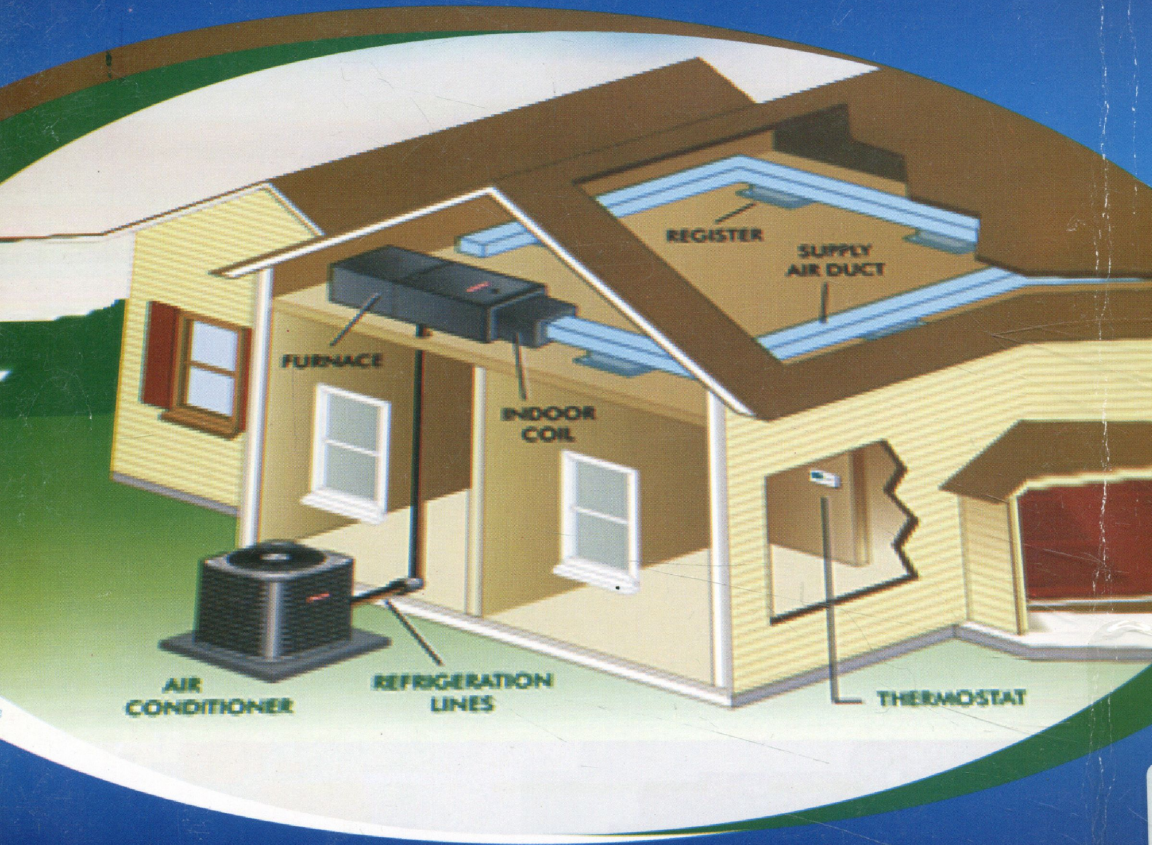


تكييف الهواء



دكتور مهندس / محمد عبدالعزيز احمد

استاذ التبريد وتكييف الهواء

كلية الهندسة - جامعة الزقازيق



المؤلف

دكتور / محمد عبد العزيز أحمد

أستاذ التبريد وتكييف الهواء

رئيس قسم هندسة القوى الميكانيكية سابقا

كلية الهندسة - جامعة الزقازيق

هذا الكتاب

من أجل طالب كلية الهندسة الدارس لعلم تكييف الهواء .

من أجل المهندس العامل في مجال تكييف الهواء .

هذا الكتاب يعتبر مدخلا ميسرا لعلم وتكنولوجيا تكييف الهواء بصفة عامة والمركزي بصفة خاصة . حيث يقدم بصورة مبسطة ووافية كافة الموضوعات الضرورية لفهم هذا العلم واستيعاب تلك التكنولوجيا بداية من خواص الهواء الرطب وظروف راحة الإنسان وعلاقته بعلم السيكرومتري وعملياته ودواله المختلفة .

يقدم الكتاب بصورة وافية خطوة بخطوة منهاج تقدير احمال تكييف الهواء تبريدا وتدفئة مصحوبة بأمثلة محلولة وتطبيقات . كما يستعرض بصورة مفصلة انواع أنظمة تكييف الهواء المختلفة ومعداتھا .

الكتاب يلقي الضوء على انواع مسالك الهواء وطرق تصميمها بالاستعانة بأمثلة محلولة مع مراوح الدفع وأنواعھا .

يشرح الكتاب اهم أنظمة التحكم المستخدمة في مجال تكييف الهواء ، كما يشرح أهم الناشئة في النظام وطرق الحد منها .

