

Факултет инжењерских наука
Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Дипломске академске студије

Модул: Енергетика и процесна техника

Предмет: Грејање, климатизација и соларна енергија

Број индекса: 384/99в

Предраг Б. Петровић
Климатизациони системи
- теорија, прорачуни и пракса -

дипломски рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Проф. Др Милорад Бојић - ментор

2. Проф. Др Ненад Марјановић

3. Доцент Др Мирко Благојевић

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог дипломског рада кандидат треба да:

- Проучи савремене стандарде неопходне за добар термални комфор и параметре који се захтевају за испуњење услова комфора,
- Припрему ваздуха у климатизационим системима,
- Израчунавање топлотних добитака у објектима боравка људи, узимајући у обзир све факторе који утичу на њих, по методи *CLTD/SCL/CLF* према стандарду *ASHRAE*,
- Проучи системе климатизације, њихов рад и карактеристике, њихове компоненте, методе прорачуна потребне количине ваздуха и каналске мреже, избора компоненти дистрибутивног дела система, као и системе за аутоматску регулацију система климатизације.

Препоручена литература:

[1] **Тодоровић, Б.:** *Климатизација*, СМЕИТС – Београд, 2005.

[2] **Зрнић, С.; Ћулум, Ж.:** *Грејање и климатизација*, Научна књига – Београд, 1995.

Крагујевац, Јун 2013.

Ментор:

Проф. Др Милорад Бојић

Садржај:

1. Увод	6
2. Термални комфор и параметри за климатизацију	7
2.1 Температура у климатизованим просторијама – УПТ унутрашња пројектна температура	7
2.2 Утицај влажности ваздуха	8
2.3 Брзина ваздуха	8
3. Израчунавање топлотног оптерећења	9
3.1 Летњи спољни пројектни параметри за климатизацију	10
3.2 Зимски спољни пројектни параметри за климатизацију	10
3.3 Метода прорачуна <i>CLTD/SCL/CLF</i> према <i>ASHRAE</i>	12
3.3.1 Спољни утицаји кроз омотач зграде	12
3.3.2 Топлотно оптерећење кроз зидове	12
3.3.3 Топлотно оптерећење кроз кровове	13
3.3.4 Топлотно оптерећење кроз спољна врата	14
3.3.5 Топлотно оптерећење од сунчевог зрачења кроз прозоре методом коришћења коефицијената акумулације	14
3.3.6 Топлотно оптерећење од сунчевог зрачења кроз прозоре методом коришћења јединичног оптерећења	15
3.3.7 Топлотно оптерећење преносом топлоте кроз прозоре кондукцијом	16
3.3.8 Топлотно оптерећење од унутрашњих извора	16
3.3.9 Топлотно оптерећење услед продора топлог ваздуха	18
3.3.10 Топлотно оптерећење од суседних неклиматизованих просторија	19
3.3.11 Ограничења <i>CLTD/SCL/CLF</i> методе ^[3]	19
4. Припрема ваздуха за климатизацију	20
4.1 Пречишћавање ваздуха	20
4.1.1 Нечистоће у ваздуху	20
4.1.2 Филтери	21
4.1.3 Класификација филтера	23
4.2 Загревање ваздуха	24
4.3 Влажење ваздуха	25
4.3.1 Влажење водом	25
4.3.2 Влажење паром	27
4.4 Хлађење ваздуха	28
4.4.1 Хладњаци са водом	29
4.4.2 Хладњаци са директним испаравањем	30
4.5 Одређивање потребне количине ваздуха за климатизацију	31
4.5.1 Одређивање количине спољњег ваздуха	31
4.5.2 Одређивање укупне количине ваздуха	31
5. Климатизациони системи	32
5.1 Подела система	32
5.2 Ваздушни системи ниског притиска	33
5.2.1 Централни климатизациони систем	33
5.2.2 Зонски климатизациони систем	35
5.2.3 Зонски системи са догрејачима	36
5.2.4 Системи са зонским поткоморама	37
5.2.5 Системи са вишезонском комором	39

5.3 Ваздушни системи високог притиска	40
5.3.1 Једноканални системи са константном количином ваздуха	40
5.3.2 Једноканални системи са променљивом количином ваздуха	41
5.3.3 Двоканални зависни системи	42
5.3.4 Двоканални системи независног дејства	47
6. Дистрибуција ваздуха у климатизованом простору	49
6.1. Довођење ваздуха слободном струјом	49
6.1.1. Слободни изотермски млазеви	49
6.1.2. Домет и ширење ваздушне струје	52
6.1.3. Слободни неизотермски млазеви	53
6.2. Расподела и вођење ваздуха у климатизованим просторијама	54
6.2.1. Вођење ваздуха одоздо навише	54
6.2.2. Вођење ваздуха одозго наниже	55
6.2.3. Вођење ваздуха одозго навише	56
6.3. Убацивање ваздуха из спуштене таванице	56
6.4. Вентилација потискивањем	57
6.5. Врсте отвора	58
6.5.1. Решетке	58
6.5.2. Анемостати	59
6.5.3. Перфориране таванице	60
7. Развод ваздуха у климатизационим системима	61
7.1. Систем канала за транспорт ваздуха	61
7.2. Прорачун пада притиска у цевоводима	64
7.2.1. Бернулијева једначина и параметри струјања флуида	64
7.2.2. Пад притиска	64
7.2.3. Еквивалентни пречник и стандардне димензије канала	69
7.3. Методе прорачуна ваздушних канала	73
7.4. Могуће промене статичког притиска	74
7.5. Метода смањивања брзина	76
7.6. Метода константног пада притиска	77
7.7. Метода повраћаја статичког притиска	78
7.8. Канали за одвођење ваздуха	81
7.9. Општи поступак прорачуна каналске мреже	81
8. Расхладни уређаји и њихова примена	82
8.1. Теорија расхладних уређаја	82
8.1.1. Принципи и основни параметри рада компресорског расхладног уређаја	82
8.1.2. Карноов кружни процес	82
8.1.3. Топлота хлађења, утрошени рад и коефицијент хлађења	83
8.1.4. Теоријски циклус једностепене парне компресорске расхладне машине	83
8.1.5. Побољшање основног расхладног циклуса – вишестепено претхлађивање и сабијање	84
8.1.6. Одступање стварног од теоријског расхладног циклуса	86
8.1.7. Апсорпциони расхладни уређаји	86
8.1.8. Компоненте компресорских уређаја	87
8.2. Расхладни флуиди	98
8.3. Уређаји за директно хлађење ваздуха у климатизацији	98
8.3.1. Карактеристике директног хлађења	98

8.3.2 Собни климатизери	98
8.3.3 Климатизатори	99
8.4 Уређаји за индиректно хлађење ваздуха у климатизацији	100
8.4.1 Чилери (<i>Chillers</i>)	101
8.4.2 Чилери са клипним компресорима	101
8.4.3 Чилери са центрифугалним компресорима	102
8.4.4 Чилери са вијачним компресорима	103
8.5 Евапоративно хлађење	103
8.5.1 Директно евапоративно хлађење	103
8.5.2 Индиректно евапоративно хлађење	104
8.6 Топлотне пумпе	105
8.6.1 Коефицијент грејања топлотне пумпе	105
8.6.2 Подела топлотних пумпи	105
8.6.3 Топлотни извори и понори	106
8.6.4 Компоненте топлотних пумпи	106
9. Аутоматска регулација	107
9.1 Основни појмови	107
9.2 Врсте регулационих система	107
9.3 Подела регулатора према конструкцији	109
9.4 Електронски регулатори	109
9.5 Мерни елементи (сензори)	110
9.6 Извршни органи	111
9.6.1 Регулациони вентили	112
9.6.2 Хидрауличке везе у системима климатизације	112
9.6.3 Димензионисање вентила	115
9.6.4 Регулационе жалужине	115
9.7 Регулација основних процеса у климатизационим системима	116
9.7.1 Подела система климатизације према процесима припреме ваздуха	116
9.7.2 Основни начини регулисања у системима за припрему ваздуха	117
9.8 Заштитне и граничне функције регулатора	117
9.9 Програми за уштеду енергије	119
10. Примери прорачуна	120
10.1 Пример прорачуна топлотног оптерећења по <i>CLTD/SCL/CLF</i> методи	120
10.2 Пример прорачуна укупне количине ваздуха	123
10.3 Пример прорачуна каналске мреже методом поступног смањења брзине	124
10.4 Пример прорачуна каналске мреже методом константног пада притиска	128
10.5 Пример прорачуна каналске мреже високог притиска	135
11. Закључак	140
12. Литература	141

1. Увод

Током историје, до данашњих дана, једна од најважнијих потреба опстанка и трајања људске врсте је обезбедити одговарајуће климатске услове за живот. Ти услови су бројни а најважнији су температура, влажност, брзина струјања, чистоћа ваздуха и ниво буке. Како се развијала цивилизација и растао ниво техничких и технолошких знања, од праисторије до данас, човек је на различите начине покушавао да за свој боравак и опстанак обезбеди што повољније услове. У почецима људске историје то се сводило на проналажење одговарајућих природних станишта у којима су повољни услови. Данашњи број становништа, услови живота су такви да је ради обезбеђења наведених услова развијена посебна грана технике Климатизација. Она путем низа техничких поступака остварује поменуте параметре преко термотехничких уређаја, без обзира на географски положај и водећи рачуна о спољним климатским условима везаних за доба године, задовољава ову потребу. Да би ово било могуће потребно је било усвојити читав комплекс различитих мултидисциплинарних научних знања. У том смислу климатизација није само грана технике већ и научна дисциплина.

Технички процеси који се користе су грејање, хлађење, овлаживање и пречишћавање. Како смо већ поменули, током године се мењају спољашњи климатски услови па је зависно од тога потребно преко клима уређаја грејати или хладити просторију у којој човек борави у циљу одржавања константне температуре. За повољне услове боравка је веома важна влажност и чистоћа, ваздуха а да би се оне обезбедиле потребно је користити овлаживање/одвлаживање и пречишћавање ваздуха. Веома је важна вентилација коју је уграђена у многе климатске уређаје и путем које се ваздух из унутрашњости просторије замењује свежим ваздухом преузетим из спољне средине.

Основна подела климатизације према намени је на комфорну и индустријску климатизацију. Комфорна климатизација се односи на услове боравка људи који подразумевају температуру 20-27°C као и влажност од 40-60% уз брзину струјања до 0,5 m/s. Индустријска климатизација је присутна у технолошким процесима у читавом низу индустријских грана као што су текстилна, дуванска, прехранбена (производња млека, специјалних врста сирева, гајење гљива, производња вина, електронских чипова) – једном речи свугде где се подразумевају одговарајућа температура, влажност ваздуха и његова чистоћа.

Суштина пројектовања климатизације своди се на испуњење критеријума као што су функционалност, топлотни и расхладни учинак, могућност смештаја у простору, инвестициони трошкови као и трошкови погона, поузданост, флексибилност и слично. Из наведеног јасно је да је реч о читавом комплексу врло различитих параметара. Да би испунило свој задатак пројектовање мора да обезбеди једноставност коришћења и одржавања уређаја – дакле функционалност. Потребно је обезбедити испуњење свих задатих услова уз одговарајућу енергетску ефиканост (минималан утрошак енергије) – што подразумева што бољи учинак. Мора се водити рачуна о ергономији (што бољем смештању у простору одређеном архитектонским и грађевинским поставкама). Систем мора бити флексибилан, што значи да буде минимално инертан, како би обезбедио брз прелазак из једног режима у други. При свему томе требало би водити рачуна да инвестициони трошкови буду што мањи.

2. Термални комфор и параметри за климатизацију

Основни циљ система грејања, вентилације и климатизације ваздуха је осигурање услова за термални комфор људи. Широко је прихваћена дефиниција: 'Термални комфор је услов свести који се изражава задовољством са топлотом окружења'. Свест закључује да ли су достигнути услови термалног комфора или дис комфора, преко температуре и влаге коже и температуре језгра тела. Организам улаже неопходне напоре да регулише температуру тела. Генерално, термални комфор се појављује када се температуре тела држе унутар уских граница, као и када је влага коже мала. Тада су и физиолошки напори везани за регулацију смањени. Термални комфор такође укључује деловање организма иницирано свесно вођеним топлотним осећајем влаге, ради смањења дис комфора. На пример, промена одеће, промена активности, промена стања или локације, промена регулатора температуре, отварање прозора или промена животног простора су неке од могућности чијим деловањем се смањује дис комфор. Изненађујуће, премда су регионални климатски услови, животни услови и културе у свету изузетно различите, људи преферирају избор температуре за комфор под истим условима облачења, активности, влажности и брзине струјања ваздуха. Метаболичке активности организма се одражавају готово потпуно у топлоти која се мора непрекидно одводити и регулисати да би се спречиле прекомерне температуре. Недовољно одвођење топлоте доводи до прегревања (хипертермија), а прекомерно одвођење топлоте се манифестује у хлађењу организма (хипотермија). Температуре коже више од 45°C или ниже од 18°C проузрокују болове. Температура коже је повезана са активностима и осећај комфора се при седењу остварује температуром коже између 33°C и 34°C. Температуру организма регулише центар у мозгу. Температура унутрашњости тела мања од 28°C може довести до озбиљних срчаних аритмија и смрти, док температура виша од 46°C може проузроковати неповратна оштећења мозга. Регулација температуре организма је критична за комфор и здравље.

2.1 Температура у климатизованим просторијама – УПТ унутрашња пројектна температура

Унутрашња пројектна температура у просторијама где бораве људи за услове грејања је у границама од 18 до 20°C. За прорачуне који се тачно спроводе и код којих се води рачуна о свим утицајима за УПТ се узима 20°C, али се мора оставити могућност промене температуре ради смањивања трошкова грејања. У зависности од тога како су обухваћане просторије, за УПТ у климатизованим просторијама могу да се узимају вредности (табела 2.1).

За прелазни период током пролећа и јесени, због ваздуха у покрету и услова влажења у климатизованим просторијама када је спољна температура испод 20°C, требало би узети за УПТ 22°C.

Табела 2.1 – УПТ у зависности од обухваћености просторије

Тип просторије	Температура
Просторија само са унутрашњим зидовима	18°C
Просторија са једним спољним зидом	19°C
Просторија са два спољна зида	20°C
Просторија са три спољна зида	20,5°C
Просторија са пет спољних зидова	21,5°C
Покривена тераса застакљена са једне стране	22,5°C
Тераса застакљена са пет страна	24°C

У летњем периоду када спољна температура ваздуха прелази 20°C, разлика спољне и унутрашње температуре мора да буде у границама од 6 до 8°C. Већа вредност УПТ-а у летњем периоду проистиче из разлога што се особе лакше одевају, са изузетком код посебних захтева и потреба особа, производа или опреме, УПТ може да има другачије вредности.

2.2 Утицај влажности ваздуха

Релативна влажност ваздуха која се креће у границама од 45 до 55% се сматра најбољим за термални угођај особа које бораве у просторијама. Познато је да људски организам одаје око 100 W топлоте у климатизованим просторијама (на температурама 20 до 26°C), један део те топлоте отпада на директну - суву топлоту, а други на индиректну - топлоту испаравања услед дисања и знојења. Влага у ваздуху настала овим случајем такође мора да се узме у обзир приликом пројектовања.

2.3 Брзина ваздуха

Брзине струјања ваздуха у климатизованим просторијама морају имати адекватне вредности, које су прописане различитим стандардима и добијене су на основу испитивања, која имају за циљ да се постигне што боља термална угодност и безбедност у зони боравка људи. Брзине требају бити између 0,1 и 0,25 m/s. Мање вредности се односе на летњи режим климатизације, а веће на зимски режим климатизације.

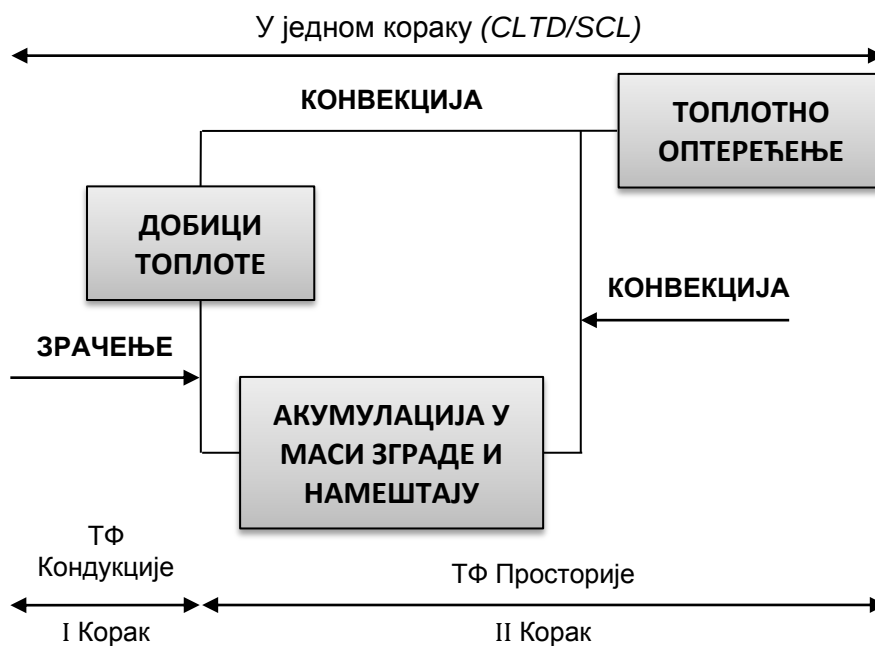
Код посебних индустријских објеката услови стања ваздуха често имају другачије вредности, које морају да задовоље потребе робе, процеса производње и машина. У таквим случајевима услове поставља инвеститор у зависности од његових потреба.

3. Израчунавање топлотног оптерећења

Од коректно израчунатог топлотног оптерећења, као основног податка према коме ће се димензионисати постројење, зависи могућност испуњења задатка климатизације и економичност погона. Међутим, механизам преноса топлоте у грађевински објект и кроз његове делове зависи од много фактора, које је тешко математички симулирати и експериментално утврдити. Зато су начин прорачунавања топлотног оптерећења и симулација преноса топлоте у зградама теме сталног проучавања и усавршавања, од тренутка прве примене климатизационих постројења - све у циљу да се за топлотне прорачуне при пројектовању установе методе погодне за примену, а да се при том постигне што приближније математичко описивање топлотних процеса који се дешавају у објекту.

Све методе које се данас користе заснивају се на топлотном билансу припадајућих маса које ограничавају простор који се климатизује, укљичујући и ваздух просторије који је носилац термичких карактеристика унутрашње средине.

Најближа апроксимација топлотног биланса постиже се методом преносних или тзв. трансфер функција (TF), којом се топлотно оптерећење добија у два корака: претходним израчунавањем добитка од свих извора топлоте, а потом топлотног оптерећења које је последица ових добитка (сл.3.1). Прорачун је дуготрајан и обиман, па се у пракси изводи помоћу рачунара.



Слика 3.1. – Одређивање топлотног оптерећења у једном и у два прорачунска корака

У европској и нашој пројектантској пракси најчешће се примењује упрошћена верзија методе трансфер функција за директно израчунавање оптерећења, тј. у само једном прорачунском кораку. Помоћу фиктивне температурске разлике, одређене за различите конструкције, израчунава се топлотно оптерећење од пролаза топлоте кроз зидове, кровове, врата и прозоре, а према америчкој литератури се назива *Cooling Load Temperature Difference (CLTD)*, односно "температурска разлика за топлотно оптерећење".

За топлотно оптерећење од сунчевог зрачења кроз прозоре по ранијим издањима *ASHRAE*, добитак од сунчевог зрачења је множен коефицијентом који узима у обзир ефекат акумулације. Методологија према *ASHRAE Fundamentals* из 1997. практично је остала иста, само што је јединично топлотно оптерећење *SCL (Solar Cooling Load)* дато у табели као већ

израчуната вредност која обухвата ефекат акумулације, и тако је прорачун смањен за један корак.

У *ASHRAE Fundamentals* из 2001. и 2004. године изложен је најновији поступак прорачуна, који је намењен искључиво коришћењу рачунарског програма. То је метода "биланса топлоте" (*heat balance method*) и њена упрошћена верзија "радијационих временских низова" (*radiant time series*). Њихова објашњења и упутства за примену се дају уз рачунарске програме.

3.1 Летњи спољни пројектни параметри за климатизацију

У циљу пројектовања економичних постројења, утврђени су критеријуми за дефинисање спољних температура и релативне влажности, по којима климатизационо постројење треба да задовољи својим капацитетом. Летња спољна пројектна температура је одређена као вредност која ће у просечној години бити достигнута или превазиђена у 5% часова у периоду јун-септембар (укупно 2928 часова). Међутим, постоји могућност димензионисања и за строжије услове, уместо 5% критеријум је 1% или 2,5% часова за објекте специјалне намене или строгих захтева.

Летња спољна пројектна температура СПТ, за континентално подручје је у границама од 33 до 34°C, а изузетак чине Ниш и Зајечар са 35°C.

Спољне пројектне влажности су дефинисане преко температура по влажном термометру, које су одређене по истом критеријуму као и пројектне температуре.

Летње спољне пројектне температуре за нашу земљу су одређене преко обрасца:

$$t_{sp} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n t_{max} + t_{Mmax}, [^{\circ}\text{C}]$$

где су:

- t_{sp} - спољна пројектна температура,
- n - број година анализираног периода,
- t_{max} - максимална температура у свакој години анализираног периода,
- t_{Mmax} - средња месечна температура у 14 часова најтоплијег месеца у посматраном периоду.

Релативне влажности су дате као спољне пројектне влажности, одређене преко средњих месечних вредности температуре и влажности у 14 часова, најтоплијег месеца из посматраног периода. Тако одређена релативна влажност је коригована с обзиром да су средње месечне температуре ниже од пројектних. Летње пројектне температуре и влажности наведене су у табели 3.1.

Због глобалног загревања и промене климе, мора се водити рачуна о променама, и пратити нове вредности спољних пројектних параметара. Нарочиту пажњу би требало посветити влажности ваздуха, која је за летњи период у порасту последњих година.

3.2 Зимски спољни пројектни параметри за климатизацију

Зимска спољна пројектна температура СПТ у случају периодичног режима климатизације (нпр.: преко дана од 8:00 до 16:00 часова када спољна температура није много ниска), за континентално подручје се може узети од -4 до -6°C, а у приморском подручју од 2 до 6°C. Изузетак је Ниш са -3°C. У случају непрекидног режима климатизације (нпр.: болнице, индустриска постројења - 24 часа) и због ниских ноћних температура, морају се користити препоручене вредности СПТ-а за одређено насељено место или регион (табела 3.1).

Табела 3.1 – Спољни пројектни параметри за места у Србији

Ред. број	Место	Зима	Лето		Ред. број	Место	Зима	Лето	
		t_{sp}	t_{sp}	φ			t_{sp}	t_{sp}	φ
1	Алексинац	-16	34	40	39	Крушевац	-18	35	29
2	Бачки Петровац	-18	34	34	40	Куршумлија	-17	34	25
3	Бела Црква	-19	34	34	41	Лесковац	-18	35	30
4	Београд	-15	33	33	42	Митровац на Тари	-	26	46
5	Бечеј	-20	34	32	43	Младеновац	-17	32	42
6	Бор	-15	31	-	44	Неготин	-18	35	31
7	Босилеград	-20	32	36	45	Ниш	-15	35	31
8	Бујановац	-18	34	36	46	Нови Кнежевац	-18	35	45
9	Буковичка Бања	-18	33	32	47	Нови Пазар	-19	33	28
10	Ваљево	-16	34	31	48	Нови Сад	-18	34	32
11	Велико Градиште	-	34	29	49	Палић	-18	33	35
12	Владимирци	-	-	-	50	Панчево	-16	33	35
13	Власина	-18	27	38	51	Петровац на Млави	-	-	-
14	Врање	-15	34	32	52	Пећ	-15	32	36
15	Врбас	-19	33	34	53	Пирот	-18	35	33
16	Вреоци	-	34	-	54	Пожаревац	-18	-	-
17	Врњачка Бања	-18	34	29	55	Пређане	-	35	33
18	Вршац	-22	34	35	56	Прешево	-15	34	33
19	Горњи Милановац	-19	33	38	57	Призрен	-15	34	31
20	Дивчибаре	-18	26	-	58	Приштина	-17	33	34
21	Димитровград	-18	34	30	59	Прокупље	-17	35	29
22	Ђаковица	-15	33	-	60	Рековац	-	34	32
23	Жагубица	-	33	31	61	Сента	-19	34	42
24	Зајечар	-18	34	29	62	Сјеница	-	29	35
25	Земун	-18	33	37	63	Смедерево	-18	34	42
26	Златибор	-17	28	32	64	Смед. Паланка	-	34	28
27	Зрењанин	-18	34	33	65	Сокобања	-18	34	32
28	Јагодина	-18	35	36	66	Сомбор	-	33	34
29	Јарменовци	-	32	36	67	Срем. Митровица	-	34	35
30	Кикинда	-20	33	33	68	Срем. Карловци	-26	34	35
31	Књажевац	-18	33	39	69	Топола	-15	33	37
32	Кокин Брод	-20	31	38	70	Ужице	-18	34	38
33	Ковиљача	-17	34	33	71	Урошевац	-18	33	37
34	Ковин	-18	34	38	72	Чачак	-20	34	39
35	Копаоник	-	-	-	73	Ћуприја	-20	35	28
36	Кос. Митровица	-17	32	-	74	Шабац	-	34	36
37	Крагујевац	-18	34	28	75	Шид	-18	34	34
38	Краљево	-20	34	36					

3.3 Метода прорачуна *CLTD/SCL/CLF* према *ASHRAE*

3.3.1 Спољни утицаји кроз омотач зграде

Сунчево зрачење делује на цео спољни омотач зграде, али док се кроз стаклене површине зрачење одмах пропушта, непрозирни делови зграде их апсорбују на својим површинама. Апсорбована топлота зрачења се потом преноси у унутрашњи простор, провођењем кроз елементе зграде. Зато се оптерећење које је последица пропуштених сунчевих зрака кроз прозор рачуна издвојено од оптерећења услед провођења топлоте кроз све елементе омотача зграде.

3.3.2 Топлотно оптерећење кроз зидове

Топлота проведена кроз зидове и кровове рачуна се узимајућу у обзир истовремено и утицај сунчевог зрачења и спољног ваздуха. Оба ова утицаја се комбинују помоћу сунчано-ваздушне темпертуре, чије су вредности за наше поднебље спољне температуре и интензитета сунчевог зрачења за 45° северне ширине (*табела 2.5 - Климатизација* ^[1]). Прорачун користи еквивалентну температурску разлику, која обухвата утицај сунчевог зрачења, термофизичке особине конструктивних елемената зидова и кровова, узимајући у обзир временско трајање преноса топлоте и акумулациону способност материјала. Образац формално има облик израза за стационарни пренос топлоте:

$$Q_z = k \cdot A \cdot CLTD, [W]$$

где су: k коефицијент пролаза топлоте [W/m^2K], A површина зида/крова [m^2], а $CLTD$ меродавна температурска разлика за израчунавање топлотног оптерећења [$^{\circ}C$].

Вредности за $CLTD$ су за групе зидова и кровова, сличних маса и отпора пролазу топлоте, зависно од оријентације зида односно изложености сунцу, за сваки сат у току дана.

Налажење вредности одговарајуће температурске разлике за израчунавање топлотног оптерећења састоји се у дефинисању зида/крова према термичким карактеристикама. Тако се налази група којој дата конструкција припада и читавају се меродавне вредности за $CLTD$.

Зидови су сврстани (*табела 4.3, Климатизација* ^[1]) у 15 група (1-7, 9-16). Групу одређује основни материјал зида (*ознаке и карактеристике се налазе у табели 4.4, Климатизација* ^[1]), положај основне масе према изолационом слоју (споља, унутра, равномерно по пресеку), отпор пролаза топлоте као и додатни - секундарни материјал. Основни материјали су фасадна цигла, дрво, бетонски блокови, бетон, обична цигла, са различитим дебљинама слоја и термичким карактеристикама. Секундарни материјали су гипс, челичне оплате и фасадна цигла.

Када је дефинисана група којој зид припада, налазе се вредности температурних разлика $CLTD$ које су израчунате за стални рад климатизационог постројења и следеће услове:

- спољна страна зида/крова је тамне површине и не налази се у сенци;
- рефлексија тла је 0,20;
- небо је потпуно ведро, а степен облачности је 0,0;
- коефицијент прелаза топлоте на спољној површини зида/крова је: $\alpha_s = 17 W/m^2K$;
- коефицијент прелаза топлоте на унутрашњој површини зида/крова: $\alpha_u = 8,3 W/m^2K$;
- унутрашња температура: $t_u = 25,5^{\circ}C$ (практично $26^{\circ}C$);
- спољна пројектна температура: $t_s = 35^{\circ}C$;

- средња дневна спољна температура: $t_{sm} = 29,4^{\circ}\text{C}$;
- опсег дневне промене температуре: $\Delta t_s = 11,6^{\circ}\text{C}$;
- сунчево зрачење се односи на северну географску ширину на дан 21. јула.

Уколико се температурски услови разликују од ових, требало би извршити корекцију табличних вредности према обрасцу:

$$CLTD = CLTD_T + M \cdot K + 25,5 - t_u + t_{sm} - 29,4$$

где су:

$CLTD$ - коригована таблична вредност [$^{\circ}\text{C}$],

$CLTD_T$ - таблична вредност за зид [$^{\circ}\text{C}$],

t_u - унутрашња температура [$^{\circ}\text{C}$],

t_{sm} - средња дневна температура [$^{\circ}\text{C}$],

t_s - спољна пројектна температура [$^{\circ}\text{C}$],

M - коректура ако се ради о другим месецима,

K - коректура за друге боје зида: $K = 1,0$ за тамне површине или зидове у индустриској зони; $K = 0,83$ за стално одржаване ни светле ни тамне боје – ванградска средина; $K = 0,65$ за стално одржаване светле боје – ванградска средина.

3.3.3 Топлотно оптерећење кроз кровове

Температурске еквивалентне разлике $CLTD$ за кровове одређују се слично као и за зидове. Вредности $CLTD$ сврстане су (табела 4.6, Климатизација ^[1]) према врстама кровова, за 10 различитих конструкција (обележених бројевима 1-5, 8-10, 13 и 14). Вредности температурских разлика су засноване на истим параметрима као за зидове: тамна боја површине крова, унутрашња и спољна максимална температура су $25,50^{\circ}\text{C}$ и 35°C , средња дневна температура је $29,4^{\circ}\text{C}$, а дневни скок температуре $11,6^{\circ}\text{C}$. У случају других температурских услова врши се корекција према образацу:

$$CLTD = CLTD_T + M \cdot K + 25,5 - t_u + t_{sm} - 29,4 \cdot f$$

где су:

$CLTD$ - коригована таблична вредност [$^{\circ}\text{C}$],

$CLTD_T$ - таблична вредност за кров [$^{\circ}\text{C}$],

t_u - унутрашња температура [$^{\circ}\text{C}$],

t_{sm} - средња дневна температура [$^{\circ}\text{C}$],

f - коректура ако се таван проветрава $f = 0,75$,

M - коректура ако се ради о другим месецима,

K - коректура за друге боје зида: $K = 1,0$ за таман кров; $K = 0,5$ за стално светао кров – ванградска средина.

Група којој одређена конструкција крова припада, налази се према: коефицијенту отпора прелаза топлоте, уграђеном материјалу и положају масе према изолационом слоју, са издвојеним случајевима када испод крова постоји спуштема или обична таваница (табела 4.7, Климатизација ^[1]).

3.3.4 Топлотно оптерећење кроз спољна врата

Пролаз топлоте кондукцијом кроз врата, сматра се да не подлеже утицају акумулације, с обзиром на занемарљиву масу врата. Прорачун оптерећења се врши са спољном температуром, за доба дана за које се врши прорачун. За домаће услове са летњом температуром од око 33°C, требало би користити часовне температуре из табеле (4.2, *Климатизација*^[1]). Оптерећење се израчунава помоћу обрасца:

$$Q_{\tau} = k \cdot A \cdot t_{s\tau} - t_u, [W]$$

где су:

k - коефицијент пролаза топлоте кроз врата [W/m²K],

A - површина врата [m²],

t_s - спољна температура за час који се рачуна оптерећење [°C],

t_u - унутрашња температура [°C].

3.3.5 Топлотно оптерећење од сунчевог зрачења кроз прозоре методом коришћења коефицијената акумулације

Према ранијим издањима *ASHRAE*, прорачун топлотног оптерећења од сунчевог зрачења био је заснован на пропуштеној количини топлоте која је множена са коефицијентом акумулације топлоте. На тај начин добитак топлоте се своди на оптерећење, узимајући у обзир утицај акумулације топлоте која је у просторију пренета зрачењем. Овај поступак прорачуна топлотног оптерећења пратио је физикалност процеса, тј. сунчево зрачење пропуштено кроз прозор представља топлотни добитак, који се потом апсорбује, акумулира и преноси конвекциом на собни ваздух. За прорачун се користи израз:

$$Q_{\tau} = A \cdot SHGF_{max} \cdot f_{PR} \cdot CLF, [W]$$

где су:

A - површина прозора [m²],

$SHGF_{max}$ - максимално пропуштено сунчево зрачење кроз референтно стакло [W/m²] – табела 3.2, *Климатизација*^[1], ($SHGF$ – *Solar Heat Gain Factor*),

f_{PR} - коефицијент пропустљивости прозора (стакла) према референтном стаклу,

CLF - коефицијент акумулације – (CLF – *Cooling Load Factor*).

Ако је прозор делом или потпуно под сенком од испуста, балкона или ако је увучен, онда део прозора прима само дифузно зрачење, па се користи образац:

$$Q_{\tau} = [A_1 \cdot SHGF_{max} \cdot CLF + A - A_1 \cdot SHGF_{dif,max} \cdot CLF_{dif.}] \cdot f_{PR}, [W]$$

где су:

A_1 - део површине прозора под сунчевим зрачењем [m²],

A - укупна површина прозора [m²],

$SHGF$ - укупно сунчево зрачење кроз прозор [W/m²],

($SHGF$)_{dif.} - дифузно сунчево зрачење кроз прозор [W/m²].

Осенчана површина A_1 одговара тренутку времена за који се оптерећење рачуна. То ствара грешку зато што величина сенке из предходног периода има другачију вредност, па је акумулација енергије другачија.

Коефицијенти акумулације CLF , разврстани су према маси конструкције просторије и сведене су на јединицу површине пода:

- лака 150 kg/m^2 ,
- средња 350 kg/m^2 ,
- тешка 650 kg/m^2 ,

и изражени су односом максималне вредности пропуштеног сунчевог зрачења кроз прозор одговарајуће оријентације. Коефицијенти су дати за непрекидан рад за прозоре без застора (*табела 4.8, Климатизација* ^[1]) и са унутрашњим засторима (*табела 4.9, Климатизација* ^[1]).

Одређивање акумулационе масе просторије, сведене на јединицу површине просторије, врши се узимајући у обзир масу свих припадајућих спољних зидова и половину маса свих конструктивних елемената које дели са осталим просторијама. У случају да се ради о поду на земљи и таваници последњег спрата, узима се у прорачун цела маса. Пример обрасца за израчунавање акумулационе масе:

$$M = \frac{M_{sz} + 0,5 \cdot M_{uz} + M_p + M_t}{A_p}$$

где су:

M - уграђена маса просторије [kg],

M_{sz} - маса спољних зидова,

M_{uz} - маса унутрашњих зидова,

M_p - маса пода,

M_t - маса таванице,

A_p - површина пода [m^2].

3.3.6 Топлотно оптерећење од сунчевог зрачења кроз прозоре методом коришћења јединичног оптерећења

Према *ASHRAE Fundamentals* из 1997. год. начин прорачуна се битно не разликује од предходно објашњеног, осим што су уведене вредности топлотног јединичног сунчевог оптерећења (SCL – *Solar Cooling Load*) као еквивалент производу $SHGF_{max}$ и CLF , и представљене су табеларно, смањујући обим прорачуна. Топлотно оптерећење се рачуна по обрасцу:

$$Q = A \cdot SCL \cdot f_{PR}, [W]$$

где су:

A - површина прозора [m^2],

SCL - топлотно оптерећење од сунчевог зрачења кроз прозор одређене оријентације [W/m^2] – (*табеле 4.12 до 4.16, Климатизација* ^[1]),

f_{PR} - коефицијент пропустљивости прозора (стакла) према референтном стаклу – (*табела 4.11, Климатизација* ^[1]),.

За прозоре у сенци се користи аналогна једначина:

$$Q_{\tau} = [A_1 \cdot SCL + A - A_1 \cdot SCL_{dif.}] \cdot f_{PR}, [W]$$

Вредности јединичног топлотног оптерећења SCL дате су за четири групе просторија A , B , C , и D , па при израчунавању оптерећења требало би прво наћи припадност групи.

Полази се од тога да ли је зграда једносратна или вишесратна, онда се налази спрат, а потом конструкција просторије и њена група (*табеле од 4.12 до 4.16, Климатизација* ^[1]).

3.3.7 Топлотно оптерећење преносом топлоте кроз прозоре кондукцијом

Топлотно оптерећење кроз прозоре, код преноса топлоте кондукцијом се прорачунава на идентичан начин као и код врата, помоћу обрасца:

$$Q_{\tau} = k \cdot A \cdot CLTD, [W]$$

$$Q_{\tau} = k \cdot A \cdot t_{s\tau} - t_u, [W]$$

где су:

A - површина прозора [m^2],

k - коефицијент пролаза топлоте кроз прозор [W/m^2K],

t_s - стална температура у тренутку τ за које се ради оптерећење [$^{\circ}C$],

t_u - унутрашња температура [$^{\circ}C$],

$CLTD$ - температурска разлика за израчунавање топлотног оптерећења [$^{\circ}C$].

Вредности $CLTD$ (*табела 34, ASHRAE F28* ^[3]) су израчунате за спољну пројектну температуру од $35^{\circ}C$, дневни скок од око $12^{\circ}C$, средњу дневну $29,4^{\circ}C$ и унутрашњу температуру $25,5^{\circ}C$. Подаци у поменутој табели важе за СПТ од $33^{\circ}C$ до $39^{\circ}C$, за дневни скок $9-19^{\circ}C$, за средњу дневну температуру $29,4^{\circ}C$. Коректура је неопходна за температуре различите од $25,5^{\circ}C$.

3.3.8 Топлотно оптерећење од унутрашњих извора

Унутрашње изворе топлоте представљају пре свега људи, осветљење и разни апарати и уређаји, и представљају значајне изворе топлоте који у неким случајевима могу бити доминантни при димензионисању климатизационог постројења.

Сви поменути извори одају топлоту конвекцијом и зрачењем, па утицај акумулације у грађевинској маси мора бити обухваћен прорачуном.

Топлотно оптерећење од људи – се израчунава према изразима:

$$Q_s = n \cdot q_s \cdot CLF_p, [W]$$

$$Q_l = n \cdot q_l, [W]$$

у којима су: q_s и q_l осетно и латентно одавање топлоте по човеку [$W/човеку$] n број људи, а $(CLF)_p$ је коефицијент топлотног оптерећења (*CLF for people*) са којим се добитак топлоте своди на оптерећење (*табела 37, ASHRAE F28* ^[3]).

Коефицијенти топлотног оптерећења који се односе на одавање топлоте људи зависе од дужине њиховог задржавања у климатизованом простору, времена које је протекло од првог уласка и врсте просторије. Врсте просторије су подељене на четири групе (A, B, C, D) и класификоване су исте табеле као и у случају топлотног оптерећења од сунчевог зрачења кроз прозоре. Коефицијенти су одређени за однос одавања топлоте зрачењем и конвекцијом у односу 70:30.

Када у режиму рада климатизационог постројења долази до ноћних прекида, онда при поновном укључивању система требало би рачунати са коефицијентом топлотног оптерећења $CLF = 1$. Ово се ради зато што се акумулисана енергија из претходног периода рада климатизационог постројења није ослободила, већ је након искључења система

нестала температурна разлика између површине зидова и ваздуха у просторији. До њеног ослобођења долази тек након поновног укључења климатизационог постројења и то се обухвата максималним коефицијентом топлотног оптерећења. Латентни добици топлоте од људи сматрају се тренутним оптерећењем.

Топлотно оптерећење од осветљења – представља добитке топлоте проузроковане конвекцијом и зрачењем услед рада осветљења у просторији. Конвекцијом пренета топлота на собни ваздух представља тренутно топлотно оптерећење, док топлота од зрачења подлеже апсорпцији и акумулацији у грађевинској маси и намештају. Из тог разлога долази до кашњења при остваривању оптерећења, па се јавља и после искључења осветљења.

Тренутно топлотно оптерећење од осветљења се израчунава према обрасцу:

$$Q = N \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot CLF_s, [W]$$

где су:

N - укупна инсталисана снага [W],

f_1 - коефицијент једновремености,

f_2 - коефицијент остатка,

$(CLF)_s$ - коефицијент топлотног оптерећења од светиљки.

Коефицијент једновремености f_1 представља однос снаге која се користи у условима за које се рачуна оптерећење, према инсталисаном. Коефицијент f_2 се односи на флуоресцентне светиљке, кроз које се извлачи ваздух као и на оне које су уграђене тако да само делом оптерећују топлотом климатизовани простор. Према [3], овај фактор има вредност 2,19 за лампе снаге 40 W. За светиљке са брзим стартовањем, препоручује се $f_2 = 1,2$. За лампе које нису флуоресцентне, на пример за содијумске лампе f_2 варира од 1,04 до 1,37.

Вредности коефицијента топлотног оптерећења такође су распоређене за четири врсте просторија A, B, C и D (табела 38, ASHRAE F28^[3]). Табела за читавање коефицијента CLF има вредности које су разврстане према трајању укључености светла и периоду који је протекао по искључењу. Уколико климатизационо постројење ради само за време боравка људи у згради, CLF је 1. Ако се осветљење користи свих 24 часова, опет се користи $CLF = 1$. Ако део светиљки ради по једном, а део по другом распореду, прорачун се изводи издвојено. Вредности CLF су израчунате за однос одавања топлоте светиљки конвекцијом и зрачењем 30:70, а за другачије односе врши се корекција. За светиљке које су вентилисане или увучене у таваницу, произвођач мора да наведе податке на основу којих би могао да се установи део снаге који утиче на топлотно оптерећење просторије, односно део који се одводи ваздухом преко светиљки.

Топлотно оптерећење од машина – покретаних електромотором који се налази у климатизованој просторији израчунава се према обрасцу:

$$Q_m = P / e_m \cdot f_m \cdot f_o \cdot CLF_m, [W]$$

где су:

$(CLF)_m$ - коефицијент топлотног оптерећења од машина,

P - укупна инсталисана снага машине [W],

e_m - коефицијент ефикасности електромотора $< 1,0$;

f_m - коефицијент употребе електромотора $\leq 1,0$;

f_o - коефицијент оптерећења електромотора $\leq 1,0$.

Коефицијент употребе електромотора у уобичајеној примени је $f_m = 1$, а када су познати прекиди у раду мотора, $f_m < 1$. Коефицијент оптерећења електромотора представља проценат ангажованости машине од укупно инсталисане снаге P .

У случају да се електромотор налази изван климатизованог простора, онда се обрачунава према обрасцу:

$$Q_m = P \cdot f_m \cdot f_0 \cdot CLF_m, [W]$$

док је образац за израчунавање топлотног оптерећења само од рада електромотора:

$$Q_m = P \cdot \left[\frac{1 - e_m}{e_m} \right] \cdot f_m \cdot f_0 \cdot CLF_m, [W]$$

Коефицијенти топлотног оптерећења машина $(CLF)_m$ рачунати су методом преносних функција и приказани су таблично (табеле 37 и 39, ASHRAE F28^[3]) у зависности да ли на мотору постоји хауба за локално одсисавање ваздуха или је електромотор отворен. У случају отворених електромотора однос зрачења и конвекције је 70:30, па је потребно извршити корекцију за други однос, принцип је исти као и код прорачуна за људе.

Топлотно оптерећење од било које друге опреме или технолошког процеса се дели на осетно и латентно, и рачунају се према обрасцима:

$$Q_{os} = q'_s \cdot CLF_m, [W]$$

$$Q_{ol} = q'_s \cdot e_{at}, [W]$$

Где су са q' означени одговарајући топлотни добици, а са q оптерећење. Коефицијенти топлотног оптерећења и у овом случају имају исто значење као и у предходним и узимају се такође из табела 37 и 39^[3] Уколико систем за климатизацију не ради константно 24 часа, тада и овај коефицијент има вредност 1, као и у предходним случајевима. Подаци се могу експериментално утврдити или добити од произвођача опреме.

3.3.9 Топлотно оптерећење услед продора топлот ваздуха

Спољни ваздух који је на вишој температури од климатизоване просторије, било да се уводи у зграду због вентилације или природне инфилтрације кроз отворе и процепе, представља извор топлотног оптерећења, латентног и осетног. Осетно топлотно оптерећење се рачуна по обрасцу:

$$Q_{os} = \rho \cdot V \cdot C_{ps} + C_{pv} \cdot t_s - t_u \cdot 3,6, [W]$$

и латентно по обрасцу:

$$Q_l = \rho \cdot V \cdot r \cdot x_s - x_u \cdot 3,6, [W]$$

где су:

ρ - густина ваздуха 1,2 [kg/m³],

C_{ps} - спец. топлота сувог ваздуха 1,006 [kJ/kgK],

C_{pv} - спец. топлота водене паре 1,84 [kJ/kgK],

V - количина спољашњег ваздуха који продире у просторију [m³/h],

t_s - спољна температура [°C],

t_u - унутрашња температура [°C],

r - топлота испаравања воде 2500 [kJ/kg],

x_s - апсолутна влажност спољног ваздуха [kg/kg],

x_u - апсолутна влажност унутрашњег ваздуха [kg/kg].

3.3.10 Топлотно оптерећење од суседних неклиматизованих просторија

Када се климатизована просторија граничи са просторијом у којој је температура виша или нижа од оне за коју се врши прорачун топлотног оптерећења, долази до губитака или добитака. Топлотно оптерећење/растерећење се рачуна као за стационарне услове, по обрасцу:

$$Q = k \cdot A \cdot t_b - t_u, [W]$$

где су:

A - површина преградног зида [m^2],

k - коефицијент пролаза топлоте [W/m^2K],

t_b - температура суседне просторије [$^{\circ}C$],

t_u - температура климатизоване просторије [$^{\circ}C$],

3.3.11 Ограничења *CLTD/SCL/CLF* методе ^[3]

Резултат добијен коришћењем *CLTD/CLF* података зависи од карактеристика простора и колико они варирају од оних који су коришћени за генерисање утицајних фактора. Варијације се могу појавити у амплитуди и када се делови добитака топлоте зрачењем доживљавају као топлотно оптерећење, које утиче на часовно топлотно оптерећење простора. Два типа грешака су могућа:

1. Рачунарски програм који је генерисао *CLTD/SCL/CLF* табеле користи *TFM* да одреди топлотно оптерећење базирано на различитим врстама топлотних добитака. Топлотно оптерећење за сваку врсту топлотних добитака је на одговарајући начин обрађено да се добију вредности за *CLTD*, *SCL*, или *CLF*. Изузев, коришћењем *CLTD/SCL/CLF* методе добијају се исти резултати као и са *TFM* методом, али само када су сви параметри исти као за 14 генерисаних зона. Три нераздвојиве грешке у *TFM* су пренесене директно у *CLTD/SCL/CLF* податке:
 - a) Сваки скуп утицајних фактора или коефицијената кондукције трансфер функције коришћени су за групу зидова, кровова или зона са сличним термичким карактеристикама. Групе су изабране да би грешке биле минималне и умерене (*Harris and McQuiston, Sowell 1988*).
 - b) Шема коришћена за израчунавање утицајних фактора је базирана на 14 одвојених параметара примењених на правоугаону просторију. Ретко се просторија тачно уклапа у ове параметре. Дакле, инжењерска одлука се мора користити за избор вредности од 14 параметара, који најприближније представљају простор за који се обавља прорачун. Одступања у просторији од расположивих 14 нивоа параметара, може довести до грешака које нису лако мерљиве.
 - c) Основна претпоставка за *TFM* је да се укупно топлотно оптерећење за зону може израчунати једноставним додавањем појединачних компоненти. На пример, пренос топлоте зрачења од појединачних зидова и кровова се претпоставља да је независан од других површина. *O'Brien (1985)* је показао да те претпоставке могу изазвати неку грешку.
2. Урађене табеле за *CLTD*, *SCL*, и *CLF* претрпеле су даљу процедуру груписања. Највеће потенцијалне грешке због другог поступка груписања су анализиране и постављене у табелама 35. и 42.^[3] Ове грешке су уз оне које су својствене у *TFM*. Међутим, ове грешке су скромне за уобичајене конструкције.

Укратко, *CLTD/SCL/CLF* метод као и са било којом методом, захтева инжењерску одлуку у њеној примени. Када се метод користи у комбинацији са прилагођеним табелама генерисаних одговарајућим рачунарским програмом (*McQuiston and Spitler, 1992*), и за објекте где спољна сенка није значајна, може се очекивати да произведе резултате веома блиске онима које производи *TFM*. Када се користе штампане табеле, нека додатна грешка се уводи. У многим случајевима, тачност треба да буде довољна.

4. Припрема ваздуха за климатизацију

Клима комора је основни део климатизационог постојења у којој се обрађује ваздух за потребе климатизације и остварује погон за његову дистрибуцију. Због потреба за грејањем и хлађењем, пречишћавањем, као и одвлаживањем и влажењем, коморе су снабдевене одговарајућим уређајима за извршење задатка. За усисавање и потискивање ваздуха клима комора је снабдевена одговарајућим вентилаторима, као и регулационом опремом за управљање и надзором над системом климатизације.

Климатизациона комора није аутономна јединица и захтева повезивање са изворима топлоте, расхладним уређајем, водоводном, канализационом и електричном мрежом. Коморе се најчешће постављају у техничке просторије климатизованог објекта или на крову.

4.1 Пречишћавање ваздуха

Једна од основних улога климатизационог постројења је да обавља вентилацију. Да би се то остварило неопходно је убацивати ваздух одговарајуће чистоће, који испуњава одговарајуће стандарде и захтеве ради здравља људи или задовољења технолошких процеса. Остваривање ове функције се обавља уклањањем прашкастих материја, опасних гасова и непријатних мириса.

Пречишћавање уопштено подразумева три процеса: филтрирање, апсорпцију и отпашивање.

Филтрирање подразумева механичко чишћење ваздуха од чврстих прашкастих материја и микроорганизама (нпр. прашина, чађ, пепео, бактерије, вируси...), и као основни најчешћи је начин коришћен у климатизацији. Поставља се обавезно на улазу свежег ваздуха у климатизациони систем као одговарајућа предприпрема, да не би долазило до запрљања осталих компонената система.

Апсорпција је процес пречишћавања ваздуха који одстрањује непожељне гасове и аеросоле. Користи се у случајевима када је неопходно остварити високе захтеве за чистоћом или у случајевима где се објект налази у високозагађеној околини (нпр. индустријска зона).

Отпашивање се користи у случајевима када је неопходно пречишћавање отпадног ваздуха климатизационог система из неког технолошког процеса, због задовољења одговарајућих еколошких стандарда.

4.1.1 Нечистоће у ваздуху

У техничком смислу, ваздух представља мешавину гасова, распршених чврстих честица и аеросола, у којој ваздух представља носач диспергената. Према врсти нечистоће делимо на прашину, маглу и дим.

Прашина представља fine зрнасте чврсте делиће материје разних облика и величине до 500 μm . У зависности од величине делимо је на:

- грубу прашину (50-500 μm), која се веома брзо таложи,

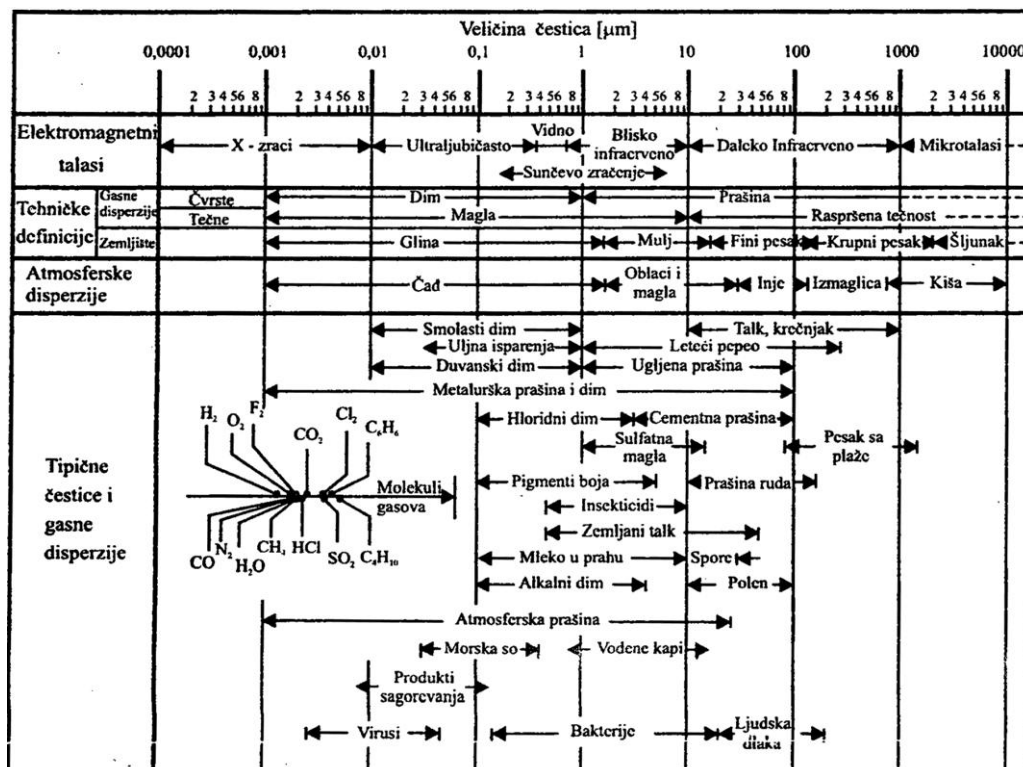
- фину прашину ($0,5-50\ \mu\text{m}$), која се споро таложи,
- лебдећу прашину ($<0,5\ \mu\text{m}$), која само лебди и не таложи се.

Магла или аеросол је фино распршена течност по запремини ваздуха. Реч је о најситнијим капима воде или неке друге течне материје, чија се величина капи креће у границама $0,5$ до $100\ \mu\text{m}$.

Дим је мешавина распршених честица чађи, пепела, течних и гасовитих једињења, насталих као продукти сагоревања у енергетским постројењима, моторним возилима и сл.

