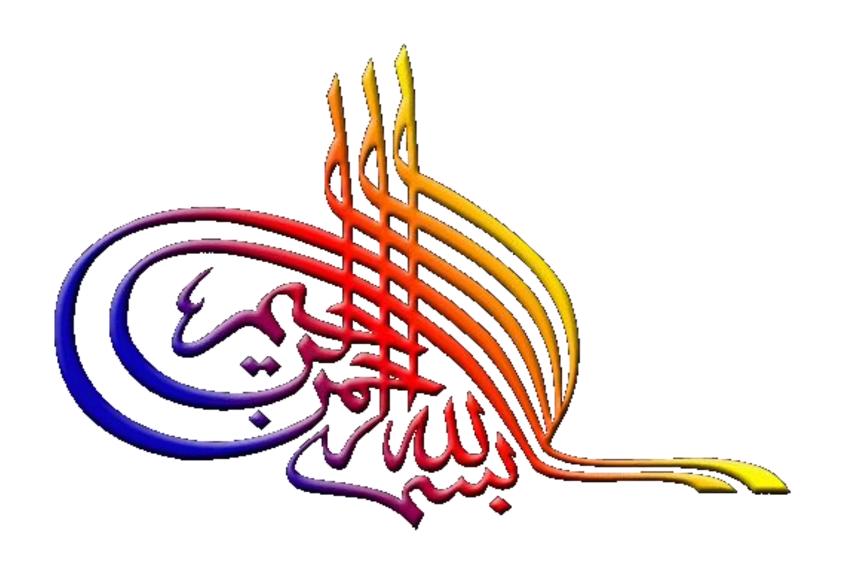
# مورسائی

تهیه کننده:

رحمت اله يوسفى 0912-3365261



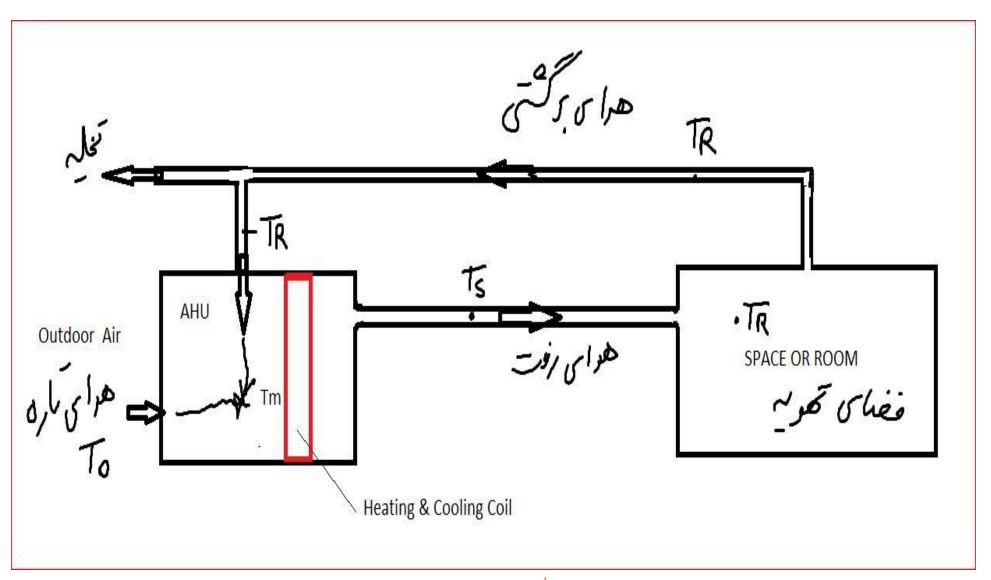
### فهرست منابع:

- مبحث چهاردهم
  - Carrier
  - Ashrae
- HVAC -Capitoline >
- $\langle (174 | e^{-1}) \rangle$  نشریات سازمان مدیریت و برنامه برنامه ریزی ( $(174 | e^{-1}) \rangle$
- نشریات داخلی طباطبایی تهرانی کاشانی حصار خستو عماد سادات-نائینیان - ... )

## فهرست مطالب

- □ کلیات
- 🗖 دبی جریان هوا
- 🗖 انواع دستگاه هواساز
- Rooftop package
- 🗖 رف تاپ پکیج
  - 🗖 کوره هوای گرم
    - 🗖 کولر آبی
      - 🗖 سایلنسر

# كليات



QzmicpATzf.V.Cp.AT

2 = micpat h, (w, 6T, 9 cfm T2 - 25 ~= P.V: CP DT John Good of the state of the s W2.....2L Like by il w = ms عزب تعرصه Los estél 70F المخام موا في 335/11/2/ii) Q 5(Btu/Nr) = 1.08 x Cf mx DTx 8 جِعًا لي هرا 821,2b Wylesin Pl (Btu/hr) 20.68 x cfm x Dw x 8 (striis) & Pt = 4. 45 x com x Dhx of - Hit HI => 5/ / 16=2000 gl vi

#### THERMAL LOADS

Outdoor air introduced into a building constitutes a large part of the total space-conditioning (heating, cooling, humidification, and dehumidification) load, which is one reason to limit air exchange rates in buildings to the minimum required. Air exchange typically represents 20 to 50% of a building's thermal load. Chapters 17 and 18 cover thermal loads in more detail.

Air exchange increases a building's thermal load in several ways. First, incoming air must be heated or cooled from the outdoor air temperature to the indoor or supply air temperature. The rate of energy consumption by this sensible heating or cooling is given by

$$q_s = 60Q\rho c_p \Delta T$$
 where

 $q_s$  = sensible heat load, Btu/h

Q = airflow rate, cfm

 $\rho$  = air density, lb/ft<sup>3</sup> (about 0.075 at or near sea level)

 $c_p$  = specific heat of air, Btu/lb·°F (about 0.24)

 $\Delta T$  = temperature difference between indoors and outdoors, °F

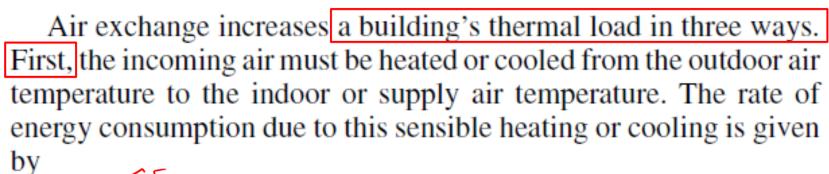
and at or near sea-level air density, with an adjustment for typical room air humidity, this equation is commonly presented for design use as

$$q_s = 1.1Q\Delta t \tag{34}$$

Equation (33) is known as the sensible heat equation. HVAC designers typically assume sea-level air pressure for locations with altitudes of 2000 ft or lower. A method to adjust for elevation is provided in Chapter 18.

Ps 5351/2. 196

r near sea level)
ut 0.24)
loors and outdoors, °F



$$q_s = Q\rho c_p \Delta t = 1200Q\Delta t$$

$$q_s = \text{sensible heat load, W} \qquad Q = \text{airflow rate, m}^3/s$$

$$\rho = \text{air density, kg/m}^3 \text{ (about 1.2)} \qquad Q = \text{specific heat of air. J/(kg·K) (about 1000)}$$

where

 $c_p$  = specific heat of air, J/(kg·K) (about 1000)

 $\Delta t$  = temperature difference between indoors and outdoors, K

Air exchange also modifies the moisture content of the air in a building. The rate of energy consumption associated with these latent loads (neglecting the energy associated with any condensate) is given by  $\mathcal{L} = \mathcal{L} = \mathcal$ 

where 
$$q_l = 60Q\rho\Delta W(1061 + 0.444T)$$
 (35)

 $q_l = 1$  at the heat load, Btu/h

 $q_l = 1$  at the heat load, Btu/h

 $\Delta W = 1$  humidity ratio difference between indoors and outdoors,

 $\Delta W = 1$  average of indoor and outdoor temperatures, °F

Equation (35) is known as the **latent heat equation**. When at or near sea level, and for common comfort air temperatures, the right-hand side of Equation (35) is approximately  $4840Q\Delta W$ .

٨

×

Second, air exchange modifies the moisture content of the air in a building. The rate of energy consumption associated with these latent loads (neglecting the energy associated with any condensate) is given by

$$q_1 = Q\Delta W[4775 + 1.998\Delta t] \tag{27}$$

#### where

 $q_l$  = latent heat load, W

 $\Delta W$  = humidity ratio difference between indoors and outdoors, mass water/unit mass dry air (kg/kg)

**Example 1.** A makeup air unit (MAU) is to condition 5000 cfm of outdoor air in the winter for a building in Atlanta, Georgia. If the air is to be delivered directly to the occupied spaces at 75°F and 30% rh, how much sensible and latent heat must be added to this ventilation air at winter design conditions?

**Solution:** From the weather data tables provided on the CD included with this is volume, Atlanta is at an elevation of about 1000 ft. Because this is below the rule-of-thumb cutoff of 2000 ft for assuming sea-level conditions, air density is assumed to be 0.075 lb<sub>m</sub>/ft<sup>3</sup>. Also from the Atlanta data table, the winter 99% design dry-bulb (db) temperature is 26.4°F, but a mean coincident wet bulb is not provided. However, for humidification design, a dew-point temperature of 9.1°F is given along with its 32.2°F mean coincident dry bulb (MCDB). Using these data, a 1°F dew point is assumed as the 99% mean coincident dew point.

From ASHRAE's sea-level psychrometric chart and the winter design conditions, the desired humidity ratio W of the 75°F, 30% rh makeup air is about 0.0056 lb<sub>m</sub>w/lb<sub>m</sub>da. For the very dry outdoor air, with a dew point of 1°F, a problem occurs: the standard sea-level psychrometric chart does not extend below 32°F. Designers often assume

that air below this temperature has W = 0, and this assumption gives conservative results. However, both high- and low-temperature psychrometric charts are available from ASHRAE, as is a table of moist air properties at standard conditions in <u>Chapter 1</u>. From this table, saturated air at 1°F, which is also its dew point, has a humidity ratio of 0.0008298 lb<sub>m</sub>w/lb<sub>m</sub>da. With 5000 cfm of outdoor air to be conditioned, and using the sensible and latent heat equations for sea level, the energy needed to condition this outdoor air is

$$q_s = 1.1Q\Delta T = 1.1 \times 5000 \text{ cfm}(75 - 26.4^{\circ}\text{F})$$
  
= 267,300 Btu/h

and

$$q_l = 4840Q\Delta W = 4840 \times 5000 \text{ cfm}(0.0056 - 0.0008298 \text{ lb}_m\text{w/lb}_m\text{da})$$
  
= 115,439 Btu/h  $\approx$  115,000 Btu/h

Thus, the MAU's heating coil and humidifier, neglecting fan heat, need to be sized to provide at least a net 267,300 Btu/h of sensible heat, and 115,000 Btu/h of latent heat. Humidification can be provided by cold water, warm water, or steam, so a more precise psychrometric analysis is needed to size the heating coil correctly after the humidification method is selected and it is decided whether the humidifier will be placed before or after the heating coil.

Table 1 Continu	ous Exhaust A	Airflow Rates	$\frac{V(m_h^3) = V(m^3) \times ACH}{Cfmz} = \frac{Vcft^3) \times ACH}{60}$
Application	Airflow Rate	Notes	Chm z
Kitchen	5 ach	Based on kitchen	volume
Utility room, bathroom, toilet, lavatory	20 cfm	Not less than 2 acl	(ft3)= V(m3) K35.3
Table 2 Intermit	tent Exhaust	Airflow Rates	cf m = 0.588, m

		111111111111111111111111111111111111111	C & M = 0.2 0 9 M
Application	Airflow Rate		3 '` NY
Kitchen	100 cfm	Vented range hood required if less than 5 ac	= = 0.6 x m' <sub>W</sub>
Utility room, bathroom, toilet, lavatory	50 cfm	Not less than 2 ach	ny m= 1. fxcfm

**Table 3** Total Ventilation Air Requirements

Area Based	Occupancy Based
1 cfm/100 ft <sup>2</sup> of floor space	7.5 cfm per person, based on normal occupancy

minimum rates can be provided by operable exterior openings such as doors and windows.

**Table 3 Continuous Exhaust Airflow Rates** 

Application	Continuous Flow	Notes
Kitchen	5 ACH	Based on kitchen volume
Utility room	10 L/s	Not less than 2 room air changes per hour
Bathroom	10 L/s	
Toilet	10 L/s	

**Table 4** Intermittent Exhaust Airflow Rates

Application	Continuous Flow	Notes
Kitchen	50 L/s	Vented range hood required if less than 5 kitchen air changes per hour
Utility room	25 L/s	Not less than 2 room air changes per hour
Bathroom	25 L/s	
Toilet	25 L/s	هرای ار ت

**Table 5** Total Ventilation Air Requirements

Area Based	Occupancy Based
0.10 L/s per square metre of floor space	8 L/s per person, based on normal occupancy

Infiltration. Infiltration is generally a significant component of both cooling and heating loads. Refer to Chapter 16 for a detailed discussion of residential air leakage. The simplified residential models found in that chapter can be used to calculate infiltration rates for load calculations. Infiltration should be evaluated for the entire building, not individual rooms or zones.

Natural infiltration leakage rates are modified by mechanical pressurization caused by unbalanced ventilation or duct leakage. These effects are discussed in the section on Combined Ventilation and Infiltration Airflow.

Leakage rate. Air leakage rates are specified either as airflow rate  $Q_i$ , or air exchanges per hour (ACH), related as follows:

V(m3/K1)=V(m3)XACH where

 $Q_i$  = infiltration airflow rate, cfm ACH = air exchange rate, changes/h

 $V = \text{building volume, ft}^3$ 

Infiltration airflow rate depends on two factors:

- Building effective leakage area (envelope leaks plus other air leakage paths, notably flues) and its distribution among ceilings, walls, floors, and flues.
- Driving pressure caused by buoyancy (stack effect) and wind.

TABLE 6-1 MINIMUM VENTILATION RATES IN BREATHING ZONE (This table is not valid in isolation; it must be used in conjunction with the accompanying notes.)

	People (	People Outdoor		Area Outdoor		Defa			
Occupancy Category		Rate P <sub>p</sub>		Rate ? <sub>a</sub>	Notes	Occupant Density (see Note 4)		d Outdoor see Note 5)	Air Class
Category	cfm/person	L/s·person	cfm/ft <sup>2</sup>	L/s·m <sup>2</sup>		#/1000 ft <sup>2</sup> or #/100 m <sup>2</sup>	cfm/person	L/s·person	
<b>Correctional Facilities</b>									
Cell	5	2.5	0.12	0.6		25	10	4.9	2
Dayroom	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Guard stations	5	2.5	0.06	0.3		15	9	4.5	1
Booking/waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		50	9	4.4	2

<b>Educational Facilities</b>									
Daycare (through age 4)	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Daycare sickroom	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	3
Classrooms (ages 5-8)	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Classrooms (age 9 plus)	10	5	0.12	0.6		35	13	6.7	1
Lecture classroom	7.5	3.8	0.06	0.3		65	8	4.3	1
Lecture hall (fixed seats)	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Art classroom	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Science laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
University/college laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Wood/metal shop	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Computer lab	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Media center	10	5	0.12	0.6	A	25	15	7.4	1
Music/theater/dance	10	5	0.06	0.3		35	12	5.9	1
Multi-use assembly	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1

<u> </u>									
Food and Beverage Service	•								
Restaurant dining rooms	7.5	3.8	0.18	0.9		70	10	5.1	2
Cafeteria/fast-food dining	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7	2
Bars, cocktail lounges	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7	2
General									
Break rooms	5	2.5	0.06	0.3		25	10	5.1	1
Coffee stations	5	2.5	0.06	0.3		20	11	5.5	1
Conference/meeting	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Corridors	_	_	0.06	0.3		_			1
Storage rooms	_	_	0.12	0.6	В	_			1
Hotels, Motels, Resorts, Do	rmitories								
Bedroom/living room	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Barracks sleeping areas	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4.0	1
Laundry rooms, central	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	2
Laundry rooms within dwelling units	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies/prefunction	7.5	3.8	0.06	0.3		30	10	4.8	1
Multipurpose assembly	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1

TABLE 6-1 MINIMUM VENTILATION RATES IN BREATHING ZONE (continued)
(This table is not valid in isolation; it must be used in conjunction with the accompanying notes.)

	People (	People Outdoor		Area Outdoor		Default Values			
Occupancy Category	Air	Rate R <sub>p</sub>		Rate ? <sub>a</sub>	Notes	Occupant Density (see Note 4)		d Outdoor see Note 5)	Air Class
Category	cfm/person	L/s·person	cfm/ft <sup>2</sup>	L/s·m <sup>2</sup>	-	#/1000 ft <sup>2</sup> or #/100 m <sup>2</sup>	cfm/person	L/s·person	Class
Office Buildings									
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1

Miscellaneous Spaces									
Bank vaults/safe deposit	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	2
Computer (not printing)	5	2.5	0.06	0.3		4	20	10.0	1
Electrical equipment rooms	_	_	0.06	0.3	В	_			1
Elevator machine rooms	_	-	0.12	0.6	В	-			1
Pharmacy (prep. area)	5	2.5	0.18	0.9		10	23	11.5	2
Photo studios	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Shipping/receiving	_	_	0.12	0.6	В	_			1
Telephone closets	_	_	0.00	0.0		_			1
Transportation waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1
Warehouses	_	_	0.06	0.3	В	_			2
Public Assembly Spaces									
Auditorium seating area	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1
Places of religious worship	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1
Courtrooms	5	2.5	0.06	0.3		70	6	2.9	1
Legislative chambers	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Libraries	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1
Museums (children's)	7.5	3.8	0.12	0.6		40	11	5.3	1
Museums/galleries	7.5	3.8	0.06	0.3		40	9	4.6	1

Residential									
Dwelling unit	5	2.5	0.06	0.3	F,G	F			1
Common corridors	_	_	0.06	0.3					1
Retail									
Sales (except as below)	7.5	3.8	0.12	0.6		15	16	7.8	2
Mall common areas	7.5	3.8	0.06	0.3		40	9	4.6	1
Barbershop	7.5	3.8	0.06	0.3		25	10	5.0	2
Beauty and nail salons	20	10	0.12	0.6		25	25	12.4	2
Pet shops (animal areas)	7.5	3.8	0.18	0.9		10	26	12.8	2
Supermarket	7.5	3.8	0.06	0.3		8	15	7.6	1
Coin-operated laundries	7.5	3.8	0.06	0.3		20	11	5.3	2

ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007

TABLE 6-1 MINIMUM VENTILATION RATES IN BREATHING ZONE (continued)
(This table is not valid in isolation; it must be used in conjunction with the accompanying notes.)

	People Outdoor Air Rate <i>R<sub>p</sub></i>		Area Outdoor Air Rate <i>R<sub>a</sub></i>			Default Values			
Occupancy Category					Notes	Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		Air Class
Category	cfm/person	L/s·person	cfm/ft <sup>2</sup>	L/s·m <sup>2</sup>	-	#/1000 ft <sup>2</sup> or #/100 m <sup>2</sup>	cfm/person	cfm/person L/s·person	
Sports and Entertainmen	nt								
Sports arena (play area)	_	_	0.30	1.5	E	_			1
Gym, stadium (play area)	_	_	0.30	1.5		30			2
Spectator areas	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Swimming (pool & deck)	_	_	0.48	2.4	C	_			2
Disco/dance floors	20	10	0.06	0.3		100	21	10.3	1
Health club/aerobics room	20	10	0.06	0.3		40	22	10.8	2
Health club/weight rooms	20	10	0.06	0.3		10	26	13.0	2
Bowling alley (seating)	10	5	0.12	0.6		40	13	6.5	1
Gambling casinos	7.5	3.8	0.18	0.9		120	9	4.6	1
Game arcades	7.5	3.8	0.18	0.9		20	17	8.3	1
Stages, studios	10	5	0.06	0.3	D	70	11	5.4	1

#### GENERAL NOTES FOR TABLE 6-1

- 1 Related requirements: The rates in this table are based on all other applicable requirements of this standard being met.
- 2 Smoking: This table applies to no-smoking areas. Rates for smoking-permitted spaces must be determined using other methods. See Section 6.2.9 for ventilation requirements in smoking areas.
- 3 Air density: Volumetric airflow rates are based on an air density of 0.075 lb<sub>da</sub>/ft<sup>3</sup> (1.2 kg<sub>da</sub>/m<sup>3</sup>), which corresponds to dry air at a barometric pressure of 1 atm (101.3 kPa) and an air temperature of 70°F (21°C). Rates may be adjusted for actual density but such adjustment is not required for compliance with this standard.
- 4 Default occupant density: The default occupant density shall be used when actual occupant density is not known.
- 5 Default combined outdoor air rate (per person): This rate is based on the default occupant density.
- 6 Unlisted occupancies: If the occupancy category for a proposed space or zone is not listed, the requirements for the listed occupancy category that is most similar in terms of occupant density, activities and building construction shall be used.
- 7 Health-care facilities: Rates shall be determined in accordance with Appendix E.

#### ITEM-SPECIFIC NOTES FOR TABLE 6-1

- A For high school and college libraries, use values shown for Public Assembly Spaces—Libraries.
- B Rate may not be sufficient when stored materials include those having potentially harmful emissions.
- C Rate does not allow for humidity control. Additional ventilation or dehumidification may be required to remove moisture.
- D Rate does not include special exhaust for stage effects, e.g., dry ice vapors, smoke.
- E When combustion equipment is intended to be used on the playing surface, additional dilution ventilation and/or source control shall be provided.
- F Default occupancy for dwelling units shall be two persons for studio and one-bedroom units, with one additional person for each additional bedroom.
- G Air from one residential dwelling shall not be recirculated or transferred to any other space outside of that dwelling.

- **6.2.8 Exhaust Ventilation.** Exhaust airflow shall be provided in accordance with the requirements in Table 6-4. Exhaust makeup air may be any combination of outdoor air, recirculated air, and transfer air.
- **6.2.9 Ventilation in Smoking Areas.** Smoking areas shall have more ventilation and/or air cleaning than comparable no-smoking areas. Specific ventilation rate requirements cannot be determined until cognizant authorities determine the concentration of smoke that achieves an acceptable level of risk. Air from smoking areas shall not be recirculated or transferred to no-smoking areas.
- 6.3 Indoor Air Quality (IAQ) Procedure. The Indoor Air Quality (IAQ) Procedure is a performance-based design approach in which the building and its ventilation system are designed to maintain the concentrations of specific contaminants at or below certain limits identified during the building design and to achieve the design target level of perceived indoor air quality acceptability by building occupants and/or contaminant of concern, indoor and outdoor sources shall be identified, and the strength of each source shall be determined.

TABLE 6-4 Minimum Exhaust Rates

Occupancy Category	Exhaust Rate, cfm/unit	Exhaust Rate, cfm/ft <sup>2</sup>	Notes	Exhaust Rate, L/s·unit	Exhaust Rate, L/s·m <sup>2</sup>	Air Class
Arenas	_	0.50	В	_	_	1
Art classrooms	_	0.70		_	3.5	2
Auto repair rooms	_	1.50	A	_	7.5	2
Barber shops	_	0.50		_	2.5	2
Beauty and nail salons	_	0.60		_	3.0	2
Cells with toilet	_	1.00		_	5.0	2
Copy, printing rooms	_	0.50		_	2.5	2
Darkrooms	_	1.00		_	5.0	2
Educational science laboratories	_	1.00		_	5.0	2
Janitor closets, trash rooms, recycling	_	1.00		_	5.0	3
Kitchenettes	_	0.30		_	1.5	2
Kitchens—commercial	_	0.70		_	3.5	2
Locker/dressing rooms	_	0.25		_	1.25	2
Locker rooms	_	0.50		_	2.5	2
Paint spray booths	_	_	F	_	_	4
Parking garages	_	0.75	C	_	3.7	2

Parking garages	-	0.75	C	_	3.7	2
Pet shops (animal areas)	_	0.90		-	4.5	2
Refrigerating machinery rooms	_	_	F	-	_	3
Residential kitchens	50/100	_	G	25/50	_	2
Soiled laundry storage rooms	_	1.00	F	_	5.0	3
Storage rooms, chemical	_	1.50	F	_	7.5	4
Toilets—private	25/50	_	E	12.5/25	_	2
Toilets—public	50/70	_	D	25/35	_	2
Woodwork shop/classrooms	_	0.50		-	2.5	2

- A Stands where engines are run shall have exhaust systems that directly connect to the engine exhaust and prevent escape of fumes.
- B When combustion equipment is intended to be used on the playing surface additional dilution ventilation and/or source control shall be provided.
- C Exhaust not required if two or more sides comprise walls that are at least 50% open to the outside.
- D Rate is per water closet and/or urinal. Provide the higher rate where periods of heavy use are expected to occur, e.g., toilets in theatres, schools, and sports facilities. The lower rate may be used otherwise.
- E Rate is for a toilet room intended to be occupied by one person at a time. For continuous system operation during normal hours of use, the lower rate may be used. Otherwise use the higher rate.
- F See other applicable standards for exhaust rate.
- G For continuous system operation, the lower rate may be used. Otherwise use the higher rate.

- 6.3.1.4 Design Approaches. Select one or a combination of the following design approaches to determine minimum space and system outdoor airflow rates and all other design parameters deemed relevant (e.g., air-cleaning efficiencies and supply airflow rates).
- a. Mass balance analysis. The steady-state equations in Appendix D, which describe the impact of air cleaning on outdoor air and recirculation rates, may be used as part of a mass balance analysis for ventilation systems serving a single space.
- Design approaches that have proved successful in similar buildings.
- c. Approaches validated by contaminant monitoring and subjective occupant evaluations in the completed building. An acceptable approach to subjective evaluation is presented in Appendix B, which may be used to validate the acceptability of perceived air quality in the completed building.
- d. Application of one of the preceding design approaches (a, b, or c) to specific contaminants and the use of the Ventilation Rate Procedure to address the general aspects of indoor air quality in the space being designed. In this situation, the Ventilation Rate Procedure would be used to determine the design ventilation rate of the space and the IAQ Procedure would be used to address the control of the specific contaminants through air cleaning or some other means.

TABLE 8-1 Minimum Maintenance Activity and Frequency

Item	Activity Code	Minimum Frequency*			
Filters and air-cleaning devices	A	According to O&M Manual			
Outdoor air dampers and actuators	В	Every three months or in accordance with O&M Manual			
Humidifiers	C	Every three months of use or in accordance with O&M Manual			
Dehumidification coils	D	Regularly when it is likely that dehumidification occurs but no less than once per year or as specified in the O&M Manual			
Drain pans and other adjacent surfaces subject to wetting	D	Once per year during cooling season or as specified in the O&M Manual			
Outdoor air intake louvers, bird screens, mist eliminators, and adjacent areas	E	Every six months or as specified in the O&M Manual			
Sensors used for dynamic minimum outdoor air control	F	Every six months or periodically in accordance with O&M Manual			
Air-handling systems except for units under 2000 cfm (1000 L/s)	G	Once every five years			
Cooling towers	Н	In accordance with O&M Manual or treatment system provider			
Floor drains located in plenums or rooms that serve as air plenums	I	Periodically according to O&M Manual			
Equipment/component accessibility	J				
Visible microbial contamination	K				
Water intrusion or accumulation	K				

ACTIVITY CODE:

- A Maintain according to O&M Manual.
- B Visually inspect or remotely monitor for proper function.
- C Clean and maintain to limit fouling and microbial growth.
- D Visually inspect for cleanliness and microbial growth and clean when fouling is observed.
- E Visually inspect for cleanliness and integrity and clean when necessary.
- F Verify accuracy and recalibrate or replace as necessary.
- G Measure minimum quantity of outdoor air. If measured minimum airflow rates are less than 90% of the minimum outdoor air rate in the O&M Manual, they shall be adjusted or modified to bring them above 90% or shall be evaluated to determine if the measured rates are in conformance with this standard.
- H Treat to limit the growth of microbiological contaminants.
- I Maintain to prevent transport of contaminants from the floor drain to the plenum.
- J Keep clear the space provided for routine maintenance and inspection around ventilation equipment.
- K Investigate and rectify.
- \* Minimum frequencies may be increased or decreased if indicated in the O&M Manual.

TABLE B-1 Comparison of Regulations and Guidelines Pertinent to Indoor Environments<sup>a</sup>

(The user of any value in this table should take into account the purpose for which it was adopted and the means by which it was developed.)

	Enforceable	and/or Regulatory	Levels	Non-Enforced Guidelines and Reference Levels				
	NAAQS/EPA (Ref. B-4)	OSHA (Ref. B-5)	MAK (Ref. B-2)	Canadian (Ref. B-8)	WHO/Europe (Ref. B-11)	NIOSH (Ref. B-13)	ACGIH (Ref. B-1)	
Carbon dioxide		5000 ppm	5000 ppm 10,000 ppm [1 h]	3500 ppm [L]		5000 ppm 30,000 ppm [15 min]	5000 ppm 30,000 ppm [15 min]	
Carbon monoxide <sup>c</sup>	9 ppm <sup>g</sup> 35 ppm [1 h] <sup>g</sup>	50 ppm	30 ppm 60 ppm [30 min]	11 ppm [8 h] 25 ppm [1 h]	90 ppm [15 min] 50 ppm [30 min] 25 ppm [1 h] 10 ppm [8 h]	35 ppm 200 ppm [C]	25 ppm	
Formaldehyde <sup>h</sup>		0.75 ppm 2 ppm [15 min]	0.3 ppm 1 ppm <sup>i</sup>	0.1 ppm [L] 0.05 ppm [L] <sup>b</sup>	0.1 mg/m <sup>3</sup> (0.081 ppm) [30 min] <sup>p</sup>	0.016 ppm 0.1 ppm [15 min]	0.3 ppm [C]	
Lead	1.5 μg/m <sup>3</sup> [3 months]	$0.05~\mathrm{mg/m}^3$	0.1 mg/m <sup>3</sup> 1 mg/m <sup>3</sup> [30 min]	Minimize exposure	$0.5~\mu g/m^3~[1~yr]$	$0.050~\text{mg/m}^3$	$0.05~\mathrm{mg/m^3}$	
Nitrogen dioxide	0.05 ppm [1 yr]	5 ppm [C]	5 ppm 10 ppm [5 min]	0.05 ppm 0.25 ppm [1 h]	0.1 ppm[1 h] 0.02 ppm [1 yr]	1 ppm [15 min]	3 ppm 5 ppm [15 min]	
Ozone	0.12 ppm [1 h] <sup>g</sup> 0.08 ppm	0.1 ppm	j	0.12 ppm [1 h]	0.064 ppm (120 μg/m <sup>3</sup> ) [8 h]	0.1 ppm [C]	0.05 ppm <sup>k</sup> 0.08 ppm <sup>l</sup> 0.1 ppm <sup>m</sup> 0.2 ppm <sup>n</sup>	
Particles <sup>e</sup> <2.5 μm MMAD <sup>d</sup>	15 μg/m <sup>3</sup> [1 yr] <sup>0</sup> 65 μg/m <sup>3</sup> [24 h] <sup>0</sup>	5 mg/m <sup>3</sup>	$1.5 \text{ mg/m}^3 \text{ for } <4 \mu\text{m}$	0.1 mg/m <sup>3</sup> [1 h] 0.040 mg/m <sup>3</sup> [L]			3 mg/m <sup>3</sup> [C]	
Particles <sup>e</sup> <10 µm MMAD <sup>d</sup>	50 μg/m <sup>3</sup> [1 yr] <sup>0</sup> 150 μg/m <sup>3</sup> [24 h] <sup>0</sup>		4 mg/m <sup>3</sup>				10 mg/m <sup>3</sup> [C]	
Radon				800 Bq/m <sup>3</sup> [1 yr]				
Sulfur dioxide	0.03 ppm [1 yr] 0.14 ppm [24 h] <sup>g</sup>	5 ppm	0.5 ppm 1 ppm <sup>i</sup>	0.38 ppm [5 min] 0.019 ppm	0.048 ppm [24 h] 0.012 ppm [1 yr]	2 ppm 5 ppm [15 min]	2 ppm 5 ppm [15 min]	
Total Particles <sup>e</sup>		15 mg/m <sup>3</sup>						

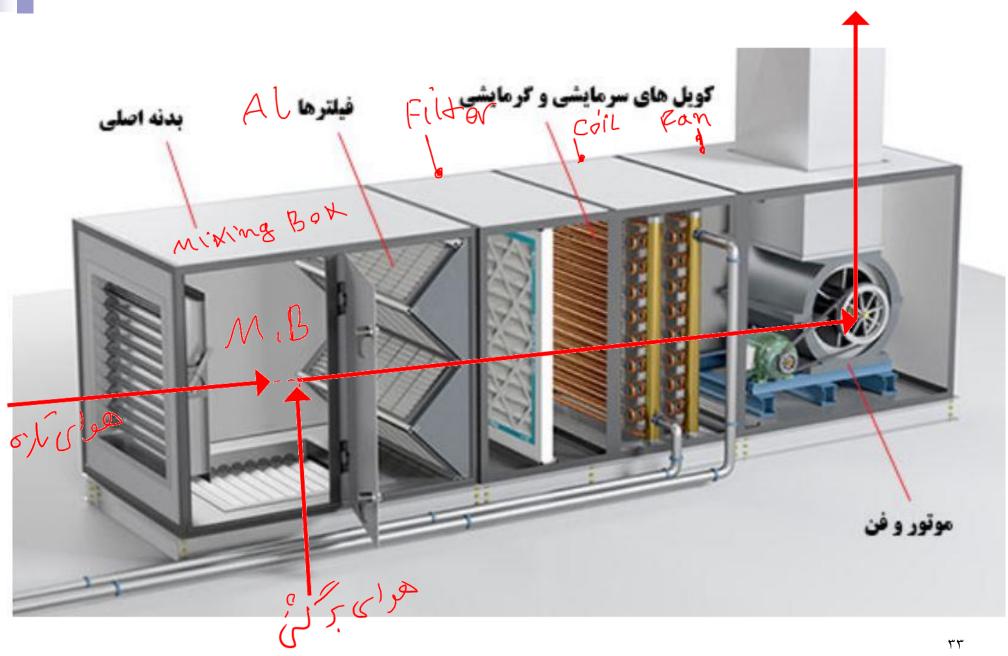
- a Numbers in brackets [] refer to either a ceiling or to averaging times of less than or greater than eight hours (min = minutes; h = hours; y = year; C = ceiling, L = long-term). Where no time is specified, the averaging time is eight hours.
- b Target level is 0.05 ppm because of its potential carcinogenic effects. Total aldehydes limited to 1 ppm. Although the epidemiological studies conducted to date provide little convincing evidence that formaldehyde is carcinogenic in human populations, because of this potential, indoor levels should be reduced as much as possible.
- c As one example regarding the use of values in this table, readers should consider the applicability of carbon monoxide concentrations. The concentrations considered acceptable for nonindustrial, as opposed to industrial, exposure are substantially lower. These lower concentrations (in other words, the ambient air quality standards, which are required to consider populations at highest risk) are set to protect the most sensitive subpopulation, individuals with pre-existing heart conditions.
- MMAD = mass median aerodynamic diameter in microns (micrometers). Less than 3.0 µm is considered respirable; less than 10 µm is considered inhalable.
- Nuisance particles not otherwise classified (PNOC), not known to contain significant amounts of asbestos, lead, crystalline silica, known carcinogens, or other particles known to cause significant adverse health effects.
- f See Table B-2 for the U.S. EPA guideline.
- Not to be exceeded more than once per year.
- The U.S. Department of Housing and Urban Development adopted regulations concerning formaldehyde emissions from plywood and particleboard intended to limit the airborne concentration of formaldehyde in manufactured homes to 0.4 ppm. (24 CFR Part 3280, HUD Manufactured Home Construction and Safety Standards).
- Never to be exceeded.
- j Carcinogen, no maximum values established.
- k TLV® for heavy work.
- 1 TLV® for moderate work.
- m TLV® for light work.
- TLV® for heavy, moderate, or light workloads (less than or equal to two hours).
- 62FR38652 38760, July 16, 1997.
- Epidemiological studies suggest a causal relationship between exposure to formaldehyde and nasopharyngeal cancer, although the conclusion is tempered by the small numbers of observed and expected cases. There are also epidemiological observations of an association between relatively high occupational exposures to formaldehyde and sinonasal cancer.