دار
المنشور
للمطبوعات

٦ ش عمرو بن العاص - خلف ش جمال عبد الناصر
أرض المعلمين - ميامي ت ٥٥٧٤٧٧٢ - ٠١٠٠٧٥١٨١٢٦

تكييف الهواء

دكتور مهندس
محمد عبد العزيز أحمد
أستاذ التبريد وتكييف الهواء
كلية الهندسة - جامعة الزقازيق

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

"وعلمك ما لم تكن تعلم
وكان فضل الله عليك عظيماً"

صَلَاةُ اللَّهِ الْعَظِيمَةِ

مقدمة

Historical Notes

نبذة تاريخية عن تكييف الهواء

تاريخيا تم اعتبار أى وسيلة لخفض درجة الحرارة أو أى عملية تدفئة أو أى عملية أخرى تتم بغرض تحسين الظروف الحرارية للمكان خلال شهورا لسنة هى عملية تكييف للهواء . ففى الماضى استعمل الإنسان النار منذ عصور ما قبل التاريخ للتدفئة وبمرور الوقت اخترع الإنسان الدفايات والمواقد والأفران ومراجل البخار .

فى خلال شهور الصيف الحارة كان الهنود الحمر أول من أستعمل التبريد التبخيرى Evaporative cooling بتعليق ستائر مبللة بالماء البارد على فتحات النوافذ وأبواب حجرات المنازل خصوصا فى اتجاه الريح وذلك لتبريد الهواء الذى يدخل هذه الحجرات .

فى عام 1850 تم تجهيز البرلمان الأنجليزى بوسائل التهوية الميكانيكية Mechanical ventilation وكذلك تم تركيب مواسير يمر بها البخار الساخن لتدفئة هذه الأماكن هذا الأسلوب كان متبعا فى بعض المباني التى كان يقطنها الأجانب فى القاهرة والإسكندرية وبورسعيد والأسماعيلية فى القرن التاسع عشر والقرن العشرين .

التطور الحقيقى لعلم تكييف الهواء بدأ منذ بداية القرن العشرين حيث تغيير مفهوم العمليات المحدودة ليشمل الظروف البيئية فى التحكم فى درجة الحرارة ونسبة الرطوبة ونقاء وكمية الهواء . وكان ويليس كاريير Willis Carrier رائد علم التكييف أول من وضع المفهوم السابق موضع التنفيذ . ففى عام 1902 قدم كاريير أول محاولة ناجحة لخفض رطوبة الهواء باستخدام التبريد . هذه تعتبر البداية الحقيقية لاستعمال التبريد كوسيلة لتكييف الهواء . وبعد ذلك توالى الخطوات بسرعة أكبر .

ونظرا للتنوع السريع والمتلاحق وزيادة أسهامات المهندسين فى مجالات التدفئة Heating والتهوية Ventilation والتبريد Refrigeration وتكييف الهواء Air-Conditioning فقد تكونت الجمعية الأمريكية لمهندسي التدفئة والتهوية والتبريد وتكييف الهواء .

American Society Heating Refrigeration and Air- conditioning Engineers
اختصارا الأشرى (ASHRAE)

HVAC applications جالات تكييف الهواء

توعت مجالات تكييف الهواء فى عام 1920 بدأ استخدام التبريد فى عمليات تكييف الهواء
فى المسارح والمباني العامة والمحلات التجارية ومنذ ذلك الوقت بدأ تكييف الهواء يسترعى
انتباه الناس وانتشر استعماله ومع دخول صناعات الحاسبات الآلية التى يتطلب دقة عملها
توفير درجة حرارة ورطوبة معينتين وهما ما يوفرهما تكييف الهواء.

أصبح تكييف الهواء الآن عاملا أساسيا فى توفير ظروف جيدة لإجراء العمليات الجراحية.
فى حجرات العمليات حيث يتطلب توفير هواء نقى خالى من الجراثيم والميكروبات وبدرجة
حرارة معينة ، كما تتطلب غرف الإقامة للمرضى نفس الظروف.
كذلك غرف تركيب أجهزة الأشعة المقطعية التى تعمل بالكمبيوتر.

فى مجال النقل كانت القطارات أول وسائل النقل فى استخدام تكنولوجيا تكييف الهواء وكان
ذلك فى عام 1930 أما فى السيارات فكانت بداية استخدام تكييف الهواء فيها عام 1950. وقد
تم استخدام تكييف الهواء فى الأسطول البحرى الأمريكى عام 1938. بعد ذلك توالى استخدام
تكييف الهواء فى جميع وسائل النقل بداية من سيارات الركوب الخاصة ومرورا بالسفن
والقطارات إلى الطائرات بأنواعها.

بعد تأسيس جمعية الأشرى (ASHRAE) فى عام 1922 استخدمت تكنولوجيا تكييف الهواء
فى الصناعات الغذائية كصناعة الحلوى والجبن والألبان وكافة الصناعات الغذائية.