Према *ASHRAE Fundamentals 1997* карактеристике и величине нечистоћа које се могу наћи у атмосферском ваздуху приказане су у табели 4.1.

Табела 4.1 – Нечистоће у ваздуху



4.1.2 Филтери

Филтери представљају основни уређај за пречишћавање разних нечистоћа у системима климатизације. С обзиром на специфичност задатка и услове рада морају да задовоље широк спектар потреба у начину филтрирања, одржавања и смањења трошкова погона.

Својства која треба да задовољи филтер су:

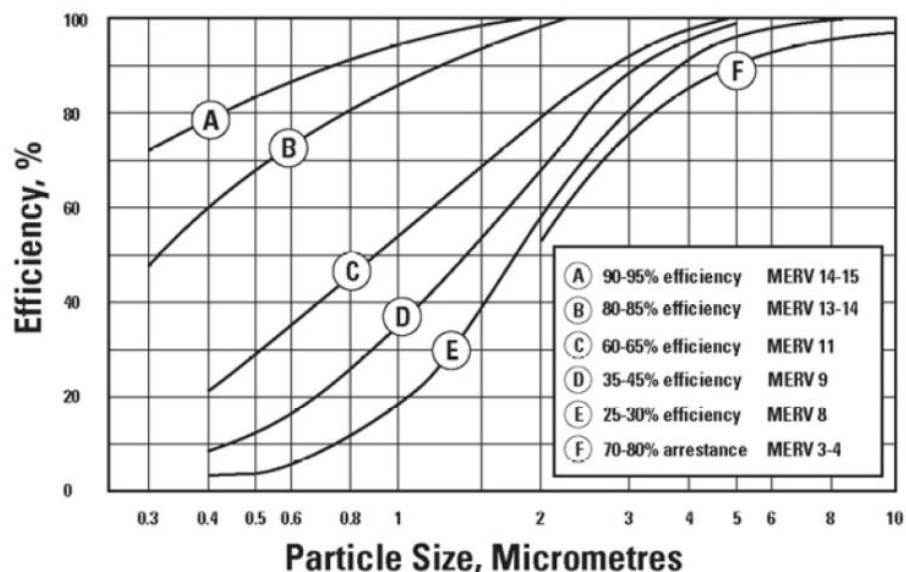
- мали отпор пролазу ваздуха
- велики степен ефикасности пречишћавања
- велики степен акумулације нечистоћа

Степен издвајања нечистоћа је најмеродавнија карактеристика филтера и представља однос концентрација после и пре процеса пречишћавања:

$$\eta = \frac{\text{концентрација у струји после филтрирања}}{\text{концентрација у струји пре филтрирања}}$$

Да би ефикасност филтера била тачно оцењена и одговарајући филтер предвидео пројектом, мора се познавати које честице би требало да издваја и којом методом се испитивао филтер. Филтери са већим степеном издвајања имају веће отпоре струјања, веће погонске трошкове и већу цену, међутим без обзира на повећање поменутих неповољних утицаја, потребна чистоћа адекватним филтером мора бити задовољена.

Класификација филтера према *ASHRAE 52.2* стандарду се одређује према *MERV* (*Minimum efficiency reporting value*) карактеристики, приказаној на слици 4.1 и у табели 4.2.



Слика 4.1 - Ефикасност филтрирања по *MERV* карактеристикама^[6] - стандард *ASHRAE 52.2*

Табела 4.2 – *MERV* карактеристика филтера^[6]

<i>MERV</i>	Мин. величина честице	Нечистоће	Уобичајена примена
1 - 4	> 10 µm	Полен, гриње, отпаци бубашваба, прашина, аеросол боја, текстилна влакна, влакна тепиха	Филтер сплит климатизационих система
5 - 8	3.0–10.0 µm	Плесни, споре, остаци гриња, лак за косу, аеросол запрашивања, пудинг микс	Бољи стамбени објекти, пословне зграде, индустријски радни простор
9 - 12	1.0–3.0 µm	Легионела, прашина од овлаживача, оловна прашина, брашно, емисије честица издувних гасова, распршене капљице	Луксузни стамбени објекти, боље пословне зграде, болничке лабораторије
13 - 16	0.3–1.0 µm	Бактерије, капљице кијавице, јестиво уље, већина честица дима и инсектицида, пудер, већина пигментата боја	Болнице и хирушке сале
17 - 20	< 0.3 µm HEPA	Вируси, угљена прашина, морска со, дим	Чисте собе у производњи електронике и фармације
	< 0.12 µm ULPA		

17 – 20 није део овог стандарда, већ је прописана *HEPA* и *ULPA* стандардом

HEPA (High-Efficiency Particulate Air)**ULPA (Ultra-Low Penetration Air) - 99.999% ефикасности**

Засићење филтера зависи од фактора као што су врста, величина и облик нечистоћа, и влажност ваздуха. Уобичајени начин одређивања запрљаности филтера је највеће дозвољено повећање пада притиска. Максимално дозвољени пад притиска је обично 2-3 пута већи од почетног, односно када се филтер приближи тачки засићења порозног слоја и нагло изгуби пропустност.

Поред основних карактеристика филтери морају да задовољавају основне прописе о здрављу људи, односно да су направљени од неотровних и неканцерогених материјала, да имају хемијску отпорност на различите нечистоће које се налазе у ваздуху, да имају отпорност на развој микроорганизама и не буду подложни труљењу.

4.1.3 Класификација филтера

Према различитим критеријумима могуће су разне поделе филтера:

а) Према начину издвајања нечистоћа:

- суви,
- апсорпциони,
- електрични,
- мокри.

б) По облику и начину уградње:

- вертикални – ћелиски, касетни и каналски,
- за уградњу у преграде и таванице – тракасти и овални.

в) На основу начина одржавања:

- за једнократну употребу,
- регенеративни – који могу да се перу или имају систем за самоиспирање.

Материјали који се користе за израду филтера: метали, природна и вештачка влакна, вештачка пена и активни угаљ.

Метални филтери – су направљени од перфорираних челичних лимова или мрежа са уметнутом челичном вуном. Раде на принципу разбијања ваздушних струја и инерцији честица. Веома често се зауљавају да би се нечистоће лепиле за вискозну површину. Чисте се истресањем или издувавањем, а зауљени испирањем. У модерним системима климатизације се веома ретко користе.

Влакнасти филтери – се производе од влакана органског и синтетичког порекла, у облику ткине или филцане структуре, и у виду пене – вештачког сунђера. У зависности од начина прераде или врсте облика имају широк домен примене. Могу бити израђени у облику плоча, трака, врећа или таласасто - хармоника. Најчешће коришћени материјали су синтетички (полипропилен, полиестер и сл.) због њихове постојаности на механичке нечистоће и влагу, хемијске отпорности на уобичајене нечистоће, отпорност на труљење и развој микроорганизама.

Електрични филтери – се састоје од јонизујућег и кондензаторског дела. Ради на принципу наелектрисања честица нечистоће у пољу напона 12-16 kV, у даљем струјању бивају привучене електростатичким силама на колекторске плоче напона 6-8 kV. У неким случајевима колекторске плоче су премазане уљем, које је растворљиво у води, и снабдевене су системом за испирање које се аутоматски укључује. Степен издвајања им је веома висок и могу да одвајају честице од 0.2-40 μm , као и полен и микроорганизме. Отпор

ваздуха је веома мали око 40-60 Pa и остаје константан. Недостатак је висока цена упркос изузетној ефикасности и малим погонским трошковима.

Филтери са активним угљем – служе за апсорпцију органских или неорганских нечистоћа у облику паре или гаса. Мириси из кухиња, тоалета, зборница, или из разних технолошких процеса се одвајају овом врстом филтера. Комбинацијом ефекта физичке апсорпције и хемијском реакцијом, активни угаљ неутралише нечистоће. Килограм активног угља има запремину око 2 литра и контактну површину преко 1000 m^2 , из чега проистиче његова изузетна моћ филтрације.

Филтери за лебдећу прашину – као најефикаснији системи филтрирања се користе за филтрирање ваздуха по најстрожијим захтевима за чистоћом ваздуха. Направљени су од филтерске масе састављене од најфинијих стаклених влакана, целулозе и мешавине папира. Заустављају микроорганизме, маглу, радиоактивну и токсичну прашину. Пад притиска филтера за лебдећу прашину је веома висок и износи око 300-400 Pa, а имају веома висок степен пречишћавања изнад 85%.



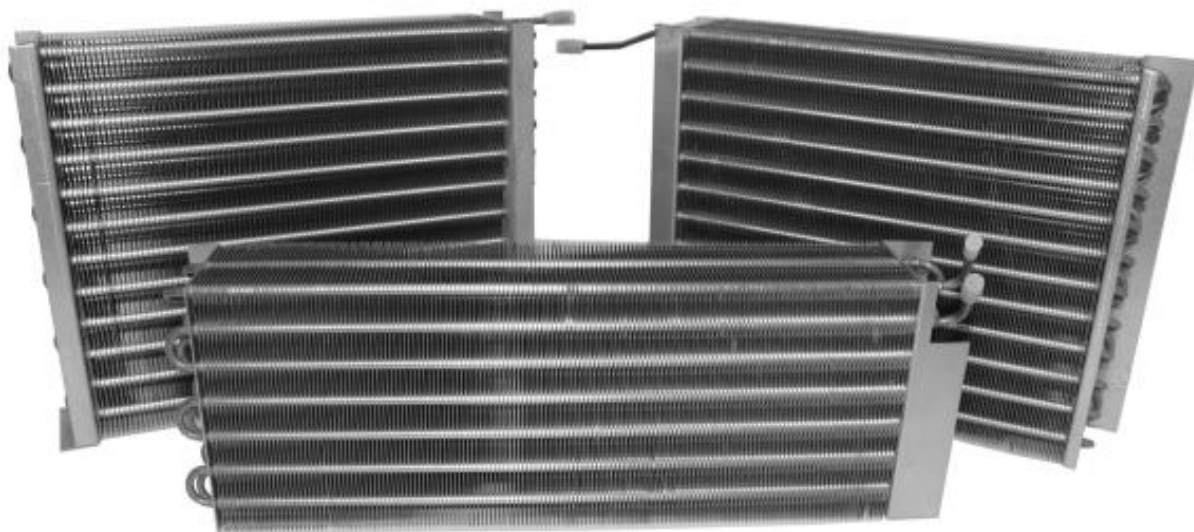
Слика 4.2 – Филтери за климатизационе системе, AAF International – USA ^[11]

4.2 Загревање ваздуха

У зимском режиму неопходно је надокнађивање губитака топлоте и одржавање захтеване температуре у просторијама. Ваздух се у климатизационом систему загрева

помоћу грејача у самој клима комори, каналима или у помоћним апаратима у зависности од врсте система. У току летњег режима приликом процеса сушења ваздуха после хлађења неопходно је догревање ваздуха на жељену температуру.

Основни захтев који морају да испуне грејачи је да буду компактни, тј. да њихов однос површине и запремине буде што већи. Овај захтев се остварује тако што се грејачи производе од бакарних цеви са алуминијумским оребрењима, као најподеснијим материјалима за ту сврху. Оребрења служе да повећају површину према ваздуху и израђују се од ламела кружног и правоугаоног облика.



Слика 4.3 – Размењивачи топлоте у климатизационим системима, *Blissfield – USA* ^[12]

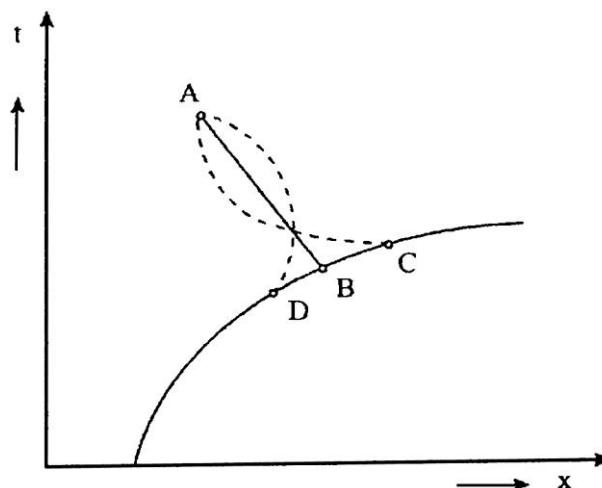
4.3 Влажење ваздуха

У току зимског режима климатизације због ниског садржаја влаге спољњег убаченог ваздуха, неопходно је овлаживање директним контактним поступком или убризгавањем паре у струју ваздуха.

4.3.1 Влажење водом

Да би се контактни процес остварио, температура воде мора бити изнад температуре тачке росе. У том процесу може доћи до повећања или снижења температуре ваздуха, а зависи да ли је температура воде виша или нижа од температуре ваздуха.

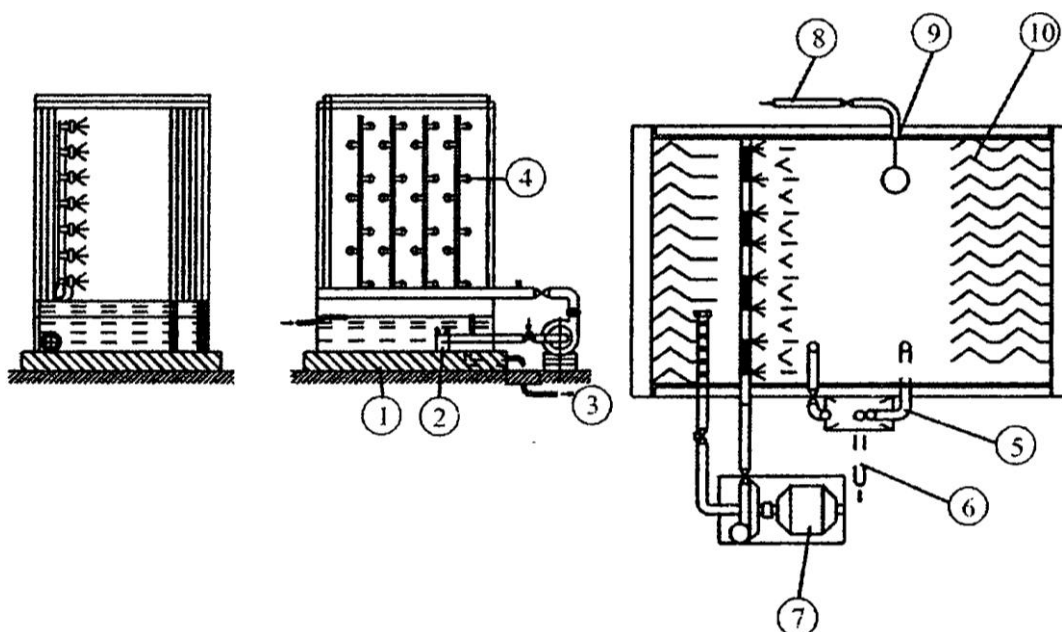
У h - x дијаграму, однос количина воде и ваздуха утиче на промену стања. За бесконачну количину воде, температура се не мења и график представља праву линију A - B (слика 4.4). У случају да је количина воде коначно мала, график има облик линије A - D (за супротносмерно струјање) или A - C (за истосмерно струјање).



Слика 4.4 – Промена стања ваздуха приликом влажења

Процес влажења водом се остварује у уређају који се назива маглена комора или комора за влажење (слика 4.5). Ефикасност овог процеса зависи од површине контакта воде и ваздуха, а остварује се распршивањем воде ради повећања контактне површине. Вишак распршене неиспарене воде се враћа у каду и поново пумпом потискује на млазнице. Вода која се користи у процесу се не догрева, већ се користи са температуром из мреже.

Маглена комора се састоји од призматичног кућишта, најчешће направљеног од лима, са дном у облику каде које је напуњено водом, а напаја се преко прикључка који има вентил са пловком за регулацију нивоа. У комори се налази једна или више цеви снабдевених млазницама за распршивање. Млазнице имају отворе од 1,5 до 6 mm са унутрашњом спиралом ради ротације брызгане воде, а самим тим и бољег распршивања. На излазу из маглене коморе се налази елиминатор капи за прикупљање и одвођење неиспарене воде у каду. Дужина коморе је између 1,5 и 3 m, брзина у комори је од 2 до 3,5 m/s, а пад притиска од 100 до 200 Pa.



Слика 4.5 – Маглена комора: 1 – када; 2 – корпа на усисној цеви; 3 – одвод за пражњење; 4 – цевни регистар са млазницама; 5 – прелив; 6 – одвод вишка воде; 7 – циркулациона пумпа; 8 – прикључак за доливање; 9 – пловак; 10 – елиминатор капи.

4.3.2 Влажење паром

У системима комфорне климатизације парни овлаживачи све више потискују системе за овлаживање водом, због својих значајно мањих габарита и ниже цене. Добре особине се огледају и у спречавању развоја алги и гљивица, а тиме се избегава и појава непријатних мириса. То се постиже убацивањем прегрејане водене паре у струју ваздуха, где долази до мешања двеју струја, а масени и топлотни биланс се изражавају:

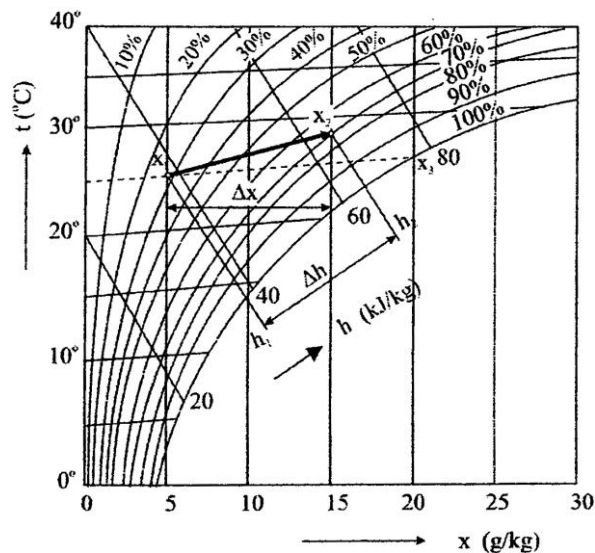
$$m_1 \cdot x_2 - x_1 = m_p$$

$$m_1 \cdot h_2 - h_1 = m_p \cdot h_p$$

Дељењем двеју једначина добија се однос:

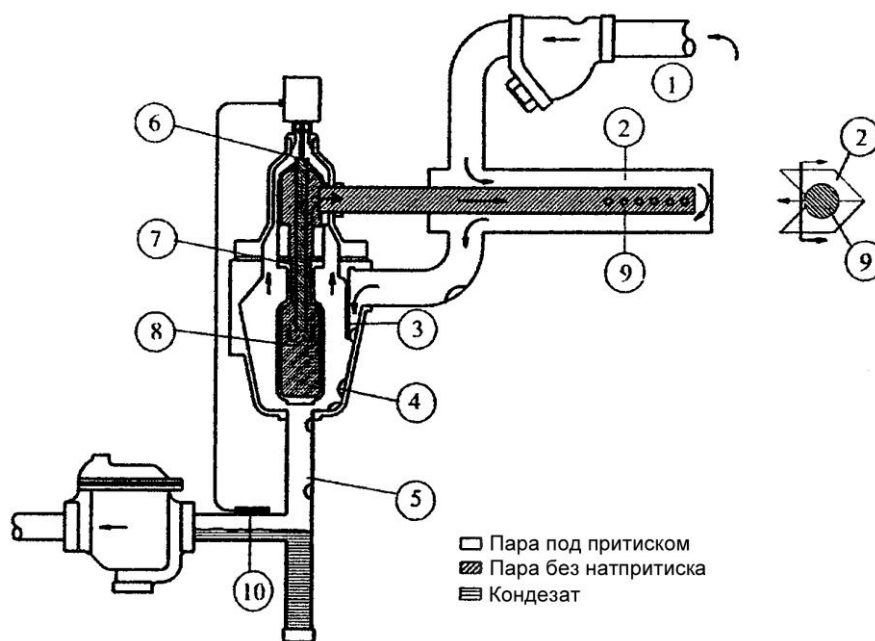
$$\frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = h_p$$

који представља нагиб праве која спаја стања ваздуха пре и после процеса влажења (слика 4.6).



Слика 4.6 – Промена стања ваздуха у процесу влажења

Парни овлаживач (слика 4.7) је повезан са разводом паре. Пара се уводи у двоструку цев кроз омотач (2) главне перфориране цеви (9), кроз коју се пара уводи у струју ваздуха. Из омотача пара улази у већи суд (4) у коме се одваја кондензат, а при том пролази преко плоче у виду бране (3) да би издвајање кондензата било ефикасно. Из суда за издвајање кондензата, пара се даље води кроз цев (7), растеређује на скоро атмосферски притисак и испушта у струју ваздуха преко перфориране цеви (9). Количина паре односно влажност ваздуха се регулише преко пнеуматског или електричног регулационог вентила (6). Хидростат који даје сигнал регулационом вентилу, уграђује се у канал одводног ваздуха. У стартном режиму, када је ваздух још хладан, вентил је осигуран и затворен термостатом (10).



Слика 4.7 – Парни овлаживач за ваздух: 1 – парни цевовод, 2 – омотач перфориране цеви, 3 – плоча за издвајање кондензата, 4 – суд за скупљање кондензата, 5 – одвод за кондензат и нечистоће, 6 – пропорционални регулациони вентил са пнеуматским или електричним погоном, 7 – цев за контролисано одвођење паре, 8 – комора за секундарно испаравање, 9 – разводна перфорирана цев, 10 – термостат.

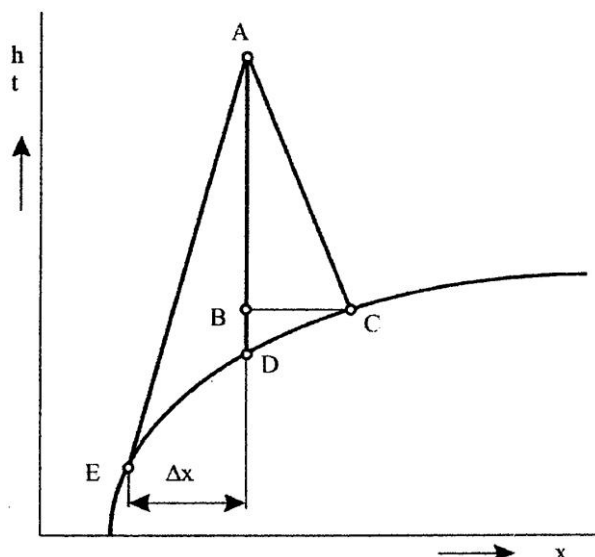
4.4 Хлађење ваздуха

У процесу припреме ваздуха у одређеним режимима неопходно је и хлађење ваздуха, које представља одузимање топлоте ваздушне струје у климатизационом постројењу. Због термо-физичког процеса хлађења, кондезовања влаге из ваздуха на зидовима хладњака, врши се и процес сушења ваздуха.

Подела хладњака ваздуха:

1. Према врсти радног флуида:
 - са водом,
 - са директним испаравањем радног флуида
2. Према месту уградње:
 - хладњаци у клима коморама
 - хладњаци у подкоморама

Конструкција хладњака је готово идентична конструкцији грејача, осим што кроз цеви хладњака струји припремљена расхладна течност, ниже температуре од температуре ваздуха. Процес хлађења у зависности од температуре површине хладњака приказана је на слици 4.8. У процесу *A-E* се издваја влага Δx , тј. ваздух се суши.



Слика 4.8 – Промена стања ваздуха у процесу хлађења - Температуре површине хладњака:

C – виша, D – једнака, E – нижа од тачке росе. Промене стања ваздуха: A-B, A-D, A-E

4.4.1 Хладњаци са водом

Радни флуид ових типова хладњака је вода температуре изнад 0°C која струји кроз цеви, око којих опструјава ваздух температуре преко 30°C , а температурске разлике су много мање него у грејачима. Због тога је површина хладњака знатно већа од површине грејача.

Пошто је сам процес хлађења веома често везан за процес сушења ваздуха, тако да се на хладњацима уграђују елементи за скупљање и одвод кондензата. Хладњаци овог типа су најчешће супротносмерни због повећања ефикасности размене топлоте, тако да се добија излазна температура ваздуха мања од температуре воде.

Количина топлоте Q , која се преноси са ваздушне струје на хладњак састоји се од осетне Q_s и латентне топлоте Q_l :

$$Q = Q_s + Q_l$$

$$Q_s = \alpha_s \cdot A \cdot \Delta t_m$$

$$Q_l = \sigma \cdot A \cdot r \cdot \Delta x_m$$

где су:

α_s - коефицијент прелаза осетне топлоте [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$],

Δt_m - средња разлика температуре ваздуха и површине хладњака [$^{\circ}\text{C}$],

σ - Луисов (Lewis) број [$\text{kg}/\text{m}^2\text{h}$],

r - латентна топлота испаравања воде [kJ/kg],

Δx_m - средња разлика апсолутних влажности ваздуха [kg/kg]

На основу односа коефицијента пролаза топлоте и специфичне топлоте $\sigma = \alpha_s / C_p$ следи израз за количину укупне пренесене топлоте:

$$Q = \alpha_s \cdot A \cdot \left(\Delta t_m + \frac{r \cdot \Delta x_m}{C_p} \right) = \frac{\alpha_s \cdot A \cdot \Delta h_m}{C_p}$$

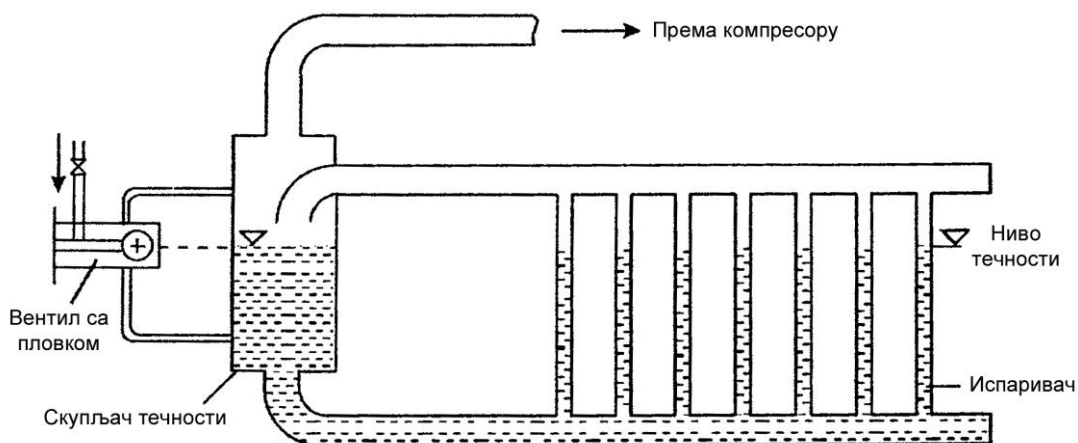
4.4.2 Хладњаци са директним испаравањем

Принцип рада ових хладњака се заснива на испаравању расхладног флуида ниске тачке испарљивости, током процеса одузимања топлоте ваздушне струје.

Према начину испаравања делимо их на:

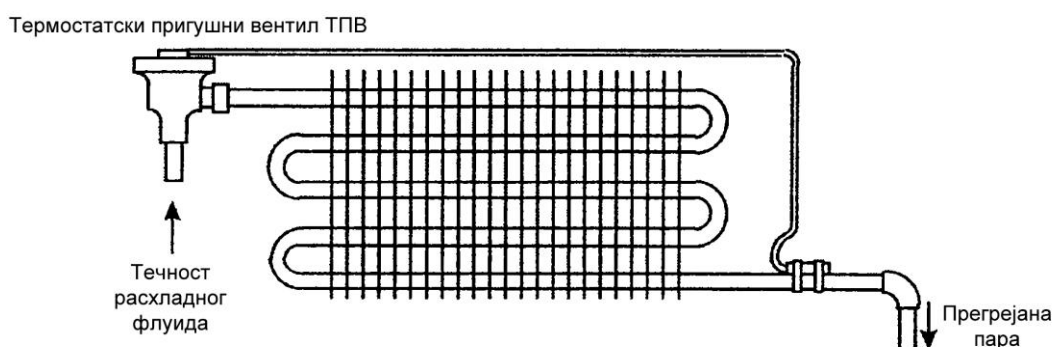
- суве,
- преплављене.

Код преплављених испаривача (слика 4.9), вентил са пловком одржава сталан ниво течности у хладњаку. Пошто кроз испаривач струји много више течности него што испари, отуда је произашао назив преплављени испаривачи. Иако поред своје велике ефикасности хлађења, они се не користе у комфорној климатизацији због велике потрошње расхладног флуида.



Слика 4.9 – Шема преплављеног испаривача

Суви испаривачи су они којима расхладни флуид потпуно испарава и прегрева у излазној зони испаривача. Контролу рада обезбеђује термостатски пригушни вентил, који мери температуру расхладног флуида на излазу из испаривача, и приликом повећања температуре флуида пригушује доток на улазу (слика 4.10). На улазу се доводи течан расхладни флуид, да би у току процеса испаравао и правио смешу гасне и течне фазе, а да би на излазу био у потпуној гасној фази. Због тога суви испаривач има мању ефикасност у односу на преплављене.



Слика 4.10 – Шема сувог испаривача

Конструкција сувих испаривача је готово идентична као код хладњака са водом. Важно је водити рачуна да ток струјања код ових хладњака не буде унакрсан, јер је размена топлоте неравномерна и смањује ефикасност хладњака.

4.5 Одређивање потребне количине ваздуха за климатизацију

Након прорачуна потребне количине топлоте за загревање и топлотног оптерећења у летњем периоду, врши се прорачун неопходне количине ваздуха за климатизацију.

Пошто климатизациони систем врши и проветравање, потребно је убацивати свеж ваздух, осим ако услови вентилације захтевају убацивање већих количина ваздуха. Економично је у тим случајевима вршити рецикулацију дела ваздуха и рекуперацију топлоте из отпадног ваздуха.

4.5.1 Одређивање количине спољњег ваздуха

Количина свежег ваздуха зависи од потреба за вентилацијом, тј. од услова потребних за дисање људи и броја загађивача. По стандарду предвиђене су две процедуре за прорачун:

- *The Ventilation Rate Procedure* – вентилациони поступак
- *Indoor Air Quality Procedure* – поступак унутрашњег квалитета ваздуха

где је *The Ventilation Rate Procedure* најопштији и најкоришћенији начин за одређивање потребне количине ваздуха, који подразумева потребну минималну количину свежег ваздуха, а зависи од броја и активности особа у просторији, намене и величине просторије. Минималне количине су дефинисане по *ASHRAE Standard-u 62* (табела 6.1 - *Minimum Ventilation Rates In Breathing Zone*). Неопходна количина свежег ваздуха (*the breathing zone outdoor airflow*) се израчунава по обрасцу ^[7]:

$$V_{bz} = R_p \cdot P_z + R_a \cdot A_z \text{ [m}^3/\text{s]}$$

где су:

R_p - количина ваздуха по особи [l/s·човеку],

P_z - број особа [-],

R_a - количина ваздуха по површини просторије [l/s·m²],

A_z - површина просторије [m²].

Количина ваздуха директно утиче на инвестиционе и погонске трошкове, и доводи до закључка да треба тежити минималним вредностима.

4.5.2 Одређивање укупне количине ваздуха

Укупна количина ваздуха се одређује према три критеријума:

1. потребној количини ваздуха за грејање (V_{gr})

$$V_{gr} = \frac{Q_{tg}}{C_p \cdot \rho \cdot t_{ub} - t_u} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

2. потребној количини ваздуха за хлађење (V_{hl})

$$V_{hl} = \frac{Q_{to}}{C_p \cdot \rho \cdot t_u - t_{ub}} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

3. потребној количини ваздуха за вентилацију (V_{bz})

За извршење задатка неопходно је предходно прорачунати топлотне губитке (за зимски режим), топлотно оптерећење (за летњи режим) и неопходну количину ваздуха за вентилацију.

Температуре ваздуха за грејање који се убацује у климатизовану просторију, у зимском режиму зависе од намене постројења:

- комфорна климатизација: $t_{ub} = 30-45^{\circ}\text{C}$
- индустријска климатизација: $t_{ub} = 40-50^{\circ}\text{C}$

За летњи режим, температуре ваздуха просторије варирају од 20 до 27°C, па се препоручује разлика убаченог и унутрашњег ваздуха од 4 до 12°C.

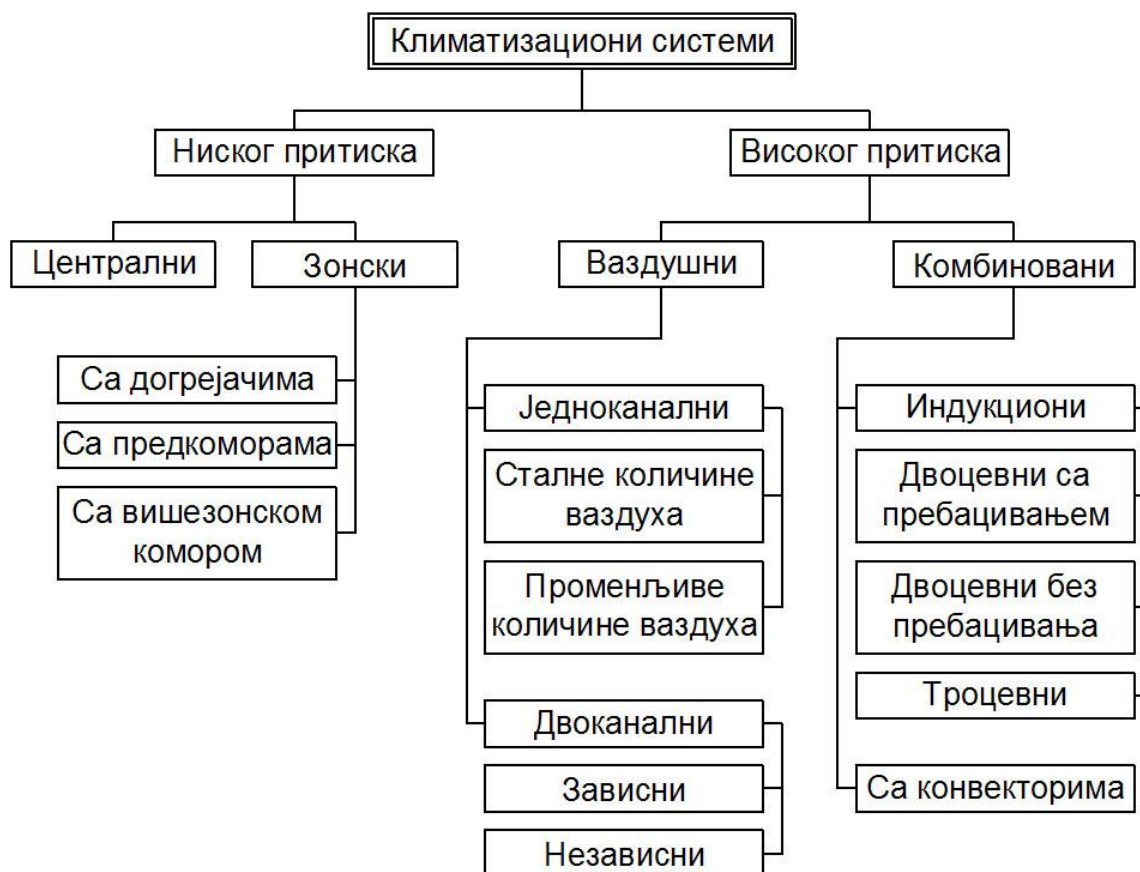
На основу сва три критеријума бира се највећа вредност потребног протока ваздуха. За случај да је неки од прва два критеријума већи од вентилационог, постројење ће радити са рецикулационим ваздухом, а у супротном постројење ће радити са 100% свежим ваздухом.

5. Климатизациони системи

5.1 Подела система

Климатизациони систем представља технички систем састављено од низа уређаја и елемената који имају за циљ припрему и дистрибуцију ваздуха. Временом, на основу нових сазнања и нових архитектонских захтева, настајали су нови системи, предходни су се усавршавали и прилагођавали, како би се постигао што бољи комфор, енергетска ефикасност, а што мањи инвестициони и погонски трошкови.

Класификација система може се извршити према радном притиску, флуиду (ваздух или ваздух-вода) и конструктивним карактеристикама (слика 5.1). На основу тога уопштено их делимо на системе ниског и високог притиска, по радном флуиду на ваздушне и комбиноване (ваздух-вода), по броју канала на једноканалне и двоканалне, а на основу количине на системе са сталном и променљивом количином ваздуха.



Слика 5.1 – Класификација климатизационих система

5.2 Ваздушни системи ниског притиска

Сви системи зонске климатизације припадају тзв. системима ниског притиска, чија је карактеристика да су брзине струјања ваздуха највише до 12 m/s. То значи да имају канале великих пресека и да заузимају знатан простор. Осим тога, раде са количином ваздуха добијеном према највећим оптерећењима сваке просторије, што за цео систем даје већу укупну количину ваздуха него што је у оваквом тренутку потребно, јер се највећа топлотна оптерећења свих просторија не јављају у исто време.

5.2.1 Централни климатизациони систем

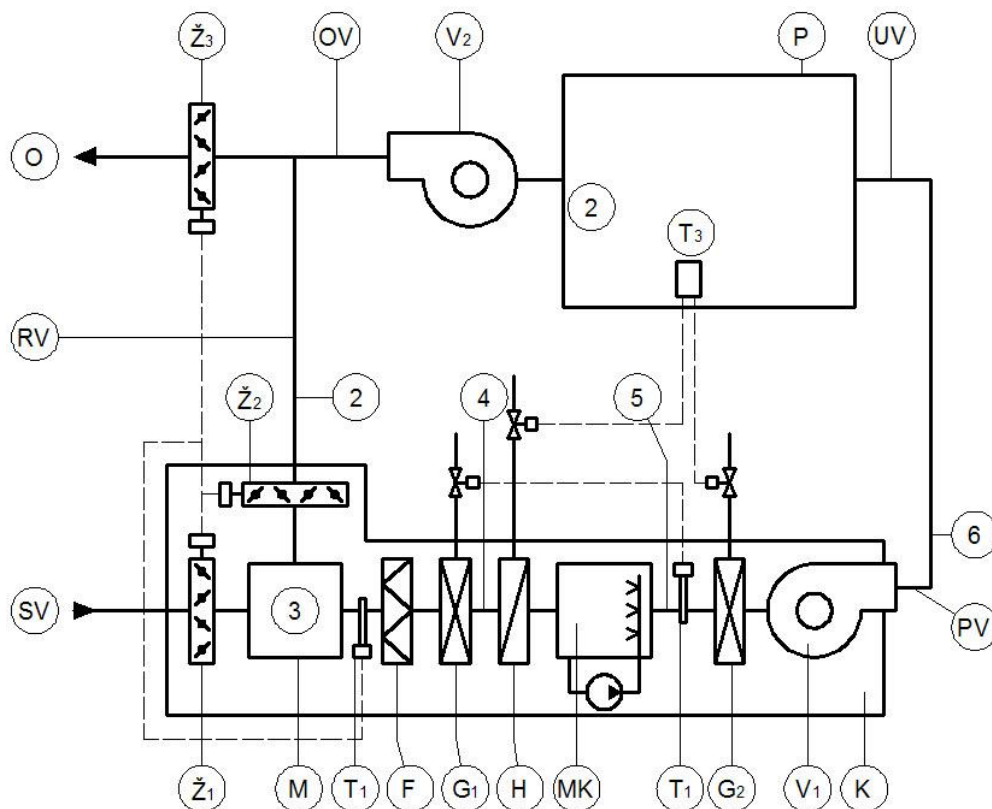
Централни климатизациони системи су постројења за климатизацију ваздуха, у којима се припрема ваздуха врши на једном месту, у централној климатизационој комори. Једнака количина ваздуха се увек обрађује према потребним параметрима, чистоће, температуре и влажности, а потом потискује кроз главни разводни канал и његове огранке, све до простора који се климатизује (шема система и припреме ваздуха на сликама 5.2 и 5.3).

Климатизациона комора је главни део система, која се обично поставља у сутерену зграде односно на техничком спрату, или на крову зграде. Поред климатизационе коморе редовно се поставља и расхладно постројење, а катао или измењивачка станица као извори топлоте се постављају у издвојеној просторији или објекту намењеном за ту сврху.

Спољни ваздух (SV) усисава се у климатизационо постројење у количини која при спољној пројектној температури одговара захтевима проветравања. Овај ваздух пролази кроз све елементе климатизационе коморе: филтер (F), прегрејач (G_1), хладњак (H), комору за влажење или тзв. маглену комору (МК) и догрејач (G_2). У њему се ваздух пречишћава,

предгрева, хлади, влажи и догрева, па тако обрађен добија неопходну температурау и релативну влажност, и представља припремљени ваздух (PV) који је спреман за климатизацију простора (P).

Припремљени ваздух се помоћу вентилатора (V_1) потискује кроз разводне канале према просторији у коју се убацује. С обзиром на могућност извесне промене параметара ваздуха на путу до просторије, разликује се припремљен ваздух од тзв. доводног и дефинисан је стањем ваздуха на месту убацивања у просторију.



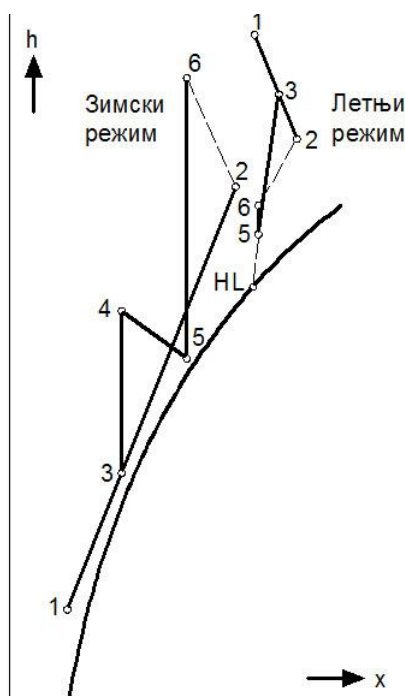
Слика 5.2 – Централни климатизациони систем: $\check{Z}_1, \check{Z}_2, \check{Z}_3$ – жалузине; G_1, G_2 – предгрејач и догрејач; F – филтер; M – комора за мешање; H – хладњак; MK – комора за влажење; T_1, T_2, T_3 – термостати; V_1, V_2 – вентилатори; P – просторија; SV – свеж спољни ваздух; PV – припремљен ваздух; UV – доводни/убачени ваздух; OV – одводни ваздух; RV – рецикулациони ваздух; O – отпадни ваздух

Након извршеног задатка надокнађивања губитака топлоте, или неутралисања топлотних оптерећења, ваздух се из климатизованог простора извлачи помоћу посебног вентилатора (V_2) и одводи системом повратних канала. Ваздух који се извлачи из просторије назива се одводни (OV), а део одводног ваздуха који се избацује у атмосферу представља отпадни ваздух (O).

Централни климатизациони системи могу да раде само са спољним ваздухом, или са мешавином спољног и одводног ваздуха, па се постиже економичнији погон, јер је у том случају потребна мања количина енергије за грејање и хлађење. Економичан погон се остварује и у прелазним годишњим добима, за потребе хлађења просторије и ако су спољне температуре ниже од температуре коју би требало одржавати у климатизованој просторији. У тим случајевима се повећава количина спољног ваздуха у мешавини, све до потпуне елиминације оптицајног ваздуха.

Регулација количина свежег и оптицајног ваздуха у мешавини, као и количине ваздуха који се одбацује у атмосферу, остварује се помоћу управљаних жалузина у каналу свежег ($\dot{Z}_1$), оптицајног ($\dot{Z}_2$) и отпадног ваздуха ($\dot{Z}_3$). У условима прелазних годишњих периода

њиховим отварањем и затварањем управља термостат (T_1), који реагује на промену температуре мешавине. У режимима загревања или почетног дневног расхлађивања, потпуним затварањем жалузина у каналима отпадног и свежег ваздуха, односно највећег отварања жалузине у каналу оптицајног ваздуха, командује се ручно или програмираним регулационим уређајем. Предгрејач (G_1) и догрејач (G_2) повезани су цевоводима са извором топлоте, а сваки од грејача има свој регулациони вентил, помоћу кога се регулишу њихови тренутни топлотни капацитети. Капацитет предгрејача се подешава преко термостата (T_2) постављеног у струју ваздуха на излазу из коморе за влажење, који је подешен на константну температуру тачке росе припремљеног ваздуха. Капацитет догрејача директно утиче на температуру припремљеног ваздуха, која зависи од тренутних губитака топлоте у просторији, па собни термостат (T_3) служи за регулисање догрејача. Исти термостат се користи и за регулисање капацитета хладњака у летњем режиму рада климатизације, јер тренутни капацитет хладњака треба да у сваком тренутку да одговара стварним потребама, а контролишу се преко температуре климатизованог простора.



Слика 5.3 – Припрема ваздуха у централној комори приказана на Молијеровом дијаграму:

1 – спољни ваздух, 2 – оптицајни ваздух, 3 – мешавина ваздуха, 4 – предгревање, 5 – ваздух после влажења, 6 – после догревања

Централни системи климатизационог постројења примењују се за просторије уједначеног дневног топлотног оптерећења, дакле у просторијама великих запремина, минималних утицаја спољне климе и сталног броја присутних људи у току вишечасовног коришћења (скупне дворане, биоскопи и сл.). Уколико се ради о просторијама у којима се број људи мења током временског периода, а њихово задржавање је краткотрајно, осцилације температуре и влажности ваздуха у њима немају приметан утицај на осећај угодности па се централни системи ипак примењују с обзиром на ниске трошкове инвестиција и експлоатације у односу на системе који представљају боља решења, захваљујући успешнијем прилагођавању тренутним топлотним оптерећењима (самоуслуге, галерије, просторије са шалтерима и сл.).

5.2.2 Зонски климатизациони систем

Ако утицаји топлотних извора и параметри за климатизацију битно варирају у зонама или просторијама, предвиђају се зонски системи. Простор који се климатизује дели се у зоне

сличних термичких карактеристика, ако је у питању просторија велике запремине, или се по истом критеријуму више просторија групише у једну зону. Код таквих случајева ваздух се обрађује у два степена и то прво у заједничкој климатизационој комори, а затим у посебним додатним уређајима за сваку зону независно.

У заједничкој комори зонских система, ваздух се обрађује до стања погодних за добијање различитих параметара, које захтева свака зона. Коначне параметре ваздух има после дораде у зонским подкоморама.

Практично се примењују разне верзије ових система, у зависности од техничких карактеристика климатизованог простора, инвестиционих могућности и могућег простора за постројење: систем са догрејачима, са вишезонским коморама или са зонским поткоморама. Примери за зонске системе су објекти са великим прозорским површинама и оријентацијом главних фасада према југу и северу. У том случају јужно оријентисане просторије су изложеније сунчевом зрачењу па захтевају хлађење и у периодима када просторије на северној фасади треба загревати.

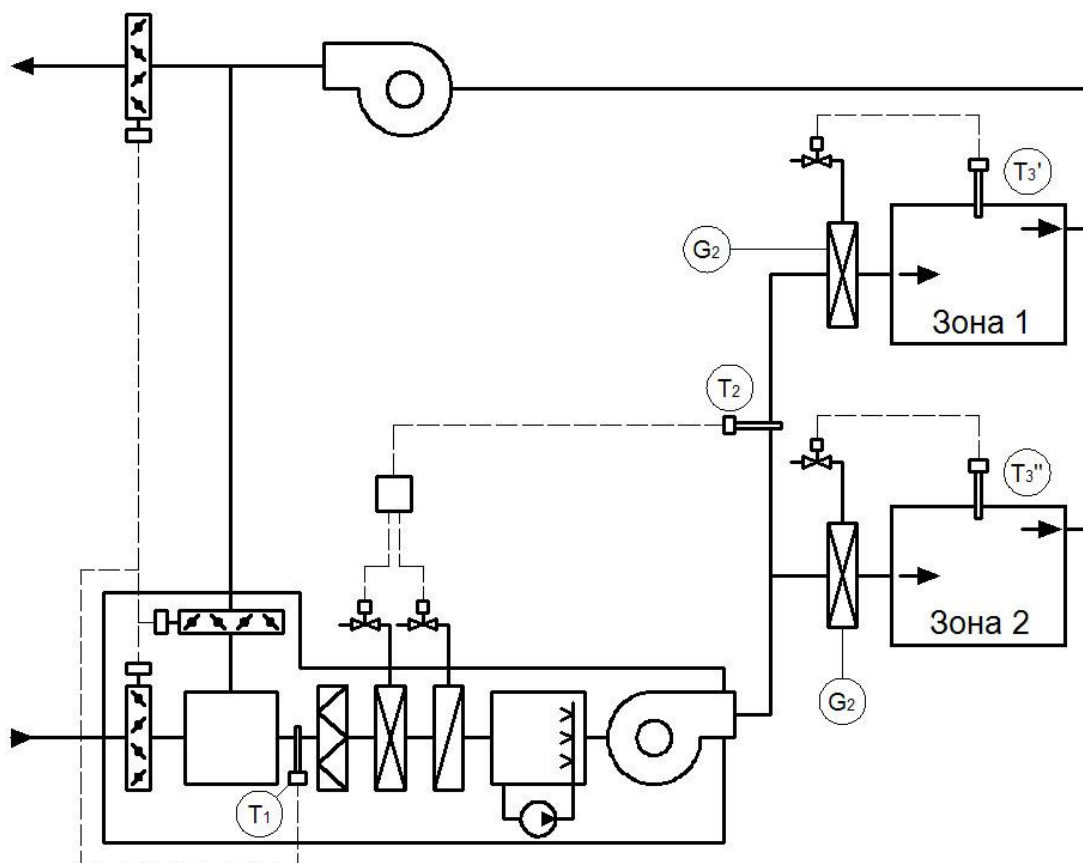
Подела на зоне може бити потребна и у великим просторијама великих површина прозора. Код тих простора, зона уз прозоре има велике топлотне добитке, док је средњи део умереније оптерећен, па истовремено треба да се у ове две зоне доводи ваздух различитих параметара. У змиском режиму може се јавити случај да периферна зона захтева грејање, а средња чак и хлађење.

5.2.3 Зонски системи са догрејачима

Централни системи који имају издвојене догрејаче у каналима кроз које се води ваздух у групу просторија сличних топлотних оптерећења су зонски системи са догрејачима (шема система на слици 5.4).

Предност ових система је у могућности истовременог добијања различитих температура ваздуха за сваку зону. У зимском режиму рада, када се ваздух после влажења скоро до потпуне засићености води ка појединим зонама, постоји могућност појаве кондензације у каналима, па се догревање може предвидети у два степена: делимично у самој комори, а потом у зонским догрејачима, при чему су зонски догрејачи мањих површина.

У летњем режиму се испољава неекономичност ових система, када се укупна количина ваздуха хлади према зони највећих топлотних оптерећења, а онда се за остале зоне врши догревање до потребне температуре.



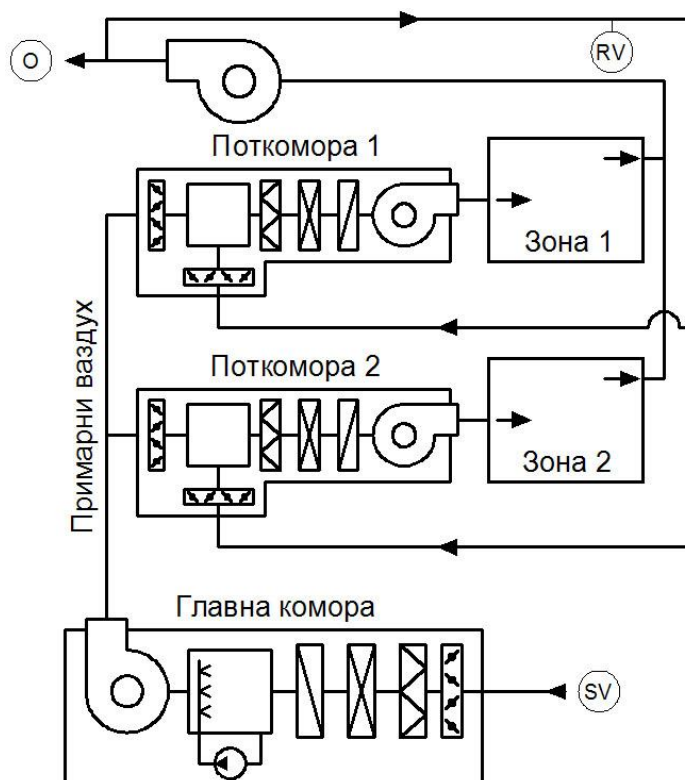
Слика 5.4 – Климатизациони систем са зонским догрејачима; G_2 – зонски догрејачи; T_2 – термостат за регулисање капацитета заједничког предгрејача и хладњака; T_3 – термостати зонских догрејача

5.2.4 Системи са зонским поткоморама

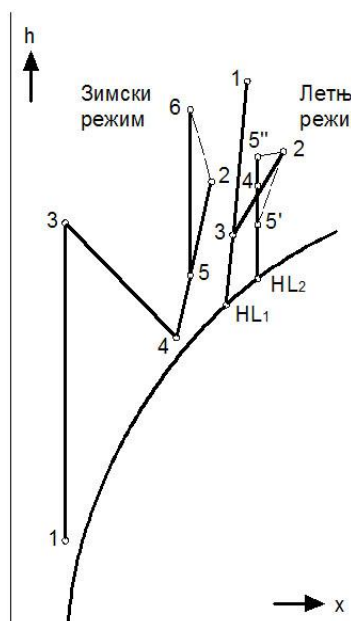
У заједничкој климатизационој комори припрема се стална количина само спољњег ваздуха, док се дорада мешавине овог и примарног оптицајног ваздуха обавља у зонским поткоморама (шема система и припрема ваздуха на сликама 5.5 и 5.6). На тај начин су смањени пресеци разводних канала, јер се централно обрађује само део укупне количине ваздуха. Потребни удео оптицајног ваздуха се усисава у свакој од поткомора, па се добија укупна количина ваздуха потребна за извршење климатизације. Ови системи имају релативно малу заједничку комору, али зато заузимају додатни простор за смештај поткомора.

У централној комори ваздух се обавезно филтрира. Зими се предгрева и влажи, евентуално и делимично догрева, док се лети делимично хлади. У поткоморама се такође врши филтрирање, јер се мора пречистити и оптицајни ваздух који се ту усисава за формирање укупне количине ваздуха. Зависно од параметара које би требало одржавати у климатизованом простору, поткоморе могу имати хладњак, догрејач и маглену комору за влажење.

Ови системи имају могућност рада искључиво са оптицајним ваздухом, када се централна комора искључује па погон постаје врло економичан, и примењује се у периодима припреме просторија за коришћење.