## هواساز

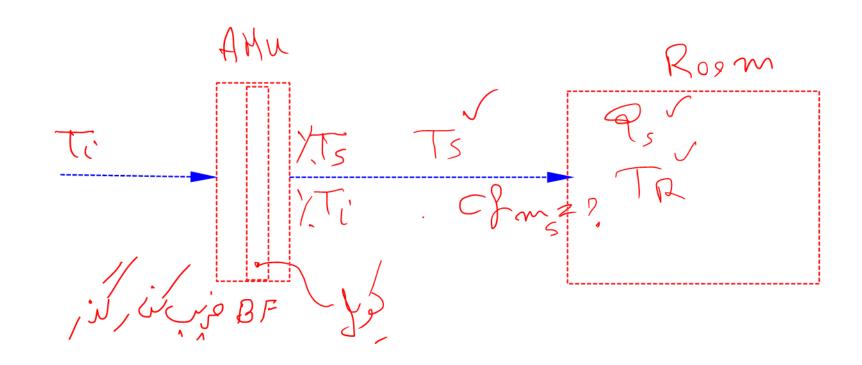
۱- دبی حجمی هوا هرای ۱۰ ۱۸ ۱۳ کا ۲۰ ظرفیت حرارتی کویل ۱۳ کا ۱۳ کا

m/n = cfm z 0.586 x m/w : f=1/s/s cfm 1 m/n djui cys

| Kcal, h = 3.96 \( 4Btu, \omega \) \\ 1 \( \text{1m} = 25.4 \) \\
| Kw = 3412 Btu, \omega \) \| 18t = 12 in \\
| Kw = 860 Kcal, w \\
| 1 m = 3.28 ft



Ec=1.88xcfmxDTXX 5 Pace Cfm=9 Qs (Btwhr) 1.08 XDTX8 (4)195 (5) 2012



Comz (Btu/hi)

(1-BF)

(1-BF)

(1-BF)

EXh. 250100 TR, Cfmr6Wr, hr o , toloa Ti 6 comi -cfmt, Ts , Ws, hs DTZ TS-Tm Duz Ws-Wm cfmtzconi+cfmr PUS NS-NW Tm= Tixchni+TRxch~X cf m t 2+c24.65xcb~xDhx8 25c=1,08xcf-xxstx8 PLC = 0.68 X ChatX DWX8 Ptz Psc+Plc

EXh. EXh. TR, Cfmr6Wr9hr wichi o'sticomi F.A.

on words you at TR-Im
TR-Im

AHu ts tr iii بارتر قادعی محول (52.1) 1- محاسبه دبی هوای دستگاه هواساز: ردارالا  $V'_{(cfm)} = Q_{(Btu/hr)} / \{1.08* (t_{s(°F)} - t_{r,(°F)})*(1-BF)* کردی در کردی کردی در و (از کردی میله بر میله میله بر می$ 2- محاسبه ظرفیت کویل دستگاه هواساز:  $Q_{c(Btu/hr)} = 1.08* A*V'_{(cfm)}* (t_{s(°F)} - t_{r(°F)}) + 1.08* B*V'_{(cfm)}* (t_{s(°F)} - t_{o(°F)})$ Q\_c=1,08xcfm(ts-tm) x 8 TROCTOR 

# سرمایش:

م المؤوري فحرك الك

1- محاسبه دبی هوای دستگاه هواساز:

V (cfm) = Q<sub>(Btu/hr)</sub> / {1.08\* (t<sub>r(°F)</sub> - t<sub>s (°F)</sub> )\*(1-BF)\* ظریب تصحیح چگالي (1-BF)\*

 $Q_{c(Btu/\underline{h}\underline{r})} = (1.08 * A*V'_{(\underline{cfm})}* (t_{\underline{r}(^{\circ}F)} - t_{\underline{s}(^{\circ}F)}) + 1.08 * B*V'_{(\underline{cfm})}* (t_{o(^{\circ}F)} - t_{\underline{s}(^{\circ}F)})) \times V'$ 

درصد هوای برگشتی :A درصد هوای تازه برگشتی :B درصد هوای تازه برگشتی عاربی برگشتی برگشتی برگشتی برگشتی برگشتی برگشتی برگشتی برگشتی از برگشتی تازه برگشتی برگشتی برگشتی تازه برگشتی تازه برگشتی برگشتی برگشتی تازه برگشتی برگشتی برگشتی تازه برگشتی تازه برگشتی بر بر برگشتی برد بر برگشتی بردند بر برگشتی برگشتی بر بر برگشتی برد بر ب

2tc2Qs+QLL\_WINT

9tz 24.45 XCf~xBhx8

Btu/n/sois/1e

tm= cfmv.tv+cfmoxto

ستِع ١١:

1,08=0.0749 16/E+3 1,00 = 0.244 Btu/16.97 D= 13,5 ft 16 0.68 = 60 x 1076 7000 grain/lb JUSIN, L. RTH کے آئی کے آئی رحوای ایک وی ایک وی

1,08 = 0.244 × 0.0749× 60 کے تعریل دمیقے سرای 4,45- 60 > min/hv L 13,5-> ft3/16 0.68 (WV-WS)

#### 2013 ASHRAE Handbook—Fundamentals

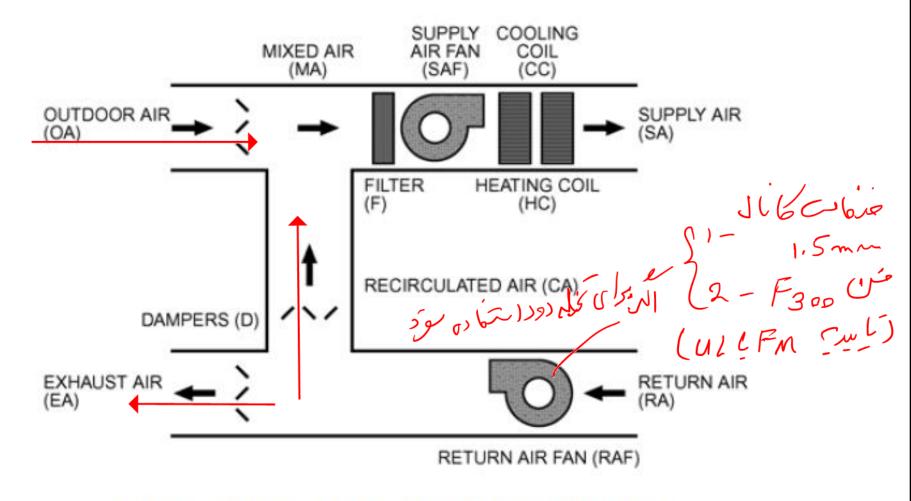


Fig. 2 Simple All-Air Air-Handling Unit with Associated Airflows

#### Air Temperature Versus Air Quantity

The traditional all-air system is typically designed to deliver approximately 13°C supply air, for a conventional building with a desired indoor temperature of approximately 24°C. That supply air temperature is commonplace because the air is low enough in absolute moisture to result in reasonable space relative humidity in conventional buildings with modest latent heat loads. However, lower supply air temperatures may be required in spaces with high latent loads, such as gymnasiums or laundries, and higher supply air temperatures can be applied selectively with caution. Obviously, not all buildings are conventional or typical, and designers are expected not to rely on these conventions unquestioningly. Commercially available load calculation software programs, when applied correctly, help the designer find the optimum supply air temperature for each application.

In cold-air systems, the supply air temperature is designed significantly lower than 13°C (perhaps as low as 7°C) in an effort to reduce the size of ducts and fans. In establishing supply air temperature, the initial cost of lower airflow and low air temperature (smaller fan and duct systems) must be calculated against potential problems of distribution, condensation, air movement, and decreased removal of odors and gaseous or particulate contaminants. Terminal devices that use low-temperature air can reduce the air



• All fans (supply, return, and supplemental) add heat. All of the fan shaft power eventually converts to heat in the system, either initially as fan losses or downstream as duct friction losses. Motor inefficiencies are an added load if that motor is in the airstream. Whether the fan is upstream of the cooling coil (blow-through) or downstream (draw-though) affects how this load must be accounted for. The effect of these gains can be considerable, particularly in process applications. Heat gain in medium-pressure systems is about 1 K per kilopascal static pressure.

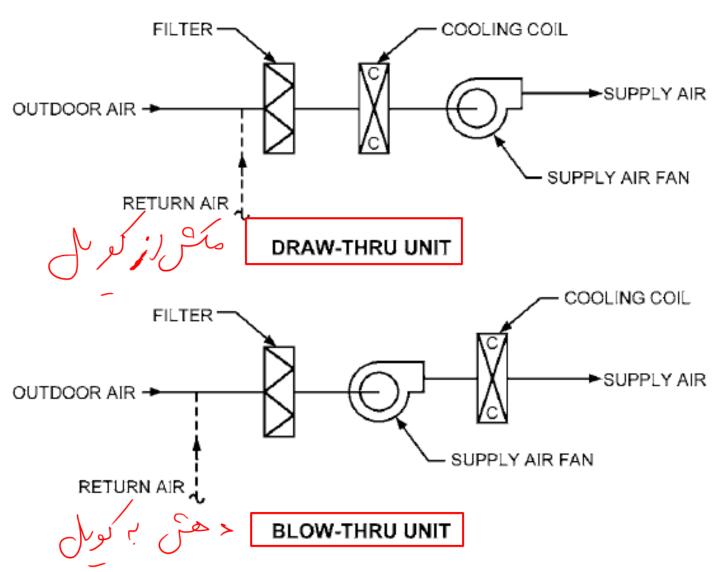


Fig. 1 Typical Air-Handling Unit Configurations (Courtesy RDK Engineers)

۴-درهدی از هوای کل مکل هرا / ۱۵۵- مهر = کا هوای کاران د

chmn (chm < chu <

436.5	محل مور	هوای لازم برای هرنفر CFM	CFM برفوت مربع سطح کف	دفعات تعويض هوا برساعت
آيارتمانها	ممبولي	20	-	2
الإرضائها	دولوکس	30	0.33	-
مرداله	آرایشگاه	15	-	2
	وستوران	_	4	20 25
آشيزخانهها	منزل	-	2	10 - 15
عبوني	اواق العقار	-	-	4
	اتبارها	-	-	2-3
	بانگ	10	-	2-4
	الاق خصوصي	30	0.33	-
	اتاق عمومی	20	-	-
بيعارستان	الثاق صل	50	2	-
	کوه گان	15		_
	مجروحين	20		-
	تالار كنفرانس	15	-	5
	توالت (نخلية هؤ)	-	2	4 - 8
_	توالى	-	-	6
	plan	-	-	6
10/2	دراگ استو ۱	10	-	-
دفترگار	خموص	25 - 30	0.25	3
دفتردار	2440	15	0.25	4
	راميله وراهرو	-	0.25	1/2 - 1
	غذاعوى	15	-	6
رستوران	فيرتبن	-	-	8
	6145	12	-	5
	سالل زيباجي بانوان	10	-	2
	حالن كتوانسيون	20	_	6
	سينعا وتثاثر	15	-	5 - 10
فروشگاه	Six	71/2	0.05	2 - 4
فروشات	5.5	10	-	2-4
	كارخانجات	10	0.10	1 - 4
	کارگاه ریسندگی	20	-	6
	کارگاه ریخه گری	-	-	15 - 20
	كليسا وصجد	20 - 30	-	8
	گاراژ	-	1	-
	1984	20	-	5
	مدرسه	15	-	-
	مؤورخانة تأسيسات	-	-	4
	هتلها	30	0.33	-
	بنون دود سگار	71/2	-	-
لهواعد کلی برای	بامقداری دود سیگار	10 - 15	-	-
مكانهاى	باحقدارز ياددود سيكار	15 30	-	-
2450	باحقداريسيادزياده	50	_	_

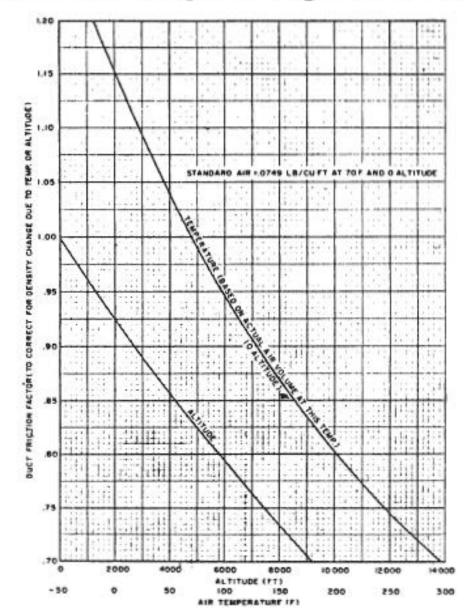
ردلهر کال حولی ا، ٥ ا- تما بع لكراد مرّاب cfm1=nxcfm كسعدى معوال صورد نبار نبرا نو صع المراع و ٢٢ ميرول -06-70, L-Y cfm = Axcfm سے دی ھرا برایاں و ھر ا مع كا فبرول مرايا - كي ۲۰- تا بع تعرار متورطی هر ا ACH cfmt= V(Rt3) X ACH 1m2 35.3 St3 AcH از صابع عرامر

Ι.	SANCONE.			5-	٠, ان	ام	ر هوای کاره سی اف ام	مورد بها <i>،</i>	سیاد بجائی	4	سداد بحان	سرع دخار هوای
	نقب ا		نفسا	:-		. + 16.		103	- m +	کد	رموا	داخلی
1			اهرنفر		Syd.	18	رين ويسن و	-	_اعت	-	ساعت	
Γ	ات ق عمل مسددمدهای تازه ، OPERATING ROOM	a	50	a		40		b	15	b	15	P
1	انا ق مىل.بابرگشتىجوا، OPERATING ROOM	a	50	a		401	19	b	5	ь	25	Р
1	TRAUMA ROOM ناهات پاستان							b	5	b	12	Р
1	DELIVERY ROOM ناليات	a	50	а		40		b	5	b	12	P
1	RECOVERY ROOM اتاق مراقبت عبد ازعمل	a	50	а		15		b	2	b	6	Р
1	الناق مراقبت های ویژه INTENSIVE CARE	a	50	a		15		b	2	b	6	Р
1	NURSERY UNIT ایستگاه پرستاری							Ь	5	b	12	Р
1	MEDICATION ROOM جنف عالم							b	2	b	4	Р
1	elروغامهٔ PHARMACY							b	2	b	4	Р
1	مشبت استقال مفورد آرزمايشگاه				,			ь	2	b	4	P
	ائتىكارونكمدارى شيز			П				ь	2	ь	2	Р
	محل نگھداری ابدست ثمیز	-			+		(4)	ь	2ستاع	ь	2	Р
1	PATIENT ROOM يتقبمارانسترى	a	100	á	35	7		b	2	ь	2	E
	كويدور ا شاق ديسسترى			П				ь	2	ь	4	E
١.	اناق ایزولیہ ISOLATION ROOM			П				ь	2	ь	6	E
	فضاى اشتفادات ق ايزدله			П				ь	2	ь	tO	E
	EXAMINATION ROOM معاهدة	П		Ħ				ь	2	ь	6	E
	TREATMENT ROOM ווא נרשוט ביר ביר ביר או או TREATMENT ROOM	П		П				ь	2	ь	6	E
	ات ق درمان با اشعد ا کس	П						ь	2	ь	6	E
	مرخز آماده صاری غذا	П						ь	2	ь	10	E
	امیاد دودامهٔ موادمند اش	П		T				ь	اعتبارى	ь	2	Ε
	رخشتوريها بدعمومي	П						ь	2	ь	10	Е
	اشرتحميذات ودستكامها	H		T				ь	2, نټ ری	Ь	2	Е
	و تا ف استعدایگس و ناور و سکوین	H		1		-		ь	2	ь	6	N
	فيذبو شايى دهيدودتوايس	à	50	a		15		ь	2	ь	6	N
	، تربیس ، کانبه شکان ر نشریج ،	a	50	a		100		ь	2	ь	12	N.
	تُعدادي لهساديه سورت مرريخ زره - ساني شاريخ ،			7				ь	الفشاران	bi	10	N

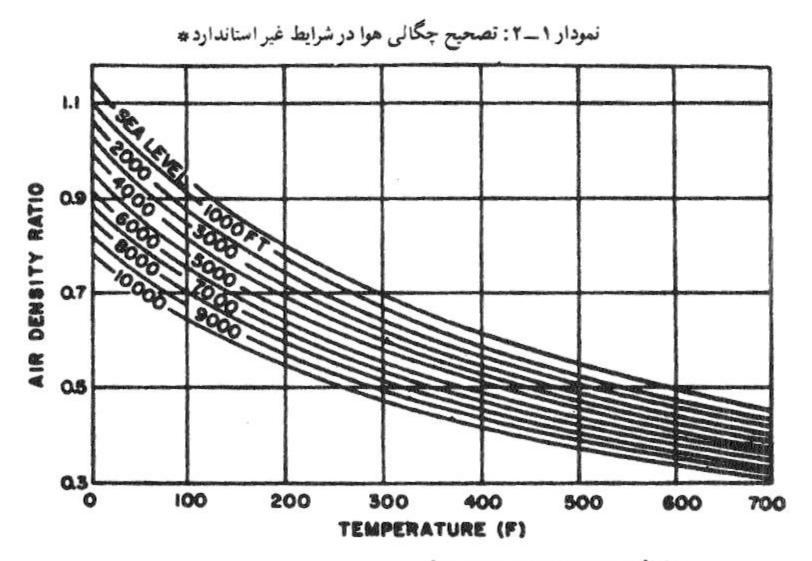
Ľ			ادافراه	-		سؤان	ن هوای کانه	1,30	ښد	-	سداد	بنوع
	مناه والنام		نف	-			حی ات ام باز اربیک		بجائی ای نازه		رموا	هـواي داخلي
	-								مـر		, .	
L		-	اهرنفر	Ц	ğ		- th-	~	-اعت	T.	سامت	
l	OPERATING ROOM - الكان عمل - مدين مراك الكان	2	50	a		40		Þ	15	ь	15	Р
ŀ	انات صدل، باج گشت، هواه OPERATING ROOM	a	50	2	-	401		ь	5	ь	25	Р
١	TRAUMA ROOM المسان	L		Н				ь	5	b	12	P
	الاقتادان DELIVERY ROOM	-	50	a		40		b	5	b	12	P
	التنامراقيت ميدانسال RECOVERY ROOM	-	50	a		15		ь	2	ь	6	Р
	انات مراتبت های ویژه INTENSIVE CARE	8	50	a		15		b	2	b	6	Р
	ایستگاه پرستاری NURSERY UNIT	L				_		b	5	ь	12	P
	MEDICATION ROOM							ь	2	b	4	Ρ
	PHARMACY elicates							b	2	ь	4	Р
	مسيت اسفال معوند آرمايشكاه	L		Ц				ь	2	b	4	Р
	ائتىكاروتكعدارى بغيز		-119	Ц				ь	2	ь	2	Р
	سحل نگھداری انبسائمیز	3		Ц	-		1	b	S. 12	Н	2	Р
	التحديد PATIENT ROOM	2	100	á	35	7		b	2	b	2	E
8	كوي ود ا شانى لېسسترى							ь	2	b	4	E
	انان ایزولید ISOLATION ROOM							ь	2	ь	6	E
	فضاى اختظاراتاتى الإدارة							b	2	ь	10	E
3	انان معایدة EXAMINATION ROOM							ь	2	ь	6	E
	اکاق درمانیا درمانگ ، TREATMENT ROOM							b	2	b	6	E
	الله قد مدمان به الشعد المكس							b	2	b	6	E
	مرڪز آماده مماري غذا							ь	2	b	10	Ε
	البياء دودامه موادمة الأي							ь	ومتيارى	ь	2	E
	رجشتريها بدهبوبي							ь	2	ь	10	E
	انبار تجميزات ودستكاهها							ь	2.6.2	ь	2	Ε
	وت في الشعد الكس و تاور و سكوبي		1			1		b	2	ь	6	N
	فيذب شايى وهيدد دشايي	¥	50	a		15		ь	2	Ы	6	N
	وتربيس و كالبدشكان رشريج و	a	50	a		100		b	2	ь	12	N
	المعارى بهساديسورت خبريخ زاره - ساني شتريح با			Т				b	Sept.	b	10	N

سنوع سفاد هوای	سداد جائی	<u>و</u> دار			هوای بازه م				متعداد افراد مستقسر		
	صوا ـــــد	کال در ه	last		می اف ام باز اربک وت مربع سسطح	1		,	در فف نزت سریع	ب نفر	
N	10	Ть	اعت ا			13	Sic		بازاءهرنفر		-
N	10	-	اختیاری	Ь		1				الاربكة المارية	
N	6	-	-	-	-	-				اتان تجهيزات استرليزه	
N	10	Ь	-	Ь		-	1			آذمایشگاههایعموس	
N	10	-	اغتیاری اغتیاری	_		-				وسعع	
N	10	-	اهتباری	-			-	-		يتر الــت	
N	10	+			-		-	1		بعادوستور ا	
N	10	+	احتيارى					1		محل وسائل مستسو . سندوى نكن وبكهدارى آن	
N		Ь	~	ь			-	1		ائتىكاد ونكعدادى كثيث	3
N	10	-	اختيارى				4	1		معل نگعداری البسیکنیت	إ
IN	10	D	اختيارى	Ь			+	+		وتاق تكحداى البسه كبنف بصورت طبط مبذى	-
+		-	-	-			-	1			الما
	-			1				+			9
+		1		+		1		F			13
		1		1		1	+	+	$\dashv$		1
								T			1

#### نمودار ۱۳۳: ضرابب تصحیح چگالی هوا در ارتفاع و دمایی غیر از شرابط استاندارد \*



ه اگر ارتفاع و دما هردو غیر استاندارد باشند، ضریب تصحیح عبارت خواهد بود از حاصلضرب ضرایب تصحیحی که برای ارتفاع و دمای مورد نظر از نمودار فوق بدست می آید.



NOTE: Air density ratio = density at new condition density of standard air

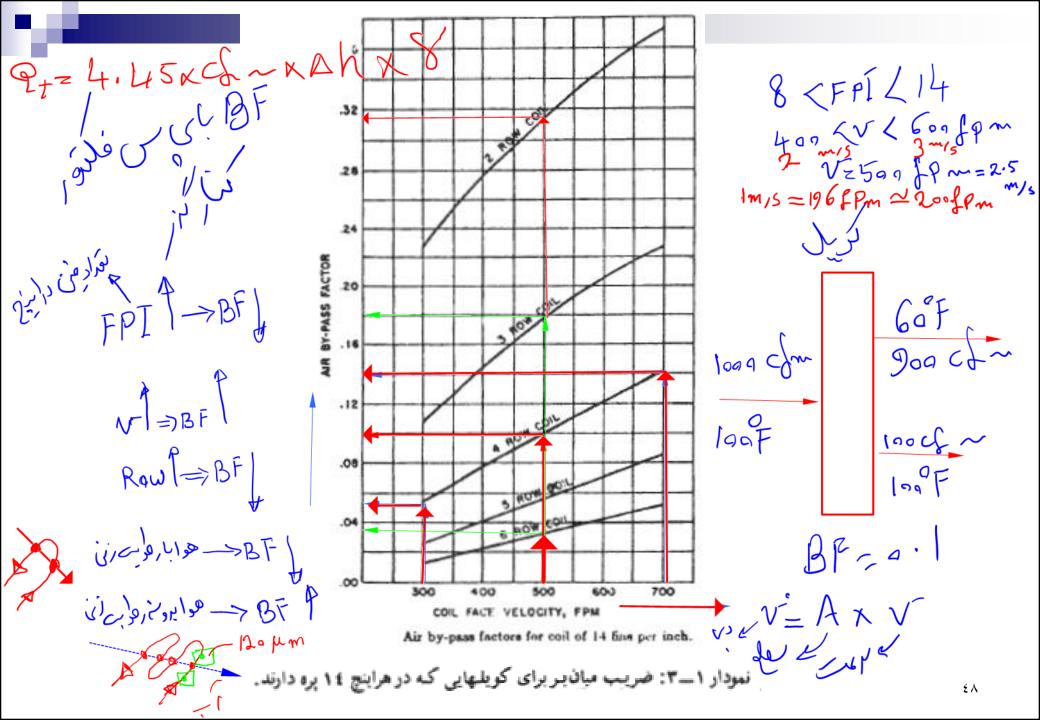
in=25.4 mm 1,09=f(H,T) be clas care vis 8 = Patmoissue)

#### Air density factors for Altitude and Temperature

Altitude				Tempe	erature 💃	مر الما در	tm = 29	192 m
(ft.)	70	100	200	300	400	500	600	700
0	1.000	0.964	0.803	0.697	0.616	0.552	0.500	0.457
1000	0.964	0.912	0.774	0.672	0.594	0.532	0.482	0.441
2000	0.930	0.880	0.747	0.648	0.573	0.513	0.465	0.425
3000	0.896	0.848	0.720	0.624	0.552	0.495	0.448	0.410
4000	0.864	0.818	0.694	0.604	0.532	0.477	0.432	0.395
5000	0.832	0.787	0.668	0.580	0.513	0.459	0.410	0.380
6000	0.801	0.758	0.643	0.558	0.493	0.442	0.400	0.366
7000	0.772	0.730	0.620	0.538	0.476	0.426	0.386	0.353
8000	0.743	0.703	0.596	0.518	0.458	0.410	0.372	0.340
9000	0.714	0.676	0.573	0.498	0.440	0.394	0.352	0.326
10000	0.688	0.651	0.552	0.480	0.424	0.380	0.344	0.315
15000	0.564	0.534	0.453	0.393	0.347	0.311	0.282	0.258
20000	0.460	0.435	0.369	0.321	0.283	0.254	0.230	0.210

P5=1.08×Cfn×ATXX 9Q, =0.68×Cfn×AWXX

٤٧



$$BF = \frac{T_0 - T_c}{T_c' - T_c}$$

$$\Rightarrow T_0 = T_c + BF(T_c' - T_c)$$

$$T_{c=2} = \frac{T_0 - BF \times T_c'}{1 - BF}$$

۱۲- ضریب کنارگذر در کویل سرمایی یک دستگاه هوارسان 0.05 است. اگر دمای سطح کویل 54 درجه فارنهایت باشد. دمای هوای خروجی از کویل چند درجه فارنهایت باشد. دمای هوای خروجی از کویل چند درجه فارنهایت است؟ ( درجه فارنهایت است ( درجه فارنهایت است) ( درجه فارنهایت است ( درجه فارنهایت است) ( درجه فارنهایت است ( درجه فارنهایت است) ( درجه فارنهایت است) ( درجه فارنهایت است) ( درجه فارنهایت باشد. دمای هوای خروجی از کویل چند درجه فارنهایت باشد. دمای هوای ورودی به کویل ( درجه فارنهایت باشد. دمای هوای ورودی به کویل ( درجه فارنهایت باشد. دمای هوای ورودی به کویل ( درجه فارنهایت باشد. دمای هوای ورودی به کویل ( درجه فارنهایت باشد. درجه فارنهایت باشد. درجه فارنهایت است؟ ( درجه فارنهایت است) ( درجه فارنها

$$T_{iz} \stackrel{\circ}{_{90}^{p}} T_{cz} \stackrel{\circ}{_{4}^{p}} T_{oz} \stackrel{\circ}{_{70}^{p}} BF_{z} \stackrel{T_{0}-T_{c}}{T_{i}-T_{c}} \Rightarrow T_{o} = T_{c} + BF(T_{c} - T_{c})$$

$$BF_{z} \stackrel{\circ}{_{70}^{p}} T_{c} = CI - BF T_{c} + BF T_{i}$$

۱۷- اگر ضریب کنارگذر (Bypass Factor) یک کویل 2 ردیفه 0.4 باشد، ضریب کنارگذر کویلی مشابه با 4 ردیف چقدر است؟ درس هرارسای

0.4 (7 0.84 (1

0.2 (4 0.16 (4

BF2 = (BF)2 = (0.4)2=0.16

$$T_b = T_c + BF(T_a - T_c) = \Delta \circ + \circ / \Delta(\Lambda \circ - \Delta \circ) = \beta \Delta^{\circ} F$$

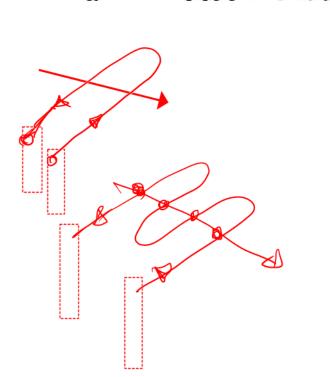
$$Q = 1/\circ \Lambda \times cfm \times \Delta T = 1/\circ \Lambda \times \Delta \circ \circ \circ \times (\Lambda \circ - \beta \Delta) = \Lambda 1 \circ \circ \circ \frac{Btu}{hr} = \beta/\forall \Delta Ton \operatorname{Re} f$$

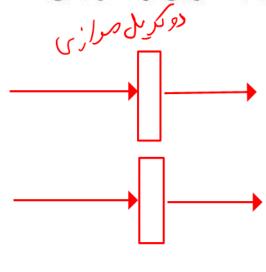
## ۳۰- برای کاهش ضریب کنارگذر (By- Pass Factor) در کویل باید کدام عمل را انجام داد؟

- ۱) کویل را به صورت موازی متصل نمود.
  - ۲) تعداد ردیف کویل را کاهش داد.

۳۳) تعداد ردیف کویل و فین در هر اینچ را افزایش داد.

۴) قطر لوله ورودی به کویل را افزایش داد.





۲– کویل ها :

- ضریب عبور هوا (Bypass factor) به سرعت هوا، تعداد پره ها در هر اینچ و تعداد ردیفهای کویل بستگی دارد. جدول زیر تعداد ضریب عبور هوا برای کویل های پره دار را ارایه می کند:

	WITHOUT	Γ SPRAYS	WITH S	SPRAYS
DEPTH	8 Fins/inch	14 Fins/inch	8 Fins/inch	14 Fins/inch
OF COILS		Velocity	y (fpm)	
(ROWS)	۳۰۰ – ۲۰۰	۳۰۰ – ۲۰۰	۳۰۰ – ۲۰۰	۳۰۰ – ۲۰۰
۲	·/۴۲ — ·/۵۵	·/۲۲ - ·/٣٨		
٣	·/۲۴ — ·/۴·	•/1• - •/٢٣		
۴	·/١٩ — ·/٣·	·/·۵ — ·/۱۴	·/\٢ - ·/٢٢	•/•٣ - •/١
۵	·/\٢ - ·/٢٣	·/·٢ — ·/·٩	·/· \ - ·/\ ۴	·/• \ — •/• \
۶	·/· \ — ·/ \ \ \	./.1/.۶	·/·۶ — ·/\\	·/· \ — ·/· \
٨	۰/۰۳ — ۰/۰۸		۰/۰۲ — ۰/۰۵	

## جدول زیر نیز نمونه هایی از ظرایب عبور برای کاربردهای مختلف را ارائه می کند:

مثال	نوع کاربرد	ضريب عبور
مسكونى	بارهای کلی کوچک- بار کلی بزرگتر با بار نهان زیاد	٠/١٣ - ٠/۵
مسکونی – فروشگاه	شرایط آسایش با بار کلی کوچک یا ضریب حرارت	٠/٢ - ٠/٣
کوچک	محسوس کوچک	
بانک – کارخانه –	كاربرد أسايش	·/\ - ·/٢
فروشگاه		
رستوران	بار محسوس زیاد داخلی یا بار تهویهی زیاد	·/·۵ — ·/١
بيمارستان	شرایطی که به صد درصد هوای خارج نیاز است	• - •/١

## جدول ۲ ــ ۳: ضریب میان بربرای کویل های پره دار

TABLE 61-TYPICAL BYPASS FACTORS

(For Finned Coils)

DEPTH	WITHOU	T SI'RAYS	with s	PRAYS.
OF	8 fins/in.	14 fins/in.	8 fins/in.	14 fins/in.
COILS		Velocity (fp	oin)	
(rows)	300 - 700	300 - 700	300 700	300 - 700
2	.4255	.2238		
3	.2740	1023		
4	.1930	.0514	.1222	.0310
5	.1223	.0209	.0814	.0108
6	.0818	.0106	.0611	.0105
8	.0308		02 .05	

The bypass factor with spray-coils is decreased because the spray provides more surface for contacting the air.

## جدول ۱ ـ ۳: ضربب میان بربرای کاربردهای مختلف

COIL BYPASS FACTOR	TYPE OF APPLICATION	EXAMPLE
0. <b>30</b> to <b>0.</b> 50	A small total load or a load that is somewhat larger with a low sensible heat factor (high latent load).	Residence
0.20 to 0.30	Typical comfort application with a relatively small total load or a low sensible heat factor with a somewhat larger load.	Residence, Small Retail Shop, Factory
0.10 to 0.20	Typical comfort application.	Dept. Store, Bank, Factory
0.05 to 0.10	Applications with high inter- nal sensible loads or requiring a large amount of outdoor air for ventilation.	Dept. Store, Restaurant, Factory
0 to 0.10	All outdoor air applications.	Hospital Operating Room, Factory

- افت فشار سمت هوا در کویل های سرمایشی و گرمایشی را می توان از جدول زیر بدست آورد:

WIDTH	40.	۵	۵۵۰	9	٧	۸	۹
١	٠,٠۵-	٠,٠۵٠-	٠,٠٨-	٠,٠٨-	٠,١٢-	٠,١۵-	٠,١٧-
	٠,١۵	-,14	٠,٢٠	٠,٢٥	٠,٣٠	٠,۴٠	٠,۵٠
٢	٠,١٠-	-,11-	٠,١۵-	-,18-	٠,٢٠-	٠,٢۵-	٠,٣٢-
	٠,٣۵	٠,۵٠	٠,۵٠	.,۶.	٠,٨٠	٠,٩٠	٠,٩٠
۴	٠,٢٠-	٠,٢٢-	٠,٢٨-	٠,٣٣-	٠,۴٠-	٠,۵٠-	-,۶۵-
	٠,٧٠	٠,٩٠	1,	1,7-	1,00	1,4.	1,7•
۶	٠,٣٠-	٠,٣۵-	٠,۴۵-	٠,۵٠-	٠,۶۵-	۰,۷۵-	1,

- افت فشار سمت آب در کویل ها را می توان از جدول زیر بدست آورد :

FINNED			NUM	BEROF RO	ows		
WIDTH	١	۲	٣	۴	۵	۶	٧
۶	٠,٧۵	1,70					
٩	١,٠٠	۲,۷۵					
١٢	1,0+	۲,۲۶	٣,٨۴	4,.4	4,40	4,44	٧,۶١
۱۸	۲,۷۵	7,95	4,17	۵٫۰۷	9,71	۸,٧٠	17,1-
74	٣,٨٥	۵,۲۸	۶,۵۰	9,19	۸,۳۷	11,81	17,5.
٣٠	4,44	۸,۶۶	1.,17	1-,0-	17,44	18,08	74,
٣٣	۵,۲۱	۹,۵۰	11,-9	11,04	17,05	17,44	179,10
48		19,44	19,01	77,87	79,09	19,50	27,00
FT		14,90	77,77	79,01	٣٠,٢٩	74,.4	٣٧,٨٥
44		11,00	<b>TD,AA</b>	۲۰,۲۰	44,04	<b>TA, AF</b>	446,18

	-	DITIC			FECTI	VE -	CEN:	enma e	5 MG	AT	FAC	TOR	
DB.	RH	WB	w		AND			ATU					
(F)	(%)	(F)	(gr/lb)								-		
	20	53.2	25.7	ESHF ADP	1.00 31.5	.98 30	.96 28	.94 26	.92 24	.90 22	.89		
	25	54.8	32.1	ESMF ADP	1. <b>00</b> 36.9	.95 34	.92 32	.90 30	.88 28	.86 25	.84 21		
	30	36.5	30,5	ESHF ADP	1.00 41.4	.97 40	.93 38	.90 36	.87 34	.85 32	.82 28	.80 24	.79 20
	35	58.1	45.2	ESHF ADP	1.00 45.5	.96 44	.91 42	.87 40	.84 38	.80 34	.78 31	.76 27	.75 22
	40	59.6	51.8	ESHF ADP	1.00 49.1	.96 48	.89 46	.84 44	.61 42	.79 40	.76 37	.73 32	.71 24
5	45	61.1	56.2	ESHF ADP	1.00 52.2	.94 51	.87 49	.81 47	.77 45	.75 43	.72 40	.69 35	.63 21
	50	62.6	65.0	ESHF ADP	1.00 55.2	.92 54	.84 52	.78 50	.74 48	.71 46	.69 44	.66 40	.64 34
	55	64.0	71.5	ESHF ADP	1.00 57.8	.94 57	.87 56	.78 54	.73 52	.69 50	.65 47	.63 44	.41 39
	60	65.3	77.9	ESMF ADP	1.00 60.1	.90 59	.77 57	.71 55	.66 53	.63 51	.61 49	.59 46	. 98 43
	65	66.7	84.8	ESHF ADP	1.00 62.4	.84 61	.72 59	.65 57	.61 55	.59 53	. <b>57</b> 51	.55 48	.84 44
	70	68.0	91.2	ESHF ADP	1.00 64.5	.80 63	.73 62	.68 61	.61 59	.57 57	.54 55	.52 52	.81

SHP = Ps

 For Room Conditions Not Given; The apparatus dewpoint may be determined from the scale on the chart, or may be calculated as shown in the following equation:

ESHF = 
$$\frac{1}{1+.628 \frac{(W_{rm} - W_{adp})}{(I_{rm} - I_{adp})}}$$

This equation in more familiar form is:

ESHF = 
$$\frac{0.244 (t_{rm} - t_{adp})}{0.244 (t_{rm} - t_{adp}) + \frac{1076}{7000} (W_{rm} - W_{adp})}$$
 (Cent.)

Joon Te To-Ti

Tog chan

- ( At zti-to 100 Ses=1.08xcfmx DTx8

Po S=1.08xcfmx DWx8

PL=0.68xcfmx DWx8

Pt= Qs+Pl=4.45xcfmx DNx8 -î d Qw = 500 x gpm x Atop 1, T YBtww ۵۶- برای گرمکردن 15000 CFM هوا از دمای 15 درجه فارنهایت به دمای 25 درجه فارنهایت توسط یک هوارسان، گذر آب گرمکننده کویل هوارسان باید چند گالن در دقیقه باشد؟ محاسبه برای سطح دریا و اختلاف دمای آب ورودی و خروجی کویل برابر ۴ 20°F انجام شود. 4=1.08xcfm DTxxxx12,,ele ~ (25-15)=1.08 K15000 K10=162/000 - 1 V= 2.

۵۵- برای تنظیم دمای هوای یک سالن اجتماعات در محدوده 78 درجه فارنهایت در بندرعباس و با بار سرمایی محسوس 281000 BTU/h از یک دستگاه هوارسان یک منطقهای استفاده شده است. دمای خشک هوای خروجی از کویل سرد 52 درجه فارنهایت است. ظرفیت هوادهی هوارسان چند فوت مکعب 2 CBTU/N) = 1.98 × Cfm × ATX 8 000 (f 10000 (T) 2 در دقیقه است؟ 8000 (1 12000 (+ cf-2 9(Btu/hr) = 4 1/00 (VN-84) = 10/000 Cf

1.08 (+x+1) = 1.

۵۲− برای خنک کردن CFM ۱۰۰۰۰ هوا در بندرعباس از شرایط هوای بیرون (دمای خشک °F ۱۰۵۰ و مای خشک ۱۰۵۰ و مطلق ۵۸ گرین بر پوند) رطوبت مطلق ۵۸ گرین بر پوند) مطلق ۱۸۴ گرین بر پوند) گذر آب سردکننده از کویل سرد چند GPM باید باشد؟ (اختلاف دمای آب ورودی و خروجی کویل

Wolf (Toz 55° P) h = 22 =4.60x1,000x(56.8-22) =1,459,600 TQW=QA & gPm= 1/459/600 = 292gpm => 200 500 K 10

(e) 8 9° 2t = 2s+ PL T2 2 5 5 OF chm 2/0/000 W2 = 58 gr/16 AT = 10 °F gpm = ? T, = 105 0F 2521.08x J-XDT W1=184grain/16 PLZ 0,68 x J-X DW 2521.08×10,000× (105-55) 2540,000 BTU/WY QLZ0.68 K101099 K (184-58) = 856800 BTU/V 9+2540,000+856800=1,396,800 => Qw= QA=> gpm= 1,396,200 = 279.36 => Qw= QA=> gpm= 500 X10 APm JPn - 60 \ 55°F 5891

## 2 sz 1.08 x cf ~ KDT X 8

8=1-> Lsee

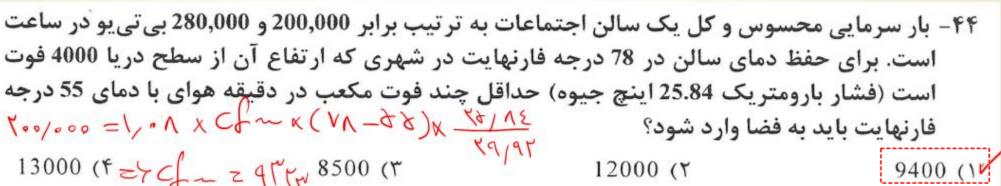
است. دمای طرح زمستانی برای تبریز 12.5 درجه فارنهایت و برای بندرعباس 45.5 درجه فارنهایت است. برای گرم کردن 10,000 فوت مکعب در دقیقه هوا از 50 درجه فارنهایت به 70 درجه فارنهایت بین انرژی موردنیاز در بندرعباس (سطح دریا) و تبریز (فشار بارومتریک 25.38 اینچ جیوه) چه رابطهای برقرار است  $\sqrt{25.38}$   $\sqrt{29.192}$   $\sqrt{25.38}$ 

۲) انرژی لازم در بندرعباس 18 درصد بیشتر از تبریز است.