فى الصناعات الحربية يستخدم تكييف الهواء فى المجالات الآتية:

- قواعد إطلاق الصواريخ ومحطات الرادارات التى ترصد الطائرات.
 - فى الغواصات العادية وبصورة أكبر فى الغواصات الذرية.
 - فى محطات الفضاء المدارية التى تنقل رواد الفضاء للقيام بأبحاث فى ظروف تختلف
عن ظروف الأرض، لفترات طويلة قد تصل إلى أعوام.
- كما يستخدم تكييف الهواء بصورة أساسية فى محطات توليد الطاقة الذرية حيث يتطلب الأمر
إمداد هذه المباني بهواء جيد نظيف والتخلص باستمرار من الهواء الذى قد يحمل بعض
الاشعاعات الذرية .

وتظرا للتغيرات البيئية التى نعيشها حاليا والمتمثلة فى ارتفاع درجة حرارة الأرض باستمرار
والتغيرات المناخية المصاحبة لذلك لم تعد تكنولوجيا التكييف ترفا بل أصبحت ضرورة فى
كثير من المجالات إن لم يكن كلها.

هذا الكتاب يعالج بطريقة سهلة وبسيطة ومفصلة دون الإخلال بالمحتوى العلمى اللازم لطلبة كليات الهندسة الموضوعات المتعلقة بهندسة تكييف الهواء ويشمل الموضوعات الآتية:

- خواص الهواء وراحة الإنسان.
 - عمليات تكييف الهواء المختلفة ودوائر تكييف الهواء.
 - حسابات الحمل الحرارى لتكييف هواء المبانى.
 - الاتزان الحرارى للمبانى.
 - التهوية وانسياب الهواء فى المسالك.
 - تصميم مسالك الهواء وتوزيع الهواء داخل الغرف.
 - أنظمة معالجة الهواء والتحكم فيه.
 - تنقية الهواء من الملوثات والتحكم فى الضوضاء.
 - استخدام الطاقة الشمسية فى أنظمة تكييف الهواء.
- الكتاب مزود بالعديد بالأمثلة المحولة والمسائل العددية لمراجعة استيعاب المحتوى كما تم الاستعانة ببعض الكتالوجات الحديثة لنقل تصور القارئ إلى واقع التكنولوجيا الحديثة.

أحمد الله أن وفقني لهذا

والله ولي التوفيق.

أ.د / محمد عبد العزيز أحمد .

المحتويات

1	مقدمة	
1	نبذة تاريخية عن تكييف الهواء	*
2	مجالات تكييف الهواء	*
9	تكييف الهواء	1
10	الأساس العلمي لتكييف الهواء	1.1
10	عمليات تكييف الهواء	1.2
13	التشغيل الموسمي	1.3
14	راحة الإنسان	2
14	الجسم يولد طاقة	2.1
15	الجسم يطرد الحرارة	2.2
17	العوامل التي تؤثر على الأتزان الحراري للجسم	2.3
18	درجة الحرارة الفعالة	2.4
20	تنظيم درجة حرارة الجسم	2.5
21	ظروف الراحة	2.6
22	الهواء الرطب	3
22	مكونات الهواء الجاف	3.1
23	خواص الهواء الجوي القياسية	3.2
23	السيكرومترى	3.3
23	خريطة السيكرومترى	3.4
24	خواص الهواء الرطب	3.5
32	تحديد خواص الهواء الرطب	3.6
34	تأثير تغيير الضغط الجوي	3.7
40	عمليات السيكرومترى	4
40	التسخين المحسوس	4.1
42	التبريد المحسوس	4.2
43	التبريد وإزالة الرطوبة	4.3
45	معامل التلامس - الإمرار الجانبي	4.4

45	درجة حرارة السطح الفعالة	4.5
46	التبريد التبخيرى أو الترطيب الأدياباتى	4.6
48	التسخين والترطيب الحقن بالبخر	4.7
49	خفض الرطوبة بالإمتزاز	4.8
52	خلط تيارين من الهواء الرطب أدياباتيا	4.9
54	معامل الحرارة المحسوسة	4.10

5 حساب حمل تكييف الهواء للمباني 62

62	العوامل التى تؤثر على تقدير حمل تكييف الهواء	5.1
64	انتقال الحرارة خلال الجدران	5.2
48	حرارة مفقودة أو مكتسبة خلال المسالك	5.3
75	الأشعاع الشمسى	5.4
98	حرارة التسرب والتهوية	5.5
106	حرارة شاغلى المكان	5.6
107	الحرارة المكتسبة من الإضاءة	5.7
108	حرارة المعدات والموتورات	5.8
111	حساب حمل التبريد والتدفئة	5.9

6 الأتزان الحرارى للمكان - حالة هواء التغذية 124

125	الأتزان الحرارى للمكان	6.1
129	تحديد درجة حرارة هواء التغذية	6.2
130	تحديد نسبة رطوبة هواء التغذية	6.3

7 دوائر معالجة الهواء- دوائر السيكرومتري 138

138	عناصر أنظمة تكييف الهواء	7.1
139	أنظمة تكييف الهواء	7.2
141	دوائر تكييف الهواء الشتوية	7.3
151	دوائر تكييف الهواء الصيفية	7.4