Слика 5.5 – Климатизациони систем са зонским поткоморама



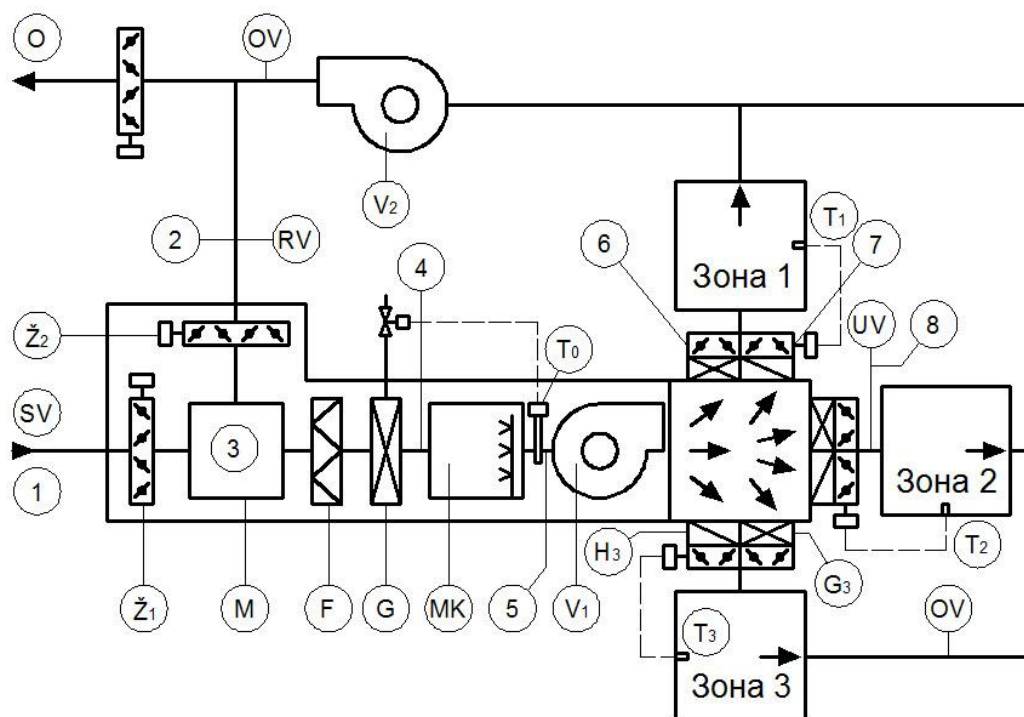
Слика 5.6 - Припрема ваздуха у систему са зонским поткоморама приказана на Молијеровом дијаграму:

Зимски режим: 1 – спољни ваздух; 2 – оптицајни ваздух; 3 – ваздух после загревања; 4 – после влажења; 5 – мешавина оптицајног и припремљеног ваздуха; 6 – доводни ваздух после догревања у поткомори;

Летњи режим: 1 – спољни ваздух; 2 – оптицајни ваздух; 3 – после хлађења; 4 – мешавина оптицајног и припремљеног ваздуха у комори; 5 – доводни ваздух (5' са дохлађивањем, 5'' са догревањем у поткомори); HL_1 и HL_2 - температуре површина хладњака у комори и поткомори

5.2.5 Системи са вишезонском комором

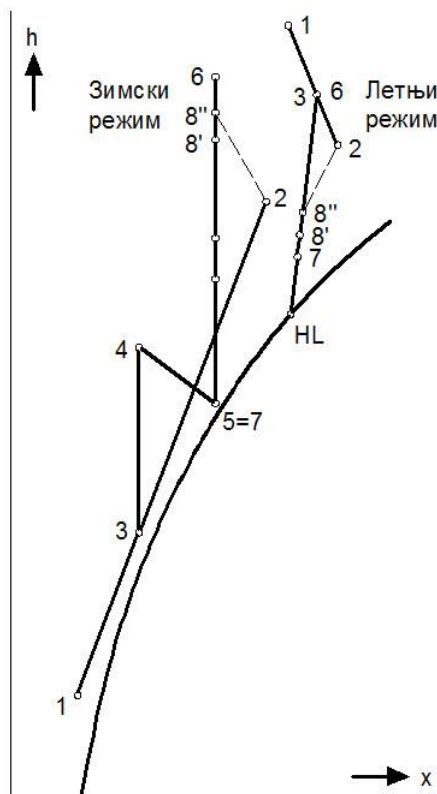
Климатизациона комора ових система има више излазних каналских прикључака од којих је сваки у директној вези са по једним паром размењивача топлоте, који су постављени паралелно (шема система и припрема ваздуха на сликама 5.7 и 5.8). Сваки пар има хладњак и догрејач, а струја ваздуха регулисана помоћу жалузина се упућује или кроз грејач, или кроз хладњак, или у потребном односу и кроз грејач и кроз хладњак. Овакви системи дозвољавају најбоље регулисање, а грејачи раде увек са сталним протоком грејног флуида и вишим температурама него што је то у сваком тренутку потребно.



Слика 5.7 – Климатизациони систем са вишезонском комором: $\check{Z}_1$, $\check{Z}_2$ – жалузине; G – предгрејач; G_1 , G_2 , G_3 – догрејачи; F – филтер; M – комора за мешање; H_1 , H_2 , H_3 – хладњаци; MK – комора за влажење; T_0 – термостат за регулисање предгрејача; T_1 , T_2 , T_3 – зонски термостати; V_1 , V_2 – вентилатори; SV – свеж спољни ваздух; PV – припремљен ваздух; UV – доводни/убачени ваздух; OV – одводни ваздух; RV – рециркулациони ваздух; O – отпадни ваздух

Мешавина спољњег и рециркулационог ваздуха зими се предгрева и влажи, а за сваку зону догрева само неопходна количина ваздуха. Целокупна количина ваздуха одређене зоне пролази кроз догрејач само при максималним топлотним губицима.

Потребни параметри припремљеног ваздуха се добијају мешањем струја ваздуха пропуштених кроз догрејач и неутрални хладњак. Лети је потпуна обрада ваздуха могућа у зонском хладњаку, кроз који пролази целокупна количина ваздуха одређене зоне, при максималним топлотним оптерећењима зоне. При смањењу оптерећења, ваздушна струја се дели и пролази делимично кроз грејач који је лети искључен, тј. кроз обилазну везу (*by-pass*).



Слика 5.8 – Припрема ваздуха у систему са вишезонским коморама приказана на Молијеровом дијаграму:

Зимски режим: 1 – спољни ваздух; 2 – оптицајни ваздух; 3 – мешање; 4 – ваздух после предгревања; 5 – после влажења; 6 – ваздух после догревања у зонском догрејачу; 7 – обилазни ваздух кроз хладњак; 8 – мешање ваздушних струја 6 и 7;

Летњи режим: 1 – спољни ваздух; 2 – оптицајни ваздух; 3 – мешање; 7 – обилазни ваздух кроз хладњак; 8 – мешање ваздушних струја 6 и 7; HL – температура површине хладњака

5.3 Ваздушни системи високог притиска

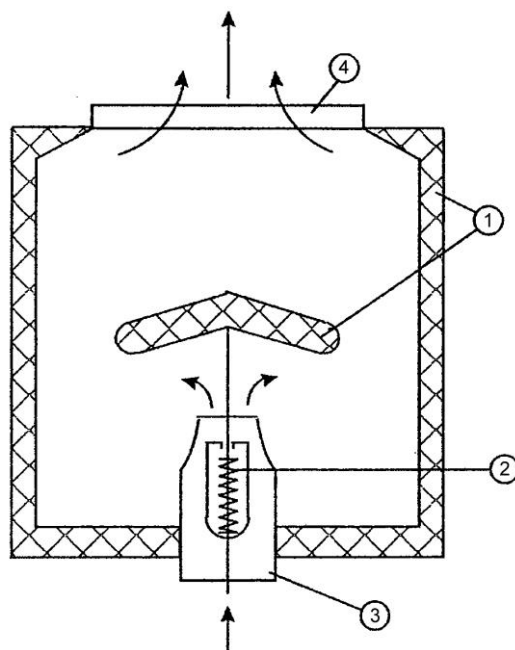
5.3.1 Једноканални системи са константном количином ваздуха

Једноканални системи високог притиска се веома често примењују, посебно у просторима и зонама до којих је тешко доћи са каналима великих пресека и који се не одликују великим варијацијама утицаја спољне климе.

Укупна количина ваздуха за климатизацију разводи се у поједине просторије једним каналом, а целокупна припрема обавља се у централној климатизационој комори.

Транспорт ваздуха кроз разводне канале врши се великим брзинама струјања уз висок статички притисак. Овај притисак се мора смањити пред убацивања ваздуха у просторију до жељених вредности и то се ради у елементима који се називају кутије за растеређење.

Кутија за растеређење (слика 5.9) састоји се од кућишта са унуташњом облогом за апсорбовање шума (1), регулатора за одржавање сталног протока ваздуха (2), улазног прикључка (3) и излазног отвора (4). Регулатор константног притиска ради без помоћне енергије и може да одржава одређену количину ваздуха притиска од 200 до 2000 Pa, са грешком од $\pm 3\%$.



Слика 5.9 – Кутија за растеређење:

1 – звучна изолација, 2 – регулатор константног протока, 3 – прикључак за улаз ваздуха, 4 – прикључак за даљи развод ваздуха

Одржавање сталног протока ваздуха може се остварити различитим решењима. Један од начина је помоћу регулатора који ради без помоћне енергије, који се састоји од опруге и тела регулатора. Тело се под дејством притиска помера у смеру струјања ваздуха сабијајући опругу. Тело улази у део који се сужава стварајући тако мањи слободни притисак у каналу.

За пригушење брзине од 1000 Pa јављају се брзине од 40 m/s па кутије за растеређење представљају јак извор шума. Једна кутија може да буде везана и за више отвора за убацивање ваздуха у климатизовани простор и она представља границу делова система са високим и ниским притиском.

5.3.2 Једноканални системи са променљивом количином ваздуха

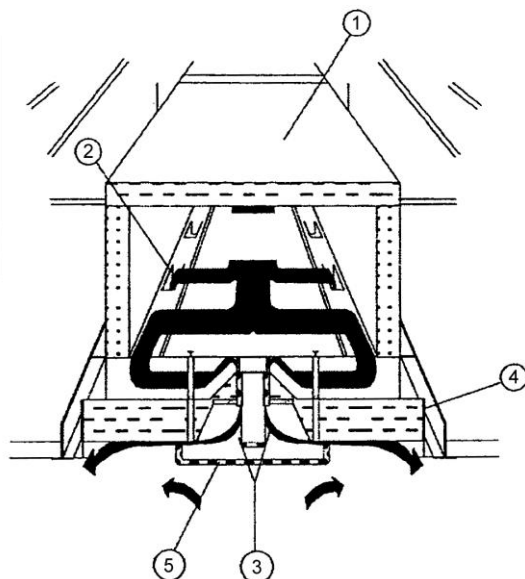
Претходно описани систем има количину ваздуха одређену максималним оптерећењем, па у свим условима мањих оптерећења кружи већа количина ваздуха него што је неопходно, што пак за последицу има веће енергетске губитке. Да би се избегли ови недостаци уведени су системи где се количина ваздуха подешава према тренутном оптерећењу.

Проблем варирања количине ваздуха је у расподели убаченог ваздуха по простору. Смањење количине ваздуха по правилу скраћује дomet улазној ваздушној струји што је једини недостатак варијабилних система. Коандин ефекат је појава да флуид при струјању поред чврстих површина на њих належа. До тога долази када се, на пример, из отвора на бочном зиду одмах иза таванице убације ваздух који се само у свом почетном делу формира као слободна струја. Само у том периоду струјања доводни ваздух индукује секундарни собни ваздзх и меша се са њим, услед чега се повећава покретна ваздушна маса.

Због постојања таванице већа количина секундарног ваздуха индукује се са доње стране доводне струје, док се са горње стране јавља подпритисак, и долази до девијације ваздушне струје и њеног налегања на таваницу.

Ако се ради о убацивању ваздуха ниже температуре он ће падати у доње слојеве. Овакав начин убацивања ваздуха се остварује специјалним уређајем који истовремено

представља и кутију за растеређење притиска. Уређај (слика 5.10) се састоји од коморе високог притиска (1) из које ваздух кроз отворе струји равномерно у доњу комору, где долази до пригушења притиска (2). Из доње коморе ваздух пролази кроз елемент за регулисање количине (3) и кроз радијални отвор (5) улази у просторију.



Слика 5.10 – Уређај за убацивање променљиве количине ваздуха:

1 – комора високог притиска, 2 – отвори према комори ниског притиска, 3 – регулатор протока, 4 – звучна изолација, 5 – отвор за убацивање ваздуха

Елемент за регулисање протока састоји се од затварача превученог еластичном облогом, који се испуњава ваздухом из пнеуматског регулационог система, када је потребно смањити проток, па се притвара процеп за убацивање ваздуха у климатизовану просторију.

5.3.3 Двоканални зависни системи

5.3.3.1 Основне карактеристике

Двоканални системи су прилагођени захтевима које треба да испуне постројења са великим бројем зона, и у ствари представљају усавршени једноканални систем са мешањем ваздуха. Састоје се од два паралелна канала који повезују централну клима комору са сваком од климатизованих просторија. Стална количина ваздуха обрађује се у централној клима комори, а затим се према потреби распоређује у оба канала где има додатну обраду тако да кроз један канал струји ваздух више температуре, а кроз други ваздух ниже температуре од температуре просторије. Специјални апарат постављен уз сваки отвор за убацивање ваздуха меша топао и хладан ваздух из оба канала у односу који одговара тренутним потребама просторије, тако да добијена мешавина има константну количину и представља припремљени ваздух за дату просторију.

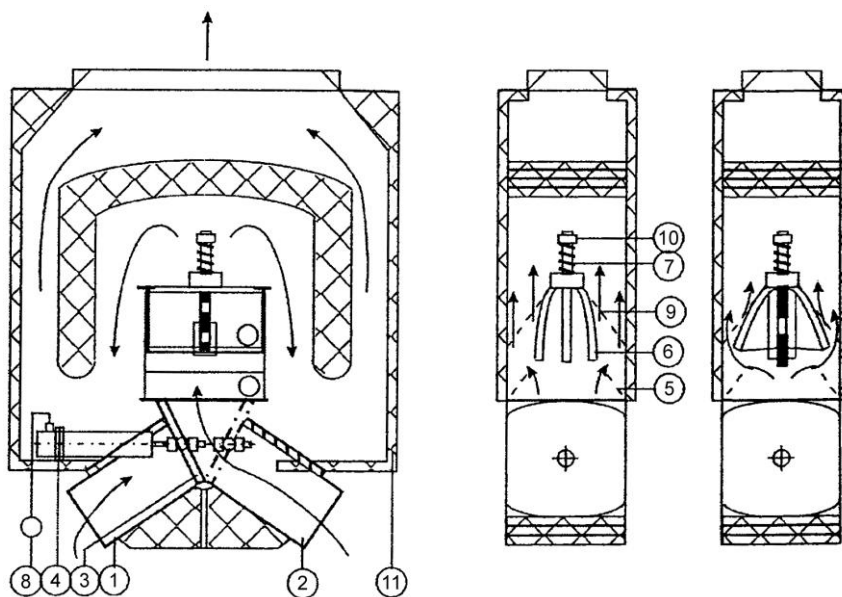
5.3.3.2 Апарати за мешање

Апарати за мешање мешају струје ваздуха које излазе из два канала са задатком да остваре мешавину константне количине, а да однос топлог и хладног ваздуха одговара тренутним захтевима за одржавањем температуре просторије.

Апарати са директним регулисањем. Мешачки апарат (слика 5.11) има два отвора за повезивање топлог (1) и хладног (2) ваздуха. Регулисање се постиже преклопним крилом (3) који се покреће електромотором или пнеуматским уређајем (4), чијим радом директно командује собни термостат (8). По формирању излазни ваздух долази до излазног апарата у коме се налази регулатор количине који се састоји од две перфориране преграде (5) и (9)

кроз које струји ваздух. Количина ваздуха се регулише са два покретна крила (6) која се мање више издижу или спуштају. Ако притисак у каналу порасте а самим тим и притисак на улазу у регулатор, покрећу се крила на више и затварају део пресека кроз који струји ваздух. Крила се ослањају на повратну опругу (7) која својим дејством тежи да пролаз ваздуха буде отворен. Преко завртња (10) регулише се количина примљеног ваздуха, могућег подешавања од 250 до 2000 Ра.

Ако притисак у једном каналу опадне испод вредности неопходне да се савладају отпори у мешачком апарату, у мешавини не би владао потребан однос топлог и хладног ваздуха. Тада термостат реагује на промену температуре па се клапном пригушује проток у прикључку канала из кога струји несразмерно већа количина ваздуха. Због тога што овакви апарати представљају изворе шума са унутрашње стране се облажу звучном изолацијом (11).

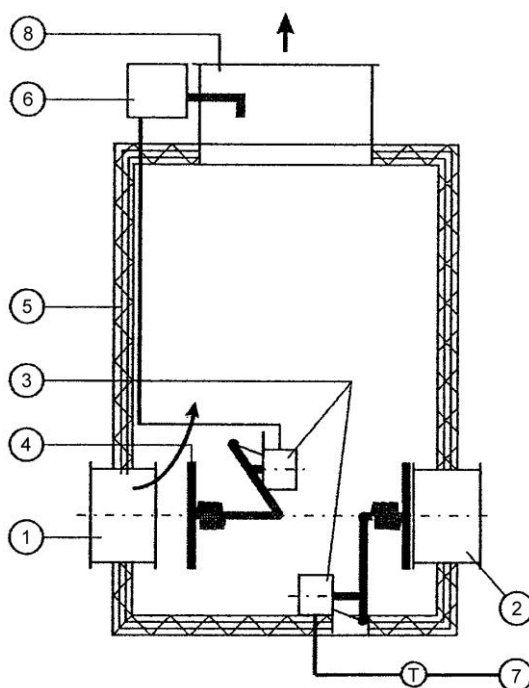


Слика 5.11 – Мешачки апарат са директним регулисањем:

1 – прикључак за топао ваздух, 2 – прикључак за хладан ваздух, 3 – преклопно крило, 4 – пнеуматски уређај, 5 – перфорирана преграда, 6 – покретна крила, 7 – повратна опруга, 8 – собни термостат, 9 – перфорирана преграда, 10 – завртња за регулисање количине ваздуха, 11 – звучна изолација

Мешачки апарат са индиректним регулисањем. Конструкција апарата (слика 5.12) је таква да су покретачи затварача (3) у прикључним везама са хладним (1) и топлим (2) каналом потпуно независни. Собни термостат (4) директно делује на погон затварача само једног прикључка (2) обично оног за топли ваздух. Проток кроз други прикључак преко одговарајућег затварача регулише пресостат, као инструмент који реагује на промену статичког притиска, а који се налази у струји припремљеног ваздуха (6) пре проласка кроз излазни отвор (7) мешачког апарата. Кад је собни термостат повезан са затварачем топлог канала при порасту температуре притвараће се довод топлог ваздуха и пропуштати у смањеној количини.

У неким случајевима може у једном од прикључака да опадне притисак испод потребне вредности за савлађивање отпора апарата. Тад ће опет доћи до повећања протока хладног ваздуха, али уз температуру која неће задовољити захтеве просторије. Због свега наведеног повољнији су апарати са директним регулисањем.



Слика 5.12 – Мешачки апарат са индиректним регулисањем:

1 – прикључак хладног ваздуха, 2 – прикључак топлог ваздуха, 3 – погон затварача прикључака, 4 – поклопац, 5 – звучна изолација, 6 – пресостат, 7 – термостат, 8 – излазни отвор

5.3.3.3 Карактеристике двоканалних система

Двоканални системи су погодни у свим случајевима у којима није могуће поделити просторију на неколико типичних зона већ се температура у свакој зони мора подешавати.

За економичнију експлоатацију и двоканална постројења могу да раде у комбинацији са радијаторским грејањем. Мрежа канала је са релативно малим пресецима. Еластичност двоканалних система је изузетна предност ових постројења.

Из свих наведених карактеристика прозилази да двоканални системи налазе примену у канцеларијским зградама, школама, хотелима и сличним објектима. Недостци су што ова постројења захтевају више простора о чему се мора водити рачуна при пројектовању и, а независно подешавање тражи уграђивање великог броја регулационих органа.

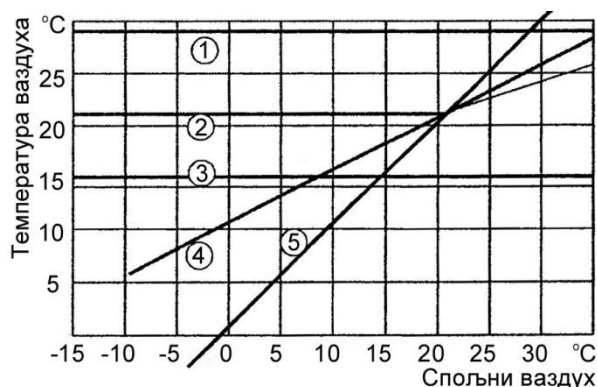
5.3.3.4 Температура топлог и хладног ваздуха

Укупна количина ваздуха одређује се према летњем режиму рада постројења. На ово утичу температурске разлике између просторије и припремљеног ваздуха. Оне су од 12°C до 14°C што значи да је најниже дозвољена температура хлађеног ваздуха од 10°C до 12°C . У току експлоатације само у кратким периодима ће се ваздух убацивати у просторију са овим најнижим температурама.

Пошто су случајеви кад се захтева максимално хлађење или максимално загревање ретки, зато ће мешачки апарати пропустити мешавину топлог и хладног ваздуха што је са енергетско-економског становишта губитак.

Ако се посматра двоканални систем у чијим се каналима одржава константна температура током целе године, јасно је да је систем једноставан за регулисање али неекономичан у погону. На дијаграму са слике 5.13 приказан је пример са константним температурама ваздуха у оба канала. Уцртани су промена спољне температуре и

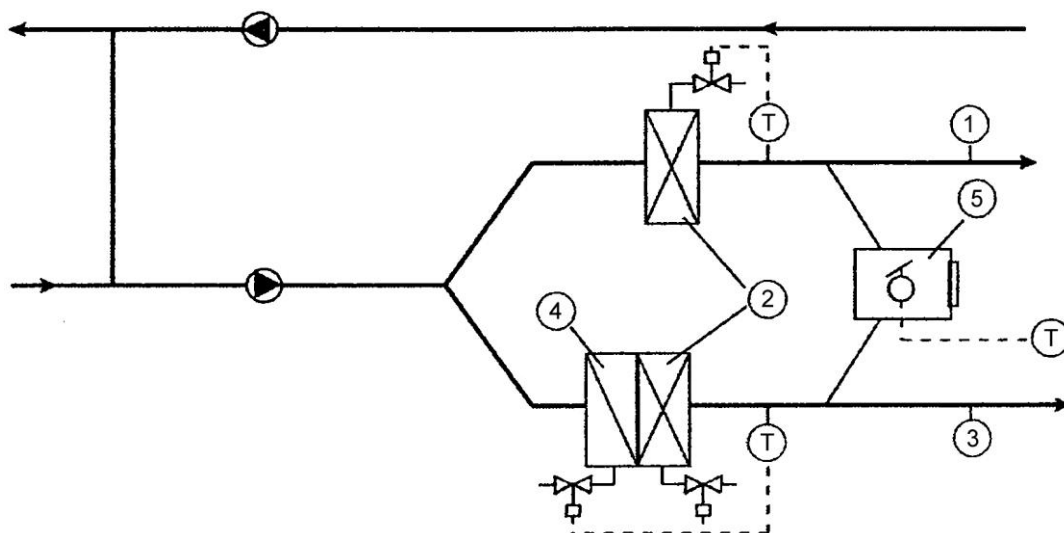
температурни годишњи ток мешавине спољњег и рециркуларног ваздуха за случај да је удео свежег ваздуха 50% према температурама спољњег ваздуха уцртаног на апциси.



Слика 5.13 – Двоканални систем са константним температурама ваздуха:

1 – ваздух у топлом каналу, 2 – ваздух просторије, 3 – ваздух у хладном каналу, 4 – мешавина ваздуха, 5 – спољни ваздух

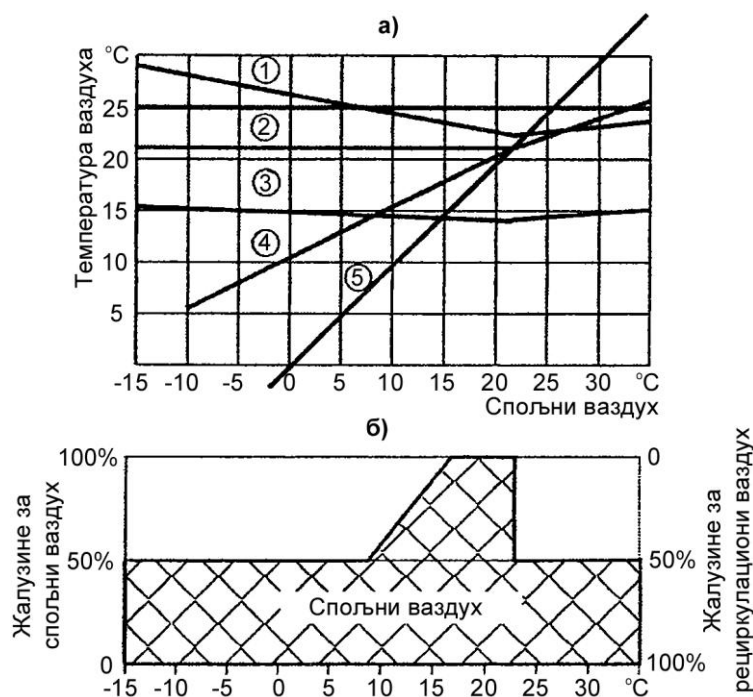
На дијаграму се види промена температуре мешавине спољњег и рециркуларног ваздуха и може се упоредити са температуром спољњег ваздуха. За хладан канал ваздух се загрева до спољне температуре од 8°C , а за топао у целугодишњем периоду рада климатизационог постројења. Од спољне температуре од 8°C , почиње хлађење ваздуха за хладан канал, при истовременом загревању за топао канал да би се у мешачкој кутији пропуштала мешавина загреваног и хладног ваздуха, при чему се делимично неутралишу утрошене енергије. Према томе од 8°C спољне температуре систем (слика 5.14) биће у неекономичном погону и радиће са такозваним губицима услед мешања ваздуха.



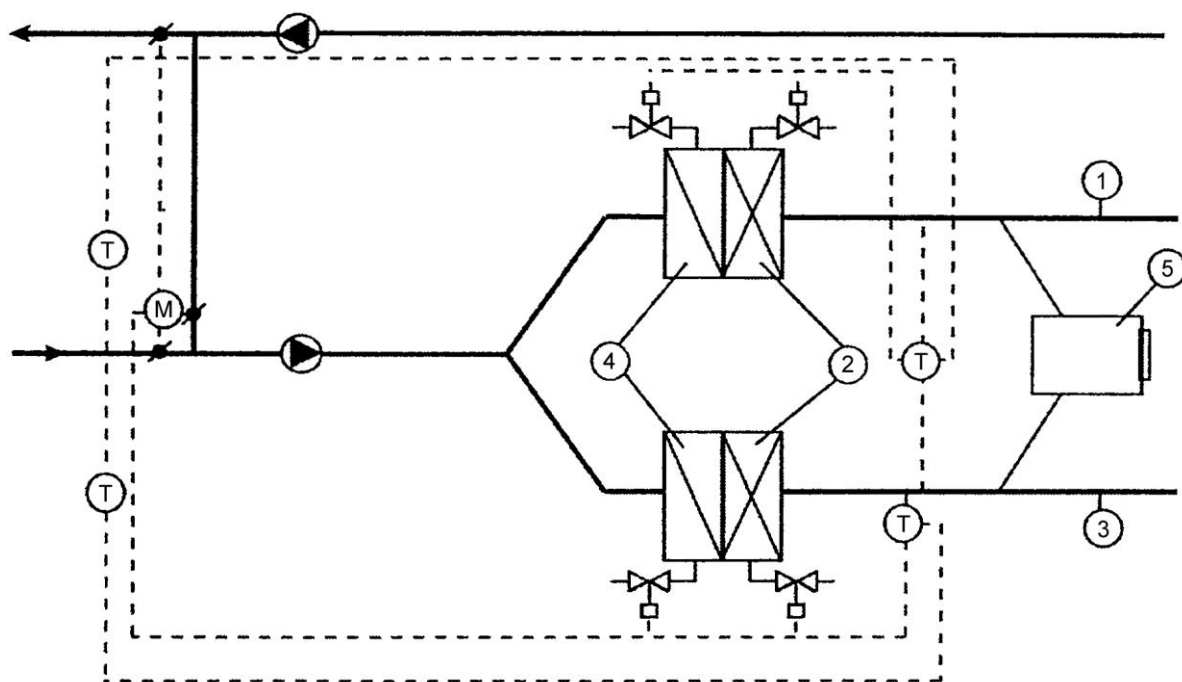
Слика 5.14 – Шема двоканалног система за услове према константним температурама ваздуха:

1 – топли ваздух, 2 – грејачи, 3 – хладан ваздух, 4 – хладњак, 5 – мешачки апарат

Најекономичнији двоканални систем који ради са једним вентилатором мора да има регулацију температуре у оба канала. Ваздух у топлом каналу подешаваће се према најнеповољнијој просторији у погледу количине за грејање, а у хладном каналу према просторији са најизраженијим топлотним оптерећењем. У том случају (слика 5.15а) губици се свде на спољне температуре од 7°C до 22°C . Губици се могу смањити на уже подручје спољних температура, што у прелазном периоду између зиме и лета повећава удео спољњег ваздуха у мешавини.



Слика 5.15 – Ток температура ваздуха и програм отварања жалузиназа систем на слици 5.16:
1 – ваздух у топлом каналу, 2 – ваздух просторије, 3 – ваздух у хладном каналу, 4 – мешавина
ваздуха, 5 – спољни ваздух



Слика 5.16 – Шема двоканалног система за услов према слици 5.15

1 – топли ваздух, 2 – грејачи, 3 – хладан ваздух, 4 – хладњак, 5 – мешачки апарат

Пратећи пораст температуре мешавине са повећањем спољне температуре види се да је при вишим температурама од 8°C повољније повећавати количину спољњег ваздуха тако да мешавина добије температуру потребну за ваздух хладног канала. У том случају у домену спољних температура од 8°C до $14,5^{\circ}\text{C}$ није потребна посебна припрема за хладан канал, али је потребно нешто више енергије за загревање ваздуха за топао канал. Ово је економичније у односу на истовремено трошење енергије за хлађење и нешто смањене

количине топлоте за грејање. Од $14,5^{\circ}\text{C}$ целокупна количина ваздуха која се обрађује у систему је у ствари спољни ваздух, а при чему даљем порасту спољне температуре почиње хлађење ваздуха за хладни канал и загревање за топао канал. Таква припрема траје све до температуре од 22°C па је домен рада са губицима сведен на опсег од $14,5^{\circ}\text{C}$ до 22°C .

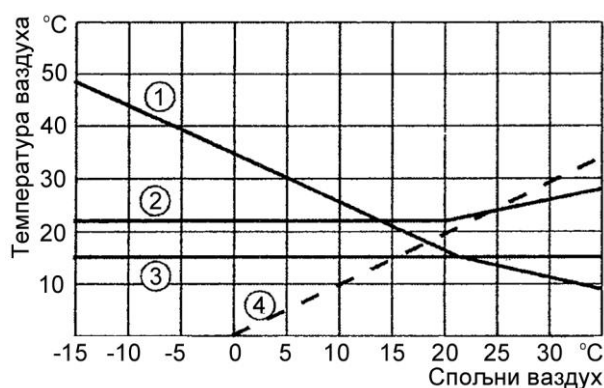
При даљем расту спољне температуре ваздух за оба канала се хлади, али је мања потрошња енергије, ако се опет пређе на утврђену мешавину спољњег и рециркуларног ваздуха. На слици 5.15а је промена спољне температуре, а на слици 5.15б програм отварања жалузина. Види се да оба канала (слика 5.16) имају и грејач и хладњак. Регулисање канала остварује се прилагођавањем температуре за најнеповољнију просторију за хлађење, а вођено је према тренутној спољној температури.

Губици услед мешања могу се смањити на још ужи опсег спољних температура, ако се на пример температура у топлим каналу регулише узимајући у обзир добитак топлоте, а не само губитак. Ово тражи извођење компликованије регулације.

5.3.4 Двоканални системи независног дејства

Посебну врсту двоканалних постројења чине системи независног дејства (*dual-duct*), који су подешени за климатизовање просторије у којима се у истом тренутку јавља потреба и за грејањем и за хлађењем. Зато овај систем има две климатизационе коморе од којих је свака повезана са независном каналом за развод ваздуха.

У једном каналу струји примарни ваздух који има променљиву температуру током године, а константну запремину као и сваки једноканални систем. Задатак примарног ваздуха је да зими неутралише губитке а лети добитке топлоте, који настају пролазом топлоте кроз зидове и прозоре (трансмисиони губици и добици). Кроз други канал струји секундарни ваздух чија је температура константна целе године али је променљиве количине. Пошто му је температура нижа од температуре у климатизованом простору задатак ове ваздушне струје је неутралисање изненадних топлотних оптерећења, а то су она која потичу од сунчевих зрачења кроз прозоре, од осветљења и од људи. Подешавање тренутног капацитета грејача и хладњака врши се регулисањем температуре убацивања. Расхладни капацитет секундарног ваздуха прилагођава се тренутним потребама подешавањем количине која се уводи у просторију.



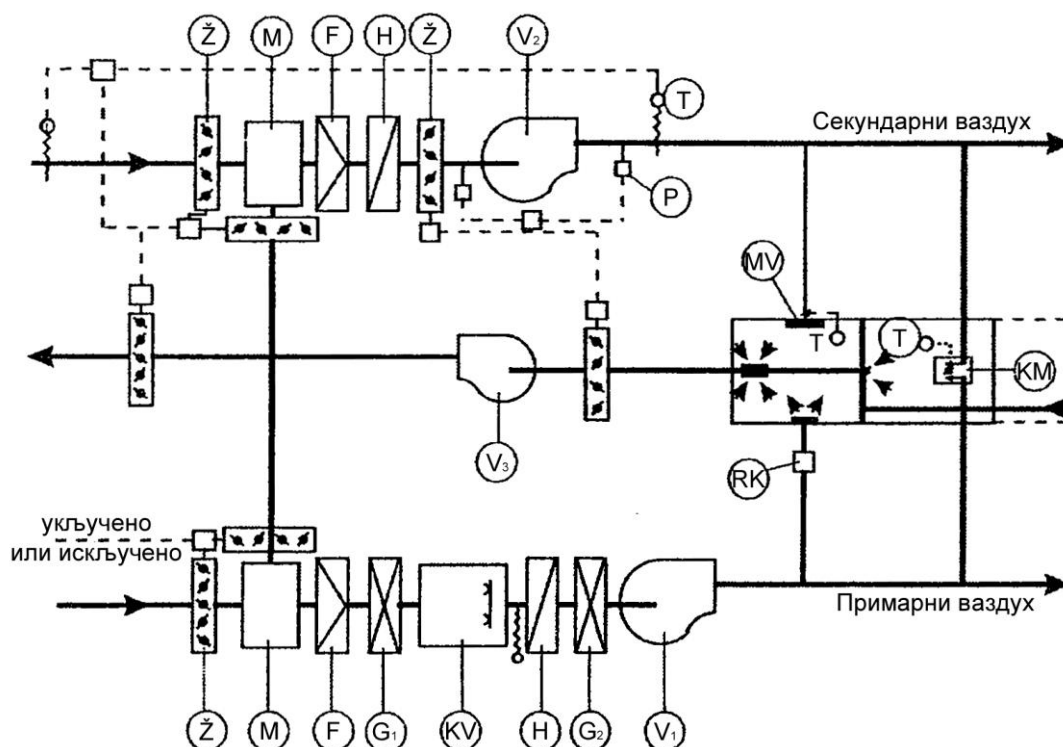
Слика 5.17 - Дијаграм температура за двоканални систем независног дејства:

1 – примарни ваздух, 2 – секундарни ваздух, 3 – температура просторије, 4 – спољни ваздух

На шеми са слике 5.17 приказане су годишње промене температура примарног и секундарног ваздуха. У току максималних топлотних оптерећења обе струје уводе хладан ваздух, а секундарна је и са максималном количином. Да би се постигао економичан погон секундарна мрежа може да ради искључиво са спољњим или рециркулираним ваздухом као и са њиховом мешавином.

Слика 5.18 приказује шему овог система. У зимском периоду примарни ваздух мења температуру пропорционално разлици унутрашње и спољне температуре, прилагођавајући

се трансмисионим губицима топлоте. Припрема се врши у одговарајућој комори мешањем, филтрирањем, предгревањем, влажењем и догревањем.



Слика 5.18 – Шема двоканалног система независног дејства:

Ž – жалузине, M – мешачка комора, F – филтери, H – хладњак, G – грејачи, KV – маглена комора, V – вентилатори, MV – мешачки вентил, RK – кутија за растеређење, KM – мешачки апарат, T – термостати, P – диференцијални манометар.

У случају тренутних добитака јавља се потреба за секундарним хладним ваздухом. С обзиром на могућност рада са мешавином спољњег и рециркулираног ваздуха у свим односима за припрему секундарне струје, зими се не троши енергија већ се мешавина подешава према константној температури. Зато ће од најнижих температура према вишим удео спољњег ваздуха расти до 100%. Тада се укључује хладњак који остаје у погону целог летњег периода рада при свим односима мешавине.

Хладњак у комори примарног ваздуха почиње рад при спољњим температурама од 18°C. Двоканални систем независног дејства комбинује се са централним радијаторским грејањем.

Када се струје примарног и секундарног ваздуха убацују на разним местима у просторију онда примарни ваздух пролази кроз кутије за растеређење док се секундарни убацује кроз специјане отворе за варијабилни проток уз коришћење мешачких апарата.

Вентилатор секундарног ваздуха је најчешће са променљивим углом лопатица, са редукованим бројем обртаја, или са подешавањем протока према порасту притиска у делу канала после вентилатора. Ови системи су погодни за зграде са већим бројем зона од којих неке траже загревање, а друге хлађење. Имају заједничку централу што је предност за одржавање. Канали имају мање пресеке, а посебна предност могућности одржавања температуре ноћу и при дужим периодима некоришћења укључивањем само примарног система.

Економичност овог система је у могућности рада са разним уделима спољег ваздуха у секундарној струји. Међутим недостатак је што расподела ваздуха у климатизованим просторима није у свим условима рада најповољнија.

6. Дистрибуција ваздуха у климатизованом простору

Услови угодности климатизованог простора се постижу уколико се остваре повољна расподела ваздуха и одговарајући ваздушни токови унутар просторије, што је нарочито значајно за просторије у којима бораве људи. Само на такав начин може се успоставити одређена поља температуре и релативне влажности, која би требало да буду што уједначенија.

Ради остварења захтева, пројектант мора да предвиди погодна места отвора за убацивање и извлачење ваздуха, утичући на дистрибуцију ваздуха избором брзине ваздуха и врстом отвора кроз који ваздух улази. При томе се мора водити рачуна о величини и локацији предмета у просторији, делу просторије у коме се задржавају људи, о изворима и понорима топлоте, као и о загађивачима.

Брзина струјања ваздуха у зони боравка људи треба бити између 0,1 и 0,25 m/s. Мање вредности се односе на ваздушну струју која има температуру нижу од околине (летњи режим климатизације), а веће када се ради о увођењу ваздуха више температуре од температуре (зимски режим климатизације). Испитивањем је показано да брзине мање од 0,075 m/s не стварају осећај кретања ваздуха, а веће од 0,3 m/s стварају осећај непријатног дувања (табела 6.1).

Да би се поменути проблеми решили, неопходно је познавати законе струјања ваздуха у ограниченом простору, карактеристике појединих врста отвора за убацивање и извлачење ваздуха и утицаје међусобног размака отвора на ток струјања ваздуха. Стога је могуће предвидети начин струјања ваздуха у просторијама које се климатизују.

Табела 6.1 – Брзина струјања ваздуха и њено деловање

Брзина ваздуха у просторији [m/s]	Деловање	Примена
0,00 – 0,08	устајали ваздух	нема
0,08 – 0,13	услови који се препоручују	за све зграде и све просторије
0,13 – 0,25	још увек добри услови, али граница од 0,25 m/s је горња за особе које седе	за све зграде са више просторија
0,38	горња граница за просторије у којима се налазе особе које се крећу полако	локали и трговине
0,38 – 1,5	погодно у неким индустријским објектима	индустријска климатизација

6.1. Довођење ваздуха слободном струјом

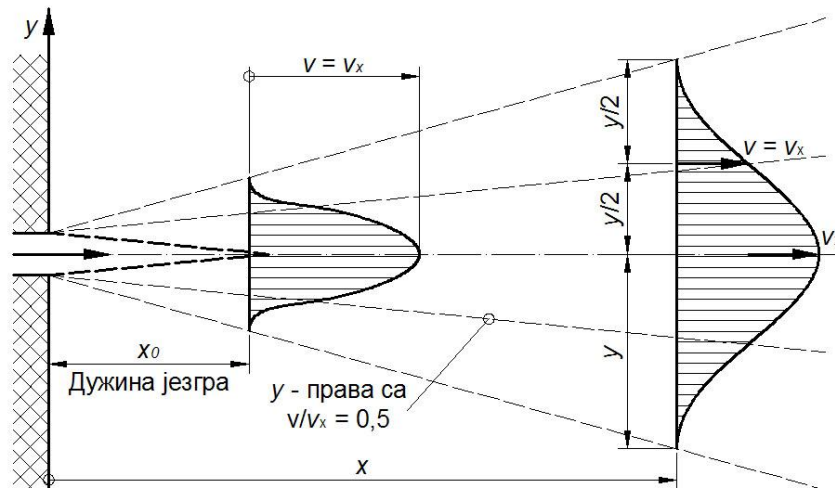
6.1.1. Слободни изотермски млазеви

Струја ваздуха који се уводи у безграничан простор у коме нема никаквих сметњи за простирање унесене масе ваздуха, назива се слободном струјом. Ако је при том температура ваздушне струје једнака температури ваздуха у простору у који се доводи, онда је струјање изотермско, а млаз убаченог ваздуха представља слободни изотермски млаз.

Из округлог отвора примарна ваздушна струја шири се у облику конуса и меша се са околним секундарним ваздухом. Пошто се ваздух због малих брзина понаша као нестишљив

флуид, основни узрок стварања вртлога на граници између млаза и околне ваздушне масе је његова вискозност. Ови вртлози доприносе покретању секундарног ваздуха, неговом мешању са примарним, повећању укупне масе ваздушне струје, али и њеном успоравању.

Под претпоставком да је брзина ваздуха у доводном отвору константна по целом пресеку, вредност почетне брзине ваздуха остаће непромењена само у малом конусном делу млаза, који се назива језгром (слика 6.1). Дужина зоне језгра x_0 зависи од интензитета турбуленције убаченог млаза. При малој турбуленцији зона језгра је дужа него при великој када долази до интензивнијег мешања примарног и секундарног ваздуха.



Слика 6.1 – Профил кружног слободног млаза

Код правоугаоних доводних елемената попречни пресеци млаза прелазе из правоуглог у елиптични облик на веома кратком растојању од доводног елемента и онда у кружни, при растојању чија величина претежно зависи од односа страна отвора.

Угао ширења млаза јасно је уочљив близу површине доводног елемента, али не и на већим растојањима где су граничне контуре заталасане, и лако се може нарушити локалним поремећајима. Угао ширења ваздушне струје при убацивању у отворен простор креће се од 20° до 24° .

Утврђено је проучавањима да приликом продирања изотермског млаза у слободни простор постоје четири зоне:

1. зона језгра која представља геометријско место тачака у којима су брзине непромењене, једнаке брзини струјања у самом излазном отвору. Ако се ради о неизотермском млазу, онда су у језгру непромењене и све остале карактеристике доведеног ваздуха: влажност, загађење, мирис и температура. Зона језгра се протеже на дужини од 2 до 6 пречника округлог отвора d_0 , или еквивалентних пречника у случају правоугаоног отвора са малим односом страница;
2. прелазна зона протеже се у дужини од 8 до 10 пречника d_0 после зоне језгра. У овој зони опада брзина у свим тачкама и долази до интензивног мешања са околним ваздухом;
3. зона потпуно развијеног турбулентног струјања у којој се највећа брзина мења обрнуто пропорционално растојању од доводног елемента, има највећу дужину од 25 до 100 пречника d_0 (односно еквивалентних пречника четвороугаоног отвора), и у зависности је од облика, површине и почетне брзине доводног елемента;
4. крајња зона дужине више од 100 d_0 , у којој је брзина мала и која треба да се оствари у зони боравка људи.

На слици 6.1 је приказан слободни изотермски млаз са почетном брзином v , језгром дужине x и профилима брзина на крају прве зоне и на одстојању x . Граница млаза је

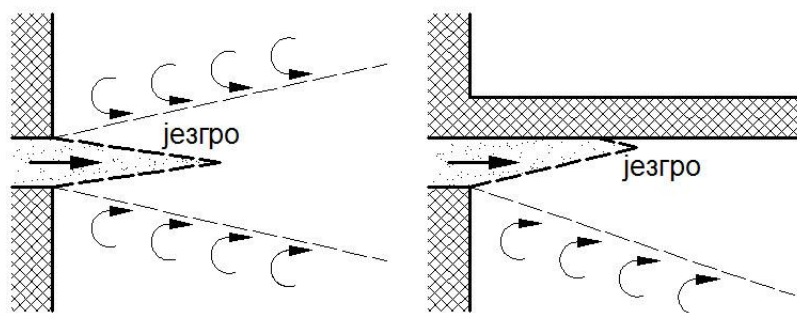
дефинисана мировањем ваздуха ($v = 0$), коју је тешко утврдити. Зато се одређује удаљење од осе y_0 на коме је брзина опала за 50% од осне, па се граница налази на одстојању $y = 2y_0$.

Карактеристике млаза су брзина којом се убацује примарни ваздух, дужина језгра и угао ширења. Због проучавања карактеристичних величина уведен је коефицијент мешања m , који узима у обзир степен мешања млаза и утицај конструкције отвора (табеле 6.2 и 6.3). Млаз убаченог ваздуха ће се развијати једнострано ако је убачен уз зид или таваницу, у супротном ће се развијати слободно (слика 6.2).

Табела 6.2 – Основне једначине за ваздушне млазеве

	Кружни млаз	Пљоснати слободни млаз	Пљоснати млаз уз зид	Правоугаони слободни млаз
Дужина језгра x_0	$x_0 = d/m$	$x_0 = h/m$	$x_0 = 2h/m$	Важи за $\frac{x}{h} = \frac{l}{m} \cdot \frac{b}{h}$ $x_0 = h/m$
Средишња брзина v_x				
Изотермни	$\frac{v_x}{v_0} = \frac{x_0}{x} = \frac{d}{m \cdot x}$	$\frac{v_x}{v_0} = \frac{\bar{x}_0}{x} = \frac{d}{m \cdot x}$	$\frac{v_x}{v_0} = \frac{\bar{x}_0}{x} = \frac{2h}{m \cdot x}$	$\frac{v_x}{v_0} = \frac{x_0}{x} \cdot \frac{b}{h}$ $= \frac{h}{m \cdot x} \cdot \frac{b}{h}$
Неизотермни	$\frac{v_x}{v_0} = \frac{x_0}{x} \pm \frac{Ar}{m} \cdot 1 + \ln \frac{2x}{x_0}$	$\frac{v_x}{v_0} = \frac{\bar{x}_0}{x} \pm \frac{Ar}{m} \cdot 2,83 \frac{\bar{x}_0}{x} - 1$		
Угао ширења α (изотермни)	$\approx 24^\circ$	$\approx 33^\circ$	$\approx 16,5^\circ$	$\approx 24^\circ$
Запремина ваздуха покренута млазом V_x	$\frac{V_s}{V} = 2 \cdot \frac{x}{x_0} = 2m \cdot \frac{x}{d}$	$\frac{V_s}{V} = \frac{2x}{x_0} = \frac{2m \cdot x}{d}$	$\frac{V_s}{V} = \frac{2x}{x_0} = \frac{m \cdot x}{h}$	$\frac{V_s}{V} = 2 \cdot \frac{x}{x_0} \cdot \frac{h}{b}$ $= \frac{2m \cdot x}{h} \cdot \frac{h}{b}$
Смањење температуре у неизотермном млазу	$\frac{\Delta t_s}{\Delta t_0} = \frac{3}{4} \cdot \frac{x_0}{x} = \frac{3}{4} \cdot \frac{d}{m \cdot x}$	$\frac{\Delta t_s}{\Delta t_0} = \frac{3}{4} \cdot \frac{x_0}{x} = \frac{3}{4} \cdot \frac{h}{m \cdot x}$	$\frac{\Delta t_s}{\Delta t_0} = \frac{3}{4} \cdot \frac{x_0}{x} = \frac{3}{2} \cdot \frac{h}{m \cdot x}$	$\frac{\Delta t_s}{\Delta t_0} = \frac{3}{4} \cdot \frac{x_0}{x} \cdot \frac{b}{h} = \frac{3}{4} \cdot \frac{h}{m \cdot x} \cdot \frac{b}{h}$

d – пречник отвора, b – ширина отвора, h – висина прореза, m – степен мешања, за малу турбуленцију $m \approx 0,15$, за велику $m \approx 0,25$, x – растојање од отвора, v_0 – брзина у отвору, v_x – брзина на растојању x , Ar – Архимедов број, V – запремина ваздуха у отвору, V_x – запремина ваздуха на растојању x , Δt_0 – температурна разлика између млаза и околине у отвору, Δt_x – температурна разлика на растојању x . Једначине важе за $x > x_0$ и $x > 40 \dots 300d$, односно h .



Слика 6.2 – Слободно и једнострано ширење млаза

Табела 6.3 – Коефицијент мешања m

Врсте отвора	m
Млазнице	0,14...0,17
Правоугаони слободни отвори	0,17...0,2
Процеди за однос страна $s = 20...25$	0,20...0,25
Рупичаста решетка $r = 0,1...0,2$	0,22...0,28
Рупичаста решетка $r = 0,01...0,1$	0,28...0,40
Решетка са правим ламелама	0,18...0,25
Решетка дивергентна 40°	0,28
Решетка дивергентна 60°	0,4
Решетка дивергентна 90°	0,5

6.1.2 Домет и ширење ваздушне струје

Растојање по оси од доводног отвора до места где је задата вредност брзине комфорне климатизације, назива се домет млаза. По правилу, домет не би требао да буде већи од $3/4$ даљине до суседног зида. Важан фактор је брзина ваздуха на доводу, јер утиче на домет млаза. У случају да је домет сувише велики, изазива ефекат промаје на супротној страни просторије, а ако није довољан део просторије остаје без одговарајуће климатизације. Други важан фактор је облик доводног отвора. Кружни попречни пресек има већи домет од правоугаоног, јер се боље индукује – меша са околним ваздухом.

Израз за домет ваздушне струје кружног отвора:

$$L = \frac{v}{v_x} \cdot \frac{d}{m} = \frac{v}{v_x} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi}} \cdot \frac{\sqrt{A}}{m}, [\text{m}]$$

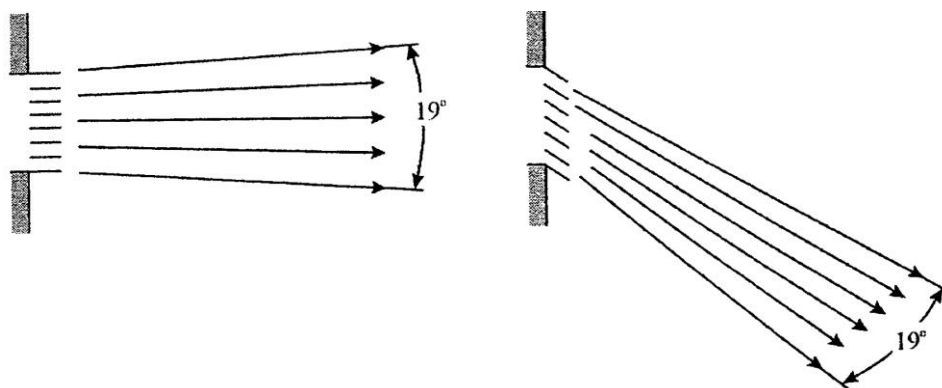
Израз за домет ваздушне струје правоугаоног отвора:

$$L = \frac{v}{v_x} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi}} \cdot \frac{\sqrt{A}}{m}, [\text{m}]$$

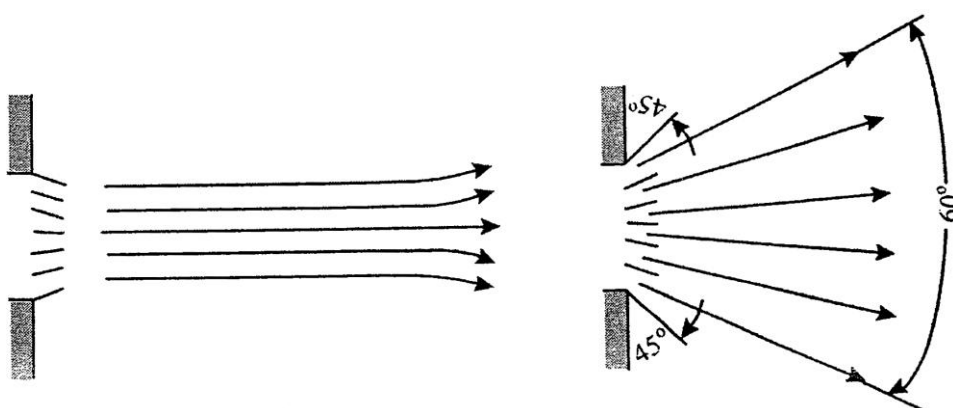
Упоредивањем горњих израза произлази да је домет кружног млаза око 13% већи од правоугаоног.

Ширење млаза има важност због равномерног и бољег распоређивања свежег ваздуха по запремини просторије. Отвори са паралелним ламелама могу бити хоризонтални или усмерени под одређеним нагибом, са углом ширења млаза од око 19° (слика 6.3). Ако је потребно потпуно усмерење млаза са већим дометом, може се користити отвор са

конвергентним ламелама. У супротном, ако је неопходан широки млаз кратког домета користе се отвори са дивергентним ламелама (слика 6.4).



