úpravy
A	Odvlhčování, sušení	Odvlhčovače	**0 - 1**	Ohřev vzduchu	Ohřívač
B	Ohřev	Ohřívače	**0 - 2**	Chlazení suché	Chladič
C	Polytropické vlhčení	Zvlhčovače s ohřevem	**0 - 3**	Chlazení mokré	Chladič s povrchovou teplotou pod t_r
D	Polytropické vlhčení	Zvlhčovače s chlazením	**0 - 4**	Vlhčení adiabatické	Vodní pračka
E	Chlazení (suché)	Chladiče	**0 - 5**	Vlhčení polytropické	Parní zvlhčovač
F	Chlazení s odvlhčením	Chladiče s kondenzací	**0 - 6**	Odvlhčování (sušení)	Adsorpční a absorpční odvlhčovače

Tab. 3.2 Vybrané vztahy k identifikaci stavu vzduchu – blíže [4], [5], [6]

Veličina	Výpočtová formule	Č.
Obecná plynová konstanta	$R = 8315$ J/(kmol.K)	3.3
Plynová konstanta suchého r_a vzduchu a vodní páry r_D	$r_a = 287{,}11$ J/(kg.K) $r_D = 461{,}5$ J/(kg.K)	3.4
Plynová konstanta vlhkého vzduchu	$r = \dfrac{r_a + x.r_D}{1+x}$	3.5
Tlak atmosférického vzduchu	$p = 101{,}4\dfrac{16000 - H}{1600 + H}$	3.6
Tlak suchého vzduchu	$p_a = m_a.r_a.T/V = \rho_a.r_a.T$	3.7
Tlak vodní páry	$p_D = m_D.r_D.T/V = \rho_D.r_D.T$	3.8
Tlak syté vodní páry	$p_D'' = \exp\left(77{,}345 + 5{,}71133.10^{-3}.T - 8{,}2.\ln T - 7235{,}436/T\right)$	3.9
pro teplotu $t = 0$ až 80 °C	$p_D'' = \exp\left(23{,}58 - 4044{,}6/(235{,}6 + t)\right)$	3.10
Parciální tlak vodních par	$p_D = p_{Dm}'' - A.p.(t - t_m) = p.x/(0{,}622 + x)$	3.11
Teplota rosného bodu $t_r > 0$	$t_r = 4044{,}2/(23{,}58 - \ln p_D) - 235{,}6$	3.12
$t_r < 0$	$t_r = 6148/(28{,}926 - \ln p_D) - 273{,}1$	3.13
Měrná hmotnost vlhkého vzduchu	$\rho = \dfrac{1}{r_a.T}(p - 0{,}378p_D) = \dfrac{1}{287.T}(p - 0{,}378\varphi.p_D'')$	3.14
	$\rho = \dfrac{(1+x).p}{r_D.T(0{,}622 + x)}$	3.15
	$\rho = \dfrac{1{,}317.10^{-3}}{T}(2{,}65p - \varphi\rho_D'') = \rho_D - \dfrac{1{,}317.10^{-3}p_D''}{T}\varphi$	3.16
Měrná vlhkost vzduchu	$x = \dfrac{m_p}{m_v} = \dfrac{r_a.p_D}{r_D.p_a} = 0{,}622\dfrac{p_D}{p - p_D} = 0{,}622\dfrac{\varphi.p_D''}{p - \rho.p_D''}$	3.17
	$x = \dfrac{h - 1{,}01.t - x''.\delta}{2500 + 1{,}872.t - \delta}$	3.18
Relativní vlhkost vzduchu	$\varphi = \dfrac{\rho_D}{\rho_D''} = \dfrac{p}{p_D''}\dfrac{x}{0{,}622 + x} \cong \dfrac{p_D}{p_D''}$	3.19
	$\varphi = \exp\left[4044{,}2\left(\dfrac{1}{235{,}6 + t} - \dfrac{1}{235{,}6 + t_r}\right)\right]$	3.20
Měrná entalpie suchého vzduchu	$h_a = c_a.t \cong 1{,}01.t$	3.21
Měrná entalpie vodní páry	$h_D = l_w + c_D.t \cong 2500 + 1{,}872.t$	3.22
Měrná entalpie vlhkého vzduchu	$h = h_a + h_D.x \cong 1{,}01.t + (2500 + 1{,}872.t).x$	3.23
Směrové měřítko	$\delta = \mathrm{d}h/\mathrm{d}x = \Delta h/\Delta x = Q/m = (h_2 - h_1)/(x_2 - x_1)$	3.24
Faktor citelného tepla	$\vartheta = \dfrac{Q_c}{Q_c + Q_v} = \dfrac{c_a.\Delta t}{\Delta h} = \dfrac{1}{\varepsilon} = 1 - \dfrac{l_w}{\delta} \cong 1 - \dfrac{2{,}5.10^6}{\delta}$	3.25
Součinitel zvýšení tepelného toku	$\varepsilon = \dfrac{\beta_x\Delta h}{\alpha_k\Delta t} \cong \dfrac{\Delta h}{c_a\Delta t} = \dfrac{1}{\vartheta}$	3.26
Míšení vzduchu – teplota směsi - vodní obsah	$t_s = \sum m_i.t_i/\sum m_i \qquad x_s = \sum m_i.x_i/\sum m_i$	3.27
Míšení vzduchu – entalpie směsi - rel. vlhkost	$h_s = \sum m_i.h_i/\sum m_i \qquad \varphi_s = \dfrac{p}{p_{Ds}''}.\dfrac{x_s}{0{,}622 - x_s}$	3.28
Hmotnost vlhkého vzduchu	$m = m_a + m_w$	3.29

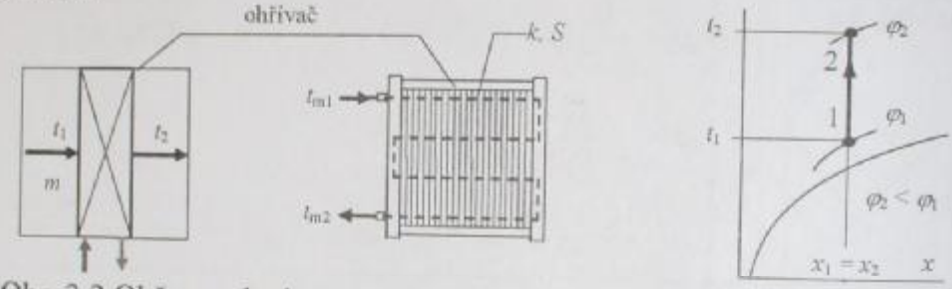
kde ρ_a, ρ_D – měrná hmotnost suchého vzduchu a vodní páry při parciálním tlaku p_D (kgm^{-3})
ρ_a – měrná hmotnost suchého při celkovém tlaku p (kgm^{-3})
ρ_D'' – měrná hmotnost nasycené vodní páry (kgm^{-3})
V – objem plynné směsi suchý vzduch a vodní pára (m^3)
m_a, m_w, m_D – hmotnost suchého vzduchu (kg), vody (kg), vodní páry (kg)
T – absolutní teplota (K)
p – celkový tlak vlhkého vzduchu (Pa)
t_m – teplota mokrého teploměru (°C)
H – nadmořská výška (m)

Ohřev vzduchu

Základní úpravou ve VZT je ohřev bez změn jeho vodního obsahu s růstem relativní vlhkosti. V h-x diagramu na obr. 3.1b má ohřev směr 0 – 1. Schéma ohřívače a změn stavu vzduchu je na obr. 3.2. Tepelný tok pro vstupní t_1, výstupní teplotu t_2 a hmotnostní m či objemový průtok V je dán rovnicí 3.30. Uvedené hodnotě odpovídá plocha ohřívače S se součinitelem prostupu k při rozdílu teplot Δt.

$$Q = m.c.(t_2 - t_1) = V.\rho.c.(t_2 - t_1) = k.S.\Delta t \qquad (3.30)$$

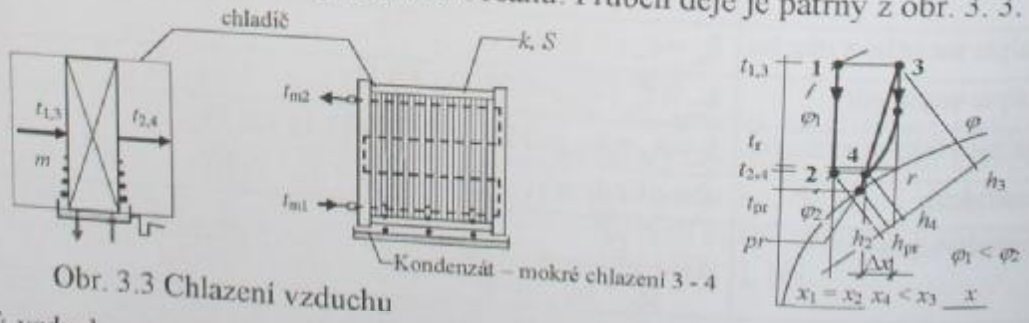
Základní fyzikální děj ohřevu vzduchu tvoří konvekce, kterou charakterizuje součinitel k, jenž je funkcí součinitelů přestupů tepla α. Blíže [4], [5], [6]. Návrh ohřívače vzduchu vychází z tepelného výkonu, pro který se určí teplosměnná plocha. Vstupní hodnoty řešení tvoří teploty vzduchu t_1, t_2 a teploty teplonosné látky t_{m1}/t_{m2}.



Obr. 3.2 Ohřev vzduchu

Chlazení vzduchu

Chlazení představuje ve vzduchotechnice snížení teploty vzduchu při konstantním vodním obsahu nebo při jeho zmenšení. Technicky realizovatelné je chlazení vzduchu suché 0 – 2 či mokré 0 – 3 dle obr. 3.1b a 3.3. Chlazení lze provést i v kombinaci s zvlhčením zejména tzv. adiabatickým zvlhčováním ve směru 0 – 4 dle obr. 3.1b. Základním prvkem pro chlazení jsou chladiče vzduchu. Změny stavu vzduchu v chladičích, jejichž povrchová teplota je nižší než teplota rosného vzduchu (t_r), představují chlazení mokré tzn. s kondenzací. Je-li povrchová teplota chladiče vyšší než teplota rosného bodu (t_r) proběhne chlazení suché tj. bez změny vodního obsahu. Průběh děje je patrný z obr. 3. 3.



Obr. 3.3 Chlazení vzduchu

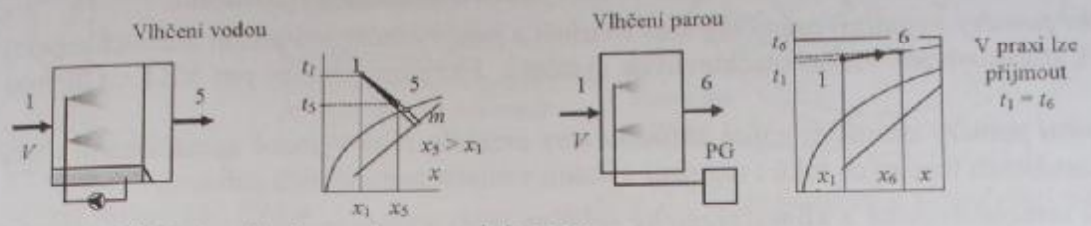
Nenasycený vzduch vstupující do chladiče je ve stavu 1 nebo 3 s teplotou $t_{1,3}$. Při proudění vzduchu výměníkem s teplotou nižší než odpovídající teplota rosného bodu vstupního vzduchu dochází k ochlazení a vysrážení vodní páry na povrchu výměníku, čímž se snižuje vodní obsah ochlazovaného vzduchu. Chladicí výkon se určí dle vztahu 3.31. Návrh chladiče představuje náročnou úlohu z oblasti výměny tepla při skupenských změnách a na teplotách závislých vlastností látek. Obecné řešení návrhu chladiče má charakter iterace, pro praktické aplikace jsou k dispozici programové prostředky.

$$Q = m.(h_{1,3} - t_{2,4}) = V.\rho.(h_{1,3} - h_{2,4}) = k.S.\Delta t \qquad (3.31)$$

Vlhčení vzduchu

Vlhčení je úprava vzduchu, při níž se zvyšuje vodní obsah vstupního vzduchu při změně jeho teploty. Reálné úpravy vzduchu aplikované ve vzduchotechnice jsou adiabatické, tzn. ve směru 1 – 5 a polytropické tzn. ve směru 1 – 6 dle obr. 3.1b a 3.4. Adiabatické vlhčení umožní vodní zvlhčovač, polytropické pak zejména parní zvlhčovač, jehož základní části je parní generátor PG. Hmotnostní tok vody či páry se určí dle rov. 3.32.

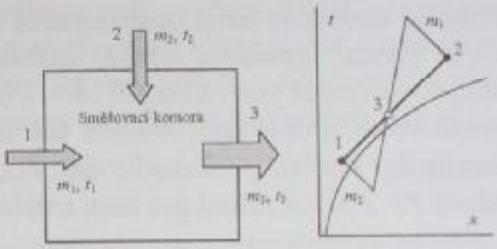
$$M = V.\rho.(x_{5,6} - x_1) \qquad (3.32)$$



Obr. 3.4 Vlhčení vzduchu vodou a vodní parou

Míšení vzduchu

Úprava představuje ve vzduchotechnice směšování proudů vzduchu s obecně různými tepelně vlhkostními stavy. Probíhá zpravidla ve směšovacích komorách vzduchotechnických jednotek. Úpravy s cílem vyčíslení výsledného stavu směsi lze řešit početně dle rov. 3.27 až 3.29 či graficky pomocí *h-x* diagramu. Základní varianta grafického řešení je na obr. 3.6.



Obr. 3.6 Míšení vzduchu

3.4.3 Psychrometrie ve VZT

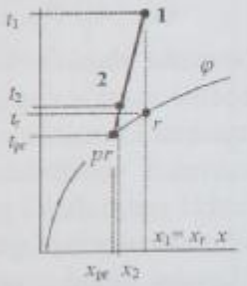
Psychrometrie je disciplína využívající analyticko grafické metody k úpravám vzduchu. Vychází ze zákonů pro vlhký vzduch. Pro manuální řešení jsou zavedeny v psychrometrii konstanty:

- výparné teplo vody $l = 2500$ kJkg^{-1}, hustota vzduchu $\rho = 1{,}2$ kgm^{-3}
- měrná tepelná kapacita vzduchu $c_a = 1$ kJkg^{-1}, vody $c_w = 4{,}2$ kJkg^{-1}

Základní veličiny pro řešení úprav vzduchu v psychrometrii tvoří:

- obtokový součinitel $F = \dfrac{t_2 - t_{pr}}{t_1 - t_{pr}} = \dfrac{x_2 - x_{pr}}{x_1 - x_{pr}}$ (3.33)

vyjadřující míru chlazení v chladiči, nabývají hodnotu v intervalu $F = 0{,}05$ až 0,5, blíže [4], [5], [6]. Obecně platí, čím je klimatizační zařízení náročnější, tím menší má být F. Např. pro obchodní domy $F = 0{,}1$ až 0,2.



Obr. 3.7 Definice obtok. součinitele

- tepelná zátěž vnitřní citelným teplem $Q_{ic} = 1{,}2.1000.V_p.(t_i - t_p)$ (3.34)
- tepelná zátěž vnitřní vázaným teplem $Q_{iv} = 3.1000.V_p.(x_i - x_p)$ (3.35)
- zátěž citelným teplem vnitřní celková $Q_{is} = Q_{ic} + Q_{iv} = 1{,}2.V_p.(h_i - h_p)$ (3.36)
- tepelná zátěž větracím vzduchem citelná, vázaná a celková Q_{es} se určí obdobně vnitřní
- celková zátěž je dána součtem složek $Q_s = Q_{is} + Q_{es}$ (3.37)
- faktory citelného tepla – klimatizovaného prostoru, zařízení a efektivní

$$\vartheta_{ic} = Q_{ic}/Q_{is} \qquad \vartheta_z = Q_{sc}/Q_s \qquad \vartheta_{ef} = Q_{icef}/Q_{sef} \qquad (3.38a,b,c)$$

3.4.4 Řešení tepelně vlhkostních stavů vzduchu

Řešení úprav tvoří důležitou úlohu nacházející uplatnění zejména při návrhu klimatizačních systémů. Základní případy řešení úprav vzduchu jsou náplní řešených příkladů.

4 Meteorologické a klimatické základy VZT

Tvorba interního mikroklimatu budov vzduchotechnikou je procesem vyznačujícím se přenosem tepla a látek, jehož dynamiku formují zejména *meteorologické a klimatické poměry*. Podrobněji [4], [5].

Meteorologické a klimatologické poměry charakterizují vnější prostředí veličinami, jejichž číselné hodnoty jsou výsledkem statistického zpracování výsledků dlouhodobých měření.

Klimatické poměry vyjadřují průměrný stav ovzduší a jsou výchozí pro určení mezních tepelných toků nutných k dimenzování vzduchotechnických systémů. Extrémní období pro VZT v ČR jsou zima a léto.

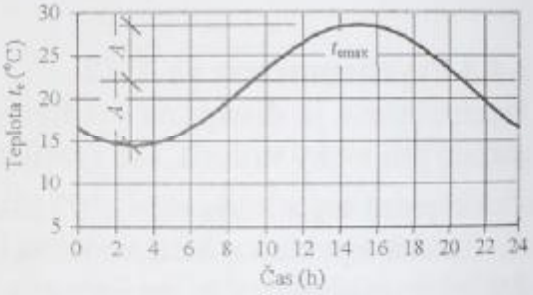
Povětrnostní poměry charakterizující ***aktuální stav ovzduší.*** Jsou výrazně nestacionární a nezbytné k určení okamžitých tepelných toků i regulaci výkonu vzduchotechnických zařízení.

Primární meteorologické a klimatologické veličiny tvoří *teplota vnějšího vzduchu* a *sluneční záření*. Nacházejí aplikaci v tepelných bilancích a při výpočtu zátěže místností a budov.

Teplota vnějšího vzduchu je základní veličinou pro návrh vzduchotechnických systémů. Obecně má uvedená teplota výrazně nestacionární charakter v průběhu dne i roku. Pro určení instalovaného výkonu se uplatní ***výpočtové teploty***. Informativní hodnoty pro vybraná města ČR udává P4. Orientační oblast výskytu je patrná na obr. 4.5. Pro výpočet tepelných bilancí a zejména tepelné zátěže se teplota venkovního aproximuje obvykle dle rov. 4.1 pro amplitudu kolísání teplot venkovního vzduchu A, maximální teplotu příslušného dne $t_{e\max}$ a sluneční čas τ (h). Amplitudu teplot pro základní případy udává P5. Příklad řešení pro letní extrém s grafickým výstupem je na obr. 4.1.

$$t_{ex} = t_{e\max} - A.\left[1 - \sin\left(15.\tau - 135\right)\right] \qquad (4.1)$$

Průměrná venkovní teplota v topném období se určí jako průměr venkovních teplot za topné období. Užívá se k výpočtu roční potřeby tepla denostupňovou metodou. Blíže [5].



Obr. 4.1 Průběh aproximované teploty vnějšího vzduchu

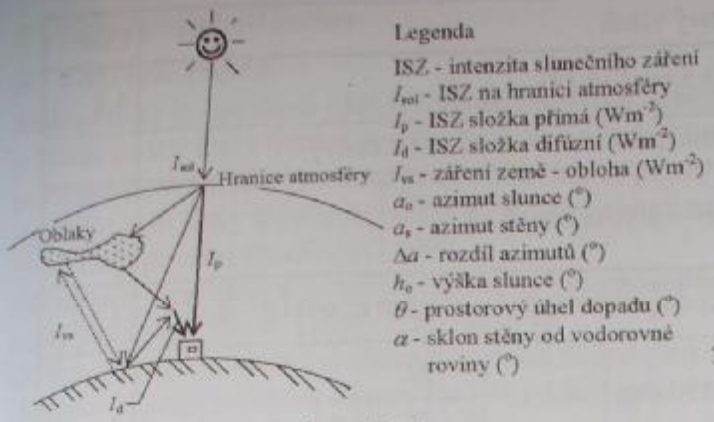
Intenzita slunečního záření je zásadním faktorem pro určení tepelné energie dopadající do místnosti a výpočet instalovaného výkonu vzduchotechnického zařízení, zejména klimatizace. Do budovy se sluneční záření sdílí radiací průsvitnými konstrukcemi (okny) a konvekcí konstrukcemi neprůsvitnými (stěnami). Hodnoty tepelných toků slunečního záření jsou funkcí geografické polohy budovy, její orientace, polohy slunce a stavu oblohy. Schéma šíření slunečního záření popadajícího na zemský povrch a budovu je patrný z obr. 4.2 a 4.3.

Sluneční záření dopadající na rozhraní zemské atmosféry se vlivem ovzduší rozkládá na složku přímou I_p a difúzní I_D, které působí na obvodový plášť budov. Intenzita záření působící na hranici atmosféry tzv. ***solární konstanta*** dosahuje průměrnou hodnotu $I_{sol} = 1350\ \mathrm{Wm^{-2}}$. Daleko méně významné je vzájemné sálání mezi zemským povrchem a oblohou I_{vs}. *Výpočet intenzity slunečního záření čili tepelného toku* dopadající na jednotku plochy či průsvitnou plochou procházející představuje posloupnost dílčích úloh:

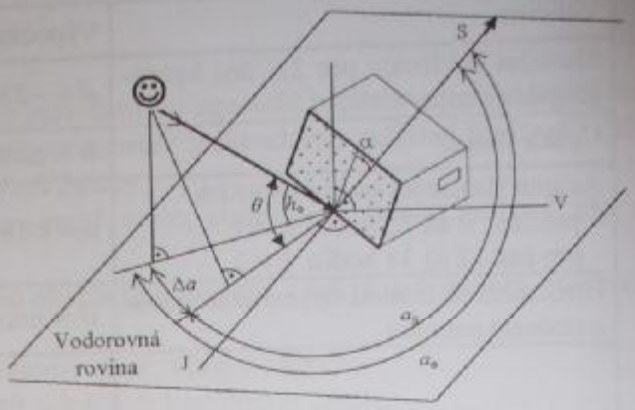
a. Sluneční čas a deklinaci, výšku a azimut slunce dle rov. 4.2 až 4.4
b. Úhel mezi normálou osluněné plochy a směrem paprsku obr. 4.3 a rov. 4.5
c. Intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou k paprskům rov. 4.6
d. Intenzita přímé, difúzní a celkové sluneční radiace působící na rovinu pláště rov. 4.7, 4.8
e. Poměrná propustnost skla okna pro přímé sluneční i difúzní záření dle rov. 4.12a,b
f. Součinitel znečištění atmosféry dle P5
g. Celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením dle r. 4.13

Formule k vyčíslení výše uvedených složek jsou v tab. 4.1.

Geometrické údaje polohy slunce (azimut a výška) a budovy (azimut stěn) jsou patrné na obr. 4.3. V literatuře je obvyklý azimut severu 0°, východu 90°, atd. určován ve směru hodinových ručiček.

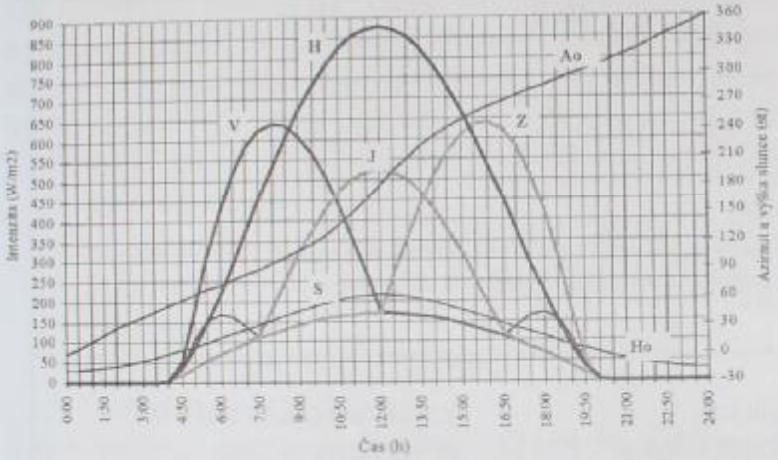


Obr. 4.2 Sdílení slunečního záření

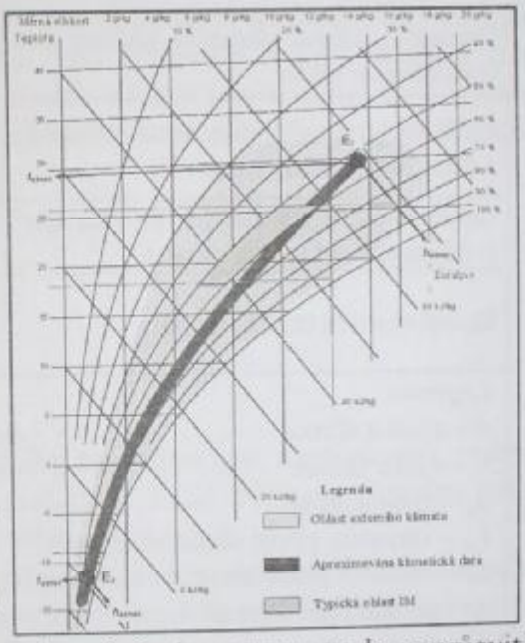


Obr. 4.3 Charakteristiky slunečního záření

Výpočet aktuálních hodnot slunečního záření umožní algoritmizace a programové řešení s číselnými výstupy ve zvoleném časovém kroku v tabelární či grafické podobě. Vybrané výpočtové hodnoty intenzit udává také [4], [5], [25]. Intenzity pocházející sluneční radiace jsou výchozí řešení pro tepelných bilancí budov a zejména pak tepelnou zátěž klimatizovaných prostorů. Příklad programového řešení s grafickým výstupem jsou na obr. 4.4. Z obrázku je patrný časový průběh intenzit pro svislé stěny s orientací **S, V, J, Z** a plochu vodorovnou **H** i jejich extrémy pro 21. červen a slunečný den. Křivky A_o, H_o zobrazují průběh azimutu a výšky slunce.



Obr. 4.4 Průběh intenzit radiace, azimutu a výšky slunce pro 21.6.



Obr. 4.5 Oblasti klimatických veličin pro ČR

Sluneční rovnocenná teplota je zavedená teplota k idealizovanému řešení prostupu tepla neprůsvitnými konstrukcemi tj. vnějšími stěnami budov. K vyčíslení lze užít jednodušší tvar daný rov. 4.14.

Vlhkost a entalpie vnějšího vzduchu jsou sekundární veličiny návrhu vzduchotechnických systémů. Informativní oblast výskytu je patrná na obr. 4.5. Konkrétní hodnoty uvedených veličin pro různé zeměpisné polohy udává specializovaná literatura, vybrané údaje jsou např. v [4], [5].

Vítr je faktorem ovlivňujícím stav počasí, jeho vliv se projeví zejména při funkci systémů přirozeného větrání. Je to klimatická veličina přímo úměrná rozdílu tlaku vyznačující se nahodilých charakterem vektoru o se změnou velikosti a směru.

Škodliviny ve vnějším vzduchu jsou látky hmotnostního event. energetického charakteru, jež jsou produktem přírodních, technologických či biologických procesů ve formě v ovzduší rozptýlených tuhý, kapalný i plynných částic. Typickými škodlivinami jsou prach, popílek, aerosol, dým, mlha, páry, bakterie, CO, ap. Výskyt je závislý na lokalitě, konkrétní hodnoty koncentrací lze získat ze specializované literatury a monitorováním. Vliv na interní prostředí budov se eliminuje vzduchotechnickým zařízením určeným k filtraci nasávaného vzduchu.

Tab. 4.1 Vybrané formule k výpočtu intenzity slunečni radiace

Veličina	Výpočtový vztah	Číslo
Sluneční deklinace pro 21. den každého měsíce roku	$\delta = -23{,}5.\cos(30.M)$	4.2
Výška slunce	$h = \arcsin(\sin\delta.\sin\varphi - \cos\delta.\cos\varphi.\cos\tau)$	4.3
Azimut slunce od směru sever-jih pro čas 0 až 12 hodin $k = 1$ pro čas 12 až 24 hodin $k = 2$	$a = k.180 - \arcsin\left[\sin(15.\tau).\frac{\cos\delta}{\cos h}\right]$	4.4
Úhel mezi normálou osluněného domu a směrem paprsku	$\theta = \arccos[\sin h.\cos\alpha + \cos h.\sin\alpha.\cos(a - a_s)]$	4.5
Intenzita přímé sluneční radiace	$I_{pn} = 1350.\exp\left[-0{,}1.z.\left(\frac{16-H}{16+H}.\frac{1}{\sin h}\right)^{0{,}8}\right]$	4.6
Intenzita přímého slunečního záření na obecně položenou plochu	$I_p = I_{pn}.\cos\theta$	4.7
Intenzita difúzní sluneční radiace	$I_d = \left[1350 - I_p - (1080 - 1{,}4.I_p).\sin^2\frac{\alpha}{2}\right].\frac{\sin h}{3}$	4.8
Součinitel znečistění atmosféry	$z = \frac{\ln(I_D/I_o)}{\ln(I_c/I_o)}$	4.9
Intenzita difúzní sluneční radiace pro svislou stěnu	$I_d = (1350 - 0{,}5.I_p).\frac{\sin h}{5}$	4.10
Intenzita difúzní sluneční radiace pro vodorovnou stěnu	$I_d = (1350 - I_p).\frac{\sin h}{3}$	4.11
Celková poměrná propustnost přímé T_p a difúzní sluneční radiace T_d	$T_p = 0{,}87 - 1{,}47.\left(\frac{\theta}{100}\right)^5$ $\quad T_d = 0{,}85$	4.12a 4.12b
Celková intenzita radiací procházející svislým jednoduchým oknem	$I_c = I_p.T_p + I_d.T_d$	4.13
Sluneční rovnocenná teplota	$t_{rs} = t_e + \frac{I_c.A}{\alpha_e}$	4.14

Legenda

a – azimut slunce; τ - sluneční čas; M - číslo měsíce (1 až 12)

h – výška slunce; δ - sluneční deklinace; φ - zeměpisná šířka

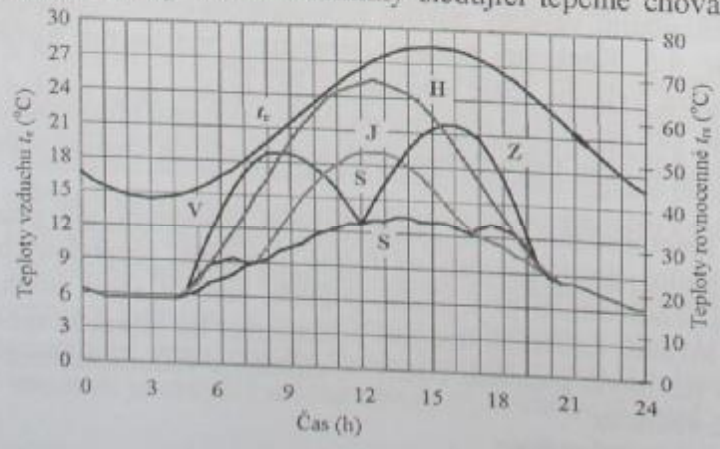
a_s – azimut stěny; α - úhel osluněné plochy od vodorovné roviny

I_{pn} – intenzita přímé sluneční radiace; $I_o = 1350\ \mathrm{Wm^{-2}}$ – solární konstanta

I_δ – intenzita přímé sluneční radiace při průchodu čistou atmosférou $\mathrm{Wm^{-2}}$

A – poměrná pohltivost; α_e – součinitel přestupu tepla $\mathrm{Wm^{-2}K^{-1}}$

Aktuální úlohy vzduchotechniky sledující tepelné chování místností vyžadují okrajové podmínky v posloupnosti času v kroku max. 1 a 15 minut. Numerická řešení aproximací umožňují postihnout spojitý průběh veličin zejména slunečního záření a teplot vzduchu. Příkladem řešení rovnocenné sluneční teploty s grafickým výstupem je na obr. 4.6



Obr. 4.6 Průběh sluneční rovnocenné teploty

5 Vnitřní prostředí budov

5.1 Základní pojmy

Mikroklima je omezená část životního prostředí, jehož stav formují ***agencie*** představující energetické a látkové toky mezi dvěma prostředími. Pro návrh a provoz soustav technických zařízení budov (TZB) je zásadní ***interní mikroklima budov*** čili ***vnitřní prostředí budov***.

Agencie jsou látky tepelného nebo látkového charakteru např. teplo, vodní pára, odéry, aerosol, atp. a často mají povahu škodlivin.

Škodliviny jsou látky energetického nebo hmotnostního charakteru, jejichž výskyt je v daném prostoru nežádoucí např. teplo, prach, vodní pára ap.

Odéry jsou látky, které lze charakterizovat čichovými vjemy např. vůně a zápach.

Aerosol je směs vzduchu a rozptýlených velmi jemných tuhých či kapalných částic.

Interní mikroklima místností a budov se vytváří v interakci působících agencií, provozu budovy a jejího zařízení. K pobytu osob, živočichů či průběhu technologických procesů je nutný jistý stav vnitřní prostředí místností a budov vytvořený technickými prostředky.

Tvorba interního mikroklimatu představuje proces tvorby požadovaného stavu vnitřního prostředí budov. Základním prostředkem tvorby interního mikroklimatu v naší zeměpisné poloze je stavební konstrukce, která poskytuje prvotní ochranu před vlivy počasí. Zásadním technickým prostředkem celoroční tvorby interního mikroklimatu je však **vzduchotechnika**. V zimním období zajistí tepelný stav prostředí většiny budov i soustavy vytápění.

5.2 Klasifikace a charakteristika interního mikroklimatu – blíže [4]

Dle působících agencií lze interní mikroklima budov dělit na ***odérové, tepelné, tepelně vlhkostní, aerosolové, toxické, mikrobiální, iontové, akustické, psychické.*** Stav interního mikroklimatu a jeho složky lze popsat řadou fyzikálních veličin. Základní veličiny složek interního mikroklimatu a typické zdroje agencií jsou uvedeny v tab. 5.1. Tradičním faktorem hodnocení stavu vnitřního prostředí budov pro pobyt a činnost osob je **tepelná pohoda**. Formují ji faktory:

- teplota vzduchu,
- teplota okolních ploch event. střední radiační teplota,
- rychlost proudění vzduchu v oblasti pobytu člověka,
- vlhkost vzduchu,
- tepelné izolační vlastnosti oděvu,
- tělesná aktivita člověka.

Z uvedeného je zřejmé, že **tepelná pohoda nepostihuje další složky** (odérovou, aerosolovou, mikrobiální, akustickou, atd.) formující vnitřní prostředí. Tepelná pohoda je tudíž faktorem, kterým nelze postihnout stav prostředí **komplexně, nýbrž jen jeho tepelně vlhkostní složku**.

Interní mikroklima bezprostředně ovlivňuje pocity člověka v uzavřených prostorách. Stav vnitřního prostředí lze popsat ***základními a indexovými veličinami interního mikroklimatu***. Základními veličiny hodnocení jsou ***teplo a teplota, vlhkost a rychlost proudění vzduchu v pracovní oblasti, čistota vzduchu a hladiny hluku.*** Indexové veličiny postihují ukazateli PMV a PPD pomocí uvedených veličin stav prostředí jedinou hodnotou. Problematiku blíže popisuje [4], [5], [7].

5.3 Základní veličiny interního mikroklimatu – blíže [4]

a. **Metabolické teplo** je veličinou, která se odvozuje z míry aktivity člověka a jeho oděvu.

b. **Teplota vnitřního prostředí** představu skupinu níže uvedených veličin:

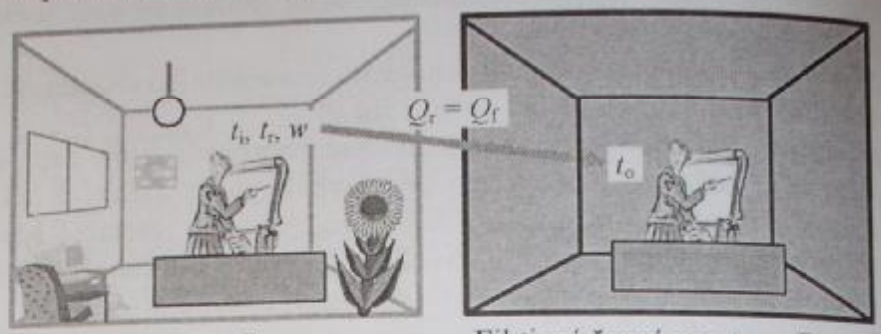
- *teplota vnitřního vzduchu* t_i,
- *účinná teplota okolních ploch* t_u (často se nahrazuje průměrnou povrchovou teplotou t_p),
- *výsledná teplota* (globeteplota) t_g, vyjadřuje společný účinek výše uvedených teplot,
- *střední radiační teplota* t_r rovnající se teplotě t_u,
- *asymetrie střední radiační teploty* t_a protilehlých ploch,
- *stereoteplota* t_{st} je směrová radiační teplota měřená kulovým teploměrem a charakterizuje radiační účinek okolních ploch ve sledovaném prostorovém úhlu,

- *operativní teplota* t_o udává teplotu uzavřeného černého prostoru, v němž by lidské tělo sdílelo radiací a konvekcí stejně tepla Q, jako ve skutečném prostoru. Určí se pomocí účinné (střední radiační) teploty t_r, teploty vzduchu t_i a rychlosti jeho proudění dle rov. 5.1.

$$t_o = t_r + A.(t_i - t_r) \qquad (5.1)$$

Součinitel A závisí na rychlosti proudění vzduchu, přičemž při rychlosti proudění $w < 0{,}2$ ms^{-1} lze operativní teplotu nahradit výslednou teplotou vzduchu,

- *teplota rosného bodu* t_{rb} je teplota při které je vzduch vodní parou právě nasycen,
- *teplota mokrého teploměru* t_m je teplota, kterou má teploměr obalený mokrou punčoškou při nuceném proudění vzduchu.



Reálný prostor - P_r Fiktivní černý prostor - P_f

Obr. 5.1 Schéma tepelných výměn pro definici operativní teploty

c. **Vlhkost vzduchu** se běžně vyjadřuje relativní vlhkostí. Vlhkost vnitřního vzduchu může negativně ovlivnit zdraví uživatelů budov jak přímo aktuální nízkou nebo vysokou relativní vlhkostí nebo nepřímo vytvořením podmínek pro bujení mikroorganismu a plísní.

d. **Rychlost proudění** vzduchu je veličinou podstatně ovlivňují tepelné děje v prostoru a tím i stav vnitřního prostředí.

e. **Čistota vzduchu** závisí na koncentraci škodlivin (prach, odéry, aerosoly, toxické látky ap.). Základní škodlivinou v obytných a občanských budovách je oxid uhličitý CO_2. K jeho eliminaci se vychází při návrhu vzduchotechniky tzv. dávkou venkovního vzduchu, představující intenzitu výměny y (m^3/os.h), připadající na jednu osobu za hodinu.

f. **Kvalita vzduchu** je nesnadně identifikovatelnou veličinou. Hlavní škodliviny ovlivňující kvalitu jsou kysličníky dusíku, těkavé látky, roztoči a mikroorganismy. Mikroorganismy mají schopnost se za jistých vnitřních podmínek rozmnožovat a znásobit svůj negativní vliv na zdraví uživatelů. Častým subjektivním projevem zhoršené kvality je tzv. **vydýchaný vzduch**. Je výsledkem zvýšeného **obsahu vodní páry, koncentrace CO_2 a odérů, nikoliv zmenšeného obsahu O_2**.

g. **Hluk a hlukové poměry** v místnostech lze postihnout řadou „decibelových" veličin. K základním akustickým veličinám patří hladiny akustického výkonu, akustického tlaku, hluku, atd.

h. **Tepelný odpor oděvu** R_{cl} je veličinou ovlivňující pocity člověka v prostoru a nutná ke komplexnímu hodnocení stavu prostředí pomocí indexových veličin. Fyzikální jednotkou tepelného odporu oděvu je **clo**, přičemž platí 1 clo = 0,155 m^{2}KW^{-1}. Bližší hodnoty [4], [49].

i. **Energetický výdaj člověka** M představuje tepelnou produkci lidského organismu. Fyzikální jednotkou energetického výdaje je **met**, přičemž 1 met = 58 Wm^{-2}. Bližší hodnoty uvádí [49].

5.4 Indexové veličiny interního mikroklimatu

Uvedené veličiny hodnocení interního mikroklimatu budov se stávají aktuálními, neboť postupně vstupují do právních předpisů k hodnocení stavu prostředí, jenž se dělí na horké, mírné a chladné.

Horké prostředí se hodnotí indexem WBGT postihujícím tepelnou zátěž pracovníka teplotou mokrého a kulového teploměru.

Mírné prostředí se klasifikuje ukazateli PMV a PPD, jež postihují stav prostředí podle předpokládaného středního tepelného pocitu a předpokládaného procenta nespokojených. Hodnoty se určí výpočtem ze základních veličin či měřením přístrojem *„Analyzátor interního mikroklimatu"*.

Chladné prostředí se hodnotí indexem požadovaného tepelného odporu oděvu zjištěného měřením.

5.5 Právní a hygienické požadavky k tvorbě a hodnocení interního mikroklimatu

Hodnoty veličin stavu interního mikroklimatu se odvozují z energetické bilance živého organismu a z fyziologicky optimálních a přípustných klimatických podmínek pro pobyt i činnost lidí v budovách.

Aktuálními kritérii tvorby vnitřního prostředí se stávají i ekonomické a ekologické faktory. Hodnoty mikroklimatických podmínek staveb stanoví právní předpisy [40] až [49]. Základními předepsanými veličinami hodnocení interního mikroklimatu jsou **teplota vzduchu a jeho relativní vlhkost, rychlost proudění vzduchu, tepelná zátěž a koncentrace škodlivin, intenzita výměny vzduchu a osvětlení.** Konkrétní hodnoty veličin jsou závislé na činnosti osob v prostoru.

Kvalitu vzduchu v místnostech lze v běžných případech zajistit větráním čili výměnou vnitřního vzduchu za vzduch vnější. Výměna vzduchu je jedním z prostředků i regulace vlhkosti vnitřního vzduchu. Minimální množství venkovního vzduchu přivedeného na pracoviště uvádí P8. Uvedená minimální množství musí být zvýšena při další tepelně hmotnostní zátěži (teplo, prach, odéry, vodní pára, ap.) vyskytující se v prostoru pracoviště. Při venkovních teplotách pod 0 °C a nad 26 °C lze v ČR dle [49] množství venkovního vzduchu snížit, maximálně však na polovinu.

5.6 Systémy TZB k formování interního mikroklimatu

Optimální stav interního mikroklimatu místnosti občanských je vymezen oblastí danou úzkým rozsahem teplot vnitřního vzduchu i jeho relativních vlhkostí. Stav má přibližně konstantní charakter. Teplota a entalpie vnějšího vzduchu tvoří široké spektrum stavů proměnných v průběhu roku a má tudíž dynamický charakter. Aktuální stav interního mikroklimatu místností a budov se formuje provozem systémů technických zařízení tak, aby jejich výkon odpovídal působícím agenciím, provozu budovy i technologii a bylo tak dosaženo požadovaného stavu vnitřního prostředí. Přehled základních soustav ke tvorbě interního mikroklimatu budov je uveden v tab. 5.1. Primárním úkolem zařízení TZB je tvorba interního mikroklimatu při proměnném zejména vnějším prostředí.

Tab. 5.1 Systémy TZB ke tvorbě interního mikroklimatu budov

Interní mikroklima	Typické škodliviny	Systém	Veličiny
Odérové	odéry	větrání, klimatizace	koncentrace
Tepelné	teplo, (chlad)	teplovzdušné vytápění, klimatizace	teplota
Tepelně vlhkostní	teplo, (chlad), vodní pára	klimatizace	teplota, vlhkost
Aerosolové	rozptýlené pevné či kapalné látky	větrání, odsávání, klimatizace	koncentrace
Toxické	rozptýlené plynné látky ve vzduchu	větrání, odsávání, klimatizace	koncentrace
Mikrobiální	mikroorganismy ve vzduchu	větrání, klimatizace	koncentrace

5.7 Základní přístroje pro sledování interního mikroklimatu

Stav interního mikroklimatu lze monitorovat přístrojovou technikou. Typické přístroje k posouzení stavu tepelně vlhkostního mikroklimatu tvoří:

- kulový teploměr, jenž měří výslednou čili globeteplotu pomocí teploměru obvykle kapalinového,
- psychrometr sloužící měření suché a mokré teploty vzduchu,
- anemometry pro snímání rychlosti proudění,
- analyzátor interního mikroklimatu umožňující sledování ukazatelů PMV a PPD, jakožto aktuálních veličin ke komplexnímu hodnocení stavu vnitřního prostředí.

5.8 Obecná doporučení k zajištění interního mikroklimatu vzduchotechnikou – blíže [4]

1. Teplota vnitřního vzduchu má být vyšší než střední radiační teplota okolních ploch místnosti.
2. Průměrná rychlost vzduchu má být v zóně pobytu osob v občanských stavbách v mezích 0,15 až 0,2 ms^{-1}. V případě nižší rychlosti proudění se v prostoru vyskytuje stagnující vzduch s pocity dusna. Je-li teplota vnitřního vzduchu vyšší než 26 °C může být uvedená rychlost do 0,3 ms^{-1}.
3. Relativní vlhkost vnitřního vzduchu v místnostech s pobytem osob by měla být mezi 40 % až 60 %.
4. Maximální koncentrace CO_2 v místnostech s pobytem osob ve vzduchu nemá přesáhnout 0,1 %.

Doporučené mikroklimatické veličiny pro obytné prostředí podle evropských a českých harmonizovaných předpisů jsou obsaženy v [40] až [49].

6 Tepelně hmotnostní zátěž budov

Primární pro návrh vzduchotechnických systémů je tepelná a hmotnostní bilance sledující vyčíslení toků tepla a látek pro reálné extrémní stavy vyskytující se při provozu budov. Uvedené výměny jsou formovány nestacionárními (vnějšími) okrajovými podmínkami, působícími na budovy, jejichž vnitřní prostředí má být zpravidla konstantní v době exploatace. Pro hodnocení provozních nákladů se uplatní roční potřeby energií, blíže [4], [5].

Výchozími veličinami výpočtu zátěží jsou teplota vzduchu, intenzita slunečního záření, vlhkost, entalpie vyplývající z polohy a místa budovy, z požadovaného stavu interního mikroklimatu event. z technologického procesu. Konečnými výstupy bilancí jsou ***tepelné ztráty, tepelné zisky, vodní zisky a produkce škodlivin***. Pomocí uvedených hodnot lze odvodit průtoky vzduchu a navrhnout optimální realizační řešení vzduchotechnicky a určit potřeby energií. Z důvodu nestacionárních okrajových podmínek fyzikálních dějů mají výstupy řešení proměnný charakter. K návrhu VZT systémů jsou nutné hodnoty pro reálné extrémy okrajových podmínek zpravidla pro stacionární stav. Pro prognózu a modelování aktuálních stavů budov, místností i systémů jsou výchozí dynamické výstupy zátěží vyčíslené pro nestacionární okrajové podmínky. Problematika související s výměnou tepla a látek a bilancí je patrná z obr. 6.1.

6.1 Základní pojmy tepelně hmotnostních bilancí

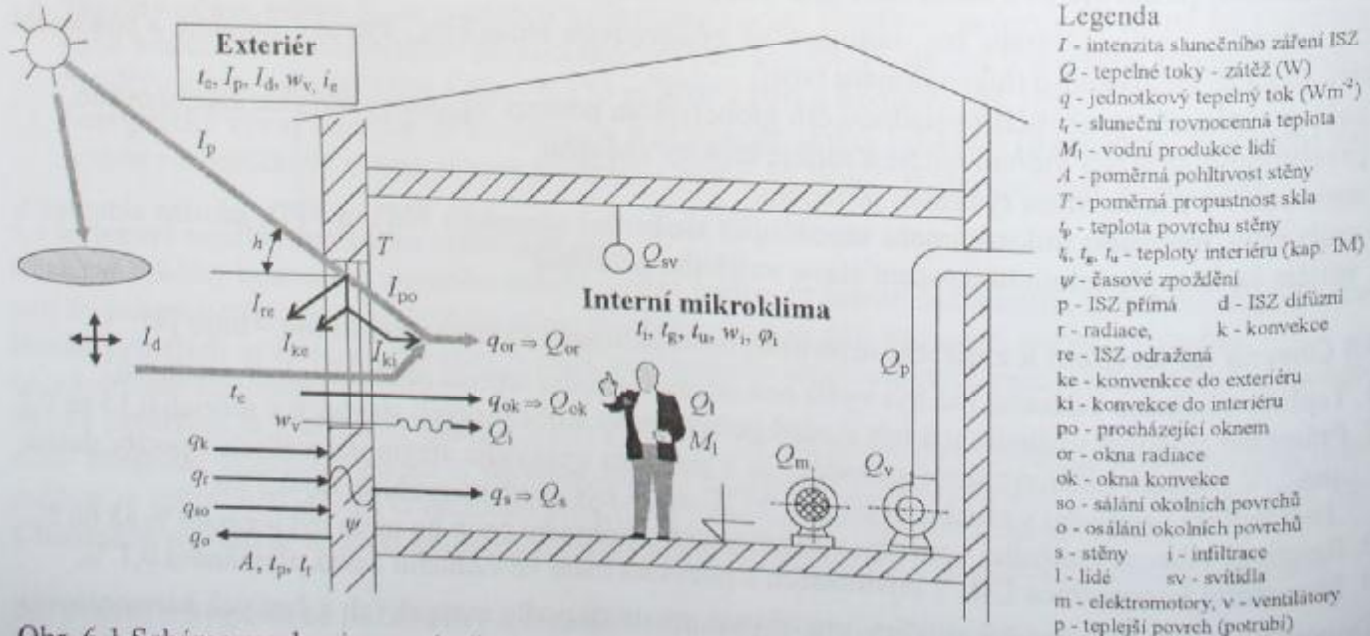
- *Teplé zisky* jsou tepelné toky, které se sdílí do interiéru místnosti či budovy a zvyšují její teplotu.
- *Tepelná zátěž* je celkový tok tepla do klimatizovaného prostoru, který musí pokrýt klimatizační zařízení. Je to v podstatě část tepelných zisků zmenšená o složku akumulace.
- *Vodní zisky* tvoří produkce vodní páry ve vnitřním prostoru.
- *Tepelné ztráty* jsou tepelné toky, které se sdílí z místnosti do okolního chladnějšího prostředí.
- *Produkce škodlivin* představuje vývin škodlivých látek ve sledovaném prostoru.
- *Intenzita výměny* vzduchu udává násobnost výměny objemu vzduchu v místnosti zpravidla za jednu hodinu.

K výpočtu uvedených veličin jsou nutné fyzikální, klimatické a geometrické údaje.

6.2 Tepelná zátěž

Podle zdrojů působících agencií lze tepelnou zátěž dělit na **vnější a vnitřní**.

Zásadní vstupní hodnoty – veličina teplota vzduchu – blíže kap. 4.
– intenzita sluneční radiace – analýza v kap. 4.



Obr. 6.1 Schéma mechanismu výměn tepla a látek

6.2.1 Tepelné zátěž z vnějšího prostředí

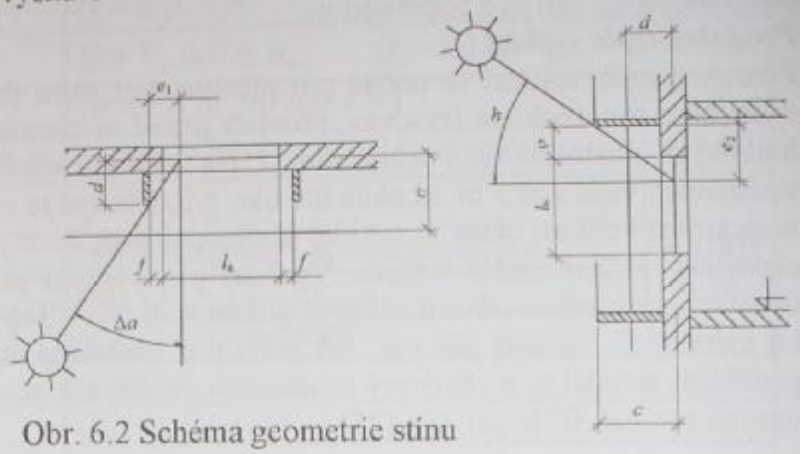
Výchozí pro řešení vnější tepelné zátěže je mechanismus sdílení sluneční radiace dle obr. 6.1. Na mikroklima místností působí z vnějšího prostředí tepelné toky tvořící tepelné zisky okny konvekcí Q_{ok} a radiací Q_{or}, stěnami Q_s a infiltrací venkovního vzduchu Q_i.

Tepelný zisk okny konvekcí Q_{ok} se vypočte pro plochu okna včetně rámu S_o a součinitele prostupu tepla okna k_o (P6) pro teplotu venkovního vzduchu t_{ev} (P4) pro hodinu výpočtu zátěže dle rov. 6.12.

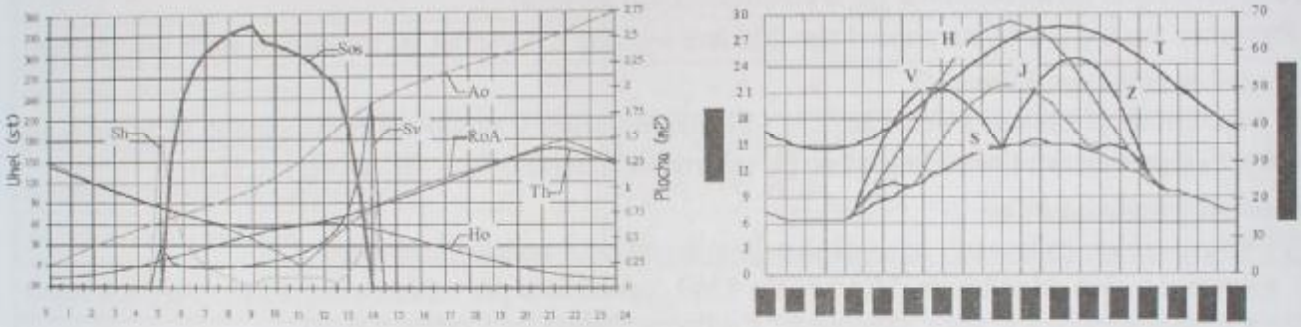
Tepelný zisk okny sluneční radiací Q_{or} pro osluněný povrch okna S_{os} a zastíněnou plochu $(S_o - S_{os})$ lze vyčíslit rov. 6.3. *Osluněný povrch okna* S_{os} se určí pro idealizovaný obdélníkový stín dle obr. 6.2 pro šířku a výšku zasklené části okna l_a, l_b z rov. 6.2. Příslušné délky stínů e_1, e_2 se určí pro rozdíl slunečního azimutu α a azimutu stěny α_s a výšku slunce h ze vztahu 6.1a,b. Dynamika děje je patrná z obr. 6.3, kde S_h, S_v jsou šířka a výška stínu, A_o a H_o azimut a výška slunce, R_{oA} rozdíl azimutů a T_h je prostorový úhel.

Snížení maximální hodnoty tepelných zisků o ΔQ.

V případě, že se připustí malé kolísání vnitřní teploty (obvykle $\Delta t = 2$ K) lze využít akumulace tepla stavební konstrukce a tepelné zisky oken snížit o hodnotu ΔQ určenou dle rov. 6.20.



Obr. 6.2 Schéma geometrie stínu



Obr. 6.3 Geometrie stínu a intenzit sluneční radiace

Tepelné zisky stěn Q_s

Prostup tepla osluněnou stěnou je složitý nestacionární tepelný děj tvořený radiací a vedením tepla. Pro projektová řešení se nahrazuje dějem kvazistacionárním s respektováním vlivu akumulace, útlumu a časového zpoždění. Se zřetelem na řádově menší vliv, než mají na zátěž průsvitné konstrukce, se problematika idealizuje a do výpočtu zavádí tzv. *rovnocenná sluneční teplota* t_r dle rov. 6.18, závislá na teplotě vnějšího vzduchu, součiniteli poměrné pohltivosti A, intenzitě dopadající radiace I a součiniteli přestupu tepla na vnějším povrchu α_e. Hodnoty sluneční rovnocenné teploty jsou v P5. Zavedení sluneční rovnocenné teploty se problematika sdílení tepla osálanou stěnou převede na řešení prostupu tepla. Pro usnadnění manuálních výpočtů se venkovní stěny dělí na *lehké*, *středně těžké* a *těžké*. V případě programového řešení se výpočet aplikuje dle středně těžkých stěn.

Stěny lehké s tloušťkou $d < 0{,}08$ m vykazují malou tepelnou kapacitu a časové zpoždění teplotních kmitů ψ je tak malé, že prostup tepla lze řešit jako pro stacionární stav dle rov. 6.15 pro rovnocennou sluneční teplotu t_r.

Středně těžké stěny o tloušťce $d = 0{,}08$ až $0{,}45$ m se vyznačují větší tepelnou kapacitou ovlivňující kolísání teplot na vnitřním povrchu a tím i tepelný prostup Q_s, jehož hodnota se vypočte dle rov. 6.16.

Těžké stěny s tloušťkou $d > 0{,}45$ m mají takovou tepelnou kapacitu, že lze kolísání teplot na vnitřním povrchu zanedbat a tepelný prostup Q_s pak určit dle rov. 6.17.

Tepelné zisky infiltrací venkovního vzduchu
Infiltrace projevující se vnikáním vnějšího vzduchu do místnosti se vyskytuje pouze u podtlakových systémů klimatizace. Tepelná zátěž i tepelné zisky Q_e způsobené přívodem vnějšího vzduchu o objemu V_e a teplotě t_e se určí dle vztahu 6.19 pro hustotu vzduchu ρ a jeho tepelnou kapacitu c.

6.2.2 Tepelné zisky od vnitřních zdrojů jsou dány součtem jednotlivých vnitřních zdrojů tepla.
Produkce tepla lidí Q_l
Do této složky se započte jen citelné teplo, jehož hodnota závisí na teplotě vzduchu a činnosti člověka. Výchozí pro odvození se považuje produkce citelného tepla muže 62 W při mírně aktivní práci při teplotě okolního vzduchu 20 °C. Pro jinou teplotu a počet osob n_l se hodnota koriguje vztahem 6.11a. Pro různorodé složení skupiny osob v místnosti se provádí ekvivalentní přepočet dle vztahu 6.11b pro počet mužů n_m, žen n_z a počet dětí n_d.
Produkce tepla svítidel Q_{sv}
Produkce tepla svítidel se počítá pro prostory bez oken (kina, divadla) a místnosti s požadavky na vyšší intenzitu osvětlení (rýsovny, provozy jemné mechaniky, ap.), kde nestačí přirozené osvětlení. U hlubokých místností se uvažuje dle [25] s umělým osvětlením ve vzdálenosti větší než 5 m od okna dle obr. 6.3. Obecně je však nutno respektovat velikost oken. U svítidel se předpokládá, že se jejich celý elektrický příkon změní v teplo. Výchozí pro výpočet je intenzita osvětlení, ze které se odvodí celkový příkon svítidel P. Tepelná zátěž od svítidel Q_{sv} se určí dle rov. 6.4 a P6 pro součinitel současnosti používání svítidel c_1 a zbytkový součinitel c_2 v případě použití odsávaných svítidel. Blíže [4], [5], [25].

Obr. 6.3 Schéma osvětlované plochy

*b) **Produkce tepla elektromotorů** Q_m **a elektronických zařízení** Q_e*
Produkce tepla Q_m a Q_e se stanoví pro štítkové výkony a účinnost η_m z rov. 6.5. Blíže [4], [5], [25].

*c) **Produkce tepla ventilátorů** Q_v*
U sestavných strojoven s ventilátorem i elektromotorem v proudu dopravovaného vzduchu o průtoku V_p a pracovním tlaku Δp (Pa) se Q_v stanoví ze vztahů 6.7a,b. Blíže [4], [5], [25].

*d) **Produkce tepla od jídel***
Ve stravovacích zařízeních se tepelná produkce od jídel počítá následovně:
- v restauracích od jednoho jídla u stolu 5 Wh a produkce páry 10 g,
- v restauracích 1. a 2. třídy se uvažuje 1 jídlo za hodinu na 1 místo u stolu,
- v restauracích 3. a 4. třídy se uvažují 2 jídla a v jídelnách 3 jídla na 1 místo u stolu za hodinu.

*e) **Produkce tepla ohřátím vzduchu ve vzduchovodech***
Ohřátí vzduchu ve vzduchovodech lze vypočíst dle vztahu 6.8. Blíže [4], [5], [25].

*f) **Produkce tepla teplých povrchů** Q_p **a materiálů** Q_t* se vyčíslí dle vztahů 6.9a,b. Blíže [4], [5], [25].

g) **Tepelný zisk z okolních místností** s jinou teplotou t_{is} je dán rovnicí pro prostup tepla 6.10.

6.3 Tepelné ztráty. Metoda výpočtu ztrát se volí podle účelu jejich aplikace. K předběžnému výpočtu tepelných ztrát lze užít přibližný výpočet, ale pro realizační návrh VZT se aplikuje výpočet dle [32].

6.4 Vodní zisky
Základními zdroji vodních zisků v občanských budovách jsou lidé a odpar z mokrých povrchů.

a) **Produkce vodní páry lidí** M_{wl}
Produkce vodní páry je závislá na činnosti člověka a určuje se dle P6. Hmotnostní tok vodní páry se pro počet mužů n_m stanoví ze vztahu 6.21. Vázaný tepelný tok Q_v se určí dle vztahu 6.24. Produkce vodní páry m_w pro muže se snižují pro ženy o 15 % a děti o 25 %.

b) **Odpar z mokrých povrchů** M_{wo} a teplo pro odpařování Q_{wo}
Odpar M_w z mokrých povrchů a vodní hladiny o ploše S, nad kterou proudí vzduch střední rychlosti w, se určí z výrazu 6.22 pro měrnou vlhkost x_p nasyceného vzduchu při teplotě povrchu a měrnou vlhkost x vzduchu nad povrchem.

Tab. 6.1 Vybrané vztahy k výpočtu tepelné zátěže

Veličina	Výraz	Číslo
Délky stínů e_1, e_2	$e_1 = d.\mathrm{tg}\lvert\alpha - a_s\rvert \qquad e_2 = c.\mathrm{tg}h / \cos\lvert\alpha - a_s\rvert$	6.1a,b
Osluněná plocha	$S_{os} = [l_a - (e_1 - f)].[l_b - (e_2 - g)]$	6.2
Tepelný zisk okna radiací	$Q_{or} = [S_{os}.I_o.c_o + (S_o - S_{os}).I_{odif}].s$	6.3
Tepelná produkce svítidel	$Q_{sv} = P.c_1.c_2$	6.4
Produkce tepla elektromotory	$Q_m = c_1.\sum(c_2.c_1.N/\eta_m).Q_m$	6.5
Produkce tepla elektrických zařízení	$Q_e = c_1.c_3.\sum P$	6.6
Produkce tepla ventilátorů	$Q_v = V_p.\Delta p / \eta_v.\eta_m \qquad Q_v = V_p.\Delta p / \eta_v$	6.7a,b
Ohřátí vzduchu ve vzduchovodech	$\Delta t = k.S.\Delta t_m / (1200.w.F)$	6.8
Produkce tepla teplých povrchů Q_p a materiálů Q_r	$Q_p = \alpha.S.\Delta t_m \qquad Q_r = m.c.(t_{mat} - t_i)$	6.9a,b
Tepelný zisk z okolních místností	$Q = k.S.(t_{is} - t_i)$	6.10
Tepelná produkce lidí	$Q_l = n_l.6,2.(36-t_i) \quad n_l = 0,85n_z.+0,75\ n_d.+n_m$	6.11a,b
Tepelná zátěž oken konvekcí	$Q_{ok} = k_o.S_o.(t_{ev} - t_i)$	6.12
Součinitel zmenšení teplotního kolísání	$m \approx (1 + 7,6\delta)/2500^{\delta}$	6.13
Časové zpoždění	$\psi \approx 32\delta - 0,5$	6.14
Tepelná zátěž stěn – lehkých	$Q_{ok} = k.S.(t_r - t_i)$	6.15
Tepelná zátěž stěn – středně těžkých	$Q_s = k.S.[(t_{rm} - t_i) + m.(t_{r\psi} - t_{rm})]$	6.16
Tepelná zátěž stěn – těžkých	$Q_s = k.S.(t_{rm} - t_i)$	6.17
Sluneční rovnocenná teplota	$t_r = t_e + AI_c/\alpha_e$ také rov. 4.14	6.18
Zátěž vnějším vzduchem	$Q_e = V_e.\rho.c.(t_e - t_i)$	6.19
Snížení max. hodnoty zátěže oken	$\Delta Q = 0,05.M.\Delta t$	6.20
Produkce vodní páry lidí	$M_{wl} = n_l.g_w$	6.21
Odpar vodní páry z mokrých povrchů	$M_{wo} = (7 + 3,5w).S.(x_p^* - x).10^{-3}$	6.22
Teplo pro odpařování	$Q_{wo} = l_w.M_w$	6.23
Vázané teplo	$Q_v = ml_w.\Delta x$	6.24

Legenda

I_o - celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením (Wm^{-2}) určovaná z P5 event. dle kap. 4 pro příslušnou hodinu výpočtu (Wm^{-2})

I_{od} - intenzita difúzní radiace procházející standardním jednoduchým zasklením stanovená z P5 event. kap. 4 a příslušnou hodinu výpočtu (Wm^{-2})

c_o – korekce na čistotu atmosféry o hodnotách $c_o = 1,15$ pro průmyslovou oblast, $c_o = 1$ pro středně čistou oblast a $c_o = 0,85$ pro venkovskou oblast

s – stínicí součinitel vyjadřující vliv skutečného zasklení a stínicích prostředků dle P6, v případě použití více stínicích prvků platí $s = s_1.s_2.....s_n$ (-)

S_{os} – osluněný povrch okna (m^2)

e_1, e_2 – délky stínů na okně od okrajů slunolamů (m)

d – hloubka okna od okraje svislého slunolamu (m)

c – hloubka okna od okraje vodorovného slunolamu (m)

M – hmotnost vnitřních stěn, podlahy a stropu, pro akumulaci se uvažují o poloviční tloušťce (kg)

t_{rm} – průměrná rovnocenná teplota vzduchu za 24 hodin dle P5 (°C)

$t_{r\psi}$ – průměrná rovnocenná teplota vzduchu v době o časové zpoždění ψ dřívější dle P5 (°C)

A – poměrná pohltivost (-) α_e – součinitel přestupu tepla ($Wm^{-2}K^{-1}$)

l_w – výparné teplo vody (Jkg^{-1})

6.5 Zásady pro výpočet tepelně hmotnostních bilancí

Sdílení v budovách je výrazně nestacionární děj. Pro návrh VZT se proto ze spektra možných stavů určí největší reálná tepelná zátěž každé z místností. Manuálním výpočtem se zátěž počítá pro slunný den 21. 7. a hodinu, kdy se očekávají největší tepelné zisky. Programovými prostředky lze tepelnou zátěž vypočíst pro libovolné období roku. Ne-li určeno z technologických či hygienických důvodů určeno jinak uvažuje se vnitřní teplotou vzduchu 26 °C. Zásadní krokem výpočtu je určení denní doby, pro kterou se zátěž vypočítá. Pro místnosti s okny se hodina výpočtu maxima zátěže určí v závislosti na době maxima intenzity radiace I_o prostupující největší zasklenou plochou, blíže příklad č. 5. Součinitel přestupu tepla pro letní období $\alpha_e = 15\ \mathrm{Wm^{-2}K^{-1}}$.

Postup výpočtu

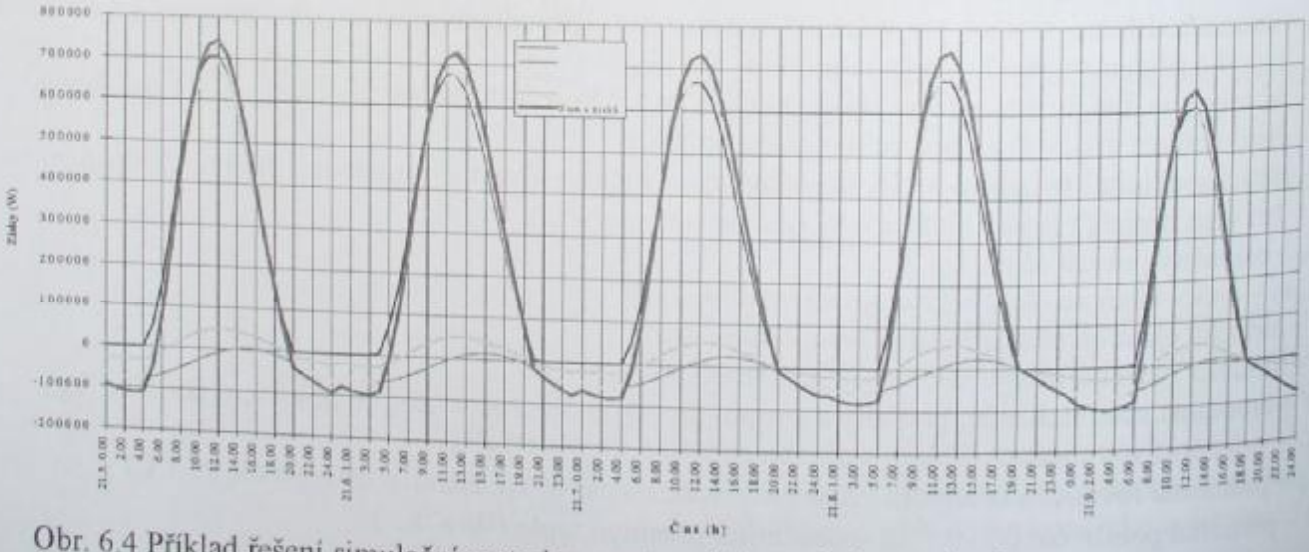
a) Vstupní hodnoty řešení - místo budovy a její orientace ke světovým stranám, geometrické údaje budovy, údaje o účelu a provozu místností budovy či event. o technologii, tepelně technické vlastnosti materiálu.
b) Určení doby pro výpočet zátěží
c) Celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením
d) Oslunčná plocha oken
e) Zisky radiací a konvekcí
f) Zisky od vnitřních zdrojů
g) Vodní zisky
h) Tepelné ztráty

6.6 Roční energetické a hmotnostní bilance

Roční energetické bilance sledují vyčíslení potřeb energií a látek nutných k provozu systémů vzduchotechniky. Typickou úlohou je výpočet roční potřeby tepla, chladu a elektrické energie aplikací korelačních nebo simulačních metod.

Korelační metody vycházejí z průměrných hodnot určujících veličin. Typickým představitelem je tzv. metoda ***denostupňová.*** V algoritmech metody vystupují ***průměrné hodnoty klimatických veličin*** v ročním období, tvořeném např. topnou sezónu, letním obdobím, atp. Nezbytná je znalost lokality budovy, časové údaje provozu a délek klimatických období. Podrobný algoritmus metody a základní údaje k výpočtu uvádí [5], [25].

Simulační metody vycházejí ze zásad numerického modelování umožňující efektivně řešit nestacionární fyzikální děje metodami elementárních bilancí, objemů, sítí apod. Nezbytným předpokladem aplikace numerického modelování energetických potřeb je existence databáze okrajových podmínek tzn. zejména vnějších klimatických veličin místa budovy v dostatečně jemném časovém kroku (min. 15 minut) pro celý interval modelovaného období. Aplikace simulačních metod vyžaduje programové prostředky umožňující vlastní řešení a následný grafický výstup. Potřeby energií jsou dány součtem potřeb v jednotlivých dílčích krocích výpočtu. Příklad řešení tepelných zisků oken je na obr. 6.4.

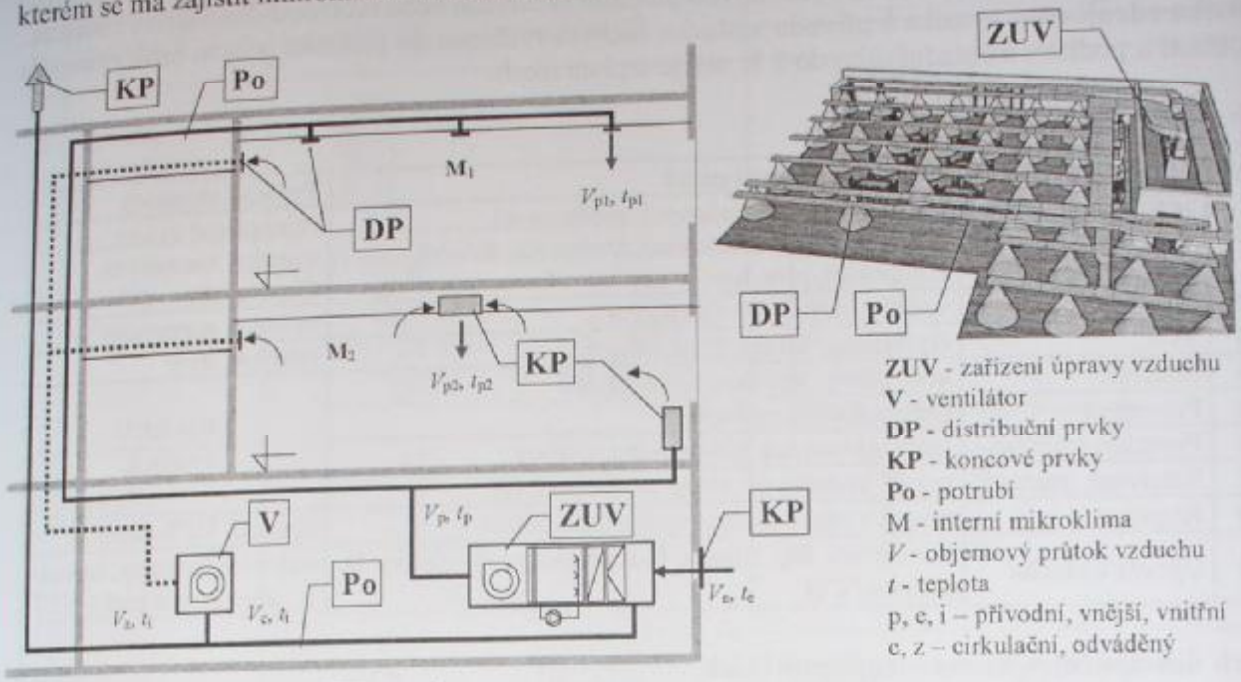


Obr. 6.4 Příklad řešení simulační metodou prostupující tepelné energie okny

7 Součásti a zařízení vzduchotechnických systémů

7.1 Základní pojmy

Vzduchotechnický systém je soubor technických prvků sloužících k úpravě vzduchu pro tvorbu vnitřního prostředí staveb či k přenosu materiálu vzduchem. Součástí systému je řada funkčních prvků a zařízení zajišťujících mechanickou a tepelně vlhkostní úpravu i distribuci vzduchu do prostoru, ve kterém se má zajistit mikroklima. Schéma typického vzduchotechnického systému je na obr. 7.1.



ZUV - zařízení úpravy vzduchu
V - ventilátor
DP - distribuční prvky
KP - koncové prvky
Po - potrubí
M - interní mikroklima
V - objemový průtok vzduchu
t - teplota
p, e, i – přívodní, vnější, vnitřní
e, z – cirkulační, odváděný

Obr. 7.1 Schéma skladby VZT systému

Vzduchotechnický systém tvoří části:

- **koncové** – distribuční komponenty, žaluzie, výfukové hlavice, atd.,
- **přenosové** – potrubí, ventilátory,
- **úpravy vzduchu** – filtry, ohřívače, chladiče, zvlhčovače, strojovny,
- **ochranné** – tlumiče hluku a chvění, izolace tepelné, akustické a protipožární,
- **regulační** – klapky, clony, redukční a směšovací skříně, apod.,
- **pomocné** – závěsy, podpěry, pozední rámy, apod.

7.2 Koncové části vzduchotechnických systémů

Koncové části jsou komponenty napojené na vzduchotechnický systém v místech výtoku či sání vzduchu z volného vnitřního či vnějšího prostoru budovy dle obr. 7.1.

7.2.1 Koncové komponenty vnitřní tzv. distribuční prvky

Distribuční prvky jsou zásadními faktory formujícími proudění tzv. *obrazy proudění*, jejichž základními identifikačními veličinami jsou vektory rychlosti, pokles teplot a rychlosti, dosah proudu vzduchu apod. Obecnou problematiku proudění uvádí [4], [5], [11]. Kvalifikovaná volba a návrh jsou předpokladem správného provětrání prostoru a dosažení optimálních mikroklimatických podmínek v pobytové zóně. Distribuční prvky doznaly v posledním období prudký rozmach a jejich sortiment je široký. Terminologie však není jednotná. Proto bylo zvoleno pro podrobnější třídění distribučních prvků názvosloví dle [13]. Prvky lze klasifikovat dle obecných kriterií uvedených v tab. 7.1. Základní distribuční prvky tvoří:

Anemostat – obdélníkový či kruhový prvek přívodu vzduchu s radiálním, vířivým či kompaktním výstupným proudem.

Anemostat vířivý – prvek přívodu vzduchu s radiálním výstupním proudem s tangenciální složkou rychlosti.

Vyústka event. výusť - součást, kterou je ukončen přívod či odvod vzduchu v místnosti, jenž umožňuje regulaci průtoku a směru proudění vystupujícího vzduchu.

Vyústka indukční – přívodní element pro přívod vzduchu využívající přívodního tzv. primárního vzduchu k indukci vzduchu sekundárního tzn. z větraného či klimatizovaného prostoru.
Vyústka stropní, podlahová, stěnová – vyústka určená k osazení do stropu podlahy či stěny.
Vyústka štěrbinová – obdélníková vyústka s poměrem stran větším než 10.
Vyústka obdélníková mřížková – obdélníková vyústka s jednou či dvěma řadami pevných či otočných stavitelných listů.
Vyústka velkoplošná – vyústka s výdechovou plochou překrytou nebo tvořenou děrovaným panelem.
Vyústka zdrojová – vyústka k přívodu vzduchu malými rychlosti do prostoru pobytu osob zpravidla do oblasti u podlahy a chladnějšího do 3 K než je teplota okolí.

Tab. 7.1 Klasifikace koncových částí

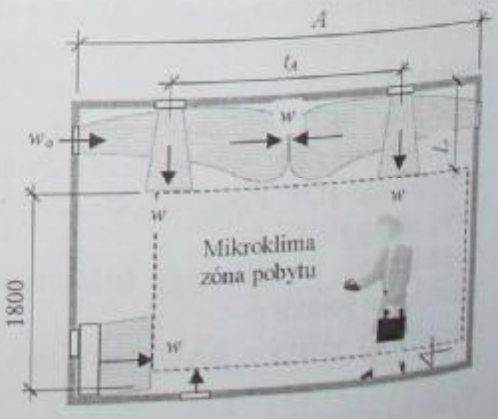
Kritérium		Charakter a provedení	Typické elementy
1	Proudění vzduchu	laminární tzv. vytěsňovací, zaplavovací turbulentní tzn. směšovací, zřeďovací, difúzní, kompaktní, proudové	velkoplošné vyústě, vyústky, anemostaty, dýzy, trysky
2	Lokace	vnější, vnitřní tzv. distribuční	vyústky, anemostaty
3	Tvar	čtyřhranné, kruhové, štěrbinové	štěrbiny, dýzy
4	Materiál	kov, plasty, kombinace materiálů	bliže EKV výrobců
5	Provedení	průmyslové, komfortní	
6	Povrchová úprava	nátěr, eloxování, pokovování, izolace	
7	Situování, osazení	svislé, vodorovné, strop, stěna, podlaha	
8	Regulace	průtok vzduchu, směr výstupního proudu	klasická VZT
9	Úprava vzduchu	bez úpravy **BU**, filtrace **F**, tepelná úprava – ohřev **O**, chlazení **CH**	indukční jednotky, fancoily, inteligentní prvky VZT

Návrh distribučních komponentů vnitřních

1. **Cíl návrhu** sleduje systém pro optimální obrazy proudění tzn. typ, velikost a situování distribučních prvků. V prostorách s pobytem osob má být rychlost v pobytové zóně $w \leq 0{,}25\ ms^{-1}$, obr. 7.2.
2. **Kritéria návrhu** představují hygienické, technologické, fyzikální, ekonomické i architektonické faktory pro prostor a jeho provoz. Pro přívodní otvory tvoří zásadní kritérium rychlost proudění v pobytové oblasti, rozdíl teplot mezi teplotou přívodního a vzduchu okolím, dosah proudu a hlučnost prvků. Pro odváděcí elementy je podstatné jejich osazení do míst největších koncentrací.
3. **Metody návrhu**
   Proudění vzduchu omezeným prostorem je fyzikální děj s nestacionárními okrajovými podmínkami probíhající ve 3 D prostoru. Řešení distribuce a návrh jejich prvků tvoří metody:
   - *teoretické* vycházející z teorie mechaniky kontinua, reálná řešení vyžadují idealizaci,
   - *experimentální* časově náročné nebo aktuálně *počítačové modelování*,
   - *projekční* vycházející z fyzického modelu a formulí podstatně zjednodušující problematiku např. pomocí konstant vyústí, empirických formulí, atp.
   - *softwarové* představující aplikaci programů výrobců.
4. **Postup návrhu**

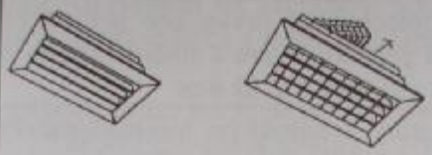
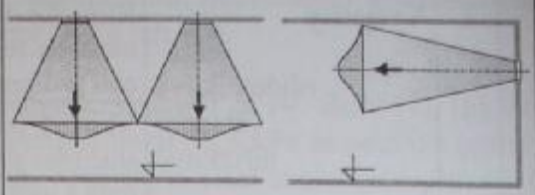
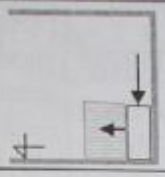
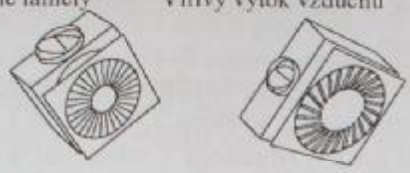
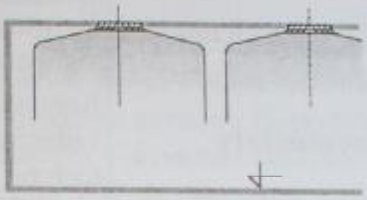
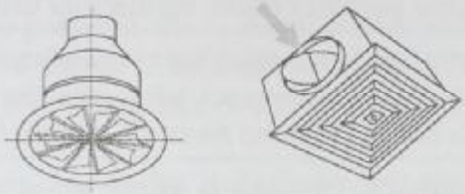
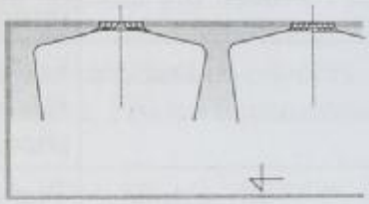
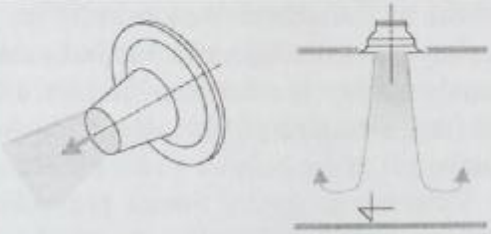
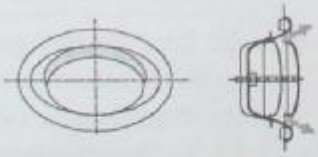
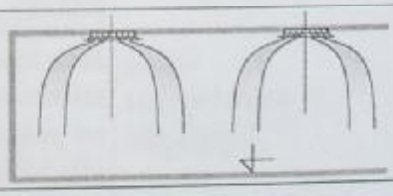
a. Výchozí hodnoty
   - stav interního mikroklimatu tzn. teplot, rychlost proudění vzduchu, akustická hlediska
   - průtok přívodního a odváděného vzduchu
   - geometrie prostoru, architektonické řešení a požadavky
   - technologické požadavky

b. Volba obrazů proudění a typu elementů
c. Předběžný návrh tzn. určení počtu prvků a jejich situování
d. Podrobný návrh distribučních elementů
e. Posouzení návrhu tzn. rychlostních a akustických poměrů v zóně pobytu osob. Postupy návrhů jsou náplní příkladů.

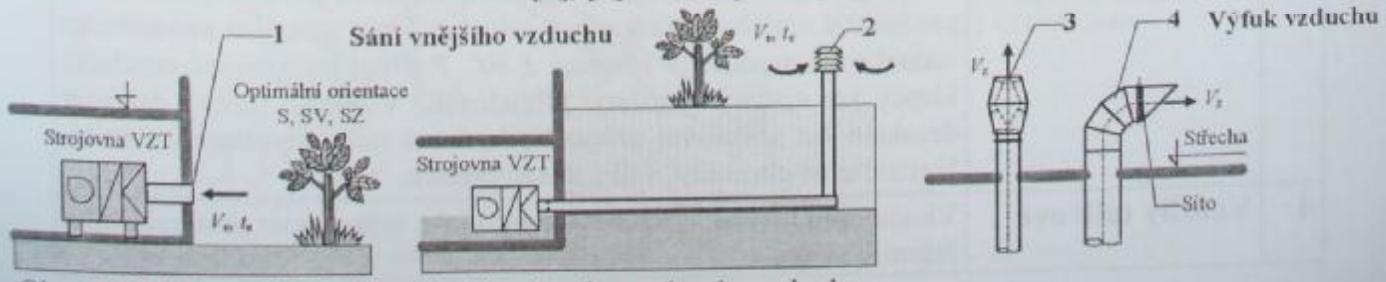


Obr. 7.2 Schéma proudění

Tab. 7.2 Přehled typických koncových prvků vnitřních

Prvek	Schéma	Idealizované obrazy proudění
1 **Vyústky** 1 řadé, 2 řadé stropní stěnové podlahové	 jednořadé 1Ř dvouřadé 2Ř	
2 **Vyústky** velkoplošné		
3 Vyústky vířivé	Pevné lamely Vířivý výtok vzduchu 	
4 **Vyústky** štěrbinové		
5 **Anemostaty** dralové, vířivé		
6 **Dýzy**		
7 **Talířové ventily**		

7.2.2 Koncové komponenty vnější tvoří elementy k ochraně míst sání venkovního a výdechu odváděného vzduchu. Typickými jsou protidešťové žaluzie **1**, sací objekty individuálních tvarů **2**, výfukové hlavice **3** a kolena **4** dle obr. 7.3. Blíže [4], [5]. Návrh prvků je patrný z řešených příkladů.



Obr. 7.3 Schéma základních případů přívodu a odvodu vzduchu

Tab. 7.3 Charakteristika distribučních prvků

	Prvek	Stručná charakteristika typických prvků a jejich aplikace
1	**Vyústky**	Klasické vzduchotechnické prvky pro přívod či odvod vzduchu s možnou regulací průtoku, tvaru i směru proudu vystupujícího vzduchu pro prostory s výškou 2,6 až 4 m.
	obdélníkové stropní mřížkové	Vhodné pro prostory nenáročným mikroklimatem. Pro odvod je dostačující provedení jednořadé s pevnými a pro přívod vzduchu dvouřadé s nastavitelnými listy k osazení na potrubí či stěnu.
	štěrbinové	Dosahují vysoké indukce s rychlým vyrovnáním teplotního rozdílu, vhodné i pro systémy s proměnným průtokem vzduchu. Běžná jsou jedno, dvou, tří nebo čtyř štěrbinové provedení. U každé z nich lze nezávisle regulovat směr i průtok výstupního vzduchu, jenž je úzký, plochý a po celé délce vyústě vyrovnaný a stabilní.
	velkoplošné	Vyústný prvek s výdechovou plochou překrytou nebo tvořenou děrovaným panelem.
2	**Anemostaty**	Koncové komponenty vestavěnou regulací pro horizontální přívod vzduchu do místností s výškou 2,6 až 4 m i jeho odvod. Doporučený teplotní rozdíl mezi vzduchem v místnosti a přiváděným vzduchem je do 12 °C. Typické jsou pevné nebo nastavitelné prstence, nastavení je ruční nebo pomocí servopohonu. Připojení pomocí připojovacího boxu se stranovým, vrchním připojením, či bez boxu přímo potrubí do podhledu.
	čtvercové	Čelní deska má pevné, stavitelné či zakřivené segmenty. Připojení pomocí připojovacího boxu se stranovým připojením, či přímo na svislé čtyřhranné potrubí s event. regulačním ústrojím.
	kruhové	Kruhové uspořádání lamel zajišťuje rovnoměrné proudění vzduchu do všech směrů. Připojení pomocí připojovacího boxu se stranovým připojením, či bez boxu přímo na svislé potrubí či flexibilní hadice.
	vířivé dralové stavitelné	Tvar lamel zajišťuje rovnoměrný vířivý proud výstupního vzduchu a jeho promíchání se vzduchem v prostoru. Tím je dosaženo snížení rychlosti i teploty přiváděného vzduchu. Individuální ruční či plynule stavitelné lamely servopohonem umožňují volit horizontální či vertikální směr či úhel proudění přiváděného vzduchu. Vhodné pro velké průtoky vzduchu při nízké tlakové ztrátě i hlučnosti. Dosahují vysoké indukčnosti. Výhodou je široký rozsah pro velké prostory, objemné průtoky, místností s větší výškou (sportovní a letištní haly, bazény).
	vířivé s naklápějící lopatkami	Jsou koncové vzduchotechnické komponenty pro přívod vzduchu do místností s výškou nad 2,6 m (velkoobjemové haly, bazény) s velkými průtoky. Doporučený teplotní rozdíl mezi vzduchem v místnosti a přiváděným vzduchem je do 15 °C. Anemostat tvoří plynule nastavitelné lopatky do 90° v desce anemostatu umožňující přívod v různých směrech horizontálně nebo ve vířivém vertikálním způsobu.
3	**Dýzy**	Koncové vzduchotechnické komponenty pro přívod vzduchu do místnosti s požadavkem na daleký dosah vzduchové proudu. Jsou vhodné pro přívod teplého i studeného vzduchu. Směr proudění přiváděného vzduchu lze nastavit v rozmezí ± 30°. Pomocí integrované regulační klapky lze nastavit množství přiváděného vzduchu. Dýzy s dalekým dosahem lze instalovat přímo na kruhové nebo čtyřhranné potrubí. Nastavitelné elementy, velký dosah proudu.
4	**Ventily talířové**	Vhodné pro přívod, odvod vzduchu i jako komponent protipožárního řešení systému.

7.3 Vzduchovody

Vzduchovody představují rozvodnou síť tvořenou potrubím, regulačními, uzavíracími a pomocnými prvky. Schéma, základní charakteristika a popis je patrná na obr. 7.4 a tab. 7.4.

a. *Potrubí*

Typické jsou kovové vzduchovody, jež se tradičně dělí dle účelu do skupin I až IV. Blíže [4], [5]. Pro větrání a klimatizaci do rychlosti proudění vzduchu 16 ms^{-1} a rozdíl tlaku do 1 kPa se používá potrubí skupiny I. Potrubí se spojuje řadou možných provedení spojů. Klasickým jsou úhelníkové příruby U tvořené šroubovými spoji a stahovacími lištami. Vedle pevných spojů se používají spoje volné doplněné o tzv. doměrky potrubí. Typické spoje ocelových potrubí jsou v obr. 7.5. Druhou aktuální skupinu tvoří kruhové potrubí typu *SPIRO*, jenž je určeno pro větrání, nízkotlakou klimatizaci a zejména pro vysokotlaké klimatizační systémy. Aktuální komponentem vzduchovodů se staly pro geometricky členité a stísněné prostory budov *ohebné hadice*. Jsou k dispozici v široké řadě provedení a profilů.

b. *Návrh profilu potrubí*

Cílem návrhu je určení profilů potrubní sítě a její tlakové ztráty. Řešení vychází z fyzikálních zákonů pro proudění vzduchu, kap. 3 a [4], [5]. Tlakové ztráty potrubí tvoří ztráta třením a místními odpory závislá na součiniteli ξ. Princip dimenzování potrubí spočívá v dosažení rovnosti dispozičního tlaku a ztrát v jednotlivých uzlech sítě a v rovnosti celkové ztráty s tlakovým výkonem ventilátoru. K dimenzování potrubí lze využít tabulek, např. pro tlakové ztráty třením P11 či diagramů P12. Pro ztráty místními odpory lze užít P10. Aktuální je aplikace výpočetní techniky. Základní metody dimenzování potrubí tvoří:

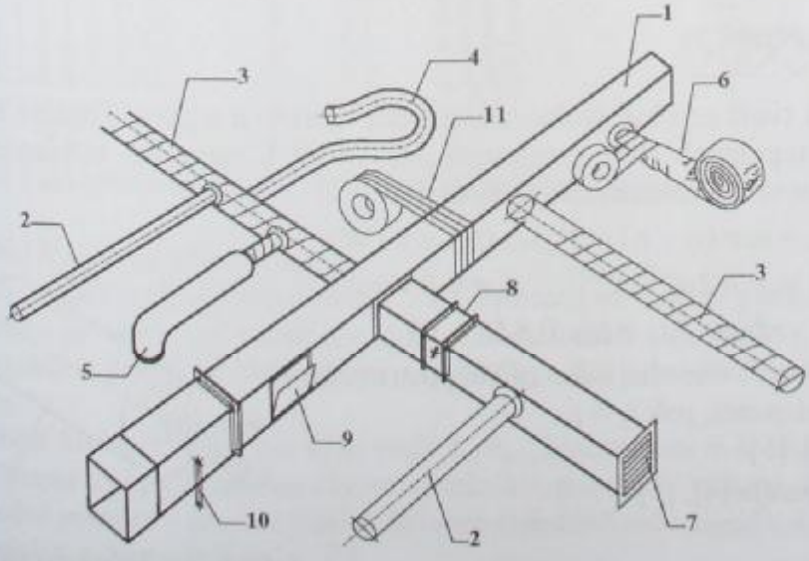
- metoda zvyšování rychlosti vzduchu,
- metoda měrné ztráty třením.

Metoda zvyšování rychlosti vychází z volby rychlosti na konci základní větve a postupného zvyšování rychlosti proudění vzduchu směrem k ventilátoru na doporučenou hodnotu pro budovu i její provoz dle P13. Rovnost tlaku v potrubní síti se dosahuje optimálním dimenzováním odboček při zachování stejné rychlosti proudění v uzlech nebo osazením a nastavením regulačních částí do odboček.

Výchozí pro dimenzování je topografie potrubní sítě a průtoky vzduchu. Příklad dimenzování je náplní numerických příkladů.

Pro převod mezi profilem kruhovým a čtyřhranným potrubím se užívá tzv. ekvivalentní průměr d. Tlaková ztráta třením v potrubí o rozměrech A/B je při totožné rychlosti nebo objemovém průtoku stejná, jako ztráta v kruhovém potrubí s ekvivalentním průměrem d, určovaným dle rov. 3.2a,b a P9.

c. *Uzavírací a regulační části potrubí*. Uvedené prvky umožňují zaregulování vzduchotechnického potrubí. Typické prvky tvoří regulační klapky jednolisté či vícelisté, redukční vložky a škrticí klapky. Návrh uvádí např. [5].

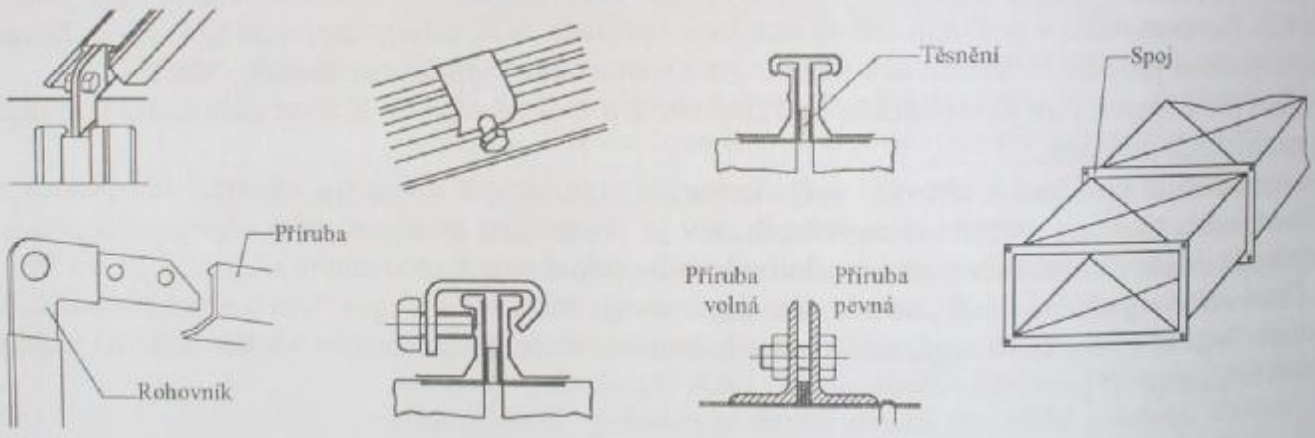


Legenda
1 – Čtyřhranné potrubí
2 – Kruhové potrubí
3 – Potrubí Spiro
4 – Hadice
5 – Izolované potrubí
6 – Textilní potrubí
7 – Distribuční prvek
8 – Regulační klapka
9 – Kontrolní otvor
10 – Jímka, odvodnění, apod.
11 – Těsnící páska

Obr. 7.4 Schéma typických částí vzduchovodu

Tab. 7.4 Přehled základních charakteristik potrubí a jeho částí

Kritérium	Provedení a charakteristika potrubí
Materiál	kov – ocelový plech černý, pozinkovaný, poolověný, hliník, apod. jiný – plasty, beton, zdivo, sklo, aj.
Tvary	kruhové, čtyřhranné, jiné
Provedení	tuhé klasické či Spiro, pružné – flexibilní
Rozměry	geometrická či normalizovaná řada pro kruhové, blíže P9 čtyřhranné kombinace $A \times B$, max. 1 : 4, blíže P26
Spojování	variantní modifikace výrobců, příruby a spoje různých provedení např. T, H, C, TS, U-profil, př. typických v obr. 7.5
Povrchová úprava	nátěry, tepelné izolace
Prvky	Přímé, tvarovky blíže P26
Uložení	závěsy, konzoly, apod., technologie – potrubí ve sklonu s odvodněním
Rychlost proudění vzduchu	nízkotlaké systémy $w = 4$ až 12 ms^{-1}, blíže P13 vysokotlaké systémy a odsávání $w = 12$ až 25 ms^{-1}
Vlastnosti	těsnost, požární odolnost, čistění, provozní teploty
Fyzikální aspekty	statický tlak, dynamický tlak, tlakové ztráty, blíže kap. 3, a [4], [5] tlakové ztráty třením – přímá potrubí, ztráty $\Delta p = f(w, d, \mu, d,..)$ tlakové ztráty místními odpory – funkce tvaru potrubí $\Delta p = f(\xi, w)$, součinitel odporu ξ uvádí P10 ekvivalentní tzn. rovnocenný průměr daný rov. 3.2a,b, P9.
Návrh profilu	dimenzování – metoda zvyšování rychlosti – metoda konstantního tlakového spádu



Obr. 7.5 Schéma základních spojů potrubí

d. ***Povrchové úpravy*** vzduchovodů tvoří tepelné izolace, akustické izolace a nátěry. Tepelné izolace jsou důležitým faktorem omezení tepelných ztrát a zejména pak slouží k zamezení kondenzace na vnějším či vnitřním povrchu vzduchovodu klimatizačních systémů.

Tepelná ztráta potrubí $Q = k.S.\Delta t_m = m.c.(t_2 - t_1) = V.\rho.c.(t_2 - t_1)$ (W)

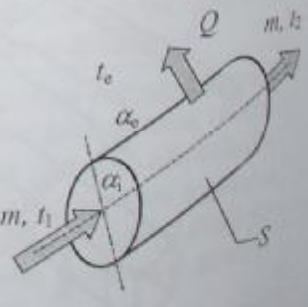
Součinitelé přestupu tepla přibližně $\alpha_i = 4{,}2w^{0,75}.d^{-0,25}$ $\alpha_e = 9{,}2$ $Wm^{-2}K^{-1}$

Rozdíl středních teplot pro chladný vzduch $\Delta t_m = t_e - 0{,}5.(t_2 + t_1)$

Povrchová teplota $t_p = t_e - k.(t_e - t_i)/\alpha$ $\alpha = \alpha_e$ nebo α_i dle posuzovaného povrchu S. Nemá-li dojít ke kondenzaci, pak $t_p > t_k$.

Akustické izolace popisuje blíže [4], [5].

e. ***Těsnost vzduchovodu*** – blíže popisuje [4], [5]



Obr. 7.6 Tepelné výměny

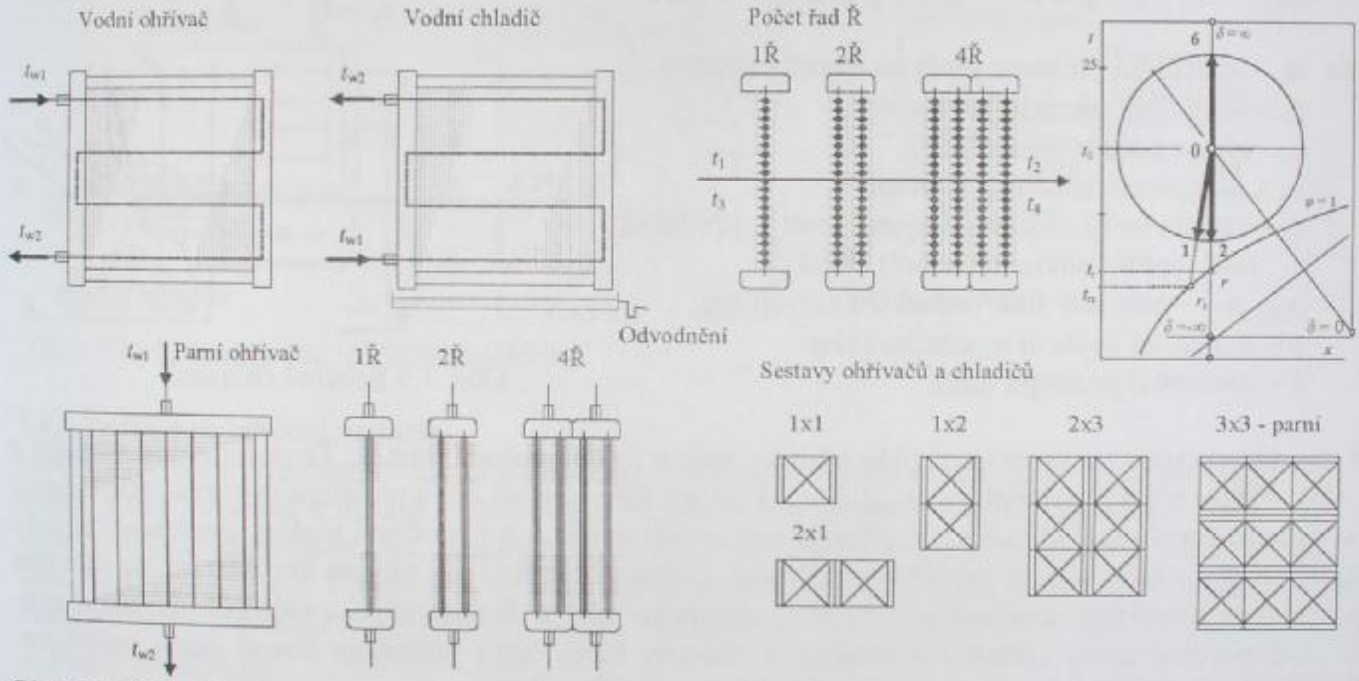
f. ***Čistění*** vzduchovodů je aktuální problém zejména klimatizačních systémů a čisté prostory. Možnosti a prostředky uvádí např. [4].

7.4 Vzduchotechnické výměníky

Výměníky jsou komponenty řízeně upravující teplotu a vodní obsah vzduchu. Nutné úpravy vzduchu při tvorbě interního mikroklimatu a související fyzikální děje spojené výměnou tepla a látek jsou patrné v kap. 3.3. Výměníky VZT tvoří **ohřívače a chladiče vzduchu, zvlhčovače a odvlhčovače vzduchu**. Vybraná kritéria klasifikace výměníků jsou v tab. 7.6. Podrobné údaje o konstrukci, provedení, osazení, podmínkách provozu apod. jsou dostupné např. v [4], [5].

Tab. 7.6 Klasifikace VZT výměníků

Kritérium	Druhy
Fyzikální podstata	rekuperační, regenerační, směšovací
Funkce	ohřívače, chladiče, výparníky, kondenzátory
Přenos tepla	konvekční, sálavý, kombinovaný
Výměna tepla	bez skupenských změn, se skupenskými změnami
Primární zdroj energie	voda, pára, elektřina, plynná a kapalná paliva
Kombinace látek	voda – vzduch, pára – vzduch, vzduch – vzduch
Konstrukce	trubkové, deskové, lamelové, žebrované
Směr proudění látek	protiproudé, souproudé, křížové, kombinované
Materiál	kov (ocel s úpravou, Al, Cu), plasty, keramika, kombinace
Osazení	individuální (zeď, potrubí), v sestavě VZT jednotek
Fáze návrhu	tepelné a hydraulické poměry, pevnostní a ekonomické úlohy, optimalizace
Metodika návrhu	teoretická, zjednodušená pomocí podkladů výrobců, programové prostředky
Výchozí vstupní hodnoty	tepelný výkon, teploty vstupní a výstupní



Obr. 7.7 Základní provedení a sestavy ohřívačů a chladičů

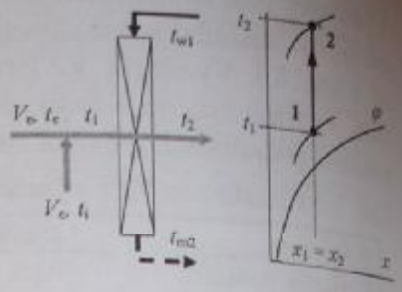
7.4.1 Ohřívače vzduchu vodní

Ohřívače vodní tvoří základní prvky VZT systémů ve funkci předehřívačů a dohřívačů. Zásadní problematikou je návrh, při němž lze aplikovat metodiku teoretickou, zjednodušenou nebo modifikovanou výrobci a jejich programovými prostředky. Základní složky návrhu jsou tepelné a hydraulické poměry.

a. ***Výchozí hodnoty*** – teplotní spád vody t_{w1}/t_{w2}, hmotnostní m či objemový V průtok vzduchu, vstupní a výstupní teploty vzduchu, zúžení výměníku, poměr S_e/S_i (např. 22,6 m^2/m^2).

b. ***Tepelné poměry*** – obecné řešení ohřívače (předehřívače, dohřívače) zahrnuje:
- tepelný výkon Q (W) rov. 7.2
- teplotu vstupního vzduchu t_1 (°C) rov. 7.4, pro kombinovaný provoz vyplývá ze směšování $t_1 = t_s$
- rozdíl středních teplot Δt (K) rov. 7.6

- součinitele přestupu tepla na vnitřním a vnějším povrchu α_i, α_e ($Wm^{-2}K^{-1}$) rov. 7.8a, 7.9
- součinitel prostupu tepla k ($Wm^{-2}K^{-1}$) rov. 7.10
- teplosměnná plocha S (m^2) rov. 7.11
- hmotnostní tok topné vody m dle rov. 7.14
- počet trubek, vodní cesty – přesahu rámec publikace
- konkrétní výběr a návrh – technické údaje výrobce
- předběžná čelní plocha ohřívače S pro zvolenou rychlost ve volném průřezu w (ms^{-1}) dle rov. 7.16
- skutečná rychlost ve volném průřezu a zúženém profilu, rov. 7.15
- počet řad R dle rov. 7.19



Obr. 7.8 Schéma ohřevu

c. Hydraulické poměry

- tlaková ztráta na straně vzduchu, přibližně se určí dle rov. 7.17, přesně dle podkladů výrobců
- tlaková ztráta na straně vody závisí na vodních cestách, nutný podklad výrobce.

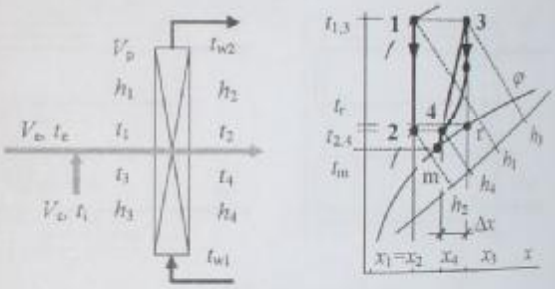
7.4.2 Chladiče vzduchu vodní

Chladiče tvoří základní prvek klimatizačních systémů. Problematiku jejich návrhu tvoří tepelné a hydraulické poměry. K řešení lze užít metodiku obecnou nebo modifikovanou výrobci či jejich programy.

a. Tepelné poměry a jejich řešení představují náročnou úlohu přenosu tepla s možností vzniku kondenzace. Přestup tepla a hmoty popisuje diferenciální rovnice 7.1a pro dQ_L na elementární ploše chladiče dS_L. Z tepelné bilance lze odvodit pro protiproud a každé místo chladiče rov. 7.1b.

$$dQ_L = m_L\, dh_L = \left[\alpha_L\left(t_L - t_p\right) + \beta_p\, l_o\left(p_{DL} - p_{Dp}\right)\right] dS_L \qquad \frac{t_L - t_w}{t_L - t_p} = \frac{\alpha_L\,\varepsilon}{k} \qquad (7.1a,b)$$

kde α_L – součinitel přestupu tepla na straně vzduchu
β_p – součinitel přenosu hmoty
l_o – výparné teplo při teplotě t_p
t_L, t_w – teplota vzduchu a kapaliny
t_m – teplota vody na hranicí mezní vrstvy, přibližně také teplota povrchu (lamel) chladiče
p_{DL}, p_{Dp} – parciální tlak vzduchu a sytých par
ε – součinitel zvýšení tepelného toku
k – součinitel prostupu tepla



Obr. 7.9 Schéma chlazení

Z důvodu skupiny neznámých veličin je nutné užít k řešení metodu iterace. Triviální řešení vychází z volby střední povrchové teploty chladiče t_m. Umožní řešit tepelný děj a následně vypočíst odpovídající povrchovou teplotu t_p chladiče. V případě nerovnosti zvolené a vypočtené teploty povrchové teploty se výpočet opakuje se zpřesněnými hodnotami. Zvětšený tepelný tok vlivem kondenzace na mokrém povrchu se respektuje součinitelem zvýšení tepelného toku ε. Postup návrhu chladiče dle zásad aplikované psychrometrie (obtokový součinitel, faktory tepla, atp.) přesahuje rámec účelu publikace. Efektivní projekčním přístupem návrhu chladiče je využití software.

b. Výchozí hodnoty – střední teplota chladiče t_m (h-x diagram), teplotní spád t_{w1}/t_{w2} chladicí vody, hmotnostní m či objemový V průtok vzduchu, entalpie a teploty vstupního i výstupního vzduchu (pro kombinovaný provoz platí rov. 3.27), zúžení výměníku, poměr ploch S_e/S_i (obvykle 22,6 m^2/m^2)

c. Algoritmus návrhu

- chladicí výkon Q (W) rov. 7.3
- součinitel zvýšení tepelného toku ε rov. 7.13 pro mokré chlazení a zvolené hodnoty, např. t_{w2}, h_4
- rozdíl středních teplot Δt (K) dle rov. 7.6
- předběžná čelní plocha ohřívače S pro zvolenou rychlost ve volném průřezu w (ms^{-1}), rov. 7.16
- skutečná rychlost ve volném průřezu a zúženém profilu dle rov. 7.15a,b
- součinitele přestupu tepla na vnitřním a vnějším povrchu α_i, α_e ($Wm^{-2}K^{-1}$) dle rov. 7.8b, 7.9
- součinitel prostupu tepla k ($Wm^{-2}K^{-1}$) dle rov. 7.10
- skutečná plocha S_s (m^2) dle rov. 7.16, zvětšení plochy do 15 % je přijatelné

- povrchová teplota chladiče t_p dle rov. 7.12
- posouzení návrhu $\Delta t = |t_m - t_p| < 0{,}3$ K, návrh vyhovuje, pro $\Delta t > 0{,}3$ K je nutno iteraci zopakovat s upřesněnými daty (teplotou chladicí vody, rychlosti, ap.)
- hmotnostní průtok chladicí vody
- počet trubek, vodní cesty – řešení přesahuje rámec publikace

c. Hydraulické poměry

- tlaková ztráta na straně vzduchu, přibližně lze určit dle rov. 7.17, přesně dle podkladů výrobců
- tlaková ztráta na straně vody závisí na vodních cestách, nutný podklad výrobce

7.4.3 Výměníky ZZT

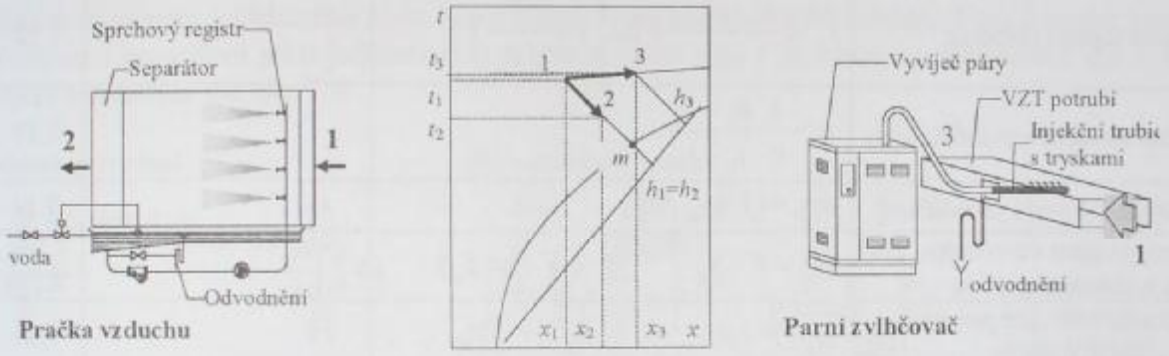
Výměníky umožňují **regenerační** a **rekuperační** přenos tepla mezi odváděným a vnějším vzduchem. Pracují na principu přenosu tepla konvekcí bez či se skupenskými změnami. Tvoří součást systémů ZZT. Schéma systémů a jejich popis uvádí [4], [5]. Návrhy obsahují řešené příklady.

a. Lamelové výměníky tvoří součást systémů s kapalinovým okruhem.

b. Deskové výměníky představují aktuální výměníky umožňující přenos tepla rekuperací.

c. Rotační regenerační výměníky rotační a přepínací umožňují přenos tepla oběma způsoby. Základní je provedení rotační.

d. Tepelné trubice jsou prvky s volným prouděním chladiva umožňující přenos tepla rekuperací. Tvoří je sestava samostatných trubic, ve kterých se přenáší teplo pomocí skupenských změn.



Obr. 7.10 Elementy pro vlhčení vzduchu

7.4.4 Prvky pro vlhčení vzduchu

Umožňují vlhčení vzduchu vodou či parou. Podle způsobu vlhčení jsou sprchové, rozprašovací, odpařovací a ultrazvukové k instalaci do zařízení či přímo do prostoru. Nejširší uplatnění ve VZT mají vodní zvlhčovače sprchové tzv. pračky a zvlhčovače parní s vlhčením přívodního vzduchu v sestavě klimatizačního zařízení. Pračky pracují v režimu adiabatického vlhčení při sprchování vzduchu vodou. Parní zvlhčovače pracují v polytropické režimu. Schéma typických provedení je obr. 7.10 a [4], [5].

a. Vodní zvlhčovače

vstupní data – teplota vstupní t_1, výstupní t_2 a mokrého teploměru t_m (°C)
účinnost vodní pračky ψ dle rov. 7.18
rychlost v pračce vzduchu w (ms^{-1}) doporučena výrobcem
výstup – konkrétní zařízení navržené dle katalogu výrobce
hmotnostní tok vody m (kgs^{-1})
tlaková ztráta Δp_s (Pa).

b. Parní zvlhčovače

Parní zvlhčovač tvoří vyvíječ s jedním nebo dvěma parními elektrickými generátory napojenými na přívod upravené vody. Vyrobená pára proudí do injekční trubice osazené do vzduchotechnického potrubí. Přívod páry ovládá regulátor v závislosti na požadované vlhkosti přívodního vzduchu.

vstupní data – hmotnostní tok páry m (kgh^{-1})
výstup – typ zvlhčovače a příkon elektrického proudu N (kW)

Tab. 7.7 Základní výpočtové formule pro návrh výměníků tepla

Veličina	Vzorec	Poznámka	Č.
Tepelný výkon – ohřev	$Q = m.c.(t_2 - t_1) = V.c.\rho.(t_2 - t_1)$	$t_2 = t_p$ teplota výstupní	7.2
Chladicí výkon – chlazení	$Q = m.(h_{1,3} - h_{2,4}) = V.\rho.(h_{1,3} - h_{2,4})$	$h_{2,4}$ entalpie výstupní	7.3
Teplota směsi vzduchu	$t_s = (V_1.h_1 + V_2.h_2)/V$	$V = V_1 + V_2$	7.4
Entalpie směsi	$h_s = (V_1.h_1 + V_2.h_2)/V$	$V = V_1 + V_2$	7.5
Rozdíl středních teplot	$\Delta t = \frac{(t_{w1} - t_1) - (t_{w2} - t_2)}{\ln[(t_{w1} - t_1)/(t_{w2} - t_2)]}$	$t_2 = t_p$ teplota výstupní	7.6
Střední teplota vody	$t_m = 0{,}5.(t_1 + t_2)$		7.7
Součinitel přestupu tepla vnitřní - ohřev **O** - chlazení **C**	**O**: $\alpha_i = 3380.w_w^{0,85}(1 + 0{,}014.t_w)$ **C**: $\alpha_i = 2900.w_w^{0,85}(1 + 0{,}014.t_w)$	nucené proudění pro rychlost vody $w_w = 0{,}5 - 1$ ms^{-1}	7.8a 7.8b
Součinitel přestupu tepla	$\alpha_e = 23{,}6.w^{0,365}$	volné obtékání	7.9
Součinitel prostupu tepla	$k = \left(\frac{1}{\alpha_i}.\frac{S_e}{S_i} + \frac{1}{\alpha_e}\right)^{-1}$	S_e, S_i – teplosměnná plocha vnější a vnitřní	7.10
Teplosměnná plocha	$S = Q/(k.\Delta t)$		7.11
Povrchová teplota chladiče	$t_p = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} + \Delta t.\left(1 - \frac{k}{\varepsilon.\alpha_e}\right)$		7.12
Součinitel zvýšení tepelného toku	$\varepsilon = \frac{1}{c}.\frac{h_1 - h_2}{t_1 - t_2}$		7.13
Hmotnostní tok vody chladičem	$m_w = Q/(c_w.\Delta t_w)$		7.14
Skutečná rychlost ve volném průřezu a zúženém profilu	$w_v = V/S_c \qquad w_z = V/(\psi.S_c)$		7.15a, 7.15b
Čelní plocha ohřívače pro rychlost ve volném průřezu	$S = V/w$		7.16
Tlaková ztráta na straně vzduchu	$\Delta p = 4{,}41.w^{1,8}.R$		7.17
Účinnost vodní pračky	$\psi = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_m)$		7.18
Počet řad výměníku	$R = S/(S_c.S_1)$		7.19
Hmotnostní tok vody pračkou	$m_w = V.\rho.(x_2 - x_1)$		7.20
Hmotnostní tok páry	$m_p = V.\rho.(x_3 - x_1)$		7.21

Legenda

Q – tepelný výkon výměníku pro ohřev event. chlazení
V, m – objemový a hmotnostní průtok
w, x – rychlost proudění vody event. vzduchu, vodní obsah vzduchu
h, t – měrná entalpie, teplota
c, ρ – měrná tepelná kapacita, hustota vzduchu event. vody
α_e, α_i – součinitel přestupu tepla na vnějším a vnitřním povrchu teplosměnná plochy
S, S_1 – teplosměnná plocha, teplosměnná plocha pro 1Ř
R – počet řad výměníku

index i, e – vnitřní, vnější povrch
w – teplonosná látka tzn. voda
1, 2 – vstupní, výstupní
c – čelní
z - zúžený
m – mokrý teploměr

7.5 Ventilátory

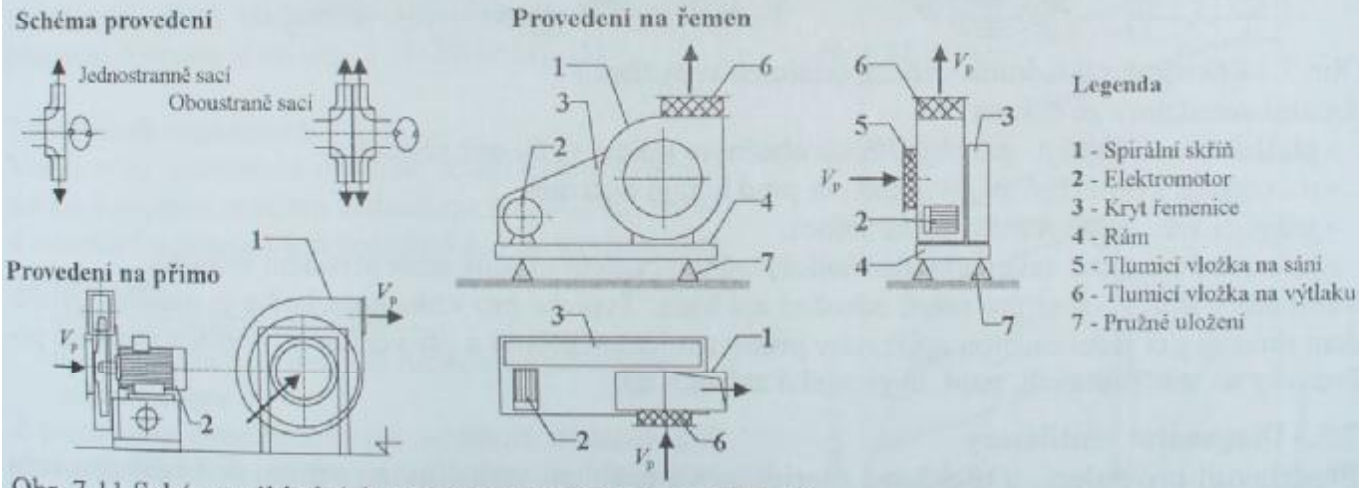
Ventilátory jsou lopatkové stroje sloužící dopravě či přenosu vzduchu tím, že předávají vzduchu mechanickou energii. Lze je klasifikovat podle různých hledisek. Základní třídění je v tab. 7.8. Ventilátory jsou primárním výkonným prvkem všech systémů s nuceným pohybem vzduchu. Největší uplatnění ve vzduchotechnice mají radiální a axiální ventilátory.

Tab. 7.8 Základní klasifikace ventilátorů

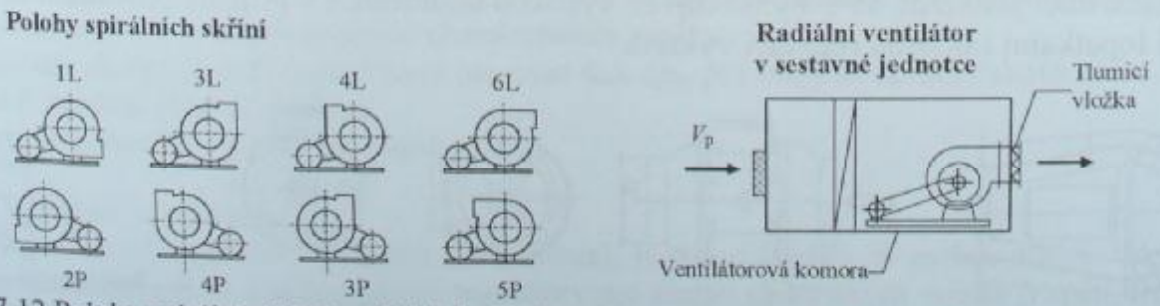
Kritérium	Druh ventilátoru			
	axiální	**diagonální**	**radiální**	**diametrální**
Směr průtoku vzduchu				
Kritérium				
Celkový tlak	**nízkotlaký** do 1 kPa	**středotlaký** 1 až 3 kPa	**vysokotlaký** nad 3 kPa	
Spojení s pohonem	napřímo	na spojku	s převodem	
Pohon	elektrický	pneumatický	spalovací motor	
Poloha osy	horizontální		vertikální	
Počet stupňů	jednostupňový		vícestupňový	
			souběžný	protiběžný

7.5.1 Radiální ventilátory

Radiální ventilátory se vyznačují vstupem vzduchu do oběžného kola rovnoběžným s osou rotace a kolmým výstupem z oběžného kola. Ventilátory tvoří spirální skříň, oběžné kolo a nosná konstrukce. Vyrábí se v provedení jako jednostranně a oboustranně sací s polohou spirální skříně dle obr. 7.12 a spojení s motorem dle tab. 7.8.



Obr. 7.11 Schéma základních provedení radiálních ventilátorů

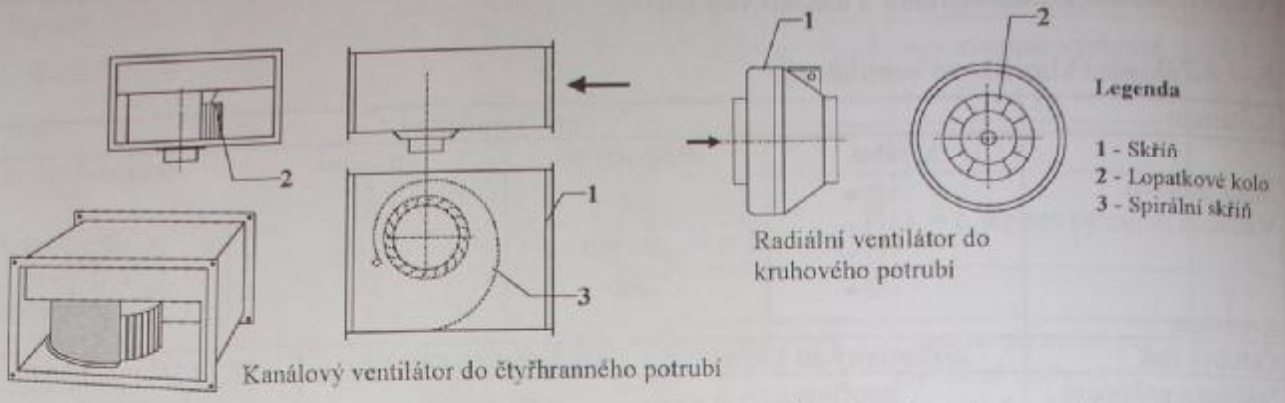


Obr. 7.12 Polohy spirální skříně radiálních ventilátorů a jejich osazení v sestavné jednotce

Aktuálním prvkem vzduchotechniky jsou sestavné jednotky, jejichž součástí jsou ventilátorové komory. V nich jsou radiální jedno či oboustranně ventilátory uloženy na pružinových izolátorech.

Potrubní ventilátory

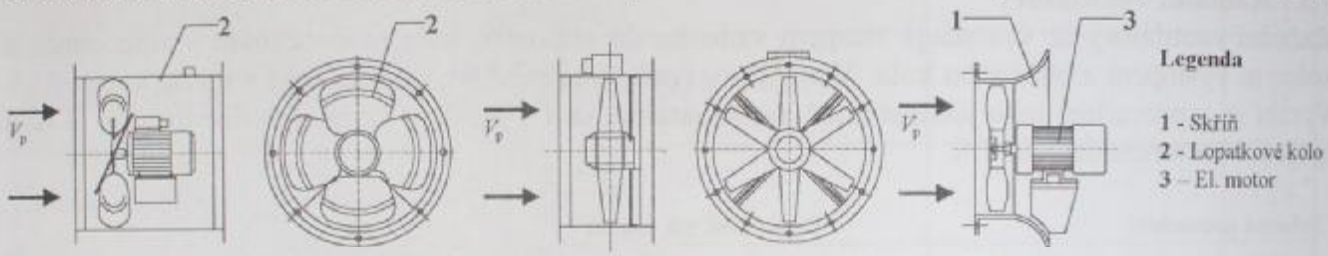
Jsou prostorově výhodnou modifikací radiálních ventilátorů umožňující přímé osazení do vodorovného event. i svislého potrubí. Schéma základního provedení je na obr. 7.13.



Obr. 7.13 Potrubní také tzv. *kanálový* ventilátor do čtyřhranného a kruhového potrubí

7.5.2 Axiální ventilátory

Axiální ventilátor se vyznačuje tím, že meridiánová rychlost vzdušiny má na vstupu i výstupu oběžného kola směr rovnoběžný s osou jeho rotace. Ventilátory se skládají z válcové skříně, ve které je umístěno oběžné kolo složené z nosného kotouče a lopatkového věnce. Základní provedení je na obr. 7.14.



Obr. 7.14 Schéma základních variant axiálních ventilátorů

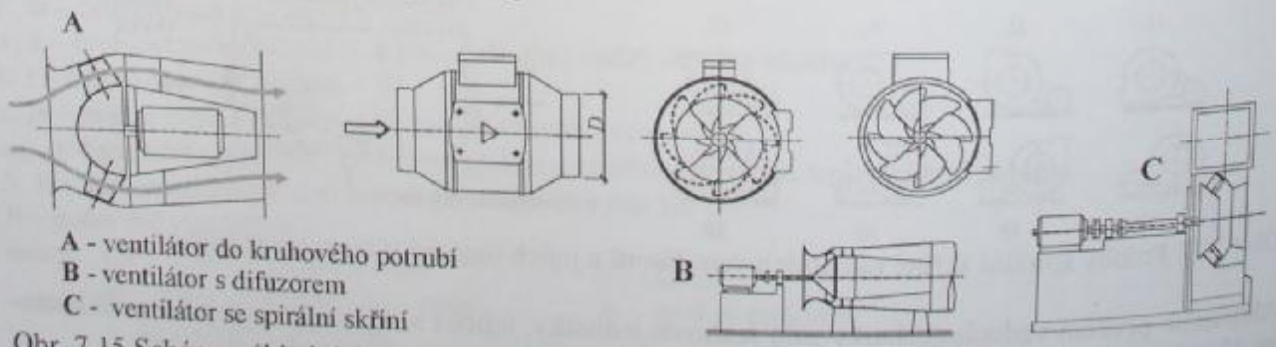
Axiální ventilátory se dělí na:

- přetlakové, u nichž je statický tlak za oběžným kolem vyšší než před ním,
- rovnotlaké s přibližně stejným tlakem před kolem a za ním,
- jedno či více stupňové dle počtu rotorů,
- jednosměrné a tzv. reverzní umožňující změnou otáčení opačný směr proudění vzduchu.

Ventilátory jsou vhodné pro méně náročné aplikace. Typické pro vzduchotechniku je nástěnné provedení umožňující jednoduchou aplikaci v průmyslu i zemědělství a při větrání místností s menšími požadavky na stav prostředí, např. hygienická zařízení ap.

7.5.3 Diagonální ventilátory

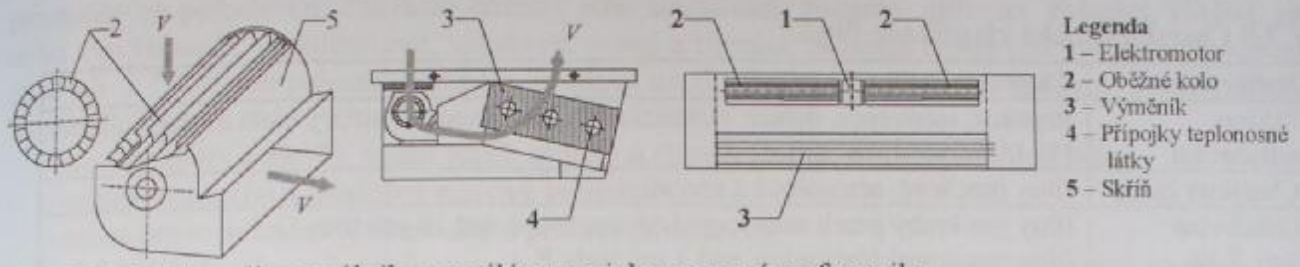
Představují provedení, u nichž má meridiánová rychlost vzdušiny na vstupu do oběžného kola směr rovnoběžný s osou jeho rotace a na výstupu z oběžného kola má směr, který svírá s osou jeho rotace úhel přibližně 45°. Vyznačují se vysokou účinností a v případě provedení se stavitelnými lopatkami i dobrou regulací výkonu.



Obr. 7.15 Schéma základních variant diagonálních ventilátorů

7.5.4 Diametrální ventilátory

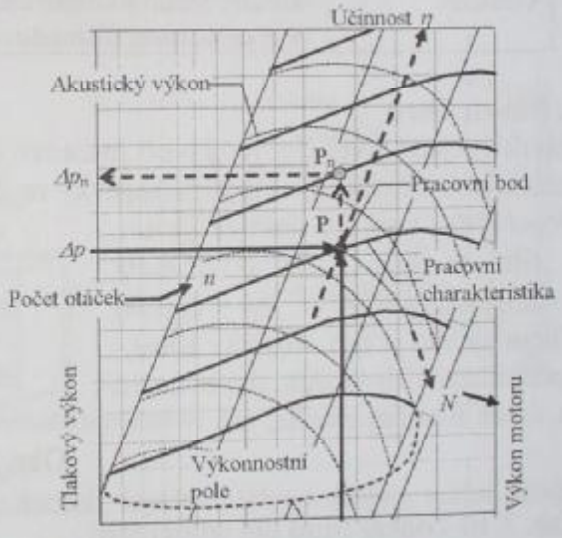
Tvoří ventilátory, u nichž meridiánová rychlost vzdušiny má na vstupu i výstupu oběžného kola směr přibližně kolmý k ose jeho rotace. Proud vzduchu prochází lopatkovou mříží dvakrát, tzn. vstupuje obvodem oběžného kola do jeho vnitřního prostoru, postupuje směrem ke středu kola a vystupuje přibližně na protilehlé části oběžného kola opět ven. Ve srovnání s radiální ventilátorem je vlastně dvoustupňový. Jejich výhodou je malý průměr oběžného kola (od 50 mm) a jeho libovolná osová délka, štěrbinový vstup i výstup. Často je označován jako ventilátor *tangenciální*. Diametrální ventilátory se běžně používají v malých autonomních jednotkách. Umožňují větší objemový průtok vzduchu s minimálními čelními rozměry. Charakteristika ventilátoru je stabilní. Ventilátory jsou v provedení se vstupem a výstupem vzájemně otočených v mezích 90 až 150°. Základní provedení jsou na obr. 7.16.



Obr. 7.16 Schéma diametrálního ventilátoru a jeho osazení ve fancoilu

7.5.5 Provozní vlastnosti

Ventilátory lze charakterizovat řadou kritérií. Zásadními pro vzduchotechniku je průtok vzduchu, tlakový výkon, hlučnost a příkon. Aerodynamické parametry ventilátorů a vzájemnou závislost uvedených veličin získanou měřením udávají výrobci charakteristikami, uvedenými pro účel návrhu tzv. *pracovními diagramy*. Diagramy zobrazují závislost tlakové charakteristiky na objemovém průtoku vzduchu a otáčkách. Z diagramů lze odečíst i účinnost ventilátorů, jejich hlučnost a příkon motoru. Typický pracovní diagram je na obr. 7.17. Blíže [4], [5].



Obr. 7.17 Schéma pracovního diagramu

7.5.6 Návrh ventilátorů

Volba typu ventilátoru vychází z technických požadavků, koncepce systému vzduchotechniky, z možnosti situování a akustických požadavků. Vstupní hodnoty návrhu tvoří:

- objemový průtok vzduchu V,
- tlaková ztráta potrubní sítě Δp nebo odpovídající měrná energie Y.

Z pracovního diagramu se pro uvedené hodnoty určí pracovní bod **P** a odečte počet otáček n, akustický výkon L_A, účinnost η a event. výkon el. motoru N.

V případě, že bod **P** neleží na pracovní charakteristice zvolí se:

- nejbližší vhodný bod $\mathbf{P}_n$ a zjistí nový pracovní tlak Δp_n, pro který se upraví tlaková ztráta potrubní sítě či navrhne vhodná regulace,
- jiný typ z rozměrové řady ventilátorů.

7.5.7 Regulace ventilátorů

Obecné možnosti regulace ventilátorů tvoří škrcení, natáčení lopatek či změna otáček. Aktuální je regulace změnou otáček elektronickými regulátory pro změnu elektrických veličin (napětí, frekvence) s plynulou nebo stupňovitá regulací, tradiční možnost tvoří škrcení. Ve specifických případech vzduchotechniky lze ventilátory řadit paralelně (průtok je dán součtem při stejném tlaku) či sériově (tlak je dán součtem při stejném tlaku). Pracovní tj. součtová charakteristika výše uvedených zapojení ventilátorů se určí graficky pomocí analytické geometrie nebo numericky. Blíže lit. [4], [5].

7.6 Filtry vzduchu

Filtry vzduchu slouží k odstranění tuhých, kapalných nebo plynných částic ze vzduchu nasávaného vzduchotechnickým zařízením zejména z atmosféry. Uvedené frakce zanáší vzduchotechnické zařízení a umožňují bujení plísní i mikroorganismů, čímž se dopravovaný vzduch stává zdravotně závadným. Veškerá vzduchotechnická zařízení s nuceným přívodem vnějšího vzduchu musí mít účinnou filtraci vnějšího vzduchu. Filtrace běžných VZT systémů je většinou jednostupňová. Při větších nárocích na čistotu vzduchu nebo při velmi znečištěném vnějším vzduchu se volí dvou event. třístupňová filtrace. Schéma typických filtrů je na obr. 7.18. Podrobnější popis uvádí [4], [5].

a. Klasifikace filtrů – základní kritéria a údaje jsou v tab. 7.9

Tab. 7.9 Charakteristická klasifikace filtrů

Kritérium	**Charakteristika a provedení**
Faktory odlučování	impakce, intercepce, difúze, elektrické síly, sedimentace, síťový efekt a adheze. Blíže [4], [5].
Charakter částic	filtry prachové, aerosolové a speciální
Odlučivost Tab. 7.10	filtry pro hrubý prach zachycující částice hrubé nad 10 μm třídy G, filtry pro jemné částice tzn. nad 1 μm třídy F, filtry s vysokou odlučivostí třídy H a U pro čisté prostory, aerosoly, radioaktivní částice, atp. speciální pro chemické a bojové látky (kryty CO), technologické výpary (např. kuchyňské) lapače tuků), apod.
Konstrukce	vložkové (výměnné vložky deskové, kapsové skládané v rámech), pásové tzv. odvinovací (dvě cívky s převíjecím pásem filtrační rohože) buňkové (elektrostatické, tvořeny dvěma zónami odlučování)
Osazení	potrubí, sestavy strojoven, jako filtrační komory sestavných strojoven, vyústné otvory u zařízení se třístupňovou filtrací. Blíže [4].

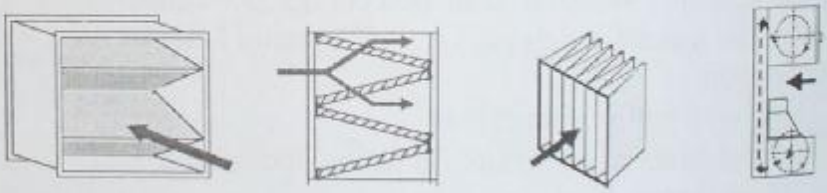
b. Návrh filtrů

Návrh vychází z veličin, jenž tvoří jmenovitý průtok, odlučivost, jímavost, počáteční a koncová ztráta, čelní event. filtrační rychlost, požadavky na čistitelnost i montáž, teplotu vzduchu a požární odolnost. Doporučená konečná tlaková ztráta:

filtry skupiny **G** $\Delta p \leq 250$ Pa

filtry skupiny **F** $\Delta p \leq 400$ Pa

Cílem návrhu je typ, rozměry filtru, počet filtračních vložek, tlaková ztráta, činná filtrační plocha, atd.