8 تصميم مسالك الهواء 170

172	فقد الضغط فى المسالك المستقيمة	8.1
174	فقد الضغط فى المسالك ذات مقطع مستطيل	8.2
177	فقد الضغط فى المسالك البيضاضوية	8.3
181	تدفق الهواء فى التركيبات	8.4
186	تصميم مسالك الهواء	8.5

199	اعتبارات أساسية لتصميم المسالك	8.6
203	فقد الضغط لنظام المسالك	8.7
203	فقد الضغط خلال المسالك	8.8
203	مخطط تدرج الضغط	8.9
-207	منوال تصميم المسالك	8.10
209	طرق تصميم المسالك	8.11

9 المراوح

223	تصنيف المراوح	9.1
225	خصائص المراوح	9.2
228	قوانين المراوح	9.3
230	أثران خصائص المراوح	9.4
233	تأثير النظام والتركيبة	9.5
235	مرائح على التوالي و التوازي	9.6
235	منوال تركيب المراوح	9.7
235	اختيار المراوح	9.8

10 منافذ توزيع الهواء في الأماكن المكيفة

242	مصطلحات توزيع الهواء	10.1
245	أنماط حركة الهواء	10.2
245	أماكن تركيب المنافذ	10.3
246	أنواع منافذ الهواء	10.4
253	الضوضاء في معدات توزيع الهواء	10.5
253	اختيار منافذ الهواء	10.6

11 أنظمة تكييف الهواء

266	تصنيف أنظمة تكييف الهواء	11.1
269	أنظمة هواء كلي	11.2
276	أنظمة ماء كلي	11.3
279	أنظمة هواء - ماء	11.4

283	مقارنة الأنظمة المجمعة والنظام المركزى	11.5
284	الوحدات المجمعة	11.6
289	وحدات مناولة الهواء	11.7
293	ملفات التبريد التسخين	11.8
294	الطاقة الشمسية وعمليات تكييف الهواء	12
295	نظام التسخين الشمسى	12.1
298	أنواع أنظمة التسخين الشمسى	12.2
300	أنظمة التبريد الشمسى	12.3
300	أنظمة التبريد بالامتصاص	12.4
312	نظام امتصاص للتبريد والتدفئة	12.5
312	اختيار الوحدات	12.6
312	تكامل نظام التسخين الشمسى ووحدة الامتصاص فى تكييف المبنى	12.7
317	نظم التحكم فى تكييف الهواء	13
317	وظيفة نظام التحكم الالى	13.1
318	مكونات نظام التحكم	13.2
320	أنواع فعل التحكم	13.3
321	المتحكمات	13.4
324	الأداة المحكومة	13.5
328	الخوانق - البوابات	13.6
330	أنظمة التحكم البسيطة	13.7
336	أنظمة التحكم الكاملة	13.8
341	التحكم الرقمى المباشر	13.9
342	منظفات الهواء - المرشحات	14
342	ملوثات الهواء	14.1
344	طرق تنقية الهواء	14.2

346	طرق اختيار المرشحات
347	أنواع المرشحات
353	اختيار المرشح

355 التحكم في الضوضاء في تكييف الهواء

355	خلفية بسيطة عن نظرية الصوت
358	شدة الصوت
359	مستوى قدرة الصوت
360	مستويات شدة وضغط الصوت
361	تألف مصادر الصوت
362	الطيف الصوتي
364	الامتصاص في الصوت
365	خواص الغرفة
366	تقدير ومعايير الضوضاء
366	انتقال الصوت خلال المباني
366	مصادر الضوضاء من الأنظمة الميكانيكية

تكييف الهواء

AIR CONDITIONING

General

مقدمة

تكييف الهواء Air Conditioning

طبقاً لتعريف جمعية الأشرى ASHRAE فإن تكييف الهواء هو عملية أو مجموعة عمليات تعالج الهواء داخل مكان ما ليحقق المستويات القياسية لدرجة الحرارة Temperature ونسبة الرطوبة Humidity ratio ، والنقاوة Cleanliness والحركة Motion والصوت Sound. وذلك حتى يشعر الإنسان بالراحة وضمان استقرار هذه المستويات.

وسترى كيف يتم التحكم في العناصر السابقة.

- 1- درجة الحرارة Temperature. درجة حرارة الهواء يتحكم فيها إما بإزالة الحرارة (التبريد Cooling) أو بإضافة حرارة (تدفئة Heating).
- 2- الرطوبة Humidity. رطوبة الهواء أو بخار الماء يمكن التحكم فيه إما بإزالة الرطوبة Dehumidification صيفاً أو إضافة رطوبة Humidification شتاءً.
- 3- النقاوة Cleanliness أو درجة جودة الهواء Air quality ويتم التحكم فيها باستخدام المرشحات Filters أو بالتخلص من بعض الأدخنة والروائح الغير مرغوب فيها بواسطة التهوية Ventilation.
- 4- حركة الهواء Air Motion ويقصد بذلك سرعة الهواء في منطقة التوزيع بحيث لا يسبب إزعاج لشاغلي المكان أما عن طريق تيارات الهواء نتيجة السرعة العالية أو عدم الشعور بالراحة نتيجة انخفاض السرعة بدرجة لا يشعر معها شاغلي المكان بوجود هواء معالج.