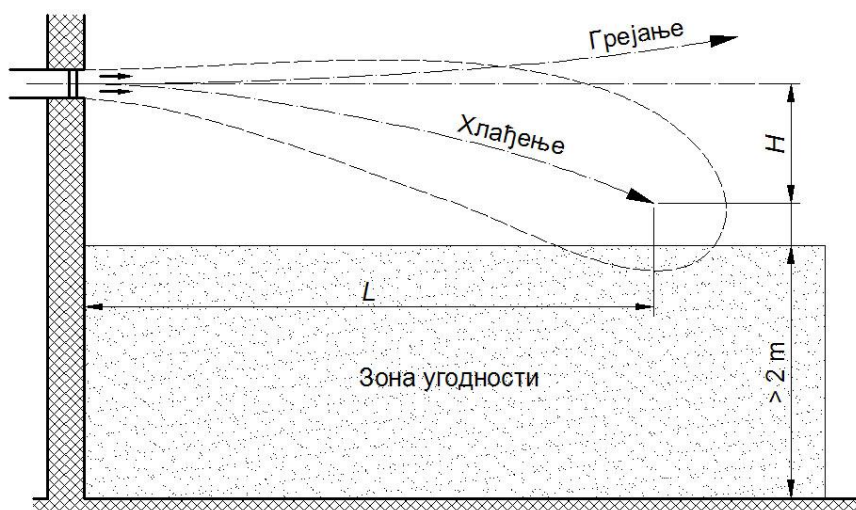
Слика 6.3 – Отвори са паралелним ламелама



Слика 6.4 – Отвори са конвергентним и дивергентним ламелама

6.1.3 Слободни неізотермски млазеви

Ако постоји разлика температуре између млаза и околине, долази до пада или подизања ваздушне струје, у зависности да ли је његова температура виша или нижа од околног ваздуха у просторији. При овој појави не мења се битно дomet млаза, али долази до померања осе млаза у вертикалном правцу (слика 6.5).



Слика 6.5 – Неізотермски хоризонтални млаз

Пад или успон ваздушне струје се може израчунати по обрасцу:

$$\frac{H}{d} = \pm 0,006 \cdot Ar \cdot \left(\frac{x}{d} \right)^3, [-]$$

или за температуру околине $\Delta t = 20^\circ\text{C}$ може се користити образац:

$$\frac{H}{d} = \pm 0,002 \cdot \frac{\Delta t \cdot d}{v^2} \cdot Ar \cdot \left(\frac{x}{d} \right)^3, [-]$$

где су:

Ar - Архимедов број,

Δt - температурна разлика убаченог млаза и ваздуха просторије [$^\circ\text{C}$],

d - еквивалентни пречник [m],

v - брзина ваздуха у отвору [m/s],

x - растојање од отвора [m].

6.2 Расподела и вођење ваздуха у климатизованим просторијама

Задатак климатизације је довођење припремљеног ваздуха у контролисани простор и одвођење исте количине загађеног из просторије, помоћу два система канала и елемената за убацивање и одвод.

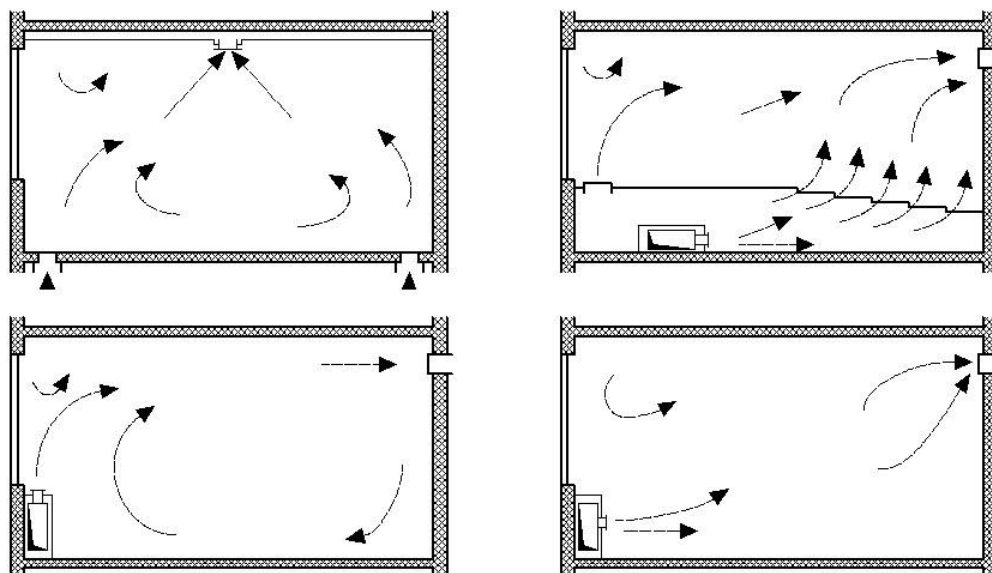
Циљ који треба да се постигне у контролисаном простору тј. зони боравка су параметри угодности: температура, влажност, чистоћа и брзина струјања ваздуха, а зависи од геометрије просторија, конструкци објекта, расположивог простора за постављање канала и отвора, и њиховог међусобног положаја, извора топлоте, броја људи, њихових активности и врсте опреме.

Ваздух се убацује преко дистрибутивних елемената, који могу бити постављени у поду, зиду и таваници, а у зависности од положаја могу бити остварена струјања у хоризонталном, вертикалном правцу или неком сложенем кривом путањом. У односу на смер струјања вођење може бити одоздо навише, одозго наниже, одозго навише.

6.2.1 Вођење ваздуха одоздо навише

Овај начин вођења подразумева убацивање свежег ваздуха са доње стране кроз под или зидове, у самој зони боравка, а отвори за одвод ваздуха се постављају у горњој зони при таваници. При оваквом струјању у просторијама у којима је већи број људи и опреме, сва топлота, испарења, дим и слично бива потиснуто у горњу зону просторије, што има значај за бољу угодност. У летњем режиму услови угодности су неповољнији у односу на зимски режим, зато што се хладан ваздух удубава у доњу зону, што може да изазове непријатну хладноћу због осетљивости ногу и леђа у висини седења. Брзина и температурска разлика морају бити ограничене на 0,3 m/s и 0,5 $^\circ\text{C}$ из поменутог разлога.

Отвори постављени у поду или у зиду при нивоу пода, лако се прљају, ваздух подиже прашину са пода и носи је по просторији, што представља озбиљан недостатак система. Елементи за довођење могу бити постављани испод прозора, а у великим дворанама користи се под амфитеатарског типа са уграђеним отворима у вертикалном делу степеника.

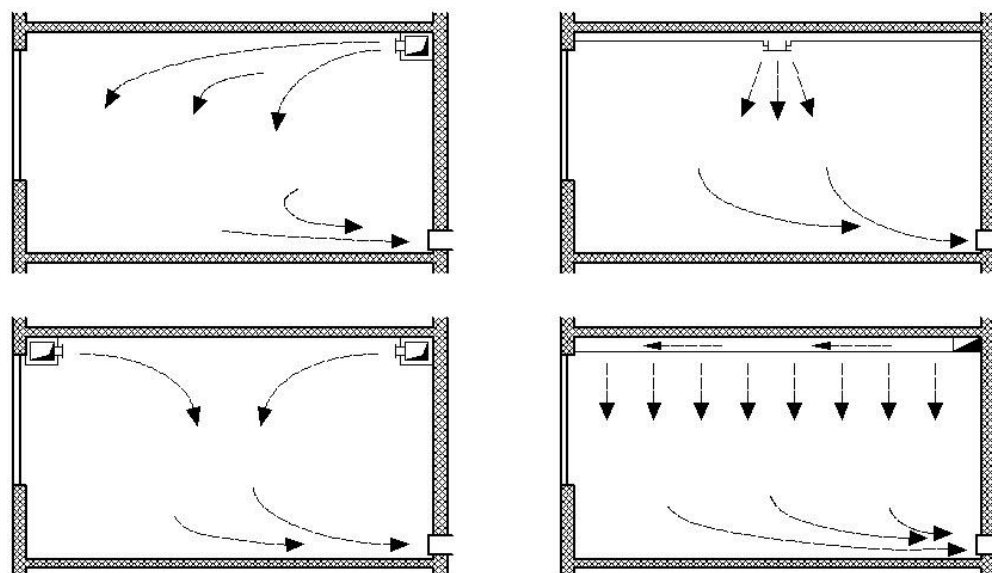


Слика 6.6 – Вођење ваздуха одоздо навише

6.2.2 Вођење ваздуха одозго наниже

Струјање ваздуха одозго наниже остварује се убацивањем свежег ваздуха у горње делове просторије, а одвођење се врши у доњим деловима при поду. При оваквом начину вођења, ваздушна струја има дужи пут кретања, добро се меша и остварује се мања разлика температуре између убаченог ваздуха и зоне боравка (слика 6.7).

У летњем режиму хлађења, код овог случаја вођења требало би добро осмислити положаје отвора, да се хладна ваздушна струја не би спустила пребрзо пропадајући без мешања са унутрашњим ваздухом. При овоме се добија непожељни осећај промаје.

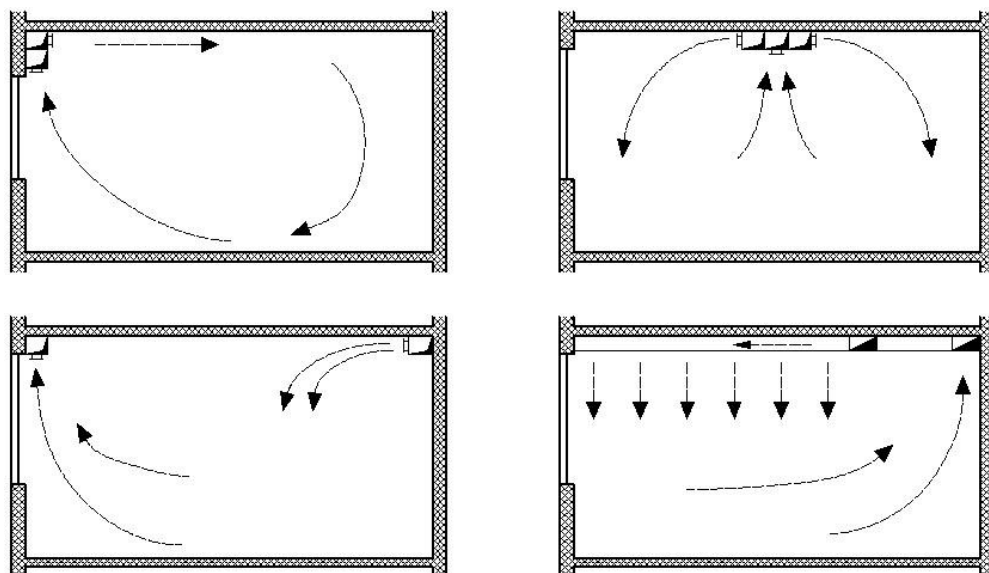


Слика 6.7 – Вођење ваздуха одозго наниже

У зимском режиму грејања, ваздух више температуре усмерава се према поду да би се мешао са доњим хладнијим ваздухом, и да се не концентрише у горњој зони просторије, што би имало нежељен ефекат неравномерног температурског поља.

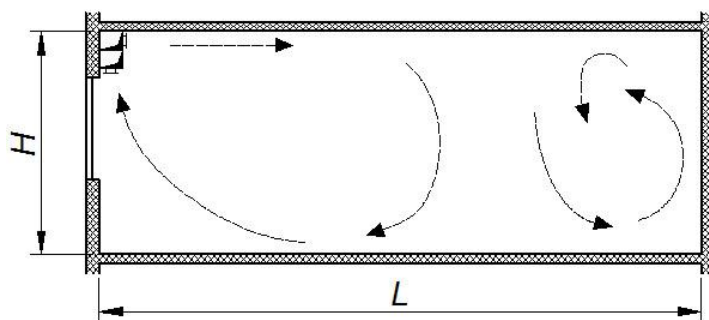
6.2.3 Вођење ваздуха одозго навише

Због техничких ограничења појединих објеката, где не постоји могућност довођења канала до нижих делова зидова, убацивање и одвод ваздуха се врши преко горњих делова просторија. У таквим просторијама се ваздух убацује на једној страни таванице, а одводи на супротној, где се постиже попречно струјање или су оба отвора на истој страни па се врши циркулација преко целе просторије (слика 6.8).



Слика 6.8 – Убацивање и одвођење ваздуха са отворима при таваници

У случају да се ваздух убацује са једне на другу страну просторије, а просторија има малу дужину, прети опасност од директног проласка ваздуха од отвора до отвора, тако да се губи ефекат климатизације. Решење се проналази у усмеравању струје улазног отвора на доле, како би се постигао ефекат циркулације.



Слика 6.9 – Струјање ваздуха у просторијама са $L/H > 2$

Код просторија где се ваздух убацује и одводи уз таваницу са исте стране, постоји ограничење да однос дужине и висине просторије мора да буде мањи од $L/H < 2$. Ако је однос већи од 2 долази до непотпуне измене ваздуха у просторији, јер се ствара још један вртлог устајалог ваздуха на супротној страни од отвора (слика 6.9).

6.3 Убацивање ваздуха из спуштене таванице

У модерним зградама пословног и јавног типа, због атрактивног изгледа, добре функционалности и ниске цене, често се од спуштене таванице формира пленум са перфорираном преградом (ригипс плоче или метални лим са отворима до 10mm) кроз коју се убацује климатизовани ваздух (слика 6.10). Кроз тако формиран простор воде се разне

техничке инсталације и уграђује се осветљење. Осветљење и друге инсталације морају бити адекватно изоловане, пошто представљају значајне изворе топлоте.



Слика 6.10 – Перфорирана таваница са уграђеним отворима за одвод ваздуха и осветљењем – *Armstrong, Armstrong World Industries* ^[13]

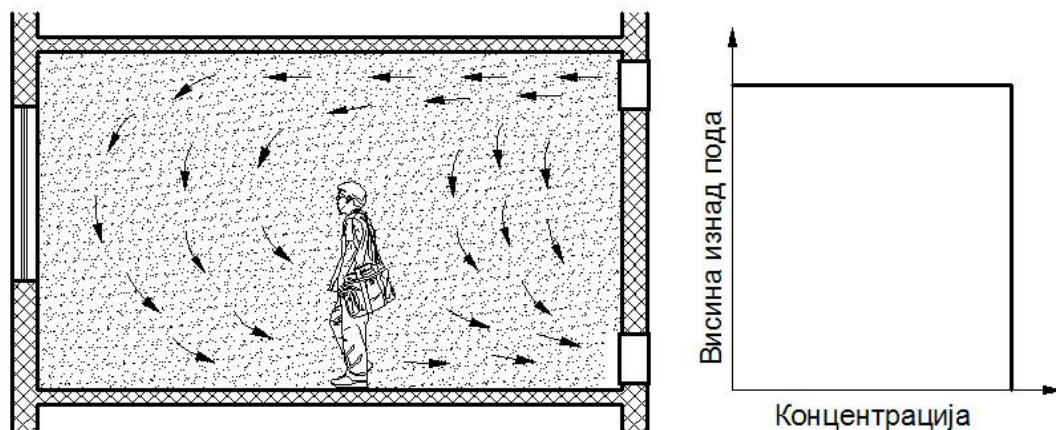
Овакав начин вођења ваздуха може се такође користити и за одвођење ваздуха. С обзиром на то да постоји могућност хлађења инсталација и осветљења који се налазе у пленуму, а самим тим и смањује топлотно оптерећење просторије, овакав начин вођења ваздуха има своје предности.

При убацивању ваздуха кроз перфорирану таваницу или зид просторије, а извлачи кроз површину насупрот њима, ваздушни ток је скоро паралелан. Такво струјање је готово ламинарно и служи за "испирање" просторија. Такав начин вођења ваздуха користи се у фармацеутској и електронској индустрији, стерилисаним просторијама и сл. Брзине струјања су од 0,4 до 0,5 m/s, а количина измене ваздуха је од 400 до 500 на час.

6.4 Вентилација потискивањем

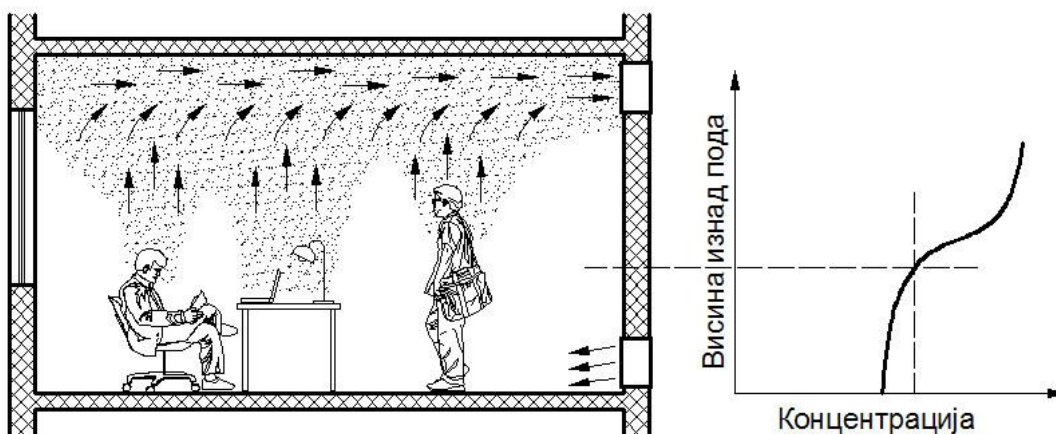
Уобичајена вентилација у климатизованим просторијама своди се на увођење чистог ваздуха и мешање са околним ваздухом. Код добро изведених система концентрација загађености ваздуха се доводи на дозвољени ниво, да би људи у зони боравка имали на располагању адекватан ваздух. Ако су отвори за довод и одвод ваздуха добро распоређени, брзине убацивања и количина добро изабрани, постиже се равномерно и квалитетно мешање ваздуха и концентрација загађености је равномерно распоређена у просторији (слика 6.11).

Вентилација потискивањем има ограничену примену само на просторије где су загађивачи на вишој температури од околине (велики број људи, јако осветљење, рачунари, штампачи, фотокопир машине...), без обзира што је температура убаченог ваздуха нижа од околног. У таквим случајевима је неопходно непрестано хлађење. Свеж убачени ваздух због своје ниже температуре и мање густине од околног ваздуха, пада ка поду и разлива у доњој зони, док се даље ваздух загрева проласком уз загађиваче и пење навише, ка плафону. На тај начин се концентрација загађења гомила у горњој зони (слика 6.12), зато је пожељно да висина просторије буде већа од 3m, да би слој највеће концентрације загађења био изнад присутних особа. Због тога се овакав начин вентилације користи у продајним просторима, ресторанима, конференциским салама, канцеларијама са већим бројем људи, галеријама и сл.



Слика 6.11 – Вентилација мешањем ваздуха

Температура убаченог ваздуха мора бити најмање за $0,5^{\circ}\text{C}$ испод температуре просторије, а брзина у канцелариским просторима од 0,1 до 0,2 m/s, односно од 0,5 до 0,8 m/s у индустријским објектима.



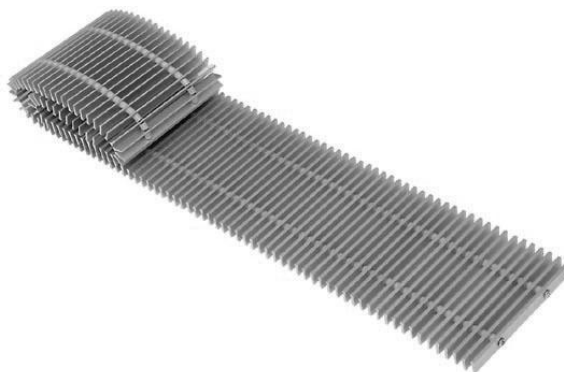
Слика 6.12 – Вентилација потискивањем и расподела концентрације загађивача

6.5 Врсте отвора

6.5.1 Решетке

Решетке су дистрибутивни елементи за усмеравање струје ваздуха у различитим правцима и равнима (слике 6.13 и 6.14). Служе како за довођење, тако и за одвођење ваздуха, могу бити непокретне или поседују могућност регулације протока, а постављају се у зависности од могућности или захтева на зидовима, таваници и поду.

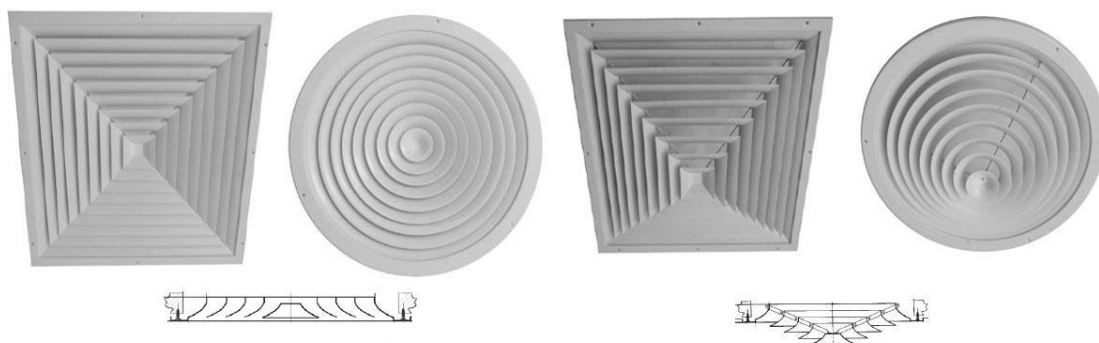
Слика 6.13 – Решетке – *Клима Опрема, Београд* ^[14]



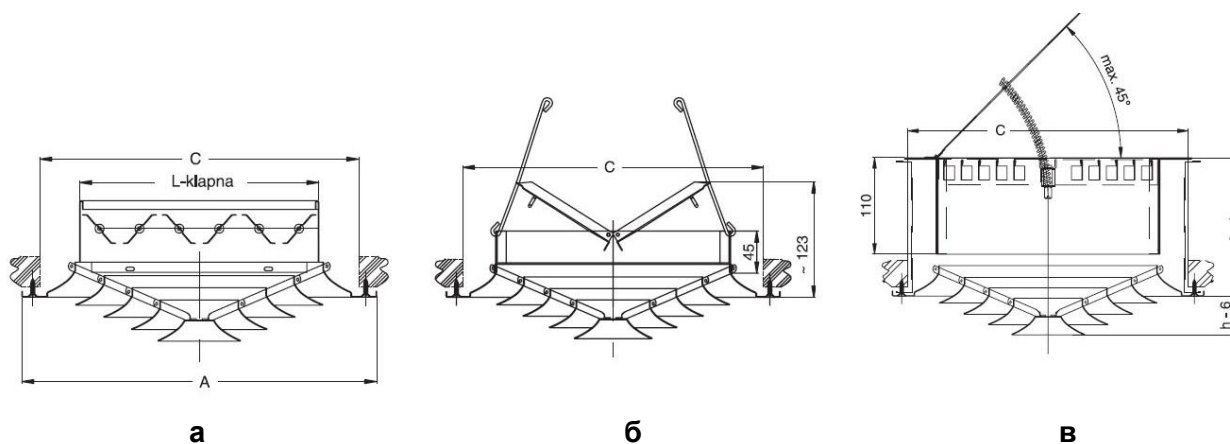
Слика 6.14 – Нагазна решетка РОЛО - *Клима Опрема, Београд* ^[14]

6.5.2 Анемостати

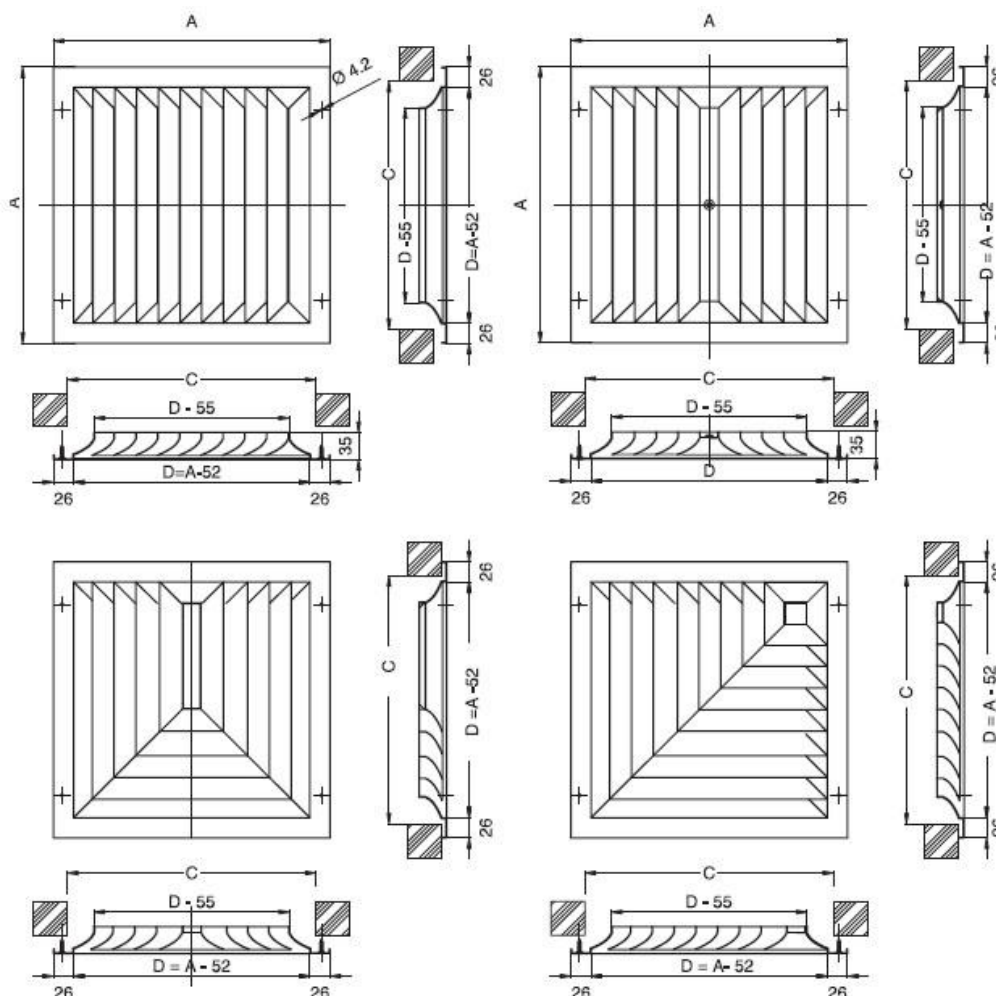
Плафонски отвори за убацивање ваздуха већим брзинама, који су конструисани тако да разбијају убачени ваздух у више појединачних млазева, називају се анемостати. Они омогућавају интензивно мешање ваздуха, као и веће разлике у температури убаченог ваздуха и ваздуха у просторији. Анемостати могу бити са константним протоком или могу поседовати сопствене регулаторе протока, слично као код решетки. Одговарајуће конструкције анемостата дозвољавају усмеравање млазова ваздуха у потребном правцу. Производе се у квадратном и округлом облику, задовољавају естетске услове и зато се веома често користе (слике 6.15, 6.16 и 6.17).



Слика 6.15 – Анемостати квадратног и округлог облика са раванским и степенастим усмеривачима ваздуха – *Клима Опрема, Београд* ^[14]



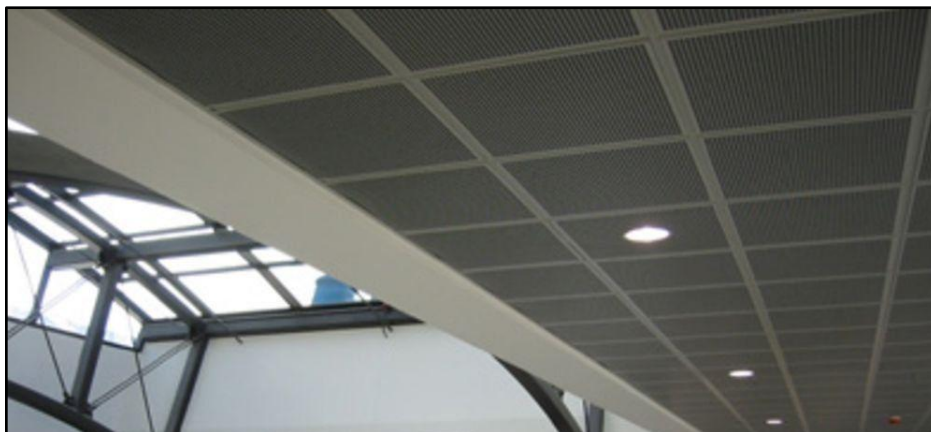
Слика 6.16 – Анемостати са лептирастом клапном (а), са двокраком каналском клапном (б), са каналском разделном клапном (в) – *Клима Опрема, Београд* ^[14]



Слика 6.17 – Анемостати тип АНК са једним, два и три смера струјања – *Клима Опрема, Београд*

6.5.3 Перфориране таванице

Када се ваздух извлачи преко таванице снабдеване отворима до 10mm, онда се ради о перфорираним таваницама (слика 6.18). Ваздух из просторије пролази кроз отворе таванице у пленум, у појединачним млазевима и формира зону примарних млазева – ињекциона зона, после извесног растојања сједињава се у један заједнички млаз – секундарни млаз, који се даље из пленума извлачи системом канала.

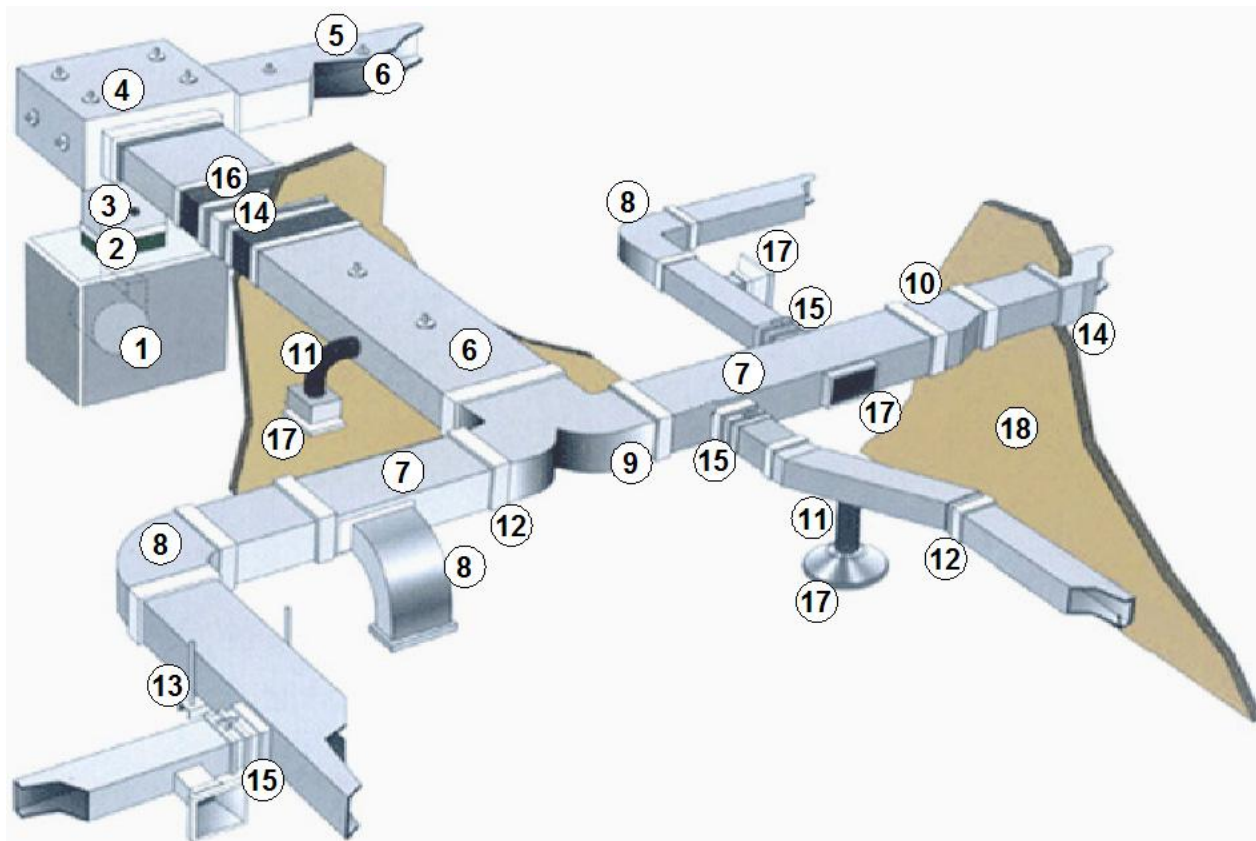


Слика 6.18 – Перфорирана таваница – *Armstrong Metaldecken AG, Armstrong World Industries* ^[15]

7. Развод ваздуха у климатизационим системима

7.1 Систем канала за транспорт ваздуха

У климатизационим системима ваздух циркулише системом канала између места где се он припрема и обрађује, и простора који се климатизује, а притисак потребан за његово струјање остварују вентилатори. Поред система за довод ваздуха у простор који се климатизује, увек постоји и независни систем канала за његово одвођење, чиме се остварује непрекидна циркулација ваздуха кроз контролисан простор. Систем канала за развод ваздуха обухвата и различите типове елемената за њихово спајање, промену правца, пресека, рачвање и ношење.



Слика 7.1 – Мрежа разводних канала – *indiamart.com* ^[16]

- | | |
|----------------------------------|---|
| 1 – климатизациона комора, | 10 – редукциони елемент, |
| 2 – регулациона жалузина, | 11 – савитљива цев, |
| 3 – контролна врата, | 12 – прирубница, |
| 4 – пленум, | 13 – вешање канала, |
| 5 – изолација и заштитна облога, | 14 – зидни рукавац, |
| 6 – главни канал, | 15 – регулациона клапа, |
| 7 – огранци, | 16 – противпожарна клапа, |
| 8 – колено, | 17 – елементи за дистрибуцију ваздуха, |
| 9 – рачва, | 18 – конструкција грађевинског објекта. |

Мрежа канала, због одређених захтева у погледу конструкције и начина прорачунавања брзине струјања ваздуха, може бити:

1. ниског притиска, са максималним брзинама струјања до 14 m/s и укупним падом притиска од око 500 Pa;
2. високог притиска, са брзином струјања и до 25 m/s, када пад притиска достиже до 3000 Pa.

Квалитетно прорачунат и изведен систем ваздушних канала мора да обезбеђује:

- уклапање у архитектонско-грађевински објект,
- равномерну дистрибуцију ваздуха,
- задовољавајући ниво буке,
- добру заптивеност,
- минималне добитке и губитке топлоте,
- ниске инвестиционе трошкове,
- минималне експлоатационе трошкове,
- лако одржавање.

Материјали који се користе за израду канала за развод ваздуха су: челични, поцинковани или алуминијумски лим, рабиц, бетон, синтетички материјали, и савитљиве цеви (слика 7.2). Ти материјали морају испуњавати услове да су са унутрашње стране глатки, лако чисте, дуготрајни, нехигроскопни, незапаљиви, отпорни на корозију, мале тежине, да имају мали коефицијент трења, производња и монтажа што једноставнији и сл.

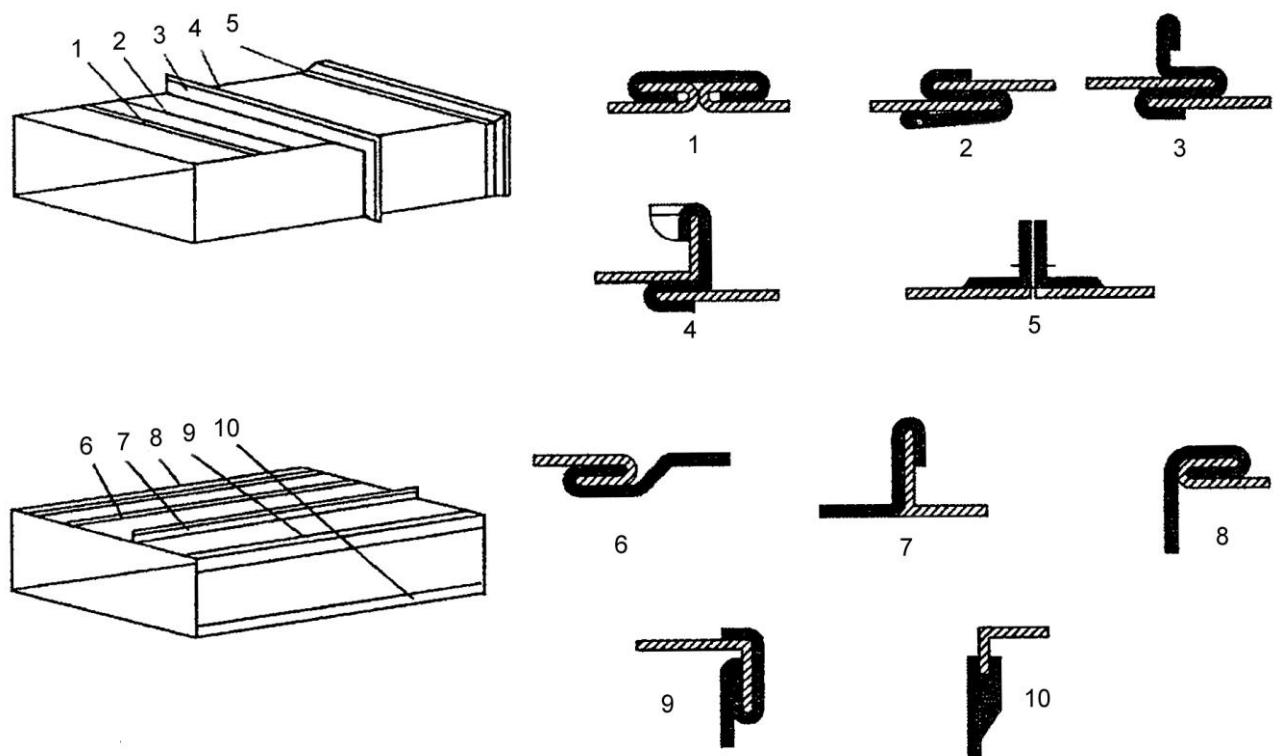


Слика 7.2 – Елементи за дистрибуцију ваздуха, 1 (поцинковани челични лим), 2 (Алуминијумски лим - Фенол пена) и 3 (савитљива алиминијумска цев) – *indiamart.com* ^[16]

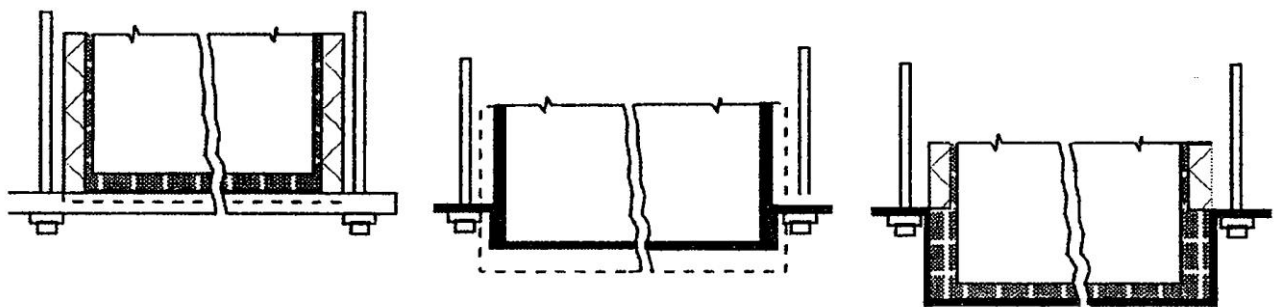
Канали се спајају на више начина. Уздужни шавови правих канала се раде као фалцовани. Попречни спојеви су пертловани, са угаоним профилем за повезивање, непричвршћеним прирубницама или профилисаним обујмицама (слика 7.3).

За ношење канала користе се цевне обујмице или конструкције од челичних профила или угаоника. Ослањање хоризонталних канала се може извести на много начина. Ослонце за вертикалне канале диктирају услови градилишта, а растојања могу бити већа него код хоризонталних канала. Канали треба да се ослањају на угаонике за укрјућивање, или угаоне прирубнице. Додавање изолације каналима не утиче на начин ослањања. Носачи канала не

смеју се поставити непосредно испод канала, прирубнице или укрућења, да се не би прекидала евентуална изолација канала или парна баријера (слика 7.4).



Слика 7.3 – Спајање елемената мреже канала, попречно (1, 2, 3, 4, 5) и уздужно (6, 7, 8, 9, 10)



Слика 7.4 – Вешање разводних канала

7.2 Прорачун пада притиска у цевоводима

7.2.1 Бернулијева једначина и параметри струјања флуида

У општем случају за описивање струјања идеалног флуида кроз потпуно глатке цевоводе користи се Бернулијева једначина, која има облик:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h = \text{const.}$$

Код реалних цевовода утицај трења о зидове цевовода и отпор услед скретања тока ваздушне струје (локани отпор) реалног стишљивог флуида мора се узети у обзир, а за описивање таквог струјања, узимају се параметри на почетку и крају струјања:

$$\frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} + p_1 + \rho_1 \cdot g \cdot z_1 = \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} + p_2 + \rho_2 \cdot g \cdot z_2 + \Delta p_{t,1-2}$$

где су:

1 - индекс почетка цевовода,

2 - индекс краја цевовода,

p - статички притисак, [Pa]

v - брзина струјања, [m/s]

ρ - густина флуида, [kg/m³]

z - висински положај, [m]

$\Delta p_{t,1-2}$ - губитак тоталног притиска при струјању од 1-2, [Pa]

Губитак тоталног притиска при струјању флуида на деоници од 1 до 2 се рачуна по једначини:

$$\Delta p_{t,1-2} = \left(p_1 + \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} \right) - \left(p_2 + \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2} \right) + \Delta p_{se,1-2}$$

где је:

$\Delta p_{se,1-2}$ - притисак услед дејства ефекта термалне гравитације, [Pa]

У изразу уочавамо статичку и динамичку компоненту притиска, и притисак од термалног стуба. Промену статичког и динамичког притиска изражавамо као разлику стања на почетку и крају цевовода:

$$\Delta p_{st,1-2} = p_1 - p_2 = p_{st1} - p_{st2},$$

$$\Delta p_{di,1-2} = \frac{\rho_1 \cdot v_1^2}{2} - \frac{\rho_2 \cdot v_2^2}{2}$$

7.2.2 Пад притиска

Укупна промена тоталног притиска услед трења, локслних отпора и нето термалног ефекта гравитације (термални стуб) за сваку деоницу канала система се израчунава по следећој формули:

$$\Delta p_{t,j} = \Delta p_{f,j} + \sum_{j=1}^m \Delta p_{i,j} + \sum_{k=1}^n \Delta p_{i,k} - \sum_{r=1}^s \Delta p_{se,ir}$$

где су:

- $\Delta p_{t,i}$ - укупна тотална промена притисака i -те гране, [Pa]
- $\Delta p_{f,i}$ - губици притиска услед трења у каналима i -те гране, [Pa]
- $\Delta p_{i,j}$ - губици тоталног притиска на j -том локаном месту, [Pa]
- $\Delta p_{i,k}$ - губици притиска k -те опреме у i -тој грани, [Pa]
- $\Delta p_{se,ir}$ - узгон r -вертикале за i -ту грану, [Pa]
- m - број деоница i -те гране,
- n - број опреме у i -тој грани,
- s - број вертикала i -те гране.

Отпори услед трења настају приликом кретања вискозног флуида код кога постоји унутрашње трење флуида, и трење о храпаву површину цевовода. Пад притиска услед трења израчунава се по изразу:

$$\Delta p_f = R \cdot l = \lambda \cdot \frac{l}{D_{ekv}} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, [\text{Pa}]$$

где су:

- R - јединични пад притиска услед трења, [Pa/m]
- l - дужина цевовода, [m]
- λ - коефицијент трења, [-]
- D_{ekv} - еквивалентни пречник, [m]
- ρ - густина флуида, [kg/m³]
- v - брзина струјања, [m/s]

Коефицијент трења је експериментално утврђена бездимензиона величина. У случају да зависи само од Рејнолдсовог броја $\lambda = f \text{ Re}$ ради се о хидраулички глатким цевима, ако зависи од Рејнолдсовог броја и коефицијента храпавости цеви $\lambda = f \text{ Re}, \delta$ онда се ради о хидраулички храпавим цевима, а ако зависи само од коефицијента храпавости цеви $\lambda = f \delta$ онда су у питању хидраулички потпуно храпаве цеви. Емпиријски обрасци и област примене дати су у табели 7.1, или се могу одредити помоћу дијаграма са слике 7.5. Пошто су наведени обрасци у табели 7.1 доста компликовани за практичан прорачун, за рачунање се користе дијаграми (слике 7.6 и 7.7) који показују функциску зависност између протока, количине топлоте, брзине струјања, пречника цеви и јединичног пада притиска услед трења.

Рејнолдсов број се израчунава по изразу:

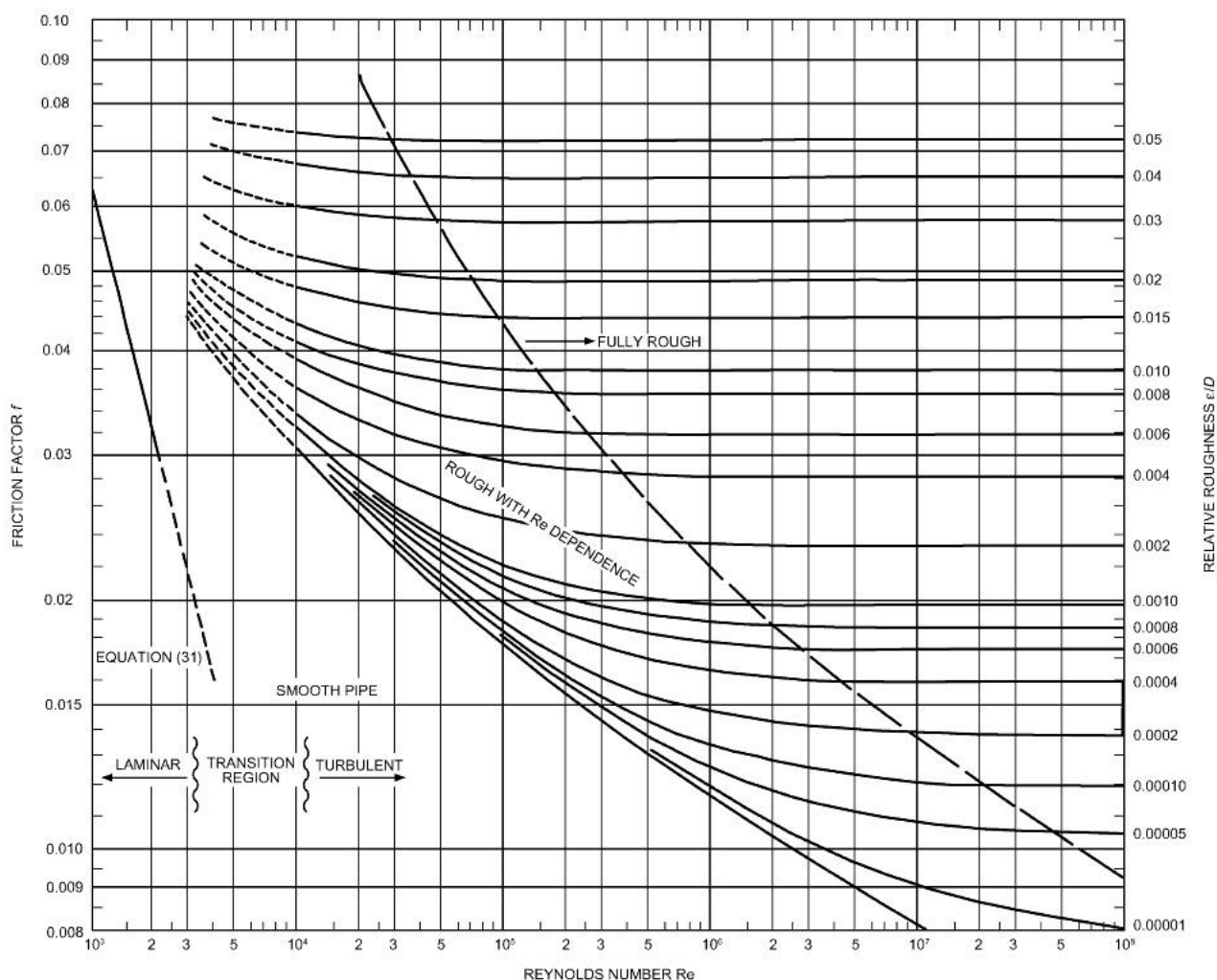
$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_{ekv}}{\mu} = \frac{v \cdot D_{ekv}}{\nu}, [-]$$

где су:

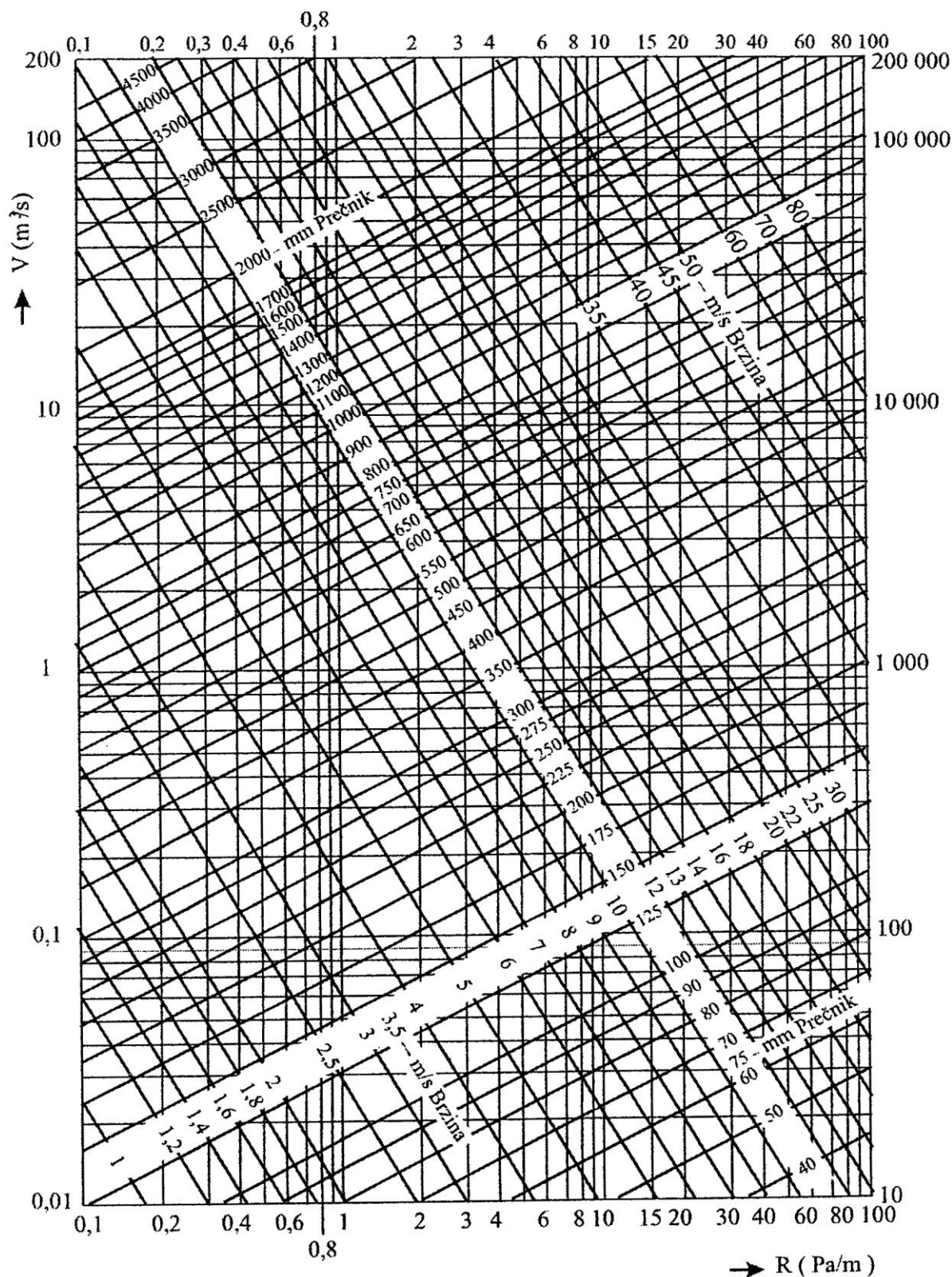
- μ - динамичка вискозност флуида, [Pa·s]
- ν - кинематска вискозност флуида, [m²/s]

Табела 7.1 – Емпириски обрасци за израчунавање коефицијента трења

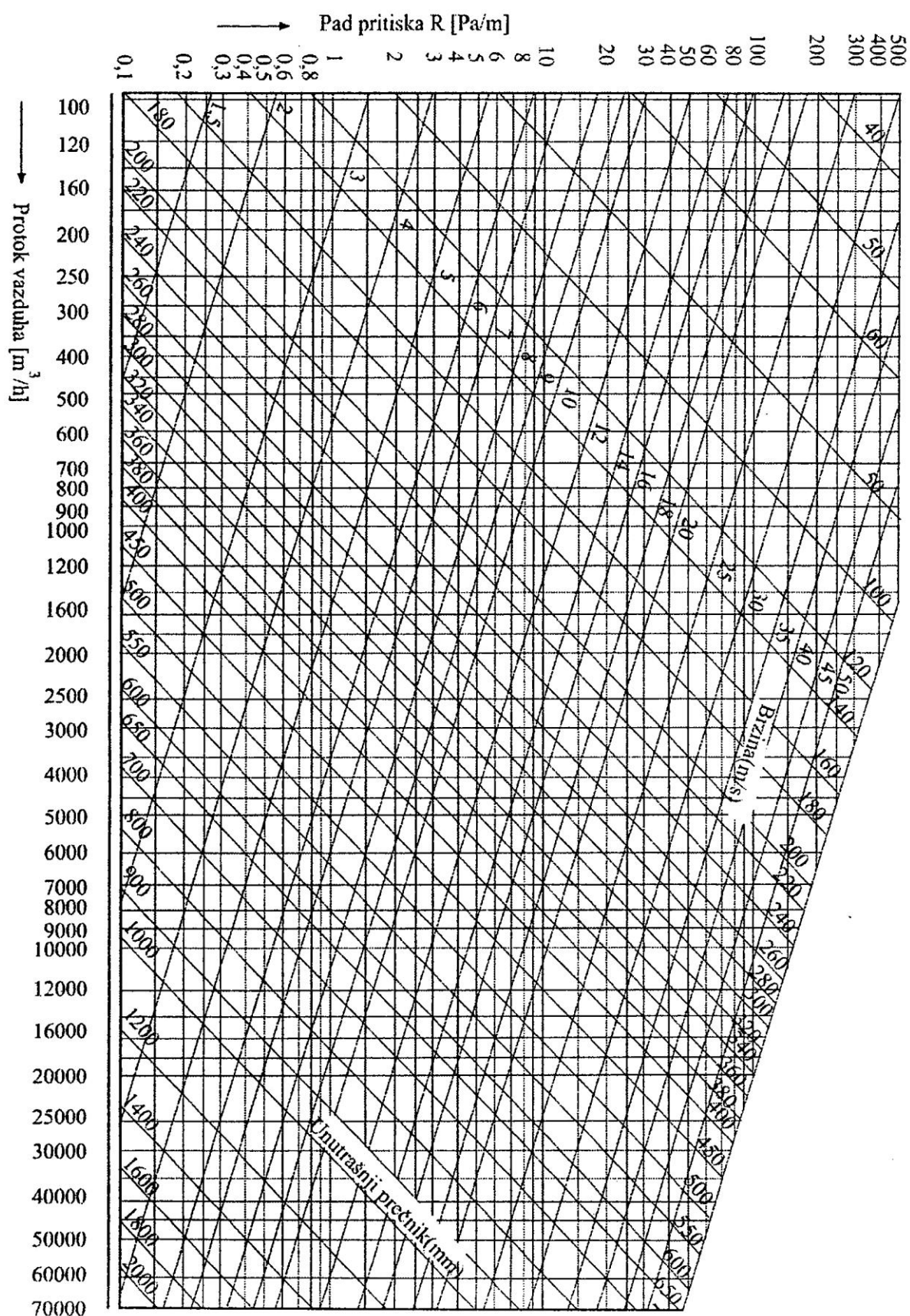
Ред. број	$\lambda = f \text{ Re}, \delta$	Област примене	Врста струјања	Понашање	Аутор
1	$\lambda = 64 / \text{Re}$	$\text{Re} < 2300$	Ламинарно	Хидраулички глатко	Дарси
2	$\lambda = 0,0025 \cdot \text{Re}^{0,33}$	$2300 < \text{Re} < 4000$	Неизвесно	Непоуздано	-
3	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2,01 \cdot \log \frac{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}}{2,51}$	$4000 < \text{Re} < 10^5$	Турбулентно	Хидраулички глатко	Прантл
4	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2,01 \cdot \log \left(\frac{\delta}{3,71} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}} \right)$	$23\text{k} < \text{Re} < 560\text{k}$	Турбулентно	Хидраулички храпаво	Колбрук
5	$\lambda = \frac{1}{\left(2 \cdot \log \frac{1}{\delta} + 1,14 \right)^2}$	$\text{Re} > 560\text{k}$	Турбулентно	Хидраулички потпуно храпаво	Карман



Слика 7.5 – Однос коефицијента трења и Рејнолдсовог броја (*Moody's chart 1944*) – *ASHRAE Fundamentals* ^[3]



Слика 7.6 – Дијаграм пада притиска услед трења за атмосферски притисак 101,3 Pa, температуру ваздуха 20°C, густину ваздуха 1,204 kg/m³ и апсолутну храпавост канала од 0,15 mm ^[1]

Слика 7.7 – Дијаграм пада притиска са протоком ваздуха израженим у m^3/s [1]

Локални отпори се јављају на местима промене брзине или правца струјања флуида. Коефицијенти локалног отпора ζ су утврђени експериментално и дају се табеларно или дијаграмом, за сваки посебан случај (колело, т-рачва, сужење, пригушница итд.). Вредност пада притиска на локалном отпору се изражава:

$$\Delta p_{lok} = \zeta \cdot \frac{v^2}{2}, [\text{Pa}]$$

где су:

ζ - коефицијент пада притиска локалног отпора, [-]

v - брзина струјања, [m/s]

Термални гравитациони ефект за сваки нехоризонтални канал у односу на околни ваздух се одређује по следећој једначини:

$$\Delta p_{se} = g \cdot (\rho_0 - \rho) \cdot Z_2 - Z_1, [\text{Pa}]$$

где су:

ρ_0 - густина околног флуида, [kg/m³]

ρ - густина транспортованог флуида, [kg/m³]

7.2.3 Еквивалентни пречник и стандардне димензије канала

Попречни пресеци канала могу бити округли, квадратни и правоугаони. За климатизационе системе ниског притиска користе се све врсте попречног пресека, док код система високог притиска користе се само округлог.