Obr. 7.18 Schéma typických filtrů – vložkový a pásový

Tab. 7.10 Třídění filtrů dle odlučivosti

Počáteční odlučivost na atmosférický prach E_A		$E_A < 20$ %	$E_A \geq 20$ %
Charakteristické kritérium		Střední odlučivost na syntetický prach A_m (%)	Střední odlučivost na atmosférický prach E_m (%)
Skupina filtrů	Třída filtrů	Hraniční hodnoty třídy	
Hrubé **G**	G1	$A_m < 65$	-
	G2	$65 \leq A_m < 80$	-
	G3	$80 \leq A_m < 90$	-
	G4	$90 \leq A_m$	-
Jemné **F**	F5	-	$40 \leq E_m < 60$
	F6	-	$60 \leq E_m < 80$
	F7	-	$80 \leq E_m < 90$
	F8	-	$90 \leq E_m < 95$
	F9	-	$95 \leq E_m$

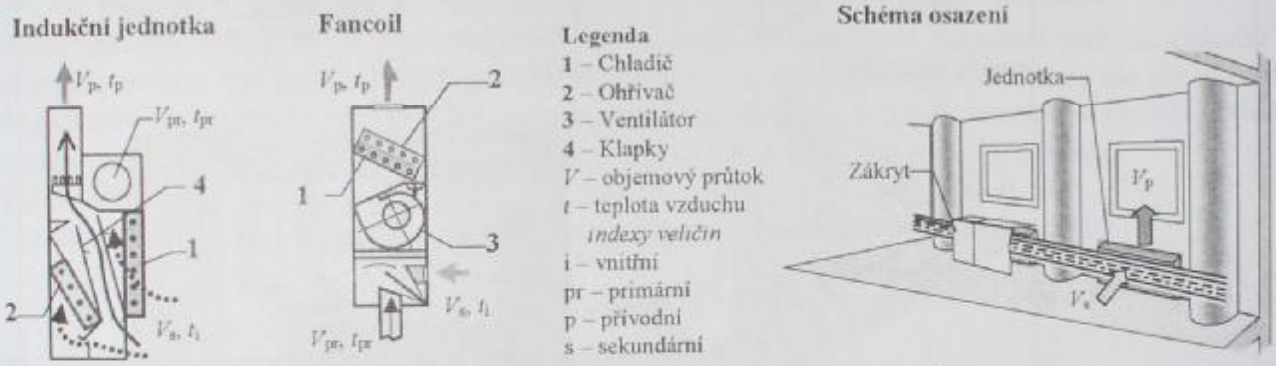
7.7 Zařízení úpravy vzduchu

Zařízení úpravy vzduchu tvoří soubor energetických a funkčních prvků obvykle v provedení představujícím vzduchotechnické jednotky a „inteligentní" koncové prvky.

a. Vzduchotechnické jednotky jsou souborem komponentů k úpravě vzduchu. Tvoří je široká škála technického a funkčního provedení umožňující formovat přívodním vzduchem požadované mikroklima. Jednotky jsou k dispozici v provedení sestavném, blokovém, nástřešním (tzv. rooftopy), skříňovém, parapetním, okenním, s děleným chladicím zařízením (jednotky tzv. split) nebo kompaktní s vestavěným zdrojem chladu (chladicím agregátem), atd. Aktuální provedení představuje sestavná jednotka, jež je tvořena souborem tzv. *komor*, které lze uspořádat podle požadované úpravy vzduchu a prostorových požadavků. Základní komory jsou směšovací, filtrační, ohřívací, chladicí, vlhčící, zpětného využití tepla, ventilátorové, klapkové, volné a tlumicí. Schéma typických sestav a provedení je na v tab. 7.11. Návrh jednotek vychází ze zásad uvedených v [4], blíže dokumentují řešené příklady. Výchozí údaje návrhu:

- tepelné ztráty a zátěže, vodní zátěž, otopný a chladicí zdroj, druh teplonosné látky,
- průtoky vzduchu a příslušné stavové veličiny,
- režim provozu budovy, akustické a požární požadavky.

b. Indukční jednotky a fancoily jsou koncové prvky kombinovaných klimatizačních systémů a tvoří „inteligentní" koncové prvky s možností tepelné úpravy event. filtrace vzduchu. Instalují se do vnitřního prostoru svisle či vodorovně na stěnu či pod strop. Připojují se na rozvod primárního vzduchu a rozvod chladicí a otopné vody. Jednotky tvoří kovová skříň s výměníky a funkčními prvky. Indukční jednotky nasávají ejekčním efektem sekundární vzduch, fancoily jsou vybaveny ventilátorem. Tepelně upravený sekundární vzduch v chladiči či ohřívači je po smísení s primárním vzduchem distribuován do prostoru. Průtok vzduchu výměníky nebo obtokem zabezpečující regulační klapky ovládané servopohonem. Schéma jednotek, jejich zapojení a varianta osazení je v tab. 7.19 a v [4].



Obr. 7.19 Schéma indukční jednotky, fancoilu a typické možnosti osazení

Návrh jednotek vychází ze zásad uvedených v [4]. Vyžaduje:

- architektonické řešení prostoru s možností situování jednotek, tepelné ztráty a zátěže, vodní zátěž, charakteristiky zdroje chladu,
- průtoky primárního a sekundárního vzduchu a jejich stavové veličiny,
- režim provozu budovy.

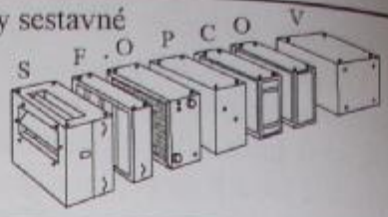
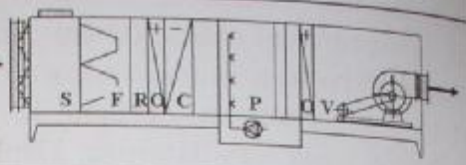
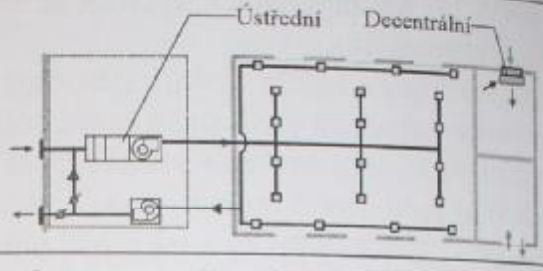
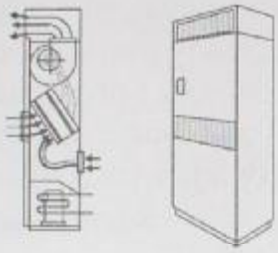
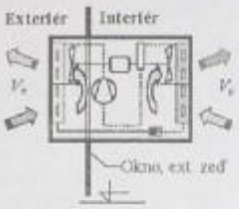
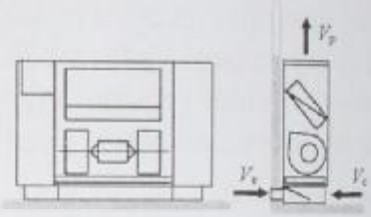
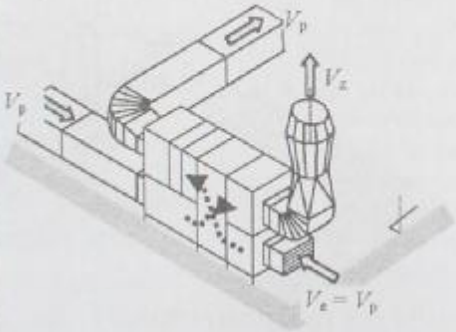
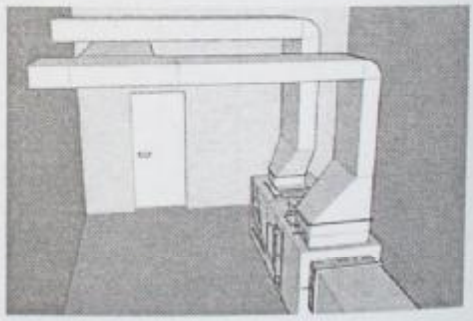
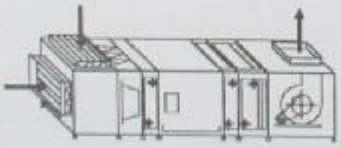
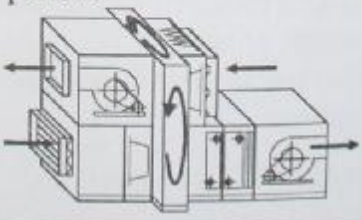
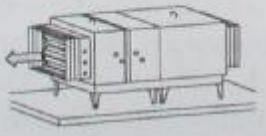
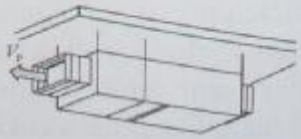
7.8 Doplňkové elementy VZT zařízení

Tlumiče hluku a chvění jsou významnými prvky vzduchotechnických zařízení zejména občanských staveb a dalších budov s předepsanou přípustnou hladinou hluku. Přehled tlumičů hluku a chvění uvádí [4], [5], [9]. Návrh tlumicích prvků je dokumentován řešenými příklady.

Regulační a uzavírací klapky, clony, redukční a směšovací skříně, apod. tvoří prvky potrubních sítí umožňující regulaci průtoku event. teploty vzduchu. Jejich návrh vychází z rovnic pro proudění, vzduchu potrubím. Pro praktickou aplikaci lze využít diagramy či programová řešení. Výchozí pro návrh je průtok vzduchu a tlaková diference.

Pomocné konstrukce tvoří závěsy, podpěry, pozední rámy, apod., jež jsou nezbytné pro uložení prvků vzduchotechnických zařízení i jejich fixace ke stavebním konstrukcím. Zhotovují se individuálně či lze užít typová provedení, jejichž sortiment je dostupný pomocí katalogů výrobců.

Tab. 7.11 Přehled vybraných jednotek, jejich sestav a provedení

Kriterium	Typické provedení – schéma a popis
Účel	větrání, vytápění klimatizace jednotky sestavné 
Základní prvky	komory: S – směšovací, F – filtrační, O – ohřívací, C – chladicí, P – vlhčící, R – zpětného využití tepla, V – ventilátorové, dále klapkové, volné, tlumicí 
Aplikace	ústřední tj. centrální zařízení decentrální zařízení 
Provedení	skříňové se zdrojem chladu  okenní  stěnové, parapetní  vnější nástřešní  vnitřní  jednoduché ležaté  patrové 
Uložení	vodorovné na podlaze  zavěšené (podstropní)  svislé na stěně
Prostředí	základní, čisté, hygienické, výbušné, agresivní
Připojení	na potrubí, volný výdech či sání

8 Přirozené větrání

Přirozené větrání představuje výměnu vzduchu ve vnitřním prostoru vlivem tlakového rozdílu, který je vyvolán účinkem přírodních sil vznikajících rozdílem teplot nebo dynamickým účinkem větru. Fyzikální děje tohoto větrání představují proudění vzduchu otvory a štěrbinami. Primárními veličinami jsou tlak a jeho rozdíl, objemový průtok vzduchu a plocha otvorů. Tlak a jeho průběh po výšce budovy je patrný z obr. 8.1. V místě $x = 0$ je nulový vnitřní přetlak a maximální přetlak vnější, v místě $x = H$ pak je největší přetlak vnitřní a minimální přetlak vnější.

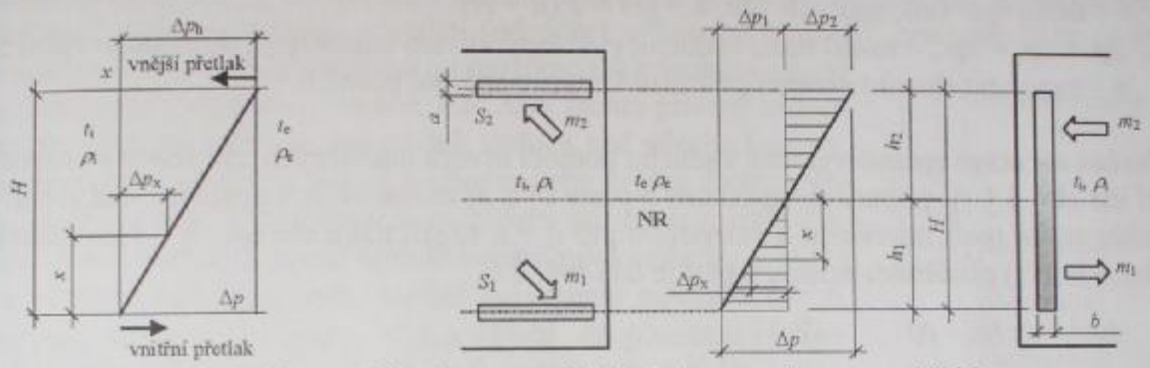
Tlak vyvozený vlivem rozdílu teplot pro konstantní teploty vzduchu a $t_i > t_e$ s hustotou $\rho_e > \rho_i$ je dán rovnicí hydrostatiky. Pro statický případ a výšku x event. H platí pro rozdíl tlaku rov. 8.1a,b.

$$\Delta p_x = x.g.(\rho_e - \rho_i) \qquad \Delta p = H.g.(\rho_e - \rho_i) \qquad \text{(Pa)} \qquad (8.1a,b)$$

Tlak vyvozený účinkem větru je výsledkem jeho silového působení na budovu. Je dán rov. 8.2a.

Tlak vyvolaný současným působením teploty a větru je dán součtem předchozích případů

$$\Delta p_w = 0{,}5.w^2.\rho_e \qquad \Delta p = H.g.(\rho_e - \rho_i) + 0{,}5.w^2.\rho_e \quad \text{(Pa)} \qquad (8.2a,b)$$



Obr. 8.1 Vertikální průběh tlaku podél stěny, proudění svislou a vodorovnou štěrbinou

Průtok vzduchu závisí na rozložení tlaku po výšce budovy. Důležitým faktorem průtoku vzduchu je geometrie otvoru. Výchozím případem řešení průtoku otvorem je proudění štěrbinou dle obr. 8.1. Pro předpoklady, že neutrálná rovina NR je uprostřed štěrbiny, $h_1 = h_2 = 0{,}5.H$, *konstantní* teploty a střední hustotu vzduchu $\rho_s = 0{,}5.(\rho_e + \rho_i)$ jsou odvozeny základní formule pro průtoky vzduchu.

Průtok vzduchu při působení rozdílu teplot – štěrbina vodorovná

Z rovnic pro výše uvedené tlaky a rovnice kontinuity pro hmotnostní průtok m vyplývá

$$m = \mu.a.b\sqrt{\rho_s.\Delta p} = \mu.a.b.\sqrt{\rho_s.H.g.(\rho_e - \rho_i)} \qquad (\text{kgs}^{-1}) \qquad (8.3)$$

Průtok vzduchu při působení rozdílu teplot – štěrbina svislá

Po aplikaci výše uvedených rovnic platí pro hmotnostní průtok $m_1 = m_2 = m$

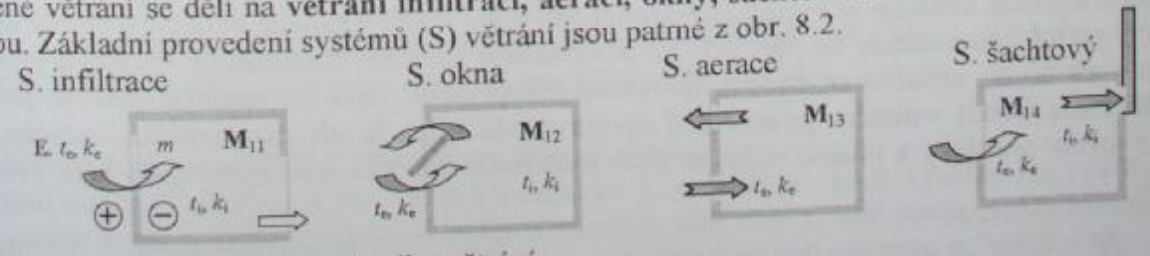
$$m = \frac{1}{3}\mu.b.H\sqrt{\rho_s.\Delta p} = \frac{1}{3}\mu.b.\sqrt{\rho_s.H^3.g.(\rho_e - \rho_i)} \qquad (\text{kgs}^{-1}) \qquad (8.4)$$

Průtok vzduchu štěrbinou při působení větru

Pro hmotnostní průtok platí $m = \mu.a.b.\rho_e.w = \mu.a.b.\rho.\sqrt{2\Delta p / \rho_e}$ (kgs^{-1}) (8.5)

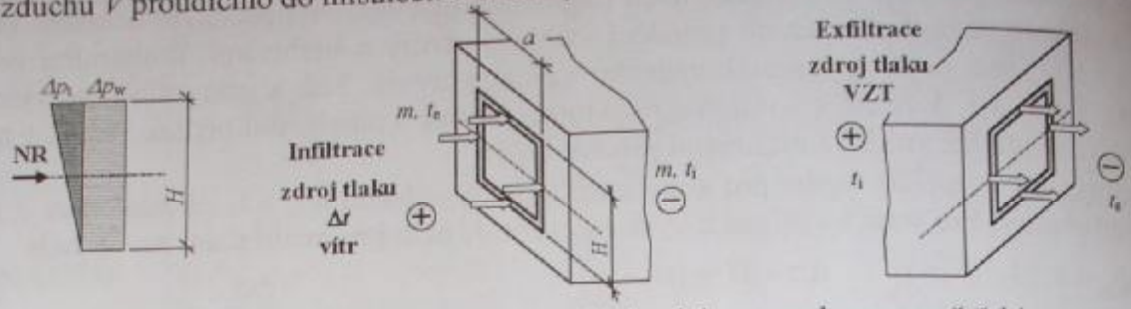
8.1 Klasifikace a návrh systémů

Přirozené větrání se dělí na **větrání infiltrací, aerací, okny, šachtové** a šachtové s větrací hlavicí či turbínou. Základní provedení systémů (S) větrání jsou patrné z obr. 8.2.



Obr. 8.2 Schémata systémů přirozeného větrání

8.2 Větrání infiltrací představuje výměnu vzduchu v místnosti venkovním vzduchem vnikajícím vlivem přetlaku netěsnostmi stavebních konstrukcí. Zdrojem přetlaku je rozdíl teplot či vítr. Objemový průtok vzduchu V proudícího do místnosti délkou spár l křídel oken či dveří se určí z rovnice 8.6.



Obr. 8.3 Vertikální průběh tlaku podél stěny, proudění svislou a vodorovnou štěrbinou

$$V = i.l.\Delta p^n \qquad (m^3s^{-1}) \qquad (8.6)$$

kde i – součinitel provzdušnosti spáry (m^3s^{-1}/mPa^n)
l – délka spár (m), např. dle obr. 8.3 je $l = 2.(a + H)$
$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_w$ – rozdíl tlaku vzduchu vyvolaný vlivem teplot Δp_t a působením větru Δp_w (Pa)
n – exponent charakterizující proudění vzduchu spárou, běžně $n = 0{,}67$.

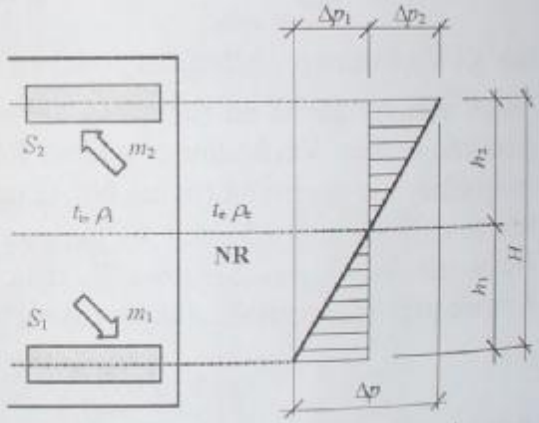
8.3 Větrání aerací je způsob výměny vzduchu pomocí otvorů umístěných nad sebou s osovou vzdáleností H dle obr. 8.4. V případě dvou otvorů o ploše S_1 a S_2 umístěných v místnosti nad sebou vznikne při rozdílu teplot mezi interiérem a exteriérem pro $t_i > t_e$ rozdíl tlaku dle rov. 8.5. Hmotnostní průtok vzduchu m (kgs^{-1}) při účinku rozdílu teplot je dán rov. 8.6.

$$\Delta p = H.g.(\rho_e - \rho_i) \qquad (Pa) \qquad (8.5)$$

$$m = S_1.\mu_1.\sqrt{2.\rho_e.\Delta p_1} = S_2.\mu_2.\sqrt{2.\rho_i.\Delta p_2} \qquad (8.6)$$

kde S_1, S_2 – průřezy přívodního a odváděcího otvoru
μ_1, μ_2 – průtokový součinitel, $\mu_1 = \mu_2 = 0{,}6$ až $0{,}7$
ρ_e, ρ_i – hustoty venkovního a vnitřního vzduchu

Po úpravách a pro předpoklad $S_1 = S_2 = S$ se rovnice zjednoduší na tvar 8.7a. Pro objemový průtok otvory platí rovnice 8.7b.



Obr. 8.4 Schéma větrání aerací

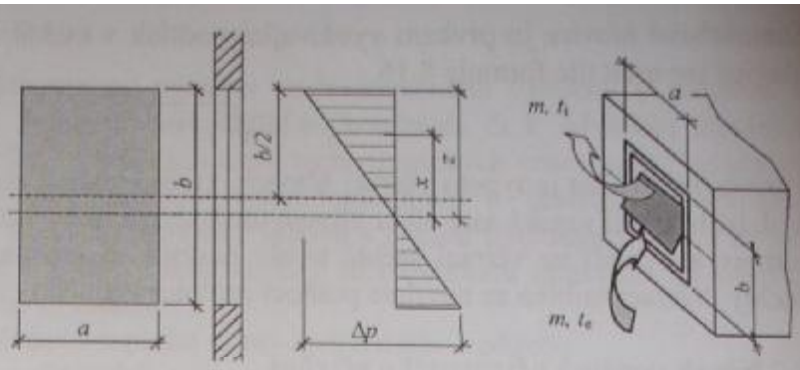
$$m = S.\mu.\sqrt{2.\rho_e.\rho_i\frac{H.g.(\rho_e - \rho_i)}{\rho_e + \rho_i}} \quad (kgs^{-1}) \qquad V_e = \frac{m}{\rho_e} \qquad V_i = \frac{m}{\rho_i} \quad (m^3s^{-1}) \qquad (8.7a,b)$$

Poznámka: V případě účinku větru, jehož účinek převyšuje vliv rozdílu teplot, se oba otvory stanou přívodními. Příklad aplikace aerace pro větrání hal dokumentuje [4], [5].

8.4 Větrání okny je základní možností větrání místnosti. Řešení výměny vzduchu pro účinek rozdílu teplot vychází z proudění vzduchu štěrbinami s tím, že jeden otvor (okno) slouží jak pro přívod tak i odvod vzduchu. V případě působení větru převyšuje jeho účinek vliv rozdílu teplot, otvor se stane přívodním a průtok vzduchu se vyčíslí z dynamického tlaku větru. Základní veličiny k řešení úlohy při působení teplot jsou uvedeny na obr. 8.5. Za předpokladu rovnosti hmotnostních průtoků přívodního m_p a odvodního m_o vzduchu se vlivem nerovnosti hustot obou vzduchu neutrálná rovina, jenž tvoří rozhraní mezi proudy vzduchu, posune pod rovinu středu okna. K odvození průtoku vzduchu se vychází z rovnic pro tlaky a průtok vzduchu plošným elementem pro rozdíl teplot dle níže uvedených rovnic.

$$\Delta p = 0{,}5.w^2.\rho \qquad \Delta p_x = x.g.(\rho_e - \rho_i) \qquad dM = \mu.a\sqrt{2.g.(\rho_e - \rho_i)\rho_i}.x.dx \qquad (8.8a,b,c)$$

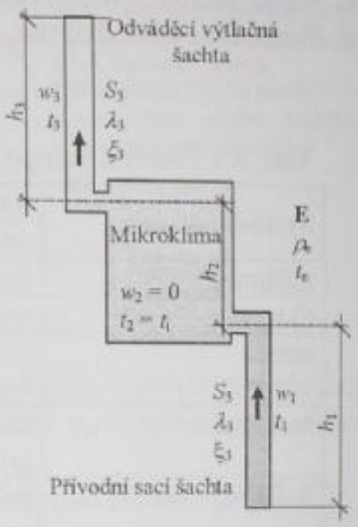
Pro předpokládaný ustálený stav lze pro rovnost hmotnostních toků přívodního a odváděného vzduchu po integraci a úpravách odvodit formuli pro hmotnostní průtok vzduchu. Objemový průtok vzduchu V_p pro střední hustotu vzduchu $\rho_s = 0{,}5.(\rho_e + \rho_i)$ je dá rov. 8.9.



Obr. 8.5 Schéma větrání okny

$$V_p = \frac{2.\mu.a}{3.\rho_s}.\sqrt{\frac{2\rho_e.\rho_i(\rho_e-\rho_i).g}{\left(b^{-1}.\left(\rho_i^{0,33}+\rho_e^{0,33}\right)\right)^3}} \qquad (8.9)$$

8.5 Šachtové větrání je druh přirozeného větrání, při kterém je vzduch do místnosti přiváděn (přívodní sací šachtou), nebo z místnosti odváděn (odváděcí výtlačnou šachtou), nebo přiváděn i odváděn otvory zaústěnými do svislých průduchů a umožňuje tak přirozený odvod škodlivin. Principiální schéma je na obr. 8.6. Sací šachta přivádí vzduch z vnějšího prostředí, výtlačná šachta odvádí vzduch nad střechu budovy. Cílem návrhu tohoto větrání je průtok vzduchu nebo průřez šachty. Výchozí pro řešení je reálný předpoklad, že rychlost v místnosti je malá a $w_2 = 0$, teplota v sací šachtě se rovna teplotě venkovního vzduchu $t_1 = t_e$ a teplota ve výtlačné šachtě se rovna teplotě ve větrané místnosti $t_i = t_3$. Z uvedeného vyplývá pro hustotu $\rho_1 = \rho_e$ a $\rho_3 = \rho_i$. Při působení jen rozdílu teplot uvnitř a vně místnosti je rozdíl tlaku dán vztahem 8.10.



$$\Delta p = (h_2 + h_3).g.(\rho_e - \rho_i) \qquad (8.10)$$

Hmotnostní průtok vzduchu $m = V.\rho = S.w.\rho$ (8.11)

Objemový průtok vzduchu $V = S.w$ (8.12)

Plocha šachty $S = V / w$ (8.13)

Tlaková ztráta šachty

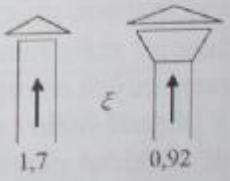
Obr. 8.6 Schéma šachtového větrání

$$\Delta p = \frac{w^2}{2}\rho + \lambda\frac{l}{d_e}.\frac{w^2}{2}\rho + \sum\xi.\frac{w^2}{2}\rho = \left(1 + \lambda\frac{l}{d_e} + \sum\xi\right).\frac{w^2}{2}\rho \quad \text{(Pa)} \qquad (8.14)$$

Rychlost proudění vzduchu šachtou lze vyjádřit vztahem 8.15a, nebo pro výpočtovou teplotu t_{e1} (obvykle $t_{e1} = 10$ °C) z rov. 8.15b či rychlost určit při zanedbaní tlakových ztrát rovnicí $w = \sqrt{2\Delta p / \rho}$

$$w = \left[\frac{2\Delta p}{\rho}.\left(1 + \lambda\frac{l}{d_e} + \sum\xi\right)^{-1}\right]^{0,5} \text{(ms}^{-1}\text{)} \quad w = 0{,}4.\sqrt{\frac{2.g.h.(t_i - t_{e1})}{273 + t_{e1}}} \qquad (8.15.a,b)$$

kde λ - součinitel tření,
l - délky šachet pro přívod či odvod vzduchu,
d_e - průměr šachty, pro nekruhové profily s obvodem U platí $d_e = 4.S/U$,
ξ - součinitel místních odporů, příl. P10, pro výtok ξ dle obrázku



8.6 Šachtové větrání využívající dynamický účinek větru

Ke zvýšení tlakového rozdílu a tím i průtoku vzduchu V_o a zvětšení efektu výměny lze využít dynamický účinek větru či termodynamický vztlak. K tomuto účelu lze využít samotahovou hlavici nebo lépe větrací turbínu. Oba prvky se osadí na vyústění odváděcí šachty v exteriéru.

Samotahová hlavice je prvkem využívající podtlak v šachtě vlivem účinek větru. Předběžný průměr hlavice lze určit dle formule 8.16.

$$d_p = 1{,}8\sqrt{V_a / w} \qquad \text{(m)} \qquad (8.16)$$

Ventilační turbína je typem větrací hlavice, která využívá působení větru k vytvoření sacího účinku. V době bezvětří vzniká sací efekt vlivem termodynamický vztlak teplého vzduchu, který otáčí rotorem turbíny a vytváří ve větrací šachtě trvalý podtlak. Konstrukce turbíny zabraňuje vnikání srážek do šachty. Větrací turbína se navrhne pomocí průtoku vzduchu dle údajů výrobců.

8.7 Návrh systémů přirozeného větrání

Návrh sleduje výstupy aplikovatelné pro realizaci. Charakteristické pro návrh tohoto systému je nahodilost faktorů vyvolávajících tlakový rozdíl a tudíž proudění vzduchu. Obecný postup návrhu přestavuje:

a. Výchozí hodnoty, vstupní požadavky a předpoklady návrhu. Zásadními jsou požadavky související s účelem prostoru, z něhož vyplývají kritéria na stav prostředí (zákonná ustanovení, produkce škodlivin, jejich kvalita a kvantita, atd.)
b. Volba optimálního systému pro řešený případ
c. Návrh technických prvků či velikosti větracího otvoru
d. Posouzení výsledků tzn. průtoku, čísla výměn, plochy, režimu provozu

Obr. 8.7 Větrací turbína

Tab. 8.1 Přehled vstupních a výstupních hodnot

Systém větrání	Vstupní hodnoty	Výstupní hodnoty
	vnější a vnitřní teploty, rychlost větru	
infiltrace	součinitel průvzdušnosti, rozměry ⇒ délky spar	průtok vzduchu
okna	rozměry, výtokový součinitel, úhel otevření křídla	průtok vzduchu
aerace	průtok vzduchu, výtokový součinitel, rozteč otvorů rozměry otvoru, výtokový součinitel	plocha otvoru průtok vzduchu
šachtové	součinitel tření a vložených odporů průtok vzduchu, výška šachty, průřez a výška šachty	průřez šachty průtok vzduchu
šachtové s hlavicemi	průtok vzduchu, výška šachty, součinitele odporu rychlost větru	velikost hlavice velikost turbíny

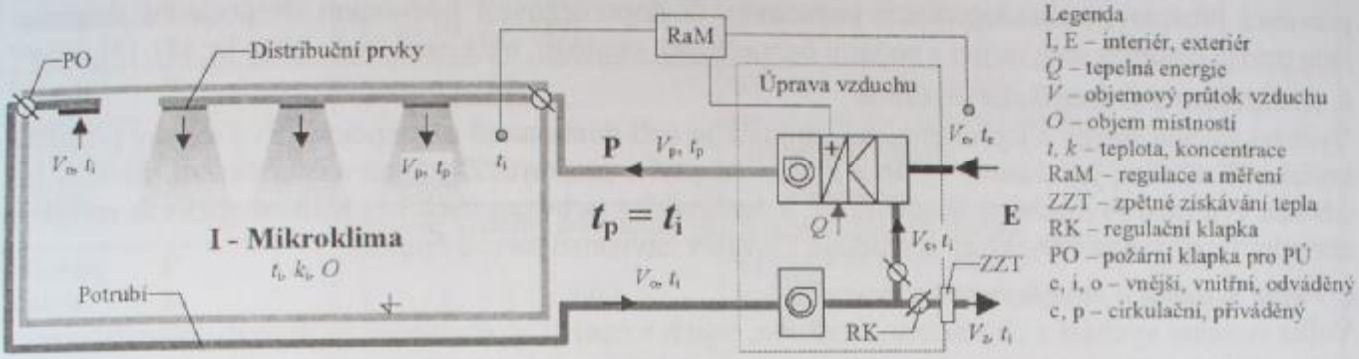
8.8 Efekt přirozeného větrání

Efekt přirozeného větrání lze hodnotit průtokem vzduchu. Pro přirozené větrání je typická skutečnost, že vlivem proměnného rozdílu teplot (odpovídající okamžitým klimatickým podmínkám) a nahodilému působení větru má účinek zcela variabilní. Přirozené větrání nelze proto ***kvalifikovat jako dostačují a plnohodnotné. Jeho funkci nelze regulovat, působí nahodile a v závislosti na vnějších klimatických podmínkách.*** Se zvyšující se kvalitou stavebních konstrukcí a rostoucími požadavky na stav mikroklimatu však ve velkém procentu případu již nevyhoví. Přirozené větrání základním systémem tvorby mikroklimatu v jen budovách s nenáročnými požadavky na mikroklima. Výměnu vzduchu ve vnitřním prostoru k zajištění zpravidla jen odérového mikroklimatu splní v případě, že intenzita výměny n je větší než zákonná ustanovení [24], [40], [49]. V případě oken s aktuálně aplikovaným malým součinitelem průvzdušnosti je nutno zajistit výměnu vzduchu, tedy přívod venkovního vzduchu, doplňujícím zařízením. Nezbytná je mikrokventilace či výměna vzduchu vzduchotechnikou. V nových i zateplených obytných a občanských budovách je optimální **řízené nucené** či **hybridní větrání.** V případě budov s velkým podílem zasklených ploch je nezbytná dílčí či plná klimatizace. Plochou 1 m^2 zasklené plochy s běžným sklem prostupuje při oslunění tepelný tok až 500 Wm^{-2}. Jeho eliminace vyžaduje při malých rozdílech teplot průtok až 520 m^3h^{-1} vzduchu (blíže kap. 9 a 11). Průtok vzduchu infiltrací okny v případě bezvětří a malých rozdílů teplot se blíží nule. Přirozené větrání lze úspěšně provozovat k výměně vzduchu v průmyslových i zemědělských objektech s vnitřními tepelnými zdroji, jejichž vlivem je efekt funkce větrání podstatně umocněn.

9 Nucené větrání

Nucené větrání lze definovat jako mechanickou výměnu znehodnoceného vzduchu v prostoru za vzduch zpravidla venkovní k zajištění zejména *odérového mikroklimatu* či k odvedení tepelných event. hmotnostních škodlivin vznikajících v budovách a při technologických procesech. Nucená výměna vzduchu, jeho proudění a tím i přenos látek je vyvolán mechanicky tj. ventilátorem vzduchotechnického zařízení. Nucené větrání je vzduchotechnický systém s jednou termodynamickou funkcí, tzn. ohřevem přívodního vzduchu, jenž zajistí vybrané složky mikroklimatu nezávislé na vnějších klimatických podmínkách. Toto větrání se vyznačuje:

- řízenou výměnu vzduchu v prostoru, filtrací a teplotní úpravu přívodního vzduchu,
- úpravu tlakových poměrů v budově a ve větraných provozech,
- zpětné využití tepla,
- kombinovaný provoz s využitím cirkulačního vzduchu v extrémním ročním období.



Obr. 9.1 Schéma systému nuceného větrání pro ústřední zařízení

9.1 Základní pojmy

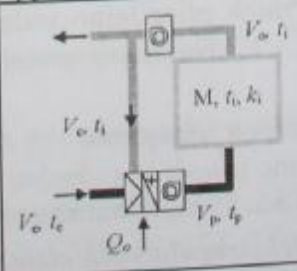
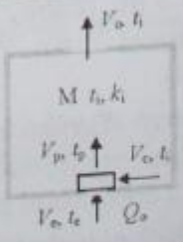
Nucené větrání charakterizuje:

- ***fyzikální podstata*** zahrnující proudění vzduchu volným a omezeným prostorem, distribuci vzduchu, výměnu vzduchu v místnosti při trvalém a přerušovaném větrání, tepelnou problematiku tj. ohřev vzduchu a ZZT, blíže lit. [4], [5].
- ***hygienické, provozní, požární požadavky*** tvořené právními a ekonomickými požadavky lit. [4], [5].

Systémy nuceného větrání lze klasifikovat podle účelu, tlakových poměrů, skladby zařízení, provozu, způsobu přívodu, odvodu a úpravy vzduchu. Základní případy a kombinace jsou v tab. 9.1, blíže [4], [5]. Primární kritéria klasifikace:

a. *Účel* – zařízení komfortní, průmyslová, technologická, účelová
b. *Tlakové poměry* – zařízení přetlakové, podtlakové, rovnotlaké
c. *Skladba* – zařízení ústřední tj. centrální, zařízení decentrální tzn. jednotkové
d. *Provoz* – ventilační, kombinovaný, cirkulační (zcela výjimečný, pro pobyt osob nepřípustný)
e. *Úprava vzduchu* – zařízení s úpravou vzduchu (filtrace a ohřev) a zařízení bez úpravy vzduchu

Tab. 9.1 Základní případy systémů nuceného větrání

Systém zařízení	Přívod vzduchu	Odvod vzduchu	Provoz systému	Zařízení ústřední typická sestava	Zařízení decentrální typická sestava
Rovnotlaký $V_p = V_o$	nucený	nucený	***kombinovaný*** $V_p = V_e + V_c$		
Přetlakový $V_p > V_o$	nucený nucený	nucený přirozený	***ventilační*** $V_p = V_e$, $V_c = 0$		
Podtlakový $V_p < V_o$	přirozený nucený	nucený nucený	***cirkulační*** $V_p = V_c$, $V_e = 0$		
			výjimečný		

9.2 Návrh nuceného větrání

Návrh vyžaduje:

- specifikaci výchozích hodnot
- kvalifikaci a kvantifikaci škodlivin
- volbu systému a jeho koncepční řešení
- určení průtoků vzduchu
- návrh distribuce vzduchu a jeho prvků
- návrh potrubní sítě a jeho regulačních elementů
- návrh technických zařízení systému tzn. jeho funkčních prvků (filtr, ohřívač, ventilátor, ZZT)
- návrh doplňujících zařízení a náležitostí – útlum hluku, RaM, ekonomické faktory.

a. Výchozí hodnoty

Výchozí hodnoty návrhu tvoří údaje o větraném objektu, jeho geometrických, fyzikálních a provozních charakteristikách. Druhou skupinu údajů tvoří požadavky na stav interního mikroklimatu dané právními předpisy, technologickými požadavky či doporučenými hodnotami. Neposlední skupinou jsou právní předpisy související s požární bezpečností, ekologií, ekonomií, atd., blíže lit. [4], [5].

b. Kvalifikace a kvantifikace škodlivin

Vychází z účelu stavby a jejího provozu, pro něž se určí dominantní a z aspektu vlivu na stav prostředí kritická škodlivina, její časový vývin a možný rozptyl v prostoru. Z režimu a současnosti provozu lze odvodit výpočtovou produkci škodlivin M. V budovách s pobytem osob bez technologických zdrojů je základní škodlivinou CO_2, který produkuje člověk v závislosti na své činnosti.

c. Volba systému a jeho koncepční řešení

Volba systému vychází z charakteru škodlivin, jejich rozptylu a prostorové uniformity větraného prostoru, účelu a provozu objektu. Na základě zmíněných faktorů lze zvolit systém umožňující dosáhnout předepsaný, požadovaný i optimální stav zejména odérové či aerosolové složky interního mikroklimatu. V objemných prostorách zejména občanských staveb jsou optimálními z aspektu distribuce vzduchu systémy centrální. V technologických objektech s lokálními zdroji škodlivin je výhodné doplnit centrální systém místním decentrálním zařízením. Tlakové poměry systému je nutno volit s ohledem na účel větraného prostoru s cílem omezit možnost šíření škodlivin do okolních prostorů. Popis typických systémů s jejich schématy uvádí lit. [4], [5].

d. Určení průtoků vzduchu

Průtoky vzduchu jsou zásadními veličinami pro návrh větracích systémů. Prvotním je přívodní vzduch V_p, jenž je dán zpravidla součtem složky venkovní V_e a cirkulační V_c, tzn. $V_p = V_e + V_c$. U menších zařízení lze počítat s objemovým průtokem, v případech výkonných zařízení pak s tokem hmotnostním. Průtok přívodního vzduchu se odvozuje z požadavku eliminace, tzn. odvodu škodlivin z větraného prostoru. V prostorách s pobytem osob event. živých bytostí je nezbytný přívod venkovního vzduchu, zajišťující výměnu vzduchu. Jeho průtok se určí dle zákonných či doporučených dávek vnějšího vzduchu y či intenzit výměny n, X v závislosti na aktivitě živých bytostí. Průtok venkovního vzduchu lze v ČR korigovat v případech, kdy teplota venkovního vzduchu překročí danou hranici dle [49].

Při dlouhodobém větrání s konstantním průtokem vzduchu se ve větraném prostoru dosáhne ustálené koncentrace škodliviny k_i. Z řešení hmotnostní bilance pak vyplývá pro požadovanou koncentraci k_i objemový průtok přívodního vzduchu. Základní formule pro průtoky přívodního vzduchu V_p k eliminaci typických škodlivin (odéry, teplo, vodní pára) jsou uvedeny v tab. 9.2. V budovách s pobytem osob bez technologických zdrojů se průtok venkovního tzn. větracího vzduchu V_e určí z dávek a počtu osob n dle přílohy P8. Průtok přívodního vzduchu V_p je dán součtem průtoku složek venkovní V_e a cirkulační V_c tzn. $V_p = V_e + V_c$. Návrhový průtok vzduchu je nutno korigovat účinností větrání ε, blíže lit. [4].

e. Návrh distribuce vzduchu a jeho prvků

Výchozí pro řešení je teorie proudění vzduchu v omezeném prostoru sledující optimální obrazy proudění a doporučení pro aplikaci v konkrétním prostoru a jeho požadovaný stav. Blíže [4].

f. Návrh potrubní sítě a jeho regulačních elementů

Výchozí pro řešení je teorie proudění vzduchu v potrubí. Zásady, metody, algoritmus a prostředky dimenzování uvádí kap. 3, [4] a řešené příklady.

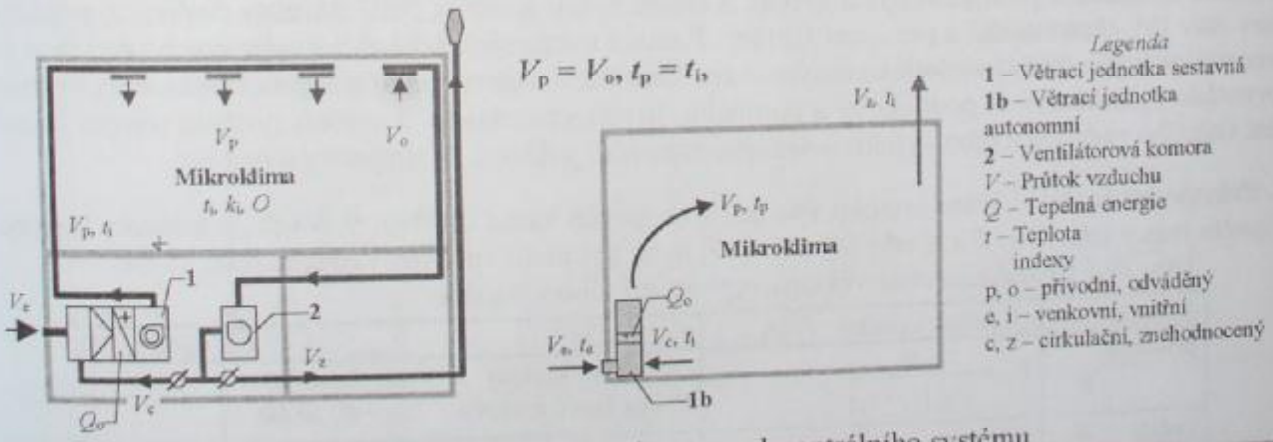
g. Návrh zařízení úpravy vzduchu
Úpravu vzduchu zajistí větrací jednotky. Přehled je v kap. 7. Návrh vychází ze zásad navrhování energetických a funkčních prvků dle kap. 3. Blíže řešené příklady a lit. [4].

h. Návrh doplňujících zařízení – zahrnuje útlum hluku a RaM. Blíže kap. 14, řešené příklady a lit. [4].

Tab. 9.2 Charakteristické veličiny nuceného větrání

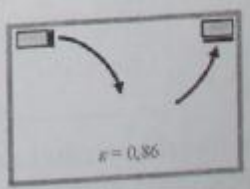
Základní veličiny nuceného větrání budov technologického charakteru			
Vzduch	**Objemový průtok** V (m^3s^{-1})	**Přívodní vzduch**	Číslo
Přívodní **P** **obecné škodliviny** platí pro $k_o - k_p > 0$ Vnější **E**	$V_p = \frac{M}{k_o - k_p}$ $V_e \Rightarrow$ ZP (zákon. předpisy)	teplota v topném období $t_p = t_i$ teplota v mimotopném období $t_p = t_e$	9.1
Přívodní škodliviny – teplo platí pro $\rho_o.h_o - \rho_e.h_e > 0$ Vnější **E**	$V_p = \frac{Q_{zi} - Q_{zt}}{\rho_o.h_o - \rho_e.h_e}$ $V_e \Rightarrow$ P8, ZP, [49]	teplota v topném období $t_p = t_i$ entalpie v zimním období $h_p < h_i$ mimotopné období $t_p = t_i$	9.2
Přívodní **P** škodliviny – vodní **zisky** platí pro $\rho_o.x_i - \rho_e.x_e > 0$ Vnější **E**	$V_p = \frac{M_w}{\rho_o.x_o - \rho_e.x_e}$ $V_e \Rightarrow$ P8 ZP, [49]	teplota v topném období $t_p = t_i$ vodní obsah v zimním období $x_p < x_i$ mimotopné období $t_p = t_i$	9.3
Základní veličiny nuceného větrání občanských staveb			
Přívodní **P** Vnější **E** daný počet osob neznámý počet osob	$V_p = V_e + V_c$ $V_e = y.n_o = X.O/3600$ $y \Rightarrow$ P8 ZP, [49], [40] $n \Rightarrow$ [4], [5]	teplota v topném období $t_p = t_i$ teplota v mimotopném období $t_p = t_e$	9.4a 9.4b
Základní veličiny nuceného větrání obytných budov			
Přívodní **P** Vnější **E**	$V_p = V_e + V_c$ $V_e = n.O/3600$	teplota v topném období $t_p = t_i$ teplota v mimotopném období $t_p = t_e$	9.5a 9.5b
Oběhový **C**	$V_c = V_p - V_e$	t_c dle teploty místnosti	9.6

Legenda: M – tok agencií (kgs^{-1})
O – objem místnosti (m^3)
Q_{zi}, Q_{zt} – tepelné zisky a tepelná zátěž (W)
M_w – vodní zisky ($kg.kg^{-1}$)
k_p, k_o – koncentrace agencií v přívodním a odvodním vzduchu
h_p, h_o – entalpie v přívodním a odvodním vzduchu
x_p, x_o – vodní obsah v přívodním a odvodním vzduchu
ρ_p, ρ_o – hustota přívodního a odvodního vzduchu
y – minimální až optimální dávka vnějšího vzduchu na 1 osobu (m^3s^{-1})
n_o – počet osob
n – intenzita výměny vzduchu (h^{-1})
X – číslo výměny vzduchu (h^{-1})
ZP – zákonné předpisy
DH – doporučené hodnoty



Obr. 9.3 Schéma celkového větrání s ústřední strojovnou a decentrálního systému

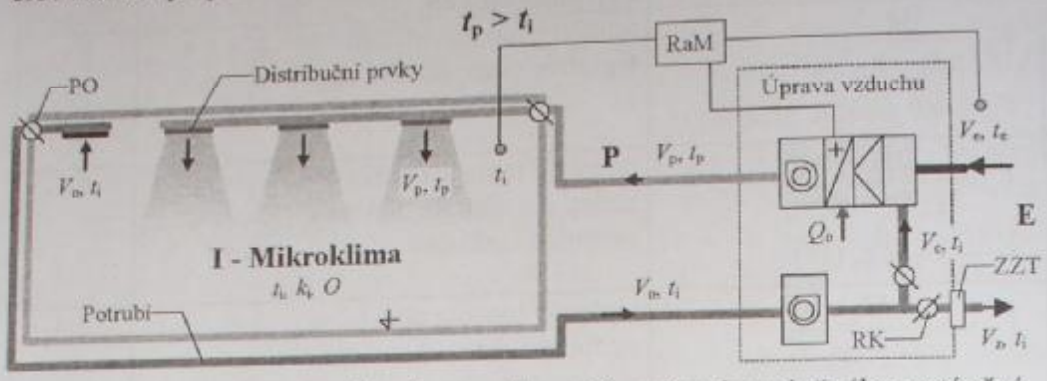
Poznámka: Vypočtené průtoky přívodního vzduchu V_p je nutno korigovat s ohledem na účinnost větrání ε. Základní případy uvádí [4], [5]. Typický případ vlivu proudění na účinnost je patrná z obr. 9.4.



Obr. 9.4 Schéma proudění a účinnosti větrání

10 Teplovzdušné vytápění

Teplovzdušné vytápění lze charakterizovat jako vytápění vnitřního prostoru budov vzduchem s nezbytnou výměnou vnitřního vzduchu za vzduch venkovní k zajištění *tepelného* a *odérového mikroklimatu*. Systém lze definovat jako zařízení s jednou termodynamickou funkcí k úpravě vzduchu sloužícího vytápění budov. Proudění vzduchu s jeho výměnou je nucené tzn. ventilátorem.



Obr. 10.1 Schéma idealizovaného zařízení teplovzdušného vytápění

a. Základní pojmy definuje lit. [4] a [5]. Zásadní jsou systémy a jejich klasifikace, schémata skladby, tepelné mikroklima, proudění vzduchu v prostoru a obrazy proudění, úprava vzduchu a její elementy, distribuce vzduchu, recyklace tepla, energetické a hygienické faktory, regulace provozu a výkonu (analogické nucenému větrání). Ideové schéma teplovzdušného vytápění je na obr. 10.1. Systém tvoří distribuční prvky, potrubí, zařízení úpravy vzduchu, ZZT, RaM, požární a protihlukové opatření.

b. Návrh systému teplovzdušného vytápění

Výchozí hodnoty tvoří dokumentace stavební části, účel a provoz budovy, event. technologie, právní předpisy pro stav mikroklimatu (teploty, výměny vzduchu, požární bezpečnost), požadavky investora či uživatele. Postup vyžaduje:

- Výpočet tepelných ztrát a potřeb tepla [32].
- Volba systému a jeho koncepční řešení, určení průtoků vzduchu.
- Návrh distribuce vzduchu a jeho prvků, návrh potrubní sítě a jeho regulačních elementů.
- Návrh zařízení úpravy vzduchu tzn. funkčních prvků k filtraci, ohřevu a dopravě vzduchu.
- Návrh doplňujících zařízení eliminující hluk, zařízení ZZT, RaM.

c. Volba systému a jeho koncepční řešení. Kritéria volby systému tvoří stavební dispozice, požadovaný stav IM, ekonomické a provozní faktory. Pomocí uvedených kritérií lze volit systém centrální či decentrální (jednotkový) s kombinovaným event. ventilačním provozem (energeticky náročné), systém rovnotlaký, přetlakový či podtlakový a optimální distribuci vzduchu. S volbou systému souvisí řešení sání vnějšího vzduchu a jeho výfuku, místo pro situování jednotek či strojovny v budově.

d. Průtoky vzduchu. Určení průtoku vychází z obecných zásad dle kap. 9. Výchozí hodnoty k jejich výpočtu jsou v tab. 10.1. Blíže také [4]. Dle [49] musí být podíl vnějšího vzduchu min. 15 %.

Tab. 10.1 Charakteristické veličiny teplovzdušného vytápění

Vzduch	Objemový průtok V (m^3s^{-1})	Teplota t (°C)	Číslo
přívodní **P**	$V_p = \frac{Q}{c.\rho.(t_p - t_i)}$	Občanské budovy t_p = 30 až 45 Průmyslové budovy t_p = 40 až 60	10.1
vnější **E**	$V_e = y.n$	t_e dle místa budovy	10.2
oběhový **C**	$V_c = V_p - V_e$	t_c dle teploty místnosti	10.3
Legenda: Q – tepelná ztráta místnosti (W) n - počet osob y – minimální až optimální dávka vzduchu na 1 osobu (m^3s^{-1})			

e. Návrh distribuce a funkčních zařízení

Postup při řešení distribuce i návrhu technických prvků a dalších součástí je analogicky návrhu nuceného větrání. Blíže kap. 9. lit. [4], [5] a řešený příklad.

11 Klimatizace

Klimatizací se pro účely tvorby interního mikroklimatu budov rozumí úprava vzduchu sledující zajiš-
tění požadované čistoty, teploty a vlhkosti vzduchu ve vnitřním prostoru budov souborem technických
zařízení, vytvářejících klimatizační systém. Z fyzikálního aspektu je klimatizační systém zařízením se
čtyřmi termodynamickými funkcemi k úpravě vzduchu představující ohřev, chlazení, vlhčení a odvlh-
čování. Klimatizační systémy zajišťují i nezbytnou výměnu vzduchu v interním prostoru vzduchem
venkovním s jeho filtrací.

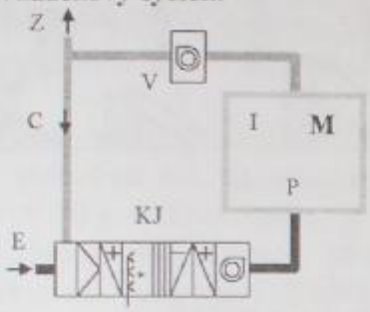
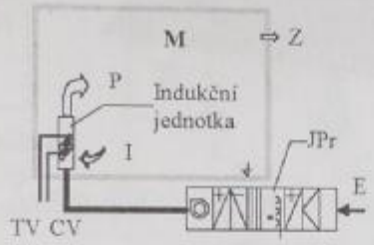
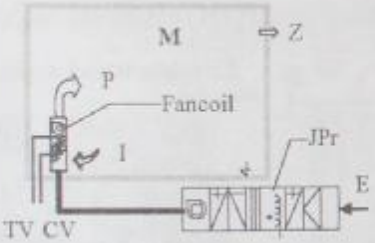
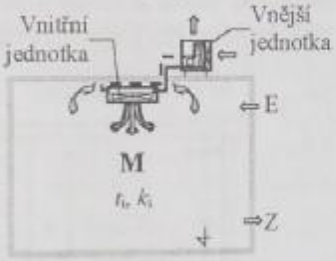
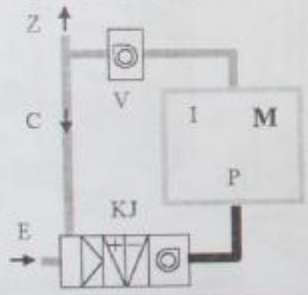
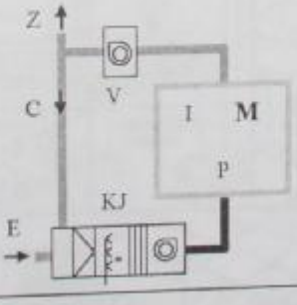
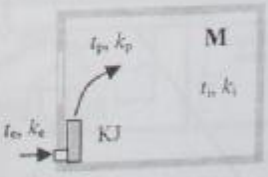
11.1 Základní pojmy

Kritéria klasifikace a popis systémů uvádí [4], [5]. Primární pojmy:

- systémy klimatizace vzduchové, kombinované, chladivové, ústřední, decentrální, dílčí
- přenos tepla a látek vzduchem, vzduchem a vodou, chladivem
- typické elementy – jednotky klimatizační, indukční, fancoil, výparníkové a kondenzační.

Ideová schémata vybraných systémů jsou v tab. 11.1.

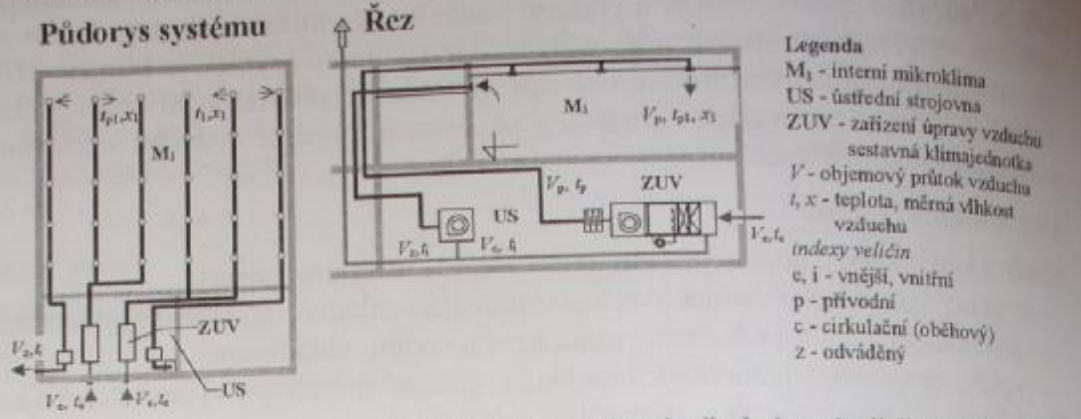
Tab. 11.1 Základní klimatizační systémy – přehled dle funkce a provedení

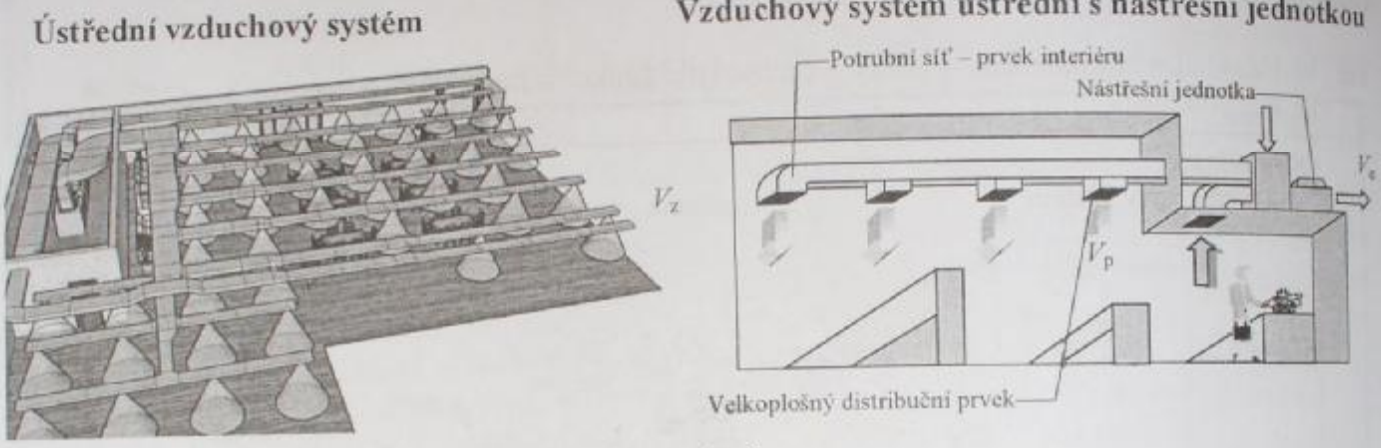
	Schéma
1	**Klimatizace** Vzduchový systém  Kombinovaný indukční systém  Kombinovaný systém s fancoily  Chladivový systém (split)  Legenda M – mikroklima I – vnitřní E – venkovní P – přívodní C – cirkulační Z – odváděný TV – otopná voda CV – chladná voda KJ – klimatizační jednotka JPr – jednotka úpravy primárního vzduchu V – ventilátor t – teplota k – koncentrace + ohřev vzduchu - chlazení vzduchu * vlhčení vzduchu
2	**Klimatizace vzduchová – dílčí** ústřední funkce – ohřev a chlazení, odvlhčování  vlhčení  decentrální funkce – ohřev, chlazení 

11.2 Vzduchové systémy – bliže [4]

Systémy se vyznačují tím, že látkou pro pokrytí tepelných a hmotnostních zátěží je vzduch, který je
upravován ústředně nebo decentrálně v každém z klimatizovaných prostorů. Z důvodu malé tepelné
kapacity vzduchu jsou k přenosu tepelné energie nutné *větší průtoky*, s nimi spojená vyšší rychlost
proudění vzduchu vnitřním prostorem a zejména rozměrná potrubí v případě centrálních systémů. Ty-
to systémy lze kombinovat a doplnit i autonomní klimatizačními jednotkami (např. split) s cirkulačním
provozem. V tomto případě pak ústřední systém pracuje jen s vnějším vzduchem. Decentrální systémy

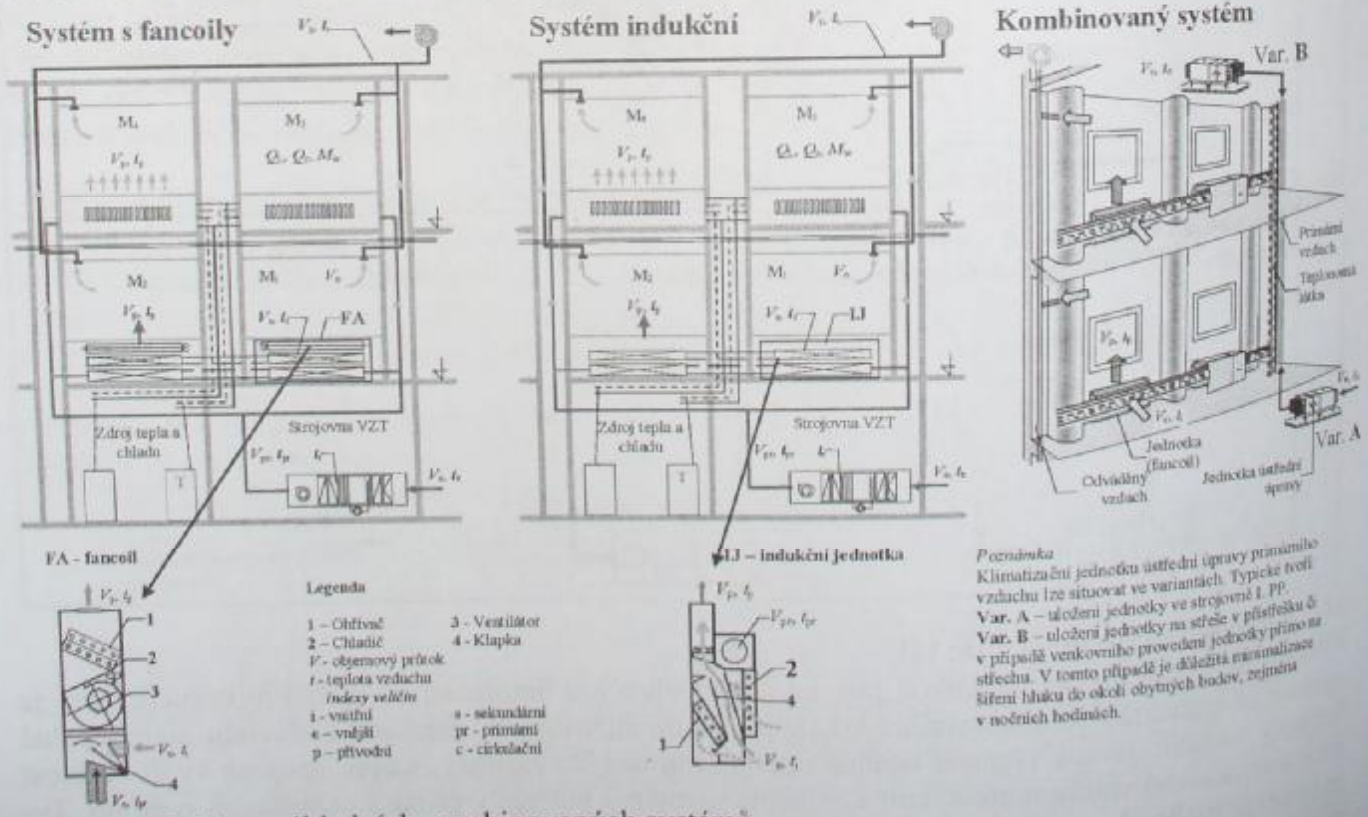
tvoří autonomní klimatizační jednotky. Jsou v provedení s děleným chladicím zařízením (jednotky tzv. split) nebo s kompaktním chladicím zařízením. Blíže [4], [5]. Vzduchové systémy se aplikují v řadě variant v občanských i průmyslových budov. Základní ze vzduchových systémů je systém s ústřední úpravou vzduchu. Jeho ideové schéma je na obr. 11.1.





Obr. 11.1 Základní varianty vzduchových systémů

11.3 Kombinované systémy indukční a systémy s fancioly – podrobněji [4]
Systémy se vyznačují tím, že nositelem tepla a chladu pro tvorbu interního mikroklimatu jsou vzduch a voda, která se rozvádí z místa své úpravy do jednotlivých klimatizovaných místností budovy.



Obr. 11.2 Schéma základních kombinovaných systémů

Voda umožní z důvodu svých přenosových vlastností minimalizaci hmotnostních toků látek nutných k přenosu tepla i profilů potrubní sítě. V klimatizovaných prostorech jsou osazeny koncové prvky s teplosměnnou plochou předávající teplo:

- přirozenou konvekcí pomocí ***indukčních jednotek***,
- konvekcí pomocí ventilátorových jednotek tzv. ***fancoilů***,
- sáláním velkoplošnou plochou tzv. ***chladicím stropem***.

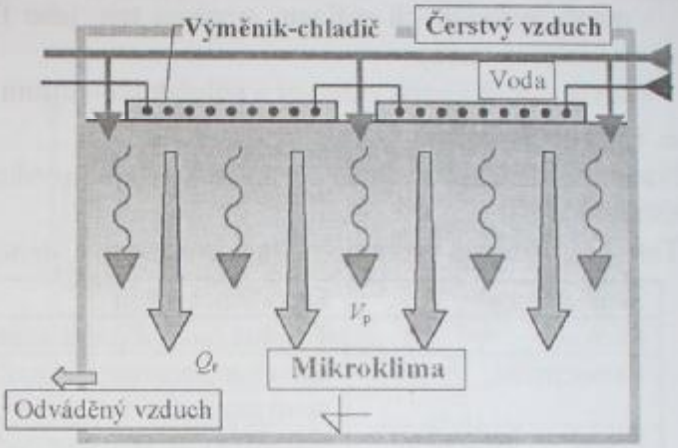
Jednotky jsou v klimatizovaných místnostech napojeny na rozvod vody a rozvod tzv. *primárního vzduchu*. Svým provedením umožňují přisávání *sekundárního vzduchu*, který tvoří cirkulační vnitřní vzduch. Kombinované systémy tvoří část ***vzduchová*** a ***vodní***. Základní komponenty systémů tvoří:

- zdroj chladu a tepla a rozvodný systém chladicí a otopné vody,
- fancoily nebo indukční jednotky,
- zařízení k úpravě a dopravě primárního vzduchu do klimatizovaných místností,
- zařízení k odvodu znehodnoceného vzduchu z klimatizovaných místností.

Ideové schéma systémů je na obr. 11.2, podrobnější klasifikace s popisem prvků je v lit. [4], [5].

11.4 Kombinovaný systém chladicí strop

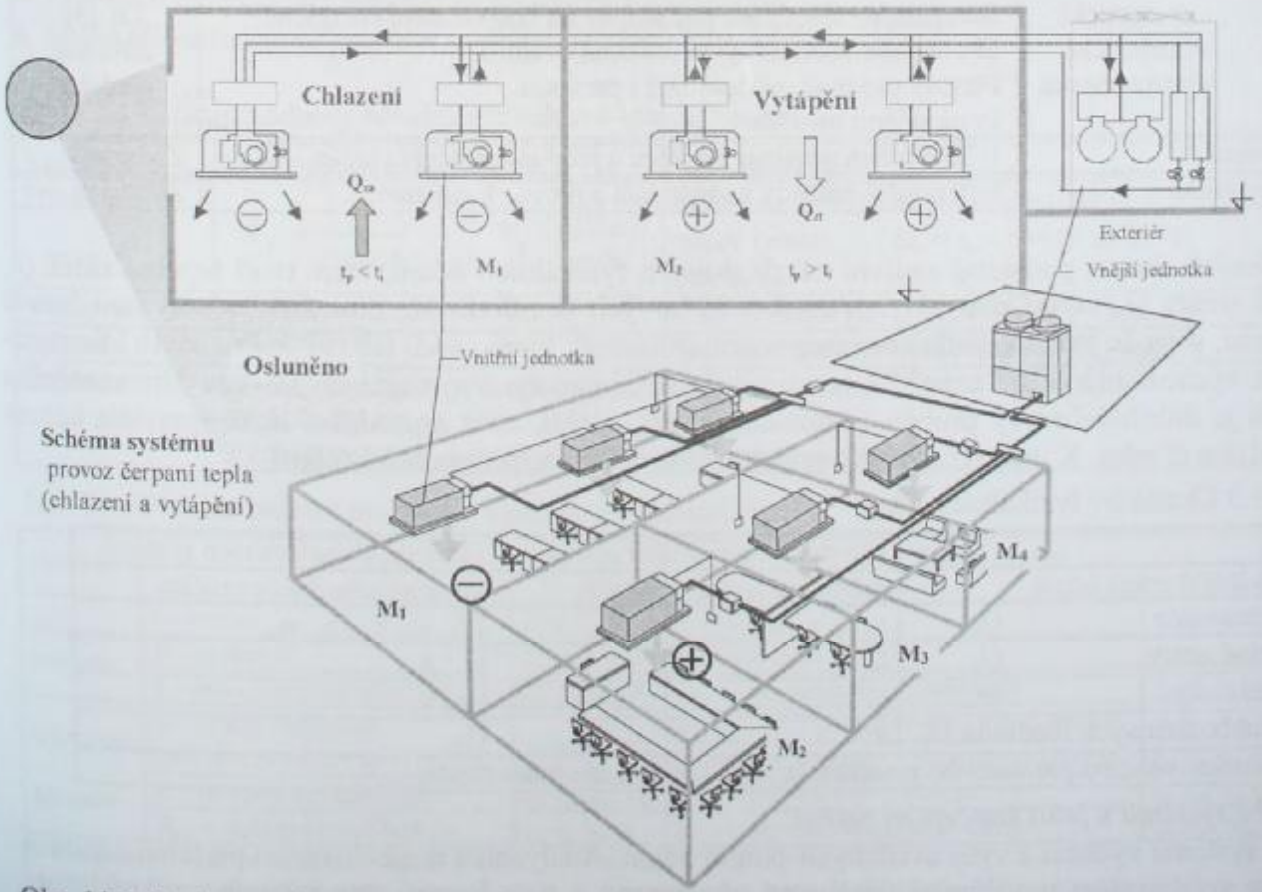
Systém představuje technické řešení tvorby mikroklimatu minimalizující přenos tepla vzduchem a jeho negativní volné proudění klimatizovaným prostorem. Ideové schéma systému, podrobnější klasifikace s popisem funkce a prvků je v lit. [4].



Obr. 11.3 Schéma chladicího stropu

11.5 Chladivové systémy - blíže [4]

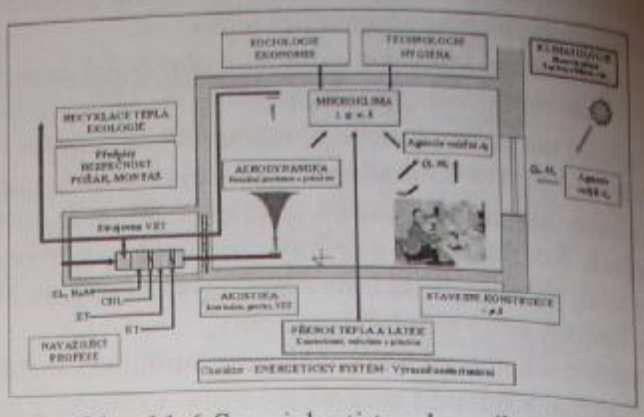
Systémy se vyznačují tím, že nositelem tepla a chladu pro tvorbu mikroklimatu je chladivo umožňující přenos tepla pomocí skupenských změn. Systémy se vyskytují v širokém spektru provedení. Klasifikace a popis uvádí např. [4].



Obr. 11.4 Schéma varianty chladivového systému

11.6 Návrh klimatizace

Klimatizace je zařízením formujícím bezprostředně stav interního mikroklimatu pro široké spektrum vyskytujících se provozních i okrajových podmínek. Faktory spojené s vytvářením stavu prostředí jsou patrné z obr. 11.6. Předpokladem optimálního řešení tvorby prostředí je komplexní a kvalifikovaná analýza problematiky, zahrnující:



Obr. 11.6 Souvislosti tvorby mikroklimatu

- specifikaci výchozích hodnot
- volbu systému a jeho koncepční řešení
- určení průtoků vzduchu
- návrh distribuce vzduchu a jeho prvků
- návrh potrubní sítě a jeho regulačních elementů
- návrh technických zařízení systému tzn. jeho funkčních prvků (filtr, ohřívač, chladič, zvlhčovač, ventilátor, ZZT)
- návrh doplňujících zařízení a náležitostí – útlum hluku, RaM, uložení, tepelné izolace.

a. Výchozí hodnoty

Návrh klimatizace vychází ze skupiny údajů, uvedených v tab. 11.2. Podrobnější analýza a jejich popis uvádí [4], [5].

Tab. 11.2 Přehled vstupních údajů pro návrh klimatizace

Skupina údajů	Specifikace údajů	Popis
Fyzikální	Tepelná zátěž, tepelné ztráty, vodní zisky, produkce škodlivin.	Kap. 6
Geometrické	Stavební dispozice a rozměry klimatizovaného prostoru i prostoru pro technické zámezí.	Dokumentace stavby
Právní - hygienické	Požadavky na stav prostředí klimatizovaného prostoru tzn. teploty, vlhkosti, čistota vzduchu, hlučnost. Přípustná kolísání veličin.	Kap. 5 Lit. [4]
- energetické	Energetické náročnost, požadavky na hospodaření energiemi.	Lit. [5]
- ekologické	Ekologické požadavky na ochranu ovzduší.	Zákonné předpisy
- bezpečnostní	Přepisy pro práci při montáži i provozu. Protipožární opatření.	
Provozní	Účel a režim provozu prostoru a jeho event. technologie.	Zadavatel
Ekonomické	Potenciální náklady na realizaci a provoz klimatizace.	Zadavatel

Z uvedených skupin podstatně ovlivní návrh skupina fyzikálních údajů, které tvoří **tepelná zátěž** Q_l, **tepelné ztráty** Q_z, **vodní zisky** M_w, **produkce látkových škodlivin** M_s. Zmíněné hodnoty jsou časově proměnné, protože jsou výsledkem nestacionárních vstupů, které uvádí tab. 11.3. Pro návrh klimatizace jsou výchozí průměrné extrémní tzv. „návrhové" hodnoty. Pro regulaci provozu klimatizačního zařízení je důležitý časový průběh vstupních veličin, zátěží, ztrát a produkcí látek zpravidla během dne, měsíce či roku. K určení časového průběhu jsou efektivní programová řešení.

Tab. 11.3 Charakter fyzikálních údajů

Účel		Návrh klimatizačních systémů	Provoz klimatizačních systémů
Fyzikální skupina údajů		průměrné hodnoty veličin	okamžité hodnoty veličiny
Tepelná zátěž	Q_l	t_e, x_e, t_m, t_i, φ_i,	t_{et}, x_{et}, t_{mt}, t_{it}, φ_{it},
Tepelné ztráty	Q_z	t_e, t_i,	t_{et}, t_{it}
Vodní zisky	M_w	g, x	g_t, x_t
Produkce látkových škodlivin	M_s	k	k_t
Poznámka: veličiny pro vnějšího prostředí (t_e, x_e, ..) se určí dle místa stavby			

b. Volba systému a jeho koncepční řešení

Volba systému vychází z výše uvedených skupin údajů. Analýzou a respektováním preferencí zadavatele lze volit systém umožňující dosáhnout předepsaný a požadovaný stav interního mikroklimatu. V objemných prostorách zejména občanských staveb jsou optimálními systémy centrální aktuálně

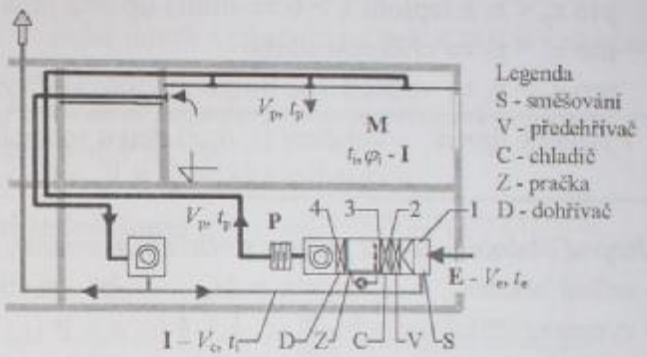
doplňované o systémy split. V budovách s větším počtem menších místností (kancelářské budovy apod.) jsou aktuální kombinované systémy s fancoily. Pro samostatné menší prostory (prodejny) jsou vhodné split systémy. Tlakové poměry v prostoru dané přívodem a odvodem vzduchu se volí dle účelu a provozu klimatizovaného prostoru s cílem omezit šíření škodlivin do nebo z okolních prostorů. Další možnosti aplikace a kritéria volby uvádí [4].

c. Úpravy vzduchu

Podstata úprav vychází z nutnosti vytvořit mikroklima pro všechny provozní stavy klimatizovaného prostoru. Podstatně je ovlivní klimatické podmínky, jejichž extrém se vyskytuje v ČR v létě a zimě. Na zmíněná období je nutno navrhnout zařízení k nutným úpravám vzduchu. Návrh regulace a provozní režimy vyžadují vyřešit úpravy i pro přechodná roční období. Řešení úprav vzduchu pro klimatizaci má charakter iterace pro vhodně zvolené vstupní data prvního kroku. Metody řešení vychází z aplikované psychrometrie, nejjednodušší je grafická metoda úprav pomocí h - x diagramu. V případě nereálných výstupů pro provoz technických prvků (zejména chladiče) je nutno zvolit či upřesnit vstupní hodnoty (průtoky vzduchu či jeho teploty). Řešení úprav vzduchu má obvykle více variant. Aktuální je aplikace programových řešení.

11.6.1 Návrh vzduchového ústředního systému

Postup návrhu zahrnuje:
- výchozí hodnoty
- volbu konkrétního systému a jeho koncepce
- určení průtoku vzduchu
- řešení úprav vzduchu
- návrh distribuce vzduchu a potrubí
- návrh zařízení pro úpravu vzduchu a strojovny
- chlazení, útlum hluku, regulace a měření, požární ochrana, požadavky na související profese.



Obr. 11.5 Schéma ústředního systému

a. Výchozí hodnoty tvoří skupina údajů dle tab. 11.2 a 11.3.

b. Volba klimatizačního systému vychází ze zásad kap. 11.2b a lit. [4].

Tab. 11.4 Vstupní hodnoty návrhu vzduchové klimatizace

Vzduch	Objemové průtoky V (m^3s^{-1})	Vstupní veličiny
Přívodní	$V_p = \frac{Q}{c.\rho.\Delta t}$ $\quad V_p = \frac{M_w}{\rho.\Delta x}$	ochlazení (léto) $\Delta t_l = t_i - t_p = 6$ až 10 °C ohřev (zima) $\Delta t_z = t_p - t_i = 10$ až 20 °C odvlhčení $\Delta x = x_i - x_p$
Venkovní	$V_e = y.n$	teplota vnější t_e = f(místo stavby) – kap. 4
Oběhový	$V_c = V_p - V_e$	teplota vnitřní t_i = f(účel místnosti) – kap. 5
Legenda:	Q – tepelná zátěž Q_l event. tepelné ztráty Q_z místnosti (W) M_w – vodní zisky, n – počet osob y – minimální až optimální dávka vzduchu na 1 osobu (m^3s^{-1})	

Tab. 11.5 Přehled hodnot pro návrh vzduchové klimatizace

Hodnoty	Letní provoz		Zimní provoz	
	Vzduch	Veličiny	Vzduch	Veličiny
Vstupní hodnoty	**I** – vnitřní	t_i, x_i, h_i, φ_i	**I** – vnitřní	t_i, x_i, h_i, φ_i
	E – venkovní	t_e, x_e, h_e, φ_e	**E** – venkovní	t_e, x_e, h_e, φ_e
	1 – směs, vstup do chladiče	t_1, x_1, h_1, φ_1	**1** – směs, vstup do předehřívače	t_1, x_1, h_1, φ_1
Výstupní hledané	**4** – výstup z chladiče možná rezerva $t_4 = t_p - (1 \div 2)$ K	t_4, x_4, h_4, φ_4	**2** – výstup z předehřívače – vstup pračka	t_2, x_2, h_2, φ_2
			3 – výstup z pračky – vstup do dohřívače	t_3, x_3, h_3, φ_3
	P – přívodní do místnosti	t_p, x_p, h_p, φ_p	**4=P** – přívodní do místnosti	t_p, x_p, h_p, φ_p
	R$_z$ – s teplotou rosné bodu z	t_z, x_z, h_z, φ_z	**m** – teplota mokrého teploměru	t_m, x_m, h_m, φ_m
Poznámka:	pro ventilační tj. větrací provoz $t_i = t_e$ $\quad V_p = V_e$ pro kombinovaný provoz $t_i = (m_e.t_e + m_c.t_i)/m_p$ přibližně $m = V$, $\quad V_p = V_e + V_c$			

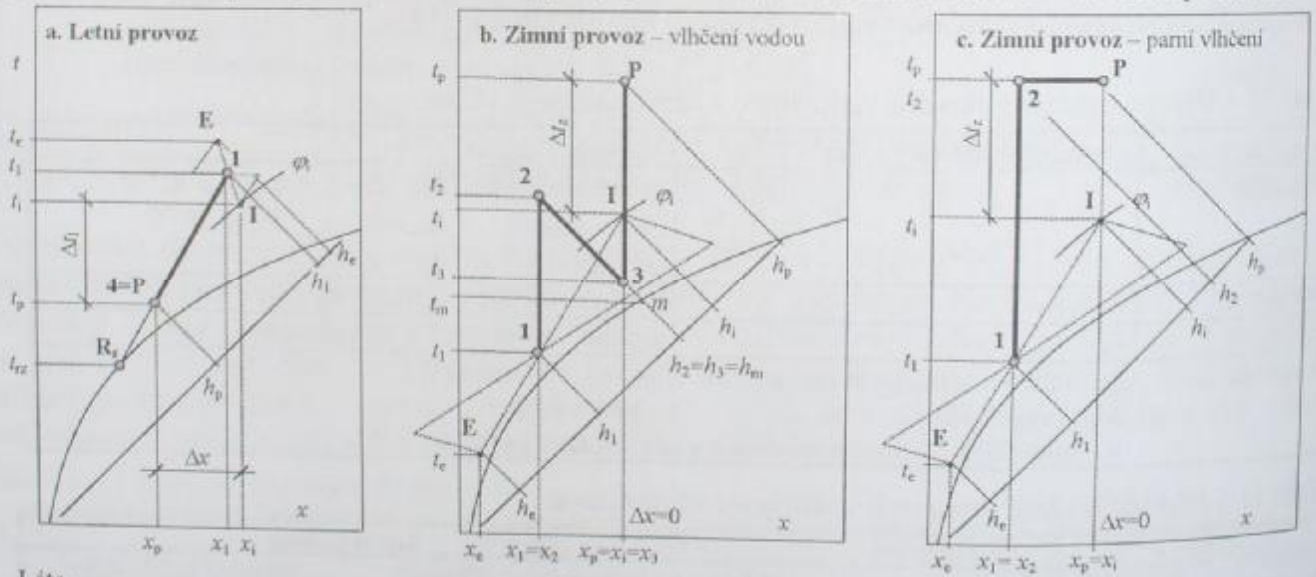
c. *Určení průtoku vzduchu*
Řešení vyžaduje vyčíslení průtoku přívodního vzduchu **P** a jeho složky cirkulační **C** a vnější **E** v případě kombinovaných systémů. Pro provozy s vysokými požadavky na stav prostředí je nutno počítat s hmotnostními toky, pro méně náročné provozy lze uvažovat toky objemové V_p, V_e, V_c. Zmíněné hodnoty se určí dle tab. 11.4. V případě systémů s konstantním průtokem se jako přívodní vzduch volí větší z hodnot V_p a opraví rozdíl Δt či Δx zpravidla pro zimní období.

d. Řešení úprav vzduchu
Pro návrh technických prvků úprav vzduchu je nutná znalost stavů vzduchu před a po jeho úpravě. Přehled vstupních a výstupních hodnot je v tab. 11.5. Konkrétní postup elementárního grafického řešení úprav dokumentuje příklad P14.

Chladicí období – letní provoz kombinovaný – obr. 11.6a
– určení hodnot $t_p = t_i - \Delta t_l$ $x_p = x_i - \Delta x$ $t_p = t_4$
– vynesení stavů vzduchu **E** (t_e, h_e), **I** (t_i, φ_i), **P** (t_p, x_p) ⇒ další veličiny stavů vzduchu
– směšování složek vzduchu **E** (V_e) a **I** (V_c) ⇒ stav **1** ⇒ další veličiny stavu **1**
– vynesení směru úpravy tj. přímky **1 – P**, průsečík s křivkou $\varphi = 1$ vymezí stav $\mathbf{R}_z$
pro $x_p < x_1$ a teplotu $t_r > 0$ ⇒ nutná úprava mokré chlazení (s kondenzací)
pro $x_p = x_1$ ⇒ chlazení suché
pro $x_p > x_1$ ⇒ vzduch 1 je nutno zvlhčovat, či změnit směšovací poměr atp.

Výsledek úprav – veličiny (t, h, x) stavu vzduchu 1, P, R_z nutné pro návrh chladiče
– chladicí výkon $Q = V_p.\rho.(h_1 - h_p)$

Otopné období – zimní provoz s vlhčením vodou, kombinovaný se zanedbáním M_w – obr. 11.6b
– určení hodnot $t_p = t_i + \Delta t_z$ obč. stavby běžně $M_w = 0$, $\Delta x = 0 \Rightarrow x_p = x_i$
– vynesení stavů vzduchu **E** (t_e, h_e), **I** (t_i, φ_i), **P** (t_p, x_p) ⇒ další veličiny stavů
– směšování vzduchu **E** (V_e) a **I** (V_c) ⇒ stav **1** a jeho veličiny
– volba stavu vzduchu **3** pro φ = 0,9 až 0,95 a $x_3 = x_p$ ⇒ veličiny stavu **3**
– vymezení stavu **2** jako průsečík izoentalpy **3** (h_3 = konst.) s izotermou stavu 1 ⇒ veličiny stavu **2**



Léto
Úprava 1 – P – mokré chlazení
Chladicí výkon $Q = V_p.\rho.(h_1 - h_p)$

Zima
Úprava 1 – 2 – předehřev $Q_p = V_p.\rho.c.(t_2 - t_1)$
Úprava 3 – P – dohřev $Q_d = V_p.\rho.c.(t_p - t_3)$
Úprava 2 – 3 – adiabatické vlhčení $\psi = (t_2 - t_3)/(t_2 - t_m)$
Úprava 2 – P – vlhčení parou $M_p = V_p.\rho.(x_p - x_2)$

Obr. 11.6a,b,c Schéma úprav vzduchu vzduchového systému s kombinovaným provozem

Výsledek úprav– veličiny (t, h, x) stavů vzduchu 1, 2, 3, P, m (stav mokrého teploměru)
– tepelné výkony předehřívače $Q_p = V_p.\rho.c.(t_2 - t_1)$ a dohřívače $Q_d = V_p.\rho.c.(t_p - t_3)$
– účinnost pračky $\psi = (t_2 - t_3)/(t_2 - t_m)$

Otopné období – zimní provoz s vlhčením parou, kombinovaný se zanedbáním M_w – obr. 11.6c

– určení hodnot $t_p = t_i + \Delta t_z$ $\Delta x = 0 \Rightarrow x_p = x_i$

– vynesení stavů vzduchu **E** (t_e, h_e), **I** (t_i, φ_i), **P** (t_p, x_p) ⇒ další veličiny stavů vzduchu

– směšování složek vzduchu **E** (V_e) a **I** (V_c) ⇒ stav **1** a jeho veličiny

– vymezení stavu vzduchu **2** jako průsečíku směrového měřítka $\delta = 2500$ (vlhčení parou, t_p = konst.) a izotermy ze stavu **1** (tj. x_1 = konst.) ⇒ veličiny stavu 2

Výsledek úprav – veličiny (t, h, x) stavu vzduchu 1, 2 a P

– tepelný výkon ohřívače $Q_o = V_p.\rho.c.(t_2 - t_1) = V_p.\rho.c.(t_p - t_1)$

– výkon parního zvlhčovače $M_p = V_p.\rho.(x_p - x_2)$

Poznámky:

- ventilační provozy se řeší analogicky jako předchozí, avšak úpravy vzduch neobsahují směšování a tepelně vlhkostní úpravy probíhají ze stavu **E**.
- v případě respektování vodních zisků M_w se rozdíl vodních obsahů Δx uplatní pro vymezení stavu přívodního vzduchu **P** a platí $x_p = x_i - \Delta x$

e. Návrh distribuce vzduchu a potrubí – postupuje se dle kap. 7 a řešených příkladů 8 až 10.

f. Návrh zařízení pro úpravu vzduchu a strojovny

Zařízení zajišťují úpravy vzduchu technickými prvky, jejichž návrh vyžaduje průtok a stavy vzduchu před a po jeho úpravě. Blíže kap. 7 a příklad 14 až 17.

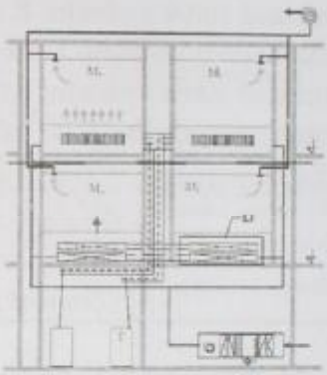
g. Chlazení, útlum hluku, regulace a měření, požární ochrana, požadavky na související profese

Aplikují se zásady návrhů prvků systémů a poznatky uvedené v lit. [4].

11.6.2 Návrh kombinovaných systémů s indukčními jednotkami

Schéma systému je na obr. 11.7. Postup návrh zahrnuje:

- výchozí hodnoty a volba systému
- určení průtoků vzduchu V_e, V_{pr}, V_s, V_o, odvlhčení Δx
- řešení úprav vzduchu
- návrh indukčních jednotek IJ, distribuce vzduchu a potrubí
- návrh zařízení pro úpravu vzduchu a strojovny
- útlum hluku, koncepce chlazení, regulace a měření, požární ochrana



Obr. 11.7 Schéma systému

a. Výchozí hodnoty

Vstupní hodnoty uvedené v tab. 11.6 a 11.3 jsou nutné pro každou z klimatizovaných místností. Průtok primárního vzduchu se volí konstantní pro každou místnost a je výchozí pro návrh indukčních jednotek. Indukční poměr se volí z podkladů výrobců (obvykle I_p = 2,5 až 4). Na celkový průtok primárního vzduchu ΣV_{pr} se navrhne klimatizační jednotka. Pro návrh chladiče jednotky primárního vzduchu se určí teplota rosného bodu zařízení t_{rz} pro obtokový součinitel chladiče O_s.

b. Volba systému – z možných variant je optimální čtyřtrubkový systém s vertikálními rozvody.

c. Určení průtoků vzduchu

Řešení vyžaduje vyčíslení průtoku V_{pr} primárního **Pr** a sekundárního V_s vzduchu **S** pro každou z klimatizovaných místností dle rovnic č. 11.2, 11.4. Celkové průtoky pro návrh ústřední klimatizační jednotky jsou dány součtem složek. Související veličiny se určí dle tab. 11.6.

Tab. 11.6 Kombinovaný systém s indukčními jednotkami čtyřtrubkový

Vstupní údaje – **místnost**		Volené údaje	Výstupní údaje – **místnost**
Tepelná a hmotnostní zátěž	Q_i, Q_z, M_w	O_s = 0,05 až 0,2	Průtoky vzduchu V_{pr}, V_e, V_z, V_s, V_p
Veličiny mikroklimatu Veličiny vnějšího prostředí Počet osob	t_i, φ_i, x_i, h_i t_e, x_e, h_e, t_{em} n	teplota primárního vzduchu t_{pr} = 10 – 15 °C indukční poměr I - dle údajů výrobců y – dávka venkovního vzduchu na osobu	teplota rosného bodu t_{rz} teploty sekundárního vzduchu t_{s1}, t_{sz} tepelné výkony primárního a sekundárního vzduchu Q_{pr}, Q_s

d. Řešení úprav vzduchu

Pro návrh technických prvků úprav vzduchu je nutná znalost stavů vzduchu před a po úpravě. Přehled vstupních a výstupních hodnot je v tab. 11.5 a 11.6. Příslušné veličiny se určí dle rovnic tab. 11.7. Konkrétní postup elementárního řešení úprav dokumentuje příklad 18.

Chladicí období – letní provoz – obr. 11.8a. Řešení úprav vyžaduje iteraci, uplatní se metody:

d_1 – volba teploty rosného bodu zařízení t_{rz} s následným výpočtem relativní vlhkosti φ_i

d_2 – respektování dané relativní vlhkosti φ_i s následným určením teploty rosného bodu t_{rz}

běžnější je metoda d_1

- určení obtokového součinitele chladiče O_s, teploty primárního vzduchu t_{pr} a teploty t_{rz} dle rov. 11.1
- vynesení stavu vzduchu **E** (t_e, h_e), rosného bodu $\mathbf{R}_z$ (t_{rz}, φ) ⇒ další veličiny stavů vzduchu
- vynesení stavu vzduchu **Pr** (průsečík izotermy t_{pr} a přímky **E-R**$_z$) ⇒ veličiny stavu vzduchu
- vynesení stavu vzduchu **I** (průsečík izotermy t_i s přímkou $x_i = x_{pr} + \Delta x$) metodou d_1 ⇒ φ_{iv}
- kontrola stavu vzduchu **I**, pokud $\varphi_{iv} = \varphi_i \pm 5$ % řešení pro běžné budovy vyhoví
- vynesení stavu sekundárního vzduchu **S** (průsečík izotermy t_s s přímkou $x_i = x_s$)
- vymezení vzduchu **P** ⇒ směšování **Pr** a **S** vzduchu v indukčním poměru I_p

Výsledek úprav – veličiny (t, h, x) stavů vzduchu **Pr**, **S**, **P** a rosný bod t_{rz} pro návrh chladiče
– chladicí výkon indukční jednotky $Q_j = V_s.\rho.(h_i - h_s)$
– chladicí výkon ústřední klimajednotky $Q = \sum Q_j$

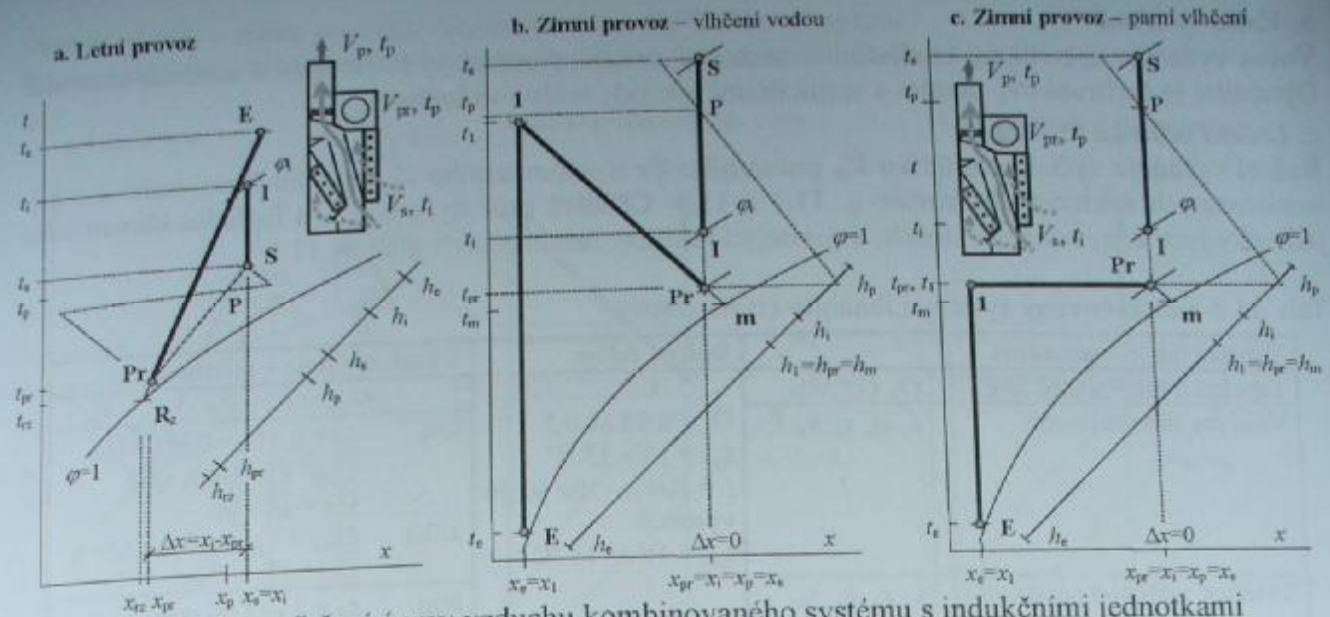
Otopné období – zimní provoz *s vlhčením vodou*, čtyřtrubkový systém, obr. 11.8b

- předpoklady - občan. stavba, proto lze běžně volit $\Delta x = 0 \Rightarrow x_{pr} = x_i = x_s$
- vynesení stavů vzduchu **E** (t_e, h_e), **I** (t_i, φ_i), **Pr** (t_{pr}, x_{pr}) ⇒ další veličiny stavů
- určení stavu vzduchu **1** jako průsečík adiabaty h_{pr} a přímky pro x_e = konst.
- vynesení stavu vzduchu **S** (t_s, x_s) ⇒ další veličiny stavu
- vymezení vzduchu **P** ⇒ směšování **Pr** a **S** vzduchu v indukčním poměru I_p

Výsledek úprav– veličiny (t, h, x) stavů vzduchu 1, S a Pr, teplota mokrého teploměru t_m
– tepelný výkon indukční jednotky $Q_j = V_s.\rho.c.(t_s - t_i)$
– tepelný výkon ústřední klimajednotky $Q = \sum Q_j$
– účinnost pračky pro celkový průtok, obecně $\psi = (t_2 - t_{pr})/(t_2 - t_m)$

Tab. 11. 7 Výpočtové veličiny a vztahy pro kombinované systémy klimatizace

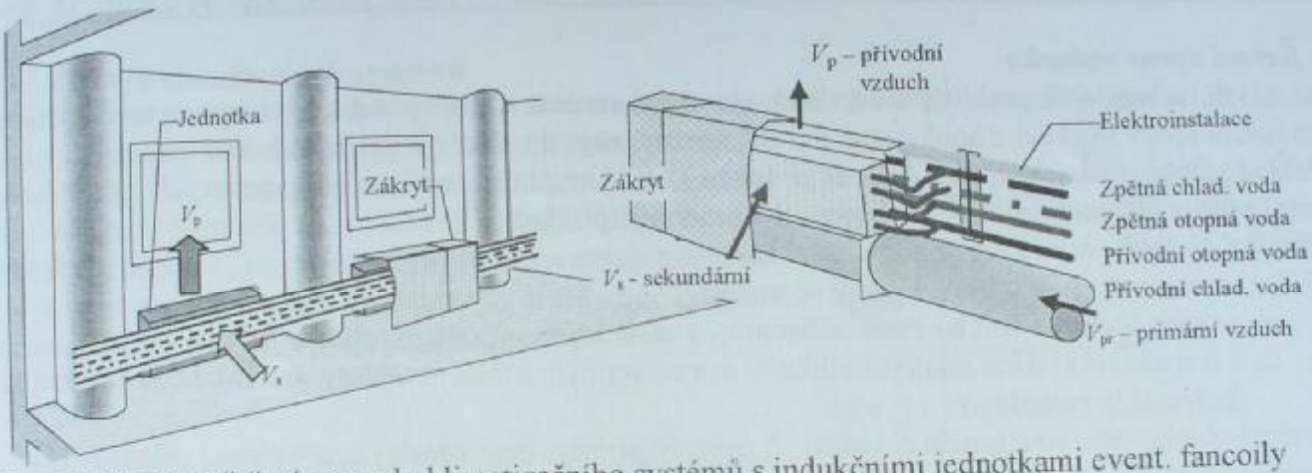
Veličina	Výpočtový vztah	Číslo
Letní období		
teplota rosného bodu	$t_{rz} = t_e - (t_e - t_{pr})/(1 - O_s)$	11.1
průtok primárního vzduchu	$V_{prl} = V_e = n.v$	11.2
chladicí výkon primárního vzduchu	$Q_{pr} = V_{pr}.c.\rho.(t_i - t_{pr})$	11.3
průtok sekundárního vzduchu	$V_{sl} = I.V_{prl}$	11.4
chladicí výkon sekundárního vzduch	$Q_s = Q_l - Q_{pr}$	11.5
ochlazení sekundárního vzduchu v indukční jednotce	$\Delta t_s = Q_s/(c.\rho.V_s)$	11.6
ochlazení sekundárního vzduchu ve faicoilu s výkonem Q_f	$\Delta t_f = Q_f/(c.\rho.V_p)$	11.7
teplota sekundárního vzduchu	$t_s = t_i - \Delta t_s$	11.8
odvlhčení primárního vzduchu	$\Delta x_{pr} = M_w/(V_{pr}.\rho)$	11.9
teplota přívodního vzduchu	$t_p = (V_{pr}.t_{pr} + V_s.t_s)/V_p$	11.10
hmotnostní průtok chladicí vody k ochlazení sekundárního vzduchu	$m = Q_f/c.\Delta t$	11.11
Zimní období		
průtoky primárního a sekundárního vzduchu	$V_{prz} = V_{prl}$, $V_{sz} = V_{sl}$	11.12
tepelný výkon pro ohřátí primárního vzduchu	$Q_{pr} = V_{pr}.c.\rho.(t_i - t_{pr})$	11.13
tepelný výkon sekundárního vzduchu	$Q_s = Q_{pr} + Q_{rt}$	11.14
ohřátí sekundárního vzduchu	$\Delta t = t_s - t_i = Q/(V_s.c.\rho)$	11.15
teplota sekundárního vzduchu	$t_s = t_i + \Delta t_s$	11.16
teplota přívodního vzduchu	$t_p = (V_{pr}.t_{pr} + V_s.t_s)/V_p$	11.17
ohřátí sekundárního vzduchu ve faicoilu s výkonem Q_f	$\Delta t_f = Q_f/(c.\rho.V_p)$	11.18
odvlhčení vzduchu – pro nenáročné provozy	$\Delta x = 0$	11.19



Obr. 11.8a,b,c Schéma řešení úprav vzduchu kombinovaného systému s indukčními jednotkami

Schéma osazení

Schéma připojení jednotky



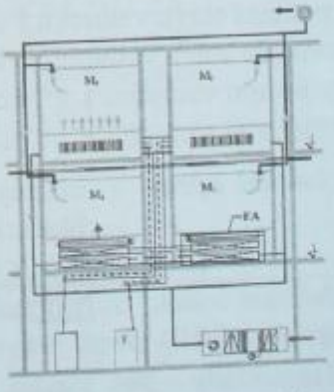
Obr. 11.9 Schéma řešení rozvodu klimatizačního systémů s indukčními jednotkami event. fancoily

11.6.3 Návrh kombinovaného systému s fancoily

Schéma systému je na obr. 11.8. Postup návrh zahrnuje:

- výchozi hodnoty
- volbu systému
- určení průtoků vzduchu V_e, V_{pr}, V_{ss}, V_{os}, odvlhčení Δx
- řešení úprav vzduchu
- návrh fancoilů
- návrh distribuce vzduchu a potrubí
- návrh zařízení pro úpravu vzduchu a strojovny
- útlum hluku, koncepce chlazení, regulace a měření, požární ochrana

Praktický postup návrhu dokumentuje příklad 19.



Obr. 11.10 Schéma systému

a. Výchozí hodnoty

Vstupní a volené hodnoty uvedené v tab. 11.2 a 11.6 jsou nutné pro každou z klimatizovaných místností. Průtok primárního vzduchu se volí konstantní pro každou místnost a je výchozí pro návrh fancoilů. Ventilátory s proměnnými otáčkami umožní měnit průtoky vzduchu a tím i tepelný či chladicí výkon. Na celkový průtok primárního vzduchu ΣV_{pr} se navrhne klimatizační jednotka. Pro návrh chladiče jednotky k úpravě primárního vzduchu se určí teplota rosného bodu zařízení t_{rz} pro tzv. obtokový součinitel chladiče O_s klimatizační jednotky.

b. Volba systému

Volba vyžaduje specifikaci konkrétní z možných variant systémů vzduchových a vodních rozvodů. Optimální je čtyřtrubkový systém s vertikálními rozvody vody i vzduchu.

c. Určení průtoků vzduchu

Řešení vyžaduje vyčíslení průtoku V_{pr} primárního **Pr** a sekundárního V_s vzduchu **S** pro každou z klimatizovaných místností dle rovnic č. 11.2 a 11.4. Celkové průtoky pro návrh ústřední klimatizační jednotky jsou dány součtem složek. Související hodnoty řešení se určí dle tab. 11.8.

Tab. 11.8 Kombinovaný systém s fancoily čtyřtrubkový

Vstupní údaje – **místnost**		Volené údaje	Výstupní údaje – **místnost**	
				$V_{pr} = V_e = v.n \quad V_z = V_e$
Tepelná a hmotnostní zátěž	Q_l, Q_z, M_w		léto	$t_{rz} = t_e - (t_e - t_{pr})/(1 - O_s)$
Veličiny mikroklimatu	t_i, φ_i, x_i, h_i, k_i	$O_s = 0{,}05$ až $0{,}2$ $t_{pri} = 10 - 15$ °C $I = V_s/V_{pr}$ – dle údajů výrobců $t_{prz} = 10$ až 15 °C		$Q_{pri} = V_{pr}.c.\rho.(t_e - t_{pr})$ $Q_{si} = Q_l - Q_{pr}$
			zima	$Q_{prz} = V_{pr}.c.\rho.(t_{prz} - t_e)$ $Q_{sz} = Q_z + Q_{prz}$
Veličiny vnějšího prostředí	t_e, x_e, h_e, t_{em}		léto	$t_{si} = t_i - Q_s/V_s.c.\rho$
			zima	$t_{sz} = t_i + Q_{sz}/V_s.c.\rho$
Počet osob	n	y – dávka venkovního vzduchu		$V_s = I.V_e$ $V_p = V_{pr} + V_s$

d. Řešení úprav vzduchu

Pro návrh technických prvků úprav vzduchu je nutná znalost stavů vzduchu před a po úpravě. Metody pro řešení úprav vychází z aplikované psychrometrie, nejjednodušší je grafické řešení úprav.

Přehled vstupních a výstupních hodnot je v tab. 11.8. Aktuální je aplikace programových řešení. Konkrétní postup elementárního řešení úprav dokumentuje příklad P19.

Chladicí období – letní provoz – obr. 11.11a.

- řešení úprav vyžaduje iteraci, uplatní se metody:
  - d_1 – volba teploty rosného bodu zařízení t_{rz} s následným výpočtem relativní vlhkosti φ_i
  - d_2 – respektování dané relativní vlhkosti φ_i s následným určením teploty rosného bodu zařízení t_{rz}
  - běžnější je metoda d_1
- určení obtokového součinitele chladiče O_s, teploty primárního vzduchu t_{pr} a teploty t_{rz} dle rov. 11.1
- vynesení stavů vzduchu **E** (t_e, h_e), rosného bodu $\mathbf{R}_z$ (t_{rz}, φ) $\Rightarrow$ další veličiny stavů vzduchu
- vynesení stavu vzduchu **Pr** (průsečík izotermy t_{pr} a přímky **E**-$\mathbf{R}_z$) $\Rightarrow$ veličiny stavu vzduchu
- vynesení stavu vzduchu **I** (průsečík izotermy t_i s přímkou $x_i = x_{pr} + \Delta x$) metodou $d_1 \Rightarrow \varphi_{iv}$
- kontrola stavu vzduchu **I**, tzn. pokud $\varphi_{iv} = \varphi_i \pm 5$ % lze řešení pro běžné provozy budov přijmout
- vymezení vzduchu **1** $\Rightarrow$ směšování složek vzduchu **Pr** a **S** = **I** $\Rightarrow$ veličiny stavů **1**
- vymezení vzduchu **P** $\Rightarrow$ průsečík izotermy $t_p = t_i - \Delta t_f$ a přímky $x_1 = \text{konst.} \Rightarrow$ veličiny stavu **P**

Výsledek úprav
- veličiny (t, h, x) stavů vzduchu **Pr**, **1**, **P** a rosný bod t_{rz} pro návrh chladiče
- chladicí výkon jednotky fancoil $Q_j = V.\rho.(h_1 - h_p)$
- chladicí výkon ústřední klimajednotky $Q = \sum Q_j$

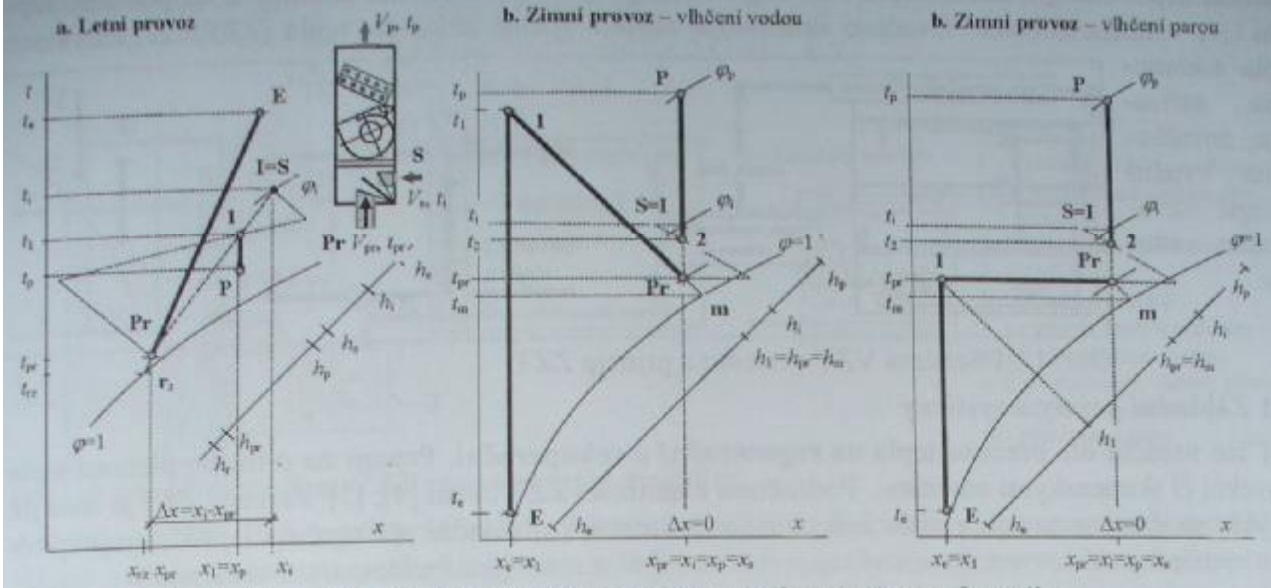
s vlhčením vodou, čtyřtrubkový systém,

***Otopné období – zimní provoz** s vlhčením vodou*, čtyřtrubkový systém obr. 11.11b.

- předpoklady – obč. stavba, proto lze běžně volit $\Delta x = 0 \Rightarrow x_{pr} = x_i = x_s$
- vynesení stavů vzduchu **E** (t_e, h_e), **I** (t_i, φ_i), **Pr** (t_{pr}, x_{pr}) $\Rightarrow$ další veličiny stavů
- určení stavu vzduchu **1** jako průsečík adiabaty h_{pr} a přímky pro $x_e = \text{konst.}$
- vymezení vzduchu **2** $\Rightarrow$ směšování **Pr** a **S** vzduchu
- vynesení stavu vzduchu **P** ($t_p = t_i + \Delta t_f$, x_s) $\Rightarrow$ další veličiny stavu

Výsledek úprav
- veličiny (t, h, x) stavu vzduchu **1**, **Pr**, **2**, **P** a teplota mokrého teploměru t_m
- tepelný výkon jednotky fancoil $Q_j = V.\rho.c.(t_p - t_2)$
- tepelný výkon ústřední klimajednotky $Q = \sum Q_j$
- účinnost pračky pro celkový průtok, obecně $\psi = (t_1 - t_{pr})/(t_1 - t_m)$

Otopné období – zimní provoz s vlhčením parou, čtyřtrubkový systém
Postup obdobný předchozímu vlhčení vodou, řešení je patrné z obrázku 11.11c.



Obr. 11.11a,b,c Schéma řešení úprav vzduchu kombinovaného systému s fancoily

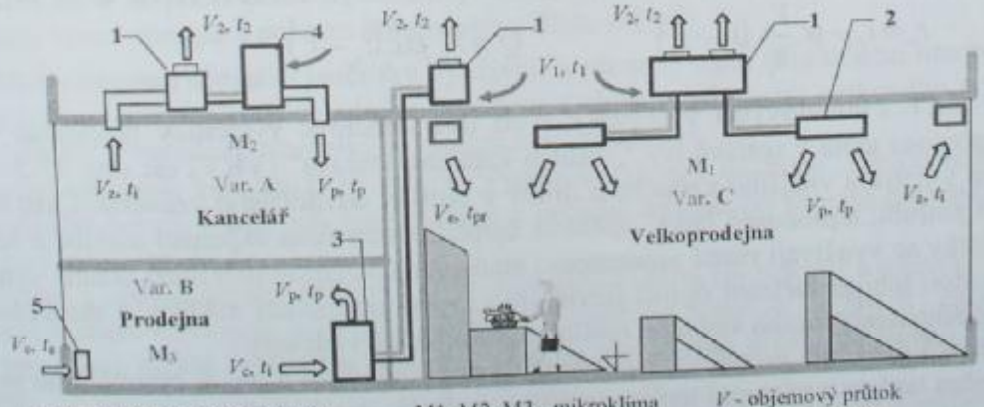
11.6.4 Návrh chladivových systémů

Uvedené systémy přenáší teplo pomocí skupenských změn chladiva. Důležitou veličinou pro návrh systému jsou tepelná zátěž, tepelné ztráty a průtok vnějšího vzduchu V_e, jež se zajistí větracím systémem nebo napojením vnitřních jednotek na venkovní vzduch. Blíže lit. [4]. Průtoky vzduchu V_p pro každou z klimatizovaných místností lze odvodit z rozdílu teplot Δt a topného či chladicího výkonu jednotek uvedených v podkladech výrobců.

Obr. 11.12 Chladivové systémy

Tab. 11.9 Základní hodnoty pro chladivový systém klimatizace

Vstupní údaje – místnost		Volené údaje	Výstupní údaje – místnost
Tepelná a hmotnostní zátěž	Q_l, Q_z, M_w	léto Δt_l = 6 - 10 K	$V_{pr} = V_e = y.n$ $V_z = V_e$ V_s
Veličiny mikroklimatu	t_i, φ_i, x_i, h_i, k_i	zima Δt_z = 10 - 15 K	léto $V_p = Q_l / c.\rho.\Delta t_l$
Veličiny vnějšího prostředí	t_e, x_e, h_e, t_{em}	$t_p = t_i$ pro V_e	zima $V_p = Q_z / c.\rho.\Delta t_z$
Počet osob	n	y	$V_p = V_{pr} + V_s$



1 - vnější kondenzátorová jednotka
2 - vnitřní jednotka podstropní
3 - vnitřní jednotka skříňová
M1, M2, M3 - mikroklima
4 - klimatizační jednotka
5 - jednotka parapetní
V - objemový průtok
t - teplota vzduchu
φ - relativní vlhkost

Obr. 11.13 Koncepční řešení typických chladivových systémů

12 Zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice

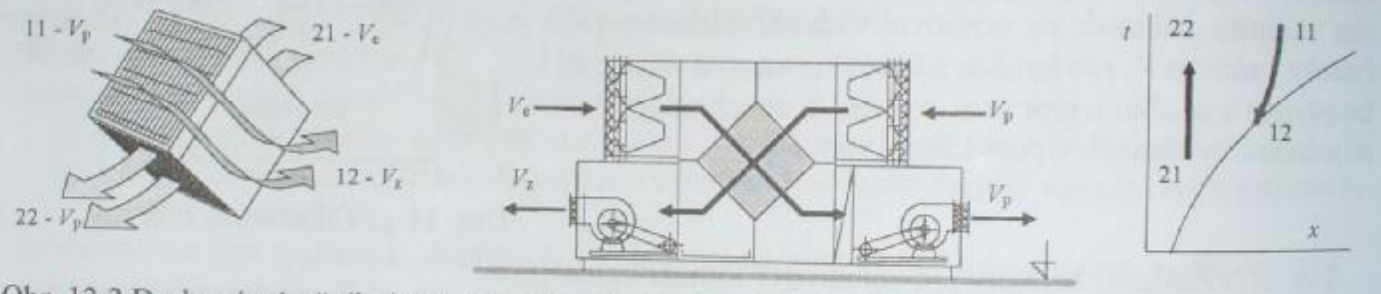
Nutnost úspor energií, ekonomické i ekologie faktory vyžadují racionální přístupy k hospodaření teplem i ve vzduchotechnice. Uvedené skutečnosti sleduje zpětné získávaní tepla (ZZT) tzv. recyklace tepla technickým zařízením, umožňujícím využití energie odváděného vzduchu.

Obr. 12.1 Schéma VZT systému a princip ZZT

12.1 Základní pojmy a systémy

ZZT lze rozdělit dle přenosu tepla na **regenerační** a **rekuperační**. Pracují na principu přenosu tepla konvekcí či skupenskými změnami. Podrobnou klasifikaci ZZT uvádí [4], [5]. Zařízení ZZT je dnes již obvykle součástí sestavných vzduchotechnických jednotek. Základní aplikace ZZT představují systémy s výměníky *deskovými, lamelovými, regeneračními, z tepelných trubic a tepelná čerpadla*

a. Systémy ZZT s deskovými výměníky tvoří rekuperační soustavu ve skladbě tzv. „vzduch-vzduch". Základním prvkem zařízení jsou výměníky deskové event. trubkové. Deskové výměníky se skládají z teplosměnných desek, mezi nimiž proudí střídavě teplý a chladný vzduch. Proudy přívodního a odváděného vzduchu jsou odděleny, a proto lze uvedené zařízení využívat i pro znečištěná prostředí. Schéma výměníku a typického osazení je na obr. 12.2, blíže [4], [5].



Obr. 12.2 Deskový výměník, jeho osazení a schéma tepelných výměn

Návrh deskových výměníků vychází z obecné teorie přenosu tepla. Cílem návrhu jsou veličiny charakterizující tepelné a hydraulické poměry. Z důvodu proměnných vstupních hodnot se aplikují zjednodušené algoritmy nebo se využívá podkladů výrobců udávající teplotní účinnost ψ. Pro teplotu výstupního vzduchu z deskového výměníku platí pro průtok V_o se vstupní teplotou t_o a průtok venkovního vzduchu V_e s teplotou t_e rov. 12.1a. Tepelný výkon výměníku je dán rov. 12.1b. Blíže [4], [5].

$$t_e' = t_e + \psi.\frac{V_o}{V_e}.(t_o - t_e) \qquad Q = V_o.\rho.c.(t_o - t_e') \qquad (12.1a,b)$$

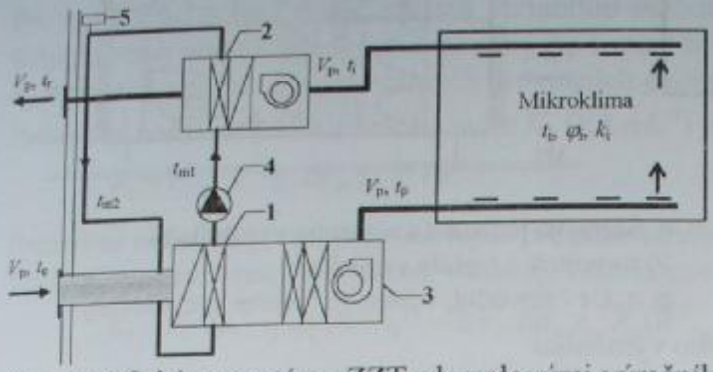
b. Systémy ZZT s lamelovými výměníky tvoří dva lamelové výměníky propojené kapalinovým okruhem k přenosu tepla v sestavě tzv. „vzduch-kapalina-vzduch" (VKV) dle obr. 12.3. Jeden výměník je osazen v potrubí vnějšího vzduchu a druhý v potrubí odváděného vzduchu. Části kapalinového okruhu tvoří potrubí, teplonosná látka, oběhové čerpadlo, uzavřená expanzní nádoba a regulace. Jako teplonosné látky se využívají různé nemrznoucí směsi nuceně cirkulující mezi oběma výměníky. Podstatnou výhodou tohoto zařízení oproti jiným jsou menší pořizovací náklady a skutečnost, že vzduchovody vnějšího a odvodního vzduchu mohou být libovolně vzdáleny.

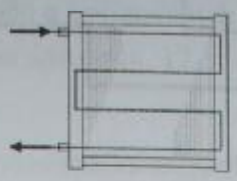
Návrh výměníků vyžaduje určení výstupní teploty za výměníkem a návrh optimálního počtu řad n_{op}. Poměrná změna teploty a výstupní teplota vnějšího vzduchu za výměníkem jsou dány rov. 12.2a.

$$\frac{\Delta t}{t_i - t_{em}} = \left(1 + \frac{2V_v.\rho_v.c_v}{k.n.S_1}\right)^{-1} \qquad t_e'' = t_{em} + \Delta t.(t_i - t_{em}) \qquad (12.2a,b)$$

Optimální počet řad výměníků je dán vztahem 12.3. Legenda veličin totožná s rov. 12.8.

$$n_{op} = V_v.\rho_v.c_v.\left[\sqrt{\frac{2.(t_i - t_{em}).\tau_2.P_2.10^{-6}}{k.S.(6{,}7.V_v.w^{1{,}52}.\tau_1.P_1.10^{-6} + 2.C.o)}} - \frac{2}{k.S}\right] \qquad (12.3)$$

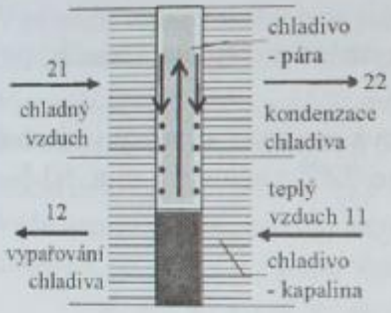




Legenda
1 - Výměník vnějšího vzduchu
2 - Výměník znehodnoceného vzduchu
3 - Vzduchotechnická jednotka
4 - Čerpadlo
5 - Expanzní nádoba
V, t - průtok, teplota vzduchu
φ, k - vlhkost, koncentrace
e, i, p - venkovní, vnitřní, přívodní
r - recyklovaný, odváděný
m - teplonosná látka

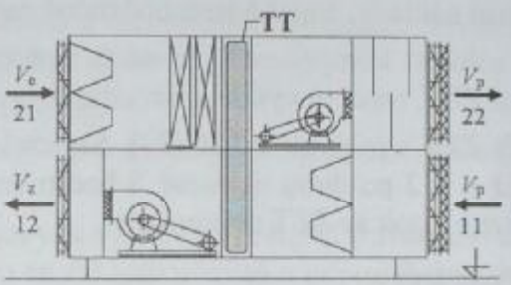
Obr. 12.3 Schéma systému ZZT s lamelovými výměníky

c. Systémy ZZT s tepelnými trubicemi tvoří tepelné trubice vložené do rámu a vytvářející výměník. Náplní trubic je chladivo umožňující přenos tepla pomocí skupenských změn (vypařování a kondenzace). Chladivo proudí v trubici vlivem gravitačních nebo kapilárních sil v závislosti na poloze trubice. Trubice je opatřena žebrováním. Schéma vertikálního výměníku je na obr. 12.4.

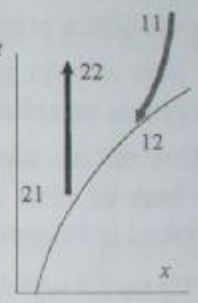


Vertikální tepelná trubice

Schéma výměníků TT



Osazení výměníku TT



Tepelné výměny

Obr. 12.4 Schéma vertikálního výměníku z tepelných trubic TT a jeho osazení

Návrh trubic vychází z teorie přenosu tepla pomocí rozdílu teplot a dílčích tepelných odporů souvisejících s mechanismem přenosu tepla při proudění parní a kapalné fáze chladiva trubicí. V praxi se využívají k návrhu trubic podklady výrobců udávající výkonové veličiny získané experimentálním přístupem ve formě grafů, tabulek či optimálně se vyčíslí programem pro konkrétní vstupní hodnoty.

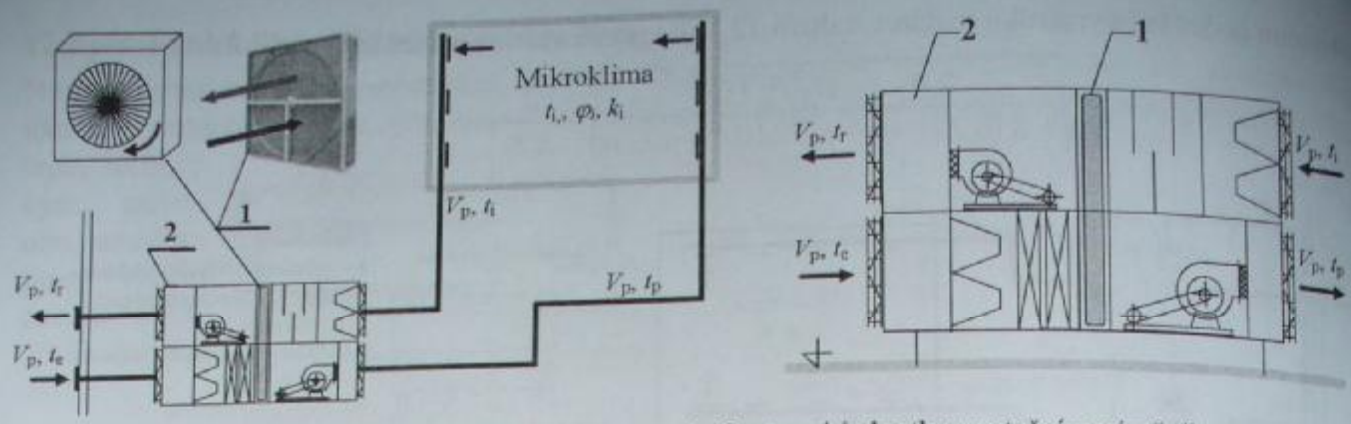
d. Systémy ZZT s tepelnými čerpadly přenášejí teplo pomocí skupenských změn s nuceným prouděním chladiva. Tepelná čerpadla patří investičně k nejnáročnějším prvkům ZZT. Jejich provoz je efektivní pro případy levné energie k pohonu kompresoru. Blíže [4], [5].

e. Systémy ZZT s regeneračními výměníky využívají k přenosu tepla akumulační hmotu periodicky ohřívanou teplým a ochlazovanou chladným proudem vzduchu. Přenosem celkového tepla dosahují maximální účinnosti. Provedení výměníků je rotační nebo přepínací.

e_1. Regenerační výměník rotační tvoří rotující výměník osazený do rámu. Přenos tepla i vlhkosti umožní akumulační hmota rotoru při jeho otáčení z proudu teplého do proudu chladného vzduchu. Schéma zařízení je na obr. 12.5.

Návrh je odvozen z obecné teorie výměníků tepla. Obvyklá kritéria (průtokové a přenosové) se doplní akumulačním kritériem a definuje účinnost výměníku. Uvedenou účinnost lze získat i experimentálně. V praxi se pro návrh těchto výměníků využívá účinnost umožňující určení tepelného výkonu a výstupní teploty.

e_2. Regenerační výměník přepínací tvoří dva segmenty, kterými střídavě proudí venkovní a odváděný (vnitřní) vzduch. Akumulační hmota mění svou polohu, směr proudění je stálý. Blíže [4], [5].



a. Schéma systému s rotačním výměníkem
Legenda 1 - Regenerační výměník
2 - Vzduchotechnická jednotka

b. Sestavná jednotka s rotačním výměníkem
V, t - průtok a teplota vzduchu
p, e, i, r - přívodní, venkovní, vnitřní, recyklovaný

Obr. 12.5 Schéma typického osazení regeneračního výměníku

12.3 Návrh systémů ZZT

Komplexní řešení úlohy tvoří fyzikální, provozní a ekonomická problematika. Fyzikální problém se vyznačuje nestacionární výměnou tepla a látky při proměnných teplotách a režimech provozu vzduchotechniky, členitou geometrii teplosměnných ploch a čistotou jejich povrchů. Provozní stránka vyplývá z režimu provozu vzduchotechniky a předpokládané doby využívání ZZT. Ekonomika zahrnuje investiční a provozní náklady, z nichž jsou podstatné ceny energií.

Cílem návrhu je velikost komponentů, zejména teplosměnná plocha výměníků, teplota vzduchu po výstupu ze zařízení ZZT, tepelný výkon a návratnost investice.

Kritéria pro návrh ZZT vyplývají v ČR [24]. Stanoví, pokud je celková intenzita výměny vzduchu v budově větší než $n = 2$ po dobu nejméně 8 hodin denně, požaduje se ZZT s účinnosti min. 60 %, pokud je intenzita $n > 1$ pak se ZZT doporučuje.

Přístupy k návrhu a řešení

- fyzikální sledující jen energetická hlediska,
- komplexní zahrnují fyzikální a ekonomickou problematiku.

Pro praktická řešení se zavádí idealizace s předpokladem totožných průtoků vzduchu na vstupu a výstupu výměníků. Konkrétní postup návrhu představuje:

a. Specifikaci vstupních hodnot představující průtok vzduchu, průměrné venkovní teploty, roční dobu provozu vzduchotechnického systémů a využívání ZZT, ceny tepla a elektrické energie, pořizovací ceny zařízení, odpisy a náklady na opravy a údržbu.
b. Volbu reálných variant.
c. Návrh prvků zvolených variant tzv. určení velikosti, teploty na výstupu z výměníku a tlakových ztrát.
d. Ekonomické hodnocení variant.
e. Výběr optimální varianty dle ekonomického řešení a stavebních podmínek.
f. Podrobný návrh technických prvků celého zařízení.
g. Řešení regulace, ovládání provozu a protimrazové ochrany.

12. 4 Ekonomické hodnocení ZZT

Podmínkou rentability navrženého ZZT je reálná návratnost investic podmíněná kladnými finančními efekty při jeho provozu. Ekonomické hodnocení sleduje vyčíslení finanční náročnosti ZZT danou náklady na realizaci a provozními náklady jeho zařízení. Finanční přínosy určují:

- ceny energií (teplo, elektrická energie)
- doba provozu vzduchotechnického systému a ZZT
- pořizovací náklady ZZT
- průtok vzduchu – $V = f(A_{geneii})$ vyplývající z tepelných a hmotnostních toků Q_{za}, Q_{zi}, M_w.

K hodnocení ekonomie ZZT lze užít algoritmus dle [5], jenž vychází z níže uvedené formule pro průměrný roční porovnávací efekt zařízení daný dílčími složkami a upravený pro rovnost objemových průtok na vstupu a výstupu do zařízení dle rov. 12.4.

$$E_p = K_1 - K_2 - K_3 - K_4 - K_5 - K_6 \qquad (12.4)$$

Pro konkrétní vstupní údaje a jejich variabilitu mohou dosáhnout jednotlivé složky a výsledný efekt široký rozsah hodnot. Realizační varianta ZZT musí být taková, aby průměrný roční porovnávací efekt E_p byl maximální ze spektra reálných provozních podmínek a pořizovacích nákladů.

Průměrné roční zisky z ušetřeného tepla K_1 (Kč.rok^{-1}) jsou dány rov. 12.5

$$K_1 = V_v . \rho_v . c_v . \varepsilon_1 . \Delta t_m . \tau_2 . P_t . 10^{-6} \qquad (12.5)$$

Průměrné roční zisky z ušetřeného tepla produkovaného ventilátory K_2 (Kč.rok^{-1})
Teplo produkuje ventilátor (event. soustrojí ventilátor-motor) s předpokládanou 50 % účinností.

$$K_2 = V_v . \Delta p_v . \tau_2 . P_t . 10^{-6} . \eta^{-1} = 2 . V_v . \Delta p_v . \tau_2 . P_t . 10^{-6} \qquad (12.6)$$

Průměrné roční zisky z ušetřeného tepla produkovaného čerpadly K_3 (Kč.rok^{-1})
V případě systémů s lamelovými výměníky a pomocnou tekutinou VKV vyžadující čerpadlo jsou zisky K_3 teplem produkovaným čerpadlem s účinností $\eta = 80\%$ pro hustotu tekutiny $\rho_w = 1000$ kgm^{-3}

$$K_3 = M_w . \Delta p_c . \tau_2 . P_t . 10^{-6} . \rho_w^{-1} . \eta_c^{-1} = 1{,}25 . M_w . \Delta p_c . \tau_2 . P_t . 10^{-9} \qquad (12.7)$$

Vícenáklady na provoz ventilátorů K_4 (Kč.rok^{-1})
V případě rovnosti objemových průtoků přívodního a odváděného vzduchu i jejich tlakových ztrát a 50% účinnost ventilátorů platí pro vícenáklady vztah 12.8a

Vícenáklady na provoz oběhového čerpadla K_5 (Kč.rok^{-1})
Pro rovnost tepelných kapacit přívodního a odváděného vzduchu platí pro vícenáklady rov. 12.8b.

Roční amortizace zařízení ZZT K_6 (Kč.rok^{-1})
Výše amortizace K_6 se odvozuje z nákladů spojených s realizací zařízení (investiční náklady - projekt, dodávka, montáž atd.) a umořovatele u určeného na základě přepisů o odpisech investic dle 12.8c.

$$K_4 = 4 . V_v . \Delta p_v . \tau_1 . P_e . 10^{-6} \qquad K_5 = M_w . \Delta p_c . \tau_2 . P_e . 10^{-6} / \eta_c \qquad K_6 = I . u \qquad (12.8a,b,c)$$

kde V_v – průtok vzduchu zařízením (m^{3}s^{-1})
M_w – hmotnostní průtok kapaliny čerpadlem (kg.s^{-1})
P_t, P_e – cena tepla a elektrické energie tepla (Kč.MWh^{-1})
k – součinitel prostupu tepla S, S_1 – plocha výměníku (m^2), plocha 1Ř výměníku (m^2/m^2)
$\Delta t_m = t_i - t_{em}$ - teplotní rozdíl pro teplotu interiéru t_i a střední teplotu venkovního vzduchu t_{em}
t_p – teplota přívodního vzduchu, vyplývá ze VZT systému (°C)
ε_1 – teplotní účinnost zařízení ZZT vztažená teplotní rozdíl Δt_m
η_e – účinnost čerpadla (-), c, ρ – tepelná kapacita, hustota tekutiny
τ_1, τ_2 – počet hodin provozu vzduchotechniky a zařízení ZZT za rok (h.rok^{-1})
Δp_1 – tlaková ztráta zařízení ZZT na straně vstupu vzduchu (Pa)
Δp_c – tlaková ztráta kapalinového okruhu zařízení ZZT (Pa)
I – investiční náklady (Kč) u – odpisy (-)

Jednodušší řešení pro systémy vzduch-vzduch s deskovými výměníky a zimní provoz tvoří složky:
- střední tepelný výkon deskového výměníku ZZT a jeho účinnost η_{zzt}

$$Q_{zzt} = Q_{oh} \eta_{zzt} \qquad Q_{oh} = V_v . \rho . c . (t_p - t_{em}) \qquad \text{(W)} \qquad (12.9a,b)$$

- průměrné roční zisky z ušetřeného tepla K_1 (Kč.rok^{-1})

$$K_1 = Q_{zzt} . \tau_2 . P_t \qquad (12.10)$$

- vícenáklady na provoz ventilátorů K_2 (Kč.rok^{-1})

$$K_2 = \Delta N . \tau_1 . P_e \qquad \Delta N \text{ – zvětšení el. příkonu ventilátoru} \qquad (12.11)$$

- finanční úspory provozem ZZT $E_p = K_1 - K_2$ (Kč.rok^{-1}) (12.12)

13 Chlazení pro klimatizaci

Účelem chlazení ve vzduchotechnice je výroba chladu pro provoz zejména klimatizačních systémů. K uvedenému účelu lze užít chlazení:

- nestrojní využívající přírodní zdroje, (studniční voda, ap.),
- strojní, kdy se chlad vyrobí zařízením pracujícím na principu obráceného Carnotova cyklu.

Ve vzduchotechnice se nejčastěji užívají kompresorové a absorpční chladicí zařízení. Princip, skladba a funkce je popsán v lit. [2], [4]. Teplo uvolněné v kondenzátoru jednotek se odvádí vzduchem nebo vodou do atmosféry. Je-li využíváno teplo uvolňované v kondenzátoru, pracuje zařízení jako tepelné čerpadlo. Výkonnější zařízení pro výrobu chladu jsou instalována do strojoven chlazení, které musí být s ohledem na vysokou hlučnost chladicího soustrojí vhodně situována v budově či v exteriéru.

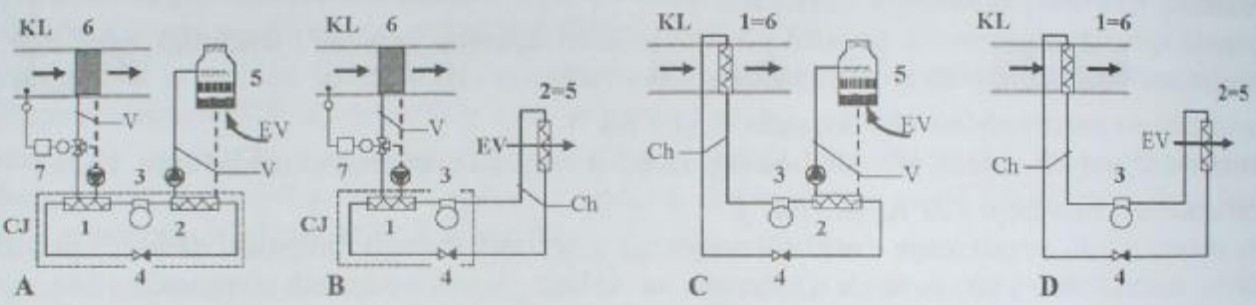
13.1 Klasifikace kompresorového systému chlazení pro klimatizaci

Z hlediska způsobu přenosu tepla lze chlazení klasifikovat na soustavy:

- s přímým a nepřímým chlazením,
- s vodou či vzduchem chlazenými kondenzátory chladicích jednotek.

Zmíněné způsoby lze kombinovat do reálných sestav dle obr. 13.1:

- nepřímé chlazení s chladicí jednotkou s vodou chlazeným kondenzátorem var. **A**
- přímé chlazení s chladicí jednotkou s vodou chlazeným kondenzátorem, var. **C**
- nepřímé chlazení s chladicí jednotkou se vzduchem chlazeným kondenzátorem, var. **B**
- přímé chlazení s chladicí jednotkou se vzduchem chlazeným kondenzátorem, provedení označované jako „split" tzn. dělený systém, var. **D**.

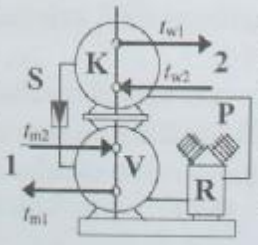


Legenda
1 – Výparník CJ
2 – Kondensátor CJ
3 – Kompresor CJ
4 - Škrticí armatura
5 – Chladič kapaliny
6 - Chladič KJ
7 – Regulace vody
EV – externí vzduch
CJ – Chladicí jednotka
KL - Klimajednotka
V - voda
Ch - chladivo

Obr. 13.1 Principiální schémata soustav chlazení

13.2 Základní části kompresorového chlazení

a. **Chladicí jednotky** tzn. chillery tvoří blokové kompaktní soustrojí. Sestávají ze strojních komponentů dle obr. 13.2 a tvoří výparník, kondenzátor, kompresor (pístový, šroubový, spirálový, turbokompresor), armatury, potrubí a regulace. Provedení jednotek je běžně blokové v hermetické či polohermetickém provedení. Běžné je i provedení jednotek pro vnější prostředí. Bližší popis [4]. Zásadní při návrhu a situování chladicích kompresorových jednotek je jejich hlučnost a hmotnost.



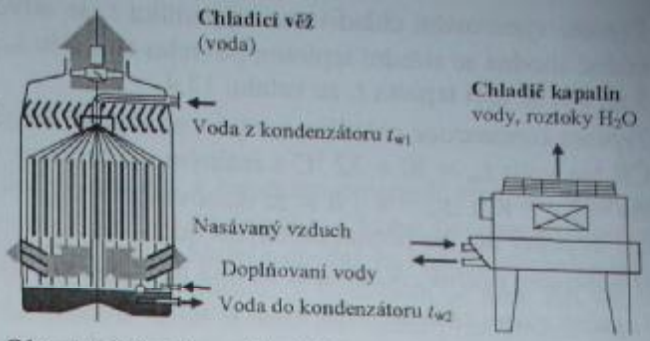
Legenda
V - výparník
S - škrticí ventil
P - potrubí chladiva
t_{w1}, t_{w2} – teplota vody 1 tj. kondenzátor-chladicí věž
t_{m1}, t_{m2} – teplota vody 2 výparník-chladič
K - kondenzátor
R - kompresor

Obr. 13.2 Ideové schéma kompresorové jednotky

b. **Chladiče kapalin, chladicí věže** jsou zařízení k ochlazení vody kondenzátorového kruhu chladicích jednotek s vodou chlazenými kondenzátory. Jejich funkcí je odnímat teplo vodě odpařováním proudícím vzduchem. Ochlazení se uskuteční částečným odparem do přirozeně nebo nuceně proudícího vzduchu. Aktuálními jsou hybridní chladiče. Intenzivnějšího vypařování se dosáhne zkrápěním desek vodou. Základní části věže jsou nosná konstrukce, vodní sprchový registr, sběrná nádrž, ventilátor a zkrápěné desky. Voda se ochlazuje vzduchem proudícím protisměrně mezi deskami. Při volbě místa uložení věže v exteriéru se musí uvažovat s možným úletem vodních kapek a tvorbou námrazy v zimě.

Progresivním provedení tvoří chladiče vody s uzavřeným oběhem vody. Schéma typických provedení je na obr. 13.3.

c. **Chladiva** jsou látky obíhající v okruhu jednotky a přenášející teplo pomocí skupenských změn na principu Carnota cyklu, kap. 3. Základními chladivy jsou uhlovodíky klasické (etan, etylén, propan, čpavek) nebo halogenové (freony). Použití chladiv musí respektovat ekologické požadavky, zejména tzv. Montrealský protokol.



Obr. 13.3 Schéma chladičů vody

d. **Teplonosné látky** jsou kapaliny sloužící k distribuci chladu mezi výparníkem a jeho spotřebičem (chladič klimajednotky) a k přenosu tepla mezi kondenzátorem a chladicí věží event. chladičem kapaliny. Základními látkami jsou voda nebo solanky ($CaCl2$, $NaCl$, $MgCl2$) pro podnulové teploty.

e. **Rozvodné potrubí** s čerpadly a regulací tvoří jednotlivé okruhy k přenosu tepla vodou mezi zdrojem chladu a jeho spotřebičem.

f. **Spotřebiče chladu** představují ve VZT chladiče klimatizačních jednotek.