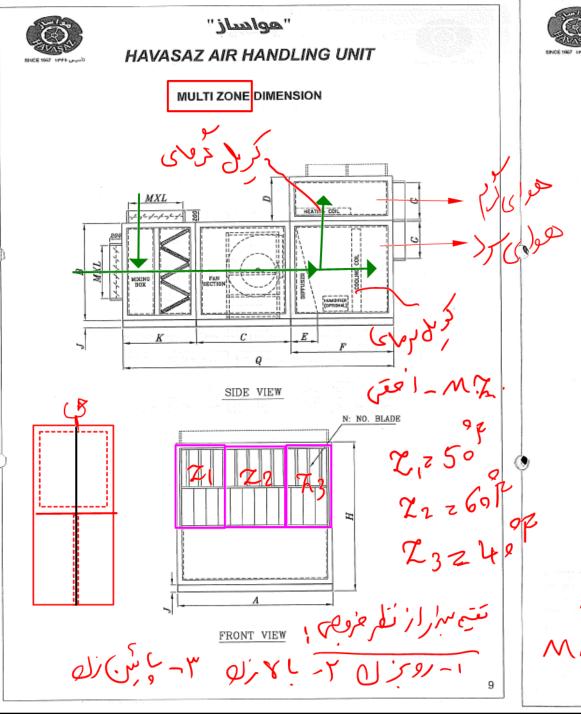
$$\frac{Q_{+}}{Q_{B}} = \frac{K_{+}}{K_{C}} = \frac{74}{10} = \frac{7$$

2321.08X NXG~XX

125.38 = 25.38 = 0.85 29.92



$$0.00 = 0.00 = 0.000$$

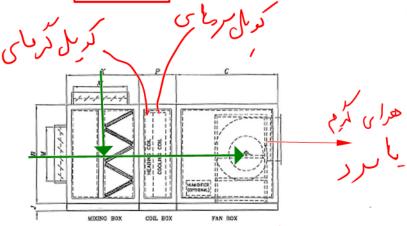




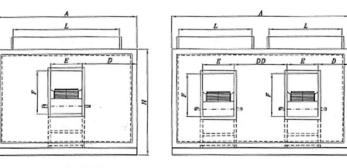
### "هواساز"

#### HAVASAZ AIR HANDLING UNIT

SINGLE ZONE DIMENSION



SIDE VIEW - 5.2



FRONT VIEW (HAH-25 TO HAH-220)

N.Z (Jebis in An John) S.Z. M.Z. S. M.

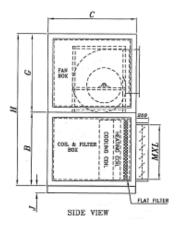
FRONT VIEW (HAH-250 TO HAH-500)

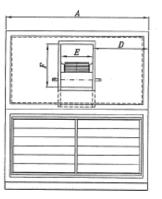


## "هواساز"

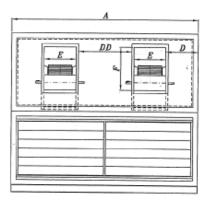
#### HAVASAZ AIR HANDLING UNIT

VERTICAL UNIT DIMENSION





PRONT VIEW (HAH-25 TO HAH-220)

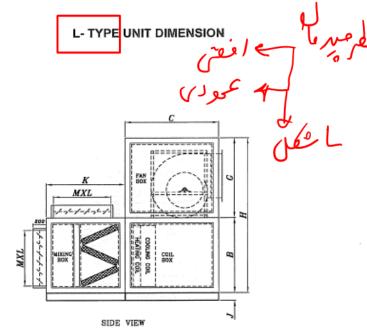


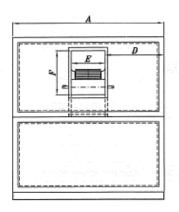
FRONT VIEW (HAH-250 TO HAH-500)

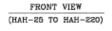


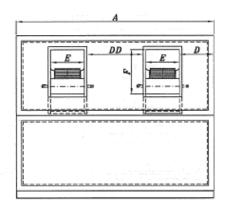
#### "هواساز"

#### HAVASAZ AIR HANDLING UNIT



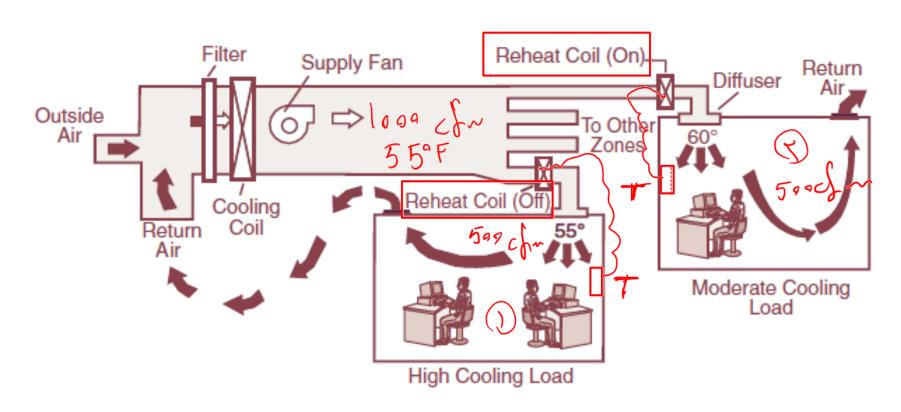






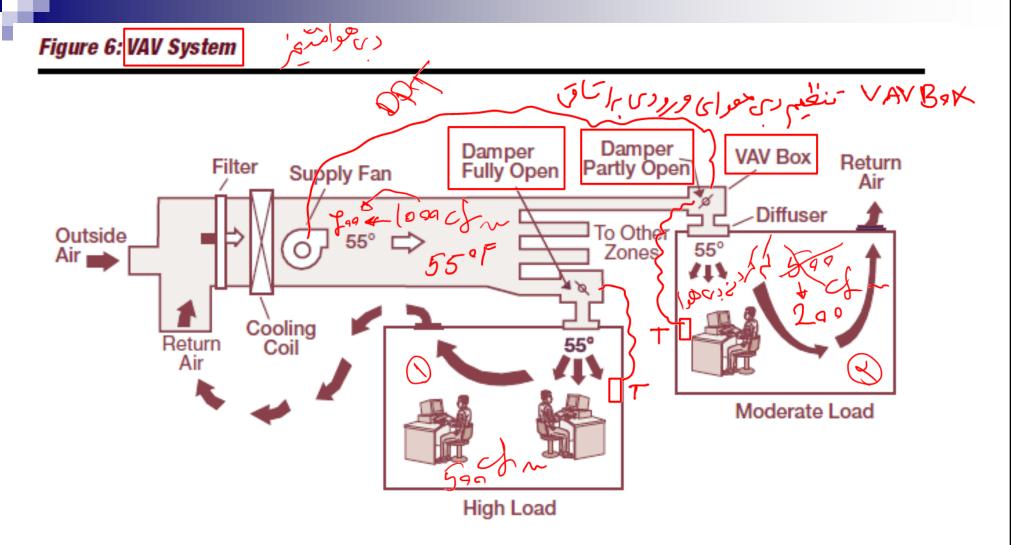
FRONT VIEW (HAH-250 TO HAH-500)





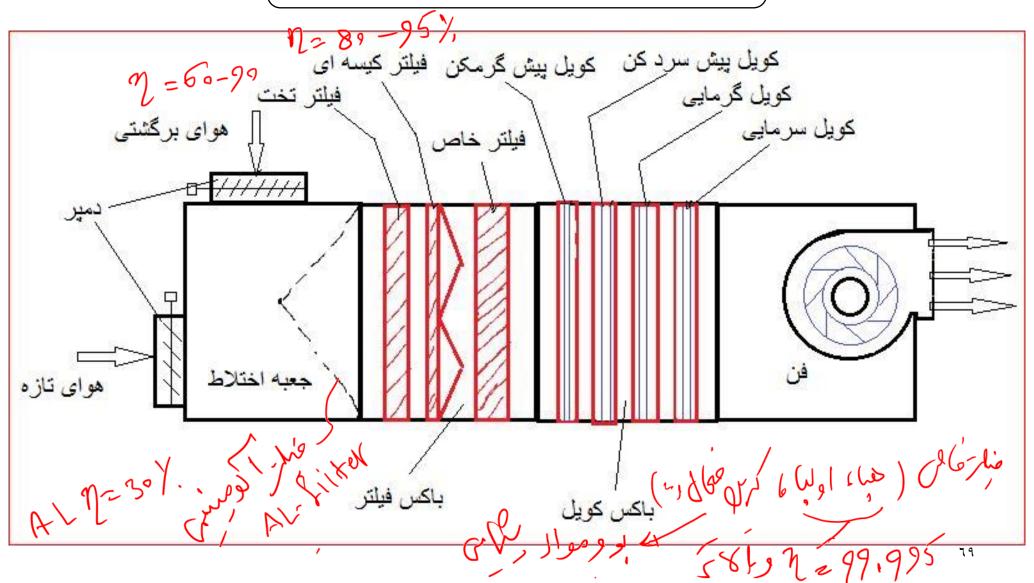
In this example, the room with the moderate cooling load is reheating its air from 55° to . 60° F.

موی، در حواب از ۱۷ مبرای منظیم و ما رهوای ارتاق دصار حوای مررودی بران ی با ان کا است ده کویل دوباره نرمس ۱۷



In a VAV system, dampers control the flow of chilled air to respond to changes in cool-کومی، در خواساز کی برای تنظیم معارل کی تربی هوای وروری برات کی بالسماً دیره کا کاری تنظیم می سال

# هواساز یک منطقه ای





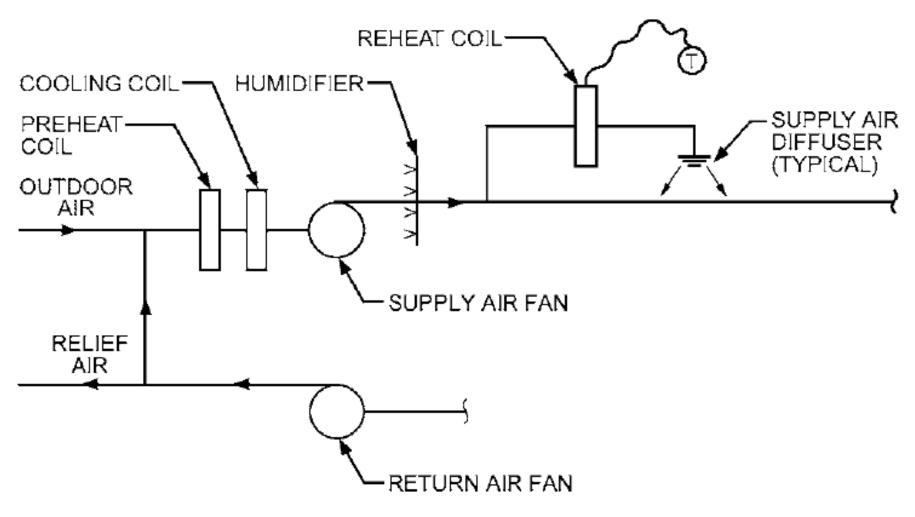


Fig. 9 Constant-Volume System with Reheat (Courtesy RDK Engineers)

## ۷-۵-۴-۲ دمپرهای تنظیم (VOLUME DAMPER)

**الف)** در کانال کشی مورد نظر در این قسمت از مشخصات فنی عمومی دمیـر هـوا ممکـن اسـت بـه منظـور قطـع و وصـل (ISOLATION) ، تنظيم مقدار هوا (BALANCING) يا كنترل خودكار جريان هوا، كاربرد داشته باشد.

(۱) در کاربرد قطع و وصل، دمیرِ فقط در دو حالت تمام باز یا تمام بسته قرار می گیرد و ممکن است با فرمان دستی یا خودکار باشد در حالت تمام باز دمپر باید حداقل افت فشار هوا در برابر جریان هوا داشته باشد. در حالت تمام بسـته بایـد جریان هوا را تا حداکثر ممکن قطع نماید

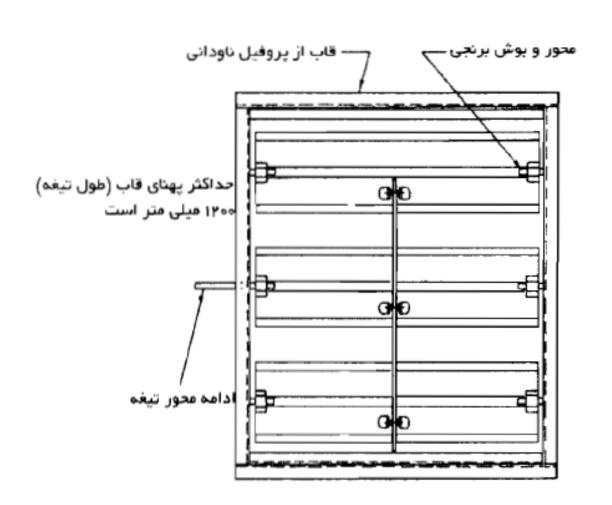
(۲) در کاربرد تنظیم مقدار هوا، فرمان دمیر دستی است و ممکن است در هر حالتی بین تمام باز و نمام بسته قرار گیرد و در

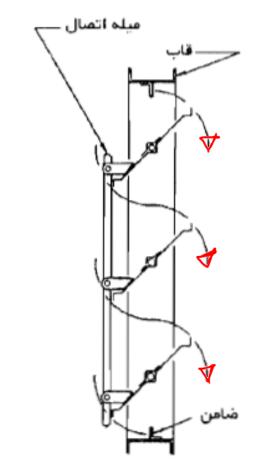
آن حالت ثابت باقی بماند. دمپرهای پشت دریچههای هوا این کاربرد را دارند.

- )e/18/de abor vier (), off de a () les vier of ).

۵۳ دمپرهای چند تیغه، موازی

on /9 }}



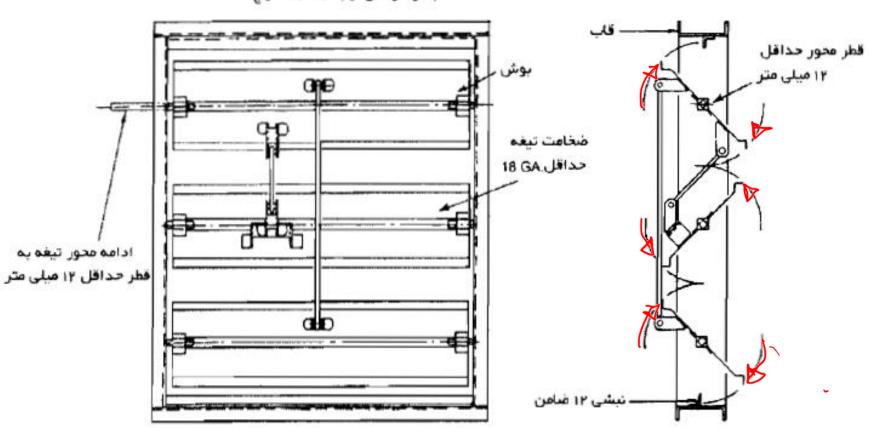


(٣) شكل (٢-۴-۵-۷) "ت" (٣) نمونهاى از دمپر چند تيغهاى، با تيغههاى مخالف، را نشان مىدهد.

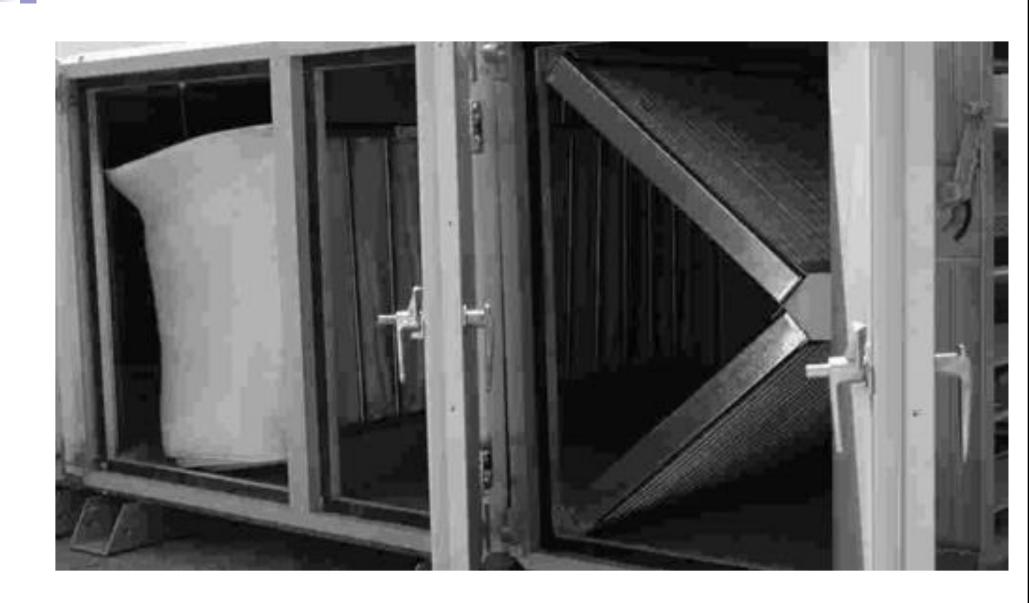
دمپرهای چند تیغه، مخالف

تنظیم دی هل

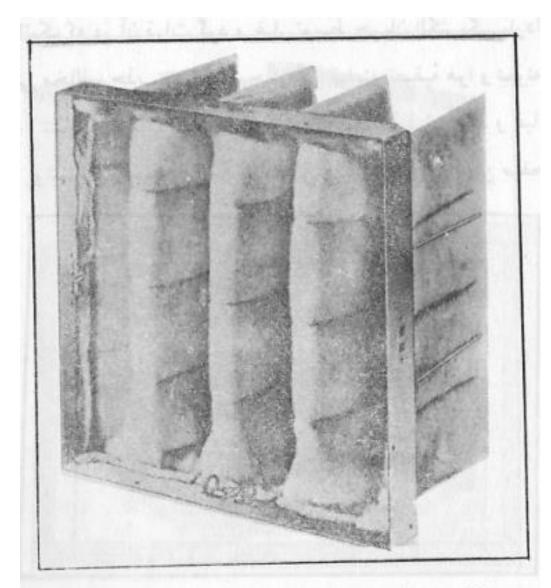
قاب از ناودانی 1⁄2 1⁄2 11⁄2 اینج











شكل ۳۱ : نوعى فيلتر يك بار مصرف با طرح پاكتى



## **QUICK SELECTION GUIDE**

**FILTER GRADE\*** 

EU9

**AIR FILTER SOLUTION** 

								C	oarse filters			
			EFFICIENCY	TERS	. 4/5	EU2	EN 779: 2002	G2	≥ 65%			
	Primary		MEDIUM EFFI	COARSE FILTERS	EUROVENT 4/5	EU3	EN 7	G3	≥ 80%	Page 3		
	Filtration					EU4		G4	≥ 90%			
						EU5		F5	Fine Filters ≥ 40%			
1			ENCY	RS	4/5	EU6	005	F6	≥ 60%			
	Air-		HIGH EFFICIENCY	FINE FILTERS	<b>EUROVENT 4/5</b>	EU7	EN 779: 2002	F7	≥ 80%	Page 11		
		Preparatory filtering	HIGH	FINE	EURC	EU8	EN		≥ 90%			
	with	upstream				THE RESERVE OF THE PERSON OF T		Kanan	- 250/	THE PARTY OF THE P		

≥ 95%

non-specific



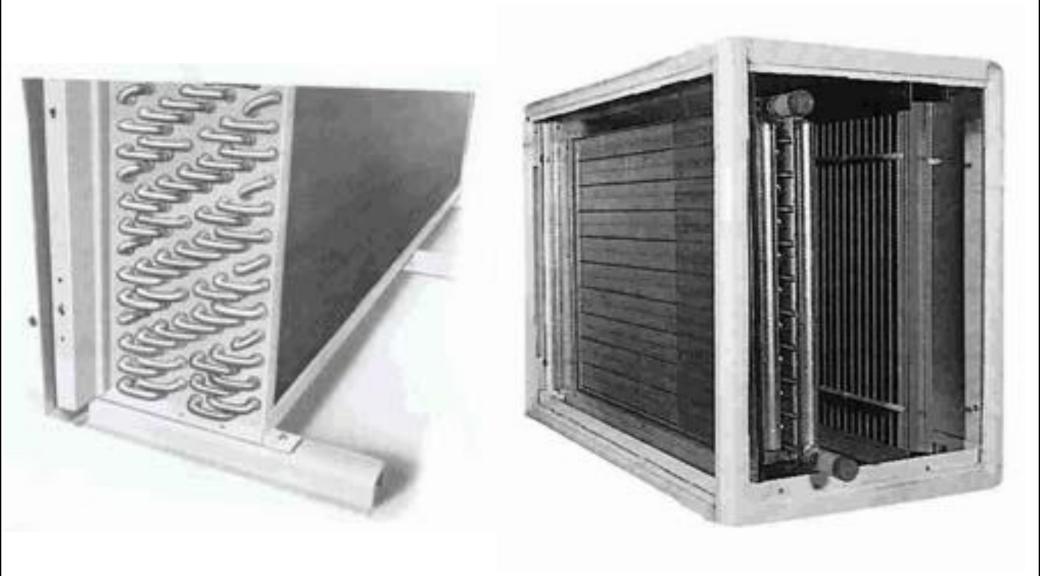
Filter
Holdings
Frames/
Casings

Filters housings, Sofdistri, FC Casings, Type 8 filter frames etc



صدای مجاز در اطاق		کانال ۱	سرعت در کانال فرعی هوا ۴۶۸		سرعت د ر کویل برود تی ۴PM		10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 10 1		سرعت در . فیلتر هوا . FPM	
NC	توصيه	حداكثر	توصها	حداكثر	توصيه	حداكثر	توصيه	حداكثر	توصيه	حداكتر
20	800	950	600	800	500	550	500	600	200	250
25	900	1100	7 <b>d</b> 0	900	500	550	500	600	200	250
30	1000	1250	800	1000	550	600	600	700	250	300
35	1100	1400	900	1100	550	600	600	700	250	300
.40	1200	1550	1000	1200	600	650	600	700	300	350
45	1300	1700	1100	1300	600	650	700	800 -	300	350
50	1400	1850	1200	1400	650	700	700	800	300	350
55	1500	2000	1300	1500	650	700	700	800	350	400
60	1600	2150	1400	1600	650	700	Boo	900	350	400
65	1700	2300	1500	1700	650	700	800	900	350	400
70	1800	2400	1600	1800	650	700	800	900	350	400



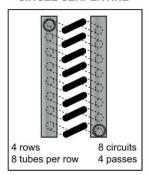




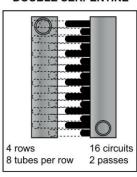
## **Typical Coil Circuiting**

Circuitry is the ratio of water inlet tubes to total number of tubes in the first row. Note: 1 row, full-circuit coils have opposite end connections!

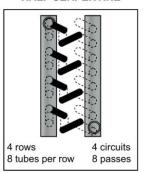
#### SINGLE SERPENTINE

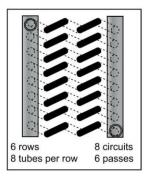


#### **DOUBLE SERPENTINE**



#### HALF SERPENTINE



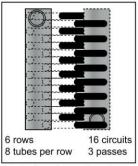


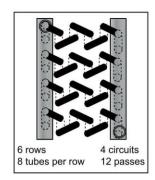
8 circuits

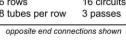
8 passes

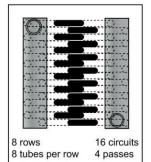
8 rows

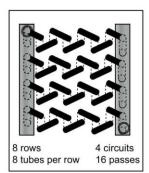
8 tubes per row

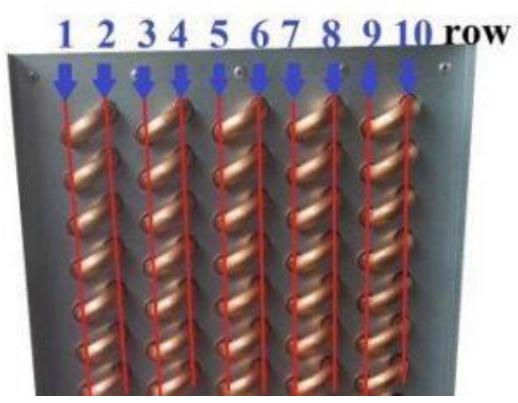


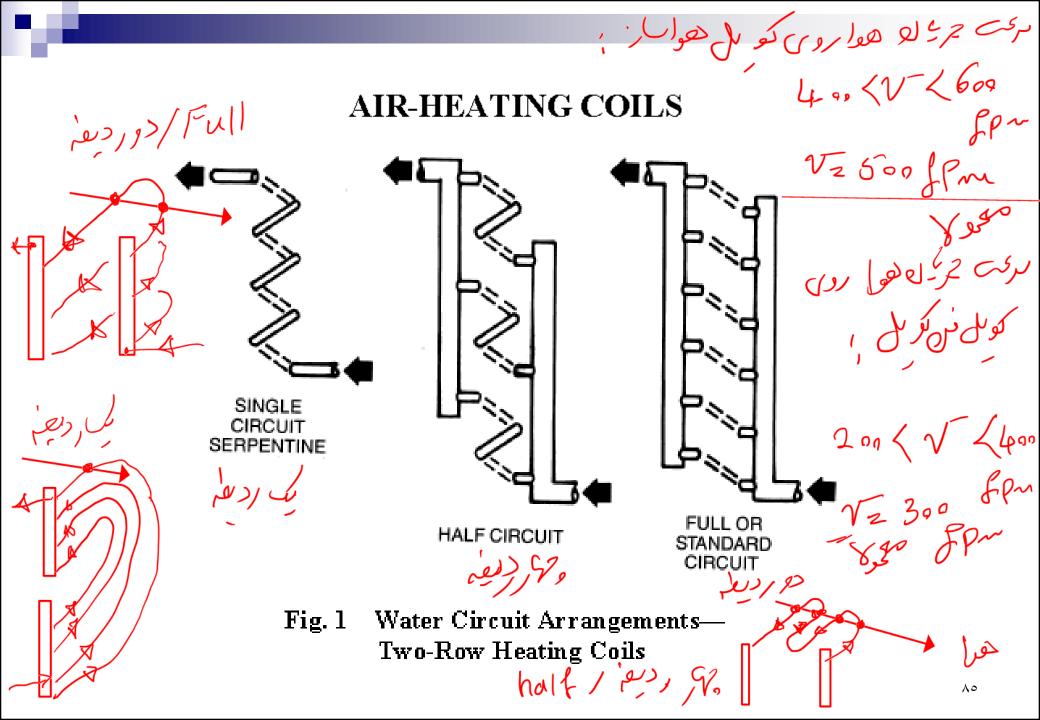














Common core tube diameters vary from 8 up to 25 mm OD and fin spacings from 1.4 to 6.4 mm. Fluid heating coils have a tube spacing from 20 to 45 mm and the tube diameter ranges from 8 to 16 mm OD. Steam coils have a tube spacing from 30 to 75 mm and the tube diameter ranges from 13 up to 25 mm OD. The most common arrangements are one- or two-row steam coils and two- to four-row hot water coils. Fins should be spaced according to the application requirements, with particular attention given to any severe duty conditions, such as inlet temperatures and contaminants in the air-stream.

## **Coil Ratings**

Coil ratings are based on uniform face velocity. A nonuniform airflow may be caused by the system, such air entering at odd angles or by inadvertent blocking of part of the coil face. To obtain rated performance, the airflow quantity in the field must correspond to the design requirements and the velocity vary no greater than 20% at any point across the coil face.

The industry accepted method of coil rating is outlined in ARI Standard 410. The test requirements for arriving at standard coil ratings is specified in ASHRAE Standard 33. ARI application ratings are derived by extending the ASHRAE standard rating test results for other operating conditions, coil sizes, row depths, and fin count for a particular coil design and arrangement. Steam, water, and glycol heating coils are rated within the following limits (listed in Table 2, ARI Standard 410), which may be exceeded for special applications.

Air face velocity. 1 to 8 m/s, based on air density of 1.2 kg/m<sup>3</sup> Entering air temperature. Steam coils: -29 to 38°C

Water coils: -18 to 38°C

Steam pressure. 15 to 1700 kPa (gage) at the coil steam supply connection (pressure drop through the steam control valve must be considered)

Fluid temperatures. Water: 50 to 120°C

Ethylene glycol: Up to 93°C

Fluid velocities. Water: 0.2 to 2.4 m/s

Ethylene glycol: 0 to 1.8 m/s

### **Overall Requirements**

Individual installations vary widely, but the following values can be used as a guide. The air face velocity is usually between 2.5 and 5 m/s. Delivered air temperature varies from about 22°C for ventilation only to about 65°C for complete heating. Steam pressure typically varies from 15 to 100 kPa (gage), with 35 kPa (gage) being the most common. A minimum steam pressure of 35 kPa (gage) is recommended for systems with entering air temperatures below freezing. Hot water (or glycol) temperature for comfort heating is commonly between 80 and 95°C, with water velocities between 1.2 and 1.8 m/s. For high-temperature water, water temperatures can range upwards of 200°C with operating pressures of 100 to 170 kPa over saturated water temperature.

Water quantity is usually based on about 11 K temperature drop through the coil. Air resistance is usually limited to 100 to 150 Pa for commercial buildings and to about 250 Pa for industrial buildings. High-temperature water systems commonly have a water temperature between 150 and 200°C, with up to 55 K drop through the coil.

Steam coils are selected with dry steam velocities not exceeding 30 m/s and with acceptable condensate loading per coil core tube depending on the type of steam coil. The following table shows some typical maximum condensate loads.

Tube Outside	Maximum Allowab le Condensate Load, g/s						
Diameter	Basic Coil	Steam Distrib uting Coil					
16 mm	8.6	5.0					
25 mm	21.2	12.0					

м

Air resistance is usually limited to 100 to 150 Pa for commercial building applications and to about 250 Pa for industrial buildings. Normal hot water (or glycol) quantity is usually based on having a 11 K temperature drop through the coil. High temp. water systems commonly have supply water temperatures between 150 and 200°C, and up to 85 K water temperature drop.

Complete mixing of return and outdoor air is essential to the proper operation of a coil. The design of the air mixing damper or ductwork connection section is critical to the proper operation of a system and its air temperature delivery. Systems in which the air passes through a fan before flowing through a coil do not ensure proper air mixing. Dampers located at the inlet air face of a steam coil are preferred to be the opposing blade type. These are better than in-line blades for controlling air volume and reducing individual blade-directed cold airstreams when modulating in low heat mode.

# ٧

## COIL SELECTION

The following factors should be considered in coil selection:

- · Required duty or capacity considering other components
- Temperature of air entering the coil and air temperature rise
- Available heating media, its operating and maximum pressure(s) and temperature(s)
- Space and dimensional limitations
- · Air volume, velocity, distribution, and limitations
- Heating media volume, flow velocity, distribution, and limitations
- Permissible flow resistances for both the air and heating media.
- Characteristics of individual designs and circuit possibilities
- Individual installation requirements, such as the type of control
  and material compatibility
- Specified and applicable codes and standards regulating the design and installation.

## عوامل موثر در انتخاب کویلهای سرمایی:

۱) سرعت هوا در جهبهی کویل: ظرفیت یک کویل مستقیماً با سرعت ورودی هوا تغییر می کند ولی این موضوع به معنای بهتر بودن سرعتهای بالا نیست. سرعت مناسب برای جبههی کویل ۴۰۰ – ۶۰۰ است و بطور معمول ۵۰۰ fpm در نظر گرفته می شود.

- ۲) تعداد فینها در هر اینچ که معمولاً بین ۸ تا ۱۴ در نظر گرفته میشود.
- ۳) ظرفیت کویل سرمایی با افزایش اختلاف دمای هوای ورودی و سیال داخل کویل افزایش پیدا می کند.
  - ۴) ظرفیت کویل با کاهش دمای مبرد افزایش پیدا می کند.
- ۵) تعداد ردیفهای کویل که معمولاً ۲ تا ۸ ردیف در نظر گرفته می شوند، به طور غیر خطی موجب افزایش ظرفیت کویل می شوند.
  - ۶ مساحت جبههی کویل که به سرعت هوا و محدودیتهای فضایی بستگی دارد.

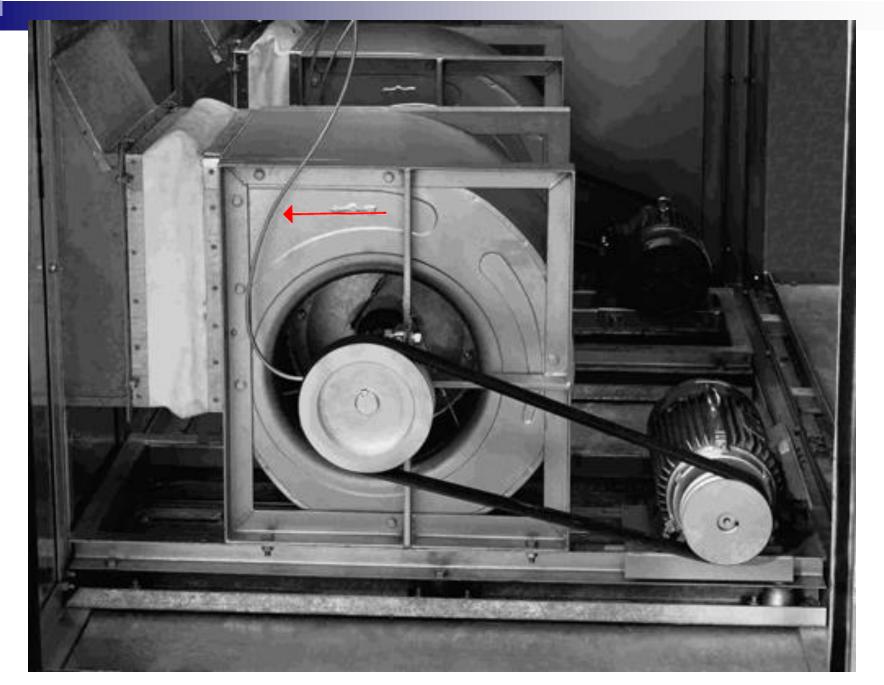
# حفن هواساز:

تقسیم بندی فن ها از نظر شکل: (سا سریطور)

۱ ـ فن های فوروارد

۲- فن های بک وارد

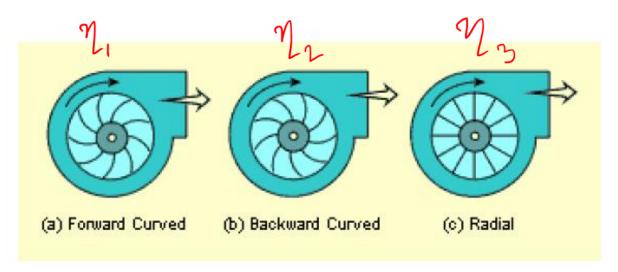
٣- فن هاى راديال





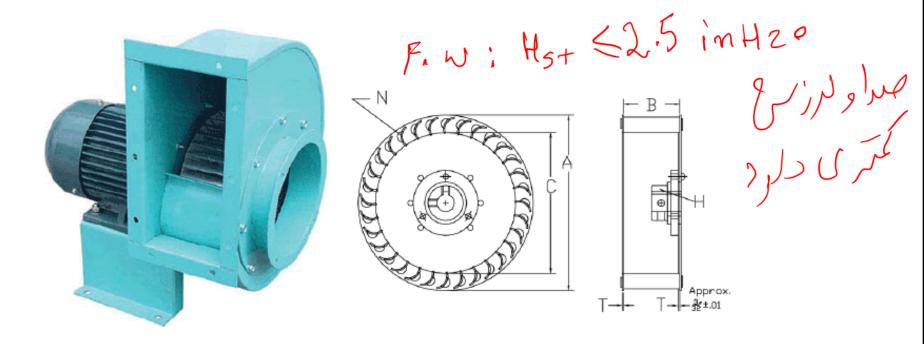
## Y-فن های سانتریفیوژ(centrifugal fans)

در این نوع فن ها جهت جریان هوا نسبت به محور،شعاعی(radial) یا دایره وار (circular) می باشد که به انواع زیـر تقـسیم می شوند.



Euil 22>2,>23

## الف) فن هاى سانتريفيوژ تيغه خميده به جلو(forward curved)



انحنای پره های چرخ این نوع فن ها در جهت چرخش چرخ است و می تواند دو یا چند چرخ روی یک محـور سـوار شـوند

در این نوع فن هنگامی که مقدار دبی کم است مقدار توان واقعی نیز کم است و به تدریج با افزایش دبی هـوا در آنهـا مقـدار

توان واقعی نیز افزایش می یابد.

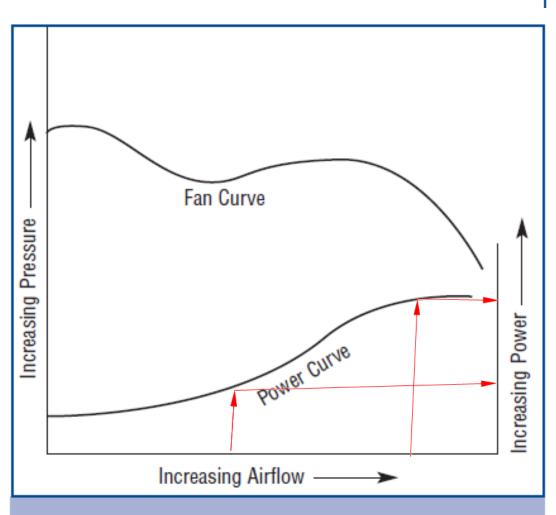


Figure 2-2. Forward-Curved Centrifugal Fan Performance Curve

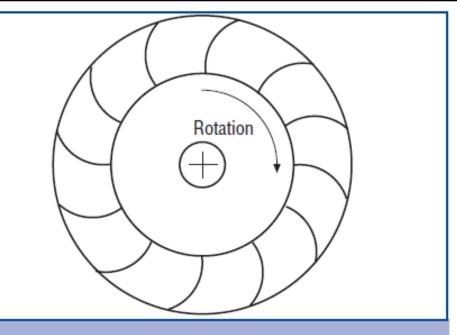


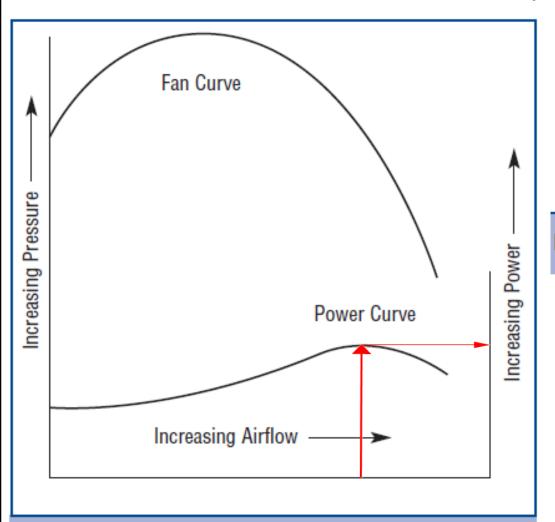
Figure 2-1. Forward-Curved Blade Fan

ب) فن های سانتریفیوژ تیغه خمیده به عقب (backward curved) و تیغه خمیده به عقب مورب (backward inclined)

انحنای پره های چرخ این نوع فن ها در خلاف جهت چرخش چرخ است و تـوان واقعـی ایـن فـن هــا بــا افــزایش مقــدار دبــی

افزایش می یابد(تا یک نقطه مشخص) و سپس کاهش می یابد و به همین دلیل این فن ها اضافه بار نمی شوند( non

overloading). راندمان این نوع فن بیشتر از فن forward است ولی از راندمان فن airfoil کمتر است.

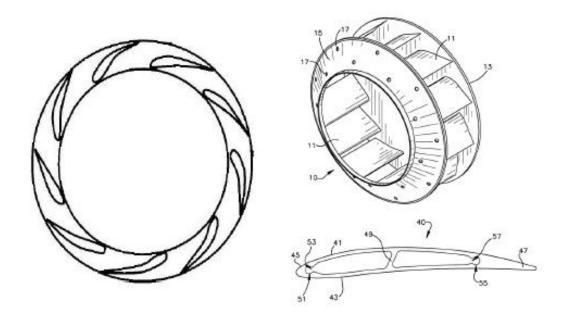


Rotation

Figure 2-7. Backward-Inclined Centrifugal Airfoil Fan

Figure 2-8. Backward-Inclined Fan Curve

#### ج) فن های سانتریفیوژ آئرودینامیکی(airfoil)

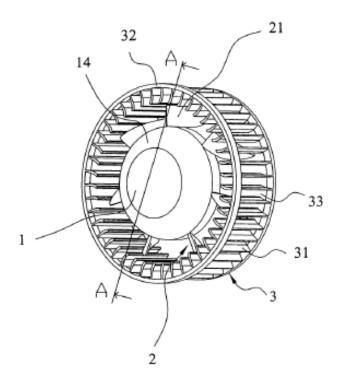


این نوع فن ها دارای بیشترین راندمان در بین فن های سانتریفیوژ هستند و خمیدگی پره های آن در خلاف جهت چرخش چرخ

آن می باشد و توان حقیقی در آنها تا یک نقطه مشخص با افزایش میزان دبی،افزایش می یابد ولی پس از آن به تدریج کم می

شود لذا این نوع فن ها نیز non overloading می باشند.