5- الصوت Noise وحيث الصوت أو الضوضاء يعتبران من الملوثات البيئية فإن ارتفاع مستوى الصوت إلى مستوى معين يؤدي إلى شعور شاغلي المكان بعدم الراحة مما دفع مهندسي التكييف إلى تزويد هذه الأنظمة بمعدات مخفضات للصوت . Sound attenuating devices

1-1 الأساس العلمي لتكييف الهواء 1.1 Scientific Basic For A/C

الخلفية العلمية لادراسة علم تكييف الهواء تستمد من العلوم الأساسية الآتية:

1- الديناميكا الحرارية Thermodynamics

2- ميكانيكا الموائع Fluid Mechanics.

3- إنتقال الحرارة Heat Transfer.

بالإضافة إلى التبريد Refrigeration والتدفئة كعلمان تطبيقيان.

القانون الأول للديناميكا الحرارية هو أساس قانون حفظ الطاقة وأثرانها Energy balance. حيث أن هذا الاتزان قد يكون على نظام مغلق Closed system أو على كتلة ثابتة Fixed mass وقد يكون على حجم محكوم بكتلة في سريان: داخله أو خارجة.

المبدأ المتحكم في سريان السوائل والغازات (الهواء) خلال الأنابيب والمساالك على الترتيب غاية في الأهمية خاصة العلاقة بين السريان Flow وقد الضغط Pressure loss وهذه تتبثق من قوانين ميكانيكا الموائع والديناميكا الحرارية. بالتأكيد فإن أهمية أساسيات ميكانيكا الموائع تمكن من تحليل السريان المستقر للهواء خلال التركيبات والتغير المستمر في كمية التدفق وكذلك في خواص المائع، وقد الضغط خلال التدفق.

علم انتقال الحرارة يتعامل مع التوصيل الحراري بانتقال الحرارة بالحمل والأشعاع وهذا يظهر بصورة واضحة في حسابات الأحمال الحرارية فقدا (شتاء) أو كسبا (صيفا) للمباني وكذلك في حسابات سعة معدات تكييف الهواء. توجد الآن برامج Software جاهزة لحساب أحمال تكييف الهواء لدى المتخصصين في هذا المجال.

1-2 عمليات تكييف الهواء 1.2 Air Conditioning Processes

يقصد بعملية تكييف الهواء هي تغيير حالته وسنتعرف الان على بعض العمليات بصورة سريعة على أن يأتي التفصيل في أبواب لاحقة .

هى إضافة حرارة للمكان أو لهواء المكان وذلك بتأثير فرق درجة الحرارة بين المصدر الحرارى والمكان أو هواء المكان تحديدا. انتقال الحرارة هذا قد يأخذ الصور الآتية:

1- أشعاع مباشر.

2- حمل حر

3- تدفئة مباشرة لهواء مدفوع قسرا.

4- بواسطة ماء (أو بخار) ساخن مدفوع للمكان. هذه الحرارة تسمى حرارة محسوسة Sensible heat وتعين بالمعادلة.

$$q_s = m_a C_p (t_1 - t_2), kW, \quad (1.1)$$

$$q_s = \rho Q \cdot C_p (t_1 - t_2), kW \quad (1.2)$$

حيث q_s معدل انتقال الحرارة المحسوسة، kW

m_a معدل سريان الهواء kg/s

C_p الحرارة النوعية للهواء عند ضغط ثابت، $KJ/kg \cdot K$

Q معدل السريان الحجمى للهواء، m^3/s

ρ كثافة الهواء، kg/m^3

t_1, t_2 درجة دخول وخروج الهواء، (C°)

زيادة نسبة بخار الماء فى الهواء الجوى يسمى ترطيبا، ولذا فإن انتقال الحرارة هذا يكون مصحوبا بانتقال كتلة وعلى هذا فإن انتقال الحرارة والكتلة يسببان زيادة فى مكون بخار الماء فى خليط الهواء. ولذلك فإنه من المناسب استخدام تعبير انتقال الحرارة الكامنة Latent heat transfer ويمكن حسابها بالمعادلة

$$q_l = m_w \cdot h_{fg}, kW \quad (1.3)$$

حيث q_l معدل الحرارة الكامنة المضافة، kW

h_{fg} الحرارة الكامنة للتبخير، kJ/kg

m_w معدل انتقال بخار الماء للهواء.

هذا ويتم الترطيب في غرف الترطيب Humidifier أو بواسطة أبراج التبريد Cooling tower أو المكثفات التبخرية Evaporative condenser أو باستخدام مرطب بخار Steam humidifier.

1.2.3 Cooling : التبريد

سنتقال الحرارة من المكان إلى هواء التغذية يسمى تبريدا وذلك بسبب فرق درجات الحرارة بين مصدر التبريد (هواء التغذية) وهواء المكان. في الغالب فإن الهواء يمر على سطح بارد في درجة حرارة منخفضة. هذا السطح يمكن أن يكون داخل المكان (وحدات التكييف صغيرة) أو خارجية (تكييف مركزي) بحيث يمكن التحكم فيه عن بعد. عادة يستخدم الماء مثلج Chilled water أو مائع التبريد المتبخر كوسيط تبريد.