У табелама 7.2 и 7.3 дате су вредности димензија стандардних кружних и правоугаоних канала.

Проток флуида кроз канале се израчунава по изразима:

$$\dot{V} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot v \text{ - за кружни,}$$

$$\dot{V} = a \cdot b \cdot v \text{ - за правоугаони,}$$

где су D пречник канала [m], a ширина канала [m] и b висина канала [m].

Да би се могао израчунати Рејнолдсов број, односно да би се одредио режим струјања за било који пресек канала, мора се првобитно одредити хидраулички пречник, који се уопштено теоријски рачуна по изразу:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{O}, [\text{m}]$$

где су:

A - површина попречног пресека струјања, [m²]

O - оквашени обим, [m]

Пречник округлог попречног пресека цеви је уједно и његов хидраулички пречник, а код канала са квадратним/правоугаоним попречним пресеком хидраулички пречник се рачуна по изразу:

$$D_h = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}, [\text{m}]$$

Табела 7.2 – Стандардне димензије кружних канала са површинама по дужном метру (Eurovent)

Пречник [mm]	Површина по дужном метру [m ² /m]	Пречник [mm]	Површина по дужном метру [m ² /m]
63	0,197	315	0,990
71	0,223	355	1,115
80	0,251	400	1,257
90	0,283	450	1,413
100	0,314	500	1,758
112	0,352	560	1,658
125	0,393	630	1,979
140	0,440	710	2,229
160	0,502	800	2,512
180	0,562	900	2,826
200	0,628	1000	3,142
224	0,703	1120	3,517
250	0,785	1250	3,967
280	0,879		

Табела 7.3 – Стандардне димензије правоугаоних канала са површинама по дужном метру [m²/m] (Eurovent)

		Краћа страна правоугаоног канала [mm]										
		100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
Дужа страна правоугаоног канала [mm]	150	0,50	0,60									
	200	0,60	0,70	0,80								
	250	0,70	0,80	0,90	1,00							
	300	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20						
	400	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,60					
	500		1,30	1,40	1,50	1,60	1,80	2,00				
	600		1,50	1,60	1,70	1,80	2,00	2,20	2,40			
	800			2,00	2,10	2,20	2,40	2,60	2,80	3,20		
	1000				2,50	2,60	2,80	3,00	3,20	3,60	4,00	
	1200					3,00	3,20	3,40	3,60	4,00	4,40	4,80
	1400						3,60	3,80	4,00	4,40	4,80	5,20
	1600						4,00	4,20	4,40	4,80	5,20	5,60
	1800							4,60	4,80	5,20	5,60	6,00

	2000							5,00	5,20	5,60	6,00	6,40
--	------	--	--	--	--	--	--	------	------	------	------	------

При прорачунавању пада притиска код канала кружног попречног пресека обично се користе табеле или дијаграми. Да би се прорачун проширио на канале некружног попречног пресека и узимајући у обзир да је лакше димензионисати цевовод са једнаким протоком него са једнаким брзинама, уводи се појам еквивалентног (не хидрауличног) пречника.

Ово има за циљ да дефинише исти јединични пад притиска као да је у питању округла цев, па из услова да је отпор трења једнак добијамо:

$$R_{(кржњи)} = R_{(правоугаони)}$$

$$\frac{\lambda}{D_{ekv}} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \frac{\lambda \cdot a + b}{2 \cdot a \cdot b} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Табела 7.4 – Кружни еквивалентни пречници за правоугаоне канале

		Дужина стране правоугаоног канала [m]															
		100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650
Дужина стране правоугаоног канала [m]	100	110															
	125	123	138														
	150	134	151	165													
	175	145	162	178	193												
	200	154	173	190	206	220											
	225	163	183	202	218	234	248										
	250	171	192	212	230	246	261	275									
	275	178	201	222	240	258	274	289	303								
	300	185	209	231	251	269	286	301	316	330							
	350	199	225	248	269	289	308	325	341	357	386						
	400	211	239	264	287	308	328	346	364	381	412	441					
	450	222	251	278	303	325	346	366	385	403	436	467	496				
	500	232	263	291	317	341	364	385	405	424	459	492	522	551			
	550	242	275	304	331	356	380	402	423	443	481	515	547	577	606		
	600	251	285	316	344	371	395	419	441	462	501	537	571	603	633	661	
	650	260	295	327	357	384	410	434	457	479	520	558	594	627	658	688	716
	700	268	305	338	369	397	424	449	473	496	539	578	615	650	682	713	743
	750	276	314	348	380	410	437	463	488	512	556	597	636	672	706	738	769
	800	284	323	358	391	421	450	477	503	527	573	616	655	693	728	762	793
	900	298	339	377	411	444	474	503	530	556	605	650	693	733	770	806	840
	1000	312	355	394	431	464	496	527	555	583	635	683	727	770	810	848	884
	1100	324	369	410	448	484	517	549	579	608	662	713	760	805	847	887	925
	1200	336	383	426	465	502	537	570	602	632	689	741	791	837	882	924	964
	1300	348	396	440	482	520	556	591	623	655	714	769	820	869	915	959	1001
	1400	359	409	454	497	537	574	610	644	676	737	794	848	898	946	992	1036
	1500	369	421	468	511	553	591	628	663	697	760	819	874	927	977	1024	1069
	1600	379	432	480	526	568	608	646	682	716	782	843	900	954	1005	1055	1101
	1700	388	443	493	539	583	624	663	700	735	803	865	924	980	1033	1084	1132
	1800	398	454	505	552	597	639	679	717	754	823	887	948	1005	1060	1112	1162
	1900	407	464	516	565	610	654	695	734	771	842	908	971	1030	1086	1140	1191
	2000	415	474	527	577	624	668	710	750	788	861	929	993	1053	1111	1166	1219
	2100	424	483	538	589	636	682	725	766	805	879	949	1014	1076	1135	1192	1246
	2200	432	493	548	600	649	695	739	781	821	897	968	1035	1098	1159	1216	1272
	2300	440	502	559	611	661	708	753	796	837	914	987	1055	1120	1182	1241	1297
	2400	447	510	568	622	673	721	766	810	852	931	1005	1075	1141	1204	1264	1322
	2500	455	519	578	633	684	733	780	824	867	947	1023	1094	1161	1225	1287	1346

	2600	462	528	587	643	696	745	792	838	881	963	1040	1112	1181	1247	1309	1369
	2700	469	536	597	653	707	757	805	851	895	979	1057	1130	1200	1267	1331	1392
	2800	476	544	606	663	717	768	817	864	909	994	1073	1148	1219	1287	1352	1415
	2900	483	552	614	673	728	780	829	877	922	1008	1089	1166	1238	1307	1373	1437

Наставак на следећој страни.

Наставак табеле 7.4

		Дужина стране правоугаоног канала [m]															
		1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600
Дужина стране правоугаоног канала [m]	1000	1155															
	1100	1212	1265														
	1200	1265	1322	1375													
	1300	1316	1375	1432	1486												
	1400	1365	1427	1486	1542	1596											
	1500	1411	1476	1537	1596	1652	1706										
	1600	1456	1523	1587	1648	1706	1762	1816									
	1700	1499	1568	1634	1698	1758	1816	1872	1927								
	1800	1541	1612	1680	1746	1808	1869	1927	1983	2037							
	1900	1581	1654	1725	1792	1857	1919	1979	2037	2093	2147						
	2000	1619	1695	1768	1837	1904	1968	2030	2089	2147	2203	2257					
	2100	1657	1735	1810	1881	1949	2015	2079	2140	2200	2257	2313	2367				
	2200	1693	1774	1850	1923	1994	2061	2127	2190	2251	2310	2367	2423	2478			
	2300	1729	1811	1889	1964	2037	2106	2173	2238	2300	2361	2420	2478	2533	2588		
	2400	1763	1847	1928	2005	2078	2150	2218	2285	2349	2411	2472	2530	2588	2643	2698	
	2500	1797	1883	1965	2044	2119	2192	2262	2330	2396	2460	2522	2582	2641	2698	2754	2808
	2600	1830	1917	2001	2082	2159	2233	2305	2375	2442	2507	2571	2632	2692	2751	2808	2864
	2700	1862	1951	2037	2119	2198	2274	2347	2418	2487	2554	2619	2682	2743	2803	2861	2918
	2800	1893	1984	2071	2155	2236	2313	2388	2461	2531	2599	2665	2730	2792	2854	2913	2971
	2900	1923	2016	2105	2191	2273	2352	2428	2502	2574	2644	2711	2777	2841	2903	2964	3024

У претходном изразу када брзине изразимо преко протока кружног и правоугаоног канала, добијамо једначину за израчунавање еквивалентног пречника:

$$D_{ekv} = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot a^3 \cdot b^3}{\pi^2 \cdot (a + b)}}, [m]$$

Према овом изразу дате су вредности еквивалентних пречника у табели 7.5.

Каналска мрежа представља значајне инвестиционе трошкове у изградњи климатизационог постројења, тако да се мора бирати најповољнија варијанта извођења. Кружни канали су најјефтинији, а канал који има мању површину у односу на обим има мањи пад притиска, а тиме се смањују погонски трошкови. Из свега наведеног може се закључити да су канали правоугаоног пресека најнеповољнији, тако да треба тежити да однос његових страна буде у границама:

$$\frac{1}{3} \leq \frac{a}{b} \leq 3$$

У случајевима када простор објекта не дозвољава испуњавање предходног услова, сходно томе може се користити канал и са другим односом страница.

Иако каналска мрежа са правоугаоним попречним пресеком има својих недостатака, у њима се ствара много мање буке него у кружним. Такође предност је што увек постоји могућност дораде мреже у случајевима када објекат одступа од пројекта или сл.

7.3 Методе прорачуна ваздушних канала

Постоје више метода прорачуна канала у зависности од полазне величине при димензионисању, и то:

1. метод смањивања брзина,
2. метод константног пада притиска,
3. метод повраћаја статичког притиска.

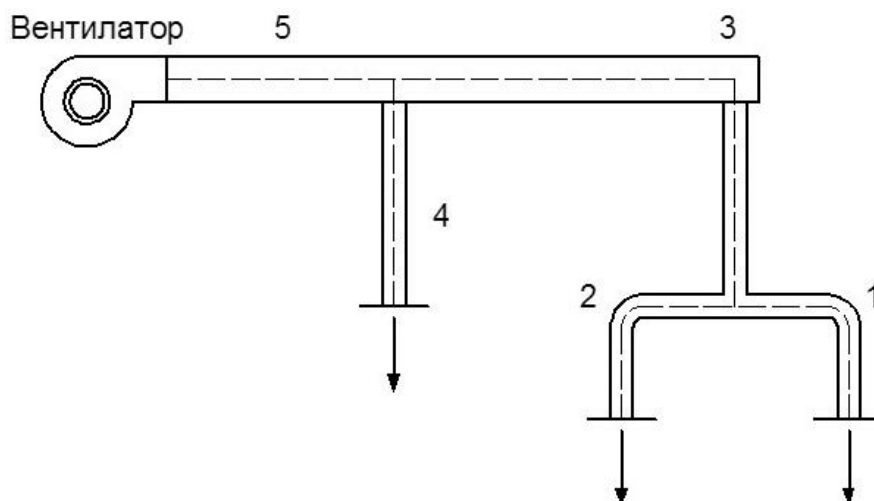
Прве две методе примењују се за прорачун канала у климатизационим системима ниског притиска, а трећа у системима високог притиска. О било којој методи да се ради, потребно је водити рачуна о дозвољеном нивоу буке и раду притиска у каналу. Са порастом брзине, расте шум у каналима и у вентилатору, а поред тога и отпор струјању, односно потребна снага вентилатора (повећавају се експлоатациони трошкови), а са друге стране, ако су мање димензије канала, значи мањи утрошак материјала (мањи инвестициони трошкови).

За одређивање расподеле притиска у мрежи, односно за одређивање потребног притиска на улазу у мрежу, потребно је познавање дела мреже највећег отпора. Обзиром да су у ваздушним каналима губици притиска услед локалних отпора често већи од губитака услед трења, не значи да је у најудаљенијој грани и највећи губитак притиска. Због тог разлога, мреже са више огранака је потребно прорачунати сваки огранак понаособ и главни канал и на тај начин наћи део мреже са највећим отпором. Израчунати статички притисак овим начином, служи за димензионисање вентилатора.

Да би се остварили потребни и равномерни протоци ваздуха у мрежи, вишак притиска у свакој грани мора да буде редукован, односно укупан притисак у свакој грани мора да буде исти. Овај поступак се назива *уравнотежење система* (слика 7.8), и морају да буду задовољене следеће релације:

$$\Delta p_{uk1} = \Delta p_{uk2}; \Delta p_{uk4} = \Delta p_{uk3} + \Delta p_{uk1}; \Delta p_{uk4} = \Delta p_{uk3} + \Delta p_{uk2};$$

$$p_{uk} = \Delta p_{uk5} + \Delta p_{uk3} + \Delta p_{uk1}; p_{uk} = \Delta p_{uk5} + \Delta p_{uk3} + \Delta p_{uk2}; p_{uk} = \Delta p_{uk5} + \Delta p_{uk4}$$



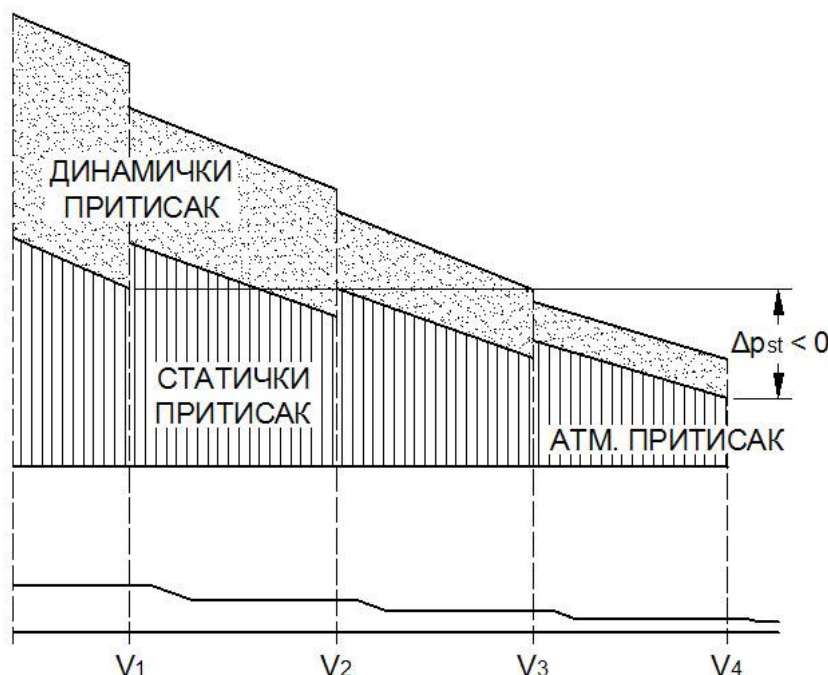
Слика 7.8 – Шема уравнотежења система

7.4 Могуће промене статичког притиска

За правилно димензионисање каналске мреже потребно је познавати последице могућих промена статичког притиска у мрежи.

Када брзина у почетном делу мреже није довољна да се њеним смањивањем у наредним деоницама савлада губитак притиска, долази до пада статичког притиска (слика 7.9) према изразу:

$$Rl > k \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 - v_2^2$$



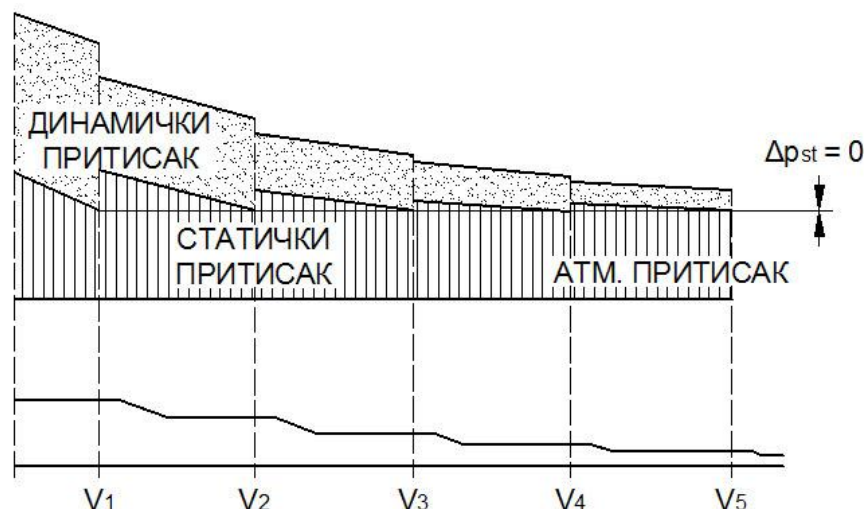
Слика 7.9 – Ток притиска при опадајућем статичком притиску

Овај случај може да наступи при примени било које методе прорачуна:

1. при смањењу брзина – ако је смањење брзине тако мало да је повратни добитак притиска мањи од губитка;
2. при константном јединичном паду притиска, а при неповољним односима струјања, пошто разлика брзина зависи од непроменљивог јединичног пада притиска;
3. при повраћају статичког притиска брзине према крају канала јако се смањују, пошто разлика брзина треба да изједначи губитке притиска. Да би се избегле изузетно ниске брзине, а самим тим и високи трошкови постројења тј. велики пресеци канала, смањује се статички притисак у каналу.

Статички притисак је непромењен у случајевима када ваздух истиче из решетки у којима долази до изражаја само статички притисак, што представља услов за уједначност свих испуста (слика 7.10). Брзина ће се смањити тако да је испуњен услов из једначине:

$$RI = k \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 - v_2^2$$

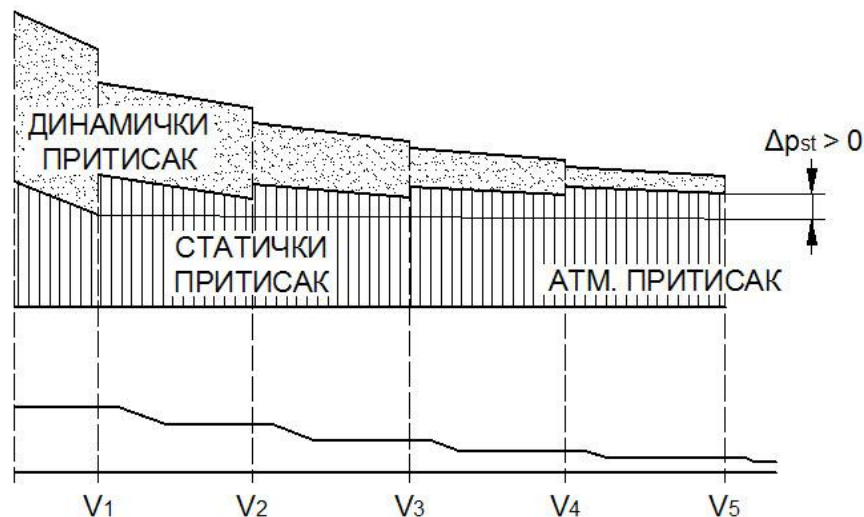


Слика 7.10 – Ток притиска при непромењеном статичком притиску

Само димензионисање канала по методи повраћаја статичког притиска може да пропише такав ток притиска. У прорачунским методама смањења брзине и константног јединичног пада притиска овакав ток притиска је сасвим могућ, али је препуштено случају да ли ће се испунити горња једначина.

Случај када статички притисак расте може да се наступи ако је динамички притисак врло висок (као у системима високог притиска), или је деоница кратка, али ипак довољно дугачка да се може изградити статички притисак (слика 7.11). У овом случају важи једначина:

$$RI < k \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 - v_2^2$$



Слика 7.11 - Ток притиска при порасту статичког притиска

Ова могућност може да наступи у свим методама прорачуна:

1. при смањењу брзине ако је оно тако велико, да је добијање повратног притиска веће од губитка;

2. при константном јединичном раду притиска под истом претпоставком као и при коришћењу критеријума смањења брзине;
3. при повраћају статичког притиска: када статички притисак остаје константан, јер према току прорачуна не може наступити пораст статичког притиска.

7.5 Метода смањивања брзина

Метода смањивања брзина представља најједноставнији начин прорачуна ваздушних канала у системима ниског притиска. Брзине ваздуха у разним деловима мреже усвајају се на основу емпиријских података и са тим вредностима се прорачунава пад притиска према унапред познатим подацима о каналској мрежи.

Према овој методи почиње се димензионисање од деонице најближе вентилатору. Највећа брзина је на излазном пресеку вентилатора и са повећањем удаљености од вентилатора смањује се за изврстан проценат. Орјентационе вредности за избор брзина наведене су у табелама 7.5 и 7.6.

Одабиром брзине и познатим протоком може се израчунати површина попречног пресека канала, и касније кориговати усвајањем пресека стандардних димензија. Стандардне димензије округлих и правоуглих канала се бирају из табела 7.2, 7.3 и 7.4.

На основу стандардних димензија потребно је поновити прорачун попречног пресека канала и брзине. После овога је могуће са дијаграма (слика 7.7) очитати јединични пад притиска услед трења. Тиме су се стекли услови за прорачун пада притиска за одговарајућу деоницу. Када је прорачунати пад притиска мањи од расположивог притиска на месту гранања и није га могуће редуковати на други начин, вишак притиска се смањује помоћу неког пригушног елемента.

Табела 7.5 – Избор брзина струјања ваздуха према намени зграде

Примена	Приближна брзина ваздуха [m/s]			
	Канали за довод ваздуха		Канали за одвод ваздуха	
	Главни канали	Огранци	Главни канали	Огранци
Стамбене зграде	5	3	4	3
Хотели	7,5	6,5	6	5
Позоришта и биоскопи	6,5	5,5	5	4
Управне зграде	10	8	7,5	6
Ресторани	10	8	7,5	6
Болнице	7,5	6,5	6	5
Библиотеке	10	8	7,5	6

Табела 7.6 – Брзине у елементима каналске мреже

Део мреже	Приближна брзина ваздуха [m/s]	
	Комфорна постројења	Индустријска постројења
Жалузине за спољни ваздух	3...4	4...6
Главни канали	4...8	8...12
Огранци	3...5	5...8

Решетке за спољни ваздух или за извлачење ваздуха	2...3	3...4
---	-------	-------

Побољшање ове методе је у томе да се различити огранци прорачунавају тако да буде утрошен притисак који постоји на сваком огранку. Овај притисак ће се израчунати постепеним сабирањем губитака притиска појединих деоница главног канала у смеру од краја канала према вентилатору. Пробним прорачуном наћи ће се брзина у огранку која проузрокује губитак притиска у гранајућем каналу, који је једнак или мањи од расположивог.

Рачунски поступак би требало обавити на сваком огранку. Ако постоји вентилатор, или је прописана његова снага тако да је познат укупан притисак за мрежу, метода смањивања брзине састоји се у проналажењу брзине у главном каналу пробом, која резултира губитком притиска који је једнак укупној разлици притисака вентилатора. Добре особине ове методе су што се брзине бирају тако да не долази до буке. Прорачун је олакшан, јер је једноставно налажење потребног пресека канала. Мане оваквог прорачуна ваздушних канала су многобројне. Примена захтева извесно искуство пројектаната и применљива је само за једноставне системе, а осим тога падови притиска у сваком огранку су врло неједначени, тако да је за регулисање протока потребно уграђивање регулационих елемената за сваки огранак.

7.6 Метода константног пада притиска

Ова метода прорачуна даје боље резултате од методе смањивања брзина. Према њој се усвајају оне димензије канала које дају брзине струјања ваздуха, које ће бити са једнаким јединичним отпорима услед трења у свакој деоници.

Табела 7.7 – Односи површина пресека канала према количинама ваздуха које дају једнаке отпоре услед трења

Количина ваздуха [%]	Површина попречног пресека [%]	Количина ваздуха [%]	Површина попречног пресека [%]	Количина ваздуха [%]	Површина попречног пресека [%]	Количина ваздуха [%]	Површина попречног пресека [%]
1	2,0	26	33,5	51	59,0	76	81,0
2	3,5	27	34,5	52	60,0	77	82,0
3	5,5	28	35,5	53	61,0	78	83,0
4	7,0	29	36,5	54	62,0	79	84,0
5	9,0	30	37,5	55	63,0	80	84,5
6	10,5	31	39,0	56	64,0	81	85,5
7	11,5	32	40,0	57	65,0	82	86,0
8	13,0	33	41,0	58	65,5	83	87,0
9	14,5	34	42,0	59	66,5	84	87,5
10	16,5	35	43,0	60	67,5	85	88,5
11	17,5	36	44,0	61	68,0	86	89,5
12	18,5	37	45,0	62	69,0	87	90,0
13	19,5	38	46,0	63	70,0	88	90,5
14	20,5	39	47,0	64	71,0	89	91,5
15	21,5	40	48,0	65	71,5	90	92,0
16	23,0	41	49,0	66	72,5	91	93,0
17	24,0	42	50,0	67	73,5	92	94,0
18	25,0	43	51,0	68	74,5	93	94,5
19	26,0	44	52,0	69	75,5	94	95,0

20	27,0	45	53,0	70	76,5	95	96,0
21	28,0	46	54,0	71	77,0	96	96,5
22	29,5	47	55,0	72	78,0	97	97,5
23	30,5	48	56,0	73	79,0	98	98,0
24	31,5	49	57,0	74	80,0	99	99,9
25	32,5	50	58,0	75	80,5	100	100,0

Као и у претходној методи, са димензионисањем се почиње од деонице најближе вентилатору. За ову деоницу потребно је одабрати брзину ваздуха према препорукама из табела 7.5 и 7.6. Поступак прорачуна притиска за прву деоницу је идентичан са оним у методи смањивања брзина. Јединични пад услед трења, који је израчунат за прву деоницу, треба да се задржи константним онолико дуго колико је то оправдано са техно-економског становишта. Остали водови се димензионишу према неком другом константном јединичном отпору који треба да задовољи расположиви пад притиска. У ту сврху израђене су табеле и дијаграми који омогућују да се одреде димензије канала које то обезбеђују. Потребно је да се утврди колико процената од максималног ваздушног протока износи проток деонице која се димензионише. На основу овога, према табели 7.7 може се одредити процентуални износ површине пресека текуће деонице од површине пресека претходне деонице којој припада максимални проток. Потом се израчунавају површина пресека односно димензије канала.

Када се одреде димензије канала, могу се одредити и све величине потребне за прорачун пада притиска у деоници.

Ова метода прорачуна ваздушних канала даје добре резултате за симетричне каналске мреже, или такве код којих сви огранци имају приближно исти отпор. Тада је потребно извршити само незнанто уравнотежавање. Мане ове методе су што константан јединични отпор врло често даје брзине које се не уклапају у препоручене оквири. У том случају не може се задржати константан јединични отпор, већ је потребно као полазну основу за димензионисање наредних деоница узети јединични пад притиска оне деонице код које се више није могао одржати претходни јединични пад притиска. Осим тога, утицај локалних отпора на укупан пад притиска врло често је доминантан, тако да условљава знатна пригушења, јер се не може обезбедити равномерна расподела притиска. То се посебно односи на постројења која имају огранке неуједначених дужина, где је потребно у најкраћем огранку извршити знатна пригушења.

7.7 Метода повраћаја статичког притиска

Ова метода је базирана на томе да се при смањењу брзине струјања ваздуха кроз канал смањује динамички притисак, а на рачун тога се повећава статички притисак, што за постројења високог притиска није мало.

Ако се посматра прав разводни канал са многобројним огранцима, може се уочити да се запреминска струја ваздуха постепено смањује за количину ваздуха која одлази преко огранка. Ако су димензије разводног канала по његовој целој дужини једнаке, брзина ће се стално смањивати. При том долази до претварања динамичког у статички притисак, али са друге стране наступа губитак укупног притиска.

Принцип ове методе заснива се на томе да треба одредити димензије разводног канала тако да пораст статичког притиска који настаје на рачун смањења брзине компензује делимично или у потпуности пад статичког притиска услед трења следеће деонице, чиме се постиже да је статички притисак у разводном каналу константан или врло благо опада. Потреба за остварењем ових услова проистиче из два захтева који се скоро увек јављају у системима високог притиска:

1. у систему високог притиска ваздух се скоро увек убацује у просторију кроз отворе или апарате са високим степеном индукције, што захтева високе статичке притиске ваздуха непосредно испред улаза;

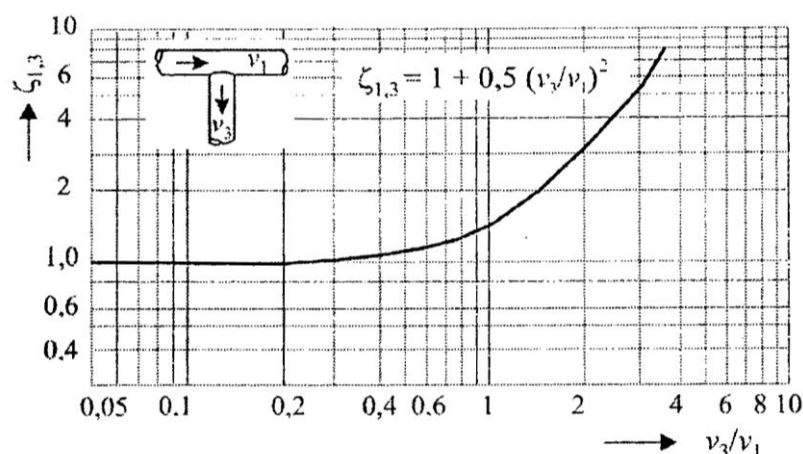
2. статички притисци ваздуха на местима где се канали рачвају морају бити једнаки или скоро једнаки, како би се без великог пригушења могле добити жељене количине ваздуха у огранцима.

Метода повраћаја статичког притиска овде је објашњена за један одређен случај. Наиме, експерименталним испитивањем је утврђено да је при извођењу огранка разводног канала у облику Т-рачви, пад статичког притиска у огранцима независан од брзине у разводном каналу (слика 7.12).

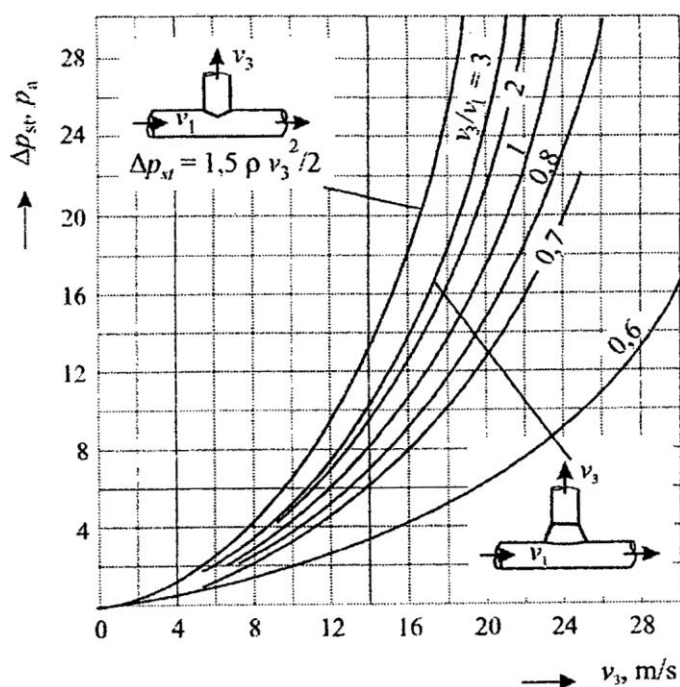
Према Гилману, коефицијент отпора у огранку може се израчунати на следећи начин:

$$\zeta = 0,5 + v_1 / v_3^2$$

где је ζ - коефицијент отпора огранка (бездимензионалан), v_1 је брзина у разводном каналу испред огранка [m/s], а v_3 брзина у огранку [m/s].



Слика 7.12 – Коефицијент отпора Т-рачве



Слика 7.13 – Пад статичког притиска за Т-рачве

Пад статичког притиска (за Т-рачве слика 7.13) у огранку израчунава се из укупног пада притиска:

$$\Delta p_{st} = \Delta p_{uk} - \Delta p_{din}$$

из смене следи:

$$\Delta p_{st} = \zeta_3 \cdot \rho \cdot \frac{v_3^2}{2} - \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 - v_3^2$$

$$\Delta p_{st} = \left[0,5 + \left(\frac{v_1}{v_3} \right)^2 \right] \cdot \rho \cdot \frac{v_3^2}{2} - \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 - v_3^2$$

односно:

$$\Delta p_u = 1,5 \cdot \rho \cdot \frac{v_3^2}{2}$$

Код система са пуно огранка који имају потребу за истим притиском, произлази захтев за једнаким статичким притиском испред огранка. Услов је могуће лако реализовати, при чему се пресеци канала димензионишу тако да прираштај статичког притиска иза огранка покрива губитке услед трења следеће деонице:

$$k \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 - v_2^2 = Rl_2$$

где су:

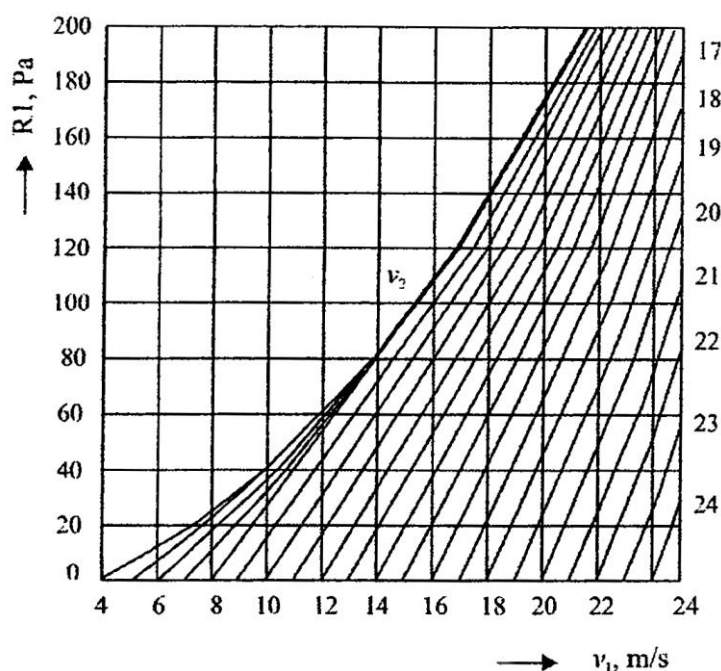
k - фактор повећања статичког притиска [-],

v_1 - брзина у разводном каналу испред огранка [m/s],

v_2 - брзина у разводном каналу иза огранка [m/s],

Rl_2 - пад притиска услед трења у деоници разводног канала иза огранка [Pa],

У том случају кроз све огранке струји иста количина ваздуха при истим пресецима и отпорима. На слици 7.14 приказан је дијаграм повраћаја статичког притиска при смањењу брзине.



Слика 7.14 – Дијаграм повраћаја статичког притиска

Пресек канала је могуће димензионисати у оба правца, произлази важна чињеница да деоница чија је брзина унапред задата може бити произвољно изабрана. Треба напоменути, да не треба по сваку цену задовољити израз из предходне једначине, већ би требало пазити да пречник иза рачвања буде мањи од пречника испред рачвања, и да на крајевима канала буду већи пречници. Напомена се односи на случај када се димензионисање врши од вентилатора према крајевима канала, тј. када се не зна пресек деонице иза огранка, већ се итерацијама покушава задовољити услов предходне једначине. Из тог разлога дозвољава се да је у одређеним деловима мреже испуњена следећа неједначина:

$$k \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_1^2 - v_2^2 < Rl_2$$

Предности ове методе је да даје добре резултате за дуге каналске системе и у случајевима када аксијалне компоненте брзине на местима рачвања слабо долазе до изражаја, и то у случајевима када је попречни пресек огранка знатно мањи од попречног пресека разводног канала. Овај метод у системима са много локалних отпора не даје добре резултате. Губитак притиска у систему пројектован овом методом, сразмерно су високи услед неповољних Т-рачви са оштрим ивицама.

7.8 Канали за одвођење ваздуха

Каналска мрежа за одвођење ваздуха из климатизованог простора увек се димензионише као систем ниског притиска. Примењују се методе једнаког пада притиска или смањења брзине (од вентилатора према исисним отворима), односно повећањем брзине од отвора према вентилатору.

Статички притисак у повратним каналима је негативан према притиску у просторији из које се извлачи ваздух. Разлика притисака може бити велика код исисних отвора који су близу вентилатора, а последице су шумови и интензивно струјање ваздуха. Зато се повратни системи канала изводе са најмањим могућим дужинама канала, са мањим бројем спојних елемената и малим брзинама.

7.9 Општи поступак прорачуна каналске мреже

Поступак прорачуна подразумева следеће кораке:

1. Проучавање планова објекта.
2. Обезбеђивање равномерне дистрибуције ваздуха у просторијама. Подешавање одређене стварне количине ваздуха према губицима и добицима топлоте у каналима и услед незаптивености канала.
3. Скицирање каналског система, повезивање елемената за довод ваздуха и елемената за одсисавање ваздуха са централним непокретним уређајима, узимајући у обзир све конструкционе препреке и опрему на датом објекту.
4. Одређивање димензија свих разводних канала и огранка помоћу изабране методе.
5. Одређивање димензија свих повратних канала и огранка неком од метода за прорачун канала у инсталацијама ниског притиска.
6. Израчунавање потребног укупног притиска за све деонице каналске мреже, разводне и повратне, и цртање тока укупног притиска.
7. Прорачунавање система за минималне инвестиционе и експлатационе трошкове, понављање 4. и 5. корака, са различитим димензијама канала. Неопходно је оценити трошкове према почетном прорачуну и додатне промене трошкова који се јављају при поновном прорачуну.

8. Разрађивање система до детаља. Ако постоји значајна промена димензија канала и спољних елемената, поновити прорачун пада притиска.
9. Понављање прорачуна огранка, да би се остварила неопходна уравнотежења.
10. Анализирање прорачуна ако постоји прекомерна бука.
11. Избор вентилатора.

8. Расхладни уређаји и њихова примена

8.1 Теорија расхладних уређаја

У летњем периоду потребно је одржавати температуру ваздуха испод температуре околине и ниво влажности у уским границама. Пошто се ово врши помоћу расхладних уређаја јасно је да су они од велике важности. Данас постоје читаве фамилије расхладних уређаја намењених специфичним употребама (собни климатизери, клима ормани, хладњаци воде).

Постоје два основна принципа хлађења – компресија и апсорпција. Основни задатак инжењера у том погледу је избор најприкладнијег уређаја, а да би се донела исправна одлука потребно је добро познавати шеме и принципе рада ових уређаја. Од изузетне важности је избор расхладног флуида везано и за еколошке захтеве.

По критеријуму енергије компресорски уређаји користе механичку, а апсорпциони уређаји топлотну енергију.

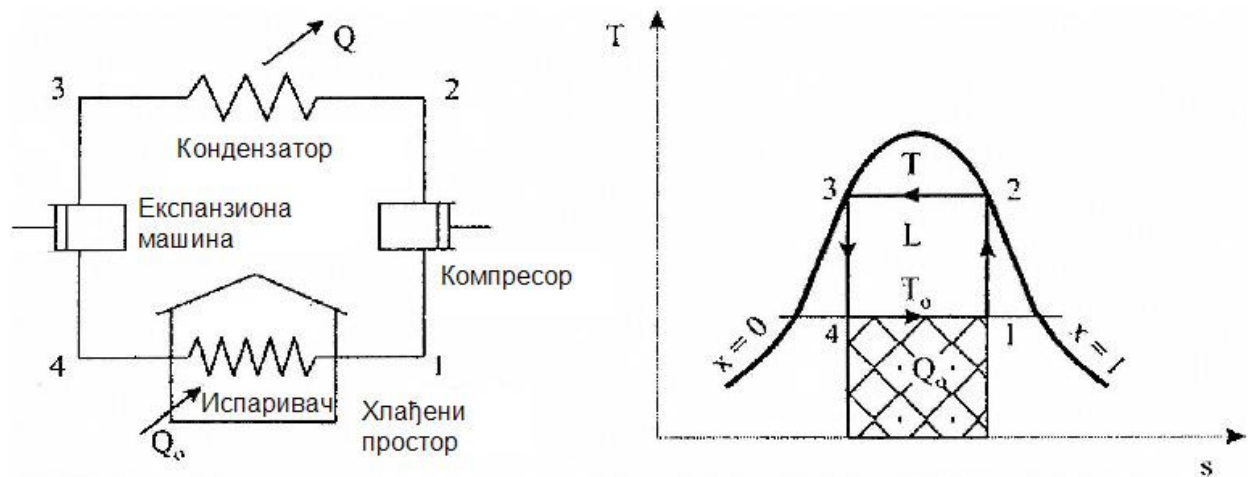
8.1.1 Принципи и основни параметри рада компресорског расхладног уређаја

Хлађење може бити природно (спонтани прелазак топлоте са хлађеног на хладније тело) или вештачко – помоћу расхладног уређаја. Вештачко хлађење је одузимање топлоте хлађеном телу и одавање те топлоте телу више температуре, што се према Другом закону термодинамике одвија уз утросак рада потребног за погон расхладног уређаја.

Компресорски расхладни уређај је најраспрострањенија врста расхладног уређаја. Основни елеменат је компресор. Његов задатак је да сабије пару која у расхлађивачу настане испаравањем расхладног флуида са притиска испаравања на притисак кондензације. Ово је супротан смер од оног у топлотним уређајима, за добијање механичког рада из топлоте.

8.1.2 Карноов кружни процес

Један од теоријски најпознатијих процеса је Карноов кружни процес приказан је на слици 8.1. Овај процес се састоји од изентропске компресије радног флуида од стања 1 до стања 2 у компресору, изотермског стања од стања 2 до стања 3 у кондензатору изентропске експанзије у цилиндру експанзионе машине од стања 3 до стања 4 и изотермског испаравања од стања 4 до стања 1 у испаривачу.



Слика 8.1 – Шема расхладног постројења и T-s дијаграм Карноовог циклуса

Карноов циклус подразумева да су промене стања из којих се састоји повратне и да су температуре између којих се циклус изводи односно температуре топлотног извора и топлотног понора константне.

8.1.3 Топлота хлађења, утрошени рад и коефицијент хлађења

Хлађење тела представља одузимање топлоте том телу. Одузета топлота се назива топлота хлађења и изжава се јединицама за енергију (J). Код расхладних уређаја топлота хлађења Q_0 је количина топлоте која се на испаривачу уређаја преда расхладном флуиду који кроз њега притиче, проузрокујући испаравање тог флуида. Карактеристичан податак је количина топлоте Q_0 на испаривачу у јединици времена и изражава се у јединицама за снагу (W). Расхладни капацитет поред топлоте која се одузима хлађеном телу обухвата и све остале количине топлоте које оптерећују расхладну инсталацију, тј. њен испаривач.

Утрошени рад неопходан за погон расхладног уређаја обележен је са L . Мера ефикасности је изражена изразом:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L}$$

Коефицијент хлађења левокретног повратног циклуса, који ради при константним температурама топлотног извора и топлотног понора (Карноов циклус) има највећу могућу вредност.

$$\varepsilon_k = \frac{Q_0}{L} = \frac{T_0 \cdot \Delta s}{T - T_0 \cdot \Delta s} = \frac{T_0}{T - T_0}$$

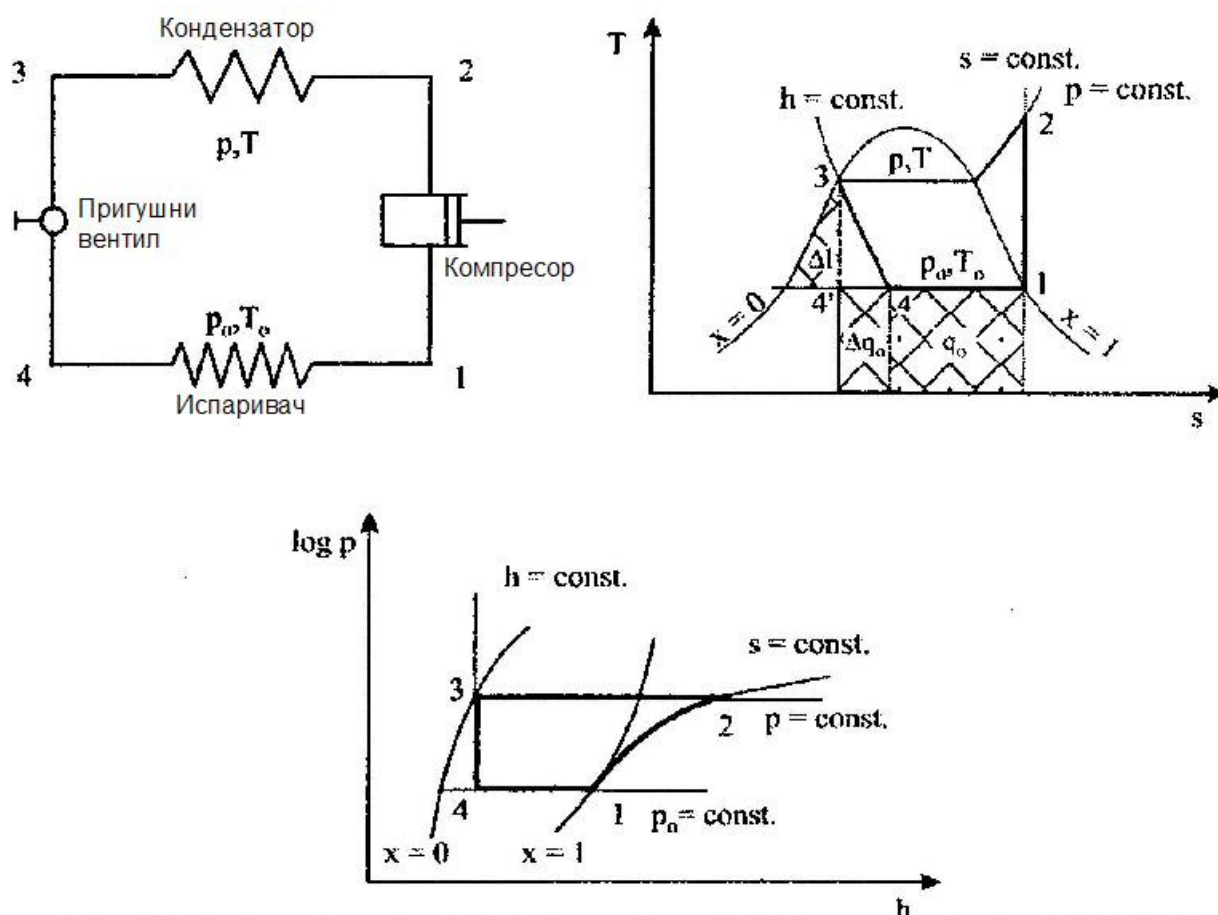
Пошто су процеси који се остварују у пракси неповратни то се коефицијент ε_k користи за оцењивање реалних процеса који се изводе у истим температурним границама. Уколико је разлика између температуре топлотног извора T и топлотног понора T_0 коефицијент хлађења је мањи. Из овога следи основно правило да не треба хладити на температуру нижу од потребне, нити ићи са температуром којом се предаје топлота већом од потребне, јер смањује ефикасност и захтева већу потрошњу енергије од потребне.

8.1.4 Теоријски циклус једностепене парне компресорске расхладне машине

Пракса је показала да је рад који се добија при експанзији мали и практично неупотребљив, па је експанзиона машина замењена пригушним вентилом у коме се кондензована течност расхладног флуида пригушује са притиска кондензације на притисак испаравања. Постоји опасност од течног удара у компресору, односно од наглог повишења

притиска у цилиндру компресора услед сабијања нестишљиве течности расхлађеног флуида, јесте разлог што се од влажног прешло на суво усисавање. Ово се обавља тако што доводи онолико течности флуида колико у њему испари, па компресор уместо влажне усисава сувозасићену пару. Шема и дијаграми теориског циклуса су приказани на слици 8.2.

Са наведеним изменама расхладни уређај се одвија на следећи начин: компресор усисава сувозасићену пару (садржај паре $x = 1$) расхладног флуида који излази из испаривача са стањем 1 и сабија се изентропски ($s = \text{const.}$) од притиска испаравања p_0 на притисак кондензације p до стања 2. У кондензатору се одвија изобарски процес, p је константно, током кога се прегрејана пара расхладног флуида стања 2 хлади до горње граничне криве $x = 1$ и даље кондензује до стања кључале течности $x = 0$ стање 3, на рачун загревања медијума који се користи за хлађење кондензатора. Након тога се течност расхладног флуида пригушује у пригушном вентилу по изнталпи $h = \text{const.}$ до притиска испаравања и стања 4. Описана замена упркос томе што има мањи коефицијент хлађења од Карноовог циклуса има смисла јер поједностављује и појефтиније расхладну инсталацију чинећи је поузданијум.