#### د) فن های سانتریفیوژ شعاعی(radial)



این نوع فن ها کمترین مقدار راندمان را در گروه فن های سانتریفیوژ دارند و با ازدیاد مقدار دبی هوا،توان حقیقی نیـز افـزایش

مي يابد و اين نوع فن ها نيز اضافه بار مي شوند.

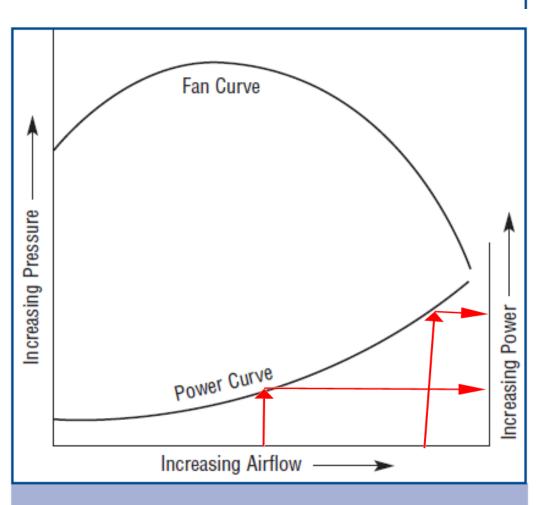


Figure 2-5. Radial-Blade Fan Curve

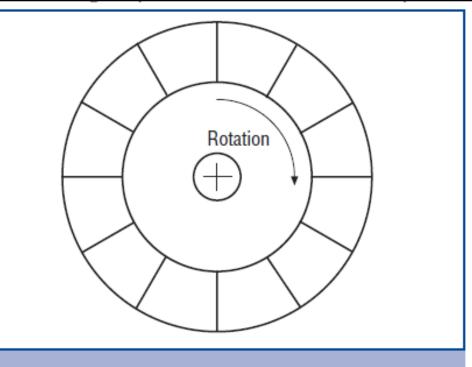


Figure 2-3. Radial-Blade Centrifugal Fan

براديال د طاکروبر) F.W طراكر،ها \_ B.W شكل ٦٩\_٣: انواع ليغه هاى بادرن ساشر بفور

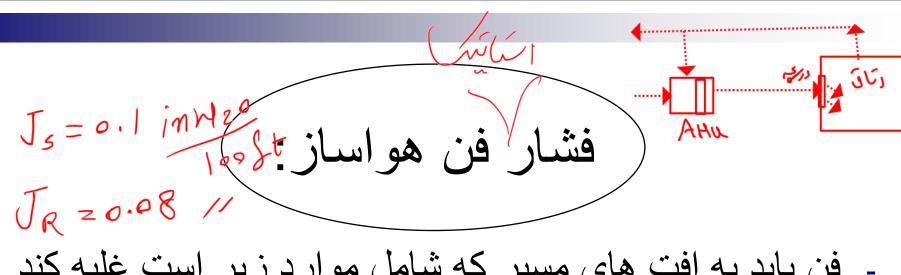
Туре	Impeller Design	Housing Design
Airfoil	Blades of airfoil contour curved away from direction of rotation. Deep blades allow efficient expansion within blade passages. Air leaves impeller at velocity less than tip speed. For given duty, has highest speed of centrifugal fan designs.	Scroll design for efficient conversion of velocity pressure to static pressure.  Maximum efficiency requires close clearance and alignment between wheel and inlet.
Backward- Inclined Backward-	Single-thickness blades curved or inclined away from direction of rotation. Efficient for same reasons as airfoil fan.	Uses same housing configuration as airfoil design.
Centrifugal Fans Radial (R) Radial Tip (Rt)	Higher pressure characteristics than airfoil, backward-curved, and backward-inclined fans. Curve may have a break to left of peak pressure and fan should not be operated in this area. Power rises continually to free delivery.	Scroll similar to and often identical to other centrifugal fan designs.  Fit between wheel and inlet not as critical as for airfoil and backward-inclined fans.
Forward- Curved	Flatter pressure curve and lower efficiency than the airfoil, backward-curved, and backward-inclined.  Do not rate fan in the pressure curve dip to the left of peak static pressure.  Power rises continually toward free delivery.	Scroll similar to and often identical to other centrifugal fan designs. Fit between wheel and inlet not as critical as for airfoil and backward-inclined fans.

	Plenum/ Plug		Plenum and plug fans typically use airfoil, backward inclined, or backward curved impellers in a single inlet configuration. Relative benefits of each impeller are the same as those described for scroll housed fans.	Plenum and plug fans are unique in that they operate with no housing. The equivalent of a housing, or plenum chamber (dashed line), depends on the application. The components of the drive system for the pl fan are located outside the airstream.	a
	Propeller		Low efficiency. Limited to low-pressure applications. Usually low-cost impellers have two or more blades of single thickness attached to relatively small hub. Primary energy transfer by velocity pressure.	Simple circular ring, orifice plate, or venturi. Optimum design is close to blade tips and form smooth airfoil into wheel.	
Axial Fans	Tubeaxial	( <del>**</del> )	Somewhat more efficient and capable of developing more useful static pressure than propeller fan. Usually has 4 to 8 blades with airfoil or singlethickness cross section. Hub is usually less than half the fan tip diameter.	Cylindrical tube with close clearance to blade tips.	;
	Vaneaxial		Good blade design gives medium- to high- pressure capability at good efficiency. Most efficient have airfoil blades. Blades may have fixed, adjustable, or controllable pitch. Hub is usually greater than half fan tip diameter.	Cylindrical tube with close clearance to blade tips. Guide vanes upstream or downstream from impeller increase pressure capability and efficiency.	,

Table 1 Types of Fans (Continued)

Performance Curves*	Performance Characteristics	Applications		
PRESSURE-POWER-POW	Highest efficiency of all centrifugal fan designs and peak efficiencies occur at 50 to 60% of wide-open volume.  Fan has a non-overloading characteristic, which means power reaches maximum near peak efficiency and becomes lower, or self-limiting, toward free delivery.	General heating, ventilating, and air-conditioning applications. Usually only applied to large systems, which may be low-, medium-, or high-pressure applications. Applied to large, clean-air industrial operations for significant energy savings.		
PRESSURE-POWER- EFFICIENCY MACHINE LINE POWER- MACHINE POWER- MACH	Similar to airfoil fan, except peak efficiency slightly lower. Curved blades are slightly more efficient than straight blades.	Same heating, ventilating, and air-conditioning applications as airfoil fan. Used in some industrial applications where environment may corrode or erode airfoil blade.		
PRESSURE-POWER- EFFICIENCY EFFICIENCY EFFICIENCY Wo A MANUAL POWER- EFFICIENCY	Higher pressure characteristics than airfoil and backward-curved fans. Pressure may drop suddenly at left of peak pressure, but this usually causes no problems. Power rises continually to free delivery, which is an overloading characteristic. Curved blades are slightly more efficient than straight blades.	Primarily for materials handling in industrial plants. Also for some high-pressure industrial requirements. Rugged wheel is simple to repair in the field. Wheel sometimes coated with special material. Not common for HVAC applications.		
PRESSURE-POWER-POW	Pressure curve less steep than that of backward-curved fans. Curve dips to left of peak pressure. Highest efficiency occurs at 40 to 50% of wide-open volume. Operate fan to right of peak pressure. Power rises continually to free delivery which is an overloading characteristic.	Primarily for low-pressure HVAC applications, such as residential furnaces, central station units, and packaged air conditioners.		

PRESSURE POWER.  EFFICIENCY  MA  MA  MA  MA  MA  MA  MA  MA  MA  M	Plenum and plug fans are similar to comparable housed airfoil/backward-curved fans but are generally less efficient because of inefficient conversion of kinetic energy in discharge air stream.  They are more susceptible to performance degradation caused by poor installation.	Plenum and plug fans are used in a variety of HVAC applications such as air handlers, especially where direct-drive arrangements are desirable. Other advantages of these fans are discharge configuration flexibility and potential for smaller- footprint units.
PRESSURE-POWER- EFFICIENCY EFFICIENCY Manual Months of the control	High flowrate, but very low pressure capabilities. Maximum efficiency reached near free delivery. Discharge pattern circular and airstream swirls.	For low-pressure, high-volume air-moving applications, such as air circulation in a space or ventilation through a wall without ductwork.  Used for makeup air applications.
PRESSURE-POWER- EFFICIENCY EFFICIENCY OM 144	High flowrate, medium pressure capabilities. Pressure curve dips to left of peak pressure. Avoid operating fan in this region. Discharge pattern circular and airstream rotates or swirls.	Low- and medium-pressure ducted HVAC applications where air distribution downstream is not critical. Used in some industrial applications, such as drying ovens, paint spray booths, and fume exhausts.
PRESSURE-POWER-POW	High-pressure characteristics with medium-volume flow capabilities. Pressure curve dips to left of peak pressure. Avoid operating fan in this region. Guide vanes correct circular motion imparted by impeller and improve pressure characteristics and efficiency of fan.	General HVAC systems in low-, medium-, and high- pressure applications where straight-through flow and compact installation are required. Has good downstream air distribution. Used in industrial applications in place of tubeaxial fans. More compact than centrifugal fans for same duty.
فى المارى بزرس باله	۱۸۱ هزر حوالی موالی ای موالی بادایلیا بر من برنگ م کزائے ز	روم: معروک ایساری واد ۱۷ یا درصری کسال ایساری در ا



فن باید به افت های مسیر که شامل موارد زیر است غلبه کند. 

ا - افت فشار مسیر رفت و برگشت (طولانی ترین مسیر)  $H_{L}$ 

الله ٢- افت فشار كويل ها و فيلترها كا رميرها

MO - افت فشار دریچه ورود هوا به اطاق

ضریب تصحیح چگالی \*  $^2$  (  $^2$  4005 ( $^2$  این فشار دریچه  $^2$  نفت فشار دریچه نصحیح چگالی \*  $^2$ 

 $H_0 = 1,25 \left( \frac{\sqrt{4005}}{4005} \right)^2 \times \%$ د الست  $= 1,25 \left( \frac{\sqrt{4005}}{4005} \right)^2 \times \%$ فشار استاتیک فن هو اساز =(بند۱ + بند ۲ + بند ۳ + بند ۴) \* ۱/۱

توجه: ضریب اطمینان حدود ۵ تا ۱۰ در صد در نظر گرفته میشود.

Mr JHL+Hi+Mp+H+1/x/1

الف)فن ملخى(propeller)



این نوع فن دبی زیاد با فشار کم ایجاد می نماید فن های ملخی معمولاً از اندمان خوبی ندارند و حداکثر توان حقیقی این نوع

فن در کمترین دبی آن اتفاق می افتد و مینیمم توان حقیقی این نوع فن در حداکثر مقدار دبی آن مشاهده می شود.

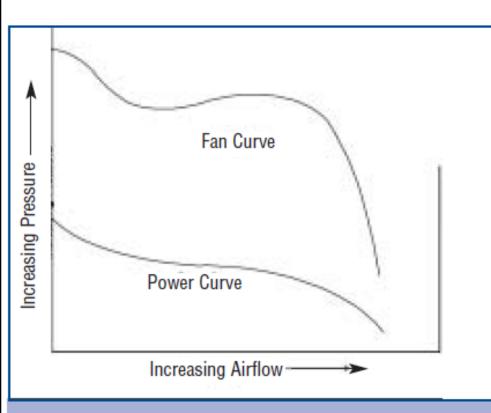


Figure 2-10. Propeller Fan Curve

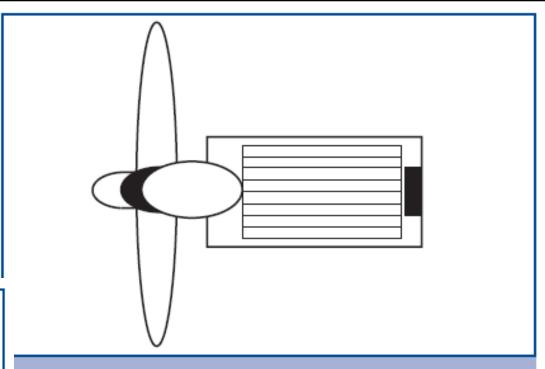


Figure 2-9. Propeller Fan

### ب) فن لوله محورى(Tubeaxial fan)



این نوع فن ها در شرایط سخت تر مورد استفاده قرار می گیرند<mark>. نظیر تخلیه هوای کیوسک های رنگ زنی و این نوع فن ها</mark>

دارای تعداد پره بیشتری نسبت به فن های ملخی می باشند و دارای راندمان بیشتری نسبت به فن های ملخی هستند و در نقطه

حداکثر دبی بیشترین راندمان را دارند و توان فن های لوله محوری در نقطه حداکثر دبی، کمترین مقدار را دارد.

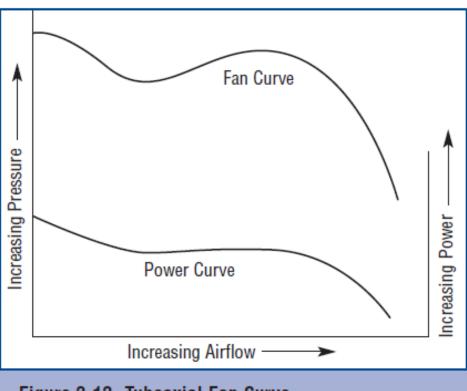


Figure 2-12. Tubeaxial Fan Curve

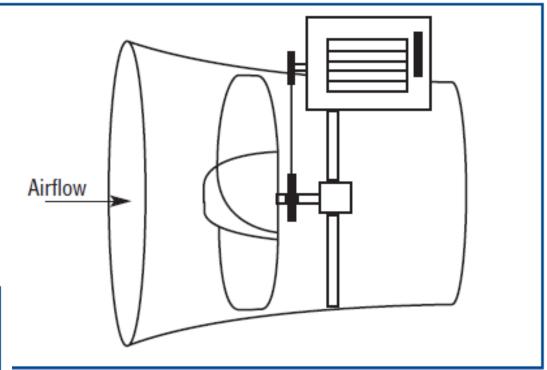


Figure 2-11. Tubeaxial Fan

### ج)فن پره محوری(Vaneaxial fan)





این نوع فن ها تقریبا"دارای ساختمان مشابه فن های لوله محوری می باشند ولی تیغه های یکنواخت کننده به منظور یکنواخت

کردن جریان هوا دارند و در سیستم تهویه مطبوع برای هوارسانی با کانال مورد استفاده قرار می گیرنـد. فن هـای پـره محـوری

بیشترین راندمان را در بین فن های محوری دارند و توان واقعی آنها در نقطه حداکثر مقدار دبی،مینیمم مقدار را دارا می باشد.

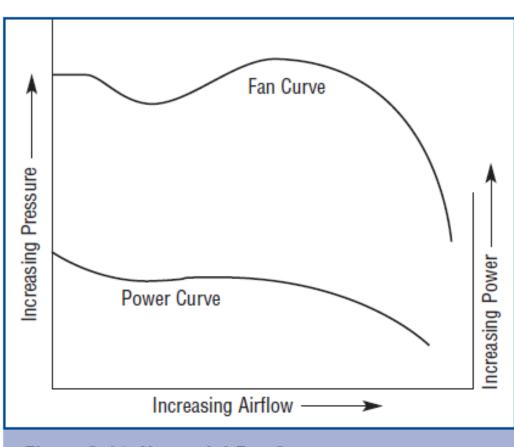


Figure 2-14. Vaneaxial Fan Curve

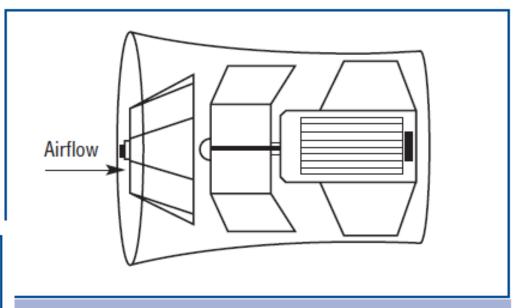
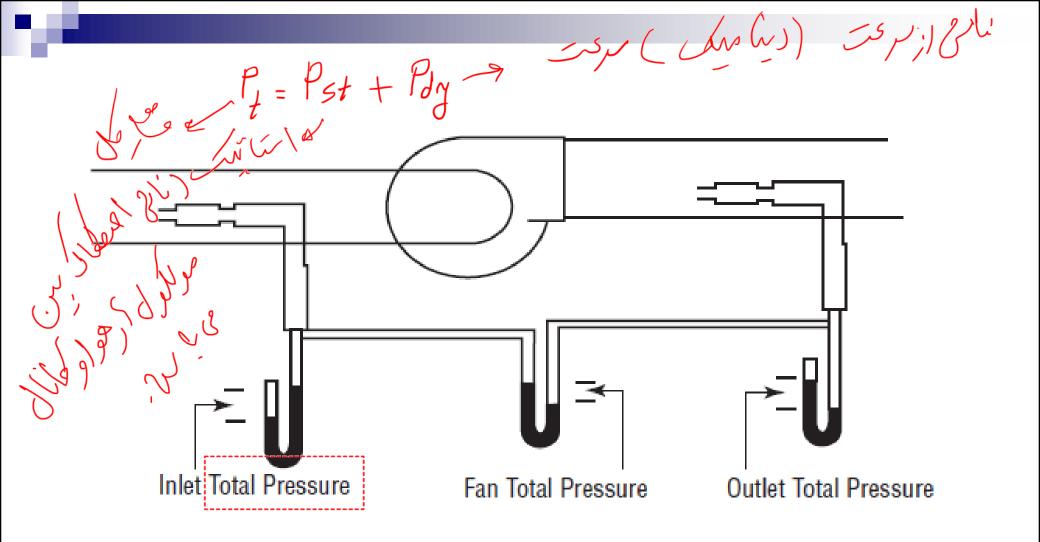


Figure 2-13. Vaneaxial Fan



**Ducted Inlet and Outlet** 

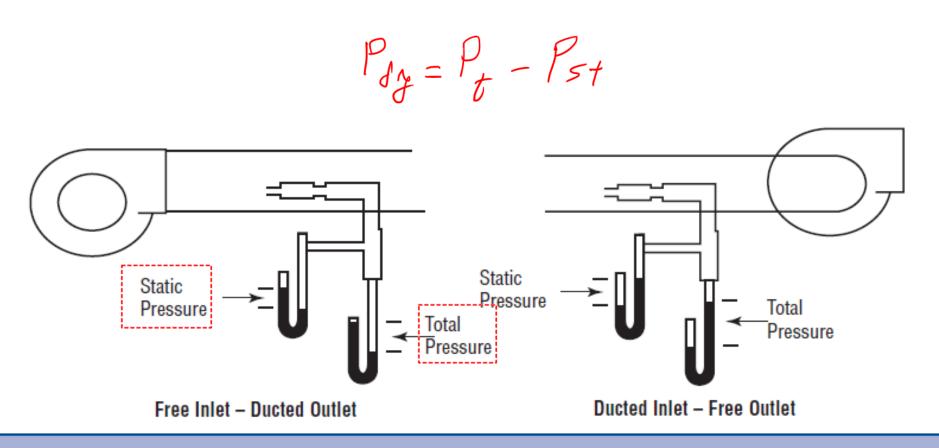
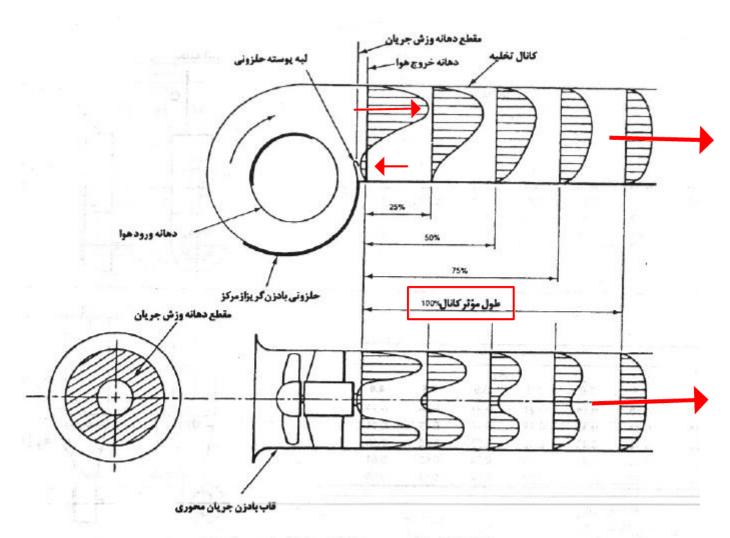


Figure 2-28. Alternative Methods of Measuring Fan Pressure



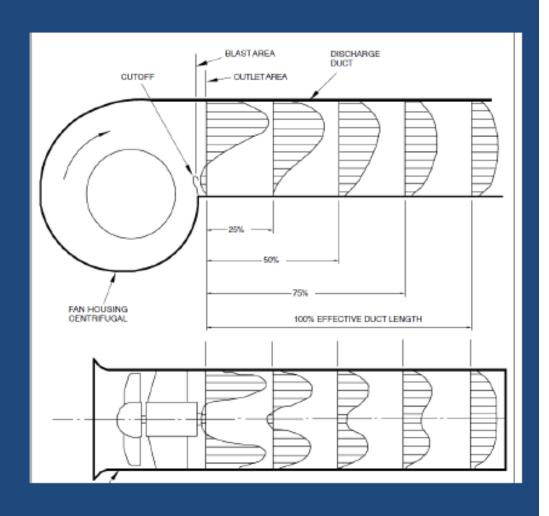
شکل ۷-۳ تثبیت سرعت یکنواخت در کانال خروجی از بادزن

# System Effect

- Effective Length
- Depends on velocity
- If V<=2500 fpm</li>

$$L_e = \frac{\sqrt{A_o}}{4.3}$$

$$L_e = \frac{V_o \sqrt{A_o}}{10,600}$$

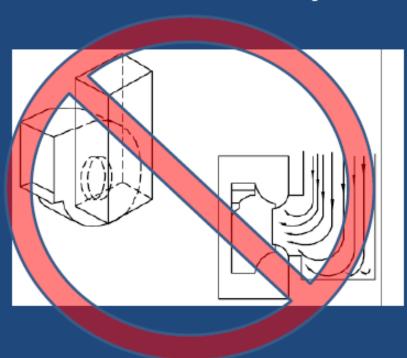


# y Vz Change 3 9/00 System Effect A 2 60 x 3 9 = 18 00 in 2

- Using 60 x 30 inch duct
  - @ 30,000 CFM
    - V=2400 fpm Le=
    - Le = 10 ft.
  - @ 50,000 CFM
    - V=4000 fpm
    - Le = 16 ft.

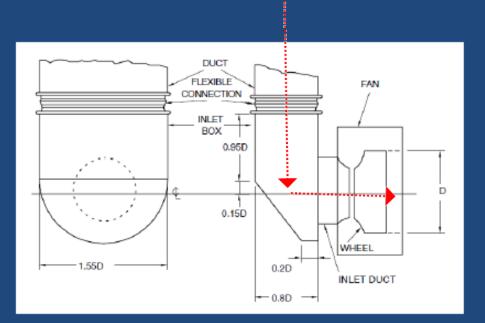
- Using 60 x 50 inch duct
  - @30,000 CFM
    - V=1440 fpm
    - Le=12.7 ft.
  - @ 50,000 CFM
    - V=2400 fpm
    - Le= 13 ft.

# System Effect



Avoid

 Inlet boxes are not ideal but will reduce system effect



# System Effect

- Non-uniform inlet flow
  - Major impact on fan performance
  - Creates a "new" fan curve

- Use inlet duct 3 to 8 diameters
  - Depends on velocity but losses without any inlet duct can add 3.5 inches of pressure loss

# قوانين فن ها:

توجه: ظرفیت هواساز با افزایش ارتفاع از سطح دریا کاهش پیدا می کند (چون  $\rho$  هوا با ارتفاع کم میشود )

$$\frac{m'2}{m'1} = (\frac{\rho^2}{\rho 1}) \times (\frac{N^2}{N^2}) \times (\frac{D^2}{D^2})^3$$

$$\frac{Q'^2}{Q'^2} = (\frac{N^2}{N^2}) \times (\frac{D^2}{D^2})^3$$

$$\frac{P^2}{P^2} = (\frac{\rho^2}{\rho 1}) \times (\frac{N^2}{N^2})^2 \times (\frac{D^2}{D^2})^2$$

$$\frac{HP^2}{HP^2} = (\frac{\rho^2}{\rho 1}) \times (\frac{N^2}{N^2})^3 \times (\frac{D^2}{D^2})^5$$

Table 2 Fan Laws

Law No.	Dependent Variables	Independent Variables
1a 1b 1c	$\begin{array}{ccc} \mathcal{Q}_1 & = & \mathcal{Q}_2 \\ P_1 & = & P_2 \\ W_1 & = & W_2 \end{array}$	$ \begin{array}{l} \times  (D_1/D_2)^3  (N_1/N_2) \\ \times  (D_1/D_2)^2  (N_1/N_2)^2  \rho_1/\rho_2 \\ \times  (D_1/D_2)^5  (N_1/N_2)^3  \rho_1/\rho_2 \end{array} $
2a 2b 2c	$\begin{array}{ccc} \mathcal{Q}_1 & = & \mathcal{Q}_2 \\ N_1 & = & N_2 \\ W_1 & = & W_2 \end{array}$	$ \times  (D_1/D_2)^2 (P_1/P_2)^{1/2} (\rho_2/\rho_1)^{1/2}  \times  (D_2/D_1) (P_1/P_2)^{1/2} (\rho_2/\rho_1)^{1/2}  \times  (D_1/D_2)^2 (P_1/P_2)^{3/2} (\rho_2/\rho_1)^{1/2} $
3a 3b 3c	$     \begin{array}{rcl}     N_1 & = & N_2 \\     P_1 & = & P_2 \\     W_1 & = & W_2     \end{array} $	$ \begin{array}{lll} \times & (D_2/D_1)^3  (\mathcal{Q}_1/\mathcal{Q}_2) \\ \times & (D_2/D_1)^4  (\mathcal{Q}_1/\mathcal{Q}_2)^2  \rho_1/\rho_2 \\ \times & (D_2/D_1)^4  (\mathcal{Q}_1/\mathcal{Q}_2)^3  \rho_1/\rho_2 \end{array} $

#### Notes:

- 1. Subscript 1 denotes fan under consideration. Subscript 2 denotes tested fan.
- 2. For all fans laws  $(\eta_t)_1 = (\eta_t)_2$  and (Point of rating)<sub>1</sub> = (Point of rating)<sub>2</sub>.
- 3. P equals either  $P_{M}$ ,  $P_{M}$ , or  $P_{S}$ .
- 4. See Howden Buffalo (1999) for other considerations (e.g., compressibility effects are typically ignored for fan total pressure rises of less than 2500 Pa).

# جدول H—۳: قوانين بادزنها مايين بادرنها

VARIABLE	CONSTANT	NO	LAW	FORMULA
1145 (Elm)		ропа	Capacity varies as the Speed.	$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$
SPEED	Air Density Fan Size Distribution	2	Pressure varies as the square of the Speed.	$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2$
Yell	System	3	Horsepower varies as the cube of the Speed.	$\frac{Hp_1}{Hp_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$
0.83 = 11.2 (8)		4	Capacity and Horsepower vary as the square of the Fan Size.	$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{Hp_1}{Hp_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$
- 520 (+pin	Air Density Tip Speed	<b>5</b> .1131/	Speed varies inversely as the Fan Size.	$\frac{N_1}{N_2} = \frac{D_2}{D_1}$
		6	Pressure remains constant.	$P_1 = P_2$
FAN SIZE	THE SPUSSES	7	Capacity varies as the cube of the Size.	$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$
- 35	Air Density Speed	8	Pressure varies as the square of the Size.	$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$
		9	Horsepower varies as the fifth power of the Size.	$\frac{Hp_1}{Hp_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5$
	Pressure Fan Sixe Distribution System	10	Speed, Capacity and Horsepower vary inversely as the square root of Density.	$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{Hp_1}{Hp_2} = \left(\frac{W_2}{W_1}\right)^{1/2}$
AIR DENSITY	Capacity Fan Size	11	Pressure and Horsepower vary as the Density.	$\frac{P_1}{P_2} = \frac{Hp_1}{Hp_2} = \frac{W_1}{W_2}$
	Distribution System	12	Speed remains constant.	$N_1 = N_2$

<sup>07</sup>- یک دستگاه فن سانتریفیوژ در سرعت 1750 دور بر دقیقه و فشار استاتیک 1.5 اینچ آب دارای هوادهی 2500 فوت هوادهی فن به 3000 فوت مکعب بر دقیقه است. چنانچه با افزایش دور فن، هوادهی فن به 3000 فوت مکعب بر دقیقه افزایش یابد، فشار استاتیک آن به چند اینچ آب نزدیک تر است؟

3.5 (f 2.2 (r) 3.0 (r 2.6 ()

N/2/7500 p P/2 1.5 inwg

hjernalie

efm/2 2500 p Cfn2 2 3000 p P2 2 7.

P2 = (cfm2) 2 >> P2 = (3000) X1.5

27P2 22.16 in WG

مرعب محفرهی درفن

Sjes 192 NSZ NP3/4

in wg

٩- یک فن سانتریفیوژ با پرههای خم به عقب دارای سرعت 5000 دور بر دقیقه، دبی 400 فوت مکعب بر دقيقه و فشار استاتيكي 4 اينچ آب است. سرعت مخصوص (Specific Speed) اين فن تقريباً كدام است؟

55,000 (4 35,000 (4

45,000 (Y

25,000 (1

NSZ NO 2 5000 1400 = 35,355 inway

#### جدول ۲۳\_۳: طول معادل زانو بی های چهارگوش [ft]

BUCT		RADIUS ELBOW NO VANES	RADIUS ELBOW-WITH VANES;			SQUARE ELBOWS;			
DIMENSIONS (im.)		田筍	₽₽						
w	W D Radius Ratio! R/D = 1.25		Ry = 6" (Recommended)		R <sub>1</sub> = 3" (Acceptable)		Double Thickness Turning Venes	Single Thickness Turning Venes	
	ADDITIONAL EQUIVALENT LEMOTH OF STEARCHT DUCT (FT)								
				Y		Venes			
96	45	31	45	2	43	3	40	60	
	36	25 22	36	2 2	31 38	3	30 25	45 37	
	30 24	19	33	1	29	2 2 2	20	30	
	20	16	26	1	25	2	17	25	
72	48 24	26 23	44 33	2	41 29	3 3 2	35 29	40	
	30	21	28	2 2	33	2	25	45 37	
	24 20	17	29 23	1 .	25	2	21	30	
	16	13	16	;	16	2 2	15	25 20	
	12	12			15	1	11	15	
60	48	27	41	2	39	3	33	60	
	34 30	22 19	31 25	2 2	31	2 2	27	45 37	
	24	16	27	1	26	2	20	30	
	20 14	14	22 14	1	21 15	2 2	17	25 20	
	12	10			14	î	10	15	
48	94*	45	35	3					
	48 36	26 20	35 24	2	34 22	3 2 2 2	29 23	60 45	
	30	18	23	2	26	2	21	37	
	24	15	19	1	17	2 2	18	30 25	
	16	11	15	i	14	2	12	20	
	12	i			13		10	15	
	•				,	1	7	10	
42	42 36	23 20	28 24	2	26 21	3	24 22	53 45	
	30	17	21	2 2 1	24	2	20	37	
	24 20	15	21 18	;	10	2 .	16	30 25	
	16	- 11	14	i	13	2	12	20	
	12	:			13	1	12 2 4	15	
	ï	,			ř	i		10	
34	72*	34	27	3					
	36	19	22 19	3 2 2	19 22	3 2	20 18	45 37	
	24	14	20	!	22	2	15	30	
	20 14	12	17	1	15	2 2 2	13	25 20	
	12				12	1	1	15	
	10	, . ,			:	1	:	12 10	
32	31	17	19	2	16	3	17	40	
	30	16 14	18	2 1	21 17	2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2	17	37	
	20	12	16	1	14	5	12	50 25	
	12	10	12	1	12	2	11	20 15	
	10	,			12	1	* 7	12	
	•	4				1		10	

Mely Sing YIY

#### دنبالة جدول ۲۵-۳: افت فشار اصطكاكي در وصاله هاي مختلف كانال چهارگوش

	EMENT	CONDITIONS	VALUE OF #1				
Transform or	22 0 15 00 1522 00	V2 = V1 S.P. Loss = shv1	,15				
Opposition		- ×					
		-12/*1 5° 10° .20 .83 .74 .40 .49 .83 .40 .43 .87	Legie "e"  15° 20" 30° 40° .46 .62 .52 .45 .74 .48 .64 .84 .82 .79 .77 .8=21				
Contraction		9 30" n 1.02† 5.F. Less = e/ler, -	1 1.04 1.07 http://disease.com/				
Abrept Entrança	- V.	5.F. Loss = vitry	38				
Sollmouth Entrence	"		.03				
Abrupt Exit	<del>-</del>	S.P. Loos or Regula Considered Jane					
Bellmooth East							
Re-Entrart Entrance	- <del></del>	S.P. Loui - shry	.45				
Shorp Edge Round Orifice	A <sub>1</sub> - A <sub>2</sub>		15 .00 .75 1,00 .3 1,9 1,1 0				
Abrupt Contraction	v, — V <sub>2</sub>	V <sub>1</sub> /V <sub>1</sub> 0   n 1.34   S.P. Loss = shv <sub>2</sub>	.25 .50 .71 1.24 .66 .52				
Abrupt Expansion	V <sub>1</sub> V <sub>2</sub>	v <sub>2</sub> /v <sub>1</sub> 30 n 31 5.P. Regnin = nkv <sub>1</sub>	40 A0 A0 41 A1 31				
Pipe Sunning Thre Duct	40	The second secon	10 .55 .50 20 .55 2.00				
Ber Running Thru Duct	¥, ¢0		10 25 50 2 1.4 4.00				
Basement Over Obstruction	± (10-)		10 35 30 27 33 .90				

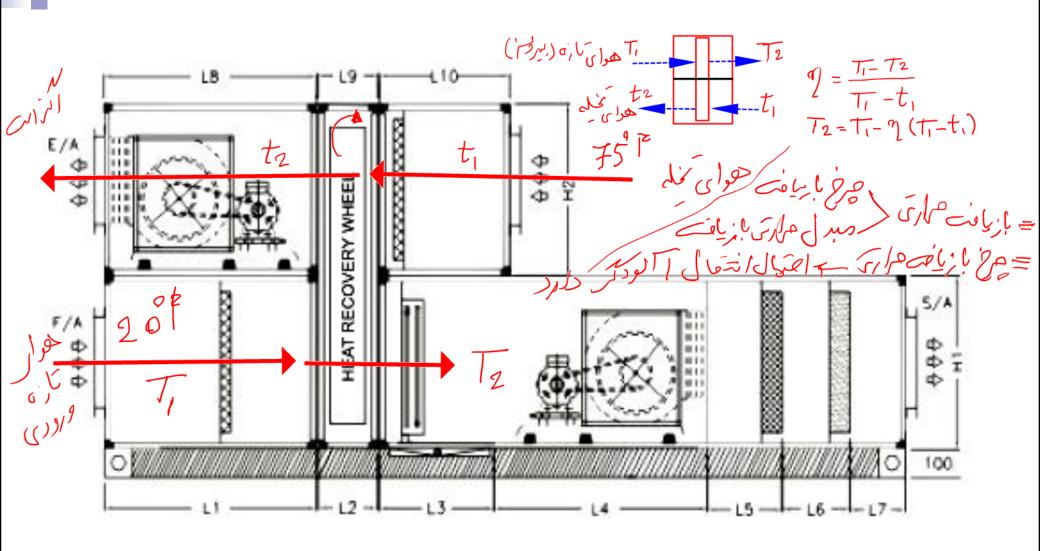
# توان فن:

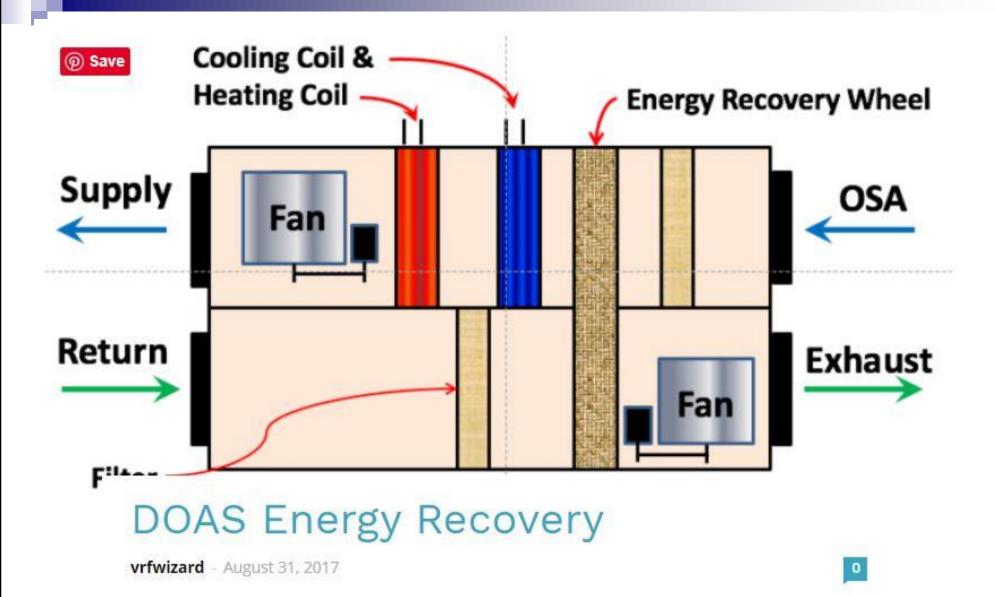
راندمان فن حدود 
$$0.50\%$$
 می باشد. 
$$HP = \frac{\left(Q_{(cfm)} \times H_{s(inH20)}\right) \times G}{6356 \times \eta}$$