13.3 Návrh kompresorového chlazení

Výchozí pro návrh je chladicí výkon klimatizačního systému. Potřeba chladu však není konstantní, ale kolísá v závislosti na působení agencií s tím, že maximum se vyskytuje jen několik dnů v roce. Proto je vhodné k pokrytí odběrových maxim u rozsáhlým zařízení využít akumulace chladu event. ústřední chlazení s dálkovým rozvodem.

Volba soustavy chlazení pro klimatizaci vychází z *faktorů technických* (výkon, teploty, ap.), *ekonomických* (investiční a provozní náklady), *provozních* (regulace výkonu, obsluha a údržba), *prostorových* (stavební dispozice, situování v exteriéru) a *ekologických* (chladiva, hluk). Konečná volba a návrh je často kompromisem výše faktorů.

Návrh kompresorového soustavy nepřímého chlazení s vodou chlazeným kondenzátorem

Volba koncepce je prvořadým úkolem návrhu a spočívá ve výběru optimální varianty odpovídající místním podmínkám a požadovanému chladicímu výkonu zařízení v sestavě *bez akumulace* nebo *s akumulací* chladu zpravidla ve vodních zásobnících.

Cílem návrhu je specifikace jednotky, chladicí věže event. chladiče kapalin, potrubí, armatur a ideové řešení regulace. Výchozí hodnoty pro návrh jsou chladicí výkon, teploty chlazené vody a exteriéru. Uvedené hodnoty jsou také podkladem pro řešení chladicího oběhu a určení dalších hodnot, pomocí kterých lze přesněji určit typ a velikosti zařízení, hmotnostní toky teplonosných látek, potřeby energií atd. Tepelné děje chladicího oběhu lze řešit i graficky pomocí diagramu $\log p - h$. Pro stav chladiva po kompresi daný bodem 2 lze uplatnit obecný vztah 13.7 nebo přepokládat idealizovaný izoentropický děj. Polytropický exponent n je závislý na druhu chladiva. V případě chladiva R134a se exponent pohybuje v intervalu teplot chlazení pro klimatizaci v mezích $n = 1{,}01$ až $1{,}03$.

Předběžný návrh. Chladicí výkon jednotky tj. výparníku Q_o je dán vztahem 13.1 pro průtok vzduchu V_p a jeho entalpie h_{v1} a h_{v2} vyčíslené řešením úprav vzduchu dle kap. 11. *Tepelný výkon kondenzátoru* Q_k lze určit z entalpie chladiva na vstupu a výstupu dle rov. 13.2. *Adiabatický příkon kompresoru* P_{ad} je dán pro entalpii h_1 a h_2 rov. 13.3.

$$Q_o = V_p.\rho.(h_{v1} - h_{v4}) \quad (13.1)$$

$$Q_k = m.(h_2 - h_3) \quad (13.2)$$

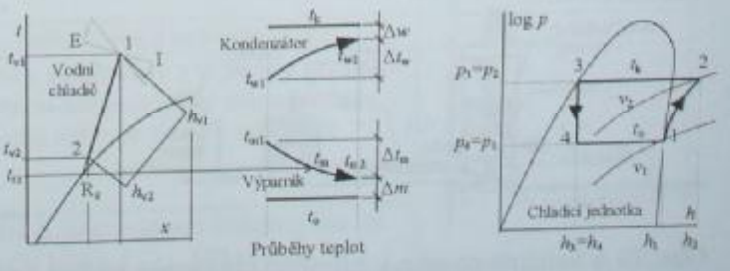
$$P_{ad} = m.(h_2 - h_1) \quad (13.3)$$

$$t_o = t_m - 0{,}5.\Delta t_m - \Delta_m \quad (13.4)$$

$$t_k = t_{w1} + \Delta t_w + \Delta w \quad (13.5)$$

$$m = Q_o / (h_1 - h_2) \quad (13.6)$$

$$p_1.v_1^n = p_2.v_2^n \quad (13.7)$$



Obr. 13. 4 Schéma tepelných výměn

Teplota vypařování chladiva ve výparníku t_o se odvodí z teploty rosného bodu zařízení t_{rz}, jež je přibližně shodná se střední teplotou povrchu chladiče t_m. Pro zvolené rozdíly teplot $\Delta t_m = 4 \div 8$ K a $\Delta m =$ 3 až 5 K se určí teplota t_o ze vztahu 13.4.

Teplota kondenzace chladiva t_k závisí na teplotě vnějšího vzduchu proudícího chladicí věží. Pro území ČR lze volit $t_{ev} = 30 \div 32$ °C s reálným ochlazením vody ve věži o $\Delta t_{ch} = 4$ až 8 K. Pro rozdíl teplot $\Delta w = 3 \div 5$ K a $\Delta t_w = 4 \div 8$ K se stanoví teplota t_k z rov. 13.5 pro výstupní teplotu vody z chladicí věže t_{w1}. Tepelný děj lze popsat určenými hodnotami a dle obr. 13.4.

Hmotnostní průtok chladiva m se určí pro tepelný výkon výparníku z rov. 13.6 pro entapie h_1 a h_4.

Tepelný výkon chladicí věže musí eliminovat teplo Q_k uvolněné při ochlazení chladiva v kondenzátoru. Výchozí je hmotnostní průtok vody daný vztahem $m_k = Q_k / c.(t_{w2} - t_{w1})$. (13.8)

Hmotnostní tok vody protékající okruhem výparník-chladič m_o závisí na výkonu chladiče Q_o a teplotě chladicí vody t_{m1}, t_{m2}. Určí se ze vztahu $m_o = Q_o / c.(t_{m2} - t_{m1})$. (13.9)

Hmotnostní tok vody protékající okruhem kondenzátor-chladicí věž m_k se určí pro výkon Q_k a teploty chladicí vody t_{w1}, t_{w2} dle vztahu $m_k = Q_k / c.(t_{w2} - t_{w1})$. (13.10)

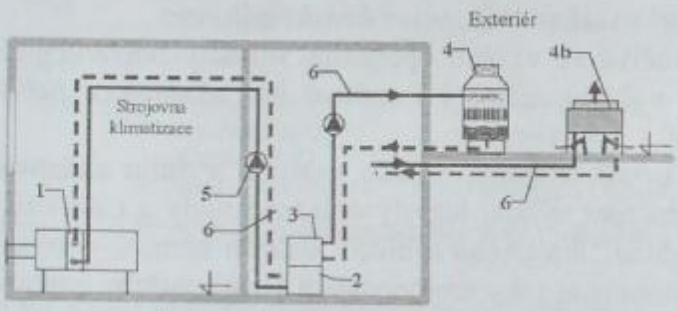
Průměry potrubí se určí dle obvyklých zásad pro dimenzování potrubí a hmotnostní tok m_o okruhem chladič-výparník a průtokem m_k okruhem kondenzátor-chladicí věž event. chladiče kapalin.

Návrh chladicích jednotek (chillerů event. výrobníku chladu), chladičů kapalin či chladicích věží
Podkladem pro specifikaci komponentů jsou návrhové hodnoty vyplývající z hodnot vstupních a vypočtených. Vlastní návrh vyžaduje technické podklady výrobců chladicích zařízení.

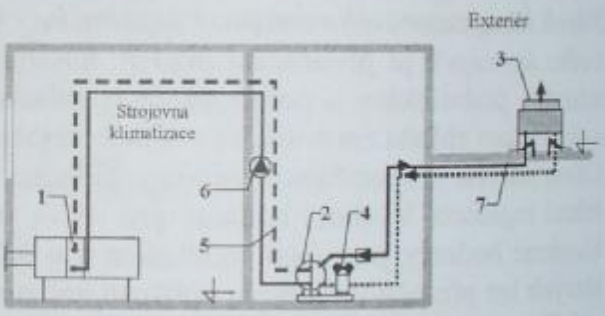
Praktický návrh soustav
Základní případy návrhu, jeho algoritmus a grafický výstup je náplní příkladů 22 a 23.

13.4 Soustavy kompresorového chlazení

Ze spektra možných sestav jsou na obr. 13.5 ideová schémata typických variant. Aktuálními jsou dnes soustavy var. D – přímé chlazení a vzduchem chlazený kondenzátor, tzv. split systém

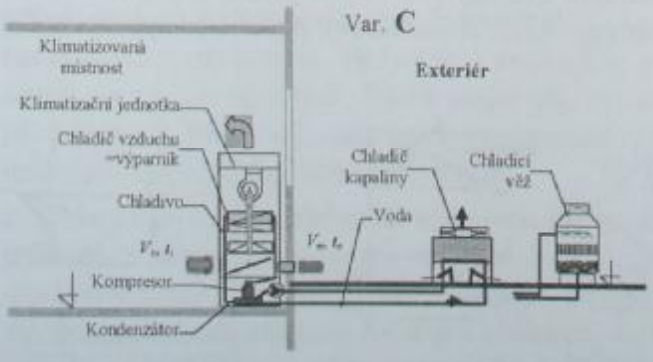


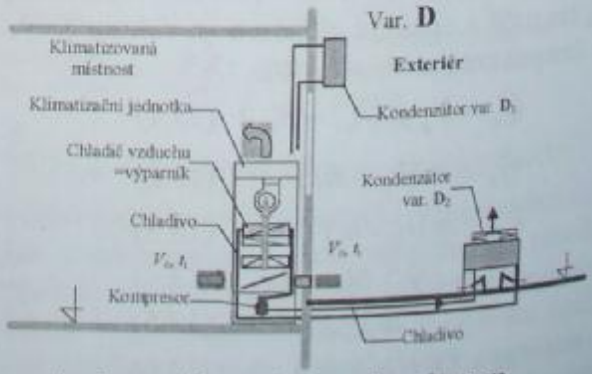
Legenda var. **A**
1 – Klimajednotka **2** – Výparník CJ
3 – Kondenzátor CJ **4** – Chladicí věž
4b – Chladič kapalin **5** - Oběhové čerpadlo
6 – Teplonosná látka



Legenda var. **B**
1 – Klimajednotka **2** – Výparník CJ
3 – Kondenzátor CJ **4** - Kompresor
5 – Chlazená voda **6** - Oběhové čerpadlo
7 – Chladivo

Obr. 13.5 Schéma soustavy nepřímého chlazení s vodou a vzduchem chlazeným kondenzátorem





Obr. 13.6 Schéma soustavy přímého chlazení s vodou a vzduchem chlazeným kondenzátorem

14 Hluk a chvění ve vzduchotechnice

Zvuk je projevem přírodních jevů, technologických procesů a životního prostředí člověka. Hluk se definuje jako zvuk, který působí rušivě či škodlivě zejména na člověka. Chvění lze charakterizovat jako projev zvukových vln v tuhých tělesech. Hlavními zdroji hluku a chvění ve vzduchotechnice jsou ventilátory, pračky, vzduchovody, elementy výtoku a sání vzduchu. V budovách se hluk šíří vzduchem, zařízením vzduchotechniky (zejména potrubím) a konstrukcemi (chvěním připojených částí). Šířením hluku stavebními konstrukcemi se zabývá stavební akustika.

14.1 Základní pojmy – podrobně jsou definovány a popsány v [4], [9]

Akustické mikroklima je stav prostředí formovaný zdroji hluku a okolím. *Spektrum hluku* se popisuje základními akustickými veličinami ve vybraných oktávových pásmech. Základní fyzikální veličiny zvuku tvoří *vlnová délka, frekvence, akustická rychlost, rychlost šíření zvuku, akustický tlak, intenzita zvuku, akustický výkon*. Z hlediska působení se rozlišuje hluk *ustálený, proměnný, přerušovaný, impulsní*. *Akustické výkony i akustické tlaky* zdrojů jsou velmi široké, a proto se využívá logaritmická stupnice a zavádí tzv. *decibelové stupnice*. *Pásmo slyšitelnosti lidského ucha* je rozděleno na deset oktáv. Pro výpočty ve VZT se běžně používají pásma o kmitočtech ***125, 250, 500, 1000, 2000, 4000*** Hz. *Hladina intenzity zvuku* L_I je pro prahovou intenzitu zvuku $I_0 = 10^{-12}$ Wm^{-2} ve frekvenci $f = 1000$ Hz definována vztahem 14.1. *Hladina akustického tlaku* L vyjadřuje akustický stav prostředí pro referenční akustický tlak na prahu slyšení $p_0 = 2.10^{-5}$ Pa. Je dána vztahem 14.2. *Hladina zvuku* nebo hluku $L_{(A)}$ slouží k hodnocení akustického stavu v místnostech s pobytem lidí. Jednočíselnou hodnotou vyjadřuje akustické poměry v místnosti. Měří se zvukoměrem při použití váhového filtru *A*. *Hladina akustického výkonu* L_p vyjadřuje hlučnost zdroje hluku. *Hladina akustického výkonu* L_{pA} je celková hladina akustického výkonu zdroje korigovaná filtrem A. *Ekvivalentní hladina tlaku* L_{Aeq} zohledňuje celkovou expozici tj. nejen hladinu hluku, ale i jeho časové působení. *Útlum hluku* je veličinou vyjadřující rozdíl vstupního a výstupního výkonu tlumiče $D = P_1 - P_2$. *Vložný útlum* D_u je rozdíl akustických hladin v oktávových pásmech měřené před montáží a po montáži prvku útlumu.

14.2 Hodnocení akustického mikroklimatu

Výchozí pro hodnocení akustických poměrů je zákonný předpis [45]. Stanoví pro ustálený a proměnný hluk pomocí ekvivalentní hladiny akustického tlaku A a časovou expozici **hygienické limity**:

a) hluku a vibrací pro místo k výkonu činnosti osob „pracoviště" a rozsah opatření,

b) hluku pro chráněný vnitřní prostor staveb, chráněný venkovní prostor

c) vibrací pro chráněný vnitřní prostor staveb,

Dále předpis určuje způsob měření a hodnocení hluku a vibrací pro denní a noční dobu. Toto nařízení se nevztahuje na hluk z užívání bytu a dalších vyjmenovaných případů. Základní hygienické limity pro aplikaci ve VZT udává tab. 14.1 a P16.

Tab. 14.1 Hygienické limity pro vybraná pracoviště

Případ	Hygienické limity tzv. „přípustné expoziční limity"pro vybraná pracoviště	Ekvivalentní hladina akustického tlaku A
1	Obecný charakter a osmihodinová pracovní doba.	$L_{Aeq,8h} = 85$ dB
2	Duševní práce náročná na pozornost a soustředění a pracoviště určená pro tvůrčí činnost.	$L_{Aeq,8h} = 50$ dB
3	Duševní práce rutinní povahy pro dobu T trvání rušivého hluku	$L_{Aeq,T} = 60$ dB
4	Pracoviště ve stavbách pro výrobu a skladování, s výjimkou pracovišť případů 2 a 3, kde hluk na pracoviště proniká ze sousedních prostor nebo je způsobován větracím nebo vytápěcím zařízením těchto pracovišť. Ostatní pracoviště.	$L_{Aeq,T} = 70$ dB $L_{Aeq,T} = 55$ dB
5	Pro nerovnoměrnou pracovní dobu či změny hladin během týdne lze uplatnit průměrnou týdenní expozici hluku $L_{Aeq,w}$, blíže [45]	

Pro hodnocení akustických poměrů v chráněném venkovním prostředí platí hygienické limity uvedené v P16. Závazné hygienické limity v ekvivalentní hladině akustického tlaku *A* uvnitř staveb a

v chráněném prostoru se určí součtem ekvivalentní hladiny $L_{Aeq,T}$ a korekcí postihujících využití prostoru a denní dobu dle P16. Další ustanovení uvádí [45].

14.3 Zdroje hluku

Zdroje ve VZT lze dělit na *hlavní, podružné* zdroje a *pozadí*. *Hlavní zdroj hluku* tvoří ventilátor s elektromotorem. Celková hladina akustického výkonu ventilátoru L_p závisí na jeho vzduchovém V_p a tlakovém Δp výkonu a konstrukci. Pro radiální ventilátory lze hodnotu L_p určit z rov. 14.3 pro hladinu měrného akustického výkonu L_{sp} (dle výrobce obvykle 58 až 64 dB). *Podružné zdroje* tvoří turbulentní proudění vzduchu potrubím při změnách profilu a rychlosti proudění. Hluk vzniká dále v kolenech, odbočkách i v koncových prvcích přívodu a odvodu vzduchu. K určení konkrétních hodnot aerodynamického hluku jsou odvozeny formule uvedené např. [9]. *Hluk pozadí* je příznačný zejména pro vnější prostředí. Uplatní se zejména při měření, kdy nesmí překrýt sledovaný hluk. Hladina měřeného hluku musí být minimálně o 3 dB vyšší než hluk pozadí. Je-li rozdíl menší měření nelze provést. Současné působení dvou či více zdrojů hluku o hladinách L_i lze vyjádřit superpozicí dle rov. 14.4.

Tab. 14.1 Základní vztahy pro výpočet akustických veličin

Veličina	Rovnice	Č.
Hladina intenzity zvuku L_I	$L_I = 10.\log(I / I_o)$	14.1
Hladina akustického tlaku L	$L = 20.\log(p / p_o)$	14.2
Hladina akustického výkonu ventilátoru L_p	$L_p = L_{sp} + 10.\log V_p + 20.\log 0{,}1.\Delta p_c$	14.3
Součtová hladina L_{so} násobných zdrojů	$L_{so} = 10.\log\left(\sum 10^{0{,}1.L_i}\right)$	14.4
Hladina akustického tlaku ve vzdálenosti r	$L_r = L_p + 10.\log\left(Q / 4.\pi.r^2\right)$	14.5
Hladina akustického tlaku v libovolném místě prostoru L_o	$L_o = L_p + 10.\log\left(\frac{Q}{4.\pi.r^2} + \frac{4.(1-\alpha)}{S.\alpha}\right)$	14.6
Ekvivalentní hladina $L_{Aeq,T}$ akustického tlaku A je určena vztahem	$L_{Aeq,T} = 10\log\left\{\frac{1}{T}\int_0^T 10^{0{,}1L_{p(t)}}\right\}dt$	14.7
Hodnota požadovaného útlumu	$D = L_{so} - L_N - D_p$	14.8
Útlum hluku v přímém potrubí	$D_t = 0{,}45 - \left(0{,}235\log\sqrt{a.b} + 0{,}374\right)\log f_m/31{,}5$ přibližně 0,1 až 0,2 dB/m pro všechny frekvence	14.9
Útlum hluku v pravoúhlém koleně	$D_k = 8{,}7e^{-7(\log 0{,}004 f_m b)^2} + 8{,}5\left(1 - e^{-2\log 0{,}0025 f_m b}\right)$	14.10
Útlum hluku v obloucích a kolenech s vodicími plechy	$D_{ok} = 3{,}32\log f_m + 3\log b - 6$	14.11
Útlum hluku v odbočce	$D_o = 10\log\sum S_c/S_i$	14.12
Útlum v místě změny průřezu	$D_z = 10\log[(S_1 + S_2)/(4S_1S_2)]$	14.13
Útlum reflexí na konci potrubí	$D_v = 30{,}9 - 14{,}85\log\left(f_m\sqrt{S_r}\right)$	14.14
Celkový přirozený útlum	$D_p = \sum D_i = D_z + D_{kl} + D_t + D_k + D_o + D_{vo} + \ldots$	14.15
Vlastní hluk kulisových tlumičů	$L_t = 50\log(a_t + b_t)w_a/b + 10\log S_o - 3$	14.16

Legenda

S_c – součet odbočujících průřezů
$S_r = a.\ b$ plocha pro rozměry a, b vyústky
L_{sp} – hladina měrného akustického výkonu
b – šířka potrubí v rovině ohybu
V_p, Δp – vzduchový a tlakový výkon ventilátoru
α – součinitel zvukové pohltivosti
T – doba, ke které se ekvivalentní hladina vztahuje, doba se volí tak, aby se dosáhly reprezentativní výsledky pro sledovanou dobu trvání hluku

S_i – plocha odbočujícího průřezu
d_r – rovnocenný průměr
f_m – kmitočet
a_t, b_t – tloušťka a rozteč mezi deskami tlumiče
$L_{(t)}$ – okamžitá hladina akustického tlaku
r – vzdálenost

14.4 Šíření hluku

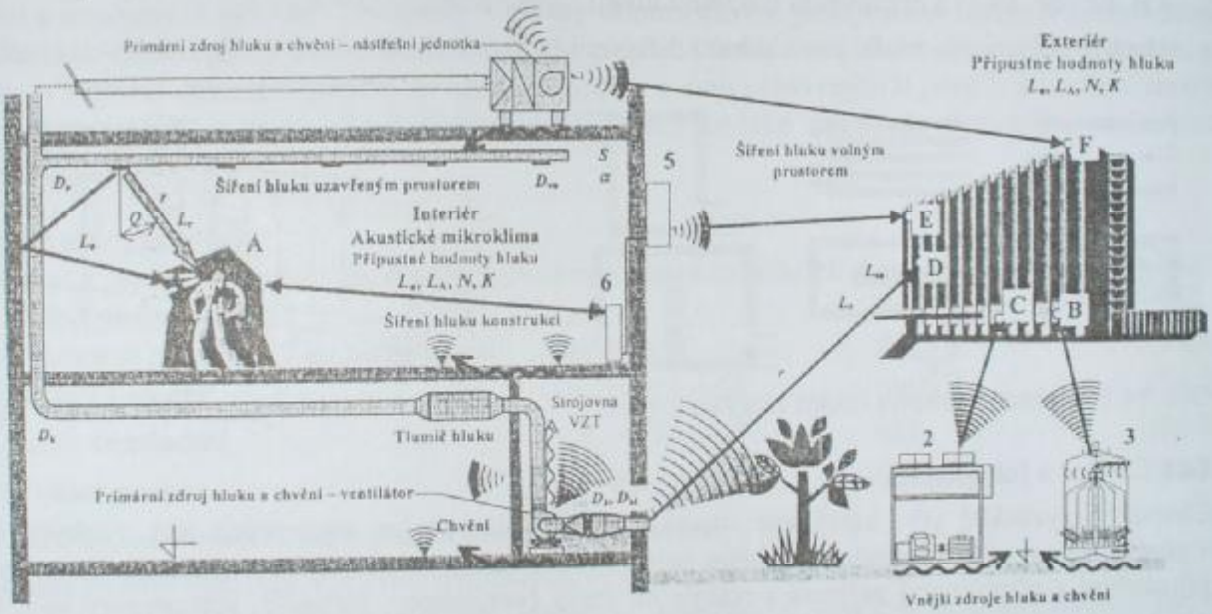
V prostoru se akustická energie šíří od zdroje všemi směry vlnami, jejichž účinek ovlivňuje okolí svými akustickými vlastnostmi. Problematiku šíření zvuku lze pro účely VZT rozdělit na *šíření zvuku volným a uzavřeným prostorem.*

Šíření zvuku ve volném prostoru lze popsat veličinami, kterými jsou střední intenzita zvuku I_{st} a směrový činitel Q. Hladina akustického tlaku ve vzdálenosti r je pak dána rov. 14.5.

Šíření zvuku v uzavřeném prostoru (místnosti) lze popsat superpozicí *pole přímých vln* a *pole odražených vln,* v němž je akustická energie přímých vln vlivem vzdálenosti malá. Akustický výkon je pohlcován stěnou, jejíž akustické vlastnosti vyjadřuje *součinitel zvukové pohltivosti* α. Běžné hodnoty součinitele jsou uvedeny např. v [5] a [9]. *Hladina akustického tlaku* v libovolném místě uzavřeného prostoru je dána součtem předchozích případů dle rov. 14.6.

14.5 Šíření hluku vzduchotechnickým zařízením

Idealizovaná problematika šíření hluku vzduchotechnickým systémem je patrná na obr. 14.1. Základním zdrojem hluku je ventilátor. Jeho hluk se šíří potrubím do interiéru i exteriéru budovy, přičemž se uplatní šíření hluku, jak volným, tak uzavřeným prostorem i stavebními konstrukcemi. Základní úlohou řešení útlumu hluku vzduchotechniky je vyčíslení hodnot veličin působících ve zvolených (kontrolních) bodech, kterými budou primárně ty, jež ***maximálně*** ovlivňují akustické mikroklima interiéru či exteriéru (body A a D na obr. 14.1). Hodnoty ve zmíněných bodech budou rozhodující pro hodnocení nutnosti dodržet ***maximálně přípustné*** akustické veličiny. Volba kontrolních bodů vychází z nejnepříznivější tj. minimálních vzdáleností mezi zdrojem hluku a místem expozice subjektu.



Obr. 14.1 Idealizovaná problematika šíření hluku vzduchotechnického zařízení

14.6 Prvky útlumu hluku

Vzduchotechnický systém vykazuje vlivem svých fyzikálních vlastností *tzv. přirozený útlum* D_p. Tvoří ho dílčí útlumy v potrubí D_t, kolenech D_k, odbočkách D_o, koncových elementech D_{vo} (vyústkách, ap), žaluziích D_z, klapkách D_{kl} a dalších elementech. Celkový přirozený útlum je dán součtem dílčích složek. Hodnoty útlumu výše uvedených složek se zjišťují zpravidla teoreticko experimentálními metodami a jsou tabelovány např. v [4] a [9]. Útlumy vybraných prvků a případů jsou v tab. 14.1 a příloze P17. *Útlum hluku* zajistí prvky z materiálů pohlcující zvuk a tlumiče hluku. Prvky útlumu se navrhnou v případě, že přirozený útlum nepostačí eliminovat hluk zdroje. Výchozí pro jejich návrh je kladná hodnota požadovaného útlumu D dle rov. 14.8.

Tlumiče hluku tvoří elementární prvek útlumu hluku. Základní pro aplikace ve vzduchotechnice jsou absorpční tlumiče v konstrukčním provedení deskovém a buňkovém. Klasické provedení tvoří samostatný prvek pro osazení do čtyřhranného potrubí. Tlumicí látku tvoří nejčastěji rohože vložené do pouzdra z ocelového plechu nebo v silonovém výpletu, princip je patrný v příl. P37. Aktuální jsou

tlumicí komory osazované do sestav stavebnicových jednotek. Veličina pro návrh je požadovaný útlum D dle rov. 14.8 a charakteristika tlumiče. Při návrhu tlumiče hluku je nutno mít na zřeteli, aby vlastní hluk tlumiče nebyl větší než hladiny akustického výkonu, který se má tlumit (snížení vlastního hluku tlumiče lze dosáhnout snížením rychlosti prouděním). Tlumiče je nutno situovat mimo strojovny vzduchotechniky nebo potrubí ve strojovně za tlumičem hluku opatřit protihlukovou izolací.

14.7 Řešení útlumu hluku

Řešení sleduje výpočet akustických poměrů v kritických bodech, porovnání vypočtených s přípustnými hodnotami a návrh tlumicích prvků či stavebních opatření. Postup výpočtu zahrnuje:

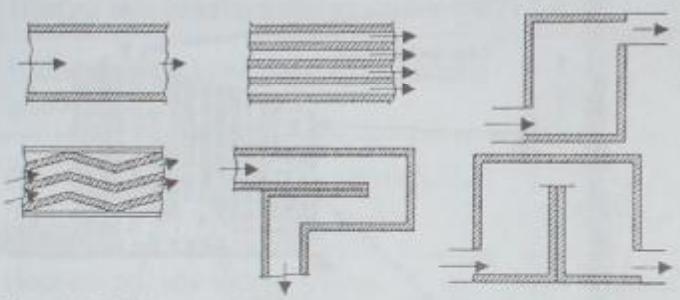
a. *Specifikaci výchozích hodnot*
- přípustné hodnoty akustických veličin dané právními předpisy,
- akustické výkony a hladiny L_p zdrojů hluku,
- geometrické a fyzikální charakteristiky vzduchotechnického zařízení, stavby a okolí.

b. *Určení kontrolních bodů v interiéru či exteriéru budovy* – vyplývá z místních podmínek

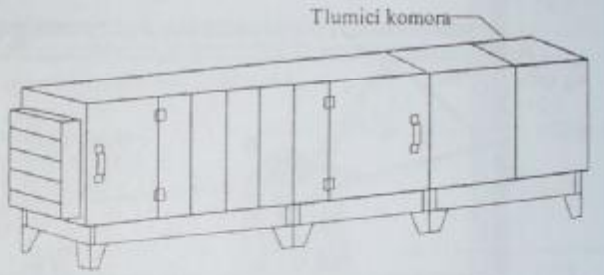
c. *Výpočet hlukových poměrů L_{so} v kritických kontrolních bodech,* zahrnuje:
- výpočet přirozeného útlumu hluku D_p potrubní sítě
- řešení přenosu hluku v uzavřeném prostoru (místnosti) budovy s určením součtové hladiny působící na sluchový orgán v místě posluchače
- řešení šíření hluku do exteriéru budovy s respektováním event. vnějších překážek

d. *Vyčíslení diference D* mezi vypočtenými hodnotami součtových hladin L_{so} v kontrolních bodech (A a B dle obr. 14.1) s přípustnou hladinou hluku L_N dle formule $D = L_{so} - L_N$

e. *Návrh prvků útlumu hluku* pro kladnou diferenci D, tzn. tlumičů hluku či doplňkových opatření



Obr. 14.2 Možnosti útlumu hluku změnou směru



Obr. 14.3 Schéma jednotky s tlumicí komorou

14.8 Chvění a jeho útlum

Chvění je fyzikální jev, který lze charakterizovat jako projev zvukových vln v tuhých tělesech v pásmu frekvencí slyšitelnosti lidského ucha. Problematika chvění se ve vzduchotechnice vyskytuje při uložení a připojování zařízení s rotujícími stroji (ventilátory, čerpadla, kompresory ap.). Uložení uvedených zařízení by měla být taková, aby nevyvolala rezonanci okolní hmoty ani připojených elementů a minimalizovala tak přenos sil do základu a konstrukcí budov. Zdrojem chvění jsou zejména nevyváženosti rotujících částí, tření ložisek, úhlové zrychlení rotujících elementů při rozběhu, atd.

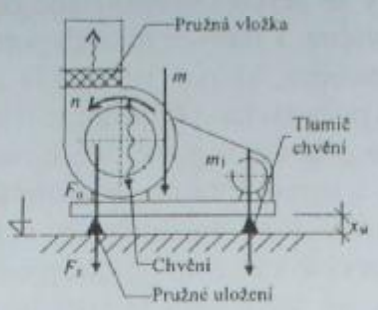
a. Veličiny charakterizující chvění a jeho řešení

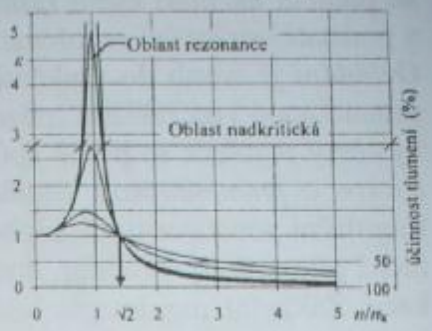
Základní veličiny k popisu a řešení chvění tvoří budicí síla F_o, frekvence budicí síly f, vlastní frekvence pružného uložení f_o, hmotnost tělesa (ventilátoru) m, fyzikální vlastnosti pružného uložení dané tuhostí a součinitelem tlumení c, D. *Teoretické řešení* problematiky chvění vychází z kmitání hmotného bodu v prostoru. Řešení obecného případu je náročnou úlohou, uvádí je např. [9]. Pro technické výpočty se zavádí veličina poměr sil ε. Je dána silou působící na základ F_z pro budicí sílu F_o rov. 14.20a. Pro praktickou aplikaci lze ε určit i pomocí poměru provozních otáček n a kritických otáček n_k. Kritické otáčky n_k a statické stlačení uložení od hmotnosti stroje x_{st} jsou dány výrazy 14.20b,c. Programové řešení rov. 14.20a s grafickým výstupem je pro ilustraci a přiblížení problematiky vykresleno na obr. 14.4. Z obrázku vyplývá, že pro poměr sil ε v oblasti $n/n_k < \sqrt{2}$ dochází pružným

uložením k zesílení silového působení na základ. Kvalitní uložení minimalizující přenos sil do základu se v technické praxi navrhuje pro poměr $n/n_k > \sqrt{2}$.

$$\varepsilon = \frac{F_z}{F_o} = \frac{1}{1-\eta^2} \cong \frac{1}{1-(n/n_k)^2} \qquad n_k = \frac{30}{\sqrt{x_{st}}} \qquad x_{st} = \left(\frac{30}{n_k}\right)^2 \qquad (14.20a,b,c)$$

Tlumicí síla závisí na rychlosti pohybu a materiálové konstantě tlumicího materiálu. Když je vlastní kmitočet f_o stejný jako frekvence budicí síly f dochází k rezonanci, přičemž se zvyšuje chvění a nebezpečí destrukce zařízení. Vlastní kmitočet musí proto být podstatně vyšší nebo hodně menší než budicí kmitočet. Všeobecně je vhodný poměr $n/n_k = 3$ až 5.





Obr. 14.4 Schéma uložení, fyzikálního modelu a přenosu sil $\varepsilon = f(n/n_k)$

b. Tlumicí prvky

Řešení útlumu chvění sleduje minimalizaci přenosu hluku ventilátorů šířeného do stavebních konstrukcí a napojených potrubí. Technickými prvky útlumu chvění jsou *pružné vložky a pružná uložení*. Tlumicí vložky se užívají k napojení potrubí na přípojná hrdla ventilátoru. Z pružných uložení jsou pro své vlastnosti optimální *pružinové ocelové tlumiče* a mají proto nejširší použití k uložení ventilátoru. Schéma tlumičů je na obr. 14.5. K pružnému uložení lze také užít pryžové tlumiče, v minulosti se používaly korkové desky.

c. Návrh tlumičů chvění

Sestává se z předběžného návrhu a následného posouzení konkrétních tlumičů. Algoritmus tvoří:

a. *Volba počtu tlumičů*	p	(ks)	
b. *Hmotnost připadající na jeden tlumič*	$m_1 = m/p$	(kg)	(14.21)
c. *Kritické otáčky*	$n_k = n/(3 \div 5)$	(min^{-1})	(14.22)
d. *Statické stlačení*	$x_{st} = (30/n_k)^2$	(m)	(14.23)
e. *Tuhost pružin*	$c_1 = m_1.g/x_{st}$	(kNm^{-2})	(14.24)

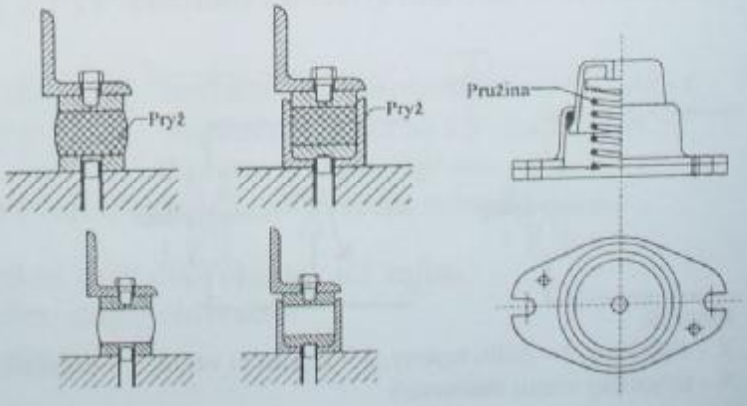
f. *Návrh konkrétního tlumiče* dle hodnot m_1 a c_1 z katalogu výrobce.

Posouzení návrhu vyžaduje vyčíslení uvedených veličin z rov. 14.22 až 14.24. Veličiny tvoří: statické stlačení, kritické otáčky a poměr otáček ω umožňující vypočíst účinnost tlumení dle rov. 14.25.

$$\eta = \frac{\omega^2 - 2}{\omega^2 - 1}.100 \quad (\%) \qquad (14.25)$$

Zhodnocení návrhu

Kritériem správné volby tlumičů je účinnost tlumení vyšší než doporučená dle P17. V případě nedostatečného tlumení je nutno zvolit jiný tlumič, či jejich počet nebo doplnit soustrojí ventilátoru přídavnou hmotou (např. betonovou deskou) a zopakovat posouzení. Algoritmus návrhu ocelových pružinových tlumičů je uveden v řešeném příkladu č. 26.



Obr. 14.5 Základní tlumiče chvění

15 Regulace vzduchotechnických systémů

Tvorba interního mikroklimatu vzduchotechniky se vyznačuje požadavkem konstantní úrovně vnitřního prostředí, jež má být stabilní i při výrazně proměnných stavech vnějšího okolí budov nebo technologických procesů. Protože se systémy VZT navrhují pro výpočtové extrémní hodnoty, musí se jejich provoz pro jiné poměry vlivů regulovat tak, aby výkon systémů odpovídal okamžitým tokům agencií. K uvedeným účelům slouží regulace a ovládání.

Regulaci lze ve VZT definovat jako proces, při kterém se snímá (monitoruje) tzv. regulovaná veličina funkčního souboru, porovnává s požadovanou tzv. řídicí veličinou a v závislosti na výsledku srovnání se pomocí akčního členu (armatury se servopohonem) koriguje a řídí chování souboru. Regulace je v podstatě udržování regulované veličiny v daných mezích pomocí hodnot zjištěných měřením.

Ovládání je zásah do funkčního souboru, kterým se vyvolá změna chování systému (např. vypnutí, sepnutí apod.) na základě zadaných požadavků. Ovládání je řízení bez zpětné vazby

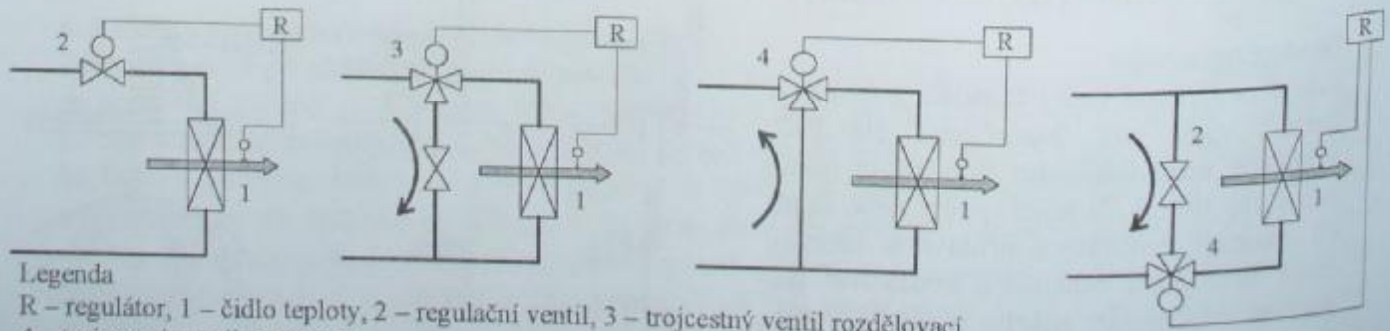
Systémy regulace se podle způsobu přenosu regulačních signálů dělí na regulaci *elektronickou, elektrickou a pneumatickou*. Možná je i jejich kombinace (snímání elektricky a ovládání pneumaticky). Regulační soustavu tvoří soubor snímacích, registračních, výkonných, napájecích a dalších prvků, z nichž primární je regulátor, dnes obvykle vybavený mikroprocesorem s možností inteligentní komunikace. Základní regulované hodnoty ve VZT jsou klimatické veličiny a veličiny teplonosných látek (teploty, vlhkosti, průtoky, koncentrace, tlaky, atd.). Podle sestavy VZT zařízení a nároků na kvalitu prostředí lze zvolit řadu různých kombinací regulace. U klimatizačních zařízení musí regulace vzduchotechniky a vodních rozvodů tvořit jeden funkční celek. U občanských staveb je typická regulace výsledné teploty místnosti event. regulace vlhkosti vzduchu. U průmyslových staveb se navíc mohou vyskytnout požadavky na monitorování koncentrací škodlivin. Podrobněji [4], [5]. Elementární případy regulace vzduchotechnických systémů tvoří:

a. *Regulace tepelného výkonu* ohřívače nebo chladiče vzduchu. Řídicí veličinou je teplota vzduchu po úpravě (přívodní vzduch, teplota v místnosti). Základní varianty řešení:
   - regulace teploty teplonosné látky *směšováním* (kvalitativní regulace) pomocí trojcestné armatury (směšovací či rozdělovací ventil) nebo *škrcením* průtoku otopné látky regulačním ventilem (kvantitativní regulace), obr. 15.1.
   - regulace obtokem výměníku spřaženými regulačními klapkami vzduchu, obr. 15.2.

b. *Regulace průtoku vzduchu* se realizuje jak škrcením, tak spojením nebo rozdělením proudů vzduchu pomocí spřažených klapek na vzduchovodech. Řídicí veličinou je zpravidla teplota po smíšení, teplota vzduchu, nebo teplota venkovního vzduchu obr. 15.2.

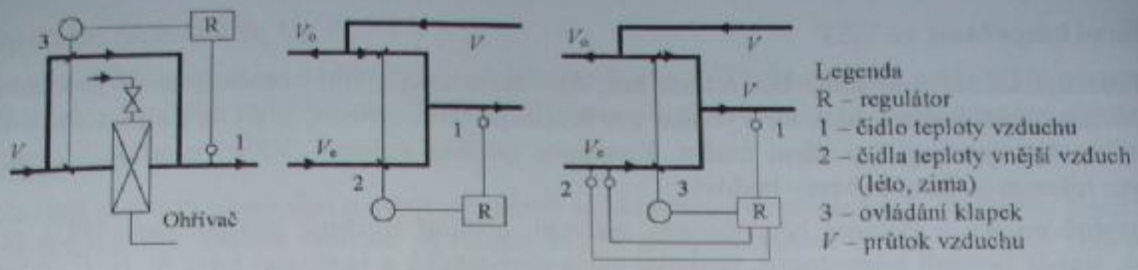
c. *Regulace vlhkosti vzduchu* závisí na druhu zvlhčovacího zařízení. Řídicí veličinou je relativní vlhkost nebo teplota suchého a mokrého teploměru zpravidla v klimatizované místnosti. Regulace vlhkosti vzduchu se zajistí zejména:
   - škrcením nebo uzavřením přívodu páry do parních zvlhčovačů vzduchu,
   - regulací výkonu parního generátoru při vlhčení vzduchu parou,
   - regulace dle teploty rosného bodu při vlhčení vodními pračkami.

d. *Protimrazová ochrana výměníků* (ohřívače VZT a ZZT). Princip na obr. 15.4, pol. 1,3 a 4, [4], [5].

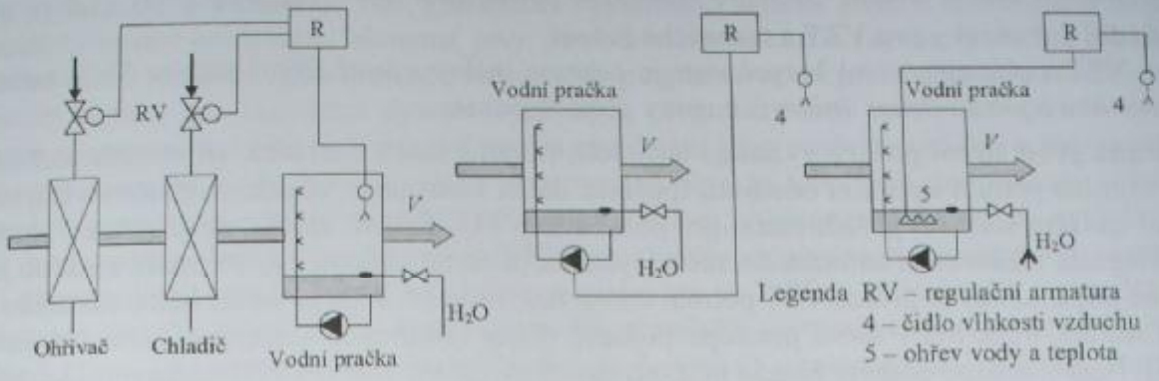


Legenda
R – regulátor, 1 – čidlo teploty, 2 – regulační ventil, 3 – trojcestný ventil rozdělovací
4 – trojcestný ventil směšovací

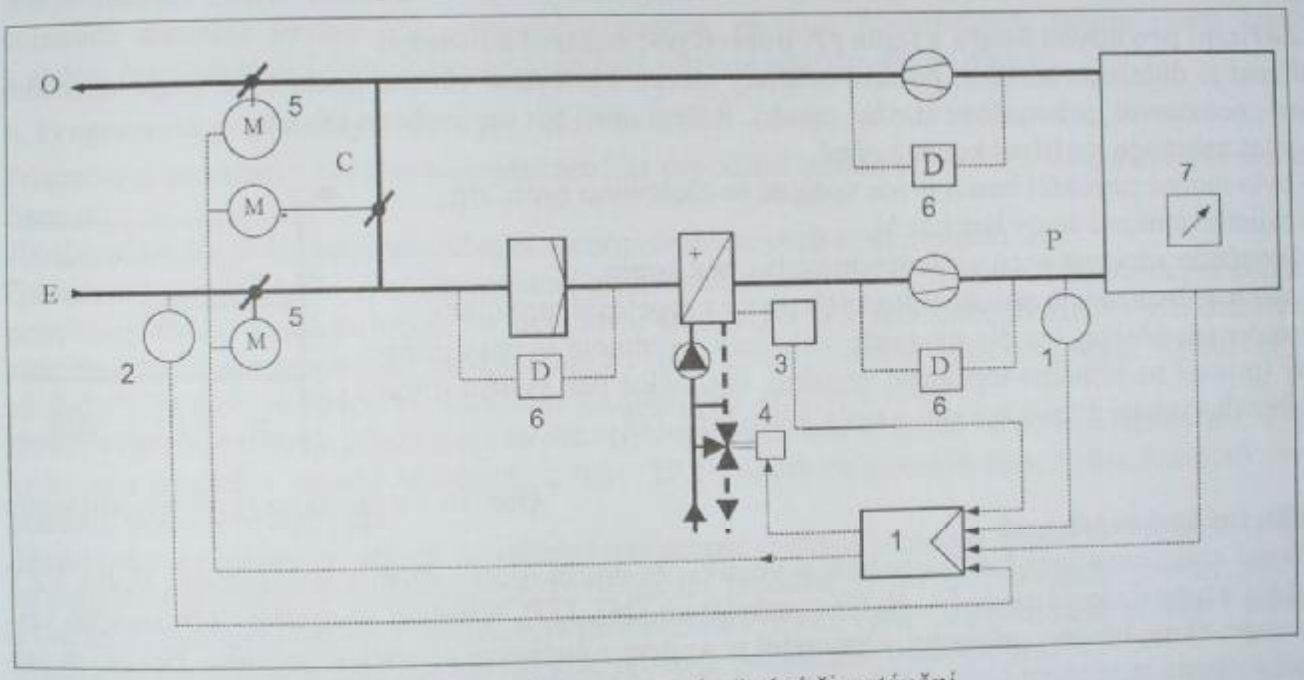
Obr. 15.1 Schéma regulace teploty vzduchu na straně teplonosné látky



Obr. 15.2 Schéma regulace vzduchu teploty na straně vzduchu



Obr. 15.3 Schéma regulace vlhkosti vzduchu



Obr. 15.4 Schéma regulace VZT systému – nucené větrání či vytápění

Legenda vybraných prvků

1 – Regulátor – podstanice
2 – Teplotní snímač
3 – Teplotní čidlo protizmrazové ochrany
4 – Trojcestný ventil se servopohonem
5 – Regulační klapka se servopohonem
6 – Měření diferenčního tlaku
7 – Prostorové čidlo teploty
E, P, C, O – vzduch venkovní, přívodní, cirkulační, odváděný
D – diferenční snímač

Příklad jednoduché regulace je na obr. 15.4. Regulaci tvoří dílčí okruhy, jež zajistí:

- regulaci teploty vzduchu řízením výkonu teplovodního ohřívače,
- ovládání chodu čerpadla teplovodního ohřívače,
- ovládání vstupní a směšovací klapky,
- protimrazovou ochrana teplovodního výměníku,
- signalizace chodu ventilátorů pomocí diferenčního snímače tlaku.

16 Požární bezpečnost ve VZT

Vzduchotechnická zařízení musí být řešena tak, aby se nemohla stát komunikacemi umožňujícími šíření požáru event. kouře budovou. Výchozí pro řešení požární ochrany VZT je projekt požární bezpečnosti stavby vymezující požární úseky. Koncepce požární ochrany VZT vyžaduje koordinaci s celkovým řešením požární ochrany budovy.

a. Podstatné pojmy – Požárně bezpečnostní zařízení, požární zatížení, požární úsek (PÚ), požární odolnost, stupeň požární bezpečnosti, úniková cesta nechráněná a chráněná typu A, B, C, odvětraná sekce, požární dělicí konstrukce, požární bezpečnost strojoven VZT, požární klapky, ovládání VZT zařízení, osazení sacích otvorů, vyústění výfukových potrubí, atd. Blíže [4], [26], [27].

b. Základní požadavky pro VZT a technická řešení

Úkolem VZT v oblasti požární bezpečnosti je ochrana budovy ***proti šíření požáru*** VZT zařízením, ***odvod kouře a tepla*** a ***větrání únikových cest*** v případě požáru.

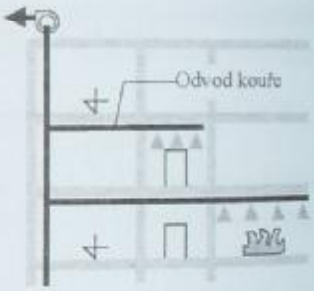
c. Ochrana proti šíření požáru vyžaduje technická řešení s řadou specifických vzduchotechnických prvků, zejména potrubí s požární odolností (požárně dělicí konstrukce, obezdění, obetonování, nástřik, obložení izolační vrstvou) požadovanou pro posuzovaný PÚ, požární klapky uzavírajících potrubí na základě signálu lokálních či automatizovaného systému (teplotní, elektrický). Primární zásadou je, že s výjimkou případu, kdy je průřez VZT potrubí menší než 400 cm^2 nebo je v celé délce chráněno protipožární izolací, musí být v místě prostupu požárně dělicí konstrukcí osazena požární klapka (PK), blíže [4]. Není-li možno dodržet zásadu nespojování různých PÚ jedním VZT zařízením, je třeba postupovat dle [26], [27]. Slouží-li strojovna vzduchotechniky pro více PÚ pak tvoří samostatný požární úsek.

d. Zařízení pro odvod kouře a tepla při požáru tzv. požární odvětrání

Zařízení je důležitou součástí požární ochrany staveb s pobytem většího počtu osob (např. obchodní domy, nemocnice, průmyslové stavby, apod.). Řešení musí být uzpůsobeno tak, aby:

- včas zabránilo rozšíření kouře a ohně,
- bylo možné provádět hasicí práce spojené se záchranou osob, atp.,
- zajistilo únikové cesty bez kouře,
- umožnilo zdolávat oheň vytvořením vrstvy bez kouře,
- aby minimalizovalo působení horkých plynů a tepelných produktů.

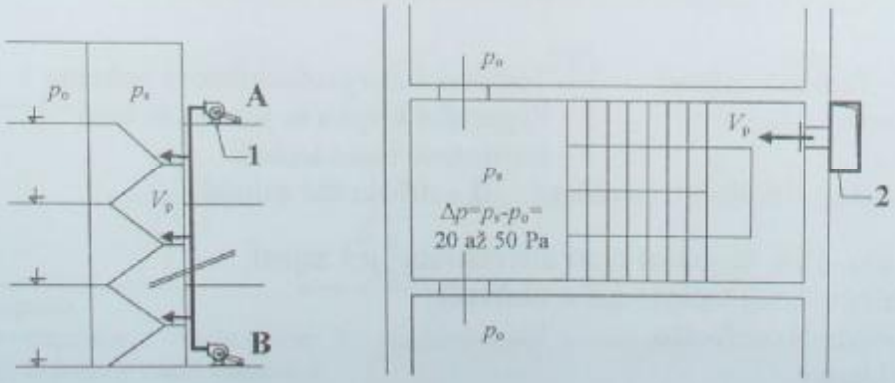
K uvedeným účelům lze dle místních podmínek navrhnout systém přirozený (pracují na principu tepelného vztlaku), optimálně pak systém nucený. Návrh vychází z toků zplodin a tepla, blíže [26], [27].



Obr. 16.1 Schéma zařízení odvodu kouře

e. Větrání únikových cest

Únikové cesty musí umožnit bezpečnou a včasnou evakuaci osob a přístup požárníkům. Volba VZT vychází z typu únikové cesty (A, B, C) a požadavků [26], [27]. Navrhují se systémy přirozeného větrání např. okna, otvory, průduchy. Optimální je systém s nuceným přívodem vzduchu. Pro návrh nuceného větrání je výchozí číslo výměny vzduchu $X \geq 10$ h^{-1}. Blíže [26], [27].



Schematický řez Půdorys podlaží

Obr. 16.2 Příklad větrání chráněných cest

17 Výpočetní technika ve VZT

S rozvojem informačních technologií je výpočetní technika (VT) aktuálním a nezbytným nástrojem i v oblasti tvorby interního mikroklimatu VZT. Z VT jsou zásadní modelování a programové prostředky.

a. Modelování

Modelování je experimentální proces, při němž se zkoumanému originálu tj. reálnému objektu, dílu, zařízení tzv. *modelovanému systému* přiřazuje *fyzický* nebo *abstraktní* model, tzn. jiný *systém originální objekt*.

Fyzický čili *hmatatelný model* se přiřadí podle geometrické podobnosti. *Abstraktní model* je nehmotný systém vycházející z představy, vizí, grafického vyjádření. Základní formou abstraktního modelu je *matematický model* umožňující zkoumat jevy pomocí *matematického popisu*, (rovnice, algoritmus). *Simulační model* je model vyjádřený a realizovatelný programovacími prostředky. Matematický model je důležitý nástroj pro zkoumání dynamických dějů, prognózu stavů apod. Dle způsobu postižení vlastností zkoumaného objektu daných časem a prostorem jsou modely **statické a dynamické** [8]. Modelování vyžaduje znalost problematiky zkoumaného objektu, jeho fyzikální podstaty, identifikaci vstupních hodnot, zjednodušující předpoklady, algoritmizaci, vymezení očekávaných výsledků, zpracování, hodnocení a verifikace výstupů. V TZB jsou modely progresivním prostředkem návrhu, provozu i diagnostiky systémů. Typickou úlohou modelování ve VZT je sdílení tepla a proudění látek, zejména vzduchu. Možnosti řešení tvoří numerické, simulační i experimentální modelování počínaje nejjednoduššími jednorozměrnými lépe pak dvourozměrnými až po nejnáročnější případy, kterým jsou třírozměrné a nestacionární problémy. Výchozím pro numerické modelování jsou bilance sestavené pro jemnou síť uzlů či elementů sledovaného objektu. Nezbytným předpokladem aplikace ve VZT je existence databáze okrajových podmínek, zejména vnějších klimatických veličin místa budovy v malém časovém kroku (min. 15 minut) pro celý interval modelovaného období.

b. Programové prostředky

Programové prostředky tvoří inteligentní součást výpočetní techniky. Ve VZT se uplatní pro uvedené činnosti:

Tvorba textových dokumentů umožňující zpracování textových částí projektů, atd.

Zpracování výkresové dokumentace pomocí grafických editorů pro 2D event. 3D, umožňující efektivní projekční činnost. Základní verze lze doplňovat aplikacemi tzv. nadstavbami knihoven a databázemi umožňujícími nejen jednodušší aplikaci, ale i výpisy prvků, zařízení, materiálu apod. Výstupem jsou projekty VZT tvořené půdorysy, řezy, detaily, schémata zapojení, atd.

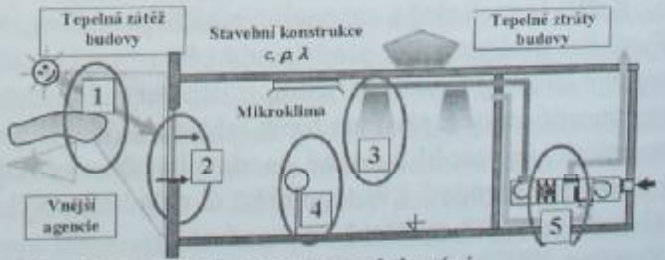
Oblast výpočtů a návrhu představuje široké spektrum rutinních výpočtů ve sféře projektování. Typickými jsou tepelné a látkové bilance **1**, **2** (obr. 17.1), návrh elementů **5** (výměníky, koncové prvky, potrubí), potřeby energií, atd.

Modelování a simulace se stávají aktuálními pro prognózu stavů místností či budov. Primární je tepelné chování **4** místností, koncentrace škodlivin, obrazy proudění vzduchu **3**, akustické poměry, atp.

Výměna a získávání informací představuje předávání a výměnu vstupních podkladů, přístup k právním předpisům (mikroklima, energie, bezpečnost, provoz), podkladům výrobků, atd.

Evidence, archivace a *klasifikace informací* umožňuje efektivním způsobem pracovat s výsledky, poznatky, databází klimatických údajů, atd.

Monitorování stavů, měření a *regulace* jsou funkce nezbytné k optimálnímu provozu systémů v závislosti na požadavcích a aktuálních provozních podmínkách. Umožní sledovat okrajové podmínky, provoz a chování systémů, jejich poruchových stavů, evidence chodu zařízení, nutnost údržby a oprav.



Obr. 17.1 Základní úlohy modelování

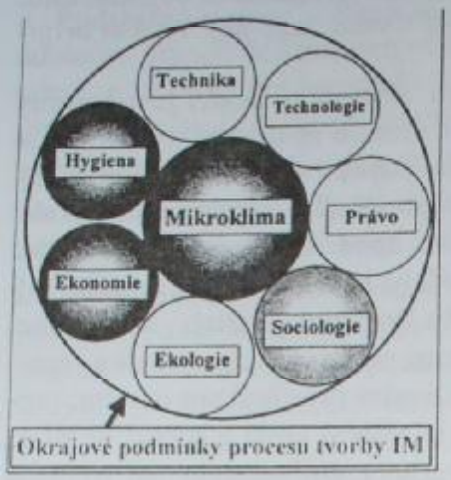
Vytváření multimediálních prezentací je oblast umožňující pomocí textů, obrázků, videosekvencí i zvuku názorným způsobem prezentaci výsledků a zkušeností na seminářích, konferencích apod.

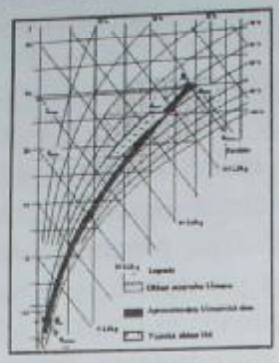
c. Shrnutí. VT je nezbytný prostředek návrhu a provozu inteligentní budovy i systémů VZT.

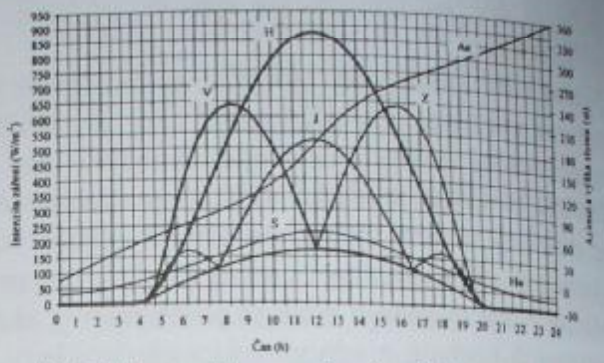
18 Tvorba IM vzduchotechnikou a její volba

a. Vymezení problematiky

V souvislosti se stoupajícími požadavky na kvalitu vnitřního prostředí budov rostou i nároky k jeho tvorbě. Stavební konstrukce poskytuje v zeměpisné poloze ČR jen ochranu před vnějšími klimatickými vlivy. Vnitřní prostředí budov v celém spektru provozních a klimatických stavů zajistí jen soustavy technických zařízení budov TZB, z nichž je určující vzduchotechnika. Tvorba interního mikroklimatu (IM) budov je proces, jejž formují složky a okrajové podmínky dle obr. 18.1.







Obr. 18.1 Složky formující IM a spektrum okrajových podmínek v ČR

Aktuální trend výstavby budov lze charakterizovat dominantní architekturou, větším podílem zasklených ploch, zkvalitňování tepelně technických vlastností s minimální možností přirozeného větrání, řadou staveb bez oken i se specifickými požadavky pro technologii i zemědělství. Náročnější jsou i právní podmínky na stav prostředí budov. V uvedených a dalších případech se pro tvorbu IM stává nezbytnou vzduchotechnika.

b. Volba VZT systémů

Volba systémů je zásadní, neboť vzduchotechnika nejen bezprostředně formuje stav interního mikroklimatu budov, ale ovlivňuje podstatně investiční a provozní náklady, údržbu a provoz budov. Výchozí pro volbu VZT by neměla minimalizace ekonomické složky. Nekvalifikované či podceňované řešení tvorby IM má negativní dopad na jeho stav, zejména v letním období. Dodatečná náprava je náročná finančně i technicky. Kritéria volby VZT lze odvodit ze složek na obr. 18.1. Zásadní kritéria jsou *technická, ekonomická, ekologická, provozní, estetická, sociologická,* možnost obsluhy a údržby.

b_1. **Kritéria právní, hygienická a technologická** jsou prvotní a neopomenutelná. Deklarují je právní předpisy respektující hygienické faktory event. požadavky technologie. Právní předpisy tvoří *zákony, vyhlášky, nařízení,* jež svými ustanoveními určují mikroklimatické podmínky pro pobyt a činnost osob, technologii či zemědělské objekty. Pro některé případy tvorby prostředí a energetické bilance jsou závazné či doporučené i ČSN. Základní veličinou stavu vnitřního prostředí budov je *teplota operativní*. Další veličiny uvádí kap. 5 a [24], [32], [37]. Aktuálně se pro hodnocení stavu prostředí uplatňují i další veličiny, jež tvoří ukazatelé PMV a PPD. Pro pracovní prostředí z předpisů vyplývá:

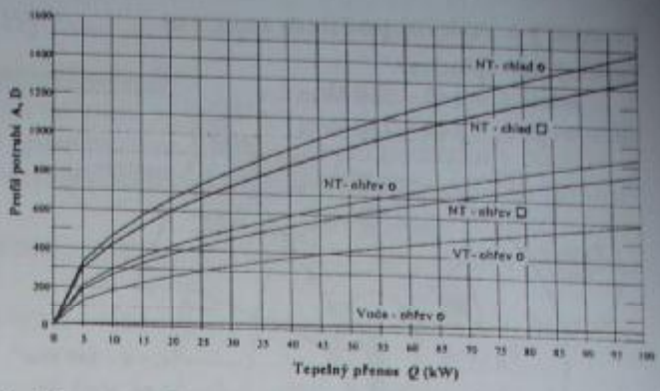
- nutnost dostatečné výměny vzduchu přirozeným nebo nuceným větráním,
- zajištění tepelných a vlhkostních podmínek tedy tepelně vlhkostního mikroklimatu,
- zabezpečení vyhovující koncentrace chemických látek a prachu v pracovním ovzduší,
- zajištění přípustné hladiny hluku.

b_2. **Kritéria technická** zahrnují *fyzikální problematiku, systémy VZT a jejich skladbu.*

Fyzikální problematika představuje přenos tepla a látek systémy VZT, vliv stínicích prostředků oken, tepelné chování prvků, zařízení, místností či budovy, šíření hluku a chvění. Důležitý je výběr vhodné teplonosné látky k přenosu tepla, chladu či škodlivin. Volba látky ovlivní velikost VZT zařízení, potrubní síť, její profil a dopad na stavební úpravy. Obr. 18.3 dokumentuje závislost profilu kruhového potrubí pro přenos 5 kW tepelného či chladicího výkonu u vzduchových nízkotlakých a vysokotlakých i kombinovaných systémů a otopné vody.

Systémy VZT se vyznačují řadou funkcí a skladby. Jsou popsány v kap. 8 až 11 a [4], [5]. Orientační přehled systémů VZT k eliminaci typických škodlivin uvádí tab. 18.1.

Každý systém musí v prostorách s pobytem osob zajistit výměnu vzduchu tzn. větrání s filtrací vnějšího vzduchu a jeho ohřevem v otopném období. Tradiční systémy nuceného větrání event. teplovzdušného vytápění zajistí jen odérovou či tepelnou složku prostředí. V budovách s vyššími požadavky na stav prostředí (určí zadavatel, investor záměru, technologie atp.) je nutná klimatizace. Rovněž zajištění mikroklimatu budov s větším podílem oken či prostorů tepelně exponovaných není reálné bez klimatizace.



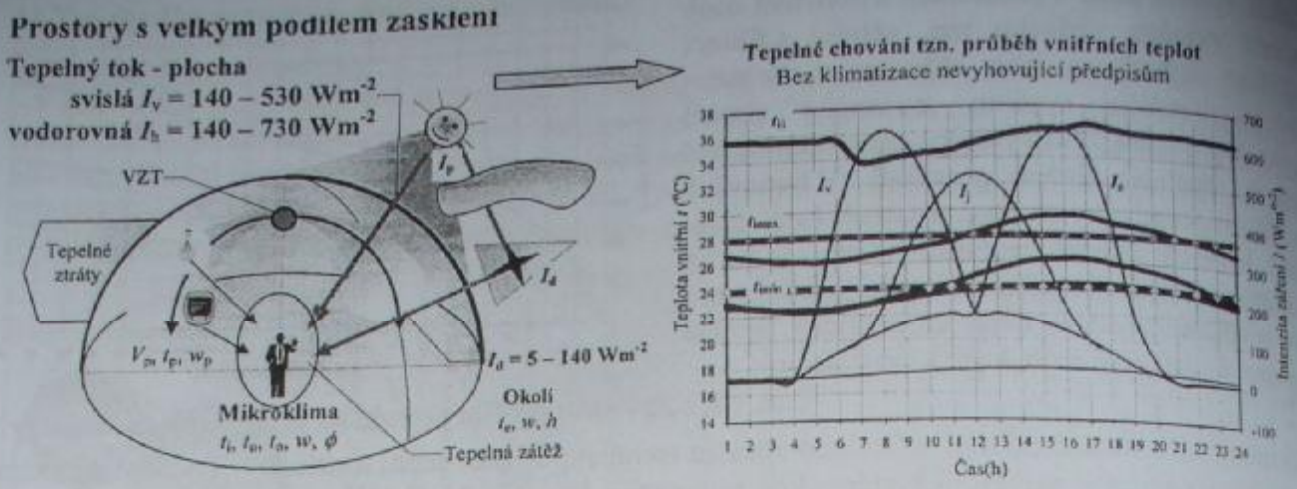
Obr. 18.2 Závislost profilu potrubí na druhu teplonosné látky

Systémy klimatizace existují v širokém spektru technických provedení a skladby. Tradiční vzduchové systémy nahrazují nejčastěji systémy kombinované s fancioly. Vyžadují napojení na primární vzduchu, jehož potrubí má menší profil než v případě vzduchových systémů. Jistou nevýhodou je nutnost rozvodu teplonosných látek a hlučnost fancoilu, blíže kap. 11.3. Chladivové systémy představují moderní řešení klimatizace budov. Existují v široké škále typů a výkonů. Moderní chladivové systémy umožňují kromě režimu chlazení také teplovzdušné vytápění pomocí provozního režimu tepelného čerpadla.

Tab. 18.1 Systémy VZT pro tvorbu interního mikroklimatu budov

Interní mikroklima	Typické škodliviny a jejich eliminace tzv. přenos	Systém VZT	Přepisové veličiny
Odérové	odéry, max. frekvence výskytu v prostorách s pobytem osob výskyt CO_2, přenos vzduchem	nezbytné větrání přirozené, optimálně nucené, možná i je klimatizace	y, X_e, koncentrace
Tepelné	teplo, chlad přenos tepla vzduchem, vodou, chladivem, teplo i elektřinou	teplovzdušné vytápění v topném období, možná i klimatizace event. dílčí, v letním období klimatizace event. dílčí klimatizace	y, X_e, koncentrace, teplota
Tepelně vlhkostní	teplo, chlad, vodní pára přenos tepla vzduchem, vodou, chladivem, elektřinou, přenos vodní páry vzduchem	klimatizace event. dílčí klimatizace	y, n_e, koncentrace, teplota, vlhkost
Aerosolové Toxické	rozptýlené pevné či kapalné látky plynné látky ve vzduchu přenos látek vzduchem	větrání, odsávání, event. klimatizace vzduchové systémy	y, n_e, koncentrace
Mikrobiální	mikroorganismy rozptýlené ve vzduchu, přenos vzduchem	větrání s účinnou filtrací, optimální je klimatizace s účinnou filtrací	y, n_e, koncentrace
Legenda	y – dávka venkovního vzduchu pro prostory s pobytem osob n_e – intenzita větrání		

Aktuální úlohou pro výběr systému se stává tepelné chování místnosti. K aplikaci je nutná výpočetní technika. Idealizovaný příklad výstupu je na obr. 18.3. V ČR dosahuje tepelná zátěž 1 m^2 osluněné svislé plochy po dobu sluneční expozice v délce okolo 4 hodin hodnotu 450 až 550 W. Vodorovnou plochou prochází 550 až 730 Wm^{-2}. Jelikož teplota venkovního vzduchu dosahuje v letním období vyšších hodnot, než jsou přípustné teploty vnitřního vzduchu je zřejmé, že samotné větrání, (často se přepokládá jen přirozené) neumožní dosáhnout předepsané vnitřní teploty. Lze tedy zobecnit, že pro jistá, dnes častá **stavební řešení budov s větším podílem zasklených ploch, nelze v letním období zajistit přípustné mikroklimatické podmínky pouhým větráním bez klimatizace či bez dílčí klimatizace tvořené alespoň chlazením.** Z hlediska skladby jsou VZT systémy ústřední a decentrální. Ústřední systémy vyžadují potrubní síť a prostor pro strojovnu, izolaci přívodních potrubí klimatizačních systémů, rozměrné prostupy konstrukcemi, požární opatření. V architektonicky exponovaných prostorách je nutný podhled. Jednotkové tzn. decentrální systémy s jednotkami v interiéru jsou však zdrojem hluku a vyžadují připojení na teplonosný rozvod.



Obr. 18.3 Schéma problematiky související s volbou VZT

b_3. **Kritéria ekonomická** tvoří investiční a provozní náklady. Investice narůstají od systémů větrání po klimatizaci. Investičně nejnáročnější jsou vysokotlaké dvoukanálové systémy. Provozní náklady se odvíjí z tepelných potřeb a nákladů na dopravu teplonosných látek. Ventilátor pracuje s účinností 55 až 60 %. Důležitým faktorem je i kvalita výrobků, zejména inteligentních prvků distribučních, klimajednotek, chladicích jednotek a chladičů kapalin, jež ovlivňující výši nákladů.

b_4. **Kritéria provozní** jsou dána nezbytnou způsobilostí obsluhy a údržby. Největší nároky kladou chladivové systémy, vyžadující „inteligentní" regulaci a kvalifikované odborníky pro údržbu.

b_5. **Kritéria ekologická** postihují vliv provozních prostředků na životní prostředí. Vzduch a voda vzduchových i kombinovaných systémů nemá negativní dopad na životní prostředí. Chladivové systémy však takovou skutečnost nevyznačují.

c. **Návrh systémů VZT**

Výchozí pro návrh je:

- **Kvalifikace a kvantifikace tepelných a látkových toků** (teplo, škodliviny), jež se vyčíslí pro vstupní a požadovaný stav interního mikroklimatu, účel stavby a její provoz. Blíže kap. 6 a [4], [5].
- **Průtok vzduchu**, jenž je zásadní veličinou pro návrh systémů. Prvotním je přívodní vzduch V_p, jenž je dán zpravidla součtem složky venkovní V_e a cirkulační V_c, tzn. $V_p = V_e + V_c$. Blíže kap. 8 až 11.

d. **Příklady aplikace VZT** – blíže [4], [5].

Obytné budovy. Odérovou složku zajišťuje tradičně jen přirozené větrání. Pro zateplené budovy a místností s trvalým pobytem osob je však nedostatečné. Nutné je řízené větrání hybridní či nucené event. teplovzdušné vytápění. Větrání lze provozovat v závislosti na koncentraci škodlivin (CO_2) či vlhkosti vzduchu. Systémy popisuje [4].

Administrativní a správní budovy rekonstruované a zejména novostavby s větším podíl zasklení vyžadují k zajištění předepsaného mikroklimatu [40], [49] minimálně dílčí klimatizaci. Vhodné budou kombinované klimatizační systémy s fancoily.

Společenská a kulturní zařízení. Budovy s vyššími požadavky na stav prostředí a estetickým řešením interiéru vyžadují pro tvorbu požadované úrovně prostředí [40] minimálně teplovzdušné vytápění, lépe je navrhnout dílčí klimatizaci, optimální je klimatizace vzduchová.

Obchodní domy a nákupní centra. Vyznačují se bezokenními velkoobjemnými prostory a kolísáním počtu návštěvníků, nezbytná je klimatizace, min. pak dílčí klimatizace.

Stravovací zařízení se vyznačuje specifickými požadavky na prostředí. Minimálně je nucené větrání či teplovzušné vytápění doplněné o místní odsávání agencií.

Zdravotnická zařízení. Vyznačují se širokým spektrem funkcí a provozu. Výchozí pro stav prostředí je [50]. K zajištění mikroklimatu se uplatní všechny nucené systémy, zpravidla je nezbytná klimatizace.

Sportovní haly. Prostory vyžadují min. nucené větrání, vyšší standard pak klimatizaci, event. dílčí.

Poznámka: Tzv. vydýchaný vzduchu není příznak zmenšeného podílu O_2 ve vzduchu, ale je důsledkem zvýšené koncentrace CO_2 a relativní vlhkosti vzduchu.

19 Slovník vybraných pojmů VZT, upraveno dle [19]

Exfiltrace - unikání vzduchu z budovy vlivem přetlaku v budově.
Fancoil – ventilátorová jednotka s jedním nebo dvěma vodními výměníky.
Infiltrace – vnikání venkovního vzduchu do budovy spárami oken a dveří vlivem podtlaku v budově.
Intenzita větrání – poměr objemového průtoku čerstvého venkovního vzduchu přiváděného do prostoru k objemu tohoto prostoru.
Intenzita výměny vzduchu – poměr objemového průtoku vzduchu přiváděného do prostoru k objemu tohoto prostoru.
Jednotka klimatizační okenní – klimatizační jednotka s vlastním chladicím zařízením určená k osazení do okna nebo do venkovní zdi.
Jednotka klimatizační s děleným chladicím zařízením tzv. jednotka split – klimatizační jednotka s vlastním chladicím zařízením, kompresor s kondenzátorem vzduchem chlazeným tvořící venkovní jednotku se umisťuje ve vnějším prostoru, výparník je součástí vnitřní ventilátorové jednotky.
Jednotka klimatizační s vlastním chladicím zařízením – klimatizační jednotka s vestavěným zdrojem chladu tzn. chladicím agregátem včetně kondenzátoru.
Jednotka klimatizační sestavná – klimatizační jednotka, jejíž konstrukce umožňuje uspořádat funkční části v požadovaném sledu podle potřeb úpravy vzduchu.
Jednotka venkovní – jednotka chladivových systémů, obsahující kompresor a kondenzátor.
Jednotka vnitřní – ventilátorová jednotka s výměníkem tvořící výparník chladivových systémů
Klimatizace – úprava čistoty, teploty a vlhkosti vzduchu.
Klimatizace dílčí – úprava zajišťující čistotu vzduchu, jeho chlazení či změnu vlhkosti.
Klimatizace vysokotlaká – také vysokorychlostní s rychlostmi v hlavních úsecích rozvodu přes 12 m/s a potrubní síť je zakončená jednotkami, které spolu s redukcí rychlosti také tlumí hluk.
Kvalita vzduchu – subjektivní senzorické posouzení vzduchu nebo objektivní údaj podle koncentrací škodlivých příměsí.
Nasávání venkovního vzduchu – místo sání venkovní vzduchu z hygienicky nezávadného prostředí na stinné straně budovy.
Obraz proudění – zviditelněné proudění tvořené primárním a sekundárním proudem vzduchu.
Pohoda prostředí – stav prostředí, při kterém může člověk pracovat, zdravě žít a odpočívat.
Pohoda tepelná – stav tepelné rovnováhy mezi člověkem a prostředím bez zatěžování termoregulačních mechanismů, dosažený bez mokrého pocení, také tepelná neutralita.
Prostředí – environment – soubor přírodních, umělých, sociálních a kulturních činitelů okolního světa působících na člověka.
Prostředí pracovní – soubor hmotných, sociálních a kulturních složek působících na člověka v pracovním prostoru fyzikálními, chemickými, biologickými, sociálními a kulturními činiteli.
Provětrávání – větrání občasným otevíráním otvorů (oken, dveří).
Regenerace tepla – zpětné získávání tepla střídavou expozicí akumulační hmoty odpadnímu a větracímu vzduchu.
Rekuperace tepla – zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu do větracího vzduchu pevnou stěnu.
Strop chladicí – vodou chlazená část stropu k odvodu části tepelné zátěže.
Systém klimatizační chladivový – klimatizační systém, kde je nositelem tepelné energie pro odvod tepelné zátěže daného prostoru chladivo přiváděné do výparníků vnitřních jednotek.
Systém klimatizační chladivový multisplit – klimatizační systém split, který obsahuje více vnitřních jednotek napojených na jednu venkovní.
Systém klimatizační chladivový split – klimatizační systém chladivový, u kterého se kompresor s kondenzátorem vzduchem chlazeným umisťuje ve venkovním prostoru (venkovní jednotka) a výparník je součástí vnitřní ventilátorové jednotky.
Systém klimatizační kombinovaný indukční - klimatizační systém, u něhož je nositelem tepelné energie pro odvod tepelné zátěže daného prostoru vzduch a voda přiváděné do indukčních jednotek.
Systém klimatizační vodní – klimatizační systém, kde je nositelem tepelné energie pro odvod tepelné zátěže daného prostoru voda přiváděná do výměníků vnitřních jednotek.
Systém klimatizační vodní chladicí strop – systém, jehož podstatnou částí je plochý výměník tepla protékaný chladnou vodou pro odvod části tepelné zátěže prostoru.

Systém klimatizační vodní s ventilátorovými konvektory – klimatizační systém s rozvodem chladné a teplé vody do výměníků (parapetních, podstropních) vnitřních jednotek s ventilátory tzv. fancoily.
Systém klimatizační vodní s ventilátorovými konvektory čtyřtrubkový – klimatizační systém s rozvodem chladné a teplé vody do výměníků (parapetních, podstropních) vnitřních jednotek s ventilátory se samostatným rozvodem teplé a chladné vody.
Systém klimatizační vysokotlaký – klimatizační systém, kde rychlost vzduchu v potrubí zpravidla překračuje 12 ms^{-1}.
Systém klimatizační vzduchový – klimatizační systém, kde je nositelem tepelné energie pro krytí tepelné zátěže daného prostoru pouze vzduch.
Systém klimatizační vzduchový jednokanálový – klimatizační systém, v němž se upravený vzduch dopravuje do klimatizovaného prostoru jedním vzduchovodem.
Systém klimatizační vzduchový jednokanálový jednozónový – klimatizační systém pro úpravu vzduchu v jednom prostoru tzn. zóně.
Systém větrací – způsob uspořádání vzduchotechnických zařízení k větrání prostoru.
Škodlivina – látka, která působí nepříznivě na živé organismy, objekty a technická zařízení.
Tepelná trubice – uzavřená, zvnějšku žebrovaná trubice, plněná chladivem, používaná k ZZT.
Teplo citelné – teplo působící změnu teploty vzduchu při stálé měrné vlhkosti.
Teplo vázané – teplo působící změnu entalpie vzduchu beze změny teploty.
Teplota operativní – jednotná teplota černého (z hlediska sálání) uzavřeného prostoru, ve kterém by člověk sdílel konvekcí a radiací stejně tepla jako ve skutečném teplotně nestejnorodém prostoru.
Teplota výsledná – teplota zahrnující vliv konvekce a radiace měřená kulovým teploměrem.
Teplota vzduchu – teplota měřená stíněným teploměrem.
Teplota vzduchu rovnocenná sluneční – teplota vzduchu, při níž je přestup tepla konvekcí mezi vzduchem a osluněnou stěnou stejný, jako je konvekcí při skutečné teplotě vzduchu a sluneční radiací.
Třída čistoty vzduchu – stupeň kvality vzduchu z hlediska koncentrace a velikosti částic.
Úprava vzduchu – filtrace, míšení, ohřev, chlazení, zvlhčování a odvlhčování vzduchu.
Větrání – řízená výměna znehodnoceného vzduchu za čerstvý venkovní vzduch.
Větrání celkové – větrací systém zajišťující výměnu vzduchu v celém větraném prostoru za čerstvý.
Větrání hybridní - kombinace přirozeného a nuceného větrání k minimalizaci spotřeby energie. Základní části jsou samoregulační elementy přívodu vzduchu, odváděcí ventilátor, řídicí jednotka, čidla.
Větrání místní – větrací systém zajišťující výměnu vzduchu v části větraného prostoru za čerstvý.
Větrání nucené – systém využívající nucené dopravy vzduchu ventilátorem.
Větrání nuceným přívodem vzduchu – větrání s nuceným přívodem a přirozeným odvodem.
Větrání podtlakové – větrací systém s větším průtokem nuceně odváděného vzduchu z prostoru vzhledem k průtoku vzduchu nuceně přiváděného.
Větrání přetlakové – větrací systém s větším průtokem nuceně přiváděného vzduchu do prostoru vzhledem k průtoku vzduchu nuceně odváděného.
Větrání přirozené – pohyb větracího vzduchu je vyvolán rozdílem hustot vzduchu vně a uvnitř objektu a působením větru.
Větrání rovnotlaké – větrací systém při rovnosti průtoků nuceně přiváděného i odváděného vzduchu.
Větrání šachtové – přirozený odvod škodlivin teplým vzduchem šachtou.
Výfuk odpadního vzduchu – místo výdechu odpadního vzduchu situované tak, aby vyfukovaný vzduchu neobtěžoval okolí budovy. Doporučuje se vyfukovat vzduch nad střechu budovy.
Vzduch přiváděný (přívodní) – vzduch, který se nuceně přivádí do obsluhované místnosti a upravený tak, aby zajistil požadovaný stav interního mikroklimatu.
Vzduch odváděný (odvodní) – vzduch odváděný nuceně z obsluhované místnosti.
Vzduch venkovní - nasávaný vzduch z venkovního prostředí a sloužící ve všech vzduchotechnických systémech jako základní prostředek tvorby vnitřního prostředí v souladu s platnými předpisy.
Vzduch oběhový (cirkulační) – vzduch odváděný, jenž se po úpravě opět využívá a tvoří jistý podíl přiváděného vzduchu.
Vzduch odváděný je vzduch odebíraný (odsávaný) z prostoru, jehož mikroklima zajišťuje vzduchotechnika. Vzduch je nutno odvádět z míst vzniku škodlivin nebo oblastí největších koncentrací.
Zařízení klimatizační – zařízení zajišťující řízené větrání a úpravu teploty a vlhkosti vzduchu v daném prostoru.

Př. 1 Úpravy vzduchu - míšení

Zadání: Určete stav vzduchu po smíšení tři objemových proudů s níže uvedenými hodnotami.
1. složka: Objemový průtok $V_1 = 2{,}0\ \mathrm{m^3 s^{-1}}$, teplota $t_1 = 20\ ^\circ\mathrm{C}$, relativní vlhkost $\varphi_1 = 60\ \%$
2. složka: Objemový průtok $V_2 = 3{,}0\ \mathrm{m^3 s^{-1}}$, teplota $t_2 = -12\ ^\circ\mathrm{C}$, relativní vlhkost $\varphi_2 = 90\ \%$
3. složka: Objemový průtok $V_3 = 4{,}0\ \mathrm{m^3 s^{-1}}$, teplota $t_3 = 5\ ^\circ\mathrm{C}$, relativní vlhkost $\varphi_3 = 30\ \%$

Úlohu řešte: a. Početně pro tlak vzduchu $p_a = 98\ \mathrm{kPa}$
b. Graficky pro tlak vzduchu $p_a = 98\ \mathrm{kPa}$

1. Vstupní data

Tlak vodní páry na mezi sytosti p''_D uvádí tab. P3, plynová konstanta vzduchu $r_a = 287{,}11\ \mathrm{Jkg^{-1}K^{-1}}$.

2. Řešení

Řešení úprav vzduchu vychází ze zásad aplikované psychrometrie. Cílem je určení stavových a dalších veličin jednotlivých složek a směsi vzduchu. Početní řešení úlohy vyžaduje výpočet níže uvedených veličin jednotlivých složek i pomocí formulí z tab. 3.2. Výsledky jsou v tab. 20.1. Ke grafickému řešení se užije h - x diagram. Postup grafického řešení je patrný z obr. 20.1.

3. Měrná hmotnost složek i $\quad \rho_i = \dfrac{1}{r_a . T_i}\left(p - 0{,}378\,\varphi_i p''_{Di}\right)$

$$\rho_1 = \frac{1}{287{,}1.293{,}1}(98000 - 0{,}378.0{,}6.2337) = 1{,}158\ \mathrm{kgm^{-3}} \quad \rho_2 = 1{,}306\ \mathrm{kgm^{-3}},\ \rho_3 = 1{,}226\ \mathrm{kgm^{-3}}$$

4. Hmotnostní průtok $\quad m_i = \rho_i . V_i \quad m_1 = 1{,}158.2 = 2{,}316\ \mathrm{kgs^{-1}}$, $m_2 = 3{,}918\ \mathrm{kgs^{-1}}$, $m_3 = 4{,}904\ \mathrm{kgs^{-1}}$

5. Měrná vlhkost vzduchu $\quad x_i = 0{,}622\dfrac{\varphi_i . p''_{Di}}{p - \varphi_i . p''_{Di}}$

$$x_1 = 0{,}622\frac{0{,}6.2{,}337}{98 - 0{,}6.2{,}337} = 0{,}00903\ \mathrm{kg/kg} \quad x_2 = 0{,}00124\ \mathrm{kg/kg},\quad x_3 = 0{,}00166\ \mathrm{kg/kg}$$

6. Měrná entalpie vzduchu $\quad h_i = 1{,}01 t_i + (2500 + 1{,}84 t_i) x_i$

$h_1 = 1{,}01.20 + (2500 + 1{,}84.20).0{,}0093 = 43{,}11\ \mathrm{kJkg^{-1}}$, $h_2 = -9{,}0423\ \mathrm{kJkg^{-1}}$, $h_3 = 9{,}227\ \mathrm{kJkg^{-1}}$

7. Teplota směsi

$$t_s = \frac{\sum m_i t_i}{\sum m_i} = \frac{2{,}32.20 + 3{,}92.(-12) + 4{,}9.5}{2{,}32 + 3{,}92 + 4{,}9} = 2{,}14\ ^\circ\mathrm{C}$$

8. Měrná vlhkost směsi

$$x_s = \frac{\sum m_i . x_i}{\sum m_i} = \frac{2{,}32.9{,}03 + 3{,}92.1{,}24 + 4{,}9.1{,}66}{11{,}14} = 3{,}04\ \mathrm{g.kg^{-1}}$$

9. Měrná entalpie směsi

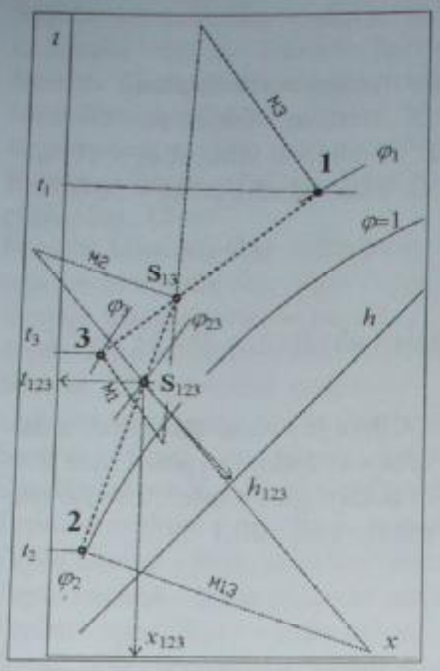
$$h_s = \frac{\sum m_i . h_i}{\sum m_i} = \frac{2{,}32.43{,}11 - 3{,}92.9{,}04 + 4{,}9.9{,}22}{11{,}14} = 9{,}945\ \mathrm{kJ.kg^{-1}}$$

10. Relativní vlhkost směsi

$$\varphi_s = \frac{p}{p''_{Ds}} . \frac{x_s}{0{,}622 + x_s} = \frac{98000}{712{,}6} . \frac{0{,}00304}{0{,}622 + 0{,}00304} = 0{,}66988 \Rightarrow 66{,}99\ \%$$

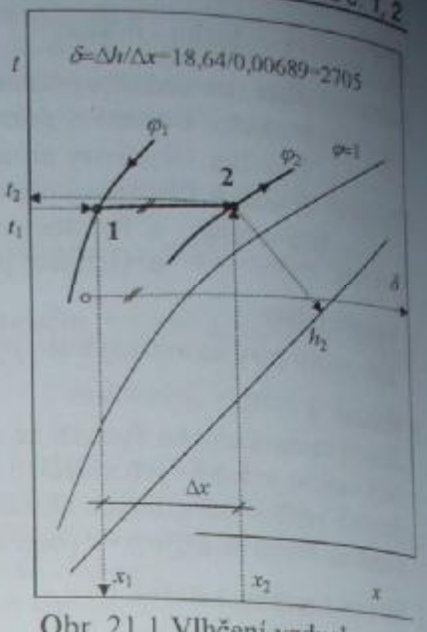
Tab. 20.1 Přehled hodnot numerického řešení

Složka	V	t	φ	p_D''	ρ	m	x	h
i	$\mathrm{m^3 s^{-1}}$	°C	%	kPa	$\mathrm{kgm^{-3}}$	$\mathrm{kgs^{-1}}$	$\mathrm{g.kg^{-1}}$	$\mathrm{kJ.kg^{-1}}$
1	2	20	60	2,337	1,158	2,316	9,03	43,11
2	3	-12	90	0,217	1,306	3,918	1,24	-9,04
3	4	5	30	0,872	1,226	4,904	1,66	9,22
s	9	2,14	66,9	0,7126	1,238	11,138	3,04	9,94



Obr. 20.1 Směšování vzduchu

Poznámka:
Řešení úprav vzduchu analytickými i grafickými metodami je nezbytné k návrhu zejména klimatizačních systémů. Aktuální prostředek VZT, jenž tvoří modelování tepelně vlhkostních dějů, vychází z analytického řešení úprav vzduchu.



Obr. 21.1 Vlhčení vzduchu parou

Př. 2 Úpravy vzduchu - vlhčení

Zadání: Určete stav vzduchu po vlhčení vodní parou pro uvedené hodnoty:
- objemový průtok $V = 1\ \mathrm{m^3 s^{-1}}$, teplota $t_1 = 20\ ^\circ\mathrm{C}$, relativní vlhkost $\varphi_1 = 33{,}44\ \%$
- hmotnostní tok páry $m_D = 8\ \mathrm{g s^{-1}}$, teplota páry $t_D = 120\ ^\circ\mathrm{C}$,

Úlohu řešte: a. Početně pro tlak vzduchu $p_a = 98\ \mathrm{kPa}$
b. Graficky pro tlak vzduchu $p_a = 98\ \mathrm{kPa}$

1. **Vstupní data**
- plynová konstanta vodní páry $r_D = 461{,}5\ \mathrm{J/kgK}$
- měrná entalpie vodní páry dle [3] $h_D = 2706\ \mathrm{kJ/kg}$
- tlak vodní páry na mezi sytosti dle P3 $p_D'' = 2338\ \mathrm{Pa}$

2. **Řešení numerické**

Řešení úprav vzduchu vychází ze zásad aplikované psychrometrie. Cílem je určení stavových vzduchu po vlhčení. Algoritmus numerického řešení představuje vyčíslení níže uvedených veličin.

a. *Měrná vlhkost vzduchu*
$$x_1 = 0{,}622\frac{\varphi.p_D''}{p-\varphi.p_D''} = 0{,}622\frac{0{,}3344.2338}{98000-0{,}3344.2338} = 0{,}005\ \mathrm{kg/kg}$$

b. *Hustota vlhkého vzduchu*
$$\rho_1 = \frac{p.(1+x_1)}{r_D.T.(0{,}622+x_1)} = \frac{98000.(1+0{,}005)}{461{,}5.293{,}15.(0{,}622+0{,}005)} = 1{,}161\ \mathrm{kg/m^3}$$

c. *Měrná entalpie vlhkého vzduchu*
$$h_1 = 1{,}01.t_1 + (2500 + 1{,}84.t_1).x_1 = 1{,}01.20 + (2500 + 1{,}84.20).0{,}005 = 32{,}9\ \mathrm{kJ/kg}$$

d. *Přírůstek měrné vlhkosti* $\Delta x = m_D/(V.\rho) = 8/(1.1{,}161) = 6{,}89\ \mathrm{g/kg}$
e. *Měrná vlhkost vzduchu po vlhčení* $x_2 = x_1 + \Delta x = 5 + 6{,}89 = 11{,}9\ \mathrm{g/kg}$
f. *Přírůstek entalpie vodní páry* $\Delta h = \Delta x.h_D = 6{,}89.10^{-3}.2706 = 18{,}64\ \mathrm{kJ/kg}$
g. *Měrná entalpie vzduchu po vlhčení* $h_2 = h_1 + \Delta h = 32{,}9 + 18{,}64 = 51{,}53\ \mathrm{kJ/kg}$
h. *Teplota vzduchu po vlhčení*
$$t_2 = \frac{h_2 - 2500.x_2}{1{,}01 + 1{,}872.x_2} = \frac{51{,}53 - 2500.0{,}0119}{1{,}01 + 1{,}872.0{,}0119} = 21{,}1\ ^\circ\mathrm{C}$$

i. *Relativní vlhkost*
$$\varphi_2 = \frac{p}{p_D''}.\frac{x_2}{0{,}622+x_2} = \frac{98000}{2338}.\frac{0{,}0119}{0{,}622+0{,}0119} = 0{,}79 \Rightarrow 79\ \%$$

3. **Řešení grafické** – postup je patrný z h - x diagramu na obr. 21.1

Př. 3 Úpravy vzduchu

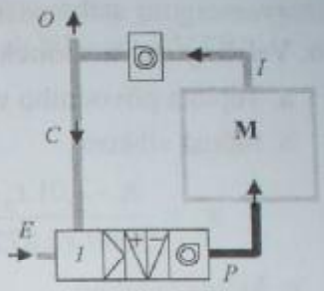
Zadání: Analytickým řešením vyřešte úpravy vzduchu pro klimatizační systém, který má zajistit požadované mikroklima daného prostoru, jenž je specifikován v př. č. 14.

1. Vstupní data

Teplota venkovního vzduchu a mokrého teploměru $t_e = 30$ °C, $t_{em} = 20{,}5$ °C, požadovaná teplota vnitřního vzduchu a relativní vlhkost $t_i = 26$ °C, $\varphi_i = 60$ %, tepelná zátěž citelným a vázaným teplem $Q_i = 36{,}7$ kW, $Q_v = 19{,}5$ kW, hmotnostní průtok venkovního vzduchu $m_e = 1{,}5$ kgs^{-1}, maximální rozdíl teplot $\Delta t_{kl} = 8$ K, tlak vzduchu $p = 98{,}1$ kPa, výparné teplo vody $l = 2500$ kJkg^{-1}, plynová konstanta vzduchu a vodní páry $r_a = 287{,}11$ Jkg^{-1}K^{-1}, $r_v = 461{,}5$ Jkg^{-1}K^{-1}.

2. Metoda řešení

Řešení vychází z poznatků aplikované psychrometrie, umožňující pomocí fyzikálních zákonů a psychrometrických veličin vyčíslit stavové veličiny vzduchu související s jeho úpravami z výchozího do požadovaného stavu. Nutné formule jsou uvedeny v tab. 3.2. Posloupnost řešení je patrná z následujícího algoritmu. Schéma zařízení je na obr. 22.1.



Obr. 22.1 Schéma klimatizačního zařízení

3. Veličiny nasyceného vzduch E_m

a. Tlak syté páry p''_{pem} pro $T_{em} = t_{em} + 273{,}15 = 20{,}5 + 293{,}65$ K

$$p''_{pem} = \exp\left(77{,}345 + 5{,}71133.10^{-3}.T_{em} - 8{,}2.\ln T_{em} - 7235{,}436/T_{em}\right) =$$

$$= \exp\left(77{,}345 + 5{,}71133.10^{-3}.293{,}65 - 8{,}2.\ln 293{,}65 - 7235{,}436/293{,}65\right) = 2408{,}8 \text{ Pa}$$

b. Měrná vlhkost

$$x''_{em} = 0{,}622\frac{p''_{pem}}{p - p''_{pem}} = 0{,}622\frac{2408{,}8}{98100 - 2408{,}8} = 11{,}66.10^{-3} \text{ kg/kg}$$

c. Měrná entalpie

$$h''_{em} = 1{,}01\,t_{em} + \left(2500 + 1{,}872\,t_{em}\right)x''_{em} = 1{,}01.20 + \left(2500 + 1{,}872.20{,}5\right)0{,}01166 = 60{,}44 \text{ kJ/kg}$$

d. Směrové měřítko

$$\delta_{em} = c_w.t_{em} = 4{,}187.20{,}5 = 85{,}8 \text{ kJ/kg}$$

4. Veličiny stavu vzduchu E

a. Měrná vlhkost

$$x_e = \frac{h_{em} - 1{,}01\,t_e - x''_{em}.\delta_{em}}{2500 + 1{,}872\,t_e - \delta_{em}} = \frac{60{,}44 - 1{,}01.30 - 11{,}66.10^{-3}.85{,}8}{2500 + 1{,}872.30 - 85{,}8} = 11{,}66.10^{-3} \text{ kg/kg}$$

b. Měrná entalpie

$$h_e = 1{,}01\,t_e + \left(2500 + 1{,}872\,t_e\right)x_e = 1{,}01.30 + \left(2500 + 1{,}872.30\right)11{,}66.10^{-3} = 60{,}10 \text{ kJ/kg}$$

c. Tlak syté páry p''_{pe}

$$p''_{pe} = \exp\left(77{,}345 + 5{,}71133.10^{-3}.T_e - 8{,}2.\ln T_e - 7235{,}436/T_e\right) =$$

$$= \exp\left(77{,}345 + 5{,}71133.10^{-3}.303{,}15 - 8{,}2.\ln 303{,}15 - 7235{,}436/303{,}15\right) = 4239{,}54 \text{ Pa}$$

d. Relativní vlhkost

$$\varphi_e = \frac{p.x_e}{p''_{pe}\left(0{,}622 + x_e\right)} = \frac{98100.11{,}66.10^{-3}}{4239{,}54.\left(0{,}622 + 11{,}66.10^{-3}\right)} = 0{,}426 \text{ tj. } 42{,}6\,\%$$

5. Veličiny stavu vzduchu I

a. Tlak syté páry p''_{pi} pro teplotu t_i – zjednodušeně

$$p''_{pi} = \exp\left(23{,}58 - \frac{4044{,}6}{235{,}628 + t_i}\right) = \exp\left(23{,}58 - \frac{4044{,}6}{235{,}628 + 26}\right) = 3363{,}2 \text{ Pa}$$

b. Parciální tlak vodní páry

$$p_{pi} = \varphi_i . p''_{pi} = 0{,}6.3363{,}2 = 2017{,}9\ \text{Pa}$$

c. Měrná vlhkost

$$x_i = 0{,}622 \frac{p_{pi}}{p - p_{pi}} = 0{,}622 \frac{2017{,}9}{98100 - 2017{,}9} = 13{,}06.10^{-3}\ \text{kg/kg}$$

d. Měrná entalpie

$$h_i = 1{,}01\, t_i + (2500 + 1{,}872\, t_i).x_i = 1{,}01.26 + (2500 + 1{,}872.26).13{,}06.10^{-3} = 59{,}55\ \text{kJ/kg}$$

e. Směrové měřítko $\delta_i = l.Q_s/Q_v = 2500.(36{,}7 + 19{,}5)/19{,}5 = 7200\ \text{kJ/kg}$

nebo $\delta_i = (h_i - h_p)/(x_i - x_p) = (59{,}55 - 48{,}38)/(13{,}06 - 11{,}51) = 7{,}2\ \text{kJ/g}$

6. Veličiny stavu vzduchu P

a. Teplota přívodního vzduchu $t_p = t_i - \Delta t = 26 - 7 = 19\ ^\circ\text{C}$

b. Měrná vlhkost

$$x_p = \frac{h_i - 1{,}01\, t_p - x_i.\delta_i}{2500 + 1{,}872\, t_p - \delta_i} = \frac{59{,}55 - 1{,}01.19 - 13{,}06.10^{-3}.7200}{2500 + 1{,}872.19 - 7200} = 11{,}5.10^{-3}\ \text{kg/kg}$$

c. Měrná entalpie

$$h_p = 1{,}01\, t_p + (2500 + 1{,}872\, t_p).x_p = 1{,}01.19 + (2500 + 1{,}872.19).11{,}5.10^{-3} = 48{,}38\ \text{kJ/kg}$$

7. Průtoky vzduchu

a. Hmotnostní průtok přívodního vzduchu

$$m_1 = m_p = Q_s/(h_i - h_p) =$$
$$= 56{,}2/(59{,}55 - 48{,}38) = 5{,}03\ \text{kg/s}$$

b. Hmotnostní průtok cirkulačního tzn. oběhového vzduchu

$$m_c = m_p - m_e = 5{,}03 - 1{,}5 = 3{,}53\ \text{kg/s}$$

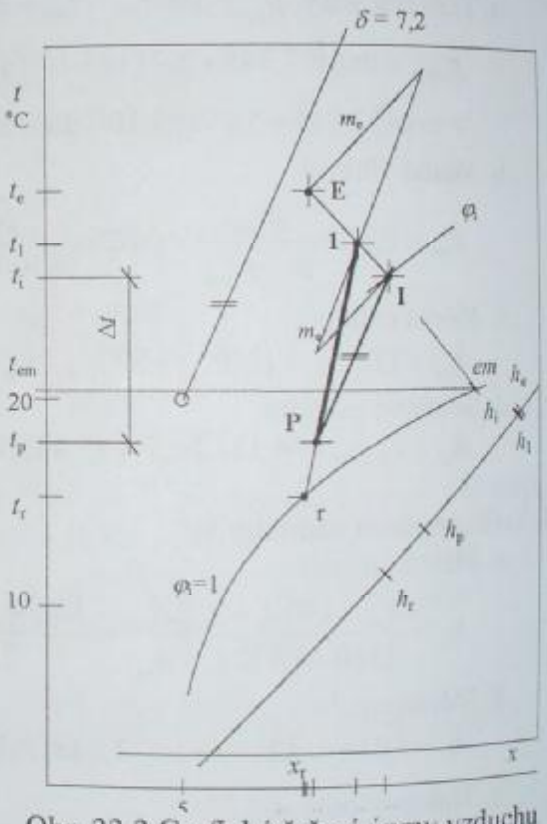
8. Veličiny stavu vzduchu 1

Teplota, měrná entalpie, vodní obsah vzduchu po smíšení složek s průtoky m_e a m_c se určí pomocí směšovacího pravidla či stavové rovnice plynu, (blíže př. 1).

Výsledné hodnoty řešení mísení složek:

$t_1 = 27{,}2\ ^\circ\text{C}$ $\quad x_1 = 12{,}65\ \text{g/kg}$

$h_1 = 59{,}7\ \text{kJ/kg}$ $\quad \varphi_1 = 54{,}26\ \%$



Obr. 22.2 Grafické řešení úprav vzduchu

9. Objemové průtoky vzduchu

K řešení lze využít upravenou stavovou rovnici

$$V_e = m_e.r_D.T_e.(0{,}622 + x_e)/\,p = 1{,}5.461{,}5.303{,}15.(0{,}622 + 11{,}66.10^{-3})/\,98100 = 1{,}36\ \text{m}^3\text{s}^{-1}$$

$$V_c = m_c.r_D.T_i.(0{,}622 + x_i)/\,p = 3{,}53.461{,}5.299{,}15.(0{,}622 + 7{,}665.10^{-3})/\,98100 = 3{,}15\ \text{m}^3\text{s}^{-1}$$

Vstup do chladiče

$$V_1 = m_1.r_D.T_1.(0{,}622 + x_1)/\,p = 5{,}03.461{,}5.300{,}35.(0{,}622 + 12{,}65.10^{-3})/\,98100 = 4{,}51\ \text{m}^3\text{s}^{-1}$$

Výstup z chladiče

$$V_p = m_1.r_D.T_p.(0{,}622 + x_1)/\,p = 5{,}03.461{,}5.292{,}15.(0{,}622 + 12{,}65.10^{-3})/\,98100 = 4{,}38\ \text{m}^3\text{s}^{-1}$$

Chladicí výkon chladiče

$$Q_{ch} = m_1.(h_1 - h_p) = 5{,}03.(59{,}7 - 48{,}38) = 57\ \text{kW}$$

Př. 4 Výpočet tepelných zisků okna radiací

Zadání: Vypočtěte tepelné zisky radiací okna a související tepelnou energii prostupující ocelovým zdvojeným oknem pro daná vstupní data.

1. **Vstupní data**: Den 21.6., doba 11 hodin, místo budovy Brno, nadmořská výška $H = 230$ m
zeměpisná šířka $\varphi = 50°$, orientace okna JV tzn. azimut $a_s = 135°$
součinitel znečištění ovzduší $z = 5$, solární konstanta $I_{sol} = 1350\ \mathrm{Wm^{-2}}$
šířka okna $l_a = 1800$ mm, výška $l_b = 1500$ mm, ostění $d = 200$ mm.

2. **Postup**: Řešení vychází z aplikace modifikovaného algoritmu výpočtu tepelné zátěže dle [25] sledující vypočet zisků dle rov. tab. 4.1 pro určenou dobu a jejich průběh během dne programovými prostředky s grafickým výstupem. Úloha je základní pro řešení tepelných bilancí ve VZT.

3. **Algoritmus a manuální řešení**

a. *Sluneční deklinace* – s dostatečnou přesností dle rov. 4.2

$$\delta = -23{,}5.\cos(30M) = -23{,}5.\cos(30.6) = 23{,}5°$$

b. *Výška slunce* dle rov. 4.3

– časový úhel $\tau = 11.360/24 = 165°$

– výška $h = \arcsin(\sin\delta.\sin\varphi + \cos\delta.\cos\varphi.\cos\tau) =$

$$= \arcsin(\sin 23{,}5.\sin 50 + \cos 23{,}5.\cos 50.\cos 165) = 60{,}81°$$

c. *Azimut slunce* dle rov. 4.4

$$a = 180 - \arcsin\left(\sin\tau\frac{\cos\delta}{\cos h}\right) = 180 - \arcsin\left(\sin 165\frac{\cos 23{,}5}{\cos 60{,}81}\right) = 150{,}82°$$

d. *Úhel mezi normálou osluněného okna a směrem paprsku* pro svislou stěnu t.j. $\alpha = 90°$ dle rov. 4.5

$$\theta = \arccos[\sin h.\cos\alpha + \cos h.\sin\alpha.\cos(a - a_s)] =$$

$$= \arccos[\sin 60{,}81.\cos 90 + \cos 60{,}81.\sin 90.\cos(150{,}82 - 135)] = 62{,}01°$$

e. *Intenzita přímé sluneční radiace na plochu kolmou k paprskům* rov. 4.7

$$I_{pn} = I_{sol}.\exp\left[-0{,}1.z.\left(\frac{16-H}{16+H}.\frac{1}{\sin h}\right)^{0{,}8}\right] =$$

$$= 1350.\exp\left[-0{,}1.5.\left(\frac{16-0{,}23}{16+0{,}23}.\frac{1}{\sin 60{,}81}\right)^{0{,}8}\right] = 783{,}01\ \mathrm{Wm^{-2}}$$

f. *Intenzita přímé sluneční radiace dopadající na rovinu okna* dle rov. 4.6

$$I_p = I_{pn}.\cos\theta = 783{,}01.\cos 62{,}01 = 367{,}4\ \mathrm{Wm^{-2}}$$

g. *Intenzita difúzní sluneční radiace působící na rovinu okna* dle rov. 4.10

$$I_d = (1350 - 0{,}5.I_{pn})\frac{\sin h}{5} = (1350 - 0{,}5.783).\frac{\sin 60{,}81}{5} = 167{,}3\ \mathrm{Wm^{-2}}$$

h. *Intenzita sluneční radiace na vnějším povrchu okna*

$$I = I_p + I_d = 367{,}4 + 167{,}3 = 534{,}7\ \mathrm{Wm^{-2}}$$

i. *Poměrná propustnost skla pro přímé sluneční záření* dle rov. 4.12

$$T_p = 0{,}87 - 1{,}47.\left(\frac{\theta}{100}\right)^3 = 0{,}87 - 1{,}47.\left(\frac{62{,}01}{100}\right)^3 = 0{,}7352$$

j. Propustnost difúzního záření sklem $T_d = 0{,}85$

k. Celková intenzita sluneční radiace procházející standardním jednoduchým zasklením dle 4.13

$$I_o = I_p.T_p + I_d.T_d = 367{,}4.0{,}7352 + 167{,}3.0{,}85 = 412{,}4\ \mathrm{Wm^{-2}}$$

l. *Intenzita difizní radiace procházející standardním jednoduchým zasklením*

$$I_{do} = I_d . T_d = 167{,}3.0{,}85 = 142{,}3 \text{ Wm}^{-2}$$

m. *Délky stínů* dle rov. 6.1a, b

svislý $e_1 = d.tg|a - a_s| = 0{,}2.tg|150{,}82 - 135| = 0{,}0567$ m

vodorovný $e_2 = \dfrac{c.tgh}{\cos|a - a_s|} = \dfrac{0{,}2.tg\,60{,}81}{\cos|150{,}82 - 135|} = 0{,}372$ m

n. *Osluněná plocha okna* - šířka okenního rámu $f = g = 0$ dle rov. 6.2

$$S_{os} = [l_a - (e_1 - f)].[l_b - (e_2 - g)] = [1{,}8 - (0{,}0567 - 0)].[1{,}5 - (0{,}372 - 0)] = 1{,}97 \text{ m}^2$$

o. *Tepelné zisky okna* dle rov. 6.3 pro stínicí součinitel $s = 1$, blíže příloha P6

$$Q_{or} = [S_{os} I_o c_o + (S_o - S_{os}) I_{odf}] .s = [1{,}97.412{,}4.1 + (2{,}7 - 1{,}97).142] .1 = 914{,}6 \text{ W}$$

p. *Prostupující sluneční energie* v čase 10 až 11 hodin

- tepelné zisky radiací v 10 hodin $Q_{or10} = 1114{,}6$ W
- tepelné zisky radiací v 11 hodin $Q_{or11} = 914{,}6$ W
- průměrné tepelné zisky $Q_{orp} = 0{,}5.(1114{,}5 + 914{,}6) = 1014{,}6$ W
- prostupující sluneční energie

$$E = Q_{orp}.\tau = 1014{,}6.3600 = 3652{,}56 \text{ kJ} = 1{,}0146 \text{ kWh}$$

4. Programové řešení

Numerické výsledky programového řešení s časovým krokem $\tau = 1$ hodina uvádí tab. 23.1. Grafické výstupy jsou patrné na obr. 4.4 a 24.2. Obrázky dokumentují průběh intenzit sluneční radiace v průběhu dne. Na obr. 4.4 jsou patrné i průběhy geometrických hodnot řešené úlohy.

Tab. 23.1 Výsledky programového řešení SLUNCE

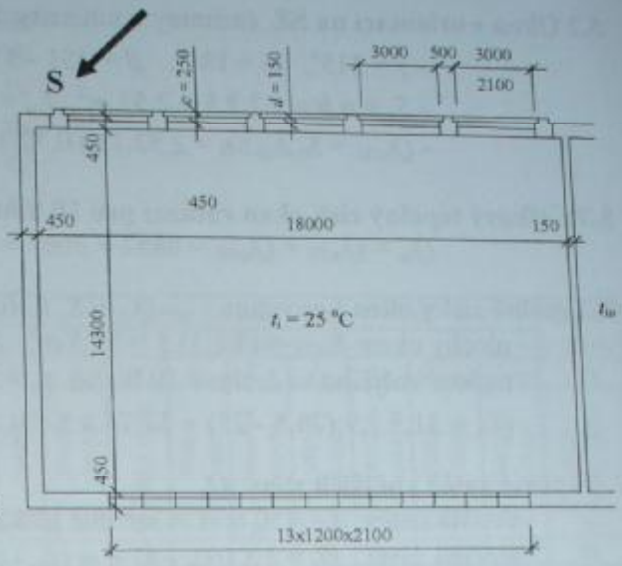
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
čas	h	a	$\lvert a-a_s\rvert$	ϑ	I_{pn}	I_d	I_p	I_c	I_o	S_{os}	Q_{or}	E
τ	°	°	°	°	Wm^{-2}	Wm^{-2}	Wm^{-2}	Wm^{-2}	Wm^{-2}	m^2	W	Wh
0	-16,7	0,3	134,7	132,4	0	0	0	0	0	0	0	0
1	-15,5	14,3	120,7	119,5	0	0	0	0	0	0	0	0
2	-12,0	28,0	107,0	106,6	0	0	0	0	0	0	0	0
3	-6,6	40,8	94,2	94,2	0	0	0	0	0	0	0	0
4	-0,5	52,7	82,3	82,3	0	2	0	2	2	0,47	5	2,5
5	8,7	63,8	71,2	71,4	146	38	47	85	60	1,70	136	70,3
6	17,7	74,5	60,5	62,0	379	70	178	248	191	1,98	421	278,3
7	27,1	85,3	49,7	54,8	540	98	311	410	332	2,10	747	584,0
8	36,8	97,0	38,0	50,9	646	123	408	531	439	2,15	1002	874,5
9	46,1	110,5	24,5	50,9	715	143	451	594	492	2,17	1132	1067,3
10	54,5	127,7	7,3	54,9	759	158	437	595	483	2,16	1115	1123,5
11	60,9	150,8	15,8	62,1	783	167	367	534	412	1,97	914	1014,4
12	63,3	179,7	44,7	71,4	791	171	252	423	296	1,51	618	766,2
13	60,9	209,2	74,2	82,4	783	167	104	271	175	0,20	391	504,4
14	54,5	232,3	97,3	94,2	759	158	0	158	134	0	363	376,7
15	46,1	249,5	114,5	106,7	715	143	0	143	122	0	328	345,5
16	36,8	263,0	128,0	119,6	646	123	0	123	104	0	282	305,1
17	27,1	274,7	139,7	132,7	540	98	0	98	84	0	226	254,0
18	17,7	285,5	150,5	146,0	379	70	0	70	60	0	161	193,8
19	8,7	296,2	161,2	159,4	146	38	0	38	33	0	88	124,8
20	0,5	307,3	172,3	172,3	0	2	0	2	2	0	5	46,6
21	-6,6	319,2	184,2	172,2	0	0	0	0	0	0	0	2,5
22	-12,0	332,0	197,0	159,3	0	0	0	0	0	0	0	0
23	-15,5	345,7	210,7	145,9	0	0	0	0	0	0	0	0
24	-16,7	359,7	224,7	132,9	0	0	0	0	0	0	0	0
Prostupující energie za den												7935

Př. 5 Tepelně vlhkostní zátěž místnosti

Zadání: Úkolem je výpočet tepelné zátěže, vodních zisků a tepelných ztrát místnosti dle obr. 24.1.

1. Postup řešení:

1. Výchozí hodnoty
2. Určení doby výpočtu
3. Výpočet tepelných zisků oken radiací
4. Výpočet tepelných zisků oken konvekcí
5. Výpočet tepelné zátěže vnějších stěn
6. Výpočet tepelné zátěže vnitřních stěn
7. Výpočet tepelné produkce lidí
8. Výpočet tepelné produkce svítidel
9. Výpočet vodních zisků
10. Výpočet tepelných ztrát
11. Přehled vypočtených hodnot



Obr. 24.1 Půdorys místnosti pro př. 5

2. Výchozí hodnoty

Účel místnosti – víceúčelový sál, místo stavby Brno, půdorys je na obr. 24.1, KV = 4,2 m, vnější obvodová konstrukce o tloušťce $\delta = 0{,}45$ m, $k = 0{,}6$ Wm^{-2}K^{-1}, $c = 960$ Jkg^{-1}K^{-1}, $\rho = 1350$ kgm^{-3}, okna JV fasády jsou dřevěná 3x2,1 m, rám $f = g = 0{,}1$ m, zasklená část $a = 2{,}8$ m, $b = 1{,}9$ m, vodorovná stínicí deska $c = 25$ cm, hloubka okna $d = 15$ cm, součinitel prostupu tepla $k_o = 2{,}9$ Wm^{-2}K^{-1}, okna SZ fasády kovová 1,2x2,1 m, $k_o = 4{,}5$ Wm^{-2}K^{-1}, stínicí prostředek - světlé záclony, součinitel čistoty atmosféry $c_o = 1$, intenzita osvětlení $I_x = 120$ lx, místnost je v I. P budovy, požadovaná teplota v letním období $t_i = 25$ °C, teplota okolní místnosti $t_{io} = 28$ °C, počet osob $n_l = 120$.

3. Postup

Řešení vychází z problematiky výměn tepla a látek mezi prostředími při působení obecně nestacionárních podmínek. Pro návrh VZT jsou výchozí reálné extremní tepelné a látkové toky vyskytující se v průběhu roku. K jejich výpočtu se aplikuje rov. tab. 6.1 a níže uvedený algoritmus. Cílem je vyčíslení tepelné zátěže, ztrát a vodních zisků nutných pro návrh klimatizačního systému.

4. Určení doby pro výpočet

Primární návrhovou hodnotou VZT je tepelná zátěž, jejíchž extrémní hodnota se vyskytuje v podmínkách ČR zpravidla v červenci. S ohledem na orientaci okenních ploch řešené místnosti lze očekávat největší tepelné zisky, tedy i zátěž mezi 8. až 12. hodinou.

5. Výpočet tepelných zisků oken radiací Q_{or}

Tepelné zisky oken radiací vypočtené pro 21.7. v hodinovém intervalu v době od 6 do 19 hodin jsou uvedeny v tab. 24.1 pro předpokládaný obdélníkový stín. Ukázka programového řešení tepelných zisků oken radiací s grafickým výstupem pro zvolený interval dnů je na obr. 24.2. Algoritmus výpočtu zátěže je patrný z následujícího výpočtu pro 21.7. a 10 hodin.

5.1 Okna s orientací na JV

Dle příl. P5 - azimut stěny $\gamma = 135°$, azimut slunce $\alpha = 131°$, výška slunce $h = 52°$, intenzita sluneční radiace $I_o = 506$ Wm^{-2}, difúzní složka $I_d = 130$ Wm^{-2}, rozdíl azimutů $\beta = |\alpha - \gamma| = |131 - 135| = 4°$

- vodorovný stín $e_1 = d.\mathrm{tg}\beta = 0{,}15.\mathrm{tg}4 = 0{,}0699$ m $< f = 0{,}1$ m - dopadá na okenní rám, $e_1 = f$
- svislý stín $e_2 = \dfrac{c.\mathrm{tg}h}{\cos\beta} = \dfrac{0{,}25.\mathrm{tg}52}{\cos 4} = 0{,}321$ m
- osluněná plocha $S_{os} = [a - (e_1 - f)].[b - (e_2 - g)] = [2{,}8 - 0].[1{,}9 - (0{,}321 - 0{,}1)] = 4{,}7$ m^2
- plocha okna $S_o = a.b = 2{,}8.1{,}9 = 5{,}32$ m^2, počet oken $n = 5$

- stínicí součinitel dle přílohy P6 $s = 0,9.0,8 = 0,72$
- tepelné zisky radiací n oken $Q_{or} = [S_{os}.I_o.c_o + (S_o - S_{os}).I_{od}].s.n$

$$Q_{orJV} = [4,7.506.1 + (5,32 - 4,7).130].0,72.5 = 8852 \text{ W}$$

5.2 Okna s orientací na SZ (azimuty a intenzity dle příloh P4, P5)

- $\gamma = 315°$, $\alpha = 131°$, $\beta = |131 - 315| > 90° \Rightarrow$ neosluněno $S_{os} = 0$ m^2
- $S_o = a.b = 1,2.2,1 = 2,52$ m^2, $I_{od} = 130$ Wm^{-2}, $s = 0,72$, $n = 13$
- $Q_{orSZ} = S_o.I_{od}.s.n = 2,52.130.0,72.13 = 3067$ W

5.3 Celkový tepelný zisk oken radiací pro 10 hodin

$$Q_{or} = Q_{orJV} + Q_{orSZ} = 8852 + 3067 = 11919 \text{ W}$$

6. Tepelné zisky oken konvekcí $Q_{ok} = S_o.k_o.(t_{et} - t_i)$

- plochy oken $S_{okJV} = (3.2,1).5 = 31,5$ m^2, $S_{okSZ} = (1,2.2,1).13 = 32,6$ m^2
- teplota vnějšího vzduchu v 10 hodin $t_{et} = 24,8$ °C, (příloha P5)
- $Q_{ok} = 31,5.2,9.(24,8 - 25) + 32,76.4,5.(24,8 - 25) = -48$ W - lze zanedbat

7. Tepelná zátěž vnějších stěn Q_s

- tloušťka stěn $d = 450$ mm $\Rightarrow$ středně těžká stěna
- tepelná zátěž $Q_s = k.S.[(t_{rm} - t_i) + m.(t_{r\psi} - t_{rm})]$
- hodnoty součinitelů ψ a m se určí dle [25] nebo přibližně formulemi

$$\psi = 32.\delta - 0,5 = 32.0,45 - 0,5 = 13,9 \text{ t.j. } 14 \text{ hodin}$$

$$m = \frac{1 + 7,6.\delta}{2500^{\delta}} = \frac{1 + 7,6.0,45}{2500^{0,45}} = 0,13$$

7.1 Stěna JV

- plocha stěny $S_1 = 18,0.4,2 - 5.5,32 = 49,0$ m^2
- teploty $t_{rm} = 30,2$ °C, $t_{r\psi} = 24,8$ °C (pro 20. hodinu dle přílohy P5)

$$Q_{s1} = 0,6.49.[(30,2 - 25) + 0,13.(24,8 - 30,2)] = 132 \text{ W}$$

7.2 Stěna SV

$$S_2 = 14,3.4,2 = 60 \text{ m}^2, \; t_{rm} = 27,8 \text{ °C}, \; t_{r\psi} = 24,8 \text{ °C}$$

$$Q_{s2} = 0,6.60.[(27,8 - 25) + 0,13.(24,8 - 27,8)] = 87 \text{ W}$$

7.3 Stěna SZ

$$S_3 = 18,0.4,2 - 13.2,52 = 42,84 \text{ m}^2, \quad t_{rm} = 27,8 \text{ °C}, \quad t_{r\psi} = 24,8 \text{ °C}$$

$$Q_{s3} = 0,6.42,84.[(27,8 - 25) + 0,13.(24,8 - 27,8)] = 62 \text{ W}$$

7.4 Celková tepelná zátěž stěn $Q_s = 132 + 87 + 62 = 281$ W

8. Tepelná zátěž vnitřních stěn $Q_{si} = S.k.(t_{io} - t_i) = 14,3.4,2.1,8.(28 - 25) = 324$ W

9. Produkce tepla lidí Q_l s korekcí na teplotu $t_i = 25$ °C

$$Q_l = n_l.6,2.(36 - t_i) = 120.6,2.(36 - 25) = 8184 \text{ W}$$

10. Tepelná produkce svítidel Q_{sv}

- osvětlovaná plocha místnosti svítidly $S_s = (14,3 - 2.5).18 = 77,4$ m^2
- měrný příkon svítidel pro intenzitu osvětlení $I_x = 120$ lx dle příl. P6 $P_s = 30$ Wm^{-2}

$$Q_{sv} = S_s.P_s.c_1.c_2 = 77,4.30.1.1 = 2322 \text{ W}$$

11. Vodní zisky M_l

Produkce vodní páry 1 osoby dle příl. P6 $g_l = 107$ gh^{-1}

$$M_l = n_l.g_l = 120.107 = 12840 \text{ gh}^{-1} = 3,57 \text{ gs}^{-1}$$

12. Tepelné ztráty

Výpočet vychází z ČSN EN 12831 $Q_z = 21000$ W

13. Přehled vypočtených hodnot

Tepelné zisky oken radiací	$Q_{or} = 11919$ W
Tepelné zisky oken konvekcí	$Q_{ok} = -47$ W
Tepelná zátěž vnějších stěn	$Q_s = 281$ W
Tepelná zátěž vnitřních stěn	$Q_{si} = 324$ W
Tepelná produkce lidí	$Q_l = 8184$ W
Tepelná produkce svítidel	$Q_{sv} = 2322$ W
Celková tepelná zátěž	$Q_l = \mathbf{22981}$ W
Tepelné ztráty	$Q_z = \mathbf{21000}$ W
Vodní zisky	$M_w = \mathbf{3,5}$ gs^{-1}

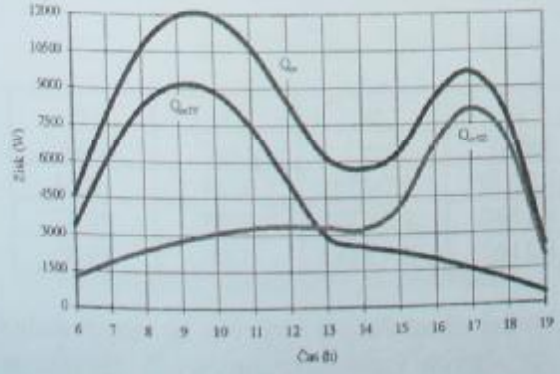
Tab. P5.1 Přehled tepelných zisků oken radiací

Vstupní hodnoty			Stěna JV s azimutem $\gamma = 135°$								Stěna SZ s azimutem $\gamma = 315°$								Výstup. hodnoty
21.7.			Výpočtové hodnoty								Výpočtové hodnoty								
τ	h	α	β	e_1	e_2	S_{os}	I_o	I_{od}	Q_{orJV}	Q_{osJV}	β	e_1	e_2	S_{os}	I_o	I_{od}	Q_{orSZ}	Q_{osSZ}	ΣQ_{or}
Čas	Výška slunce	Azimut slunce	Rozdíl azimutů	Šířka stínu	Výška stínu	Osluněná plocha	Celková radiace	Difúzní radiace	Zisky okna	Zisky JV oken	Rozdíl azimutů	Šířka stínu	Výška stínu	Osluněná plocha	Celková radiace	Difúzní radiace	Zisky okna	Zisky SZ oken	Celkové zisky oken
h	°	°	°	m	m	m^2	Wm^{-2}	Wm^{-2}	W	W	°	°	°	m^2	Wm^{-2}	Wm^{-2}	W	W	W
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
6	15	77	58	0,24	0,13	4,98	180	87	926	3335	238	neosluněno	neosluněno	0,00	53	53	134	1250	4585
7	25	88	47	0,16	0,17	5,01	335	80	1703	6131	227			0,00	78	78	197	1840	7971
8	34	100	35	0,11	0,21	5,01	452	100	2297	8270	215			0,00	100	100	252	2359	10628
9	44	114	21	0,06	0,26	4,88	511	117	2544	9157	201			0,00	117	117	295	2760	11916
10	52	131	4	0,01	0,32	4,70	506	130	2459	8852	184			0,00	130	130	328	3067	11919
11	58	152	17	0,05	0,42	4,43	437	139	2059	7413	163			0,00	139	139	350	3279	10692
12	60	180	45	0,15	0,61	3,82	316	141	1418	5104	135			0,00	141	141	355	3326	8430
13	44	246	73	0,49	1,37	1,52	185	139	809	2914	107			0,00	139	139	350	3279	6193
14	34	272	94	neosluněno	neosluněno	0,00	130	130	692	2490	86	2,15	4,59	0,00	135	135	340	3184	5674
15	44	246	111			0,00	117	117	622	2241	69	0,39	0,67	1,39	217	117	434	4059	6299
16	34	260	125			0,00	100	100	532	1915	55	0,21	0,29	2,07	321	100	709	6640	8555
17	25	272	137			0,00	78	78	415	1494	43	0,14	0,16	2,37	361	80	867	8113	9607
18	15	283	148			0,00	53	53	282	1015	32	0,09	0,08	2,52	287	87	723	6770	7785
19	6	293	158			0,00	24	24	128	460	22	0,06	0,03	2,52	85	45	214	2005	2465

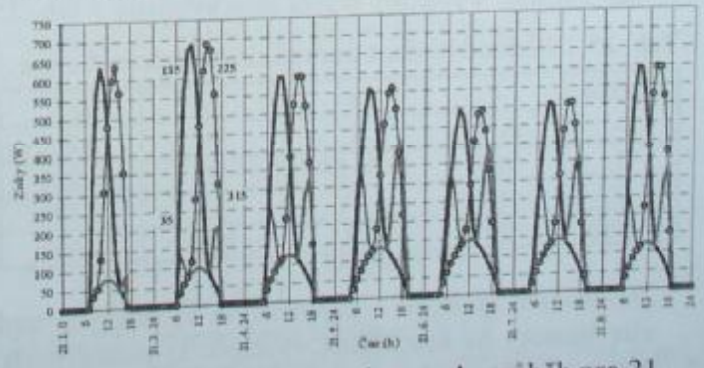
14. Programové řešení

Z důvodu variabilních okrajových podmínek a jejich nestacionárního charakteru je efektivní řešit tepelně vlhkostní bilance a zejména tepelnou zátěž sluneční radiací programovými prostředky umožňujícími grafický výstup časového průběhu hodnot. Příklad programového řešení tepelných zisků oken je na obr. 24.2. Z obrázků je patrný dynamický charakter tepelné zátěže. Vzduchotechnický systém se navrhuje na reálná maxima zátěží, okamžitý výkon systému v závislosti na působící tepelné zátěži zajistí regulace.

Var. řešení A



Var. řešení B



Obr. 24.2 Grafický průběh tepelných zisků oken radiací během dne zobrazuje var. A, průběh pro 21. den měsíců února až srpna dokumentuje var. B.

Př. 6 Návrh vybraných prvků vzduchotechnických zařízení

Zadání: Úkolem je návrh základních prvků pro tepelně vlhkostní úpravu vzduchu

1. **Popis úlohy:** Příklad demonstruje triviální řešení základních fyzikálních dějů spojených s návrhem funkčních prvků k tepelně vlhkostní úpravě vzduchu. Zmíněné úpravy zahrnují čtyři termodynamické děje, jež tvoří ohřev, chlazení, vlhčení a odvlhčení vzduchu. Úpravy umožní realizovat povrchové a směšovací výměníky. Návrh uvedených prvků tvoří základní úlohy, jež jsou nezbytné pro návrh systémů VZT, ZZT i chlazení pro VZT. Výchozí pro řešení jsou rovnice v tab. 7.7 a kap. 7.4.

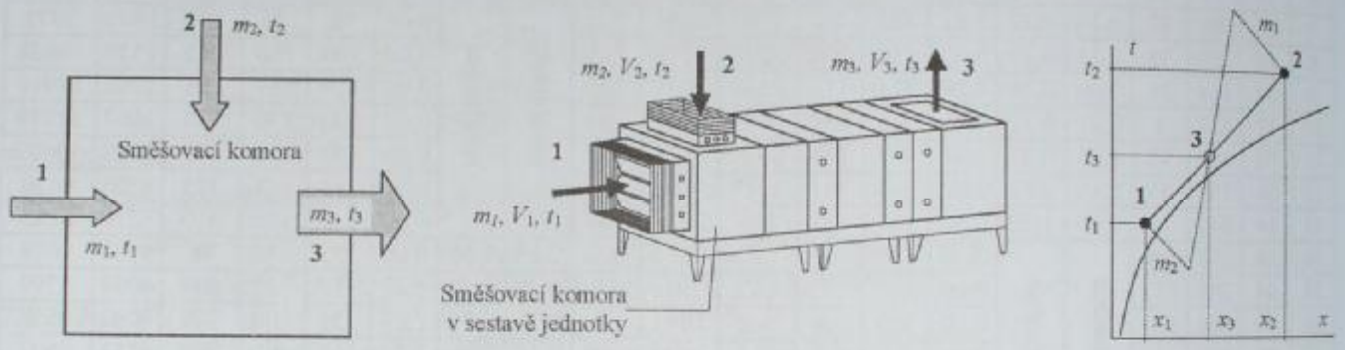
Poznámka: Návrh ostatních funkčních vzduchotechnických prvků pro filtraci vzduchu, útlum hluku a chvění je uveden v samostatných příkladech.

2. **Vstupní hodnoty**

Zdrojem tepla k ohřevu vzduchu bude otopná voda, pro chlazení vzduchu bude zdrojem chladicí voda, pro vlhčení vzduchu se volí studená voda a pára.

3. **Směšování vzduchu**

Směšování tvoří základní úpravu v systémech související se změnou tepelně vlhkostního stavu vzduchu. Cílem řešení je stav vzduchu po smíšení dílčích složek. Hodnoty výstupních veličin lze získat numerickým či grafickým řešením pomocí *h-x* diagramu.



Obr. 25.1 Schéma směšování vzduchu

Vstupní hodnoty:

- objemové či hmotnostní průtoky vzduchu a dvě stavové veličiny dle tab. 25.1.

Řešení – v závislosti na respektování hustoty $\rho = f(t)$ vzduchu existují variantní řešení:

var. 1 *– zanedbání vlivu teploty na hustotu vzduchu* tzn. $\rho_3 = \rho_1 = \rho_2$. Teplota vzduchu po smíšení

$$t_3 = \frac{V_1 t_1 + V_2 t_2}{V_1 + V_2} = \frac{0{,}8.(-12) + 1{,}2.21}{0{,}8 + 1{,}2} = 7{,}8\,^{\circ}\mathrm{C}$$

var. 2 *– respektování vlivu teploty na hustotu vzduchu.* Objemový průtok vzduchu je funkcí hustoty tzn. teploty a $\rho_3 \neq \rho_1 \neq \rho_2$. Postupem dle př. 1 lze vypočíst korektní stavové veličiny dílčích složek i směsi. Výsledky řešení jsou uvedeny v tab. 25.1.

Tab. 25.1 Přehled hodnot numerického řešení dle var. 2

Složka č.	V	t	φ	p_D	ρ	m	x	h
	m^3s^{-1}	°C	%	kPa	kgm^{-3}	kgs^{-1}	$g.kg^{-1}$	$kJ.kg^{-1}$
1	0,8	-12	90	0,217	1,3074	1,0459	1,24	-9,04
2	1,2	21	50	2,486	1,1560	1,3872	7,98	41,47
3-směs	2,0	6,81	80,4	0,989	1,2167	2,4335	5,08	19,66

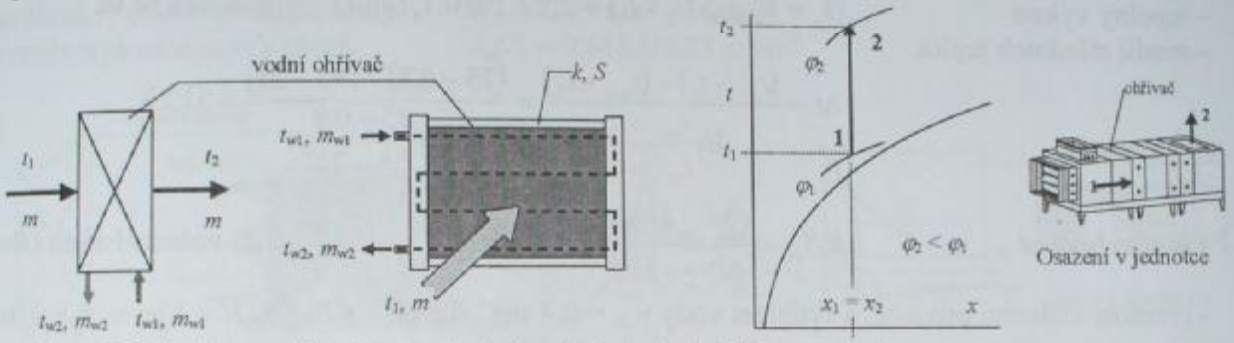
Zhodnocení výsledků – porovnáním výsledných teplot směsi obou řešení vyplývá nezanedbatelný vliv hustoty na korektnost výstupů. U rozměrných a náročných vzduchotechnických zařízení je nutno respektovat hustotu vzduchu $\rho = f(t)$ a provádět výpočty s hmotnostními toky vzduchu.

4. Ohřev vzduchu

Základním prvkem ohřevu vzduchu je vodní ohřívač. Jeho obecný návrh vychází z návrhu rekuperačních výměníků bez skupenských změn teplonosné látky. Postup vyžaduje vyčíslení níže uvedených veličin. Výrobci výměníků nabízejí k návrhu také vlastní modifikované algoritmy či programy.

Vstupní hodnoty:

- topná látka o teplotním spádu $t_{m1}/t_{m2} = 90/70$ °C
- teplota vstupního vzduchu $t_1 = 0{,}8$ °C
- teplota výstupního vzduchu $t_2 = 21$ °C
- předpokládaná hustota vzduchu $\rho = 1{,}18$ kgm^{-3}
- objemový průtok vzduchu $V_p = m/\rho = 2{,}02$ m^{3}s^{-1}
- rychlost proudění vody ohřívačem $w_m = 0{,}5$ ms^{-1}
- teplosměnný povrch pro čelní průřez $S_c = 1$ m^2 $S_1 = 22{,}6$ m^2/m^2 pro jednořadý ohřívač
- poměr ploch dle katalogu výrobců $S_e/S_i = 0{,}668/0{,}037$ m^2/m^2
- poměrné zúžení čelního průřezu $\psi = 0{,}414$



Obr. 25.2 Schéma ohřívače, tepelných výměn a typického osazení

4.1 Řešení ohřevu obecnou metodikou

- tepelný výkon ohřívače $Q_o = V_p.c.\rho.(t_2 - t_1) = 2{,}02.1010.1{,}18.(21 - 0{,}8) = 48630$ W
- střední rozdíl teplot

$$\Delta t = \frac{(t_{m1} - t_1) - (t_{m2} - t_2)}{\ln \frac{t_{m1} - t_1}{t_{m2} - t_2}} = \frac{(90 - 0{,}8) - (70 - 21)}{\ln \frac{90 - 0{,}8}{70 - 21}} = 67{,}1\,\text{K}$$

- předběžná čelní plocha ohřívače pro zvolenou rychlost ve volném průřezu $w = 6$ ms^{-1}

$$S = V_p/0{,}414.w = 2{,}02/0{,}414.6 = 0{,}813\ \text{m}^2$$

- velikost ohřívače navržena dle příl. P28 – čelní plocha $S_c = 0{,}956$ m^2, Ax$B = 1250$x800 mm
- skutečná rychlost vzduchu ve volném a čelním průřezu

$$w = V_p/0{,}414.S_c = 2{,}02/0{,}414.0{,}956 = 5{,}12\ \text{ms}^{-1},\quad w_c = V_p/S_c = 2{,}02/0{,}956 = 2{,}11\ \text{ms}^{-1}$$

- součinitel prostupu tepla ohřívače lze pro zvolenou rychlost proudění teplonosné látky w_m a vzduchu w určit z katalogu výrobců nebo přibližně následujícím výpočtem

$$\alpha_i = 3380.w_m^{0{,}85}.(1 + 0{,}014.t_{ms}) = 3380.0{,}5^{0{,}85}.(1+0{,}014.80) = 3975\ \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

$$\alpha_e = 23{,}6.w^{0{,}365} = 23{,}6.5{,}12^{0{,}365} = 42{,}8\ \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_i}.\frac{S_e}{S_i} + \frac{1}{\alpha_e}\right)^{-1} = \left(\frac{1}{3975}.\frac{0{,}668}{0{,}037} + \frac{1}{42{,}8}\right)^{-1} = 35{,}8\ \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

- nutná teplosměnná plocha ohřívače $S = \frac{Q_o}{k.\Delta t} = \frac{48630}{35{,}8.67{,}1} = 20{,}24\ \text{m}^2$
- počet řad $n = S/(S_c.S_1) = 20{,}24/(0{,}956.22{,}6) = 0{,}936 \Rightarrow$ navržena 1 řada $\Rightarrow R = 1$
- navržen ohřívač 1x1 20 T - 1250x800 1Ř s teplosměnou plochou $S_c.S_1 = 0{,}956.22{,}6 = 21{,}6$ m^2,
- zvětšení plochy o 7 % lze z důvodu prašnosti a koroze připustit

- hmotnostní průtok otopné vody $m_m = \frac{Q_o}{c_m.\Delta t_m} = \frac{48630}{4187.(90-70)} = 0{,}58\ \text{kgs}^{-1}$

- tlaková ztráta ohřívače $\Delta p_o = 4{,}41.w_c^{1{,}8}.R = 4{,}41.2{,}11^{1{,}8}.1 = 16{,}9\ \text{Pa}$

- tlakovou ztrátu na straně vody je možno určit při znalosti vodních cest pomocí EKV.