ما عملية التبريد فيمكن اعتبارها عملية انتقال حرارة محسوسة ويمكن تعينها بالمعادلة (1.1) مع عكس اشارات درجات الحرارة.

1.2.4 Dehumidification : إزالة الرطوبة

زراع بخار الماء من الهواء يسمى Dehumidification. هذه العملية مصحوبة بانتقال حرارة كامنة. وبالتالي فإن نسبة بخار الماء في الهواء تقل. هذه العملية تتم غالبا بمرور الهواء على سطح ذو درجة حرارة منخفضة (درجة حرارته أقل من نقطة الندى المناظرة لحالة الهواء) مما يجعل بخار الماء الموجود في الهواء يتكثف على هذا السطح.

كمية الحرارة الكامنة خلال هذه العملية يمكن تعينها بالمعادلة (1.3)

1.2.5 Cleaning : التنقية

تنقية الهواء تعني تخلص الهواء من الأدخنة والشوائب والروائح الكريهة وفي بعض الأحيان من الأشعاعات الضارة. لهذا الغرض تستخدم المرشحات Filters للتخلص من الأتربة العالقة في الهواء التي تؤثر على الإنسان بالإضافة على المفروشات والأثاث والمعدات. كما أن تنقية الهواء من البكتيريا والجراثيم التي تنقل الأمراض وتسبب الحساسية للإنسان لها أهمية خاصة.

تنقية الهواء تعمل على خفض تكاليف التشغيل وتحسين ظروف الانتاج وتحسين نوعيته والمحافظة على صحة الإنسان.

1.2.6 Air motion

6، 1.2 حركة الهواء

تقوم شبكة توزيع الهواء المكيف بدفع الهواء إلى أماكن تواجد الناس. حركة الهواء يجب أن تكون قوية ومناسبة لظروف المبنى وذلك قبل أماكن تواجد الناس لضمان وصول كمية مناسبة وضمان ظروف راحة متماثلة بين الغرف. من ناحية أخرى في أماكن تواجد الناس يجب أن تكون حركة الهواء رقيقة بحيث لا يشعر بها الناس في الغرف ولا تسبب لهم أزعاج ولا تعرضهم لنزلات البرد، هذا يتم بالاختيار الجيد لمواصفات مخارج الهواء وكذلك بالاهتمام بأماكن تركيبها.

1.3 Seasonal Operation

1.3 التشغيل الموسمي

العمليات السابق ذكرها ليس بالضرورة إجراؤها جميعا في نفس الوقت ولكل أوقات العام. مثال ذلك ففي فصل الشتاء تنخفض درجة الحرارة ويقل البخار فلذلك تنخفض نسبة الرطوبة أيضا. هذا يدعو إلى الحاجة إلى التدفئة والترطيب. (Heating and humidification) أما في فصل الصيف حيث ترتفع درجة الحرارة بصورة ملحوظة ويزداد معها معدل البخار من المسطحات المائية فترتفع نسبة الرطوبة فيشعر معها الإنسان بالضيق. هذا يدعو إلى اتخاذ إجراء بخفض درجة الحرارة وإزالة الرطوبة • Cooling and dehumidification في كل الحالات هذا يتطلب زيادة فعالية أجهزة الأحساس والتحكم في أنظمة تكييف الهواء على مدار العام.

راحة الإنسان

Human Comfort

General

مقدمة

راحة الإنسان هي الهدف الأساسي لتكييف الهواء لتوفير مناخ مريح داخل المباني المتواجد فيها ولذلك فإن مهندسى التكيف وكذلك الفنيين يجب أن يدركوا العوامل التى تؤثر على راحة الإنسان.

2.1 The Body Produces Heats 2.1 الجسم يولد طاقة

كل المواد الغذائية التى يتناولها الإنسان تحتوى على طاقة، هذه الطاقة تظهر نتيجة أكسدة المواد الغذائية بالأكسجين وتظهر فى شكل حرارة تسمى حرارة الميتابوليزم Metabolizm. هذه الطاقة تخزن داخل الجسم للقيام بالأنشطة الحيوية اللازمة له. الميتابوليزم يحدد معدل تحول الطاقة الكيميائية (اتحاد العناصر الغذائية مع الأكسجين) إلى طاقة حرارية داخل الجسم. هذا يعتمد بدوره على تدفق الدم قرب سطح الجلد والتنفس وإفراز العرق ولذلك نجد أن:

- تدفق الدم Blood flow ينظم معدل الطاقة الحرارية المنقولة إلى سطح الجلد.
- التنفس Respiration. الهواء الخارجى يدخل الجسم فى درجة حرارة الوسط المحيط ويخرج من الجسم مشبع بالرطوبة ولكن فى درجة حرارة قريبة من درجة حرارة الجسم.
- إفراز العرق Sweating له دور واضح فى معدل خروج حرارة الجسم مع ما تحمله من ماء وأملاح من الجسم.