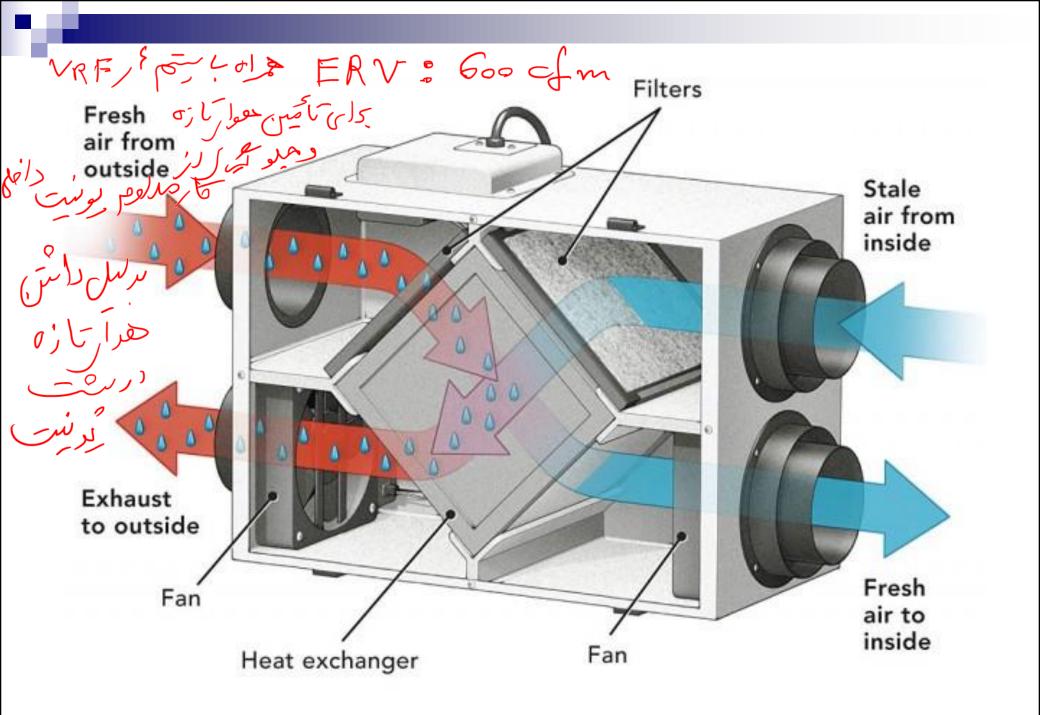
### حل سوالات آزمون نظام مهندسی مکانیک خرداد ۹۳

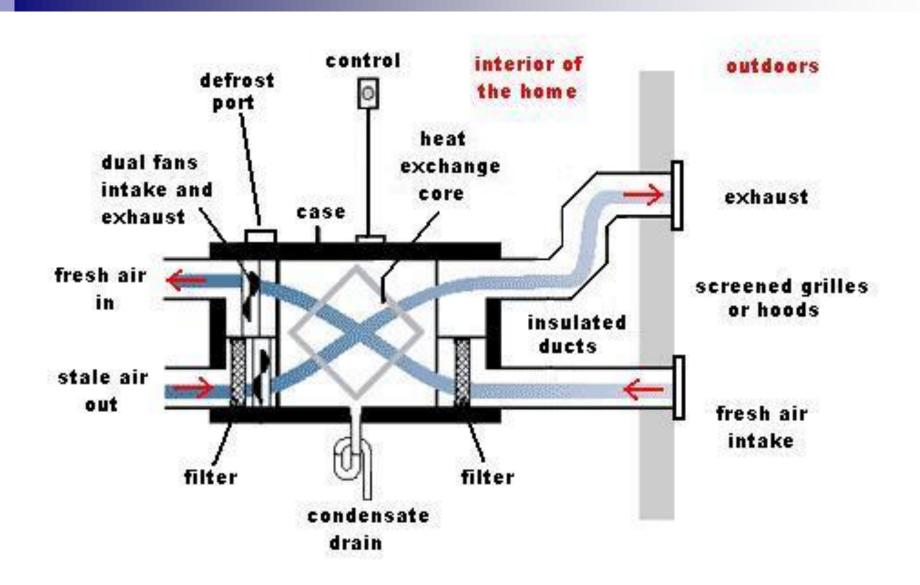
#### ۳۸- در محاسبه توان ترمزی فن، از چه فشاری استفاده میشود؟

- ۱) مجموع فشار محیط و فشار استانیک
  - ۲) فشار استاتیک خروجی فن
    - ۳) فشار کل
    - ۴۱) فشار استاتیک کل

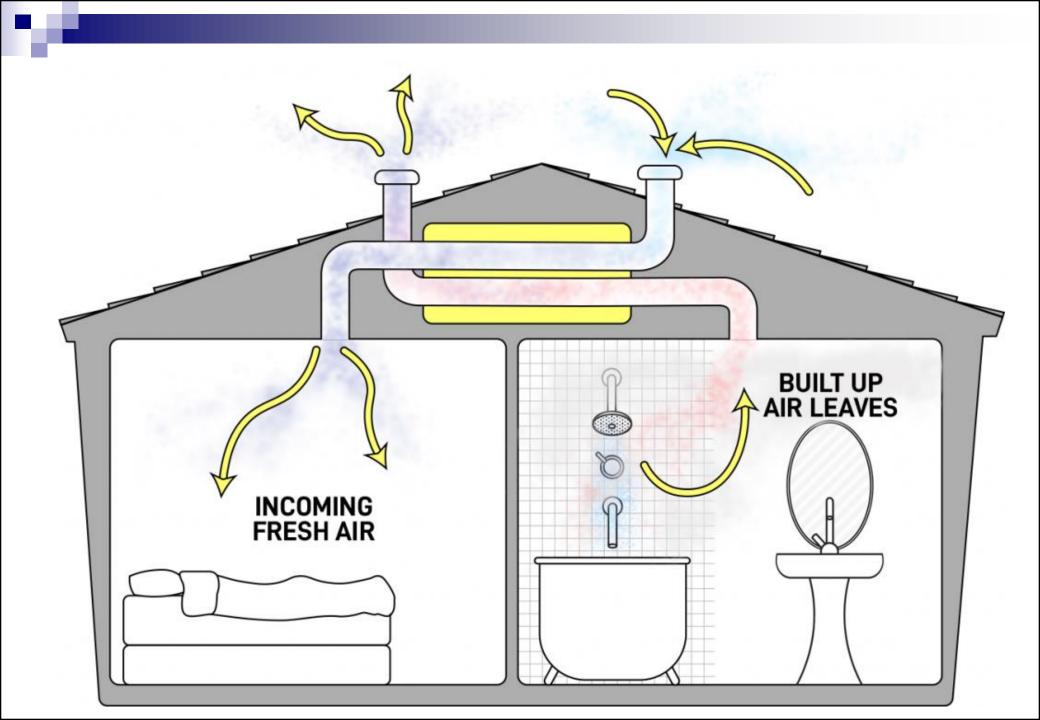






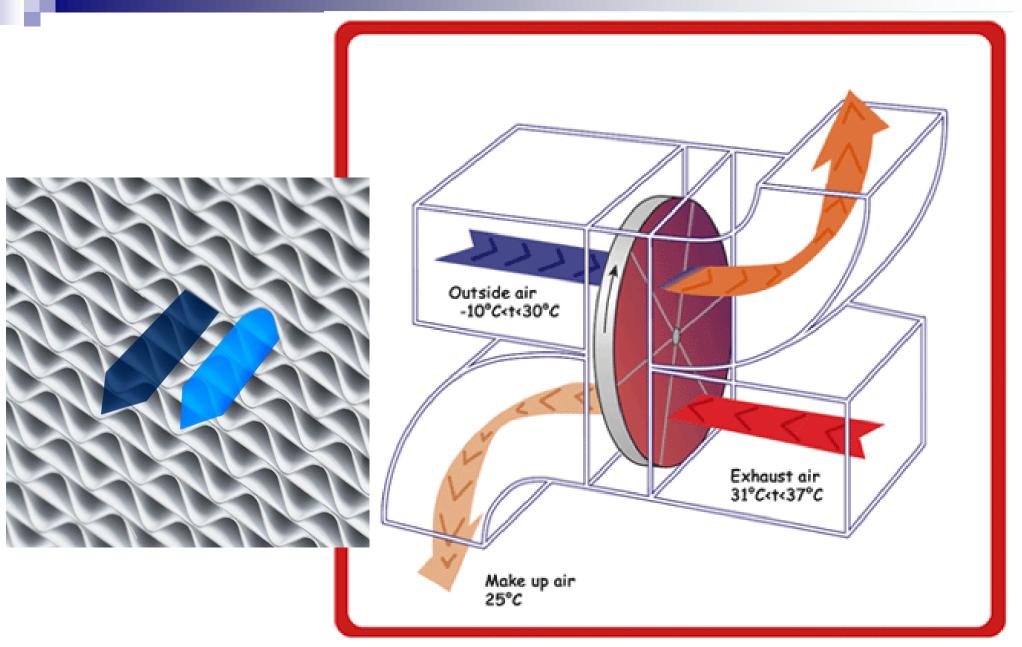


Interior workings of an HRV

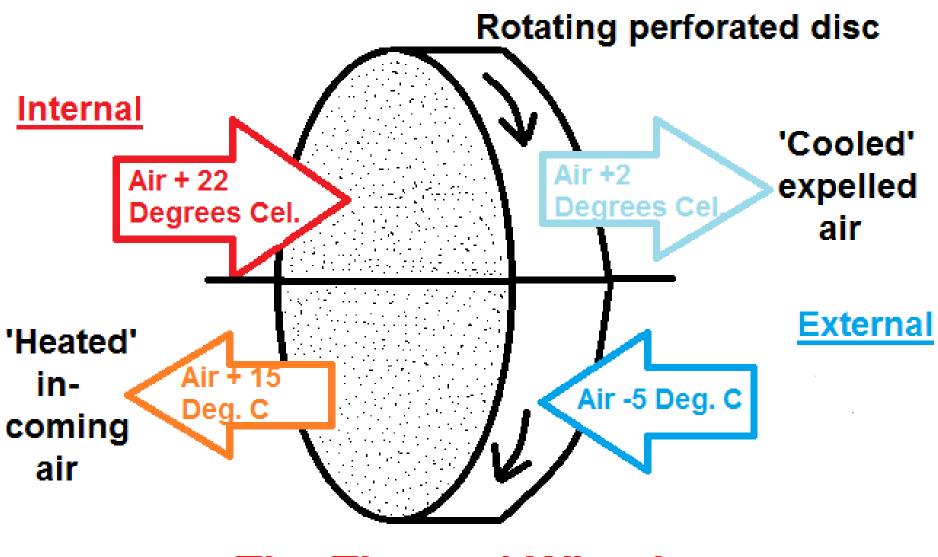








A diagram of a rotary heat exchanger, or "heat wheel" (From Uptime Technology BV)



### The Thermal Wheel

www.thehelpfulengineer.com



### DESIGNING THE INSTALLATION OF THE HORIZONTAL AIR HANDLING UNIT WITH FLAT FILTER BOX AND COMBINATION COIL

- 1. COMPUTE THE TOTAL CFM REQUIRED THE AMOUNT OF AIR SUPPLY DETERMINED BY THE USUAL ASHRAE METHODS AND LOCAL CODE REQUIREMENTS.
- 2. CALCULATE THE MINIMUM DUTLET AREA DIVIDE THE TOTAL CFM BY DESIRED OUTLET VELOCITY (USUALLY 1400 FPM).
- 3. CALCULATE THE MINIMUM COIL FACE AREA DIVIDE THE TOTAL CFM BY DESIRED COIL FACE VELOCITY.

  THIS IS USUALLY 500 FPM AND SHOULD NOT EXCEED 550 FPM TO AVOID CONDENSATE CARRYOVER.
- 4. DETERMINE THE UNIT CONFIGURATION INSURE UNIT WILL FIT INTO THE AVAILABLE SPACE WITH ROOM ALL AROUND FOR MAINTENANCE AND FILTER REMOVAL.

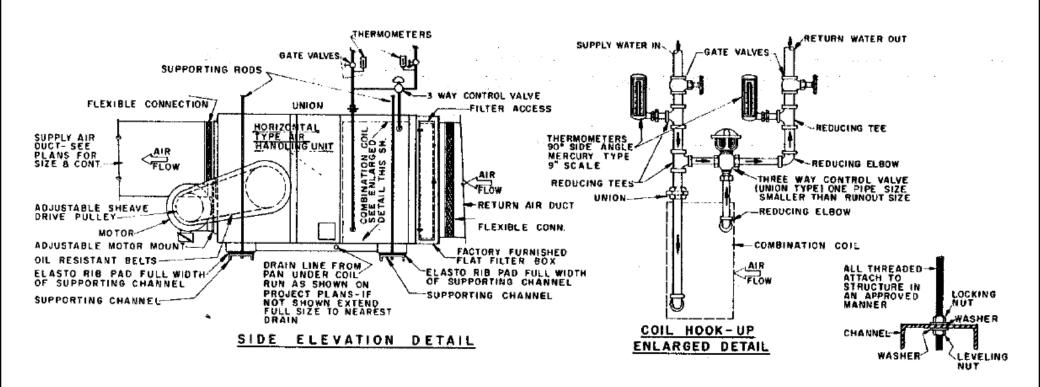
- 5. SELECT THE COIL THE COMBINATION COIL SHOULD BE SIZED FOR THE COOLING REQUIREMENTS AND IT WILL BE ADEQUATE FOR ANY NORMAL HEATING DUTY. SELECT A MANUFACTURER AND REFER TO THE MANUFACTURER'S PUBLISHED DATA FOR FINAL COIL SELECTION. CALCULATE CONDITIONS FOR SCHEDULE AS FOLLOWS:
  - A. DETERMINE THE ENTERING AND LEAVING AIR CONDITIONS DRAW THE SYSTEM CONDITIONS ON A PSYCHOMETRIC CHART FOR EACH AIR HANDLING UNIT BY THE METHODS SET FORTING THE ASHRAE GUIDE FOR COOLING TO DETERMINE THE COIL CONDITIONS.
  - B. DETERMINE THE BTU/HR CAPACITY OF THE COIL FOR COOLING MULTIPLY THE CFM BY 60 MIN./HR AND BY 0.075 LBS. PER CUBIC FOOT TO GET LBS. OF AIR PER HOUR. DETERMINE THE DIFFERENCE OF THE TOTAL HEAT CONTENT (ΔΗ) BETWEEN THE WET BULB TEMPERATURE ENTERING THE COIL AND THE WET BULB TEMPERATURE LEAVING THE COIL. MULTIPLY THE LBS. OF AIR PER HOUR BY THE ΔΗ ΤΟ OBTAIN BTU/HR CAPACITY. TO FURTHER SIMPLIFY, BTU/HR = CFM × 4.5 × ΔΗ.
  - C. SET THE ENTERING AND LEAVING CHILLED WATER TEMPERATURE CONDITIONS WATER WILL NOR-MALLY BE ENTERING AT 45 DEGREES F. AND LEAVING AT 55 DEGREES BUT MAY BE VARIED BY THE DESIGNER TO FIT COIL CONDITIONS OR SYSTEM FLOW RATES.
  - D. DETERMINE THE CHILLED WATER FLOW RATES DIVIDE THE BTU/HR CAPACITY OF THE COIL BY 8:33 LBS. PER GALLON TIMES 60 MINUTES PER HOUR TIMES THE DIFFERENCE IN THE TEMPERATURE OF THE ENTERING AND LEAVING CHILLER WATER, (USUALLY USE 150 DEGREES F. AS THE MAX. WATER TEMP. AND USE COMBINATION COILS THROUGHOUT THE SYSTEM.
  - E. ROWS IN COIL SHOULD BE LEFT TO MANUFACTURER AND PERFORMANCE AS CALCULATED HEREIN BEFORE SPECIFIED: HOWEVER, THE FOLLOWING RULE OF THUMB MAY BE NOTED FOR INFORMATION:

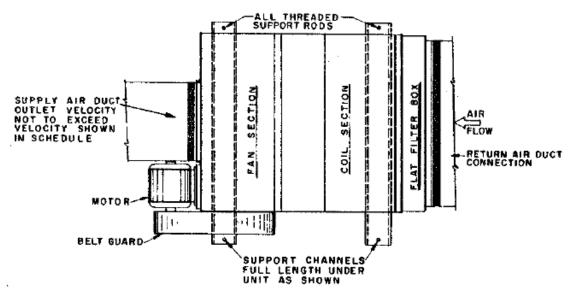
    4 ROW COIL LIGHT DUTY: 6 ROW COIL INTERMEDIATE DUTY: AND 8 ROW COIL HEAVY DUTY.

- 6. SPECIFY THE HEATING CHARACTERISTICS OF THE COIL IT IS VERY IMPORTANT THAT THE MAXIMUM WATER TEMPERATURE TO THIS COIL BE HELD TO A VALUE COMPATIBLE WITH OTHER COMPONENTS OF THE SYSTEM. DO NOT MIX COMBINATION COILS WITH OTHER COMPONENTS THAT REQUIRE A HIGHER WATER TEMP. TO PRODUCE RATED CAPACITY. USUALLY USE 150° F. AS THE MAX. WATER TEMP. AND USE COMBINATION COILS THROUGHOUT THE SYSTEM.
  - A. DETERMINE ENTERING AND LEAVING AIR CONDITIONS SINCE THE CFM FLOW IS SET BY THE COOLING REQUIREMENTS, THE TEMPERATURES CAN BE CALCULATED BY DIVIDING THE SUM OF ROOM HEAT
    LOSSES IN BTU-HR BY CFM × 1.08 × AT AIR.
  - B. DETERMINE THE BTU-HR CAPACITY OF THE COIL FOR HEATING BTU-HR CFM  $\times$  1.08  $\times$   $\Delta$ T AIR.
  - C. THE COIL ROWS, GPM AND PRESSURE DROP WILL BE THE SAME AS FOR COOLING SINCE THIS IS A COMBINATION COIL.
  - D. <u>CALCULATE THE LEAVING HOT WATER TEMPERATURES</u> DIVIDE THE BTU/HR BY THE KNOWN GPM TIMES 500 TO DETERMINE AT. SUBTRACT AT FROM ENTERING WATER TEMPERATURE TO GET LEAVING WATER TEMPERATURE.

- м
  - 7. DETERMINE TOTAL STATIC PRESSURE TO BE OVERCOME BY FAM.
    - A. EXTERNAL STATIC PRESSURE DETERMINE BY THE USUAL ASHRAE METHODS.
    - B. INTERNAL STATIC PRESSURE REFER TO MANUFACTURER'S DATA OR ESTIMATE 0.2" WG PER COIL ROW; .15 WG FOR FILTER (THROW AWAY).
    - C. TOTAL STATIC PRESSURE SUM OF EXTERNAL AND INTERNAL STATIC PRESSURES.
  - 8. MOTOR HORSEPOWER -- ENTER MANUFACTURER'S DATA WITH KNOWN CFM AND TOTAL STATIC PRESSURE TO DETERMINE HORSEPOWER OR COMPUTE BY THE FOLLOWING FORMULA: HP CFM × 0.0001573 × TOTAL STATIC PRESSURE IN INCHES WG ÷ EFFICIENCY (USUALLY ABOUT 60%) USE NEXT LARGEST STANDARD MOTOR. CHECK WITH ELECTRICAL DESIGNER FOR CURRENT CHARACTERISTICS.
  - 9. FILTERS USUALLY USE THROW AWAY FILTERS WITH A MAXIMUM FACE VELOCITY OF 300 FPM. ALWAYS INVESTIGATE TO SEE IF BETTER FILTRATION IS REQUIRED.
  - 10. WATER PRESSURE DROP THRU COIL REFER TO MANUFACTURER'S DATA OR ESTIMATE 2.5 FT. PER ROW OF COIL.
  - 11. <u>SPECIAL SUPPORT CHANNELS AND SIZE OF RODS</u> CHECK WITH STRUCTURAL DESIGNER FOR THIS IN-FORMATION AFTER WEIGHTS ARE KNOWN. SHOW SIZES ON DETAIL.

HPZ Chm x010001573xHc(inwc)





SUPPORT CHANNEL

SUPPORT CHANNEL

SUPPORT ROD

TO STRUCTURE

STRUCTURE

SUPPORT ROD

TO STRUCTURE

BELT GUARD

WIDTH OF SUPPORTING
CHANNELS

FRONT ELEVATION DETAIL

PLAN VIEW



### DESIGNING THE INSTALLATION OF THE VERTICAL AIR HANDLING UNIT WITH FLAT FILTER BOX AND DUAL COILS

- 1. COMPUTE THE TOTAL CFM REQUIRED COMPUTE THE AMOUNT OF AIR BY THE USUAL ASHRAE METHODS AND LOCAL CODE REQUIREMENTS.
- 2. CALCULATE THE MINIMUM OUTLET AREA DIVIDE THE TOTAL CFM BY DESIRED OUTLET VELOCITY (USUALLY 1400 FPM).

- 3. CALCULATE THE MINIMUM COIL FACE AREA DIVIDE THE TOTAL CFM BY DESIRED COIL FACE VELOCITY. THIS IS USUALLY 500 FPM AND SHOULD NOT EXCEED 550 FPM TO AVOID CONDENSATE CARRYOVER.
- 4. DETERMINE THE UNIT CONFIGURATION INSURE UNIT WILL FIT INTO THE AVAILABLE SPACE WITH ROOM ALL AROUND FOR MAINTENANCE AND FILTER REMOVAL.

- 5. SELECT THE COOLING COIL THE COOLING COIL SHOULD BE SIZED FOR THE MAXIMUM COOLING REQUIREMENTS ACCORDING TO LOCAL DESIGN REQUIREMENTS. SELECT A MANUFACTURER AND REFER TO THE MANUFACTURER'S PUBLISHED DATA FOR FINAL COIL SELECTION. CALCULATE CONDITIONS FOR THE SCHEDULE AS FOLLOWS:
  - A. <u>DETERMINE ENTERING AND LEAVING AIR CONDITIONS</u> DRAW THE SYSTEM CONDITIONS ON A PSYCHROMETRIC CHART FOR EACH AIR HANDLING UNIT BY THE METHODS SET FORTH IN THE ASHRAE GUIDE FOR COOLING TO DETERMINE COIL CONDITIONS.
  - B. DETERMINE THE BTU/HR CAPACITY OF THE COIL FOR COOLING MULTIPLY THE CFM BY 60 MIN/HR AND BY 0.075 LBS. PER CUBIC FOOT TO GET LBS. OF AIR PER HOUR. DETERMINE THE DIFFERENCE OF THE TOTAL HEAT CONTENT (ΔΗ) BETWEEN THE WET BULB TEMPERATURE ENTERING THE COIL AND WET BULB TEMPERATURE LEAVING THE COIL. MULTIPLY THE LBS. OF AIR PER HOUR BY THE ΔΗ ΤΟ OBTAIN BTU/HR CAPACITY. TO FURTHER SIMPLIFY, BTU/HR CFM × 4,5 × ΔΗ.
  - C. SET THE ENTERING AND LEAVING CHILLED WATER TEMPERATURE CONDITIONS WATER WILL NOR-MALLY BE ENTERING AT 45 DEGREES F. AND LEAVING AT 55 DEGREES BUT MAY BE VARIED BY THE DESIGNER TO FIT COIL CONDITIONS OR SYSTEM FLOW RATES.
  - D. <u>DETERMINE THE CHILLED WATER FLOW RATES</u> DIVIDE THE BTU/HR CAPACITY OF THE COIL BY 8.33 LBS. PER GALLON TIMES 60 MINUTES PER HOUR TIMES THE DIFFERENCE IN THE TEMPERATURE OF THE ENTERING AND LEAVING CHILLER WATER (USUALLY 10 DEGREES F.). TO SIMPLIFY: GPM = BTU/HR ÷ 500 × AT.
  - E. ROWS IN COIL SHOULD BE LEFT TO MANUFACTURER AND PERFORMANCE AS CALCULATED HEREIN-BEFORE SPECIFIED; HOWEVER, THE FOLLOWING RULE OF THUMB MAY BE NOTED FOR INFORMATION: 4 ROW COIL — LIGHT DUTY: 6 ROW COIL — INTERMEDIATE DUTY; AND 8 ROW COIL — HEAVY DUTY.

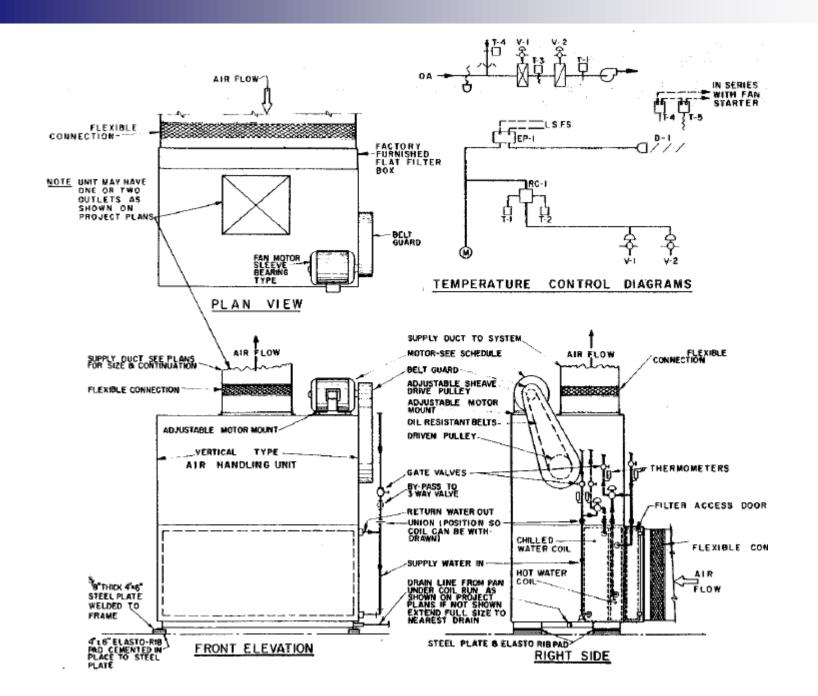
- 6. SELECT THE HEATING COIL THE TOTAL CFM, SIZE OF COIL AND UNIT MODEL ARE FIXED BY PREVIOUS DETERMINATION. THE HEATING DUTY BTU/HR REQUIRED WILL BE EQUAL TO THE SUM OF HEAT LOSS CALCULATIONS AND VENTILATIONS REQUIREMENTS.
  - A. DETERMINING ENTERING AND LEAVING AIR CONDITION ENTERING AIR TEMPERATURE IS THE MIX-TURE TEMPERATURE AS DETERMINED DIRECTLY FROM THE PROPORTION OF RETURN AIR (USUALLY 70 DEGREES F.) AND FRESH AIR (LOCAL DESIGN). AIR TEMPERATURE RISE = BTU/HR CFM : 1.085.
  - B. DETERMINE HOT WATER FLOW RATE AND TEMPERATURES GPM

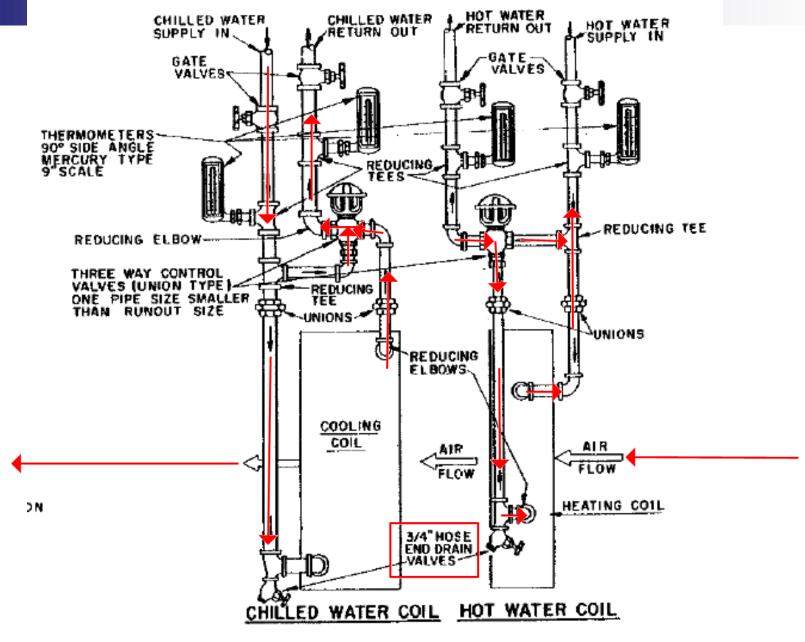
    GPM = BTU/HR

    GPM = WATER TEMPERATURE DROP × 500

    WATER TEMPERATURE DROP USUALLY IS TAKEN AS 20 DEGREES. ENTERING WATER TEMPERATURES
    MAY BE VARIED BUT SHOULD USUALLY BE 200 DEGREES.
  - C. ROWS IN COIL SHOULD BE LEFT TO MANUFACTURER AND PERFORMANCE AS HEREINBEFORE SPECIFIED. HOWEVER, THE FOLLOWING RULE OF THUMB MAY BE NOTED FOR INFORMATION: 1 ROW COIL LIGHT TO INTERMEDIATE DUTY; Z ROW COIL HEAVY DUTY.
- 7. DETERMINE TOTAL STATIC PRESSURE TO BE OVERCOME BY FAN -
  - A. EXTERNAL STATIC PRESSURE DETERMINE BY THE USUAL ASHRAE METHODS.
  - 8. INTERNAL STATIC PRESSURE REFER TO MANUFACTURER'S DATA OR ESTIMATE 0.2" WG PER COIL ROW; 0.15 WG FOR FILTER (THROW AWAY).
  - C. TOTAL STATIC PRESSURE SUM OF EXTERNAL AND INTERNAL STATIC PRESSURE.

- 8. MOTOR HORSEPOWER ENTER MANUFACTURER'S DATA WITH KNOWN CFM AND TOTAL STATIC PRESSURE TO DETERMINE HORSEPOWER OR COMPUTE BY THE FOLLOWING FORMULA: HP CFM < 0.0001573 > TOTAL STATIC PRESSURE IN INCHES WG + EFFICIENCY (USUALLY ABOUT 60%) USE NEXT LARGEST STANDARD MOTOR. CHECK WITH ELECTRICAL DESIGNER FOR CURRENT CHARACTERISTICS.
- 9. FILTERS USUALLY USE THROW-AWAY FILTERS WITH A MAXIMUM FACE VELOCITY OF 300 FPM. ALWAYS INVESTIGATE TO SEE IF BETTER FILTRATION IS REQUIRED.
- 10. WATER PRESSURE DROP THRU COILS REFER TO MANUFACTURER'S DATA OR ESTIMATE 2.5 FT. PER ROW OF COIL.
- 11. UNIT MOUNTING AND SUPPORT GENERALLY THE UNIT WILL BE SUPPORTED AT SIX POINTS. IF WEIGHT OF UNIT INDICATES SPECIAL PAD BE PROVIDED, COORDINATE WITH STRUCTURAL DESIGNER.





COIL HOOK-UP ENLARGED DETAIL

#### DESIGN OF COOLING COIL CONDENSATE DRIP PIPING

- GENERAL AS AIR PASSES OVER THE COOLING COIL, MOISTURE IS RELEASED AS THE AIR REACHES A DEW POINT ON THE COLD SURFACE OF THE COOLING COIL, THUS MAKING IT NECESSARY TO PRO-VIDE A DRIP PAN UNDER THE COIL AND PIPING FROM THE DRAIN PAN TO A SUITABLE TERMINATION POINT OF DISPOSAL. THE SYSTEM OF PIPING CONNECTING ALL DRAIN PANS IS SIMILAR TO ANY WASTE DISPOSAL SYSTEM AND MUST BE DESIGNED TO CARRY THE WATER AWAY WITHOUT ANY SIG-HIFICANT MAINTENANCE.
- 2. STOPPAGE AND OVERFLOW UNLESS THE CONDENSATE COIL DRIP PIPING SYSTEM IS ADEQUATELY DESIGNED AND INSTALLED, STOPPAGE AND OVERFLOW CAN RESULT. WHEN OVERFLOW OCCURS, CONSIDERABLE DAMAGE CAN RESULT TO THE BUILDING FINISHES. AFTER THE BUILDING HAS BEEN COMPLETED, THE OWNER SHOULD BE ADVISED THAT A REGULAR PROGRAM OF CLEANING THE CONDENSATE COIL DRIP PAN SHOULD BE INSTITUTED.
- 3. ARRANGEMENT THE CONDENSATE COIL DRIP PIPING SYSTEM SHOULD BE CAREFULLY ARRANGED TO CARRY AWAY THE UNWANTED WATER. ALL PARTS OF THE SYSTEM MUST BE GRADED TO DRAIN AND WET PORTIONS OR UNDRAINED LOW POINTS CANNOT BE ALLOWED SINCE THEY WILL FILL WITH DIRT AND STOPPAGE WILL OCCUR.
- 4. CALCULATION OF WATER FLOW THE AMOUNT OF CONDENSATE THAT WILL OCCUR IN A SYSTEM AT THE MAXIMUM CONDITION CAN BE COMPUTED FROM THE DESIGN PSYCHOMETRIC CHART FOR EACH UNIT; HOWEVER, THIS CAN BE A RATHER LABORIOUS TASK, ESPECIALLY IF THE SYSTEM CONTAINS NUMEROUS TERMINAL UNITS. A RULE OF THUMB OF 3 LBS/HR/TON MAY BE FOLLOWED IF IT IS NOT DESIRED TO COMPUTE THE WATER FLOW FROM EACH UNIT. UNITS SERVING AREAS WITH HIGH LATENT LOADS MAY PRODUCE AS MUCH AS 6 LBS/HR/TON OR APPROXIMATELY 70 GALLONS PER HOUR FOR A 100 TON UNIT.

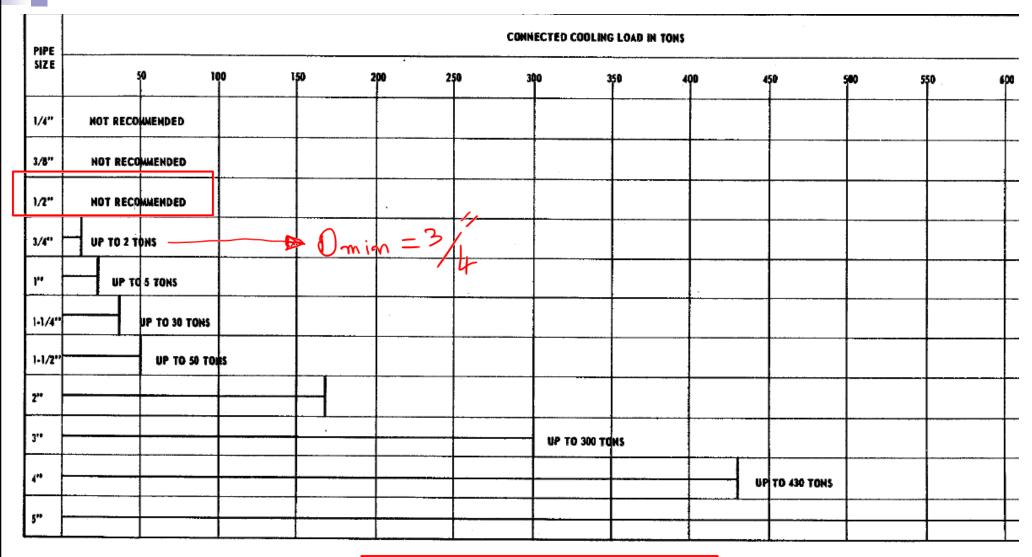
- 5. AVAILABLE HEAD -- AVAILABLE HEAD TO CAUSE THE WATER TO FLOW FROM THE DRIP PAN OF THE UNIT TO THE TERMINAL POINT IS THE DIFFERENCE IN ELEVATION BETWEEN THE UNIT AND THE TERMINAL POINT. FRICTION DROP PLAYS A VERY SMALL ROLE IN THIS PIPING SINCE THE FLOW IS ALWAYS VERY SMALL COMPARED TO THE PIPE SIZES USUALLY EMPLOYED.
- 6. YENTING -- VENTING OF THE CONDENSATE COIL DRIP PIPING IS MORE IMPORTANT THAN YENTING OF A SANITARY SEWER SYSTEM BECAUSE THE FAN PRESSURES CAN CAUSE THE WATER TO HANG UP IN THE SYSTEM. THE PRESSURE IN A DRAW-THRU UNIT COULD BE OF A VALUE THAT CAUSES THE AIR TO COME UP THE DRAIN PIPE AND DISRUPT NORMAL FLOW OF ALL UNITS IN THE SYSTEM. ALL LARGE UNITS SHOULD HAVE A VENTED TRAP AT THE OUTLET OF THE DRIP PAN. THE HEIGHT OF THE TRAP SHOULD BE GREATER BY 50% THAN THE EXPECTED NEGATIVE PRESSURE IN THE PAN AND THE TRAP SHOULD BE VENTED AT ITS OUTLET TO PREVENT THIS PROBLEM.

CODE INTERFERES WITH THE USE OF TYPE "M" COPPER, TYPE "L" COPPER OR ZNC-COATED STANDARD WEIGHT STEEL PIPE SHOULD BE EMPLOYED. COPPER TUBING SHOULD BE MADE WITH SWEAT FITTINGS MADE WITH 95-5 SOLDER.

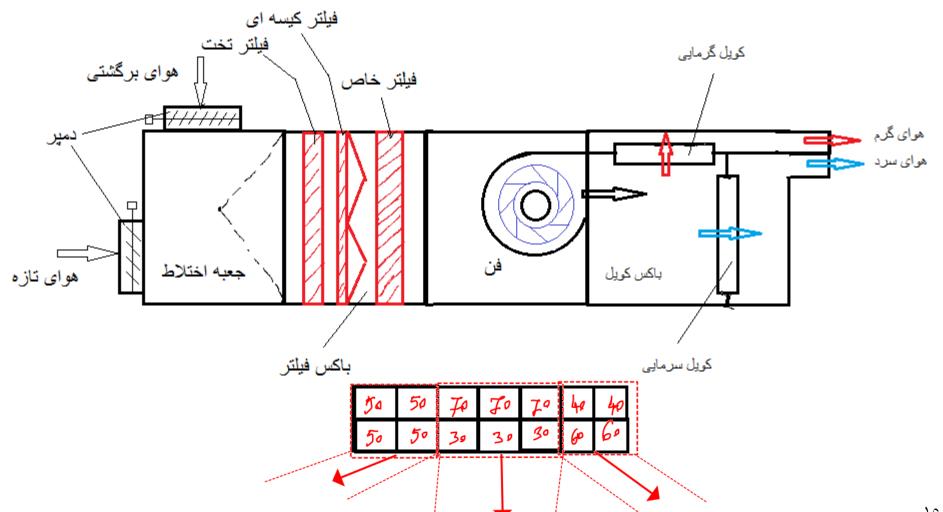
- 8. ALGAE THE DEVELOPMENT OF ALGAE IN THE PANS AND CONSEQUENTLY DOWN THE DRAIN SYSTEM MAY OCCUR IN SOME GEOGRAPHICAL LOCATIONS. WHEN ALGAE OCCURS, SOME FORM OF CHEMICAL TREATMENT MAY BE NECESSARY TO KEEP THE SYSTEM OPEN.
- 9. TERMINATION THE TERMINATION POINT OF THE CONDENSATE COIL DRIP PIPING SYSTEM MAY BE MADE IN MANY WAYS. GENERALLY, ANY SYSTEM THAT IS IN KEEPING WITH THE LOCAL CODES WILL BE SATISFACTORY TO DISPOSE OF THE ACCUMULATED WATER. SPILLING THE WATER OVER OPEN SIGHT DRAINS AND SERVICE SINKS ARE TWO OF THE MOST COMMON WAYS OF DISPOSAL. DISPOSAL OF THE WATER ON GRADE USUALLY PROVES TO BE QUITE UNSATISFACTORY SINCE IT KEEPS THE SOIL CONSTANTLY IN A MUDDY CONDITION. DISPOSAL OF THE WATER OVER A FLOOR DRAIN USUALLY PROVES TO BE QUITE UNSATISFACTORY SINCE IT KEEPS THE FLOOR SURROUNDING THE DRAIN WET ALL OF THE TIME.