4.2 Řešení ohřevu modifikovanou metodikou dle výrobce Lennox-Janka

Vstupní hodnoty

- topná látka o teplotním spádu $t_{m1}/t_{m2} = 75/55\ ^\circ\text{C}$
- teplota vstupního vzduchu $t_1 = 0{,}8\ ^\circ\text{C}$
- teplota výstupního vzduchu $t_2 = 21\ ^\circ\text{C}$
- předpokládaná hustota vzduchu $\rho = 1{,}18\ \text{kgm}^{-3}$
- objemový průtok vzduchu $V_p = m/\rho = 2{,}02\ \text{m}^3\text{s}^{-1}$
- zvolená max. tlaková ztráta na straně vzduchu $\Delta p = 40\ \text{Pa}$
- průřez jedné vodní trubky $S_m = 1{,}81.10^{-4}\ \text{m}^2$

Návrh ohřívače

- tepelný výkon $Q_o = V_p.c.\rho.(t_2 - t_1) = 2{,}02.1010.1{,}18.(21 - 0{,}8) = 48630\ \text{W}$
- rozdíl středních teplot

$$\Delta t = \frac{(t_{m1} - t_1) - (t_{m2} - t_2)}{\ln \frac{t_{m1} - t_1}{t_{m2} - t_2}} = \frac{(75 - 0{,}8) - (55 - 21)}{\ln \frac{75 - 0{,}8}{55 - 21}} = 51{,}5\ \text{K}$$

- součin hodnot $k.S_{el} = \frac{Q_o}{\Delta t} = \frac{48630}{51{,}5} = 944{,}3\ \text{WK}^{-1}$ dle příl. P28 volena 1 řada ($R = 1$)

- rychlost vzduchu pro $k.S_{el}$ a rychlost vody $w_m = 0{,}4\ \text{ms}^{-1}$ dle příl. P28 pro $R = 1$ je $w = 1{,}9\ \text{ms}^{-1}$

- max. rychlost vzduchu $w_{max} = \left(\frac{\Delta p_v}{4{,}41.R}\right)^{1/1{,}8} = \left(\frac{40}{4{,}41.1}\right)^{1/1{,}8} = 3{,}4\ \text{ms}^{-1}$

- předběžná čelní plocha $S = V_p/w = 2{,}02/1{,}9 = 1{,}06\ \text{m}^2$
- zvolená plocha a velikost dle příl. P28 $S_c = 0{,}96\ \text{m}^2$, vel. 46, počet trubek $n = 20$
- skutečná rychlost vzduchu $w_{cs} = V_p/S_c = 2{,}02/0{,}96 = 2{,}1\ \text{ms}^{-1}$
- hmotnostní tok vody

$$m_m = \frac{Q_o}{c_m.\Delta t_m} = \frac{48630}{4187.(75-55)} = 0{,}58\ \text{kgs}^{-1}$$

- předběžný počet vodních vstupů

$$X = m_m/(S_m.w_m.\rho_m) = 0{,}58/(1{,}81.10^{-4}.0{,}4.970) = 8{,}26$$

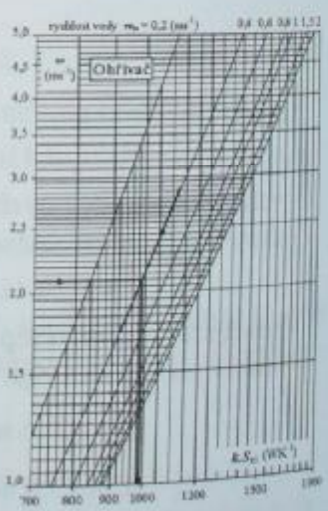
navrženo $X = 5$ vstupů

- skutečný průtok vody

$$m_m = S_m.X.w_m.\rho_m = 1{,}81.10^{-4}.5.0{,}4.970 = 0{,}351\ \text{kgs}^{-1}$$

- skutečná rychlost vody

$$w_m = \frac{m_m}{S_m.X.\rho_m} = \frac{0{,}351}{1{,}81.10^{-4}.5.970} = 0{,}4\ \text{ms}^{-1}$$



- hodnota $k.S_{el} = 995$ pro rychlost vzduchu $w = 2{,}1\ \text{ms}^{-1}$ a vody $w_m = 0{,}4\ \text{ms}^{-1}$ z P28
- posouzení návrhu $k.S_{ecelk} = k.S_{el}.S_c.R = 995.0{,}96.1 = 955\ \text{WK}^{-1} > k.S_{el} = 944{,}3\ \text{WK}^{-1}$
- navrženo: Ohřívač vzduchu vodní 800 x 1250, 1Ř5, velikost 46, 20 trubek, 5 vodních cest

5. Chlazení vzduchu

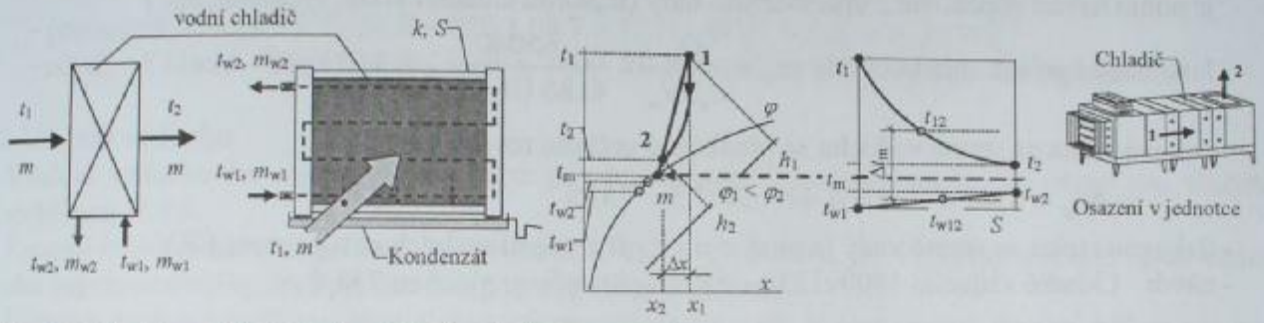
Základním prvkem chlazení vzduchu je vodní chladič. Jeho obecný návrh vychází z návrhu rekuperačních výměníků s možnou kondenzací vodní páry na povrchu teplosměnné plochy. Z metod návrhu chladiče je dokumentován obecný algoritmus a modifikovaný návrh výrobce.

Při návrhu chladiče nejsou známy všechny veličiny související s probíhajícími fyzikálními ději. Řešení proto vyžaduje iteraci. Základní metodou je metoda volby povrchové teploty chladiče, kdy se zvolí střední povrchová teplota chladiče t_m pomocí níž se řeší tepelný děj a následně vyčíslí její hodnota. V případě nerovnosti zvolené a vypočtené teploty střední povrchové teploty se výpočet opakuje se zpřesněnými hodnotami. Zvětšený tepelný tok vlivem kondenzace na mokrém povrchu se respektuje součinitelem zvýšení tepelného toku ε. Příklad demonstruje triviální řešení, návrh chladiče dle zásad aplikované psychrometrie přesahuje rámec účelu publikace. Výrobci výměníků nabízejí vlastní modifikované algoritmy i návrhové programy.

5.1 Řešení obecnou metodikou

Vstupní hodnoty

- objemový průtok vzduchu $V_p = 4{,}34\ \mathrm{m^3 s^{-1}}$
- teplotní spád chladicí vody $t_{w1}/t_{w2} = 12/16\ ^\circ\mathrm{C}$, výstupní teplota t_{w2} se volí
- vstupní vzduch teplota $t_1 = 27{,}5\ ^\circ\mathrm{C}$ entalpie $h_1 = 59{,}5\ \mathrm{kJ.kg^{-1}}$
- výstupní vzduch teplota $t_2 = 18\ ^\circ\mathrm{C}$ entalpie $h_2 = 46{,}8\ \mathrm{kJ.kg^{-1}}$
- zvolená povrchová teplota chladiče $t_m = 15{,}5\ ^\circ\mathrm{C} \Rightarrow$ řešením úprav vzduchu pomocí h-x diagramu
- zvolená rychlost proudění vody $w_w = 0{,}95\ \mathrm{ms^{-1}}$ - voleno
- poměr teplosměnných ploch $S_e/S_i = 0{,}688/0{,}037\ \mathrm{m^2/m^2}$



Obr. 25.3 Schéma chladiče, tepelných výměn a osazení

Řešení

- charakter úprav – ze vstupních hodnot a h-x diagramu je patrné, že úpravou je mokré chlazení
- výkon chladiče $Q_c = V_p.\rho.(h_1 - h_2) = 4{,}34.1{,}18.(59500 - 46800) = 65040\ \mathrm{W}$
- součinitel zvýšení tepelného toku ε a rozdíl středních teplot Δt

$$\varepsilon = \frac{1}{c}.\frac{h_1 - h_2}{t_1 - t_2} = \frac{1}{1010}.\frac{59500 - 46800}{27{,}5 - 18} = 1{,}27$$

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_{w1}) - (t_2 - t_{w2})}{\ln\dfrac{t_1 - t_{w1}}{t_2 - t_{w2}}} = \frac{(27{,}5 - 12) - (18 - 16)}{\ln\dfrac{27{,}5 - 12}{18 - 16}} = 6{,}59\ \mathrm{K}$$

- předběžná čelní plocha chladiče S pro zvolenou rychlost ve volném průřezu $w = 2{,}1\ \mathrm{ms^{-1}}$

$$S = \frac{V_p}{w} = \frac{4{,}34}{2{,}1} = 2{,}06\ \mathrm{m^2}$$ dle P28 zvolena vel. 67 o připojných rozměrech 1800x1250 s čelní plochou $S_c = 2{,}2\ \mathrm{m^2}$

- skutečná rychlost ve volném průřezu a zúženém profilu

$$w = \frac{V_p}{S_c} = \frac{4{,}34}{2{,}2} = 1{,}97\ \mathrm{ms^{-1}} \qquad w_z = \frac{V_p}{\psi.S_c} = \frac{4{,}34}{0{,}414.2{,}2} = 4{,}76\ \mathrm{ms^{-1}}$$

- součinitel prostupu tepla k_c lze pro rychlost vzduchu w_z a předběžnou rychlost vody w_w vypočíst přibližně pomocí následujících formulí

$$a_i = 2900\, w_w^{0{,}85}.(\ + 0{,}014.t_{w12}) = 2900.0{,}95^{0{,}85}.(1 + 0{,}014.14) = 3320\ \mathrm{Wm^{-2}K^{-1}}$$

$$a_e = 23{,}6.w_z^{0{,}365} = 23{,}6.4{,}76^{0{,}365} = 41{,}7\ \mathrm{Wm^{-2}K^{-1}}$$

$$k_c = \left(\frac{1}{\alpha_i}.\frac{S_e}{S_i}+\frac{1}{\alpha_e}\right)^{-1} = \left(\frac{1}{3320}.\frac{0{,}668}{0{,}037}+\frac{1}{1{,}27.41{,}7}\right)^{-1} = 41{,}2\ \mathrm{Wm^{-2}K^{-1}}$$

- teplosměnná plocha chladiče $S = \frac{Q_c}{k_c.\Delta t} = \frac{65040}{41{,}2.6{,}9} = 239{,}4\ \mathrm{m^2}$

- počet řad n chladiče pro otopnou plochu jedné řady $S_1 = 22{,}6\ \mathrm{m^2}$

$$n = \frac{S}{S_c.S_1} = \frac{239{,}4}{2{,}2.22{,}6} = 4{,}8 \qquad \text{navrženo 5 řad} \Rightarrow R = 5$$

- skutečná plocha $S_s = S_c.S_1.R = 2{,}2.22{,}6.5 = 248{,}6\ \mathrm{m^2}$, zvětšení plochy do 15 % je přijatelné
- povrchová teplota chladiče t_p

$$t_p = \frac{t_{w1}+t_{w2}}{2} + \Delta t.\left(1-\frac{k_c}{\varepsilon.\alpha_e}\right) = \frac{16+12}{2} + 6{,}59.\left(1-\frac{39{,}9}{1{,}27.41{,}7}\right) = 15{,}499\ ^\circ\mathrm{C}$$

- posouzení návrhu $\Delta t = t_m - t_p = 15{,}5 - 15{,}499 = 0{,}01\ \mathrm{K} < 0{,}5\ \mathrm{K}$, návrh vyhovuje, pro $\Delta t > 0{,}5$ K je nutno iteraci zopakovat s upřesněnými daty (teplotou chladicí vody, rychlosti, ap.)

- hmotnostní průtok chladicí vody $m_w = \frac{Q_o}{c_w.\Delta t_w} = \frac{65040}{4186.(16-12)} = 3{,}84\ \mathrm{kgs^{-1}}$

- tlaková ztráta na straně vzduchu se předběžně určí dle rovnice

$$\Delta p_d = 4{,}41.w^{1{,}8}.R = 4{,}41.1{,}97^{1{,}8}.5 = 75\ \mathrm{Pa}$$

- tlakovou ztrátu na straně vody je možno určit při znalosti vodních cest pomocí EKV
- návrh - Chladič vzduchu 1800x1250 – 5Ř s teplosměnou plochou 248,6 m^2.

5.2 Řešení modifikovanou metodikou dle výrobce Lennox-Janka

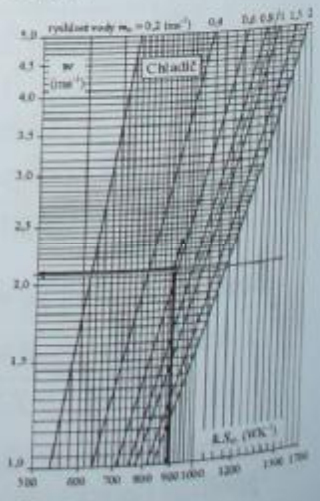
Vstupní hodnoty

- teplotní spád chladicí vody $t_{w1}/t_{w2} = 12/16\ ^\circ\mathrm{C}$, výstupní teplota t_{w2} se volí
- vstupní vzduch teplota $t_1 = 27{,}5\ ^\circ\mathrm{C}$ entalpie $h_1 = 59{,}5\ \mathrm{kJ.kg^{-1}}$
- výstupní vzduch teplota $t_2 = 18\ ^\circ\mathrm{C}$ entalpie $h_2 = 46{,}8\ \mathrm{kJ.kg^{-1}}$
- zvolená rychlost proudění vody $w_w = 0{,}6\ \mathrm{ms^{-1}}$
- zvolená max. tlaková ztráta na straně vzduchu $\Delta p = 150$ Pa
- plocha průřezu jedné vodní trubky $S_w = 1{,}81.10^{-4}\ \mathrm{m^2}$

Řešení

- výkon chladiče $Q_c = V_p.\rho.(h_1 - h_2) = 4{,}34.1{,}18.(59500 - 46800) = 65040$ W

$$\Delta t = \frac{(t_1-t_{w1})-(t_2-t_{w2})}{\ln\frac{t_1-t_{w1}}{t_2-t_{w2}}} = \frac{(27{,}5-12)-(18-16)}{\ln\frac{27{,}5-12}{18-16}} = 6{,}59\ \mathrm{K}$$



- hodnota součinu pro plochu $S = 1\ \mathrm{m^2}$

$$k.S_e = \frac{Q_o}{\Delta t} = \frac{62990}{6{,}6} = 9855\ \mathrm{WK^{-1}} \quad k.S_e = Q_o/\Delta t$$

- zvoleno $R = 7$ řad $\Rightarrow k.S_{e1} = 9855/7 = 1408$
- max. rychlost vzduchu

$$w_{max} = \left(\frac{\Delta p}{4{,}41.R}\right)^{1/1{,}8} = \left(\frac{150}{4{,}41.7}\right)^{1/1{,}8} = 2{,}4\ \mathrm{ms^{-1}}$$

- zvolená rychlost vzduchu $w = 2{,}2\ \mathrm{ms^{-1}}$ a vody $w_w = 0{,}6\ \mathrm{ms^{-1}}$
- předběžná čelní plocha chladiče S pro zvolenou rychlost $w = 2{,}2\ \mathrm{ms^{-1}}$

$$S = \frac{V_p}{w} = \frac{4{,}34}{2{,}2} = 1{,}97\ \mathrm{m^2}$$

- zvolen dle příl. P29 chladič vel. 58 o rozměrech 1000x2000 s čelní plochou $S_c = 1{,}98\ \mathrm{m^2}$

- skutečná rychlost v čelním průřezu $w = \frac{V_p}{S_c} = \frac{4{,}34}{1{,}98} = 2{,}19\ \mathrm{ms^{-1}}$

- hmotnostní průtok chladicí vody

$$m_w = \frac{Q_o}{c_w.\Delta t_w} = \frac{65040}{4186.(16-12)} = 3{,}84\ \mathrm{kgs^{-1}}$$

- počet vodních vstupů

$$X = \frac{m_w}{S_w.w_w.\rho_m} = \frac{3{,}84}{1{,}81.10^{-4}.0{,}6.1000} = 35{,}4$$ - navrženo 28

- skutečná rychlost vody $w_w = m_w/S_w.X.\rho_w = 3{,}84/(1{,}81.10^{-4}.28.1000) = 0{,}59\ \mathrm{ms^{-1}}$
- tlaková ztráta na straně vzduchu se předběžně určí výpočtem nebo dle P28

$$\Delta p_d = 4{,}41.w^{1.8}.R = 4{,}41.2{,}19^{1.8}.7 = 126{,}5\ \mathrm{Pa}$$

- hodnota $k.S_{e1}$ pro rychlost vzduchu $w = 2{,}19\ \mathrm{ms^{-1}}$ a vody $w_w = 0{,}59\ \mathrm{ms^{-1}}$ z příl. P28 $k.S_{e1} = 920$
- posouzení $k.S_{ecelk} = k.S_{e1}.S_c.R = 920.1{,}98.7 = 12751\ \mathrm{WK^{-1}} > k.S_c = 9129\ \mathrm{WK^{-1}}$
- návrh – Chladič vzduchu vodní 1000 x 2000, 7Ř28, velikost 58, 26 trubek, 28 vodních cest

6. Vlhčení vzduchu

Vlhčení vzduchu lze zajistit vodou nebo parou. Možnosti a vybrané technické prvky pro vlhčení uvádí kap. 7.4.4.

Vstupní hodnoty návrhu technických prvků tvoří stavové veličiny, jež vyplývají z řešení úprav vzduchu psychrometrickými či grafickými postupy v *h-x* diagramu.

Výstupní hodnoty tvoří rozměry, tlaková ztráta, spotřeba vody či páry, event. tepelný příkon pro polytropickou pračku

Příklad návrhu

Vstupní hodnoty

- objemový průtok vzduchu $V_p = 2{,}4\ \mathrm{m^3s^{-1}}$ hustota $\rho = 1{,}18\ \mathrm{kgm^{-3}}$
- vstupní vzduch teplota $t_1 = 19{,}5\ ^\circ\mathrm{C}$ měrná vlhkost $x_1 = 5{,}3\ \mathrm{kJ.kg^{-1}}$
- výstup vzduch teplota $t_2 = 13{,}5\ ^\circ\mathrm{C}$ měrná vlhkost $x_2 = 7{,}7\ \mathrm{kJ.kg^{-1}}$
- teplota mokrého teploměru $t_m = 11{,}5\ ^\circ\mathrm{C}$

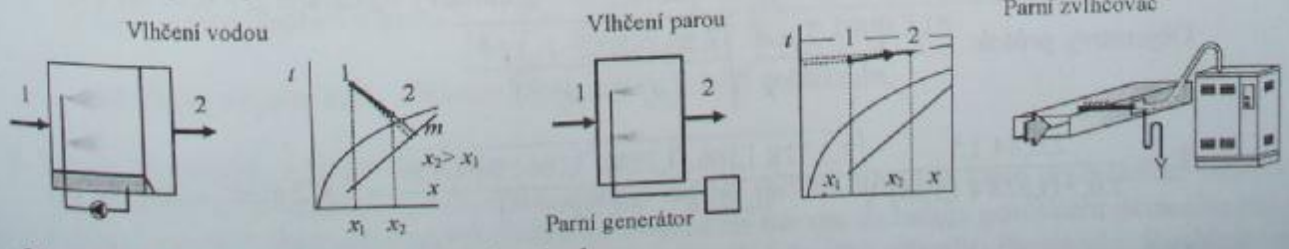
Řešení pro vlhčení vodou adiabatické – pračka vzduchu

- účinnost pračky $\psi = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_m} = \frac{19{,}5 - 13{,}5}{19{,}5 - 11{,}5} = 0{,}75$

- návrh dle příl. P29E Pračka plechová velikost P29F, rychlost v pračce $w = 3{,}6\ \mathrm{ms^{-1}}$, tlaková ztráta $\Delta p_s = 75$ Pa.

Řešení pro vlhčení parou polytropické – parní zvlhčovač

- hmotnostní tok páry $m = V_p.\rho.(x_2 - x_1) = 2{,}4.1{,}18.(7{,}7 - 5{,}3) = 6{,}8\ \mathrm{gs^{-1}} = 24{,}5\ \mathrm{kgh^{-1}}$
- návrh dle přílohy P29B



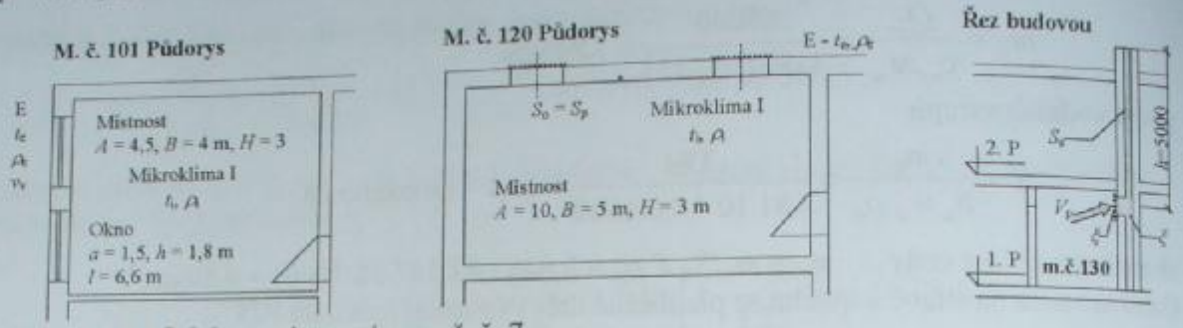
Obr. 25.4 Schéma zařízení pro vlhčení vzduchu

Př. 7 Přirozené větrání

Zadání: V místnostech zobrazených na obr. 26.1 se má posoudit a navrhnout přirozené větrání infiltrací, okny, aerací a šachtové pro dané vstupní hodnoty.

1. Základní vstupní hodnoty

Základní teploty $t_e = -15$ °C, $t_i = 20$ °C, rychlost větru $w_v = 3$ ms^{-1}, rel. vlhkosti vzduchu $\varphi_e = 80$ %, $\varphi_i = 40$ %, tlak vzduchu 98,5 kPa ⇒ hustoty vzduchu $\rho_e = 1{,}3283$ kgm^{-3}, $\rho_i = 1{,}1661$ kgm^{-3}.



Obr. 26.1 Schéma místností pro př. č. 7

2. Postup: Řešení vyžaduje vyčíslení tlaků a průtoků vzduchu pro zadané vstupní hodnoty. Primární veličinou ovlivňující výsledné hodnoty je teplota venkovního vzduchu a rychlost větru. Základní případy jsou řešeny manuálně jen pro zadanou teplotu. Podrobnější analýza pro reálný interval venkovních teplot ČR je dokumentována grafickými výstupy programového řešení doplněného o četnost výskytu venkovní teploty.

3. Větrání infiltrací – m. č. 101

Doplňující údaje: Aerodynamický součinitel budovy $A = 0{,}9$, součinitel průzvdušnosti spáry okna $i = 1{,}4.10^{-4}$ m^{3}s^{-1}/mPa.

a. *Průtok vzduchu vlivem rozdílu teplot*

- rozdíl tlaku $\Delta p_t = h.g.(\rho_e - \rho_i) = 1{,}8.9{,}81.(1{,}3283 - 1{,}1661) = 2{,}864$ Pa
- objemový průtok $V_t = i.l.\Delta p_t^n = 1{,}4.10^{-4}.6{,}6.2{,}864^{0{,}67} = 0{,}00187$ m^{3}s^{-1} $= 6{,}73$ m^{3}h^{-1}

b. *Průtok vzduchu vlivem účinku větru*

- rozdíl tlaku $\Delta p_v = 0{,}5.A.w_v^2.\rho_e = 0{,}5.0{,}9.3^2.1{,}3283 = 5{,}38$ Pa
- objemový průtok $V_v = i.l.\Delta p_v^n = 1{,}4.10^{-4}.6{,}6.5{,}38^{0{,}67} = 0{,}00285$ m^{3}s^{-1} $= 10{,}3$ m^{3}h^{-1}

c. *Průtok vzduchu vlivem rozdílu teplot a větru*

- objemový průtok $V_{tv} = 1{,}4.10^{-4}.6{,}6.(2{,}864 + 5{,}38)^{0{,}67} = 0{,}003797$ m^{3}s^{-1} $= 13{,}7$ m^{3}h^{-1}

d. *Hodnocení větrání* – podrobná analýza je v kap. 9

Průtok vzduchu pro předepsanou intenzitu výměny n v ČR

$V_z = n.O = (0{,}3$ až $0{,}6).(4{,}5.4{,}3) = 16{,}2$ až $32{,}4$ m^{3}h^{-1}

Průtok vzduchu pro $t_e = -15$ °C a dvě okna

- vlivem teplot $V_t = 2.6{,}37 = 12{,}74$ m^{3}h^{-1} – průtok vzduchu nevyhoví
- vlivem teplot a větru $V_{tv} = 2.13{,}7 = 27{,}4$ m^{3}h^{-1} – průtok vzduchu vyhoví

4. Větrání okenním křídlem – m. č. 101

Doplňující údaje: Zvolený úhel otevření křídla $\alpha = 45°$, průtokový součinitel $\mu = 0{,}44$ dle P9.

Objemový průtok $$V_p = \frac{2.\mu.a}{3.\rho_s}\sqrt{\frac{2.\rho_e.\rho_i.(\rho_e - \rho_i).g.b^3}{\left(\rho_e^{0{,}33} + \rho_i^{0{,}33}\right)^3}}$$

$$V_p = \frac{2.0{,}44.1{,}5}{3.0{,}5\,(1{,}328 + 1{,}166)}\sqrt{\frac{2.1{,}328.1{,}166.(1{,}328 - 1{,}166).9{,}81.1{,}8^3}{\left(1{,}3283^{0{,}33} + 1{,}1661^{0{,}33}\right)^3}} = 0{,}572\ \text{m}^3\text{s}^{-1} = 2059\ \text{m}^3\text{h}^{-1}$$

Objemový průtok vzduchu pro 2 okna $V = 2.V_p = 2.0{,}572 = 1{,}144$ m^{3}s^{-1}

5. Větrání aerací – m. č. 120

Doplňující údaje: Násobnost výměny vzduchu X event. intenzita výměny $n = X = 5\ h^{-1}$, rozteč aeračních otvorů $h = 2{,}5$ m, objem místnosti $O = 10.5.3 = 150\ m^3$, průtokový součinitel $\mu = 0{,}67$.

- požadovaný objemový průtok vzduchu $V_p = X.O = 5.150/3600 = 0{,}20833\ m^3s^{-1}$

- předběžná plocha otvoru vyplývá z formule $V_p = 4{,}45.S_p.\mu.\sqrt{\frac{h.(\rho_e - \rho_i)}{\rho_e + \rho_i}}$

$$\frac{1}{S_p} = \frac{4{,}45.\mu}{V_p}\sqrt{\frac{h.(\rho_e - \rho_i)}{\rho_e + \rho_i}} = \frac{4{,}45.0{,}67}{0{,}20833}\sqrt{\frac{2{,}5.(1{,}3283 - 1{,}1661)}{1{,}3283 + 1{,}1661}} \Rightarrow S_p = 0{,}17331\ m^2$$

- navržena velikost otvoru 0,25 x 0,4 m, ks 2 $\Rightarrow S = 2.0{,}1 = 0{,}2\ m^2$
- skutečný hmotnostní průtok vzduchu dle rov. 8.7b

$$m = S.\mu.\sqrt{2.\rho_e.\rho_i\frac{h.g.(\rho_e - \rho_i)}{\rho_e + \rho_i}} = 0{,}2.0{,}67.\sqrt{\frac{2.1{,}328.1{,}166.2{,}5.9{,}81.(1{,}328 - 1{,}166)}{1{,}3283 + 1{,}1661}} = 0{,}2978\ kgs^{-1}$$

- skutečné objemové průtoky přívodního V_e a odvodního vzduchu V_i

$$V_e = \frac{m}{\rho} = \frac{0{,}2978}{1{,}3283} = 0{,}224\ m^3s^{-1} \qquad V_i = \frac{m}{\rho} = \frac{0{,}2978}{1{,}1661} = 0{,}255\ m^3s^{-1}$$

- posouzení: Skutečné objemové průtoky jsou větší, než požadované $\Rightarrow$ návrh vyhovuje.

6. Větrání šachtové – m. č. 130

Doplňující údaje: Objemový průtok odváděného vzduchu $V = 100\ m^3h^{-1} = 0{,}02778\ m^3s^{-1}$, zvolená výčtová teplota $t_{e1} = 10\ °C$, $\varphi_e = 80\% \Rightarrow \rho_e = 1{,}212\ kgm^{-3}$, $\xi = 0{,}92 + 1 = 1{,}9$ (rov. 8.15 a př. P10)

- rychlost v šachtě

$$w_s = 0{,}4.\sqrt{\frac{2.g.h.(t_i - t_{e1})}{273 + t_{e1}}} = 0{,}4.\sqrt{\frac{2.9{,}81.5.(20 - 10)}{273 + 10}} = 0{,}745\ ms^{-1}$$

$\xi = 0{,}92$

- plocha šachty $S_s = \frac{0{,}02778}{0{,}745} = 0{,}0373\ m^2$

- návrh Větrací šachta o rozměrech 200 x 200 mm $\Rightarrow S = 0{,}04\ m^2$

7. Větrání šachtové se samotahovou hlavicí – m. č. 130

- předběžný průměr hlavice $d_p = 1{,}8\sqrt{\frac{V_o}{w_v}} = 1{,}8.\sqrt{\frac{0{,}02778}{3}} = 0{,}173\ m$

- rozvinutá délka L šachty pro místní odpory se součinitelem ξ a délku $l = h = 5$ m

$$L = l + \left(\sum\xi + 1{,}2\right).\frac{d_p}{0{,}02} = 5 + (1{,}0 + 1{,}2).\frac{0{,}173}{0{,}02} = 24{,}1\ m$$

- účinný tlak hlavice pro součinitel $\xi = 0{,}4$ a zanedbání vlivu teploty i tlakové ztráty šachty

$$\Delta p_s = 0{,}5.\xi.\rho.w_v^2 = 0{,}5.0{,}4.1{,}212.3^2 = 2{,}18\ Pa$$

- průměr samotahové hlavice $d_s = \sqrt[5]{\frac{2.g.L.V_o^2}{1000.\Delta p_s}} = \sqrt[5]{\frac{2.9{,}81.24{,}1.0{,}02778}{1000.2{,}18}} = 0{,}36\ m$

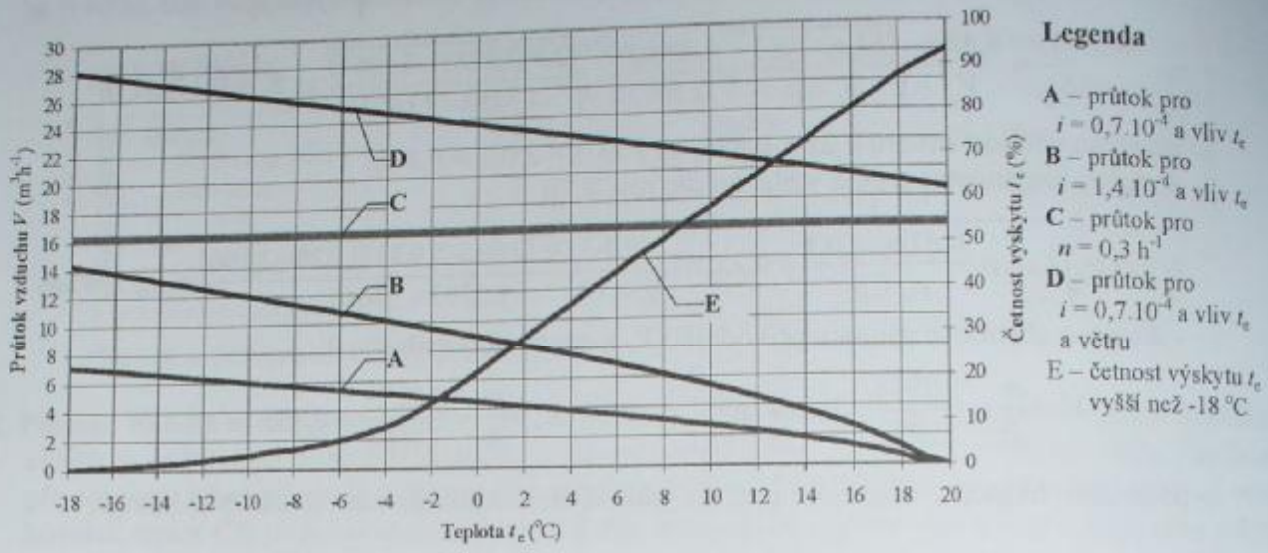
- návrh dle přílohy P20 Hlavice samotahová CAGI ϕ 400 mm.

8. Větrání šachtové s větrací turbínou

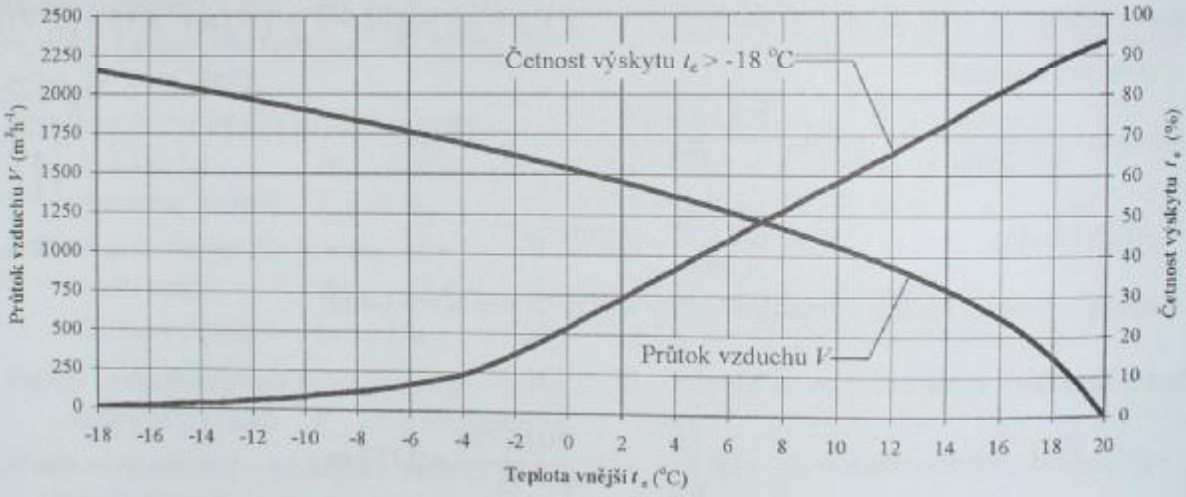
Dle přílohy P20 a katalogu výrobce je navržena větrací turbína VV 200, která při rychlosti větru $w_v = 3\ ms^{-1}$ zajistí požadovaný průtok vzduchu. Posouzení návrhu vyžaduje porovnání účinného tlaku s tlakovými ztrátami šachty, určenými postupem dle předchozího případu. *Poznámka:* Rychlost větru není konstantní, při nižších rychlostech bude průtok vzduchu přiměřeně menší.

9. Programové řešení

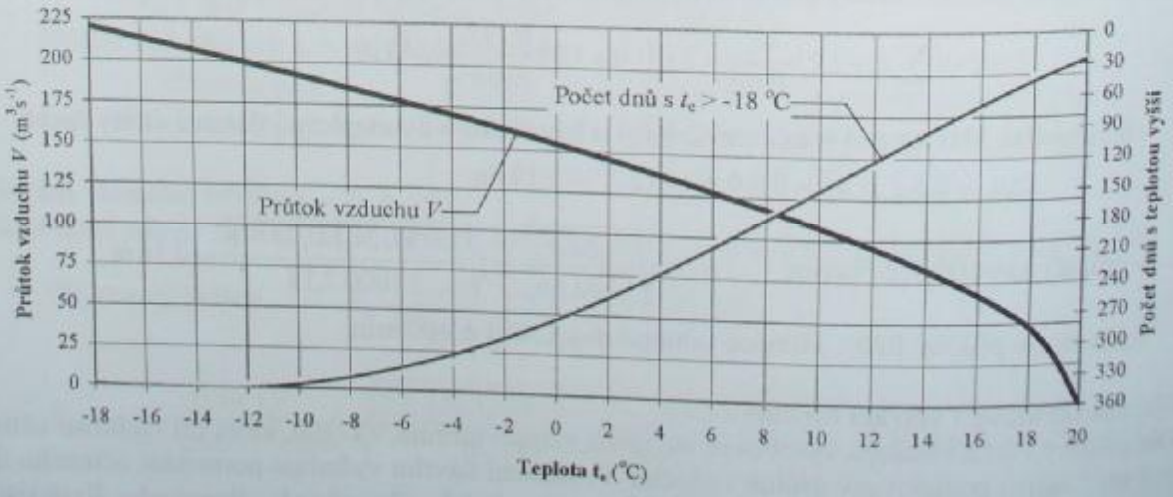
Funkce přirozeného větrání závisí na vnějších klimatických podmínkách, zejména teplotě vzduchu. Vliv proměnné teploty na průtok vzduchu $V = f(t_e)$ je dokumentován programovým řešením. Z průběhu průtoku vzduchu v závislosti na vnějších teplotách je patrné, že větrání přirozené nezajistí požadovanou výměnu vzduchu a tudíž ani optimální stav prostředí pro všechny vnější klimatické stavy.



Obr. 26.2 Výstup programového řešení větrání infiltrací okny



Obr. 26.3 Výstup programového řešení větrání okenním křídlem



Obr. 26.4 Výstup programového řešení šachtového větrání

Př. 8 Nucené větrání – var. A

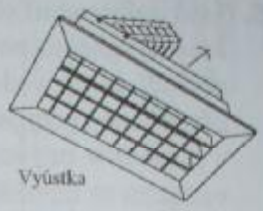
Zadání: Úkolem je navrhnout systém nuceného větrání pro místnost dle uvedeného obrázku.

1. Vstupní hodnoty a požadavky

Teplota vnitřního vzduchu v zimě $t_i = 21$ °C, kombinovaný provoz systému v extrémním zimním období. Počet 145 osob, distribuce vzduchu obdélníkovými vyústkami a čtyřhranným potrubím.

2. Řešení: Výchozí pro řešení úlohy je problematika proudění vzduchu v prostoru, postižitelná obrazy proudění a rychlosti vzduchu v pobytové oblasti. Blíže kap. 9. Nejjednodušší řešení představuje:

- Určení objemových průtoků vzduchu
- Řešení distribuce vzduchu
- Návrh vzduchotechnického potrubí
- Grafické řešení



3. Určení objemových průtoků vzduchu

- objemový průtok přívodního vzduchu pro optimální výměnu vzduchu y

$$V_p = y.n = 50.145/3600 = 2{,}01 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$$

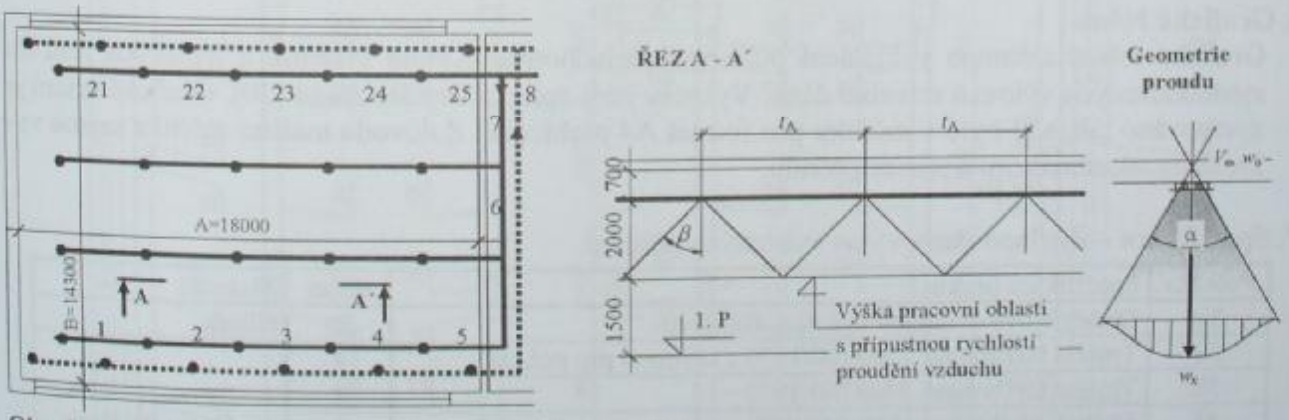
- objemový průtok venkovního vzduchu minimální $V_{em} = y_{em}.n = 25.145/3600 = 1{,}0 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$
- objemový průtok oběhového vzduchu $V_c = V_p - V_{em} = 2{,}01\text{-}1{,}0 = 1{,}01 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$

4. Řešení distribuce vzduchu

4.1 Přívod vzduchu dvouřadými vyústkami

a. Geometrické řešení rozteče přívodních otvorů – koncepční návrh je na obrázku obr. P8.1

- předběžná rozteč otvorů t_A, t_B, pro výšku pracovní oblasti $h = 1{,}5$ m, zvolenou hodnotu $\beta = 45°$ a dosah proudu $L = 2$ m $\quad t_A = t_B = 2.L.\text{tg}\beta = 2.2.\text{tg}45 = 4$ m
- předběžný počet přívodních vyústek ve směru A
  $n_A = A/t_A = 18/4 = 4{,}5$ navrženo 5 ks ⇒ rozteč $t_A = 3{,}6$ m, $\beta = 42°$
- předběžný počet přívodních vyústek ve směru B
  $n_B = B/t_B = 14{,}3/4 = 3{,}5$ navrženo 4 ks ⇒ rozteč $t_B = 3{,}5$ m, $\beta = 41°$



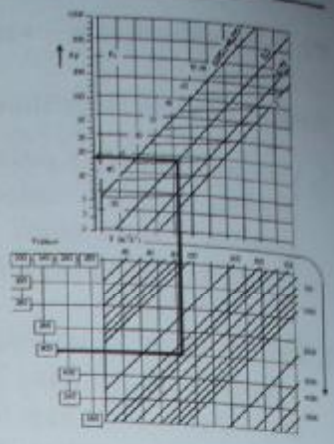
Obr. 27.1 Schéma distribuční sítě a geometrie proudění

b. Návrh vyústek pro přívod vzduchu

- počet vyústek $n_p = 20$
- objemový průtok vzduchu vyústkou $V_o = V_p/n_p = 2{,}01/20 = 0{,}1 \text{ m}^3\text{s}^{-1} = 362 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$
- velikost vyústky - dle P23 navržena vyústka 400x140, obrysový průřez 380x120 mm
- rychlost vzduchu vztažená k obrysovému průřezu $w_o = 0{,}1/(0{,}38.0{,}12) = 2{,}2 \text{ ms}^{-1}$
- tlaková ztráta $\Delta p = 8$ Pa pro $c = 0{,}75$, hladina hluku $L_A = 36$ dB
- návrh: Obdélníková dvouřadá vyústka 400x140, ks 20.

4.2 Návrh odvodu vzduchu jednořadými vyústkami

- zvoleny jednořadé vyústky velikosti 400x200, počet 12 ks
  obrysový průřez $A = 380$ mm, $B = 180$ mm
- objemový průtok vzduchu vyústkou
  $V_{o1} = V_o/n_o = 0{,}9.2{,}01/12 = 0{,}15\ m^3s^{-1} = 540\ m^3h^{-1}$
- rychlost vzduchu vztažená k obrysovému průřezu
  $w_o = 0{,}15/(0{,}38.0{,}18) = 2{,}2\ ms^{-1}$
- velikost vyústky - dle P23 navržena vyústka 400x200
- tlaková ztráta $\Delta p = 12$ Pa dle P23 pro $c = 0{,}5$
- hladina hluku pro nastavení listu $L_A = 35$ dB
- navrženo - Obdélníková jednořadá vyústka 400x200, 12 ks.



Obr. 27.2 Schéma návrh. diagramu

5. Návrh potrubní sítě

Ideové schéma potrubní sítě systému je na obr. P8.1. Dimenzování základního okruhu přívodního potrubí je provedeno metodou zvyšování rychlosti pomocí P9 až P11. Vstupní hodnoty, volené předběžné rychlosti w' i průměry d', navržený rozměr čtyřhranného potrubí AxB, skutečná rychlost v potrubí w pro rovnocenný průměr d_r a tlakové ztráty jsou uvedeny v tab. P8.1. Potrubí pro odvod vzduchu se navrhne obdobným způsobem. Tlakové ztráty Z lze určit i podle rov. $\Delta p = 0{,}5.w^2/\rho$.

Tab. 27.1 Zjednodušené dimenzování základního okruhu přívodního potrubí

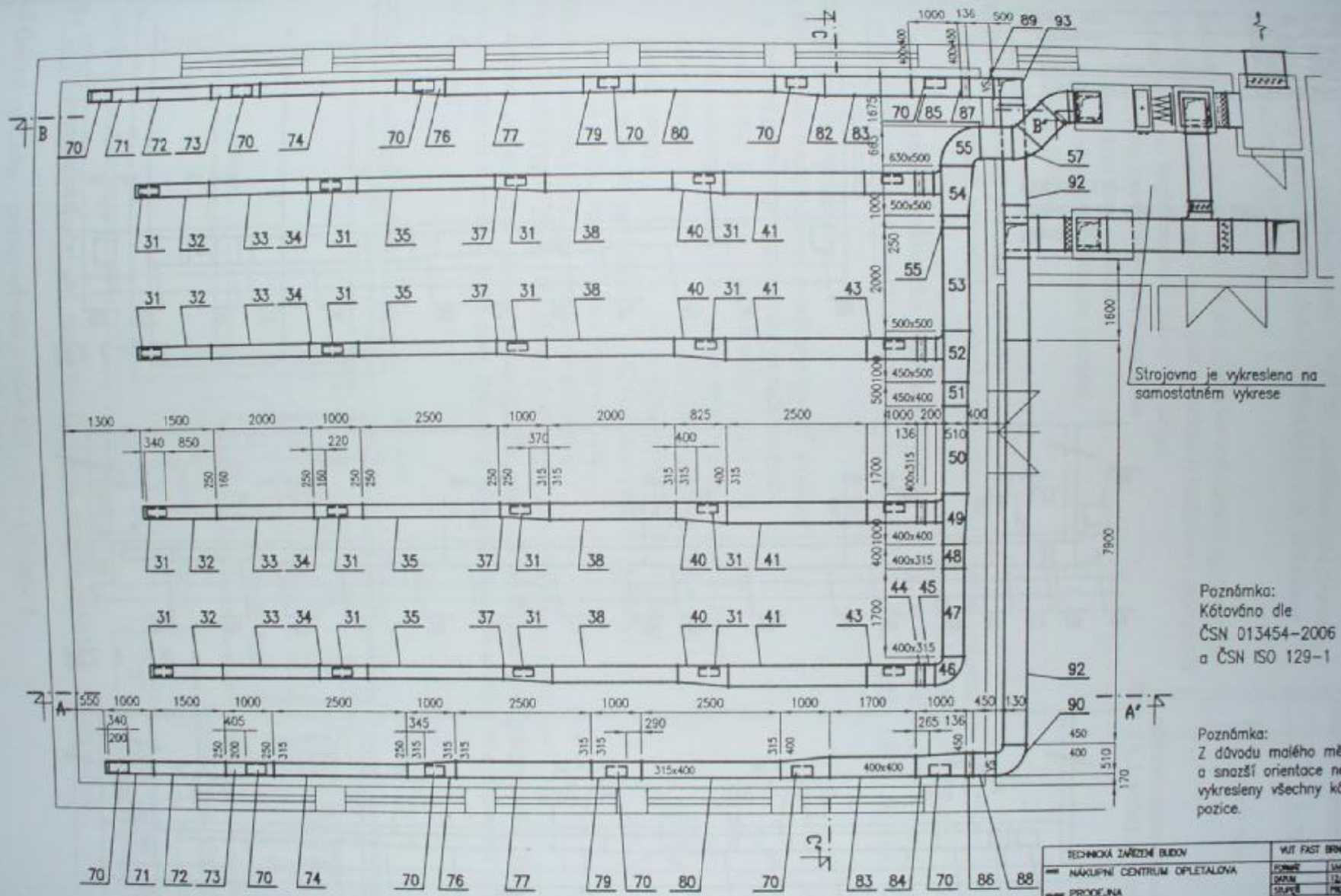
Číslo	V	l	w'	d'	AxB	d_r	w	R	$l.R$	ξ	Z	$l.R+Z$
	m^3s^{-1}	m	ms^{-1}	mm	mm	m	ms^{-1}	Pam^{-1}	Pa	-	Pa	Pa
1	0,1	3,6	3,0	206	250x160	190	3,5	0,68	2,45	1	7	10,5
2	0,2	3,6	3,5	270	250x250	250	4,1	0,81	2,92	0,1	1	3,9
3	0,3	3,6	3,8	317	315x315	315	3,9	0,54	1,94	0,2	2	3,9
4	0,4	3,6	4	357	400x315	350	4,2	0,62	2,23	0,2	3	5,2
5	0,5	3,5	4,9	360	400x315	350	5,2	0,83	2,91	0,9	15	17,9
6	1,0	3,2	5,9	465	450x400	425	7	0,87	2,78	0,2	6	8,8
7	1,5	3,2	7,0	523	500x500	500	7,6	1,1	3,52	0,2	7	10,5
8	2,01	3,8	7,2	598	630x500	550	8,5	1	3,80	0,8	33	36,8
s									**22,55**		**75**	**98**

6. Grafické řešení

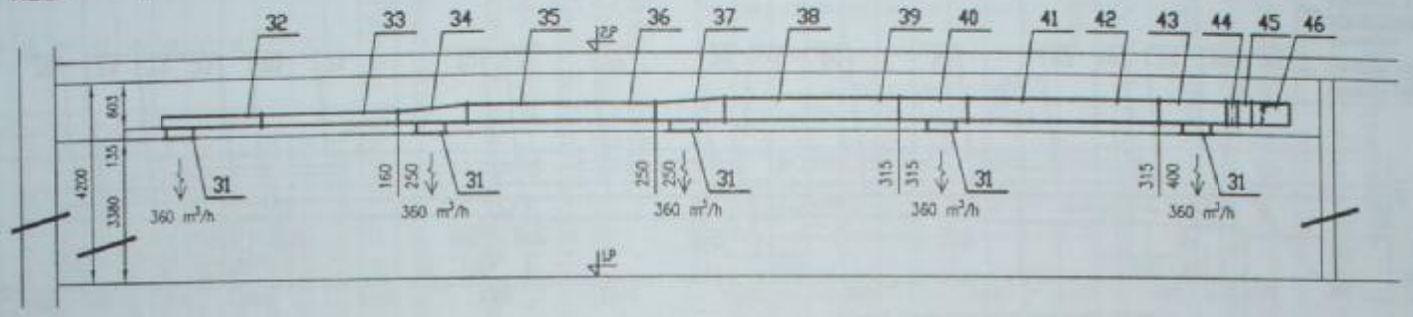
Grafické řešení zahrnuje vykreslení půdorysu vzduchotechnického systému a typických řezů do zjednodušených výkresů stavební části. Výkresy jsou zpracovány dle zásad [20]. Grafické řešení je zpracováno tak, aby bylo v měřítku pro formát A4 přehledné. Z důvodu malého měřítka nejsou vykresleny všechny kóty a pozice potrubí.

7. Specifikace – Zjednodušený výpis vybraných položek

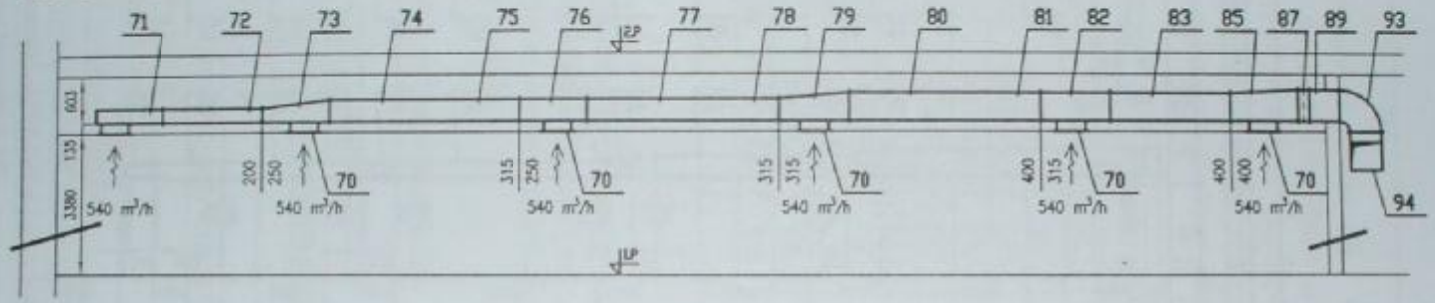
Položka	Specifikace prvků	Počet	Materiál
31	Obdélníková dvouřadá vyústka 400x140	20	Hliník
32	Trouba čtyřhranná 250x160/1470 s otvorem pro pol. 31	4	Pozinkovaný plech PP
33	Trouba čtyřhranná 250x160/1970	4	
46	Oblouk čtyřhranný 400x315/90°	1	
52	Odbočka čtyřhranná 500x500-450x500-400x315/970	1	
55	Oblouk čtyřhranný 630x500/90°	1	
57	Oblouk čtyřhranný 630x500/45°	2	
70	Obdélníková jednořadá vyústka 400x200	12	Hliník
82	Přechod čtyřhranný 400x400-315x400/970 s otvorem pro p. 70	1	PP
86	Regulační klapka čtyřhranná 450x400 s ručním ovládáním	2	AL-PP
88	Trouba čtyřhranná 450x400/450 s VP	1	PP
93	Oblouk čtyřhranný 400x450/90°	1	PP


Strojovna je vykreslena na samostatném výkrese
Poznámka:
Kótováno dle
ČSN 013454-2006
a ČSN ISO 129-1
Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice.
TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV
NÁKUPNÍ CENTRUM DIPLETALOVA
PRODEJNA
VZDUCHOTECHNIKA
PŮDORYS 1.P
VUT FAST BRNO
1:100
VZT-1

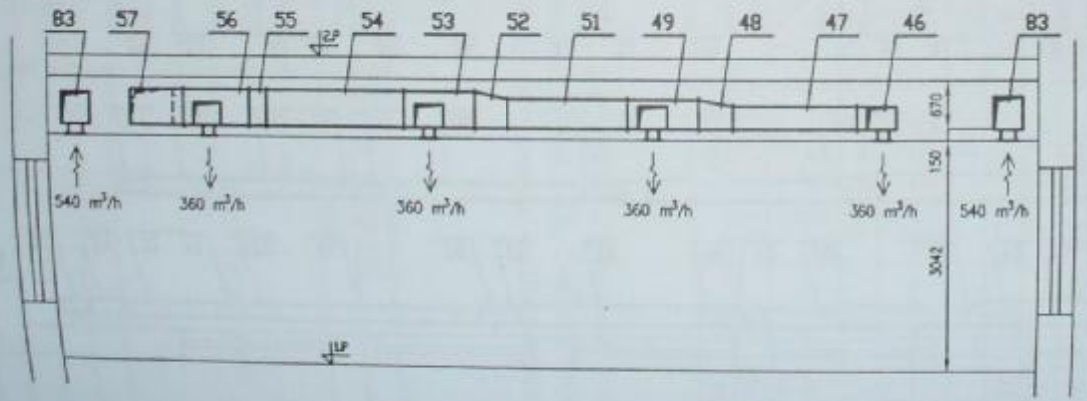
ŘEZ A – A'



ŘEZ B – B'



ŘEZ C – C'



Poznámka:
Kótováno dle ČSN 013454–2006 a
ČSN ISO 129–1

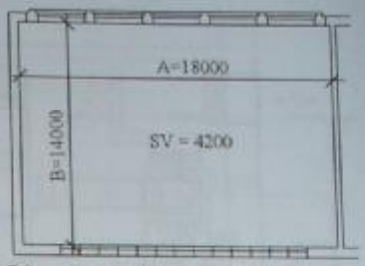
TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV	VUT FAST BRNO	
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	A4
PRODEJNA	DATUM	12/20
VZDUCHOTECHNIKA	STUPEŇ	PROJEKT
SVISLÉ ŘEZY	ČÍSLO	VZT–2
	1:100	

Př. 9 Nucené větrání – var. B

Zadání: Návrh systému nuceného větrání s distribucí vzduchu textilními vyústkami pro místnost dle obrázku 28.1.

1. Vstupní hodnoty a požadavky

Teplota vnitřního vzduchu v zimě $t_i = 21$ °C, kombinovaný provoz systému v extrémním zimním období. Počet 145 osob, distribuce vzduchu textilními vyústkami.



Obr. 28.1 Schéma místnosti

2. Řešení: Výchozí pro návrh je průtok vzduchu a dosažení optimálního proudění postižitelné obrazy proudění a rychlostí vzduchu v pobytové oblasti prostoru. Nejjednodušší řešení vyžaduje:

- Určení objemových průtoků vzduchu
- Řešení distribuce vzduchu
- Návrh vzduchotechnického potrubí
- Grafické řešení

3. Určení objemových průtoků vzduchu

- objemový průtok přívodního vzduchu pro optimální výměnu vzduchu y

$$V_p = y.n = 50.145/3600 = 2{,}01 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$$

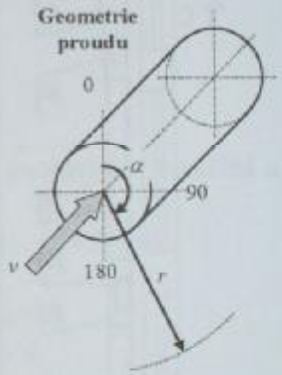
- objemový průtok venkovního vzduchu minimální $V_{em} = y_{em}.n = 25.145/3600 = 1{,}0 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$
- objemový průtok oběhového vzduchu $V_c = V_p - V_{em} = 2{,}01 - 1{,}0 = 1{,}01 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$

4. Řešení distribuce vzduchu

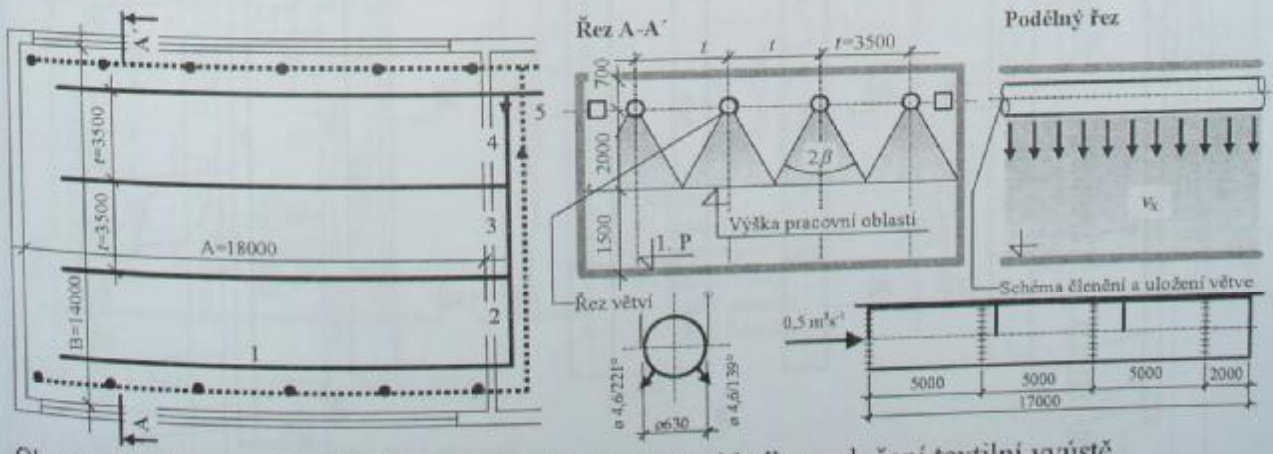
4.1 Přívod vzduchu textilními vyústkami typu C s otvory

a. Výchozí hodnoty pro směrování proudu vzduchu

- počet větví $n = 4$, rozteč větví $t = 14/4 = 3{,}5$ m
- výška pracovní oblasti $h = 1{,}5$ m, pro $l = 2$ m $\Rightarrow$ mezní úhel $\beta = 41°$
- úhel proudu $\alpha = 180 - \beta = 180 - 41 = 139°$
- dosah proudu $r = l/\cos\beta = 2/\cos 41 = 2{,}66$ m
- průtok vzduchu pro větev $V_1 = V_p/4 = 2{,}01/4 = 0{,}5 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$
- zvolený přetlak ve vyústích $\Delta p = 50$ Pa



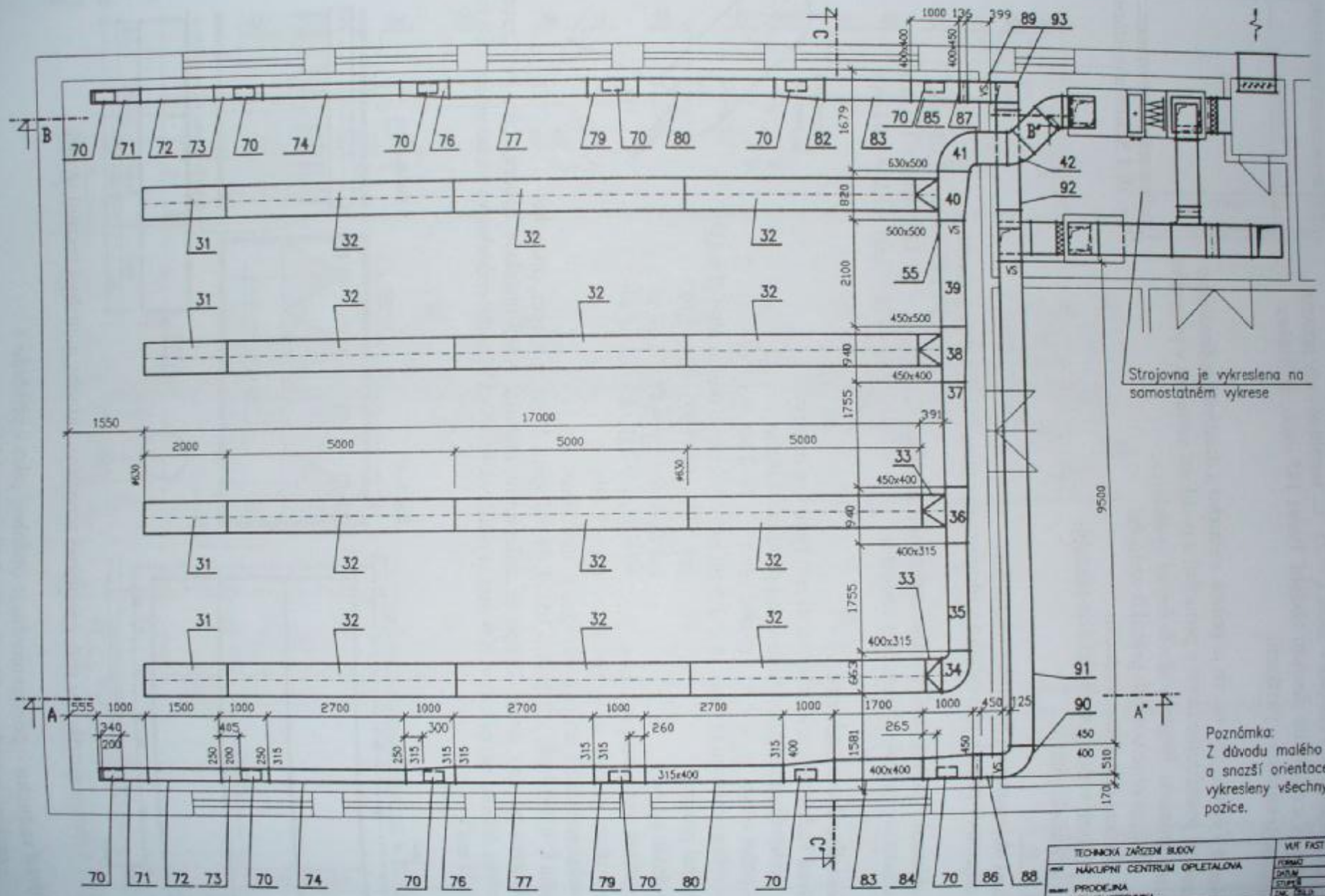
Dle elektronického katalogu výrobce je navrženo:
Vyústka C 630/17000 ZB/NMS-2/WH, D 630 mm, $L = 17000$ mm, první konec úpraven pro zip, druhý konec se zaslepením, materiál NMS-instalace 2, barva bílá. Perforace je vytvořena řadami otvorů $d_o = 4{,}6$ mm. Průměrná rychlost proudu vzduchu ve vzdálenosti 2,66 m je $w = 0{,}21 \text{ ms}^{-1}$.



Obr. 28.2 Schéma distribuční sítě, geometrie proudění, skladby a uložení textilní vyústě

4.2 Odvod vzduchu – postup návrhu je obdobný jako v příkladu 8.

- zvoleny vyústky velikosti 400x200, počet 12 ks

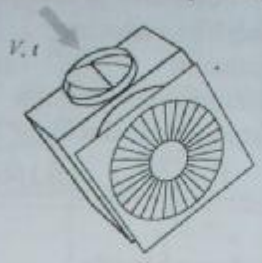

Strojovna je vykreslena na samostatném výkrese
Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice.
TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV
VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA
PRODEJNA
VZDUCHOTECHNIKA
PŮDORYS 1.P
1:100
VZT-3

Př. 10 Nucené větrání – var. C

Zadání: Úkolem je návrh systému nuceného větrání včetně strojovny pro místnost 201 dle obrázku.

1. **Nástin řešení:** Řešení vyžaduje návrh distribuce vzduchu a funkčních prvků k úpravě a dopravě vzduchu související s nuceným větráním.

2. **Postup:** Návrh je analogický jako v přík. č. 8. Nejjednodušší řešení představuje:
   - Určení objemových průtoků vzduchu
   - Řešení distribuce vzduchu a jeho úpravy
   - Návrh potrubí
   - Grafické řešení



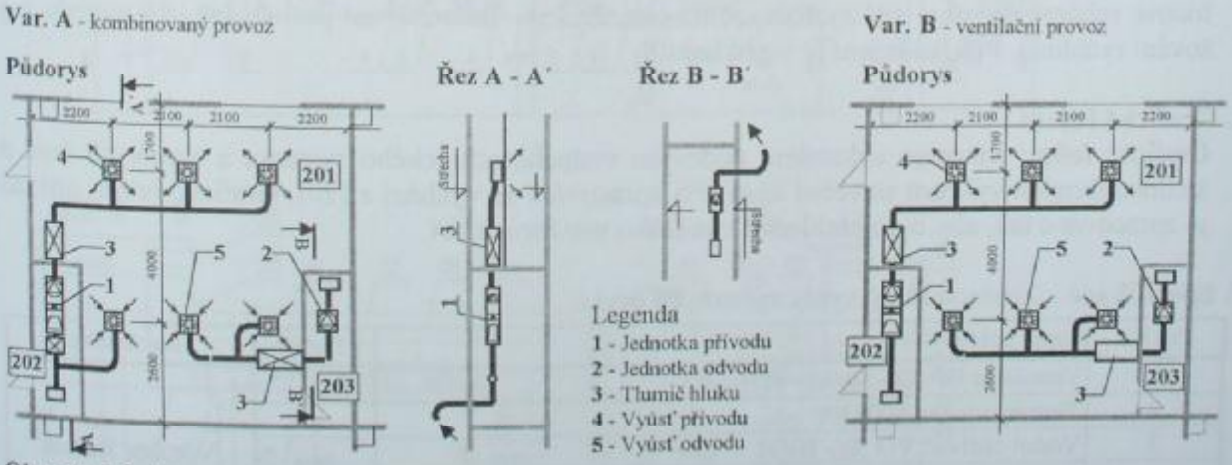
3. **Vstupní hodnoty a požadavky**
   Teplota vnitřního vzduchu v zimě t_i = 21 °C, kombinovaný a ventilační provoz systému v extrémním zimním období. Počet osob 24. Distribuce vzduchu vířivými vyústěmi s bočním vodorovným připojením, čtyřhranné potrubí. Strojovna sestavná podstropní, uložená v přilehlé místnosti.

4. **Určení objemových průtoků vzduchu**
   - objemový průtok přívodního vzduchu $V_p = y.n = 24.50/3600 = 0{,}333\ m^3s^{-1}$
   - objemový průtok vnějšího vzduchu minimální $V_{em} = y_{em}.n = 24.25/3600 = 0{,}167\ m^3s^{-1}$
   - objemový průtok oběhového vzduchu $V_c = V_p - V_{em} = 0{,}333 - 0{,}167 = 0{,}166\ m^3s^{-1}$

5. **Řešení distribuce vzduchu**

5.1 Přívod vzduchu – velkoplošné vyústě

Výchozí faktory řešení
- účel místnosti a její architektonické ztvárnění včetně podhledu se svítidly, geometrie proudění a distribučních prvků je patrná na obr. 29.1, podrobnější postup uvádí př. 11.
- rozteč t_A = 4 m zvolena pro výšku pracovní oblasti h = 1,5 m a dosah proudu L = 2,7 m,
- počet přívodních vyústí n = 3.
- objemový průtok vzduchu vyústí $V_o = V_p/n_p = 0{,}333/3 = 0{,}111\ m^3s^{-1} = 400\ m^3h^{-1}$
- návrh dle P24 – Velkoplošná vyústˇ VVM 500/C 24 lamel, připojení vodorovné
- tlaková ztráta Δp = 22 Pa, hladina akustického výkonu L_{WA} = 37 dB



Obr. 29.1 Schéma koncepčního řešení

5.2 Odvod vzduchu – velkoplošné vyústě
- počet vyústí n_o = 3
- objemový průtok vzduchu $V_o = 0{,}9.V_p/n_p = 0{,}9.0{,}333/3 = 0{,}1\ m^3s^{-1} = 360\ m^3h^{-1}$
- návrh dle P24 – Velkoplošná vyústˇ VVM 500/C 24 lamel, připojení vodorovné
- tlaková ztráta Δp = 20 Pa, hladina akustického výkonu L_{WA} = 34 dB

6. Návrh strojovny k úpravě vzduchu

a. Ventilační provoz – objemový průtok přívodního vzduchu $V_p = 0{,}333\ m^3s^{-1}$

- průtok venkovního vzduchu $V_e = 0{,}333\ m^3s^{-1}$
- teploty vzduchu $t_i = 21\ °C,\ t_e = -12\ °C$
- tepelný výkon ohřívače

$$Q = V_p.c.\rho.(t_i - t_e) = 0{,}333.1010.1{,}2.(21+12) = 13330\ W$$

b. Kombinovaný provoz – objemový průtok přívodního vzduchu $V_p = 0{,}333\ m^3s^{-1}$

- průtok vnějšího vzduchu $V_e = 0{,}167\ m^3s^{-1}$
- teploty vzduchu $t_i = 21\ °C,\ t_e = -12\ °C$
- průtok cirkulačního vzduchu $V_c = 0{,}166\ m^3s^{-1}$
- teplota vstupního vzduchu

$$t_1 = \frac{V_c.t_i + V_e.t_e}{V_p} = \frac{0{,}166.21 + 0{,}167.(-12)}{0{,}333} = 4{,}5\ °C$$

- tepelný výkon ohřívače

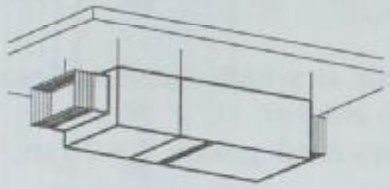
$$Q = V_p.c.\rho.(t_i - t_1) = 0{,}333.1010.1{,}2.(21 - 4{,}5) = 6660\ W$$

c. Návrh zařízení – vzduchotechnická jednotka přívodu a komora odvodu vzduchu se navrhne dle př. 12 event. 13.

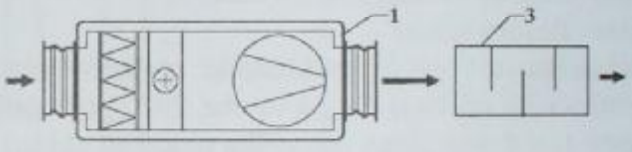
d. Situování zařízení

Strojní zařízení přívodu vzduchu bude uloženo pod stropem m. č. 202. Zařízení pro odvod vzduchu je instalováno pod stropem místnosti č. 203. Sání a výfuk vzduchu budou nad střechou.

Podstropní provedení



S1 - Jednotka s filtrací a vodním ohřevem vzduchu



Obr. 29.2 Uložení a detail jednotky přívodního vzduchu

7. Návrh potrubní sítě

Ideové schéma potrubní sítě systému je na obr. 29.1. K dimenzování potrubí lze užít metodu zvyšování rychlosti. Příklad řešení je v příkladu 8.

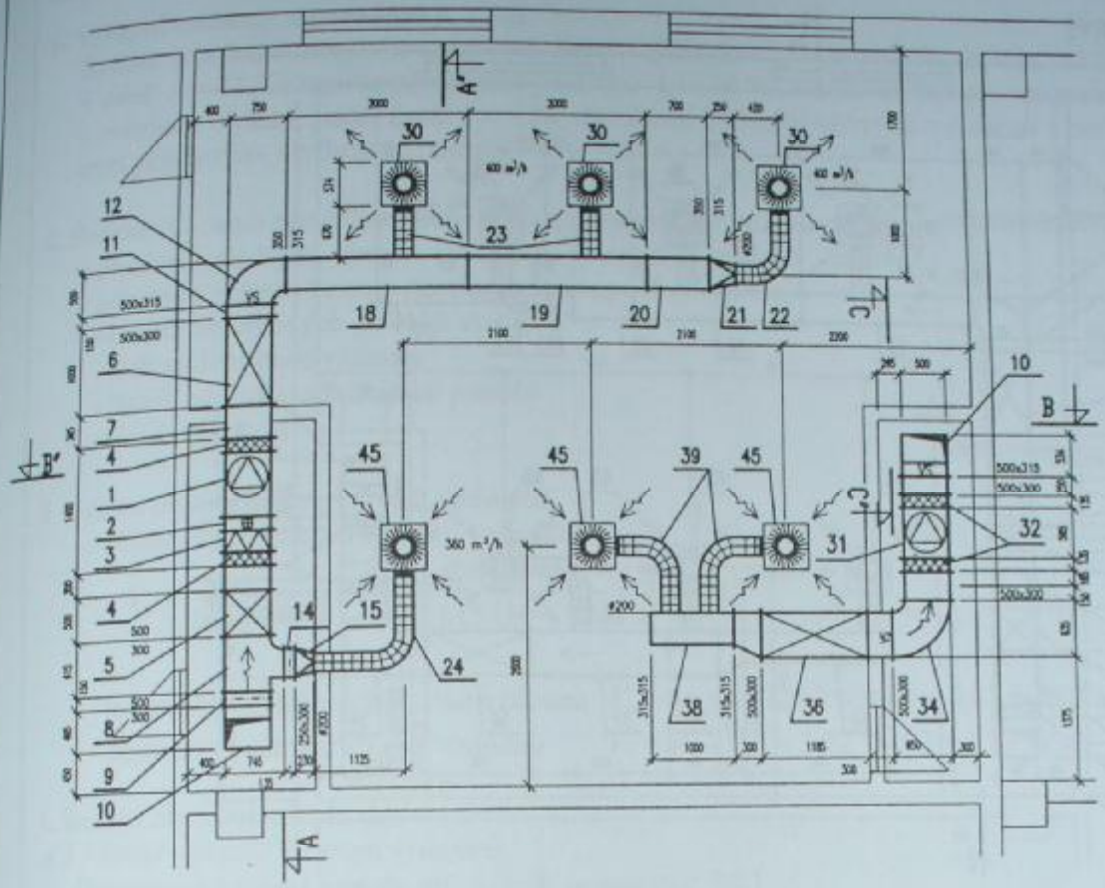
8. Grafické řešení

Grafické řešení zahrnuje vykreslení půdorysu vzduchotechnického systému a typických řezů do zjednodušených výkresů stavební části. Při zpracování se vychází z [20]. Grafické řešení příkladu je zpracováno tak, aby bylo přehledné v měřítku pro formát A4.

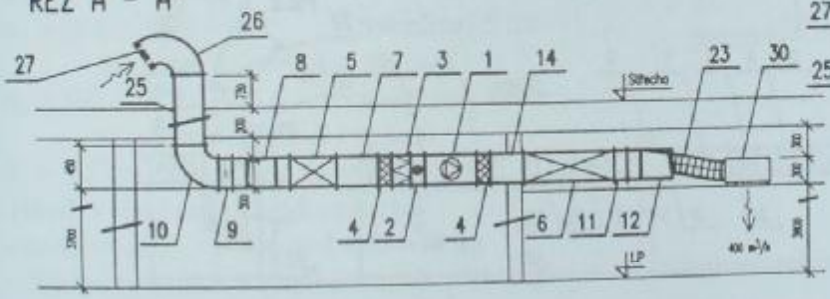
9. Specifikace – Zjednodušený výpis vybraných prvků

Pozice	Popis položky	Počet	Poznámka
1	Ventilátor RP 50 - 30/25 - 4E	1	Výrobce Remak
2	Tlumicí vložka 500x300	4	
3	Vodní ohřívač VO 50 - 30/31	1	
4	Kapsový filtr 50 - 30	1	
5	Tlumič hluku TKU 50 - 30	1	
18	Trouba čtyřhranná 350x315/2000 s otvorem pro pol. 23	1	Pozinkovaný plech
22	Ohebná hadice ϕ 200/1250	1	
26	Oblouk čtyřhranný 500x315/120°	2	PP
30	Velkoplošná vyúst' VVM 500/C 24	3	

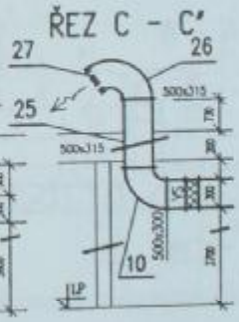
PŮDORYS



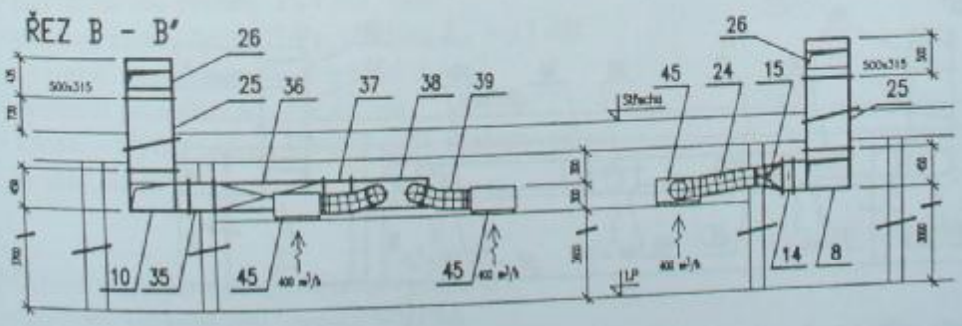
ŘEZ A – A'



ŘEZ C – C'

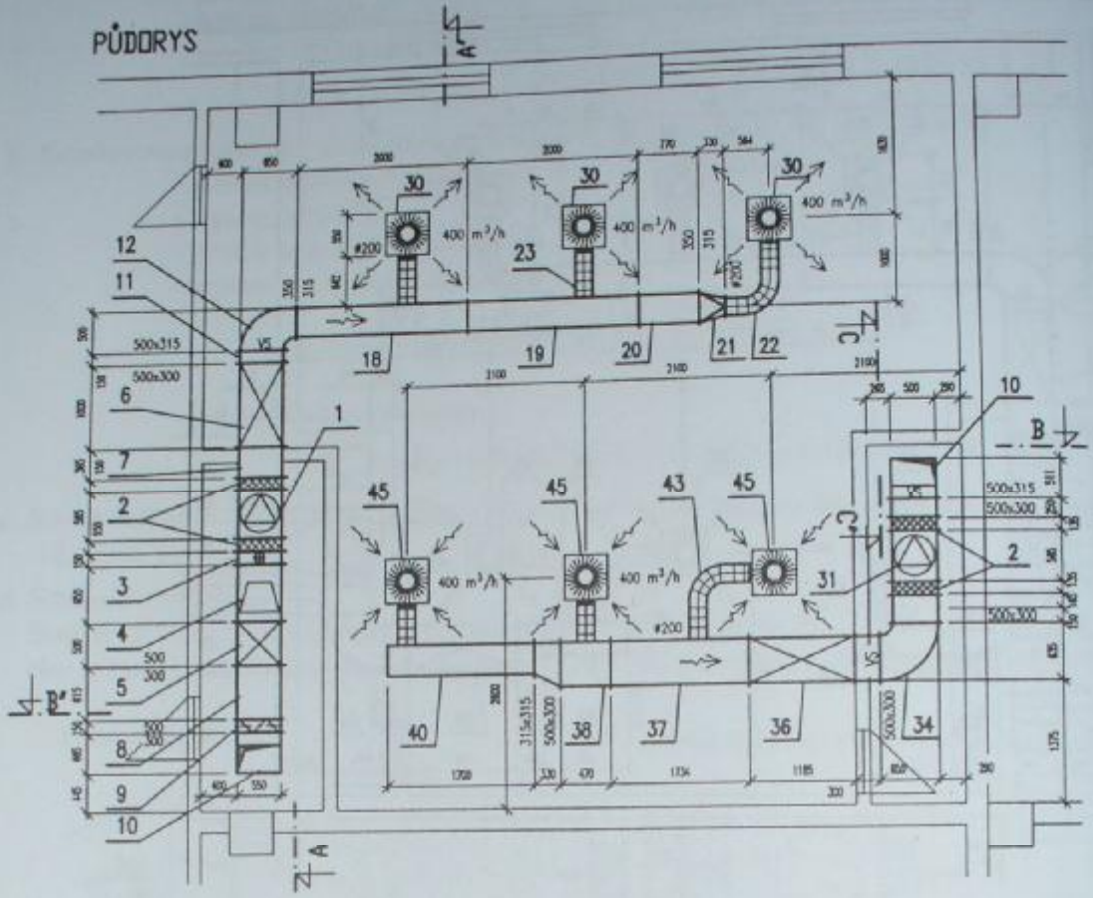


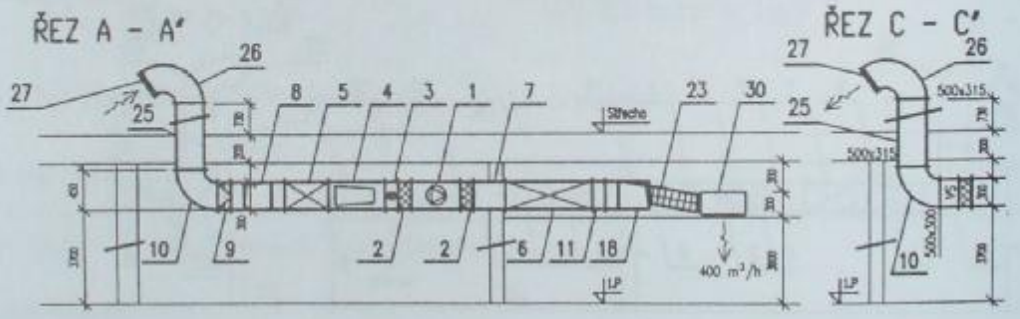
ŘEZ B – B'

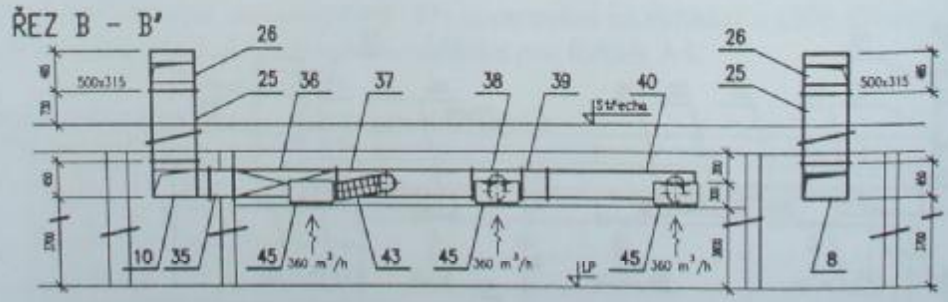


Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice.

TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV	VUT FAST BRNO	
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	A4
	DATUM	12/03
PRODEJNA OBUVI	STUPEŇ	PROJEKT
VÝZKUMOTECHNIKA	2.VK. ČÍSLO:	
1.P – PŮDORYS, ŘEZY – var. A	1:75,1:100	VZT-4







Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice.

TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV		VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	A4
PRODEJNA OBUVI	DATUM	12/00
VZDUCHOTECHNIKA	STUPEŇ	PROJEKT
1.P – PŮDORYS, ŘEZY – var. B	1:75, 1:100	V27-5

Př. 11 Teplovzdušné vytápění

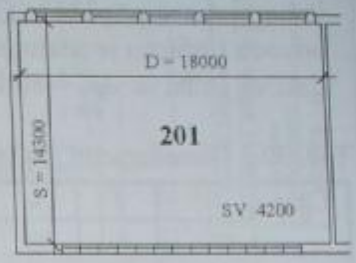
Zadání: Úkolem je návrh systému teplovzdušného vytápění pro místnost 201 dle obrázku.

1. Vstupní hodnoty a požadavky

Systém s ústřední strojovnou, tepelné ztráty místnosti Q_z = 20630 W, teplota vnitřního vzduchu v zimě t_i = 22 °C, teplota přívodního vzduchu t_p = 30 °C, kombinovaný provoz systému v zimním extrémním období, počet osob n = 120, distribuce vzduchu vířivými vyústěmi s bočním vodorovným připojením, čtyřhranné potrubí.

2. Řešení: Výchozí pro řešení úlohy je přenos tepla a proudění vzduchu v prostoru, sledující obrazy proudění, rychlost a teplotu vzduchu v pobytové oblasti. Princip návrhu uvádí kap. 10 a vyžaduje:

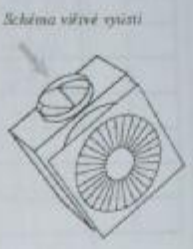
- Určení objemových průtoků vzduchu
- Řešení distribuce vzduchu
- Návrh vzduchotechnického potrubí
- Grafické řešení



3. Určení objemových průtoků vzduchu

- objemový průtok přívodního vzduchu

$$V_p = \frac{Q_z}{c.\rho.(t_p - t_i)} = \frac{20630}{1010.1,15.(30-22)} = 2,22\ \mathrm{m^3 s^{-1}}$$



- minimální průtok venkovního vzduchu $V_{em} = n.y_m = 120.25/3600 = 0,83\ \mathrm{m^3 s^{-1}}$
- objemový průtok oběhové vzduchu $V_c = V_p - V_{em} = 2,22 - 0,83 = 1,39\ \mathrm{m^3 s^{-1}}$

4. Řešení distribuce vzduchu

4.1 Přívod vzduchu vířivými vyústěmi

a. Geometrické řešení rozteče přívodních prvků, obr. 30.1

voleno $A = B = 4$ m

$n_A = D/A = 18/4 = 4,5$ navrženo 5 ks

navržena rozteč $A = 3,6$ m

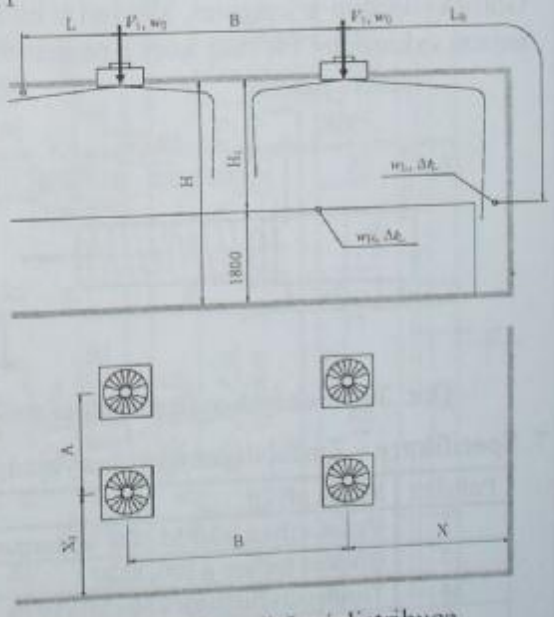
$n_B = S/B = 14,3/4 = 3,6$ navrženo 4 ks

navržena rozteč $B = 3,6$ m

$X_1 = 1,75$ m, $X = 1,8$ m, $L_B = 3,6$ m

b. Návrh vyústí pro přívod vzduchu

- počet vyústí $n_p = 4 \times 5 = 20$ ks
- objemový průtok vzduchu vyústí $V_1 = V_p/n_p =$ $2,22/20 = 0,111\ \mathrm{m^3 s^{-1}} = 400\ \mathrm{m^3 h^{-1}}$
- navrženo dle přílohy P24 vel. 500
- tlaková ztráta Δp = 27 Pa, hladina L_A = 35 dB
- výstupní rychlost vzduchu $w_o = 3\ \mathrm{ms^{-1}}$
- rychlost proudění $w_H = 0,07\ \mathrm{ms^{-1}}$
- návrh – Vyúsť vířivá VVPM 500, vodorovné připojení, ks 20



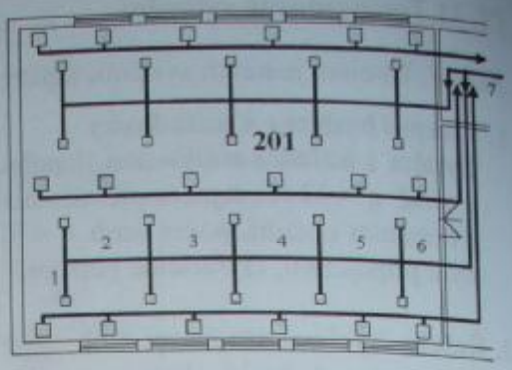
Obr. 30.1 Schéma řešení distribuce

3.2 Odvod vzduchu velkoplošnými vyústěmi

- zvoleny velkoplošné vyústě VVPM
- předběžný počet vyústí $n_o = 18$
- objemový průtok vyústi $V_{o1} = V_o/n_o = 0,9.2,22/18 = 0,1665\ \mathrm{m^3 s^{-1}} = 400\ \mathrm{m^3 h^{-1}}$
- navrženo dle přílohy P24 vel. 600
- tlaková ztráta pro Δp = 16 Pa, hladina akustického výkonu L_A = 30 dB
- návrh – Vyúsť VVPM 600, svislé připojení, ks 18

5. Návrh potrubní sítě

Schéma potrubní sítě pro řešenou místnost je na obr. 30.2. Dimenzování základního okruhu přívodního potrubí je provedeno metodou zvyšování rychlosti pomocí P10 až P12. Přehled vstupních hodnot a výsledků je uveden v tab. 30.1. Při dimenzování vedlejších větví je nutná znalost pracovního tlaku Δp_U v příslušném uzlu potrubní sítě. Vedlejší větev musí navržena tak, aby se její tlakové ztráty rovnaly pracovnímu tlaku Δp_U. Postup návrhu je obdobný jako v případě základního okruhu. Návrh potrubí odvodu vzduchu je analogický předchozímu případu. Jeho tlaková ztráta je $\Delta p_2 = 80$ Pa.



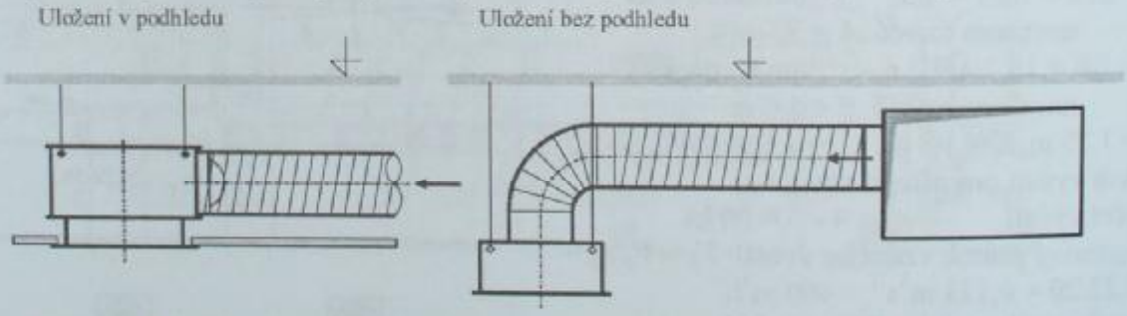
Obr. 30.2 Schéma distribuce

Tab. 30.1 Dimenzování základního okruhu přívodního potrubí

Číslo	V	l	w'	d'	$A \times B$	d_r	w	R	$l.R$	ξ	Z	$l.R+Z$
	m^3s^{-1}	m	ms^{-1}	mm	mm	m^2	ms^{-1}	Pam^{-1}	Pa	-	Pa	Pa
1	0,11	1,8	3	216,1	250x160	200	3,5	0,81	1,05	1	8	9,0
2	0,22	3,6	3,5	283,0	250x250	250	4,5	0,96	3,46	1	12	15,5
3	0,44	3,6	3,8	384,1	400x250	300	6,2	1,1	3,96	1,1	24	28,0
4	0,67	3,6	4	461,9	400x315	350	7,0	1,4	5,04	0,1	3	8,0
5	0,89	3,6	4,9	481,0	400x400	400	7,0	1,79	6,44	0,2	6	12,4
6	1,11	6,2	5,9	489,6	500x400	450	7,0	1,05	6,51	0,9	3	9,5
7	2,22	6,3	7	635,6	630x500	550	9,3	1,12	7,06	4,1	178	185,2
s									**33,51**		**234**	**268**

6. Grafické řešení

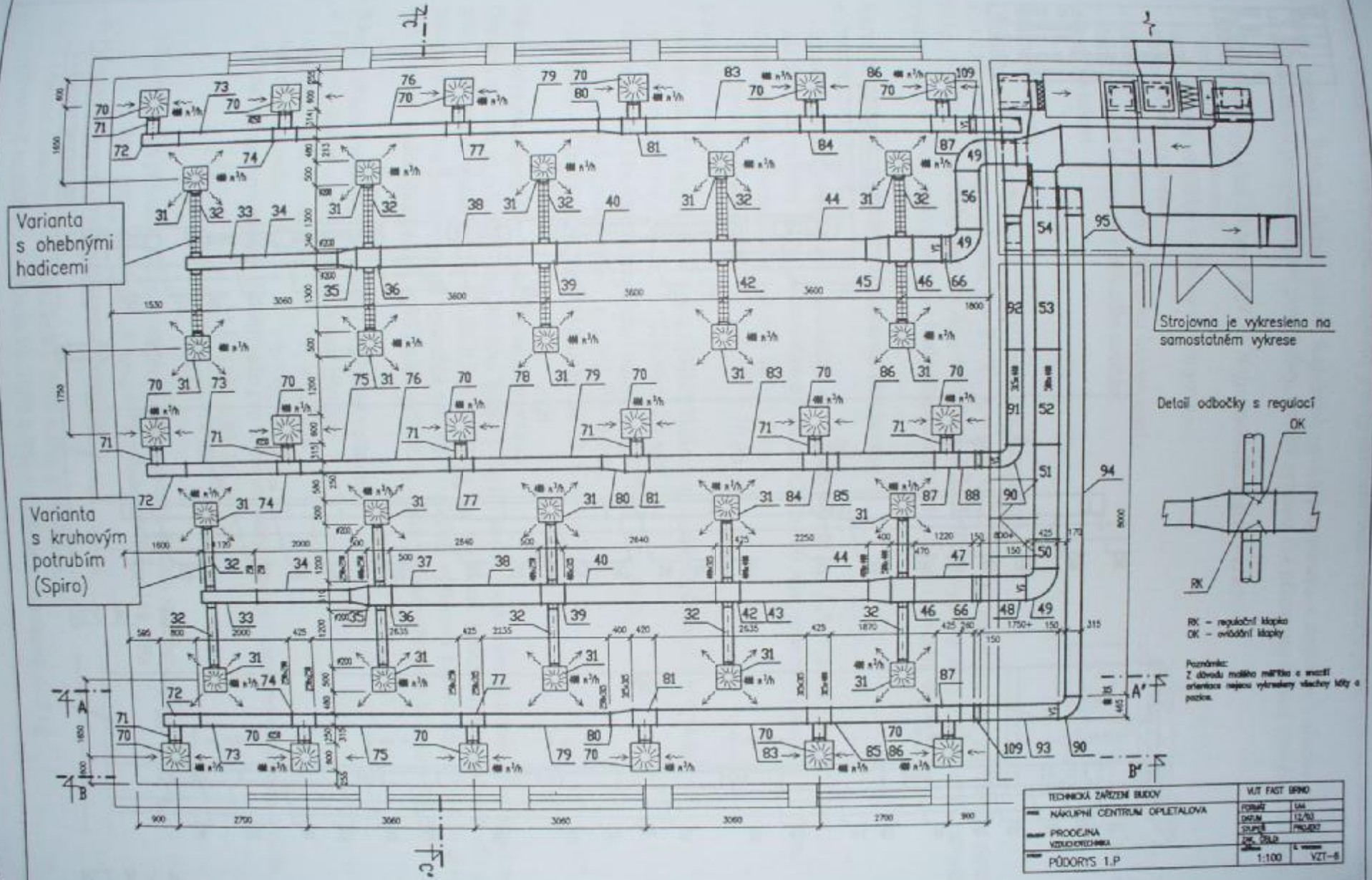
Grafické řešení vychází z koncepce a zahrnuje vykreslení půdorysu vzduchotechnického systému a typických řezů do zjednodušených výkresů stavební části. Výkresy jsou zpracovány dle zásad [20]. Grafický výstup je upraven, aby byl v měřítku pro formát A4 přehledný. Z důvodu malého měřítka nejsou vykresleny všechny kóty a pozice potrubí. Připojení a uložení vyústí je patrné z obr. 30.3.



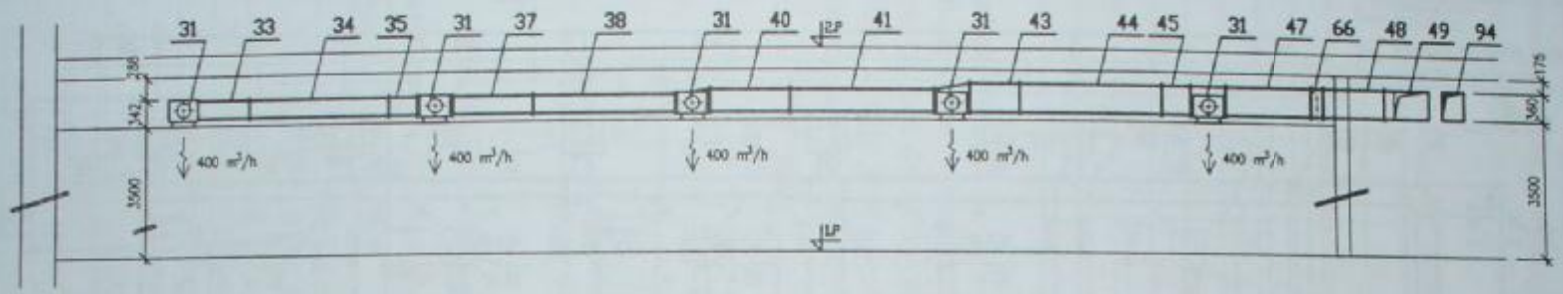
Obr. 30.3 Schéma osazení vyústě a možností připojení

7. Specifikace – Zjednodušený výpis vybraných prvků

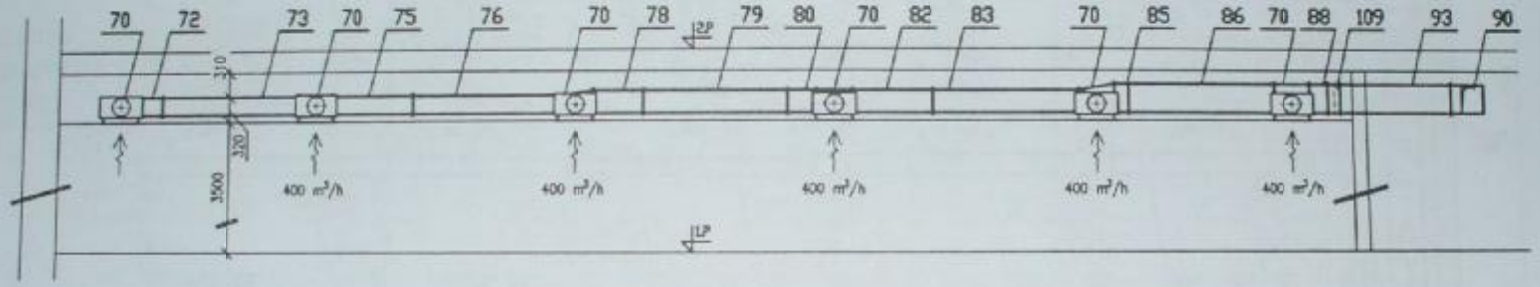
Položka	Název prvku	Počet	Výrobce, materiál
31	Vyúsť vířivá VVPM 500, vodorovné připojení	20	Víromat
32	Ohebná hadice ϕ 200/1220	20	Hadimat
34	Trouba čtyřhranná 250x250/1970	2	Pozinkovaný plech PP
35	Přechod čtyřhranný 400x250-250x250/470	2	
36	Odbočka čtyřhranná 400x400-ϕ 200-ϕ 200/470 s regulací	2	
49	Oblouk čtyřhranný 500x500/90°	2	
66	Regulační klapka čtyřhranná 500x400 s ručním ovládáním	2	Klapkomat
70	Vyúsť vířivá VVPM 600, vodorovné připojení	18	Víromat
72	Odbočka čtyřhranná 250x250-ϕ 200/800 s víkem	2	PP
93	Trouba čtyřhranná 315x400/1750 s volnou přírubou	1	PP


Varianta s ohebnými hadicemi
Varianta s kruhovým potrubím (Spiro)
Strojovna je vykreslena na samostatném výkrese
Detail odbočky s regulací
OK
RK
RK – regulační klapka
OK – ovládání klapky
Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice.
TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV
VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA
PRODEJNA
PŮDORYS 1.P
1:100
VZT-6

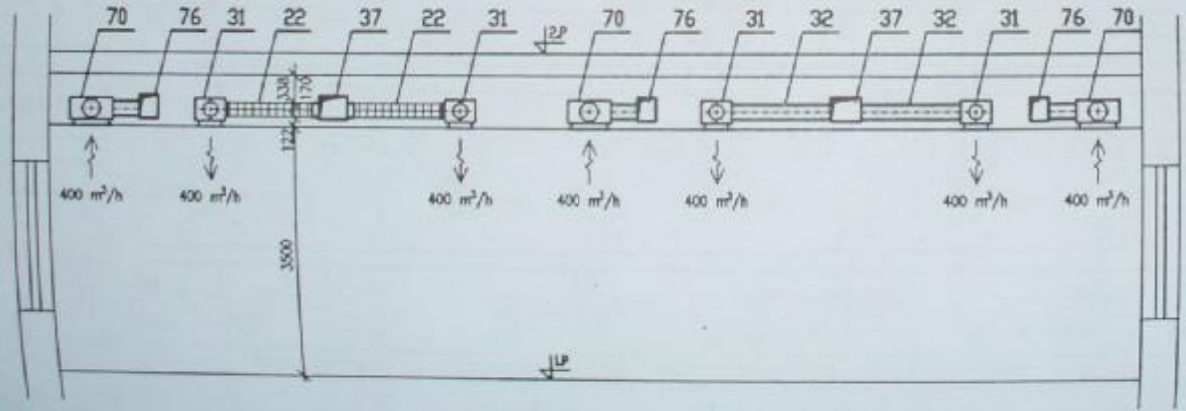
ŘEZ A – A′



ŘEZ B – B′



ŘEZ C – C′



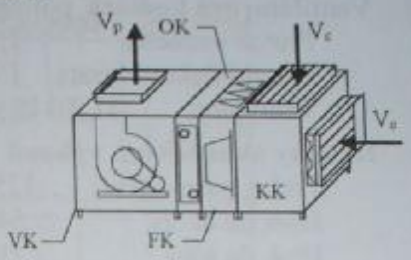
TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV	VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT A4
PRODEJNA	DATUM 12/03
	STUPEŇ PROJEKT
SVISLÉ ŘEZY	ČÍSLO VZT-7

Př. 12 Strojovna nuceného větrání

Zadání: Úkolem je návrh sestavné strojovny pro systém nuceného větrání z př. 8.

1. **Nástin řešení:** Řešení sleduje návrh funkčních prvků pro úpravu a dopravu vzduchu pro systém nuceného větrání programovými prostředky, jejichž aplikaci lze přímo navrhnout funkční elementy.

2. **Postup.** Návrh vychází z kap. 7 a př. 6. Nejjednodušší řešení vyžaduje:
   - Určení vstupních hodnot
   - Návrh přívodu vnějšího vzduchu do strojovny
   - Návrh odvodu vzduchu
   - Návrh sestavné jednotky – přívodní komponenty
   - Návrh sestavné jednotky – odvodní součást
   - Grafické řešení



3. **Vstupní hodnoty**
Objemové průtoky vzduchu $V_p = 2{,}02\ m^3s^{-1}$, $V_e = 1{,}21\ m^3s^{-1}$, $V_c = 0{,}81\ m^3s^{-1}$, teploty vzduchu $t_p = 21\ °C$, $t_e = -12\ °C$, $t_i = 21\ °C$, tlakové ztráty přívodního potrubí $\Delta p_{t1} = 98$ Pa, odvodního potrubí $\Delta p_{t2} = 55$ Pa, ztráta přívodní vyústky $\Delta p_{vp} = 8$ Pa, ztráta odvodní vyústky $\Delta p_{vo} = 12$ Pa, zdrojem tepla bude otopná voda s teplotním spádem 90/70 °C.

4. **Návrh přívodu venkovního vzduchu do strojovny**
a. Protidešťová žaluzie
   - průtočná plocha pro zvolenou rychlost $w = 3{,}5\ ms^{-1}$ bude $S = V_p/w = 2{,}02/3{,}5 = 0{,}577\ m^2$
   - navrženo dle přílohy P20 – Protidešťová žaluzie 1250x800 mm, průtočná plocha $S = 0{,}62\ m^2$
   - tlaková ztráta žaluzie pro $\xi = 9{,}6$ a $w = 3{,}5\ ms^{-1}$
     $\Delta p = 0{,}5.\xi.\rho.w^2 = 0{,}5.9{,}6.1{,}2.3{,}5^2 = 70$ Pa

b. Regulační klapka
   - zvolena dle P21 regulační klapka 1250x800 mm s průtočnou plochou $S = 0{,}96\ m^2$
   - skutečná rychlost $w = V_p/S_k = 2{,}02/0{,}96 = 2{,}1\ ms^{-1}$
   - tlaková ztráta klapky pro součinitel odporu dle přílohy P21 $\xi = 3{,}1$
     $\Delta p_k = 0{,}5.\xi.\rho.w^2 = 0{,}5.3{,}1.\ 1{,}2.2{,}1^2 = 8{,}2$ Pa
   - navrženo – Klapka regulační 1250x800 PK 12 0626-8S

5. **Návrh odvodu odpadního vzduchu ze strojovny**
Odpadní vzduch je odveden nad střechu budovy čtyřhranným ocelovým potrubím. Pro objemový průtok odpadního vzduchu $V_z = 2{,}02.0{,}9 = 1{,}82\ m^3s^{-1}$ je dle zásad dimenzování navržen profil potrubí 630x500. Na potrubí se po vyústění nad střechu osadí výfuková hlavice dle příl. P20 ϕ 630 mm. Tlaková ztráta hlavice $\Delta p_h = 50$ Pa dle příl. P20, ztráta výfukového potrubí $\Delta p_{t3} = 45$ Pa.

6. **Návrh zařízení sestavné strojovny – přívod vzduchu**
a. Vstupní údaje pro programové řešení výrobce
   - objemový průtok vzduchu $V_p = 2{,}02\ m^3s^{-1}$
   - teplota výstupního vzduchu $t_2 = t_p = 21\ °C$
   - teplota vstupního vzduchu do ohřívače pro kombinovaný provoz v extrémním zimním období

$$t_1 = \frac{V_e.t_e + V_c.t_i}{V_p} = \frac{1{,}21.(-12) + 0{,}81.21}{2{,}02} = 0{,}8\,°C$$

   - tlaková ztráta přívodní větve systému je dána součtem dílčích ztrát bez VZT jednotky
     $\Delta p = \Delta p_z + \Delta p_k + \Delta p_{t1} + \Delta p_{vp} = 70 + 8{,}2 + 98 + 8 = 158{,}3$ Pa

b. Vybraná výstupní data programového návrhu
Velikost jednotky: H8
Vlastní rozměry (DxŠxV): 2830 x 950 x 1050 mm
Obrysové rozměry (DxŠxV): 3080 x 950 x 1300 mm, hmotnost: 435 kg

Klapková komora, dvě klapky, tlaková ztráta 7 Pa

Filtrační komora, kapsový filtr F5
Tlaková ztráta 50 Pa Tlaková rezerva na zanesení filtrů 50 Pa

Ohřívací komora vodní, jednořadá
Tepelný výkon $Q = 49{,}2$ kW tlaková ztráta 29 Pa
Objemový průtok vody 2,2 m^3h^{-1} teploty 90/70 °C, tlaková ztráta 14,60 kPa
Objemový průtok vzduchu 2,02 $m^3s^{-1} = 7270\ m^3h^{-1}$, teploty 0,8/21 °C

Ventilátorová komora, poloha B1 levá, manžeta, tlaková ztráta 42 Pa
Průtok vzduchu 2,02 $m^3s^{-1} = 7270\ m^3h^{-1}$
Externí tlaková ztráta 159 Pa
Ventilátor: TLZ 315 991 ot/min, účinnost: 60%, výkon: 1,48 kW

Hladiny akustických výkonů L_{wa}

Frekv. pásmo (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000	8000	L_A [dB(A)]
Hluk do okolí	54	47	34	31	23	17	13	45
Hluk do sání	73	64	53	56	59	51	41	64
Hluk do výtlaku	80	77	75	74	72	68	64	79

7. Návrh zařízení sestavné strojovny – odvod vzduchu

a. Vstupní údaje pro programové řešení výrobce

- objemový průtok vzduchu $V_p = 1{,}82\ m^3s^{-1}$
- tlaková ztráta odvodní větve pro je dána součtem dílčích ztrát

$$\Delta p = \Delta p_{vo} + \Delta p_{t2} + \Delta p_{t3} + \Delta p_h = 12 + 55 + 45 + 50 = 162\ Pa$$

b. Vybraná výstupní data programového návrhu

Velikost jednotky: H8
Vlastní rozměry (DxŠxV): 1200 x 950 x 1050 mm
Obrysové rozměry (DxŠxV): 1200 x 950 x 1180 mm, hmotnost: 220 kg

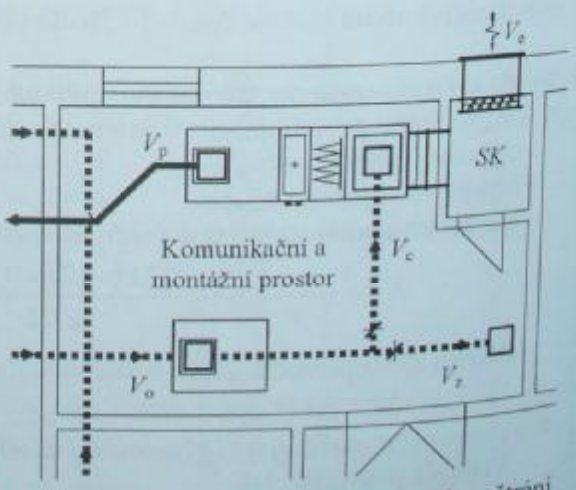
Ventilátorová komora, poloha B1 levá, manžeta, ztráta 34 Pa
Průtok vzduchu 1,82 $m^3s^{-1} = 6550\ m^3h^{-1}$
Externí tlaková ztráta 162 Pa
Ventilátor: TLZ315 781 ot/min, účinnost: 55%, výkon: 0,9 kW

Hladiny akustických výkonů L_{wa}

Frekv. pásmo f (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000	8000	L_A [dB(A)]
Hluk do okolí	51	44	31	28	20	14	11	43
Hluk do sání	71	68	61	63	65	60	53	71
Hluk do výtlaku	77	74	72	71	69	65	61	76

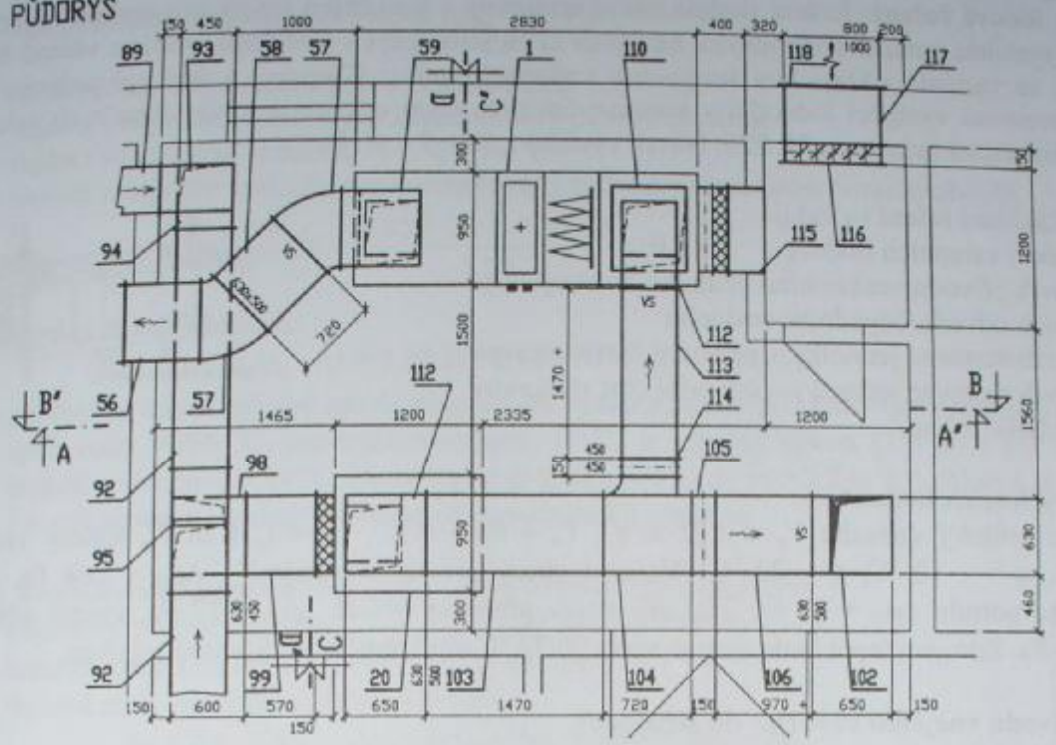
8. Grafické řešení

Příklad koncepčního řešení strojovny je na obr. P12.1. Při dispozičním řešení se vychází z velikosti strojního zařízení, minimálních komunikačních a montážních prostorů. Z důvodu přehlednosti je navržena nejjednodušší varianta prostorového uspořádání strojovny se sací komorou *SK*. Větrání strojovny umožní okno. Půdorys strojovny a charakteristické řezy jsou vykresleny na obr. 31.2. V praktickém řešení bude plocha místnosti daleko menší, sací komoru lze při kvalitní protimrazové ochraně vypustit a směšovací komoru potrubím napojit na protipřírubu event. pozední rám sacího otvoru.

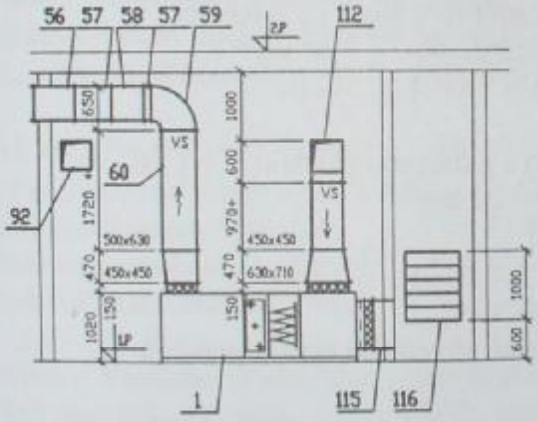


Obr. 31.1 Koncepční řešení strojovny nuceného větrání

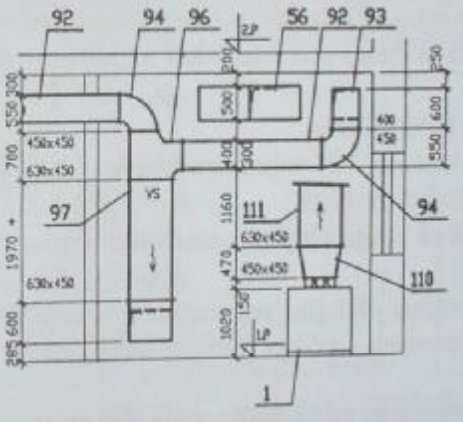
PŮDORYS



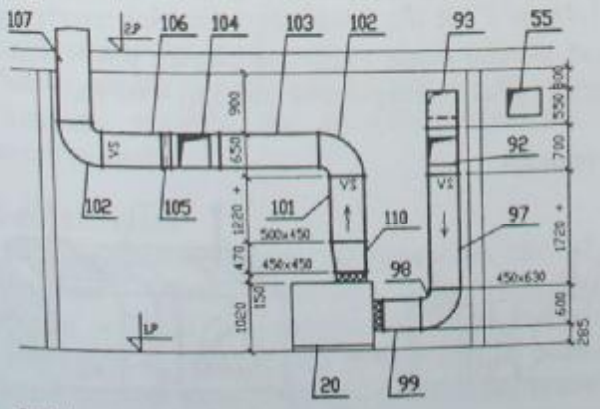
ŘEZ A – A′



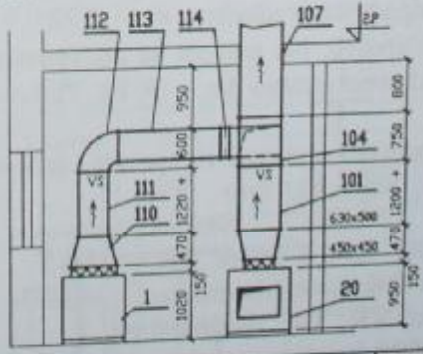
ŘEZ C – C′



ŘEZ B – B′



ŘEZ D – D′



TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV		VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	A4
	DATUM	12/00
PRODEJNA	STUPEŇ	PROJEKT
	ZAK. ČÍSLO	
STROJOVNA – PŮDORYS, ŘEZY	1:50,1:100	VZT–8

Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice.

Př. 13 Strojovna teplovzdušného vytápění

Zadání: Navrhněte sestavnou strojovnu pro systém teplovzdušného vytápění z př. 11.

1. **Nástin a ideové řešení:** Řešení sleduje návrh strojovny s funkčními prvky pro úpravu a dopravu vzduchu systému pomocí technických tištěných či elektronických podkladů výrobce včetně řešení dispozice ve variantě s klasickou strojovnou vzduchotechniky. K úpravě a dopravě vzduchu byla zvolena sestavná vytápěcí jednotka v komorovém provedení odvozená z klimatizačních jednotek KLM. Rozměrová řada je v příl. P29. Návrh vychází z kap. 7 a př. 6.

2. **Postup:** Základní řešení vyžaduje:
   - Určení vstupních hodnot
   - Návrh přívodu venkovního vzduchu do strojovny
   - Návrh odvodu odpadního vzduchu
   - Návrh sestavné jednotky – přívodní část strojovny
   - Návrh sestavné jednotky – odvodní část strojovny
   - Grafické řešení

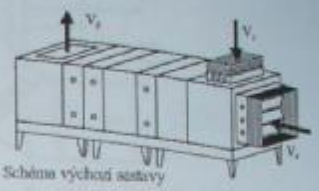


Schéma výchozí sestavy

3. **Přehled výchozích hodnot**
   Objemové průtoky vzduchu $V_p = 2{,}22$ m^{3}s^{-1}, $V_e = 0{,}83$ m^{3}s^{-1}, $V_c = 1{,}39$ m^{3}s^{-1}, teploty vzduchu $t_p = 30$ °C, $t_e = -12$ °C, $t_i = 22$ °C. Tlakové ztráty přívodního potrubí $\Delta p_{t1} = 268$ Pa, ztráty odváděcího potrubí $\Delta p_{t2} = 80$ Pa. Tlakové ztráty přívodní vyústě $\Delta p_{pv} = 27$ Pa, vyústě odváděcí $\Delta p_{ov} = 16$ Pa. Zdrojem tepla bude otopná voda 90/70 °C umožňující kvalitativní regulaci.

4. **Návrh přívodu vnějšího vzduchu do strojovny**
   a. Protidešťová žaluzie
   - průtočná plocha pro zvolenou rychlost $w = 3{,}5$ ms^{-1}, $S = V_p/w = 2{,}22/3{,}5 = 0{,}634$ m^2
   - navrženo - Protidešťová žaluzie 1250x800 mm, průtočná plocha $S = 0{,}62$ m^2
   - tlaková ztráta pro součinitel odporu $\xi = 6$ a $w = 2{,}22/0{,}62 = 3{,}58$ ms^{-1}

   $$\Delta p_z = 0{,}5.\xi.w^2.\rho = 0{,}5.6.3{,}58^2.1{,}2 = 46 \text{ Pa}$$

   b. Regulační klapka
   - zvolena dle P21 regulační klapka 1250x800 mm s průtočnou plochou $S_k = 0{,}96$ m^2
   - skutečná rychlost $w = V_p/S_k = 2{,}22/0{,}96 = 2{,}3$ ms^{-1}
   - tlaková ztráta klapky a součinitel odporu $\xi = 3{,}1$

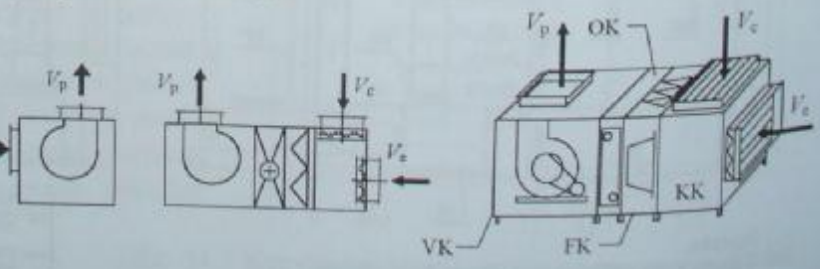
   $$\Delta p_k = 0{,}5.\xi.w^2.\rho = 0{,}5.3{,}1.2{,}3^2.1{,}2 = 9{,}8 \text{ Pa}$$

   - navrženo - Klapka regulační 1250x800 PK 12 0626-8S

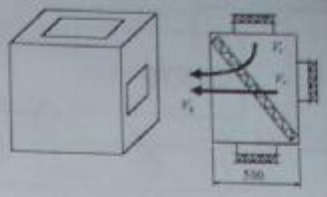
   c. Sací komora – zděná, vstupní dveře těsné, bezprašná povrchová úprava povrchů

5. **Návrh odvodu odpadního vzduchu ze strojovny**
   Odpadní vzduch je odveden nad střechu budovy čtyřhranným ocelovým potrubím. Pro objemový průtok odpadního vzduchu $V_z = 2{,}22.0{,}9 = 1{,}98$ m^{3}s^{-1} je dle zásad dimenzování navržen profil potrubí 630x630. Na potrubí se po vyústění nad střechu osadí výfuková hlavice ϕ 630 mm (příl. P20) s tlakovou ztrátou $\Delta p_h = 50$ Pa. Tlaková ztráta výfukového potrubí činí $\Delta p_{t3} = 60$ Pa.

6. **Návrh zařízení sestavné strojovny – přívod vzduchu**
   Úpravu vzduchu pro TV zajistí sestava tvořená směšovací KK, filtrační FK, ohřívací OK a ventilátorovou komorou VK. Dle diagramu v příl. P29A je pro průtok $V_p = 2{,}22$ m^{3}s^{-1} zvolena velikost KLM 10, čelní rozměr 1000x1000.

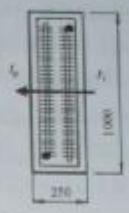


a. Směšovací komora kazetová SM.KZ – příloha P29C
- třída filtru EU4, klapky vně osazení horní stranové H/S
- tlaková ztráta $\Delta p_f = 90$ Pa (pro střední provozní zanesení filtru)
  $\Delta p_f = 2.\Delta p_{fc}$ (Δp_{fc} ztráta čistého filtru)
- tlaková ztráta směšovacích klapek $\Delta p_{sk} = 60$ Pa



b. Ohřívací komora vodní Cu/Al – příloha P29C
- teplota vstupního vzduchu pro kombinovaný provoz systému
- teplota výstupního vzduchu $t_p = 30$ °C
- teplota vstupního vzduchu pro kombinovaný provoz v extrémním zimním období

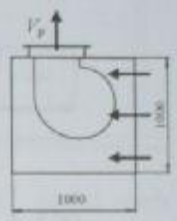
$$t_1 = \frac{V_e t_e + V_c t_i}{V_p} = \frac{0{,}83.(-12) + 1{,}39.22}{2{,}22} = 9{,}3\,^{\circ}\mathrm{C}$$



- tepelný výkon ohřívače
  $Q_o = V_p.c_v.\rho.(t_p - t_1) = 2{,}22.1010.1{,}2.(30 - 9{,}3) = 46415$ W
- předběžný návrh (přesný návrh programem výrobce) dle P29D Ohřívací komora typ II, teplotní spád vody 80/60 °C, pro teplotu vstupní 10 °C je tepelný výkon $Q = 50{,}4$ kW při výstupní teplotě vzduchu $t_p = 29$ °C. Hmotnostní průtok topné vody $m = 2{,}2$ m^{3}h^{-1}, tlaková ztráta $\Delta p_o = 70$ Pa, požadovaný tepelný výkon zajistí automatická regulace.

c. Ventilátorová komora výtlačná – horní stranová příloha P29B
- objemový průtok vzduchu $V_p = 2{,}22$ m^{3}s^{-1} = 7995 m^{3}h^{-1}
- tlaková ztráta komory dle P29F $\Delta p_{vk} = 85$ Pa
- tlaková ztráta systému přívodu vzduchu

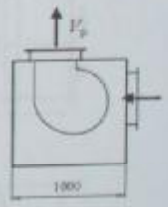
$$\Delta p = \Delta p_z + \Delta p_k + \Delta p_f + \Delta p_{sk} + \Delta p_o + \Delta p_{vk} + \Delta p_{t1} + \Delta p_v =$$
$$= 46 + 9{,}8 + 90 + 60 + 70 + 85 + 268 + 27 = 656 \text{ Pa}$$



- návrh – Ventilátorová komora výtlačná nízkotlaká, průměr ventilátorového kola 355 mm, tlakový výkon $\Delta p_{vk} = 660$ Pa, počet otáček $n = 1120$ min^{-1}, hladina akustického výkonu $L_w = 88$ dB, účinnost $\eta = 66$ %, příkon elektromotoru 3 kW

7. Návrh zařízení sestavné strojovny – odvod vzduchu

a. Ventilátorová komora samostatná – příloha P29B
- objemový průtok vzduchu $V_p = 1{,}98$ m^{3}s^{-1}
- tlaková ztráta komory dle P29F $\Delta p_{vk} = 130$ Pa
- tlaková ztráta odvodního zařízení
  $\Delta p = \Delta p_{ov} + \Delta p_{t2} + \Delta p_{vk} + \Delta p_{t3} + \Delta p_h = 16+80+130+60+50 = 336$ Pa



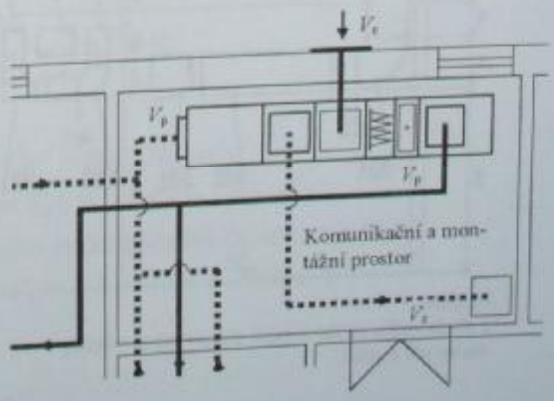
- návrh – Ventilátorová komora výtlačná nízkotlaká, průměr ventilátorového kola 355 mm, tlakový výkon $\Delta p_{vk} = 420$ Pa, počet otáček $n = 890$ min^{-1}, hladina akustického výkonu $L_w = 87$ dB, účinnost $\eta = 65$ %, příkon elektromotoru 1,5 kW.

8. Doplňující prvky strojovny

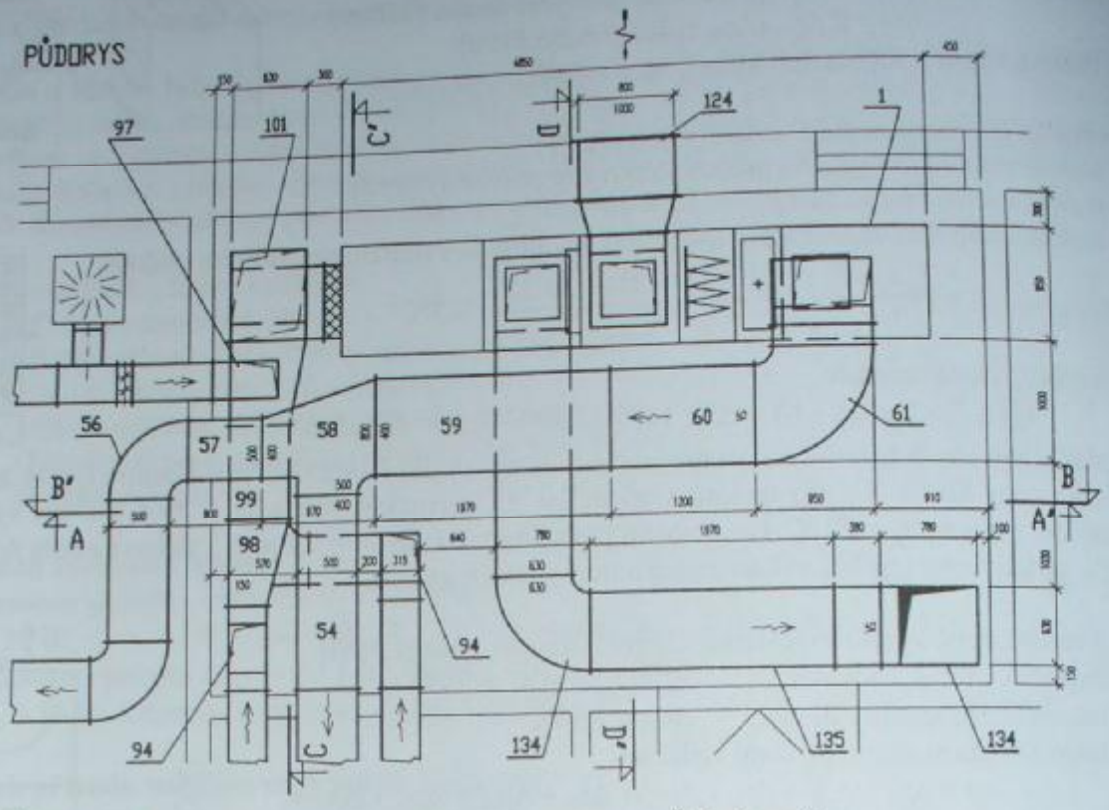
Tlumicí vložky a regulační klapky lze navrhnout z katalogu výrobce dle rozměrů připojovacích otvorů jednotky.

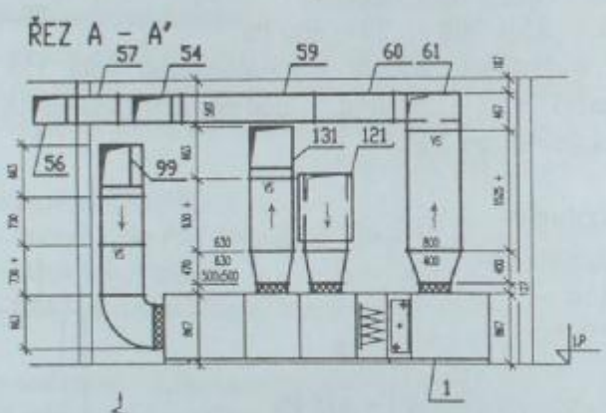
9. Grafické řešení

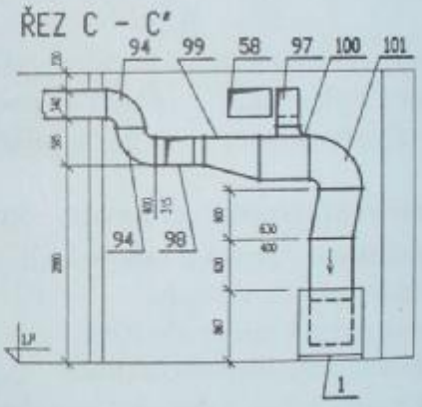
Koncepční řešení základní varianty je na obr. 32.1. Dispoziční řešení strojovny teplovzdušného vytápění vychází z velikosti strojního zařízení, minimálních komunikačních a montážních prostor. Větrání umožní okno. Půdorys navrženého řešení a řezy strojovnou jsou na obr. 32.2.

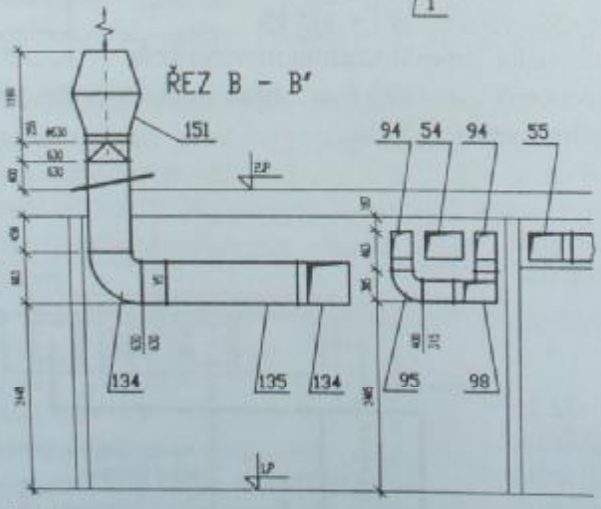


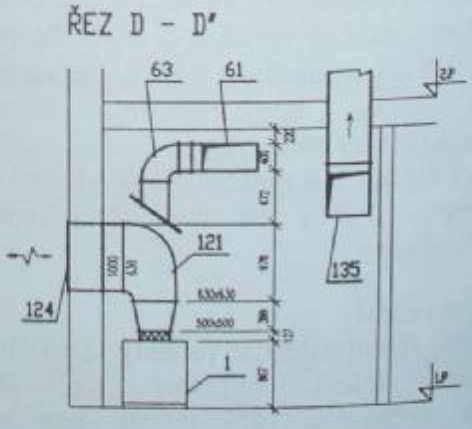
Obr. 32.1 Dispoziční řešení strojovny











Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice.

TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV	VUT FAST BRNO	
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	A4
	DATUM	12/02
PRODEJNA VÝDUCHOTECHNIKA	STUPEŇ	PROJEKT
	ČÍSLO	
STROJOVNA – PŮDORYS, ŘEZY	1:50,1:100	VZT-9

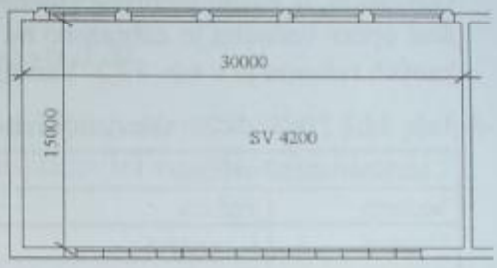
Př. 14 Nízkotlaká klimatizace

Zadání: Navrhněte systém nízkotlaké vzduchové klimatizace s ústřední strojovnou pro víceúčelový sál dle obr. 33.1.

1. Nástin řešení

Klimatizace přestavuje proces plynulých tepelně vlhkostních úprav vzduchu přiváděného do místnosti. Návrh systému vychází z řešení úprav vzduchu pro ***extrémní*** provozní režimy klimatizovaného prostoru, jenž zpravidla formuje ***roční období.*** V ČR tvoří provozní stavy klimatizace období otopné tzn. ***zimní*** a chladicí tj. ***letní***. Primárním cílem návrhu jsou hodnoty pro návrh prvků úprav vzduchu. Pro manuální návrh je optimální řešení úprav graficky pomocí *h-x* diagramu. Příklad demonstruje triviální řešení, úpravy dle zásad aplikované psychrometrie přesahují rámec publikace. Komplexní řešení úlohy tvoří návrh zařízení k úpravě vzduchu, distribuce a potrubní sítě. Distribuce se řeší obdobně jako u předchozích systémů, blíže př. 8 až 11. Z důvodu rozsahu publikace je dokumentován jen návrh zařízení pro úpravu ve variantách **A**, **B**, **C**. K návrhu zařízení i úprav vzduchu lze použít i programové prostředky.

Postup: 1. Přehled výchozích hodnot
2. Určení základních veličin
3. Řešení úprav vzduchu
4. Řešení distribuce vzduchu
5. Návrh strojovny
6. Grafické řešení



Obr. 33.1 Schéma místnosti

2. Přehled výchozích hodnot

Tepelná zátěž $Q_i = 36820$ W, tepelné ztráty $Q_z = 33190$ W, vodní zisky $M_w = 7{,}8$ gs^{-1}, počet osob $n_i = 120$, požadovaná vnitřní teplota a vlhkost v létě $t_{il} = 26$ °C, $\varphi_{il} = 60$ %, vnitřní teplota a vlhkost v zimě $t_{iz} = 22$ °C, $\varphi_{iz} = 45$ %, teplota a entalpie venkovního vzduchu v létě $t_{el} = 30$ °C, $h_{el} = 56{,}2$ kJ/kg, venkovní teplota a entalpie v zimě $t_{ez} = -12$ °C, $h_{ez} = -9{,}2$ kJkg^{-1}, zvolené rozdíly teplot v létě $\Delta t_{kl} = 7$ K a v zimě předběžně $\Delta t_{kz} = 12$ K. Zdrojem tepla bude otopná voda, předpokládají se konstantní hodnoty $c = 1010$ Jkg^{-1}K^{-1}, $\rho = 1{,}15$ kgm^{-3}.

3. Určení základních veličin

a. Objemový průtok přívodního vzduchu V_p

- letní období $$V_{pl} = \frac{Q_l}{c.\rho.\Delta t_{kl}} = \frac{36720}{1010.1{,}2.7} = 4{,}34 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$$

- zimní období $$V_{pz} = \frac{Q_z}{c.\rho.\Delta t_{kz}} = \frac{33190}{1010.1{,}2.12} = 2{,}28 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$$

- výpočtový průtok pro systém s konstantním průtokem vzduchu je $V_p = 4{,}34$ m^{3}s^{-1}
- upravený rozdíl teplot pro zimní období

$$\Delta t_{kz} = \frac{Q_z}{c.\rho.V_p} = \frac{33190}{1010.1{,}2.4{,}34} = 6{,}3 \text{ K}$$

b. Objemový průtok venkovního vzduchu V_e

- dávka venkovního vzduchu na osobu $y_e = 50$ m^{3}h^{-1} $= 0{,}01389$ m^{3}s^{-1}
- průtok venkovního vzduchu $V_e = n.y = 120.0{,}01389 = 1{,}66$ m^{3}s^{-1}
- *poznámka* - lit. [49] umožňuje snížení dávky y_e pro extrémní období roku na 50 %

c. Objemový průtok oběhového vzduchu $V_c = V_p - V_e = 4{,}34 - 1{,}66 = 2{,}68$ m^{3}s^{-1}

d. Odvlhčení vzduchu (rozdíl měrných vlhkostí)

$$\Delta x = x_i - x_p = \frac{M_w}{\rho.V_p} = \frac{7{,}81}{1{,}2.4{,}34} = 1{,}5 \text{ g.kg}^{-1}$$

4. Řešení úprav vzduchu – popsáno blíže v kap. 11.2

4.1 Chladicí období – letní návrhový extrém

Grafické řešení úprav vzduchu je zobrazeno na obr. 33.2. Přehled vstupních hodnot a výstupních hodnot získaných řešením je v tab. 33.1.

Tab. 33.1 Přehled charakteristických veličin pro letní období – návrhový stav chlazení

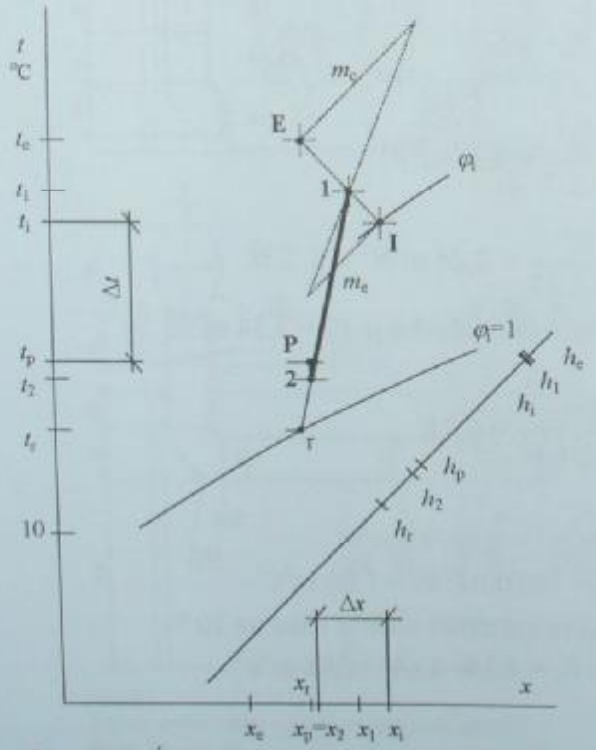
Charakteristické veličiny		t	x	h	φ
hodnoty	vzduch	°C	g.kg^{-1}	kJ.kg^{-1}	%
Vstupní známé	I vnitřní	26	13	59	60
	E venkovní	30	11,2	60	42
Výstupní hledané	1 po smíšení	27,5	12,4	59,5	52
	2 ochlazený	18	11,5	47,2	86
	P přívodní	19	11,5	48	81
	r s teplotou rosného bodu	15,5	11,3	44	100

4.2 Otopné období – zimní návrhový extrém

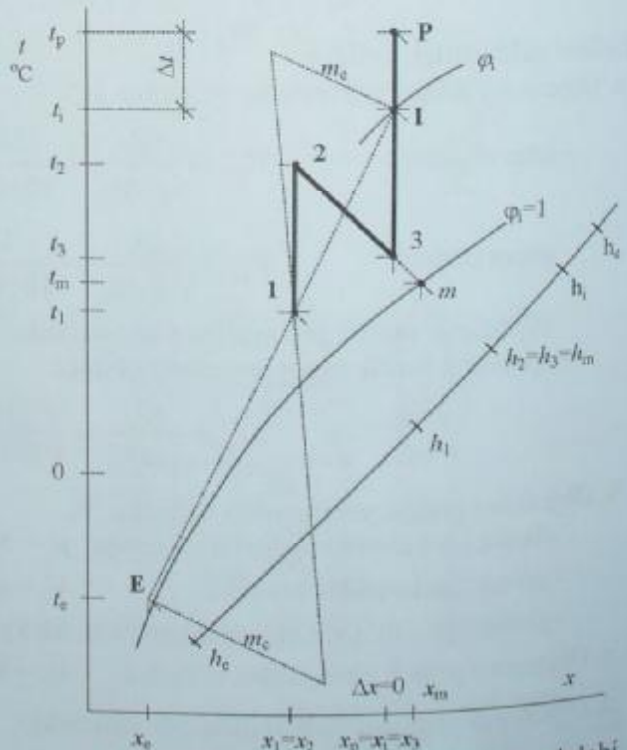
Odvlhčení, tj. rozdíl měrných vlhkostí Δx, se s ohledem na účel místnosti volí $\Delta x = 0$. Grafické řešení úprav vzduchu je zobrazeno na obr. 33.3. Přehled vstupních hodnot a výstupních hodnot získaných řešením je v tab. 33.2. Variantní případ úpravy při respektování Δx je na obr. 33.4.