كمية الحرارة المتولدة من الميتابوليزم تختلف بدرجة كبيرة من إنسان لآخر طبقا للنشاط الذى يمارسه الإنسان وتعتمد كذلك على السن والنوع. وحدة الميتابوليزم هي المت (met) وهى وحدة الحرارة المتولدة من مساحة مقدارها متر مربع واحد من جسم أنسان بالغ جالس فى

$$1 \text{ met} = 58.2 \text{ W/m}^2$$

هدوء أى أن.

إذا فرضنا أن المساحة المتوسطة لجسم الإنسان البالغ هي $1,82\text{m}^2$ تقريباً فإن حرارة الميتابوليزم المتولدة هي 106W .
وتبين Table 2.1 معدل حرارة الميتابوليزم (وتسمى أيضاً حرارة الأيض) للأنشطة المختلفة للناس.

2.2 الجسم يطرد الحرارة 2.2 The Body Rejects Heats

من المعروف أن درجة حرارة جسم الإنسان هي 37°C وينبغي أن تظل كذلك مهما اختلفت درجة حرارة الوسط المحيط وذلك لتحقيق الأتزان الحراري للجسم ولسوائله. إذن لابد لأجهزة الجسم أن تعمل على الاحتفاظ بهذه الدرجة ثابتة.
من الثابت أن الجسم يولد طاقة أكثر مما يلزم للأنشطة البيولوجية وللأنشطة اليومية. لذلك فإن الطاقة الزائدة يجب التخلص منها باستمرار. هذا يتم من خلال ثلاث عمليات تتم في نفس الوقت وهي:

- 1- الحمل Convection ، 2- الإشعاع Radiation ، 3- التبخر Evaporation
- الحمل convection** عملية طرد الحرارة بالحمل تعتمد على ظاهرتين.
- الأولى : انتقال الحرارة من الجسم الدافئ إلى الهواء المحيط بالجسم حيث أن درجة حرارة الهواء أقل من درجة حرارة الجسم.
- الثانية : نتيجة انتقال الحرارة للهواء ترتفع درجة حرارته وتقل كثافته فيرتفع إلى أعلى ويحل محله هواء أقل وبارد Fig 2.1.
- عندما تتحقق هاتان الظاهرتان يتوقف الجسم عن التخلص من الحرارة وترتفع درجة حرارة الهواء المحيط فيرتفع إلى أعلى ويحل محله هواء بارد. وبذلك تكتمل دورة الحمل.
- الأشعاع Radiation**. تنتقل الحرارة بالأشعاع من الجسم الساخن إلى أي جسم آخر بواسطة أشعة الحرارة. الإشعاع يعتمد على ظاهرة انتقال الحرارة من سطح ساخن إلى سطح بارد. لذلك نجد أن انتقال الحرارة بالأشعاع لا يتوقف على درجة حرارة الهواء، المحيط بالجسم ولكن يتوقف على درجة حرارة الأجسام المحيطة بجسم الإنسان Fig 2.2 . هذا يفسر لنا عدم الشعور بالراحة لإنسان جالس بجانب شباك أو حائط خارجي في الطقس البارد حتى لو كانت الغرفة دافئة. كما يشعر الإنسان بالدفي نتيجة انتقال الحرارة بالأشعاع إليه من جسم

Table 2.1 Typical Metabolic Generation form Various activities

	Btu/(hr-ft ²)	met
Resting		
Sleeping	13	0.7
Reclining	15	0.8
Seated, quiet	18	1.0
Standing, relaxed	22	1.2
Walking (on the level)		
0.89 m/s	37	2.0
1.34 m/s	48	2.6
1.79 m/s	70	3.8
Office Activities		
Reading, seated	18	1.0
Writing	18	1.0
Typing	20	1.1
Filing, seated	22	1.2
Filing, standing	26	1.4
Walking about	31	1.7
Lifting/packing	39	2.1
Driving/Flying		
Car	18-37	1.0-2.0
Aircraft, routine	22	1.2
Aircraft, instrument landing	33	1.8
Aircraft, combat	44	2.4
Heavy vehicle	59	3.2
Miscellaneous Occupational Activities		
Cooking	29-37	1.6-2.0
House cleaning	37-63	2.0-3.4
Seated, heavy limb movement	41	2.2
Machine work		
sawing (table saw)	33	1.8
light (electrical industry)	37-44	2.0-2.4
heavy	74	4.0
Handling 50-kg bags	74	4.0
Pick and shovel work	74-88	4.0-4.8
Miscellaneous Leisure Activities		
Dancing, social	44-81	2.4-4.4
Calisthenics/exercise	55-74	3.0-4.0
Tennis, singles	66-74	3.6-4.0
Basketball	90-140	5.0-7.6
Wrestling, competitive	130-160	7.0-8.7

درجة حرارته عالية حتى لو كانت درجة حرارة الهواء منخفضة كما يحدث انتقال الحرارة بالأشعاع إذا تحرك الإنسان من مساحة مظلة إلى منطقة مشمسة ليس فيها ظلال. ويعتمد كل ذلك على درجة الدكائن Blackness فنجد الناس صيفا ترتدى الملابس الفاتحة وذلك لعكس الأشعة الواصلة للجسم وشتاء الملابس الداكنة لامتصاص تلك الحرارة.