- 10. INDUCTION UNITS THEORETICALLY, INDUCTION UNITS DO NOT REQUIRE A CONDENSATE COIL DRIP PIPING SYSTEM, BECAUSE THE MOISTURE IS REMOVED FROM THE ROOM BY THE DRY PRIMARY AIR; HOWEVER, MOST DESIGNERS ADD A DRIP PIPING SYSTEM TO BE SAFE. CONDENSATION MAY OCCUR AND DAMAGE THE BUILDING WHEN TROUBLE OCCURS IN THE PRIMARY AIR UNIT AND CHILLED WATER IS CONTINUING TO BE CIRCULATED TO THE INDUCTION UNITS. IT IS FOR THIS REASON THAT DRIP LINES ARE RECOMMENDED FOR THE INDUCTION UNIT SYSTEM.
- 11. INSULATION OF THE PIPE THE CONDENSATE COIL DRIP PIPMG SHOULD BE INSULATED WITH VAPOR BARRIER INSULATION SINCE THE CONDENSATE CAN BE QUITE COLD AND CONDENSATION MAY OCCUR ON THE EXTERIOR OF THE PIPMG CAUSING BUILDING DAMAGE. GENERALLY, THE PIPE MAY BE INSULATED WITH 1/2-INCH THICK DUAL TEMPERATURE GLASS FIBER INSULATION OR PREFORMED FLEXIBLE FORMED RUBBER INSULATION.
- 12. INSULATION OF DRIP PAN THE BOTTOM AND SIDES OF THE CONDENSATE DRIP PAN SHOULD BE IN-SULATED WITH SPRAY TYPE INSULATION OF APPROXIMATELY 1/2-INCH OF THICKNESS TO PREVENT CONDENSATION.
- 13. EXTENSION OF DRIP PAN THE CONDENSATE DRIP PAN IN THE UNIT SHOULD BE LARGE ENOUGH OR SHOULD BE EXTENDED TO COVER ALL VALVES AND ACCESSORIES CARRYING WATER OR REFRIGERANT BELOW 50 DEGREES F.
- 14. FLUSHOUT THE COOLING COIL CONDENSATE DRIP SYSTEM SHOULD BE DESIGNED TO ALLOW PERI-ODIC FLUSHOUT TO RID THE SYSTEM OF SLUDGE AND DIRT. THE STRATEGIC PLACEMENT OF WASHOUT PLUGS WILL GREATLY FACILITATE THIS PROCEDURE.

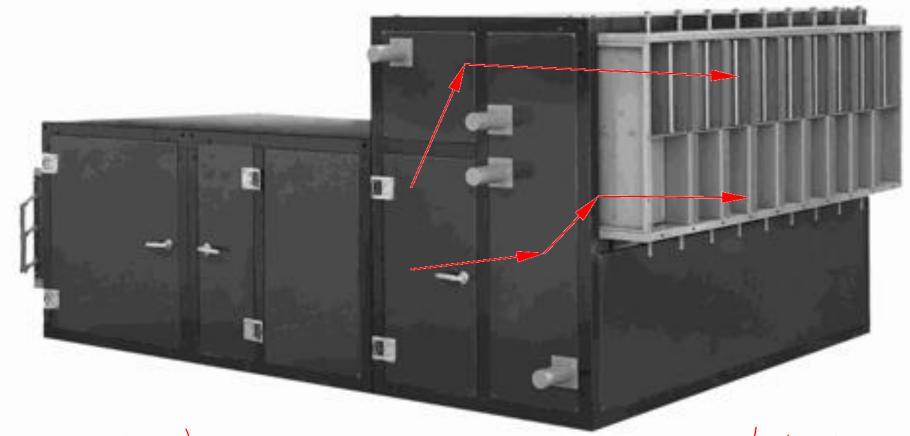
PAGE NO. 285



## هواساز مولتی زون



# توج ، این نرع حواساز برای مناعلی کرم ومرفز مناسے غی باس.



- برای من علی کرم و مرفر به و به زل رفتو رافوت (رنفول . ندای ی ی ی ی ی د.) ۱۰۰۱ نویل دو باره تهمی استاده می نود.

#### Variable Air Volume (VAV)

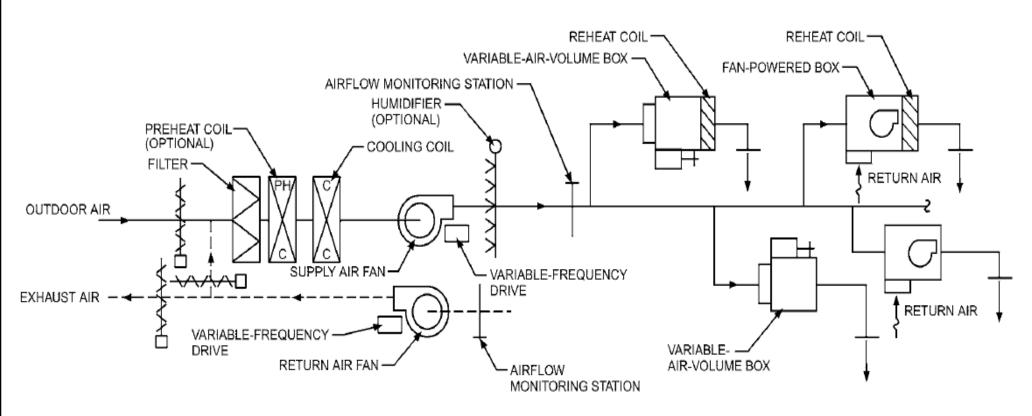


Fig. 10 Variable-Air-Volume System with Reheat and Induction and Fan-Powered Devices (Courtesy RDK Engineers)

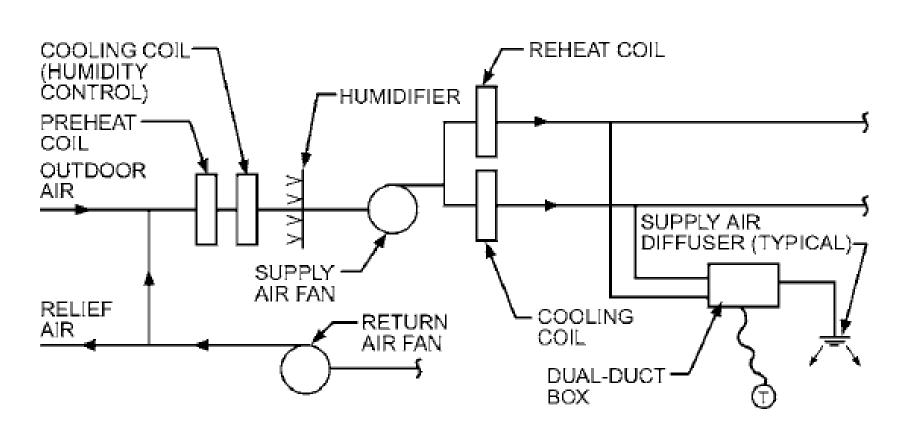
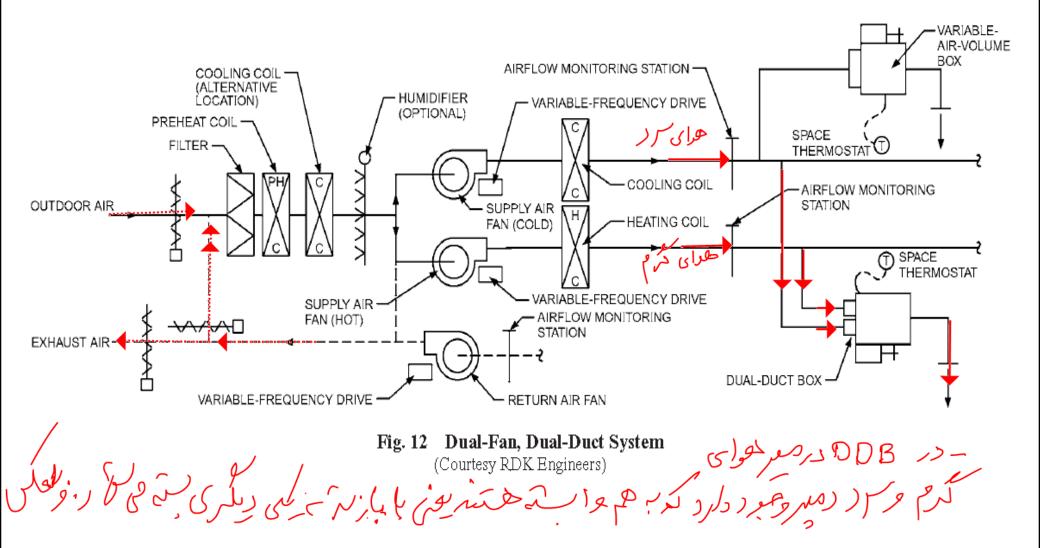


Fig. 11 Single-Fan, Dual-Duct System



- 46- در یک سامانه هوارسانی دو کانالی (Dual Duct) هنگامیکه نیاز بار سرمایی یکی از مناطق هوارسانی کاهش میبابد، کدامیک از گزینههای زیر عملکرد ترمینال هوای آن منطقه را توضیح میدهد؟ درس هرارس ی
- ۱) دمپر هوای گرم و دمپر هوای سرد به صورت تنریجی و وابسته به یکدیگر چنان عمل می کنند
   که دمپر هوای گرم دارای عملکرد معکوس نسبت به دمپر هوای سرد باشد.
- ۲) هر یک از دمپرها به صورت مستقل و دو وضعیتی برای تامین دمای مورد نیاز هوای رفت عمل
   می کنند.
  - ٣) هر يک از دمپرها به صورت مستقل و تدريجي براي تنظيم جريان هوا عمل مي كنند.
- ۴) دمپر هوای سرد به صورت تدریجی بسته شده و به حداقل جریان هوای از پیش تعیین شده نزدیک می شود.

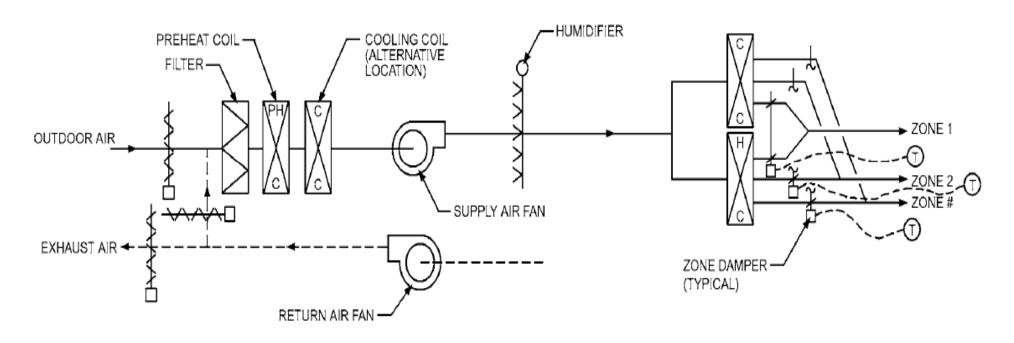


Fig. 13 Multizone System (Courtesy RDK Engineers)

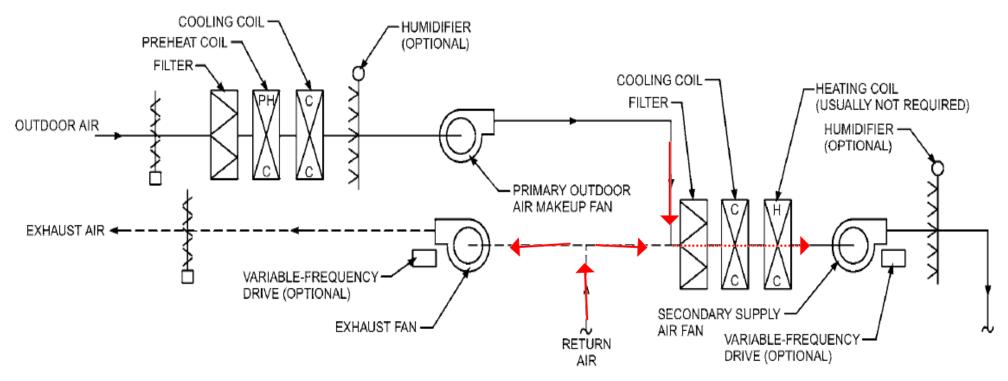


Fig. 14 Primary/Secondary System (Courtesy RDK Engineers)

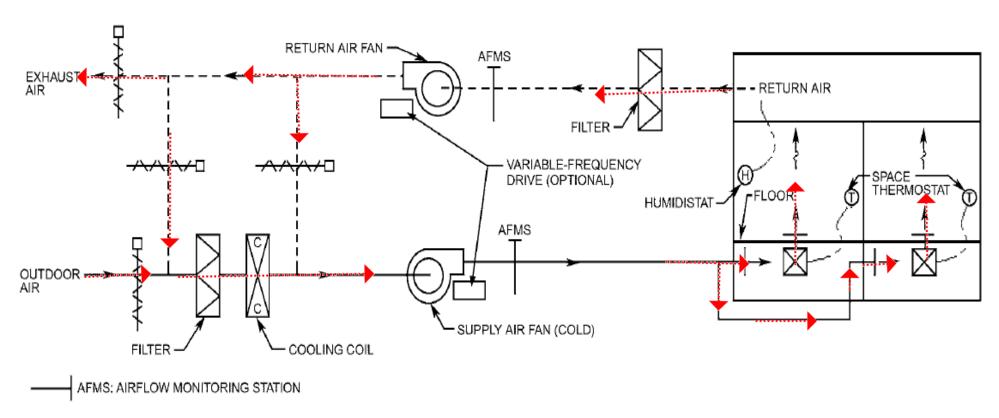


Fig. 15 Underfloor Air Distribution (Courtesy RDK Engineers)

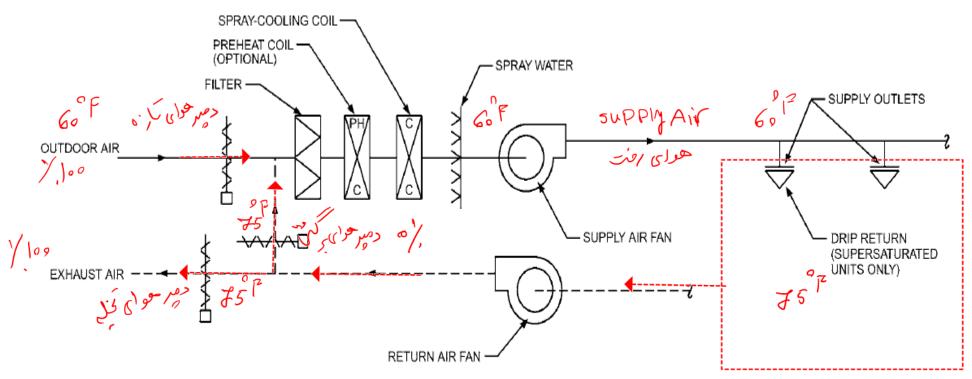
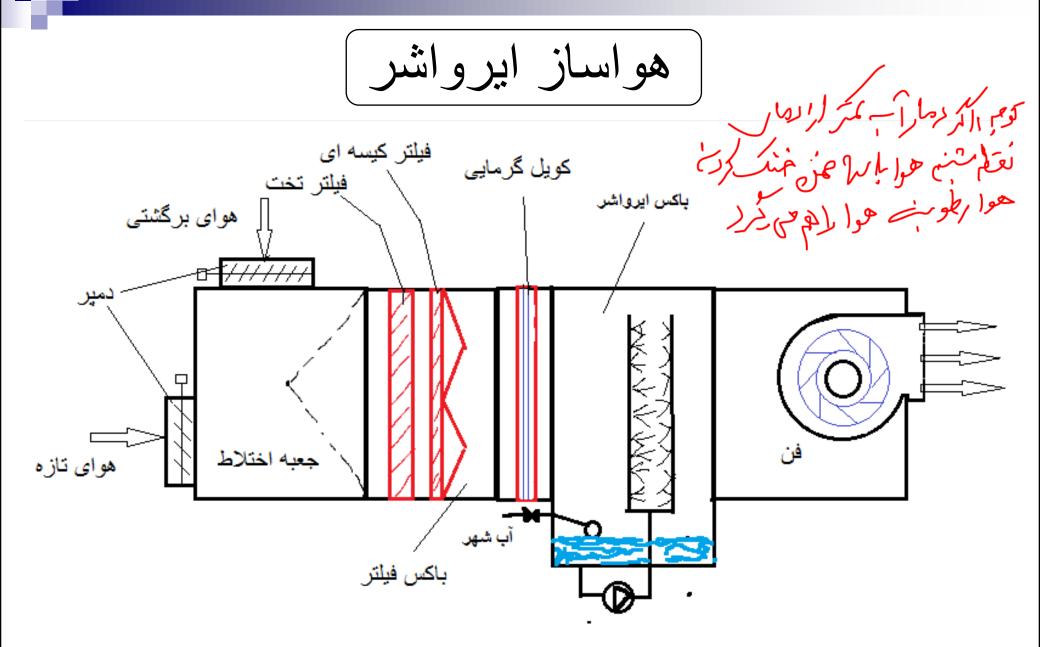
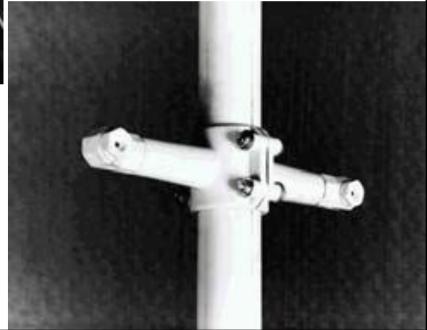


Fig. 16 Supersaturated/Wetted Coil (Courtesy RDK Engineers)









### **Air Washer Section**

Single and double bank air washers with respectively a maximum of 75% and 95% saturation efficiency (at 500) fpm, 30 psig ) are provided. Water headers, piping and nozzles material are Polypropylene. Plastic mist eliminator and inlet louver, are included in the chamber. Full cast iron water sump pumps are placed inside the air washer chamber, making it compact and easy to install. The unit is equipped with floater and a water level control switch, prevent the burning out of sump pumps. Casing is constructed with 1 or 2 inches Polyurethane double skin panels. To protect the water sump against corrosion, glass fiber coating is available upon request.

#### محاسبه و انتخاب ایرواشر:

ایرواشرها معمولاً در ظرفیتهای ۱۲۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ دولته می شوند، ولی میتوان آنها را در ظرفیتهای بالاتر نیز به صورت سفارشی ساخت. پارامترهای طراحی ایرواشرها در سازندگان مختلف یکسان نیستند، ولی معیارهای زیر تقریباً توسط تمامی آنها رعایت میشود:

۱) آب مورد نیاز نازلهای ایرواشر gpm ۴ و به ازای هر cfm ۱۰۰۰ برای نازلهای یک ردیفه و ۹pm ۱۰ جـه

ازای هر cfm ۱۰۰۰ داری نازلهای دو ردیفه میباشد به عبارت دیگر، مقدار آب مورد نیاز هـر نـازل یـک تـا

gpm ۴ است.

کی برای بدست آوردن ظرفیت هوادهی یک ایرواشر معمولاً از روش تعویض هوا در هر ساعت استفاده می شود: کم کردن کی ایرواشر معمولاً از روش تعویض هوا در هر ساعت استفاده می شود:  $\frac{V \times ACH}{\varepsilon_{\circ}}$ 

در رابطه فوق cfm ظرفیت هوادهی ایرواشر و ACH مقدار تعویض هوا در ساعت است که بـرای ایرواشـرهـا معمولاً ۱۵ در نظر گرفته میشود. V نیز حجم فضا بر حسب فوت مکعب است.

۳) برای محاسبه توان فن ایرواشر باید افت فشار استاتیکی کل مشخص باشد. افت فشار کل مجموع افت فشارهای داخلی و خارجی دستگاه است. افت فشار خروجی معمولاً مربوط به کانالها و دریچههای خروج هوا بوده و افت فشار داخلی ایرواشر نیز با توجه به نوع و تعداد تیغههای منحرف کننده ی هوا (Baffles) ، صفحات قطره گیر (eliminators)، سطوح مرطوب کننده (wetted surfaces) ، تعداد ردیفهای افشانکهای پاشش

آب و کویلهای سرمایشی و گرمایشی در صورت وجود تغییر می کند ولی میتوان افت داخلی هـوا در ایرواشـر را

۰/۲۵ تا یک اینچ آب در نظر گرفت. با مشخص بودن افت فشار استاتیکی کل؛ توان فن ایرواشر از رابطهی زیـر

محاسبه می شود:

 $HP = \circ / \circ \circ \circ \tau \times T.S.P \times cfm$ 

که در آن cfm ظرفیت هوادهی ایرواشر، T.S.P افت فشار استاتیکی کل و HP توان فن بر حسب اسب بخار است. ۴) در ایرواشر از یک پمپ جهت به گردش درآوردن آب استفاده می شود که توان این پمپ از فرمول زیر بدست می آید:

$$HP = \frac{G.P.M \times Head}{e \times \text{rgs} \circ}$$

در رابطه فوق e راندمان پمپ بوده و بین v تا v درصد v روب v در نظر گرفته می شود. Head نیز هد پمپ بوده و طول مسیری است که آب باید در ایرواشر به گردش درآید. اگر این پمپ در کنار یا داخل ایرواشر قرار گرفته باشد هد آن v در نظر گرفته می شود، ولی اگر محل استقرار پمپ با ایرواشر فاصله داشته باشد، باید مقدار فاصله ی عمودی پمپ تا ایرواشر با عدد v فوت جمع گردد، تا هد کل پمپ بدست آید. v باید مقدار آبی است که باید توسط پمپ در ایرواشرها به گردش درآید و به کلاس ایرواشر بستگی دارد. هر چه نیز مقدار آبی است که باید توسط پمپ در ایرواشرها به گردش درآید و به کلاس ایرواشر بستگی دارد. هر چه

منطقه مرطوبتر باشد، مقدار G.P.M بیشتر بوده و هر چه خشکتر باشد، مقدار G.P.M کمتر خواهد بود. بـر این اساس ایرواشر معمولاً به سه کلاس به صورت زیر تقسیم می شوند:

ود. 
$$G.P.M = \frac{cfm}{10 \circ}$$
 واهد بود.  $G.P.M = \frac{cfm}{10 \circ}$  خواهد بود.  $G.P.M = \frac{cfm}{10 \circ}$  که مقدار آب در گردش در آنها  $G.P.M = \frac{cfm}{10 \circ}$  خواهد بود.  $G.P.M = \frac{cfm}{10 \circ}$  که مقدار آب در گردش در آنها  $G.P.M = \frac{cfm}{10 \circ}$  خواهد بود.

که cfm مقدار ظرفیت دهی ایرواشر است. در صنعت بعضی مواقع به ایرواشرهای کلاس یک، کلاس چهار به کلاس دو، کلاس شش و به کلاس سه، کلاس هشت نیز گفته می شود. در اکثر اقلیمهای ایران از ایرواشر کلاس دو استفاده می شود.

**مثال:** برای یک کارگاه مونتاژ خودرو در تهران به مساحت ۱۵۰۰ متـر مربـع و ارتفـاع متوسـط ۸ متـر ایرواشـر مناسب را محاسبه نمایید؟

ظرفیت هوادهی ایرواشر با در نظر گرفتن ۱۵ مرتبه تعویض هوا برابر خواهد بود با:

$$c\!f\!m = \frac{V \times ACH}{\mathfrak{s} \circ} = \frac{\mathsf{Id} \circ \circ \times \mathsf{A} \times \mathsf{Id} \times \mathsf{Td}/\mathsf{T}}{\mathfrak{s} \circ} = \mathsf{Iod} \circ \circ$$

بنابراین می توان از دو عدد ایرواشر هر یک به ظرفیت هـوادی ۱۵۰۰۰۰ در اسـتفاده نمـود. معمـولاً در چنـین شرایطی هر ایرواشر در یک طرف سوله قرار می گیرد تا طول کانال کشی آنها کـم شـود. همچنـین چـون منطقـه تهران است، از ایرواشر کلاس دو استفاده شده و بنابراین مقدار آب در گردش هر ایرواشر برابر خواهد بود با:

$$G.P.M = \frac{cfm}{\text{17D}} = \frac{\Delta \circ \circ \circ \circ}{\text{17D}} = \text{f} \circ \circ$$

و با فرض اینکه پمپ سیرکولاسیون ایرواشر در کنار آن نصب شود؛ توان پمپ بر حسب اسب بخار برابـر خواهـد بود با:

$$HP = \frac{G.P.M \times Head}{e \times \mathrm{rgs} \circ} = \frac{\mathrm{f} \circ \circ \times \mathrm{Ad}}{\circ / \mathrm{A} \times \mathrm{rgs} \circ} = \mathrm{i} \circ / \mathrm{i}$$

بنابراین از دو عدد پمپ ۱۵ HP که یکی نقش پمپ اصلی و دیگری نقـش پمـپ رزرو را دارد، اسـتفاده خواهـد شد.

با فرض افت فشار ۱/۵ in W.G برای ایرواشر؛ توان فن آن نیز برابر خواهد شد با:

$$HP = \circ / \circ \circ \circ \mathsf{r} \times cfm \times T.S.P = \circ / \circ \circ \circ \mathsf{r} \times \Delta \circ \circ \circ \circ \times \mathsf{I}/\Delta = \mathsf{r} \mathsf{r}/\Delta$$

بنابراین چون مقدار cfm بنابرای است، در یک ایرواشر به ظرفیت cfm دارای ظرفیت cfm بنابراین چون مقدار cfm بنابرای طرفیت هوادهی cfm بنابرای طرفیت هوادهی cfm بنابرای طرفیت هواده می شود. و در ایس صورت توان الکتروموتور هی فی دارای طرفیت cfm باید برای هر فن از یک الکتروموتور به توان cfm استفاده شود. و در نتیجه باید برای هر فن از یک الکتروموتور به توان cfm استفاده شود.

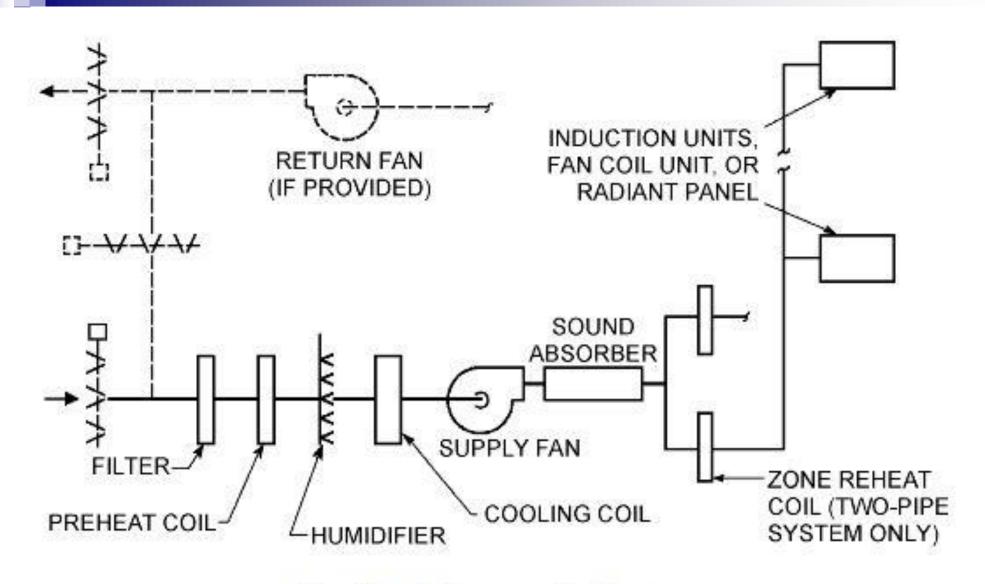
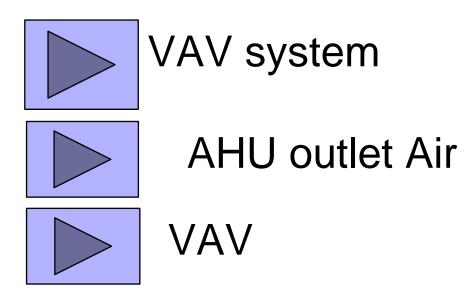


Fig. 5 Primary Air System





# **Selection Procedure**

The following procedure is used to determine all the pertinent air handler data. Steps can be omitted when not applicable. For instance, a fan head would require at most five steps to be selected.

- a. Select unit type (Model)
- Select unit size
- c. Select coil
- d. Select filters
- e. Select other accessories
- Determine total static pressure
- g. Determine fan type, fan speed and motor horsepower
- Adjust selection for altitude and /or temperature

### a. Select Unit Type (Model)

Refer to Model & Basic arrangements on page 9, based on job conditions.

### b. Select Unit Size

Air volume determines unit size. Once the air quantity is determined, the unit size is selected from the General Information Table on page 16. Based on allowable face velocity:

Face Velocity (FPM) = CFM / Coil Face Area (Sq.Ft.)

Cooling coil face velocitys should not exceed 550 FPM to avoid condensate carry over. Notice that some units offer three different coil sizes. The most economical selection results from using the smallest unit size with the largest coil available while keeping face velocities close to 550 FPM. Face velocities at unit used only for heating purposes can be higher. In this case the limitation is air flow range of the unit, shown in the General Information table .

### c. Select Cooling & Heating Coils

For more details refer to related coil catalogue or TAHVIEH products CD (Teqsel CD). In this catalogue the coil rating and capacities are briefly presented.

**Water Cooling Coil Procedure:** In determination of unit size (step b), the type of coil(low  $\Delta T$ , normal  $\Delta T$ , high  $\Delta T$ , or external) has been determined. This fixes the coil height and length as shown in General Information table on page 16. The fin spacing and rows are determined by referring to the limited coil capacity tables (on pages 46 thru 61) TAHVIEH coil catalogue or Equipment Selection CD. Two types of cooling coils are available: *Chilled Water* and *Direct Expansion (DX)*. Fin spacing can be *TYPE I (8 FPI)* or *TYPE IV (14 FPI)* and coil depths of 3,4,6 and 8 rows are available.

To select a coil, the following information must be determined from system requirements:

- Standard air flow (Scfm.)
- Entering air wb and db temperature.
- Total and sensible cooling load to be handled by the coil.
- Entering water temperature.
- Water temperature range, outlet minus inlet.
- Face velocity on coil in fpm.(determined in step b)

 Determine standard air flow (Scfm). (Refer to altitude & temperature correction factor for air flow (Factor A) shown in the Table on page 12 ):

Scfm = CFM (Elevation) x Factor A

- 2) Calculate coil face velocity at standard conditions: Face Velocity (Standard) = Scfm (Standard) / Coil Face Area (sq.Ft.)
- Determine cooling load of the coil at standard condition (Refer to altitude & temperature correction factors for capacity (Factor B & Factor D) shown in the table on page 13).

Total Load (Standard) = Total Load (Elevation)  $\times$  Factor  $\mathbf{B} \times$  Factor  $\mathbf{D}$ 

4) Calculate water flow rate:

**GPM** = **Total Load**(elevation) /  $[500 \times \Delta T$ (elevation) ]

5) Determine water velocity thru tubes for a given row. Use table 1 (on page 64).

 $FPS = GPM \times 1.1 / Circuits$ 

- Calculated water temperature range at standard conditions
  - $\Delta T$ (Standard) = Total Load(Standard) / ( 500 x GPM )
- Calculate required MBH/Ft<sup>2</sup> of face area at standard conditions:

MBH/Ft<sup>2</sup> (Standard) = Total Load(Standard) / Coil Face Area (Sq.Ft) /1000

- Determine maximum total capacity, rows, leaving DB and WB at standard conditions from capacity tables (or Water Coil catalogue).
- Calculated maximum total capacity at altitude to the one at standard by reversing all the operations in step 3. (Q1)
- 10) Determine **Factor D** base on DBL(Standard)
- Determine maximun sensible capacity at altitude
   (Q2):

 $Q2(\text{Elevation}) = 1.085 \times CFM(\text{Elevation}) \times [DBE(\text{Elevation}) - DBL(\text{Standard})] \times Factor D$ 

12) Determine leaving dry bulb at altitude:

 $DBL(\text{elevation}) = DBE(\text{elevation}) - [Q2 / (1.085 \times CFM(\text{elevation}) \times Factor A \times Factor D)]$ 

DBL= Leaving air dry bulb, °F

DBE= Entering air dry bulb, °F

- 13) Get air resistance thru coil from curve No.1,2 on page 65 at standard conditions and then multiply it by Factor A to obtain the quantity at altitude.
- 14) Determine total water pressure drop by adding water pressure drop thru tubes from table 2,3 on page 66 and pressure drop thru headers from curve No. 3&4 on page 67.



### **DX Cooling Coil Procedure:**

To select a DX coil, the following information must be determined from system requirements:

- Standard air flow (Scfm.)
- Entering air WB and DB temperatures.
- Total cooling load of the coil.
- Refrigerant evaporating temperature in the coil (R-22)
- Face velocity on coil in fpm.
- Determine standard air flow (Scfm). (Refer to altitude &temperature correction factor for air flow (Factor A) shown in the Table on page 12).

Scfm = CFM (Elevation) x Factor A

- Face velocity on coil at standard conditions
   Face Velocity (Standard) = Scfm (Standard) / Coil Face Area (Sq.Ft.)
- 3) Determine cooling load on the coil at standard condition (Refer to altitude & temperature correction factor for capacity (Factor B) shown in the table on page 13):

**Total Load** (Standard) = **Load** (Elevation) x **Factor B** 

 Calculate required Tons per sq.ft. of face area at standard condition:

Tons/Ft<sup>2</sup> (Standard) = Total Load(Standard) / Coil Face Area (Ft<sup>2</sup>) / 12000

 Determine maximum total capacity, rows, leaving DB and WB at standard conditions from capacity tables in DX coil catalogue(CN:06-96).

Maximum Capacity(Standard) = Tons/Ft<sup>2</sup> (Standard) x Coil Face Area (Ft<sup>2</sup>) x 12000

 Calculate maximum total capacity at altitude by reversing all the operations in step 3. (Q1)

- 7) Determine Factor D based on DBL(Standard)
- 8) Determine maximun sensible capacity at altitude by reversing all the operations in step 3(**Q2**):

$$\label{eq:Q2} \begin{aligned} Q2 &= 1.085 \times CFM (\text{Standard}) \times [ & DBE (\text{Elevation}) - DBL (\text{Standard}) ] \\ & \times Factor \ D \ / \ Factor \ C \end{aligned}$$

9) Determine leaving dry bulb at altitude:

$$DBL(elevation) = DBE(elevation) - Q2 / [1.085 \times CFM(elevation)]$$

$$\times Factor A \times Factor D]$$

DBL= Leaving air dry bulb, °F

DBE= Entering air dry bulb, °F

10) To obtain refrigerant temperature at altitude, add Factor E to the refrigerant temperature at sea level(Refer to altitude & temperature correction factor for capacity (Factor E) shown in the table on page 13).  Get air resistance thru coil from curve No.1,2 on page 65 at standard conditions and then multiply it by Factor A to obtain the quantity at attitude.

Water Heating Coil Procedure: In a unit with a cooling coil the height and depth of preheat, heating and reheat coils are set by the cooling coil since all coils in a unit must be the same size. The fin spacing and rows are determined by referring to the limited coil capacity tables (on pages 62 & 63), the appropriate TAHVIEH coil catalogue, or CD. Three types of heating coils are available: Hot Water, Steam and Electric.

To select a coil, the following information must be determined from system requirements:

- Standard air flow (Scfm.)
- Entering air db temperature.
- Total heating load of the coil.
- Entering water temperature.
- Water temperature range, outlet minus inlet.
- Face velocity on coil in fpm.

 Determine standard air flow (Scfm). (Refer to altitude & temperature correction factor for air flow (Factor A) Table on page 12):

Scfm = CFM (Elevation) x Factor A

Calculate Face velocity on coil at standard conditions:
 Face Velocity (Standard) = Scfm (Standard) / Coil Face Area (Sq.Ft.)

3) Calculate water flow rate:
GPM = Total Load(elevation) / [ 500 x ΔT(elevation) ]

Determine water velocity thru tubes for given row.
 Use table 1 (page 64)

 $FPS = GPM \times 1.1 / Circuits$ 

- Determine row and leaving DB at standard conditions from capacity tables(or coils catalogue).
- 6) DBL(elevation) = DBL(Standard), DBL= Leaving air dry bulb,°F (Refer to curve No. 5 on page 68. correction of DBL)
- Heating load of the coil at altitude (Refer to altitude & temperature correction factor for capacity (Factor F) table on page 13):

Sensible Load (Elevation) =  $1.085 \times CFM$ (Standard)  $\times \Delta T$ (Standard)  $\times Factor F$ 

- 8) Get air resistance thru coil from curve No.1 on page 65 at standard conditions and then multiply it by Factor A to obtain the quantity at altitude.
- Determine total water pressure drop by adding water pressure drop thru tubes from table 2,3 on page 66 and pressure drop thru headers from curve No. 3&4 on page 67.

### **Steam Heating Coil Procedure:**

To select a coil, the following information must be determined from system requirements:

- Standard airflow (Scfm)
- Entering air temperature db (T1).
- Leaving air temperature db (T2).
- Steam pressure and temperature (Ts).
- Face velocity on coil in fpm.

Pressure	Temperature	Latent Heat
(psig)	(°F)	(Btu/ <b>I</b> b)
0	212	970.40
2	218.47	966.20
3	221,50	964.27
5	227.16	960.54
8	234.78	955.58
10	239,41	952.45
15	249.73	945.49
20	258.79	939.26
25	266.85	933.63
30	274.08	928.50
35	280.64	923.77
40	286.74	919.27
45	292.37	915.14
50	297.70	911.24
60	307.30	903.91
70	316.30	897.28
80	323.89	891.08
90	331.16	885.42
100	337.86	880.82
110	344.22	874.85
120	350.09	870.05
130	355.65	865.48
140	360.89	861.12
150	365.92	856.92
175	377.47	847.02
200	387.88	838,00

- Calculate air temperature rise (T2-T1).
- Calculate temperature difference between steam and entering air (Ts-T1).
- 3) Calculate " A " = (T2-T1)/(Ts-T1)
- 4) Enter graph 1 on page 64 with coil face velocity and proceed upward to intersection with "A" line.
- 5) Select the coil curve which passes above this point (higher "A" coil).
- 6) To calculate actual final temperature, determine actual" A " & " B " from graph 1 in page 64 for the coil selected.

$$T2 = (A \times Ts) + (B \times T1)$$

- To calculate heating load and condensate mass flow rate:
  - Btuh specified =  $1.08 \times \text{scfm} \times \text{(specified T2-T1)} \times \text{Factor G}$ Buth actual =  $1.08 \times \text{scfm} \times \text{(actual T2-T1)} \times \text{FactorG}$ 
    - Condensate (lbs /hr ) = Btuh ( actual ) / Latent heat
- 8) Determine air friction across coil from curve No.1, on Page 65 at standard conditions and then multiply it by Factor A to obtain the quantity at altitude.

### Hot Deck (BD or BR):

The hot deck coil height and length are fixed by the size of the unit, selected as shown in the General Information table on page 16. The face area is approximately one half of a draw thru coil. The coil depth is determined in the same manner describe as in above steps. The required preheat coils are the same size as the cooling coils and are located before fan head.

### d. Select Filters

Aluminum Pre-filters and various type of Fine Filters are provided by TAHVIEH. See Pre-Filter & Fine Filter data and arrangements on page 22. When outside air is used, a combination of filter mixing box and filters is a convenient method of properly mixing and purifying the air before it enters the unit.

### e. Select Other Accessories

Other accessories as follows are available in TAHVIEH Air Handler Line :

Air Washers	(page 27)
	1 0

### f. Determine Total Static Pressure

Cabinet and accessory static pressure loss table (page 19 thru 21), Coil static air pressure loss (page 65) and filter static pressure tables (page 25) contain all the information required to determine internal static pressure at sea level. Total static pressure (TSP) at sea level is obtained by adding internal and external static pressures (ESP) at sea level.

ESP is determined by the ductwork and accessories added outside of the unit. TSP should be corrected for design elevation by using the correction table (Factor A) on page 12.