Tab. 33.2 Přehled charakteristických veličin pro zimní období – návrhový stav otopný

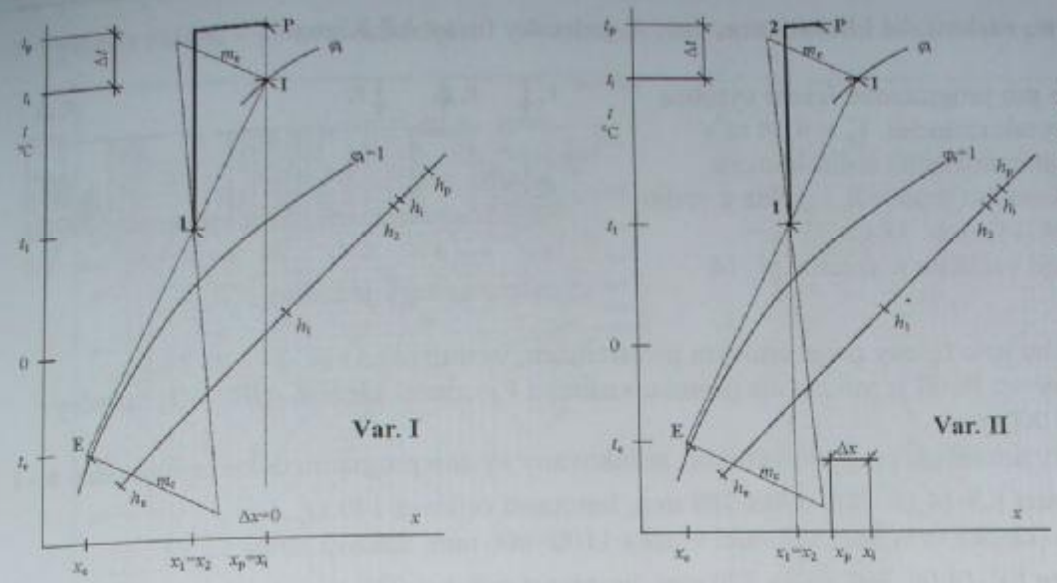
Charakteristické veličiny		t	x	h	φ
hodnoty	vzduch	°C	g.kg^{-1}	kJ.kg^{-1}	%
Vstupní známé	I vnitřní	22	7,7	41,7	45
	E venkovní	-12	1,3	-9,2	90
Výstupní hledané	1 po smíšení	9	5,3	22,5	70
	2 předehřátý	19,5	5,3	33,2	37
	3 po vlhčení	13,5	7,7	33,2	80
	P přívodní	28,3	7,7	47,1	32
	m s teplotou mokrého teploměru	11,5	8,3	33,2	100



Obr. 33.2 Úprava vzduchu pro letní období t_{elmax}



Obr. 33.3 Úprava vzduchu pro zimní období t_{ezmax}



Poznámka:
Z důvodu závislosti objemu na teplotě vzduchu je korektní řešit míšení složek E a C pomocí hmotnostních toků.

Obr. 33.4 Úprava vzduchu pro zimní návrhové období a t_{ezmax} ve var. I, II

Řešení úprav vzduchu pro zimní období s vlhčením vodní parou je na obr. 33.4. Var. I platí pro případ zanedbání vodních zisků. Var. II dokumentuje případ respektování vodních zisků M_w a Δx.

4. Řešení distribuce vzduchu

Dle zásad kap. 3, 5, 7 a postupů uvedených v příkladech 8 až 11 se s ohledem na účel místnosti a optimální proudění vzduchu navrhne vhodný systém distribuce vzduchu a vzduchotechnické potrubí. Tlakové ztráty přívodní větve $\Delta p_{t1} = 135$ Pa a odvodní větve $\Delta p_{t2} = 110$ Pa.

5. Návrh strojovny klimatizace

Pro řešený systém klimatizace bude navržena strojovna s jednotkami ve variantách:

a) Var. A – sestavná jednotka firmy AZ Klima – příklad 15
b) Var. B – sestavná jednotka firmy Lennox-Janka – příklad 16
c) Var. C – sestavná jednotka firmy C.I.C Jan Hřebec – příklad 17

5.1 Společná zařízení všech variant

a. Přívod vzduchu do strojovny

Venkovní vzduch lze do ústřední strojovny přivést pomocí zděné sací komory nebo přímo potrubím z místa sání. Dle postupu uvedeného v př. 12 a 13 je pro $V_p = 4{,}34$ m^{3}s^{-1} zavrženo:

- Protidešťová žaluzie 1400x1600 $\Delta p_z = 20$ Pa
- Regulační klapka 1400x1600 $\Delta p_k = 10$ Pa

b. Odvod odpadního vzduchu ze strojovny

Odpadní vzduch je odveden nad střechu budovy potrubím, které se nad střechou ukončí hlavicí. Dle zásad dimenzování je navržen profil 1000x800 mm. Tlaková ztráta odvodního potrubí bude $\Delta p_{t3} = 80$ Pa a výfukové hlavice $\Delta p_h = 50$ Pa.

5.2 Klimatizační jednotky

Návrh jednotek vychází z obecných algoritmů návrhu funkčních prvků VZT, či aplikovaných postupů event. programových prostředků výrobců jednotek. Základní případy návrhu dokumentují příklady č. 15 až 17. Z velikosti jednotek, minimálních komunikačních a montážních prostorů lze odvodit vlastní velikost místnosti či prostoru pro uložení jednotek.

6. Dispoziční a grafické řešení

Dispozičním řešení strojoven vychází z velikosti strojního zařízení, minimálních komunikačních a montážních prostorů. Pro grafické řešení je podstatné jednoznačné a přehledné zobrazení dle [20].

Př. 15 – Strojovna nízkotlaké klimatizace, var. A, jednotky firmy AZ Klima

1. Vstupní údaje pro programové řešení výrobce
- objemový průtok vzduchu $V_p = 4{,}34\ m^3s^{-1}$
- požadovaný stav interního mikroklimatu, veličiny venkovního prostředí, tepelná a vodní zátěž uvádí př. 14 a tab. 33.1 a 33.2,
- přívod a odvod vzduchu je řešen v př. 14

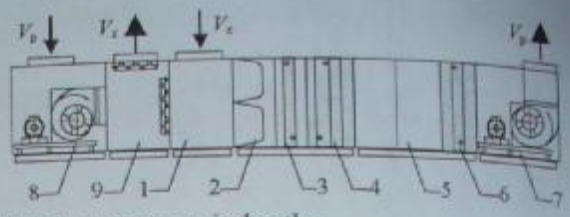


Schéma sestavy jednotky

2. Řešení
- úpravy vzduchu jsou řešeny programovým prostředkem, výstup je na obr. 34.1 až 34.3
- volba jednotky – z P30B je volena dle průtoku vzduchu V_p jednotka ležatá AIR INO, rozměry 6880×1000×1000 mm
- návrh jednotky umožňuje program výrobce, redukovaný výstup programu dokumentuji odst. a - i

a. ***Komora směšovací*** KS-14.00-788, délka 788 mm, hmotnost celková 140 kg
příslušenství – klapka uzavírací a tlumicí vložka 1100×600 mm, tlaková ztráta 11 Pa

b. ***Filtrační komora*** FK-14.00-360, délka 520 mm, hmotnost celková 92 kg
kapsový filtr EU 4 F14.00-EU4-KAP360, délka kapsy 360 mm, tlaková ztráta 70 Pa

c. ***Komora vodního ohřívače*** KVO-14.00, délka 312 mm, hmotnost 82 kg, tlaková ztráta 29 Pa
vodní ohřívač 1 řadý VO14.00-1-80/60, topná voda 80/60 °C, tepelný výkon 60,8 kW
teploty vzduchu vstupní/výstupní 9/19,5 °C, průměr připojovací hrdel 25 mm
průtok topné vody 2,38 m^3/h, tlaková ztráta na straně vody 8,15 kPa

d. ***Komora chladiče*** KCH-14.00, délka 624 mm, hmotnost celková 199 kg, tlaková ztráta 260 Pa
vodní chladič – 5 řadý VCH14.00-5-6/12, teploty vzduchu vstupní/výstupní 30/18 °C
chladicí voda 6/12 °C, výkon chladiče 82,7 kW, průměr připojovacích hrdel 50 mm
průtok chladicí vody 11,85 m^3/h, tlaková ztráta na straně vody 17,23 kPa
eliminátor kapek plastový EK-14.00-1248×1140
vana pod chladič VAN-14.00-CHL

e. ***Volná komora pro zvlhčování*** KV-14.00-1040, délka 1040 mm, hmotnost celková 128 kg
vana pod zvlhčovač VAN-14.00, hmotnost 18 kg

f. ***Komora vodního dohřívače*** KVO-14.00, délka 312 mm, hmotnost celková 82 kg
vodní dohřívač - 1 řadý VO14.00-1-80/60, tlaková ztráta 29 Pa
teploty vzduchu vstupní/výstupní 19,5/28,3 °C, otopná voda 80/60 °C, tepelný výkon 82 kW
průměr připojovací hrdel 25 mm
průtok topné vody 1,98 m^3/h, tlaková ztráta na straně vody 5,93 kPa

g. ***Ventilátorová komora*** KVT-14.00, délka 1248 mm, hmotnost celková 333 kg
ventilátor radiální ADH 500 R, otáčky 894 min^{-1}, celkový tlak vzduchu 723 Pa

akustika – frekvence f (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
hluk na straně sání L_p (dB_A)	90	89	85	84	80	76	74	69
hluk na straně výfuku L_p (dB_A)	92	91	86	85	80	76	74	69

elektromotor 6.4/1.4 kW, 1455/720 ot/min, napětí 400 V, proud 13,3/4,4 A
příslušenství – tlumicí vložka TV-710×710, 710×710 mm

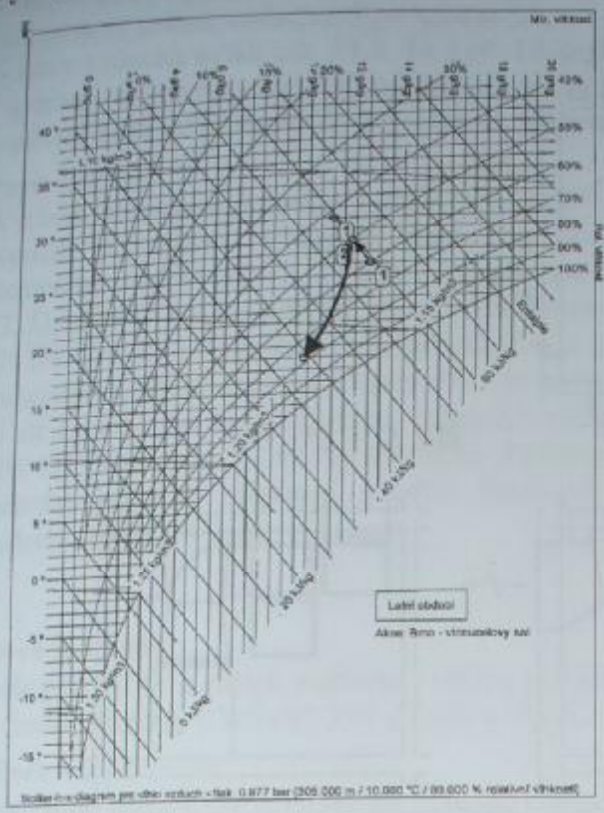
h. ***Ventilátorová komora*** KVT-14.00 délka 1248 mm, hmotnost celková 309 kg
ventilátor radiální ADH 500 R, otáčky 530 min^{-1}, celkový tlak vzduchu 221 Pa

akustika – frekvence f (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
hluk na straně sání L_p (dB_A)	79	79	78	75	72	71	67	62
hluk na straně výfuku L_p (dB_A)	78	78	78	75	72	71	67	62

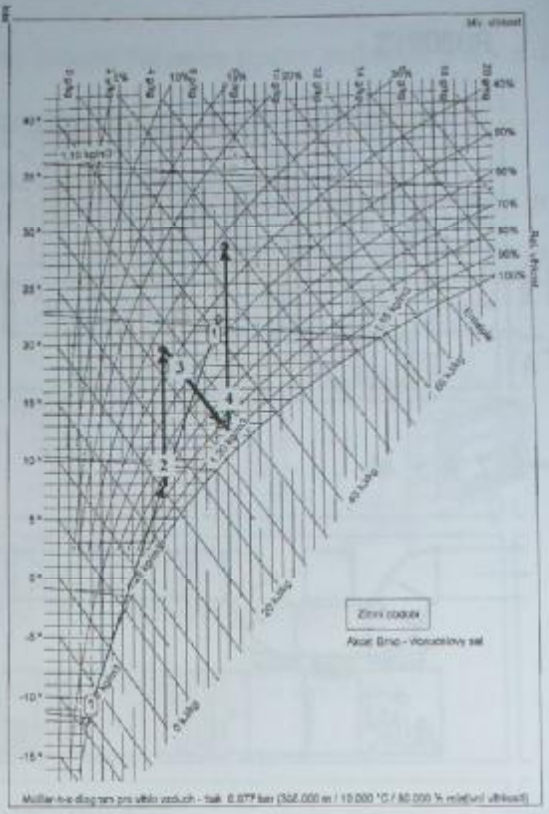
elektromotor 2,5/0,65 kW, 1400/700 ot/min, napětí 400 V, proud 5/2 A
příslušenství – tlumicí vložka TV-710×710, 710×710 mm

i. ***Komora směšovací*** KKS-14.00-788, délka 788 mm, hmotnost celková 153 kg, tlaková ztráta 21 Pa
příslušenství - klapka směšovací KS-14.00-1000×700, 1000×700 mm
klapka uzavírací KU-1100×600, 1100×600 mm
tlumicí vložka TV-1100×600, 1100×600 mm

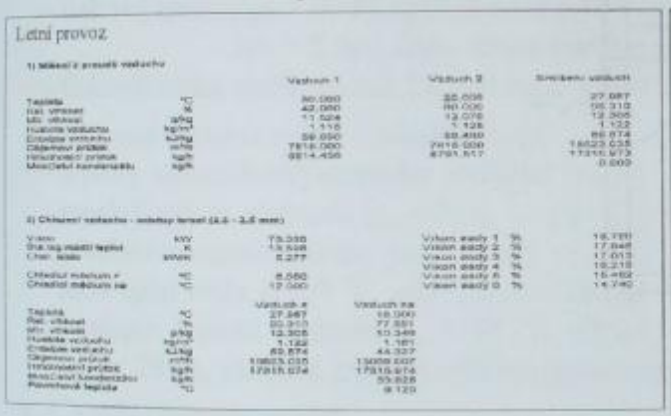
3. Výstupy řešení – úpravy vzduchu



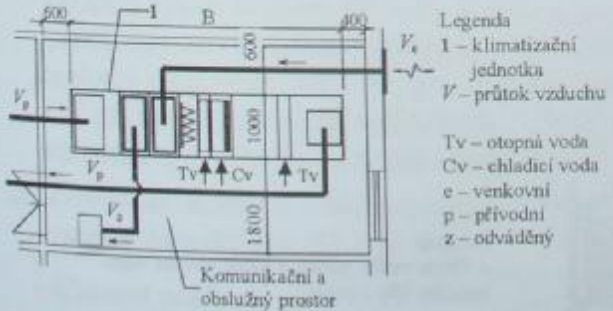
Obr. 34.1 Řešení úprav letního provozu



Obr. 34.2 Řešení úprav zimního provozu



Koncepční řešení strojovny

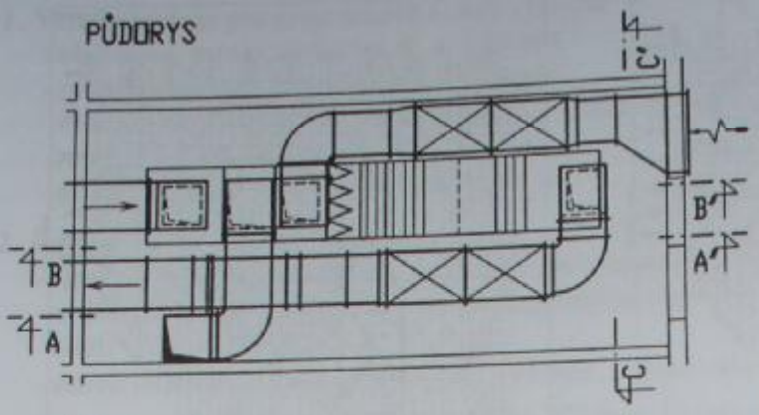


Obr. 34.3 Výstupy grafického řešení úprav vzduchu a koncepce strojovny

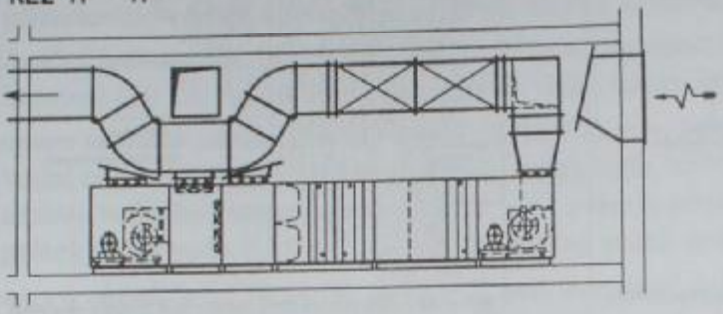
4. Dispoziční a grafické řešení

Koncepční řešení jedné z dispozičních variant je na obr. 34.3. Větrání strojovny umožní okno. Zjednodušený půdorys strojovny a vybrané řezy jsou na obr. 34.4. Grafické řešení vyžaduje jednoznačné a přehledné zobrazení dle [20] pomocí půdorysů a počtu řezů, umožňujících bezproblémovou montáž. Aktuální je využití grafických editorů pro 3D.

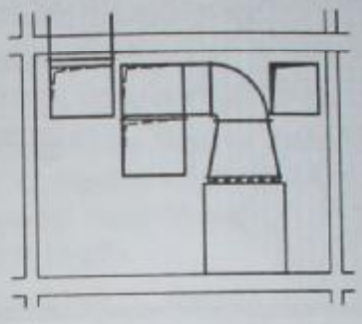
PŮDORYS



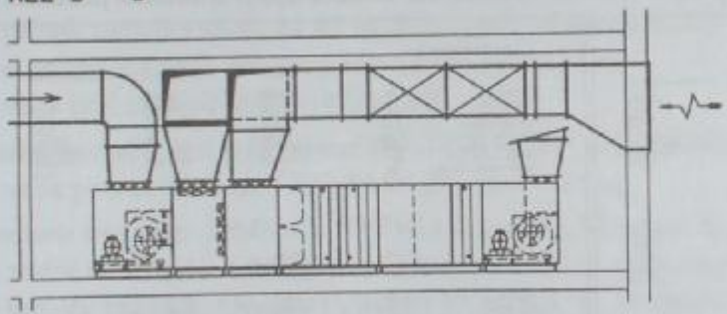
ŘEZ A – A'

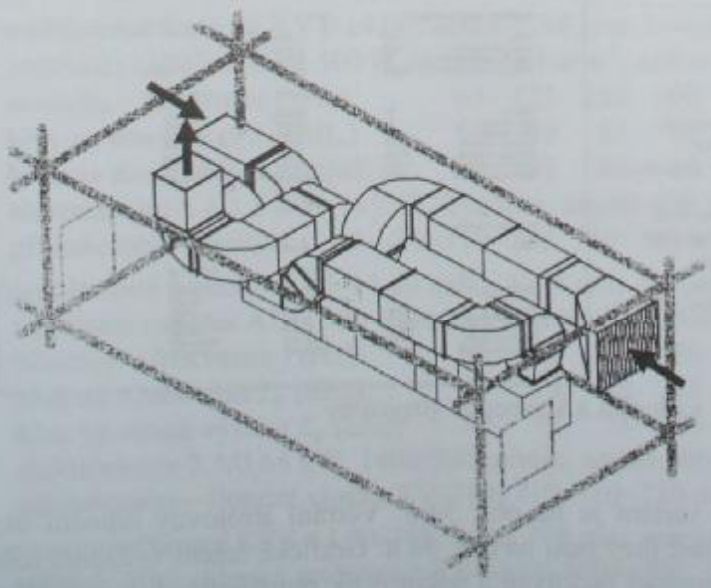


ŘEZ C – C'



ŘEZ B – B'





Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny kóty a pozice

TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV	VUT FAST BRNO	
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	DAT.
	DATUM	ČÍSLO
PRODEJNA	STUPEŇ	PROJEKT
	ZMĚ. ČÍSLO	
STROJOVNA – PŮDORYS, ŘEZY	1:50,1:100	VZT-10

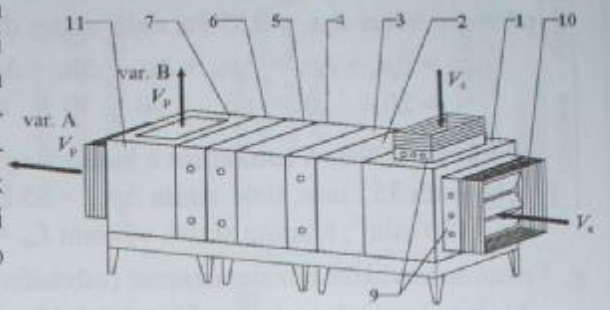
Př. 16 – Strojovna nízkotlaké klimatizace, var. B, jednotky firmy Lennox-Janka

1. Vstupní hodnoty

- objemový průtok vzduchu $V_p = 4{,}34\ m^3s^{-1}$,
- stavy vzduchu uvádí tab. 33.1, 33.2 př. 14, hodnoty se získají řešením úprav vzduchu v h - x diagramu, výsledky na obr. 35.2 až 35.5 a tab. 35.1 a 35.2,
- přívod a odvod vzduchu do strojovny je řešen v příkladu 14.

2. Popis řešení

Výchozí pro návrh jednotky budou technické podklady výrobce, vybrané údaje jsou v příl. P29. Systém klimatizace vyžaduje sestavu tvořenou komorami směšovací (1), filtrační (2), ohřívacími (3, 5), chladicí (6), zvlhčovací (4) a ventilátorovou (7) dle obr. 35.1. Regulaci průtoku vnějšího a cirkulačního vzduchu umožní klapky (9). Na potrubní síť se jednotka napojí pomocí tlumicích vložek (10, 11). Komory 1 a 2 bývají sdružené. Provedení jednotky umožní připojení potrubí upraveného vzduchu ve var. **A** či **B**.



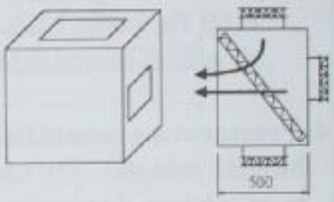
Obr. 35.1 Schéma jednotky

3. Návrh jednotky

- dle příl. P29A a průtok vzduchu zvolena jednotka typu KLM10, ks 2, $V = 2{,}17\ m^3s^{-1}$
- vlastní rozměry (DxŠxV) 250 x 1000 x 1000 mm, hmotnost 1605 kg

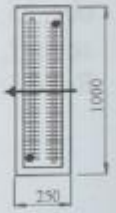
a. Směšovací komora

- pro třídu filtrace G4 je navržena komora s filtrem a klapkami vně, osazení klapek horní stranové H/S
- tlaková ztráta $\Delta p_f = 90$ Pa (pro střední provozní zanesení filtru)
  $\Delta p_f = 2.\Delta p_{fc}$ (Δp_{fc} ztráta čistého filtru)
- tlaková ztráta směšovacích klapek $\Delta p_{sk} = 60$ Pa



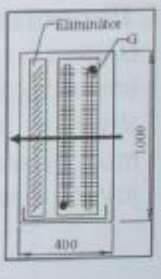
b. Ohřívací komora vodní – předehřívací

- teploty vstupního/výstupního vzduchu 9/19,5 °C dle tab. 33.2 z př. 14
- tepelný výkon ohřívače $Q_o = V_p.c_v.\rho.(t_p - t_{v1}) = 2{,}17.1010.1{,}2.(19{,}5 - 9) = 27620$ W
- předběžný návrh (přesný programem výrobce) dle P29D, Ohřívací komora typ I, teplotní spád vody 80/60 °C, pro teplotu vstupní 10 °C je tepelný výkon $Q = 27{,}4$ kW při výstupní teplotě vzduchu $t_p = 20$ °C, průtok otopné vody 1,2 m^3h^{-1}, tlaková ztráta $\Delta p_o = 70$ Pa, aktuální tepelný výkon zajistí automatická regulace.



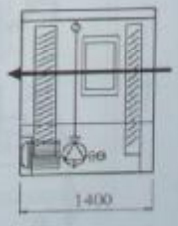
c. Chladicí komora vodní

- entalpie vstupního/výstupního vzduchu 59,5/47,2 $kJ.kg^{-1}$ dle tab. 33.1 př. 14
- chladicí výkon komory $Q_c = V_p.\rho.(h_p - h_1) = 2{,}17.1{,}18.(59{,}5 - 47{,}2) = 31{,}5$ kW
- předběžný návrh (přesný programem výrobce) dle P29D, Chladicí komora typ I, teplotní spád vody 6/12 °C, pro teplotu vstupní 10 °C je tepelný výkon $Q = 27{,}4$ kW při výstupní teplotě vzduchu $t_p = 20$ °C. Průtok chladicí vody 1,2 m^3h^{-1}, tlaková ztráta $\Delta p_c = 70$ Pa, aktuální chladicí výkon zajistí regulace.



d_1. Zvlhčovací komora – vlhčení vodou

- vstupní data dle tab. 33.2 př. 14
- účinnost pračky $\psi = \dfrac{t_{v2} - t_{v3}}{t_{v2} - t_m} = \dfrac{19{,}5 - 13{,}5}{19{,}5 - 11{,}5} = 0{,}7$
- dle P29E navržena vodní pračka sprchová plastová, tlaková ztráta $\Delta p_c \sim 0$ Pa,



d_2. Zvlhčovací komora – vlhčení parou

- dle P29E navržena zvlhčovací – bližší údaje dle katalogu výrobce
- odvod kondenzátu G25

e. Ohřívací komora vodní – dohřívací

- teploty vstupního/výstupního vzduchu dle tab. 33.2 13,5/28,3 °C

- tepelný výkon $Q_o = V_p.c_v.\rho.(t_p - t_{v1}) = 2,17.1010.1,2.(28,3 - 13,5) = 38925$ W
- předběžný návrh (přesný návrh programem výrobce) dle P29D, Ohřívací komora typ I, teplotní spád vody 80/60 °C, pro teplotu vstupní 13,5 °C je tepelný výkon $Q = 50,4$ kW při výstupní teplotě vzduchu $t_p = 29$ °C, průtok otopné vody 1,2 m^3h^{-1}, tlaková ztráta $\Delta p_o = 70$ Pa, aktuální tepelný výkon zajistí automatická regulace.

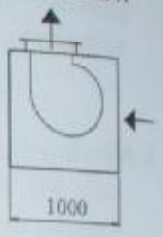
f. Ventilátorová komora výtlačná (přívodní vzduchu)
- objemový průtok vzduchu $V_p = 2,17$ $m^3s^{-1} = 7812$ m^3h^{-1}
- tlaková ztráta systému přívodu vzduchu je dána součtem dílčích ztrát větve přívodní větev $\Delta p_{t1} = 135$ Pa, další ztráty dle př. 12 a 14

$$\Delta p = \Delta p_z + \Delta p_k + \Delta p_{sk} + \Delta p_f + \Delta p_o + \Delta p_c + \Delta p_{do} + \Delta p_{t1} + \Delta p_v =$$
$$= 20 + 10 + 60 + 90 + 70 + 70 + 70 + 135 + 27 = 552 \text{ Pa}$$

- návrh dle P29B, Ventilátorová komora výtlačná nízkotlaká, horní stranová, průměr ventilátorového kola 355 mm, tlak. ztráta $\Delta p_{vk} = 85$ Pa, tlak. výkon $\Delta p_{vk} = 660 > 552 + 85$ Pa, počet otáček $n = 1120$ min^{-1}, hladina akust. výkonu $L_w = 88$ dB, účinnost $\eta = 66$ %, příkon el. motoru 3 kW

g. Ventilátorová komora samostatná (odváděný vzduch)
- objemový průtok vzduchu $V_p = 0,9.2,17$ $m^3s^{-1} = 1,953$ $m^3s^{-1} = 7995$ m^3h^{-1} větev odváděného vzduchu $\Delta p_{t2} = 110$ Pa, další ztráty dle př. 12 a 14
- tlaková ztráta systému odvodu vzduchu je dána součtem dílčích ztrát větve

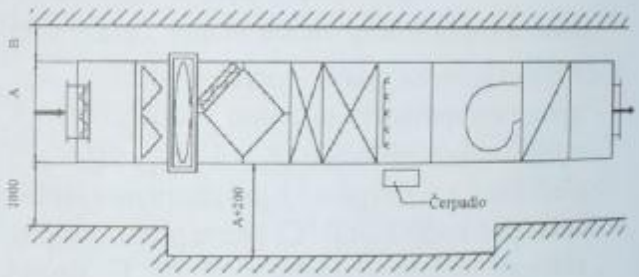
$$\Delta p = \Delta p_v + \Delta p_{t2} + \Delta p_{t3} + \Delta p_h = 12 + 110 + 80 + 50 = 252 \text{ Pa}$$



- návrh dle P29B, Ventilátorová komora samostatná nízkotlaká, horní stranová, průměr ventilátorového kola 355 mm, tl. ztráta $\Delta p_{vk} = 160$ Pa, tlakový výkon $\Delta p_{vk} = 450 > 252 + 160$ Pa, počet otáček $n = 890$ min^{-1}, hladina akustického výkonu $L_w = 80$ dB, účinnost $\eta = 55$ %, příkon elektrického motoru 1,5 kW

4. Prostorové a montážní požadavky

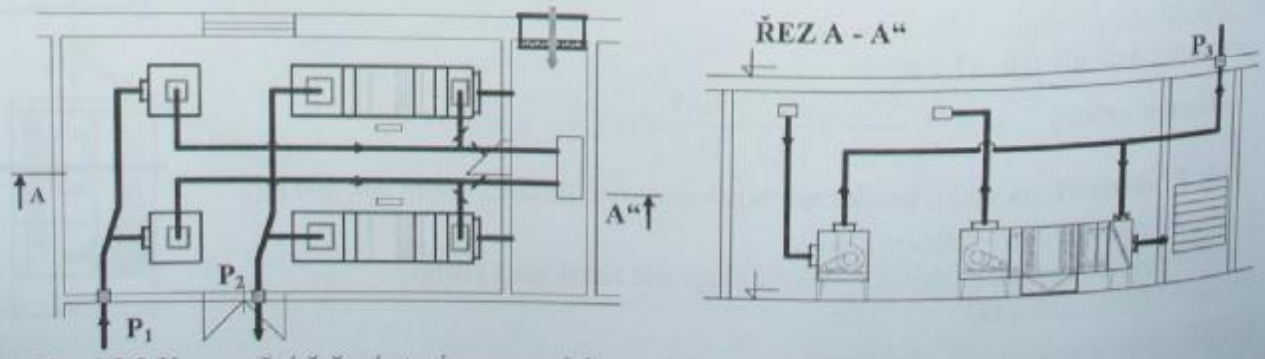
Montáž jednotky, její obsluha a údržba vyžaduje výrobcem doporučený prostor, uvedený na obr. 35.2. B = 100 mm v případě spojení komor zevnitř, B = 600 mm při spojení komor vně. Rozměr A je dán typem jednotky.



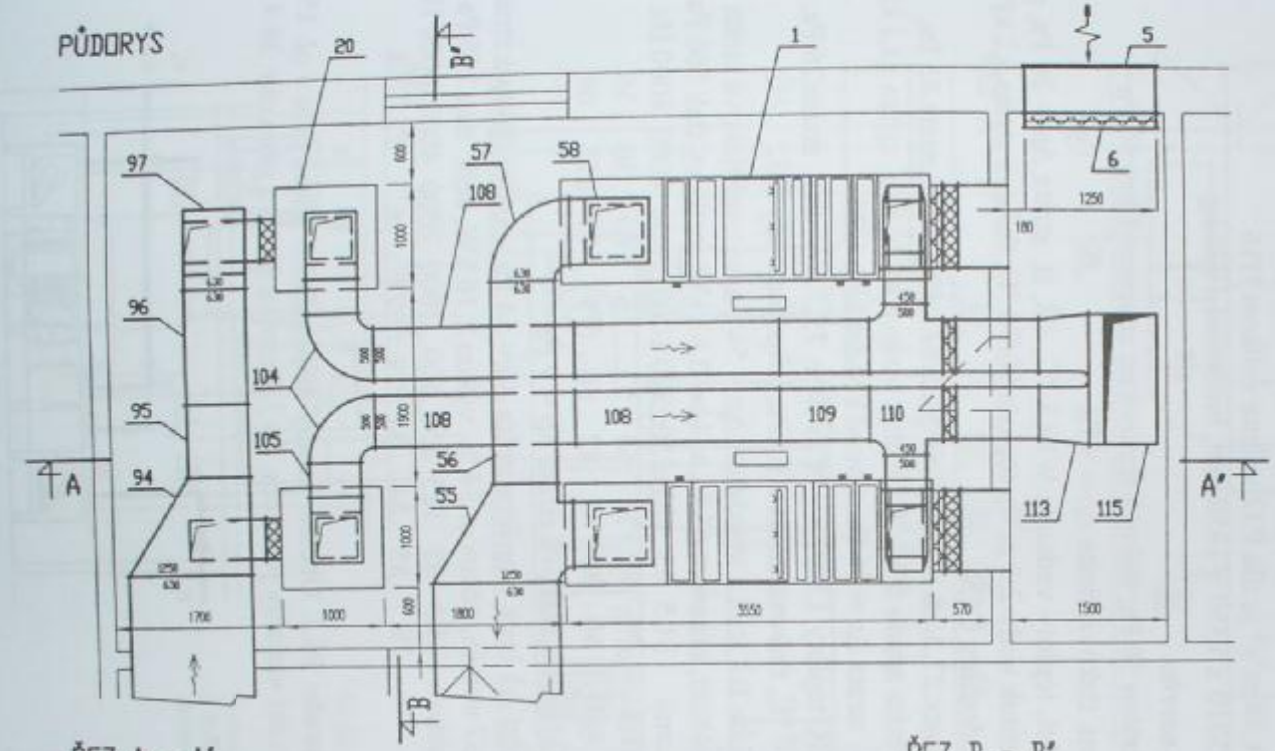
Obr. 35.2 Prostorové požadavky

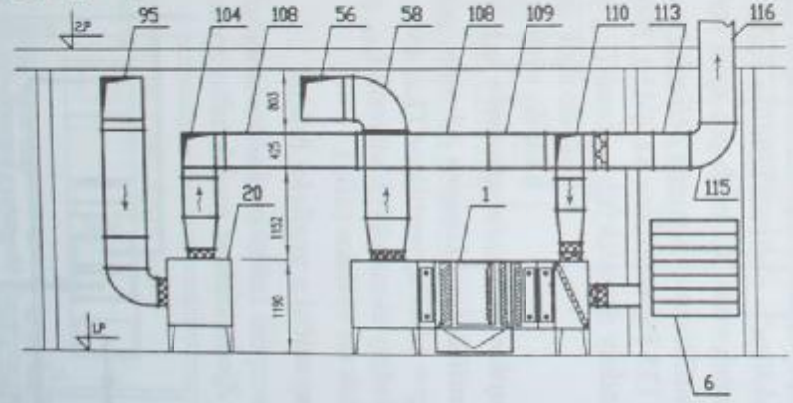
5. Dispoziční a grafické řešení

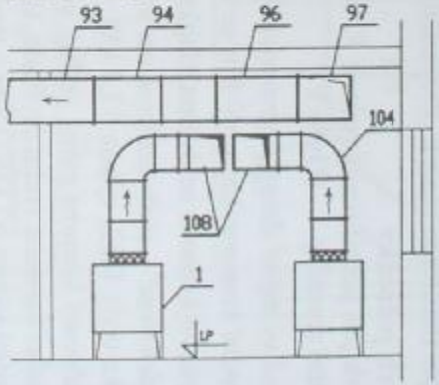
Dispoziční řešení jedné z variant pro navržené 2 jednotky je na obr. 35.3. Zásadní pro dispoziční řešení strojovny je velikost strojního zařízení, minimální komunikační a montážní prostory. Větrání strojovny je přirozené okny. V případě, že strojovna bude samostatným požárním úsekem (kap. 16) musí být v místech (P_1, P_2, P_3) osazeny v potrubí požární klapky. Zjednodušený půdorys a řezy strojovnou jsou na obr. 35.4.



Obr. 35.3 Koncepční řešení strojovny – půdorys a řez







LEGENDA

1. Klimatizační jednotka Janka

20. Ventilátorová komora

Poznámka:
Kótováno dle ČSN 013454-2006
a ČSN ISO 129-1

Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice

TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV	VUT FAST BRNO	
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	SA4
	DATUM	12/05
PRODEJNA	STUPEŇ	PROJEKT
	ZAK. ČÍSLO	
STROJOVNA – PŮDORYS, ŘEZY	1:50,1:100	VZT-11

Př. 17 – Strojovna nízkotlaké klimatizace, var. C, jednotky firmy C.I.C

1. Vstupní hodnoty

- objemový průtok vzduchu $V_p = 4{,}34\ m^3s^{-1}$, externí tlakové ztráty přívodní větve $\Delta p = 135$ Pa, odvodní větev $\Delta p = 110$ Pa
- požadovaný stav interního mikroklimatu, veličiny vnějšího prostředí, tepelnou a vodní zátěž uvádí př. 14 a tab. 33.1 a 33.2
- přívod a odvod vzduchu do strojovny je řešen v př. 14.

Obr. 36.1 Schéma jednotky

2. Popis řešení

Výchozí pro návrh jednotky jsou technické podklady výrobce. Vybrané údaje jsou v příloze P32.

Systém klimatizace vyžaduje sestavu tvořenou komorami klapkovou (KK), filtrační (FK), ohřívacími (PK, DK), chladicí (CK), zvlhčovací (VhK) a ventilátorovou (VK) dle obr. 36.1. Regulaci průtoku vnějšího a cirkulačního vzduchu umožní klapky (RK). Na potrubní síť se jednotka napojí pomocí tlumicích vložek. Provedení jednotky umožní variantní připojení potrubí vzduchu.

3. Návrh jednotky

- návrh pro požadovaný průtok $V_p = 4{,}34\ m^3s^{-1}$ je dle P32 volena velikost H16
- vlastní rozměry (DxŠxV) 5310 x 1350 x 1450 mm, hmotnost 1070 kg

Vybraná výstupní data programového návrhu

- ***filtrační komora***, kapsový filtr se ztrátou 38 Pa, tlaková rezerva na zanesení filtrů 50 Pa
- ***klapková komora*** se dvěma klapkami, tlaková ztráta $\Delta p = 9$ Pa
- ***předehřívač*** – ohřívací komora vodní, teploty vzduchu 9/19,5 °C, 1Ř, tl. ztráta $\Delta p = 26$ Pa, přípojka vody G32, výkon 53,7 kW, průtok vody 2,3 m³/h, teplota 90/70 °C, tlaková ztráta 5,2 kPa
- ***zvlhčovací komora*** parní, odvod kondenzátu G25
- ***chladicí komora*** vodní čtyřřadá, teploty 27,5/18 °C, entalpie 59,5/47 kJ/kg, tlak. ztráta 85 Pa, chladicí výkon 63 kW, voda o teplotním spádu 6/12 °C, průtok vody 9 m³/h, tlak. ztráta 13,1 kPa, přípojka G40, eliminátor kapek tlak. ztráta $\Delta p = 36$ Pa, odvod kondenzátu G25
- ***dohřívač*** – ohřívací komora vodní 1Ř, teploty 13,5/28,3 °C, výkon 75,7 kW, tlak. ztráta 26 Pa, průtok vody 3,3 m³/h pro spád 90/70 °C, tlaková ztráta 9,6 kPa, přípojka vody G32
- ***ventilátorová komora přívodní***, poloha B1 levá s manžetou $\Delta p = 54$ Pa, externí tlaková ztráta $\Delta p = 135$ Pa, ventilátor TLZ 450, 769 ot/min, účinnost 65 %, výkon 3,63 kW, celkový tlak 560 Pa

hladiny akustických výkonů L_{wa}, pásmo 31.5 63 125 250 500 1000 2000 4000 8000 Hz

hluk do sání [dB$_A$]	79	82	77	65	53	56	60	50	36
hluk do výtlaku [dB$_A$]	80	86	85	82	80	79	77	73	69

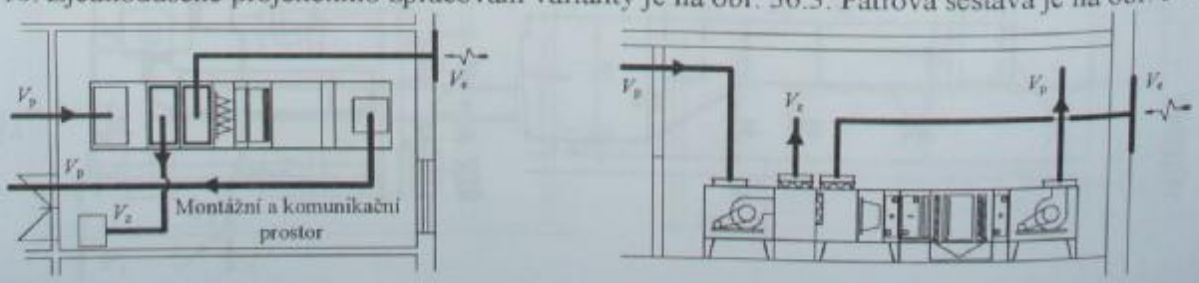
- ***klapková komora odvodní*** s jednou klapkou, tlaková ztráta $\Delta p = 9$ Pa
- ***ventilátorová komora odvodní***, poloha A1 levá, manžeta ztráta $\Delta p = 54$ Pa, externí tlaková ztráta $\Delta p = 110$ Pa, ventilátor TLZ 450, 537 ot/min, účinnost 54 %, výkon 2,16 kW, celk. tlak 265 Pa

hladiny akustických výkonů L_{wa}, pásmo 31.5 63 125 250 500 1000 2000 4000 8000 Hz

hluk do výtlaku [dB$_A$]	79	85	84	81	79	78	76	72	68

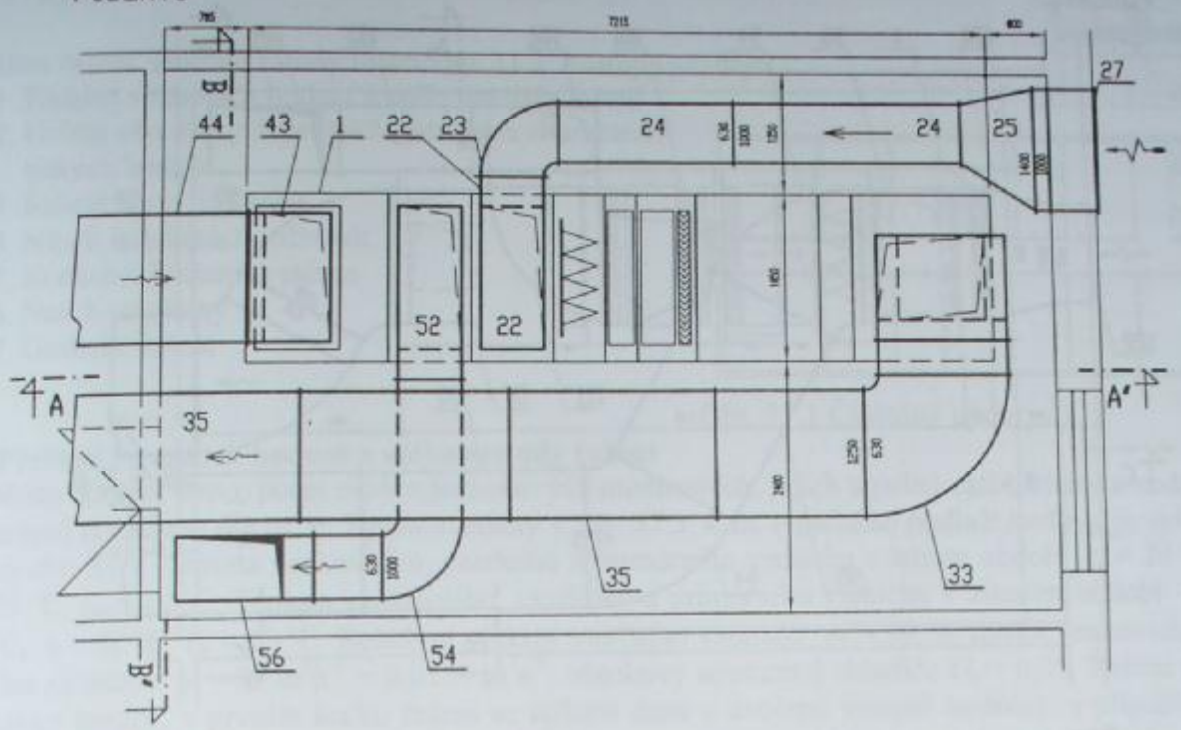
4. Dispoziční a grafické řešení

Koncepční řešení možné varianty je na obr. 36.2. Obecné zásady dispozičního řešení jsou v př. 15 a 16. Zjednodušené projekčního zpracování varianty je na obr. 36.3. Patrová sestava je na obr. 36.4.

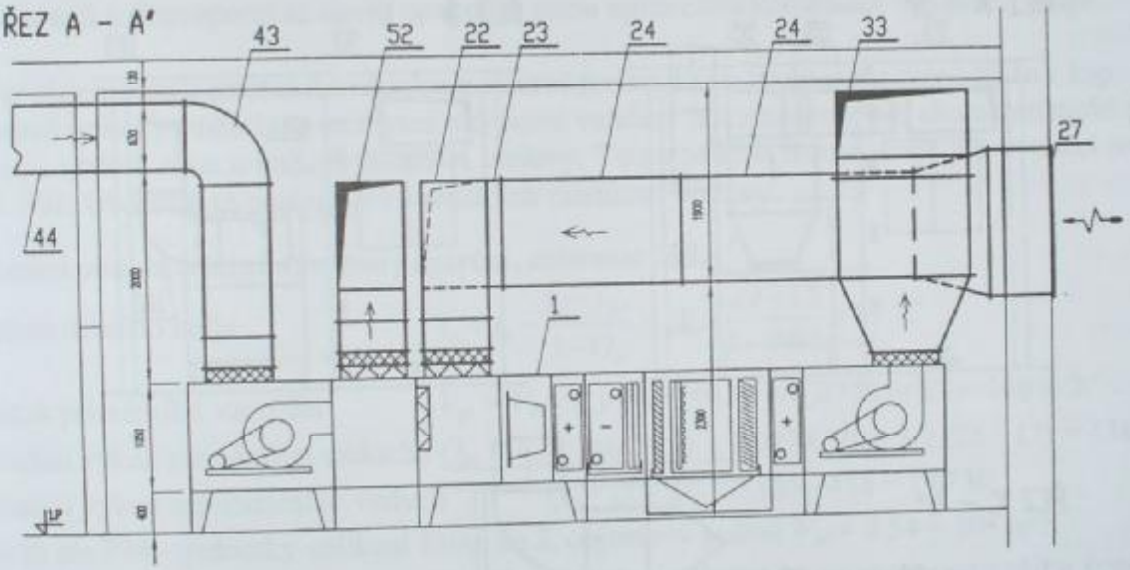


Obr. 36.2 Koncepční řešení strojovny – půdorys a řez

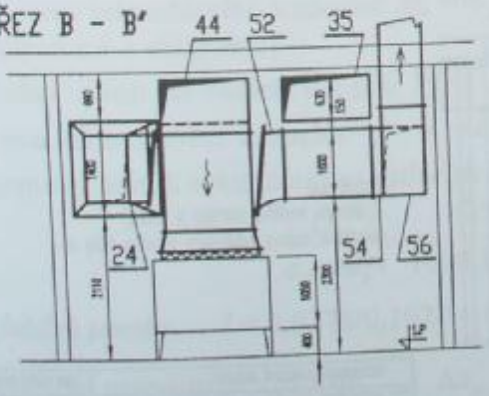
PŮDORYS



ŘEZ A – A'



ŘEZ B – B'

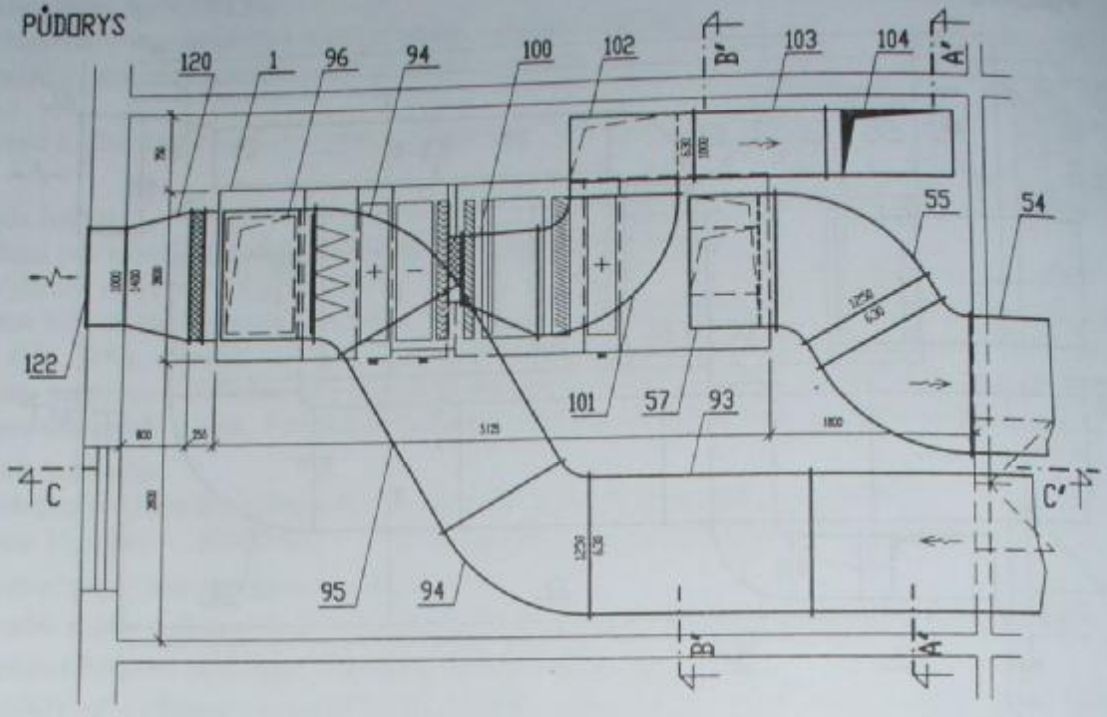


Poznámka:
Kótování dle ČSN 013454-2006 a ČSN ISO 129-1

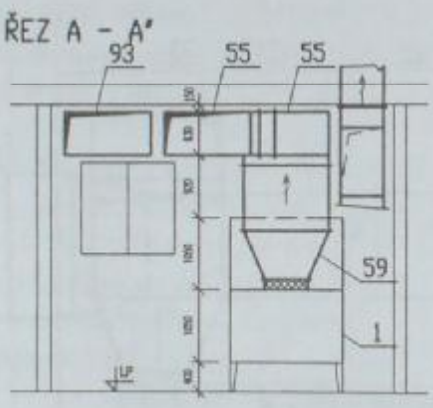
Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice

TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV	VUT FAST BRNO	
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	STUDENT	164
	DATUM	12/08
PRODEJNA	STUPEŇ	PROJEKT
	ČísC. ČÍSLO	
STROJOVNA – PŮDORYS, ŘEZY	1:50,1:100	VZT-12

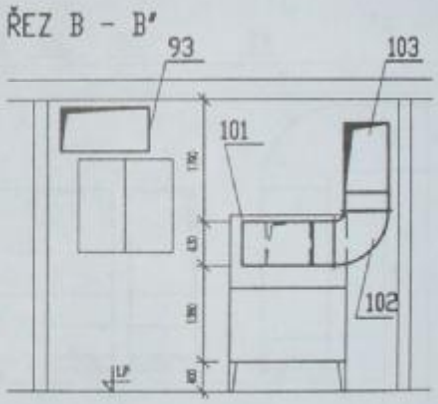
PŮDORYS



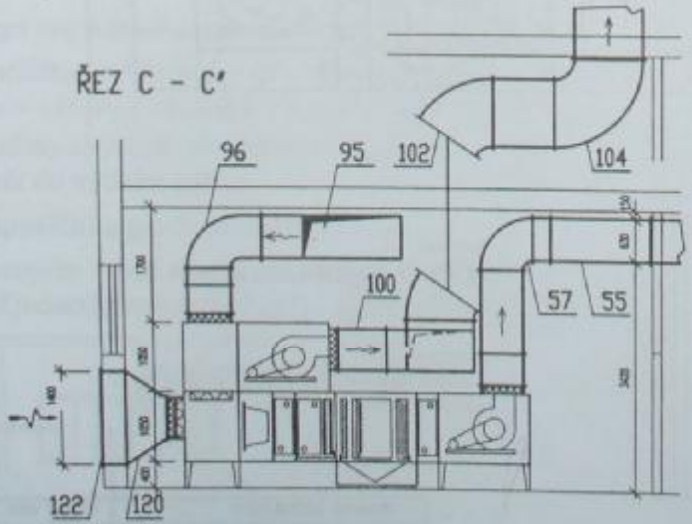
ŘEZ A – A'



ŘEZ B – B'



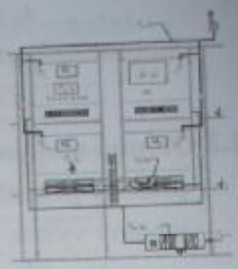
ŘEZ C – C'



Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice.

TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV	VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	
PRODEJNA	
STROJOVNA – PŮDORYS, ŘEZY	1:50,1:100 VZT-13

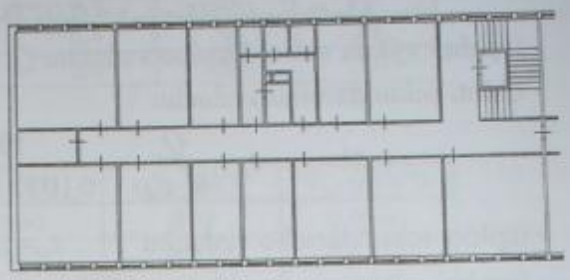
Př. 18 Klimatizační systém kombinovaný indukční



Zadání: Úkolem je navrhnout kombinovaný klimatizační systém indukční čtyřtrubkový pro administrativní budovu. Částečný půdorys 1. P budovy je na obr. 37.1.

Nástin řešení. Obecné zásady uvádí kap. 11.3. Postup vyžaduje:

1. Přehled výchozích hodnot a volby metody řešení
2. Určení objemových průtoků vzduchu a charakteristických hodnot
3. Řešení úprav vzduchu
4. Návrh indukčních jednotek
5. Koncepční řešení systému
6. Návrh strojovny
7. Grafické řešení



Obr. 37.1 Částečný půdorys 1. P

1. Přehled vstupních hodnot a volba metody řešení

Místo budovy Brno, počet osob v jednotlivých místnostech, jejich tepelná zátěž, ztráty a vodní zisky určené postupem dle př. č. 5 jsou uvedeny v tab. 37.3. Část typického podlaží budovy je vykreslena na obr. 37.1. Teplota venkovního, vnitřního a primárního vzduchu v letním období $t_e = 29$ °C, $t_i = 25$ °C, $t_{pr} = 12$ °C. Teplota venkovního, vnitřního a primárního vzduchu v zimním období $t_e = -12$ °C, $t_i = 22$ °C, $t_{pr} = 15$ °C. Relativní vlhkost vnitřního vzduchu $\varphi_i = 50$ %, dávka venkovního vzduchu na osobu $y = 50$ m^{3}h^{-1} = 0,0139 m^{3}s^{-1}, obtokový součinitel chladiče $O_s = 0{,}05$. Řešení má charakter iterace, v prvním kroku řešení se uplatní dané a zvolené vstupní hodnoty, v případě nereálných výstupů a disproporcí se návrh opakuje s jinou upravenou kombinací vstupních údajů.

2. Určení objemových průtoků vzduchu a charakteristických hodnot (popsáno blíže v kap. 11.4)

Objemové průtoky vzduchu a nezbytné návrhové veličiny je nutno určit pro charakteristické provozní stavy i období roku a každou místnost budovy. Tento příklad demonstruje jen výpočet pro místnost č. 202. Obdobně se postupuje i u ostatních místností budovy.

2.1 Chladicí období – letní návrhový extrém, místnost 202

- teplota rosného bodu $t_r = t_e - \frac{t_e - t_{pr}}{1 - O_s} = 29 - \frac{29 - 12}{1 - 0{,}05} = 11$ °C
- průtok primárního vzduchu $V_{pr} = V_e = n.y = 2.0{,}0139 = 0{,}0278$ m^{3}s^{-1} = 100 m^{3}h^{-1}
- chladicí výkon primárního vzduchu $Q_{pr} = V_{pr}.c.\rho.(t_i - t_{pr}) = 0{,}0278.1010.1{,}2\,(25 - 12) = 438$ W
- chladicí výkon sekundárního vzduch $Q_s = Q_1 - Q_{pr} = 1185 - 438 = 747$ W
- návrh dle P34 – jednotky velikost 1300, ks 2, objemový průtok $V_{pr} = 2.54 = 108$ m^{3}h^{-1}
- ochlazení sekundárního vzduchu $\Delta t_s = 6$ K je voleno s ohledem na zamezení vzniku kondenzace (vyplývá z *h-x* diagramu)
- chladicí výkon sekundární dle příl. P34 $Q_s = 2.382 = 764$ W > 745 W
- teplota sekundárního vzduchu $t_s = t_i - \Delta t_s = 25 - 6 = 19$ °C
- objemový průtok sekundárního vzduchu

$$V_s = \frac{Q_s}{c.\rho.\Delta t_s} = \frac{747}{1010.1{,}2.6} = 0{,}1027\,\text{m}^3\text{s}^{-1} = 370\ \text{m}^3\text{h}^{-1}$$

- indukční poměr $I = 0{,}0278/0{,}1027 = 0{,}27 \Rightarrow$ 1:3,69 vyhoví
- odvlhčení primárního vzduchu $\Delta x_{pr} = \frac{M_w}{V_{pr}.\rho} = \frac{0{,}05944}{0{,}0278.1{,}2} = 1{,}78$ g.kg^{-1}
- teplota přívodního vzduchu

$t_p = (V_{pr}.t_{pr} + V_s.t_s)/V_p = (0{,}0278.12+0{,}1027.25)/(0{,}0278+0{,}1027) = 22{,}2$ °C

- hmotnostní průtok chladicí vody k ochlazení sekundárního vzduchu v jednotce

$m = Q/c.\Delta t = 0{,}5.747/4186.6 = 0{,}01487$ kgs^{-1} = 53,5 kgh^{-1}

2.2 Otopné období – zimní návrhový extrém, místnost 202

- průtoky primárního a sekundárního vzduchu shodné s letním obdobím
- tepelný výkon pro ohřátí primárního vzduchu

$Q_{pr} = V_{pr}.c.\rho.(t_i - t_{pr}) = 0{,}0278.1010.1{,}2.(22 - 15) = 236$ W

- tepelný výkon sekundárního vzduchu $Q_s = Q_{pr} + Q_{zt} = 236 + 810 = 1046$ W
- ohřátí sekundárního vzduchu

$$\Delta t = t_s - t_i = \frac{Q_s}{V_s.c.\rho} = \frac{1046}{0{,}1027.1010.1{,}2} = 8{,}4 \text{ K}$$

- teplota sekundárního vzduchu $t_s = t_i + \Delta t_s = 22 + 8{,}4 = 30{,}4$ °C
- tepelný výkon pro rozdíl $\Delta t = 15$ K je dle příl. P34 $Q = 2.595 = 1190$ W
- teplota přívodního vzduchu

$t_p = (V_{pr}.t_{pr} + V_s.t_s)/V_p = (0{,}0278.15+0{,}1027.30{,}4)/(0{,}0278+0{,}1027) = 27{,}1$ °C

- hmotnostní průtok chladicí vody k ochlazení sekundárního vzduchu jednotkou

$m = Q/(c.\Delta t) = 0{,}5.1046/(4186.8{,}4) = 0{,}01487$ kgs^{-1} = 53,5 kgh^{-1}

- odvlhčení vzduchu – zvoleno $x = 0$

3. Řešení úprav vzduchu – popsáno blíže v kap. 11.4

Velikost klimatizačního zařízení podstatně ovlivní letní provoz vyžadující chlazení primárního ($V_{pr} = V_e$) a sekundárního vzduchu (V_s). Primární vzduch musí eliminovat i vodní zátěž, a tudíž jeho chlazení bude v extrémním ročním období ČR s kondenzací, tzn. mokré. Chlazení sekundárního vzduchu v indukční jednotce musí být suché. K řešení úprav a návrhu chladiče vnějšího primárního vzduchu lze využít metodu volby obtokového součinitele a iterace s tím, že v případě nevyhovujících výstupů se zopakuje řešení pro upravené vstupní veličiny. Výchozí pro řešení jsou tepelné a vodní zátěže, dávky vzduchu a základní veličiny požadovaných stavů vzduchu. Úpravy vzduchu lze řešit manuálně pomocí *h-x* diagramu pro chladicí i otopné období, z nichž pro návrh systému budou zásadní v budovách bez technologie obě extrémní roční období. K řešení lze využít i programové prostředky. Blíže kap. 11 a 11.6.2. Příklad manuálního řešení je dokumentován pro místnost č. 202.

3.1 Chladicí období – letní návrhový extrém

Grafické řešení úprav vzduchu je zobrazeno na obr. 37.2. Přehled vstupních hodnot a hodnot výstupních získaných řešením je v tab. 37.1.

Tab. 37.1 Přehled charakteristických veličin pro letní období – návrhový stav pro chlazení

Charakteristické veličiny		t	x	h	φ
hodnoty	vzduch	°C	g.kg^{-1}s.v.	kJkg^{-1}	%
Vstupní známé	i vnitřní	25	10,3	51,2	50
	e venkovní	29	10,8	56,2	42
Výstupní hledané	t_{pr} primární	12	8,5	33,5	95
	r s teplotou rosného bodu	11	8,4	32,2	100
	S sekundární	18,5	10,3	45	74
	P přívodní	16,7	9,9	42,5	77

3.2 Otopné období – zimní návrhový extrém

Odvlhčení, tj. rozdíl měrných vlhkostí, se s ohledem na účel místnosti bez technologických zdrojů vodní páry volí $\Delta x = 0$. Grafické řešení tohoto případu úprav vzduchu je na obr. 37.3. Přehled vstupních hodnot a výstupních hodnot získaných řešením je v tab. 37.2.

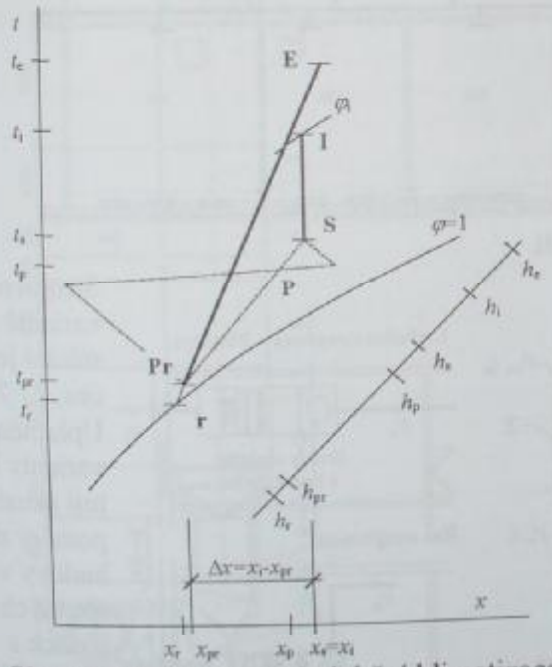
Legenda tab. 37.3: M_w – vodní zisky, Q_z – tepelné ztráty, Q_8, Q_{17} – tepelná zátěž v 8 a 17 hodin, V_{pr} – objemový průtok primárního vzduchu.

Tab. 37.2 Přehled charakteristických veličin pro zimní období – návrhový stav pro vytápění

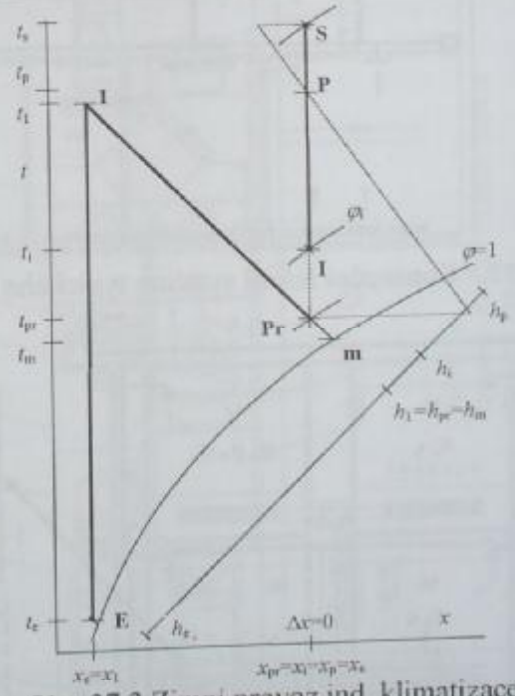
Charakteristické veličiny		t	x	h	φ
hodnoty	vzduch	°C	g.kg^{-1}	kJkg^{-1}	%
Vstupní známé	i vnitřní	22	8,4	44	50
	e venkovní	-12	1,2	-9,2	90
Výstupní hledané	1 předehřátý	33	1,2	36,6	5
	Pr primární	15	8,4	36,6	77
	S sekundární	36,6	8,4	59	59
	P přívodní	33	8,4	54	28
	m s teplotou mokrého teploměru	12,8	9,6	36,6	100

Tab. 37.3 Přehled hodnot pro návrh indukční klimatizace

Č. m.	n	M_w (gs^{-1})	Q_z (W)	Q_g (W)	Q_{17} (W)	V_{pr} (m^{3}s^{-1})
201	4	0,112	1250	1940	850	0,0556
202	2	0,056	810	1185	670	0,0278
203	2	0,056	560	910	490	0,0278
204	2	0,056	560	910	490	0,0278
205	1	0,028	600	830	430	0,0139
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
220	1	0,028	560	405	850	0,0139
221	1	0,028	560	405	850	0,0139
222	1	0,028	560	405	850	0,0139
223	2	0,056	560	405	940	0,0278
224	2	0,056	560	405	940	0,0278
225	2	0,056	560	405	940	0,0278
226	4	0,112	1250	810	1970	0,0556
Suma 1. podl.	28	3,248	10280	20280	24580	0,3889
Suma 4. podl.	112	12,99	41120	81120	98320	1,6111



Obr. 37.2 Letní provoz indukční klimatizace



Obr. 37.3 Zimní provoz ind. klimatizace

4. Návrh indukčních jednotek

Pro návrh indukčních jednotek je zpravidla rozhodující provoz v letním období. Výchozí hodnoty pro jejich volbu jsou uvedené v tab. 37.1 až 37.3. Typ a velikost indukčních jednotek vyplývají z technických údajů výrobců.

Vstupní hodnoty - průtok primár. vzduchu, veličiny vnitřního prostředí, chladicí a otopný výkon

Výstupní hodnoty - typ a počet indukčních jednotek – katalog výrobce
- průtoky chladicí a otopné vody – výpočet aplikací rov. 11.10, 11.17
- tlakové ztráty – katalog výrobce

Pomocí vstupních hodnot je dle P34 navržena indukční jednotka 1300, ks 2, průtok $V_{pr} = 54\ m^3h^{-1}$.

5. Koncepční řešení systému

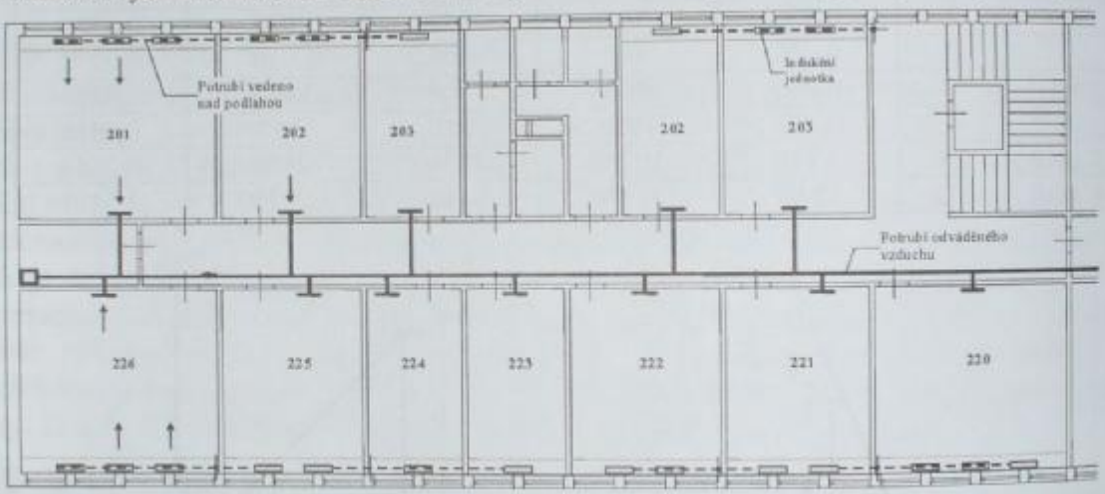
Klimatizační systém tvoří strojovna, distribuční síť primárního a odváděného vzduchu s koncovými prvky, okruhy otopné a chladicí vody, RaM, ZZT, požární opatření. Blíže kap. 11.6 a 11.6.2. Strojovnu k úpravě primárního vzduchu lze situovat do podzemního podlaží či na střechu budovy. Primární vzduch dopraví do indukčních jednotek vysokotlaký rozvodný systém z kruhového potrubí typu Spiro. Odvod vzduchu z klimatizovaných místností zajistí nízkotlaká potrubní síť tvořená čtyřhranným potrubím. Potrubní síť lze navrhnout ve vertikální, horizontální či kombinovaném provedení. Dimenzování potrubí je analogické jako v př. č. 8. Rozvody vody řeší profese vytápění a chlazení.

6. Návrh vzduchotechnické strojovny

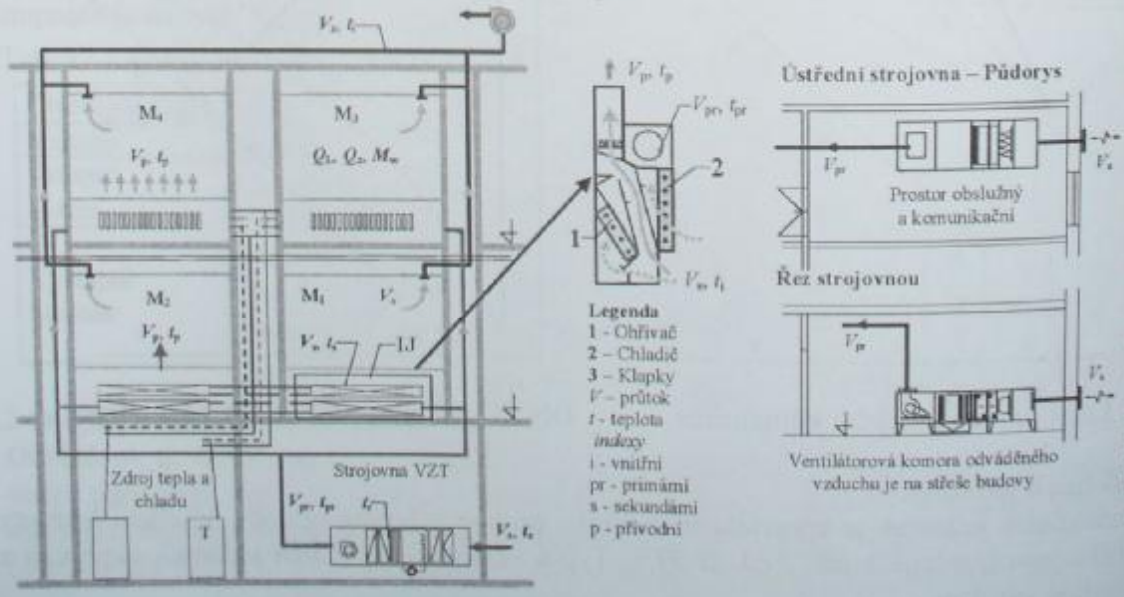
Pro řešený systém je navržena ústřední strojovna se sestavnou klimatizační jednotkou. Návrh strojovny je obdobný návrhu strojovny nízkotlakého systému v př. č. 14 až 16. Výchozími hodnotami pro její návrh však bude reálná kombinace maximálních tepelných zátěží, vyskytujících se u řešené budovy v 17 hodin. Přehled uvedených hodnot je v tab. 37.3.

7. Grafické výstupy řešení

Studie grafického řešení systému části podlaží je na obr. 37.5. Indukční jednotky jsou osazeny pod okny klimatizovaných místností a budou rovněž jako vertikální potrubí typu Spiro opatřeny zákrytem.



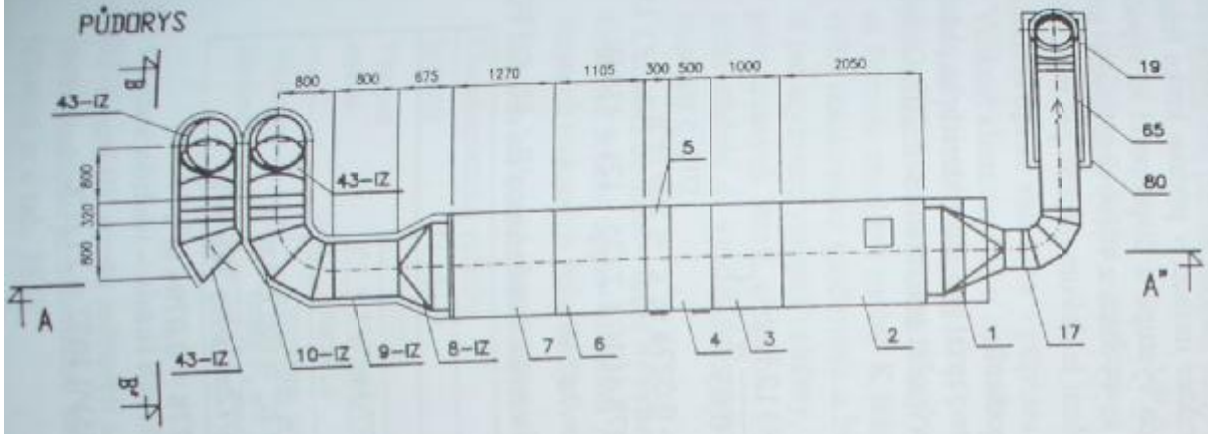
Obr. 37.5 Koncepční řešení systému typického podlaží



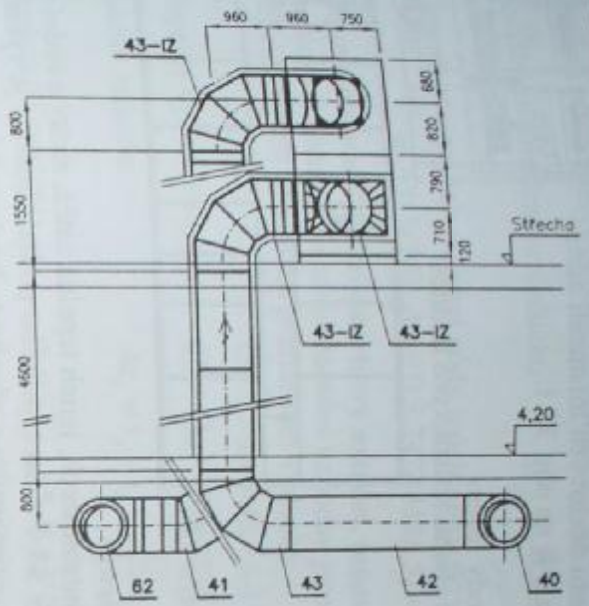
37.6 Schéma systému a dispozice varianty strojovny

Strojovna ve variantě nástřešní je na obr. 37.7. Uplatnění varianty limitují akustické poměry okolí budovy v obytných zónách s náročnějšími požadavky na hluk v nočních době.

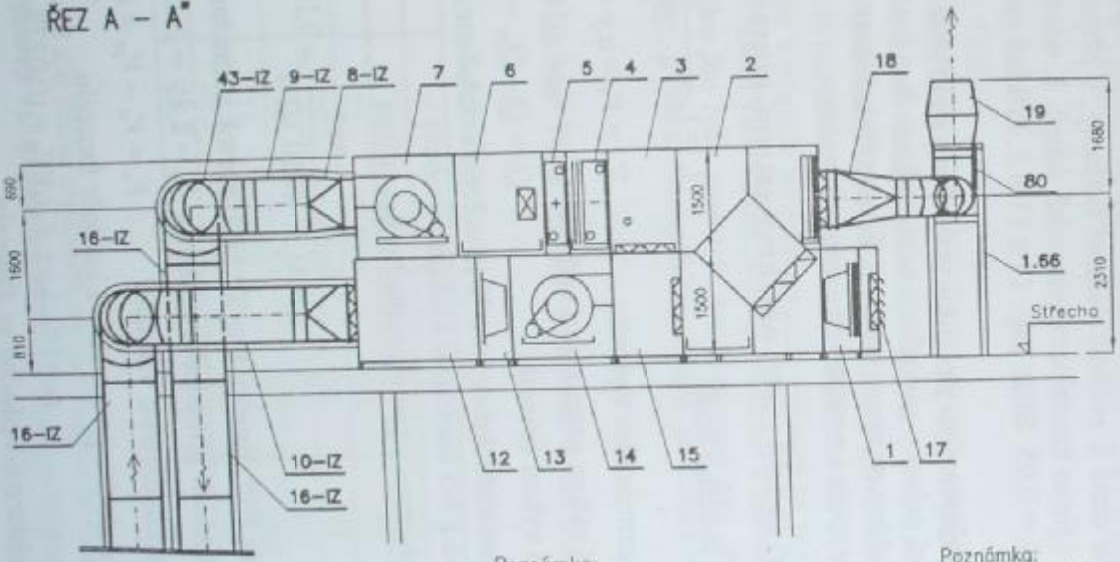
PŮDORYS



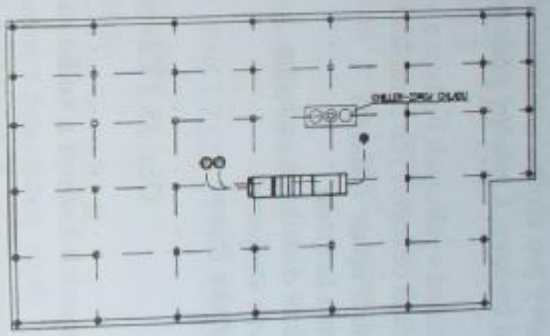
ŘEZ B – B"



ŘEZ A – A"



PŮDORYS STŘECHY

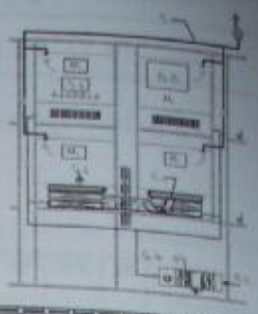


Poznámka:
Kótováno dle ČSN 013454–2006 a ČSN ISO 129–1

Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice.

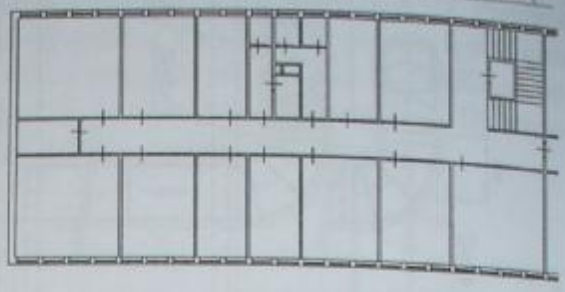
TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV		VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	A4
PRODEJNA OBUVI	DATUM	12/10
VZDUCHOTECHNIKA	STUPEŇ	PROJEKT
STŘECHA–PŮDORYS, ŘEZY–var. C	1:75,1:100	VZT–14

Př. č. 19 Klimatizační systém kombinovaný s fancoily



Zadání: Úkolem je navrhnout klimatizační systém kombinovaný s fancoily čtyřtrubkový pro tvorbu interního mikroklimatu účelových místností administrativní budovy. Částečný půdorys 2. podlaží je na obr. 38.1.

Postup: 1. Přehled výchozích hodnot a volba metody řešení
2. Určení objemových průtoků vzduchu a charakteristických hodnot
3. Řešení úprav vzduchu
4. Návrh fancoilů
5. Řešení distribuce vzduchu
6. Návrh strojovny
7. Grafické řešení



Obr. 38.1 Částečný půdorys 1.P

1. Přehled vstupních hodnot a volba metody řešení

Místo budovy Brno, počet osob v jednotlivých místnostech, jejich tepelná zátěž, ztráty a vodní zisky určené postupem dle př. č. 4 jsou uvedeny v tab. 38.1. Část typického podlaží budovy je vykreslena na obr. 38.1. Teplota venkovního, vnitřního a primárního vzduchu v letním období $t_e = 29$ °C, $t_i = 25$ °C, $t_{pr} = 12$ °C. Teplota venkovního, vnitřního a primárního vzduchu v zimním období $t_e = -12$ °C, $t_i = 22$ °C, $t_{pr} = 15$ °C. Relativní vlhkost vnitřního vzduchu $\varphi_i = 50\%$, dávka venkovního vzduchu na osobu $y = 50\ m^3h^{-1} = 0{,}0139\ m^3s^{-1}$. Řešení má charakter iterace, v prvním kroku řešení se uplatní dané a zvolené vstupní hodnoty, v případě nereálných výstupů a disproporcí se výpočet opakuje s jinou kombinací vstupních údajů. K návrhu chladiče se vychází z volby obtokového součinitele $O_s = 0{,}05$. Blíže kap. 11 a 11.6.3. Příklad manuálního řešení je dokumentován pro m. č. 202.

2. Určení objemových průtoků vzduchu a charakteristických hodnot

Objemové průtoky vzduchu a nezbytné návrhové veličiny je nutno určit pro charakteristická období roku a každou místnost budovy. Tento příklad demonstruje jen výpočet pro místnost č. 202. Obdobně se postupuje i u ostatních místností budovy.

2.1 Chladicí období – letní návrhový extrém, místnost 202

- teplota rosného bodu $t_r = t_e - \frac{t_e - t_{pr}}{1 - O_s} = 29 - \frac{29-12}{1-0{,}05} = 11\ °C$
- průtok primárního vzduchu $V_{pr} = V_e = n.y = 2.0{,}0139 = 0{,}0278\ m^3s^{-1} = 100\ m^3h^{-1}$
- chladicí výkon primárního vzduchu $Q_{pr} = V_{pr}.c.\rho.(t_i - t_{pr}) = 0{,}0278.1010.1{,}2.(25 - 12) = 438$ W
- chladicí výkon fancoilu $Q_f = Q_l - Q_{pr} = 1185 - 438 = 747$ W
- ochlazení vzduchu $\Delta t_p = 6$ K je voleno s ohledem na zamezení vzniku kondenzace na chladiči FC (vyplývá z *h-x* diagramu a údajů výrobce)
- nutný objemový průtok vzduchu fancoilem

$$V_{fc} = \frac{Q_f}{c.\rho.\Delta t_p} = \frac{747}{1010.1{,}2.6} = 0{,}1027\ m^3s^{-1} = 370\ m^3h^{-1}$$

- návrh dle P35 Fancoil typ 02, ks 2, průtok vzduchu $V_f = 193\ m^3h^{-1} = 0{,}0536\ m^3s^{-1}$
- průtok vzduch přívodního vzduchu $V_p = 2.V_f = 2.\ 0{,}0536 = 0{,}1072\ m^3s^{-1} = 386\ m^3h^{-1}$
- průtok sekundárního vzduchu $V_s = V_p - V_{pr} = 0{,}1072 - 0{,}0278 = 0{,}0794\ m^3s^{-1}$
- teplota vzduchu po smíšení v komoře fancoilu

$$t_1 = (V_{pr}.t_{pr} + V_s.t_s)/V_p = (0{,}0278.12 + 0{,}0794.25)/0{,}1072 = 21{,}6\ °C$$

- nutné ochlazení vzduchu ve fancoilu

$$\Delta t_f = \frac{Q_f}{V_p.c.\rho} = \frac{747}{0{,}1072.1{,}2.1000} = 5{,}8\ \text{K}$$

- teplota přívodního vzduchu po ochlazení $t_p = t_1 - \Delta t_f = 21{,}6 - 5{,}8 = 15{,}8\ °\text{C}$
- odvlhčení primárního vzduchu $\Delta x_{pr} = \frac{M_w}{V_{pr}.\rho} = \frac{0{,}056}{0{,}0278.1{,}2} = 1{,}68\ \text{g.kg}^{-1}$
- hmotnostní průtok chladicí vody k ochlazení přívodního vzduchu jednotkou pro $\Delta t = 5$ K

$$m = 0{,}5Q_f/(c.\Delta t) = 0{,}5.747/(4186.5) = 0{,}0178\ \text{kgs}^{-1} = 64{,}2\ \text{kgh}^{-1}$$ - vyhoví

2.2 Otopné období – zimní návrhový extrém, místnost 202

- průtoky primárního a sekundárního vzduchu jsou shodné s letním obdobím
- tepelný výkon pro ohřátí primárního vzduchu

$$Q_{pr} = V_{pr}.c.\rho.(t_1 - t_{pr}) = 0{,}0278.1010.1{,}2.(22 - 15) = 236\ \text{W}$$

- tepelný výkon jednotky $Q_f = Q_{pr} + Q_{zt} = 236 + 810 = 1046$ W
- ohřátí vzduchu $\Delta t_f = t_p - t_2 = \frac{Q_f}{V_p.c.\rho} = \frac{1046}{0{,}1072.1010.1{,}2} = 8{,}1$ K
- teplota po smíšení $t_2 = (V_{pr}.t_{pr} + V_s.t_s)/V_p = (0{,}0278.15 + 0{,}0794.22)/0{,}1072 = 20{,}2\ °\text{C}$
- teplota přívodního vzduchu $t_p = t_2 + \Delta t_f = 20{,}2 + 8{,}1 = 28{,}3\ °\text{C}$
- tepelný výkon pro volený rozdíl teplot otopné vody $\Delta t = 10$ K je $Q = 2.900 = 1800$ W
- hmotnostní průtok otopné vody fancoilem k ohřevu přívodního vzduchu

$$m = Q/(c.\Delta t) = 0{,}5.1190/(4186.10) = 0{,}0142\ \text{kgs}^{-1} = 51{,}2\ \text{kgh}^{-1}$$

- odvlhčení vzduchu – zvoleno $x = 0$

3. Řešení úprav vzduchu – popsáno blíže v kap. 11.4

Velikost klimatizačního zařízení podstatně ovlivní letní provoz vyžadující chlazení primárního ($V_{pr} = V_e$) a přívodního vzduchu ($V_p = V_{pr} + V_s$). Primární vzduch musí eliminovat i vodní zátěž, a tudíž jeho chlazení bude v extrémním období ČR s kondenzací tzn. mokré. Chlazení přívodního vzduchu ve fancoilu musí být suché. K řešení úprav a návrhu chladiče primárního vzduchu lze využít metodu volby obtokového součinitele a iterace s tím, že v případě nevyhovujících výstupů se zopakuje řešení pro upravené vstupní veličiny. Výchozí pro řešení jsou zátěže, dávky vzduchu a základní veličiny požadovaných stavů vzduchu. Úpravy vzduchu lze řešit pomocí *h-x* diagramu pro obě extrémní roční období či využít programové prostředky. Příklad manuálního řešení je dokumentován pro místnost č. 202.

3.1 Chladicí období – letní návrhový extrém

Grafické řešení úprav vzduchu je zobrazeno na obr. 38.2. Přehled vstupních hodnot a hodnot výstupních získaných řešením je v tab. 38.1.

Tab. 38.1 Přehled charakteristických veličin pro letní období – návrhový stav pro chlazení

Charakteristické veličiny		t	x	h	φ
hodnoty	vzduch	°C	g.kg^{-1}	kJkg^{-1}	%
Vstupní známé	i vnitřní	25	10,3	51,2	50
	e venkovní	29	10,8	56,2	42
	t_{pr} primární	12	8,5	33,5	95
Výstupní hledané	r s teplotou rosného bodu	11	8,4	32,2	100
	1 směs V_e a V_s	21,6	10,0	48	58
	P přívodní	15,8	10,0	43	80

3.2 Otopné období – zimní návrhový extrém

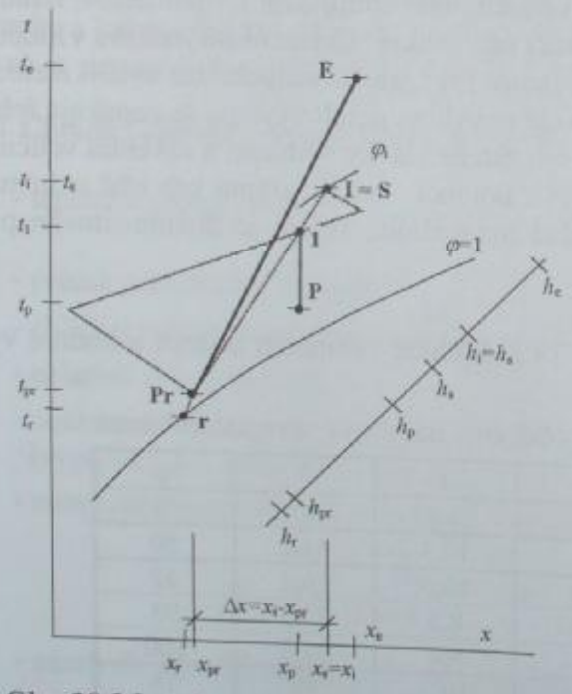
Odvlhčení (tj. rozdíl měrných vlhkostí) se volí dle účelu místnosti, zvoleno $\Delta x = 0$. Grafické řešení úprav vzduchu je zobrazeno na obr. 38.3. Přehled vstupních hodnot a výstupních hodnot získaných řešením je v tab. 38.2.

Tab. 38.2 Přehled charakteristických veličin pro zimní období – návrhový stav pro vytápění

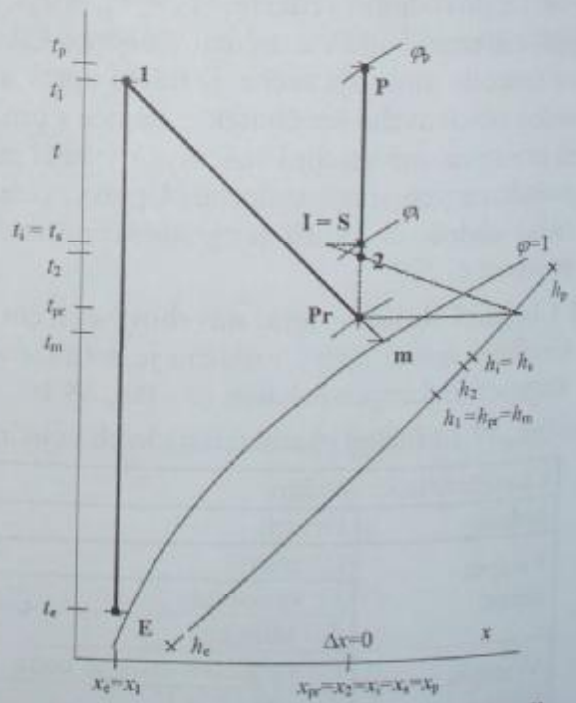
Charakteristické veličiny		t	x	h	φ
hodnoty	vzduch	°C	g.kg^{-1}	kJkg^{-1}	%
Vstupní známé	i vnitřní	22	8,4	44	50
	e venkovní	-12	1,2	-9,2	90
Výstupní hledané	1 předehřátý	33	1,2	36,6	5
	Pr – primární zvlhčený	15	8,4	36,6	77
	2 směs V_e a V_s	20,2	8,4	42	53
	P přívodní	28,3	8,4	50	43
	m s teplotou mokrého teploměru	12,8	9,3	35,8	100

Tab. 38.3 Přehled hodnot pro návrh klimatizace kombinované s fancoily

Č. m.	n	M_w (gs^{-1})	Q_z (W)	Q_8 (W)	Q_{17} (W)	V_{ip} (m^{3}s^{-1})
201	4	0,112	1250	1940	850	0,0556
202	2	0,056	810	1185	670	0,0278
203	2	0,056	560	910	490	0,0278
204	2	0,056	560	910	490	0,0278
205	1	0,028	600	830	430	0,0139
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
220	1	0,028	560	405	850	0,0139
221	1	0,028	560	405	850	0,0139
222	1	0,028	560	405	850	0,0139
223	2	0,056	560	405	940	0,0278
224	2	0,056	560	405	940	0,0278
225	2	0,056	560	405	940	0,0278
226	4	0,112	1250	810	1970	0,0556
Suma 1. podl.	28	3,248	10280	20280	24580	0,3889
Suma 4. podl.	112	12,99	41120	81120	98320	1,6111



Obr. 38.2 Letní provoz klimatizace s fancoily



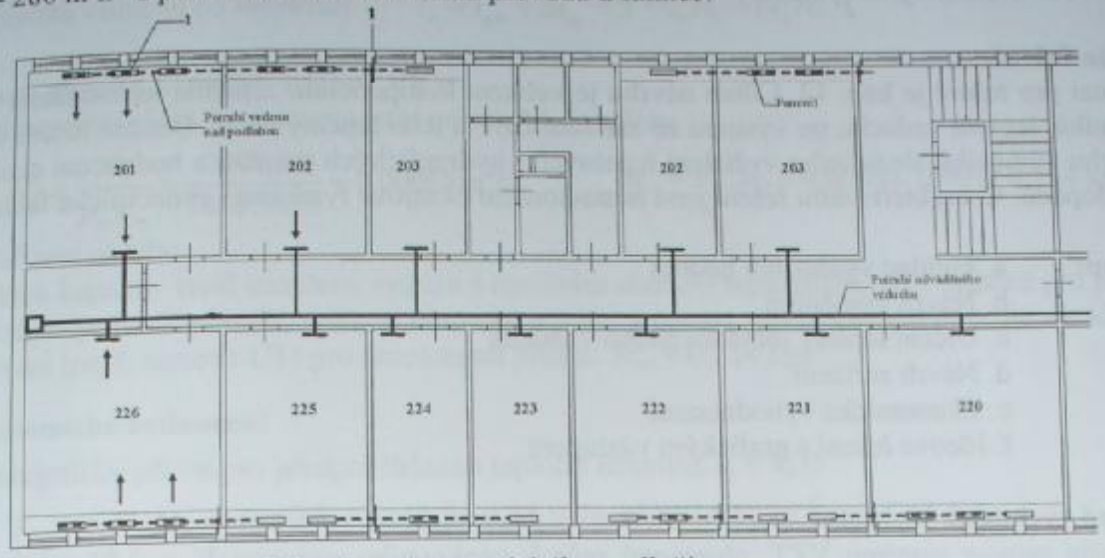
Obr. 38.3 Zimní provoz klimatizace s fancoily

4. Návrh fancoilů

Pro návrh fancoilů je zpravidla rozhodující provoz v letním období. Výchozí hodnoty pro jejich volbu jsou uvedené v tab. 38.1 a 38.3. Fancoily budou navrženy pro místnost č. 202 a teplotu chladicí vody $t_w = 14$ °C.

Vstupní hodnoty - průtok primár. vzduchu, veličiny vnitřního prostředí, chladicí a otopný výkon
Výstupní hodnoty - typ jednotky a jejich počet fancoilů – návrh dle předchozích kapitol
- průtoky chladicí a topné vody – rov. 11.10, 11.17, katalog výrobce
- tlakové ztráty na straně vody – katalog výrobce

Pomocí vypočtených hodnot je dle P35 navržen fancoil typ 02, ks 2, objemový průtok vzduchu V_f = 154 - 286 m^3h^{-1} s příslušenstvím k ovládání provozu a funkce.



Obr. 38.4 Koncepce řešení systému typického podlaží

5. Koncepční řešení systému

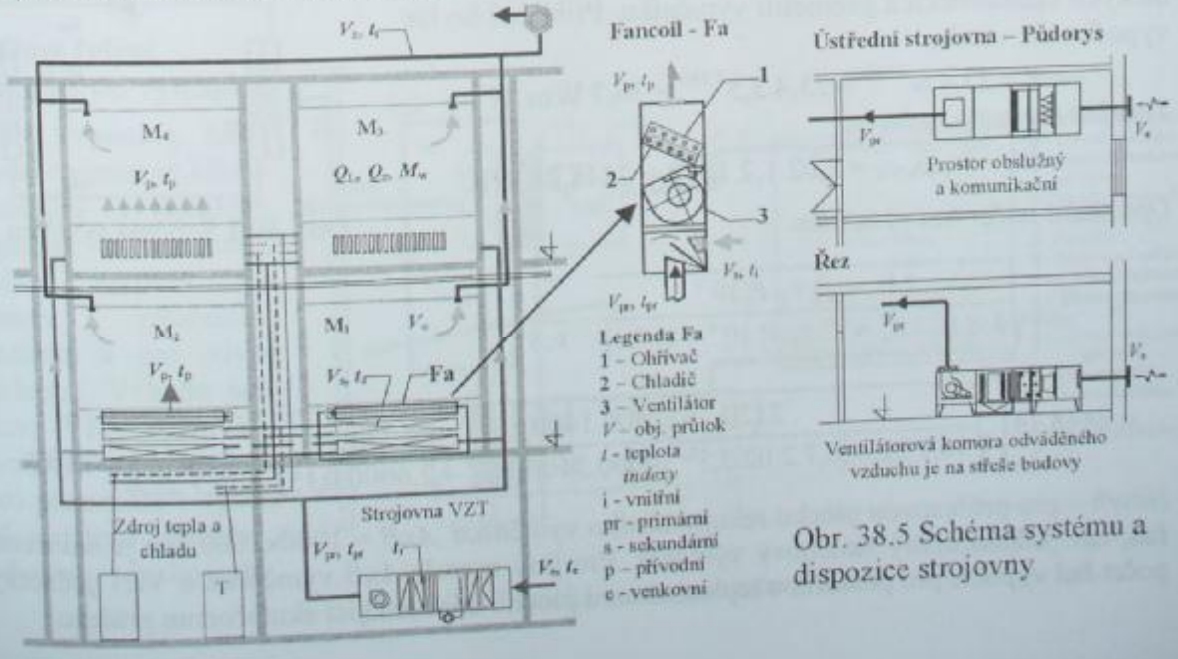
Koncepce je analogická jako v př. 18. Klimatizační systém tvoří strojovna, distribuční síť primárního a odváděného vzduchu s koncovými prvky, okruhy otopné a chladicí vody, RaM, ZZT, požární opatření. Blíže kap. 11.6 a 11.6.3. Strojovnu k úpravě primárního vzduchu lze situovat do podzemního podlaží či na střechu budovy. Další zásady dle př. č. 18. Rozvody vody řeší profese vytápění a chlazení.

6. Návrh vzduchotechnické strojovny

Pro řešený systém je navržena ústřední strojovna se sestavnou klimatizační jednotkou. Výchozími hodnotami pro návrh je reálná kombinace maximálních tepelných zátěží, vyskytujících se u řešené budovy v 17 hodin. Přehled souvisejících hodnot je v tab. 38.3.

7. Grafické řešení

Studie grafického řešení systému části podlaží je na obr. 38.4. Fancoily jsou osazeny pod okny klimatizovaných místnosti a budou rovněž jako vertikální potrubí typu Spiro opatřeny zákrytem.



Obr. 38.5 Schéma systému a dispozice strojovny

Př. 20 Zpětné získávání tepla (ZZT) ve vzduchotechnice – var. A

Zadání: Úkolem je návrh soustavy zpětného získávání tepla a jeho hodnocení pro zimní provoz klimatizace a uvedené varianty:
a. ZZT s kapalinovým okruhem a rekuperačními výměníky v sestavě VKV
b. ZZT s deskovými výměníky v sestavě VV

1. Nástin řešení
Výchozí pro řešení je kap. 12. Cílem návrhu je velikost komponentů, zejména teplosměnné plochy výměníků, teplota vzduchu po výstupu ze zařízení ZZT a jeho tepelný efekt. Obecné řešení vychází z návrhu výměníků sledujícího vyčíslení tepelných i hydraulických poměrů a hodnocení ekonomických dopadů. Charakteristikou řešení jsou nestacionární okrajové fyzikální i ekonomické faktory.

2. Postup:
a. Přehled výchozích hodnot
b. Návrh výměníků
c. Určení teploty recyklovaného vzduchu
d. Návrh zařízení
e. Ekonomické vyhodnocení
f. Ideové řešení s grafickým výstupem

3. Přehled výchozích hodnot
Ventilační provoz systému VZT, objemový průtok venkovního vzduchu $V_e = 2{,}02\ \mathrm{m^3 s^{-1}}$, teplota vnitřního vzduchu $t_i = 20\ ^\circ\mathrm{C}$, zvolená střední výpočtová teplota vnějšího vzduchu $t_{em} = 5\ ^\circ\mathrm{C}$, rychlost vzduchu ve výměníku $w = 3{,}5\ \mathrm{ms^{-1}}$, cena elektrické energie $P_1 = 3400$ Kč/MWh, cena tepelné energie $P_2 = 1400$ Kč/MWh, roční provozní doba klimatizační soustavy $\tau_1 = 4000$ h, předpokládaná doba vyžívání soustavy ZZT $\tau_2 = 2800$ h, odpisy $o = 15$ %. Předpokládá se rovnost průtoků vzduchu $V_e = V_p = V_v$.

4. Soustava ZZT s kapalinovým okruhem a rekuperačními výměníky

4.1 Doplňující údaje
Teplosměnná plocha řady výměníku $S = 22{,}6\ \mathrm{m^2}$ na $1\ \mathrm{m^2}$ průřezu, tepelná účinnost výměníků ZZT $\varepsilon = 0{,}75$, hustota a měrná tepelná kapacita teplonosné tekutiny $\rho_k = 1050\ \mathrm{kgm^{-3}}$, $c_k = 3430\ \mathrm{Jkg^{-1}K^{-1}}$, účinnost čerpadla $\eta = 60$ %, investiční náklady na jednu řadu výměníku včetně poměrných nákladu na potrubí a kapalinu $C = 6000$ Kč.

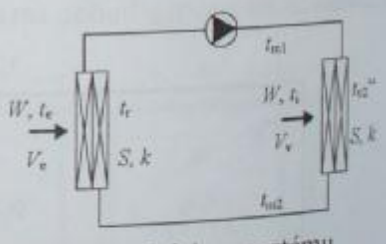
4.2 Návrh výměníků

a. Součinitel prostupu tepla výměníku – závisí na tepelně technických vlastnostech a geometrii výměníku. Přibližně ho lze vypočíst dle vztahu

$$k = 23{,}4.w^{0{,}359} = 23{,}4.3{,}5^{0{,}359} = 36{,}7\ \mathrm{Wm^{-2}K^{-1}}$$

b. Tepelná kapacita vzduchu

$$W_v = V_v.\rho_v.c_v = 2{,}02.1{,}2.1010 = 2448{,}24\ \mathrm{WK^{-1}}$$



Obr. 39.1 Schéma systému

c. Optimální počet řad výměníku

$$n_{op} = W_v.\left[\sqrt{\frac{2.(t_i - t_{em}).\tau_2.P_2.10^{-6}}{k.S.\left(6{,}7.V_e.w^{1{,}52}.\tau_1.P_1.10^{-6} + 2.C.o\right)}} - \frac{2}{k.S}\right] =$$

$$= 2448{,}24.\left[\sqrt{\frac{2.(20-5).2800.1400.10^{-6}}{36{,}7.22{,}6.\left(6{,}7.2{,}02.3{,}5^{1{,}52}.4000.3400.10^{-6} + 2.6000.0{,}15\right)}} - \frac{2}{36{,}7.22{,}6}\right] = 10{,}8$$

d. Návrh – pro průřezovou plochu rekuperačního výměníku $A \times B = 1000 \times 1000$ mm je navrženo 11 řad, tzn. jedenáctiřadý lamenový výměník. Pro jiný rozměr $A \times B$ výměníku a VZT jednotky se počet řad vypočte pro poměrnou teplosměnnou plochu odpovídající skutečnému průřezu.

4.3 Teplota recyklovaného vzduchu pro $t_e = t_{em}$

a. Poměrné ohřátí vzduchu $$\Delta t = \frac{\Delta t_m}{t_i - t_{em}} = \left(1 + \frac{2W_v}{k.n.S}\right)^{-1} = \left(1 + \frac{2.2448,24}{36,7.11.22,6}\right)^{-1} = 0,65$$

b. Rozdíl teplot vzduchu $\Delta t_m = \Delta t.(t_i - t_{em}) = 0,65.(20 - 5) = 9,76$ K

c. Teplota vzduchu po recyklaci $t_r = t_{em} + \Delta t_m = 5 + 9,76 = 14,76$ °C

4.4 Návrh okruhu kapaliny sestavy VKV

a. Objemový průtok V_m a hmotnostní průtok M_m kapaliny

$$V_m = \frac{W_v}{\rho_m.c_m} = \frac{2448,24}{1050.3430} = 0,00068 \text{ m}^3\text{s}^{-1} \qquad M_m = V_m.\rho_m = 0,00068.1050 = 0,714 \text{ kgs}^{-1}$$

b. Zařízení okruhu

Okruh kapaliny tvoří uzavřený systém s nuceným oběhem teplonosné látky vhodné pro podnulové teploty. Profil potrubí, velikost čerpadel a zabezpečovací zařízení se navrhne dle zásad dimenzování (např. semestr ÚT) pro hmotnostní průtok $M_m = 0,714$ kgs^{-1}.

4.5 Ekonomické hodnocení

a. Energetický přínos pro předpokládanou teplotní účinnost $\varepsilon_1 = 0,75$

$$K_1 = W_v.\varepsilon_1.\Delta t_m.\tau_2.P_t.10^{-6} = 2448,24.0,75.9,76.2800.1400.10^{-6} = 70253 \text{ Kč.r}^{-1}$$

b. Vícenáklady na provoz ventilátorů

$$K_2 = 6,7.V_v.w^{1,52}.n.\tau_1.P_1.10^{-6} = 6,7.2,02.3,5^{1,52}.11.4000.3400.10^{-6} = 13594 \text{ Kč.r}^{-1}$$

c. Vícenáklady na provoz čerpadla pro předpokládanou měrnou energii $Y = 20$ J.kg^{-1} (tzn. tlakový výkon čerpadla $\Delta p = 20$ kPa)

$$K_3 = \frac{W_v.\Delta p_c.\tau_2.P_1.10^{-6}}{c_w.\rho_w.\eta} = \frac{2448,24.20000.4000.3400.10^{-6}}{3430.1050.0,6} = 216 \text{ Kč.r}^{-1}$$

d. Odpisy $K_4 = 2.C.n.o = 2.6000.10.0,15 = 19800$ Kč.r^{-1}

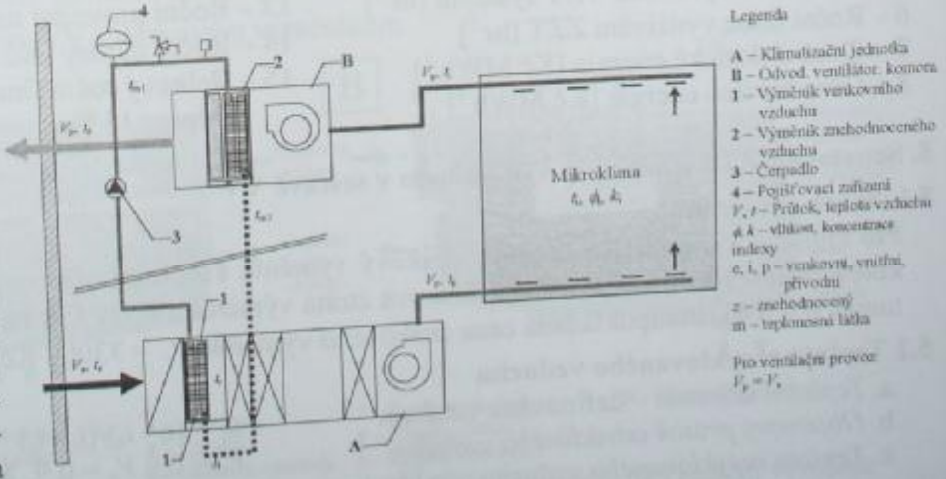
e. Roční finanční přínos $K = K_1 - K_2 - K_3 - K_4 = 70253 - 13594 - 216 - 19800 = 36643$ Kč.r^{-1}

f. Zhodnocení návrhu

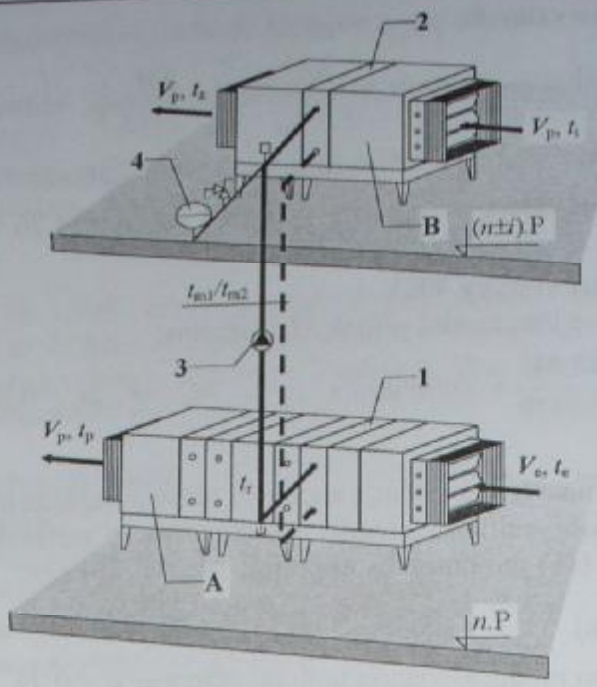
S ohledem na široké spektrum zásadních vstupních veličin je nutná optimalizace, tzn. opakované výpočty počtu řad s ekonomickým hodnocením pro další typické provozní poměry přicházející v úvahu během celoročního provozu s následným výběrem konečného optimálního technického řešení. Tuto úlohu lze úspěšně řešit pomocí výpočetní techniky. Příklad výstupů programového řešení pro širší spektrum vstupních dat (12 variant) je v tab. 39.1.

4.6 Ideové řešení s grafickým výstupem

Volba soustavy ZZT závisí na sestavě klimatizačního systému, zejména na vzájemné poloze zařízení pro úpravu přívodního vzduchu a pro odvod vzduchu. Výhoda soustavy VKV spočívá v možnosti jeho aplikace pro půdorysně i výškově vzdálené přívodní a odvodní vzduchovody



Obr. 39.2 Typická sestava soustavy VKV



Legenda

A - Klimatizační jednotka
B - Odvod. ventil. komora
1 - Výměník venkovního vzduchu
2 - Výměník znehodnoceného vzduchu
3 - Čerpadlo
4 – Pojišťovací zařízení
V, t - Průtok, teplota vzduchu
i, n – celé číslo
indexy
e, i - venkovní, vnitřní
p - přívodní
z - znehodnocený
m - teplonosná látka

Pro ventilační provoz
$V_p = V_e$

Obr. 39.3 Schéma zapojení soustavy VKV

Tab. 39.1 Přehled programového řešení ekonomie řešené soustavy VKV

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
3	0,5	20	5	4400	2800	3200	1600	8000	3	20161	752	50	7680	11679
3	1	20	5	4400	2800	3200	1600	10000	5	37754	2505	101	16000	19149
3	1	20	5	4400	2800	850	311	2000	5	7339	665	27	3200	3446
3	1,5	20	5	4400	800	3200	1600	15000	1	4646	752	43	4800	-949
3	2	20	5	5200	2800	3200	1600	15000	7	64888	8290	201	33600	22796
3	2	20	5	5200	800	3200	1600	6000	3	11408	3553	57	5760	2037
3	2,5	20	5	4400	2800	3200	1600	3000	17	91002	21296	251	16320	53135
3	3	20	5	4400	2800	3200	1600	6000	16	116033	24052	302	30720	60960
3	3,5	20	5	4400	2800	3200	1600	6000	18	133558	31568	352	34560	67078
3	4	20	0	4400	2800	3200	1600	6000	25	218010	50107	402	48000	119501
4	4,5	20	5	4400	1800	3200	1600	5000	12	86412	41899	291	19200	25023
3,5	5	20	5	4400	3800	3200	1600	5000	27	268919	85506	682	43200	139532

Legenda vstupních a výstupních dat pro tab. 39.1

č.	veličina	č.	veličina
1	– Rychlost vzduchu ve výměníku [ms^{-1}]	9	– Cena 1 řady výměníku [Kč]
2	– Objemový průtok vzduchu [m^3s^{-1}]	10	– Navržený počet řad výměníku [ks]
3	– Střední teplota vzduchu t_i [°C]	11	– Roční úspory tepelné energie [Kč.r^{-1}]
4	– Střední teplota venkovního vzduchu t_{em} [°C]	12	– Roční provozní náklady ventilátoru [Kč.r^{-1}]
5	– Roční doba provozu VZT systému [hr^{-1}]	13	– Roční provozní náklady čerpadla [Kč.r^{-1}]
6	– Roční doba využívání ZZT [hr^{-1}]	14	– Roční odpisy [Kč.r^{-1}]
7	– Cena elektrické energie [Kč.MWh^{-1}]	15	– Celkový roční finanční přínos ZZT [Kč.r^{-1}]
8	– Cena tepelné energie [Kč.MWh^{-1}]		Odpisy 15 %

5. Soustava ZZT s deskovým výměníkem v sestavě VV

5.1 Návrh výměníku

Pro klimatizační jednotku je volen deskový výměník s teplotní účinností $\theta = 55$ %, jehož rozměry korespondují s rozměry jednotky. Tlaková ztráta výměníku $\Delta p = 150$ Pa, účinnost ventilátoru s motorem $\eta = 0{,}45$. Předpokládaná cena deskového výměníku $C = 33000$ Kč.

5.2 Teplota recyklovaného vzduchu

a. *Teplotní účinnost* – definována vztahem $\theta_2 = (t_r - t_e)/(t_i - t_e)$

b. *Objemový průtok odváděného vzduchu* $V_o = 0{,}9\ V_p = 0{,}9 \cdot 2{,}02 = 1{,}82\ m^3s^{-1}$

c. *Teplota recyklovaného* vzduchu pro idealizované objemové průtoky a $t_e = t_{em}$

$$t_r = t_e + \theta.\frac{V_o}{V_p}(t_i - t_e) = 5 + 0{,}55.\frac{1{,}82}{2{,}02}(20-5) = 12{,}4\ °C$$

d. *Rozdíl teplot* $\Delta t_m = (t_i - t_r) = 20 - 12{,}4 = 9{,}43$ K

5.3 Návrh zařízení

a. *Koncepce* – vychází z aktuálního trendu sestav vzduchotechnických jednotek, jejichž provedení umožní vložit deskový výměník do základní sestavy. Deskový výměník rozměrově a výkonově koresponduje se sestavnou vzduchotechnickou jednotkou, v nichž bude osazen.

b. *Tepelná kapacita vzduchu*

$$W_v = V_v.\rho_v.c_v = 2{,}02.1{,}2.1010 = 2448{,}24\ \text{WK}^{-1}$$

5.4 Ekonomické hodnocení

a. Energetický přínos pro předpokládanou účinnost θ

$$K_1 = W_v.\theta_1.\Delta t_m.\tau_2.P_t.10^{-6} = 2448{,}24.0{,}55.9{,}43.2800.1400.10^{-6} = 49775\ \text{Kč.r}^{-1}$$

b. Vícenáklady na provoz ventilátorů

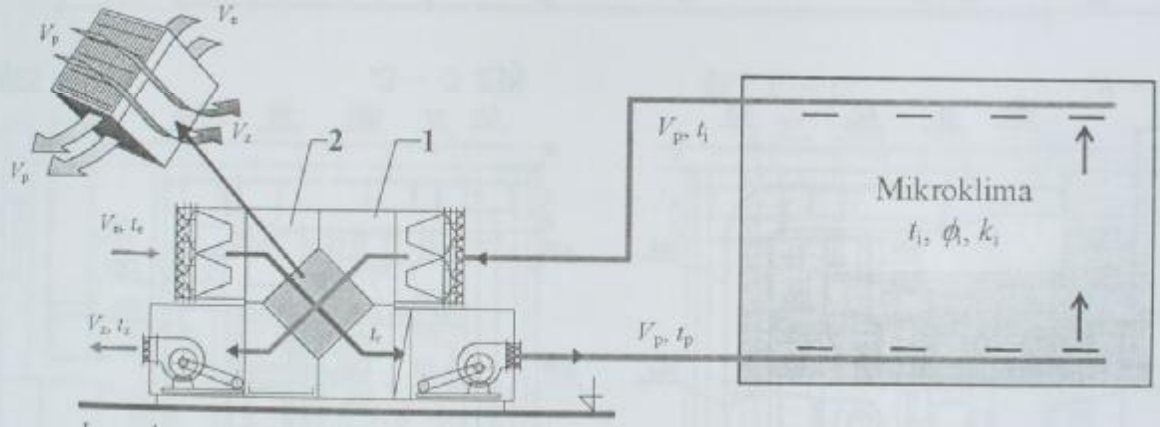
$$K_2 = V_v.\Delta p.\tau_1.P_1.10^{-6}/\eta = 2.2{,}02.150.4000.3400.10^{-6}/0{,}45 = 18315\ \text{Kč.r}^{-1}$$

d. Odpisy $K_3 = C.o = 33000.0{,}15 = 4950\ \text{Kč.r}^{-1}$

e. Roční finanční přínos $K = K_1 - K_2 - K_3 = 49775 - 18315 - 4950 = 26510\ \text{Kč.r}^{-1}$

5.5 Ideové řešení s grafickým výstupem

Konkrétní provedení tohoto zařízení ZZT je dáno sestavou vzduchotechnické jednotky. Oba vzduchovody, tzn. s venkovním a odváděným vzduchem, musí ústit do vzduchotechnické jednotky. Zjednodušené grafické výstupy sestav jsou na obr. 39.6 a 37.7

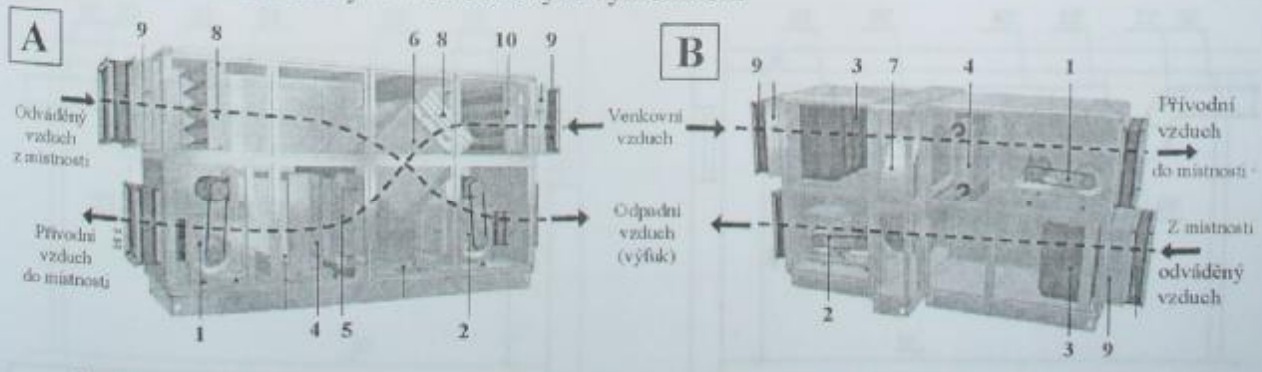


Legenda

1 - Vzduchotechnická jednotka
2 – Deskový výměník
e, i, p - venkovní, vnitřní, přívodní
V, t - průtok, teplota vzduchu
ϕ, k – relat. vlhkost, koncentrace
r, z - recyklovaný, znehodnocený

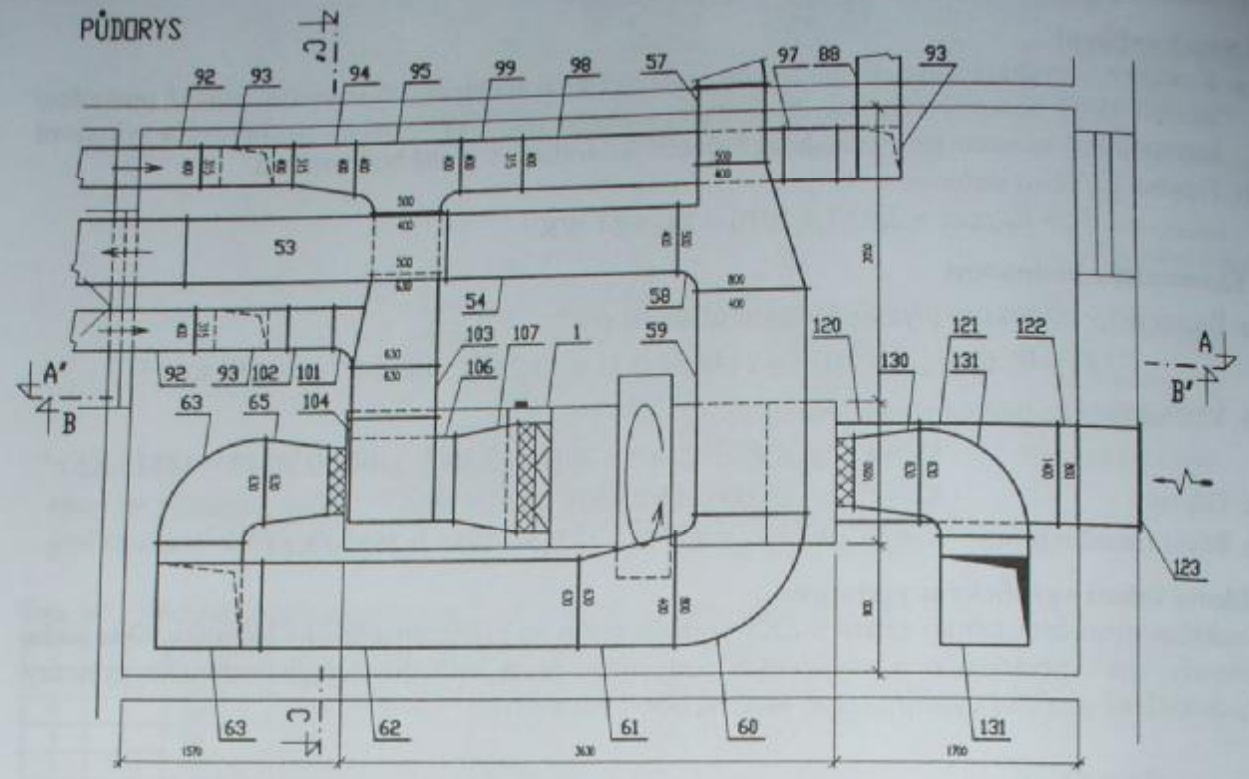
Ventilační provoz $V_p = V_e = V_z$

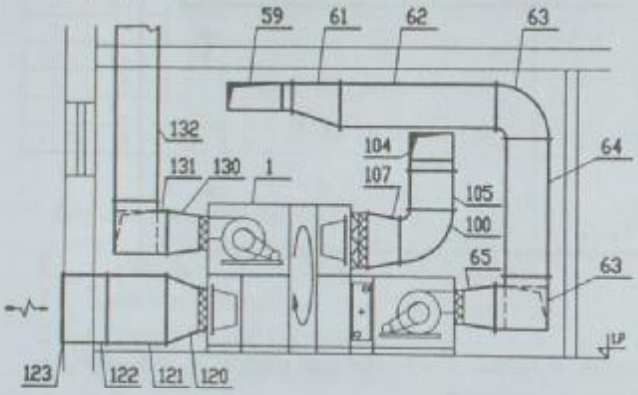
Obr. 39.4 Schéma sestavy VV s deskovým výměníkem

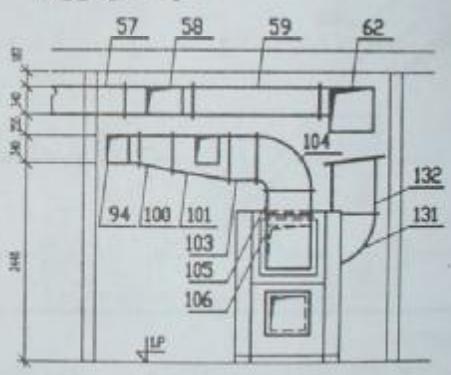


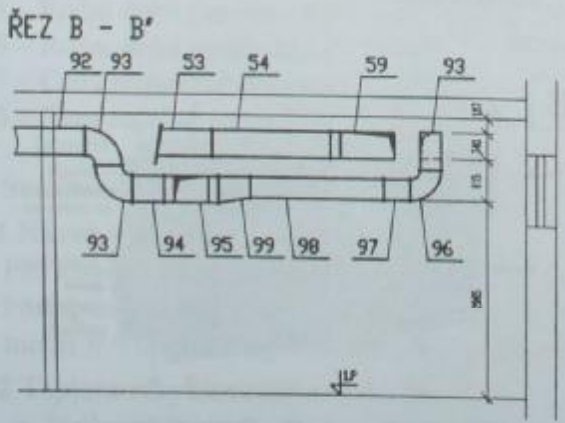
Legenda **1** – Ventilátor přívodu; **2** – Ventilátor odvodu; **3** – Filtr; **4** – Ohřívač; **5** – Chladič; **6** – Deskový výměník; **7** – Rotační výměník; **8** – Klapka obtoku; **9** – Klapka uzavírací; **10** – Tlumicí vložka

Obr. 39.5 Jednotky vestavěnými výměníky, var. **A** - deskový výměník, var. **B** - rotační výměník



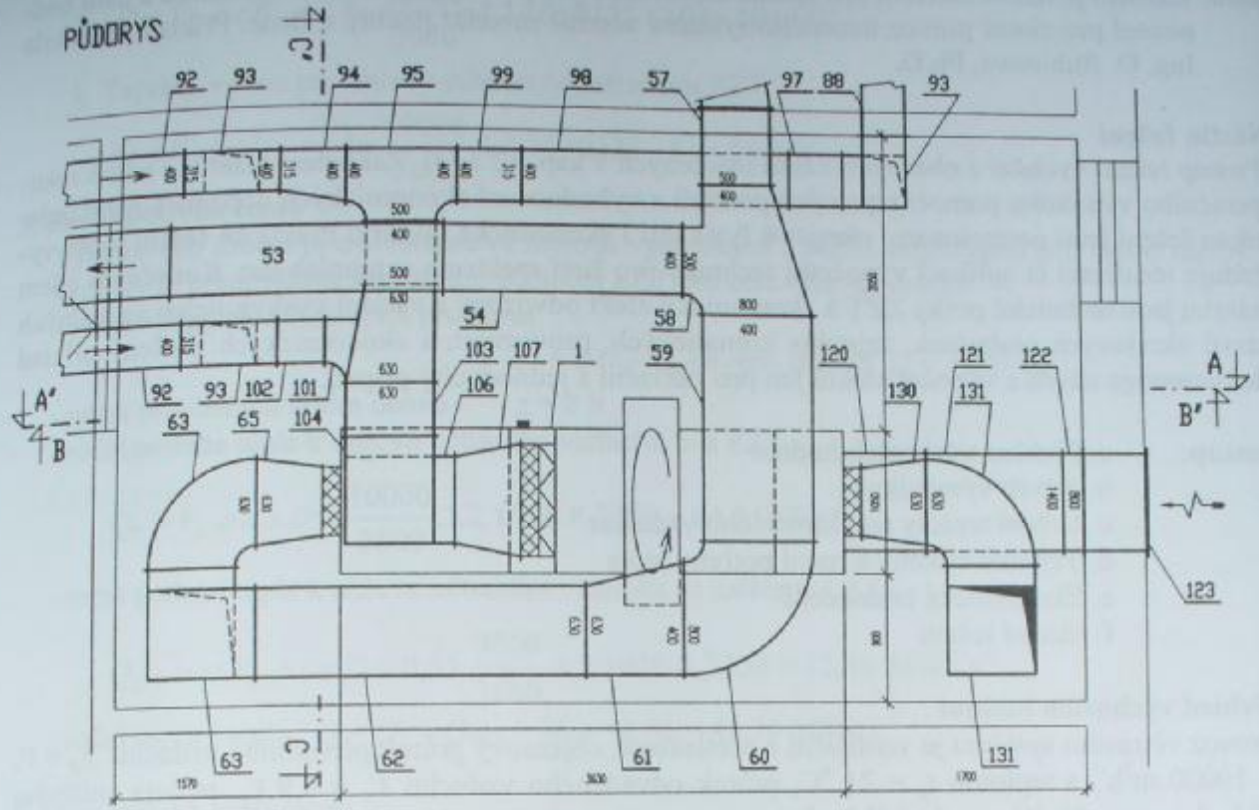


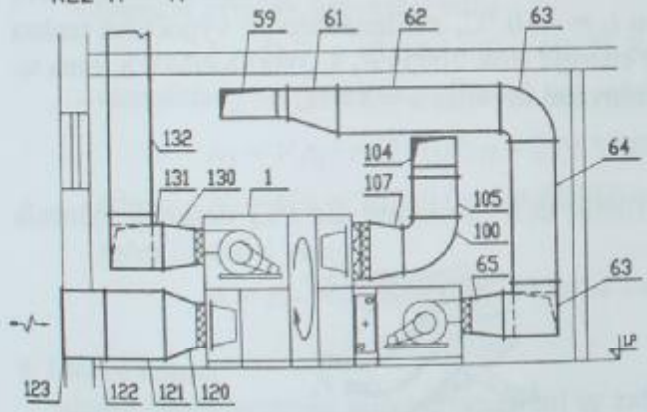


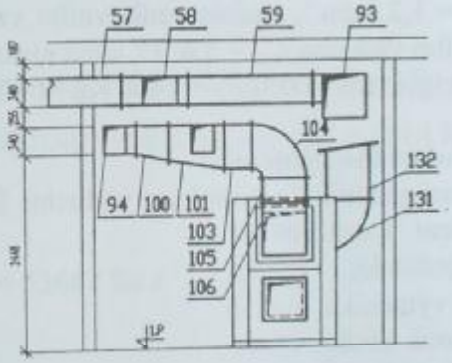


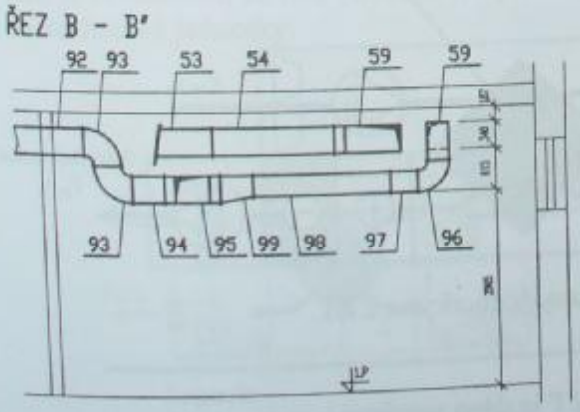
Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice

TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV	VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT A1
Víceúčelový sál VZDUCHOTECHNIKA	DATUM 12/03
	STUPEŇ PROJEKT
STROJOVNA VĚTRÁNÍ	ČÍSLO 1:50,1:100 VZT-15









Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice

TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV		
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	A4
Víceúčelový sál	DATUM	12/03
VZDUCHOTECHNIKA	STUPEŇ PROJEKT	
STROJOVNA VĚTRÁNÍ	1:50, 1:100	VZT-16

Př. 21 Zpětné získávání tepla (ZZT) var. B

Zadání: Úkolem je návrh zařízení pro zpětné získávání tepla pomocí deskového výměníku a jeho hodnocení pro zimní provoz nuceného systému větrání závodní jídelny v Brně. Příklad připravila Ing. O. Rubinová, Ph.D.

1. Nástin řešení

Postup řešení vychází z obecných zásad uvedených v kap. 12 a [4]. Základem řešení je návrh rekuperačního výměníku pomocí tepelných poměrů a vyhodnocení ekonomických dopadů. Charakteristikou řešení jsou nestacionární okrajové fyzikální i ekonomické faktory. Praktické řešení proto vyžaduje idealizaci či aplikaci výpočetní techniky pro širší spektrum vstupních dat. Konečným cílem návrhu jsou technické prvky ZZT a ekonomický efekt odvozený z variant vyskytujících se reálných stavů okrajových podmínek, zejména klimatických, provozních a ekonomických. Řešený příklad dokumentuje návrh a výpočet efektů jen pro základní a jednoduchý případ.

2. Postup:

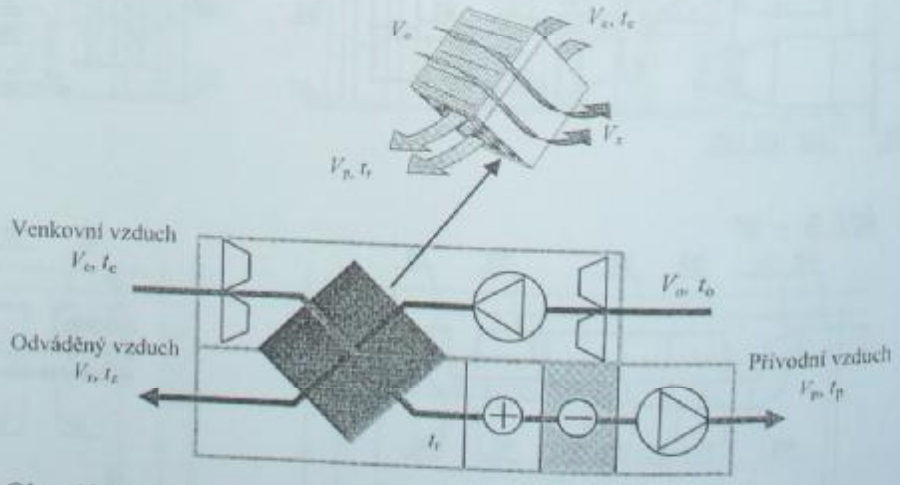
a. Přehled výchozích hodnot
b. Návrh výměníku
c. Určení teploty recyklovaného vzduchu
d. Tepelné výkony a roční potřeby tepla
e. Ekonomické hodnocení
f. Ideové řešení

3. Přehled výchozích hodnot

Provoz větracího systému je ventilační a přetlakový, objemový průtok přívodního vzduchu $V_p = V_e$ = 10000 m^3h^{-1} s teplotou t_p = 21 °C, průtok odváděného vzduchu $V_o = 0{,}9.V_p$, teplota vnitřního vzduchu t_i = 20 °C, předpokládaná doba nuceného větrání od 8 do 16 hodin v průběhu 5 dnů v týdnu tj. τ_1 = 1960 h za rok, měrná tepelná kapacita a hustota vzduchu budou konstantní c = 1010 Jkg^{-1}, ρ = 1,2 kgm^{-3}, teplota venkovního vzduchu t_e = - 10 °C, zvolená střední výpočtová teplota venkovního vzduchu t_{em} = 3,6 °C, cena elektrické energie (rok 2005) P_1 = 3400 Kč/MWh, cena tepelné energie (rok 2005) P_2 = 1400 Kč/MWh, umořovatel investic u = 14 %.

4. Návrh deskového výměníku

Pro větrací jednotku s průtokem vzduchu V_p = 10000 m^3h^{-1} je volen dle P33 deskový výměník v provedení k osazení do sestavy jednotky. Tepelná účinnost výměníku ψ = 55 %. Tlaková ztráta výměníku Δp = 40 Pa.



Obr. 40.1 Schéma sestavy jednotky se ZZT

5. Teplota recyklovaného vzduchu

Teplota recyklovaného vzduchu za výměníkem ZZT je dána vztahem

$$t_r = t_e + \psi.\frac{V_o}{V_p}.(t_o - t_e) = -10 + 0{,}55.\frac{0{,}9.10000}{10000}.(20+10) = 5\,°C$$

6. Tepelné výkony

a. Tepelný výkon pro ohřev vzduchu bez ZZT

$$Q = V_p.\rho.c.(t_p - t_e) = \frac{10000}{3600}.1{,}2.1010.(21+10) = 104 \text{ kW}$$

b. Tepelný výkon pro ohřev vzduchu se zařízením ZZT

$$Q = V_p.\rho.c.(t_p - t_r) = \frac{10000}{3600}.1{,}2.1010.(21-5) = 54 \text{ kW}$$

7. Roční potřeba tepla

Výchozí pro určení je denostupňová metoda vycházející z počtu denostupňů pro místo stavby. Ve výpočtu se předpokládá konstantní účinnost ZZT pro celé otopné období.

- počet větracích denostupňů pro Brno

$$D = d.(t_i - t_{em}) \text{ event. dle [4] } D = 3200 \text{ d.K}$$

- počet provozních hodin denně $z = 8$ h
- roční potřeba tepla k ohřevu větracího vzduchu bez ZZT

$$Q_T = V_p.\rho.c.z.D = \frac{10000}{3600}.1{,}2.1010.8.3200 = 86 \text{ MWh.r}^{-1}$$

- roční potřeba tepla k ohřevu větracího vzduchu se zařízením ZZT

$$Q_{ZZT} = \psi.V_o.\rho.c.z.D = 0{,}55.\frac{9000}{3600}.1{,}2.1010.8.3200 = 42{,}66 \text{ MWh.r}^{-1}$$

- roční úspory tepla $Q = Q_T - Q_{ZZT} = 86 - 42{,}66 = 43{,}34$ MWh.r^{-1}

8. Ekonomické hodnocení

Hodnocení je dle [5] dáno součtem dílčích složek. Základní složky hodnocení tvoří:

- finanční přínosy úsporami tepla

$$E = Q.P_1 = 43{,}34.1400 = 60676 \text{ Kč.r}^{-1}$$

- vícenáklady na provoz ventilátorů pro jejich účinnost 0,5 tlaková ztráta $\Delta p = 40$ Pa

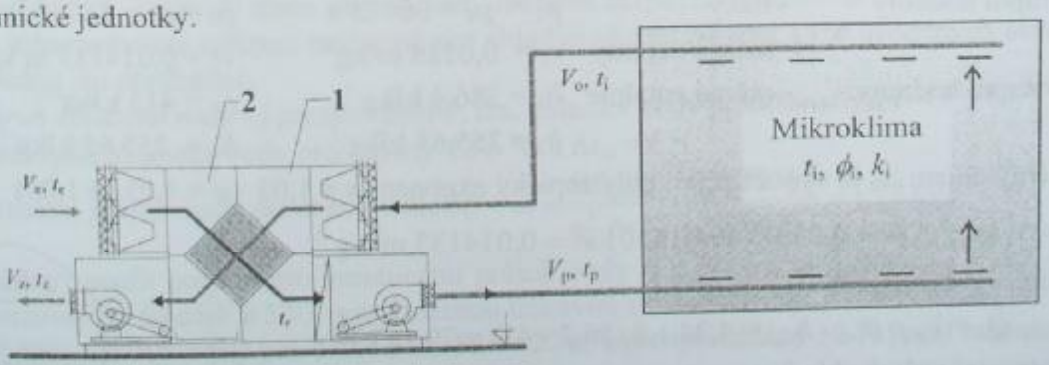
$$N_1 = V.\Delta p.\tau_1.P_1.10^{-6}/\eta = 2.(0{,}5.9000/3600).40.1960.3400.10^{-6}/0{,}5 = 2814 \text{ Kč.r}^{-1}$$

- odpisy $N_2 = C.u = 30000.0{,}14 = 4200$ Kč.r^{-1}
- roční finanční přínos

$$K = E - N_1 - N_2 = 60676 - 2814 - 4200 = 53662 \text{ Kč.r}^{-1}$$

9. Ideové řešení

Ideové řešení systému nuceného větrání se zařízením ZZT je patrné na obr. 40.2. Příznačné pro řešení je skutečnost, že oba vzduchovody tzn. s vnějším a odváděným vzduchem musí ústit do vzduchotechnické jednotky.