Слика 8.2 – Шема и дијаграми једностапене парне компресорске расхладне машине

8.1.5 Побољшање основног расхладног циклуса – вишестепено претхлађивање и сабијање

Специфична масена расхладна способност q_0 представља топлоту хлађења по 1 kg расхладног флуида који се пригушује у пригушном вентилу и може се дефинисати као разлика енталпија стања 1 и 4:

$$q_0 = h_1 - h_2, [\text{kJ/kg}]$$

Већ је утврђено да је замена процеса експанзије процесом пригушивања довела до смањења коефицијента хлађења. Пригушивањем се смањује специфична масена расхладна способност у односу на одговарајућу вредност у Карноовом циклусу за Δq_0 , а исто тако се утрошени рад повећава за ΔI па из тога произилази де ће коефицијент хлађења овог циклуса бити мањи од оног Карноовог циклуса:

$$\varepsilon = \frac{q_{0k} - \Delta q_0}{I_k + \Delta I} < \varepsilon_k$$

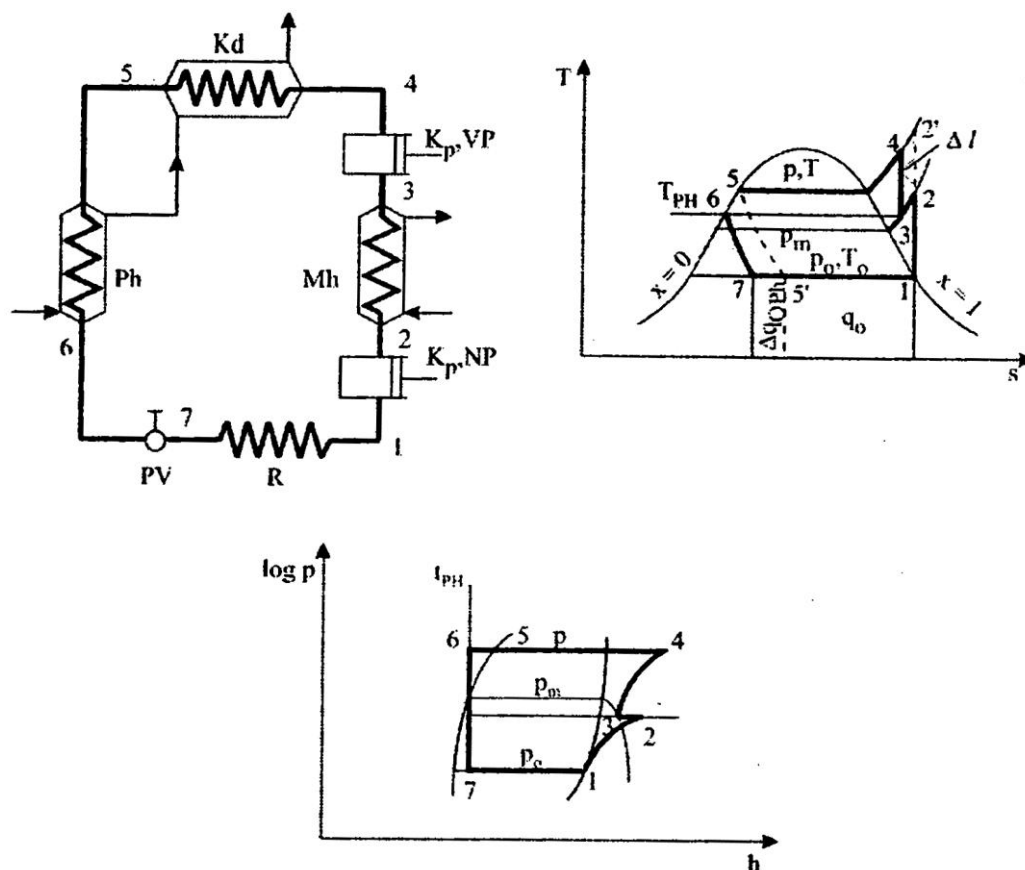
Штетан утицај пригушења на коефицијент хлађења је утолико већи уколико је већа разлика температура испаравања и кондензације. Да би се умањио овај штетан утицај врши се претхлађивање течности расхладног флуида на излазу из кондензатора. Претхлађивање се врши или у самом кондензатору или у посебном претхлађивачу, у коме се течност расхладног флуида најчешће претхлађује на рачун загревања воде за хлађење кондензатору. Овим се постиже повећање специфичне масене расхладне способности чиме се повећава и коефицијент хлађења.

Слика 8.3 приказује још један начин побољшања коефицијента хлађења који се користи када је однос притисака кондензације и испаравања велики, односно када је велика разлика одговарајућих температура. То је вишестепено сабијање расхладног флуида са његовим међухлађењем. Суву пару из испаривача стања 1 усисава кондензатор ниског притиска K_pNP и сабија је са притиска испаравања p_0 на међупритисак p_m до стања 2. У међухладњаку прегрејана пара се изобарски хлади до температуре воде за хлађење T_{ph} односно до стања 3. Ову пару усисава компресор високог притиска K_pVP и сабија је до притиска кондензације стање 4. У кондензатору се пара стања 4 хлади па кондензује до стања 5 на доњој граничној кривој. Течност расхладног флуида хлади се до стања 6 да би после пригушивања у пригушном вентилу PV на притисак испаравања ушла у испаривач са стањем 7 и у њему испарила на стање 1. Из једнакости:

$$\frac{p}{p_m} = \frac{p_m}{p_0}$$

одакле следи да је:

$$p_m = \sqrt{p \cdot p_0}$$



Слика 8.3 – Шема и дијаграм двостепене расхладне машине са међухлађењем и претхлађивањем

8.1.6 Одступање стварног од теоријског расхладног циклуса

Као последица чињенице да су сви процеси у појединим компонентама расхладног уређаја неповратни (док се теоријско сматрају повратним) имамо разлику између стварног и теоријског процеса.

Имајућу у виду све наведене чињенице за анализу стварног циклуса, поред података за идеалан циклус требало би знати:

- коефицијент корисног дејства компресора,
- губитак топлоте у течним и парним водовима (водови од компресора до кондензатора),
- падове притиска у течним и парним водовима,
- губитке или добитке топлоте компресора,
- падове притиска у кондензатору и испаривачу,
- прегревање паре расхладног флуида на излазу из испаривача,
- претхлађивања паре расхладног флуида на излазу из кондензатора

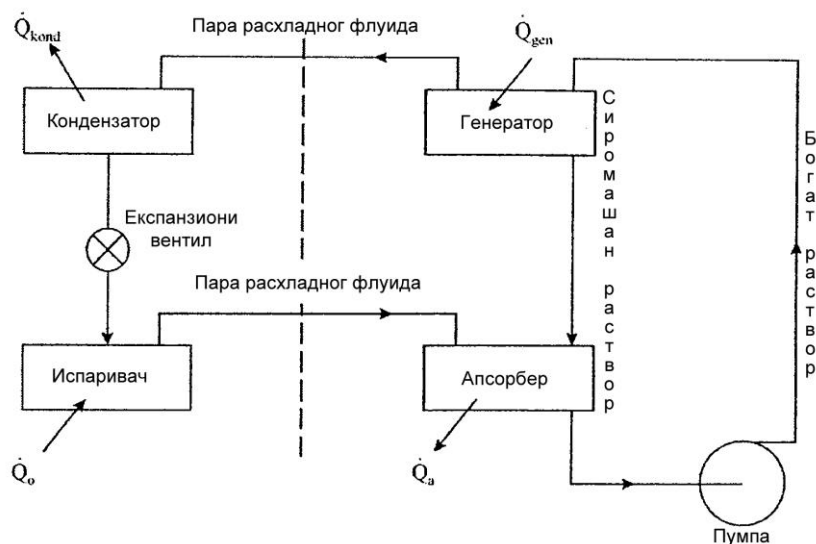
8.1.7 Апсорпциони расхладни уређаји

Рад ових уређаја заснива се на једном од најстаријих принципа у техници хлађења. Апсорбент (секундарни флуид) апсорбује примарни флуид који је пара расхладног флуида настала испаравањем у испаривачу. При томе користи се најважнија особина апсорбента да при вишим температурама апсорбује мање, а при нижим више паре расхладног флуида па се апсорпција и десорпција обављају помоћу размене топлоте. Попут оне у компресорском

процесу и овде се испаравање и кондензација врше на најмање два нивоа притиска. Уместо компресора овде се користи генератор који се загрева, апсорбером који се хлади и пумпом за течност раствор.

Као радни флуиди у апсорпционим уређајима користе се парови амонијак-вода и вода-Li-Br (литијум бромид), при чему је расхладни флуид у првом случају амонијак, а у другом вода. Амонијак се користи за индустријске примене. У климатизацији (индиректно хлађење ваздуха) расхладни уређај је вода, а апсорбент литијум-бромид. Ограничење је што температура испаравања не сме бити много нижа од 5°C и на температуру која влада у генератору мора бити довољно висока да не дође до кристализације соли литијум-бромида.

Шематски приказ дат је на слици 8.4. Пумпа потискује богат ратвор расхладног флуида у абсорбенту, из арсорбера ка генератору. Осиромашени раствор се враћа у абсорбер, а пара расхладног флуида се из генератора шаље у кондензатор у коме јој се одузима топлота и она се кондензује. Кондензоватни расхладни флуид пригуши се у експанзоном вентилу, па одлази у испаривач у коме испарава одузимајући топлоту хлађења. Створену пару реапсорбује сиромашни раствор из генератора. Добијени богат раствор који одлази у пумпу после чега се циклус понавља.



Слика 8.4 – Шема апсорпционог расхладног постројења

8.1.8 Компоненте компресорских уређаја

То су компресор, кондензатор, испаривач и пригушни вентил као и цевоводи који повезују ове компоненте. Поред ових елемената биће објашњени пресостати, термостати, рисивери, одвајачи уља.

8.1.8.1 Компресори

Већином су у упореби клипни, центрифугални и вијачни компресори, али у неким специфичним употребама у климатизацији наилазимо и на ротационе и пужасте (scroll) компресоре.

Клипни компресори покривају широк опсег расхладних капацитета – од стотинак вати до неколико стотина киловата. Разлог њихове честе употребе је због великих степена сабијања, рад са великим број обртаја, ниска цена и лако одржавање. Наравно као и сви други уређаји имају и своје мане као велики број покретних делова који се лако хабају и велика осетљивост на течни удар хладног флуида.

На слици 8.5 дат је индикаторски дијаграм који представља измерену зависност притиска која влада у цилиндру од промене запремине условљене кретањем цилиндра, од доње до горње мртве тачке и обрнуто. Расхладни флуид се усисава кроз усисни вентил кад се клип креће с лева у десно. Близу горње мртве тачке отвара се потисни вентил који омогућава истискивање прегрејане паре расхладног флуида ка кондензатору. Кад клип дође до горње мртве тачке и крене у десно, затвори се потисни вентил и почиње процес експанзије паре расхладног флуида заостале у штетном простору. Овим је омогућено протицање расхладног флуида кроз усисни вентил. Након тога се усисни вентил отвара и процес се понавља. Мера ефикасности дефинисана је коефицијентом испоруке λ који се рачуна по изразу:

$$\lambda = \frac{G_{RF} \cdot V_{PP}}{V_S}$$

где су:

G_{RF} - масени проток расхладног флуида [kg/s],

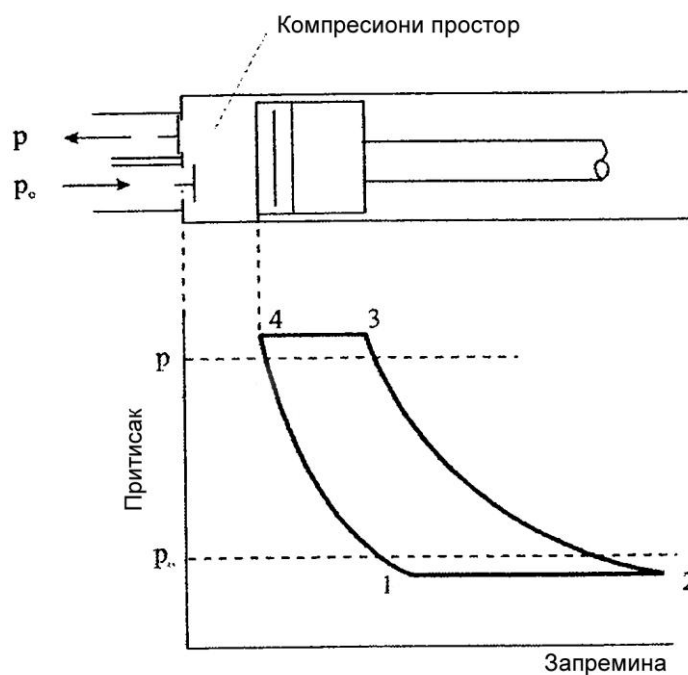
V_{PP} - специфична запремина прегрејане паре расхладног флуида на усису [m³/kg],

V_S - секундарна запремина компресора [m³/s].

Секундарна запремина компресора је производ броја обртаја и укупне запремине које пребришу клипови свих цилиндара при кретању између мртвих тачака. Коефицијент зависи од секундарне запремине, величине штетног простора, усисних и потисних услова као и од врсте расхладног флуида. Вредност му се креће око 0,8.

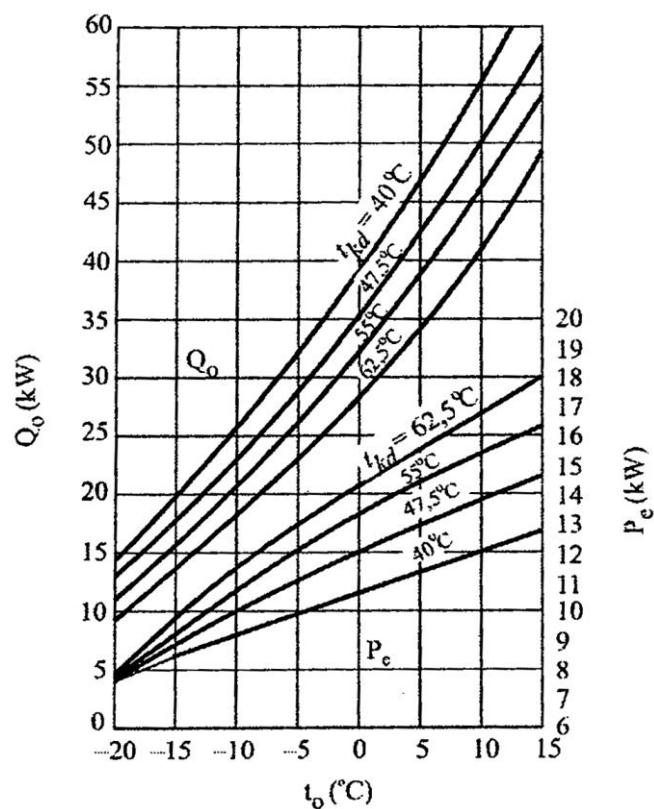
Подаци о расхладном капацитету Q_0 и ефективној снази за погон компресора P_0 уобичајено се дају у зависности од температуре испаравања t_0 за различите температуре кондензације t_{kd} на начин приказан на слици 8.6 или табеларно. Расхладни капацитет расте са повећањем температуре испаравања и снижењем температуре кондензације, док ефективна снага расте са повећањем температуре и повишењем температуре кондензације.

Компресори могу бити отвореног и затвореног типа зависно од погона. Код отворених компресора се компресор и погонски електромотор не налазе у истом кућишту. Ово тражи посебну пажњу за заптивање, како пара расхладног флуида не би истицала ван компресора. Затворени су они компресори код којих су и компресор и погонски електромотор у истом кућишту. Кућиште може бити херметички или полухерметички затворено.



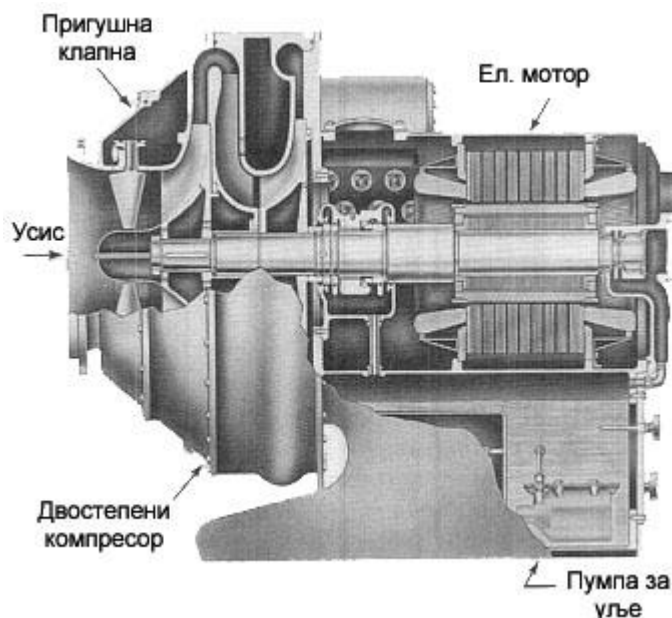
Слика 8.5 – Индикаторски дијаграм клипног компресора

Да би се расхладни капацитет компресора прилагодио тренутном топлотном оптерећењу, неопходна је регулација капацитета. Осим цикличног укључивања и искључивања компресора које се примењује код уређаја малих и средњих капацитета, регулација се врши променом броја обртаја електромотора или одизањем усисних вентила.



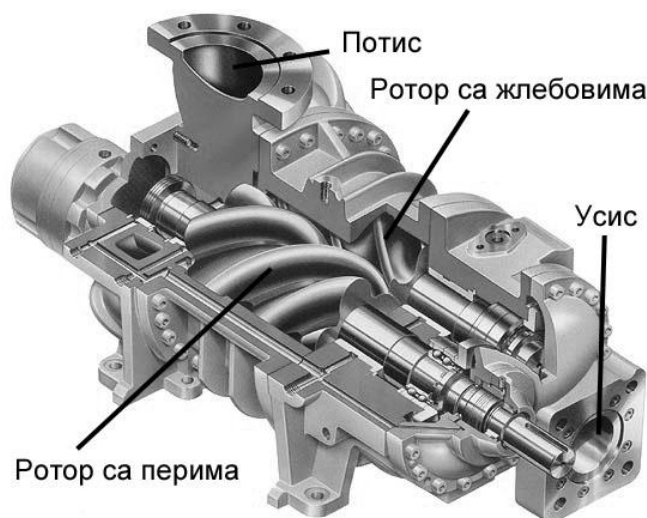
Слика 8.6 – Дијаграм расхладног капацитета и ефективне снаге компресора у зависности од температуре испаравања и кондензација

Центрифугални компресори (слика 8.7) представљају најчешће коришћени тип компресора. За разлику од клипних компресора не могу да савладају високе степене сабијања, али су у предности кад је у питању потреба за великим расхладним капацитетима (од 200 kW – 10 MW) као и због веома малих габарита. Принцип рада – пара расхладног флуида под дејством центрифугалних сила насталих помоћу брзоротирајућих закривљених лопатица, струји од центра ка периферији радног кола, при чему јој се повећава кинетичка енергија. Након тога проласком кроз дифузор део кинетичке енергије претвара се у притисак који сабија расхладни флуид.



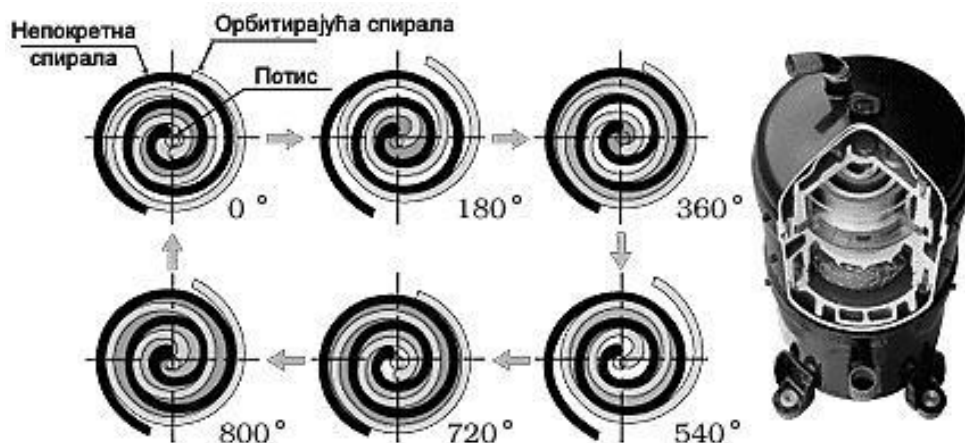
Слика 8.7 – Двостепени центрифугални компресор – *Carrier Corporation, USA* ^[10]

Вијачни компресори (слика 8.8) се по расхладном капацитету налазе између малих клипних и великих центрифугалних компресора. Добили су назив по роторима који личе на вијке. Један ротор има пера, а други жлебове, а обрћу се у заједничком кућишту на чијим се крајевима налазе усисни и потисни отвори. Линеја додира сваког пара пера и жлебова помера се од усиса ка потису. Запремина канала се смањује све до тренутка отварања потисног отвора, када се истискује пара расхладног флуида. Погодни су јер омогућавају капацитет у широким границама променом броја обртаја погонског мотора или помоћу засуна који обезбеђује враћање дела паре у усисни простор. До волуметријских губитака настају због продора паре кроз зазоре између два ротора.



Слика 8.8 – Вијачни компресор – *Mayekawa Manufacturing Co. Ltd, Japan* ^[17]

Пужасти („scroll“) компресори су компресори запреминског дејства који су прилагођени примени у мањим климатизационим јединицама (собни климатизери, топлотне пумпе као и климатизација возила). Расхладни капацитети ових су у границама од неколико киловата до неколико десетина киловата. Компресоре чине две спирале ограничене равним са обе стране, од којих је једна спирала фиксна, а друга врши ексцентричну translацију. Веома је важна прецизна машинска обрада обе спирале, због заптивања. Компресија се постиже тако што пара расхладног флуида улази у компресор по спољашњем обиму. Спирале у захвату образују запремине које имају облик полумесеца и које се смањују и померају ка центру са кретањем покретне спирале чиме се пара расхладног флуида компримује. Ако одступања од пројектованог степена сабијања нису велика, перформансе компресора су добре.



Слика 8.9 – Пужасти Scroll компресор - Mitsubishi Heavy Industry Ltd., Japan ^[18]

Ротациони компресори у основи могу бити мали и велики. Мали се користе у кућним фрижидерима и климатизерима до 4 киловата. Шематски је приказан на слици 8.10. Клип се обрће око ексцентрично постављеног вратила и истовремено се котрља по зиду цилиндра. Тако се формира радна запремина коју лопатица у зиду цилиндра дели на два дела. Кретање ротора проузрокује смањење обухваћене запремине ка потисном вентилу и повећање притиска до притиска потискивања као и истовремено повећање запремине која је у вези са усисним отвором и у коју компресор усисава пару расхладног флуида. Усисавање се завршава када се додирна ивица између клипа и цилиндра поклопи са ивицом лопатице.



Слика 8.10 – Ротациони компресор са обртним клипом ^[10]

Велики ротациони компресори користе се као „booster“ компресори за нискотемпературно хлађење. При обртању ротора лопатице налажу на зид цилиндра. Две суседне лопатице образују рану запремину која се при обртању ротора смањује и сабија пару расхладног флуида.

8.1.8.2 Кондензатори

То су размењивачи топлоте у којима се кондензује и обично мало претхлади прегрејана пара расхладног флуида. Топлота коју расхладни флуид одаје медијуму за хлађење назива се топлота кондензације.

Деле се на:

- Ваздухом хлађене
- Водом хлађене
- Хлађене водом и ваздухом

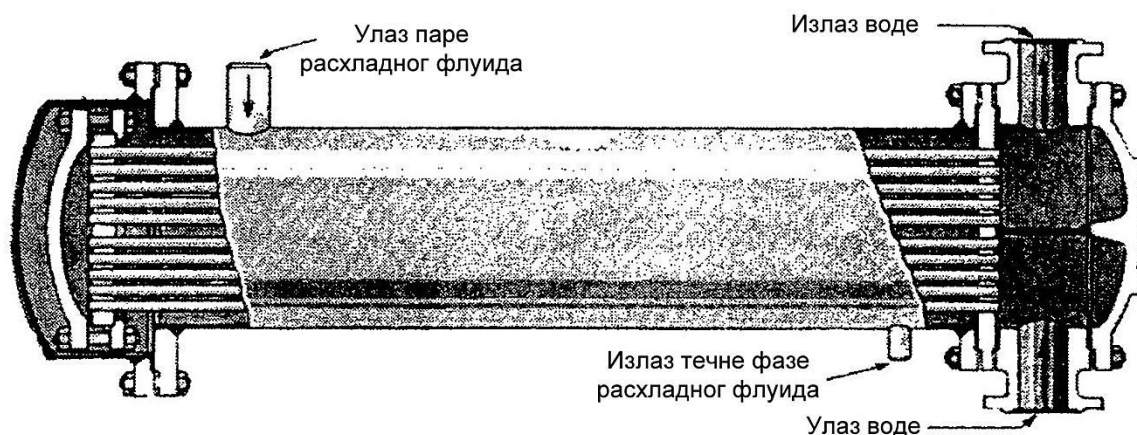
Ваздухом хлађени кондензатори се користе у аутономним климатизационим јединицама као што су собни климатизери, као и у чилерима малих капацитета испод 700 kW. То су размењивачи топлоте са унакрсним током у којима расхладни флуид протиче и кондензује се унутар оребарених цеви, а ваздух помоћу вентилатора струји преко спољашње површине цеви и ребара. Веома су једноставни и јефтини. За мање расхладне капацитете до 10 kW кондензатори се постављају на заједничко постоље са компресором формирајући тако компресорско-кондензаторски агрегат. Важно је да буду постављени на добро проветравано и по могућности што хладније место због тога што за уобичајене разлике температура између ваздуха и расхладног флуида у току топлих летњих дана притисак кондензације може бити релативно висок, што повећава потрошњу енергије и скраћује век компресора. Ови кондензатори захтевају пажљиву контролу рада и у зимским условима. Ниска температура ваздуха прозрокује знатно снижење температуре кондензације и недовољан проток расхладног флуида кроз пригушни вентил.

При пројектовању требало би водити рачуна о томе да је:

- капацитет кондензатора одређен за екстремне услове, када је температура кондензатора највећа,
- проток кондензатора је компромис између великог пада притиска за велике протоке ваздуха и великих инвестиционих трошкова за кондензатор велике површине одређене малим протоком ваздуха,
- разлика температура расхладног флуида и ваздуха на улазу у кондензатор одређена је подацима из претходних тачака,
- велики ваздухом хлађени кондензатори су веома бучни, па би их требало поставити тако да не сметају људима,
- не сме се дозволити кратка веза која би омогућила враћање загрејаног ваздуха на излазу из кондензатора назад у кондензатор. Мора се водити рачуна и о чистоћи да не би дошло до блокаде услед прашине.

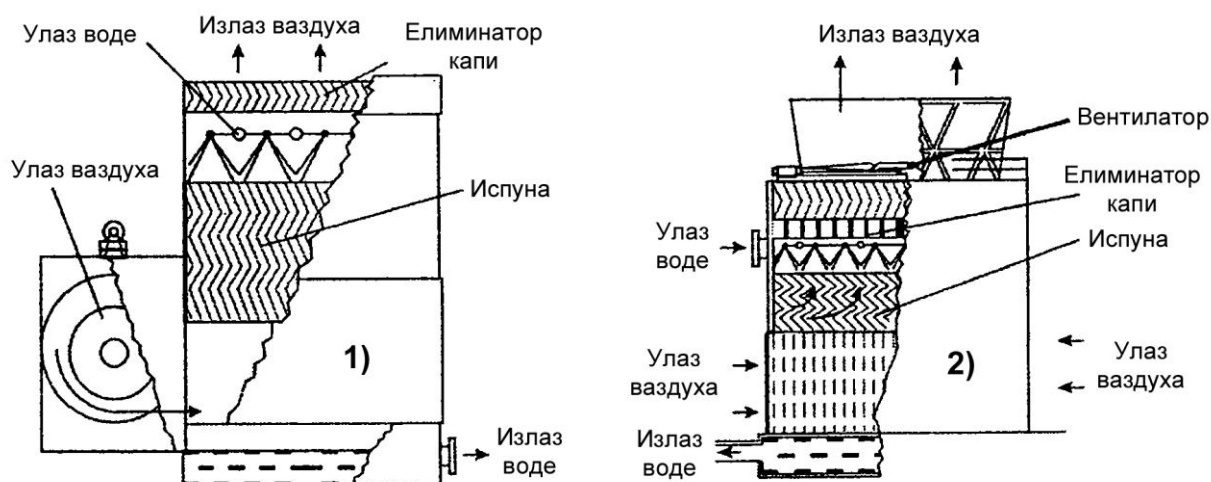
Водом хлађени кондензатори се постављају у расхладним инсталацијама средњих и великих капацитета на местима где је на располагању довољна количина јефтине воде – језера, бунари, реке. Најчешће су у употреби хоризонтални добошасте кондензатори слика 8.11. Они се састоје од цилиндричног суда на чијим крајевима се цевне плоче са отворима у које су уваљене цеви цевног снопа кроз које пролази вода за хлађење кондензатора. На површини ових цеви кондензује се пара расхладног флуида. Цилиндрични суд се са обе стране затвара поклопцима са преградама, које омогућавају проток воде у више пролаза и интензивнију размену топлоте.

Расхладна кула повезује се са водом хлађеним кондензатором уколико се не располаже довољном количином воде. Вода загрејана у кондензатору шаље се у расхладну кулу у којој се хлади и враћа назад при чему је потрошња свеже воде до 4% од укупног протока воде кроз кондензатор. На слици 8.12 приказана је атмосферска расхладна кула. Вода која долази из кондензатора распршује се на врху куле и у ситним капима пада доле, повлачећи ваздух са собом. Део воде у директном контакту са ваздухом испарава, одузимајући топлоту испаравања од преостале воде. Охлађена вода се скупља на дну куле и одводи помоћу пумпе у кондензатор. Размењена количина топлоте зависи од разлике температуре влажног термометра ваздуха и температуре воде, површине воде изложене струји ваздуха. Овакав тип расхладних кула се данас ретко користи и чешће се користе куле са принудном концентрацијом ваздуха уз помоћ вентилатора.



Слика 8.11 – Добошати водено хлађени кондензатор

Код оба типа расхладних кула површина воде за размену топлоте повећава се уградњом одговарајућих испуна преко којих се слива вода у капљицама, а изнад распршивача воде постављени су елиминатори капи чији је задатак да спрече одношење капи воде струјањем ваздуха. Проблем је релативно велика близина између струје влажног ваздуха који напушта кулу и усуса вентилатора. Може доћи до кратке везе и враћања влажног ваздуха назад у кулу чиме јој се погоршавају перформансе. Ово се превазилази констукцијом расхладне куле са усисним аксијалним вентилатором.



Слика 8.12 – Расхладне куле: 1) са потисним, 2) са усусним вентилатором

Најважнији подаци које би треба ло знати а тичу се основних карактеристика расхладних кула јесу:

- Размењена количина топлоте одговара максималном топлотом оптерећења кондензатора.
- Проток воде је одређен протоком воде кроз кондензатор и креће се у границама од 0,025 до 0,05 литара у секунди по kW расхладног учинка.
- Пад температуре одређен је подацима претходне две тачке и креће се од 6 до 11°C.
- Температура воде на улазу из куле је препоручена од стране прозвођача расхладне куле.

Капацитет се регулише променом броја обртаја вентилатора или помоћу премошћавања куле по току воде или ваздуха (*by-pass*).

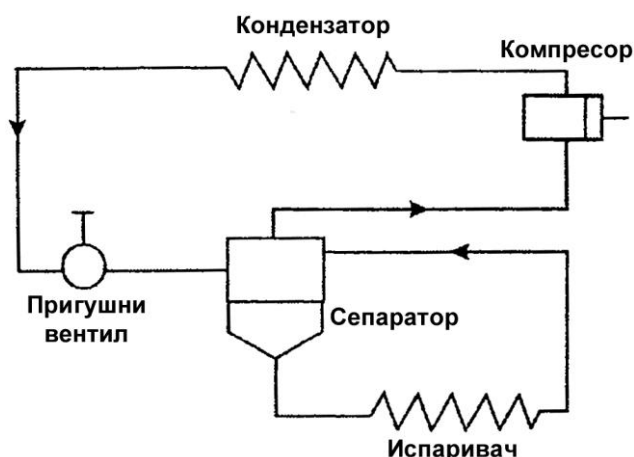
Кондензатори хлађени водом и ваздухом зависно да ли је циркулација природна или принудна, називају се атмосферски или евапоративни при чему се ови први веома ретко користе. Евапоративни кондензатори обједињују функције кондензатора и расхладне куле. Слични су расхладној кули са принудном циркулацијом ваздуха само што су код њих кондензаторске цеви директно повезане са остатком расхладне инсталације. Вода из брызгалки прска се директно по цевима кондензатора, примајући на себе топлоту кондензације а онда се хлади тако што део воде испари одузимајући топлоту испаравања од преостале воде. Веома су ефикасни у поређењу са ваздухом хлађеним кондензаторима због мање потрошње енергије и дужег века рада компресора.

8.1.8.3 Испаривачи

Испаривачи су размењивачи топлоте у којима испарава течност расхладног флуида претходно пригушена на притисак испаравања. Ово испаравање се одвија на рачун топлоте одузете од хлађеног објекта.

Постоје више подела испаривача. Према хлађеном објекту деле се на оне за хлађење гасова и ваздуха и на испариваче за хлађење течности. Према конструкцији деле се на оне са кључањем у великој запремини и са кључањем у цевима. Зависно од начина струјања расхлађеног флуида могу бити са природном или принудном циркулацијом. Према начину испаравања могу бити суви и преплављени.

Суви (испаривачи са директном експанзијом) и преплављени испаривачи разликују се по томе што у сувим испаривачима течност расхладног флуида при проласку кроз њих потпуно испари и мало се прегреје. У преплављеним испаривачима циркулише неколико пута више течности него што испари, тако да се на њиховом излазу налази влажна пара расхладног флуида (мешавина паре и течности). Пошто су клипни компресори веома осетљиви на течни удар то се ови компресори морају заштити од продора течности у његов усис из испаривача. Код сувих испаривача помоћу термоекспанзионог вентила контролише се доток течности расхладног флуида у испаривач тако да се обезбеди прегревање паре на излазу и спречи појаву течности расхладног флуида на усису компресора. Код преплављених испаривача постоји реална опасност течног удара па се постављају сепаратори као на слици 8.13.

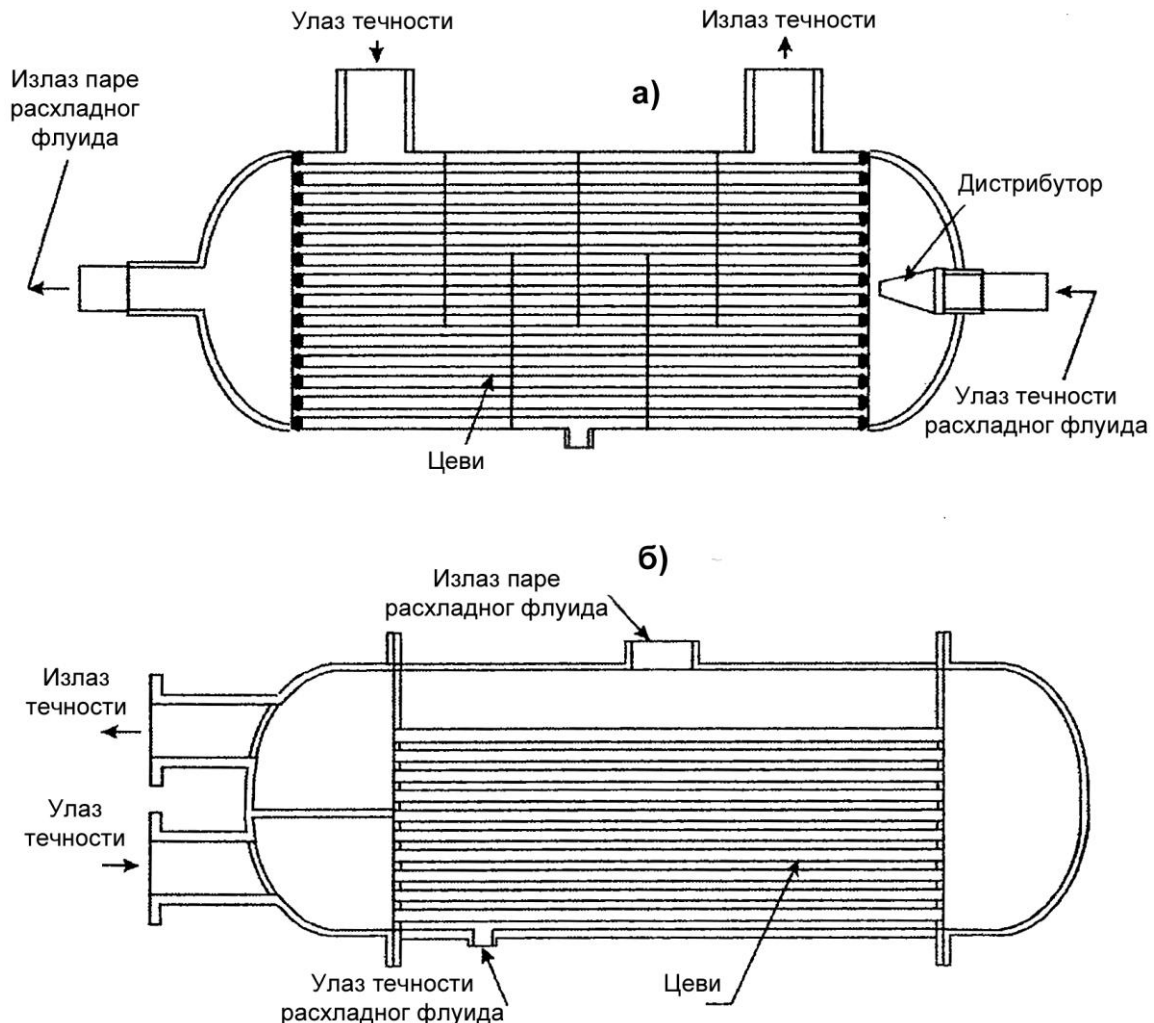


Слика 8.13 – Шема расхладне инсталације са преплављеним испаравањем

То су судови у којима влажна пара нагло мења брзину и правац струјања па се због веће инерције капљице течности одвајају и падају на дно сепаратора. Усис компресора је повезан са парним простором овог суда тако да компресор усисава искључиво сувозасићену пару расхладног флуида. Локална циркулација течности кроз преплављени испаривач остварује се гравитацијом или пумпом између сепаратора и испаривача.

Суви испаривачи се користе у расхладним уређајима мањег капацитета, а за велике инсталације се због мањих трошкова користе преплављени испаривачи.

Испаривачи за хлађење течности се најчешће праве као потопљени или као добошасте. Потопљени испаривачи су добили назив јер су потопљени у течност коју хладе. И која се обично налази у неком базену или резервоару. Добошасте испаривачи користе се за хлађење воде у климатизационим постројењима. За мање и средње капацитете користе се добошасте испаривачи са директном експанзијом (слика 8.14 а) – кључањем расхладног флуида у цевима које могу бити глатке или савијене у облику великог слова *U*. Течност која се хлади струји око цеви, а између преграда које продужавају пут течности кроз испаривач. Код већих инсталација ситуација је обрнута, хлађена течност струји кроз цеви, а расхладни флуид кључа на цевима (преплављени испаривачи, слика 8.14 б).



Слика 8.14 – Добошасте испаривачи а) са директном експанзијом, б) преплављени

Испаривачи за хлађење ваздуха са природном конвекцијом се праве од глатких цеви или још чешће од оребрених бакарних или челичних цеви. Ретко се користе изузев за мале кућне фрижидере и расхладне витрине.

Испаривачи са принудним струјањем ваздуха су по конструкцији веома слични одговарајућим кондензаторима. Најчешће су у виду оребрених цевних змија са одговарајућим вентилаторима при чему ребра могу бити цевна и ламеласти. За ламеласти се користе бакар алуминијум, а челик код спиралних ребара. Спирално оребравање се врши намотавањем челичне траке нормално на цев а ламеласти ребра се прво навлаче на цеви које се после механички или хидраулички проширују.

Важан утицај на простирање топлоте има и иње на њиховој површини са стране ваздуха. Кад је температура површине испаривача испод 0°C онда долази до кондензовања

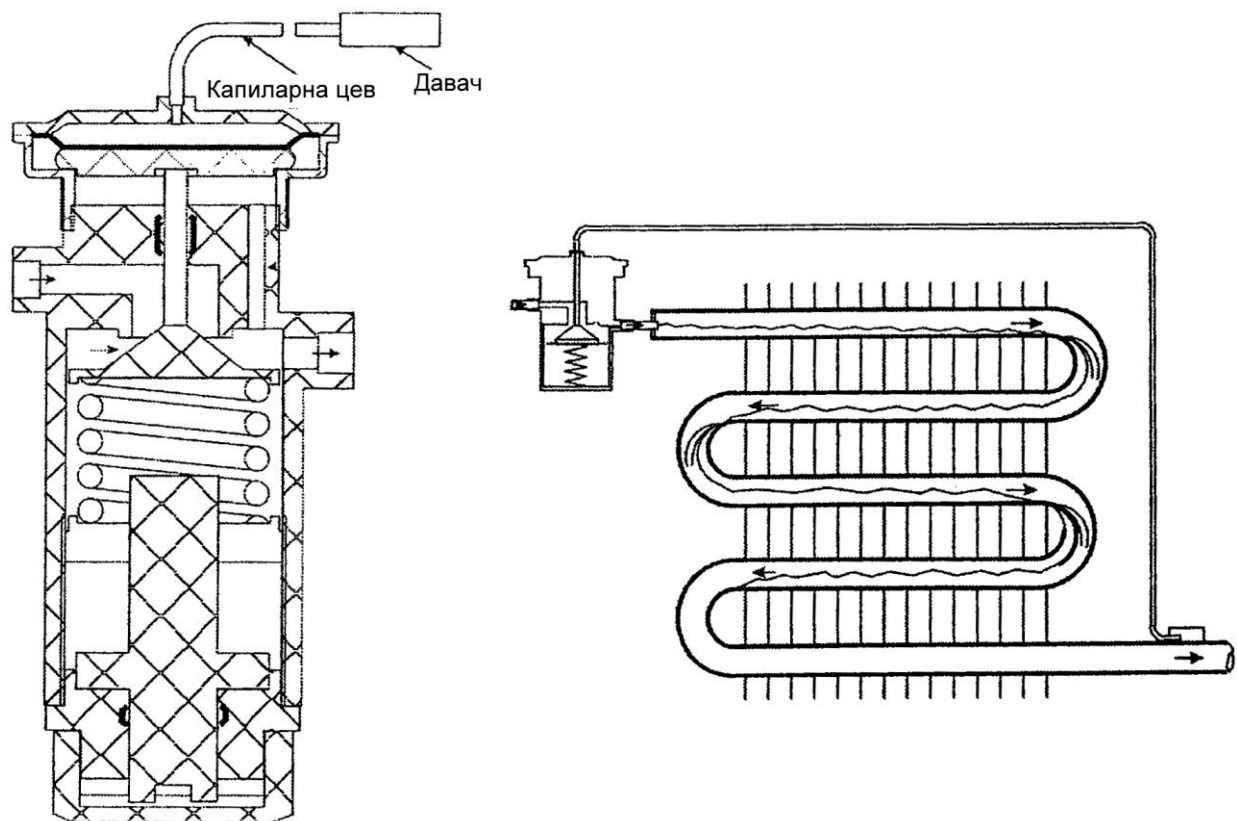
и смрзавање влаге. Иње повећава топлотни отпор између ваздуха и расхлађеног флуида и спречава слободно струјање ваздуха кроз испаривач.

8.1.8.4 Пригушни органи

Улога пригушних органа је да контролишу доток течности расхладног флуида у испаривач уз истовремено обезбеђење пада притиска између дела инсталације где влада висок притисак, и дела где влада низак притисак. Најчешће се користе две врсте пригушних органа термоекспанзиони вентил и капиларне цеви.

Термоекспанзиони вентил је најзаступљенији пригушни орган (слика 8.15). Он пригушује течност расхладног флуида са притиска кондензације на притисак испаравања и регулише проток течности кроз испаривач. Регулација протока врши се зависно од топлотног оптерећења испаривача, а на основу прегревања паре расхладног флуида на излазу испаривача.

Код већих испаривача пад притиска расхладног флуида се не може занемарити јер ће изазвати веће прегревање на излазу из испаривача и његову мању ефикасност. Тада се користи вентил са егализацијом, који има капиларну цев којом је повезан вентил са излазном цеву из испаривача на место давача.



Слика 8.15 – Термоекспанзиони вентил и повезивање са испаривачем

Капиларна цев је најједноставнији пригушни орган који се користи у расхладним односно климатизационим уређајима малих капацитета. То је дугачка цев најчешће око 3 m малог пречника 0,5 до 2 mm. Како се током рада обе температуре (испаравања и кондензације) мењају у доста широким границама капиларна цев се димензионише тако да проток кроз њу у сваком тренутку одговара потребном расхладном капацитету у задовољавајућим границама.

8.1.8.5 Елементи регулације и заштите. Помоћни апарати и уређаји

Климатизациони уређаји се пројектују тако да покрију максимално очекивано топлотно оптерећење. Током експлоатације ретко кад се деси да топлотно оптерећење буде максимално па је неопходно регулисати рад уређаја у складу са тренутним топлотним оптерећењем због економичности и зато што би температура ваздуха у климатизованом простору била знатно нижа од захтеване. У ову сврху се користе елементи за регулацију. Поред овога важни су и заштитни органи који имају задатак да прекину рад дела или целе инсталације кад неки од параметара достигне нежељену вредност.

Пресостати су електрични прекидачи који прекидају и успостављају струјно коло зависно од притиска. Они могу да се користи као органи регулисања и органи заштите. Деле се на пресостате ниског притиска, пресостате високог притиска и диференцијалне пресостате (регулишу разлике притиска). По конструкцији нема суштинских разлика а зависно како су постављени електрични контакти струјно коло се успоставља или прекида.

Пресостати ниског и високог притиска користе се као органи заштите компресора и они укључују компресор кад притисак на усису падне испод задатог, односно када притисак на потису порасте изнад задатог притиска, чиме се обезбеђује безбедан рад компресора и расхладне инсталације. Када се користи као орган заштите он има додатни контакт за поновно укључивање по отклањању узрока опасности. Пресостате ниског притиска користе и за регулисање рада компресора кога укључује или искључује зависно од притиска на усису који опет зависи од топлотног оптерећења испаривача. Диференцијални пресостати контролишу разлике притиска уља помоћу уљне пумпе. Кад разлика није довољна компресор се искључи и тиме штити од хаварије.

Термостати се конструкцијски готово не разликују ни конструкцијски ни функционално само што уместо на притисак реагују на температуру. Термостати се у уређајима малих капацитета за регулисање температуре ваздуха у хлађеном простору укључивањем и искључивањем компресора. У кулама за рециркуларно хлађење воде укључују и искључују вентилаторе. Постоје и диференцијални термостати који затварају или прекидају струјно коло зависно од разлике температуре.

Рисивери су цилиндрични судови који се постављају испод кондензатора. Задатак им је да обезбеде довољно течности расхладног флуида у складу са топлотним оптерећењем испаривача. Сем тога могу бити и резервни судови где се смешта расхладна течност при интервенцији на инсталацијама.

Одвајач уља је веома значајан уређај. То је цилиндрични суд се поставља на потису компресора са циљем да се спречи да уље које је из било ког разлога напустило компресор не оде у кондензатор и испаривач.

Филтер спречава продор чврстих честица рђе, песка и других нечистоћа у компресор. Поставља се у усисном компресору као и течним водовима испод пригушних вентила. Замзавање воде у деловима инсталације где влада ниска температура може да блокира рад инсталације па се између кондензатора и пригушног вентила поставља **сушач** који има и улогу филтра.

Контролно видно стакло поставља се иза сушача а пре пригушног вентила. Посматрајући проток течности расхладног флуида кроз стакло могуће утврдити појаву мехурова паре у расхладном флуиду, што је знак недостатка расхладног флуида у инсталацији. Постављени индикатор мења боју зависно од количине влаге у расхладном флуиду.

Сигурносни вентил је веома важан елеменат инсталације. У случају повишеног притиска у делу инсталације у коме је уграђен, испусти расхладни флуид и тако спречи хаварију и евентуалне нежељене последице по људе и околину.

8.2 Расхладни флуиди

Критеријум да би нека супстанца која апсорбује топлоту приликом експанзије била расхладни флуид је нетоксичност, ниска цена, незапаљивост, термодинамичке и термофизиолошке карактеристике као и утицај на човекову околину.

Особине расхладног флуида треба да одговарају потребама система у коме се користе. Компримована пара расхладног флуида не сме да има превисок притисак на температурама кондензације. Пожељно је да притисак испаравања буде изнад атмосферског притиска да не би дошло до продора влаге са спољашњим ваздухом у случају лоше заптивености. Температура испаравања треба да буде око 5°C да би излазна температура ваздуха у климатизационом уређају била у границама 10 до 13°C.

Током деведесетих година 90% расхладних флуида чинили су R11, R12, R22, и R52 који припадају фамилији фреона халогених деривата угљоводоника метана и етана где су атоми водоника замењени атомима флуора, хрома или брома.

Десна цифра у ознаци фреона представља број атома флуора, средња цифра представља број атома водоника плус 1 а лева цифра (кад је 0 изоставља се) број атома угљеника минус 1. Тако на пример из формуле $C-Cl_2-F_2$ закључујемо да је лева цифра у ознаци изостављена јер је 0 да је средња цифра 1 нема атома водоника а да десна цифра 2 показује да има два атома флуора. Па је то формула која одговара ознаци R12. Неорганска једињења се означавају додавањем броја 700 на молекулску масу. Тако амонијак који има молекулску масу 17 носи ознаку R717. Због специфичних особина R11 се користи за индустријска или климатизациона постројења јавне зграде где су потребни велики расхладни капацитети. R12 се користи у кућним фрижидерима, комерцијалним расхладним уређајима и постројењима са клипним компресорима. R22 се користи тамо где се тражи компактност клима уређаја. R502 је азеотропна смеша R22 и R115 и користи се у компресорским расхладним уређајима, који раде на ниским температурама испаравања.

Утврђено је да ови расхладни флуиди уништавају озонски омотач па се избацују из употребе. Као замена за широку употребу ушао је тетрафлуоретан који не садржи ни један атом флуора. Замена за R502 и R22 су зеотропске смеше два три расхладна флуида. Сем утицаја на разградњу озонског омотача уочена је још једна негативна појава – ефекат стаклене баште, где долази до апсорпције инфрацрвених зрака глобално повећавајући температуру. Ово пак доводи до топљења ледених маса и плављења ниских делова копна.

8.3 Уређаји за директно хлађење ваздуха у климатизацији

8.3.1 Карактеристике директног хлађења

Под директним хлађењем ваздуха подразумева се непосредно хлађење ваздуха струјањем преко испаривача. Ово су веома економични уређаји јер се у њима не троши додатна енергија за погон пумпе. Нису погодни где постоји више климатизационих просторија на различитим нивоима. Код њих је евентуално цурење много теже пронаћи.

8.3.2 Собни климатизери

Собни климатизери су уређаји за директно хлађење ваздуха. Имају најмање расхладне капацитете у границама од 1,2 до 10,5 kW. Зависно да ли комплетан уређај у једном или два кућишта разликујемо прозорске и *split* системе (слика 8.16).

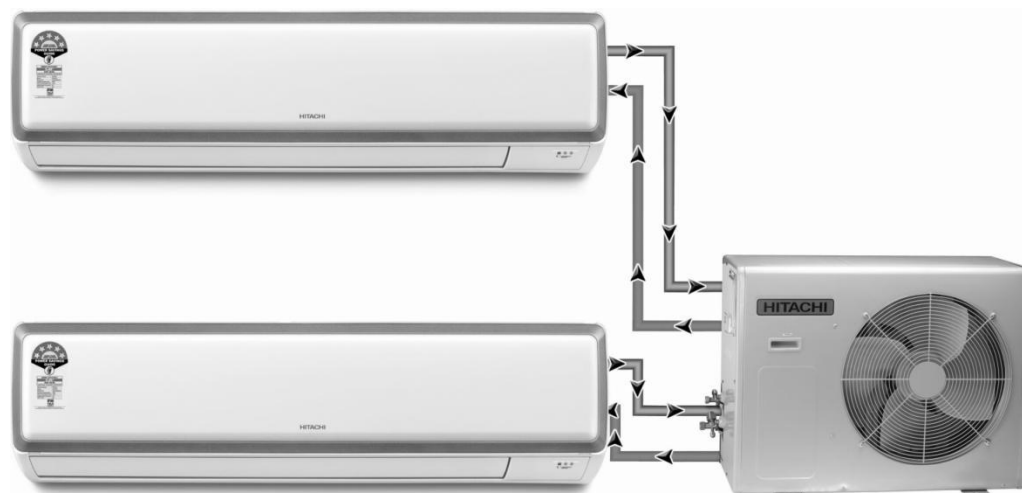
Прозорски клима уређај поставља се на прозор или зид. Састоји се од херметичког компресора, испаривача, вентилатора и потребне аутоматике. Уобичајено постоји могућност избора степена рецикулације ваздуха и уређај може радити са унутрашњим ваздухом или

спољним или мешавином оба. Релативно су ниске цене, једноставни су за монтажу. Мане су бучан рад и нарушавају естетски изглед са спољне стране фасаде зграде.



Слика 8.16 – собни климатизери: а) *split* систем – *Eco Air, England* ^[19], б) прозорски – *Carrier Corporation, USA* ^[20]

Код раздвојених *split* уређаја испаривач, вентилатор и аутоматика су у једном кућишту, а компресорско кондензаторски агрегат у посебном кућишту. Испаривачки део се поставља у хлађену просторију, и помоћу цевовода повеже са спољним компресорским делом. Принцип рада је идентичан са прозорским климатизером сем што раздвојени системи раде са 100% рецикулацијом ваздуха. Предност је што је бука од ових система знатно смањена. Кроз фасадни део се буше само два мала отвора за цеви. Постоје и *multysplit* системи (слика 8.17) где се на једну спољњу повезује више унутрашњих јединица. Регулација капацитета врши се преко собног термостата.

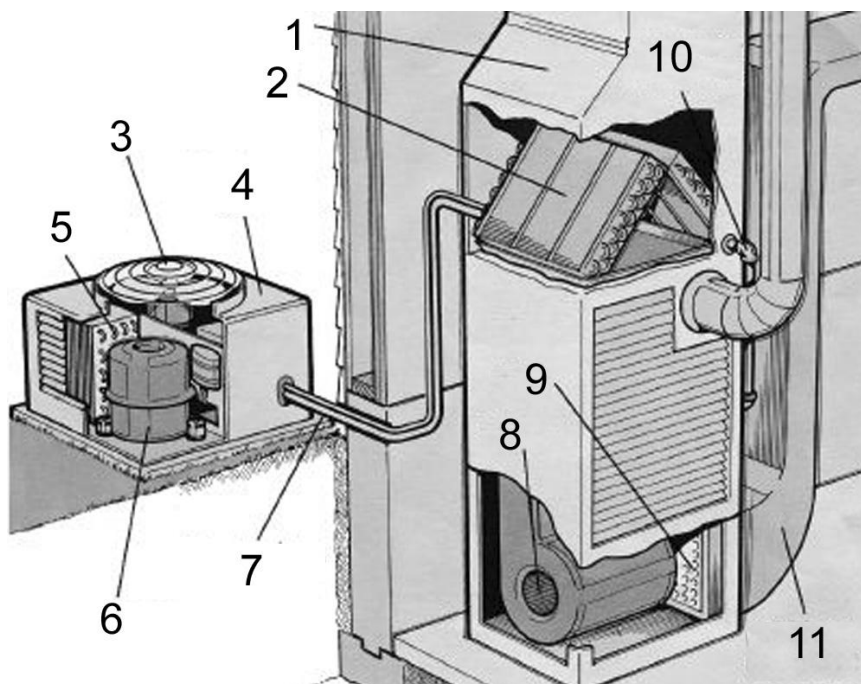


Слика 8.17 – *Multi-split* климатизациони систем – *Hitachi, Japan* ^[21]

8.3.3 Клима ормани

Клима ормани имају расхладне капацитете до 500 kW и више. Назив су добили по кућишту у облику ормана. У доњем делу клима ормана налази се херметички компресор и кондензатор најчешће хлађен у воденој кули за хлађење. Уобичајено је да се користи спирални коаксијални кондензатор. Изнад овог дела налази се комора за усисавање ваздуха (од 10 до 15% свежег ваздуха), филтар и суви испаривач са бакарним цевима и

алуминијумским ребрима. Испод кога је када за скупљање и одвођење кондензоване влаге из ваздуха. На врху клима ормана постављен је вентилатор са каишним преносом помоћу кога се врши циркулација ваздуха кроз орман. Ако је потребно и влажење ваздуха уграђује се парни овлаживач. Оплата клима ормана је звучно изолована. Регулација се врши преко термостата.