### g. Determine Fan Type, Power and Speed

TAHVIEH available fans are listed on page 17 and the rating curves on pages 36 to 42 show Airflow, Sound level, BHP and RPM for air at standard conditions. The characteristic curves of forward and backward curved fans are shown on page 36 & 40 respectively. For Airfoil wheels information and performance curve contact TAHVIEH. Fan parameters should be calculated at sea level.

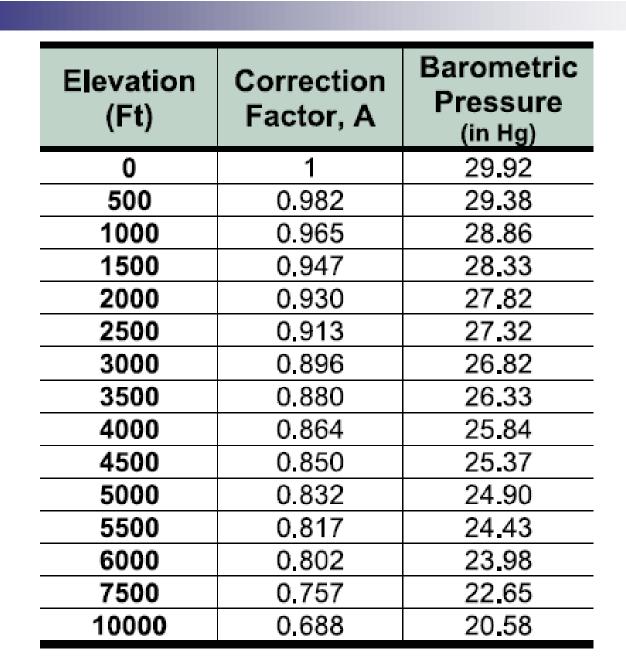
12

### Altitude and Temperature Correction Factor for Air Flow (Factor A)

In this catalogue all data are in terms of standard air at a density of .075 pounds per cubic foot at 70F and a barometric pressure of 29.92 in-Hg (sea level). See Air density ratio ,Factor A, on the following table for the relationship between the density of air at standard conditions and the density at elevated temperatures and altitudes.

A fan at a given speed will handle the same volume of air regardless of density. However, the BHP and static pressure vary directly as the density. Therefore the steps in correcting a selection for variations in density due to altitude are as follows:

- Determine that the CFM and static pressure are stated in terms of the actual altitude and not at standard conditions.
- Pick air density ratio from table on this page.
- Divide actual static pressure by air density ratio.
- Use the actual CFM & corrected static pressure to determine rpm directly from the fan table.
- Multiply the BHP from the fan table by the air density ratio to determine the actual BHP.





To obtain the capacity at standard conditions, use the following correction factors with their corresponding equations:

Elevation (Ft)	Correction Factor, B	Correction Factor, C
0	1	1
2500	0.97	1.03
5000	0.94	1.05
7500	0.91	1.10
10000	0.88	1.14



Temperature (°F)	Correction Factor, D
0	1.120
50	1.031
70	1
75	0.990
80	0.985
85	0.975
90	0.965
95	0.955
100	0.950
105	0.940
110	0.930
115	0.925



To obtain refrigerant temperature at altitude, add the corresponding quantity from the following table to the sea-level refrigerant temperature :

Elevation (Ft)	Correction Factor, E
0	0
2500	0.6
5000	1.3
7500	2.0
10000	2.6



To obtain the capacity at altitude, use the following correction factor with their corresponding equations:

Elevation (Ft)	Correction Factor, F
0	0
2500	0.95
5000	0.90
7500	0.85
10000	0.81



# Temperature Correction Factor for Steam Heating Capacity(Factor G)

To obtain the capacity at altitude, use the following correction factor with their corresponding equations:

Elevation	Correction Factor, G					
(Ft)	2 psig	2 psig 10 psig 50 psig 100 psig				
0	0	0	0	0		
2500	0.92	0.93	0.94	0.94		
5000	0.85	0.87	0.88	0.88		
7500	0.78	0.80	0.82	0.83		
10000	0.71	0.74	0.77	0.78		

Example:
Given Data: (Elevation=4500 ft )

UNIT IDENTITY			DESCRIPTION
	Туре		Multi-zone air handler
	Supply air		11700
	r f <b>l</b> ow cfm)	Return air	0
•	····,	Fresh air	11700
External	static press	ure (in.wg.)	0.5
	Total coil	load (Btuh)	547000
	Sensible	coil load (Btuh)	441620
	Max. face velocity (fpm)		500
		Ent. water temp. (°F)	44
<del>-</del>	Tube	Lvg. water temp. (°F)	54
Cooling coil	side	Flow rate (gpm)	109.4
ΞĚ		Max. pressure drop (ft.wg.)	20
္ပိ		Ent. dry bulb temp. (°F)	95
Ū		Ent. wet bulb temp. (°F)	69.2
Air side	Lvg. dry bulb temp. (°F)	56	
		Lvg. wet bulb temp. (°F)	54.8
		Flow rate (cfm)	11700

	Туре		Pre-heating	Heating	
	Heating capacity (Btuh)		696400	292000	
		Ent. water temp. (°F)	180	180	
<u> </u>	Tube	Lvg. water temp. (°F)	160	160	
	side	Flow rate (gpm)	69.6	29.2	
Heating	atii	Max. pressure drop (ft.wg.)	15	15	
Ĭ	Air side	Ent. air temp. (°F)	<b>-</b> 6.5	56	
		Lvg. air temp. (°F)	55.5	82	
		Flow rate (cfm)	11700	11700	
	Eiltoro	Pre-filters	V-type, Efficiency: 10-15% D.S.		
es	rillers	Filters Fine filters		ency: 95% D.S.	
sor	Mixing box		N	No	
Ses	Fine filters  Mixing box  Humidifier type  Steam flow rate (lb/hr)		Stear	Steam grid	
Ac	Steam flow rate (lb/hr)		44	14	
	Ent./Lvg. air temp. (°F)		55.9	5/56	

### a) Select Unit Type

By referring to page 9, "BD" model is selected.

### b) Select Unit Size

By considering the max. face velocity of 500 fpm, face area is approximately found as follows:

Face Area(Approx.)

 $=11700/500=23.4 \text{ ft}^2$ 

Using the approximate face area, the actual unit size (on the page 16) is found to be "24" with coil deck face area of 24.0 Sq.ft.

Actual Face Velocity

=11700/24=487.5 fpm

## c) Select Coils:Cooling Coil:

- SCFM
  - $= 11700 \times 0.85 = 9945$
- Face Velocity(Standard)= 9945/24=414 fpm

- 3) Total Load(standard) = 547000 x 0.946 x 0.955=494176 Btuh
- 4) GPM = 547000/[500 x 10]=109.4
- 5) FPS =  $109.4 \times 1.1/[2 \times 22] = 2.74$
- 6)  $\Delta T$ (standard) = 494176/(500 x 109.4)=9.03 °F
- 7) MBH/  $ft^2$ = 494176/24/1000=20.59
- 8) The coil 6 ROW/14 FPI/24.0 ft²/DOUBLE CIRCUIT is selected, Therefore:
  - Total Coil Load
  - = 561788 Btuh
  - Total Coil Sensible Load
  - =459800 Btuh
  - Leaving Air DB
  - $= 52.2 \, ^{\circ}F$
  - Leaving Air WB
  - = 51.7°F

- 9) Total Load(Elevation)[**Q1**] = 561788/0.946/0.955=621839 Btuh
- 10) Total Sensible Load(Elevation)[**Q2**] = 1.085 x 9945 x (95-52.2) x 1.03/1.05=453029 Btuh
- 11) DBL(Elevation) = 95-[453029/(1.085 x 11700 x 0.85 x 1.03)]=54.2°F
- 12) Δpa
   = 0.84 in.w.g (Air Pressure Drop) @ sea level
   = 0.84 x 0.85=0.714 in.w.g @ elevation
- 13)  $\Delta Pw$ = 2.82+0.65=3.47 ft.w.g (Water Pressure Drop)

### **Pre-Heating Coil:**

- 1) SCFM = 11700 x 0.85=9945
- Face Velocity(Standard)= 9945/24=414 fpm
- 3) GPM =  $696400/[500 \times 20] = 69.6$
- 4) FPS = 69.6 x 1.1 / 22=3.48
- 5) The coil 1 ROW/14 FPI/24.0 ft²/ SINGLE CIRCUIT is selected, therefore: Leaving Air DB=58.0°F
- 6) Total Heating Load(Elevation) = 1.085 x 9945 x (58+6.5) x 0.91=633338 Btuh
- Δpa
   = 0.05 in.w.g (Air Pressure Drop) @ sea level
   = 0.05 x 0.85=0.04 in.w.g @ elevation
- 8) ΔPw = (0.55+0.97) x 0.74=1.12 ft.w.g (Water Pressure Drop)

### **Heating Coil:**

- 1) SCFM = 11700 x 0.85=9945
- Face Velocity(Standard)= 9945/13.57=737 fpm
- 3) GPM = 292000/[500 x 20]=29.2
- 4) FPS = 29.2 x 1.1 / 12=2.68
- 5) The coil **1 ROW/14 FPI/13.5 ft²/SINGLE CIRCUIT** is selected, therefore:
  Leaving Air DB=86.1°F
- 6) Total Heating Load(Elevation) = 1.085 x 9945 x (86.1-56) x 0.91=295558 Btuh
- Δpa
   = 0.19 in.w.g (Air Pressure Drop) @ sea level
   = 0.19 x 0.85=0.16 in.w.g @ elevation
- 8)  $\Delta Pw$ =(0.88+0.33) x 0.74=0.9 ft.w.g (Water Pressure Drop)

### c) Select Filters:

By referring to page 22, the unit filter sizes are selected as follows:

Type	Area (ft²)	Qty. x (Length x Width) (in.)
Pre-filter(V-Bank)	48,9	12x(16x20) 8x(16x25)
Fine Filter(Bag)	36,0	8x(24x24) 2x(24x12)

### e) Total Static Pressure:

Element name	ΔPa @ sea level
<ul> <li>Inlet Damper</li> </ul>	0.02
<ul> <li>V-Type</li> </ul>	0.06
Fan Cabinet	0.42
<ul> <li>Bag filter</li> </ul>	(0.6+1)/2 = 0.8
<ul> <li>Pre-Heating Coil</li> </ul>	0.05
Cooling Coil	0.84
Total Internal Static	2.19
Pressure	

Total Internal Static Pressure (Elevation) (in.w.g)

$$= 2.19 \times 0.85 = 1.86$$

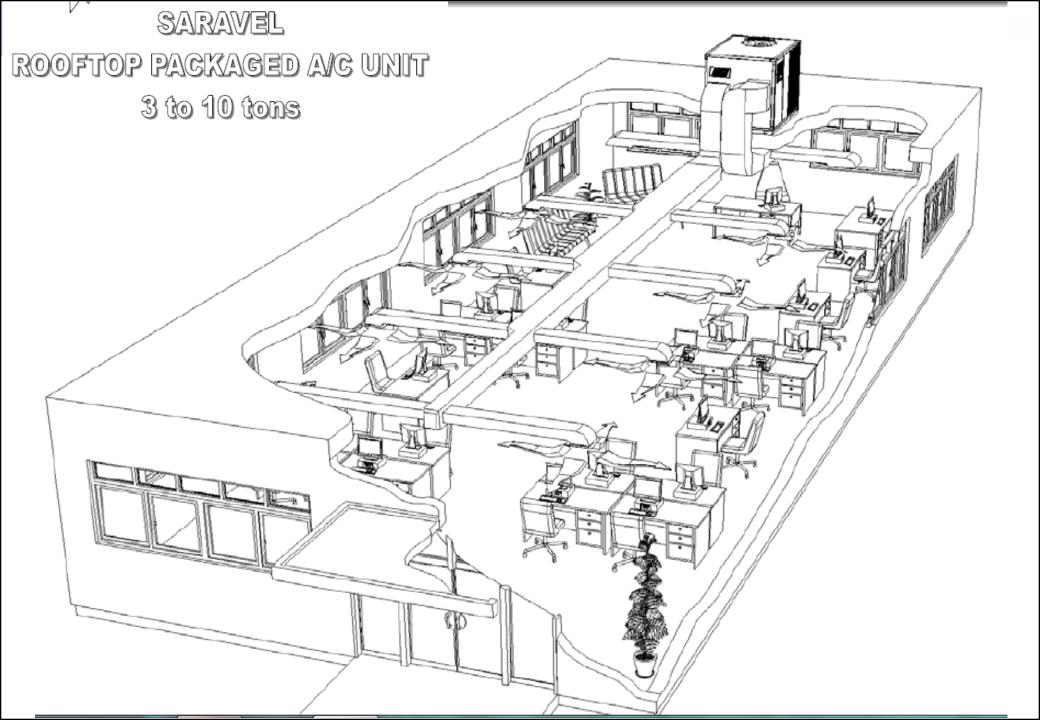
Total Static Pressure (Elevation) (in.w.g)

$$= 1.86 + 0.5 = 2.36$$

### f) Fan Selection:

By referring to page 41 fan & motor are selected as follows:

- Fan model: RDH-500
- Fan Qty.
- = 2
- Fan speed
- = 1349 rpm
- Fan power
- = 2x2.1 kw
- Motor power
- = 2x5.5 hp
- Fan efficiency
- = 78.5%
- Fans sound power level @ fan outlet
- $= 85.5 \, dBA$



#### قسمت چیلر دستگاه روف تاپ پکیج





قسمت هواساز دستكاه روف تاپ پكيج









#### Selection Example:

Space: Bank office building

Area:  $300 \text{ m}^2 = 3228 \text{ ft}^2$ 

City: Tehran

Altitude: 4000 ft

Outdoor air summer temperature: 100°F DB/ 75°F WB

Indoor design air temperature: 78°F DB/ 63°F WB (According to ASHRAE comfort zone)

Fresh air required: 25%

Required total cooling load: 8.97 ton=107600 btu/hr
Required sensible cooling load: No idea (360 ft²/ton, 1 ton=12000 btu/hr according to ASHRAE pocket handbook cooling load check figures.)

Again: Total cooling load= =  $\frac{107600}{0.95 \times 0.96 \times 0.97 \times 0.98}$  =125116 btu/hr

Then from TABLE 1: Again select SRTP-10 model with total cooling capacity of 126000 btu/hr

Actual air flow=Nominal air flow x CFMF =4100x0.87=3570 cfm

If Required sensible cooling load was known:

Required ST= 
$$\frac{\text{Required sensible cooling load}}{\text{Required total cooling load}}$$

$$ST = \frac{\text{Required ST}}{\text{STF1xSTF2xSTF3xSTF4xSTF5}}$$

$$= \frac{\text{Required ST}}{0.95x1.02x0.88x1.08x1.16} = \frac{\text{Required ST}}{0.76}$$

Then from TABLE 1: ST of SRTP-10 model would be checked also.

# M

#### Selection:

Return indoor air temperature: (Return air mixed with 25% fresh air) 0.25×100°F+0.75×78°F=84°F DB 0.25×75°F+0.75×63°F=66°F WB

First assume no cfm correction factor for external static pressure, so from:

TABLE 2: CFMF=1

TABLE 3: F1=1, STF1=1

Then with interpolating from:

TABLE 4: F2=0.96, STF2=1.02

TABLE 5: F3=0.97, STF3=0.88

TABLE 6: F4=0.98, STF4=1.08

TABLE 7: STF 5=1.16

м

So:

Total cooling load=
$$\frac{\text{Required total cooling load}}{\text{F1xF2xF3xF4}}$$
$$=\frac{107600}{1\times0.96\times0.97\times0.98}=118241 \text{ btu/hr}$$

Then from TABLE 1: Select SRTP-10 model with total cooling capacity of 126000 btu/hr

Now according to SRTP-10 nominal air flow = 4100 cfm and duct sizing data, we may obtained 0.38" W.G. external static pressure, so from:

TABLE 2: CFMF=0.87

TABLE 3: F1=0.95, STF1=0.95

TABLE 1:

Г	Model	SRTP-3	SR TP-6	SRTP-7.5	SRTP-10		
г	Nominal cooling (Tons)	3	6	7.5	10		
Iŧ	Total Cooling capacity (Btu/Hr) * Sensible Cooling capacity (Btu/Hr) *	30,000	63,000	78,000	126,000		
l ä	Sensible Cooling capacity (Btu/Hr) *	22,500	45,500	57,000	90,000		
Jŏ	Nominal Air Flow(CFM) **	1,000	2,100	2,800	4,100		
г	Voltage (V) / Phase / HZ	220/1/50		380 / 3 / 50			
ı	Nominal Total Power (KW)	4.6	5.8	6.9	11.4		
ı	Nominal Total Current (Amp)	20.5	16.3	20.4	29.1		
ı	Starting Current (Amp)	73	70.5	94	70.5		
ı	Compressor						
ı	Type		Scroll H	ermetic			
ı	Quantity		. 1		2		
ı	Nominal Power (HP)	3	6	7.5	6		
ı	Condenser Coil						
ı	Face Area (sqft)	9.9	21.1	25.6	52.8		
l	Row/FPI/Tube/Fin	2 /14 / 3/8" Cu or Al					
ata	Condenser Fan						
Electrical Data	Туре	Axial Fan With External Rotor Motor					
👸	Quantity	1					
듛	Size (m m) / Speed (rpm)	500/900	560/900	630 / 900	710 / 900		
冒	Sound power level (dBA)	65	74	77	78		
And	Air Flow (CFM)	2800	4600	5800	8200		
贾	Nominal Power (KW) Evaporator Coil Face Area (sqft)						
Įğ	Evaporator Coil						
듄	Face Area (sqft)	2.9	4.7	5.2	9.1		
l	Row/FPI/Tube/Fin	3 /14 / 3/8" Cu / Al					
l	Evaporator Fan						
l	Туре	Centrifugal DWDI With Embedded Motor					
ı	Quantity		1				
ı	Size (inch) / Speed (rpm)	9/9 / 900	10/10 / 1400	12/12 / 900	12/12 / 900		
	Sound power level (dBA)	63	66	66	78		
	Air Flow (CFM) **	1,000	2,100	2,800	4,100		
	Nominal Power (KW)	1/3	3/4	3/4	1.5		
	Evaporator Filter	1"Washable					
1	Unit Dimension (L /W / H) (m)	1.1 /1 /0.83	1.6 / 1.4 / 0.83	1.8 /1.55 / 0.83	2 / 1.5 / 1.57		
L	Unit Operating Weight (Kg)	170	280	350	550		

 $<sup>^*</sup>$  Cooling capacity is based on ARI 210, 95°F ambient temperature, 80°F DB / 67°F WB indoor air temperature at air flow at 0.35" external static pressure. For other temperatures and external static pressure apply correction factors.

\*\* Air flow is at 0.35" external static pressure. For other external static pressure apply correction factor.

#### TABLE 2:

External Static Pressure (inch)	0.3	0.35	0.4
CFMF for SRTP-3 model	1.15	1	0.7
CFMF for SRTP-6 model	1.03	1	0.9
CFMF for SRTP-7.5 model	1.08	1	0.9
CFMF for SRTP-10 model	1.15	1	0.7

#### TABLE 3:

CFMF	0.7	0.87	0.9	1	1.05	1.15
F1	0.87	0.95	0.99	1	1.02	1.04
STF1	0.85	0.95	0.97	1	1.04	1.06

#### TABLE 4:

Outdoor Ambient temperature (DB °F)	65	75	85	95	105	115
F2	1.17	1.11	1.06	1	0.92	0.83
STF2	0.91	0.94	0.97	1	1.04	1.05

#### TABLE 5:

Altitude (ft)	2,500	5,000	7,500	10,000
F3	0.98	0.96	0.94	0.92
STF3	0.92	0.85	0.78	0.71

#### TABLE 6:

Indoor Air Wet Bulb temperature (WB °F)	59	63	67	71
F4	0.9	0.92	1	1.07
STF4	1.5	1.3	1	0.6

#### TABLE 7:

Indoor Air Dry Bulb temperature (DB)	70	75	80	85
STF5	0.6	0.8	1	1.2



#### Actual air flow=Nominal air flow x CFMF (CFM correction factor)

ST (Sensible to total cooling load) = 
$$\frac{\text{Required ST}}{\text{STF1}\times\text{STF2}\times\text{STF3}\times\text{STF4}\times\text{STF5}}$$

F1..F4 are total cooling load correction factor STF1..STF4 are sensible to total cooling load correction factor

#### MULTIPLE-UNIT SYSTEMS

Multiple-unit systems generally use under 70 kW, single-zone unitary HVAC equipment with a unit for each zone (Figure 1). These units typically have factory-charged, indoor compressor refrigeration systems. Some use remote air-cooled condensers with field-provided refrigeration piping. Equipment can be packaged air cooled, and wall louvers can be used to reject condenser heat to the outdoors. Zoning is determined by (1) cooling and heating loads, (2) occupancy, (3) flexibility requirements, (4) appearance, and (5) equipment and duct space availability. Multiple-unit systems are popular for low-rise office buildings, manufacturing plants, shopping centers, department stores, and apartment buildings. Unitary selfcontained units are excellent for renovation.

The system configuration can be horizontal distribution of equipment and associated ductwork and piping, or vertical distribution of equipment and piping with horizontal distribution of ductwork.



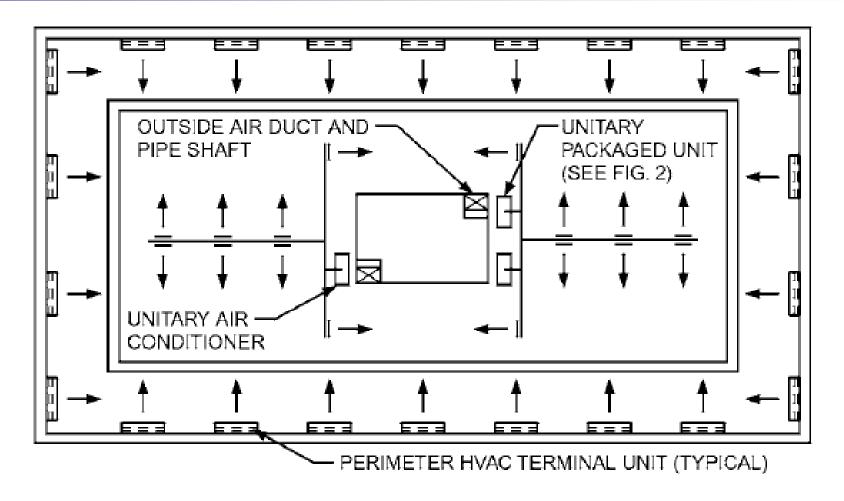


Fig. 1 Multiple-Unit Systems Using Single-Zone Unitary HVAC Equipment

(Courtesy RDK Engineers)

#### Advantages

- The system can be sealed to both large or small buildings (building height).
- Installation is simple. Equipment is readily available in sizes that allow easy handling.
- Installation of outdoor heat pumps is simple with rigging onto concrete pad at grade level or on the roof.
- Equipment and components can be standardized.
- Relocation of units to other spaces or buildings is practical, if necessary.
- Energy efficiency can be quite good, particularly where climate or building use results in a balance of heating and cooling zones.
- Units are available with complete, self-contained control systems that include variable-volume control, night setback, and morning warm-up.
- Equipment is out of the occupied space, making the system quieter than water-source heat pumps.
- Easy access to equipment facilitates routine maintenance.
- Failure of one unit affects only a limited area.
- · System is repetitive and simple, facilitating operator training.
- Tenant utility metering is easier than with other systems.



#### Disadvantages

- Access to outdoor air must be provided at each location.
- Fans may have limited static pressure ratings.
- · Air filtration options are limited.
- Discharge air temperature varies with on/off or step control.
- Humidification can be impractical on a unit-by-unit basis and may need to be provided by a separate system.
- Integral air-cooled condensing units for some direct-expansion cooling installations should be located outdoors within a limited distance.
- Multiple units and equipment closets or rooms may occupy rentable floor space.
- Multiple pieces of equipment may increase maintenance requirements.
- Redundant equipment or easy replacement may not be practical.



Unitary systems can be used throughout a building or to supplement perimeter packaged terminal units (Figures 1 and 2). Because core areas frequently have little or no heat loss, unitary equipment with air- or water-cooled condensers can be applied. The equipment can be used in both low- and high-rise buildings; both applications require some form of outdoor ventilation to serve the occupants.

Typical application may be a interior work area, computer room, or other space requiring continual cooling. Special-purpose unitary equipment is frequently used to cool, dehumidify, humidify, and reheat to maintain close control of space temperature and humidity in computer areas (Figure 2). For more information, see Chapters 18 and 19 of the 2011 ASHRAE Handbook—HVAC Applications, as well as Chapters 49 and 50 of this volume.

In the multiple-unit system shown in Figure 3, one unit may be used to precondition outdoor air for a group of units. This all-outdoor-air unit prevents hot, humid air from entering the conditioned space during periods of light load. The outdoor unit should have sufficient capacity to cool the required ventilation air from outside design conditions to interior design dew point. Zone

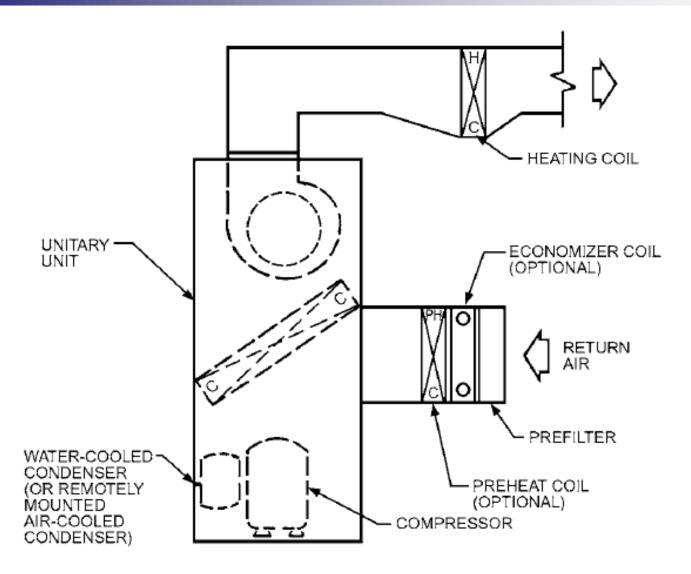


Fig. 2 Vertical Self-Contained Unit (Courtesy RDK Engineers)

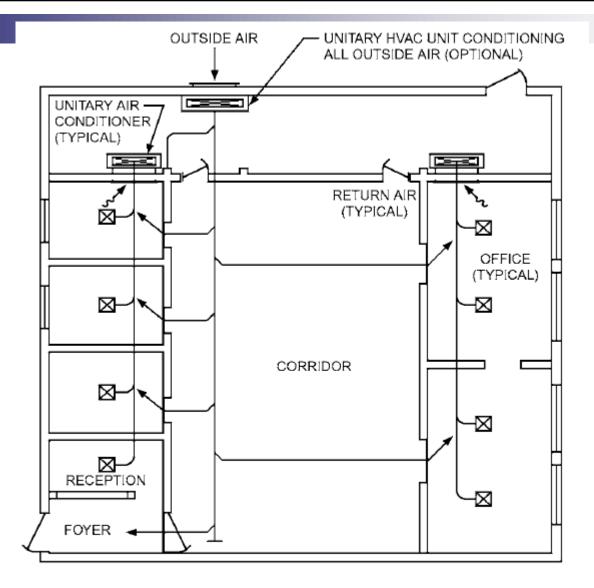


Fig. 3 Multiroom, Multistory Office Building with Unitary Core and Through-the-Wall Perimeter Air Conditioners (Combination Similar to Figure 1)

(Courtesy RDK Engineers)

v

units are then sized to handle only the internal load for their particular area.

Units are typically under 70 kW of cooling and are typically constant-volume units. VAV distribution may be accomplished on these units with a bypass damper that allows excess supply air to bypass to the return air duct. The bypass damper ensures constant airflow across the direct-expansion cooling coil to avoid coil freeze-up caused by low airflow. The damper is usually controlled by supply duct pressure. Variable-frequency drives can also be used.

**Controls.** Units are usually furnished with individual electric controls, but can be enhanced to a more comprehensive building management system.

Economizer Cycle. When outdoor temperature allows, energy use can be reduced by cooling with outdoor air in lieu of mechanical refrigeration. Units must be located close to an outdoor wall or outdoor air duct shafts. Where this is not possible, it may be practical to add a water-side economizer cooling coil, with cold water obtained by sending condenser water through a winterized cooling tower. Chapter 40 has further details.



Acoustics and Vibration. Because these units are typically located near occupied space, they can affect acoustics. The designer must study both the airflow breakout path and the unit's radiated sound power when coordinating selection of wall and ceiling construction surrounding the unit. Locating units over noncritical work spaces such as restrooms or storage areas around the equipment room helps reduce noise in occupied space. Chapter 48 of the 2011 ASHRAE Handbook—HVAC Applications has more information on HVAC-related sound and vibration concerns.

### هواساز هایژنیک

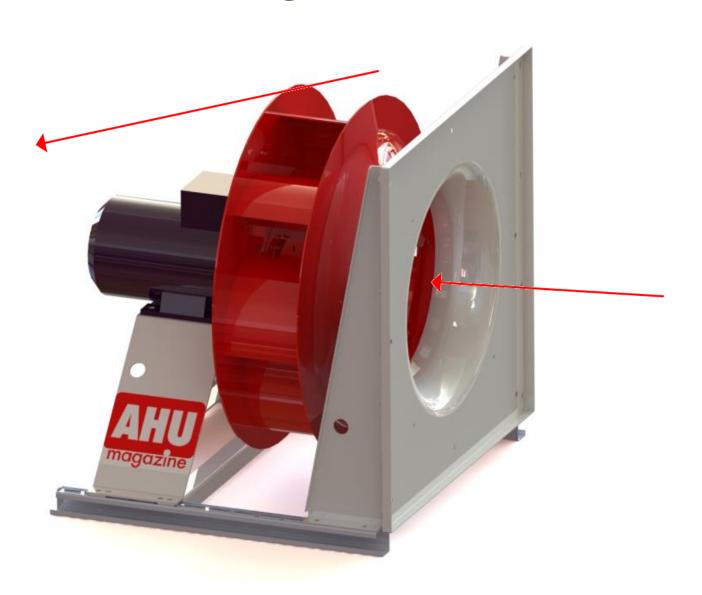
## (Hygienic air handeling units)

- هواساز هایژنیک به عنوان یکی از مهم ترین سیستم های تولید هوای پاک در صنعت تهویه شناخته شده است .
- این هواساز ها دارای فرآینا فیلتراسیون دقیق و مرتبی میباشند به گونه ای که هوایی که وارد هواساز میگردد به صورت کاملا پاک وبا درجه خلوص ۹۹٬۹۹٪وارد مجموعه مورد نظر میشود.
- ◄ هواساز های بیمارستانی نمونه ای از این هستند. هواساز هایژنیک به گونه ای طراحی شده است که هوای بیرون پس از وارد شدن به هواساز از طریق دمپر به سمت پیش فیلتر های آلومینیومی هدایت میشود این فیلتر ها به صورت کاملا یکنواخت با سطح مشخصی که طراحی میگردد ذرات درشت وسنگین هوا را جذب میکنند و تا حدودی هوا تصفیه مینمایند.
- هوا در ادامه مسیر وارد بگ فیلتر یا پد فیلتر میشود وبه دلیل اینکه این نوع فیلتر ها دارای عمق مشخص و قابل توجهی میباشند باعث به دام اندازی ذرات ریز تری میشنود.پس از این مرحله هوا وارد فن دستگاه میبشود وفشار لازم برای حرکت هوا در مجموعه کانالها تامین میشود در ادامه هوا وارد فیلتر های هیا و یا اولیا میشود این فیلتر اصطلاحا به فیلتر های راندمان بالاشناخته میشوند. در این مرحله درجه خلوص هوا به ۹۹٬۹۹٪ میرسد.

# مشخصات فني

- 🗸 ۱– چهار چوب ( پروفیل ) :
- ح چهار چوب دستگاه ها با پروفیل های آلومنیومی طراحی می شود که دارای کنج های کاملا صیقلی و کرو دار بوده که باعث می شود افت فشار دستگاه کاهش یافته و از تجمع آلودگی در آن جلو گیری می شود.
  - 🗸 ۲ پانل های بدنه:
- بدنه دستگاه ها به صورت دو جداره با عایق حرارتی وبرودتی ساخته می شود . سطح خارجی پانل ها از ورق گالوانیزه ساخته می شود که با رنگ آمیزی به صورت الکترو استاتیک کاملاً پوشش داده می شود و همچنین سطح داخلی پانل ها از ورق استیل ۳۰۴ ( stainless steel ) ساخته می شود .
  - ح ٣ فن:
- درهواسازهای هایژنیک ازپلاگ فن های بکوارد که محفظه هوزینگ ندارد و انتقال نیرو در آنها به صورت مستقیم است استفاده می شود بنابراین پارتیکل تولید نمی کند و به دلیل نداشتن هوزینگ تجمع ذرات ندارد و تمیز کردن آن نسبت به فن های دیگر در هواساز آسانتر است بنابراین در هواسازهای هایژنیک، هواساز های بهداشتی یا هواسازهای بیمارستانی حتماً از این نوع فن استفاده می شود و فن های دیگر کاربرد ندارند.

# Plug fan



- 🔻 ۴ دمیرهای تزریق هوا:
- ◄ ۲-۱ دمپر های دستگاه که از چهار چوب و پره های ایر فویل آلومنیومی طراحی شده که دارای حالت آیرودینامیکی مناسب بوده و مقاومت هوای بسیار کمی تشکیل می دهد که با استفاده از نوار های لاستیکی خاصی به طور کامل هوا بند شده اند
- ◄ ۲-۴ در حالت کنترل سیستم به شیوه VAV , جهت کنترل دبی هوای تزریقی ( باعث ایجاد فشار مثبت یا منفی می گردد) و دمای مطلوب محیط دمپرها نقش حیاتی دارند، این دمپرها کارایی گوناگونی دارند، به عنوان مثال در زمان آتش سوزی کلیه دمپرها بسته می شوند تا اکسیژن به مناطق آتش سوزی نرسد. در زمان بسته بودن کلیه دمپرها، جهت آسیب نرسیدن به موتورهواساز ، سیستم BMS موتور را خاموش می کند. در سیستم تهویه مطبوع توسط سیستم هواساز می توان بر روی zone های ورودی (هوای تازه و هوای خروجی) و سنسور های رطوبت، دما و حتی CO قرار داد تا بتوان از محیط های مختلف اطلاعات مفیدی جهت کنترل کیفی محیط بدست آورد.

۵ کویل های سرد و گرم

هواسازها برای تهیه هوا و رطوبت مناسب نیاز به تولید گرما و سرما دارند. این شرایط با استفاده از مبدل های حرارتی داخل هواسازها تامین می شوند. هوا را با عبور از روی این کویل ها گرم یا سرد می کنند، مبدل ها از آب داغ یا بخار در گرمایش و آب سرد در سرمایش استفاده می کنند. جنس کویل ها از مس یا فین الومینیومی برای انتقال حرارت بهتر می باشند. در کویل سرد صفحاتی برای تخلیه میعانات وجود دارد. آب داغ کویل ها توسط بویلر و آب سرد توسط چیلر فراهم می شود. سنسورهای دما درجه حرارت کویل ها را نظارت می کنند. اگر رطوبت مورد نیاز باشد کویل سرد بیش از حد خنک شده تا به نقطه شبنم رسیده و تراکم اتفاق بیافتد. کویل های گرم بلافاصله بعد از کویل های سرد قرار دارد تا هوا را باز گرمایش کند. و به دمای مطلوب برساند.

۶ – سايلنسر Silencer

استفاده از سایلنسر در صورت نیاز برای کاهش دسی بل تا ۳۰ با فرکانس مختلف با مواد و عایق کاملاً بهداشتی در هواساز هایژنیک استفاده می شود..

#### ۷ > رطوبت زن :

- < اغلب در آب و هوای سرد که در آن حرارت مداوم باعث خشکی هوا شده و ناراحت کننده است، کنترل رطوبت امری ضروری است.
  - 🧢 رطوبت زن ها انواع مختلفي دارد.
- ◄ تبخیری: هوای خشک به مخزن آب دمیده شده و آب را تبخیر می کند. میزان تبخیر با اسپری آب روی بافل های
  - بخارساز: بخاریا آب داغ بویلر مستقیما به هوا دمیده می شود و باعث افزایش رطوبت می شود.
  - اسیری آب آب توسط نازل به قطرات ریز تبدیل می شود و در هوا انتشار می یابد. اولتراسونیک : سطح آب، در جریان عبور از دستگاه اولتراسونیک، تشکیل غباری از آبِ می دهد.
- رطوبت رسانشی : آلیاف خاصی را با آب تازه مرطوب می کنند و جریان هوا را از روی آن عبور می دهند. این امر رطوبت را به سرعت بالا مي برند.
  - ح در هواساز هایژنیک از بخار ساز جهت رطوبت زنی استفاده می شود.

#### ۸ سیستم کنترلی:

🗸 با استفاده از این سیستم کنترلی می توان تمامی پارامترهایی همانند فرکانس ، رطوبت هوا ، حجم هوا ، دمای محیط و ... را به طور دقیقی کنترل کرد .

#### - ۹ فیلتر

- فیلترهای هوا همیشه در حال گرفتن غبار و گرد و خاک برای ارائه هوایی تمیز کار می کنند. فیلتر ها در ابتدای دستگاه نصب می شوند تا هر گونه آلوگی را در پایین دست جریان به خود جذب کند. فیلترها بسته به میزان تصفیه هوا در امتداد هم تعبیه می شوند تا به ترتیب از ذرات درشت به ریز هوا را تصفیه کنند. در دستگاه های هیژنیک از فیلتر های زیر استفاده می گردد.
- ۱ فیلتر فلزی از جنس آلومینیوم با راندمان ۳۰٪ و کاملاً قابل شست و شو می باشند که ذرات ریز و درشت نظیر : برگ ، پرز، موی حیوانات و ذرات معلق در هوا را جذب می کند .
  - ۲ فیلتر های تخت ( PLEATED ) که در سه کلاس G3،G3، G2 می باشند .
    - ۳ فیلتر کیسه ای ( BAG ) که در سه کلاس F9 ،F8 ،F7 می باشند.
- ۴ فیلتر هپا ( HEPA ) و یا اولپا ( ULPA) با توجه به نیاز در دستگاه تعبیه می شود و دارای قابلیت جذب ویروس ، باکتری ، میکروب و درات ریز تر از ۰.۱ میکرون با راندمان بیش از ۹۹.۹٪ را دارا می باشند که در محل هایی مثل اتاق عمل ، اتاق تمیز و ... کاربرد دارد
- کے فیلتراولیا دارای راندمان بالاتری نسبت به فیلتر هیا بوده و در سال ۱۹۶۱ ارائه گردیدهاست.براساس آزمایشهای انجام شده بر روی این فیلتر بازدهی آن معادل ۹۹/۹۹ درصد میباشد.این فیلترها قدرت جذب ذرات تا ۱۲/۰ میکرون را دارا میباشند.
- ۵ در دستگاه های هواساز هایژنیک می توان با توجه به نیاز از فیلتر کربن اکتیو نیز برای از بین بردن بو در محیط کار استفاده نمود.

### استريليزاسيون اشعه ماورابنفش

پرتو ماورابنفش بعد از مرحله فیلتراسیون و قبل از کویل خنک کننده قرار می گیرد. لامپ های پرتوها می بایست در بازه های دو ماهه توسط الکل تمییز شوند.