Legenda

1 - Vzduchotechnická jednotka
2 - Deskový výměník
e, i, p - venkovní, vnitřní, přívodní

V, t - průtok, teplota vzduchu
ϕ, k - vlhkost, koncentrace
r, o - recyklovaný, odváděný

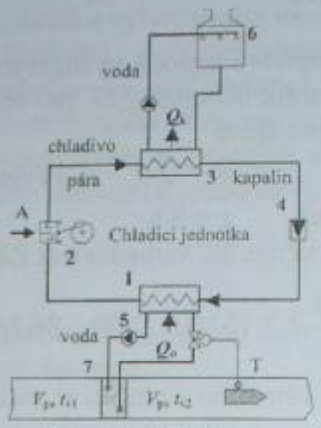
Obr. 40.2 Schéma soustavy ZZT s deskovým výměníkem

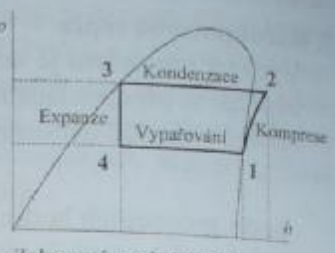
Př. 22 Chlazení pro klimatizaci – var. A, B

Zadání: Úkolem je navrhnout kompresorové chladicí zařízení s nepřímým uzavřeným systémem pro systém nízkotlaké klimatizace v sestavách s vodou i vzduchem chlazenými kondenzátory.

Postup: Řešení sleduje ideový návrh zařízení a koncepci chladicího systému, jehož základní komponenty tvoří chladicí jednotka, chladicí věž a potrubní síť. Návrh komponentů vychází z řešení fyzikálních dějů spojených s přenosem tepla, blíže kap. 13. Řešení vyžaduje:

1. Výchozí hodnoty
2. Návrh chladicí jednotky
3. Návrh chladicí věže
4. Návrh rozvodné soustavy
5. Dispoziční a grafické řešení





Zobrazení tepelných dějů

1 - Výparník
2 - Kompresor
3 - Kondenzátor
4 - Redukční ventil
5 - Čerpadlo
6 - Chladicí věž
7 - Chladič klimajednotky
T - Tepelné čidlo

Obr. 41.1 Schéma sestavy a chladicího pochodu

1. Přehled výchozích hodnot

Systém nízkotlaké klimatizace pracuje s objemovým průtokem přívodního vzduchu $V_p = 4{,}34\ m^3s^{-1}$, vstupní a výstupní teplota vzduchu pro chladič klimajednotky v letním provozu $t_{v1} = 26\ °C$, $t_{v2} = 16\ °C$, entalpie vzduchu před a za chladičem klimajednotky $h_{v1} = 56{,}2\ kJkg^{-1}$, $h_{v2} = 41\ kJkg^{-1}$, chlazená voda má střední teplotu $t_m = 9\ °C$ a teplotní spád $\Delta t_m = 6$ K, teplonosnou látkou kondenzátorového okruhu je voda se vstupní teplotou $t_{w1} = 26\ °C$, provoz soustavy chlazení je přímý bez akumulace chladu, tlaková ztráta chladiče klimatizační jednotky $\Delta p_c = 8$ kPa, chladicím zařízením bude soustava strojního chlazení s kompresorovým oběhem a kondenzátory chlazenými vodou ve var. **A** a ve variantě **B** chlazenými vzduchem. Blíže kap. 13.

2. Soustava s chladicími jednotkami a vodou chlazenými kondenzátory – var. A

2.1 Chladicí jednotky

K návrhu jednotek je nutná znalost základních výkonových hodnot, které lze určit řešením chladicího pochodu pomocí diagramu log *p-h*, tabulek či programů pro chladivo R134a. Vstupní veličiny řešení chladicího pochodu dle kap. 13.3 tvoří:

a. Teplota vypařování t_o - zvolený rozdíl teplot mezi teplotou vypařování a výstupní teplotou chlazené vody $\Delta m = 4$ K dle rov. 13.4 a obr. 13.4 platí

$$t_o = t_m - 0{,}5.\Delta t_m - \Delta_m = 9 - 0{,}5.6 - 4 = 2\ °C$$

b. Teplota kondenzace t_k - zvolený rozdíl teplot $\Delta t_w = 6$ K a $\Delta w = 3$ K dle rov. 13.5 a obr. 13.4

$$t_k = t_{w1} + \Delta t_w - \Delta w = 26 + 6 + 3 = 35\ °C$$

c. Řešení oběhu v tepelném diagramu pro idealizované děje - obr. 41.2

- vstupní hodnoty
  - tlaky $p_1 = p_4 = 664$ kPa, $p_2 = p_3 = 1630$ kPa
  - měrné objemy $v_1 = 0{,}0338\ m^3kg^{-1}$, $v_2 = 0{,}014133\ m^3kg^{-1}$
- výstupní hodnoty
  - měrná entalpie $h_1 = 386{,}4\ kJkg^{-1}$, $h_2 = 413\ kJkg^{-1}$, $h_3 = 255{,}65\ kJkg^{-1}$, $h_4 = 255{,}65\ kJkg^{-1}$
- měrný objem v_2 je vypočten pro polytropický exponent $n = 1{,}03$ ($n = 1{,}03$ až $1{,}05$)

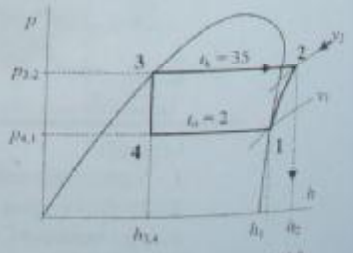
$$v_2 = v_1.(p_1/p_2)^{\frac{1}{n}} = 0{,}0338.(664/1630)^{\frac{1}{1.03}} = 0{,}014133\ m^3kg^{-1}$$

d. Chladicí výkon výparníku

$$Q_o = V_p.\rho.(h_{v1} - h_{v2}) = 4{,}34.1{,}2.(56{,}2 - 41) = 79{,}16\ kW$$

e. Hmotnostní průtok chladiva

$$m = \frac{Q_o}{h_1 - h_4} = \frac{79160}{(386{,}4 - 255{,}65).1000} = 0{,}605\ kgs^{-1}$$



Obr. 41.2 Schéma tepelných dějů

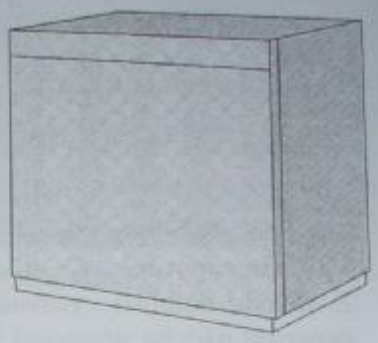
f. Teplo odvedené z kondenzátoru

$$Q_k = m.(h_2 - h_3) = 0{,}605.(413 - 255{,}65).10^3 = 95{,}2 \text{ kW}$$

g. Adiabatický příkon kompresoru $P = m.(h_2 - h_1) = 0{,}605.(413 - 386{,}4).10^3 = 16{,}1$ kW

h. Návrh chladicích jednotek

Pro chladicí výkon $Q_o = 79{,}16$ kW a uvažované teploty chlazené vody jsou s ohledem na zálohy navrženy dle příl. P36 dvě blokové chladicí jednotky typu CGWA 115, každá s výkonem $Q_o = 57$ kW, elektrický příkon $P = 12{,}7$ kW. Regulace chladicího výkonu je stupňovitá v rozsahu 50, 70 a 100 %. Tlaková ztráta výparníku je $\Delta p_m = 7$ kPa a kondenzátoru $\Delta p_w = 9$ kPa, blíže katalog výrobců.



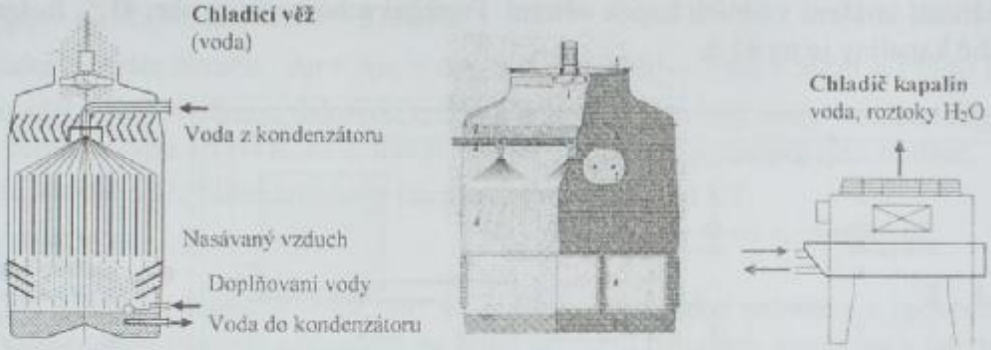
Obr. 41.3 Bloková chladicí jednotka

2.2 Chladicí věže

a. Hmotnostní průtok vody kondenzátorovým okruhem pro teplotní zvolený spád $\Delta t_w = 6$ K

$$m = \frac{Q_o}{c_w.\Delta t_w} = \frac{95200}{4186.6} = 3{,}79 \text{ kgs}^{-1}$$

b. Návrh – s ohledem na zálohy jsou dle P36 výrobce navrženy Chladicí věže S10, ks 2, nutný průtok vody $m = 0{,}5.3{,}79 = 1{,}6$ kgs^{-1}, tlaková ztráta věže $\Delta p_h = 5$ kPa. Blíže katalog výrobců.



Obr. 41.4 Typické chladiče kapalin

2.3 Rozvodná soustava

Rozvodnou soustavu řešeného příkladu tvoří okruh chlazené vody spojující chladič klimajednotky s výparníky chladicích jednotek a okruh chladicí vody spojující chladicí věže s kondenzátory chladicích jednotek. Součástí obou okruhů jsou oběhová čerpadla, rozdělovač a sběrač, potrubí, armatury a zabezpečovací zařízení nezbytné pro chladicí okruh. Návrhy výše uvedených okruhů a zařízení budou jen předběžné.

2.3.1 Okruh chlazené vody výparník-chladič, tzn. chladicí vody pro klimatizaci

- teplotní spád chlazené vody pro teploty 12/6 °C a $\Delta t_m = 6$ K
- hmotnostní průtok vody okruhem jednotky $m = \frac{0{,}5.Q_o}{c_w.\Delta t_w} = \frac{0{,}5.79160}{4186.6} = 1{,}57$ kgs^{-1}
- předběžný profil potrubí pro hmotnostní průtok vody m a zvolenou rychlost $w = 0{,}7$ ms^{-1} je dle dimenzovacích tabulek ø 57/3 mm s měrnou tlakovou ztrátou třením $R = 105$ Pam^{-1},
- předběžná tlaková ztráta pro délku potrubí $l = 20$ m a předpokládaný 30 % podíl místních odporů

$$\Delta p_p = 1{,}3.R.l = 1{,}3.105.20 = 2730 \text{ Pa},$$

- celková tlaková ztráta okruhu $\Delta p = \Delta p_p + \Delta p_m + \Delta p_c = 2730 + 7000 + 8000 = 17730$ Pa,
- návrh čerpadel - pro uvedenou tlakovou ztrátu a hmotnostní průtok vody m je z katalogu čerpadel navrženo - Oběhové čerpadlo typu 50 NTR, ks 2, každé na 100 % pokrytí požadovaných hodnot,
- rozdělovač, sběrač a příslušné armatury lze navrhnout dle zásad ÚT.

2.3.2 Okruh chladicí vody, umožňující výměnu tepla mezi kondenzátorem jednotky a chladicí věží
- zvolený systém s kontinuálním provozem s akumulací a doplňováním vody do nádrží chladicích věží, teplotní spád teplonosné látky 32/26 °C,
- předběžný profil potrubí pro hmotnostní průtok m a zvolenou rychlost $w = 0{,}65$ ms^{-1} je dle dimenzovacích tabulek ø 70/3 pro měrnou tlakovou ztrátu třením $R = 85$ Pam^{-1},
- předběžná tlaková ztráta pro délku potrubí $l = 40$ m a předpokládaný 30 % podíl místních odporů

$$\Delta p_t = 1{,}3.R.l = 1{,}3.85.40 = 4420 \text{ Pa}$$

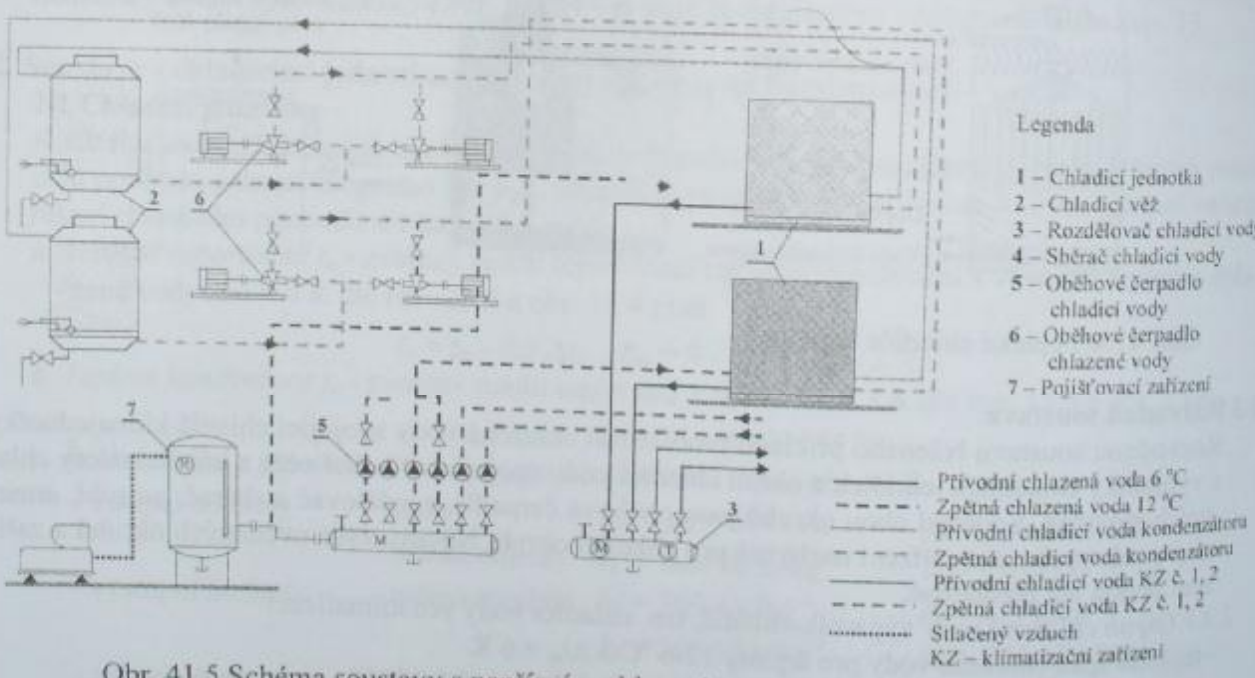
- celková tlaková ztráta okruhu $\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_w + \Delta p_h = 4420 + 9000 + 15000 = 28420$ Pa,
- návrh čerpadel - pro tlakovou ztrátu Δp hmotnostní průtok vody m lze dle rov. 13.10 z katalogu výrobce navrhnout odstředivá čerpadla, 2 ks, každé na 100 % pokrytí požadovaných hodnot.

2.3.3 Zabezpečovací zařízení okruhu chlazené vody

Z důvodu nutnosti vyrovnávání tlakových poměrů v okruhu chlazené vody je navržena tlaková expanzní nádoba situovaná s příslušenstvím v prostoru strojovny chlazení. Postup návrhu dle ÚT.

2.4 Dispoziční a grafické řešení

Dispoziční řešení soustavy strojního chlazení s kompresorovým oběhem a vodou chlazenými kondenzátory v chladicích věžích spočívá v prostorovém řešení strojovny chlazení a v situování věží. V řešeném příkladě jsou blokové chladicí jednotky, zabezpečovací zařízení a příslušné strojní vybavení situovány do strojovny chlazení, jejíž velikost je odvozena s ohledem na minimální obslužné a montážní prostory při respektování požadavků technických předpisů o minimálním objemu těchto místností. Chladicí věže budou umístěny v exteriéru budovy tak, aby jejich provozem nebyly překročeny akustické požadavky dané předpisy [45] a minimalizoval se negativní dopad vyvolaný možností unášení vodních kapek větrem. Funkční schéma je na obr. 41.5. Řešení pro uzavřený chladič kapaliny je na 41.8.



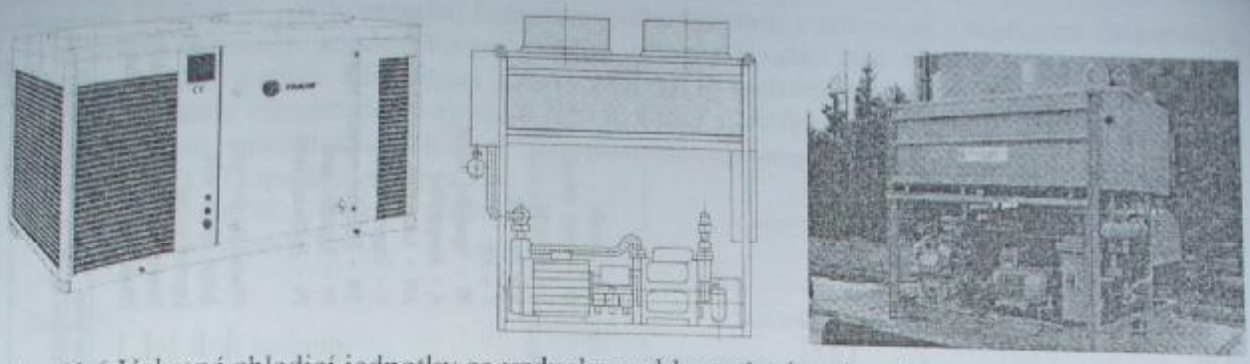
Obr. 41.5 Schéma soustavy s nepřímým chlazením a vodou chlazeným kondenzátorem

3. Soustava chlazení se vzduchem chlazenými kondenzátory – var. B

3.1 Chladicí jednotky

Velikost jednotky se vzduchem chlazeným kondenzátorem se volí dle hodnot vypočtených v bodě 2.1 z příl. P36 a technických podkladů výrobců. V řešeném příkladě se blokové chladicí jednotky umístí do exteriéru (v okolí budovy na úrovni terénu, či pod jeho úrovní, event. umožní-li to nosnost budovy, pak na její střeše). Zásadním kritériem bude nutnost omezení šíření hluku, zejména v sídelních okrscích v noční době. Zabezpečovací zařízení a příslušné strojní vybavení lze situovat do samostatné místnosti či strojovny vzduchotechniky. Schéma jednotek je na obr. 41.6. Schéma

řešení soustavy se vzduchem chlazeným kondenzátorem je na obr. 41.7.



Obr. 41.6 Vybrané chladicí jednotky se vzduchem chlazeným kondenzátorem

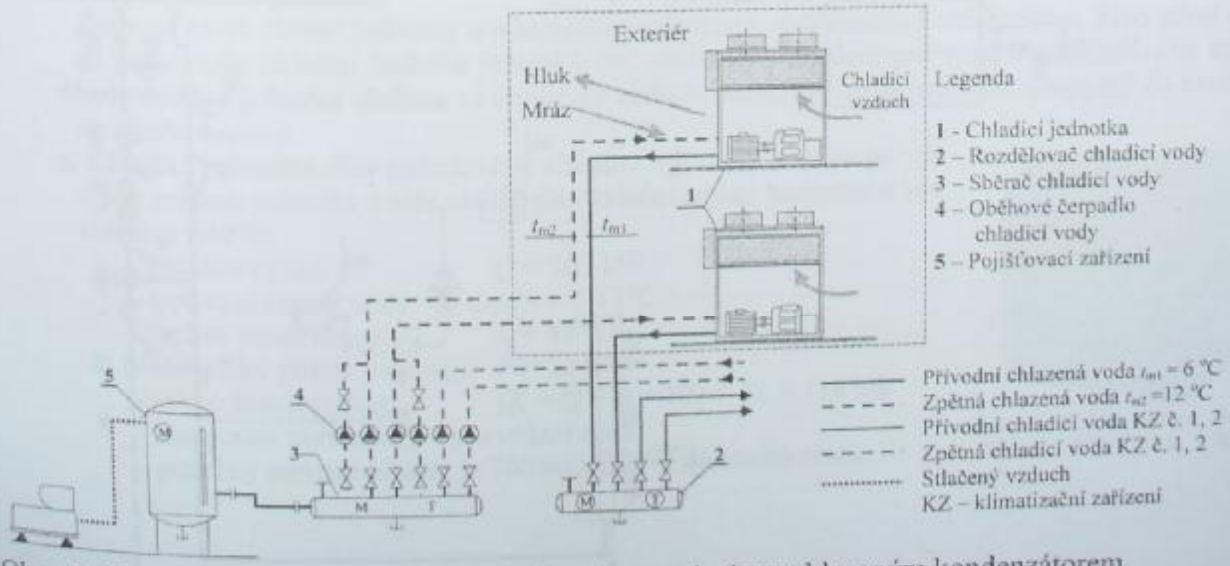
3.2 Rozvodná soustava

Soustavu tvoří okruh chlazené vody, spojující výparník s chladičem klimajednotky

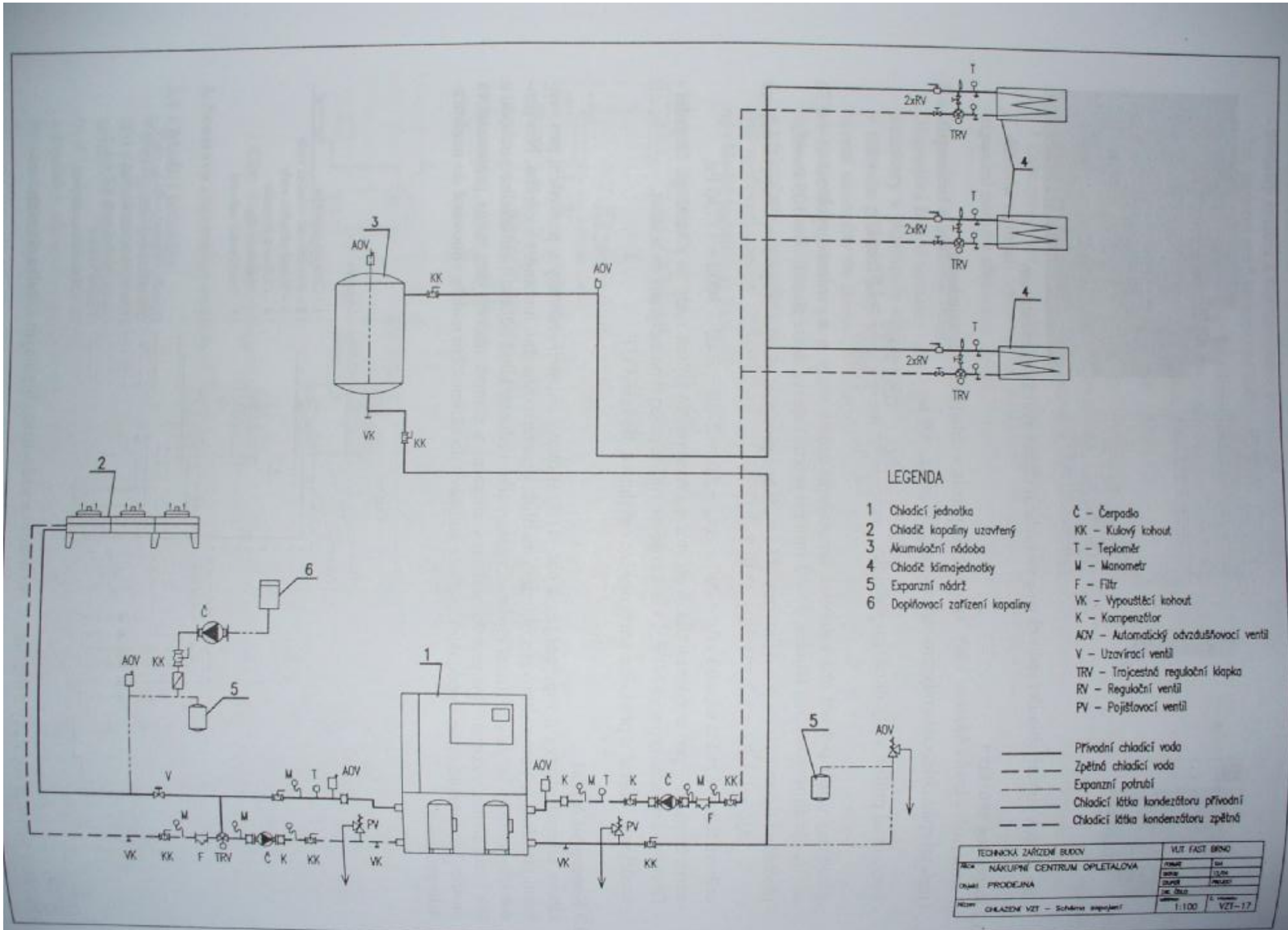
- teplotní spád chlazené vody pro teploty 6/12 °C je $\Delta t_w = 6$ K
- hmotnostní průtok vody okruhem jednotky $m = \frac{0{,}5.Q_o}{c_w.\Delta t_w} = \frac{0{,}5.79160}{4186.6} = 1{,}57$ kgs^{-1}
- předběžný profil potrubí pro jednotku, hmotnostní průtok vody m a zvolenou rychlost $w = 0{,}70$ ms^{-1} je dle dimenzovacích tabulek ø 57/3 mm při měrné tlakové ztrátě třením $R = 105$ Pam^{-1},
- předběžná tlaková ztráta pro délku potrubí $l = 20$ m a předpokládaný 30% podíl vložených odporů $\Delta p_p = 1{,}3.R.l = 1{,}3.105.20 = 2730$ Pa,
- celková tlaková ztráta okruhu $\Delta p = \Delta p_p + \Delta p_m + \Delta p_e = 2730 + 7000 + 8000 = 17730$ Pa,
- návrh čerpadel – pro uvedenou tlakovou ztrátu a hmotnostní průtok vody m z katalogu čerpadel - Oběhová čerpadla typu 50 NTR, ks 2, každé na 100 % pokrytí požadovaných hodnot,
- rozdělovač, sběrač a příslušné armatury lze navrhnout dle zásad ÚT.

3.3 Koncepční řešení

Ideové schéma sestavy a zapojení je na obr. 41.7. Blokové chladicí jednotky v provedení pro venkovní prostředí je nutno situovat s ohledem na hluk, omezení oslunění, hmotnost a údržbu. Nevýhodou této varianty je, že s rostoucí teplotou venkovního vzduchu klesá účinnost chladicího pochodu a tím i chladicího výkonu. Pro provoz soustavy chlazení v zimním období jsou nutná protimrazová opatření, optimálně bude vypouštění vody ze soustavy do akumulační nádrže situované do nezámrzného prostředí.



Obr. 41.7 Schéma soustavy s nepřímým chlazením a vzduchem chlazeným kondenzátorem

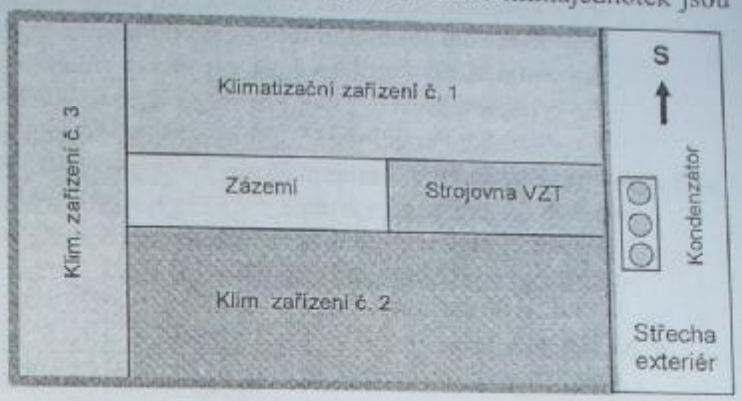

T
2xRV
TRV
4
3
AOV
KK
VK
2
6
Č
5
1
V
M
T
PV
F
K
LEGENDA
1 Chladící jednotka
2 Chladič kapaliny uzavřený
3 Akumulační nádoba
4 Chladič klimajednotky
5 Expanzní nádrž
6 Doplňovací zařízení kapaliny
Č – Čerpadlo
KK – Kulový kohout
T – Teploměr
M – Manometr
F – Filtr
VK – Vypouštěcí kohout
K – Kompenzátor
AOV – Automatický odvzdušňovací ventil
V – Uzavírací ventil
TRV – Trojcestná regulační klapka
RV – Regulační ventil
PV – Pojišťovací ventil
Přívodní chladící voda
Zpětná chladící voda
Expanzní potrubí
Chladící látka kondenzátoru přívodní
Chladící látka kondenzátoru zpětná
TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV
VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA
PRODEJNA
CHLAZENÍ VZT – Schéma zapojení
1:100
VZT–17

Př. 23 Chlazení pro klimatizaci – var. C

Zadání: Úkolem je návrh strojního kompresorového chlazení v provedení s nepřímým chlazením a vzduchem chlazeným kondenzátorem chladicí jednotky sloužící jako zdroj chladu pro klimatizaci administrativní budovy. Klimatizaci budovy zajišťují tři ústřední vzduchové systémy. Vzduchové a chladicí výkony klimatizačních systémů jsou uvedeny v tabulce 42.1. Chladiče klimajednotek jsou navrženy pro teplotní spád chladicí vody 8/14 °C. Dispoziční schéma zařízení je na obr. 42.1. Příklad připravila Ing. O. Rubinová, Ph.D.

Postup:

1. Výchozí hodnoty
2. Určení chladicího výkonu
3. Návrh chladicí jednotky
4. Návrh soustavy
5. Dispoziční a grafické řešení



Obr. 42.1 Půdorys klimatizovaného objektu a funkční celky

1. Vstupní hodnoty

Zdrojem chladu bude chladicí jednotka s odděleným kondenzátorem chlazeným vzduchem. Jednotka bude situována ve strojovně vzduchotechniky, kondenzátor pak na střeše budovy, chladivo R407C. Teplotní spád chlazené vody 7/13 °C, výpočtová teplota externího vzduchu $t_{ev} = 33$ °C.

Tab. 42.1 Přehled návrhových hodnot klimatizačních zařízení

Zařízení	Vzduchový výkon V_p (m^3s^{-1})	Teplota vzduchu t_p (°C)	Chladicí výkon Q_i (kW)
1	2,78	18	56,3
2	1,80	20	30,5
3	2,22	19	41,3
Chladicí výkon budovy celkem Q_s (kW)			128,1
Chladicí výkon pro předpokládanou současnost 80 % Q_s (kW)			0,8.128,1 = 103

2. Určení chladicího výkonu

Jednotlivá klimatizační zařízení jsou navržena pro reálné maximum tepelné zátěže vyskytující během dne a roku. Návrhová tepelná zátěž a tudíž i potřeba chladu pro klimatizaci budovy je dána kombinací aktuálních zátěží klimatizovaných prostorů. Časový průběh zátěží lze efektivně určit programovým řešením. Aktuální potřeba chladu není dána prostým součtem maximálních zátěží, ale součtem zátěží působících ve stejném čase. Pro daný příklad se předpokládá, že max. hodnota zátěží dosáhne 80 % maximálního fiktivního součtu.

3. Návrh chladicí jednotky

Zahrnuje návrh vlastní jednotky a odděleného vzduchem chlazeného kondenzátoru. Jako zdroj chladu je navržena chladicí bloková jednotka tzv. chiller v provedení pro vnitřní prostředí. Dle zadání bude chladicí jednotka uložena ve strojovně vzduchotechniky, kondenzátor je situovaný do exteriéru na střechu budovy.

a. Chladicí jednotka. Pro požadovaný chladicí výkon je z katalogu výrobce zvolena jednotka s níže uvedenými tabelovanými hodnotami pro chladivo R407C:

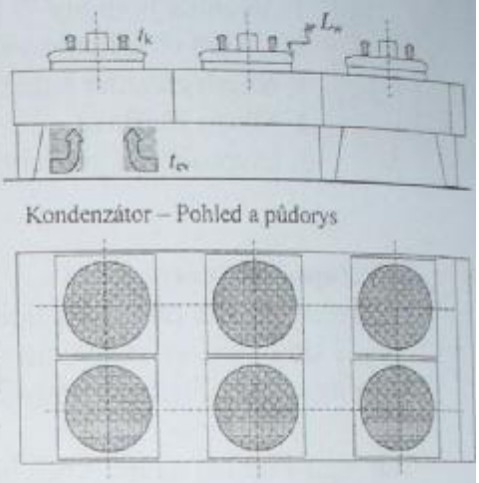
- chladicí výkon $Q = 107$ kW
- teplota chlazené vody $t_1/t_2 = 7/13$°C
- teplota kondenzace $t_k = 45$ °C
- elektrický příkon jednotky $P = 32$ kW
- výkon kondenzátoru $Q_k = Q + P = 107 + 32 = 139$ kW
- kompresor hermetický v provedení scroll
- potřebný servisní prostor je 700 mm z čelní a bočních stran.

Chladivo	R134A	R404A	R407C
F1	0,93	1,0	0,87

b. Kondenzátor vzduchem chlazený. Pro požadované chladivo R407C je nutno jmenovitý výkon Q_c kondenzátoru chladicí jednotky korigovat na konkrétní podmínky dle níže uvedené formule. Hodnoty korekčních součinitelů se určí z podkladu výrobce.

$$Q = Q_c.F_1.F_2$$

kde Q_c – jmenovitý výkon kondenzátoru pro chladivo R404A a pro rozdíl $\Delta t = t_k - t_{ev} = 15$ K
F_1 – korekční součinitel chladiva, pro chladivo R407C dle výrobce $F_1 = 0{,}87$
F_2 – korekční součinitel teplotních podmínek daných teplotami t_k a t_{ev}
t_k – kondenzační teplota daná výrobcem chladicí jednotky $t_k = 45$ °C
Δt – rozdíl teplot $\Delta t = t_k - t_{ev} = 45 - 33 = 12$ K
F_2 – korekční součinitel $F_2 = 0{,}46665 + 0{,}0667.(\Delta t - 7) = 0{,}46665 + 0{,}0667.(12 - 7) = 0{,}8$
- minimální výkon kondenzátoru $Q_{cm} = Q_k/(F_1.F_2) = 139/(0{,}8.0{,}87) = 200$ kW
- návrh dle katalogu výrobce $Q_c = 214$ kW
- akustický tlak ventilátorů ve vzdálenosti 5 m $L_w = 60$ dB$_A$
- elektrický příkon ventilátorů $P = 1{,}0$ kW.



Kondenzátor – Pohled a půdorys

Obr. 42.2 Schéma kondenzátoru

4. Návrh soustavy

Zařízení soustavy chlazení tvoří okruhy chladiva, vodní okruhy a zpravidla akumulační nádoba.

Okruh chladiva tvořený potrubím spojujícím jednotku s kondenzátorem je součástí dodávky výrobce chladicí jednotky.

Vodní okruhy tvoří potrubí a příslušenství pro nucený oběh vody a připojení chladicí jednotky na chladiče klimajednotek. Lze je navrhnout ve variantách jako samostatné větve pro jednotlivé klimajednotky s rozdělovačem a sběračem nebo v provedení se společným rozvodem a odbočkami pro chladiče.

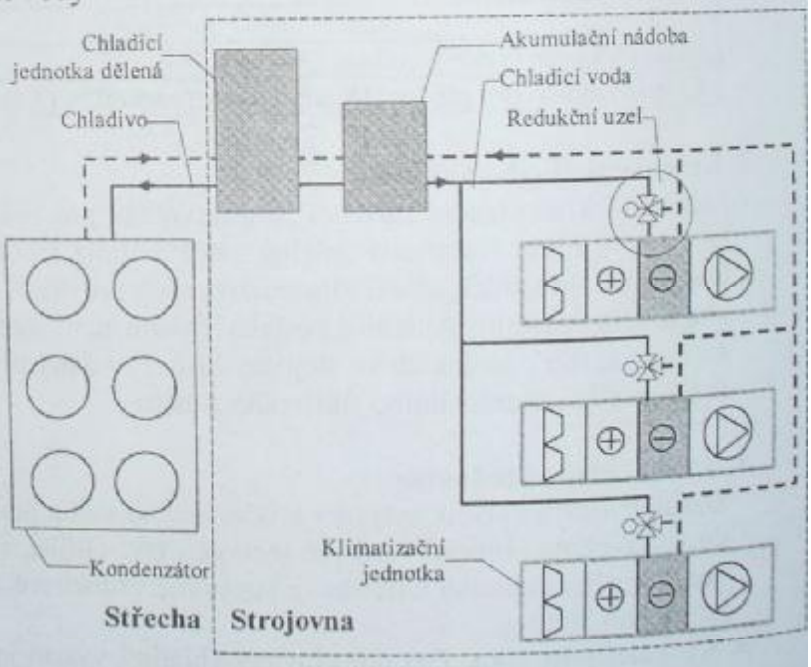
Hmotnostní maximální průtok chladicí vody

$$m = Q/(c.\Delta t) =$$
$$= 107/(4{,}186.5) = 5{,}11 \text{ kgs}^{-1}.$$

Potrubí chladicí vody se navrhuje dle zásad dimenzování potrubí. Předběžný profil d pro předpokládanou rychlost proudění vody $w = 0{,}8$ ms^{-1} lze určit pomocí uvedeného vztahu. Podrobněji [1].

$$d = \sqrt{\frac{4.m}{\pi.\rho.\omega}} = \sqrt{\frac{4.5{,}11}{\pi.995.0{,}8}} = 0{,}09 \text{ m}$$

Regulační (směšovací) *uzly* tvoří zpravidla trojcestné armatury, čerpadlo, armatury (filtr, uzávěry, teploměr apod.). Návrh vychází ze zásad kvalitativní regulace chladiče



Obr. 42.3 Ideové schéma zapojení soustavy chlazení

Akumulační nádoba je prvkem, jehož účelem je omezení četnosti spínání kompresorů při provozu klimatizace, kompenzace objemových změn vody, doplňování vody, atd. Tvoří ji ocelová tlaková nádrž s armaturami. Objem nádrže závisí na řadě faktorů. K návrhu lze aplikovat teoretické, empirické i regresní formule. Zjednodušeně lze předpokládat 10 litrů na 1 kW chladicího výkonu.

5. Grafické řešení

Schéma koncepce základní varianty je na obr. 42.3.

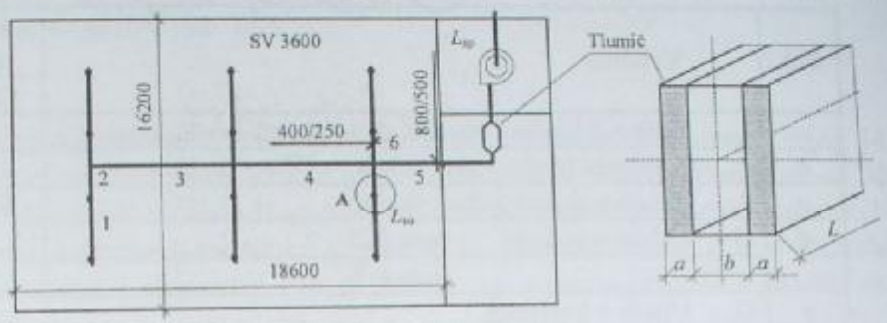
Př. 24 Útlum hluku vzduchotechnického zařízení

Zadání: Úkolem je posoudit akustické mikroklima formované vzduchotechnickým systémem dle obr. 43.1 a technickými prostředky zabezpečit akustickou složku mikroklimatu předepsanou pro přednáškové sály.

Postup:
1. Výchozí hodnoty
2. Výpočet hladiny akustického tlaku v místě posluchače
3. Určení maximálně přípustných hladin hluku a útlumu
4. Návrh tlumiče hluku a posouzení

1. Přehled výpočtových hodnot

Rozměry místnosti jsou patrné z obr. 43.1, střední činitel pohltivosti $\alpha = 0{,}15$, ventilátor RNH 630, tlakový výkon $\Delta p = 441$ Pa, objemový průtok vzduchu 1,91 m^3s^{-1}, hladina měrného akustického výkonu $L_{sp} = 60$ dB, vzdálenost vyústky od pracovní oblasti $r = 2{,}1$ m, směrový činitel $Q = 2{,}2$ pro úhel $\theta = 50°$, plocha stěn $S = 853$ m^2.



Obr. 43.1 Schéma místnosti a VZT systému

2. Výpočet hladiny akustického tlaku v místě posluchače

Úroveň akustického mikroklimatu místnosti ovlivněná vzduchotechnickým zařízením závisí na vzdálenosti mezi strojovnou a sledovanou místností. Z toho aspektu má nejnepříznivější vliv vyústka **A** nejbližší strojovně vzduchotechniky. Výpočet je proveden pro oktávová pásma 125 až 4000 Hz a výsledky jsou uvedeny v tab. 43.1. Algoritmus zahrnuje vyčíslení níže uvedených veličin.

a. Celková hladina akustického výkonu ventilátoru – dle výrobce nebo obecně dle formule

$$L_p = L_{sp} + 10.\log V_p + B.\log 0{,}1.\Delta p_c = 60 + 10.\log 1{,}91 + 20.\log(0{,}1.441) = 96 \text{ dB}$$

b. Relativní hladina akustického výkonu ventilátoru L_{ro} dle P16

c. Hladina akustického výkonu ventilátoru - určí se výpočtem dle níže uvedeného vztahu nebo hodnotu udává výrobce

$$L_{po} = L_p - L_{ro}$$

d. Útlum v potrubí D_t - pro jednotlivé úseky se určí pomocí P17

e. Útlum v kolenech D_k - pro rozvinutou délku se určí dle P17

f. Útlum v odbočce D_o - pro plochy potrubí $S_c = 0{,}515$ m^2, $S_{o1} = 0{,}2$ m^2

$$D_o = 10.\log\frac{S_c}{S_{o1}} = 10.\log\frac{0{,}515}{0{,}2} = 4{,}1 \text{ dB}$$

g. Útlum rozdělením na ostatní vyústky $D_n = 10.\log n = 10.\log 12 = 10{,}8$ dB

h. Útlum koncovým odrazem D_{vo} se určí z P17 pro plochu vyústného otvoru $S_c = 0{,}2.0{,}2 = 0{,}04$ m^2

i. Celkový přirozený útlum

$$D_p = D_t + D_k + D_o + D_n + D_{vo}$$

j. Hladina akustického tlaku v 1. vyústce $L_{p1} = L_{po} - D_p$

k. Útlum vzdáleností L_r v poli přímých vln, vzdálenost $r = 2{,}1$ m a směrový činitel $Q = 2{,}2$

$$L_r = 10.\log\frac{Q}{4.\pi.r^2} = 10.\log\frac{2{,}2}{4.\pi.2{,}1^2} = -14 \text{ dB}$$

l. Hladina akustického tlaku v poli přímých vln $L_o = L_{p1} - L_r$

m. Hodnota L_α - pro akustický tlak v poli odražených vln, plochu stěn S a činitel α

$$L_\alpha = 10.\log\frac{4.(1-\alpha)}{S.\alpha} = 10.\log\frac{4.(1-0{,}15)}{853.0{,}15} = -16 \text{ dB}$$

n. Korekce na 12 zdrojů hluku $L_k = 10.\log 12 = 11$ dB

o. Hladina akustického tlaku odražených vln $L_{ov} = L_{pl} + L_\alpha + L_n$

p. Hladina akustického tlaku v místě posluchače $L_{so} = 10.\left(\log 10^{0,1.L_{ov}} + 10^{0,1.L_{po}}\right)$

3. Určení přípustných hladin a útlumu

r. Maximálně přípustná hladina hluku L_a - pro posuzovanou místnost a korekci K dle vyhlášky

$$L_a = L_z + K = 40 + 10 = 50 \text{ dB}_{(A)}$$

s. Maximálně přípustné číslo třídy hluku $N = L_a - 5 = 45$ dB

t. Maximálně přípustné hladiny akustického tlaku L_N - určí se pomocí P16 event. P17

u. Nutný doplňkový útlum $D_u = L_{so} - L_N$

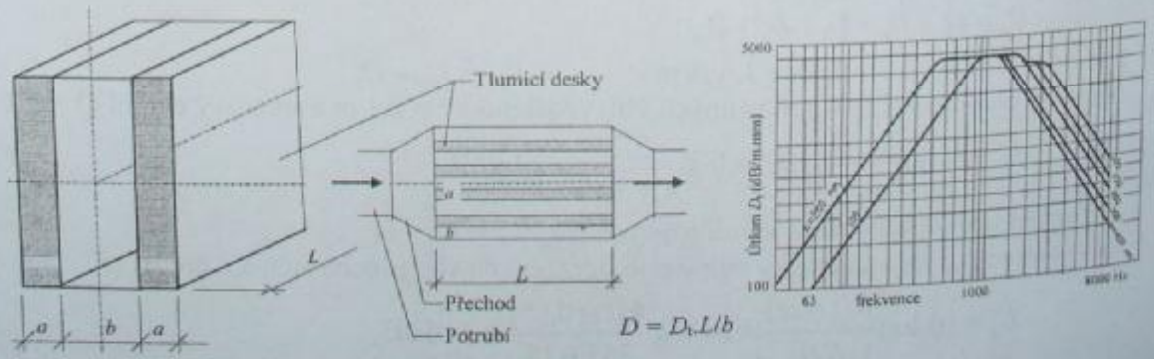
Tab. 43.1 Výpočet útlumu hluku

Pol.	Veličina	Hladina akustického výkonu, tlaku a útlumy v oktávových pásmech f (Hz)					
		125	250	500	1000	2000	4000
a	L_p - Celková hladina akustického výkonu ventilátoru	96	96	96	96	96	96
b	L_{ro} - Relativní hladina akustického výkonu ventilátoru	-10	-14	-18	-23	-28	-33
c	L_{po} - Hladina akustického výkonu	86	82	78	73	68	63
d	D_l - Útlum v potrubí - úsek č. 5	2,4	1,2	1,2	0,2	0,3	0,3
	- úsek č. 6	1,2	0,6	0,6	0,3	0,3	0,3
e	D_k - Útlum v kolenech	2,5	5,5	6,1	6,5	8,6	10,5
f	D_o - Útlum v odbočkách	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
g	D_n - Útlum rozdělením na 12 vyústek	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8
h	D_{vo} - Útlum koncovým odrazem	10,2	5,8	2,1	0	0	0
i	D_o - Celkový přirozený útlum	31,2	281	24,7	22	24	26
j	L_{pl} - Hladina akustického tlaku v 1. vyústce	54,8	54	53,3	51	44	37
k	L_r - Útlum vzdáleností	-14	-14	-14	-14	-14	-14
l	L_o - Hladina akustického tlaku přímých vln	40,8	40	39,3	378	30	23
m	L_α - Hodnota výrazu	-16	-16	-16	-16	-16	-16
n	L_n - Korekce na 12 zdrojů hluku	11	11	11	11	11	11
o	L_{ov} - Hladina akustického tlaku odražených vln	49,8	49	48,3	46	39	32
p	L_{so} - Hladina akustického tlaku v místě posluchače	50,3	49,5	48,8	46,5	39,5	32,5
r	L_{po} - Maximálně přípustná hladina akustického tlaku	50	50	50	50	50	50
s	N - Maximálně přípustné číslo třídy hluku	45					
t	L_N - Maximálně přípustné hladiny akustického tlaku	61,1	53,8	48,6	45	42,2	40
u	D_u - Nutný doplňkový útlum	-10,8	-4,3	0,2	1,5	-2,7	-7,5
x	D_{tl} - Útlum tlumiče	0,7	1,8	4,5	9	4,5	1,8

4. Návrh tlumiče a posouzení

v. Návrh tlumiče – pro kladné hodnoty D_u se dle P37 navrhne deskový tlumič s tloušťkou desky a = 100 mm, mezerou mezi deskami $b = 400$ mm pro délku $l = 1$ m.

x. Posouzení – pro navržený tlumič se odečtou z P37 hodnoty skutečného útlumu D_t. Hodnoty útlumu jsou pro všechny frekvence vyšší, tzn. návrh vyhovuje.



Obr. 43.2 Schéma tlumiče hluku a návrhového diagramu

Příklad č. 25 Útlum hluku VZT – venkovní prostředí

Zadání: Úkolem je posouzení akustických poměrů v místě **B** ve vnějším okolí budovy. Zdrojem hluku je ventilátor situovaný ve strojovně vzduchotechniky. Geometrické poměry jsou patrné z obr. 44.1. Příklad připravila Ing. O. Rubinová, Ph.D.

1. Vstupní hodnoty a požadavky

- výtlak vzduchu z ventilátoru ústí do otvoru opatřeného protidešťovou žaluzií na fasádě místě **A**
- přípustná hladina hluku v místě **B** $L_{NB} = 40$ dB
- vzdálenost bodu A jako idealizovaného zdroje do místa B je $L = 27 - 2 = 25$ m
- směrový činitel pro danou konfiguraci $Q = 4$, vnější překážky hluku se nevyskytují
- průtok vzduchu $V = 1{,}2\ m^3s^{-1}$
- akustický výkon ventilátoru je uveden v tab. 44.1

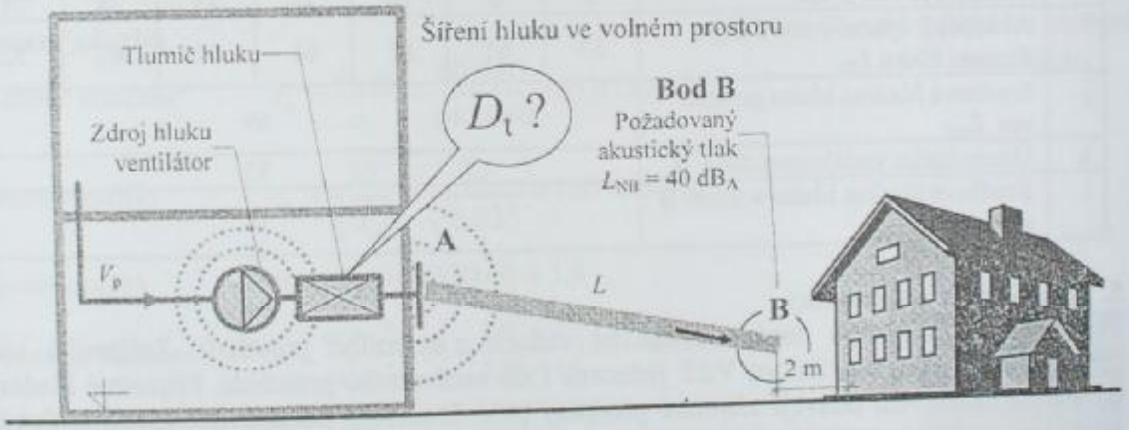
2. Nástin řešení

Výchozí pro řešení úlohy je problematika šíření zvuku volným prostorem. Je popsána v [8], [4]. Útlum hluku v případech bez vnějších překážek závisí na vzdálenosti. V zadaném příkladě se účinek hluku šířícího se z místa **A** vyčíslí v místě **B** vzdáleném 2 m od fasády protilehlé budovy. Na kladný rozdíl hladin působícího a přípustného hluku v místě B se navrhne tlumič. Útlum vzduchotechnického potrubí za ventilátorem i akustický výkon žaluzie lze v tomto případě z důvodu malých hodnot zanedbat.

3. Postup řešení vyžaduje

- výpočet hladiny akustického výkonu zdroje
- vyčíslení hladin hluku v místech **A** i **B**
- posouzení hlukových poměrů
- návrh tlumiče hluku
- zhodnocení.

Konkrétní hodnoty výpočtu uvádí tab. 44.1.



Obr. 44.1 Schéma problematiky

4. Řešení

4.1 Součtová hladina akustického výkonu ventilátoru

Vyčíslí se pro dílčí akustické výkony a střední kmitočty dle tab. 44.1

$$L_p = 10.\log\sum 10^{0.1L_i} = 93 \text{ dB}$$

4.2 Útlum hluku vzdáleností pro $L_r = 25$ m

$$L_r = 10 \cdot \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2}\right) = 10 \cdot \log\left(\frac{4}{4.\pi.25^2}\right) = -33 \text{ dB}$$

4.3 Hladina hluku v místě B

$$L_B = L_P + L_r = 93 - 33 = 60 \text{ dB}$$

4.4 Dílčí hodnocení

Z porovnání hodnot vypočtené a přípustné hladiny hluku v místě **B** vyplývá, že požadovaná hodnota L_{NB} je překročena a je nutno vhodně navrženým tlumičem eliminovat nepříznivý účinek hluku.

$$D_U = L_B - L_{NB} = 60 - 40 = 20 \text{ dB}$$

4.5 Návrh tlumiče hluku

Návrh má charakter iterace. Pro zvolenou délku tlumiče se odečtou dílčí frekvenční útlumy z podkladů výrobců.

- volba délky $L_t = 1$ m
- dílčí útlumy D_{ui} jsou uvedeny pro volenou délku tlumiče $L_t = 1$ m v tab. 44.1, řádku *h*
- celková (součtová) hladina akustického po útlumu

$$L_{p2} = 10.\log \sum 10^{0,1L_i} = 69 \text{ dB}$$

- hladina hluku v místě B po započtení vlivu tlumiče

$$L_B = L_{p2} + L_\tau = 69 - 33 = 36 \text{ dB}$$

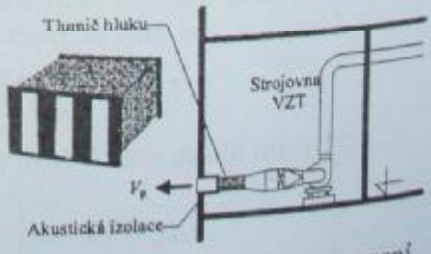
- navrženo dle katalogu firmy Remak – Čtyrhranný tlumič hluku o délce 1 m

Tab. 44.1 Vstupní a vypočtené akustické veličiny

Veličina		Střední frekvence v pásmu *f* (Hz)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
a	Hladina akustického výkonu ventilátoru L_p (dB)	64	73	80	87	89	86	70	73
b	Přirozený útlum potrubí a prvků	V příkladu zanedbáno							
c	Hladina hluku v místě **A** L_A	93							
d	Útlum hluku vzdáleností L_τ	33							
e	Hladina hluku v místě **B** L_B	60							
f	Přípustná hladina hluku L_{NB}	40							
g	Nutný útlum hluku *D*	20							
h	Útlum tlumiče o délce 1 m D_{Ui}	9	12	19	26	28	24	18	10
	Remak TH 700 x 400	3	6	10	20	25	28	24	18
i	Akustický výkon v místě B po tlumení hluku L_{Bt}	53	61	61	61	61	62	52	63
j	Součtová hladina hluku po útlumu L_{sot}	69							
k	Útlum hluku vzdáleností dle ř. *d*	33							
l	Součtová hladina hluku v místě B po útlumu L_{soB}	36							

5. Posouzení problematiky

Každý VZT systém nasává venkovní vzduch z externího prostředí. Zařízením sání dochází k přenosu hluku ventilátoru VZT jednotek i do venkovního prostředí. Přípustné hladiny hluku ve vnějším prostředí udávají zákonné předpisy [45]. Dodržení požadované hladiny hluku v místě **B** zadání vyžaduje použití prvku zajišťující útlum hluku. Aby se dostálo požadavku hladiny hluku ovlivněného ventilátorem v místě **B** je nutno na potrubí za ventilátor osadit tlumič hluku. Pokud nelze tlumič osadit mimo strojovnu je nutno potrubí za tlumičem opatřit akustickou izolací. Problematice útlumu hluku je nutno věnovat zvýšenou pozornost. Skutečné hlukové poměry se po realizaci zjišťují měřením v rámci požadovaných provozních zkoušek. Náprava v případě nevyhovující a chybných řešení nejsou vždy snadná. Efektivní řešení útlumu umožňují programová řešení.

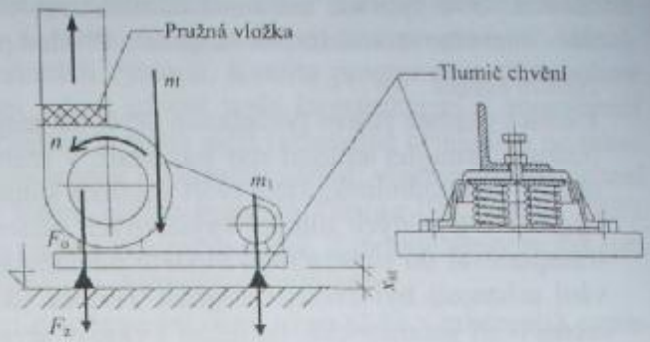


Obr. 25.2 Schéma tlumiče a jeho osazení

Př. 26 Útlum chvění

Zadání: Úkolem je řešení útlumu chvění, jehož zdrojem je ventilátor

Postup: Úloha představuje návrh prvků pro útlum chvění dle kap. 14.8 a vyžaduje
1. Specifikaci výpočtových hodnot
2. Návrh izolátorů chvění
3. Posouzení návrhu



Obr. 45.1 Schéma fyzikálního modelu a tlumičů chvění

1. Přehled výpočtových hodnot

Ventilátor RNH 500, hmotnost $m = 200$ kg, provozní otáčky $n = 600$ min^{-1}

2. Prvky útlumu – návrh

a. Typ – pružinové tlumiče – izolátory chvění

b. Počet tlumičů – zvoleno $p = 4$

c. Hmotnost připadající na jeden tlumič $m_1 = m/p = 200/4 = 50$ kg

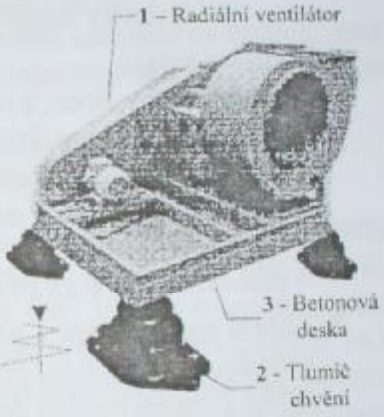
d. Kritické otáčky $n_k = \frac{n}{3 \div 5} = \frac{600}{4} = 150$ min^{-1}

e. Statické stlačení $x_{st} = \left(\frac{30}{n_k}\right)^2 = \left(\frac{30}{150}\right)^2 = 0{,}04$ m

f. Tuhost pružin $c_1 = \frac{m_1 . g}{x_{st}} = \frac{50.9{,}81}{0{,}04} = 12{,}26$ kNm^{-1}

g. Návrh – dle přílohy P38 je pro m_1 a c_1 navržen tlumič chvění ISTAKO typu P62 s hodnotami

$m_1 = (390$ až $590)/9{,}81 = 40$ až 60 kg a $c_1 = 14$ kNm^{-1}, ks 4.



Obr. 45.2 Schéma uložení ventilátoru

3. Posouzení návrhu

a. Statické stlačení $x_{st} = \frac{m_1 . g}{c_1} = \frac{50.9{,}81}{14.1000} = 0{,}035$ m

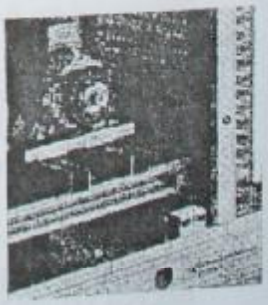
b. Kritické otáčky $n_k = \frac{30}{\sqrt{x_{st}}} = \frac{30}{\sqrt{0{,}035}} = 160$ min^{-1}

c. Poměr otáček $\omega = n/n_{kr} = 600/160 = 3{,}8$

d. Účinnost tlumení $\eta = \frac{\omega^2 - 2}{\omega^2 - 1} . 100 = \frac{3{,}8^2 - 2}{3{,}8^2 - 1} . 100 = 92{,}5\%$

e. Zhodnocení návrhu

Vypočtená hodnota účinnosti $\eta = 92{,}56$ % je však menší než hodnota doporučená dle P18. Proto se soustrojí ventilátoru 1 doplní např. betonovou deskou 3 o velikosti vyplývající z jeho půdorysných rozměrů 1,2 x 0,9 m a tloušťkou 40 mm s hmotností 100 kg. Opakovaným posouzením pro hmotnost $m = 200 + 100$ kg lze vypočíst, že účinnost tlumení bude 95,1 % a vyhoví tudíž doporučeným hodnotám dle P18 a navržené tlumiče vyhoví.



Obr. 45.3 Příklad pružného uložení v jednotce

4. Praktické řešení

V sestavných vzduchotechnických jednotkách je uložení soustrojí ventilátor – elektromotor řešeno již výrobcem. Příklad řešení pružného uložení soustrojí firmou Mandík je na obrázku 45.3. Pro transport jednotky se užívá k fixaci soustrojí přepravní pojistka

Př. 27 Modelování tepelného chování místnosti

Zadání: Pro vybrané místnosti administrativní budovy modelujte tepelnou zátěž, tepelné chování a stav interního mikroklimatu místnosti. Příklad připravila Ing. O. Rubinová, Ph.D.

Nástin řešení

Úloha vyžaduje řešení fyzikálních dějů, jež mají charakter výměny tepla mezi interiérem a exteriérem budovy formující teplotní stav místností. V reálných podmínkách probíhají výměny za nestacionárních okrajových podmínek, které tvoří zejména sluneční radiace a teplota vnějšího vzduchu. Obecné řešení vychází z tepelných bilancí vyjádřených matematickým modelem, jenž lze numerickými metodami transponovat do simulačního modelu umožňujícím programové řešení. Pro posouzení tepelného chování místnosti byl zvolen program ***Teruna*** (dostupný v PC učebně ústavu TZB). Vstupní hodnoty řešení tvoří geometrické, fyzikální a časově proměnné okrajové podmínky. Výstupem řešení je průběh teplot během zvoleného časového období umožňující hodnocení stavu vnitřního prostředí.

Postup: 1. Vstupní údaje
2. Určení optimálních a přípustných mikroklimatických podmínek
3. Výběr kritických místností pro posouzení
4. Okrajové, geometrické a fyzikální podmínky
5. Virtuální model místnosti
6. Výsledky řešení a jejich interpretace

1. Vstupní údaje

- místo stavby Brno, z něhož vyplývá zeměpisná šířka, délka a nadmořská výška
- geometrie budovy daná půdorysem na obr. 46.3
- tepelně technické vlastnosti vyplývající z typu stavebních konstrukcí
- obsazení kanceláří 1 osoba na 7 m^2 jejich podlahové plochy
- vybavení kanceláří PC na pracovní místo, tiskárna v každé kanceláři
- pracovní doba 8 až 17 hodin, fyzická aktivita pracovníka 1,1 met

2. Určení optimálních a přípustných mikroklimatických podmínek

Požadavek na teplotní podmínky v pracovním prostředí stanovují právní naše předpisy [49]. Kancelářské činnosti spadají do třídy práce č. I. s energetickým výdejem do 80 Wm^{-2}. Pro tuto třídu práce je určena optimální teplota max. 24 °C a přípustná 28 °C. Tyto podmínky nemusí být dodrženy za mimořádných vnějších klimatických podmínek, kdy překročí teplota vnějšího vzduchu 30 °C.

3. Výběr kritických místností pro posouzení

Řešení tepelného chování všech místností budovy je časově náročná úloha. Bude proto účelné uplatnit kritéria podobnosti a řešit problém jen ve vybraných a typických místnostech. V zadané budově jsou kanceláře situovány podél severní a jižní fasády, ve středním traktu se nachází hygienické zázemí. Členění fasády je v podélném směru stejné (okenní pásy). Tepelný režim místností u jednotlivých fasád bude tedy velmi podobný. Na jižní straně bude vhodnou a typickou místností pro posouzení m. č. 603, na severní pak m. č. 613. V m. č. 603 lze v souladu se zadáním uvažovat se 7 osobami a v m. č. 613 se 6 pracovníky.

4. Okrajové podmínky tvoří venkovní klimatické a provozní poměry

a. Vnější klimatické podmínky jsou dominantním faktorem tepelného chování místností. Z vnějších podmínek bude primární sluneční záření, jehož účinek bude maximální v letním období. Korektní řešení úlohy vyžaduje znalost průběhu okrajových podmínek v „jemné" časové posloupnosti. Pro tyto účely je možné použít reálná naměřená klimatická data, nebo vyčíslit zmíněné veličiny aproximací příslušných formulí [25] a kap. 4. Ve výsledcích řešení jsou uvedeny hodnoty klimatických veličin pro 1. červenec a jasnou oblohu.

b. Provozní podmínky určuje pracovní doba, jež se předpokládá v době 8 až 17 hodin. V tomto intervalu lze také očekávat maximální hodnotu tepelného zatížení.

5. Geometrické a fyzikální podmínky

Sledované místnosti jsou geometricky prosté a obdélníkového půdorysu. V nižších i vyšších podlažích se nachází podobné administrativní prostory s obdobným teplotním režimem. Tato okolnost výrazně zjednodušuje řešení, neboť vnitřní stěny, podlaha i strop mohou být uvažovány jednou plochou. Tepelně technické vlastnosti jsou dány typy konstrukcí (viz půdorys obr. 46.3).

6. Virtuální model místnosti a jeho řešení

Obecné řešení úlohy vychází z tepelných bilancí, jejichž vyčíslení vyžaduje numerické metody a diskretizaci časových dějů. Zmíněný přístup přesahuje rámec publikace. Praktické řešení v reálném čase je nemyslitelné bez simulační technologie. K řešení úlohy bude využito programové řešení. Volba softwaru je důležitým předpokladem korektních výstupů. Kvalita programu je dána mírou idealizace fyzikální podstaty, zejména způsobem řešení sdílení tepla konstrukcemi a aproximací okrajových podmínek. Požadavky na korektnost řešení je třeba určit racionálně s ohledem na pravděpodobnostní charakter a nejistoty okrajových podmínek i vnitřních zdrojů, vlastností a provedení obvodových konstrukcí. Pro dostupnost byl pro řešení zvolen program ***Teruna*** (PC učebna TZB). Výchozí pro práci s programem a řešení úlohy je zadání vstupních údajů. Zahrnuje skupinu dat specifikující fyzický model, okrajové podmínky a údaje pro diskretizaci problému:

Fyzikální model představují konstrukce místností tj. stěna venkovní, okno (2 ks v místnosti), symetrické stěny (tzn. symetricky teplotně se stejným teplotním režimem na obou stranách), vnitřní příčky, strop a podlaha.

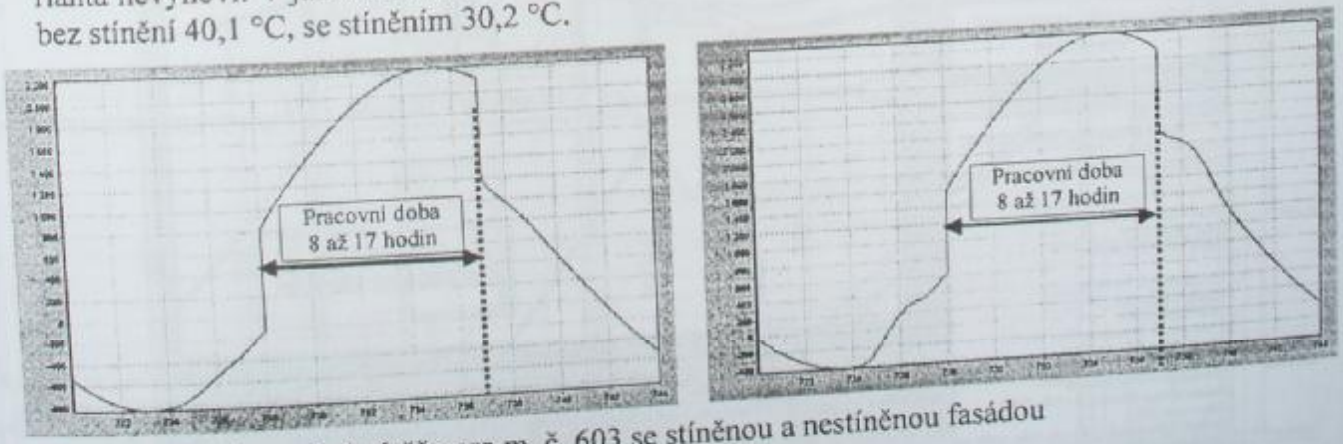
Okrajové podmínky tvoří:

- klimatické údaje tvořené harmonickým kolísáním venkovní teploty s max. hodnotou 30 °C, amplitudou teploty 7 K a jasnou oblohou,
- tepelná zátěž vnitřní produkovaná osobami (energetický výdej závisí na teplotě okolí a fyzické aktivitě člověka), počítačem 80 W, LCD monitorem 10 W a tiskárnou 100 W,
- hmotnostní zátěž daná větráním s průtokem pro dvojnásobnou výměnu vzduchu za hodinu, není podstatné, zda bude tato výměna zajištěna přirozeným větráním otevřenými okny nebo větráním nuceným bez tepelné úpravy vzduchu.

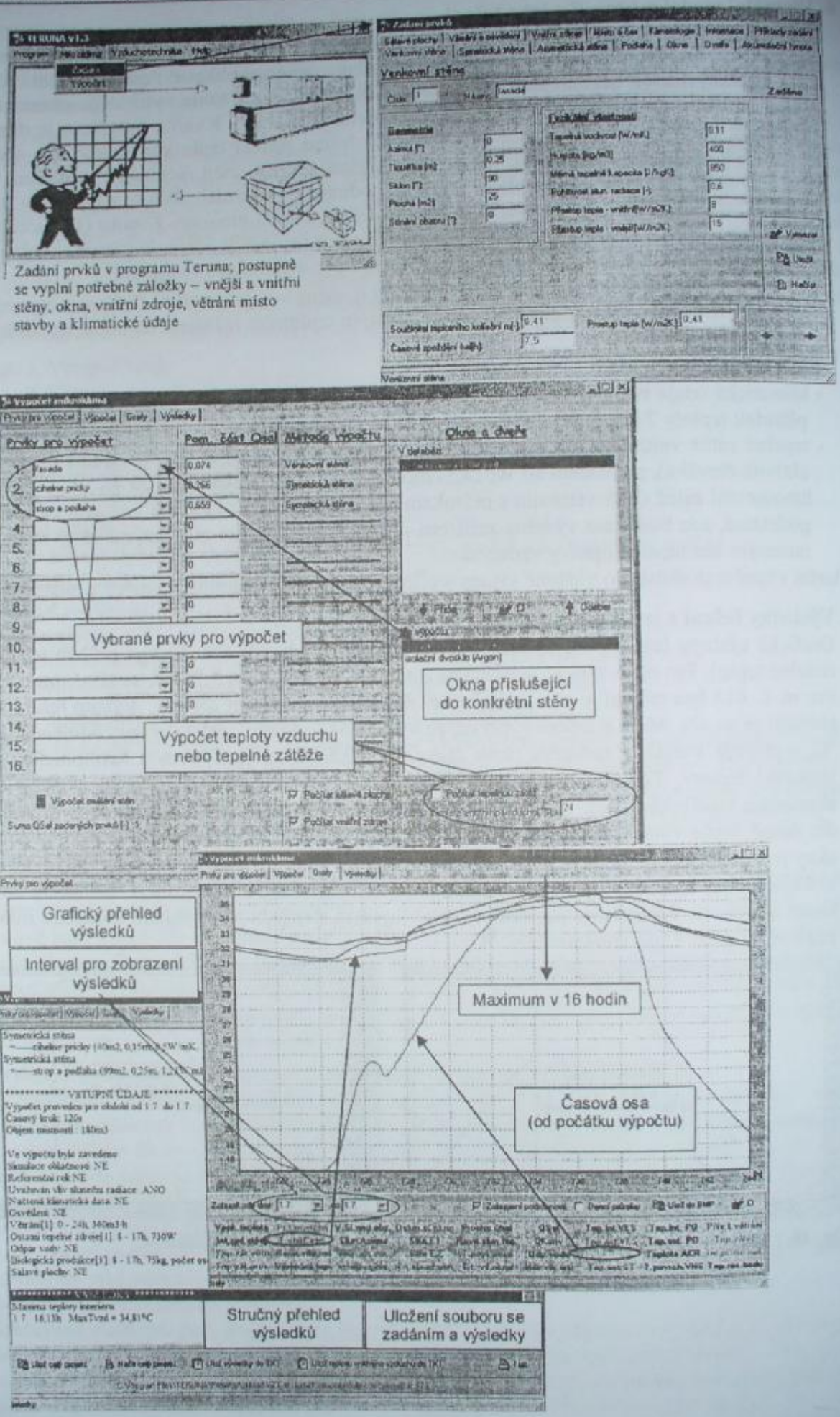
Vlastní výpočet probíhá pro vložené vstupy s cílem identifikace teplotním poměrů v místnosti.

7. Výsledky řešení a jejich interpretace

Grafické výstupy řešení jsou na níže uvedených obrázcích. Na obr. 46.1 je průběh tepelné zátěže (citelné teplo). Pro m. č. 603 je maximální zátěž bez stínění oken 3,3 kW, se stíněním pak 2,2 kW. Pro m. č. 613 bez stínění je maximální zátěž 4,9 kW, se stíněním 2,4 kW. Výstup řešení tepelného chování je na obr. 46.2. Z řešení vyplývá, že v m. č. 613 je max. teplota při nezastíněném okně 34,8 °C, v případě vnějšího zastínění okna žaluziemi 29,5 °C za předpokladu harmonického kolísání venkovní teploty. Teplotní maximum nastává přibližně v 16 hodin, což je důsledkem celodenní akumulace tepelných zisků. Větrání venkovním vzduchem bez tepelné úpravy je uvažováno 24 hodin denně, takže v noci při poklesu venkovní teploty je místnost vychlazena. Místnost s nestíněnými okny je z hlediska tepelného chování v letním nevyhovující; při použití vnějších žaluzií klesla teplota vzduchu o 5 K, což je významný rozdíl, nicméně z hlediska předpisového hodnocení ani tato varianta nevyhoví. V jižně orientované místnosti bylo za stejných předpokladů dosaženo max. teploty bez stínění 40,1 °C, se stíněním 30,2 °C.



Obr. 46.1 Průběh tepelné zátěže pro m. č. 603 se stíněnou a nestíněnou fasádou



Obr. 46.2 Karta vstupů a výstupy programového řešení

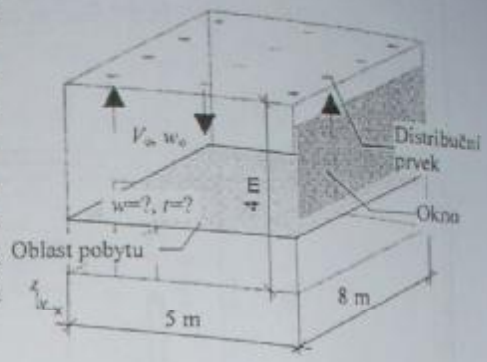
Půdorys
Řez
VUT FAST BRNO
TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA
PRODEJNA
Modelování tepelného chování místnosti
1:100
VZT-18
601 KANCELÁŘ
602 KANCELÁŘ
603 KANCELÁŘ
604 KANCELÁŘ
605 KANCELÁŘ
606 KANCELÁŘ
607 CHODBA
608 CHODBA
609 CHODBA
610 CHODBA
611 CHODBA
612 SKLAD
613 KANCELÁŘ
614 KANCELÁŘ
615 KANCELÁŘ
616 KANCELÁŘ
617 KANCELÁŘ
618 KANCELÁŘ
619 SKLAD
OKNA k=1,1W/m2K
PARAPET – KERAMOBETON 150 mm
IZOLACE 100mm
STROPY ŽELEZOBETON 250 mm
PODLAVA 100 mm
PŘÍČKY DŘEVĚNÉ OHLY 150 mm
3175
3350
3179
3473
3562
1930
1230
3200

Př. 28 Modelování proudění vzduchu

Zadání: Úkolem je modelování proudění vzduchu v místnosti, jejíž mikroklima zajišťuje systém vzduchové klimatizace.

1. Nástin řešení

Proudění vzduchu v omezeném prostoru je dynamický fyzikální děj, jehož okamžitý stav formuje výslednice setrvačných a gravitačních sil působících v prostoru a čase. Úloha představuje náročný problém řešitelný v reálném čase jen simulačními technologiemi umožňujícími modelovat dvourozměrná či třírozměrná pole. V technické praxi se pro simulaci fyzikálních jevů využívá CFD modelování, jenž je aplikovatelné i v prostředí budov. Ve VZT je podstatné proudění identifikovatelné tzv. obrazy proudění vzduchu v omezeném prostoru. Jedním z prostředků k aplikaci simulačního řešení úlohy je program ANSYS založený na metodě konečných prvků. Modul programu FLOTRAN je schopen řešit i úlohy proudění nevazkých a vazkých tekutin včetně interakce s okolím pro laminární a jednoduché turbulentní modely.



Obr. 47.1 Geometrie sledované místnosti

1. Cíl řešení

Úloha obecně umožňuje širší spektrum přístupu k řešení a jeho naplnění. Dokumentované řešení sleduje jednu z variant, představující posouzení střední teploty t a rychlosti proudění vzduchu w v pracovní oblasti pro zimní a letní výpočtový stav.

Programové řešení modulem FLOTRAN probíhá ve třech fázích:

1. fáze tzv. preprocesing představuje zadání vstupních dat pro tvorbu geometrie modelu, generování sítě tzv. meshování a vložení okrajových podmínek
2. fáze tzv. solver, tvoří numerické řešení úlohy
3. fáze tzv. postprocesing, umožňuje interpretaci výsledků formou tabulek či optimálně grafů.

2. Vstupní data

- geometrie místnosti a distribučních prvků dle obr. 47.1
- okrajové podmínky dané okolím a vnějším klimatem pro místo stavby Brno
- celoročně konstantní průtok přívodního a odváděného vzduchu V dle tab. 47.1
- požadovaná teplota přívodního vzduchu dle tab. 47.1

3. Výstup řešení

Výstupem řešení jsou numerické soubory a grafické výstupy dokumentující průběh sledovaných veličin, příčné a podélné profily teplotních či rychlostních polí, blíže [17]. Vybrané grafické výstupy jsou na obr. 47.2 až 47.5. Další výstupy příkladů řešení modelováním jsou na obr. 47.6 až 47.7.

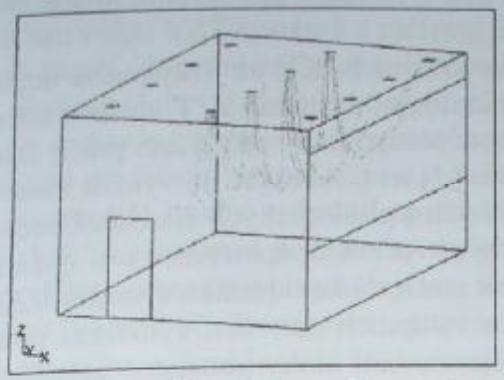
Tab. 47.1 Vstupní a vybrané výstupní veličiny

Hodnoty	Veličina	Letní období	Zimní období
Vstupní	hmotnostní průtok přívodního vzduchu V_o	0,4 kgs^{-1}	
	teplota vzduchu v přívodu otvoru t_o	16 °C	21 °C
	rozměry místnosti S x V x H	5 x 4 x 8 m	
	rozměry distribučních prvků A x B	200 x 200 mm	
Hledané	teplota vzduchu v pracovní oblasti t_p	26,0 °C	20,5 °C
	rychlost vzduchu v pracovní oblasti w_p	0,134 ms^{-1}	0,134 ms^{-1}
	výkon chladicí a otopný klimatizačního systému	4 kW	1,7 kW

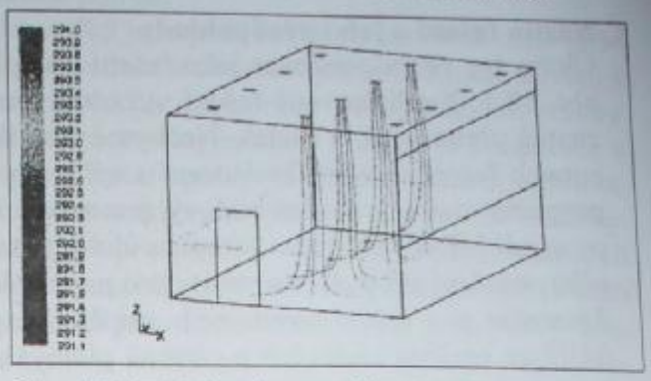
4. Zhodnocení

Z řešení vyplývá teplota a rychlost vzduchu v pobytové oblasti. Jejich velikost odpovídá požadavkům na mikroklima pro oba výpočtové stavy. Nároky na stav vnitřního prostředí budov a úspory

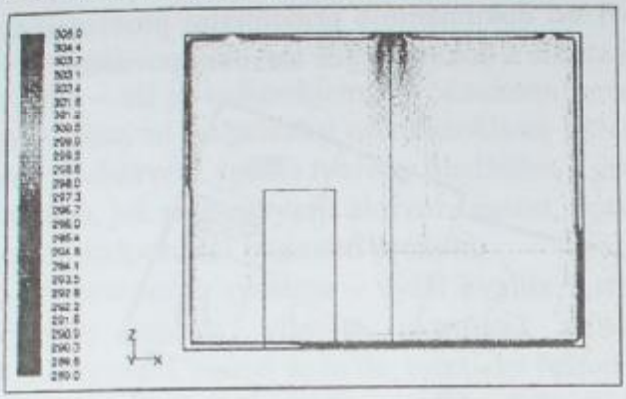
energií vyžadují aplikaci aktuálních informačních technologií. Modelování se tak stává účinným nástrojem optimalizace stavu interního mikroklimatu vytvářeného vzduchotechnikou v budovách.



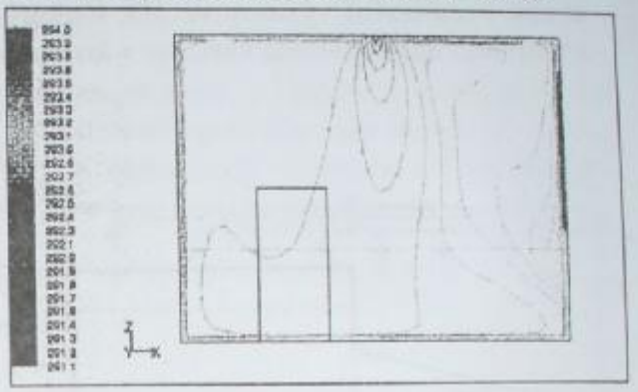
Obr. 47.2 Trajektorie proudů vzduchu - léto



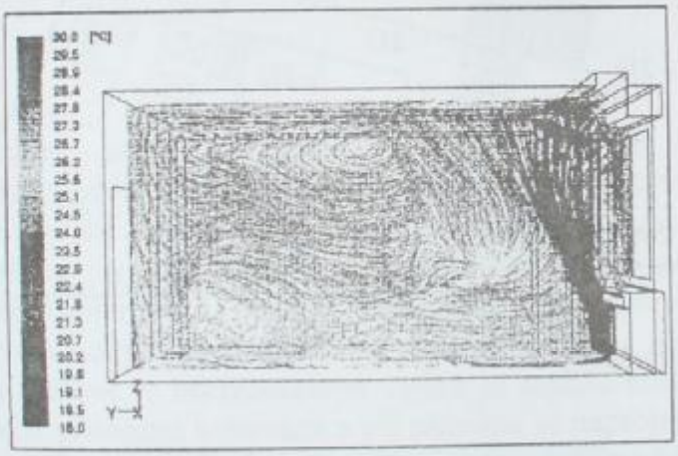
Obr. 47.3 Trajektorie proudů vzduchu - zima

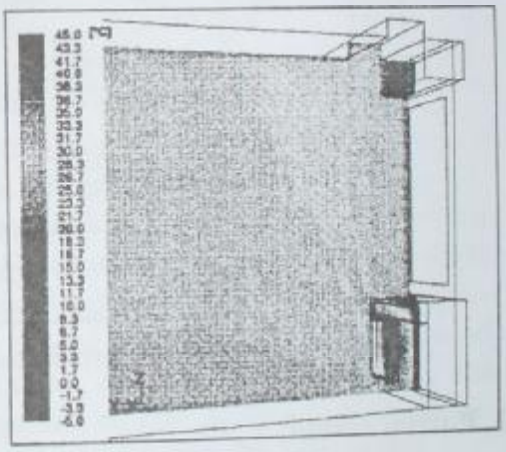


Obr. 47.4 Kontury teplot vzduchu - léto

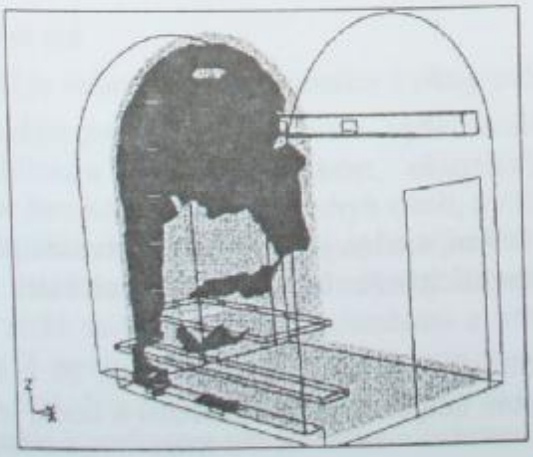


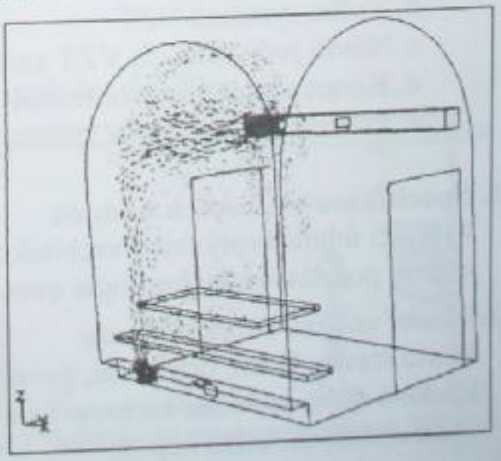
Obr. 47.5 Kontury teplot vzduchu – zima





Obr. 47.6 Teplotní pole formované otopným deskovým tělesem





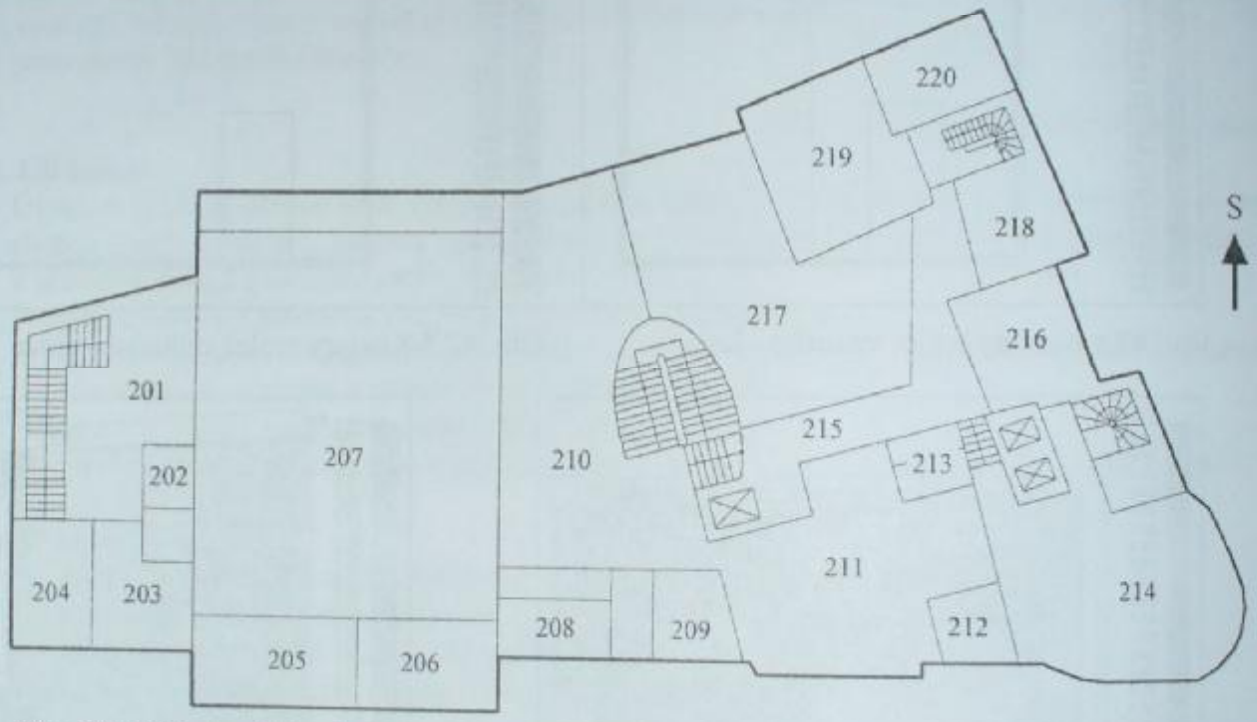
Obr. 47.7 Teplotní a rychlostní pole při teplovzdušným vytápění místnosti

Příklad č. 29 Aplikace VZT

Zadání: Úkolem je návrh vzduchotechniky pro tvorbu interní mikroklimatu víceúčelové budovy dle obr. P29.1.

1. Nástin řešení a jeho předpoklady

Úlohu lze charakterizovat jako řešení komplexu nestacionárních dějů se vzájemnou interakcí dle obr. 18.1. Kvalifikované řešení vyžaduje znalost terminologie, systémů VZT a elementárních poznatků přenosu tepla i látek. Nezbytné jsou dále invence, předpoklady pro tvůrčí práci, studie variantních řešení a jejich hodnocení s výběrem optimálního řešení. Aktuální je využití modelování a prognózy stavů i chování budovy, posouzení ekonomických a ekologických faktorů. Obecné přístupy uvádí [4]. Konečným výstupem úlohy je *studie možných řešení, dokumentace pro vydání stavebního povolení* nebo *dokumentace pro provádění stavby* k realizaci konkrétního systému VZT.
Zásadním pro řešení uvedených stupňů je specifikace vstupních dat, tzn. vymezení podstatných údajů ze spektra zadaných a obecně platných údajů. Zpracování úlohy podstatně usnadňuje výpočetní technika, umožňující řešení variant vstupních dat i pracných manuálních procedur, grafické studie i realizační výstupy ve 3D. Řešený příklad dokumentuje principiální problematiku návrhu s nástinem aplikovatelné varianty v kombinaci studie a dokumentace stavební povolení.



Obr. 29.1 Zjednodušený půdorys 2. P budovy

2. Postup řešení

a. Specifikace výchozích hodnot
b. Volba systémů VZT
c. Návrh jednotlivých VZT zařízení
d. Koncepční a grafické řešení
e. Průvodní a technická zpráva

3. Specifikace výchozích hodnot

Výchozí údaje vyplývají z architektonicko stavebního řešení stavby, jejího účelu, právních předpisů, norem, požadavků technologie event. zadavatele, z provozních režimů budovy či jejich částí.

Základní vstupní údaje příkladu

Místo stavby Brno, orientace, geometrie, účely místností jsou patrné z obr. 29.1 a tab. 29.1. Předpokládaná doba provozu budovy 7 dnů v týdnu. Další nutné údaje závisí na provozu a účelu jednotlivých místností, blíže kap. 5.

4. Volba systémů vzduchotechniky budovy

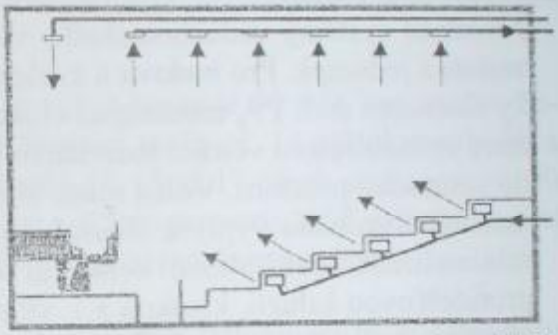
Budova se vyznačuje prostory s různou provozní dobou a odlišnými požadavky na interní mikroklima. Z provozních a ekonomických důvodů je účelné sdružit provozně a „hygienicky" související prostory budovy do samostatných celků, pro něž se navrhnou individuální VZT zařízení umožňující formovat interní mikroklima každého z nich dle aktuálních potřeb.

Výchozí pro volbu VZT systémů a zařízení jednotlivých celků jsou požadavky na stav vnitřního prostředí, možnosti situování zařízení a distribučních prvků, opatření k omezení přenosu hluku, chvění i požáru. Řešení úlohy vyžaduje komplexní přístup, nezbytná je spolupráce s projektantem stavby (zpravidla architekt), i zadavatelem záměru či uživatelem (technologie, apod.), nutná je kooperace s navazujícími profesemi a konzultace s dotčenými orgány státní správy (hygiena, požární ochrana, apod.). Náročnější stavby vyžadují zpracování studií, jejich analýzu s výběrem optimální varianty. Obecně platí, že prostory s požadavky na vyšší úroveň stavu prostředí, s větším podílem zasklených ploch a vyšším počtem osob vyžadují pro naplnění předepsaného stavu prostředí ***klimatizaci či dílčí klimatizaci***. Větrání přirozené event. nucené v letním období jsou nedostatečné pro vytvoření předepsaného interního mikroklimatu. Podrobněji popisuje kritéria volby systémů lit. [4]. Z důvodu omezeného rozsahu publikace a jisté analogie bude volba dokumentována jen pro níže uvedené prostory.

a. Víceúčelový sál

Charakteristika – sál je velkoobjemový bezokenní prostor se stupňovitou podlahou, s umělým osvětlením a zvýšenými požadavky na mikroklima určený ke kulturně společenským akcím (koncerty, divadelní představení apod.) tvořený hledištěm a jevištěm. Z účelu vyplývá nutnost zajistit pro větší počet osob, jež sice nevyvíjí aktivní činnost, optimální prostředí podporující intenzitu prožitku.

Výchozí údaje pro volbu systému – vyšší kvalita interního mikroklimatu (teplota, vlhkost, akustika), pobytový prostor bez kouření, pevná sedadla, estetické řešení interiéru, provoz s kolísáním počtu návštěvníků, základní agencie tvoří teplo, vodní pára a odéry.



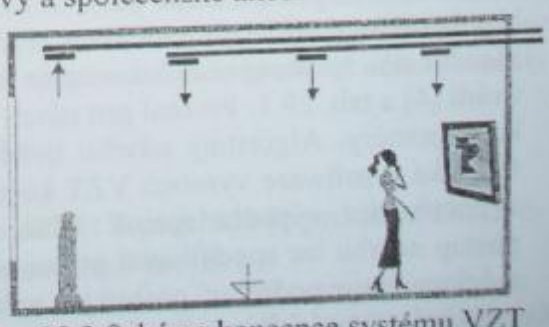
Obr. 29.2 Schéma koncepce systému VZT

Volený systém – samostatné zařízení, z možných variant vzduchotechniky bude optimální klimatizace vzduchová nízkotlaká s ústřední strojovnou. Distribuce vzduchu v hledišti sálu se volí „zdola nahoru", pro jeviště pak z provozních důvodů „shora nahoru". Předpokládá se, že jeviště nemá charakter divadelního provozu a jeho využívání bude totožné s provozní dobou sálu. Proto se volí pro celý sál jeden spojený VZT systém. V hledišti je přívodní vzduch distribuován koncovými prvky uloženými ve schodišťových podstupnicích. V pobytové zóně osob stoupá teplota vzduchu směrem od nohou k hlavě, v horizontálním směru je teplota téměř konstantní. Způsob přívodu vzduchu má charakter přirozené konvekce a při provozu se neprojevuje negativně na stav prostředí. Vzduch bude z prostoru hlediště odváděn pod stropem. Schéma koncepce řešení je na obr. 29.2. Blíže [4].

b. Výstavní síň

Popis – sál je velkoobjemový prostor s okny určený pro výstavy a společenské akce.

Výchozí údaje pro volbu systému – vyšší kvalita interního mikroklimatu (teplota, vlhkost, akustika), pobytový prostor bez kouření, volný pohyb osob, vyšší požadavky na architekturu interiéru, geometrie a provoz s kolísáním počtu návštěvníků. Základní složky tepelné expozice tvoří zátěž vnější, zejména osluněním a větracím vzduchem. Z vnitřních tepelných zisků jsou podstatné osvětlení a lidé. Hladina osvětlení v expozicích je kompromisem mezi komfortem návštěvníka a ochranou historického materiálu.



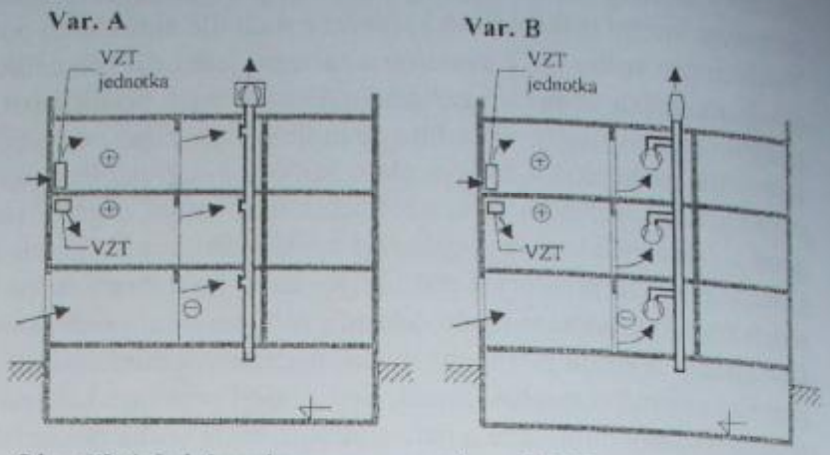
Obr. 29.3 Schéma koncepce systému VZT

Volený systém – samostatné zařízení, z možných variant bude optimální klimatizace vzduchová nízkotlaká s ústřední strojovnou. Ze způsobů distribuce vzduchu bude vhodné z důvodů stavebního řešení uplatnit směšovací proudění v provedení „shora nahoru". Blíže [4].

c. Hygienické místnosti - blíže [4].

Popis – hygienické zařízení tvoří skupinu sanitárních místností.

Volený systém – samostatná zařízení, z možných variant bude pro skupiny těchto prostorů vhodné nucené větrání podtlakové ústřední s nuceným odvodem vzduchu ve var. **A**, event. se zpětným získávání tepla (ZZT) nebo pro jednotlivá zařízení bude optimální decentrální systém ve var. B dle obr. 29.4.



Obr. 29.4 Schéma koncepce systému VZT

d. Ostatní funkční celky

Volba zařízení a systémů vychází z obdobných zásad jako v předchozích případech.

5. Koncepční řešení

Navržené systémy vzduchotechniky vyžadují prostor pro situování technických a funkčních prvků zejména jednotek. Pro budovu a zvolené systémy bude optimální ústřední strojovna vzduchotechniky situovaná do I. PP, umožňující uložení jednotek, jejich obsluhu i servis v jednom prostoru. Navržený způsob řešení větrání individuálních hygienických zařízení umožní situovat ventilátory přímo do větraného prostoru. Volba místa strojovny a způsobu saní venkovního vzduchu i výfuk znehodnoceného vzduchu vyplyne ze stavebního řešení, dispozic projektanta stavební části a požadavku minimalizace šíření hluku. Venkovní vzduch bude nasáván pomocí sací komory, jež je vybavena protidešťovou žaluzií, klapkou a 1. stupněm filtrace pásovým filtrem. Sání vzduchu je optimální ze stinného a čistého venkovního prostoru. Výfuk vzduchu je vhodný společným či individuálním vzduchovodem nad střechu. Při návrhu je nutno respektovat požární předpisy. Vzduchovody v prostorách s exponovaným interiérem budou uloženy v mezistropním prostoru s pohledem, s nimž budou lícovat pohledové části distribučních koncových prvků. V prostorách občerstvení se distribuční prvky i potrubí zakomponují do sacích zákrytů a nábytku. Konkrétní zakomponování vzduchotechnických prvků, jejich tvar a barva musí být konzultovány s projektantem interiéru. V technickém zázemí, pomocných místnostech, komunikačních prostorách bude potrubí uloženo volně pod stropem a opatřeno nátěrem v odstínu požadovaném projektantem interiéru. V souvislosti s koncepčním řešením je důležitý způsob regulace a monitorování provozu. Úlohu je nutno řešit ve spolupráci s projektantem měření a regulace. Výstup řešení regulace se musí přiblížit „inteligentnímu systému", jenž umožní automatický provoz s evidencí doby provozu i poruchových stavů zařízení, chodu prvků pro údržbu a servis. Problém přesahuje rámec publikace. Blíže [4], [5].

6. Návrh vybraných zařízení VZT

Návrh zařízení může mít charakter ***předběžný*** vhodný pro studie nebo ***komplexní*** podrobný, jenž je zásadní pro zpracování dokumentace ke stavebnímu povolení i provádění stavby. Obecný postup uvádí [4] a tab. 29.1. Prvotní pro návrh všech systémů jsou vstupní hodnoty, průtoky vzduchu a tlakové poměry. Algoritmy návrhu uvádí textová část a řešené příklady, návrh usnadní výpočetní technika a software výrobců VZT komponentů a jednotek. Programy umožní i zpracování rutinní výpočtů, např. výpočet tepelné zátěže, ztrát, dimenzování potrubí, výpisy materiálů, apod. Obecný postup návrhu lze specifikovat posloupností dílčích úloh dle tab. 29.1. Řešený příklad konkretizuje a dokumentuje podrobný postup jen vybraných zařízení.

Doplňující vstupní údaje příkladu

Nadmořská výška 230 m, teplota venkovního vzduchu letní 30 °C, zimní -12 °C, měrná entalpie venkovního vzduchu letní období 60 $kJkg^{-1}$, zimní -9,2 $kJkg^{-1}$, zvolená střední výpočtová teplota vnějšího vzduchu 3,6 °C, ceny energie elektrické 3400 Kč/MWh, tepelné 1400 Kč/MWh (rok 2005). Další údaje jsou závislé na provozu a účelu jednotlivých místností. Blíže kap. 5 a lit. [4].

Tab. 29.1 Posloupnost dílčích úloh návrhu

Č.	Fáze návrhu	Cíl, náplň	Zdroj poznatků
1	Doplňující vstupní údaje	teploty a relativní vlhkosti vnitřního prostředí, činnost osob, intenzita větrání, požadavky technologie	zadání, právní přepisy kap.
2	Koncepční řešení	poloha ústřední strojovny v budově, typ zařízení, místa sání a výfuku vzduchu, trasy potrubní sítě přívodu a odvodu vzduchu, princip regulace a měření	kap. 1, 7, [4]
3	Tepelně vlhkostní bilance	výpočet tepelné zátěž, ztrát, vodních zisků, potřeb tepla, chladu a elektřiny apod.	kap. 6
4	Průtoky vzduchu	průtoky přívodního, vnějšího, event. cirkulačního a odváděného vzduchu	kap. 8 až 11
5	Úpravy vzduchu	tepelně vlhkostní úpravy pro návrh a provoz systémů	kap. 3 a 11
6	Distribuce vzduchu	návrh koncových prvků pro přívod a odvod vzduchu	kap. 7
7	Potrubní síť	dimenzování potrubní sítě	kap. 7, př. 11
8	Návrh strojovny	technické prvky, sestava, dispoziční řešení	př. 12 až 16
9	Bezpečnostní hlediska	požární bezpečnost, obsluha údržba	kap. 16
10	Související požadavky	stavební, vytápění, chlazení, elektro, sanita, atd.	[4]

a. *VZT zařízení č. 1 – Klimatizace víceúčelového sálu*
Obecný postup uvádí tab. 29.1. Průtok čerstvého vzduchu se volí o hodnotě 50 m^3h^{-1} na osobu. Podrobný postup návrhu uvádí řešené příklady. Př. 5 tepelně vlhkostní zátěž, př. 14 průtoky vzduchu a jeho úpravy, př. 8 až 11 řešení distribuce a dimenzování potrubí, př. 15 až 17 návrh strojovny, př. 20 a 21 návrh ZZT, př. 24 a 25 útlum hluku a chvění. Regulaci a řízení provozu VZT zařízení zajistí systém automatické regulace. Na základě požadavků VZT řeší projekt regulace a měření.

b. *VZT zařízení č. 4 – Klimatizace výstavní síně*
Obecný postup uvádí tab. 29.1. Průtok čerstvého vzduchu se vzhledem k fluktuaci osob a prostoru bez kouření volí v hodnotě 30 m^3h^{-1} na osobu. Důvodem volby je skutečnost, že venkovní vzduch je zdrojem nežádoucí tepelně vlhkostní zátěže. Podrobný postup je analogický předchozímu případu.

c. *VZT zařízení č. 8 – Větrání hygienických místností HM*
Postup návrhu vyžaduje aplikaci vybraných dílčích úloh tab. 29.1 redukovaných pro podtlakové větrání s nuceným odvodem vzduchu. Průtok vzduchu lze odvodit dle [40]. Pro optimální podmínky se jednotlivá zařízení č. 8 sepnou současně s osvětlením při vstupu do těchto prostor, např. pomocí fotobuňky v případě decentrální varianty. Centrální zařízení HM je pak výhodné provozovat současně s předsálím. K návrhu lze použít postup dle příkladů 7 až 10 event. [4].

d. *VZT zařízení ostatní*
Postup návrhu je obdobný jako v předchozích případech.

7. Grafické řešení

Řešení představuje zpracování výkresové dokumentace navržených vzduchotechnických zařízení odpovídající řešenému stupni. Zásady pro zakreslování VZT uvádí kap. 2.3. Zjednodušené vzory grafických řešení jsou v příkladech 8 až 19. Aktuálním pro zpracování jsou grafické editory umožňující výstupy ve 3D.

8. Textové dokumenty

Tvoří je průvodní zpráva, technická zpráva, rozpočet a další. V příkladu je pro ilustraci uvedena jen zjednodušená částečná technická zpráva pro prováděcí projekt.

Poznámka:

a. Průvodní zpráva obsahuje podstatné údaje o stavbě a dodržení obecných technických požadavků na výstavbu. Blíže [43].

*b. Technická zpráva **dokumentace pro vydání stavebního povolení*** (také kap. 2), specifikuje jak základní údaje o požadované úrovni interního mikroklimatu budovy, tak principiální prostředky k jeho zajištění vzduchotechnikou. Na základě provozních, technologických, hygienických a dalších faktorů se člení vzduchotechnika budovy do jednotlivých zařízení. Pro každé z nich se zdůvodní koncepce navrženého technického řešení, specifikují se základní požadavky na související profese, zásady pro regulaci i provoz vzduchotechniky. Nedílnou součástí zprávy je seznam základního zařízení s vyčíslením investičních a provozních nákladů.

*c. Technická zpráva **prováděcí dokumentace*** obsahuje zejména:

- Charakteristiku a základní údaje stavby
- Přehled výchozích údajů a podkladů
- Přehled VZT zařízení budovy
- Popis, funkce, vzduchové a energetické bilance jednotlivých zařízení
- Požadavky na související profese
- Podmínky montáže a provozu
- Dokladovou část

9. Technická zpráva (zjednodušený a redukovaný příklad pro prováděcí dokumentaci)

9.1 Charakteristika a základní údaje stavby

Projektová dokumentace řeší vzduchotechniku pro zajištění vnitřního prostředí víceúčelového společenského domu. Samostatně stojící budova s dominantní architekturou je vnitřně členěná na prostory s různou provozní dobou a odlišnými požadavky na interní mikroklima, jehož stav je nutno zajistit vzduchotechnikou.

9.2 Přehled výchozích údajů a podkladů

Základní předpisy pro zpracování projektu tvoří:

- Nařízení vlády č. 523/2002 Sb., kterým se mění nařízení vlády č. 178/2001 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví zaměstnanců při práci
- Vyhláška MZ č. 6/2003 Sb., kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb
- Nařízení vlády č. 148/2006 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- ČSN 12 7010 Navrhování větracích a klimatizačních zařízení
- ČSN 73 0540 Tepelná ochrana budov
- ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- ČSN 73 0802 Požární bezpečnost staveb – Nevýrobní objekty
- ČSN 73 0872 Požární bezpečnost staveb. Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízením

Zásadní podklady tvoří:

- Odsouhlasená dokumentace VZT pro stavební povolení
- Prováděcí projekt stavební části
- Specifické požadavky uživatele a dodavatele stavby
- Technické podklady výrobců VZT zařízení
- Klimatická data vnějšího prostředí místa stavby

9.3 Koncepční řešení VZT

Charakter a účel budovy vyžadují mikroklimatické podmínky odpovídající provozu jednotlivých účelových celků. Zajištění uvedených podmínek vyžaduje systémy VZT, jež umožní:

- klimatizaci velkoobjemových prostorů a místností s vyššími požadavky na stav prostředí
- větrání vestibulu a místností bez možnosti přímého větrání
- odsávání technologických zařízení pro přípravu pokrmů
- větrání hygienických zařízení
- větrání technického zázemí (garáž, kotelna, ap)
- požární větrání únikových cest

9.4 Přehled navržených vzduchotechnických systémů

Z provozních, hygienických a ekonomických důvodů i stavební dispozice je vzduchotechnika budovy členěna na níže uvedená zařízení:

VZT zařízení č. 1 – Klimatizace víceúčelového sálu, m. č. 207
VZT zařízení č. 2 – Klimatizace předsálí, m. č. 210
VZT zařízení č. 3 – Klimatizace konferenční místnosti, m. č. 214
VZT zařízení č. 4 – Klimatizace výstavní síně, m. č. 217
VZT zařízení č. 5 – Klimatizace salónku, m. č. 219
VZT zařízení č. 6 – Klimatizace kavárny a občerstvení, m. č. 216
VZT zařízení č. 7 – Klimatizace místnosti režie a pomocné režie, m. č. 205, 206
VZT zařízení č. 8 –Větrání hygienických místností, m. č. 208, 209
VZT zařízení č. 9 – Větrání zázemí šaten, m. č. 202
VZT zařízení č. 10 – Větrání komunikačního prostoru, m. č. 201
VZT zařízení č. 11 – Požární větrání únikových cest – schodiště, chodby

9.5 Popis a funkce vzduchotechnických zařízení

Vzduchotechnické zařízení č. 1 – Klimatizace víceúčelového sálu č. 207

K zajištění stavu prostředí sálu je navržený systém vzduchové nízkotlaké ústřední klimatizace s kombinovaným provozem. Stav vnitřního prostředí je odvozen z účelu místností a právních předpisů [40] v hodnotách:

- teplota výsledná chladné období (zima) 22 ± 2 °C, teplé období (léto) 24,5 ± 1,5 °C
- relativní vlhkost chladné období 40 ± 5 %, teplé období 60 ± 5 %
- minimální dávka venkovního vzduchu 50 m^3h^{-1} na osobu
- teplota přívodního vzduchu chladné období (extrém) 28 °C, teplé období (extrém) 17 °C
- max. přípustná hladina akustického tlaku dle [45] 40 dB a korekce +10

Distribuce vzduchu v sálu je řešena ve dvou variantách. Do prostoru hlediště sálu je navrženo proudění vzduchu zdola – nahoru. Přívodní vzduch je distribuován potrubní sítí a koncovými elementy, jež tvoří zdrojové vyústě uložené v podstupnicích stupňovité podlahy. V prostoru jeviště je navrženo proudění vzduchu shora – dolů. V tomto případě tvoří přívodní otvory velkoplošné vyústě osazené v interiérovém podhledu.

Odvod vzduchu z celého objemu sálu umožňuje systém odvodních otvorů a potrubní sítě. Prvky odváděného vzduchu tvoří velkoplošné vyústě, jež budou osazeny tak, aby licovaly s podhledem sálu.

K úpravě a dopravě vzduchu přívodního vzduchu je navržena ležatá klimatizační jednotka uložena v ústřední strojovně situované v podzemním podlaží budovy. Jednotka v sestavě s nepřímým chlazením zajistí filtraci, předehřev, vlhčení, dohřev, chlazení vzduchu, ZZT i útlum hluku. Sestava jednotky je patrná z výkresové dokumentace.

Venkovní vzduch bude jednotkou nasáván ze sací komory společné pro všechny jednotky strojovny. Sací komora bude vybavena žaluzií, klapkou a 1. stupněm filtrace pásovým filtrem. Komory ZZT a tlumicí jsou součástí jednotky.

Potrubí přívodu vzduchu je čtyřhranné ocelové pozinkované, potrubí odváděného vzduchu je kruhové typu Spiro. Blíže výkresová dokumentace.

Technické údaje zařízení č. 1 (uvedeny jsou jen orientační hodnoty)

Tepelná zátěž celková	22,9 kW	tepelné ztráty	11 kW
Vodní zisky	3,5 gs^{-1}		
Vložené výkony			
Tepelný výkon předehřívače	60,8 kW	tepelný výkon dohřívače	81 kW
Chladicí výkon chladiče	83 kW		
Průtoky vzduchu – přívodní	$V_p = 4{,}3\ ms^{-3}$,	venkovní $V_e = 1{,}66\ ms^{-3}$	

VZT zařízení č. 2 až 7 popis je analogický předchozímu pro navržená zařízení

VZT zařízení č. 8 –Větrání hygienických místností, m. č. 208, 209

Pro zajištění mikroklimatu umýváren, WC a úklidových komor je navržen systém větrání s nuceným odvodem vzduchu. Pro soustředěná sanitární zařízení je navržen systém ústřední, pro individuální hygienické místnosti pak decentrální odsávání s individuálními výfuky vzduchu na střechu. Průtoky vzduchu jsou odvozeny z [40]. Znehodnocený vzduch bude nasáván plastovými talířovými ventily. Potrubí pro společná sanitární zařízení je čtyřhranné ocelové pozinkované, v případě individuálních

zařízení jsou navrženy ohebné hadice a potrubí Spiro. Ventilátory jednotek se spustí vypínači osvětlení daných místností s časovým doběhem 2 – 15 minut. Přívod vzduchu umožní spáry bezprahových dveří a dveřní mřížky 400x150 z okolních prostor. Blíže výkresová dokumentace.
Technické údaje zařízení č. 8 (uvedeny jsou jen orientační hodnoty)
Průtoky vzduchu – odváděný vzduch celkem $V_p = 0{,}3\ ms^{-3}$

9.6 Energetické zdroje

Tepelná energie

Zdrojem tepla pro ohřev vzduchu je otopná voda z domovní kotelny o spádu $t_{w1}/t_{w2} = 80/60°C$.

Chladicí energie

Zdrojem chladu pro chlazení vzduchu je chladicí voda centrálně připravovaná ve zdroji chladu o spádu $t_{w1}/t_{w2} = 7/13\ °C$.

Elektrická energie

Zdrojem elektrické energie pro VZT zařízení bude napěťová soustava 400V/230V, 50 Hz.

9.7 Pokyny pro montáž

Při montáži je dodržovat předpisy pro bezpečnost při práci. Jednotky je nutno instalovat dle pokynů výrobců. Před uvedením zařízení do provozu je nutné kontrovat směr otáčení motorů, napnutí klínových řemenů, nastavení regulačních a požárních klapek, atd.

9.8 Požadavky na související profese – uvedeny jen ty základní

Stavební

- montážní otvory a transportní cesty k dopravě jednotek na místo osazení
- základové konstrukce pro zařízení, pomocné nosné konstrukce pro montáž,
- otvory pro prostupy vzduchovodů, jejich dotěsnění po montáži izolačními protiotřesovými hmotami s vyplněním a úpravou do stavu finálních povrchů tzv. „zapravení",
- stavební a výpomocné práce.

Elektro

- zapojení elektromotorů jednotek, ventilátorů a dalších elektricky ovládaných zařízení
- překlenutí tlumicích vložek pružným vodičem,
- ochrana před úrazem elektrickým proudem,
- připojení výfukových hlavice nad střechou na zařízení hromosvodu,
- zásuvka o napětí 24 V, 230 V a 400 V ve strojovně VZT.

Ústřední vytápění

- připojení ohřívačů klimatizačních a větracích jednotek,
- dodávka směšovacích uzlů teplovodních ohřívačů, včetně armatur, čerpadel atd.

Chlazení

- připojení chladičů klimatizačních jednotek
- dodávka směšovacích uzlů vodních chladičů, včetně armatur, čerpadel atd.

Zdravotní technika

- odvod kondenzátu od klimatizačních jednotek,
- přívod studené vody a odvodnění strojovny vzduchotechniky.

Regulace a měření (RaM)

Vzduchotechnické a klimatizační systémy budou řízeny a regulovány systémy RaM, které zajistí:

- ovládání jednotlivých zařízení dle jejich specifických potřeb a provozu,
- regulaci teploty vzduchu řízením výkonu teplovodních ohřívačů
- regulaci teploty vzduchu řízením výkonu vodních chladičů,
- regulaci směšovacího režimu větrání čidlem kvality vzduchu,
- ovládání regulačních klapek vzduchotechnických jednotek na straně přívodu a odvodu vzduchu,
- signalizaci zanesení filtrů pomocí diferenčního snímače tlaku,
- signalizaci chodu zařízení, poruch a ovládání požárních klapek,
- signalizaci chodu a poruchového stavu zdroje chladu,
- protimrazovou ochranu teplovodních výměníků, jenž při poklesnutí teploty zajistí vypnutí ventilátoru, uzavření klapek, otevření třícestného ventilu, spuštění čerpadla,

- měření teplot na straně vzduchu a vody,
- spínání centrálního větrání HM zařízení č. 8 současně s předsálím,
- spínaní individuálního větrání HM současně s osvětlením při vstupu do těchto prostor,

Podrobnosti budou projednány s projektantem regulace a měření.

Izolace

Systémy VZT vyžadují izolace hlukové, požární a tepelné. Hlukově budou izolovány vzduchovody v částech od vzduchotechnických jednotek a ventilátorů po tlumiče hluku včetně. Požární izolace je navržena pro případy, kde nelze osadit požární klapky do požárně dělící konstrukce. Tepelně bude izolováno potrubí přívodního klimatizačních systémů a přívod vnějšího vzduchu.

Nátěry

Klimatizační, větrací i odsávací jednotky jsou opatřeny základní povrchovou úpravou výrobcem. Základním nátěrem se opatří ostatní VZT a pomocné komponenty. Tepelné neizolované části se navíc opatří jednonásobným emailováním. VZT elementy ve vnějším prostředí se opatří dvounásobným emailováním. Barevné odstíny viditelných částí upřesní projektanta stavební části.

Protipožární opatření

Do vzduchovodů procházejících stavební konstrukcí ohraničující požární úsek budou osazeny požární klapky. V případech, kdy nebude možno požární klapku osadit do požárně dělící konstrukce, bude potrubí mezi touto konstrukcí a požární klapkou izolováno materiálem s požadovanou dobou požární odolností. V místech prostupu VZT potrubí požárně dělící konstrukcí je nutno otvor dotěsnit požárními ucpávkami.

9.9 Pokyny pro obsluhu a údržbu

Pokyny slouží jako pomůcka pro odborné pracovníky provozovatele vzduchotechnických zařízení.

9.9.1 Ovládání zařízení

Ovládat VZT zařízení smějí jen osoby k tomu způsobilé, jež jsou seznámeny s předanou dokumentací. Spouštění a vypnutí zařízení se provádí z velína, případně místně. Chod zařízení bude signalizován, ovládání zařízení je ruční a automatické. Provoz vzduchotechnických zařízení je možný pouze tehdy, jsou-li zajištěny v dostatečném rozsahu a kvalitě potřebné energie, tj. elektrický proud, otopná a chladící voda, pitná voda, atd.

9.9.2 Obsluha a údržba

Vzduchotechnické zařízení nemůže být provozováno bez kvalifikované obsluhy a pravidelné údržby. Celé zařízení, zejména nasávací a výdechové mříže a žaluzie, kanály a šachty, musí být před zahájením provozu zbaveno všech nečistot, prachu, usazenin stavebního materiálu. Během provozu musí být udržováno v čistotě. Pravidelně je nutno čistit komory jednotek, tlumiče hluku, výměníky atd. Za provozu nutno dodržovat provozní předpisy stanové výrobci vzduchotechnických zařízení. V zimním období je nutné ochránit výměníky vzduchotechniky proti zamrznutí.

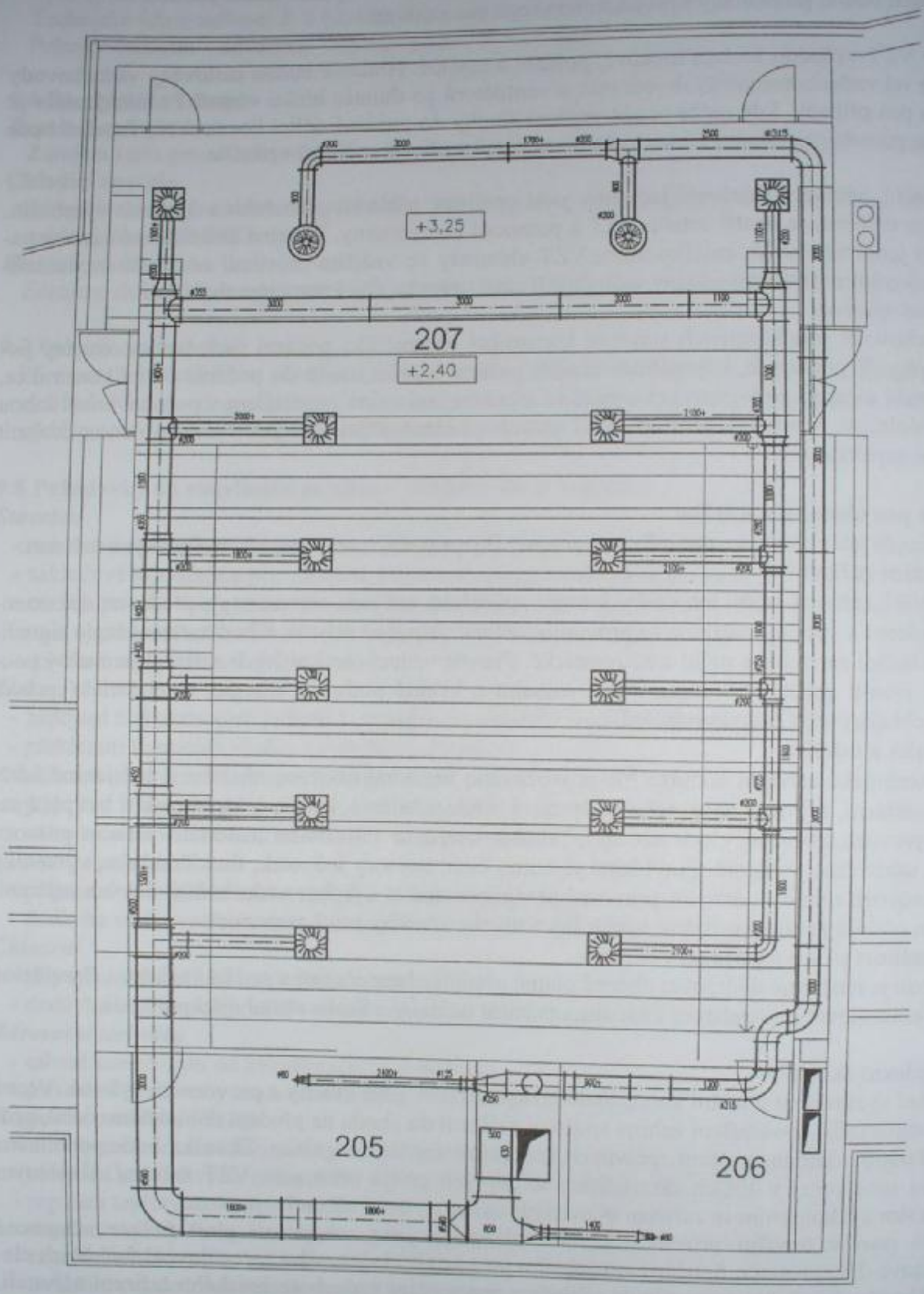
9.9.3 Bezpečnost práce a požární ochrana

Při provozu je nezbytné dodržovat obecně platné předpisy bezpečnosti a požární ochrany. Pravidelně je nutno kontrolovat stav zařízení z hlediska požární ochrany a školit obsluhující personál.

9.10 Komplexní zkoušky

Komplexní vyzkoušení umožní kontrolu dodávky zařízení, jeho kvality a provozních výkonů. Věcná náplň komplexního vyzkoušení zahrne spuštění zařízení do chodu na předem dohodnutou dobu, průběžnou kontrolu chodu, ověření správných reakcí automatické regulace. Zkouška bude podmíněna přípravou spočívající v dílčích zkouškách jednotlivých prvků nebo uzlů VZT zařízení. Úspěšným komplexním vyzkoušením se zařízení odevzdává uživateli do zkušebního provozu.

Zkušební provoz umožní prověření chodu zařízení a jeho schopnosti plnit funkce stanovené v projektové dokumentaci. Součástí zkušebního provozu bude jemného zaregulování funkčních elementů. Úspěšný zkušební provoz bude základem pro předání vzduchotechnického zařízení uživateli. Provozní dokumentaci vzduchotechniky vypracuje na objednávku optimálně projektant.



Poznámka:
Z důvodu malého měřítka a snazší orientace nejsou vykresleny všechny kóty a pozice

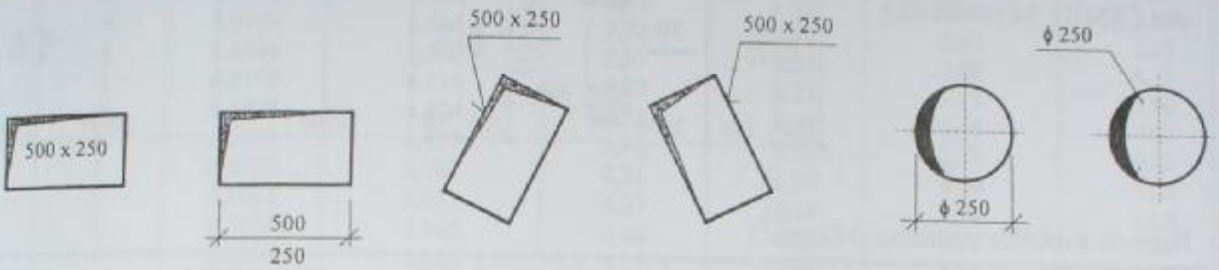
TECHNICKÁ ZAŘÍZENÍ BUDOV		VUT FAST BRNO
NÁKUPNÍ CENTRUM OPLETALOVA	FORMÁT	1A4
Vícečelový sál	DATUM	10/03
	STUPEŇ PROJEKT	
	ČÍSLO	
Půdorys – VZT zař. č. 1 – odvod	1:100	VZT-15

P1 – Výkresy ve vzduchotechnice

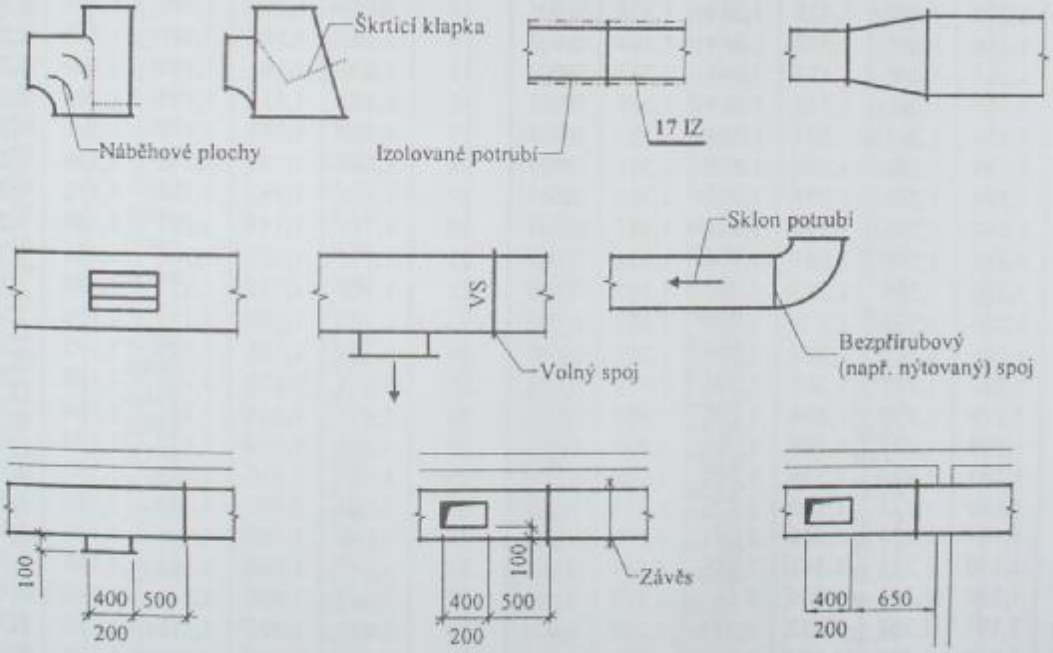
Základní čáry ve vzduchotechnických výkresech

Čára	Popis čáry	Použití čáry
———	tenká plná, pravidelná	- nepřírubové spoje, obrysy stavebních konstrukcí - kótovací a pomocné čáry, šrafování, - ohraničení podrobností
———	tlustá plná, pravidelná	- obrysy vzduchotechnických zařízení - obrysy potrubí v pohledu nebo řezu
~~	tenká, plná nepravidelná	- přerušení obrazu - ukončení částečně nakresleného obrazu
.....	tenká, čárkovaná	- zakryté obrysy stavebních konstrukcí
- - - -	tlustá, čárkovaná	- obrysy zakrytých vzduchotechnických zařízení a potrubí
— — —	tenká, čerchovaná	- osy zařízení
—·—·—	tlustá, čerchovaná	- podlaha myšlených rovin řezů
— · — · —	tenká, čerchovaná	- označení izolovaných částí

Zakreslování potrubí v řezu



Zakreslování částí potrubí



Poznámky

Přímé části potrubí shodného průřezu se obrazují:

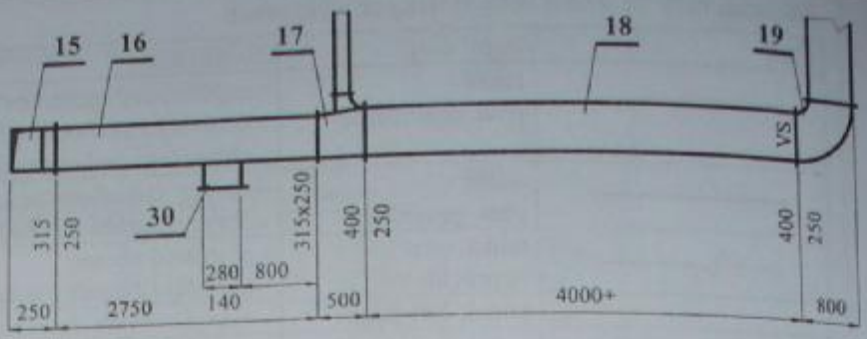
a. Nečleněné na jednotlivé části, přičemž se nekreslí spoje potrubí, kótuje se jeho celková délka a označí se jedinou pozicí. Příklad je na níže uvedeném obrázku.

b. Členěně na jednotlivé části s tím, že všechny stejné části se označují shodnou pozicí. Příklad je na níže uvedené obrázku.

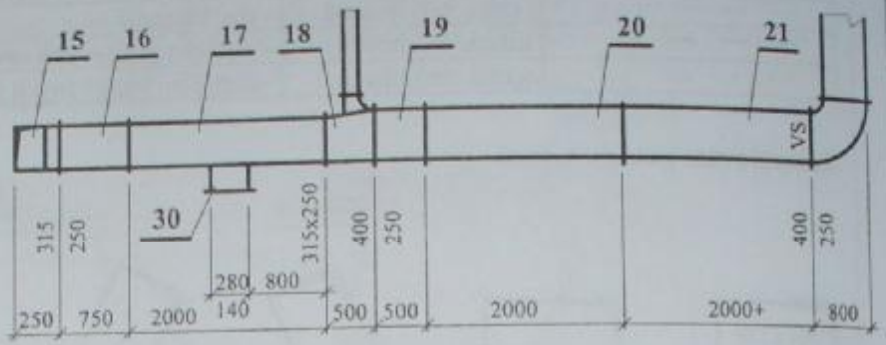
Části potrubí s volnými spoji VS a otvory se vykreslují a označují jako samostatné části.

Přírubový spoj se kreslí tlustou plnou čarou přesahující obrys potrubí.

Příklad zakreslování s nečleněným zobrazováním a kótováním dle ČSN 01 3454-2/2006



Příklad zakreslování s členěným zobrazováním a kótováním dle ČSN 01 3454-5/1983



Hustota suchého vzduchu ρ (kgm^{-3})

Teplota	Tlak p [kPa]					$\Delta\rho$	Teplota	Tlak p [kPa]					$\Delta\rho$
t [°C]	94	96	98	100	101,4	$\rho - \rho'$	t [°C]	94	96	98	100	101,4	$\rho - \rho'$
-18	1,283	1,311	1,338	1,365	1,384	0,001	11	1,152	1,177	1,201	1,226	1,243	0,006
-17	1,278	1,306	1,333	1,360	1,379	0,001	12	1,148	1,173	1,197	1,222	1,239	0,007
-16	1,273	1,300	1,328	1,355	1,374	0,001	13	1,144	1,169	1,193	1,217	1,234	0,007
-15	1,268	1,295	1,322	1,349	1,368	0,001	14	1,140	1,165	1,189	1,213	1,230	0,008
-14	1,264	1,290	1,317	1,344	1,363	0,001	15	1,136	1,161	1,185	1,209	1,226	0,008
-13	1,259	1,285	1,312	1,339	1,358	0,001	16	1,132	1,157	1,181	1,205	1,222	0,008
-12	1,254	1,281	1,307	1,334	1,353	0,001	17	1,129	1,153	1,177	1,201	1,217	0,009
-11	1,249	1,276	1,302	1,329	1,347	0,001	18	1,125	1,149	1,173	1,196	1,213	0,009
-10	1,244	1,271	1,297	1,324	1,342	0,001	19	1,121	1,145	1,169	1,192	1,209	0,010
-9	1,240	1,266	1,292	1,319	1,337	0,001	20	1,117	1,141	1,165	1,188	1,205	0,011
-8	1,235	1,261	1,287	1,314	1,322	0,001	21	1,113	1,137	1,161	1,184	1,201	0,011
-7	1,230	1,256	1,283	1,309	1,327	0,002	22	1,109	1,133	1,157	1,180	1,197	0,012
-6	1,226	1,252	1,278	1,304	1,322	0,002	23	1,106	1,129	1,153	1,176	1,193	0,012
-5	1,221	1,247	1,273	1,299	1,317	0,002	24	1,102	1,125	1,149	1,172	1,189	0,013
-4	1,217	1,242	1,268	1,294	1,312	0,002	25	1,098	1,122	1,145	1,168	1,185	0,014
-3	1,212	1,238	1,264	1,289	1,307	0,002	26	1,095	1,118	1,141	1,164	1,181	0,015
-2	1,208	1,233	1,259	1,285	1,303	0,003	27	1,091	1,114	1,137	1,160	1,177	0,016
-1	1,203	1,229	1,254	1,280	1,298	0,003	28	1,087	1,110	1,134	1,157	1,173	0,016
0	1,199	1,224	1,250	1,275	1,293	0,003	29	1,084	1,107	1,130	1,153	1,169	0,017
1	1,194	1,220	1,245	1,271	1,288	0,003	30	1,080	1,103	1,126	1,149	1,165	0,018
2	1,190	1,215	1,241	1,266	1,284	0,003	31	1,077	1,100	1,122	1,145	1,161	0,019
3	1,186	1,211	1,236	1,261	1,279	0,004	32	1,073	1,096	1,119	1,142	1,158	0,020
4	1,181	1,207	1,232	1,257	1,279	0,004	33	1,070	1,092	1,115	1,138	1,154	0,022
5	1,177	1,202	1,227	1,252	1,270	0,004	34	1,066	1,089	1,111	1,134	1,150	0,023
6	1,173	1,198	1,223	1,248	1,265	0,004	35	1,063	1,085	1,108	1,130	1,146	0,024
7	1,169	1,194	1,219	1,243	1,261	0,004	36	1,059	1,082	1,104	1,127	1,143	0,026
8	1,165	1,189	1,214	1,239	1,256	0,005	37	1,056	1,078	1,101	1,123	1,139	0,027
9	1,161	1,185	1,210	1,235	1,252	0,005	38	1,052	1,075	1,097	1,120	1,135	0,028
10	1,156	1,181	1,206	1,230	1,247	0,006	39	1,049	1,071	1,094	1,116	1,132	0,030

Hustota vlhkého vzduchu se určí pomocí korekce posledního sloupce $\Delta\rho$. Např. hustota vzduchu o teplotě 20 °C, tlaku 96 kPa a relativní vlhkosti 50 % je $\rho = 1{,}141 - 0{,}011.0{,}5 = 1{,}1465$ kgm^{-3}.

P3 – Vybrané veličiny syté páry a nasyceného vzduchu

Tlak a hustota syté páry, měrná vlhkost a měrná entalpie nasyceného vzduchu

Teplota	Sytá pára		Vzduch – tlak 98,1 kPa		Vzduch – tlak 101,2 kPa	
t [°C]	p_D'' [kPa]	ρ_D'' [gm^{-3}]	x'' [g/kg]	h'' [kJkg^{-1}]	x'' [gkg^{-1}]	h'' [kJkg^{-1}]
-18	0,1247	1,058	0,78	-16,21	0,74	-16,21
-17	0,1370	1,158	0,85	-15,01	0,82	-15,00
-16	0,1504	1,267	0,94	-13,79	0,91	-13,29
-15	0,1651	1,385	1,03	-12,54	0,99	-12,54
-14	0,1810	1,509	1,13	-11,29	1,09	-11,29
-13	0,1982	1,649	1,24	-10,00	1,20	-10,00
-12	0,2170	1,799	1,35	-8,692	1,31	-8,75
-11	0,2374	1,961	1,48	-7,356	1,43	-7,45
-10	0,2596	2,136	1,62	-5,995	1,57	-6,07
-9	0,2834	2,323	1,77	-4,605	1,71	-4,73
-8	0,3096	2,527	1,93	-3,178	1,87	-3,31
-7	0,3377	2,747	2,11	-1,721	2,04	-1,88
-6	0,3682	2,985	2,30	-0,222	2,22	-0,42
-5	0,4012	3,238	2,51	1,32	2,42	1,09
-4	0,4369	3,514	2,73	2,90	2,64	2,68
-3	0,4756	3,812	2,97	4,53	2,88	4,31
-2	0,5173	4,131	3,23	6,21	3,13	5,90
-1	0,5624	4,474	3,52	7,95	3,40	7,62
0	0,6108	4,827	3,92	9,74	3,79	9,42
1	0,6565	5,182	4,21	11,07	4,08	11,1
2	0,7054	5,555	4,53	13,14	4,38	12,9
3	0,7574	5,945	4,86	15,15	4,71	14,7
4	0,8129	6,357	5,22	17,07	5,05	16,6
5	0,8718	6,793	5,60	19,04	5,42	18,5
6	0,9646	7,256	6,01	21,07	5,82	20,5
7	1,001	7,746	6,44	23,18	6,24	22,6
8	1,072	8,263	6,91	25,35	6,68	24,7
9	1,142	8,815	7,39	27,60	7,20	26,9
10	1,227	9,308	7,92	29,94	7,66	29,2
11	1,312	10,01	8,47	32,35	8,19	31,5
12	1,401	10,66	9,06	34,86	8,76	34,1
13	1,497	11,34	9,68	37,44	9,36	36,6
14	1,597	12,06	10,34	40,13	10,00	39,2
15	1,704	12,82	11,04	42,94	10,68	41,8
16	1,817	13,63	11,79	45,85	11,40	44,8
17	1,936	14,47	12,57	48,86	12,16	47,7
18	2,062	15,36	13,41	52,00	12,97	50,7
19	2,196	16,30	14,30	55,29	13,86	54,0
20	2,337	18,29	15,23	58,28	14,73	57,8
21	2,485	18,33	16,22	62,26	15,69	61,1
22	2,642	19,42	17,27	65,98	16,71	64,1
23	2,808	20,57	18,39	69,84	17,78	67,8
24	2,982	21,77	19,56	73,86	18,91	72,0
25	3,167	23,04	20,80	78,08	20,11	76,2
26	3,360	24,37	22,12	82,48	21,38	80,4
27	3,564	25,76	23,51	87,09	22,73	84,6
28	3,778	27,26	24,98	91,86	24,14	89,2
29	4,008	28,75	26,53	96,88	25,64	94,2
30	4,241	30,36	28,17	102,2	27,22	99,6
31	4,491	32,05	29,90	107,7	28,90	104,7
32	4,753	33,81	31,73	113,4	30,66	110,1
33	5,029	35,64	33,66	119,4	32,53	116,0
34	5,318	37,38	35,70	125,8	34,49	122,2
35	5,622	39,60	37,86	134,1	36,57	130,0
36	5,940	41,72	40,13	139,5	38,77	136
37	6,274	43,92	42,54	146,7	41,08	142
38	6,624	46,23	45,08	154,3	43,53	149
39	6,991	48,64	47,76	162,3	46,11	157
40	7,375	51,15	50,59	170,7	48,83	166

P4 – Výpočtové hodnoty klimatických veličin, charakteristiky poloh slunce

Výpočtové hodnoty klimatických veličin vybraných měst

Město	Nadmořská výška (m)	Tlak vzduchu p (kPa)	Teplota vzduchu t_{ez} (°C)	Počet dnů topných dnů d	Teplota t_{es} (°C) pro 12°C	Teplota letní t_{el} (°C)	Tlak par p_{max} (hPa)	Entalpie h_e (kJkg^{-1})	Teplota mokrého teploměru
Blansko	273	98,0	-15	229	3,3	27	14,7	51,2	19,5
Břeclav	159	99,3	-12	215	4,1	30	17,0	59,1	20,1
Brno	227	98,5	-12v	222	3,6	29	16,0	56,2	19,2
Bruntál	546	94,8	-18v	255	2,7	26	12,0	48,2	16,1
Děčín	141	99,6	-12	225	3,8	29	16,0	56,2	19,2
Frýdek – Místek	300	97,7	-15v	225	3,4	29	14,7	53,2	18,5
Havlíčkův Brod	422	96,3	-15v	239	2,8	26	14,0	49,8	17,5
Hodonín	162	99,3	-12	208	3,9	30	17,3	59,1	20,0
Hradec Králové	244	98,7	-12	223	3,4	29	16,0	56,2	19,2
Jičín	278	98,0	-15	223	3,5	28	16,0	54,1	18,9
Jihlava	516	95,2	-15	243	3,0	27	13,3	49,0	17,2
Karviná	230	98,5	-15	223	3,6	29	14,7	53,2	18,5
Kolín	223	98,7	-12v	216	4,0	28	14,7	57,1	19,5
Kroměříž	207	98,8	-12	217	3,5	29	14,7	58,2	19,9
Liberec	357	99,9	-18	241	3,1	27	14,7	51,2	17,9
Litoměřice	171	99,2	-12v	222	3,7	29	16,0	56,2	19,2
Louny	201	98,9	-12	219	3,7	29	17,3	58,2	19,9
Most	230	98,5	-12v	223	3,7	29	16,0	56,2	19,2
Náchod	344	97,2	-15	235	3,1	26	14,7	49,8	17,5
Nový Jičín	282	98,0	-15v	229	3,3	26	16,0	51,9	18,2
Olomouc	226	98,7	-15	221	3,4	29	16,0	56,2	19,2
Opava	258	98,1	-15	228	3,5	27	14,7	51,2	17,9
Ostrava	217	98,7	-15	219	3,6	29	14,7	53,2	18,5
Pardubice	223	98,7	-12v	224	3,7	29	16,0	56,2	19,2
Praha	181	99,1	-12	216	4,0	30	14,7	54,1	18,9
Přerov	212	98,8	-12	218	3,5	29	17,3	58,2	19,9
Prostějov	226	98,7	-15	220	3,4	29	16,0	56,2	19,2
Sokolov	403	96,5	-15v	239	3,4	26	14,7	49,8	17,5
Strakonice	392	96,7	-15	236	3,3	28	16,0	54,1	18,9
Svitavy	447	96,0	-15	235	2,9	27	16,0	53,2	18,5
Šumperk	317	97,5	-15v	230	3,0	28	16,0	54,1	18,9
Tábor	480	95,6	-15	236	3,0	28	14,7	51,9	18,3
Znojmo	289	98,4	-12	217	3,6	29	17,0	59,0	20,1
Zlín	234	98,5	-12	216	3,6	27	17,3	56,0	19,2

Výška slunce h a sluneční azimut a pro jednotlivé měsíce

Den	22.12.		22.1.		22.2.		22.3.		22.4.		22.5.		22.6	
Čas	h	a	h	a	h	a	h	a	h	a	h	a	h	a
5									0	72	6	67	9	64
6							1	89	9	83	15	77	18	74
7					0	109	10	101	18	94	25	88	27	85
8			3	125	10	121	19	114	28	106	34	100	37	97
9	6	139	10	138	17	134	27	127	37	120	44	114	46	110
10	12	152	15	151	23	148	34	143	44	137	52	131	55	128
11	15	166	19	165	27	164	39	160	49	157	58	152	61	151
12	17	180	20	180	29	180	40	180	51	180	60	180	63	180
13	15	194	19	195	27	196	39	200	49	203	58	208	61	209
14	12	208	15	209	23	212	34	217	44	223	52	229	55	232
15	6	221	10	222	17	226	27	233	37	240	44	246	46	250
16			3	235	10	239	19	246	28	254	34	260	37	264
17					0	241	10	259	18	266	25	272	27	275
18							1	271	9	277	15	283	18	286
19									0	288	6	293	9	296
Den	22.12.		22.11.		22.10.		22.9.		22.8.		22.7.		22.6.	