Слика 8.18 – Шема и главни делови клима ормана – *HowStuffWorks, Inc, 1998.*^[21]

1 – Пленум са потисним водом, 2 – Испаривач, 3 – Вентилатор, 4 – Спољна јединица, 5 – Кондензатор, 6 – Компресор, 7 – Црева за расхладну течност, 8 – Вентилатор за циркулацију ваздуха у систему, 9 – Филтер, 10 – Одвод кондензата, 11 – Повратни вод.

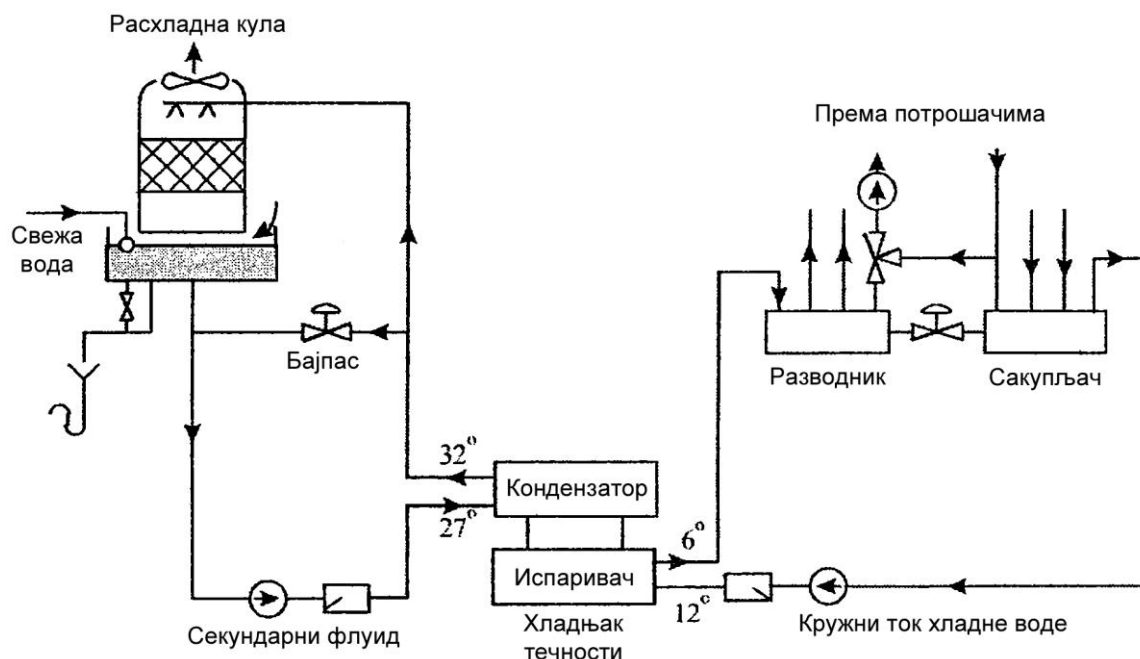
8.4 Уређаји за индиректно хлађење ваздуха у климатизацији

Топлота се одузима од ваздуха преко посредника – секундарног флуида (воде или расолине). Уобичајени назив оваквих уређаја је чилер. На слици 8.19 је дата принципијална шема ових уређаја. Охлађени секундарни флуид се пумпом шаље до размењивача топлоте хладњака за ваздух. Они могу бити распоређени директно у просторијама које се климатизују или у заједничкој комори где се централизовано припремљен ваздух шаље помоћу канала у друге просторије. Чилери мањих капацитета хладе се помоћу спољашњег ваздуха, док се при већим капацитетима користе добошасти водом хлађени кондензатори.

Основне предности индиректног хлађења су:

- регулација капацитета климатизационог постројења је одвојена од регулације чилера,
- систем за развод секундарног флуида је могуће користити за развод топле воде у периодима грејања,
- релативно је једноставна регулација расхладног капацитета променом протока секундарног флуида.

Секундарни флуид мора бити компатибилан са другим материјалима у систему, еколошки прихватљив и економичан.



Слика 8.19 – Шема функционисања климатизационог система са индиректним хлађењем ваздуха

8.4.1 Чилери (Chillers)

Већ је поменуто да се чилери користе у климатизацији за индиректно хлађење ваздуха секундарним флуидом, најчешће водом. Користе се и у системима са рекуперацијом – коришћењем отпадне топлоте. Користе се у зградама где постоје истовремени захтеви за грејањем и хлађењем.

Према врсти компресора чилери се деле на:

- До 88 kW – клипни
- Од 88 до 280 kW вијачни или клипни
- Од 280 до 700 kW вијачни, клипни или центрифугални
- Од 700 до 1800 kW вијачни или центрифугални
- Преко 2800 kW центрифугални

8.4.2 Чилери са клипним компресорима

За чилере са клипним компресорима користе се три типа компресора и то:

- За расхладне капацитете до око 90 kW – херметички
- За расхладне капацитете до око 700 kW – полухерметички или отворени

Варијанта са отвореним компресорима је обично најскупља. Врло често користе се конструкције чилера са неколико компресора што омогућава степенасту промену капацитета и бољу контролу температуре хлађеног флуида. Ако се примењује конструкција са више расхладних кола обезбеђена је већа сигурност пошто испад једног дела не значи престанак рада читавог уређаја.

Кондензатори могу бити хлађени водом, ваздухом или евапоративни. Од водом хлађених највише се користе добошасти, јер су компактни и погодни за интервенцију у случају расхладног флуида. Ваздушни су много чешће у употреби него евапоративни због лакшег одржавања.

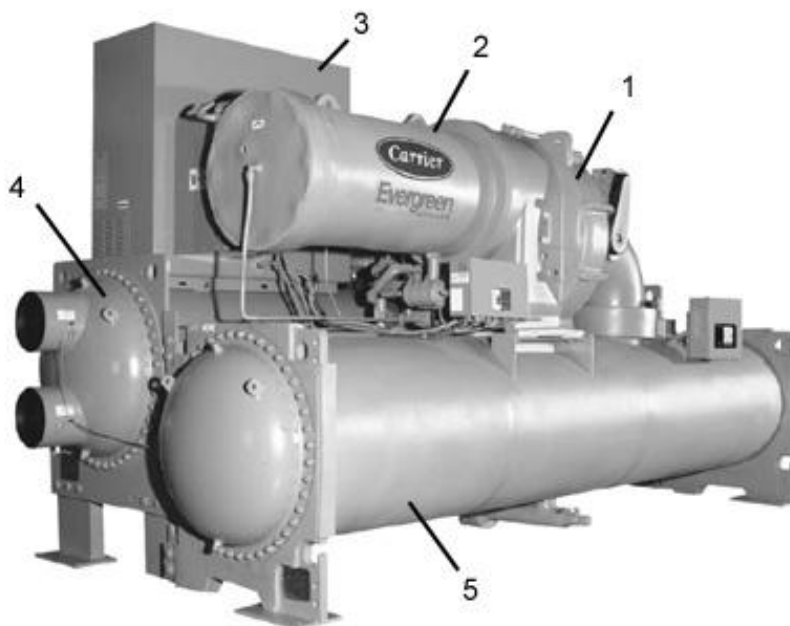
Испаривачи су обично добошасти са директном експанзијом расхладног флуида у цевима док хлађена течност струји око цеви. Понекад се код мањих чилера користе испаривачи типа цев у цев. Они обезбеђују нижу цену чилера.

Када је реч о расхладним флуидима најчешће се користи R22. За више температуре кондензације користи се R12 односно његове замене R134a и R502 чиме се обезбеђују нижи притисци кондензације.

Регулација се врши контролом температуре повратне воде помоћу термостата који укључује и искључује поједине цилиндричне функције усисних вентила одизањем усусних вентила компресора помоћу одговарајућих соленоидних вентила. Оваква контрола повратне воде уједно представља и превентиву претераном снижењу температуре воде на излазу из чилера уколико из било ког разлога њен проток падне испод предвиђеног.

8.4.3 Чилери са центрифугалним компресорима

Централни компресори покривају широк опсег капацитета за ограничену област степена сабијања. Мењањем појединих елемената (укључујући број ступњева, брзину компресора, пречник радног кола или расхладни флуид) могуће је њихово коришћење у чилерима са широким областима пројектовање температуре хладног флуида и температуре флуида за хлађење кондензатора. Континуална промена капацитета у складу са тренутним топлотним оптерећењем, са готово пропорционалном променом ефективне снаге, чине овај тип компресора подесним за прецизну контролу температуре хлађеног флуида и уштеду енергије. На слици 8.20 је приказан типичан изглед чилера са центрифугалним компресором високог капацитета.



Слика 8.20 – Чилер високог капацитета, са центрифугалним компресором и интегрисаним измењивачима топлоте – *Carrier Corporation, USA* ^[10]

1 – Центрифугални компресор, 2 – Електромотор, 3 – Управљачка јединица чилера, 4 – Водом хлађени кондензатор, 5 – Испаривач.

Чилери са центригугалним компресорима користе отворене и херметичке компресоре. Најчешће се користе потопљени добошасти испаривачи док се за мање капацитете користе испаривачи са директном експанзијом. Кондензатори су углавном хлађени водом, са кондензацијом расхлађеног флуида у цевима. За мање капацитете користе се испаривачи са директном експанзијом.

Најчешће се користе флуиди типа R113, R11, R114, R12, R500 и R22. Регулација капацитета се врши помоћу температурног сензора, који контролише излазну температуру секундарног флуида из чилера и мења број обртаја или угао лопатица преткола.

8.4.4 Чилери са вијачним компресорима

Испаривачи као и код чилера са центрифугалним компресором могу бити потопљени или суви. Потопљени испаривачи се у новије време користе за капацитете до 2,8 MW. Кондензатори могу бити саставни део чилера када су обично добошасти водом хлађени или ређе хлађени ваздухом. Поред одвајача уља, који морају бити јако ефикасни због убризгавања веће количине уља у радни простор компресора, веома су важни и хладњаци уља. Они могу бити хлађени водом, ваздухом или расхладним флуидом.

Чилери са вијачним компресорима имају расхладни капацитет од 400 до 3000 kW. Углавном користе R22 као расхладни флуид. Постоје и компресорски агрегати који се састоје од херметичког или отвореног компресора, погонског мотора и сепаратора уља и имају капацитет од 70 до 7000 kW. Као расхладни флуиди користе се R12, R134a, R502, R22, као и R717.

8.5 Евапоративно хлађење

Овакво хлађење користи се тамо где је температура спољашњег ваздуха по влажном термометру нижа од захтеване температуре ваздуха на улазу у климатизовану просторију. Вода која циркулише кроз хладњак се распршује или слива низ испуст у струју ваздуха и том приликом се хлади. Топлота ослобођена хлађењем ваздуха апсорбована је од стране воде која испарава и повећава влажност ваздуха. Свежа вода додаје се у количини неопходној да се надокнади испарена вода.

Предности оваквог начина су:

- Не користе се расхладни флуиди *CFC*
- Мања потрошња енергије
- Једноставна вентилација неопходна за људско здравље.

8.5.1 Директно евапоративно хлађење

Директни евапоративни хладњаци хладе ваздух у непосредном контакту са водом која се слива преко површине испуне. Испуна је конструисана од специјално произведеног папира, фибергласа или од дрвених влакана. Она се одржава влажном, помоћу пумпе која узима воду на дну хладњака и помоћу дистрибутивног цевног система је распршује преко врха испуне. Струјање ваздуха кроз испуну се остварује помоћу центрифугалног вентилатора при чему се проток креће у границама од 1 до 10 m³/s. Фасадна брзина ваздуха је ограничена на 1,5 m/s. Вода се мора омекшавати и филтрирати. Ефикасност евапоративног хладњака дата је изразом:

$$\varepsilon = \frac{T_{s,u} - T_{s,i}}{T_{s,u} - T_{w,u}}$$

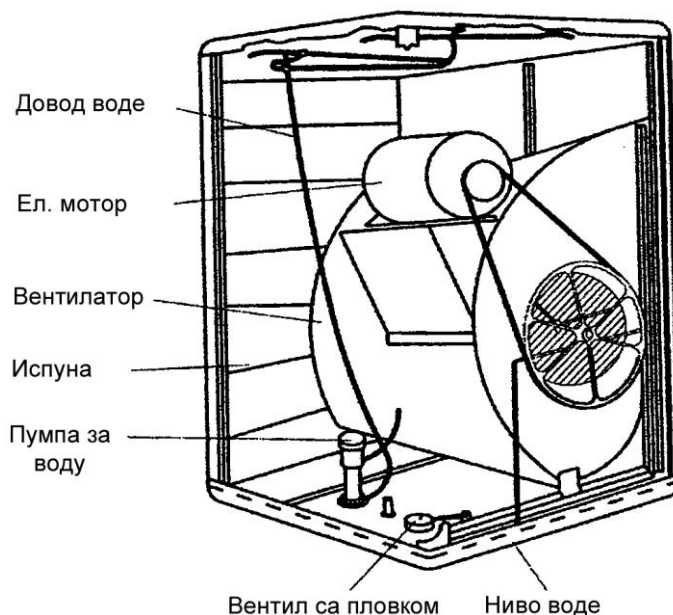
где су:

$T_{s,u}$ - температура сувог термометра на улазу [°C],

$T_{s,i}$ - температура сувог термометра на излазу [°C],

$T_{w,u}$ - температура влажног термометра на улазу [°C].

Вредност ефикасности је уобичајено 80 до 90%. Опште прихваћено правило је да евапоративно хлађење има смисла у областима у којима је температура ваздуха по влажном термометру нижа од 24°C. Основне компоненте директног евапоративног хладњака приказане су на слици 8.21.

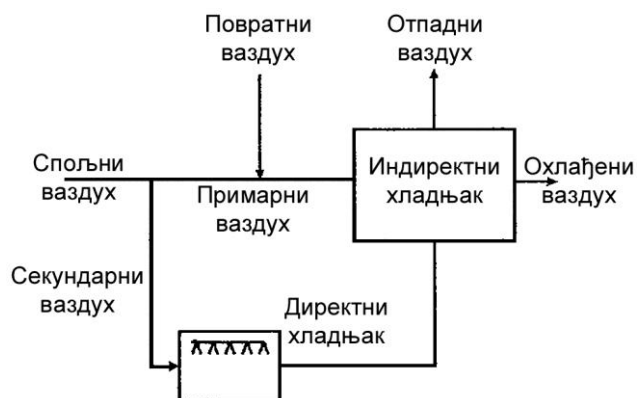


Слика 8.21 – Евапоративни хладњак

8.5.2 Индиректно евапоративно хлађење

При индиректном хлађењу, евапоративни хладњак хлади спољашњи ваздух без његовог влажења. Принципијална шема је дата на слици 8.22. Секундарни ваздух хлади се у евапоративном директном хладњаку да би у индиректном хладњаку хладио примарни ваздух. При томе примарни ваздух може осим спољашњег садржавати и део излазног ваздуха из хлађеног објекта. Постоје и системи са вишестепеним хлађењем, код којих се индиректни хладњак користи као први степен хлађења да би касније ваздух ишао у директном евапоративни хладњак и/или у хладњак хлађен водом или помоћу директне експанзије расхладног флуида.

Излазна температура ваздуха не може бити нижа од улазне температуре секундарног ваздуха по влажном термометру.



Слика 8.22 – Шема система са индиректним евапоративним хлађењем

Постоји неколико интересантних начина употребе оваквих хладњака. Могу да се користе као претхлађивачи ваздуха код чилера што смањује трошкове инвестиција и експлоатације услед мањег утрошка енергије. Ови системи могу да користе релативно сув отпадни ваздух уместо спољашњег ваздуха.

Могуће је и комбиновање директног и индиректног евапоративног хладњака. Прво ваздух иде у индиректни систем где му се снижавају температура по сувом и влажном термометру при константној апсолутној влажности, па онда иде у директан евапоративни хладњак где долази до даљег пада температуре по сувом термометру.

8.6 Топлотне пумпе

Топлотне пумпе су расхладни уређаји код којих је од примарне важности количина топлоте ослобођена у кондензатору који се користи за грејање. Расхладни учинак овог уређаја је секундаран и није неопходно да се користи, али је веома атрактивно његово коришћење за истовремено хлађење неколико објеката. Тако је могуће истовремено загревати воду у пливачком базену и хладити клизалишну плочу.

8.6.1 Коефицијент грејања топлотне пумпе

Основни принцип је хлађење топлотног извора (вода, ваздух, земља) па пребацивање одузете топлоте путем компресора до топлотног понора. Ефикасност система је исказана изразом:

$$\varepsilon_G = \frac{Q}{P} = \frac{Q}{Q - Q_0} = \frac{T}{T - T_0}$$

где су:

Q - називна топлотна снага загревања [W],

Q_0 - називна топлотна снага извора [W],

P - снага електромотора за пребацивање топлотне енергије [W],

T - температура грејања [°C],

T_0 - температура извора [°C].

Топлотне пумпе карактеришу релативно високи коефицијенти грејања па самим тим и веома ниски експлоатациони трошкови, али су зато веома високи инвестициони трошкови.

8.6.2 Подела топлотних пумпи

Постоји неколико подела топлотних пумпи. Према функцији могу се делити на оне код којих се користи само ефекат грејања, или истовремено и грејања и хлађења (пример комбинација базена и клизалишта) и на топлотне пумпе код којих захваљујући специјалној арматури испаривач и кондензатор мењају улоге и зависно од потребе може се користити ефекат грејања или хлађења.

Капацитет топлотних пумпи креће се у широким границама од 1,5 kW до 15 MW. При томе за се за капацитете до неколико стотина киловата оне праве као агрегатне јединице, док се топлотне пумпе већих капацитета углавном скалпају на месту коришћења, уз учешће стручних лица. Према топлотном извору и понору деле се на: ваздух-ваздух, вода-вода и земља-вода. Као извори топлоте могу се користити санитарна и отпадна топлота, топлота генерисана у зградама или добијена помоћу соларних колектора.

8.6.3 Топлотни извори и понори

Ваздух је широко распрострањен и као топлотни извор и као топлотни понор. Има га у неограниченим количинама и једноставан је за примену. Као испаривачи и кондензатори користе се оребрени размењивачи топлоте са принудним струјањем са принудним струјањем ваздуха, при чеми је површина испаривача која се налази напољу одузима топлоту спољашњем ваздуху 50 до 100% већа од површине кондензатора са којих се предаје топлота неопходна за грејање. Уобичајена разлика температуре креће се у границама 6 до 14°C. Највећи проблем са ваздухом као топлотним извором је што са падом спољашње температуре ваздуха, када расту потребе за грејањем, опада учинак топлотне пумпе. Зато је веома важно правилно димензионисање унутрашњег размењивача топлоте како би се избегао неправилно велики расхладни учинак у летњем режиму рада (када испаривач и кондензатор замене улоге). Проблеми се јављају кад је температура површине спољашњег размењивача топлоте мања од 0°C. У том случају долази до замрзавања влаге из ваздуха на тој површини што после извесног времена услед повећаног топлотног отпора, може да угрози размену топлоте. Зато се мора предвидети периодично отапање ових размењивача топлоте, или електричним грејачима, или топлотном паром расхладног флуида.

Вода представља веома погодан извор топлоте за топлотне пумпе. Бунарска вода је нарочито погодна због своје релативно високе и константне температуре (10 до 15°C). Посебна пажња мора да се обрати на квалитет воде због евентуалног стварања каменца и корозионог ефекта. Један од начина да се ублажи негативан утицај ових појава на расхладне инсталације је увођење додатног размењивача топлоте, чиме се избегава директан контакт бунарске воде и испаривача. Може се користити језерска, речна или морска вода уз вођење рачуна од корозије и замрзавања.

Земља као топлотни извор предаје топлоту закопаном испаривачу топлотне пумпе. Састав земље и њена влажност имају одлучујући утицај на пренос топлоте. Као испаривачи топлоте користе се хоризонталне цевне змије које се постављају на дубину 1 до 2 m у земљу, или се закопавају сонде на дубинама и до 100 m.

Сунце, било да се користи директно или у комбинацији са другим преносцима топлоте преко којих се оно користи индиректно (загревање ваздуха, воде и земље) представља веома атрактиван извор топлоте за топлотну пумпу. Предност је због тога што сунце обезбеђује топлоту на вишем температурском нивоу од других топлотних извора. У директном систему цеви испаривача су постављене директно у соларном колектору који обично има облик равне плоче. Иста површина може да се користи као кондензатор када топлотна пумпа ради лети у режиму хлађења. Ако се у соларном колектору загрева вода или ваздух онда се ради о индиректном систему.

8.6.4 Компоненте топлотних пумпи

Основне компоненте топлотних пумпи будући да се оне суштински не разликују од расхладних уређаја, исте су као и компоненте расхладних уређаја.

Топлотне пумпе великих капацитета (вода-вода) које се користе за индустријску примену или за грејање вишеспратних зграда. За грејне капаците од 1,8 до 350 kW, најчешће су употреби клипни компресори. Потребан топлотни капацитет ових топлотних пумпи на ниским спољашњим температурама може да се постигне пажљивим избором компресора већег капацитета. У случају рада на вишим спољашњим температурама врши се редукција капацитета компресора.

9. Аутоматска регулација

9.1 Основни појмови

Аутоматско регулисање грејних, климатизационих и других система је од суштинске важности за одржавање температуре, влажности, притиска, чистоће ваздуха - једном речју угодности боравка у затвореном простору. То се остварује тако што укључује или искључује систем према унапред утврђеном програму. Истраживања показују да су губици енергије у зградама без регулације од 20 до 50%.

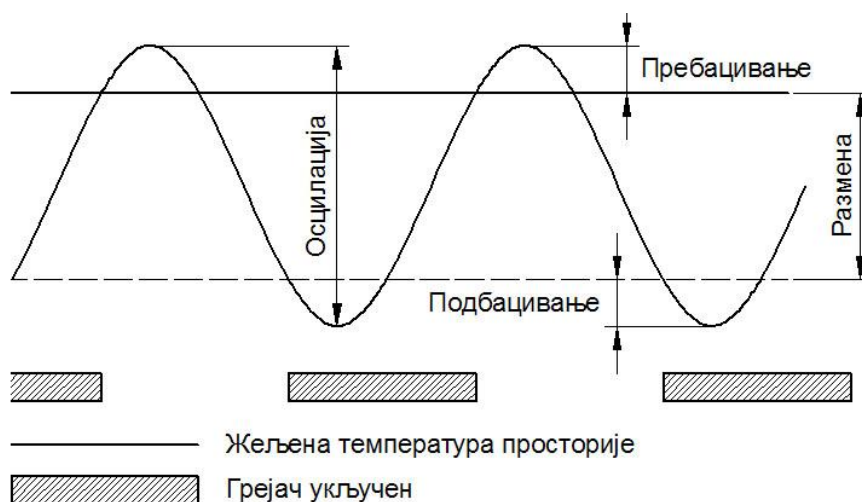
Систем регулације чине следећи елементи: давач или сензор, регулатор и објект који се регулише. Сензори мере променљиву величину, преносе њену вредност у регулатор који на основу измерене вредности даје излазни сигнал регулационом органу који мења параметре у програмираном/жељеном правцу (пример на слици 9.1). Регулационо коло може добијати више улазних података и на основу њих може да шаље више излазних података.



Слика 9.1 – Шематски приказ компонената регулационог круга

9.2 Врсте регулационних система

Двопозициона регулација (отворено-затворено) има како име каже само два положаја регулатора. На пример регулатор укључи грејни систем док температура не достигне жељену вредност после чега се систем искључује (слика 9.2).

Слика 9.2 – Шема рада двопозиционог регулятора *on/off*

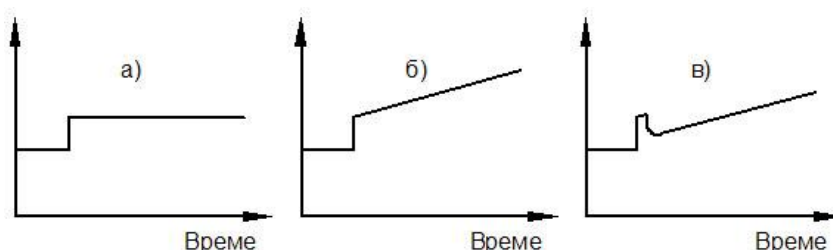
Код **континуалне регулације**, за разлику од двопозиционе, излазни сигнал има непрекидну функцију и зависи од улазне величине.

Интегрална регулација (I) помера покретач регулатора константном брзином ка отвореном или затвореном положају. Овакву регулацију обично користе за одржавање констаног притиска флуида. Ова регулација се због инертности не користи ако је потребна брза промена регулишуће величине (слика 9.3а).

Пропорционална регулација (P) је она где се регулисана величина пропорционално промени регулишуће величине. Ово се користи тамо где је потребна брза реакција система. Недостатак је што постоји трајно (скоковито) регулацијско одступање.

Да би се превазишле наведене слабости претходних регулација направљена је њихова комбинација: **пропорционално-интегрална регулација (PI)**. То се постиже тако што се регулација дели у два дела. Прво се брзо реагује тако што се систем покрене пропорционално улазној величини, а онда када се то постигне у интегралном делу се врши промена регулишуће величине брзином која се може подешавати (слика 9.3б).

Диференцијална (D) регулација коригује регулишућу величину зависно од величине поремећаја регулисане величине.

Слика 9.3 – Промена регулишуће величине: а) *P* регулација, б) *PI* регулација, в) *PID* регулација

Ако се жели што мање одступање регулисане величине и истовремено веома прецизно одржавање жељене вредности користи се **пропорционално-интегрално-диференцијална регулација** (слика 9.3в). Пропорционално дејство регулатора се коригује за вредност одступања регулисане величине али зависи и од времена у којем је регулисана величина одступила од задате вредности. У (*D*) делу се коригује пропорционално одступање па се прелази у (*I*) део где се може подешавати брзина промена регулишуће величине.

9.3 Подела регулатора према конструкцији

Основна подела је на регулаторе без помоћне енергије и оне са помоћном енергијом.

Регулатори без помоћне енергије су механички, директно су спрегнути са мерним инструментом и раде на принципу ширења флуида. Одржавање вредности није прецизно и опсег пропорционалности се не може мењати. Угловном се користе за регулације температуре, притиска и протока флуида.

Електромеханички регулатори имају мерач регулисане величине (термостат, хидростат), прекидач и давач сигнала (најчешће биметал или контактни термометар). Могу бити двоположајни и троположајни. Двоположајни омогућава само два стања: укључено-искључено. Овакво решење проузрокује осцилацију жељене вредности око неке задате величине. Углавном се оваква регулација користи као сигурносна, као заштита од замрзавања и за мерење нивоа течности. Троположајни регулатори имају и неутралан положај. Користе се за електромоторне жалужине где су положаји “отварање-затварање-мировање”. Веома су једноставни и поуздани.

Код **пнеуматских регулатора** све промене регулацијских величина претварају се у промене притиска ваздуха. Жељене карактеристике регулатора добијају се механички посебном конструкцијом. У данашње време су практично избачени из употребе као самостални али се и даље користе у комбинованим системима у којима је сам регулатор електронски, сигнали са мерача електрични док су покретачи периферних извршних елемената пнеуматски. Разлози због којих се овакво решење користи су следећи:

- пнеуматски систем обезбеђује ефикасну промену стања система,
- притисак ваздуха је константан,
- једноставни су за одржавање,
- веома су поуздани,
- користе се тамо где постоји опасност од експлозије.

Компресорска станица – спољни ваздух се филтрира пре уласка у компресор пролазећи кроз одвајач влаге и уља а онда се компримује на притисак од 6 бара. Зависно од система разликујемо неколико начина дистрибуције ваздуха:

- без икакве припреме, једино се елеминише кондензат,
- вишестепена редукција притисак се спусти са 6 на 2 бара па се елеминише кондензат,
- хлађењем у размењивачу топлоте где се елеминише кондензат,
- хлађење апсорпцијом.

9.4 Електронски регулатори

Основна подела је на аналогне и дигиталне.

Аналогни регулатори су они код којих су аналогни улази и излази. Улазни сигнал са мерног елемента упоређује се са сигналом давача задате вредности, на пример помоћу Винстоновог моста или помоћу сигнала једносмерног напона који се упоређује у појачивачу напона са вредношћу напона у интерном давачу сигнала, а одатле се одводи као регулацијско одступање на обраду. Регулациони део има унапред задати алгоритам за формирање излазног сигнала.

Аналогно регулисање може бити спрегнуто или неспрегнуто. При спрегнутом регулисању извршна величина се мења и може имати све вредности између минималне и максималне дозвољене. Аналогни регулатори у спрегнутој регулацији имају на улазу увек

спрегнуте аналогне сигнале који могу бити или континуална вредност струјног напона или континуални притисак ваздуха. Код неспрегнутог регулисања излазна величина може имати све вредности у оквиру регулишућег подручја. Спрегнути регулатори су линеарни, а неспрегнути су нелинеарни.

Дигитално регулисање користи микропроцесоре и уз помоћ рачунара спроводи акције као што су управљање, прикупљање података и блокада система. Регулација *DDC* (директна дигитална контрола) омогућава програмирање регулационих параметара као и њихову измену у сваком тренутку, а да се при том не мења конфигурација система. На овај начин је могуће оптимално управљање и максимална уштеда енергије. Регулатор у систему *DDC* прима информације од сензора о стању регулисане величине преко аналогно дигиталног претварача у дигиталном облику. Вредности се читавају у одређеним временским размацима. На основу учитаних вредности и програмираног алгоритма извршавају се одговарајући кораци тако што се шаљу преко дигитално аналогног претвара потребне информације извршним елементима.

DDC регулатор може имати више регулационих кругова. За свако регулационо коло постоји програмирани режим рада. То су већ помињани *P*, *PI* и *PID*.

Елементи *DDC* регулатора су:

- *CPU* је централна процесорска јединица која прима улазне податке у одређеним временским интервалима; микропроцесор управља системом према задатим наредбама,
- систем за параметре садржи програмиране вредности,
- *PORT* је предвиђен за улазне и излазне сигнале, лампице, звучне сигнале или прикључак на компјутер или штампач,
- систем меморија програма,
- помоћни програми као едитор, дијагностика, процесни регулацијски језик, модуле за конфигурацију на основу којих се може програмирати регулатор. У систему мора постојати батерија да се не догоди да подаци нестану услед нестанка струје.

У односу на аналогно регулисање предности дигиталног су мали инвестициони трошкови, могућности употребе сложенијих структура као и програма за оптимизацију, флексибилно и лако програмирање, једноставно мењање конфигурације и прецизно подешавање жељених вредности регулисаних величина.

9.5 Мерни елементи (сензори)

Сваки систем регулације има мерни елемент – сензор (слика 9.4) који мерену физичку величину претвара у сигнал који регулатор може да дешифрује. Излазне величине могу бити механичко покретање, притисак ваздуха, омски отпор или електрични сигнал.

Сензор температуре је мерни елемент који мења електрични отпор са променом температуре. То су најчешће жичани отпорници од платине, никла или специјалних полупроводника, при чему су ови задњи доста јефринији и осетљивији. Сензори температуре могу бити у једном кућишту са претварачем отпора у електрични сигнал (0-10V, 0-20mA). На овај начин сензор је независан од растојања од регулатора. Електрични сензори могу бити *NTC* (*negative temperature coefficient*) или *PTC* (*positive temperature coefficient*). *NTC* сензори су они који са повишењем температуре смањују отпорност. Због веома снажног излазног сигнала могуће их је сместити на великој удаљености од регулатора. Препоручују се за мањи опсег температуре до 100°C. *PTC* сензори се користе за веће температуре од 150°C.

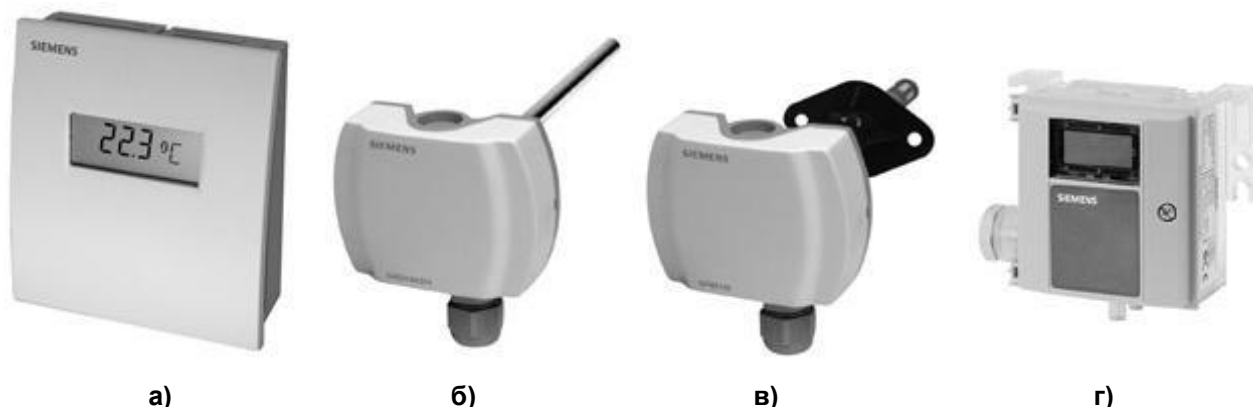
Сензори влаге мере апсолутну или релативну влажност ваздуха. Деле се у две групе:

- сензори са органским и неорганском материјалима осетљивим на влагу који мењају своју дужину зависно од саджаја влаге,
- отпорни сензори садрже кондензаторе са златним облогама који мењају капацитивност пропорционалним влажности. Сви ови сензори се морају редовно баждарити.

Мерење апсолутне влажности знатно је компликованији од мерења релативне влажности. Развијен је алгоритам који повезује температуру тачке росе са апсолутном влажношћу. Ова веза није линеарна. Апсолутну влажност је могуће мерити повезујући релативну влажност и температуру ваздуха. Ови подаци се проследе регулатору који по посебном алгоритму израчунава апсолутну влажност. У пракси се готово увек мери релативна влажност ваздуха, јер одређује услове угодности.

Сензори притиска су присутни у системима са променљивим протоком флуида. Основни циљ је одржавање задатог протока флуида због топлотних добитака и губитака. Да би се то постигло мора се мерити притисак ваздуха у циљу регулисања броја обрта вентилатора, а самим тим и проток ваздуха. За ово се користи пито цев. За мерење статичког притиска ваздуха користи се сензор са мембраном.

Поред наведених сензора мере се још загађеност ваздуха, ниво течности, брзина ветра, количина дима и слично.



Слика 9.4 – Сензори: а – температуре (собни); б – температуре (каналски); в – влажности; г – притиска – произвођач: *SIMENS, Germany* ^[23]

9.6 Извршни органи

Свако регулацијско коло има извршни орган. То су регулационе жалужине и вентили. Покретачи извршних органа деле се по врсти погона. У том погледу разликујемо електрични, пнеуматски, хидраулични и електромагнетни погон. Електропокретач је мотор са константним бројем обртаја који се може покретати у оба смера, а ход мотора се може подешавати. Ако извршни орган има само положаје отворено и затворено онда је најпогоднији електромагнетни погон. Пнеуматски или хидраулички погон имају мембрану и опругу које се померају услед промене притиска и веће су снаге од електропокретача. Многи извршни органи имају у себи микропрекидаче, који сигнализирају отворени или затворени положај и у специјалном случају и повратну опругу, која затвара контролни елемент ако нестане струја или падне притисак у погонском систему.



Слика 9.5 – Извршни органи: а – електромоторни покретач жалузина; б – електромоторни покретачи двокраких и трокраких вентила – *SIMENS, Germany* ^[23]

9.6.1 Регулациони вентили

Регулациони вентили су обавезан саставни део сваког система климатизације. Њихово правилно димензионисање и распоређивање су изузетно важни у сваком систему климатизације. Суштина је да се при свим оптерећењима система од пуног оптерећења па до мањих нивоа обезбеди прецизна и стабилна регулација. По конструкцији вентили могу бити пролазни, трокраки и четворокраки.

Четворокраки вентили се примењују ако је потребно пребацивање из једног режима у други.

Пролазни вентили су јефтинији од трокраких вентила, могу бити у малих величина, користе се за мале протоке флуида и имају могућност потпуног затварања.

Трокраки омогућавају константан проток флуида, елиминишу осцилације притиска, али не обезбеђују потпуно затварање. Деле се на мешачке и разделне при чему су ови други конструкционо сложенији, а због тога и скупљи.

9.6.2 Хидрауличке везе у системима климатизације

Постоје две основне групе хидрауличних веза:

- Без секундарне пумпе па примарна пумпа одређује проток флуида у целом систему и сваком размењивачу појединачно. Проток флуида у примарном и секундарном кругу зависи од размењивача топлоте у систему.
- Системи са секундарном пумпом деле се у две подгрупе.
 - а) без обилазног вода између разводног и повратног вода, када је проток воде променљив и постоји могућност замрзавања
 - б) са обилазним водом између разводног и повратног вода. Проток је константан и сваки размењивач топлоте је потпуно независан.

Секундарна пумпа се користи када у системима може доћи услед смањеног протока до замрзавања и има задатак да одржава константну брзину. Да ли константан проток флуида предност или не одређује концепција система. Ако је проток променљив може доћи до прегревања пумпе или смрзавања течности. Ако је проток константан већа је потрошња енергије.

Одређивање хидрауличне везе зависи од следећих параметара:

- врсте флуида у примарном и секундарном кругу и његових карактеристика,
- захтев за заштитом од замрзавања,
- има ли систем секундарну пумпу,
- да ли примарна пумпа може савладати пад притиска у мрежи и на вентилу,
- температуре флуида у примарном и секундарном кругу.

9.6.2.1 Системи без секундарне пумпе

Пролазни вентил (A1, A2). Температура ваздуха иза размењивача регулише се променом протока флуида. Вентил може бити позициониран у разводном и повратном воду. промена протока и брзине флуида у размењивачу може бити знатна. Не препоручују се у системима где може доћи до замрзивања. При наглој промени оптерећења регулициони кругови утичу један на други.

Трокраки вентили (A3, A5). Температура ваздуха на излазу се регулише променом протока флуида. Проток флуида је променљив у секундарном кругу, константан у примарном. Притисак флуида је приближно константан. Не препоручје се у системима где постоји опасност од замрзавања.

9.6.2.2 Системи са секундарном пумпом

Пролазни вентил, систем са мешањем (B1, B2). Температура се регулише мешањем разводне и повратне воде. Проток флуида је константан само у секундарном кругу.

Трокраки вентил (B3, B4, B5, B6). Регулација се врши променом температуре флуида. Проток флуида је константан у секундарном кругу.

Трокраки вентил са убризгавањем. Регулација се врши променом температуре флуида. Проток флуида је константан у оба круга, примарном и секундарном. Вентил може бити позициониран тако да пад притиска већим делом покрива примарна пумпа (C3, C4, C5, C6) или секундарна пумпа (D3, D4, D5, D6).

Трокраки вентил са пумпом у краткој вези (E3, E5). Регулација се врши променом температуре флуида. Проток је константан у оба круга. Уградњом знатно мање пумпе обезбеђује се ефикасна заштита од замрзавања.

Хидраулична веза за предгрејаче мора бити пројектована да спречи могуће замрзавање. Размењивачи топлоте морају имати константан проток и брзину флуида што омогућава секундарна пумпа. Трокраки вентил без секундарне пумпе користи се у системима са мањим протоком флуида и са једном или две клима коморе.

Догрејачи у системима климатизације се не замрзавају тако да се користе пролазни или трокраки вентил без секундарне пумпе.

Систем са пролазним вентилом без секундарне пумпе примењује се за регулацију протока у хладњацима чиме се штеди енергија. Ово се користи за системе са парним грејачима, или за парне овлаживаче.

		Пролазни вентил		Вентил за мешање		Разделни вентил	
		1	2	3	4	5	6
Без секундарне пумпе	A	A1 	A2 	A3 		A4 	
Са секундарном пумпом	Веза са мешањем	B1 	B2 	B3 	B4 	B5 	B6
	Електронски вентил	C		C3 	C4 	C5 	C6
		D		D3 	D4 	D5 	D6
		E		E3 		E5 	

Слика 9.6 – Хидрауличке шеме веза

9.6.3 Димензионисање вентила

За правилно димензионисање вентила требало би обратити пажњу на три величине:

1. Карактеристика вентила K_{vs} (m^3/h) дефинише се као проток вентила при паду притиска од 1 бара. Ово је важна карактеристика вентила, јер је вредност K_{vs} при димензионисаном протоку флуида у систему одређује пад притиска на вентилу. Ово зависи од хидрауличке везе. Сувише велики или сувише мали пад доводе до тога да регулациони вентил већи део времена ради близу својих крајњих положаја, па је веома тешко регулисати проток флуида из конструкционих разлога, јер је близу тачке затварања немогуће одржати карактеристике вентила што доводи до нестабилног рада система регулације и краћег века трајања вентила.
2. Карактерична крива вентила може бити линеарна или истопроцентна. Линеарна карактеристика значи да постоји линеарна зависност између хода вентила и његовог притиска. Истопроцентна карактеристика значи да проценат протока флуида у односу на максимални проток једнак проценту отворености вентила.
3. Називни проток вентила мора бити већи од притиска флуида у делу цевовода са променљивим притиском. Напоменимо да називни пречник регулисаног вентила нема утицај на димензионисање вентила. У највећем броју случајева вентил је за величину мањи од пречника цевовода.

Коефицијент вентила K_{vs} - Проточна количина воде, која при разлици притиска од 1 бара при густини од 1000 kg/m^3 али и при $Re < 10^4$ протиче кроз вентил, означава се са K_{vs} и дефинисана је следећим изразом:

$$K_{vs} = \dot{V}_{v\max} \sqrt{\frac{\Delta p_v \text{ 1bar}}{\Delta p_v}}, [\text{m}^3/\text{h}]$$

Вредност K_{vs} и величина вентила (пречник d) су међусобно зависни и прописује их произвођач.

9.6.4 Регулационе жалужине

Жалужине за ваздух могу имати заштитну и регулациону улогу и деле се на паралелне и супротносмерне. Користе се за мешање две струје ваздуха, обично свежег и рециркуларног, ради регулисања температуре или влажности ваздуха. Као и код регулационог вентила, линеарну карактеристику имају жалужине са паралелним лопатицама, а истопроцентну карактеристику имају супротносмерне жалужине. Жалужине са супротносмерним лопатицама проузрокују већи отпор струјања ваздуха те се њима боље регулише и заптива.

Карактеристике жалужина као елемента који одговара величини цевовода, дефинише се слично као за вентил. При избору жалужина ова се карактеристика практично не користи. Док је код регулационог вентила отвор увек мањи од пречника цевовода жалужине бирамо тако да њихова димензија одговара димензијама канала или клима коморе из следећих разлога:

- На жалужинама је много мање стандардних величина са одговарајућим вредностима K_{vs}
- Мање жалужине је веома тешко уградити у канал и клима комору.
- Пад притиска код жалужина зависи и од многих других фактора независних од конструкција саме жалужине

9.7 Регулација основних процеса у климатизационим системима

Сваки систем за припрему ваздуха можемо се поделити на две целине – систем за припрему ваздуха (ваздушна страна система) и ситем за припрему флуида (водена или парна страна система). Основни процеси припреме ваздуха су грејање, хлађење, влажење и одвла-живање (табела 9.1).

Табела 9.1 – Промене основних параметара ваздуха

Грејање <i>Грејач ваздуха</i>	Хлађење <i>Хладњак ваздуха</i>	Влажење <i>Овлаживач ваздуха</i>	Одвлаживање <i>Догрејач ваздуха</i>
Повећавање температуре	Снижавање температуре	Повећавање релативне влажности	Повећавање температуре
Нижа релативна влажност	Већа релативна влажност	Повећавање апсолутне влажности	Нижа релативна влажност
Иста апсолутна влажност	Иста или смањена апсолутна влажност	Водени: Мања температура Мања енталпија	Иста апсолутна влажност
Већа енталпија	Мања енталпија	Парни: Иста или виша температура Већа енталпија	Већа енталпија

9.7.1 Подела система климатизације према процесима припреме ваздуха

Према условима угодности системи се деле у следеће групе

- *Вентилација*. Не постоје размењивачи топлоте, већ се врши само измена ваздуха у просторији тако што се мешају отпадни и свеж ваздух
- *Ваздушно грејање*. Ограничава се минимална температура у просторији. У летње време систем се користи само за вентилацију ваздуха. Обавезан део система је грејач ваздуха. Ако је однос рецилираног и отпадног ваздуха такав да постоје добици топлоте, одржавање топлоте се може постићи без размењивача топлоте.
- *Грејање и влажење ваздуха*. Ограничавају се минимална температура и влажност ваздуха. Обавезни делови клима коморе су грејач и овлаживач. Овакви системи су варијанта система ваздушног грејања
- *Системи са грејањем и хлађењем ваздуха*. Обавезни делови су грејач и хладњак ваздуха. Влажност ваздуха је променљива током године.
- *Системи са грејањем, овлаживањем и хлађењем ваздуха*. Температура ваздуха се током целе године се одржава у одређеним границама. У летњем периоду се не одвлажује.
- *Климатизација*. Регулација температуре и влажности ваздуха у просторији врши се током целе године.

9.7.2 Основни начини регулисања у системима за припрему ваздуха

Постоје четири начина:

1. *Регулисање са константном жељеном вредношћу.* Како име каже регулисана величина има константну вредност. Вредност регулисане величине се унапред задаје. При овој врсти регулисања увек се мери само једна вредност. Оваква регулација је веома једноставна и јефтина али је енергетски веома неповољна. Регулисање константне влажности далеко је компликованије и примењује се у системима где су захтеви угодности веома велики.
2. *Регулисање са вођеном жељеном вредношћу.* Регулисана величина прати променљиву жељену вредност која зависи или од услова угодности или од технолошких захтева.
 - а) *регулисање температуре убациваног ваздухау зависи од температуре просторије.* Ово се обично ради у мањим објектима.
 - б) *регулисање температуре и влажности ваздуха у зависности од спољњих услова.* Примењује се у летњем и прелазном периоду. Температура се регулише тако да разлика спољне и унутрашње температуре буде што мања. Лети је то опсег од 20°C до 26°C. Битно је смањити негативне последице које превелика разлика има на људе.
 - в) *регулисање температуре вођено временским програмом.* Користи се у индустријским постројењима.
3. *Каскадна регулација.* Користи се када се жели брзо регулисање или кад регулишемо објекте са великим периодом одзива. Регулацијски сензор се поставља на место помоћне регулисане величине. Ово се користи у салама које се брзо пуне и празне гледаоцима. Не мења се ход вентила при промени регулационе величине већ се делује на промену температуре убаченог ваздуха чиме се регулациони вентил додатно отвара.
4. *Секвентно регулисање.* Регулисање се изводи у секвенци када желимо да више регулацијских елемената делује на једну величину коју меримо једним сензором. У секвенци је обично везано више елемената рецимо жалужине за мешање и хладњак или грејач ваздуха; хладњак и грејач ваздуха; жалужине за мешање и овлаживач. Секвентно регулисање се врши преко регулатора који могу имати један или више излазних сигнала. Ако регулатор има један сигнал регулације се врши помоћу преклопних склопки на самом погону, док је код више сигнала секвенца изведена унутар регулатора.

9.8 Заштитне и граничне функције регулатора

Кварови на системима за климатизацију као и изненадне промене унутрашњих параметара прозрокују веома велика одступања регулисане величине од жељених вредности. Због тога регулатори у свом програму морају имати заштитне и граничне функције.

Заштита од замрзавања. Може се јавити на предгрејачу ваздуха и регенератору топлоте, а веома ретко и на хладњаку ваздуха. Опасност од замрзавања је кад температура флуида у размењивачу падне испод 0°C. Опасност је веома велика ако се грејач димензионише на велике температурне разлике (90/40°C) као и кад имамо вишестепени

предгрејач који у првом степену греје ваздух на 10°C. Ако дође до замрзавања флуида последица је пуцање цеви и деформација грејача. У циљу спречавања потребно је узети у обзир следеће напомене:

- а) веома је важно правилно распоредити елементе дуж клима коморе
- б) пројектовати одговарајућу хидрауличку везу. Зато се користи циркулациона пумпа у циљу омогућавања константне брзине и протока флуида.
- в) исто процентни регулациони вентили су бољи од оних са линеарном карактеристиком.
- г) грејач ваздуха не сме бити предимезионисан јер се брзина струјања флуида унутар размењивача смањује што повећава опасност замрзавања.
- д) термостат за заштиту требало би поставити одмах иза грејача у каналу коморе или на повратном цевоводу да даје контакт ако температура флуида падне испод 5°C
- ђ) ако је цев размењивача у случају грејања паром дужа од 1,5 m морају се увести цеви за грејање кондензата.

Ако дође до ниских температура регулатор мора да изврши следеће задатке:

1. искључује вентилаторе комора,
2. укључује циркулациону пумпу,
3. отвара регулациони вентил уз пун проток,
4. затвара жалузине ваздуха.

Заштита од замрзавања може бити спрегнута или неспрегнута. Неспрегнута заштита је када се на основу сигнала термостата извршавају све горе наведене наредбе. Код спрегнуте заштите регулатор онемогућава деловања неспрегнуте заштите уз помоћ регулатора заштите што је могуће пре, да се не би обустављале све функције клима коморе ако то није потребно

Ограничавање вредности параметара ваздуха. Услед наглих промена стања у климатизованом простору, параметри убаченог ваздуха морају бити такви да не угрозе безбедност унутар климатизованог простора. Зато се врши допуњавање ограничењем.

- а) ограничење температуре ваздуха. Постоји горње и доње ограничење. Доња граница у системима комфорне климатизације је 16-18°C. До снижавања температуре убацивања долази до наглог повишења топлотних добитака у просторији. Функција горњег ограничења стартује када дође до великог продора хладног ваздуха. Термостати за ограничење су обавезни у системима са електричним грејачем. У овим системима услед престанка протока може доћи до наглог повишења температуре ваздуха, па може доћи до пожара.
- б) ограничење влажности ваздуха. Примењује се само у системима са парним одвлажавањем. Ограничава се само горња гранична вредност влажења ваздуха. Ограничењем се постиже да се у каналу за ваздух појави кондензат. Сензором за ограничење мери се искључиво релативна влажност ваздуха.

9.9 Програми за уштеду енергије

Ови програми су данас стандардни део програма за регулацију регулатора и централних система регулације DDC.

- *Ноћно хлађење објекта свежим ваздухом.* Врши се у прелазном периоду кад је спољња температура нижа од собне. У летњем периоду потхлађивање зграде ноћу акумулише расхладну енергију па се на тај начин смањује вршно оптерећење расхладног система. Требало би напоменути да је и електрична енергија јефтинија ноћу. Да би програм почео да ради потребно је да спољња температура буде мања за 3°C од температуре просторије, кад је спољња апсолутна влажност нижа од унутрашње, температура ваздуха у просторији мора бити виша од унапред програмиране.
- *Ноћна редукација температуре.* Овај режим се примењује зими. Жељена вредност се постиже раним покретањем система.
- *Оптимално укључење и искључење система.* Потребно је да буде што мањи период узгревања и потхлађивања објекта, а да при том не дође до утицаја на угодност људи. Овај програм се унапред временски програмира. Програм ће стартовати ако температура буде у задатим границама, и разлика спољне и унутрашње температуре буде у оквиру предвиђених вредности.
- *Периодично укључење система с обзиром на присуство људи.* Користи се кад услови угодности нису строги. Ретко се користи, јер често укључивање и искључивање система може знатно повећати трошкове одржавања.

10. Примери прорачуна

10.1 Пример прорачуна топлотног оптерећења по *CLTD/SCL/CLF* методи

Задатак: Израчунати топлотно оптерећење у 12:00 и 14:00 час., за просторију 2.3 (канцеларија, слика 10.1), висине 2,8 м. Објект је слободностојећи, а посторија је на другом спрату вишеспратнице. Температура која се одржава у просторији је 24°C, и иста је у суседним просторијама, као и на спрату изнад и испод, осим у ходнику. У просторији борави непрекидно 6 особа од 8:00 до 16:00 час., а климатизационо постројење ради без прекида. Осветљење је снаге 720 W, светиљке су флуоресцентне, слободновисеће. Фактор једновремености је 1, коефицијент баласта 1,25. Осветљење ради од 8:00 до 16:00 час.

Објект се налази у Крагујевцу, летња спољна пројектна температура је $t_{sp} = 34^{\circ}\text{C}$ (таб. 3.1).