# استاندارد های دستگاه هایژنیک

هواسازهای هایژنیک یا هواسازهایی که برای صنایع بیمارستانی و کاربردهای اتاق تمیز استفاده می شوند بایستی دارای استانداردهای زیر باشند.

- EN 1886 Ventilation for buildings Air handling units -**Mechanical performance**
- EN 13053 Ventilation for buildings Air handling units - Ratings and performance for units, components and sections
  - VDI 3803 Air-conditioning systems Structural and technical principles
- VDI 6022 Part 1 Hygienic standards for ventilation and air-conditioning systems - Offi ces and assembly rooms
- VDI 6022 Part 3 Hygienic standards for ventilation and air-conditioning systems in production facilities and business enterprises
  - DIN 1946 Part 2 Ventilation and air conditioning; technical health requirements (VDI ventilation rules)
  - DIN 1946 Part 4 Ventilation and air conditioning - Part 4: Ventilation in hospitals (VDI Ventilation rules)
- دو استاندارد آخر براي صنايع بيمارستاني الزامي است و دو استاندارد اول يعني: EN1886 , EN13053 دو استاندارد مكمل با جداول و مشخصات بسیار خوب جهت چک و بازبینی و بازرسی هواسازهای سازندگان می باشد.

– استاندارد EN13053– استاندارد EN1886

- ◄ هوارسانها می بایست مطابق استانداردهای اروپا و براساس ۱۸۸۶ EN و ۱۳۰۵۳ EN ساخته ، طبقه بندی و اعلام وضعیت گردند.
- ◄ شركتهایی همچون EUROVENT یا RW-TUV هوارسانها را براساس نظام سالیانه مورد بازبینی و تست قرار می دهند.
  - استاندارد EN 1886 بر روی کیفیت ساخت و نوع المانهای بدنه و نحوه مونتاژ و طراحی ساخت تاثیر گذار است

# ×

### **MAINTENANCE PROGRAM**

### برنامه تعمير ونگهداري هواساز

#### Once Per Week:

Check the condition of filters. Clean, wash or change if necessary.

Check the level of pollution in the condenser heat exchangers, and wash if necessary.

Please keep in mind that above checks may be required more frequently depending on the climate and environmental conditions.

#### Once Per Month:

Check the operation of the fan and motor; adjust if necessary.

Check the injection nozzles and the humidifier valve.

Check water flow in the drainage pipe.

Check the condition of the entrance door hinges and the lid gaskets; lubricate the hinges if necessary.



#### Once Per Every Six Months:

Check the operation current of motor.

Check the fan and motor bearings for high temperature and noise.

Check the operation of control instruments.

Check condensed water tray, siphon and drainage pipe.

Check circulation pump and motor of the humidifier.

Check the condition of the strainer of the humidifier.

Check the condition of cold / hot water or steam pipe system.

Check lids, duct connections for air leakage (suction and blowing) and if a leakage is located take precautions immediately.

# М

#### Once Per Year:

Check the isolation of the filter frame.

Change the synthetic wool in panel filters.

Check the heat exchangers and fins. Wash by water jet if necessary.

If any, straighten the bent fins by using a fin comb.

Check the heat exchangers for leakage.

Bleed the heat exchangers with water.

Check the tightness of the bolts fixing the fan and motor.

Check lubrication of motor and fan bearings.

Check the operation of the dampers.

Check the doors of the air handling unit for easy opening and closing.

Check the conditions of the fittings and valves in piping system.

Check all cabling, control and isolating apparatus and terminal connections etc.

# استاندارد های بین المللی سیستم تهویه در بیمارستان

# استاندارد تهویه بیمارستان ها و مراکز درمان سرپایی در امریکا

دمای مطلوب	درصد رطوبت نسبی	تمامی هوای خروجی اتاق بطور مستقیم به بیرون تخیله شود.	حداقل کل تعوض هوا در ساعت	حداقل تعویض هوا از هوای بیرون در ساعت	جهت حرکت هوا نسبت به بخش مجاور	نام بخش
۲۰-۲۳	۳۰-۶۰	-	۱۵	٣	خارج (فشار مثبت)	اتاق های عمل/ سیتوسکوپی (لوله گذاری مثانه)
T T T	٣٠-۶٠	-	۱۵	٣	خارج (فشار مثبت)	اتلق زايمان
T1-T4	Y 5 -	-	۶	۲	خارج (فشار مثبت)	اتلق احياء
T1-T4	۳۰-۶۰	-	۶	٢	خارج (فشار مثبت)	مراقبت ويژه
77-78	٣٠-۶٠	-	۶	٢	خارج (فشار مثبت)	مراقبت ويژه نوزادان
71-79	٣٠-۶٠	-	10	٣	خارج (فشار مثبت)	اتاق تروما
-	-	بلی	Α	-	خارج (فشار منفی)	ذخيره گاز بيهوشي
7 7 7	r 5 -	-	۶	۲	داخل (فشار منفي)	اند وسكوپى
7 7 7	٣٠-۶٠	بلی	١٢	۲	داخل (فشار منفي)	برونكوسكويى
71-79	-	بلي	١٢	۲	داخل (فشار منفي)	اتاق انتظار اندوسکوپی
T1-TF	-	یلی	14	۲	داخل (فشار منفي)	ترياژ
Y 1-Y F	-	بلي	١٢	۲	داخل (فشار منفي)	اتاق انتظار رادیولوژی
71-79	W8-	-	10	٣	خارج (فشار مثبت)	اتاق کار بر روی بیمار

دما <i>ی</i> مطلوب	درصد رطوبت نسبی	تمامی هوای خروجی اتاق بطور مستقیم به بیرون تخیله شود.	حداقل کل تعوض هوا در ساعت	حداقل تعویض هوا از هوای بیرون در ساعت	جهت حرکت هوا نسبت به بخش مجاور	نام بخش
71-74	-	-	۶	۲	-	اتاق بيمار
-	-	بلی	1.	-	داخل (فشار منفی)	سرويس بهداشتي
77-78	٣٠-۶٠		۶	۲		محل نگهداری
11-17	٧٠-۶٠	-	7	١	-	اطفال شير خوار
74	-	-	17	٢	خارج (فشار مثبت)	اتاق ايزوله محيطى
74	-	بلی	١٢	٢	داخل (فشار منفی)	اتاق ايزوله تنفسى
-	-	بلى	١٠	-	داخل/ خارج	اتاق پیش ورودی ایزوله
71-74	-	-	۶	۲	-	آزمایشگاه –زایمان– احیاء
71-74	-	-	۶	۲	-	اتاق پس از زایمان
-	-	-	۲	-	-	راهرو
T1-TF	٣٠-۶٠	-	١۵	٣	خارج (فشار مثبت)	اشعهX (جراحی/ مراقبت ویژه و کاتتر)
74	-	-	۶	-	-	اشعه X (درمان و تشخیص)
-	-	بلی	١.	-	داخل (فشار منفی)	اتاق تاریک (ظهور)
74	-	-	۶	1	خارج (فشار مثبت)	بيوشيمى
74	-	بلی	۶	-	داخل (فشار منفی)	سيتولوژى
-	-	بلی	١٠	-	داخل (فشار منفی)	شستشوى شيشه
74	-	بلی	۶	-	داخل (فشار منفی)	هیستولوژی
74	-	بلی	۶	-	داخل (فشار منفی)	میکروبیولوژی
74	-	بلی	۶	-	داخل (فشار منفی)	پزشکی هسته ای
74	-	بلی	۶	-	داخل (فشار منفی)	پاتولوژی
74	-	-	۶	-	خارج	سرلوژی (سرم)
-	-	بلی	١٠	-	داخل (فشار منفی)	استريليزاسيون
	-	بلی	17	-	داخل (فشار منفی)	اتاق كالبدشكافي
۲۱	-	بلی	١٠	-	داخل (فشار منفی)	اتاق نگهداری اجساد بدون انجماد
-	-	-	۴	-	خارج (فشار مثبت)	داروخانه
_	-	-	۴	-	خارج (فشار مثبت)	اتاق دارو
74	-	-	۶	-	داخل (فشار منفی)	فیزیوتراپی و آب درمانی
74	٣٠-۶٠	بلى	١٠	-	داخل (فشار منفی)	اتاق استريليزه ETO
-	-	بلى	١٠	-	داخل (فشار منفی)	اتاق تجهیزات استریلیزه

į

دمای مطلوب	درصد رطوبت نسبی	تمامی هوای خروجی اتاق بطور مستقیم به بیرون تخیله شود.	حداقل کل تعوض هوا در ساعت	حداقل تعویض هوا از هوای بیرون در ساعت	جهت حرکت هوا نسبت به بخش مجاور	نام بخش
-	-	_	١٠	-	-	مركز تهيه غذا
-	-	بلی	1.	-	داخل (فشار منفی)	شستشوى ظروف
-	-	-	۲	-	داخل (فشار منفی)	مخزن غذای رژیمی روزانه
-	-	بلی	1.	-	-	رختشويخانه عمومى
-	-	بلی	1.	-	داخل (فشار منفی)	دسته بندی و ذخیره لباس کثیف
74	-	-	١.	-	داخل (فشار منفي)	حمام
-	-	بلی	١.	-	داخل (فشار منفي)	نگهبانی

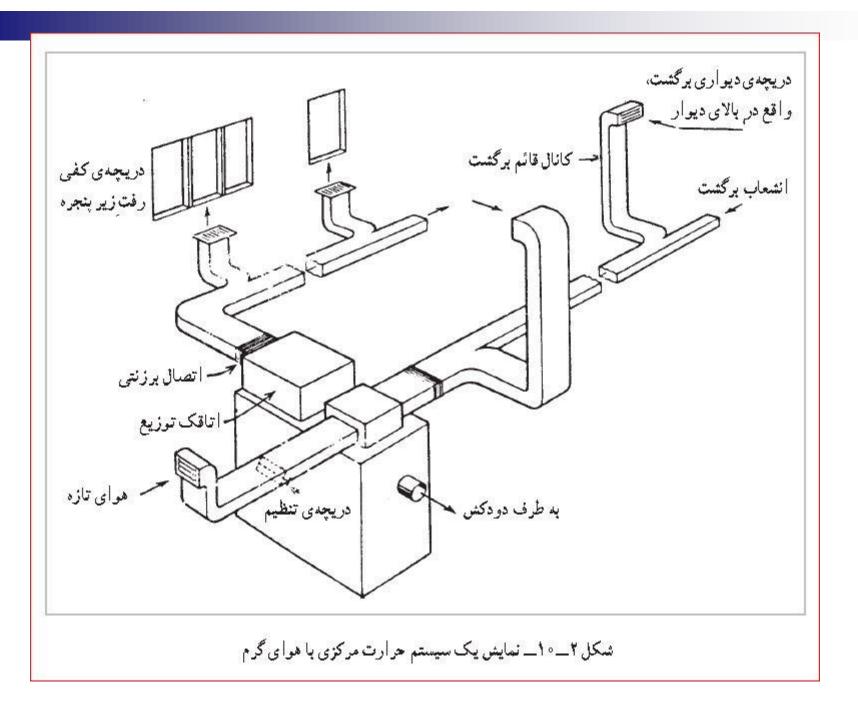
į

# هوای خرو جی بدطرف اتاق دودكش جریان گاز از مبدل مبدل حرارتي - گرماي حاصل از احتراق هوای برگشتی از اتاق شکل ۳\_۰ ۱\_ نمای ساده ی کوره ی هوای گرم

### کوره هوای گرم

سیستم حرارت مرکزی با هوای گرم OF°C زمستان <u>-</u> معل دیگری بر ای کانال و رو دی که گاهی بر ای حالت گرمایی ترجيح داده مي شود.

شکل ۱\_۰ ا\_ هوا و اسطدی انتقال گرما



که در این رابطه: ti= دمای هوای داخل برحسب درجهی °C ؛ ts= دمای هوای خروجی کوره برحسب درجهی °C ؛ اتلاف گرمایی اتاقی یا محل برحسب W: (W) ۰ ۱۲۰ = حاصل ضرب گرمای ویژه در جرم حجمی هوا. به علت نیاز به هوای تازه، قسمتی از هوای ورودی به کوره،

در سیستم حرارت مرکزی با هوای گرم، هوا واسطهی انتقال گرما از دستگاه مولد مرکزی گرما به محل مصرف گرما است (شکل ۱\_۰۱). دمای محل مصرف گرما باید ثابت باشد برای مثال اگر دمای محل ۲۰°C باشد، هوا با دمای ۲۰°C وارد کوره ی هوای گرم می شود و در آنجا ۲۵ تا ۴۰ درجه ی سانتی گراد افزایش دما پیدا می کند و با دمای حدود ۴۵ تا ۶۰°C رسم ۱۲۰۰ و مقدار هوای لازم برحسب شی اور در اتاق می شود. مقدار هوای لازم برای جریان در کانال ها از

فرمول زیر به دست می آید: (س)  $\frac{Q}{Q} = \frac{1}{1700}$  از هوای آزاد تأمین می شود.  $Q = \frac{1}{1700}$   $Q = \frac{1}{1700}$   $Q = \frac{1}{1700}$   $Q = \frac{1}{1700}$ 1P: P(Btyh)=1.08 x Cfm x DT 0 C ST: P(W) = 1200 x V (m3/s) x DT

## جدول ۱\_۰۱ مشخصات فنی یک کورهی هو ای گرم

	ابعاد cm		تم تطر ابعاد cm		سيستم	ابعاد دریچه خروج هوای گرم*		سولحت	مشخصا ت برق		ميزان هوادهي		ظرفیت حرارتی**		مدل هيتر	
خودكار	ارتفاع	عرض	طول	دودگش	كنترل	عرض cm	طول cm	مصرفی	فاز	رناژ V	شدت جريان A	cfm	м <sup>3</sup> /Нг	Kw	Kcal/Hr	سان میبر
خودكار	61	49	51	10	اتوماتيك	41	46	-	تكفاز	220	0.9	700	1200	16	14,000	AWH - 14
خودكار	121	97	117	15	اتوماتيك	60	65		تكفاز	220	1.9	3500	6000	81	70,000	AFH - 70
غیرخوه خودکا غیرخو	120	85	110 140 140	20	اتو ماتیک غیرانوماتیک	20 20 52 52	100 65 74 74	•	تكفاز	220	6.5	4000	6800	116	100,000	AH1 - 100 AH2 - 100 AH3 - 100
حير۔ خودک	160	80	175	22	اتو ماتیک فیرائومائیک	58	60		تكفاز	220	7.5	5500	9300	232	200,000	AH - 200
غير			240	25	اتوماتیک غیرانوماتیک	65	70		سەفاز	380	10.3	9500	16000	349	300,000	AH - 300
خود غد .	200	125	200	30	اتوماتیک غیراتوماتیک	130	200		سەفاز	380	13.8	13000	22000	465	400,000	AH - 400

<sup>•</sup> هيتر مدل 100 - AH1 داراي چهار دريچه به ابعاد مشخص شده در جدول ميباشد. 💛 گاز (طبيعي ، مايع) 💻 گازونيل

<sup>🖚</sup> کورههای هوای گرم با ظرفیتهای بالاتر از ۰۰۰/۰۰۰ کیلوکالری در ساعت بر حسب سفارش ساخته می شود.

سقف در معرض	ديوار در تماس	شيشه خارجي	شيشه خارجن	آبی	كولر	کولر گازی		
ا تابش ا								
تابش خو <i>ر</i> شید	با هوای خارجی	معايه	در معرض تابش خورشید	حداقل نعویض هوا در ساعت	حداکثر نعویض هوا در ساعت	1	BTU/h به ازا هر منر مربع( حداکثر)	
ندارد	ندارد	ندارد	ندارد	1.	10	۲	٣٠٠	
ندا <i>ر</i> د	دارد	دارد	ندارد	10	77	٣	٤٥٠	
دارد	ندارد	ندارد	ندارد	۲.	۳.	٤٠٠	9	
دارد	دارد	دارد	ندارد	70	۳۷	٥	Y5.	
ندارد	دارد	دارد	دارد	٣.	23	9	15.	
دارد	دارد	دارد	دارد	70	٥٠	γ	1	

#### عوامل زیر در تصمیم گیری بین عدد حداقل و حداکثر موثرند.

۱ - هر چه درجه حرارت خارج افزایش باید تعداد تعویض هوا **در ه**اعت بیشتر می خود ( عدد حداقل بر اساس ۹۵ درجه فارتهایت میباشد )

۲- هر چه ارتفاع از مطح دربابیشتر شود تعداد تعویض هوا در هاعت بیشتر می شود ( عدد حداقل بر اساس ۲۰۰۰ فوت ارتفاع میباشد )

۳- هر چه رطوبت نسبی هوای خارج بیشتر باشد. تعداد تعویض هوا در ساعت بیشتر می شود ( عدد دداقل بر اساس ۲۰ درصـد رطوبـت نسـبی

٤- هر چه سطح دبوار خارجي و هيشه خارجي بيشتر باشد تعداد تعويض هوا در ساعت بيشتر مي شود ( عدد حداقل بــر اسـاس تمـاس بــک جيبــه

مِرْيِن مَرِيلِ مَرَّ مُلحب وَ لاَ مُلوب

#### ظرفیت کولر آبی:

عوامل زیر در تصمیم گیری بین اعداد حداقل و حداکثر موثرند.

۱ - هر چه طول کانال کشی بیشتر باشد طرفیت کولر کمتر می شود

٢- هر چه ارتفاع محل از سطح دريا بيشتر باشد ظرفيت كولر كمتر مي شود

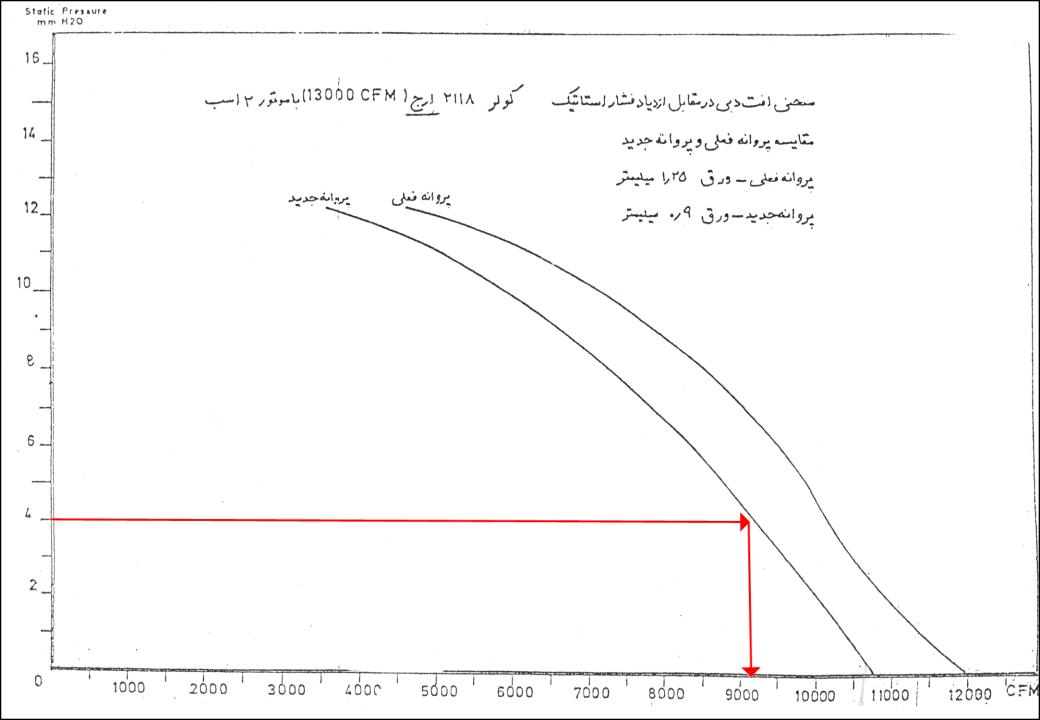
٣- هر چه محبط آلوده تر باشد ظرفیت کولر کمتر می شود

ظرفيت اسمى	C.F.M							
C.F.M	حد!قل	حداثثر						
٣	10	۲۱۰۰						
٤٠٠٠	۲۰۰۰	<b>۲</b> λ••						
0	۳۰۰۰	٤٢٠٠						
γ	80	٤٩٠٠						
١٣٠٠٠.	50	91						

1m3 = 35.3ft3 IP: cfmz Vcm3/x35,3xAcH

انتخاب کولر آبی: مراز تقویفی هوادر ایسی کر گرار تقویفی هوادر ایسی کر گرار تقویفی هوادر ایسی کر گرار آبی کر ۱۹۰۰ کر ۱

20 /ACH < 3.



$$K = \frac{DB - WB}{1 \circ} = \frac{1 \circ \Delta - \forall \mathbf{f}}{1 \circ} = \mathbf{r}/1$$

$$cfm = \frac{V}{K} \times 1/\Delta = \frac{1 \circ \Delta 9 \circ}{\Upsilon/1} \times 1/\Delta = \Delta 1 \Upsilon \Delta$$

() محاسبه بر اساس رابطهی سریع و سرانگشتی: 
$$(K - 1) \times (K - 1) \times ($$

درجه حرارت مرطوب طرح خارج و  $WB = VF^\circ F$  درجه حرارت مرطوب طرح خارج برای  $DB = 1 \circ 0$ تهران هستند. بنابراین مشاهده می شود که تقریباً تمامی روشها به انتخاب کولر آبی به ظرفیت اسمی هـوادهی

في بيز رم كل بيفيرى ، كولم افي ابرواك كارواك كارمار مولوك ابر كارمار كارمار مولوك ابرواك كارماس 25 z 9 L ghizho al MiT Twi=Two

در مورد محاسبه و انتخاب کولر آبی باید به نکات زیر توجه شود:

نکته ۱) سرعت هوا روی پوشال کولرهای آبی fpm ۲۵۰ – ۱۰۰مبرده و افت فشار به سبب وجود پوشــالهــا ۱/ ۰

اينچ آب است.

نکته ۲) اگر بار نهان فضا بیشتر از ۲۵ درصد بار کل باشد سیستم کولر آبی برای آن فضا توصیه نمیشود و اگر

بار نهان بیشتر از ۳۳ درصد بار کل باشد، استفاده از کولر آبی وضعیت را بدتر از آنچه هست، خواهد نمود.

نکتهی ۳) مصرف آب کولر آبی را میتوان به طور متوسط  $\frac{\mathrm{lit}}{\mathrm{hr}}$  به ازای هر  $\frac{\mathrm{m}^{\mathrm{w}}}{\mathrm{hr}}$  هـوای خروجـی از آن در نظر گرفت.

 $\varepsilon_e$  = direct evaporative cooling saturation efficiency, %  $t_1 = \text{dry-bulb}$  temperature of entering air, °C  $t_2 = \text{dry-bulb temperature of leaving air, }^{\circ}\text{C}$  $t_s'$  = thermodynamic wet-bulb temperature of entering air, °C oTrol Chil 6 75 Phoposon 105 P (Sin Will delle Tho= 105\_0.8 (105-75) = 2019E

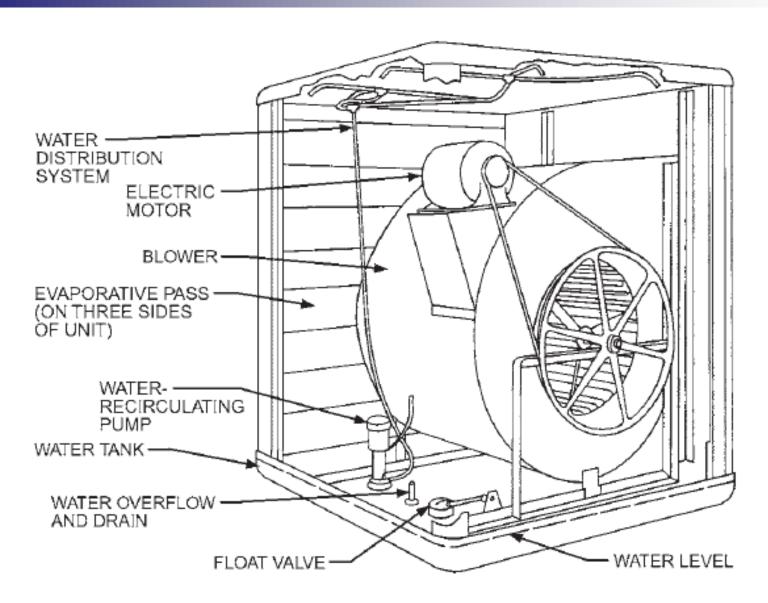


Fig. 1 Typical Random-Media Evaporative Cooler

#### Random-Media Air Coolers

These coolers contain evaporative pads, usually of aspen wood or absorbent plastic fiber/foam (Figure 1). A water-recirculating pump lifts sump water to a distributing system, and it flows down through the pads back to the sump.

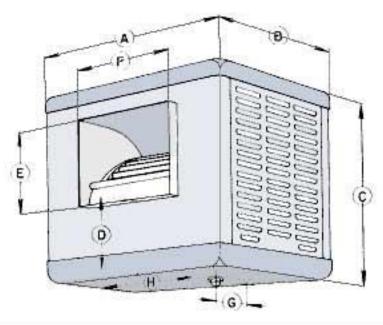
A fan in the cooler draws air through the evaporative pads and delivers it for space cooling. The fan discharges either through the side of the cooler cabinet or through the sump bottom. Randommedia packaged air coolers are made as small tabletop coolers (0.02 to 0.09 m³/s), window units (0.05 to 2.1 m³/s), and standard duct-connected coolers (2.4 to 8.5 m³/s). Cooler selection is based on a capacity rating from an independent agency.

When clean and well maintained, commercial random-media air coolers operate at approximately 80% effectiveness and reduce 10 µm and larger particles in the air. In some units, supplementary filters are added to reduce the particle count of delivered air when the unit is operating with or without water circulation. Evaporative pads may be chemically treated to increase wettability. An additive may be included in the fibers to help them resist attack by bacteria, fungi, and other microorganisms.

Random-media cooler designs with face velocity of 0.5 to 1.3 m/s with a pressure drop of 25 Pa are the norm. Aspen fibers packed to approximately 1.5 to 2 kg/m² of face area, based on a 50 mm thick pad, are standard. Pads mount in removable louvered frames, which are usually made of painted galvanized steel or molded plastic. Troughs distribute water to the pads. A centrifugal pump with a submerged inlet delivers water through tubes that provide an equal flow of water to each trough. It is important to thermally protect the pump motor. The sump or water tank has a water makeup connection, float valve, overflow pipe, and drain. It is important to provide bleed water or a timed dump of the sump (or both) to prevent build-up of minerals, dirt, and microbial growth.

The fan is usually a forward-curved, centrifugal fan, complete with motor and drive. The V-belt drive may include an adjustable-pitch

motor sheave to allow fan speed to increase to use the full motor capacity at higher airflow resistance. The motor enclosure may be drip-proof, totally enclosed, or a semi-open type specifically designed for evaporative coolers.



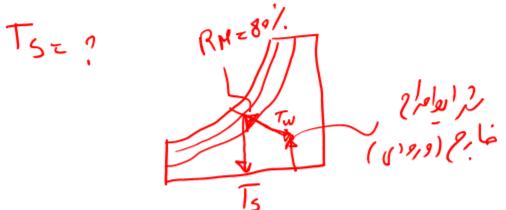
Dimensi	ons in	Blower Wheel Diameter: I Width: J								
Model No.	Α	В	С	D	E	F	G	н	I	J
3500	730	730	890	290	355	390	162	365	333	325
4500	870	870	1000	312	488	490	170	435	410	410
6500	870	870	1000	415	480	490	170	435	496	410

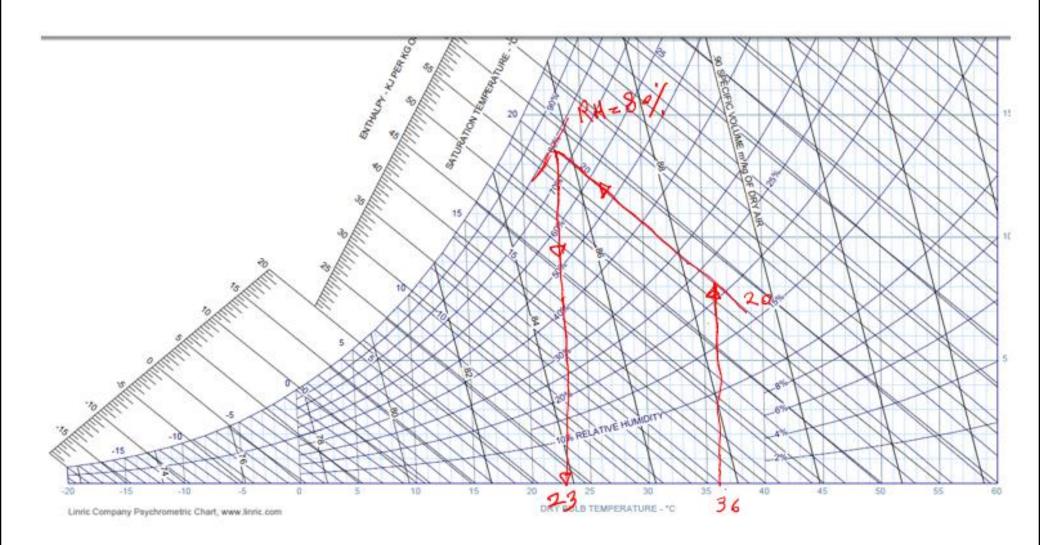
Model No.	Speed	H.P.	Voltage	Approx. Ship. WT.
3500	2	1/3	220	53
4500	2	1/2	220	65
6500	2	3/4	220	80

## جدول ۱ــ۱۳\_ مشخصات یک نمونه کولر آبی

پ	الكتروپم	مشخصات	تور فن	لكتروموا	مشخصات ا	وزن	ارتفاع	طول یا عرض	مقدار مصرف آب در ۳۵°c و ۲۰٪رطوبت	براي استفاده	ىترمكعب	مقدار هو خنک بهه در دقیقه		مقدار هو به فوت م دقیقه	مدل
ولتاژ	سرعت	قدرتاسب بخار	ولتاژ	سرعت	قدرت اسب بخار	كيلوگرم	میلیمتر	میلیمتر	ليتردر ساعت	متر مکعب	دورزياد	دوركم	دورزياد	دوركم	
***	١	1 90	***	۲	<u>'</u>	40	۸۵۰	٧٣٠	74	۱۸۰	99	99	۳۵۰۰	7700	۳۵۰۰
***	١	1 9.	***	۲	<u>'</u>	80	• • • •	۸۷۰	٣٣	<b>*V</b> °	114	٧۶	4	<b>*Y</b> • •	4
***	1	1 80	***	۲	<u>'</u>	۸۳	1100	۸۷۰	40	<b>7</b> .A.o	140	179	9000	4400	9000

۵۰- دمای هوای خروجی از کولر آبی در شرایط هوای ۳۶ درجه سانتیگراد دمای خشک و ۲۰ درجه سانتیگراد دمای مرطوب، تقریبا برابر است با:





Tube Tube 2 = E = Tobe-Tobs
Tobe-Tobs  $0.8 = \frac{36 - 1dbs}{36 - 20} \Rightarrow 7dbs = 23^{\circ}$ 

8.3316 Pzz1-08XCfmXDTxY(Tlzmingg)x 5.8 b 93.8 47- از یک ایرواشر به ظرفیت 50000 فوت مکعب در دقیقه و راندمان اشباع %90 برای تأمین بار سرمایشی یک سالن نساجی در شهر تهران استفاده میشود. اگر دمای خشک و مرطوب طرح هوای -0.696 خارج به ترتیب 100 و 75 درجه فارنهایت و دمای طرح داخل 85 درجه فارنهایت باشد، دبی تبخیر gal آب چقدر است؟ (ارتفاع تهران را 4000 فوت (فشار آتمسفر 25.8 اینچ جیوه) و گرمای نهان تبخیر 20,7  $\varepsilon = \frac{t_{ob} - t_{out}}{t_{Jb} - t_{out}} - \frac{100 - t_{out}}{1000} = 99 \Rightarrow t_{out} = 77.5$   $\varepsilon = \frac{t_{ob} - t_{out}}{t_{Jb} - t_{oub}} - \frac{1000 \text{ Btu/lb}}{1000 - 75}$ 0.35 gpm (۲) به دبی پمپ ایرواشر بستگی دارد.

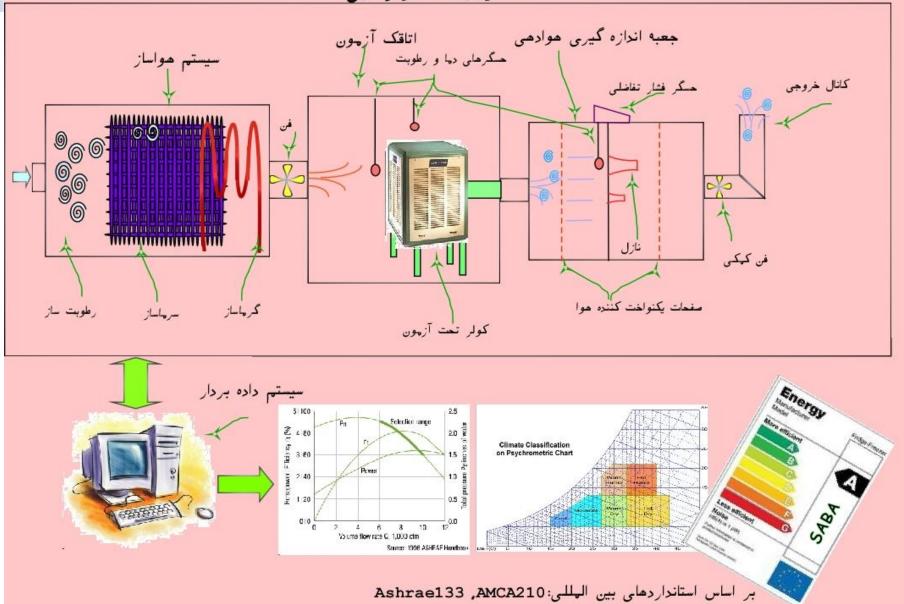
1.4 gpm (۴ = 25.8 = 20.86)

0.7 gpm (۳) gpm 5.8 lb/min 20.696gpm 8.33 lb/gal 

فرآ سِر تبخیری و 8=90/, Too ا-دمارم وإسال 50,0000 ~~ Twiz f5°F حراثاً والمناق V[gpm) = ? Signal Si 9521.08 xcfm xDTx 8=1.00 x 50000 x (85-75,5) x 0.86 =348/300 Btu/h

$$Q_{12}$$
 ming  $\Rightarrow$  m'z  $\frac{Q_{12}Q_{5}}{189}$   $\frac{348/300}{1009}$   $\frac{348.316}{1009}$  m'z  $\frac{348.3}{1009}$   $\frac{1009}{1009}$   $\frac{348.3}{1009}$   $\frac{1009}{1009}$   $\frac{10$ 

# آز هایشگاه کولر آبی



# SOUND ATTENUATORS

The ratings are based upon sound power level of the fans generated at full load working point of the units.

For parallel baffle type, the baffle width is 100mm.

The sound ratings has been established for 900 Hz frequency which is the average common frequency of the fans.

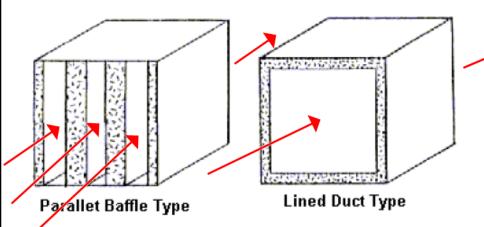


Table 16 – Sound attenuator ratings (Sound absorbed and CFM reduction) ( Lined Duct Type )

Unit	Nom.	Maximum sound power	Silencer Type	Sound absorbed per ft. length	CFM reduction due to pressure drop of silencer (%)			
Offic	CFM	level of the	onencer Type	of silencer	Silencer length			
		unit (dB)		(dB)	1 ft.	2 ft.	3 ft.	
70-45	800	64	L Type (50 mm)	21	4	5	5	
70-43	000	04	H Type (100mm)	1	ı	-	ı	
130-45	1600	67	L Type (50 mm)	7	2	2	3	
150-45	1000	07	H Type (100mm)	1	ı	-	ı	
190-45	5 2500	70	L Type (50 mm)	3	1	2	2	
130-43		Ž.	H Type (100mm)	1	ı	-	ı	
70-60	30 1400	64	L Type (50 mm)	15	3	4	5	
70-00		04	H Type (100mm)	35	41	44	47	
130-60	3000	67	L Type (50 mm)	6	1	1	2	
100 00	5000	ŏ	H Type (100mm)	9	9	11	13	
190-60	4500	70	L Type (50 mm)	3	1	1	1	
150 00	+500	Ų	H Type (100mm)	3	4	6	8	
70-70	1700	67	L Type (50 mm)	13	2	3	4	
70 70	1700	ō	H Type (100mm)		30	32	36	
130-70	3300	70	L Type (50 mm)	5	1	1	1	
100 10	3300	, 0	H Type (100mm)		7	9	11	
190-70	5500	73	L Type (50 mm)	3	1	1	1	
10010	0000	-	H Type (100mm)	3	4	5	7	



Table 17 – Sound attenuator ratings (Sound absorbed and CFM reduction) ( Parallel Baffle Type )

Unit	Nom.	Maximum sound power	Silencer Cross	Soun	d absorbed	(dB)	CFM reduction due to pressure drop of silencer (%)			
Offic	CFM	level of the	Section	S	ilencer leng	th	Silencer length			
		unit* (dB)	Open area	1 ft.	2 ft.	3 ft.	1 ft.	2 ft.	3 ft.	
			66%	15	27	36	2	2	3	
70-45	800	64	50%	=	"	=	II	II	II	
			33%	21	30	31	11	14	16	
			66%	15	27	35	1	1	2	
130-45	1600	67	50%	18	29	33	2	2	4	
			33%	21	28	29	13	15	17	
			66%	15	27	36	1	1	2	
190-45	2500	70	50%	17	28	35	1	2	3	
			33%	22	29	30	13	15	17	
		64	66%	14	24	31	2	2	3	
70-60	1400		50%	-	-	-	-	-	-	
			33%	17	23	24	14	16	18	
			66%	14	24	30	1	1	2	
130-60	3000	67	50%	16	24	25	3	4	5	
			33%	18	22	23	15	16	18	
			66%	14	24	30	1	1	2	
190-60	4500	70	50%	17	23	24	4	6	8	
			33%	19	23	24	14	16	18	
			66%	-	-	-	-	-	-	
70-70	1700	67	50%	17	24	26	7	8	9	
			33%	-	-	-	-	-	-	
			66%	16	25	28	2	2	3	
130-70	3300	70	50%	17	22	25	7	8	9	
			33%	18	20	21	21	23	25	

## حل سوالات آزمون نظام مهندسی مکانیک خرداد ۹۳

۱۹- در طراحی سیستم توزیع هوای یک ساختمان اداری، سرعت مناسب هوا در داخل فضا باید حداکثر چه مقدار باشد؟

> ۲) 25 فوت در دقیقه ۴۷) 50 فوت در دقیقه

- ۱) 65 فوت در دقیقه
- ۳) 100 فوت در دقیقه

# حل سوالات آزمون نظام مهندسی مکانیک آذر ۹۰

۱۲- مناسب ترین محدوده سرعت هوا روی سطح کویل سرد کننده هوارسان چند متـر بـر

1m15 -> Youlfa

حل سوالات آزمون نظام مهندسی مکانیک آذر ۹۰ ۱) ظرفیت هوا دهی Shorting X = 4.45 x cfm x Dh

باتشكراز توجه شما مهندس رحمت اله بوسفى

0912-33 65 261