P5 – Charakteristiky poloh slunce, teploty, intenzity procházející radiace oknem

Sluneční deklinace δ pro 21. den měsíců, doporučené max. teploty vzduchu t_{emax}, a součinitel znečištění atmosféry z

Měsíc	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
δ (°)	-20,4	-11,8	0	11,8	20,4	23,5	20,4	11,8	0	-11,8	-20,8	-23,5
t_{emax} (°C)			19,0	22,0	26,5	28,5	30,0	30,0	27,5	23,5		
z			3	4	5	5	5	4	4	3		

Průběh dennich teplot při t_{emax} = 30 °C a amplitudu kolísání teplot A = 7 K

Čas (h)	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
t_e (°C)	16	16,2	16,9	18,1	19,5	21,2	23,0	24,8	26,5	27,9	29,1	29,8	30,0
Čas (h)	3	2	1	24	23	22	22	20	19	18	17	16	15

Intenzita sluneční radiace I procházející jednoduchých oknem s ocelovým rámem pro 21. červenec, 50° s.š. a součinitel znečistění atmosféry z = 5

Směr	Intenzita sluneční radiace I_o (Wm^{-2}) pro denní dobu														
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
S	45	87	80	100	117	130	139	141	139	130	117	100	80	87	45
SV	85	287	361	321	217	135	139	141	139	130	117	100	78	53	24
V	83	322	481	539	505	389	232	141	139	130	117	100	78	53	24
JV	41	180	335	452	511	506	437	316	185	130	117	100	78	53	24
J	24	53	78	128	230	335	409	435	409	335	230	128	78	53	24
JZ	24	53	78	100	117	130	185	316	437	506	511	452	335	180	41
Z	24	53	78	100	117	130	139	141	232	389	505	539	481	322	83
SZ	24	53	78	100	117	130	139	141	139	135	217	321	361	287	85
H	41	122	249	379	534	640	706	729	706	640	534	397	249	122	41

Rovnocenná sluneční teplota t_r, a t_{rm} pro t_{emax} = 30 °C pro měsíc červenec

Denní doba	Teplota vzduchu	Rovnocenná sluneční teplota t_r (°C) pro orientaci stěny								
(h)	t_e (°C)	vodorovná	S	SV	V	JV	J	JZ	Z	SZ
1	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9
2	16,9	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,9	16,2
3	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0
4	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2	16,2
5	16,9	19,1	19,3	20,9	20,8	19,1	18,1	18,1	18,1	18,1
6	18,1	25,1	23,5	31,5	32,9	27,2	20,9	20,6	20,6	20,6
7	19,5	32,6	23,9	36,8	41,7	35,8	23,2	23,2	23,2	23,2
8	21,2	40,8	25,9	37,9	46,8	42,8	29,3	25,9	25,9	25,9
9	23,0	48,4	28,5	36,0	47,2	47,4	36,6	28,5	28,5	28,5
10	24,8	54,7	30,9	32,4	45,0	49,4	43,0	30,9	30,9	30,9
11	26,5	59,3	33,0	33,0	40,6	48,7	47,7	38,1	33,0	33,0
12	27,9	61,7	34,6	34,6	34,6	45,6	52,0	45,6	34,6	34,6
13	29,1	61,8	35,8	35,6	35,6	40,6	50,3	51,3	43,1	35,6
14	29,8	59,6	35,9	35,9	35,9	35,9	47,9	54,4	50,0	37,3
15	30,0	55,4	35,5	35,5	35,5	35,5	43,6	54,4	54,2	43,0
16	29,8	49,4	34,4	34,4	34,4	34,4	37,9	51,3	54,9	46,4
17	29,1	42,3	33,5	32,7	32,7	32,7	32,7	45,3	51,3	46,4
18	27,9	35,0	33,4	30,5	30,5	30,5	30,5	37,1	42,8	41,3
19	26,5	28,7	28,9	27,6	27,6	27,6	27,6	28,7	30,4	30,4
20	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8	24,8
21	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0	23,0
22	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2
23	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5	19,5
24	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1	18,1
průměr t_{rm}	23,0	33,6	26,2	27,8	29,7	30,2	29,6	30,2	29,7	27,8

P6 – Veličiny tepelných bilancí

Produkce citelného tepla q_{lm}, vodní páry m_{lw} a metabolického tepla Q_m lidí [25]

Činnost	Místo činnosti	Q_m	Produkce q_{lm} a m_{lw} lidí (W) pro teplotu (°C)							
			21		24		25		26	
		W	q_{lm}	m_{lw}	q_{lm}	m_{lw}	q_{lm}	m_{lw}	q_{lm}	m_{lw}
Sedící, odpočívající	divadlo, kino	115	93	33	74	60	68	70	62	79
Sedící, mírně aktivní	kanceláře, byty	140	93	70	74	98	68	107	62	116
Stojící, lehká práce	obchody, sklady	150	90	89	72	116	66	125	60	134
Chodící, přecházející	obchodní domy, banky	160	96	95	77	124	70	134	64	143
Náročnější fyzická práce	dílny	240	99	203	79	226	73	234	55	244
Mírný tanec	sály	260	116	215	92	250	85	261	77	273

Doporučené intenzity osvětlení a odpovídající produkce tepla vybraných prostorů [25]

Pracoviště – účel místnosti	Intenzita osvětlení (lx)	Žárovky (Wm^{-2})	Zářivky (Wm^{-2})
Skladiště, byty, restaurace, divadla	120	20 až 30	7 až 9
Učebny, pokladny, jednoduchá montáž	250	40 až 55	13 až 18
Kanceláře, čítárny, výpočetní střediska	500	75 až 105	25 až 35
Výstavy, obchodní domy, jemná montáž	750	115 až 160	38 až 53
Montáž elektroniky	1000		50 až 70
Hodinářství, miniaturní elektronika	2000		100 až 140
Televizní studia	nad 2000		nad 140

Vybrané hodnoty součinitelů prostupu tepla k a spárové průvzdušnosti i, blíže [24]

Druh okna	Součinitel prostupu tepla k ($Wm^{-2}K^{-1}$)		Součinitel i $m^2s^{-1}Pa^{-n}$
	dřevo, plast	kov	
Jednoduché s jedním sklem	5,2	6,5	1,9
Jednoduché s izolačním dvojsklem	2,9	4,5	1,9
Zdvojená se dvěma skly	2,8	3,8	1,4
Zdvojená se třemi skly	2,0	2,8	1,4

Vybrané stínicí prostředky [25]

Druh zasklení	s	Stínicí prostředek	s
Jednoduché sklo	1,00	Vnitřní žaluzie, lamely 45°, světlé	0,56
Dvojité sklo	0,90	Vnitřní žaluzie, lamely 45°, střední barvy	0,65
Jednoduché determální sklo	0,70	Vnitřní žaluzie, lamely 45°, tmavé	0,75
Vnější determální, vnitřní obyčejné sklo	0,60	Vnější žaluzie, lamely 45°, světlé	0,15
Reflexní sklo – průměrná jakost	0,70	Vnější markýzy, meziprostor větrán	0,30
Reflexní sklo dvojité – špičkový výrobek	0,24	Meziokenní žaluzie, prostor nevětrán	0,50
Vnější reflexní sklo	0,60	Závěsy – bavlna, umělá vlákna	0,80
Reflexní fólie tmavá	0,25	Reflexní záclony světlé	0,60
Barevné vrstvy stříkané světlé	0,80	Barevné vrstvy stříkané střední	0,70

Vybrané součinitelé poměrné tepelné pohltivosti ε sluneční radiace [25]

Povrch	ε	Povrch	ε
Černá matná barva	1	Omítka světlá barva	0,5
Bílý nátěr	0,5	Omítka střední barva	0,7
Světlý nátěr	0,6	Omítka tmavá barva	0,9
Tmavý nátěr	0,9	Červená cihla	0,85
Hliník lesklý	0,4	Dehtová lepenka	0,9

Průměrná účinnost elektromotorů [25]

Jmenovitý výkon N (kW)	0,2	0,5	1	2	3	5	10	20	40
Účinnost	63	70	76	80	82	84	88	90	92

P7 – Mikroklimatické podmínky

Energetický výdaj člověka pro třídy práce dle [49]

Třída práce	Příklad činnosti	Energetický výdaj M (Wm^{-2})
I	Sezení s mírnou aktivitou, kancelářské práce	do 80
IIa	Činnost ve stoje nebo v chůzi (laboratorní práce, práce nástrojářů, mechaniků, prodavačů, ap.)	81 až 105
IIb	Činnost spojená s přenášením středně těžkých břemen (mechanici, montáž a opracování středně těžkých elementů, ap.)	106 až 130
IIIa	Práce především ve stoje, občas v předklonu, v kleče, v chůzi (údržba strojů, mechanici, skladníci s přenášením břemen do 15 kg, kovoprůmysl, výroba zákusků, ap.	131 až 160
IIIb	Práce především ve stoje, v předklonu, v kleče, v chůzi (skládání cihel, zahradnické práce, žehlení prádla, hutě, gumárenský průmysl, ap.)	161 až 200
IVa, IVb, V	Blíže [49]	201 až 300

Na uzavřených pracovištích musí být zajištěny mikroklimatické podmínky dle níže uvedené tabulky, blíže [49]. Na pracovištích tř. I a IIa, musí být ještě zajištěno:

- Rozdíly teplot vzduchu mezi úrovní hlavy a kotníky nesmí být větší než 3 °C.
- Asymetrie radiační teploty od oken nebo chladných svislých povrchů nesmí být větší než 10 °C.
- Asymetrie radiační teploty od teplého stropu nebo jiných teplých vodorovných povrchů nesmí být větší než 5 °C.
- Intenzita osálání hlav nesmí být větší než 200 Wm^{-2}.

Přípustné mikroklimatické podmínky pro celý rok dle [49]

Třída práce	Energetický výdaj	Operativní teplota t_o (°C) určena pro $\varphi = 60$ %			Rychlost proudění vzduchu	Relativní vlhkost vzduchu
	M (Wm^{-2})	t_{omin}	t_{oopt}	t_{omax}	w (ms^{-1})	φ (%)
I	≤ 80	20	22 ± 2	28	0,1 - 0,2	30 - 70
IIa	81 - 105	18	20 ± 2	27	0,1 - 0,2	
IIb	106 - 130	14	16 ± 2	26	0,2 - 0,3	
IIIa	131 - 160	10^{+}	$12 \pm 2^{+}$	26^{+}	0,2 - 0,3	
IIIb	161 - 200	10^{++}	$12 \pm 2^{++}$	26^{++}	0,2 - 0,3	

t_{omin} platí pro tepelný odpor oděvu $R = 1$ clo t_{omax} platí pro tepelný odpor oděvu $R = 0,5$ clo
t_{oopt} platí pro tepelný odpor oděvu $R = 0,75$ clo +, ++ poznámky uvádí [49]

Výsledná teplota vzduchu dle [40]

Typ pobytové místnosti event. místnosti obdobného charakteru	Výsledná teplota v období teplé	chladné
Ubytovací zařízení	24 ± 2	22 ± 2
Zasedací místnost staveb shromažďování většího počtu osob	24,5 ± 1,5	22 ± 2
Haly kulturní a sportovních zařízení	24,5 ± 1,5	22 ± 2
Učebny – mimo stavby pro výchovu a vzdělání	24,5 ± 1,5	22 ± 2
Ústavy sociální péče	24,5 ± 1,5	22 ± 2
Zdravotnická zařízení - pokud nejsou dány zdravotnickými požadavky	24 ± 2	22 ± 2
Výstaviště	24,5 ± 2,5	22 ± 3
Stavby pro obchod	23 ± 2	19 ± 3

P8 – Mikroklimatické podmínky

Zákonné dávky venkovního vzduchu dle právních předpisů

Prostředí	Právní předpis		Množství přiváděného venkovního vzduchu, výměna vzduchu
Pracovní	Nařízení vlády	[48]	min. 50 / 70 / 90 m^3h^{-1} na pracovníka
Stravování	Vyhláška	[44]	min. 50 / 70 / 90 m^3h^{-1} na pracovníka
Školství	Vyhláška	[43]	20 až 30 m^3h^{-1} na žáka
Zdravotnictví	Vyhláška	[40], [50]	množství přiváděného vzduchu dle účelu
Bytové domy, byty	ČSN	[24]	intenzita výměny 0,3 až 0,6 h^{-1}

Rychlost proudění a relativní vlhkost vzduchu v pobytových místnostech dle [40]

Období roku	Rychlost proudění vzduchu	Relativní vlhkost vzduchu
Teplé	0,16 až 0,25 ms^{-1}	nejvýše 65 %
Chladné	0,13 až 0,20 ms^{-1}	nejméně 30 %

Množství odváděného vzduchu pro hygienická zařízení pobytových místností dle [40]

Druh místnosti	Teplota vzduchu t_i (°C)	Množství odváděného vzduchu
Umyvárny	22	30 m^3h^{-1} na umyvadlo
Sprchy	25	35 až 110 m^3h^{-1} na sprchu
WC	18	50 m^3h^{-1} na mísu, 25 m^3h^{-1} na pisoár

Koeficient A pro výpočet operativní teploty t_o

Rychlost vzduchu (ms^{-1})	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
Koeficient A	0,5	0,53	0,6	0,65	0,7	0,75

Základní mikroklimatické veličiny haly krytého bazénu a přilehlých prostor dle [51]

Veličina		Hala bazénu	Přilehlé prostory pro uživatele (šatny, sprchy, chodby, WC, ap)
1	Teplota	1 až 3 °C vyšší než teplota vody	sprchy 24 až 27 °C šatny, pobytové prostory 20 až 22 °C
2	Relativní vlhkost	max. 65 %	sprchy max. 85 % ostatní prostory max. 50 %
3	Výměna	minimálně 2 krát za hodinu	sprchy min. 8 krát za hodinu šatny 5 až 6 krát za hodinu ostatní prostory v závislosti na požadované relativní vlhkost

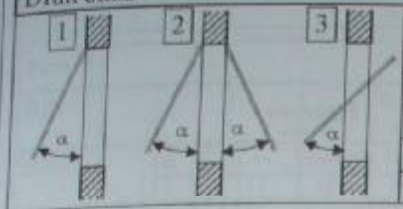
Doporučená násobnost výměny vzduchu X a minimální dávky čerstvého vzduchu Y pro větrání vybraných místností staveb – hodnoty lze užít v případech, které nespecifikují zákonné předpisy

Druh místnosti	Výměna X vzduchu (h^{-1})	Dávka Y vzduchu (m^3h^{-1})	Teplota vzduchu (°C)	Poznámka
Obytné místnosti	1 až 6	20 až 50	20	
Kanceláře	3 až 15	30 až 60	20	
Posluchárny, učebny	4 až 10	20 až 50	20	
Kinosály, hlediště divadel	5 až 20		20	
Shromažďovací prostory	4 až 15		20	
Tělocvičny	5 až 10	30 až 60	15	
Obchodní domy, prodejny	2 až 6	20 až 40	20	
Prodejny masa, mléčných výrobků, ovoce apod.			15	
Restaurace, jídelny	3 až 10	30 až 70	20	
Sprchy (vyšší standard)	4 až 10	20 až 40	24	150 m^3h^{-1} na sprchu
Záchody (minimálně)	2 až 20	20 až 40	18	30 m^3h^{-1} na mísu
Garáže – hromadné	4 až 10	dle vývinu škodlivin		

P9 – Hodnoty průtokových součinitelů, údaje pro potrubí

Vybrané hodnoty součinitelů průtokových (výtokových) μ a místních odporů ξ otvorů – oken

Druh okna



Úhel	1		2		3	
$\alpha°$	ξ	μ	ξ	μ	ξ	μ
15°	16	0,25	14,8	0,26	45,3	0,15
30°	5,65	0,42	4,9	0,45	11,1	0,30
45°	3,68	0,52	3,83	0,51	5,15	0,44
60°	3,07	0,57	2,96	0,58	3,18	0,56
90°	2,59	0,62	2,37	0,65	2,43	0,64

Hodnoty součinitelů μ a ξ výústek

Úhel β	Jednořadé		Kombinace úhlu β pro nastavení listů		Dvouřadé	
	ξ	μ			ξ	μ
0°	1,3	0,875	0°	0°	1,85	0,73
15°	1,6	0,79	15°	15°	2,6	0,62
30°	2,4	0,64	30°	30°	3,4	0,54

Tloušťky stěn pro normalizované potrubí skupin I a II

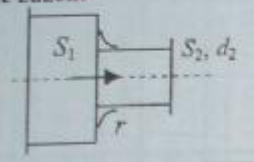
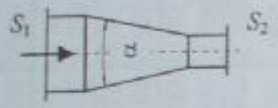
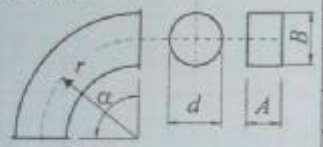
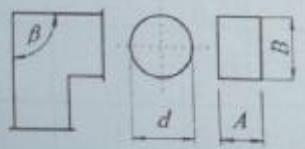
Jmenovité rozměry kruhového a čtyřhranného potrubí A x B (mm)	Skupina II tloušťka (mm)	Skupina I rozměry	Skupina I tloušťka
80, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200	1,0	100 – 450	0,6
225, 250, 280, 315, 355, 400	1,3	450 – 710	0,8
450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000	1,5	800 – 1600	1,0
1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000	2,0	1800 – 2000	1,3

Přípustné kombinace rozměrů potrubí A x B

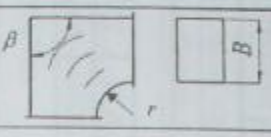
Rozměr	Minimální výška B příslušná maximální šířce A (mm)												
B	100	125	160	200	250	315	355	400	450	500	560	630	710
A	400	500	630	800	1000	1250	1400	1600	1800	2000	2000	2000	2000

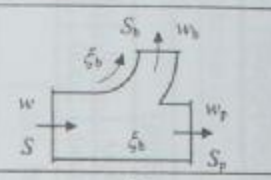
Rovnocenný průměr potrubí

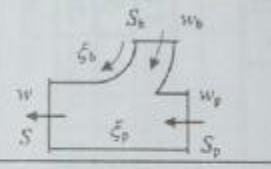
Strana B / A	Rovnocenný průměr d_r pro rozměr A x B (mm) / Rovnocenná plocha pro rozměr A x B (m²)															
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1400	1600	1800	2000
100	100 0,010	110 0,013	120 0,016	130 0,020	140 0,025	150 0,032	160 0,040	170 0,050	170 0,063	180 0,080	180 0,100					
125	110 0,013	122 0,016	140 0,020	150 0,025	165 0,031	175 0,040	190 0,050	200 0,050	210 0,075	210 0,100	225 0,125	225 0,150				
160	120 0,016	140 0,020	160 0,026	180 0,032	190 0,040	200 0,051	220 0,064	240 0,080	260 0,101	260 0,128	280 0,160	280 0,200	280 0,224	300 0,256		
200	130 0,020	150 0,025	180 0,030	200 0,040	220 0,050	250 0,063	260 0,080	280 0,100	300 0,127	325 0,160	350 0,200	350 0,250	350 0,280	350 0,320	350 0,360	375 0,400
250	140 0,025	165 0,031	190 0,040	220 0,050	250 0,065	280 0,079	300 0,100	325 0,125	300 0,127	375 0,150	375 0,200	400 0,250	425 0,313	425 0,400	450 0,450	475 0,500
315	150 0,035	175 0,040	220 0,050	250 0,063	280 0,079	315 0,095	350 0,127	400 0,158	425 0,189	450 0,252	475 0,315	500 0,380	525 0,435	530 0,505	530 0,568	580 0,630
400	160 0,040	190 0,050	220 0,064	260 0,080	300 0,100	350 0,127	400 0,160	450 0,200	475 0,252	550 0,320	550 0,40	600 0,500	600 0,560	650 0,640	650 0,720	650 0,800
500	170 0,050	200 0,063	240 0,080	280 0,100	325 0,125	400 0,158	450 0,200	500 0,250	550 0,315	600 0,400	650 0,500	700 0,625	750 0,700	750 0,800	800 0,900	800 1,000
630	170 0,063	210 0,075	260 0,101	300 0,127	375 0,158	420 0,193	475 0,252	550 0,315	600 0,386	700 0,503	800 0,630	850 0,765	900 0,880	925 0,984	950 1,130	1000 1,200
800	180 0,080	210 0,100	260 0,128	325 0,160	375 0,200	450 0,252	550 0,320	600 0,400	750 0,505	800 0,643	900 0,800	960 0,960	1000 1,120	1100 1,280	1100 1,44	1000 1,600
1000	180 0,100	225 0,125	280 0,160	325 0,200	400 0,250	450 0,316	560 0,400	650 0,500	750 0,630	900 0,800	1000 1,00	1100 1,25	1200 1,40	1200 1,60	1300 1,80	1300 2,00
1250		230 0,150	280 0,200	350 0,250	425 0,313	510 0,380	600 0,500	700 0,625	900 0,710	975 0,962	1100 1,25	1225 1,55	1300 1,68	1400 2,00	1450 2,25	1550 2,50
1400			280 0,224	350 0,280	425 0,350	525 0,435	600 0,560	750 0,700	900 0,855	1000 1,12	1200 1,40	1300 1,75	1400 1,96	1500 2,24	1600 2,52	1700 2,30
1600			300 0,256	350 0,320	425 0,400	550 0,504	550 0,640	750 0,800	900 0,977	1100 1,28	1200 1,60	1400 2,00	1500 2,24	1600 2,56	1700 2,88	1800 3,20

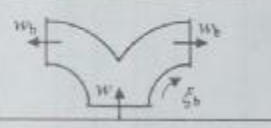
1	2		3	4	5	6	7	8
Náhlé zúžení 	1	Hrana \ S_2/S_1	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
	2	ostrá	0,5	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1
	3	tupá	0,35	0,29	0,22	0,17	0,1	0,05
	4	zaoblená	0,18	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02
	5	r/d_2=0,2	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0
Konfuzor 	6	α \ S_2/S_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
	7	150°	0,38	0,31	0,23	0,15	0,08	0
	8	120°	0,28	0,23	0,17	0,11	0,05	0
	9	90°	0,17	0,14	0,11	0,07	0,03	0
	10	45°	0,11	0,08	0,06	0,04	0,02	0
Difuzor	11	α \ S_1/S_2	0,4	0,44	0,5	0,57	0,66	0,8
	12	> 30°	0,36	0,31	0,25	0,19	0,12	0,04
	13	> 20°	0,3	0,27	0,2	0,17	0,1	0,03
	14	> 15°	0,2	0,22	0,18	0,14	0,07	0,02
	15	> 10°	0,09	0,08	0,06	0,05	0,03	0,01
Oblouk 	16	r/d	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,5
	17	ξ	1,18	0,77	0,51	0,37	0,21	0,12
	18	Opravný součinitel pro obdélník $\xi_o = \xi . c_o$						
	19	A/B	0,25	0,5	1	1,5	2	4
	20	c_o	1,3	1,17	1	0,9	0,85	0,9
Koleno	21	Oblouk se segmentů s úhlem 15°						
	22	r/d	1	1,5	2	3	4	5
	23	ξ	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1
Ostré koleno 	24	β	30°	45°	60°	75°	90°	135°
	25	ξ	0,13	0,32	0,55	0,81	1,2	2,3
	26	Opravný součinitel pro obdélník $\xi_o = \xi . c_o$						
	27	A/B	0,25	0,5	1	1,5	2	3
	28	c_o	1,1	1,07	1	0,95	0,9	0,83

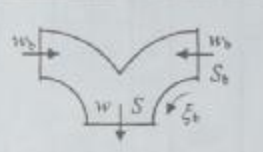
9



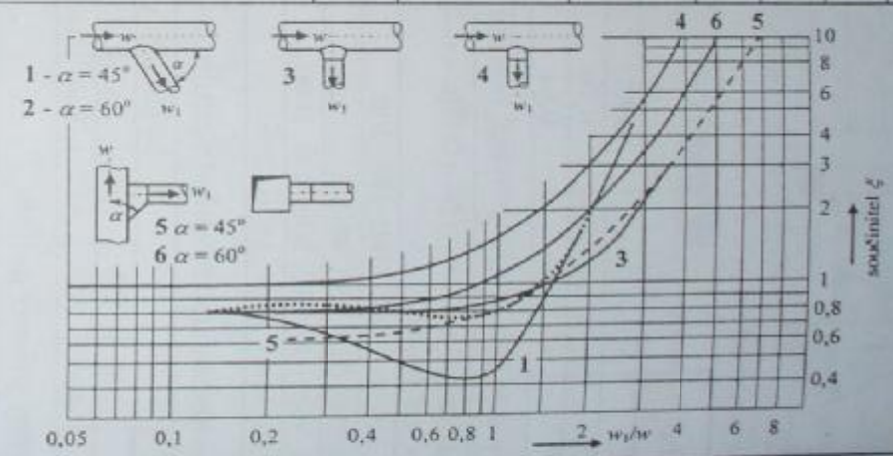








10		11	12	13	14	15	16
1	r/B \ β	45°	60°	90°	Ostré koleno s vodicími segmenty		
2	0,10	0,13	0,20	0,40			
3	0,25	0,08	0,13	0,25			
4	w_p/w	Přímý směr ξ_p			Boční směr ξ_b		
5	S_p/S	0,8	1	1,2	$S_b + S_p \geq S$		
6	1	0	0	0,1	0,5	0,7	1
7	< 1	0,1	0,05	0,1	2	1	0,5
8	w_p/w	Boční směr ξ_b			Přímý směr ξ_p		
9	S_p/S	0,7	1	1,3	0,8	1	1,2
10	1	-0,2	0,2	0,5	0,25	0,3	0,2
11	< 1	-1	0	0,3	-0,5	0,35	0,3
12	Rozbočky dělení proudu						
13	w_b/w		0,4	0,6	0,8	1	1,2
14	ξ_b		6,5	3	1,8	1,3	1
15	S_b/S \ w_b/w	Rozbočky spojení proudů ξ_b	0,5	0,7	1	1,3	
16	0,5		11	5	2	1,4	
17	0,7		6	2,7	1,6	1,4	
18	1		4	2,5	2		



P11 – Tlakové ztráty potrubí třením

Tlakové ztráty třením vybraných průměrů potrubí

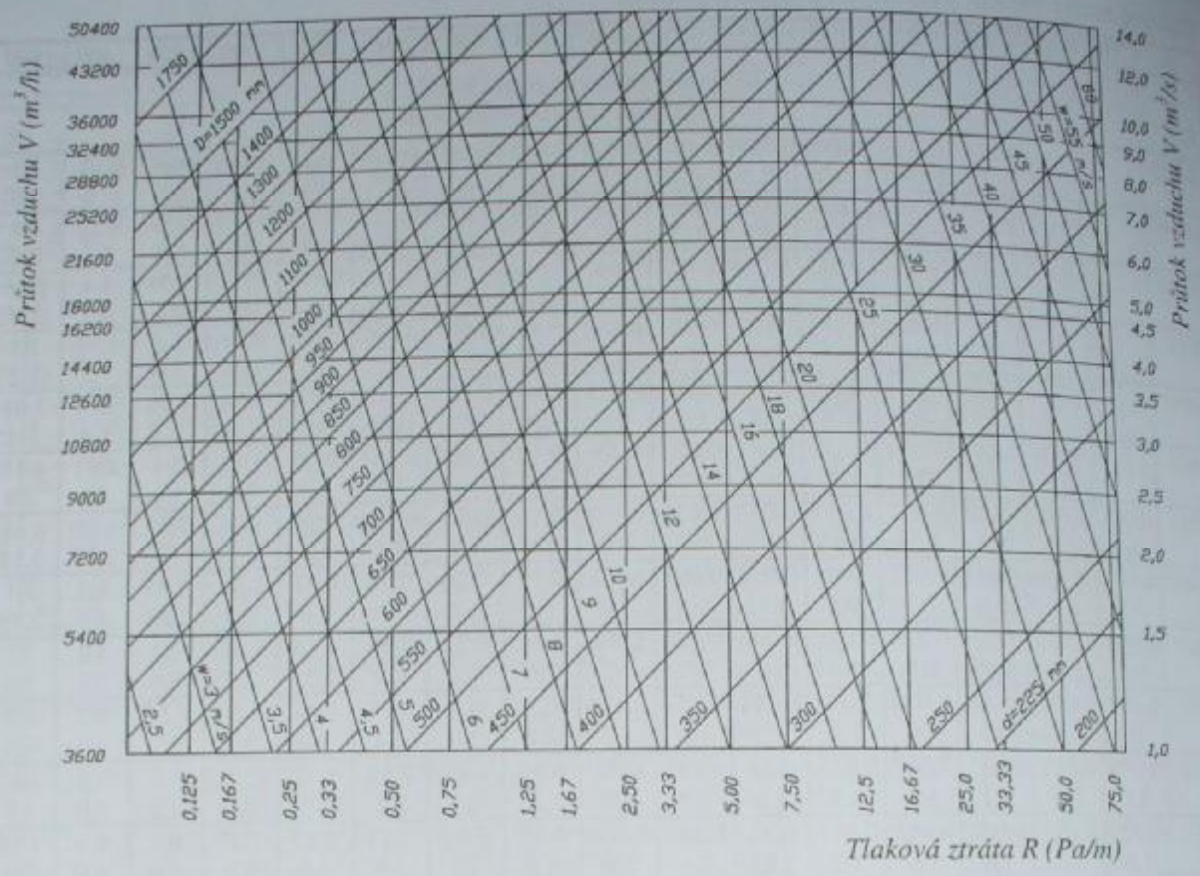
D	100	125	160	200	250	315	355	400	450	500	630	800	1000	1250	1400	1600
R Pam^{-1}	Objemový průtok vzduchu V (m^{3}s^{-1}) Rychlost vzduchu w (ms^{-1})															
0,003					0,008 0,2	0,016 0,2	0,021 0,2	0,024 0,2	0,041 0,3	0,056 0,3	0,098 0,3	0,2 0,4	0,366 0,5	0,67 0,5	0,91 0,6	1,3 0,6
0,0045				0,005 0,2	0,01 0,2	0,018 0,3	0,26 0,3	0,037 0,3	0,051 0,3	0,069 0,4	0,122 0,4	0,25 0,3	0,452 0,6	0,83 0,7	1,12 0,7	1,6 0,8
0,007				0,007 0,2	0,013 0,3	0,024 0,3	0,032 0,3	0,047 0,4	0,064 0,4	0,086 0,4	0,156 0,55	0,312 0,6	0,57 0,7	1,04 0,8	1,4 0,9	2,05 1,0
0,01				0,009 0,3	0,017 0,3	0,031 0,4	0,041 0,4	0,059 0,5	0,07 0,5	0,081 0,5	0,202 0,7	0,391 0,8	0,71 0,9	1,3 1,0	1,75 1,2	2,5 1,2
0,014			0,006 0,3	0,011 0,3	0,02 0,4	0,038 0,5	0,05 0,5	0,071 0,6	0,099 0,6	0,131 0,7	0,25 0,85	0,474 0,9	0,86 1,0	1,56 1,3	2,11 1,4	3,01 1,4
0,025		0,004 0,3	0,008 0,4	0,014 0,4	0,025 0,5	0,047 0,6	0,063 0,7	0,09 0,7	0,12 0,8	0,165 0,85	0,354 1,2	0,66 1,4	1,18 1,6	2,1 1,8	2,91 1,8	4,17 2,0
0,031	0,003 0,4	0,006 0,5	0,011 0,5	0,017 0,55	0,031 0,65	0,059 0,75	0,078 0,8	0,113 0,9	0,16 1,0	0,21 1,1	0,389 1,2	0,74 1,4	1,33 1,8	2,47 2,0	3,28 2,25	4,68 2,25
0,045	0,003 0,4	0,006 0,5	0,011 0,6	0,021 0,7	0,039 0,8	0,072 0,95	0,097 1,0	0,14 1,2	0,19 1,2	0,26 1,4	0,48 1,5	0,91 1,9	1,64 2,0	2,95 2,37	4,0 2,5	5,7 2,75
0,067	0,004 0,5	0,007 0,6	0,014 0,75	0,027 0,9	0,049 1,0	0,093 1,2	0,122 1,2	0,14 1,2	0,24 1,6	0,32 1,7	0,59 1,9	1,13 2,25	2,05 2,5	3,7 3,0	5,0 3,5	7,1 3,5
0,10	0,005 0,6	0,009 0,75	0,018 0,9	0,034 1,0	0,067 1,2	0,114 1,5	0,153 1,6	0,175 1,4	0,3 1,8	0,4 2,0	0,78 2,4	1,42 3,0	2,56 3,5	4,56 3,7	6,2 4,0	8,9 4,5
0,14	0,008 0,8	0,012 0,9	0,022 1,1	0,041 1,2	0,075 1,5	0,14 1,8	0,186 2,0	0,22 1,8	0,36 2,25	0,49 2,5	0,89 2,9	1,72 3,5	3,1 4,0	5,6 4,5	7,5 5,0	10,7 5,0
0,21	0,008 1,0	0,015 1,1	0,028 1,4	0,061 1,6	0,095 1,9	0,18 2,25	0,233 2,5	0,266 2,0	0,45 3,0	0,61 3,0	1,13 3,5	2,15 4,0	3,85 5,0	6,9 6,0	9,4 6,0	13,3 7,0
0,31	0,01 1,2	0,018 1,4	0,035 1,8	0,064 2,0	0,117 2,4	0,22 2,75	0,289 3,0	0,333 2,75	0,56 3,5	0,76 4,0	1,43 4,5	2,66 5,0	4,77 6,0	8,6 7,0	11,5 7,0	16,3 8,0
0,45	0,012 1,6	0,023 1,8	0,04 2,1	0,079 2,5	0,145 3,0	0,27 3,5	0,256 3,5	0,415 3,5	0,69 4,5	0,93 5,0	1,75 6,0	3,25 6,0	5,8 7,0	10,5 8,5	14,2 9,0	20,0 10,0
0,67	0,015 1,8	0,025 2,25	0,054 2,75	0,099 3,0	0,181 3,75	0,34 4,5	0,444 4,5	0,51 4,0	0,87 5,5	1,15 6,0	2,25 7,0	4,03 8,0	7,2 9,0	13,7 10,0	17,4 12,0	24,7 12,0
1,0	0,019 2,5	0,035 2,85	0,068 3,5	0,125 4,0	0,226 4,75	0,42 5,5	0,56 6,0	0,64 5,0	1,08 7,0	1,45 7,5	2,7 9,0	5,0 10,0	9,0 12,0	16,6 12,0	21,6 14,0	35,9 14,0
1,4	0,024 3,0	0,04 3,5	0,083 4,2	0,182 5,0	0,272 5,5	0,5 6,5	0,67 7,0	0,8 6,0	1,31 8,0	1,75 9,0	3,3 10,0	6,0 12,0	10,8 14,0	19,3 16,0	26,0 12,0	36,9 18,0
2,1	0,029 3,5	0,054 4,2	0,104 5,0	0,19 6,0	0,342 7,0	0,63 8,0	0,84 9,0	0,96 8,0	1,64 10,0	2,18 12,0	4,0 14,0	7,5 14,0	13,3 18,0	24,0 20,0		
3,1	0,03 4,5	0,067 5,5	0,129 6,5	0,23 7,0	0,421 8,15	0,85 10,0	1,03 10,0	1,2 10,0	2,03 12,0	2,69 14,0	5,05 16,0	9,3 18,0				

Tlakové ztráty místními odpory

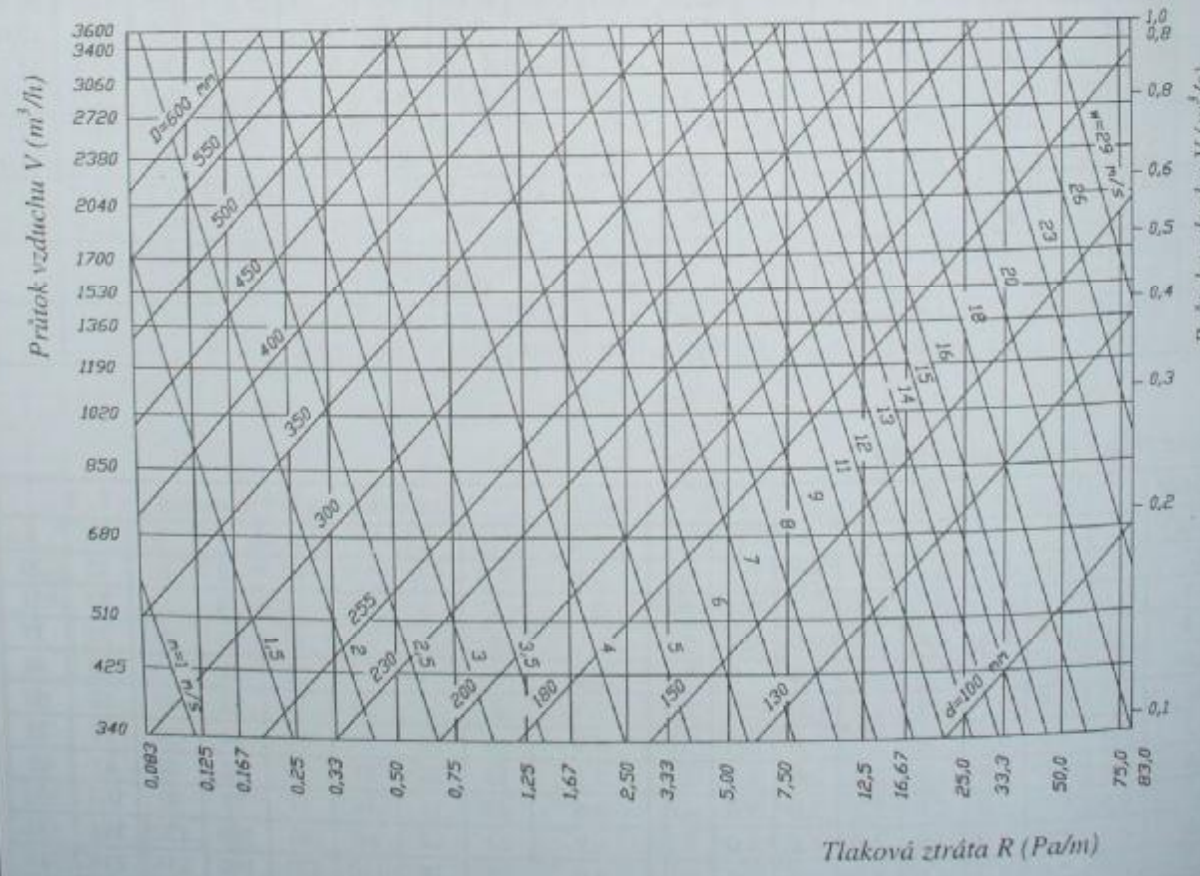
Rychlost	Tlaková ztráta pro součinitel ξ = 1 - 8								Rychlost	Tlaková ztráta pro součinitel ξ = 1 - 8							
w (ms^{-1})	1	2	3	4	5	6	7	8	w (ms^{-1})	1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	0	0,1	0,2	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	**2,0**	2,0	5,0	7,0	10	12	15	17	20
0,3	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	**2,5**	4	8	12	15	19	23	27	31
0,4	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	**2,75**	5	9	14	19	23	28	32	37
0,5	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	**3,0**	6	11	17	22	28	33	39	44
0,6	0,2	0,4	0,7	0,9	1,0	1,15	2,0	2,0	**3,5**	8	15	23	30	38	45	52	60
0,7	0,3	0,6	0,9	1,0	2,0	2,0	2,0	2,0	**4,0**	10	20	29	39	49	59	69	78
0,8	0,4	0,8	1,0	2,0	2,0	2,0	3,0	3,0	**4,5**	12	25	37	50	62	74	87	99
0,9	0,5	1,0	1,0	2,0	3,0	3,0	3,0	4,0	**5,0**	15	31	46	61	77	92	107	122
1,0	0,6	1,0	2,0	2,0	3,0	4,0	4,0	5,0	**6,0**	22	44	66	88	100	132	154	176
1,2	0,9	2,0	3,0	4,0	4,0	5,0	7,0	7,0	**8,0**	39	78	110	157	196	235	275	315
1,4	1,0	2,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10	**10,0**	61	122	184	245	305	365	430	490
1,6	2,0	3,0	5,0	6,0	8,0	9,0	11	13	**14,0**	120	240	360	480	600	720	840	960
1,8	2,0	4,0	6,0	8,0	10	12	14	16	**18,0**	198	395	590	790	990	1190	1390	1590

P12 – Tlakové ztráty potrubí třením

Tlakové ztráty vzduchotechnického třením potrubí D = 500 až 1500 mm [11]



Tlakové ztráty vzduchotechnického třením potrubí D = 100 až 550 mm [11]



P13 - Rychlosti proudění vzduchu a termodynamické vlastnosti chladiva R134a

Doporučené rychlosti proudění vzduchu

Aplikace		Rychlost proudění w (ms^{-1})			
		hlavní větev		vedlejší větve	
		střední	maximální	střední	maximální
Potrubí	obytné budovy	3,5 až 5	6	3	5
	občanské budovy	5 až 7	8	3 až 4,5	6,5
	průmyslové objekty	6 až 9	11	4 až 5	9
	vysokotlaká klimatizace	8 až 12	15 až 20	8 až 10	18
Prvky VZT	**Budovy a systémy**	obytné	občanské	průmyslové	vysokotlaké
žaluzie, klapky		2 – 4	2,5 – 4,5	2,5 – 5	3 – 5
filtry		1 – 1,5	1,5 – 2	2	2
ohřívače		2,2	2,5	2,5	3
chladiče		2,2	2,5	3	3
Odsávání a pneumatická doprava					
plyny a páry		12 – 15			
prach (lehký, suchý, např. textil)		10 – 12			
dřevěné piliny, hobliny		16 – 20			
kovový prach		15 – 20			

Termodynamické hodnoty na mezních křivkách chladiva R134a [10]

t	p	v'	v''	h'	h''	t	p	v'	v''	h'	h''
°C	MPa	m^{3}kg^{-1}	m^{3}kg^{-1}	kJkg^{-1}	kJkg^{-1}	°C	MPa	m^{3}kg^{-1}	m^{3}kg^{-1}	kJkg^{-1}	kJkg^{-1}
-10	0,45185	0,92318	49,6803	185,56	380,76	25	1,26764	1,03778	17,1693	236,95	395,11
-9	0,46726	0,92563	48,0610	186,99	381,25	26	1,30085	1,04232	16,6892	238,46	395,41
-8	0,48306	0,92811	46,5045	188,43	381,74	27	1,33470	1,04697	16,2219	240,00	395,70
-7	0,49925	0,93063	45,0078	189,87	382,23	28	1,36922	1,05173	15,7696	241,53	395,98
-6	0,51585	0,93318	43,5683	191,31	382,71	29	1,40440	1,05560	15,3291	243,07	396,25
-5	0,53286	0,93577	42,1832	192,76	383,18	30	1,44027	1,06159	14,9025	244,61	396,52
-4	0,55029	0,93840	40,8502	194,20	383,65	31	1,47682	1,06671	14,4869	246,17	396,77
-3	0,56814	0,94107	39,5641	197,10	384,12	32	1,51406	1,07196	14,0842	247,72	397,02
-2	0,58641	0,94378	38,3281	197,10	384,58	33	1,55202	1,07734	13,3915	249,29	397,25
-1	0,60513	0,94653	37,1375	198,55	385,04	34	1,59069	1,08287	13,3109	250,86	397,48
0	0,62428	0,94933	35,9904	200,00	385,49	35	1,63010	1,08856	12,9395	252,45	397,69
1	0,64389	0,95217	34,8848	201,45	385,94	36	1,67024	1,09440	12,5782	254,05	397,89
2	0,66395	0,95505	33,8189	202,90	386,39	37	1,71113	1,10041	12,2277	255,65	398,08
3	0,68447	0,95798	32,7911	204,36	386,83	38	1,75279	1,10660	11,8854	257,27	398,26
4	0,70547	0,96096	31,7971	205,82	387,26	39	1,79521	1,11297	11,5521	258,90	398,42
5	0,72694	0,96399	30,8402	207,28	387,69	40	1,83842	1,11954	11,2274	260,54	398,57
6	0,74889	0,96707	29,9168	208,74	388,12	41	1,88243	1,12632	10,9119	262,19	398,71
7	0,77133	0,97020	29,0253	210,20	388,54	42	1,92725	1,13332	10,6035	263,86	398,83
8	0,79427	0,97339	28,1645	211,66	388,95	43	1,97288	1,14056	10,0093	265,54	398,93
9	0,81772	0,97663	27,3309	213,13	389,36	44	2,01935	1,14805	9,72206	267,24	399,02
10	0,84168	0,97993	26,5274	214,60	389,77	45	2,06667	1,15581	9,44253	268,97	399,08
11	0,86615	0,98328	25,7509	216,07	390,17	46	2,11484	1,16385	9,44253	270,70	399,13
12	0,89116	0,98670	25,0003	217,54	390,56	47	2,16388	1,17221	9,16953	272,46	399,16
13	0,91669	0,99018	24,2745	219,01	390,95	48	2,21382	1,18089	8,90279	274,23	399,17
14	0,94277	0,99373	23,5706	220,49	391,33	49	2,26465	1,18992	8,64120	276,04	399,15
15	0,96940	0,99735	22,8914	221,97	391,71	50	2,31640	1,19934	8,38538	277,87	399,11
16	0,99658	1,00103	22,2342	223,45	392,08	51	2,36907	1,20918	8,13582	279,72	399,05
17	1,02433	1,00479	21,5981	224,93	392,44	52	2,42269	1,21946	7,89070	281,61	398,96
18	1,05262	1,00962	20,9804	226,43	392,80	53	2,47728	1,23024	7,64984	283,53	398,83
19	1,08156	1,01253	20,3838	227,92	393,15	54	2,53283	1,24156	7,41444	285,48	398,67
20	1,11105	1,01652	19,8060	229,41	393,49	55	2,58938	1,25347	7,18281	287,48	398,48
21	1,14114	1,02059	19,2446	230,91	393,83	60	2,88760	1,32457	6,08055	298,14	396,87
22	1,17183	1,02475	18,7018	232,41	394,16	65	3,21328	1,42755	5,03409	310,60	393,59
23	1,20314	1,02900	18,1758	233,92	394,49	70	3,56898	1,61694	3,95141	327,10	386,64
24	1,23508	1,03334	17,6641	235,44	394,80	73,1	3,81100	2,30415	2,30415	357,34	357,34

P14 - Mollierův diagram log *p-h* chladiva R134a [10]

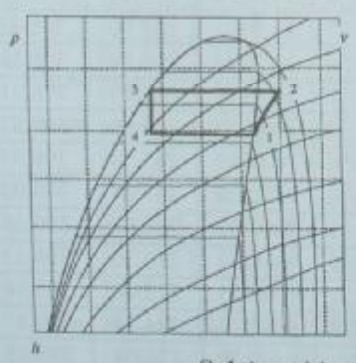
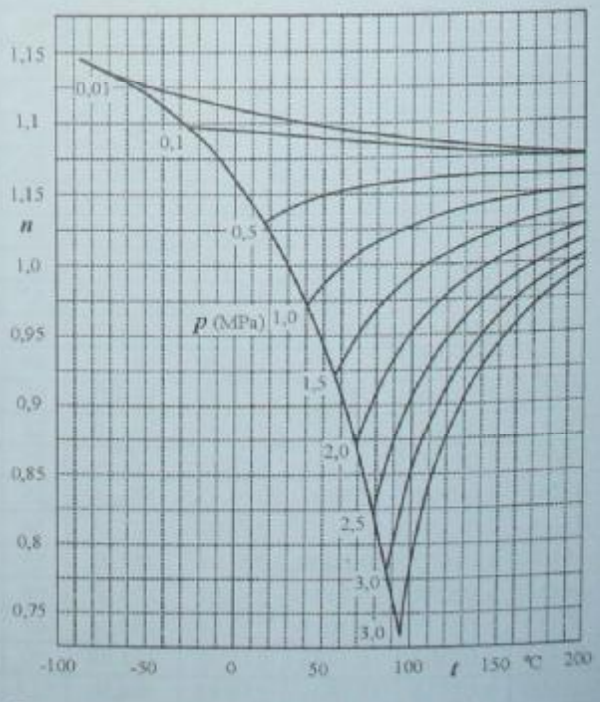


Schéma idealizovaného Carnotova cyklu

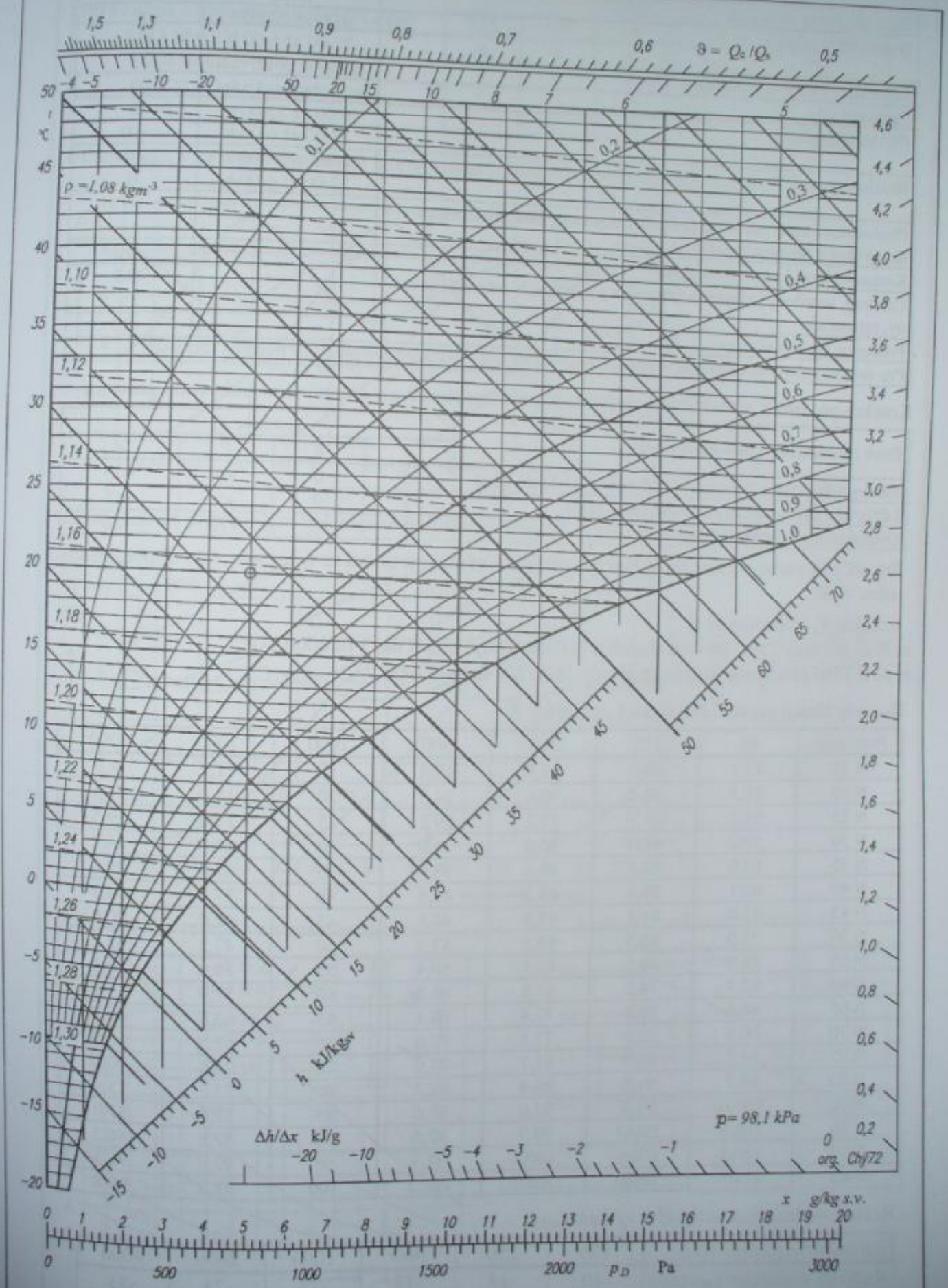


Exponent izoentropy pro R134a [10]

Legenda veličin

- *h* - měrná entalpie (kJkg^{-1})
- *v* - měrný objem (m^{3}kg^{-1})
- *p* – tlak (MPa)
- *s* - měrná entropie (kJkg^{-1}K^{-1})
- *t* - teplota (°C)
- *n* – exponent izoentropy

P15 Psychrometrický h – x diagram vodní páry



P16 – Vybrané hodnoty útlumu hluku

Korekce pro hygienické limity hluku v chráněných vnitřních prostorách staveb

Druh chráněné místnosti	Doba	Korekce (dB)
Nemocniční pokoje	6:00 až 22:00 h 22:00 až 6:00 h	0 -15
Lékařské vyšetřovny, ordinace	po dobu používání	-5
Operační sály	po dobu používání	0
Obytné místnosti	6:00 až 22:00 h 22:00 až 6:00 h	0 -10
Hotelové pokoje	6:00 až 22:00 h 22:00 až 6:00 h	+10 0
Přednáškové síně, učebny a pobytové místnosti škol, jeslí, mateřských škol a školských zařízení		+5
Koncertní síně, kulturní střediska		+10
Čekárny, vestibuly veřejných úřadoven a kulturních zařízení, kavárny, restaurace		+15
Prodejny, sportovní haly		+20
Pro ostatní pobytové místnosti, v tabulce neuvedené, platí hodnoty pro prostory funkčně obdobné.		

Korekce pro limity v chráněném venkovním prostoru staveb a v chráněném venkovním prostoru

Druh chráněného venkovního prostoru	Korekce K_c			
	a	*b*	*c*	*d*
Stavby lůžkových a zdravotnických zařízení včetně lázní	-5	0	+5	+15
Lůžková a zdravotnická zařízení včetně lázní	0	0	+5	+15
Ostatní stavby a venkovní prostor	0	+5	+10	+20

Pro noční dobu se použije další korekce -10 dB s výjimkou hluku ze železnice, kde se použije korekce -5 dB.

Korekce K_c případů *a* až *d*

a. Platí pro hluk z provozoven služeb a dalších zdrojů hluku dle 148/2006.

b. až *d*. Platí pro zdroje hluku z dopravy, blíže NV č. 148/2006 .

Hodnoty hladin akustického tlaku L_n pro třídy *N*

Frekvence	63	125	250	500	1000	2000	4000
N 15	47,3	35,0	25,9	19,4	15	11,7	9,3
N 20	51,3	39,4	30,6	24,3	20	16,8	14,4
N 25	55,2	43,7	35,2	29,2	25	21,9	19,5
N 30	59,2	48,0	40,0	34,0	30	27,0	24,7
N 35	63,0	52,4	44,5	38,9	35	32,0	29,8
N 40	67,1	56,8	49,2	43,8	40	37,1	34,9
N 45	71,0	61,1	53,8	48,6	45	42,2	40,0
N 50	75,0	65,5	58,5	53,5	50	47,2	45,2
N 55	78,9	69,8	63,1	59,4	55	52,1	50,3
N 60	82,9	74,2	67,8	63,2	60	57,4	55,4
N 65	86,8	78,5	72,4	68,1	65	62,5	60,5
N 70	90,8	82,9	77,1	73,0	70	67,5	65,7
N 75	84,7	87,9	81,7	77,9	75	72,6	70,8
N 80	98,7	91,6	86,4	82,7	80	77,7	75,9
N 85	102,6	95,9	91,0	87,6	85	82,8	81,0
N 90	106,6	100,3	95,7	92,5	90	87,8	86,2
N 95	110,5	104,6	100,3	97,3	95	92,9	91,3
N 100	114,5	109,0	105,0	102,2	100	98,0	96,4

Relativní hladiny akustického výkonu L_{RO}

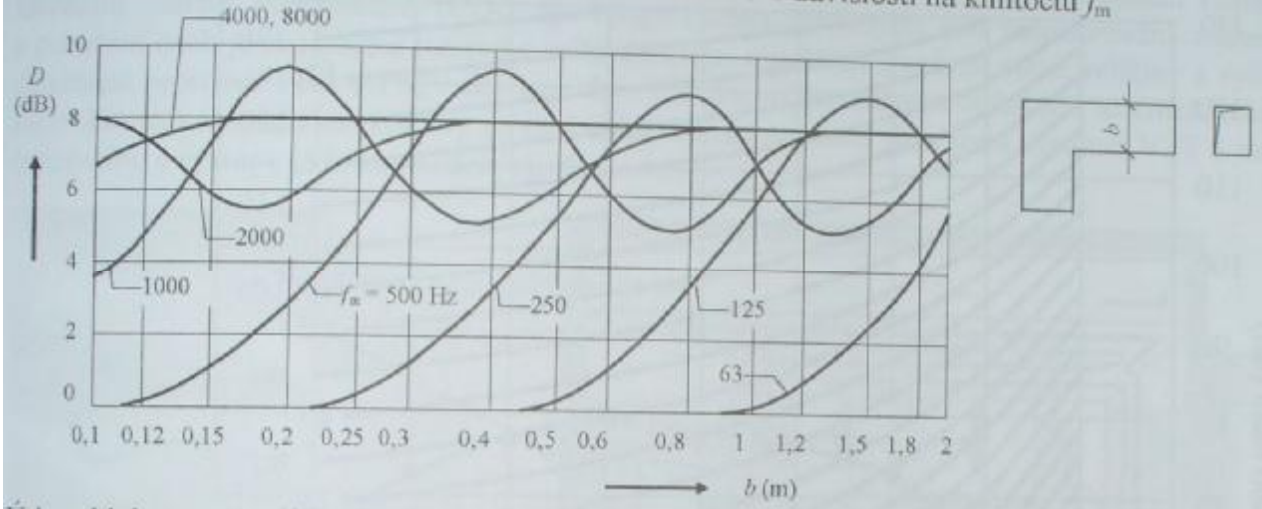
Kmitočtové pásmo (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
Radiální ventilátor L_{RO} (dB)	-10	-14	-18	-23	-28	-33
Axiální ventilátor L_{RO} (dB)	-8	-7	-7	-8	-10	-12

P17 – Vybrané hodnoty útlumu hluku

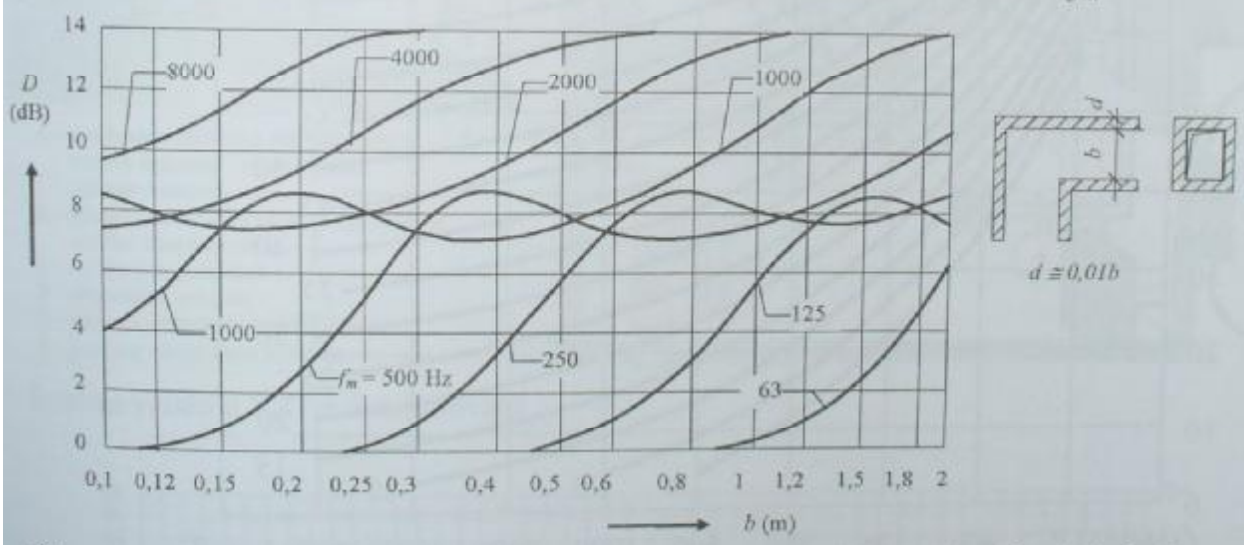
Útlum v obloucích a kolenech s vodícími plechy

Charakteristický rozměr šířka kolena b nebo průměr oblouku d (m)	Frekvence f_m (Hz)					
	125	250	500	1000	2000	4000
0,1 až 0,25	0	0	0	1	2	3
0,28 až 0,5	0	0	1	2	3	3
0,5 až 1	0	1	2	3	3	3
1 až 2	1	2	3	3	3	3

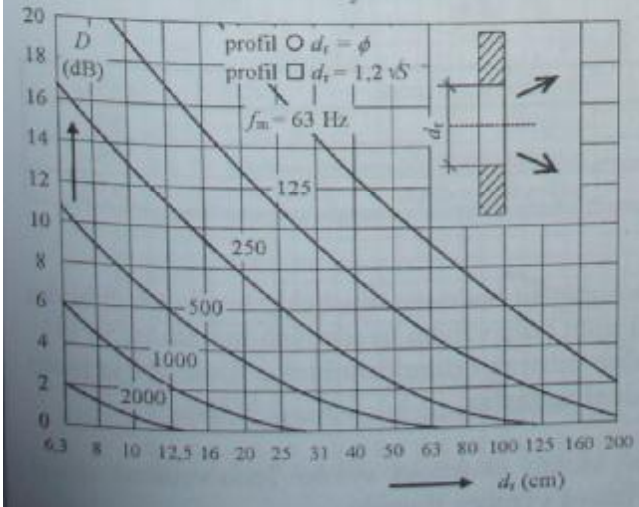
Útlum hluku v pravoúhlém koleně bez obložení o šířce b v závislosti na kmitočtu f_m



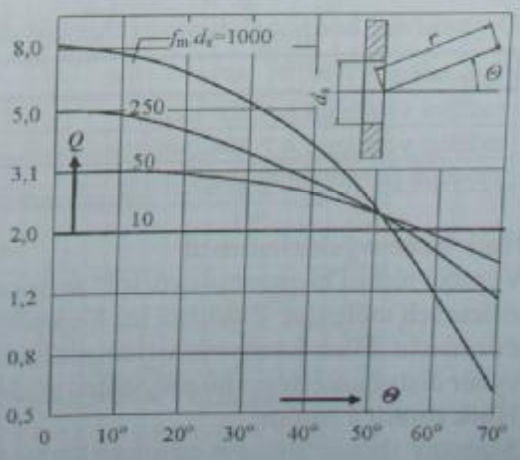
Útlum hluku v pravoúhlém koleně s obložením o šířce b v závislosti na kmitočtu f_m



Útlum zvuku reflexí ve vyústném otvoru



Hodnoty směrového činitele Q

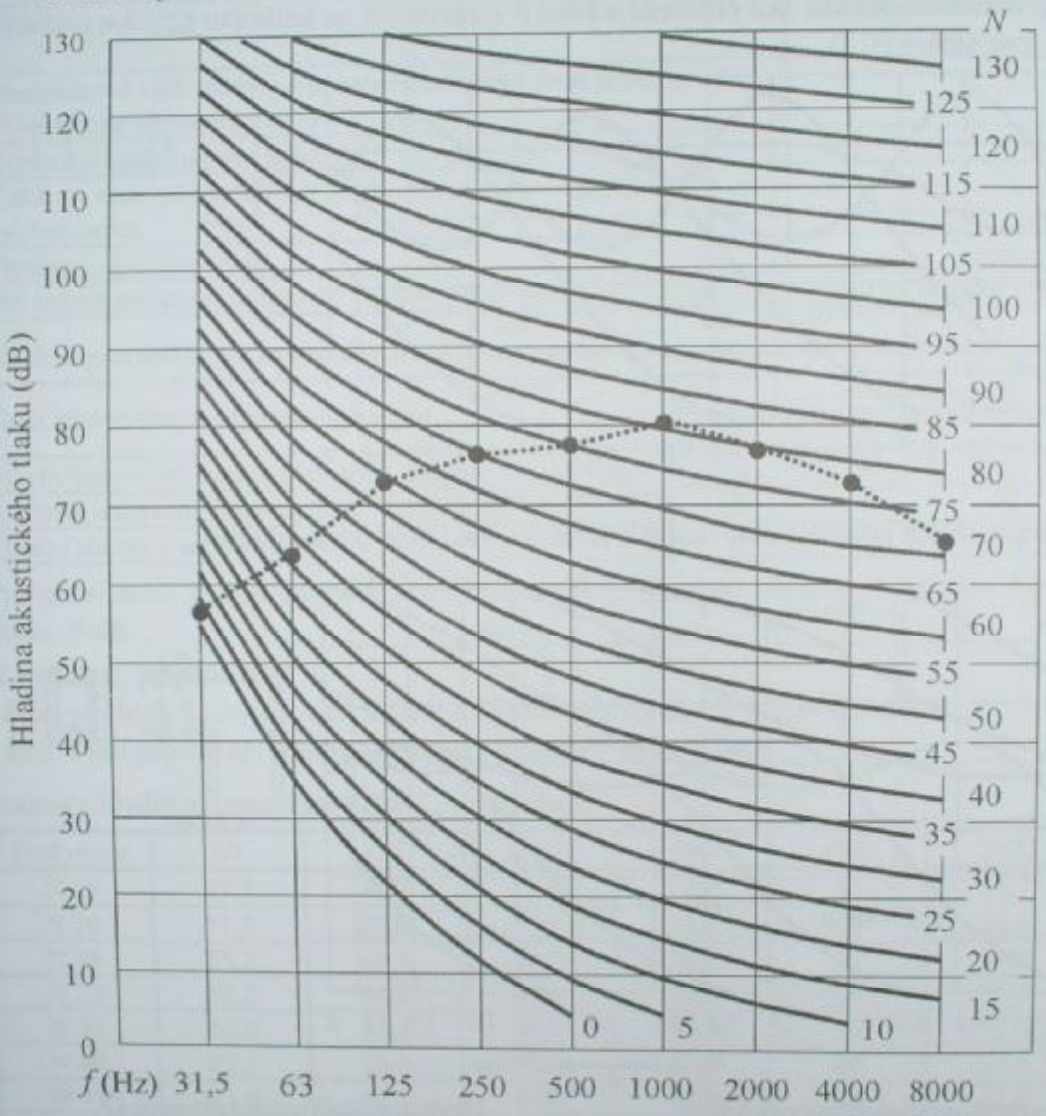


P18 – Vybrané hodnoty útlumu hluku

Útlum hluku v přímém potrubí o délce 1 m

Frekvence hluku f_m (Hz)	63	125	250	500
útlum čtyřhranného potrubí profilu 150 až 600 mm	0,6	0,6	0,45	0,3
útlum čtyřhranného potrubí profilu 600 až 1500 mm	0,6	0,6	0,3	0,15
útlum čtyřhranného potrubí profilu nad 1500 mm	0,3	0,3	0,15	0,03
útlum kruhového potrubí dosahuje průměrně	0,15 dBm^{-1}			

Čísla třídy hluku



Doporučené hodnoty účinnosti tlumení chvění

Typ zařízení	η (%)	Umístění zařízení	η (%)
radiální ventilátor $n < 800$ min^{-1}	95	suterén	85
radiální ventilátor $n > 800$ min^{-1}	90	typické podlaží	95
prodejní prostory, obchodní domy	90	nejvyšší podlaží	93

Hluk koncových elementů

Výrobci těchto elementů (vyústek, anemostatů, atp.) udávají hodnoty akustických výkonů či hluku získaných měřením. Přibližně lze hluk těchto prvků určit i dle vztahů uvedených literatuře [5], [9].

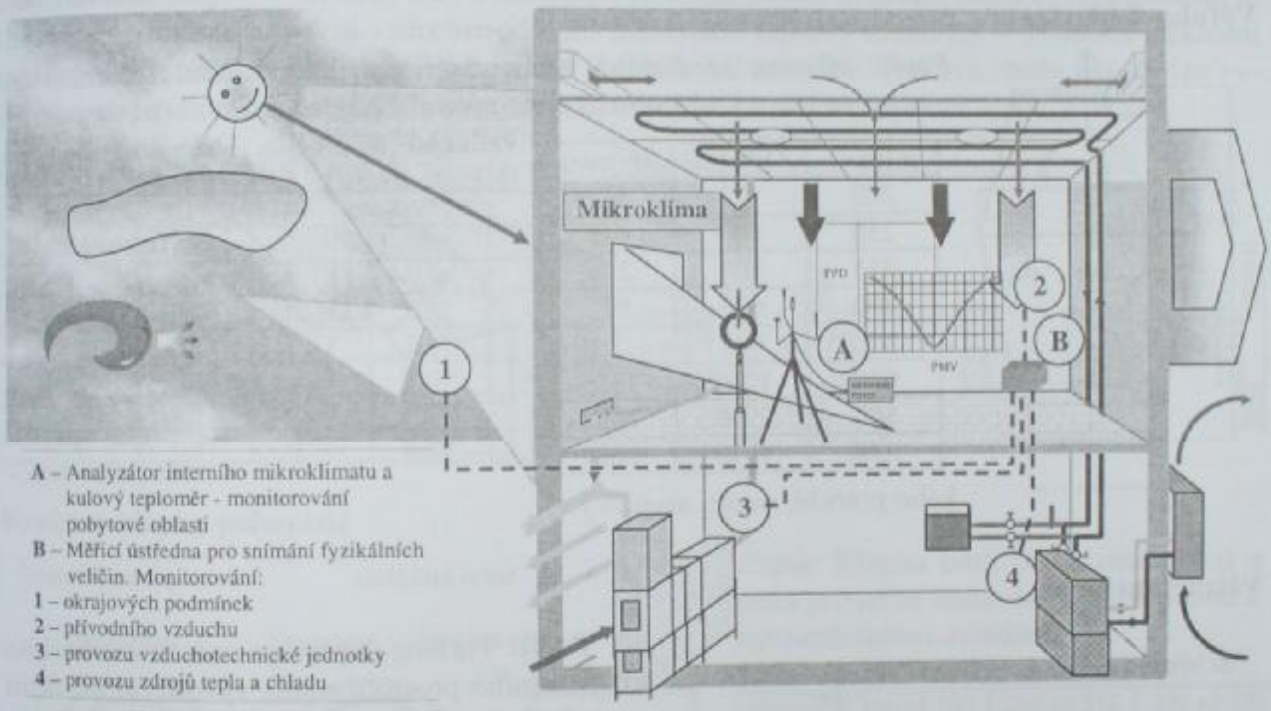
Poznámka: Hluk koncových elementů již není možno odstranit tlumičem hluku. Důležitý je proto výběr distribučních prvků a výstupní rychlost proudění vzduchu.

Hluk tlumičů hluku

Samotný tlumič hluku je zdrojem hluku a tvoří tzv. vložný akustický výkon. Jeho velikost závisí na rychlosti proudění vzduchu tlumičem. Hodnoty udává výrobce tlumičů.

P19 – Monitorování ve VZT

Monitorování stavu interního mikroklimatu je aktuální úlohou umožňující identifikaci stavu prostředí i okrajových podmínek, kontrolu funkce systému VZT. Monitorování se stává prostředkem minimalizace provozních nákladů i optimalizace stavu prostředí. Vychází z experimentálních přístupů sledující průběh fyzikálních veličin ve zvoleném časovém intervalu a kroku se záznamem dat. Při aplikaci monitorování je nutno vycházet z volby **místa, doby a veličin**. Typické veličiny mikroklimatu a okrajových podmínek uvádí kap. 5. Zcela zásadní pro monitorování je však přístrojová technika. Musí mít charakter inteligentního systému umožňujícího automatické snímání sady veličin ve volitelném kroku, jejich záznam i archivaci. Pro účely VZT jsou zásadní měřicí ústředny pro snímání fyzikálních veličin s čidly pro teplotu, vlhkost i rychlost proudění vzduchu, intenzitu záření, koncentrace (CO_2) ap. Progresivním přístrojem pro monitorování místností s pobytem osob je analyzátor interního mikroklimatu, umožňující snímat nutné veličiny a vyčíslit ukazatelé prostředí PPD a PMV dle kap. 5.4. Důležitým pro monitorování je i akustická složka mikroklimatu snímaná zvukoměry se spektrálním analyzátorem. Schémata systému VZT a monitorovacího s výstupy jsou na uvedených obrázcích.



A – Analyzátor interního mikroklimatu a kulový teploměr - monitorování pobytové oblasti
B – Měřicí ústředna pro snímání fyzikálních veličin. Monitorování:
1 – okrajových podmínek
2 – přívodního vzduchu
3 – provozu vzduchotechnické jednotky
4 – provozu zdrojů tepla a chladu

Schéma systému VZT a monitorování

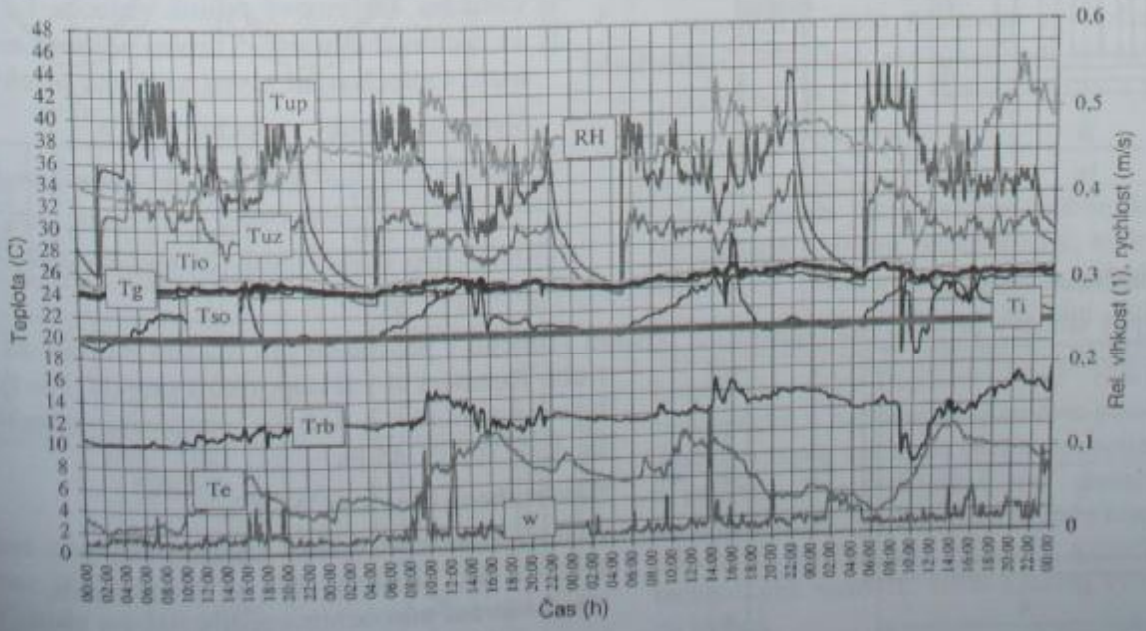
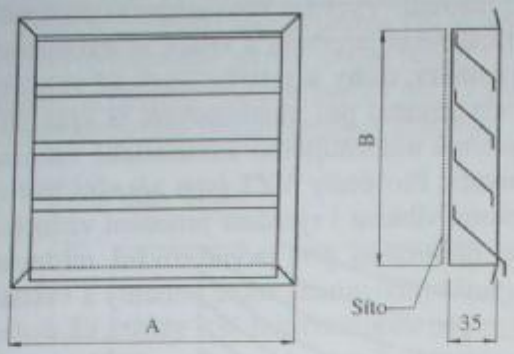


Schéma výstupu monitoringu

Protidešťová žaluzie

Schéma



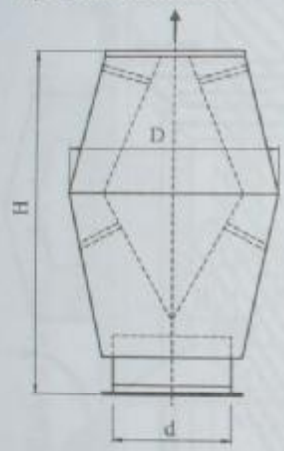
Popis

Protidešťovou žaluzií tvoří rám s vestavěnými listy. Žaluzie je běžně doplněna sítem proti vnikání hmyzu.

Rozměr	Průtočná plocha S (m^2)			
A x B (mm)	400	630	800	1000
400	0,18	0,15	0,20	0,31
500	0,12	0,19	0,26	0,34
630	0,14	0,22	0,30	0,38
800	0,19	0,30	0,40	0,52
1250	0,25	0,39	0,620	0,78

Tlakovou ztrátu lze vyčíslit pro rychlost a součinitele místního odporu $\xi \approx 6$ až 9 rovnicí pro dynamický tlak.

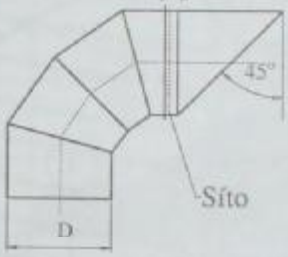
Výfuková hlavice



Popis: Hlavice se dodává v provedení z pozinkovaného či nerezového plechu ve tvaru kruhovém či čtvercovém. Tlaková ztráta závisí na průtoku vzduchu a profilu. Průměrná hodnota tlakové ztráty je 50 až 100 Pa.

d (mm)	D (mm)	H (mm)
200	322	522
250	400	618
315	506	745
400	645	915
500	805	1105
630	1030	1365
800	1290	1695
1000	1610	2080

kého potrubí, event. atypický.

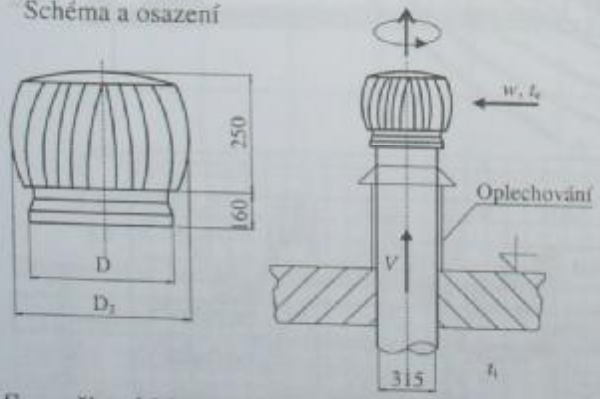


Výfukové koleno

Prvek k výfuku vzduchu do atmosféry. Rozměr D dle profilů vzduchotechnic-

Větrací turbína

Schéma a osazení



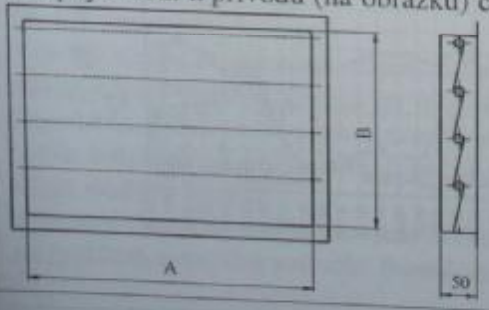
Popis: Turbína dopravuje vzduch z větraného vnitřního prostoru rotací vyvolanou účinkem větru a termodynamickým vztlakem vznikajícím rozdílem teplot vnitřního a venkovního vzduchu. Objemový průtok vzduchu V závisí na rychlosti větru w. Turbína se osadí na potrubí. Oplechování závisí na druhu střechy.

Vybrané průtoky vzduchu V (m^{3}h^{-1})

Rychlost větru w (ms^{-1})		2	3	4	6
Typ	VV 200	65	105	145	230
	VV 260	150	220	300	500
	VV 355	180	250	400	650

Samočinná klapka

Klapky slouží k přívodu (na obrázku) či odvodu vzduchu v provedení pro osazení do zdi a na potrubí. Rozměry A i B odpovídají potrubí. Pro rychlost vzduchu $w = 2, 4, 6$ ms^{-1} je tlaková ztráta klapky $\Delta p = 30, 35, 45$ Pa.

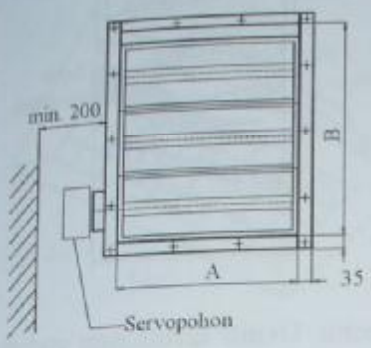


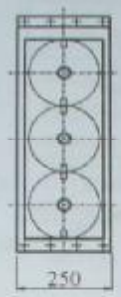
Samotahové hlavice CAGI

Hlavice CAGI se skládá z pláště, stříšky a hrdla. Používá pro prostory, kde se předpokládá samočinné větrání působením rozdílů tlaků a větru. Vybrané velikosti z EKV: D = 100, 125, 160, 200,

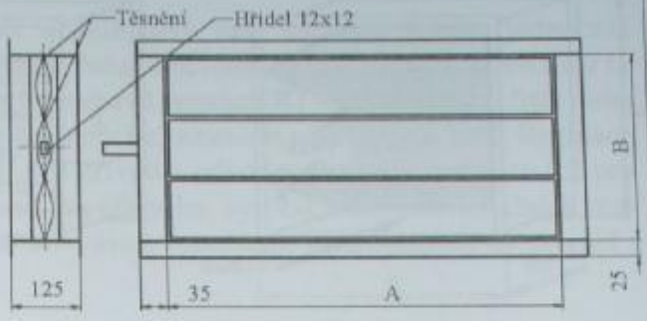
Regulační klapky čtyřhranné těsné

Schéma – Provedení var. 1





Provedení var. 2



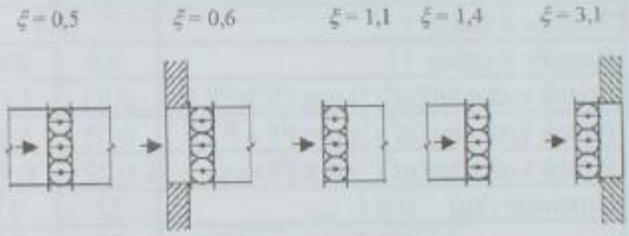
Popis

Základní části klapky tvoří rám, listy s těsněním, ozubená kola a ovládání ruční či servopohonem. Užívají se pro těsné uzavření vzduchovodů pro maximální tlakový rozdíl Δp = 1500 Pa. Základní rozměry uvádí tabulka, po dohodě lze dodat i individuální rozměry. Tlaková ztrátu klapky lze vyčíslit pomocí rychlosti a součinitele místního odporu ξ.

Vybrané rozměry klapek

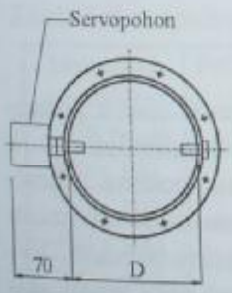
Rozměr	Průtočná plocha S (m^2)			
A x B (mm)	400	630	800	1000
400	0,14	0,23	0,30	0,37
500	0,18	0,30	0,37	0,47
630	0,23	0,37	0,48	0,60
800	0,30	0,48	0,60	0,76
1000	0,37	0,60	0,76	0,96
1250	0,47	0,75	0,96	1,20

Součinitelé vloženého odporu ξ

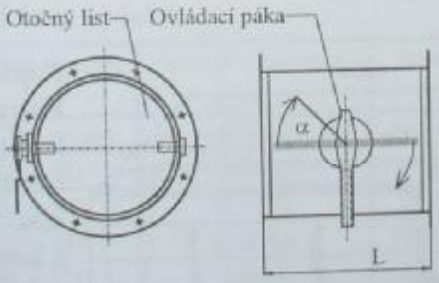


Kruhové klapky jednolisté

Ovládání servopohonem



Ovládání ruční



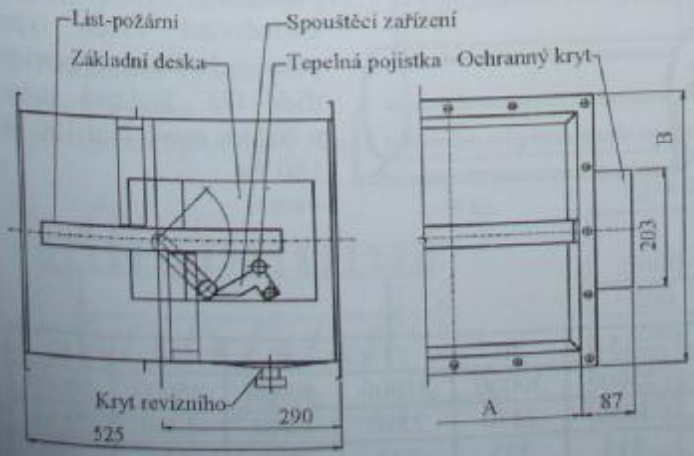
Popis: Klapku tvoří plášť, otočný list a páka pro ruční nastavení či servopohon k automatickému ovládání.

Informativní rozměry

D (mm)	100 až 160	200 až 315	350 až 630
L (mm)	170	260	360

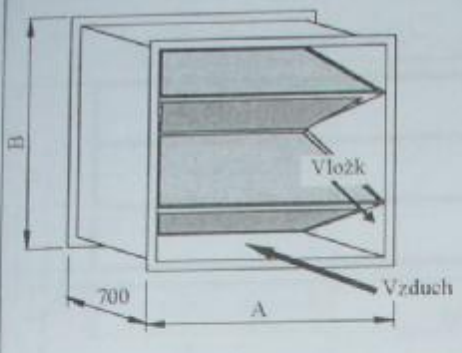
Tlaková ztráta klapky závisí na rychlosti proudění a úhlu nastavení α otočného listu. Přibližně pro úhel $\alpha = 0^\circ$ (zcela otevřená) je $\xi = 0{,}3$, $\alpha = 45^\circ$ je $\xi = 4{,}2$.

Požární klapky čtyřhranné

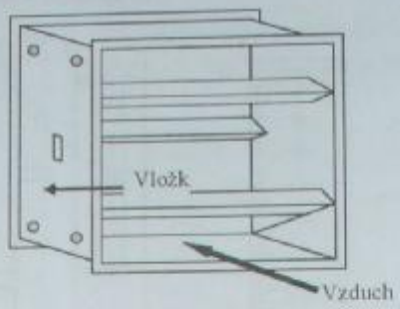


Klapky slouží jako požární uzávěr, který na základě impulsu (mechanický, teplotní, elektrický, pneumatický) uzavře potrubí k omezení šíření požáru a zplodin hoření vzduchotechnickým zařízením. Spouštění klapky je ruční, teplotní event. elektromagnetické s koncovým spínačem polohy. Tlaková ztráta závisí na rychlosti proudění a průřezu. Pro rychlost 6 ms^{-1} dosahuje ztráta 10 až 60 Pa. Rozměrová řada klapek odpovídá kombinaci běžných vzduchotechnických rozměrů. Blíže katalog výrobců klapek.

Filtr vložkový FVC



Filtr vložkový FVB



Řez

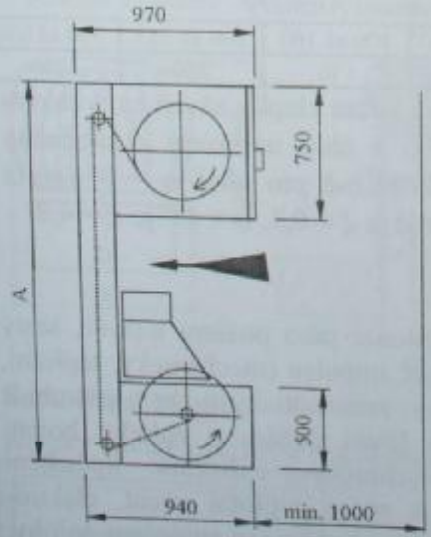
Popis: Základní části vložkových filtrů je skříň z pozinkovaného plechu. Uvnitř skříně jsou vodicí lišty pro uložení filtračních vložek. Filtry FVB umožňují boční vyjímání vložek, filtry FVC mají čelní vyjímání vložek (proti směru proudění vzduchu). Vybrané technické údaje jsou v tabulce. Další údaje katalog výrobců.

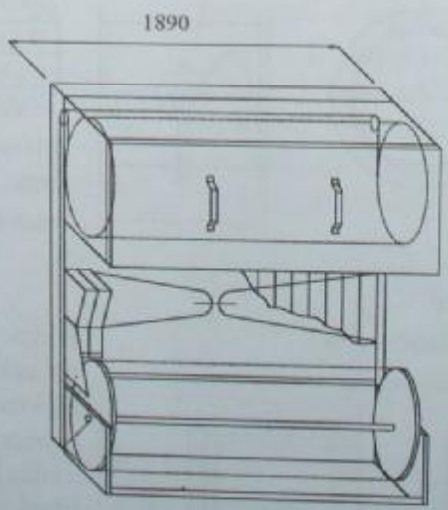
Vybrané technické údaje

Velikost filtru	1 x 2	1 x 4	1 x 6	1 x 8	2 x 2	2 x 4	2 x 6	2 x 8
Počet vložek *n* (ks)	2	4	6	8	4	8	12	16
Rozměr *A* (mm)	680		694		1314			
Rozměr *B* (mm)	365	680	964	1314	365	680	964	1314
Průtok vzduchu (m^3s^{-1}) pro G1 až F 7	0,83	1,66	2,5	3,33	2,5	3,33	5	6,66
Průtok vzduchu (m^3s^{-1}) pro F9 a F10	0,55	1,11	1,66	2,22	1,11	2,22	3,33	4,44
Průtok vzduchu (m^3s^{-1}) pro F11	0,22	0,44	0,66	0,88	0,44	0,88	1,33	1,77
Hmotnost (kg) typ 1	22	33	43	54	37	51	65	80
typ 2	23	35	47	59	39	55	70	87

Třída filtrace	G1	G2	G3	G4	F5	F6	F7
Tlaková ztráta - *p* (Pa)	40	30	35	40	50	200	250
Odlučivost (%)	< 65	65 - 80	80 - 90	< 90	40 - 60	60 - 80	80 - 90

Filtry pásové FPC





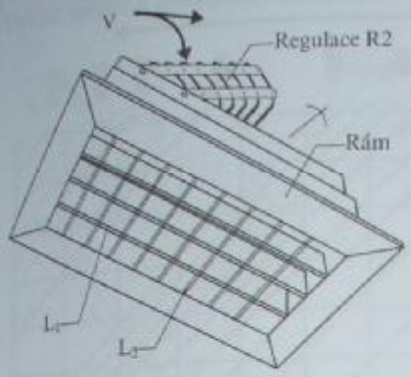
Popis:
Filtry tvoří rám s pohyblivým mechanismem k řízenému posunu filtračního pásu mezi odvíjecím a navíjecím bubnem. Využívají se jako první stupeň filtrace větších VZT zařízení.
Odlučivost všech typu pásových filtrů odpovídá třídě G2. Tlaková ztráta v čistém stavu činí 100 až 120 Pa.

Základní údaje

Velikost filtru	25	30	35	40	45	50
Jmenovitý objemový průtok vzduchu V (m^3h^{-1})	25000	30000	35000	40000	45000	50000
Rozměr *A* (mm)	1950	2270	2590	2910	3230	3550
Hmotnost (kg) pro typ FPC	213	223	232	239	246	250

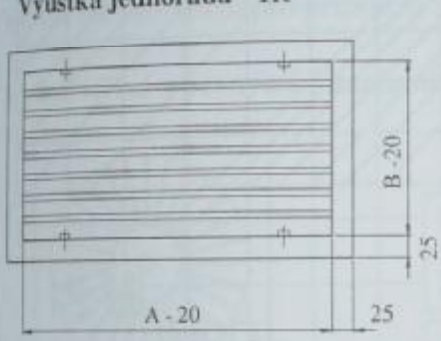
P23A - VYÚSTKY firmy Proclima

1. Obdélníkové vyústky

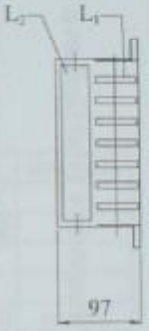


Popis:
Vyústky tvoří obdélníkový rám s jednou řadou (jednořadá vyústka) či dvěma řadami (dvouřadá vyústka) otočných listů L_1 a L_2. Vyústky lze vybavit regulací R1 s protiběžnými listy nebo regulací R2 s naklápěcím ramenem náběhových listů. Regulace R1 se užívají pro přívod i odvod vzduchu a regulace R2 pro přívod vzduchu. Vyústky lze vyrobit i dle individuálních rozměrů. Provedení vyústek umožňuje jejich osazení na potrubí i stěny.

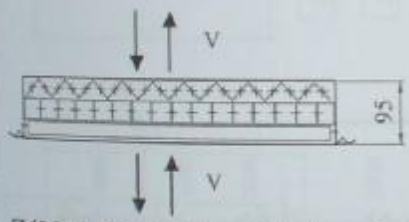
Vyústka jednořadá - 1Ř



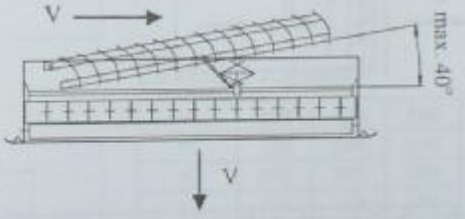
Vyústka dvouřadá - 2Ř



2Ř s regulací R1



2Ř s regulací R2



Základní rozměrová řada vyústek

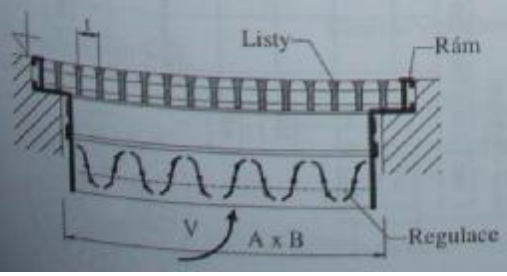
Jmenovitý rozměr	Průtočný rozměr	Volná výtoková plocha	Jmenovitý rozměr	Průtočný rozměr	Volná výtoková plocha
A x B (mm)	A1 x B1 (mm)	S (m^2)	A x B (mm)	A1 x B1 (mm)	S (m^2)
200 x 100	180 x 80	0,0126	400 x 140	380 x 120	0,038
280 x 100	260 x 80	0,0182	200 x 200	180 x 180	0,027
400 x 100	380 x 80	0,0266	280 x 200	260 x 180	0,039
200 x 140	180 x 120	0,018	400 x 200	380 x 180	0,057
280 x 140	260 x 120	0,0182	400 x 280	380 x 260	0,080

Návrh vyústek umožňují grafy přílohy, podrobnější údaje uvádí katalog výrobců.

2. Podlahové vyústky

Schéma a popis

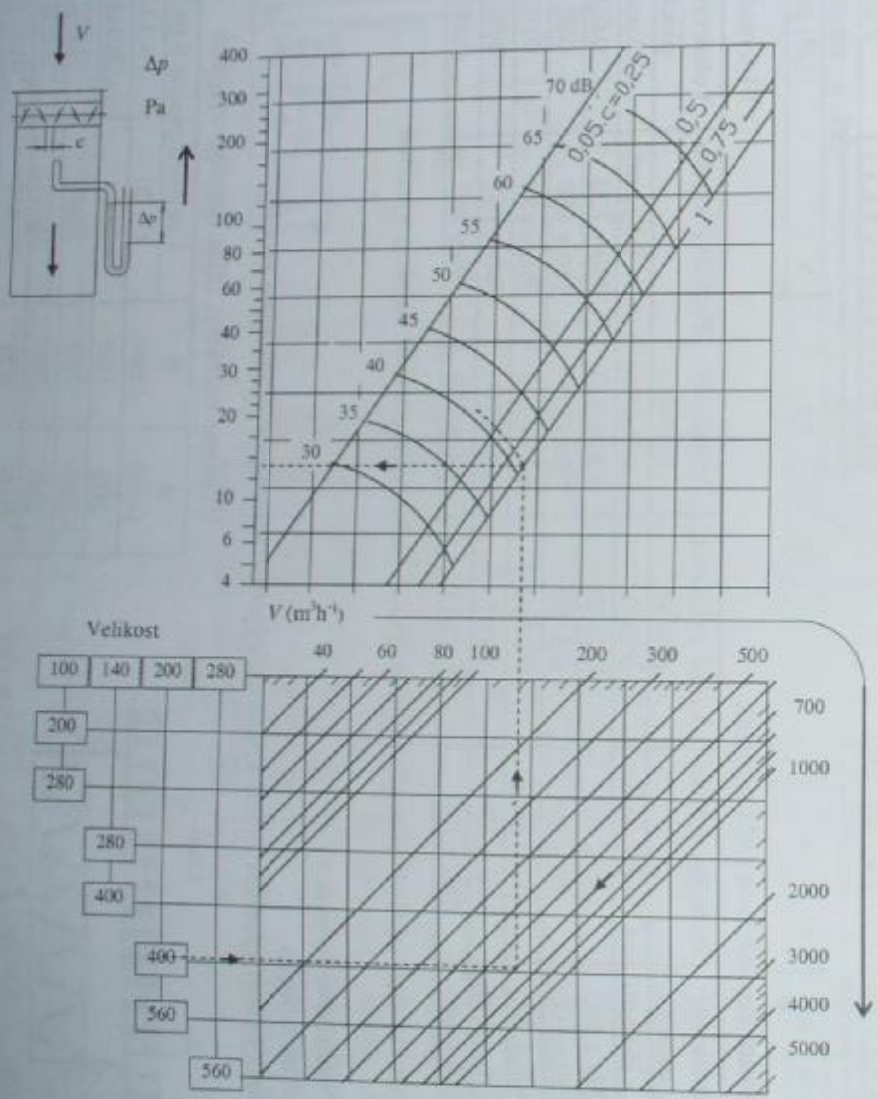
Vyústky tvoří profilový rám s pevnou výplní listů v úpravě nášlapné plochy



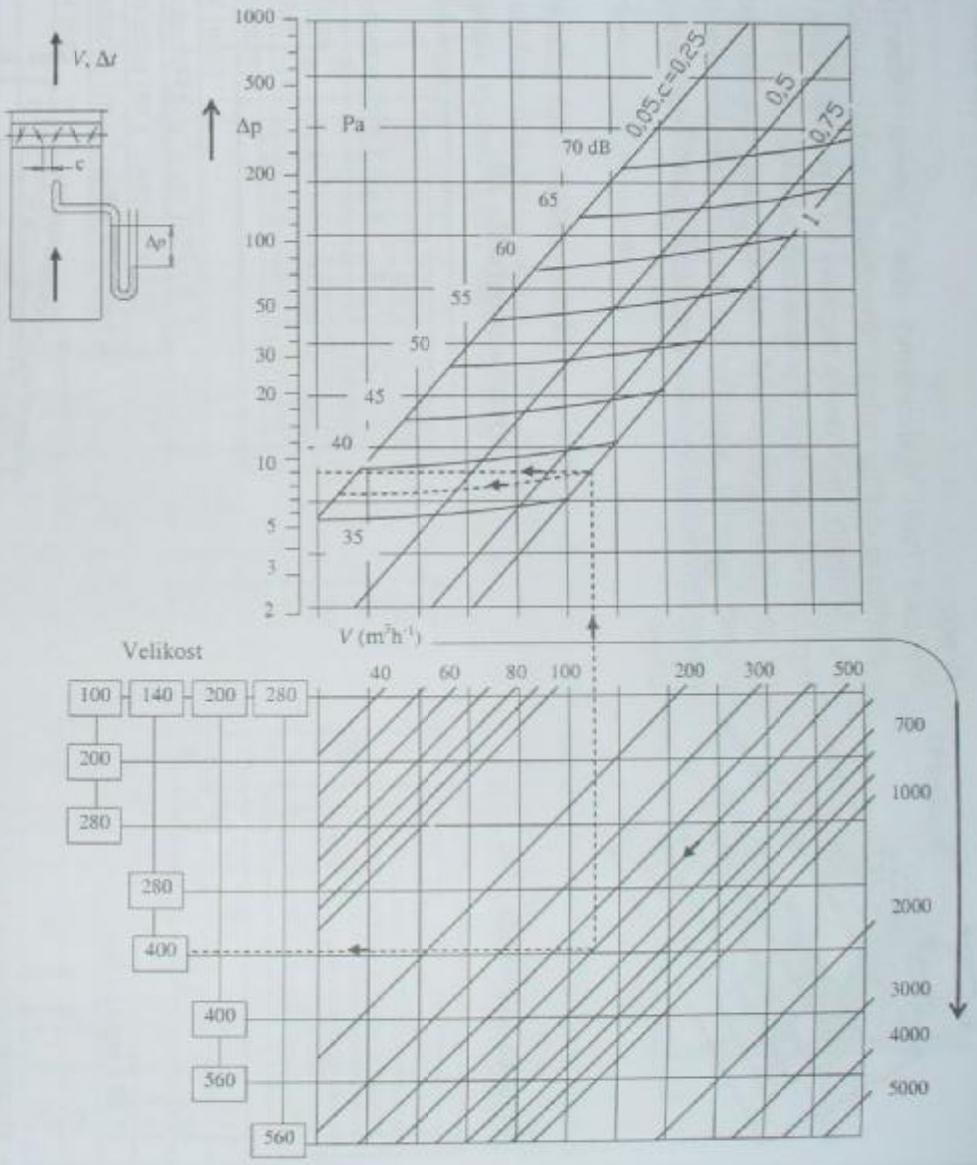
Vybrané rozměry, blíže katalog výrobců

A (mm)	B (mm)	Výtoková plocha S (m^2)	
		t = 20	t = 12,5
200	100	0,014	0,012
280	140	0,029	0,025
200	200	0,031	0,024
280	200	0,043	0,033

Návrhový diagram - Obdélníková jednořadá vyústka



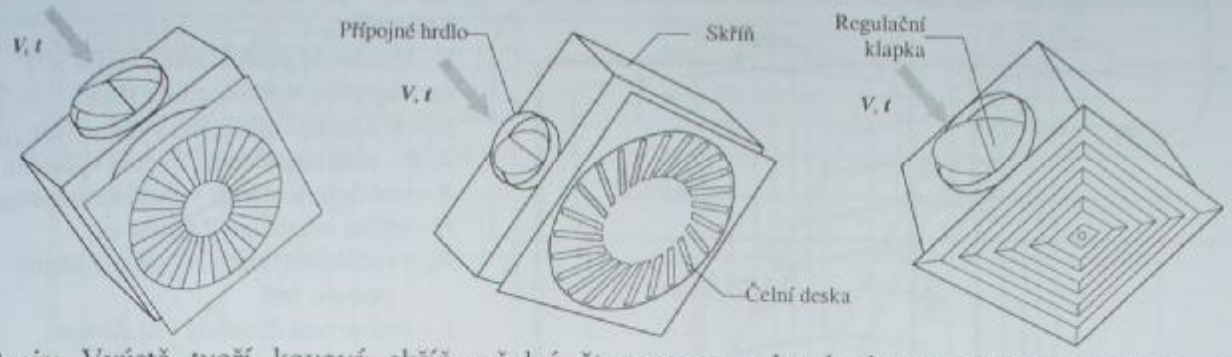
Návrhový diagram - Obdélníková dvouřadá vyústka



P24A – VELKOPLOŠNÉ VYÚSTĚ

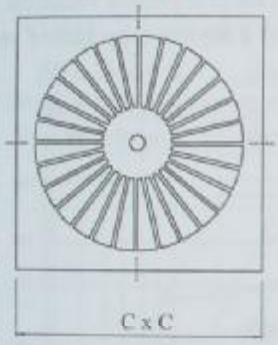
Základní typy

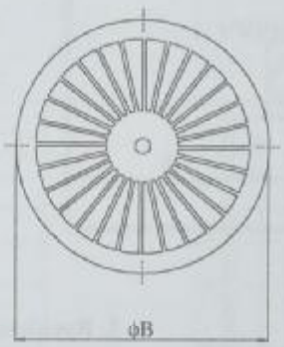
Vyúsť vířivá s pevnými lamelami **Vyúsť s vířivým výtokem vzduchu** **Anemostat lamelový čtvercový**



Popis: Vyústě tvoří kovová skříň s čelní čtvercovou nebo kruhovou deskou uzpůsobenou k vířivému efektu vytékajícího vzduchu. Přípojná hrdla jsou osazena na horní či boční části skříně a tvoří tak provedení pro připojení *S* – svislé a *V* – vodorovné.

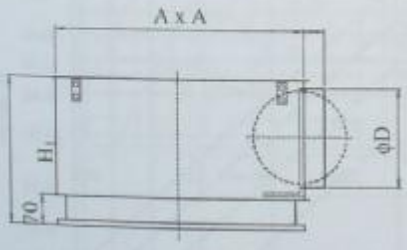
Vyúsť vířivá s pevnými lamelami

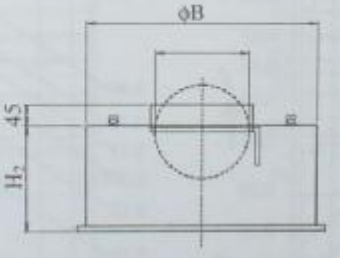




Technické údaje

Velikost	300	400	500	600 a 625
V_{max} (m^3h^{-1})	250	400	550	700
V_{min} (m^3h^{-1})	145	180	210	290
L_{Amax} (dB)	40	40	40	40
L_{Amin} (dB)	30	25	20	20
S_{ef} (m^2)	0,0128	0,0245	0,0374	0,0450
m_S (kg)	3,7	5,6	8,2	11,1
m_V (kg)	4,8	7,1	10	14,5





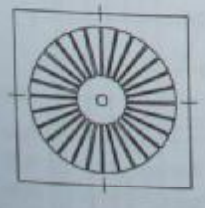
Základní rozměry

Velikost	300	400	500	600	625
C	298	398	498	598	623
K	298	398	498	598	623
D	158	198	198	248	248
B	260	365	460	560	560
A	310	400	500	600	600
H1	290	300	300	350	350
H2	180	180	200	200	200

Další údaje katalogy výrobců

Provedení

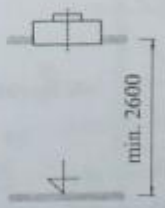
Provedení VVPM/C čtvercové



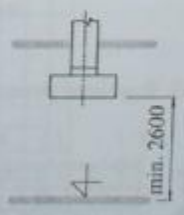
Provedení VVPM/K kruhové

Uložení vyústí

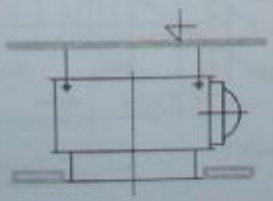
Umístění u stropu



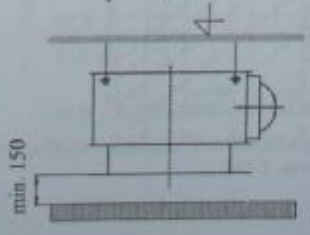
Umístění pod stropem



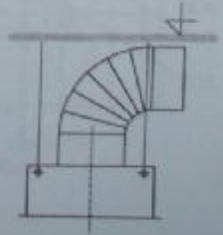
Uložení v podhledu



Uložení nad perforovaným podhledem

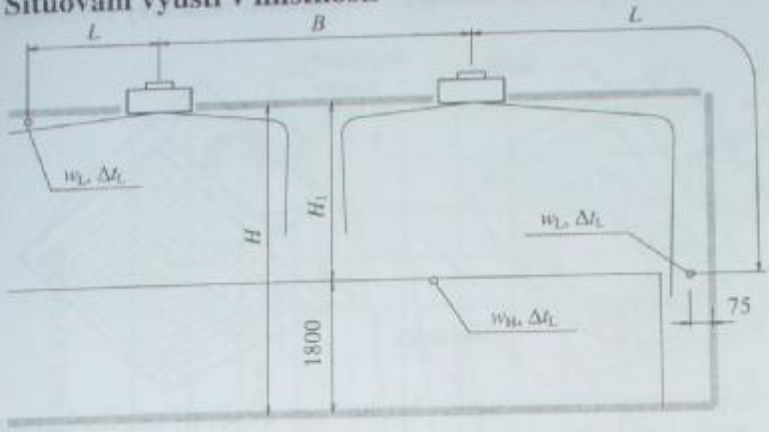


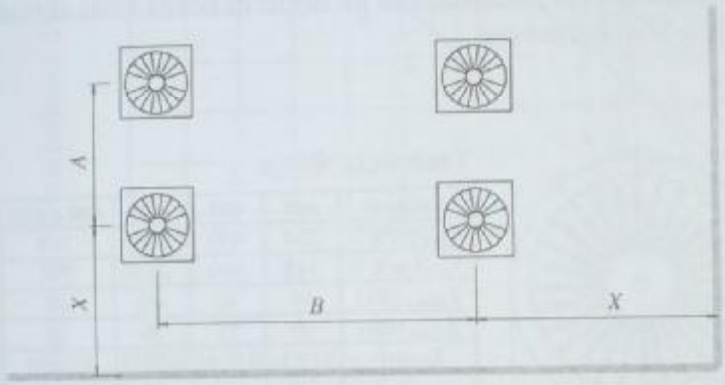
Uložení bez podhledu



P24B - VELKOPLOŠNÉ VYÚSTĚ

Situování vyústí v místnosti



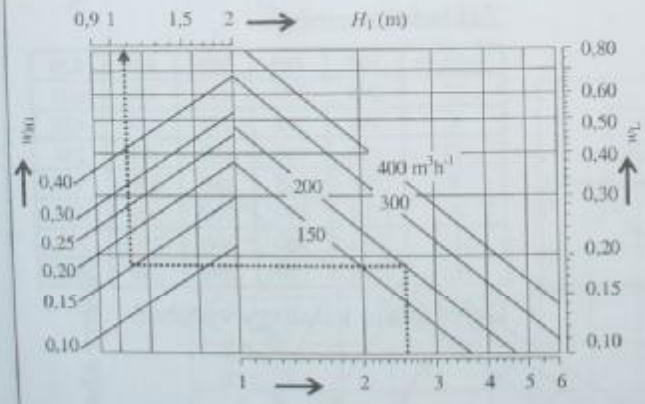


Legenda

V - objemový průtok vzduchu (m^3h^{-1})
Δp - celková tlaková ztráta (Pa)
L_A - hladina akustického výkonu ($dB_{(A)}$)
A, B - vzdálenost mezi dvěma vyústěmi
X - vzdálenost středu vyústě ke stěně (m)
H - výška od stropu 2,6 až 4 m
H_1 - vzdálenost mezi stropem a zónou pobytu (m)
L - vodorovná či svislá vzdálenost
w_{H1} - střední rychlost proudění mezi dvěma vyústěmi (ms^{-1})
w_L - střední rychlost proudění na stěně
w_{ef} - efektivní výstupní rychlost (ms^{-1})
Δt_p - celková tlaková ztráta (Pa)
Δt_L - rozdíl (K) mezi teplotou vzduchu v místnosti a teplotou proudění ve vzdálenosti: $L = A/2 + H_1$
případně $L = B/2 + H_1$
případně $L = X + H_1$

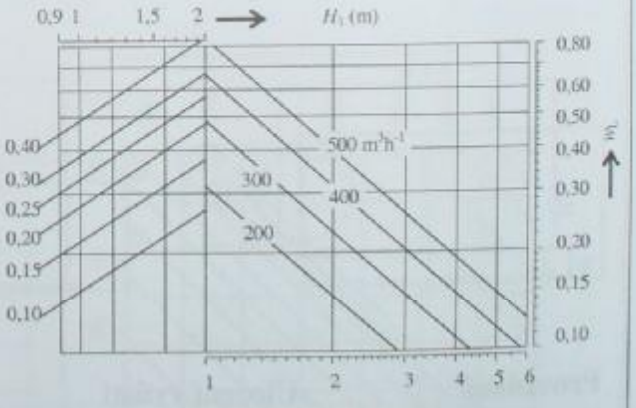
Návrhové diagramy pro typ VVPM

1. Rychlost proudění - vel. 300



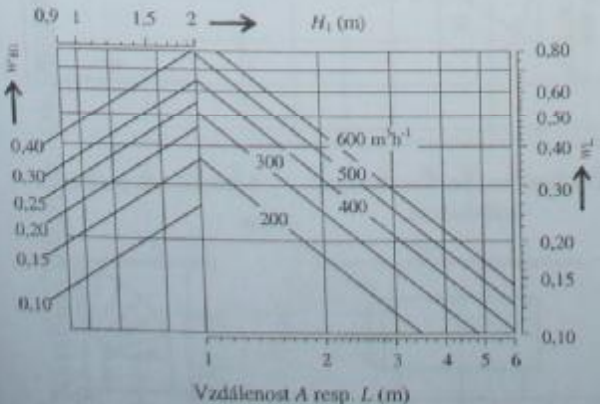
Vzdálenost A resp. L (m)

2. Rychlost proudění - vel. 400



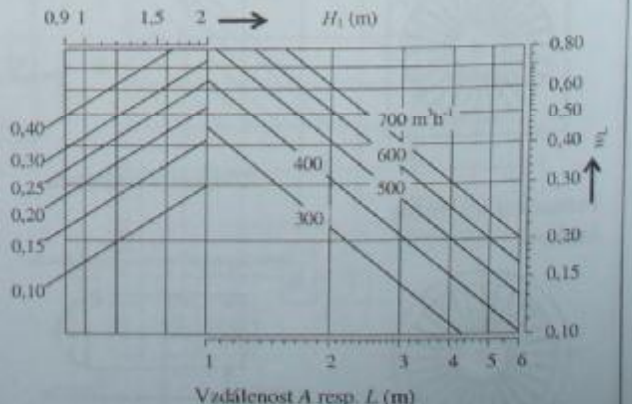
Vzdálenost A resp. L (m)

3. Rychlost proudění - vel. 500



Vzdálenost A resp. L (m)

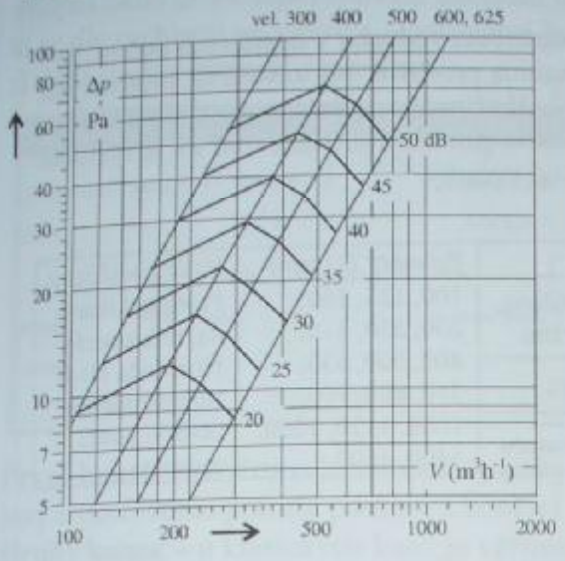
4. Rychlost proudění - vel. 600 a 625



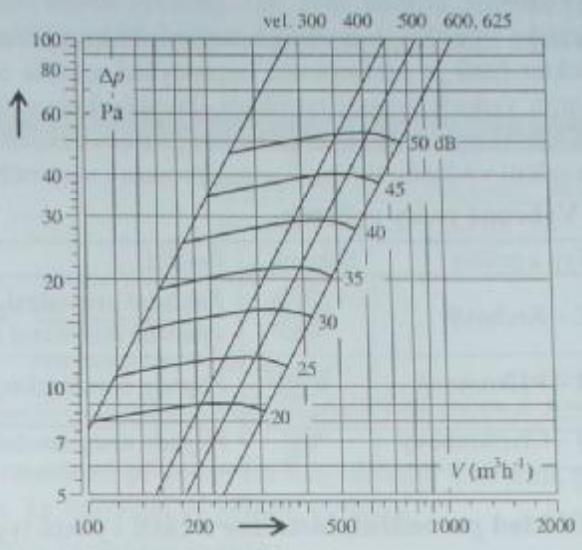
Vzdálenost A resp. L (m)

P24C - VELKOPLOŠNÉ VYÚSTĚ

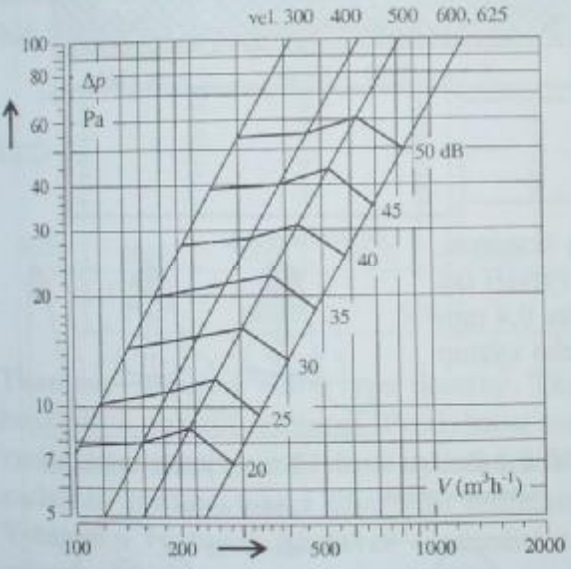
1. VVPM – Δp přívod a vodorovné



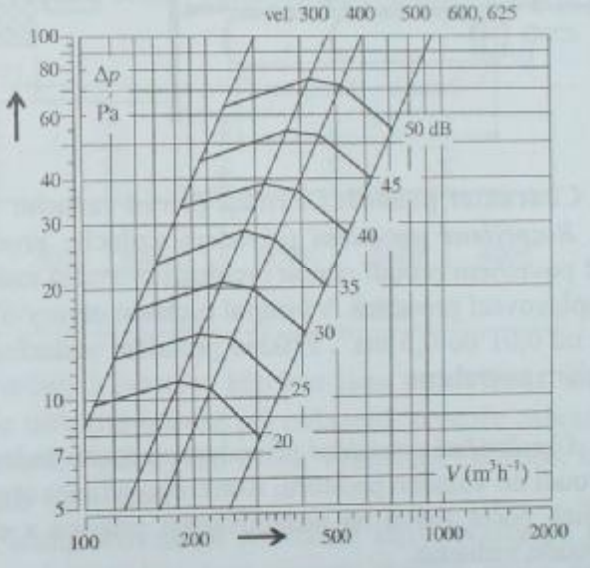
2. VVPM - Δp odvod a vodorovné



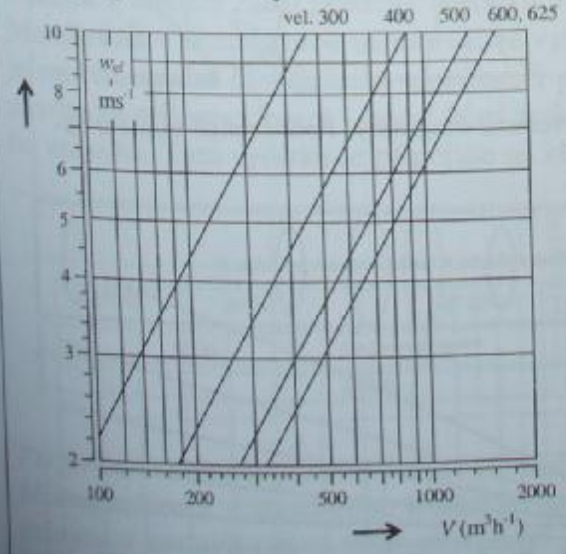
3. VVPM - Δp přívod a svislé připojení



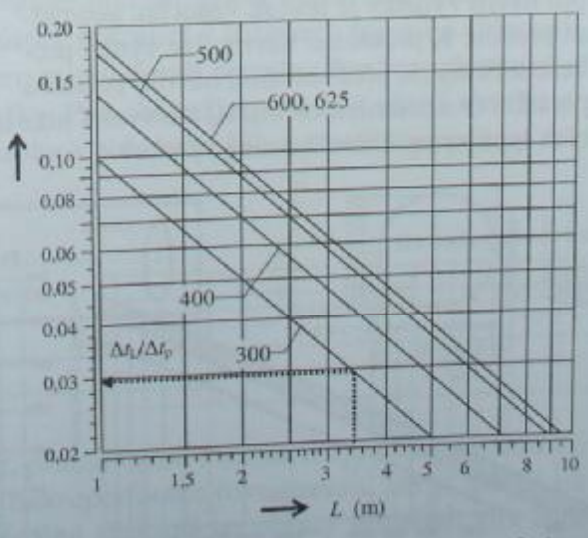
4. VVPM - Δp odvod a svislé připojení



5. Výstupní efektivní rychlost



6. Teplotní koeficient



Objemový průtok vzduchu $V = 3600 . w_{ef} . S_{ef}$ (m^3h^{-1})

P25A – TEXTILNÍ VYÚSTKY firmy Příhoda

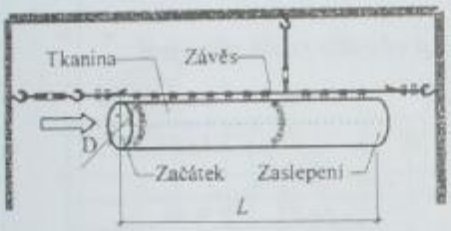
1. Popis

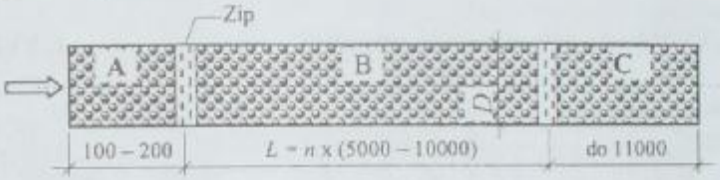
Textilní vyústky jsou vzduchotechnické komponenty k distribuci vzduchu v interiérech budov. Typickou částí je perforovaná neprodyšná textilie nebo tkanina prodyšná bez otvorů. Z prodyšných tkanin vzduch proudí rychlostí obvykle kolem 0,1 ms^{-1}. V případě textilních vyústí s průměrem otvorů 10 mm v rozteči 20 mm v jediné řadě, izotermickém proudu a přetlaku 100 Pa je rychlost proudění vzduchu 0,5 ms^{-1} v ose proudu i více než 10 m od vyústky.

2. Vybrané tvary vyústek

Typ a průřez	Schéma	Použití	Průměry D (mm)	Výstup vzduchu
C – Kruhový		Základní provedení, doporučené, výhodné provedení pro údržbu	100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600	Prodyšná tkanina, mikroperforace, řada otvorů, výstupními otvory, konci vyústky
H – Půlkruhový		Případy omezeného prostoru		
Q – Čtvrtkruhový		Případy nedostatečného prostoru		

3. Příklad provedení, instalace a částí vyústě typu C

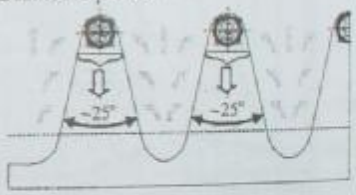




4. Charakter proudění formuje přívod vzduchu

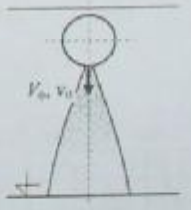
a. ***Rozptýlené proudění*** přívodem vzduchu prodyšnou tkaninou, již povrchem proudí malou rychlostí přívodní vzduch a vytváří tak zaplavovací proudění. Výstupní rychlost otvory o průměru 0,4 mm je od 0,01 do 0,5 ms^{-1}. Příklad proudění vzduchu pro jeho výstup celým povrchem.

Geometrie proudu



b. ***Usměrněné proudění*** přívodem vzduchu řadou otvorů o průměru 4 až 12 mm, jimiž vzduchu proudí do volného prostoru. Konkrétní průměr otvorů a jejich počet závisí na požadovaném průtoku a směru proudu vzduchu.

Geometrie proudu

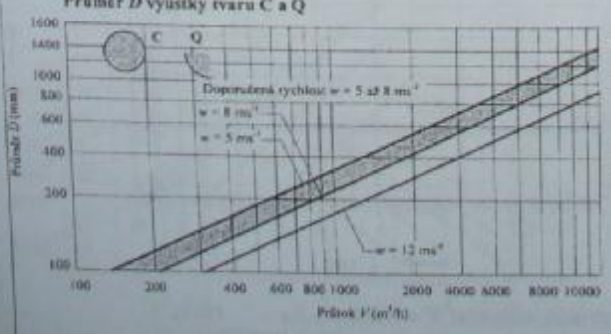


Osazení otvorů

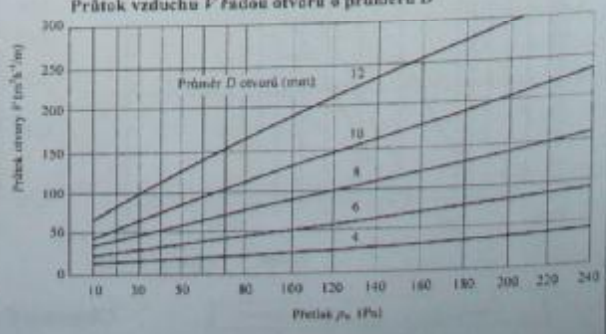
5. Návrh

Výchozí pro návrh vyústky je průtok vzduchu, geometrie a dosah proudu. K přesnému návrhu lze využít programové řešení firmy. K předběžnému návrhu průměru vyústky typu C i Q a průměru otvoru d_o lze využít níže uvedené diagramy. Podrobnější údaje a návrh ostatních typu vyústí uvádí katalog výrobce.

Průměr D vyústky tvaru C a Q

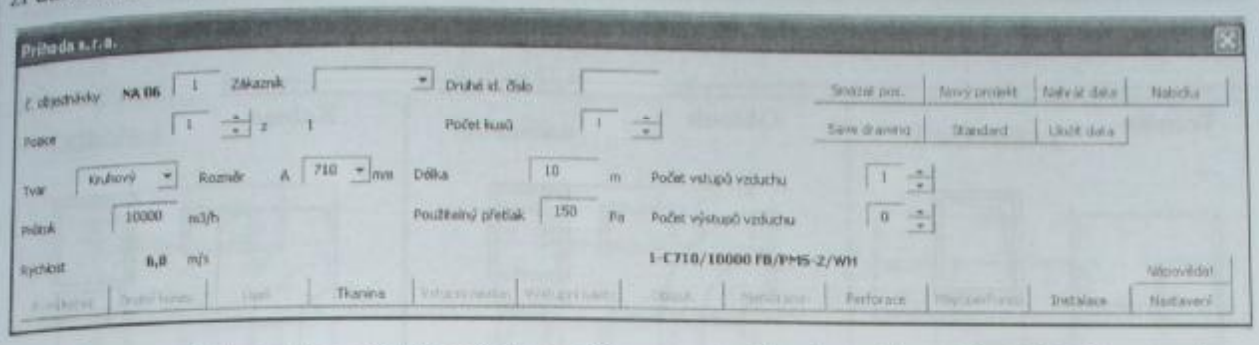


Průtok vzduchu V řadou otvorů o průměru D

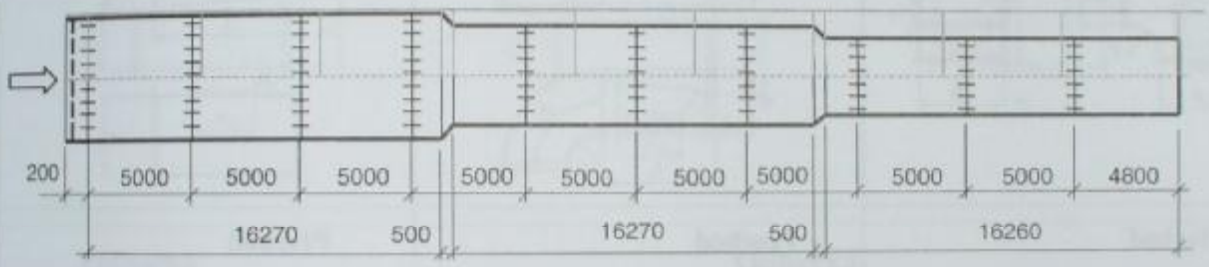


P25B – TEXTILNÍ VYÚSTKY firmy Příhoda

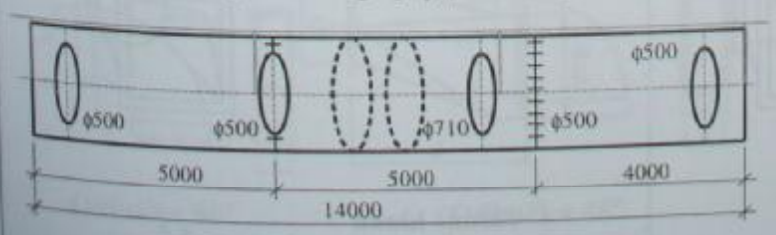
Programový návrh umožní Software Prihoda0601. Výchozí pro komunikaci s programem je vstupní okno umožňující zadávat základní údaje pro návrh vyústky, tzn. tvar, průtok, rozměr (upraví se dle rychlosti ve vyústce – optimální 7 ms^{-1}), délka, statický tlak. Tlačítka ve spodní části nabízí další funkce spojené s návrhem.

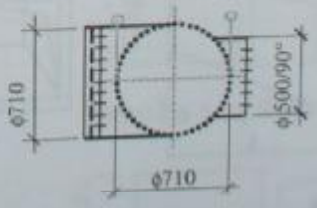


První konec – představuje začátek vyústky, což znamená připojovací kus, dlouhý 150 mm, připojený k ocelovému potrubí páskem a končící zipem, ke kterému se připne vyústka.
Druhý konec – u klasických kusů je většinou úprava zaslepení vyústky.
Úsek – specifikuje technické údaje zadaného úseku. Pro úseky delší než 20 m je vhodné použít vyústku s proměnlivým průměrem a více úseky. Sníží se tak cena vyústky a také se zrovnoměrní průběh statického tlaku podél vyústky.



Tkanina – slouží k volbě typu tkaniny. Tkaninu určují 3 faktory, kterými jsou prodyšnost, měrná hmotnost a požární odolnost. Prodyšnost textilie je důležitá hlavně při chlazení, protože zabraňuje vzniku kondenzace vlhkosti na vyústkách. Pro kruhové vyústky lze zvolit vyztužující obruče, které zachovají kruhový tvar, i když není vzduchotechnika v provozu.
Vstupní a výstupní nástavce – umožní zadat i komplikovanější rozvodné kusy. Nástavce jsou vstupy a výstupy z boku vyústky. Základní údaje o nástavci jsou tvar, rozměr, úprava, délka, směr, vzdálenost od prvního konce.
Oblouk – umožní zadat poloměr oblouku, rozměr potrubí, počet segmentů, úpravu konců.
Membrána – slouží volbě membránové vyústky pracující v režimech topení a chlazení. Pro topení je využita spodní část vyústky s perforací pro nutný dosah proudu. Pro bezprůvanové chlazení lze navrhnout mikroperforaci v horní části vyústky. Pro oba režimy lze užít různá množství přiváděného vzduchu. Tato vyústka se připojuje na klapku s pohonem, která slouží k přepínání mezi režimy.



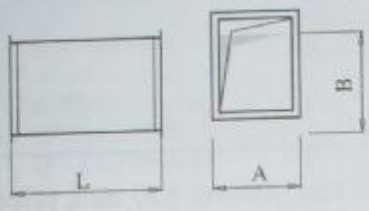


Perforace – umožňuje zadat počet řad, směr, průtok řadou a zkontroluje dosah proudu vzduchu.
Mikroperforace – standardně je nastavena mikroperforace rovnoměrná, lze ji změnit na nerovnoměrnou a nastavit oblast mikroperforace. Změna však má na obrazy proudění vliv zanedbatelný. Distribuce vzduchu mikroperforací je zaplavovací s velmi nízkou rychlostí a proud vzduchu je ovlivněn především vztlakovými silami.
Instalace – umožní volbu typu instalace. Hlavní typy tvoří zavěšení na lanka nebo do profilů.

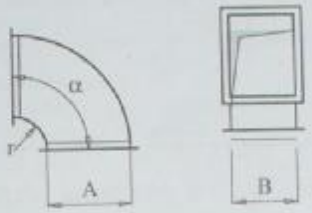
P26A – VZDUCHOTECHNICKÉ POTRUBÍ

Základní jmenovité rozměry kruhového a čtyřhranného potrubí A, B, A_1, B_1, øD:
100, 125, 160, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 mm. Poloměr $r = 150$ pro $A \leq 900$ mm a $r = 300$ pro $A > 900$ mm.
Základní délkové moduly **L**: 970, 470, 720, 1970 mm, dnes jsou délky k dispozici dle výrobců v modulu 250 mm do 3 m, event. dle individuálního požadavku.

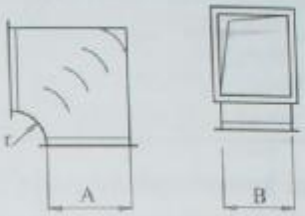
Trouba



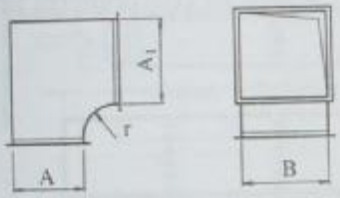
Oblouk



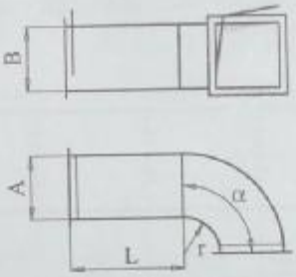
Koleno



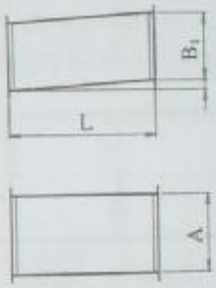
Koleno přechodové



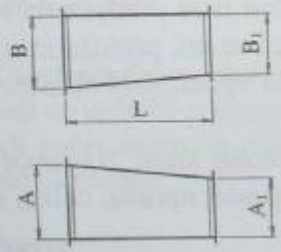
Trouba s obloukem



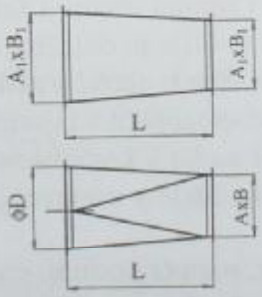
Odskok



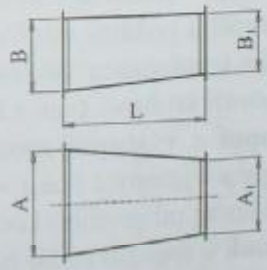
Přechod



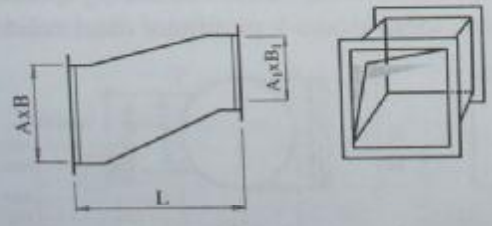
Přechod



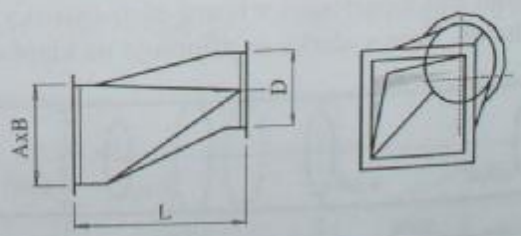
Přechod



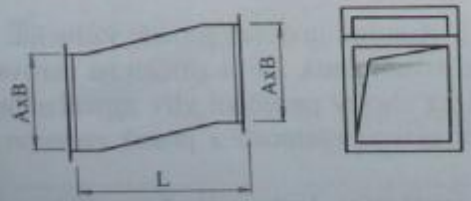
Odskok přechodový



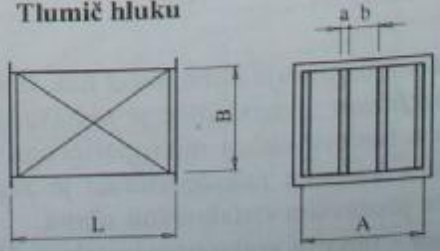
Odskok přechodový



Odskok



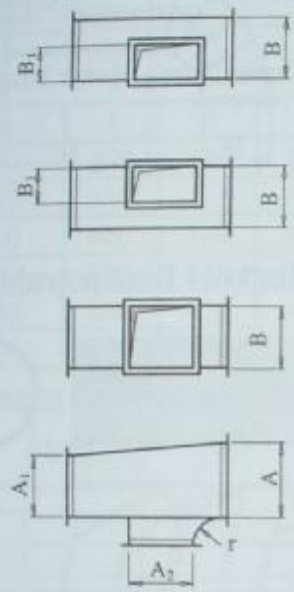
Tlumič hluku



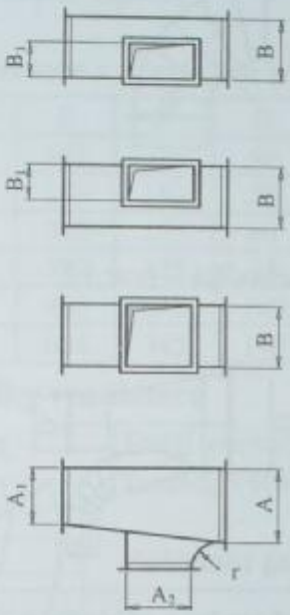
P26B – VZDUCHOTECHNICKÉ POTRUBÍ – pokračování

Jmenovité rozměry čtyřhranného potrubí (mm) **A, B, A_1, B_1**: 100, 125, 160, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 mm.
Poloměr $r = 150$ pro $A \leq 900$ mm a $r = 300$ pro $A > 900$ mm.
Základní délkové moduly **L**: 970, 470, 720, 1970 mm, dnes jsou délky k dispozici dle výrobců v modulu 250 mm do 3 m, event. dle individuálního požadavku.