Конструкција објекта (вредности за отпор провођењу топлоте R – *ASHRAE F28 Tab.12* ^[3])

- Материјал спољних зидова је:
 - Завршна фасадна облога (1,3 cm) – A6, $R = 0,031 \text{ m}^2\text{K/W}$
 - Изолациони материјал (стиропор 7 cm) – B24, $R = 1,584 \text{ m}^2\text{K/W}$
 - Глинена цигла (20 cm) – C6, $R = 0,352 \text{ m}^2\text{K/W}$
 - Малтер (2,5 cm) – A1, $R = 0,037 \text{ m}^2\text{K/W}$
- Материјал унутрашњих зидова је:
 - Малтер (2,5 cm) – A1, $R = 0,037 \text{ m}^2\text{K/W}$
 - Глинена цигла (20 cm) – C6, $R = 0,352 \text{ m}^2\text{K/W}$
 - Малтер (2,5 cm) – A1, $R = 0,037 \text{ m}^2\text{K/W}$
- Прелаз топлоте са спољне стране – A0, $R = 0,059 \text{ m}^2\text{K/W}$
- Прелаз топлоте са унутрашње стране – E0, $R = 0,121 \text{ m}^2\text{K/W}$
- Прозори су са двоструким обичним стаклом 3 mm, са светлим жалузинама на унутрашњој страни и имају коефицијент пролаза топлоте $k = 4,6 \text{ W/m}^2\text{K}$.
- Врата према ходнику имају коефицијент пролаза топлоте $k = 1,4 \text{ W/m}^2\text{K}$.

a.1 Коефицијент прелаза топлоте кроз спољни зид (A0-A6-B24-C6-A1-E0):

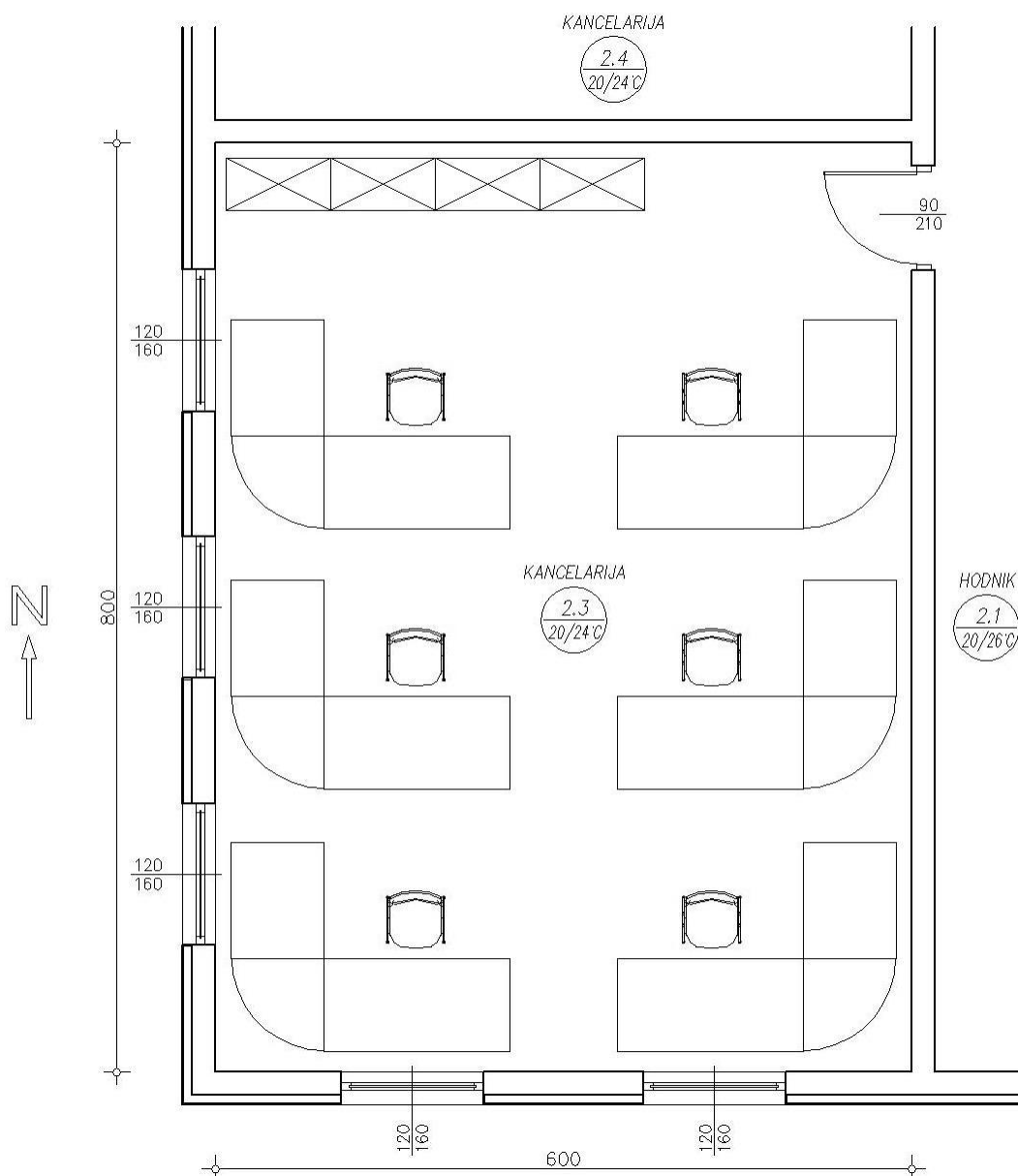
$$\sum R_i = 0,059 + 0,031 + 1,584 + 0,352 + 0,037 + 0,121 = 2,184 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$k_{sz} = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{2,184} = 0,458 \text{ W/m}^2\text{K}$$

a.2 Коефицијент прелаза топлоте кроз унутрашњи зид (E0-A1-C6-A1-E0):

$$\sum R_i = 0,121 + 0,037 + 0,352 + 0,037 + 0,121 = 0,668 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$k_{uz} = \frac{1}{\sum R} = \frac{1}{0,668} = 1,497 \text{ W/m}^2\text{K}$$



Слика 10.1

Табела 10.1 – Топлотно оптерећење кроз спољне зидове:

Спољни Зид Тип 16	k W/m^2K	A m^2	12:00			14:00		
			$CLTD_T$	$CLTD$	Q	$CLTD_T$	$CLTD$	Q
			$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	W	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	W
J	0,458	12,96	5	5,65	33,5	7	7,31	43,4
Z	0,458	16,64	7	7,31	55,7	7	7,31	55,7
Укупно:					89,2	99,1		

Тип просторије 16 на основу табеле из ASHRAE F28 Tab 33C^[3], па из тога следи избор $CLTD_T$ из табеле 4.3, Климатизација^[1]

Усвојено: $K = 0,83$ за градску средину, $M = 0$ (за 21. Јун)

Табела 10.2 – Топлотно оптерећење кроз унутрашње преграде:

Преграда	k	A	12:00		14:00	
			Δt	Q	Δt	Q
	W/m ² K	m ²	°C	W	°C	W
Зид	1,497	20,51	2	61,4	2	61,4
Врата	1,4	1,89	2	5,3	2	5,3
Укупно:				66,7		66,7

Табела 10.3 – Топлотно оптерећење кроз прозоре од сунчевог зрачења:

Прозор	A	f_{PR}	12:00		14:00	
			SCL	Q	SCL	Q
	m ²	-	W/m ²	W	W/m ²	W
J	3,84	0,51	302	591,4	272	532,7
Z	5,76	0,51	115	337,8	305	896
Укупно:				929,2		1428,7

Тип просторије C из табеле 4.16, а SCL из табеле 4.17 *Климатизација* ^[1]

Табела 10.4 – Топлотно оптерећење кроз прозоре кондукцијом:

Прозор	k	A	12:00		14:00	
			Δt	Q	Δt	Q
	W/m ² K	m ²	°C	W	°C	W
J	4,6	3,84	10	176,6	10	176,6
Z	4,6	5,76	10	265	10	265
Укупно:				441,6		441,6

Табела 10.5 – Топлотно оптерећење од људи:

Број људи	Трајање осветљења	Време од уласка	Осетно одавање	12:00		14:00	
				CLF_P	Q	CLF_P	Q
n	час	час	W/човеку	-	W	-	W
6	4	4	70	0,79	331,8	-	-
6	6	6	70	-	-	0,86	361,2

Осетна топлота $q_s = 70$ W/човеку из табеле ASHRAE F28 Tab 3, CLF_P из Tab 37 ^[3]

Табела 10.6 – Топлотно оптерећење од осветљења:

Осветљење	f_1	f_2	12:00			14:00		
			Време од укљу.	CLF	Q	Време од укљу.	CLF	Q
W	-	-	час	-	W	час	-	W
720	1,0	1,25	4	0,87	783	6	0,89	801

Тип просторије C из табеле 4.16 *Климатизација* ^[1], CLF за осветљење из табеле ASHRAE F28 Tab 38 ^[3]

Табела 10.7 – Укупно топлотно оптерећење:

Топлотно оптерећење:	12:00	14:00
кроз спољне зидове	89,2	99,1
кроз унутрашње преграде	66,7	66,7
кроз прозоре од сунчевог зрачења	929,2	1428,7
кроз прозоре кондукцијом	441,6	441,6
од људи	331,8	361,2
од осветљења	783	801
Укупно:	2641,5 W	3198,3 W

10.2 Пример прорачуна укупне количине ваздуха

Задатак: Израчунати потребну количину ваздуха за просторију 2.3 на слици 10.1 (претходни пример - стр. 118), ако у просторији борави 6 особа, бавећи се лакшим занимањем. Највеће топлотно оптерећење у летњем периоду је 3200 W, а топлотни губици у зимском периоду 4100 W.

1. Количина ваздуха потребна за грејање:

$$V_{gr} = \frac{Q_{tg}}{C_p \cdot \rho \cdot t_{ub} - t_u} = \frac{4100}{1,006 \cdot 10^{-3} \cdot 1,168 \cdot 32 - 20} = 0,2908 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Усвојено: $C_p = 1,006 \text{ kJ/kgK}$, $\rho_{(32^\circ\text{C})} = 1,168 \text{ kg/m}^3$

2. Количина ваздуха потребна за хлађење:

$$V_{hl} = \frac{Q_{to}}{C_p \cdot \rho \cdot t_u - t_{ub}} = \frac{3200}{1,006 \cdot 10^{-3} \cdot 1,201 \cdot 24 - 19} = 0,5297 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Усвојено: $C_p = 1,006 \text{ kJ/kgK}$, $\rho_{(19^\circ\text{C})} = 1,201 \text{ kg/m}^3$

3. Количина ваздуха потребна за вентилацију по методу – *The Ventilation Rate Procedure*:

$$V_{bz} = R_p \cdot P_z + R_a \cdot A_z = 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot 6 + 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot 48 = 0,0294 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

$R_p = 2,5 \text{ [l/s} \cdot \text{човеку]}$, ASHRAE Standard 62 Tab 6.1 ^[7]

$P_z = 6$,

$R_a = 0,3 \text{ [l/s} \cdot \text{m}^2]$, ASHRAE Standard 62 Tab 6.1 ^[7]

$A_z = 48 \text{ m}^2$

4. Потребна количина ваздуха за климатизацију:

$$V_{\max} = V_{gr}, V_{hl}, V_{bz} \text{ max} = 0,5297 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

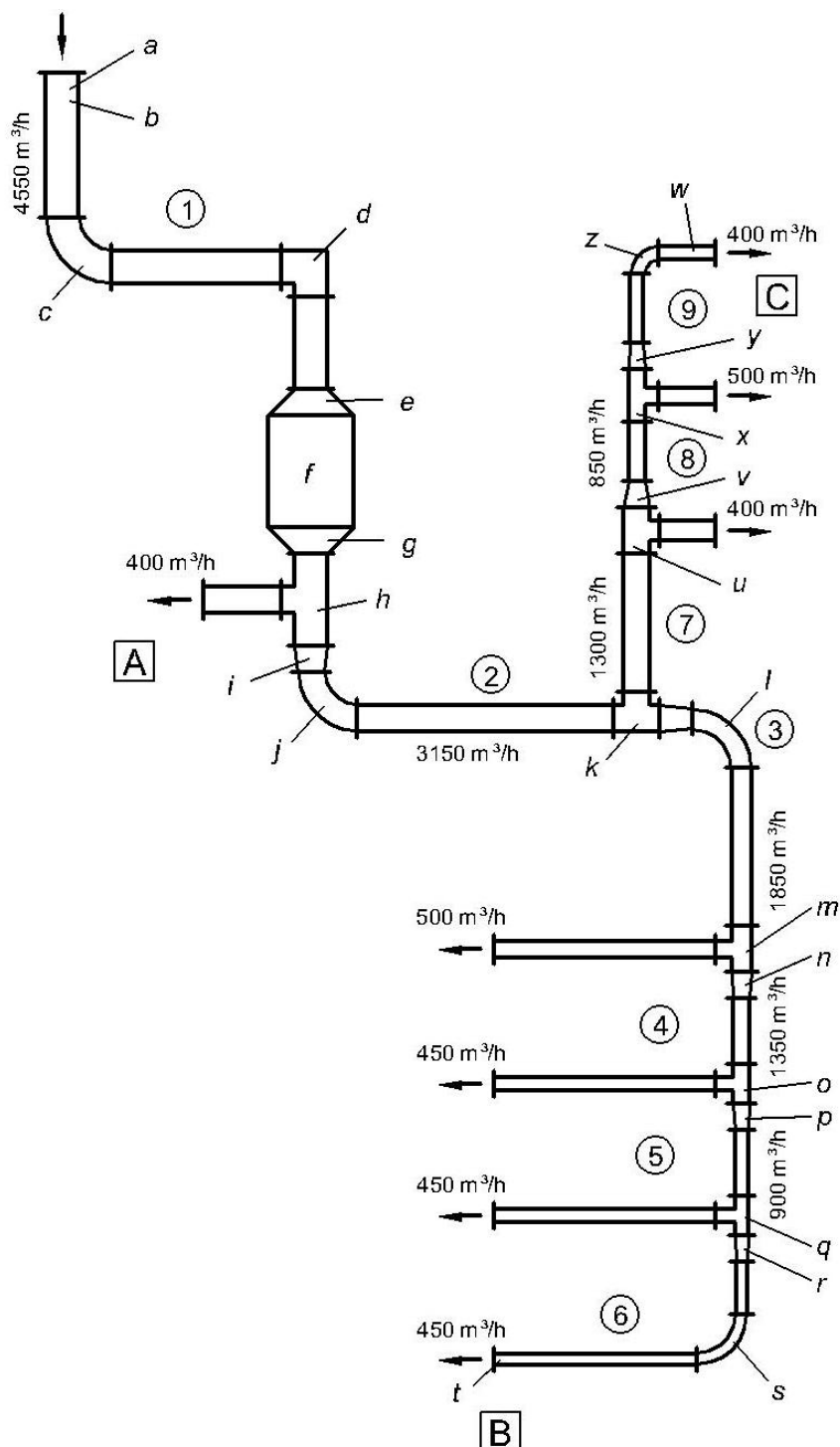
5. Коефицијент ефикасности вентилације – *Zone primary outdoor air fraction* Z_p ^[7]

$$Z_p = \frac{V_{\max} - V_{bz}}{V_{\max}} = \frac{0,5297 - 0,0294}{0,5297} = 0,944$$

То значи да систем у летњем екстремном режиму ради са рецикулацијом од 94%, односно са 6% свежим ваздухом.

10.3 Пример прорачуна каналске мреже методом поступног смањења брзине

Задатак: За каналску мрежу од поцинкованог лима (слика 10.2), применом методе потупног смањења брзине димензионисати канале у пресецима *B* и *C*. Сматрати да грана *A* од тачке рачвања има пад притиска од 20 Pa.



Слика 10.2 – Шема канала климатизационог система – пример 10.3

Решење: На шеми су означене деонице 1–6 у делу мреже *B*, који се процењује као најнеповољнији. Количине ваздуха су уписане на свим отворима за његово убацивање у поједине просторије. Полазећи од најудаљеније деонице (у примеру деоница 6) према вентилатору (климатизациона комора), сабирају се количине ваздуха и уписују за сваку деоницу. Овим сабирањем количина ваздуха, обухватају се сва убацна места и све деонице система.

Прорачуни се врше коришћењем формулара, уписивањем броја сваке деонице (колона 1) и њене дужине (2), као и количина ваздуха у m^3/h (3) у m^3/s (4). На основу препоручене брзине у главном каналу (табела 7.5), за деоницу 1, усваја се брзина од 8 m/s и уписује у одговарајућу колону (5). Поделом протока са усвојеном брзином добија се пресек канала (6) и потом усвајају димензије правоугаоног (или округлог) канала (7 и 8). У решавању овог примера усвојене су странице канала $400 \times 400 \text{ mm}$, нађен је еквивалентни пречник $d = 437 \text{ mm}$, према табели 7.4, који се уписује у колону (9).

Димензије канала најчешће се усвајају према стандардним вредностима, па се проверава површина пресека, као и стварана брзина, и уписују у колоне означене са A (10) и v' (11).

На основу еквивалентног пречника, полазећи од задатог протока ваздуха, на дијаграму (слика 7.6) одређује се јединични пад притиска R , уписује у одговарајућу колону (12) и израчунава отпор по целој дужини деонице RI (13). Овај поступак се понавља за сваку деоницу, смањујући поступно брзину струјања ваздуха, водећи рачуна да она у крајњој деоници буде у границама препоручених вредности.

Пошто је пад притиска кроз равне делове канала одређен за сваку деоницу, прелази се на израчунавање отпора у спојним елементима. Претходно би требало идентификовати све локалне изворе пада притиска и одредити одговарајуће коефицијенте.

Коефицијенти локалних отпора за рачве (табеле 9.12–13 – *Климатизација* ^[1]) важе уз услове истог пресека у пролазном елементу ($A_1 = A_2$), па су редукције димензија канала вршене после рачве. Вредности коефицијената $\zeta_{1,2}$ и $\zeta_{1,3}$ се односе на брзину струјања у делу рачве пре раздвајања протока, а могу се кориговати да важе за пролаз или огранак, ζ_2 и ζ_3 се израчунава по изразима:

$$\zeta_2 = \frac{\zeta_{12}}{v_2 / v_1^2}; \quad \zeta_3 = \frac{\zeta_{13}}{v_3 / v_1^2}$$

Коефицијенти су одређивани у прегледу свих отпора који су на слици канала обележени са $a-w$, уз напомену према којој табели су усвајани. У прегледу се налазе и подаци према којим је вршено одређивање коефицијента (односи меродавних брзина, пресека, величине, углова, итд.).

Сума коефицијената отпора уписује се у колону (14), израчунати динамички притисак у (15), пад притиска услед свих локалних отпора текуће деонице у колону (16), да би у колони (17) био уписан укупни пад притиска (сума колона 13 и 17). У крајњу колону је дат пад притиска целе гране мреже *B*, који износи $658,2 \text{ Pa}$.

Прорачун мреже која припада грани *C* показује да је пад притиска мањи него у грани *B*. Исто важи и за грану *A*, па је меродаван податак за избор вентилатора резултат добијен за грану *B*.

Табела 10.8 – Прорачун димензија канала и пада притиска – пример 10.3

Деон.	<i>l</i>	<i>V_h</i>	<i>V_s</i>	<i>v</i>	<i>A</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>d_{ekv}</i>	<i>A'</i>	<i>v'</i>	<i>R</i>	<i>R/l</i>	$\sum \zeta$	<i>P_{din}</i>	<i>Z</i>	<i>R/l + Z</i>	Σ
–	m	m ³ /h	m ³ /h	m/s	m ²	mm	mm	mm	m ²	m/s	Pa/m	Pa	–	Pa	Pa	Pa	Pa
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Каналска мрежа гране В																	
1	6,0	4550	1,26	8	0,16	400	400	437	0,16	7,8	2,0	12,0	5,17	36,5	186,9	198,9	
2	5,0	3150	0,87	6	0,145	400	350	409	0,14	6,2	1,5	8,5	1,21	23,1	27,9	36,4	
3	5,0	1850	0,51	5	0,102	400	250	343	0,10	5,0	1,2	6,0	0,14	15,0	2,1	8,1	
4	4,0	1350	0,37	4	0,092	400	225	325	0,09	4,1	0,8	3,2	0,14	10,1	1,3	14,1	
5	4,0	900	0,25	3,5	0,08	350	225	305	0,08	3,2	0,5	2,0	0,13	6,1	0,8	2,8	
6	6,0	450	0,125	3	0,045	300	150	229	0,045	2,8	0,7	4,2	3,32	4,7	13,7	17,9	
–	Пад притиска у климатизационој комори															380,0	658,2
Каналска мрежа гране С																	
1,2	Предходно утрошено															235,3	
–	Пад притиска у климатизационој комори															380,0	
7	4	1300	0,36	5	0,072	300	300	328	0,09	4,0	0,8	3,2	1,1	9,6	10,6	13,8	
8	4	850	0,24	4	0,06	300	225	283	0,067	3,6	0,7	2,8	0,11	7,7	0,8	3,6	
9	6	400	0,11	3	0,036	300	150	229	0,045	2,4	0,6	3,6	5,04	3,5	16,2	19,8	652,5

Табела 10.9 – Локални отпори за пример 10.3

Ознака:	Табела: ^[1]	Опис локалног отпора:	ζ
Деоница 1			
<i>a</i>	9.12-1	Улазни отвор за $L = 0 \quad t / D = 0$	0,50
<i>b</i>	9.12-2	Мрежа на отвору са 50% слободне површине и $A_0 / A_1 = 1$	1,70
<i>c</i>	9.12-5-2	Колено, оштра кривина $a / b = 1,5$	1,10
<i>d</i>	9.14-3	Савијање $90^\circ \quad b / a = 0,7$	1,50
<i>e</i>	9.12-6	Проширење $A_0 / A_1 = 2$, угао 45°	0,22
<i>f</i>	9.7-9	Клима комора: подаци према произвођачу	
		Филтер великог ефекта 100 Pa Предгрејач 100 Pa Догрејач 40 Pa Хладњак 80 Pa	
		Укупно: 380 Pa	
<i>g</i>	9.13-6	Сужење	0,15
Σ			5,17
Деоница 2			
<i>h</i>	9.12-3	Т-рачва, пролаз $A_1 = A_2 \quad v_2 / v_1 = 6,2/7,2 = 0,86$	0,01
<i>i</i>	9.13-6	Сужење	0,10
<i>j</i>	9.14-3	Колено $b / a = 1,14$	1,10
Σ			1,21
Деоница 3			
<i>k</i>	9.12-3	Т-рачва, пролаз $A_1 = A_2 \quad v_2 / v_1 = 0,8$ кориговано	0,03
<i>l</i>	9.13-6	Сужење	0,11
Σ			0,14
Деоница 4			
<i>m</i>	9.12-3	Т-рачва, пролаз $A_1 = A_2 \quad v_2 / v_1 = 0,82$ кориговано	0,03
<i>n</i>	9.13-6	Сужење	0,11
Σ			0,14
Деоница 5			
<i>o</i>	9.12-3	Т-рачва, пролаз $A_1 = A_2 \quad v_2 / v_1 = 0,78$ кориговано	0,03
<i>p</i>	9.13-6	Сужење	0,10
Σ			0,13

Наставак на следећој страни.

Наставак табеле 10.9

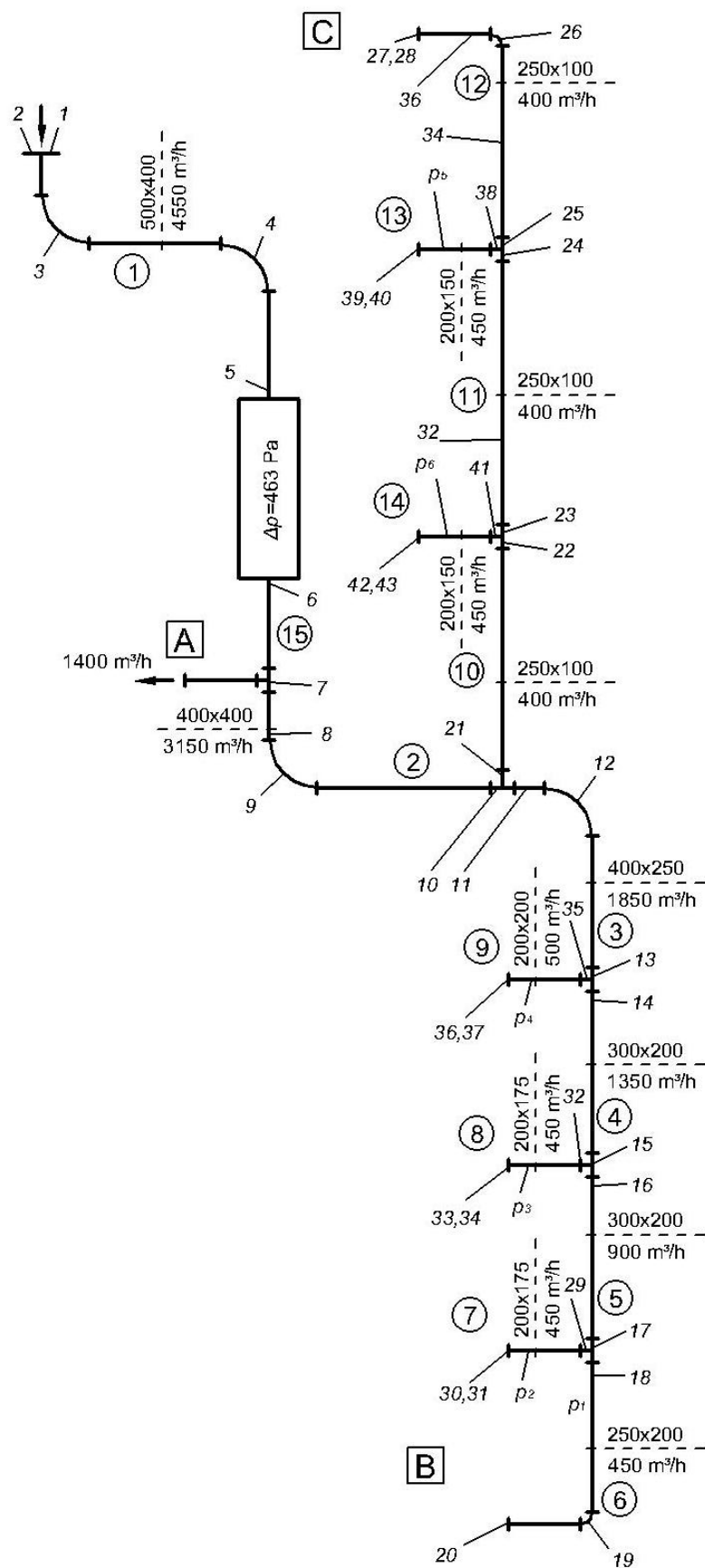
Ознака:	Табела: ^[1]	Опис локалног отпора:	ζ
Деоница 6			
q	9.12-3	Т-рачва, пролаз $v_2 / v_1 = 0,88$ кориговано	0,02
r	9.13-6	Сужење	0,10
s	9.14-3	Оштра кривина $b / a = 0,5$	1,80
t	9.13-13	Излаз	1,40
Σ			3,32
Деоница 7			
k	9.12-3	Т-рачва, пролаз $v_3 / v_1 = 4,0/6,2 = 0,65$ кориговано	1,1
Σ			1,1
Деоница 8			
u	9.12-3	Т-рачва, пролаз $v_2 / v_1 = 3,6/4,0 = 0,9$ кориговано	0,01
v	9.13-6	Сужење	0,10
Σ			0,11
Деоница 9			
x	9.12-3	Т-рачва, пролаз $v_2 / v_1 = 2,4/3,6 = 0,66$ кориговано	0,14
y	9.13-6	Сужење	0,10
z	9.14-3	Кривина $b / a = 0,5$	1,70
w	9.13-13	Излаз	1,40
w	9.12-2	Решетка $A_1 = A_2$	1,70
Σ			5,04

10.4 Пример прорачуна каналске мреже методом константног пада притиска

Задатак: За каналску мрежу (слика 10.3) са правоуглим каналима применом методе константног јединичног отпора одредити укупни пад притиска система. Грана А (деоница 15) има мањи пад притиска од грана В и С.

Решење: Прорачун прве деонице је исти као и у методи опадајућих брзина, на основу препоруке (табела 7.5) усваја се брзина ($v = 7 \text{ m/s}$) и према познатом протоку ($V_s = 1,264 \text{ m}^3/\text{s}$) одређује се пресек канала и његов пречник (дијаграм на слици 7.6). За усвојени пречник се израчунавају стварне величине пресека и брзина. Користећи дијаграм на слици 7.6, за одговарајући проток и пречник, налази се јединични пад притиска, који је полазни податак за димензионисање осталих деоница.

Да би свака следећа деоница имала приближно једнак јединични пад притиска, постављена је зависност између протока и површине деонице која се димензионише и оне која јој претходи. Из такве релације добијен је однос који указује на величину површине која ће дати слично R (табела 7.7 и слика 7.7). За дати пример, кроз деоницу 2 струји $3150 \text{ m}^3/\text{h}$ ваздуха, односно 69,2% протока деонице 1. Пресек деонице 2 треба да износи 75,5% попречне површине деонице 1, и тако се долази до осталих потребних величина: димензија канала, еквивалентног пречника, стварне површине пресека, брзине струјања, итд.



Слика 10.3 – Шема канала климатизационог система – пример 10.4

На шеми канала на слици 10.3 означени су сви елементи спајања канала (Т-рачве, колена, отвори). Табела по којој је вршен прорачун канала има две додатне колоне, с обзиром да је примењен метод константног пада притиска. То су колоне 5 и 7 у које се уписују односи протока и пресека, текуће и претходне деонице.

Полази се од процене да је најнеповољнији део мреже канала грана В, који обухвата деонице 1–6, па су прво ове деонице и димензионисане. Израчунат је пад притиска 586,5 Ра, што се показало да је мање од пада притиска у грани С (637,9 Ра). При томе грана А је задатком дефинисана са најмањим губитком притиска, па није ни провераван. Приликом димензионисања канала и одређивања локалних отпора, предвиђени су пригушивачи вишка притиска у крајњим деоницама свих грана. У току прорачуна сматрано је да су сви пригушивачи у неутралном положају у коме производе мали отпор струјању, са коефицијентом $\zeta = 0,08$.

Приликом уравнотежења мреже одређиван је угао пригушивача за задати пад притиска, којим би сваки део мреже достигао пад притиска најнеповољније гране (грана С са деоницом 12 као крајњом).

У прегледу губитака притиска по гранама и припадајућим деоницама, тачно се види где су потребна пригушења. Тако на пример, она су била неопходна у деоницама 6, 7, 8 и 9, па је могао да се предвиди и један заједнички пригушни елемент у деоници 3, који би произвео губитак од 12,6 Ра (најмањи од све четири деонице), а разлику до укупних вредности би преузели пригушивачи у деоницама 7, 8 и 9. Тиме би се умањио распон пригушивања и редуковао ниво буке који се при пригушивању јавља. Израчунавање угла нагиба ламела пригушивача врши се претходним одређивањем коефицијента локалног отпора за жељени пад притиска који пригушивач треба да произведе:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} = \zeta \cdot P_{din}; \quad \zeta = \frac{\Delta p}{P_{din}}$$

Из табеле са прегледом коефицијента отпора налази се угао нагиба за који је тај коефицијент меродаван. При израчунавању коефицијента локалног отпора за потребно пригушење требало би узети у обзир да је рачуном већ био обухваћен пад притиска који пригушивач ствара у свом неутралном положају. У примеру то није урађено, с обзиром на занемарујући утицај који је окарактерисан коефицијентом $\zeta = 0,08$.

Табела 10.10 – Прорачун димензија канала и пада притиска – пример 10.4

Деон.	l	V _h	V _s	V	v	A	A	a	b	d _{ekv}	A'	v'	R	R/l	Σζ	P _{din}	Z	Rl + Z	Σ	
–	m	m ³ /h	m ³ /h	%	m/s	%	m ²	mm	mm	mm	m ²	m/s	Pa/m	Pa	–	Pa	Pa	Pa	Pa	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Каналска мрежа еране 1-6																				
1	10,3	4550	1,264	–	7	–	0,18	500	400	488	0,2	6,3	1,0	10,3	5,5	23,8	130,9	141,2		
2	2,0	3150	0,875	69,2	–	75,5	0,151	400	400	437	0,16	5,5	0,9	1,8	1,31	18,1	22,0	23,8		
3	2,0	1850	0,514	40,7	–	48,7	0,0974	400	250	343	0,10	5,1	1,1	2,2	1,31	15,6	20,4	22,6		
4	2,0	1350	0,375	73,0	–	79,0	0,079	300	250	299	0,075	5,0	1,2	2,4	0,10	15,0	1,5	3,9		
5	2,0	900	0,250	66,6	–	73,5	0,055	300	200	266	0,06	4,1	1,0	2,0	0,13	10,1	1,3	2,6		
6	4,0	450	0,125	50,0	–	67,0	0,042	200	200	219	0,04	3,1	0,7	2,8	2,12	5,7	9,8	12,6		
–	Пад притиска у климатизационој комори																		380,0	568,7
Каналска мрежа ерана 1-2 и 11-13																				
1,2	Предходно утрешено																		165,0	
10	5	1300	0,36	41	–	49	0,075	400	200	305	0,08	4,5	1,1	5,5	2,5	12,1	30,3	35,8		
11	5	850	0,236	65	–	72	0,04	250	200	244	0,05	4,6	1,5	7,5	0,13	12,4	1,6	9,1		
12	7	400	0,11	46	–	54	0,027	250	100	169	0,025	4,4	1,2	8,4	3,82	11,6	39,6	48,0		
–	Пад притиска у климатизационој комори																		380,0	
7	3	450	0,125	50	–	58	0,035	200	175	204	0,035	3,6	1,2	3,6	3,80	7,8	25,1	28,7		
8	3	450	0,125	33	–	41	0,025	200	175	204	0,035	3,6	1,2	3,6	5,20	7,8	21,2	24,8		
9	3	450	0,125	27	–	34,5	0,034	200	200	219	0,04	3,1	0,9	2,1	6,20	5,8	23,3	25,4		
13	2	450	0,125	53	–	61	0,03	200	150	189	0,03	4,1	1,4	2,8	4,43	10,1	40,7	43,5		
14	2	450	0,125	35	–	43	0,03	200	200	219	0,04	3,1	1,2	2,4	5,47	5,7	29,2	31,6	637,9	

Табела 10.11 – Падови притиска и прорачун уравнотежења – пример 10.4

Број	Прва и последња деоница појединачних грана								Пригушење са положајем пригушивача
Деонице	1-12	1-13	1-14	1-6	1-7	1-8	1-9		
1	141,2	141,2	141,2	141,2	141,2	141,2	141,2		
2	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8	23,8		
3				22,6	22,6	22,6	22,6		
4				3,9	3,9	3,9			
5				2,6	2,6				
6				12,6				$\Delta p = 51,5 \text{ Pa}, \theta = 45^\circ$	
7					28,7			$\Delta p = 35,1 \text{ Pa}, \theta = 33\text{-}35^\circ$	
8						24,8		$\Delta p = 41,6 \text{ Pa}, \theta = 35^\circ$	
9							25,4	$\Delta p = 44,9 \text{ Pa}, \theta = 38^\circ$	
10	35,8	35,8	35,8						
11	9,1	9,1							
12	48,0								
13								$\Delta p = 4,5 \text{ Pa}, \theta = 0^\circ$	
14		31,6						$\Delta p = 15,5 \text{ Pa}, \theta = 3^\circ$	
Комора	380,0	380,0	380,0	380,0	380,0	380,0	380,0	Угао θ се налази из израза за додатно пригушење $\zeta = \Delta p / P_{din}$	
Σ	657,9	633,4	622,4	586,4	602,8	596,3	593,0		
Пригушити за:	0	4,5	15,5	51,5	35,1	41,6	44,9		

Табела 10.12 – Локални отпори за пример 10.4

Ознака:	Табела: ^[1]	Опис локалног отпора:	ζ
Деоница 1			
1	9.12-1	Улазни отвор за $L = 0$ $t/D = 0$	0,50
2	9.12-2	Мрежа на отвору са 50% слободне површине и $A_0/A_1 = 1$	1,70
3	9.12-5-2	Колено, 90° $r/b = 0,5$ $a/b = 1,25$	1,10
4	9.14-1	Колено, оштра кривина	1,20
5	9.13-4	Проширење 45°	0,90
6	9.13-6	Суужење 45°	0,10
Σ			5,50
Деоница 2			
7	9.12-3	Т-рачва, пролаз $A_1 = A_2$ $v_2/v_1 = 5,5/6,3 = 0,87$	0,01
8	9.13-6	Суужење 45°	0,10
9	9.12-5	Колено, 90° $a/b = 1$	1,20
Σ			1,31
Деоница 3			
10	9.12-3	Т-рачва, пролаз $A_1 = A_2$ $v_2/v_1 = 5,1/5,5 = 0,93$	0,01
11	9.12-5	Колено, 90° $r/b = 0,5$ $a/b = 1$	1,20
12	9.13-6	Суужење	0,20
Σ			1,31
Деоница 4			
13	9.12-3	Т-рачва, главни канал $v_2/v_1 = 1$	0,00
14	9.13-6	Суужење	0,10
Σ			0,10
Деоница 5			
15	9.12-3	Т-рачва, главни канал $v_2/v_1 = 0,82$ кориговано	0,03
16	9.13-6	Суужење	0,10
Σ			0,13
Деоница 6			
17	9.12-3	Т-рачва, главни канал $v_3/v_1 = 0,75$ кориговано	0,02
18	9.13-6	Суужење	0,10
19	9.14-3	Колено	0,20
20	9.13-13	Излаз	1,40
20	9.12-2	Решетка	0,32
P_1	9.12-8-2	Пригушење, лептир тип 1; $H/B = 1$; 0°	0,08
Σ			2,12

Наставак на следећој страни.

Наставак табеле 10.12

Ознака:	Табела: ^[1]	Опис локалног отпора:	ζ
<i>Деоница 7</i>			
29	9.12-3	Т-рачва, одвајање $v_3 / v_1 = 4,5/4,1 = 1,01$ остаје исто	2,00
30	9.12-1	Излаз	1,40
31	9.12-2	Решетка	0,32
P_2	9.12-8-2	Пригушење, лептир тип 1; $H / B = 1$; 0°	0,08
Σ			3,80
<i>Деоница 8</i>			
32	9.12-3	Т-рачва, одвајање $v_3 / v_1 = 3,6/5,0 = 0,72$	3,40
33	9.13-13	Излаз	1,40
34	9.12-2	Решетка	3,20
P_3	9.12-8-2	Пригушење, лептир тип 1; $H / B = 1$; 0°	0,08
Σ			5,20
<i>Деоница 9</i>			
35	9.12-3	Т-рачва, одвајање $v_3 / v_1 = 3,1/4,1 = 0,76$	4,80
36	9.13-13	Излаз	1,40
37	9.12-2	Решетка	0,32
P_4	9.12-8-2	Пригушење, лептир тип 1; $H / B = 1$; 0°	0,08
Σ			6,20
<i>Деоница 10</i>			
21	9.12-3	Т-рачва, одвајање $v_3 / v_1 = 4,5/5,5 = 0,82$	3,28
Σ			3,28
<i>Деоница 11</i>			
15	9.12-3	Т-рачва, главни канал $v_2 / v_1 = 0,8$ кориговано	0,03
16	9.13-6	Сужење	0,10
Σ			0,13
<i>Деоница 12</i>			
24	9.12-3	Т-рачва, главни канал $v_2 / v_1 = 1$	0,00
25	9.13-6	Сужење	0,10
26	9.14-9	Колено 90° $b / a = 0,4$	2,00
27	9.13-13	Излаз	1,40
28	9.12-2	Решетка	0,32
Σ			3,82

Наставак на следећој страни.

Наставак табеле 10.12

Ознака:	Табела: ^[1]	Опис локалног отпора:	ζ
Деоница 13			
38	9.12-3	Т-рачва, одвајање $v_3 / v_1 = 4,5/4,1 = 1,01$ остаје исто	2,63
39	9.12-1	Излаз	1,40
40	9.12-2	Решетка	0,32
P_5	9.12-8-2	Пригушење, лептир тип 1; $H / B = 1$; 0°	0,08
Σ			4,43
Деоница 14			
41	9.12-3	Т-рачва, одвајање $v_3 / v_1 = 3,6/5,0 = 0,72$	3,67
42	9.13-13	Излаз	1,40
43	9.12-1	Решетка	0,32
P_6	9.12-8-2	Пригушење, лептир тип 1; $H / B = 1$; 0°	0,08
Σ			5,47

10.5 Пример прорачуна каналске мреже високог притиска

Задатак: Прорачунати мрежу система високог притиска са округлим каналима методом повраћаја статичког притиска (слика 10.4).

Решење: Прорачун почиње са првом деоницом, усвајајући брзину (табела 10.13) око 25 m/s. За дати проток и усвојени пречник од 315 mm, прорачун је извршен као и у претходним примерима.

Прорачун је урађен према табели која је прилагођена методи повраћаја статичког притиска.

Прелазећи на другу деоницу, због већег смањења брзине долази до претварања динамичког у статички притисак, чиме се код сваке рачве додаје повраћени напор, обрачунавајући и степен ефикасности претварања ($k = 0,8$).

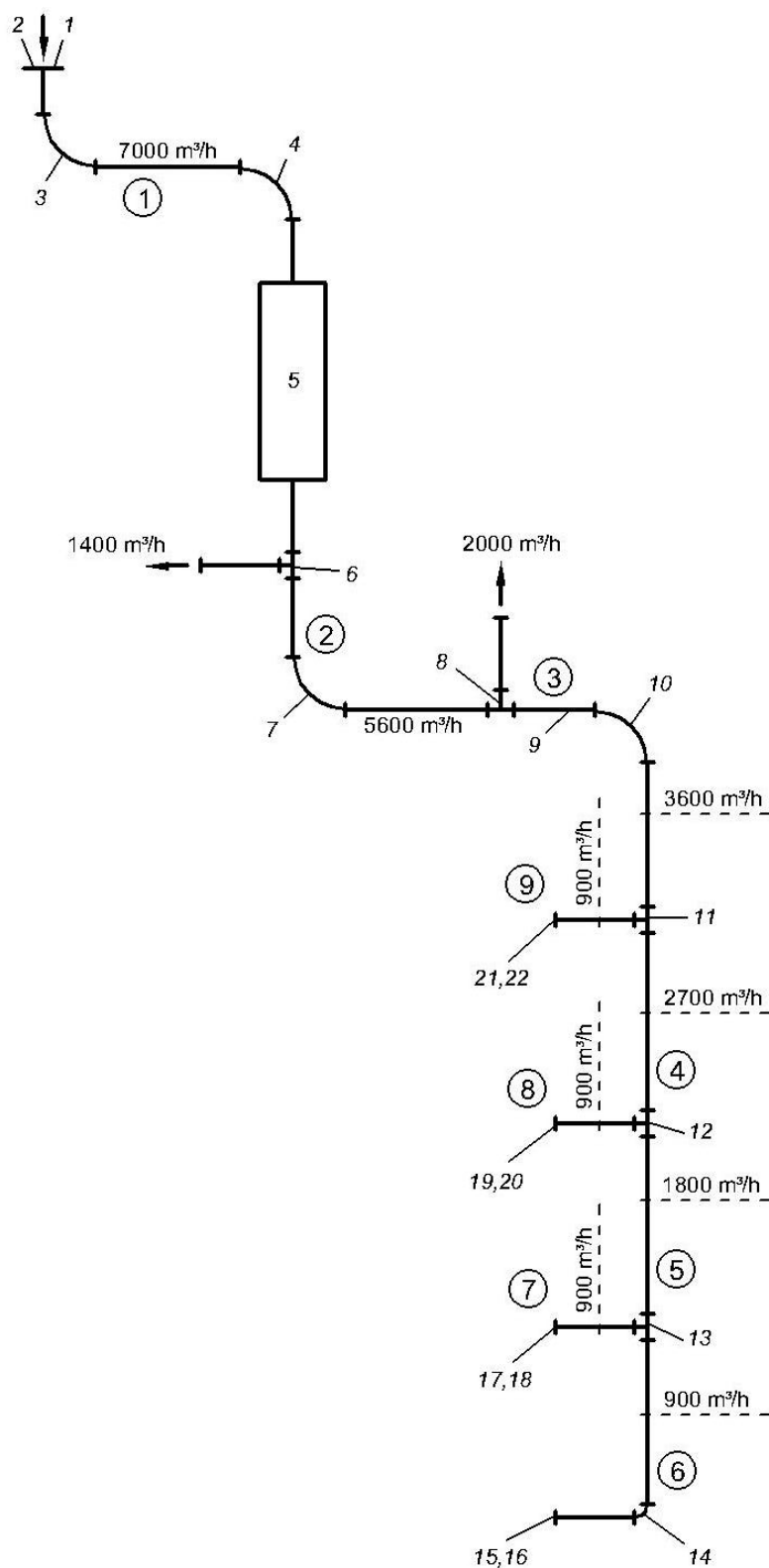
Табела 10.13 – Препоручене брзине ваздуха у системима високог притиска

Део мреже	Брзина ваздуха [m/s]
Главни канали	15...25
Огранци	15...20
Прикључни водови до отвора за ваздух	<10

Када је и деоница 3 рачунта са истим пречником деонице 2 ($d = 315$ mm), добијен је повраћај притиска од 111,7 Pa, што је ближе губитку услед трења исте деонице. Међутим, деоница 9, која се из ње издваја имала би пад притиска у рачви већи него при пречнику деонице 3 од 280 mm.

Да би се то избегло и да би се умањио пад притиска у делу мреже који обухвата деонице 1-3 и 9, усвојен је мањи пречник (280 mm). За уједначење притиска, на свим крајевима грана требало би предвидети пригушне елементе (деонице 6, 7 и 8).

У примеру је сматрано да су отвори на крајевима грана решетке са одређеним светлим пресецима. Када мрежа снабдева примарним ваздухом индукционе апарате, онда требало би додати пад притиска који они производе, а које издаје произвођач.



Слика 10.4 – Шема канала система високог притиска – пример 10.5

Табела 10.14 – Прорачун димензија канала и пада притиска – пример 10.5

Деон.	<i>l</i>	<i>V_h</i>	<i>V_s</i>	<i>d</i>	<i>A</i>	<i>v</i>	<i>R</i>	<i>RI</i>	Σζ	<i>P_{din}</i>	<i>Z</i>	Δp_{uk} <i>R</i> + <i>Z</i>	<i>k</i>	Δp_{dob}	$\Delta p_{uk}-\Delta p_{dob}$	Δp_{st}	
–	m	m³/h	m³/h	mm	m²	m/s	Pa/m	Pa	–	Pa	Pa	Pa	–	Pa	Pa	Pa	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Каналска мрежа гране 1-6																	
1	10,5	7000	1,944	315	0,078	24,9	20	210	2,64	372,0	982,1	1192,1					
–	Пад притиска у климатизационој комори											500					1692,1
2	8,0	5600	1,556	315	0,078	19,9	15	120	0,25	237,6	59,4	179,4	0,8	107,5	71,9	1764,0	
3	6,0	3600	1,00	280	0,06	16,6	11	66	0,85	165,0	140,5	206,5	0,8	58,0	148,5	1912,5	
4	4,0	2700	0,75	280	0,06	12,5	6	24	0,053	93,7	5,0	29,0	0,8	57,0	-28,0	1884,5	
5	4,0	1800	0,50	280	0,06	8,3	4	16	0,40	41,3	16,5	32,5	0,8	42,4	-9,5	1875,0	
6	6,0	900	0,25	280	0,06	4,1	0,8	4,8	1,65	10,1	16,6	21,4	0,8	17,0	4,4	1879,4	
Каналска мрежа гране 1-5 и 7																	
7	4,0	900	0,25	280	0,06	4,1	0,8	3,2	3,0	10,1	41,9	46,0			46,0		
1-5	Пад притиска										1875					1875,0	1921,0
Каналска мрежа гране 1-4 и 8																	
8	4,0	900	0,25	280	0,06	4,1	0,8	3,2	10,0	10,1	101	104,2			104,2		
1-4	Пад притиска										1884,5					1884,5	1988,7
Каналска мрежа гране 1-3 и 9																	
9	4,0	900	0,25	280	0,06	4,1	0,8	3,2	15,5	10,1	146,4	156,5			156,5		
1-3	Пад притиска										1912,5					1912,5	2069,0

Табела 10.15 – Локални отпори за пример 10.5

Ознака:	Табела: ^[1]	Опис локалног отпора:	ζ
<i>Деоница 1</i>			
1	9.12-1	Улазни отвор за $t/D = 0$	0,50
2	9.12-2	Мрежа на отвору са 50% слободне површине и $A_0/A_1 = 1$	1,70
3	9.12-5-1	Колено, $90^\circ r/d = 1$	0,22
4	9.12-5-1	Колено, $90^\circ r/d = 1$	0,22
Σ			2,64
5	Усвојено	Клима комора $\Delta p = 500$ Pa	–
<i>Деоница 2</i>			
6	9.12-7	Т-рачва, главни канал $v_2/v_1 = 0,8$ кориговано	0,03
7	9.12-5-1	Колено, $90^\circ r/d = 1$	0,22
Σ			0,25
<i>Деоница 3</i>			
8	9.12-7	Т-рачва, главни канал $v_2/v_1 = 0,83$ кориговано	0,03
9	9.13-6	Сужење 315 mm на 280 mm	0,60
10	9.12-5-1	Колено, $90^\circ r/d = 1$	0,22
Σ			0,85
<i>Деоница 4</i>			
11	9.12-7	Т-рачва, главни канал $v_2/v_1 = 0,75$ кориговано	0,053
<i>Деоница 5</i>			
12	9.12-7	Т-рачва, главни канал $v_2/v_1 = 0,50$ кориговано	0,40
<i>Деоница 6</i>			
13	9.12-7	Т-рачва, главни канал $v_2/v_1 = 0,66$ кориговано	0,11
14	9.12-5-1	Колено, $90^\circ r/d = 1$	0,22
15	9.13-13	Излаз	1,00
16	9.12-2	Решетка	0,32
Σ			1,65
<i>Деоница 7</i>			
13	9.12-7	Т-рачва, одвајање $v_3/v_1 = 0,49$ кориговано	1,68
17	9.13-13	Излаз	1,00
18	9.12-2	Решетка	0,32
Σ			3,00

Наставак на следећој страни.

Наставак табеле 10.15

Деоница 8			
12	9.12-7	Т-рачва, одвајање $v_3 / v_1 = 0,33$ кориговано	7,30
19	9.12-3	Излаз	1,00
20	9.12-2	Решетка	1,70
Σ			10,00
Деоница 9			
11	9.12-7	Т-рачва, одвајање $v_3 / v_1 = 0,25$ кориговано	12,80
21	9.12-3	Излаз	1,00
22	9.12-2	Решетка	1,70
Σ			15,5

11. Закључак

Тежња човека ка што угоднијом и здравијом боравишном средином и смањењу потребних трошкова за изградњу и одржавање такве средине, наводи на избор што хуманијег, ефикаснијег и свременијег објекта.

Почетна фаза остварења таквих услова креће од тражења најповољнијег архитектонско-грађевинског решења. То подразумева пројектовање простора са оптималним положајем просторија у односу на оријентацију, функцију и окружење.

Одабир конструкције објекта и материјала за градњу, претстављају значајан чинилац који директно утиче не само на инвестиционе трошкове објекта, него и на квалитет живљења, комфор, топлотну акумулацију и снижавање трошкова одржавања. Нарочито би требало истаћи избор квалитетне и оптималне изолације и столарије.

Приликом процеса пројектовања нових објеката, веома је важно предвидети простор за уградњу климатизационог система најповољније конфигурације/типа и са најбољим карактеристикама за дато климатско подручје. Ради извршења задатка, потребно је проучити идејни план објекта, сугерисати на његове недостатке, утицати на избор конструктивних мера и облика, избор изолационог материјала, врсту столарије, као и уочити потенцијале и недостатке његовог положаја у односу на околину, превасходно на енергетску инфраструктуру и изнаћи најоптималније решење и утврдити пројекат у сарадњи са инвеститорима, пројектантима и извођачима радова. За наше услове одмах се намеће као решење климатизациони системи ниског притиска, због њихових перформанси. У случају већ изведених објеката, где је простор ограничен, намећу се као решења климатизациони системи високог притиска, који имају лошије перформансе.

На основу утврђеног пројекта тј. функцији просторија, броја људи, опреме приступа се избору адекватне методе за прорачун топлотних оптерећења и губитака, на основу којих се димензионишу потребни извори топлоте и хлађења. Након тога димензионише се потребна количина ваздуха за вентилацију, тражи се оптимална конфигурација и пројектује се систем за дистрибуцију ваздуха. После се врши избор опреме климатизационог система (нпр. компресори, чилери, клима коморе, климатизационе јединице, котлови, пумпе, размењивачи топлоте...) на основу прорачунатих потреба. Тада се на основу свега горе поменутог, приступа пројектовању система аутоматске регулације, избору његових компоненти и програмирању временских функција за управљање параметрима климатизационог система.

Након изведених радова, контролише се исправност монтаже и функционисања опреме и инсталација, а после се приступа балансирању каналске мреже и испитује могућност система за постизање пројектованих параметара климатизације.

Због пораста цена енергената, требало би тежити избору алтернативних "бесплатних" извора као што су сунчева и геотермална енергија. Ови извори енергије у комбинацији са системима велике ефикасности (нпр. вишестепене топлотне пумпе, подно грејање, соларни панели, соларни колектори...) могу да се сведу на нулту потрошњу енергије, тј. системи објекта сами задовољавају енергетске потребе, а погонски трошкови се свде на чишћење инсталација, набавку резервних делова и мазива, допуњавање инсталација расхладном течношћу и сл.

12. Литература

- [1] **Тодоровић, Б.:** *Климатизација*, СМЕИТС – Београд, 2005.
- [2] **Зрнић, С.; Ћулум, Ж.:** *Грејање и климатизација*, Научна књига – Београд, 1995.
- [3] *****:** - *ASHRAE Handbook Fundamentals*, ASHRAE – Atlanta, USA, 1997.
- [4] *****:** - *ASHRAE HVAC Systems and Equipment*, ASHRAE – Atlanta, USA, 2008.
- [5] *****:** - *ASHRAE HVAC Applications*, ASHRAE – Atlanta, USA, 2007.
- [6] *****:** - *ASHRAE Standard 52.2 – Minimum efficiency reporting value* – Atlanta, USA, 2007.
- [7] *****:** - *ASHRAE Standard 62.1 – Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality* – Atlanta, USA, 2003.
- [8] **Бојић, М.:** *Термотехника* – МФКГ, Крагујевац, 1987.
- [9] **Обровић Б.:** *Механика флуида* – МФКГ, Крагујевац, 2007.
- [10] **Johnson, J.;** *Refrigeration Fundamentals For HVACR Technicians*, Technical Training Associates – Arizona, USA, 2008.
- [11] www.breathe-easier.com/solutions/residential/inline.html – 18.03.2013. (01:09)
- [12] blissfield.com/products/heat-exchangers – 16.01.2013. (19:01)
- [13] www.industrycortex.com/products/results/armstrong-techzone – 31.01.2013. (00:47)
- [14] Каталог производа: *Клима опрема – Београд*, 2012.
- [15] www.archiexpo.com/prod/armstrong-metalldecken-ag/perforated-ceiling-tiles-52684-137111.html – 7.12.2012. (21:36)
- [16] www.indiamart.com/excellent-fabricators/products.html – 24.01.2013. (23:17)
- [17] Каталог производа: *Mayekawa Manufacturing Co. Ltd - Screw Refrigeration Compressor SCV-Series* – Japan, 2013.
- [18] www.mhi.co.jp/en/products/detail/reefer_unit.html – 29.05.2013. (21:41)
- [19] www.arquigrafico.net/split-air-conditioner-the-most-economic-in-installation-and-maintenance – 30.05.2013. (01:05)
- [20] www.productreview.com.au/p/carrier-vg-series.html – 30.05.2013. (00:58)
- [21] acmart.co/shop/hitachi-ace-square-mrau223ksd-2-0-ton-split-ac – 30.05.2013. (01:03)
- [22] *****:** *HowStuffWorks, Inc.*, 1998.
- [23] www.buildingtechnologies.siemens.com/bt/global/en/buildingautomation-hvac/hvac-products/Pages/hvac-products.aspx – 15.03.2013. (02:28)