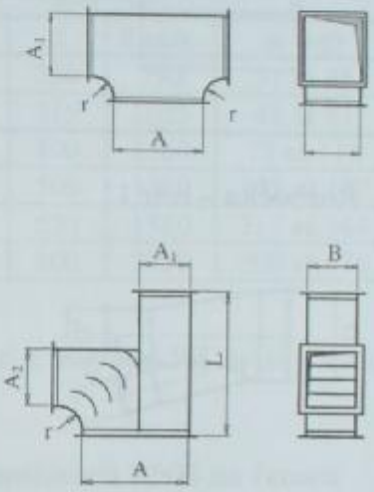
Odbočka



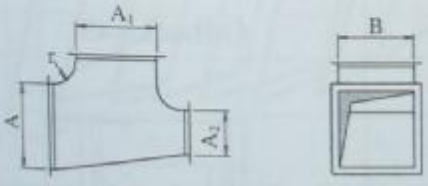
Odbočka



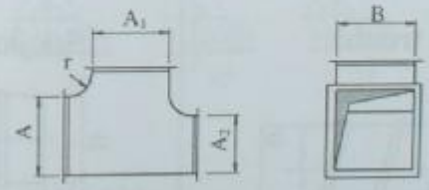
Rozbočka



Odbočka



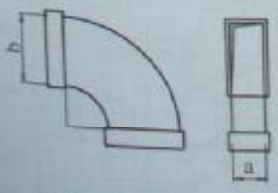
Odbočka



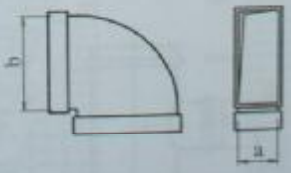
Čtyřhranné potrubní prvky pro malá vzduchotechnická zařízení – vybrané prvky

a/b: 50/100, 55/110, 220, 70/170, 80/100, 150, 200 mm

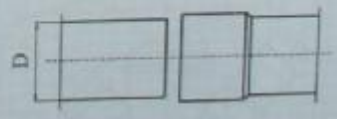
Oblouk



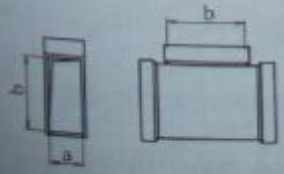
Koleno



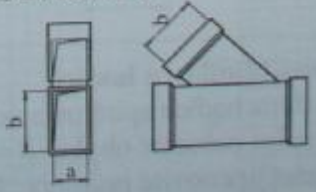
Trouba



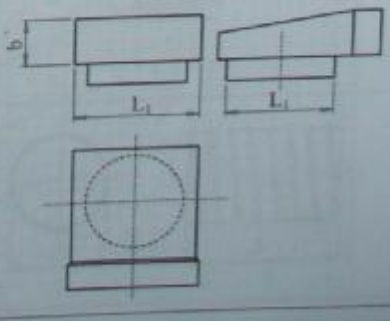
Odbočka 90°



Odbočka 45°



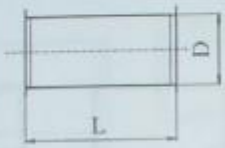
Trouba s vyústkou



P26C - VZDUCHOTECHNICKÉ POTRUBÍ - pokračování

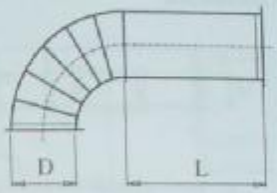
Základní jmenovité rozměry kruhového potrubí D, D_1:
80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 mm. $r = 1{,}5D$, $\alpha = 0$ až 90° po 15°. Základní délkový modul L: 970, odvozený 470, 720, 1970 mm, dnes jsou délky k dispozici v modulu 250 mm do 3 m, event. individuálního požadavku.

Trouba

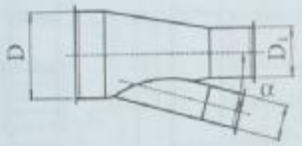


Oblouk

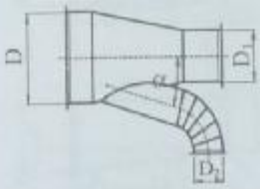
Trouba s obloukem



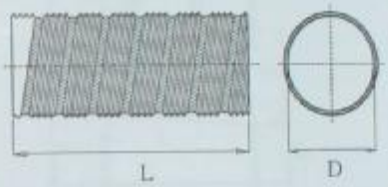
Rozbočka – tvar 11



Rozbočka – tvar 12

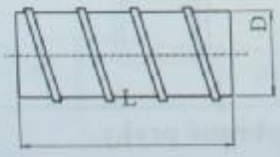


Hliníkové flexo potrubí

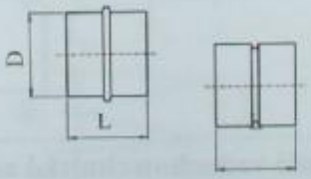


Potrubí kruhové typu Spiro – vybrané prvky a základní průměry **D**, D_1, D_2:
80, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800
Doporučené délky **L** od 500 do 3000 mm v modulu 500 mm.

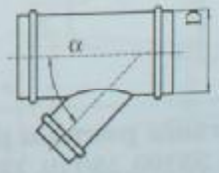
Kruhová trouba



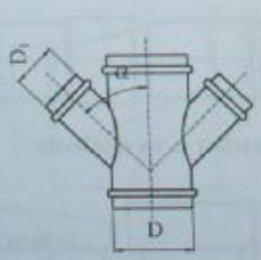
Spojka



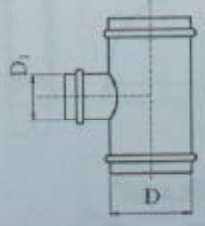
Odbočka 45°



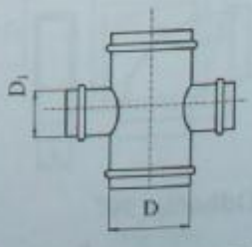
Rozbočka 45° trojcestná

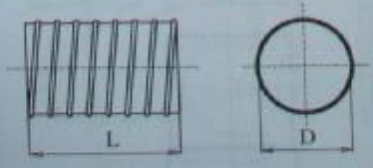


Odbočka 90°



Rozbočka 90° trojcestná

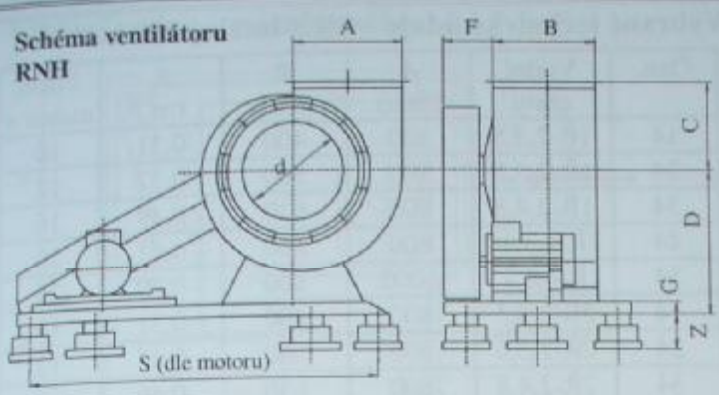




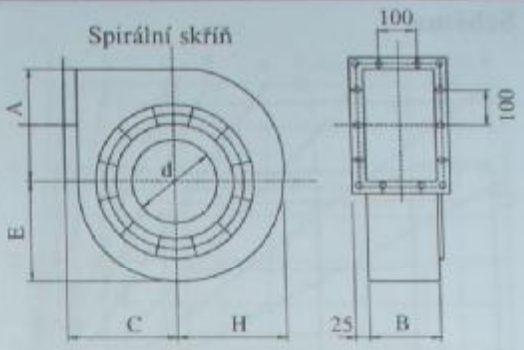
Ohebná hliníková hadice
Vyztužena hadice spirálou s ocelového pozinkovaného drátu.
Minimální poloměr ohybu $R = 0{,}54D$.
Základní jmenovité průměry: 100, 125, 180, 200, 230, 250 mm.
Standardní výrobní délka 10 m. Blíže katalog výrobců.

P27 - RADIÁLNÍ VENTILÁTORY RNH

Schéma ventilátoru RNH



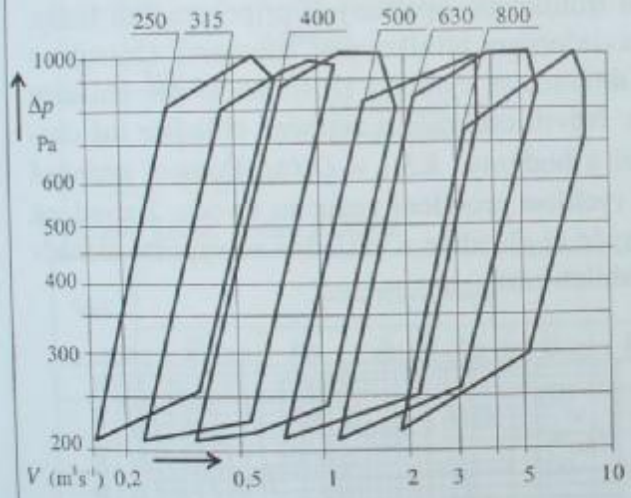
Spirální skříň



Vybrané údaje ventilátorů RNH na řemen s převodem pro základní polohy

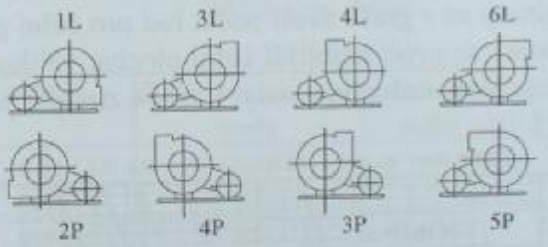
Velikost	A	B	C	D	E	F	G	H	d	S max.	m (kg)
250	250	180	190	315	191	140	50	225	250	790	37 až 45
315	315	225	240	385	243	150	50	286	315	1025	48 až 81
400	400	280	305	500	306	155	60	366	400	1360	73 až 116
500	500	355	355	625	392	195	75	452	500	1360	123 až 197
630	630	450	446	800	490	245	100	574	630	1560	312 až 364
800	800	560	588	1000	608	345	140	721	800	2350	500 až 676

Informativní výkonové charakteristiky ventilátorů

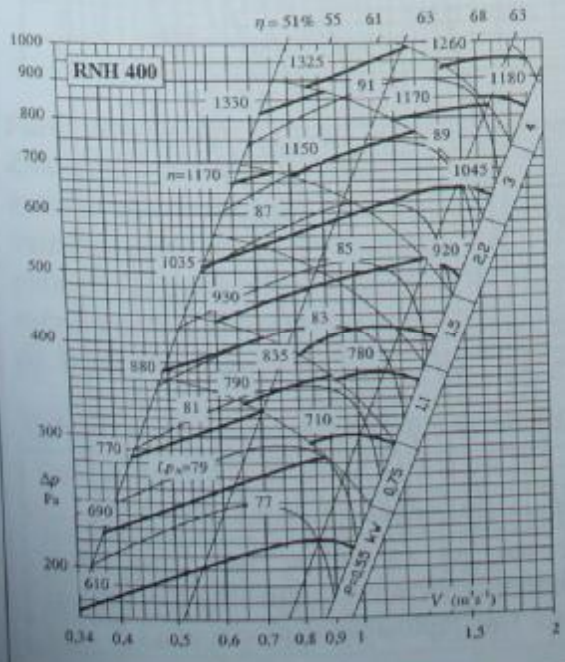


Další přesnější údaje a konstrukční detaily uvádí katalog výrobců.

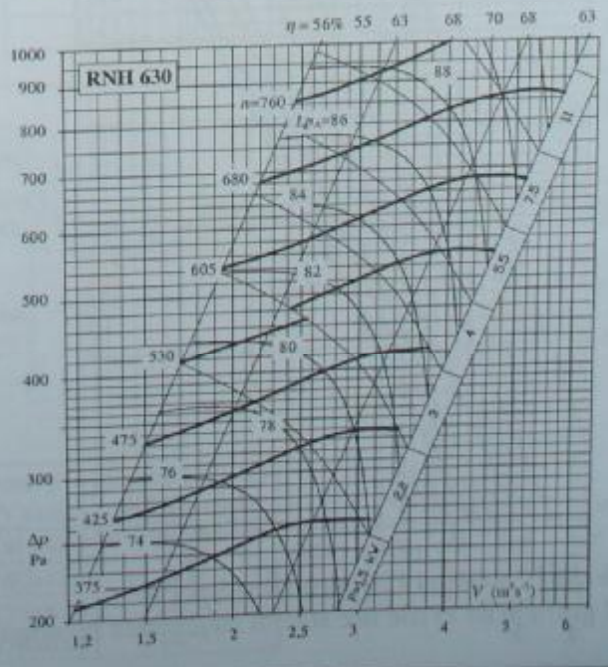
Základní polohy ventilátorů RNH na řemen



Výkonové charakteristiky RNH 400

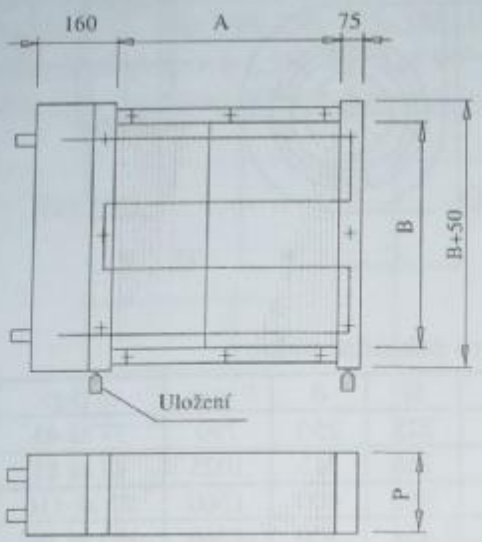


RNH 630



P28A - VODNÍ OHŘÍVAČE A CHLADIČE VZDUCHU

Schéma



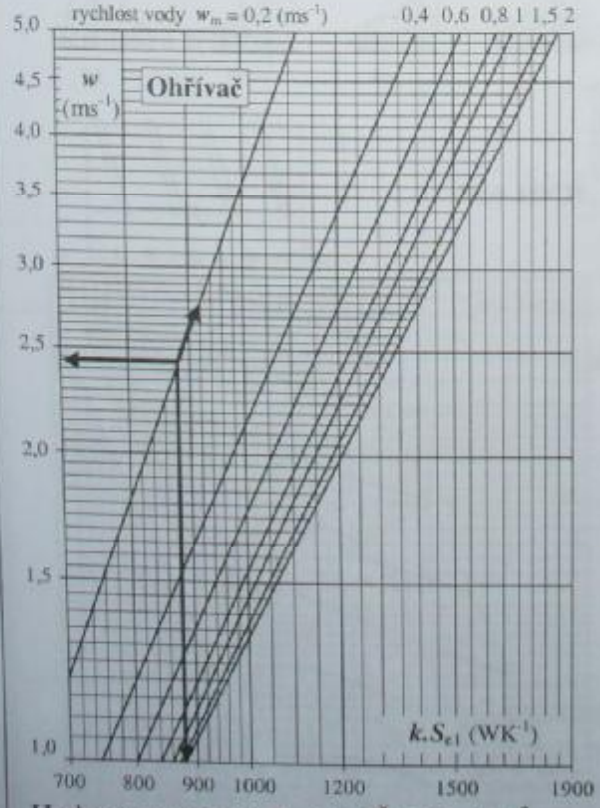
Ohřívač Chladič
P=200 pro 1 a 2 řady P=266 pro 3 až 6 řady
P=266 pro 3 a 4 řady P=332 pro 7 a 8 řady

Vybrané technické údaje – blíže katalog výrobce

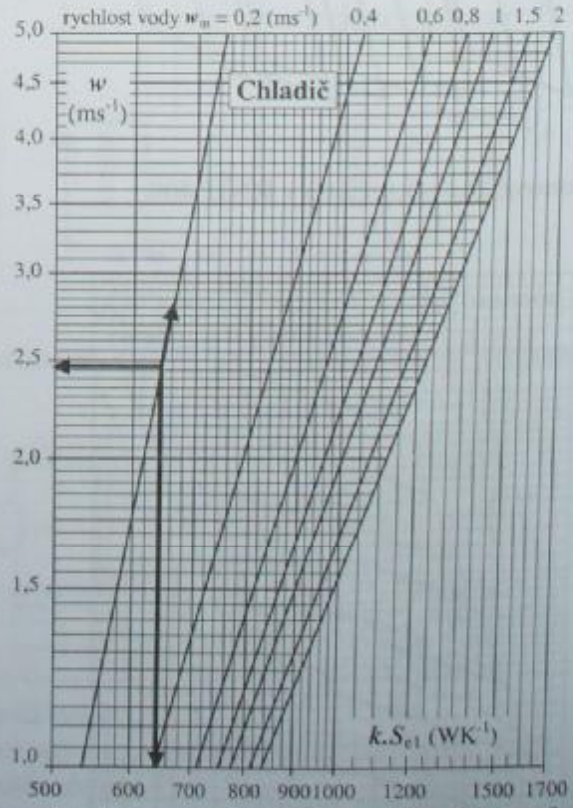
Ozn.	Vodní cesty	A (mm)	B (mm)	S_c (m^2)	Počet trubek n
14	1Ř-2,3,5	800	400	0,31	10
24	1Ř-2,3,6	800	500	0,37	12
34	1Ř-2,4,8	800	630	0,49	16
44	1Ř-2,3,10	800	800	0,61	20
54	1Ř-4,6,13	1000	800	0,79	26
14	2Ř-2,3,5	800	400	0,31	10
24	2Ř-2,3,6	800	500	0,37	12
34	2Ř-2,4,8	800	630	0,49	16
44	2Ř-3,5,10	800	800	0,61	20
54	2Ř-4,7,13	1000	800	0,79	26
14	3Ř-3,5,7	800	400	0,31	10
24	3Ř-3,6,8	800	500	0,37	12
34	3Ř-4,8,11	800	630	0,49	16
44	3Ř-5,10,14	800	800	0,61	20
54	3Ř-7,13,19	1000	800	0,79	26
1Ř, 2Ř, 3Ř – počet řad, S_c – čelní plocha					

Tlaková ztráta na straně vzduchu $\Delta p_v = 4{,}41 \cdot w_v^{1{,}8} \cdot R$

Popis: Ohřívače i chladiče jsou sestaveny ze dvou trubkovnic opatřených připojovacími hrdly. Trubkovnice jsou spojeny měděnými trubkami s navlečenými hliníkovými lamelami. Osazují se mezi dvě příruby potrubí a musí se vhodně uložit. Ohřívače se vyrábějí 1Ř (řadé) až 4Ř, chladiče až 8Ř s propojením vodním cest dle údajů výrobce. Návrh ohřívače a zejména chladiče má charakter iterace. Návrh pomocí grafů výrobce vychází z hodnoty $k.S_{e1} = Q_o/\Delta t$. Pomocí zmíněné hodnoty se z grafů zvolí počet řad pro čelní plochu, rychlost proudění vzduchu a vody. Z uvedené tabulky se zvolí nejbližší čelní plocha, velikost ohřívače či chladiče a následně se vypočte skutečná rychlost vzduchu i vody, tlakové ztráty a počet vodních cest.



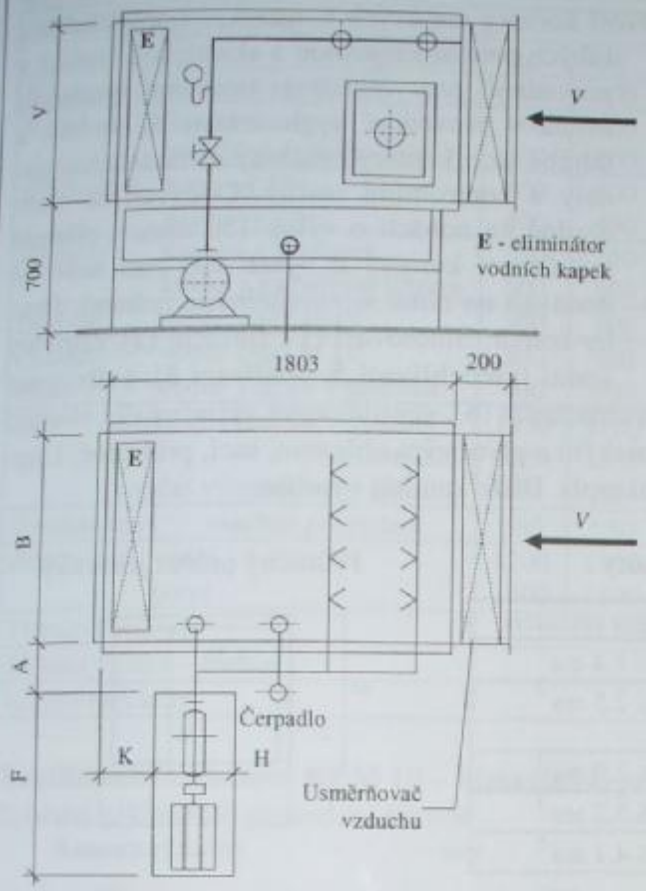
Hodnoty součinu $k.S_{e1}$ pro 1Ř a $S = 1$ m^2

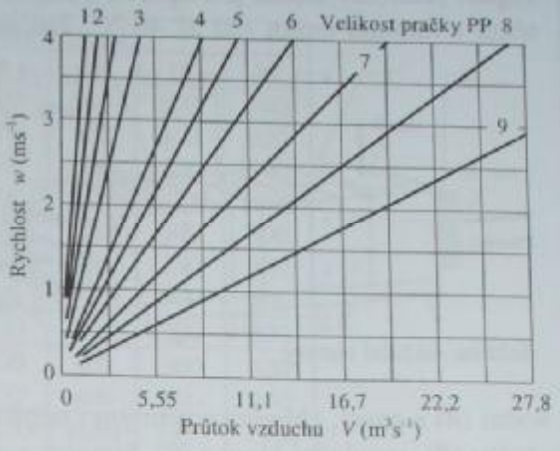


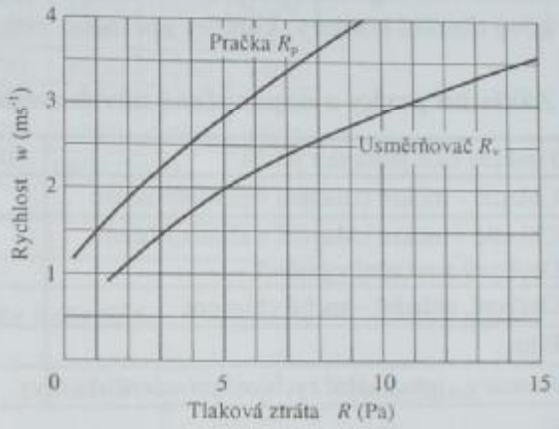
Hodnoty součinu $k.S_{e1}$ pro 1Ř a $S = 1$ m^2

V grafu je na svislé ose součin součinitelé prostupu tepla a 1 m^2 teplosměnné plochy pro 1 Ř

Vlhčení vodou – vodní pračka





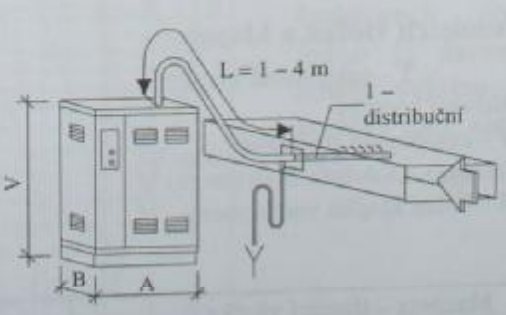


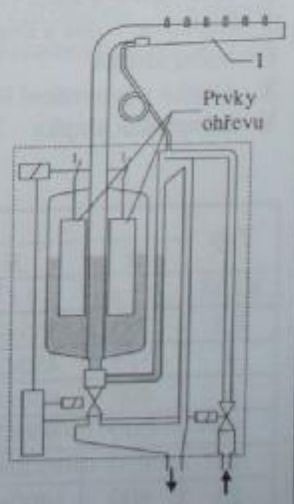
Vybrané údaje vodní pračky

Vel.	Rozměry (mm)						Průřez	Tok rozprašované vody	Hmotnost vč. vodní náplně
	B	V	A	F	H	K	S	Q (lmin⁻¹)	m (kg)
1	600	600	250	750	450	270	0,36	32	581
2		900					0,54	48	627
3	800	1000			500	245	0,8	84	777
4		1500		900			1,2	110	849
5	1200		300		600	195	1,8	164	1115
6	1500	1900		1000	700	145	2,85	260	1328
7	1800						3,42	310	1850
8		2800					5,04	500	2163

Parní zvlhčovač

Základní provedení parního zvlhčovače tvoří typ s přímým vstřikováním páry. Výhodnou parních zvlhčovačů je nenáročná údržba a pružná regulace. Blíže katalog výrobce.





Vybrané údaje základních parních zvlhčovačů

Typ	Elektrické napájení	El. příkon (kW)	Parní výkon (kg/h)	Rozměry AxBxV (mm)	Hmotnost (kg) netto/provoz
N4	1x230 V	0,75 až 3	1 až 4	285x180x480	6/11
H4	1x230 V	4,5 - 6	5 až 8	285x180x480	6/11
H5	3x230 V	4,5 - 6	5 až 8	370x275x650	14/30
F5	3x400 V	6,8 – 11,3	9 až 15	370x275x650	14/30

P29A - KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY firmy LENNOX JANKA

Popis: Jednotky slouží pro úpravu a dopravu vzduchu větracích, vytápěcích a klimatizačních systémů v rozsahu teplot -20 až 40 °C. Jednotky tvoří komory rámových konstrukcí s opláštěním z tuhých panelů s tepelnou a akustickou izolací v provedení pro vnitřní i venkovní prostředí event. v provedení hygienickém. K obsluze a údržbě jsou komory opatřeny snímatelnými panely a kontrolními otvory. Dodávají se standardně na nohách o výšce 150 mm, v případě zvlhčovací komory o výšce 400 mm nebo se dodávají na rámu se stavitelnými nohami. Druhy komor: Směšovací (1), filtrační (2), ohřívací vodní (předehřívací 3, dohřívací 5), zvlhčovací vodní (4) a parní, chladicí s přímým i nepřímým chlazením (6), ventilátorové výtlačné (7), tlumicí vložka (8), regulační klapka (9), komory a elektrickým a plynovým ohřevem, sací, průběžné, klapkové tlumicí komory, komory zpětného získávání tepla. Blíže katalog výrobce.

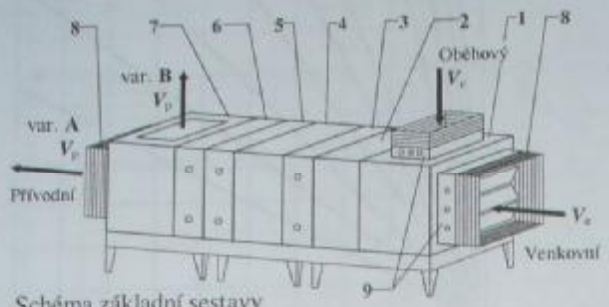
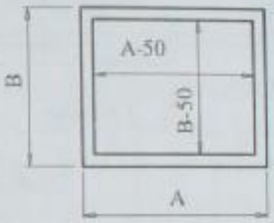


Schéma základní sestavy

Základní prvky a doporučené návrhové hodnoty

Funkční část jednotky KLM	Rychlost proudění
Chladič - mokré chlazení bez eliminátoru	$w \leq 1{,}4$ ms^{-1}
Chladič - mokré chlazení s eliminátorem Deskový a rotační výměník	$w \leq 2{,}5$ ms^{-1}
Ohřívač, chladič - suché chlazení	$w \leq 2{,}9$ ms^{-1}
Filtr	$w \leq 3{,}2$ ms^{-1}
Komory - maximální rychlost proudění	$w \leq 4{,}1$ ms^{-1}

Průtočný průřez jednotky



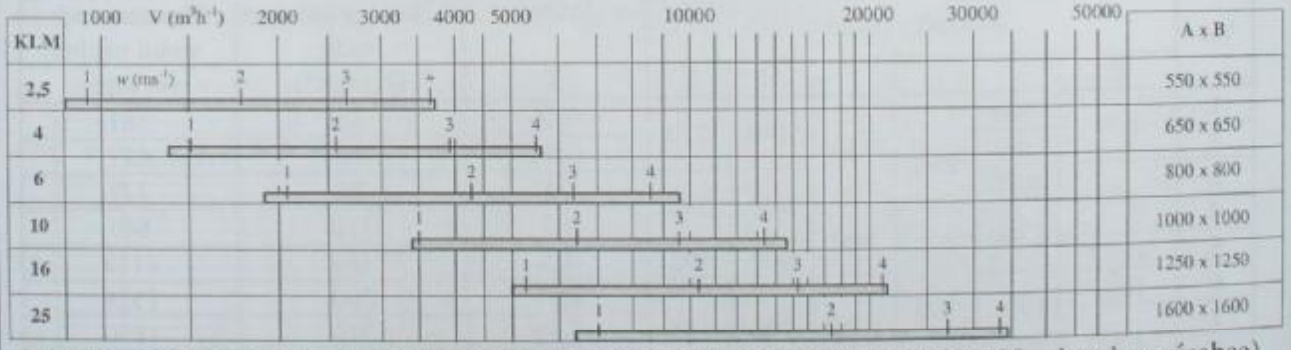
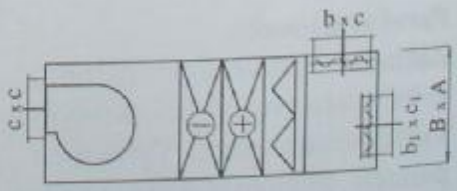


Diagram výkonu klimatizačních jednotek KLM 2,5 až 25 (KLM 40 až 100 – katalog výrobce)

Připojovací prvky - tlumicích vložek a klapek

R - ventilátorová komora **T** - celoplošná klapka
S - klapková, volná a směšovací komora
U - boční klapka **V** - celoplošné připojení
X - klapka v provedení H(horní), D(dolní), S(stranová)
Y - celoplošná klapka **Z** - boční klapka vně komory



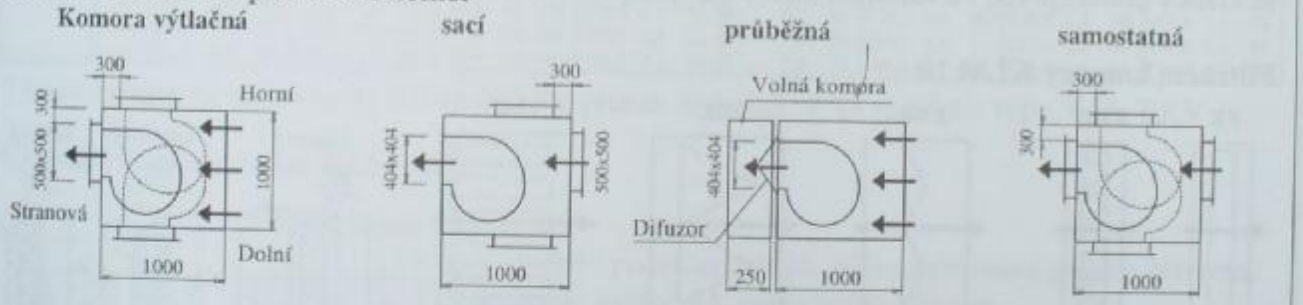
Typ	Manžeta – tlumicí vložka					Klapka		
	R	S	T	U	V	X	Y	Z
KLM	c x c	c x b	c x b	c x b	c_1 x b_1	c_1 x b_1	c_1 x b_1	c_1 x b_1
2,5	250	355x200	490x400	340x400	490x400	341x210	476x410	326x410
4	315	450x200	590x500	340x500	590x500	436x210	576x510	326x510
6	400	630x200	740x700	340x700	740x700	616x210	726x710	326x710
10	500	800x300	940x900	440x900	940x900	786x310	926x910	426x910
16	630	1000x400	1190x1100	540x1100	1140x1100	986x410	1176x1110	526x1110
25	800	1400x400	1540x1500	540x1500	1540x1500	1386x410	1526x1510	526x1510

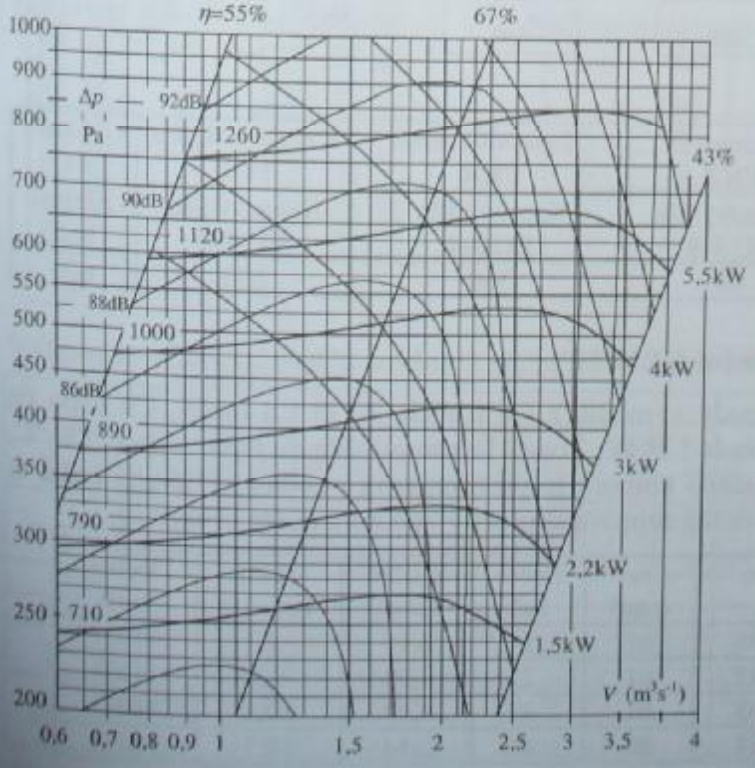
Délky vybraných prvků jednotek KLM 2,5 až 25

Základní komory a prvky		Délka L (mm)					
Velikost		2,5	4	6	10	16	25
Klapková	koncová i průběžná	400	400	400	500	600	600
Volná	koncová	400	400	400	500	600	600
	průběžná a přechodová	500	500	500	500	500	500
Směšovací	kapsový filtr	800	800	800	900	1000	1000
	kazetový filtr	400	400	400	500	600	600
Filtrační	kovová a kazetová	250	250	250	250	250	250
	krátká s kapsovým filtrem	500	500	500	500	500	500
Ohřívač	vodní typ I až IV	300	300	300	300	300	300
Chladič	vodní typ I až IV	300	300	300	300	300	300
Chladič	vodní I až IV s eliminát.	400	400	400	400	400	400
ZZT	deskový výměník vertikální	1100	1100	1400	1650	1950	1950
	horizontální	1250	1250	1450	1850	2150	2150
	rotační výměník vert. i horiz.	420	420	420	420	420	515
Ventilátorová	všechna provedení	550	650	800	1000	1250	1800
Zvlhčovací	vodní	1200	1200	1200	1400	1400	1600
	parní	1500	1500	1500	1500	500	1500
Tlumicí kulisová		800, 1100, 1500, 2000					
Tlumicí vložka – manžeta		150					
Klapka regulační		125					

Ventilátorová komora KLM 10 – nízkotlaká, průměr kola 355

Schéma základních provedení komor



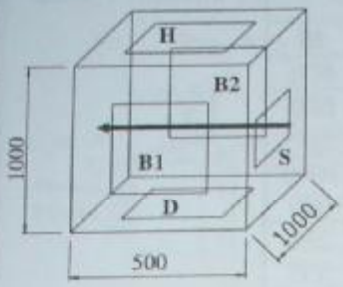


Charakteristika ventilátorové komory KLM 10 nízkotlaké, průměr kola 355

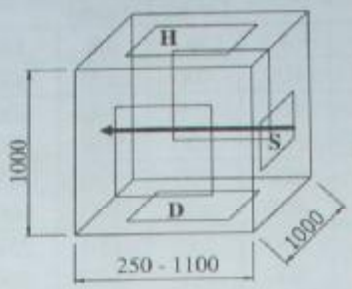
Základní technické údaje ventilátorových komor.

Ventilátor – nízkotlaký nebo vysokotlaký, uložen na společném rámu úhlopříčně v komoře na pryžových izolátorech chvění, elektromotory jedno či dvouotáčkové s možností změny výkonu ventilátoru. Hmotnost komory bez elektromotoru m = 123 kg.

Klapková komora KLM 10

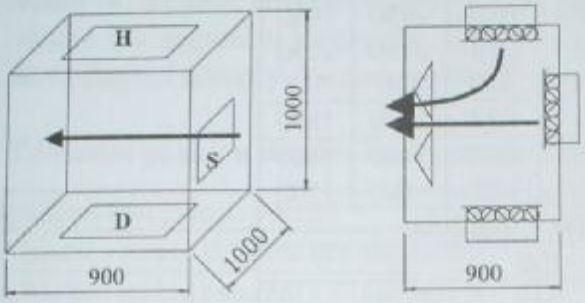


Volná komora KLM 10

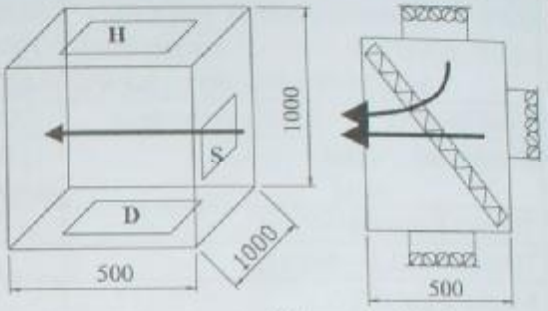


Komory se dodávají s variantními přípojnými otvory pro osazení tlumicích vložek (manžet) a regulačních klapek. Na klapkové komory lze klapky umístit do poloh **H** - uvnitř, **B1**, **B2** - vně, **S** - uvnitř či vně, **D** - uvnitř komory. Na volné komory lze tlumicí vložky osadit vně komory ve variantách **H**, **S**, **D**. Klapku ovládá servopohon. Blíže EKV.

Směšovací komora KLM 10 - kapsový filtr

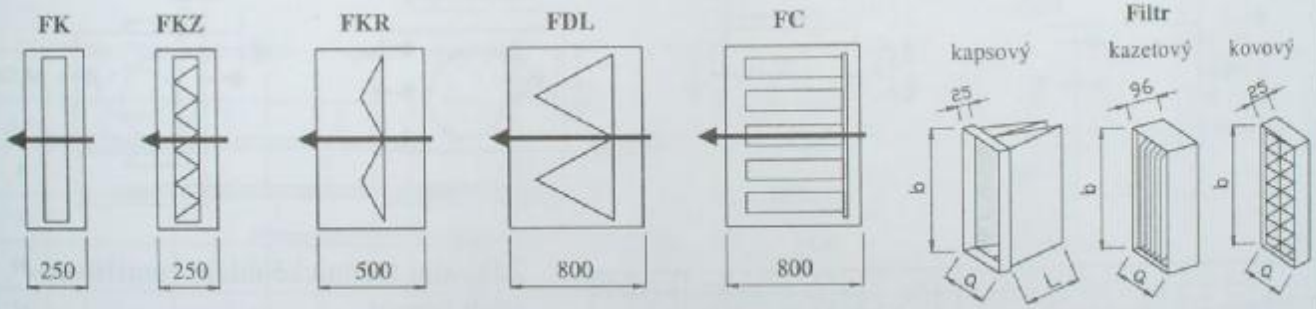


Směšovací komora KLM 10 - kazetový filtr



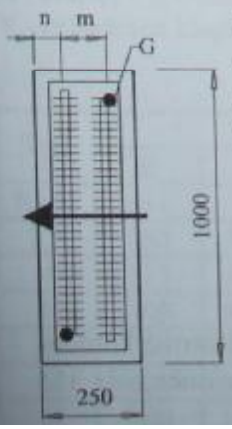
Uvedené komory se dodávají s variantními přípojnými otvory pro osazení klapek. Na komory s kapsovými filtry se klapky osazují uvnitř ve variantách **H**, **D**, **S**. Na komory s kazetovými filtry se klapky umísťují vně ve variantách **H**, **D**, **S**. Klapku ovládá servopohon. Blíže katalog výrobce.

Filtrační komory KLM 10



Komora	Kovová **FK**	Kazetová **FKZ**	Kapsová krátká **FKR**	Kapsová dlouhá **FDL**	Uhlíková **FC**
Typ filtru	Odlučovač **EU2**	Kazetový filtr **EU 4-5**	Kapsový filtr **EU 3-4**	Kapsový filtr **EU 5-9**	Aktivní uhlí
Délka filtru L (mm)	25	96	360	630	600

Ohřívací komora vodní KLM 10



Komoru tvoří protiproudý výměník z Cu trubek, Al či Cu lamel, Cu nebo Fe sběrnice ve výkonové řadě I až IV. Topná látkou je voda do teploty max. 170 °C, max. tlak 2 MPa. Součástí komory je protimrazová ochrana. Přípojná hrdla G 6/4", počet trubek 26, délka žebrované plochy 760 mm, počet vstupů 13.

Typ	M (kg)	n	m (mm)	Počet řad	Rozteč lamel	Obsah vody (l)	Délka hrdla
I	48	95	61	1	3,17	6	107
II	52	95	61	2	4,23	8,3	107
III	56	95	61	3	4,23	10,5	107
IV	63	84	82	4	2,54	12,7	107

P29D - KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY firmy LENNOX JANKA

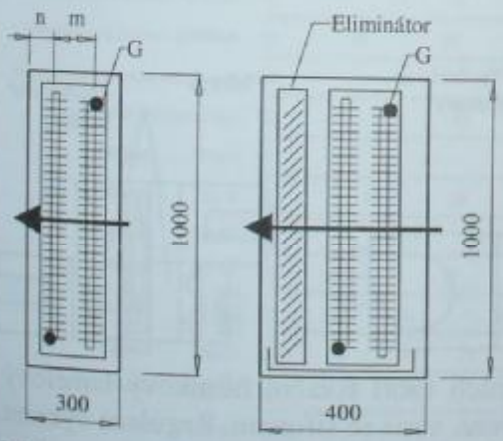
Výkonové charakteristiky vodních ohřívacích komor KLM 10

Typ		I												II									
V (m³h⁻¹)		2700			5300			8000			9500			2700			5300			8000			9500		
t_p/t_z °C	t_{vstup} °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C
80/60	-15	27,0	1,2	11	37,3	1,6	4	44,4	1,9	0	47,5	2,0	-2	43,5	1,9	27	63,6	2,7	17	78,3	3,4	11	84,9	3,6	8
	-10	24,9	1,1	15	34,4	1,5	7	40,9	1,8	4	43,7	1,9	2	40,3	1,7	30	58,9	2,5	20	72,5	3,1	14	78,6	3,4	12
	-5	22,8	1,0	18	31,4	1,3	11	37,4	1,6	8	40,1	1,7	7	37,1	1,6	32	54,3	3,3	23	66,8	2,9	11	72,5	3,1	16
	0	20,7	0,9	21	28,6	1,2	15	34,0	1,5	12	36,4	1,6	11	34,0	1,5	35	49,8	2,1	26	61,3	2,6	22	66,4	2,8	19
	5	18,7	0,8	25	25,8	1,1	19	30,7	1,3	16	32,8	1,4	15	31,0	1,3	37	45,3	1,8	29	55,8	2,4	28	60,5	2,6	23
	10	16,8	0,7	28	23,0	1,0	23	27,4	1,2	20	29,3	1,3	19	28,0	1,2	40	40,9	1,8	32	50,4	2,2	29	54,7	2,3	27
	15	14,8	0,6	31	20,4	0,9	26	24,2	1,0	24	25,8	1,1	23	25,1	1,1	42	36,7	1,6	35	45,2	1,9	32	49,0	2,1	30
90/70	-15	31,4	1,3	15	43,4	1,9	7	51,8	2,2	2	55,4	2,4	0	49,4	2,1	33	72,5	3,1	21	89,4	3,8	14	97,0	4,2	12
	-10	29,1	1,3	15	40,4	1,7	10	48,1	2,1	6	51,6	2,2	5	46,1	2,0	36	67,7	2,9	24	83,4	3,6	18	90,5	3,9	16
	-5	20,7	1,2	22	37,4	1,6	14	44,6	1,9	10	47,8	2,1	9	42,9	1,8	38	63,0	2,7	27	77,6	3,3	21	84,2	3,6	19
	0	24,9	1,1	26	34,5	1,5	18	41,1	1,8	14	44,0	1,9	13	39,7	1,7	41	58,3	2,5	31	71,9	3,1	25	78,1	3,3	23
	5	22,8	1,0	29	31,6	1,4	22	37,7	1,6	18	40,3	1,7	17	36,6	1,6	43	53,8	2,3	34	66,4	2,9	28	72,1	3,1	26
	10	20,8	0,9	32	28,7	1,2	26	34,3	1,5	22	36,8	1,6	21	33,6	1,4	46	49,4	2,1	37	60,9	2,6	32	66,1	2,8	30
	15	18,8	0,8	35	26,1	1,1	29	31,0	1,3	26	33,2	1,4	25	30,7	1,3	48	45,0	1,9	40	55,5	2,4	35	60,2	2,6	34

Typ		III												IV									
V (m³h⁻¹)		2700			5300			8000			9500			2700			5300			8000			9500		
t_p/t_z °C	t_{vstup} °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C
80/60	-15	58,3	2,5	46	89,2	3,8	29	112,2	4,8	22	122,7	5,3	19	81,1	3,5	64	135,0	5,8	52	177,7	7,6	43	197,5	8,5	40
	-10	54,1	2,3	44	82,7	3,5	32	104,1	4,5	25	113,2	4,9	22	75,2	3,2	64	125,3	5,4	53	164,9	7,1	45	183,3	7,9	42
	-5	49,9	2,1	45	76,3	3,3	34	96,1	4,1	28	105,2	4,5	25	69,5	3,0	65	115,7	5,0	54	152,3	6,5	47	169,5	7,3	44
	0	45,9	2,0	47	70,1	3,0	37	88,4	3,8	31	96,7	4,1	28	64,0	2,7	66	106,4	4,6	56	140,2	6,0	49	156,0	6,7	46
	5	41,9	1,8	48	64,1	2,8	39	80,7	3,5	34	88,3	3,8	31	58,6	2,5	66	97,5	4,2	57	128,3	5,5	50	142,7	6,1	47
	10	38,1	1,6	51	58,1	2,5	42	73,3	3,1	36	80,2	3,4	34	53,3	2,3	67	88,6	3,8	58	116,7	5,0	52	129,8	5,6	49
	15	34,3	1,5	52	52,4	2,2	44	65,9	2,8	39	72,1	3,1	37	48,3	2,1	67	80,1	3,4	59	105,2	4,5	54	117,0	5,0	51
90/70	-15	65,8	2,8	49	100,8	4,3	35	127,1	5,5	27	139,1	6,0	23	90,8	3,9	73	151,8	6,5	60	200,2	8,6	51	222,8	9,6	47
	-10	61,4	2,6	51	94,2	4,0	38	118,8	5,1	30	130,1	5,6	27	84,8	3,6	74	141,7	6,1	62	187,1	8,0	53	208,3	8,9	49
	-5	57,1	2,4	53	87,7	3,8	40	110,7	4,8	33	121,2	5,2	30	78,9	3,4	75	132,1	5,7	63	174,4	7,5	54	194,1	8,3	51
	0	53,0	2,3	54	81,4	3,5	43	102,7	4,4	36	112,5	4,8	33	73,2	3,1	75	122,6	5,3	64	161,9	6,9	56	180,2	7,7	53
	5	49,0	2,1	56	75,2	3,2	45	94,9	4,1	39	104,0	4,5	36	67,7	2,9	76	113,3	4,9	66	149,7	6,4	58	166,8	7,2	55
	10	45,0	1,9	58	69,1	3,0	48	87,4	3,8	41	95,7	4,1	39	62,4	2,7	76	104,3	4,5	67	137,9	5,9	60	153,5	6,6	57
	15	41,2	1,8	60	63,3	2,7	50	79,9	3,4	44	87,5	3,7	42	57,2	2,5	77	95,6	4,1	68	126,2	5,4	61	140,6	6,0	58

Tlakové ztráty na straně vody 0,5 až 34 kPa, průtok vody 0,8 až 11 m³h⁻¹ dle typu, blíže EKV

Chladicí komory vodní KLM 10



G 6/4" počet trubek 26, délka žebrované plochy 760 mm, počet vstupů 13, délka hrdel 170 mm.

Nádoba a odvodnění

Typ	M (kg)	n	m (mm)	Počet řad	Rozteč lamel	Obsah vody (l)
I	48	95	61	1	3,17	6
II	52	95	61	2	4,23	8,3
III	56	95	61	3	4,23	10,5
IV	63	84	82	4	2,54	12,7

Výkonové charakteristiky vodních chladicích komor KLM 10

Typ		I												II									
V (m³h⁻¹)		2700			5300			8000			9500			2700			5300			8000			9500		
t_p/t_z °C	t_{vstup} °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C
6/12	32	13,1	1,9	17	20,0	2,9	20	25,3	3,6	22	27,7	4,0	23	23,6	3,4	13	37,2	5,4	16	36,1	5,2	18	39,9	5,7	19
	28	10,7	1,5	16	16,2	2,3	19	20,4	2,9	20	22,3	3,2	21	18,5	2,7	13	28,7	4,1	15	29,4	4,2	17	32,5	4,7	18
	25	8,8	1,3	15	13,3	1,9	17	16,7	2,4	19	18,9	2,6	19	14,9	2,1	12	22,9	3,3	15	24,3	3,5	16	26,8	3,9	17

Typ		III												IV									
V (m³h⁻¹)		2700			5300			8000			9500			2700			5300			8000			9500		
t_p/t_z °C	t_{vstup} °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C	Q kW	m_w m³h⁻¹	$t_{výst}$ °C
6/12	32	26,8	3,9	11	43,8	6,3	14	57,2	8,2	16	63,5	9,1	16	30,6	4,4	9	52,8	7,6	11	71,4	10,2	13	80,3	11,5	13
	28	21,4	3,1	11	34,4	5,0	13	44,6	6,4	15	38,4	5,5	16	24,8	3,6	9	42,2	6,1	11	56,6	8,1	12	63,4	9,1	13
	25	17,6	2,5	11	27,9	4,0	13	35,9	5,2	14	32,0	4,6	16	20,8	3,0	9	34,8	5,0	11	46,2	6,6	12	51,6	7,4	13

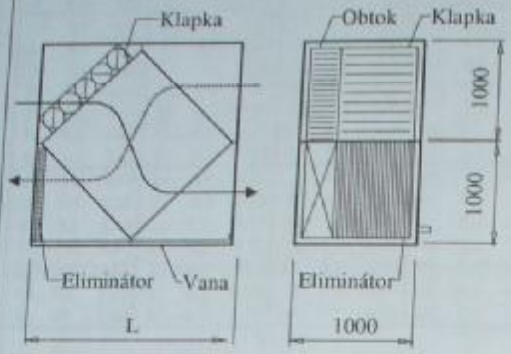
Tlakové ztráty na straně vody 0,35 až 71 kPa, průtok vody 0,8 až 11 m³h⁻¹ dle typu, blíže katalog výrobce.

P29E - KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY firmy LENNOX JANKA

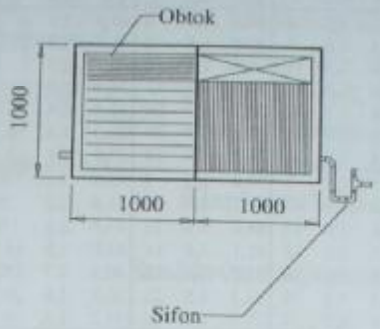
Komory zpětného získávání tepla KLM 10

Komory s deskovým výměníkem

Vertikální uspořádání DVV



Horizontální uspořádání DVH

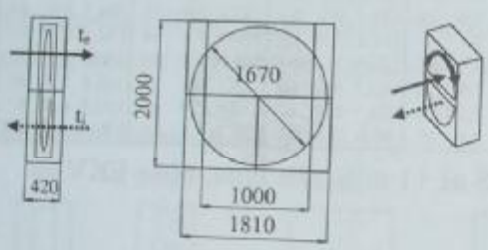


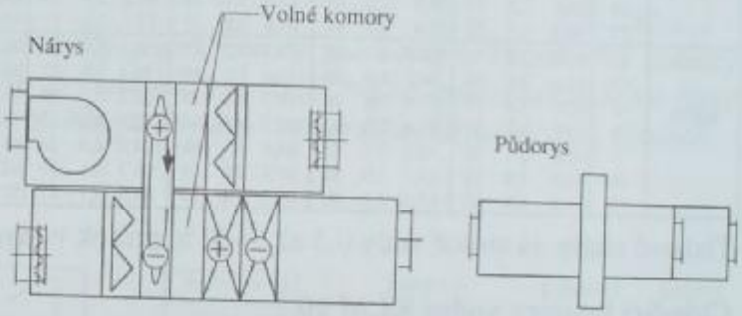
Délky L (mm)
Bez eliminátoru
Vertikální L= 1650
Horizontální L =1850
S eliminátorem
Vertikální L =1800
Horizontální L = 1850

Popis: Komoru z pozinkovaných profilů v obou provedeních tvoří deskový hliníkový výměník, vana, vnitřní obtok na straně vzduchu, regulační klapka k řízení průtoku vzduchu (obtok – výměník) a vodní uzávěrka. Klapky lze ovládat ručně či servopohonem. Účinnost výměníku do 80 %.

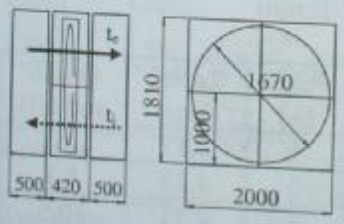
Komory a rotačním výměníkem

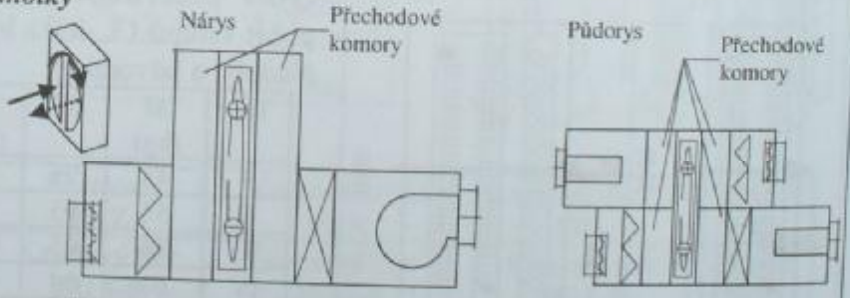
Vertikální provedení a sestava jednotky





Horizontální provedení a sestava jednotky

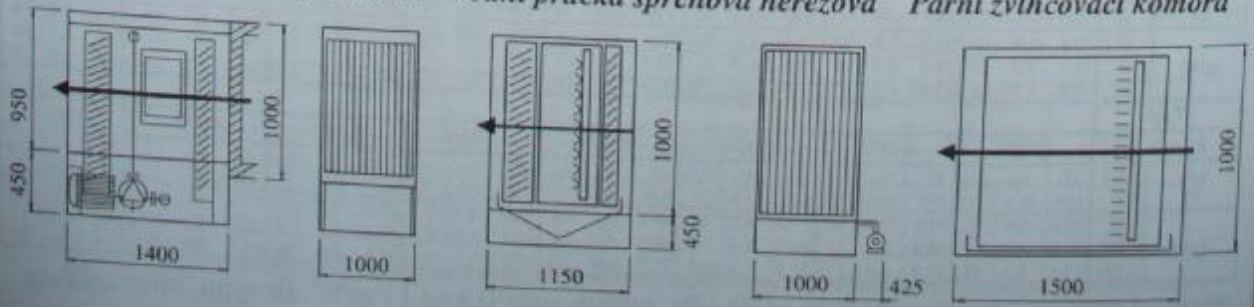




Popis: Komoru z pozinkovaných profilů v obou provedeních tvoří rotační hliníkový lamelový výměník, opláštění, proplachovací komora, elektromotor event. vana se sifonem. Regulace výkonu umožní změna otáček elektropohonu frekvenčním měničem. Účinnost výměníku do 90 %.

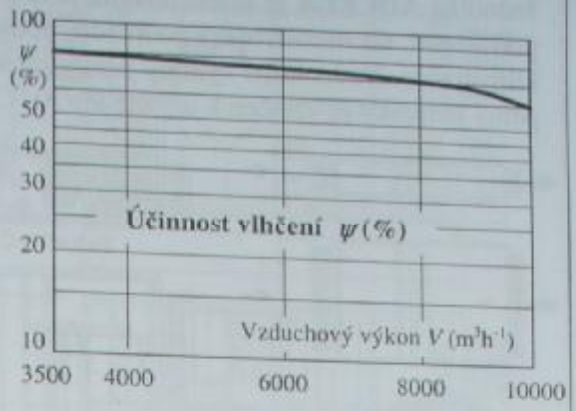
Zvlhčovací komory KLM 10

Vodní pračka sprchová plastová ***Vodní pračka sprchová nerezová*** ***Parní zvlhčovací komora***



Popis

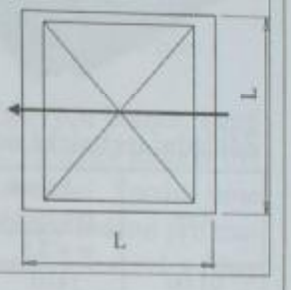
Vodní pračky tvoří komora s vanou z plastu nebo nerezového plechu, dýz, plastového či hliníkového eliminátoru vodních kapek, rozváděcího potrubí z pozinkovaných či plastových trubek a čerpadla. Výkon pračky se reguluje škrcením přívodu vody nebo změnou otáček čerpadla. Parní zvlhčovač tvoří kovová komora s hliníkovou vanou s odtokem kondenzátu přes sifon. Zdrojem páry je elektrický vyvíječ páry nebo parní otopná soustava. $\Delta p \rightarrow 0$.



Tlumicí komory KLM 10

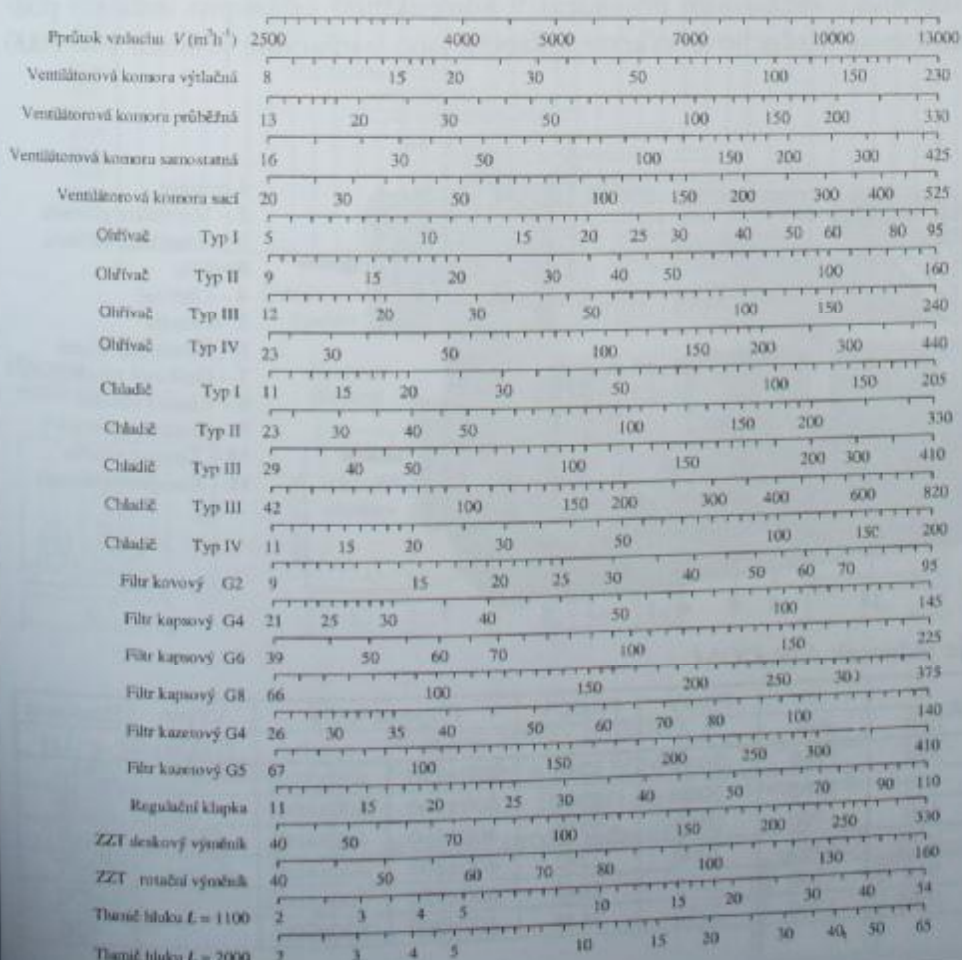
Popis: Komora s vestavěnými kulisovými vložkami vyplněnými zvukově tlumícím materiálem. Tloušťka kulis je 200 mm, počet 3. Útlum ve frekvenčních pásmech f při průtoku vzduchu V = 10000 m^3h^{-1} je v tabulce.

	Útlum **D** (dB) pro frekvenční pásma f (Hz)							
Typ-délka	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1-800	2	6	14	14	17	11	10	9
2-1100	3	9	19	19	22	17	12	10
3-1500	4	11	26	25	29	22	14	11
4-2000	5	15	35	33	37	27	17	14



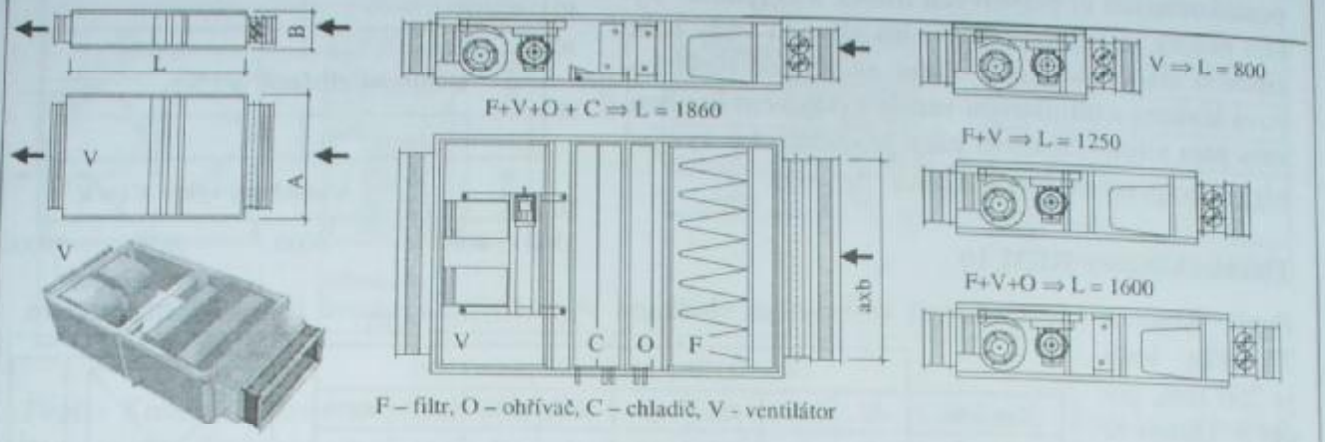
Tlakové ztráty komor KLM 10

Tlakové ztráty parní zvlhčovací komory a volné komory jsou malé a tudíž zanedbatelné. Tlakové ztráty vodní zvlhčovací komory se rovnají 1,8 násobku tlakových ztrát eliminátoru. Uvedené tlakové ztráty filtru platí pro střední provozní zanesení (tzn. dvojná-sobek počáteční ztráty čistého filtru). Maximální přípustná ztráta vše typu filtrů je 300 Pa. U deskových vý-měníků s eliminátor-torem je nutno připočíst jejich tlakovou eliminátoru.



P30A – KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY AZ Klima

Jednotka **AIR FLA** je konstruovaná jako plochá ve vnitřním kompaktním provedení pro instalaci podstropní, do mezistropů i podhledů, podlahovou a nástěnnou ve funkci větrání, vytápění a dílčí klimatizace. Vzduchové výkony jsou v intervalu objemového průtoku V = 500 až 5000 m^3h^{-1}. Tepelný jednotky je vztažen k teplotě 90/70 °C. Blíže katalog výrobce.



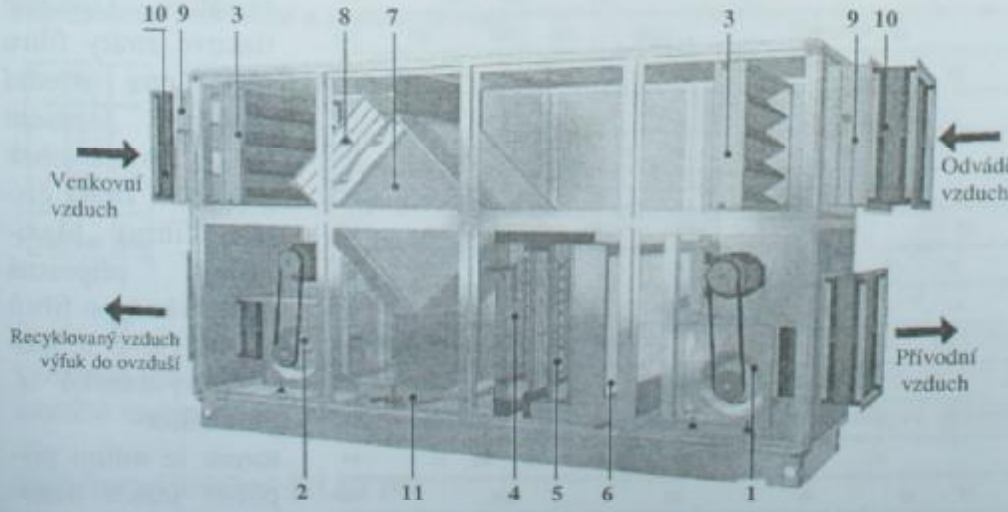
F – filtr, O – ohřívač, C – chladič, V - ventilátor

Základní technické údaje jednotek AIR FLA

Typ	Průtok V (m^3h^{-1}) pro rychlost w (ms^{-1})		Rozměry (mm)				Výkon	Hmotnost	Tlak
	w = 2,9	w = 3,5	A	B	L	a x b	Q (kW)	m (kg)	p (Pa)
01.00	1470	1780	416	340	dle provedení 800 až 1860				
02.00	2580	3110	728	340		500x315	27,6	80	200-370
03.50	3320	4000	936	340		800x315	45,0	90	150-370
05.00	4420	5340	1248	340		1000x315	63,4	100	300-370

Jednotka **AIR COM** s rekuperací tepla

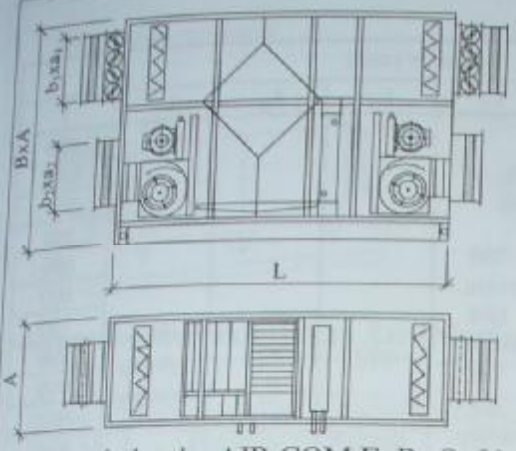
Jednotky se vyrábí ve vnitřním i venkovním provedení v kompaktním celku pro instalaci podstropní, podlahovou a nástěnnou. Vzduchové výkony jednotek jsou v intervalu průtoku V = 1000 do 8000 m^3h^{-1}.



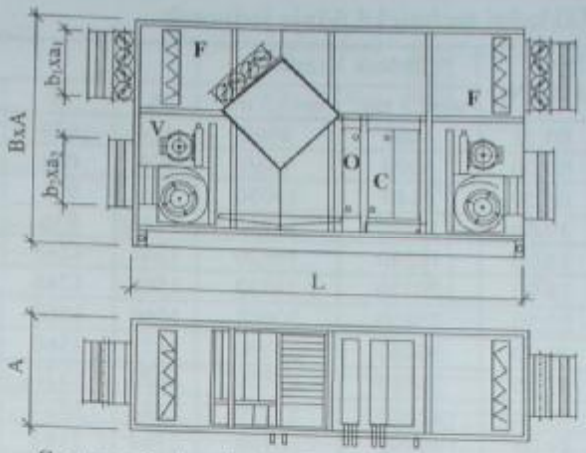
Legenda
1 – Ventilátor přívodu
2 – Ventilátor odvodu
3 – Filtr
4 – Ohřívač
5 –Chladič
6 – Eliminátor kapek
7 – Deskový výměník ZZT
8 – Klapka obtoku
9 – Klapka uzavírací
10 – Tlumicí vložka
11 – Kondenzační vana

Základní technické údaje jednotek AIR COM

Typ	V (m^3h^{-1})	A	B	FROV	FROCV	Přípojná hrdla		Výkon	Hmotnost
	pro w= 2,9 ms^{-1}	mm	mm	L_1	L_2	a_1 x b_1	a_2 x b_2	Q (kW)	m (kg)
02.00	2400	510	1260	2000	2282	400x350	400x350		310
03.00	3400	710	1260	2000	2282	400x500	400x400		370
04.00	4400	810	1460	2000	2282	400x650	400x400		460
05.00	5500	1010	1460	2000	2282	400x800	400x400		520
06.00	6700	910	1760	2282	2845	600x750	500x500		570
07.00	8000	1060	1760	2282	2845	600x900	500x500		650



Sestava jednotky AIR COM F+R+O+V

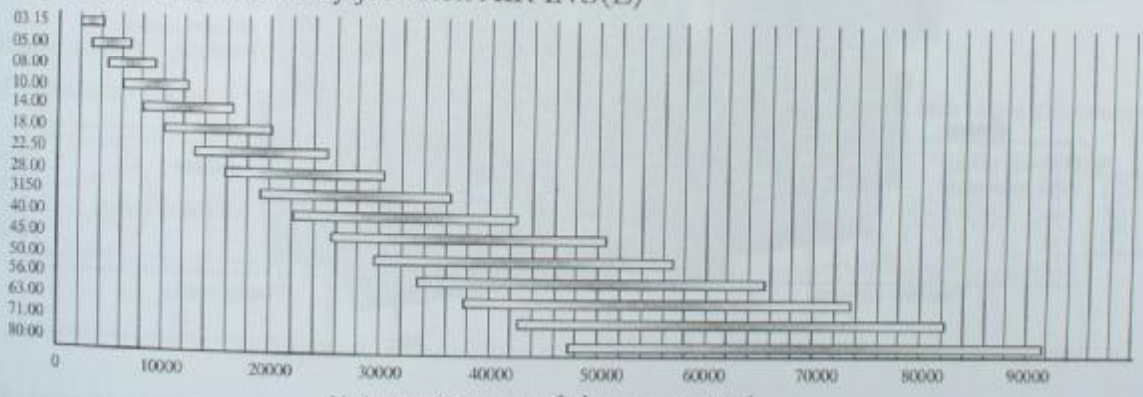


Sestava jednotky F+R+O+C+V

Legenda: B – obtok s klapkami
O – ohřívač
R – rekuperační deskový výměník
C – chladič V – ventilátor F – filtr

Jednotky **AIR INO, INE** se vyrábějí v provedení umožňující sestavy z jednotlivých komor, které pak vytvoří funkční komplet pro osazení do vnitřního i venkovního prostředí. Komory mohou být uloženy nad sebou – vertikální provedení, nebo vedle sebe – horizontální provedení. Spodní linie komor je umístěna na hliníkovém rámu o výšce 100 mm, který má v rozích otvory určené pro manipulaci s jednotkou. Doporučená rychlost vzduchu ve volném průřezu jednotek v sestavě s filtry či výměníky je max. 2,9 ms^{-1}. V případě sestavy se samostatným ventilátorem má být rychlost do 3,5 ms^{-1}.

Výkonové charakteristiky jednotek AIR INO(E)



Vzduchový výkon V (m^3h^{-1}) pro $w < 2,9$ ms^{-1}

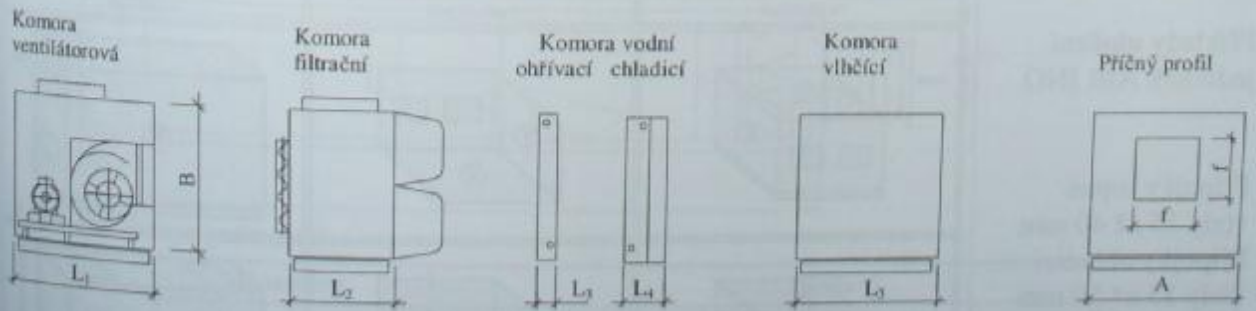
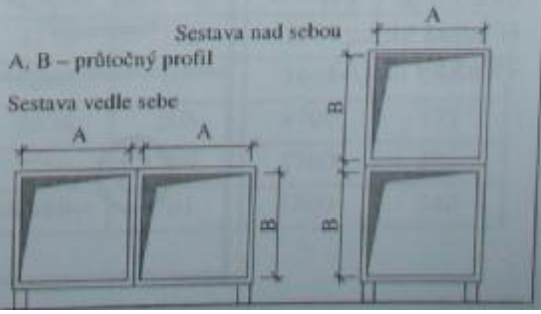


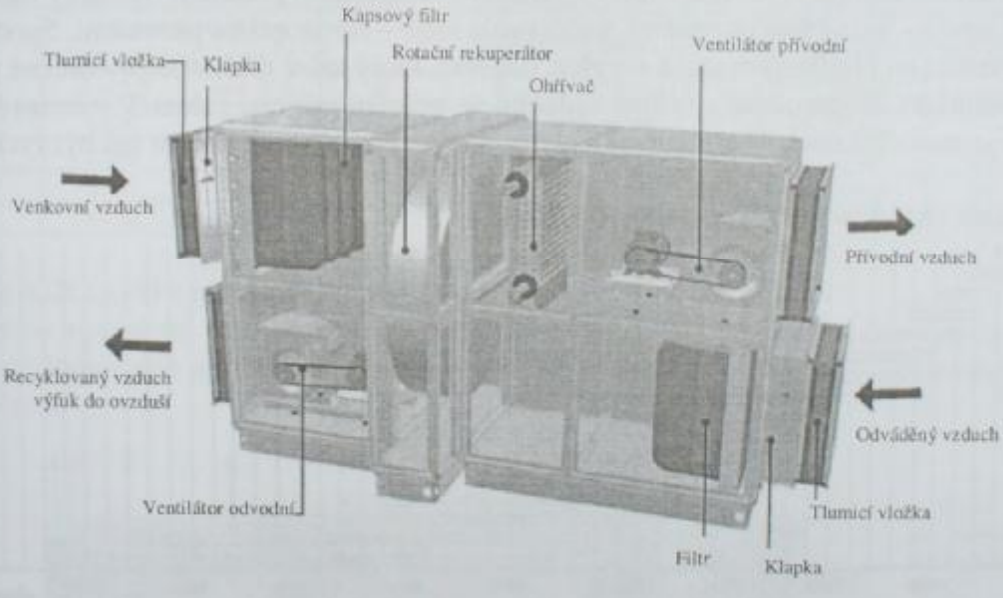
Schéma sestav jednotek ***vedle sebe*** a ***nad sebou***. Rozměry A x B tvoří čistý průtočný profil jednotky



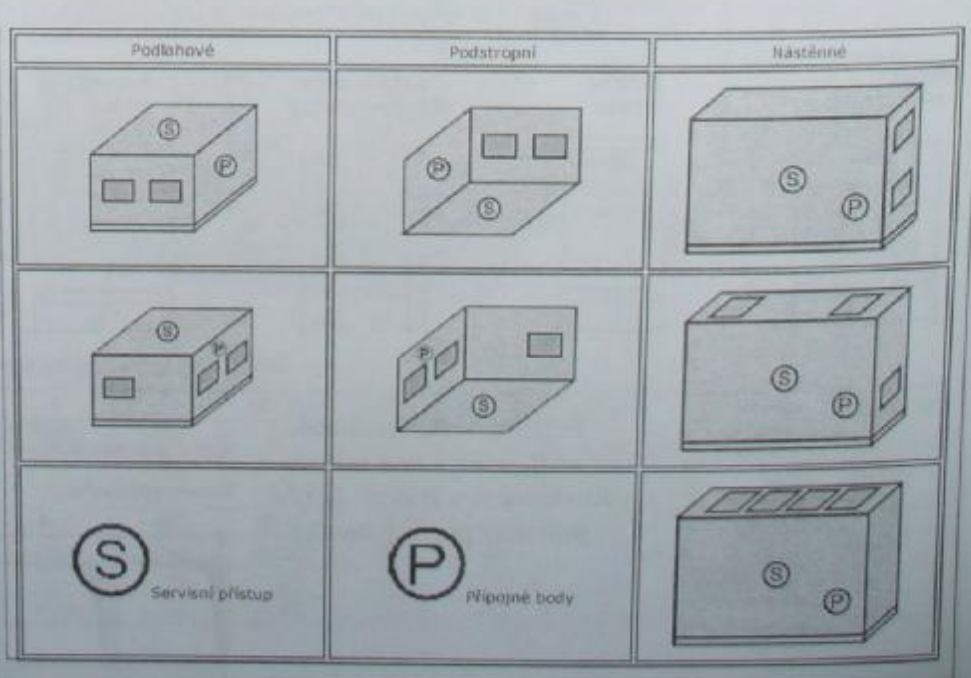
P30C – KLIMATIZAČNÍ JEDNOTKY AZ Klima

Základní technické údaje jednotek

Typ AIR INO	Průtok V (m^3h^{-1})		Rozměry (mm)							
	w=2,9 ms^{-1}	w=3,5 ms^{-1}	A	B	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	f
03.15	4060	4900	624	624	788	580 event. 684 event. 788 dle délky filtru	372	684	dle výkonu katalog	400
05.00	6090	7350	936	624	884					400
08.00	9140	11030	936	936	996					500
10.00	12190	14710	1248	936	1284					500
14.00	16260	19620	1248	1248	1357					600
18.00	20320	24530	1560	1248	1434					600
22.50	25400	30660	1560	1560	1508					750
28.00	30480	36790	1872	1560	1619					800
31.50	36580	44150	1872	1872	1723					900
40.00	42680	51510	2184	1872	1976					1000
45.00	49790	60100	2184	2184	1976					1000
50.00	56910	68680	2496	2184	2085					1100
56.00	65040	78490	2496	2496	2105					1100
63.00	73170	88310	2808	2496	2258					1200
71.00	82310	99340	2808	2808	2258					1200
80.00	91460	110380	3120	2808	2391					1300



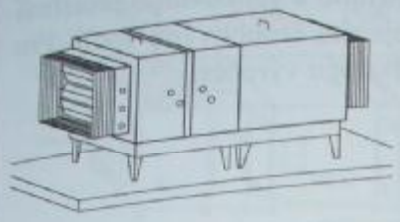
Příklady uložení jednotek AIR INO



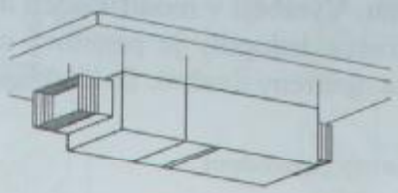
Přípojky topné vody 15 až 40 mm
Přípojky chladicí vody 15 až 50 mm
Příkon elektromotorů 1,1 až 7 kW
Hladina hluku 79 až 89 dB(A)

P31A - VZDUCHOTECHNICKÉ JEDNOTKY REMAK

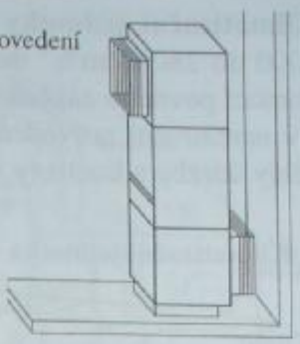
Horizontální provedení



Podstropní provedení



Vertikální provedení



Výkonové charakteristiky *AeroMaster NT*

Typ	Průtok vzduchu V (m^3h^{-1})															
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500
NT 25	a															
NT 30		a														
NT 35			a	a												
NT 40				a	a											
NT 50					a	a										

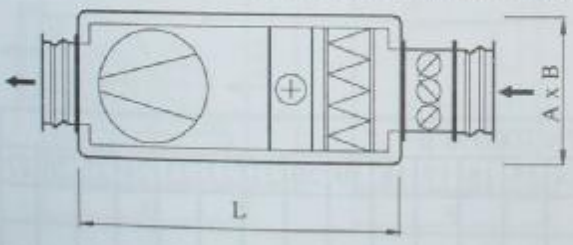
a rychlost 1,5 až 2 ms^{-1} rychlost 2 až 3 ms^{-1} rychlost 3 až 4 ms^{-1}

Popis

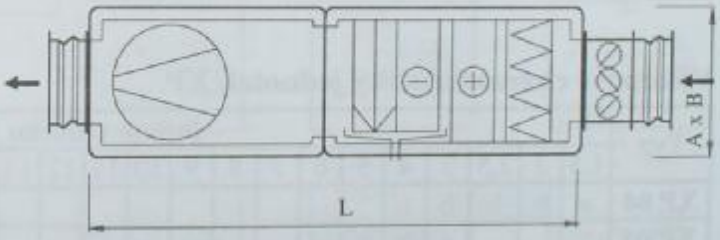
Klimatizační jednotky AeroMaster NT jsou určeny pro komfortní vzduchotechniku. Jsou vyráběny podle sériového konceptu. Vnitřní konstrukční díly jednotek AeroMaster NT jsou do značné míry kompatibilní s prvky systému Vento a lze propojovat a vzájemně funkčně doplňovat. Další údaje a návrh dle katalogu výrobce.

Vybrané sestavy jednotek *AeroMaster NT*

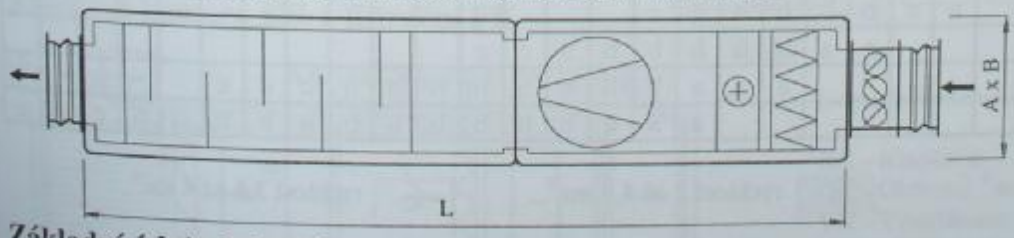
S1 - Jednotka s filtrací a vodním ohřevem vzduchu



S3 - Jednotka s filtrací, vodním ohřevem a chlazením



S2 - Jednotka s filtrací, vodním ohřevem vzduchu a tlumičem hluku



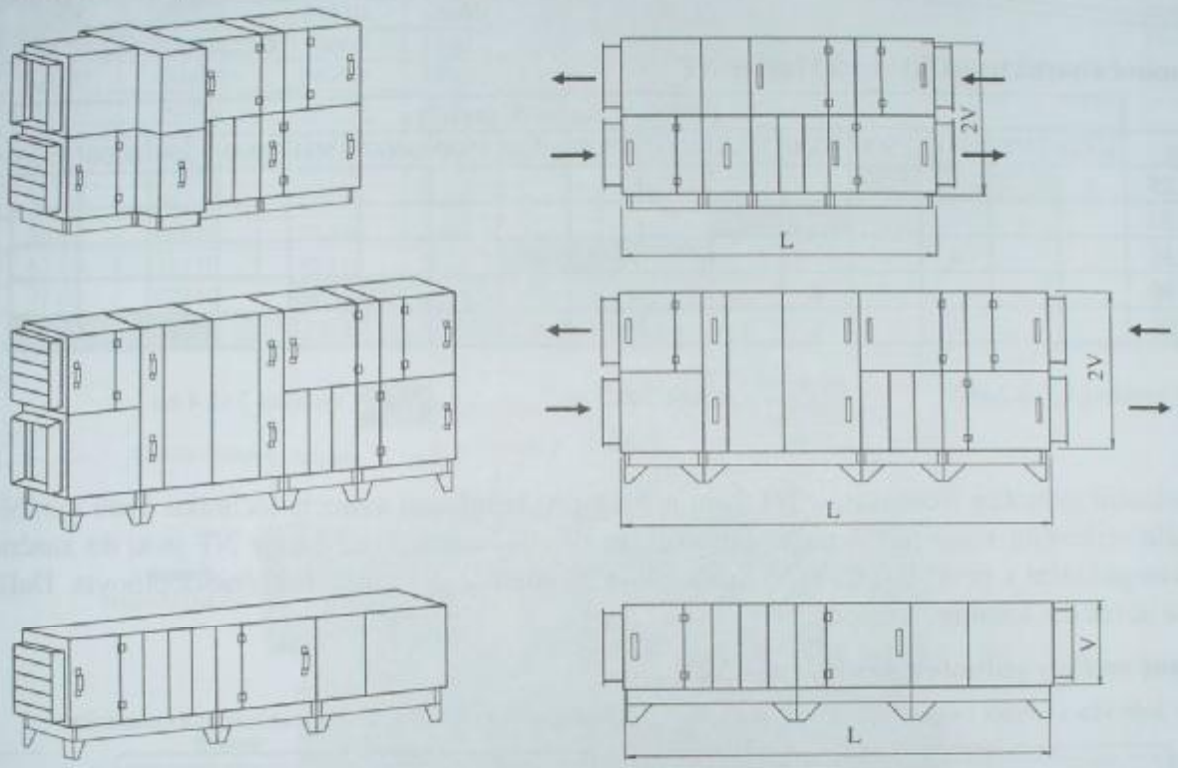
Základní údaje jednotek

Typ	Rozměry		Sestavy					
	šířka	výška	S1		S2		S3	
	A (mm)	B (mm)	L (mm)	m (kg)	L (mm)	m (kg)	L (mm)	m (kg)
NT 25	660	415	1050	75	2550	142	1565	117
NT 30	760	465	1100	92	2600	167	1660	146
NT 35	760	515	1150	114	2650	205	1700	172
NT 40	860	565	1250	137	2750	239	1760	202
NT 50	960	665	1300	159	2800	291	1800	240

P31B - VZDUCHOTECHNICKÉ JEDNOTKY REMAK

Klimatizační jednotky *XP* jsou určeny pro komfortní vzduchotechniku v rozsahu průtoků od 3000 do 28000 m^3h^{-1} do tlakové výkonu ventilátoru 1500 Pa. Jsou určeny k osazení na podlahu pomocí pevného základového rámu. Vyrábějí v modifikacích do vnitřního a venkovního prostředí i v nerezovém provedení. Konstrukce jednotky je panelová se spojením šroubovými spoji. Pro účely údržby a kontroly jsou sekce opatřeny dveřmi. Další údaje v katalogu výrobce.

Klimatizační jednotka XP - varianty provedení



Výkonové charakteristiky jednotek XP

Typ	Průtok vzduchu *V* v 1000 m^3h^{-1}																										
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
XP 04	a	b	b	b	c																							
XP 06				a	b	b	c																					
XP 10					a	b	b	b	b	c	c																	
XP 13						a	a	b	b	b	b	b	c															
XP 17								a	a	b	b	b	b	b	b	c	c											
XP 22										a	a	a	b	b	b	b	b	b	b	b	c	c	c					
XP 28												a	a	a	b	b	b	b	b	b	b	b	b	b	b	c	c	c

a | rychlost 1,5 až 2 ms^{-1} | b | rychlost 2 až 3,5 ms^{-1} | c | rychlost 3,5 až 4 ms^{-1}

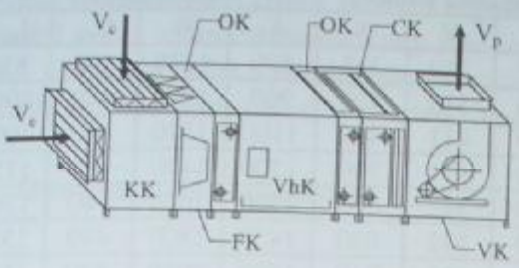
Základní údaje jednotek XP, další údaje katalog výrobce

Typ	XP 06		XP 10		Délka L
	Šířka B (mm)	Výška V (mm)	Šířka B (mm)	Výška V (mm)	
Vnější	800	750	960	910	EKV
Vnitřní	700	650	860	810	

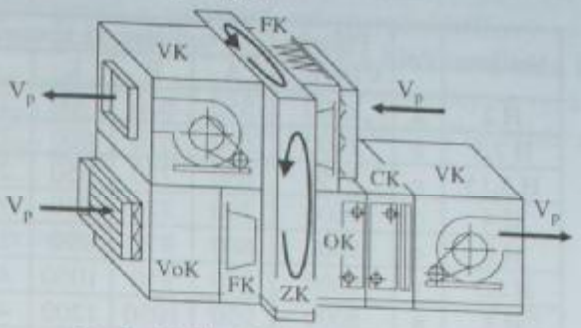
Klimatizační jednotky Aeromaster FP jsou určeny pro větrání a klimatizaci administrativních, obchodních, restauračních i dalších prostor. Sendvičová konstrukce panelů, optimalizovaný návrh a uložení ventilátorů umožňují dosáhnout příznivých hlukových vlastností. Estetický design předurčuje jednotky pro použití i v prostorách bez podhledů. Bližší údaje katalog výrobce.

Klimatizační jednotky řady H

Základní provedení



Patrové provedení

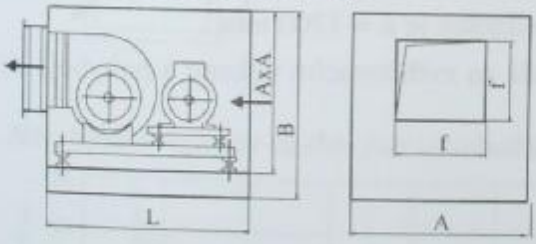


Návrhový diagram

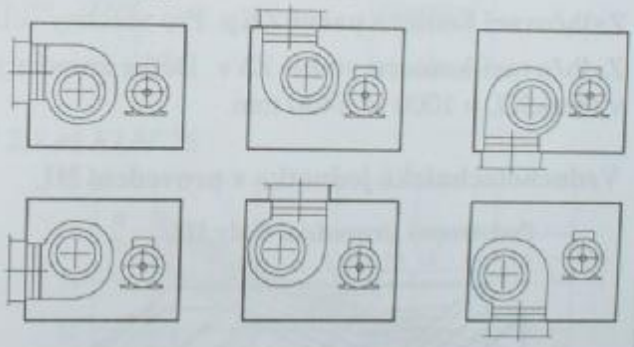
Průtok vzduchu $V.10^{-3}$ (m^3h^{-1})

Popis: Jednotky jsou určeny pro úpravu a dopravu vzduchu větracích, vytápěcích a klimatizačních systémů v provedení do vnitřního i venkovního prostředí. Jednotky jsou sestavné, horizontální, tvořené komorami pro dopravu i úpravu vzduchu s možnosti jejich osazení v jedné či dvou *vrstvách - patrech.* K předběžnému návrhu velikosti jednotek slouží uvedený diagram pro výkony ozn. **a - n** i následující tabulka. Základní komory a sestavy jednotek typu H jsou patrné z níže uvedených obrázků. Další údaje jsou v EKV. Na obrázcích jsou jen základní komory.

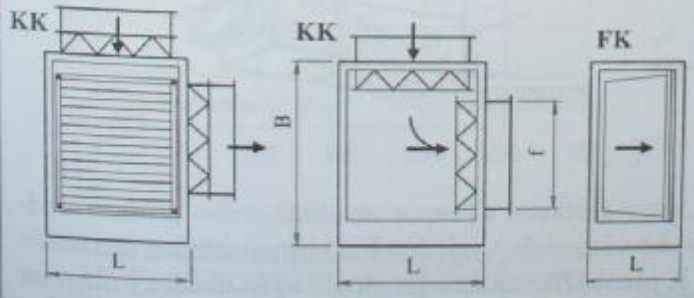
Ventilátorová komora VK



Varianty provedení VK



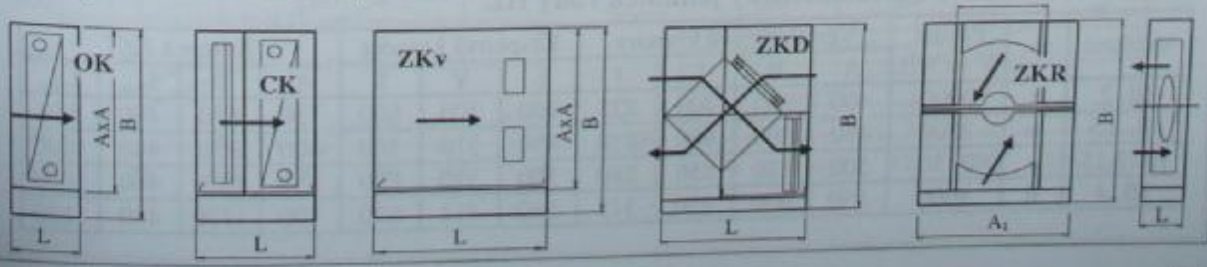
Klapková komora KK a filtrační FK



Legenda komor K

KK - Klapková	FK - Filtrační
OK - Ohřívací	CK - Chladicí
VK - Ventilátorová	ZK - Zvlhčovací
ZKD - ZZT desková	→ Směr proudění
ZKR - ZZT rotační vzduchu	

Komory ohřívací vodní OK, chladicí vodní CK, zvlhčovací ZK a zpětného získávání tepla



Základní rozměrové charakteristiky jednotek řady H

Velikost	Zn.	Průtok V (m^3h^{-1})	Ventilátorová komora				Klapková komora			Komora ZZT			
			A	B	L	f	L	V	S	A_1	B	L_{rot}	L_{des}
H 2	a	2000	550	620	700	225	500	310	315	880	1170	440	850
H 2,5	b	2500	600	670	800	250	500	310	400	980	1270	440	1000
H 3,15	c	3150	650	720	850	280	600	411	400	1100	1370	440	1000
H 4	d	4000	700	770	950	315	600	411	500	1200	1470	440	1150
H 5	e	5000	800	870	950	355	700	512	500	1300	1670	440	1300
H 6,3	f	6300	850	950	1050	400	700	512	630	1450	1800	440	1350
H 8	g	8000	950	1050	1200	450	800	613	710	1620	2000	440	1500
H 10	h	10000	1050	1150	1200	500	800	613	800	1820	2200	440	1500
H 12,5	i	12500	1200	1300	1350	560	900	714	900	1970	2500	440	1750
H 16	j	16000	1350	1450	1350	630	900	712	1120	2170	2800	440	2000
H 20	k	20000	1500	1600	1500	710	1000	812	1250	2370	3100	440	2050
H 25	l	25000	1650	1750	1650	800	1150	912	1400	2560	3400	515	2450
H 31,5	m	31500	1850	1950	1850	900	1250	1012	1600	2900	3800	555	2600
H 40	n	40000	2000	2100	2000	1000	1350	1112	1750	3100	4100	555	2850

Filtrační komora - FK

Pro všechny velikosti jednotek a délky filtru 360, 500, 630 mm (dle požadované třídy filtrace) je délka komor L = 500, 650, 750 mm.

Ohřívací komora vodní OK

Pro velikost jednotek H 2 až H 5 je L = 300 mm, pro H 6,3 - H 16 je L = 330 mm a pro H 20 až H 40, L = 350 mm.

Chladicí komora CK

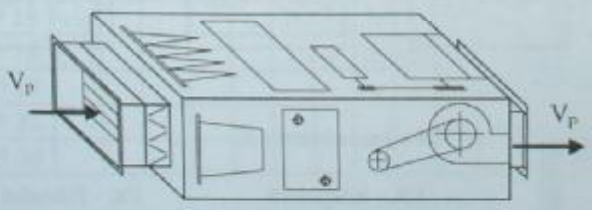
Pro všechny velikosti jednotek a počet řad pro 4 a 5 řad je L = 600 mm a 6 až 8 řad L = 700 mm.

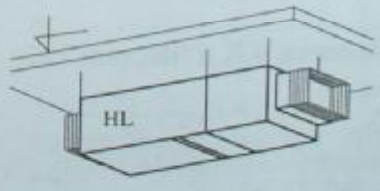
Zvlhčovací komora parní ZKp. Pro všechny velikosti jednotek je L = 1300 mm.

Zvlhčovací komora vodní ZVv. Délka komora je závislá na zvlhčovacím výkonu a pohybuje se v mezích L = 1000 až 1400 mm.

Vzduchotechnická jednotka v provedení HL

Podstropní provedení řady HL





Schéma

Popis: Vzduchotechnické jednotky řady HL jsou sestavné s komor obdélníkového průřezu. Jednotky jsou určeny pro úpravu a dopravu vzduchu větracích, vytápěcích a klimatizačních zařízení v provedení pro zavěšení pod strop místnosti. K předběžnému návrhu slouží výše uvedený diagram s výkony ozn. **a** - **d** v následující tabulce. Podrobnější údaje jednotek HL jsou v katalogu výrobce.

Základní rozměrové charakteristiky jednotek řady HL

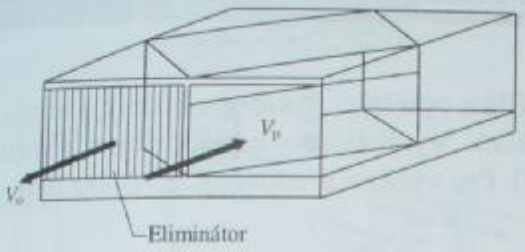
Velikost	zn.	Průtok V (m^3h^{-1})	Ventilátorová komora				Klapková komora			Komora ZZT			
			A	B	L	f	L	V	S	A_1	B	L_{rot}	L_{des}
HL 2	a	2000	400	750	700	225	400	209	500	750	870	440	850
HL 2,5	b	2500	450	800	800	250	450	310	500	800	970	440	1000
HL 3,15	c	3150	500	850	850	280	500	310	600	850	1070	440	1000
HL 4	d	4000	550	900	950	315	550	411	630	900	1170	440	1150

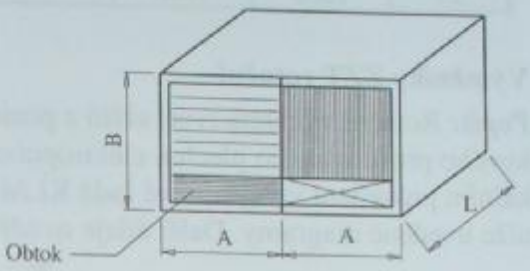
P33A – DESKOVÉ VÝMĚNÍKY firmy Lennox Janka

Výměníky ZZT deskové

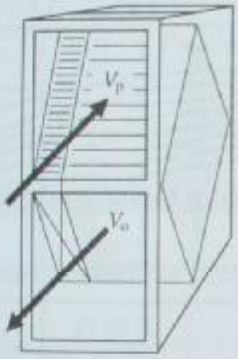
Popis: Deskový výměník tvoří skříň z pozinkovaných prvků a opláštění, rekuperační křížový výměník z hliníkových lamel, ochoz s regulační klapkou a ovládáním, eliminátor a hliníková vana k jímání event. zkondenzované vody a vodní uzávěrka k napojení na kanalizaci. Výměníky se vyrábějí v horizontálním a vertikálním provedení ve výkonové řadě KLM 2,5 až KLM 40. Pro výběr a předběžný návrh lze užít níže uvedené diagramy. Další údaje uvádí katalog výrobce.

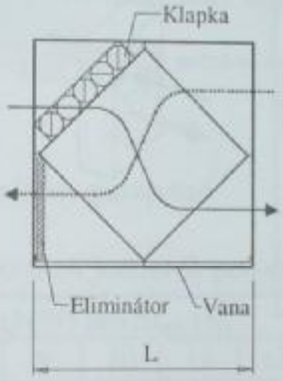
Horizontální uspořádání DVH - schéma základního provedení



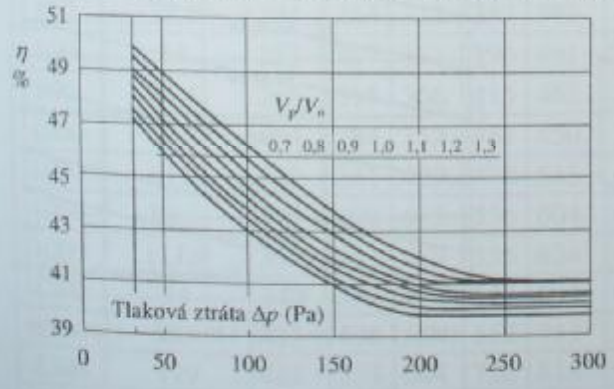


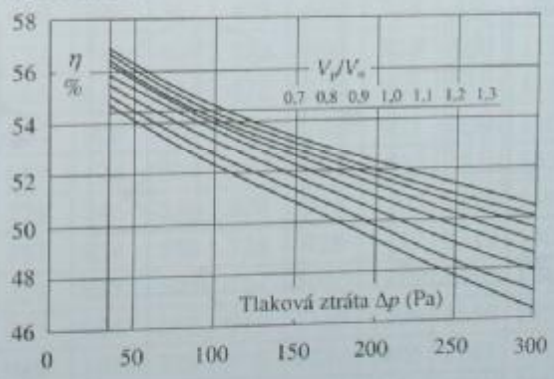
Vertikální uspořádání DVV - schéma základního provedení

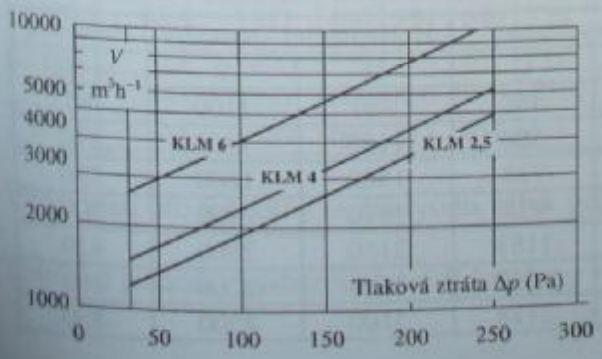


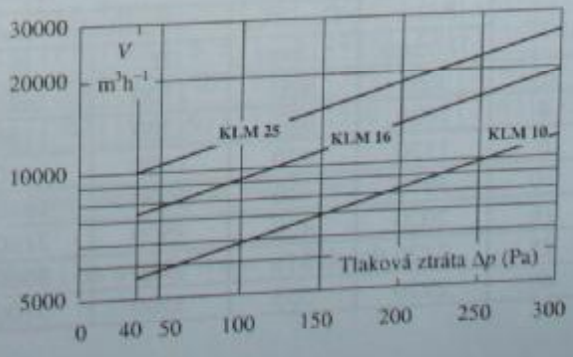


Návrhové diagramy deskových výměníků KLM 2,5 až KLM 25









P33B – DESKOVÉ A ROTAČNÍ VÝMĚNÍKY firmy Lennox Janka

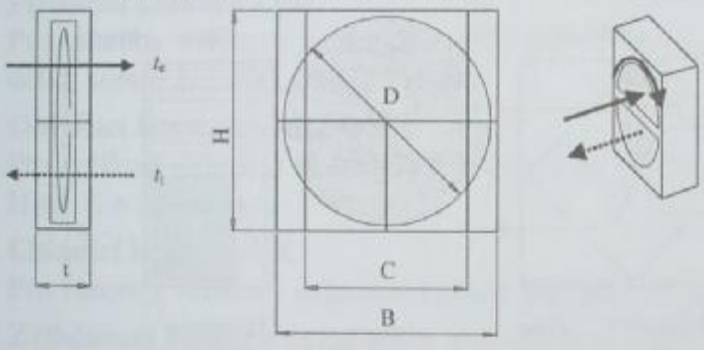
Základní rozměry deskových výměníků ZZT Janka - typ KLM 2,5 až 25

Typ	Skříň		Vertikální provedení		Horizontální
	A (mm)	B (mm)	L_v bez eliminátoru	L_v s eliminátorem	L (mm)
2,5	550	550	1100	1250	1250
4	650	650	1100	1250	1250
6	800	800	1400	1500	1450
10	1000	1000	1650	1800	1850
16	1250	1250	1950	2100	2150
25	1600	1600	1950	2100	2150

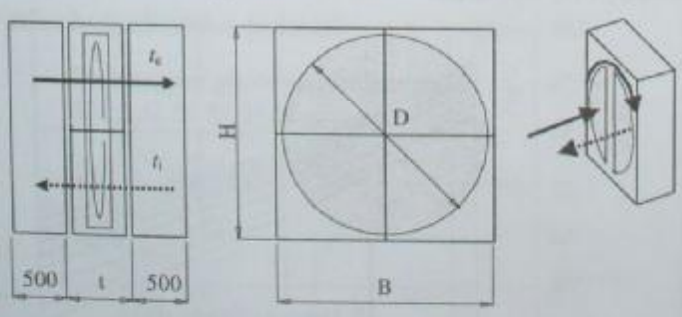
Výměníky ZZT rotační

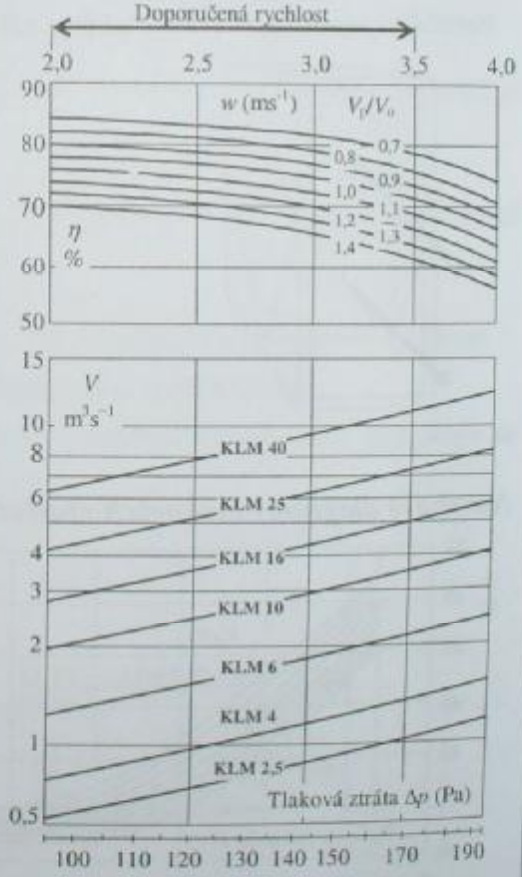
Popis: Rotační výměník tvoří skříň z pozinkovaných profilů a opláštění, rotační výměník z hliníkového profilovaného plechu, elektropohon s regulací otáček. Vyrábějí se v horizontálním a vertikálním provedení ve výkonové řadě KLM 2,5 až KLM 40. Pro výběr a předběžný návrh lze užít níže uvedené diagramy. Další údaje uvádí EKV.

Vertikální provedení - nad sebou



Horizontální provedení - vedle sebe

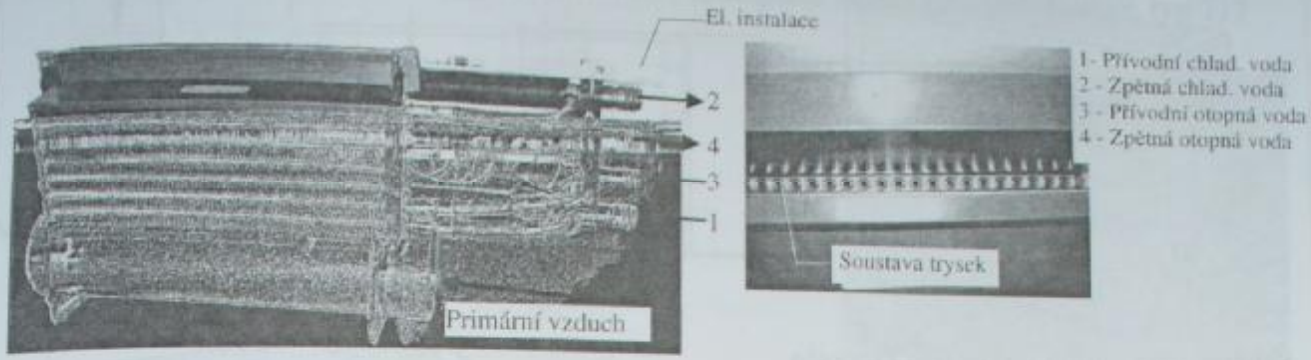




Základní rozměry rotačních výměníků ZZT typu KLM

Typ	Rotor	Tloušťka	Vertikální - rozměry (mm)			Horizontální - rozměry		Hmotnost
	D (mm)	t (mm)	H	B	C	H	B	m (kg)
2,5	820	420	1100	980	488	980	1100	80
4	1020	420	1300	1180	588	1180	1300	110
6	1320	420	1600	1460	738	1460	1600	220
10	1670	420	2000	1810	938	1810	2000	300
16	2020	420	2500	2160	1188	2160	2500	430
25	2420	515	3200	2560	1538	2560	3200	560
40	2920	555	3500	3100	2178	3100	4500	830

Indukční jednotka parapetní



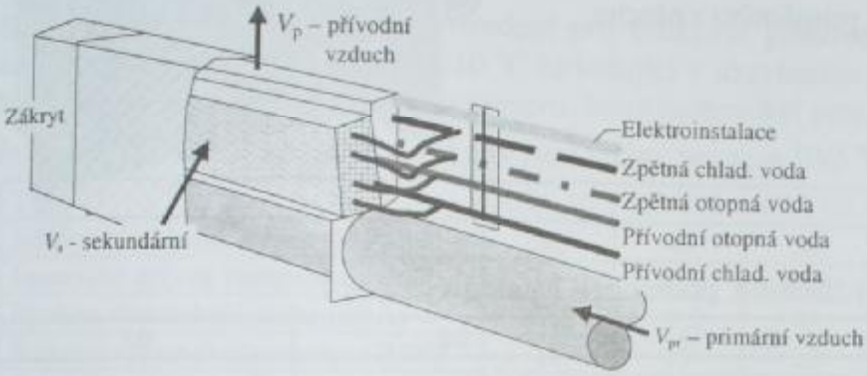


Schéma provedení a osazení indukční jednoty parapetní

Vybrané technické charakteristiky indukčních jednotek pro externí tlak 150 Pa, podrobně katalog.

Délka	Průtok	Chladicí výkon Q (W) pro Δt_{mk} (K)								Topný výkon Q (W) pro Δt_{mw} (K)					
	V_{pr} (m^3h^{-1})	5	6	7	8	9	10	11	12	15	20	25	30	35	40
600	32,4	176	204	243	272	301	330	361	400	277	369	473	566	673	788
600	54	187	223	259	295	331	366	402	437	303	407	511	616	722	828
800	32,4	234	264	321	352	383	414	449	506	351	463	602	715	859	1027
800	54	253	297	351	396	441	485	532	586	405	542	690	828	980	1139
800	86,4	265	315	366	415	465	515	565	616	426	572	720	868	1017	1168
1000	39,6	253	284	352	382	450	517	541	608	444	584	762	903	1088	1305
1000	61,2	312	361	429	478	545	613	657	724	504	673	861	1031	1225	1433
1000	82,8	345	407	475	536	604	671	729	796	540	724	916	1103	1298	1499
1000	111,6	354	421	489	556	624	691	757	824	550	738	928	1117	1312	1508
1300	54	340	382	473	514	604	694	727	817	595	784	1022	1212	1460	1749
1300	86,4	425	493	584	652	743	832	895	984	682	912	1165	1396	1656	1933
1300	119	468	553	644	728	818	908	989	1079	728	978	1234	1486	1747	2012
1300	151	473	564	654	744	834	924	1012	1101	735	987	1242	1496	1755	2016
1600	68,4	427	480	594	646	759	872	914	1026	747	983	1282	1521	1831	2194
1600	122	555	650	764	857	970	1083	1170	1282	879	1178	1498	1799	2126	2468
1600	144	581	686	800	903	1016	1129	1228	1340	907	1218	1539	1853	2180	2514
1600	155	589	697	811	918	1031	1144	1247	1359	915	1229	1550	1867	2193	2523

Údaje platí pro jednotky se zákrytem. Hluk pro všechny jednotky je menší než 25 $dB_{(A)}$.

Indukční jednotky podstropní uvádí katalogy výrobců i na svých www stránkách.

P35 – JEDNOTKY FANCOIL

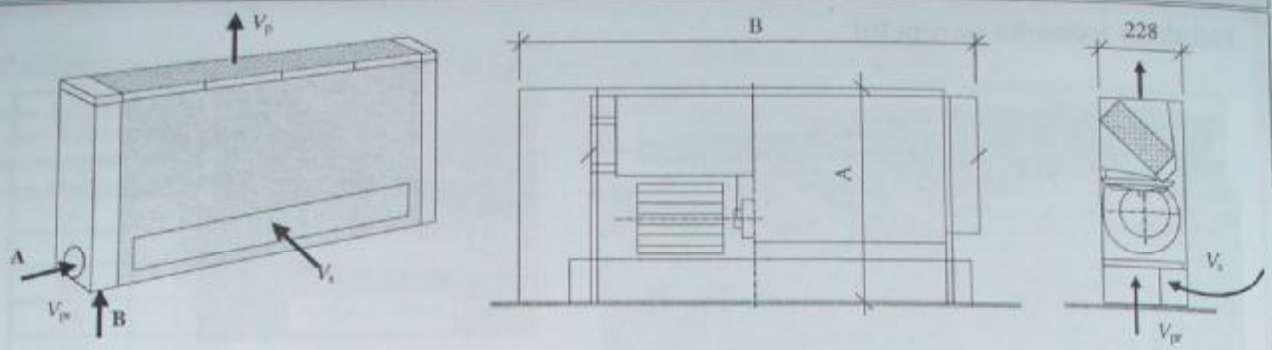
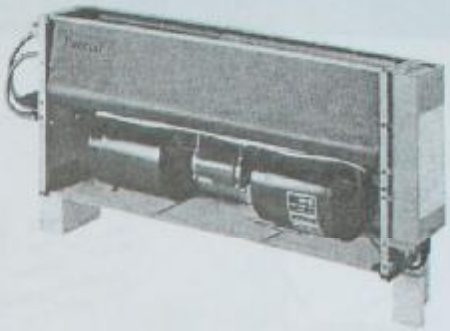


Schéma základního provedení fancoilu

A, B – označuje variantní vstupy primárního vzduchu

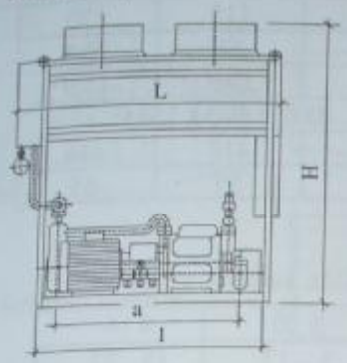


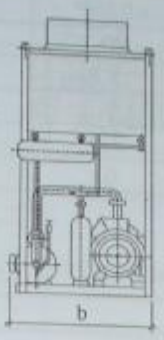
Vybrané technické charakteristiky fancoilů, podrobněji katalog výrobce

Velikost	01			02			03		
Otáčky N – nízké, S – střední M – maximální	N	S	M	N	S	M	N	S	M
Průtok vzduchu V (m^3h^{-1})	114	173	219	154	193	286	240	266	377
Max. extern statick tlak (Pa)	25	30	50	20	25	50	20	25	50
Chlazení - hodnoty pro stálý průtok vody, dvoutrubkov , t ad v m n k, vzduch o sp du 27/19 °C, vstupn voda 7 °C, rozd l teplot Δt = 5 K p i vysok ch ot k ch									
Q_s celkový (kW)	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,5	1,5	1,8	2,1
Q_c citelný (kW)	0,5	0,7	0,8	0,8	1,0	1,2	1,1	1,3	1,6
Průtok vody pro m (kgh^{-1})		180			271			365	
Chlazení - hodnoty pro stálý rozdíl teplot, dvoutrubkov , t ad v m n k, vzduch o sp du 27/19 °C, chladic voda o sp du 7/12 °C									
Q_s celkový (kW)	0,6	0,9	1,0	0,9	1,1	1,5	1,3	1,6	2,1
Q_c citelný (kW)	0,5	0,7	0,8	0,7	0,9	1,2	1,0	1,2	1,6
Průtok vody pro m (kgh^{-1})	114	154	180	165	200	271	231	283	365
Vytápění - hodnoty pro stálý průtok vody, ty trubkov , jedno ad v m n k, vstupn vzduch 20 °C, vstupn voda 70 °C, rozd l teplot Δt = 10 K p i vysok ch ot k ch									
Q_s celkový (kW)	0,8	0,9	1,0	0,9	1,1	1,5	1,3	1,6	2,1
Průtok vody pro m (kgh^{-1})		67			107			155	
Vytápění - hodnoty pro stálý rozdíl teplot, čty trubkov , jedno ad v m n k, vstupn vzduch 20 °C, teplotn sp d vody 70/60 °C									
Q_s celkový (kW)	0,8	0,9	1,0	0,9	1,1	1,5	1,3	1,6	2,1
Průtok vody pro m (kgh^{-1})	67	78	86	83	91	107	121	135	155
Elektromotor ventilátoru 230 V/1 f ze/50 Hz									
Rozměr A (mm)	450			450			450		
Rozměr B (mm)	790			790			990		
Hmotnost m (kg)	18			18			22		
Akustický výkon ($dB_{(A)}$)	28	37	41	33	35	44	36	43	51
Přípojka vody	Vnitřní závit ½"								

Příslušenství: Třícestný/čtyřkanálový ventil s ovládáním typu zapnuto/vypnuto
Ručně ovládaná regulační klapka pro sání čerstvého vzduchu v rozsahu 0 - 33 %
Sběrné misky kondenzátu a přípojky pro primární vzduch jsou opatřena přírubou

Chladicí jednotky – chladič kapalin tzv. chiller, vzduchem chlazený kondenzátor, typ 717





Blokové kompaktní zařízení v provedení pro venkovní prostředí a nepřímé chlazení vody nebo nemrznoucí kapaliny do teploty –10 °C cirkulující v uzavřeném okruhu. Chladicí výkon lze regulovat stupňovitě dle použitého kompresoru, které mohou být pístové nebo šroubové.

Informativní technické údaje – výkony jsou udány pro t_w = 10/5 °C při teplotě vzduchu +20 °C

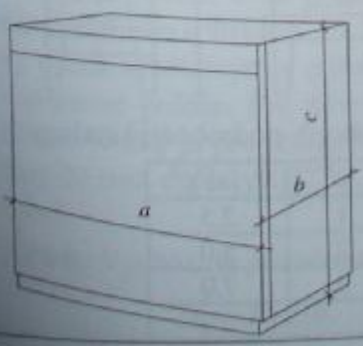
Typ 717	CJA 30	CJA 45	CJA 60	CJA 90	CJA 120	CJA 140
Jmenovitý chladicí výkon (kW)	28,5	40	58	77	102,6	116
Jmenovitý příkon kompresoru (kW)	7,6	10,3	15,4	20,5	27,4	30,8
Hladina akustického tlaku (dBA)	87,2	88,2	89	91	90,2	92,1
Štítkový výkon elektromotoru (kW)	11	15	22	30	37	37
Regulace výkonu (%)	66 - 100	50 - 100	66 - 100	50 - 100	55-75-100	50-83-100
Hmotnost chladiva (kg)	10	10	10	20	20	20
Hmotnost jednotky (kg)	závisí na komponentech jednotky - katalog výrobce					

Chladicí jednotky - chladič kapalin tzv. chiller, vzduchem chlazený kondenzátor, typ CGA

Kompaktní chladicí zařízení pro přípravu chladné vody v provedení pro vnitřní i vnější prostředí. Hladina akustického výkonu 47 až 50 dB_A, průtok vzduchu kondenzátorem 7700 až 154000 m^3h^{-1}. Tlaková ztráta výparníku na straně vody 7 až 70 kPa. Informativní technické údaje tzn. výkony jsou udány pro teplotní spád vody 12/7 °C při teplotě vzduchu +35 °C. Blíže katalog výrobce.

Velikost CGA	075	100	120	150
Chladicí výkon (kW)	19,2	25,2	31,7	38,6
El. příkon (kW)	6,8	9,3	12,8	13,5
Max. provozní teplota (°C)	45			
Max. teplota výstupní vody (°C)	12			
Šířka x hloubka (mm)	1060 x 950		1260 x 1050	1800 x 950
Hmotnost (kg)	245	245	250	407

Chladicí jednotky – chladič kapalin tzv. chiller, vodou chlazený kondenzátor, typ CGWA



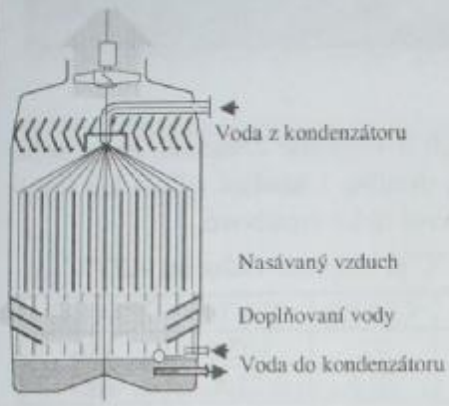
Blokové kompaktní soustrojí pro chlazení kapalin s vodou chlazeným pro vnitřní osazení na podlahu. Připojení je možné na čtyřech bočních stěnách přístroje. Přístup k součástkám umožňují demontovatelné panely. Tlak sání 500 kPa, výtlak 2,5 MPa. Chladivo – R134a, R22. Jednotka je vybavena hermetickým spirálovým kompresorem.

Chladicí výkon je vztažen na teplotu kondenzátoru 30/35 °C, teplotní spád chlazené vody 12/7 °C. Tlaková ztráta výparníku na straně vody 7 až 70 kPa. Blíže katalog výrobce.

Informativní technické údaje chladicí jednotky CGWA, bližší údaje katalog výrobce

Typ CGWA	0119	014P	016P	017	115	120
Chladicí výkon (kW)	10	15,7	20,7	25,6	57	70,5
Příkon (kW)	2,9	4,4	5,8	16,1	12,7	15,9
Rozměry a.b.c (mm)	1050 x 750 x 1050			1002 x 800 x 1545		
Hmotnost (kg)	163	180	210	257	412	446
Hladina akust. tlaku (dB_A)	55	65	63	64	55	65

Chladicí věž tzn. **chladič otevřený**



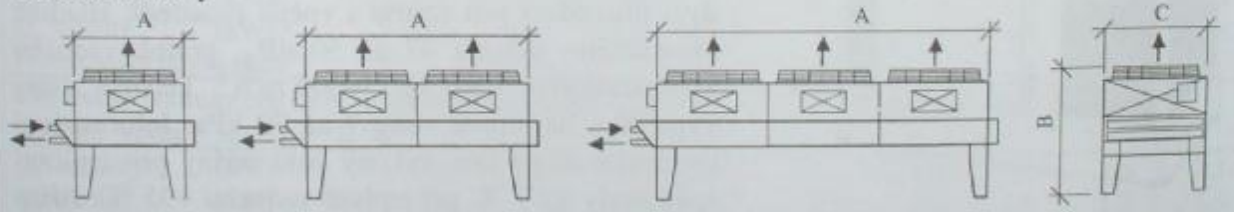
Informativní technické údaje – blíže katalog výrobce

Veličina	S 10	S 16
Průtok vody (t/h)	3 – 13	15 - 22
Přívod/odvod (°C)	65/80	100/125
Otáčky (min^{-1})	960	680
Výkon el. motoru (kW)	1,1	3
Půdorys a x b (m)	1 x 1	1,7 x 1,7
Výška (m)	2,7	3,7
Hmotnost (kg)	335/585	740/1500
Ztráta vody (%)	2	2
Max. teplota vody (°C)	65	

Mikrochladiče pro uzavřený vodní systém - blíže katalog výrobců

Chladič uzavřený – chlazená látka voda, glykol

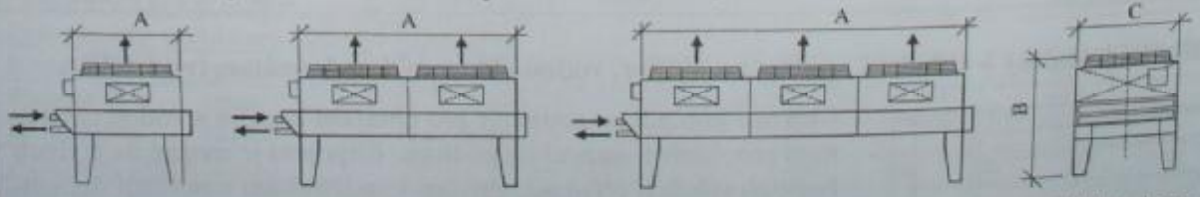
Schéma sestavy



Informativní technické údaje *n* – počet ventilátorů, podrobněji katalogy

Typ	A	B	C	*m* (kg)	*Q* (W)	*n*	V_v (m^3s^{-1})	Δp (kPa)
09FCF 01MS3	1587	1365	1207	163	39,1	1	5,03	86
09FCF 02MS3	2787	1365	1207	327	78,1	2	10,14	86
09FCF 02MS4	3988	1365	1207	495	117,2	3	15,2	86
hluk	56 až 61 dB_A							

Chladič uzavřený tzn. **kondenzátor pro chladivo R22, R134a**



Informativní technické údaje *n* – počet ventilátorů, podrobněji katalogy

Typ	A	B	C	*m* (kg)	*Q* (W)	*n*	V_v (m^3s^{-1})
09CDB01-1-1	2955	1085	918	100	25,6	1	2,5
09CDB01-1-2	2955	1085	918	188	51,2	2	5,0
09CDB01-1-3	3988	1365	1207	315	94,2	3	7,0
hluk	56 až 61 dB_A						

P37 – TLUMIČE HLUKU

Čtyřhranný tlumič hluku

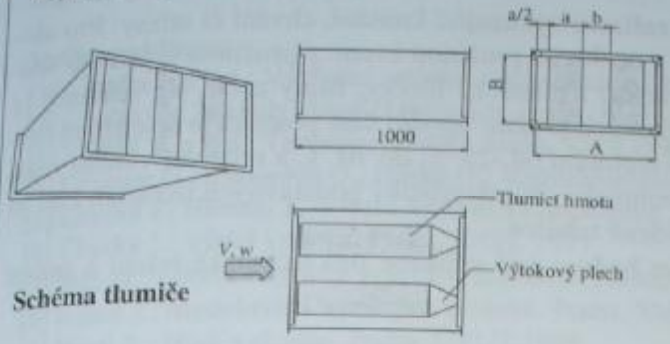
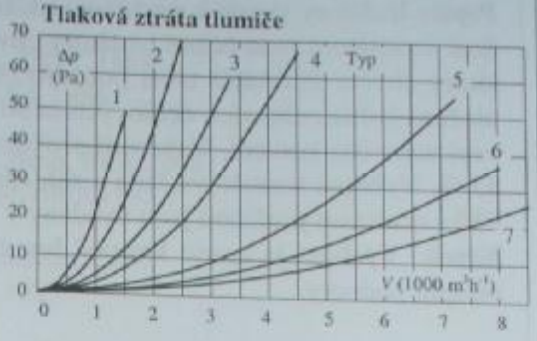


Schéma tlumiče



Popis: Tlumič tvoří plášť a vnitřní kulisy z pozinkovaného plechu vyplněné tlumicí hmotou. Tlumič je opatřen přírubami pro osazení do potrubí. Maximální doporučená rychlost proudění vzduchu v tlumiči $w = 10$ ms^{-1}. K dosažení deklarovaného útlumu je nutná délka 1 m přímého potrubí před tlumičem. Maximální provozní teplota 60 °C. Typová řada s rozměry a útlumy jsou v níže uvedené tabulce. Tlaková ztráta tlumiče je patrná z grafu. Další údaje uvádí katalog výrobců.

Základní charakteristiky čtyřhranného tlumiče hluku

Typ		Rozměry (mm)				Hmotnost	Útlum D (dB) v oktávových pásmech f (Hz)							
		A	B	a	b	(kg)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	TH-300x150	300	150	100	50	12	3	6	11	22	27	30	26	21
2	TH-400x200	400	200	100	100	13	3	6	11	22	27	30	26	21
3	TH-500x250	500	250	100	67	17	3	5	9	18	23	23	21	16
4	TH-500x300	500	300	100	67	17	3	5	9	18	23	23	21	16
5	TH-600x300	600	300	100	100	20	3	6	11	22	27	30	26	21
5	TH-600x350	600	350	100	100	20	3	6	11	22	27	30	26	21
6	TH-700x400	700	400	100	75	26	3	6	10	20	25	28	24	18
7	TH-800x500	800	500	100	100	36	3	6	11	22	27	30	26	21
8	TH-1000x500	1000	500	100	100	57	3	6	11	22	27	30	26	21

Deskový tlumič a vložky tlumičů hluku

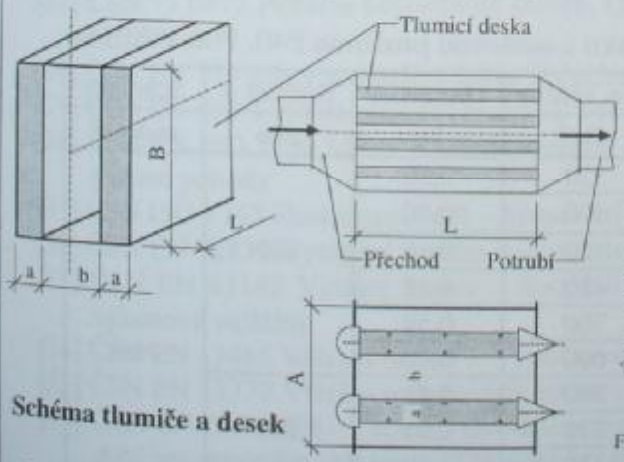
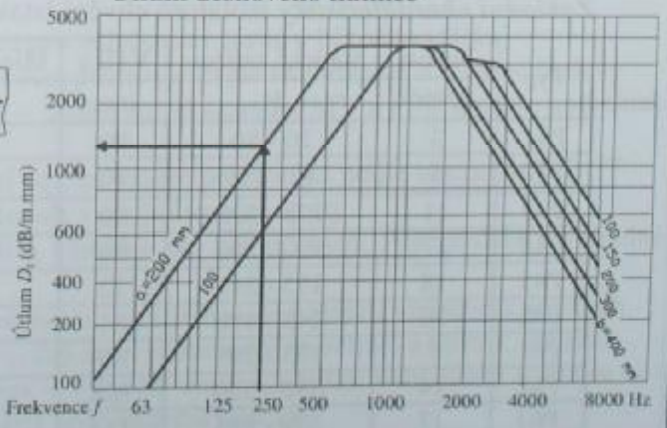


Schéma tlumiče a desek



Popis: Tlumič je sestaven z ***n*** počtu vložek event. desek tlumiče hluku. Vložky tvoří rám z pozinkovaného plechu, zvuk pohlcující náplň, krycí tkanina a děrované plechy. Vyrábějí se obvykle v délce 950 mm o šířkách $s = 100$, 200 a 300 mm. Pro snížení tlakové ztráty tlumících stěn se vložky opatří náběhovým a odtokovým plechem. Vestavba se do potrubí umisťuje a uchytí pouze ve vodorovné poloze. Pro návrh je výchozí vzdálenost ***b*** mezi vložkami, jejich šířka ***a*** a délka ***L***. Útlum vložky je pro jednotlivé frekvence patrná z grafu. Vložky lze použít pro neabrazivní vzdušiny do max. teploty 100 °C a max. rychlosti vzdušiny $w = 20$ ms^{-1}. Další údaje uvádí katalogy výrobců.

Návrh: Výchozí je požadovaný útlum. Skutečný útlum tlumiče se určí z diagramu a rovnice:

$$D_u = D_t.L/b.$$

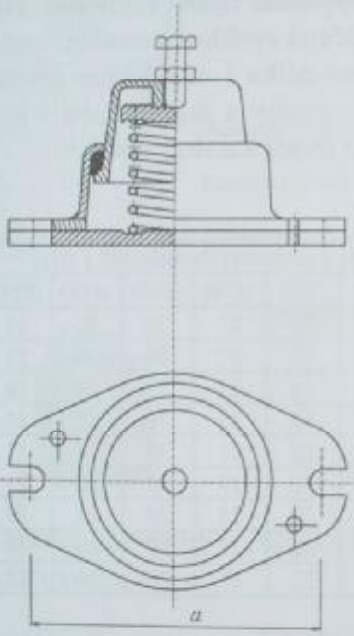
P38 – TLUMIČE CHVĚNÍ

Izolátory chvění ISTAKO

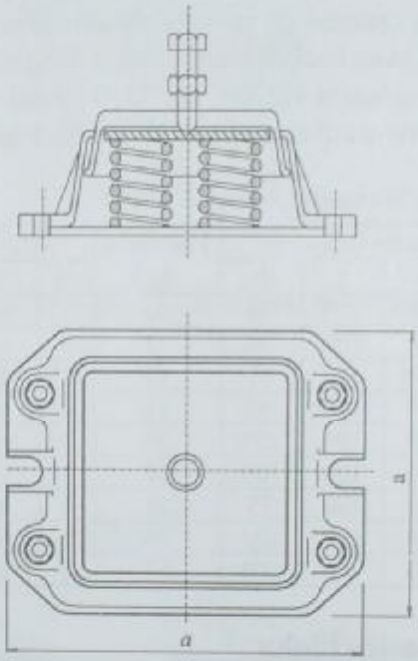
Popis: Izolátory slouží k pružnému uložení zařízení vykazující kmitání, chvění či otřesy. Pro uložení ventilátorů jsou běžné izolátory chvění s ocelovou pružinou event. s pružinou pryžovou. Izolátory chvění ISTAKO tvoří pouzdro (schránka) z plastické hmoty, litiny apod. Ve schránce je uložena jedna nebo více ocelových nebo pryžových pružin. Spodní část pouzdra je řešena pro kotvení nebo bez kotvení. Vyhovují provozním teplotám od -25 °C do 70 °C a relativní vlhkost max. 85 %. Vybraná rozměrová řada a základní technické charakteristiky podstavných izolátorů P40 až P80 s ocelovou pružinou jsou uvedeny v uvedené tabulce.

Návrh: Výchozí je teorie kmitání hmotného bodu a její aplikace pro technické řešení a známé vstupní hodnoty.

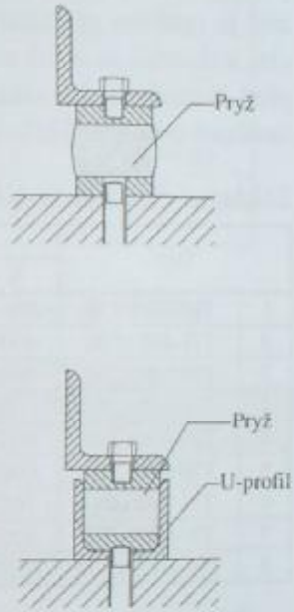
Typ P40, P60



Typ P70, P80



Typ s pryžovou pružinou



Základní charakteristiky izolátorů chvění Istako s ocelovou pružinou P40, P60, P70, P80

Typ	Tuhost	Statické zatížení	Výška	Min. otáčky	Hmotnost	Rozměr *a*	Schránka
	kNm^{-1}	N	mm	min^{-1}	kg	mm	materiál
P41	3	20 - 80	90	520	0,59	160	Plast
P42	5	80 - 195	90	400	0,60		
P43	11	195 - 390	90	420	0,60		
P44	17	390 - 590	90	420	0,68		
P45	18	155 - 245	72	700	0,59		
P46	30	245 - 490	84	600	0,70		
P61	7	195 - 295	108	390	0,81	180	
P62	14	390 - 590	108	370	0,91		
P63	17	590 - 885	114	330	1,10		
P64	26	1175 - 1375	114	350	1,12		
P65	27	590 - 930	114	400	1,10		
P72	33	1375 - 1765	108	330	9,10	270	Litina
P74	171	1865 - 2945	108	580	8,85		
P80	171	1865 - 2945	108	580	8,85	300	

Podrobné a další charakteristiky uvádí katalog výrobců.

Izolátory chvění s pryžovou pružinou tvoří pryžové rýhované pružiny o 4 a 6 vrstvách uložené zpravidla v kovovém pouzdru (schránce). Obvyklá statická zatíženi izolátorů 5000 – 15000 N. Další údaje uvádí katalog výrobců.

Seznam použité a doporučené literatury

Knižní publikace

[1] Cihelka J. a kol.: Vytápění, větrání a klimatizace. Praha, SNTL 1985
[2] Dvořák Z.: Základy chladicí techniky. Praha, SNTL/ALFA 1986
[3] Enenkl V. a kol.: Termomechanika. Brno, VUT 1983
[4] Gebauer G., Rubinová O., Horká H.: Vzduchotechnika. Brno, ERA 2005
[5] Chyský J., Hemzal K. a kol.: Větrání a klimatizace. Brno, Bolit 1993
[6] Chyský J.: Vlhký vzduch. Praha, SNTL 1977
[7] Jokl M.: Zdravé obytné a pracovní prostředí. Praha, Academia 2002
[8] Kuneš J.: Modelování tepelných procesů. Praha, SNTL 1989
[9] Nový R.: Hluk a chvění. Praha, ČVUT 1995
[10] Petrák J., Dvořák Z., Klazar L.: Chladivo R 134a. Praha, ČVUT 1993
[11] Recknagel-Spenger-Hönmann: Taschenbuch für Klimatechnik. Oldenbourg, 2001
[12] Rubinová O., Rubina A.: Klimatizace a větrání. Brno, ERA 2004
[13] Sazima M. a kol.: Teplo. Technický průvodce, sv. 2. Praha, SNTL 1989
[14] Cihlař J., Gebauer G.: TZB C – Vzduchotechnika. Brno, CERM 1993
[15] Centnerová L., Papež K.: TZB Vzduchotechnika, cvičení. Praha, ČVUT 2003
[16] Székyová M., Ferstl K., Nový R.: Větrání a klimatizace. Bratislava, Jaga 2006
[17] Šikula O.: Rozložení teplot v místnosti při nestacionárních podmínkách. 14. konference Vykurovanie, Tatranské Matliare, SPTP, 2006
[18] Vaverka J., Hirš J. a kol.: Stavební tepelná technika a energetika budov. Brno, VITIUM 2006
[19] Názvoslovný výkladový slovník z oborů techniky prostředí. Přílohy časopisu VVI 2001 a 2002

Technické normy

[20] ČSN 01 3454 Technické výkresy ve stavebnictví. Instalace – vzduchotechnika, klimatizace
[21] ČSN 12 0000 Vzduchotechnická zařízení. Názvosloví – zrušena 2003
[22] ČSN 12 7010 Vzduchotechnická zařízení. Navrhování větracích a klimatizačních zařízení. Všeobecná ustanovení
[23] ČSN 12 7040 Vzduchotechnická zařízení. Odsávání škodlivin od strojů a technických zařízení
[24] ČSN 73 0540 Tepelná ochrana budov
[25] ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
[26] ČSN 73 0802 Požární bezpečnost staveb – Nevýrobní objekty
[27] ČSN 73 0872 Požární bezpečnost staveb. Ochrana staveb proti šíření požáru vzduchotechnickým zařízením
[28] ČSN EN 779 Filtry atmosférického vzduchu pro odlučování částic u běžného větrání
[29] ČSN EN 832 Tepelné chování budov – Výpočet potřeby energie na vytápění – Obytné budovy
[30] ČSN EN ISO 7730 Mírné tepelné prostředí – Stanovení ukazatelů PMV a PPD a popis podmínek tepelné pohody
[31] ČSN ISO 7743 Horká prostředí – Stanovení tepelné zátěže pracovníka podle ukazatele WBGT
[32] ČSN EN 12831 Vytápěcí systém budov. Metoda výpočtu tepelné ztráty
[33] ČSN EN 13142 Větrání budov – Součásti a výrobky pro větrání bytů. Požadované a volitelné výkonové veličiny
[34] ČSN EN 13465 Větrání budov – Výpočtové metody pro stanovení průtoku vzduchu v obydlích
[35] ČSN EN 13779 Větrání nebytových budov – Základní požadavky na větrací a klimat. zařízení
[36] ČSN EN ISO 13791 Tepelné chování budov – Výpočet vnitřních teplot v místnosti v letním období bez strojního chlazení – Základní kritéria pro validační postupy
[37] ČSN 73 4301 Obytné budovy
[38] ČSN EN 14 114 Tepelně–vlhkostní chování stavebního zařízení a průmyslových instalací.
[39] ČSN EN ISO 8996 Ergonomie tepelného prostředí – Určování metabolizmu

Právní přepisy

[40] Vyhláška MZ č. 6/2003, kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb
[41] Zákon č. 50/1976 Sb. o územním plánování a stavebním řádu ve znění zákona č. 83/1998. Vyhláška MMR č. 137/1998 o obecných technických požadavcích na výstavbu

[42] Vyhláška MZ č. 107/2001 Sb. o hygienických požadavcích na stravovací služby a zásadách osobní a provozní hygieny při činnostech epidemiologicky závažných
[43] Vyhláška MZ č. 108/2001 Sb., ze dne 8. 3. 2001, kterou se stanoví hygienické požadavky na prostory a provoz škol, předškolních zařízení a některých školských zařízení.
[44] Vyhláška MZ č. 137/2004 Sb. o hygienických požadavcích na stravovací služby a o zásadách osobní a provozní hygieny při činnostech epidemiologicky závažných
[45] Nařízení vlády č. 148/2006 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
[46] Vyhláška MMR č. 239/2004 Sb., kterou se stanoví podrobný obsah a rozsah zadávací dokumentace stavby
[47] Zákon č. 360/1992 Sb. o výkonu povolání autorizovaných architektů a o výkonu povolání autorizovaných inženýrů a techniků činných ve výstavbě
[48] Nařízení vlády č. 441/2004 Sb., kterým se stanoví podmínky ochraně veřejného zdraví zaměstnanců
[49] Nařízení vlády č. 523/2002 Sb., kterým se stanoví podmínky ochraně veřejného zdraví zaměstnanců, které upravuje Nařízení vlády č. 178/2001, kterým se stanoví podmínky ochraně veřejného zdraví zaměstnanců
[50] Vyhláška MZ 49/1993 Sb. o technických a věcných požadavcích na vybavení zdravotnických zařízení
[51] Vyhláška MZ č. 135/2004 Sb., kterou se stanoví hygienické požadavky na koupaliště, sauny

MZ – ministerstvo zdravotnictví
MMR – ministerstvo pro místní rozvoj

FIREMNÍ MATERIÁLY A INTERNÁTOVÉ ZDROJE

TZB-INFO, AZ Klima s.r.o., Remak a.s., Lennox-Janka a.s., C.I.C. J. Hřebec, s.r.o., Mandík a.s., PROCLIMA-SVAMP, Lunos, Příhoda s.r.o., Atrea s.r.o, ČKD Chlazení s.r.o.

CERM®
AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