التبخير Evaporation هى العملية التى تتحول فيها الرطوبة إلى بخار. عند تبخر الرطوبة من على جسم الإنسان فإن الحرارة تطرد ويبرد سطح الجلد كما هو مبين فى Fig 2.3.

2.3 العوامل التى تؤثر على الاتزان الحرارى لجسم الإنسان

2.3 Factors Affecting Human Body Thermal Balance

العوامل التى تؤثر على الاتزان الحرارى لجسم الإنسان هى:

أولاً : درجة الحرارة Temperature تؤثر درجة الحرارة كالتالى:

- درجة حرارة الهواء المنخفضة تزيد من انتقال الحرارة بالحمل بينما درجة حرارة الهواء المرتفعة تقلل من انتقال الحرارة بالحمل.
- الهواء البارد يخفض من درجة حرارة الأجسام المحيطة ويزيد معدل الأشعاع بينما يكون تأثير الهواء الدافئ عكسياً.
- الهواء البارد يزيد من معدل البخر بينما الهواء الدافئ يخفض هذا المعدل.

ثانياً : الرطوبة Humidity. الهواء ذو الرطوبة النسبية المنخفضة يسمح بمعدل تبخر أكبر من الجسم الذى يتخلص من الحرارة الزائدة بالتبخر ويقل هذا المعدل كلما زادت الرطوبة النسبية، وهذا ما يفسر الأحساس بالحر الشديد فى فصل الصيف حيث يزداد البخر من المسطحات المائية وترتفع الرطوبة النسبية ويعانى من هذا سكان المناطق الساحلية بالرغم من انخفاض درجة الحرارة. هذا ويشعر الإنسان بالراحة عند رطوبة نسبية $\phi = (50-60) \%$

ثالثاً : حركة الهواء Air Movement. عامل آخر يؤثر على قابلية الجسم للتخلص من الحرارة الزائدة ألا وهو حركة الهواء حول الجسم.

- 1- يزيد معدل تخلص الجسم من الحرارة بالبخر . حيث أن الرطوبة المتواجدة في مسامات الجلد سيحملها الهواء بعيدا عن الجسم بمعدل أسرع ومعها الحرارة الزائدة.
- 2- انتقال الحرارة بالحمل حيث أن حركة الهواء تعمل على نقل طبقة الهواء الساخن الموجودة حول الجسم بعيدا عنه وبذلك يزيد معها فرق درجات الحرارة بين الجسم والوسط المحيط فيزيد معها انتقال الحرارة بالحمل.
- 3- انتقال الحرارة بالأشعاع حيث أن الأسطح المحيطة بجسم الإنسان ستبرد أسرع وبالتالي تسمح بزيادة معدل انتقال الحرارة بالأشعاع. تأثير العوامل السابق الإشارة إليها

مبين Fig 2.4

4. 2 درجة الحرارة الفعالة *Effective Temperature*

هى مقياس لدرجة الراحة ويرمز لها بالرمز ET. هذه الدرجة لا تقاس ولكن تعبر عن مجموعة من المؤثرات على راحة الإنسان فهي تشمل تأثير كل من درجة حرارة الهواء، نسبة الرطوبة، حركة الهواء وتأثير ذلك على الشعور بالراحة في حالى الدفء أو البرودة. نتيجة لذلك عند نفس درجة الحرارة الفعالة فإن جسم الإنسان يحس بنفس الأحساس حتى ولو اختلفت درجات الحرارة للهواء ونسبة الرطوبة ولهذا فإن درجة الحرارة الفعالة تعتمد على كل من: الملابس، النشاط نسبة الرطوبة وسرعة الهواء والنوع.

وجد أن درجة الحرارة الفعالة للشباب البالغ حوالى $24,5^{\circ}\text{C}$. درجة الحرارة هذه تسمى درجة الحرارة الفعالة القياسية SET Standard Effective Temperature وقد تم تحديد درجة الحرارة القياسية SET عند الظروف القياسية الآتية:

Air velocity $< 0.1 \text{ m/s}$.

Moisture permeability = 0.4

Metabolic activity level = 1 met.

Clothing insulation = 0.6 Clo

حيث تأثير الملابس يعبر عنه بوحدة Clo

Clo = 0 للشخص العارى

Clo = 1 للشخص المرتدى بالبطو وصديري

$0 < \text{Clo} < 1$ فى الظروف الأخرى



Figure 2.1 Convection

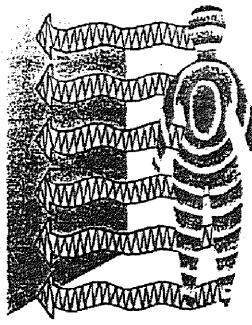


Figure 2.2 Radiation



Figure 2.3 Evaporation

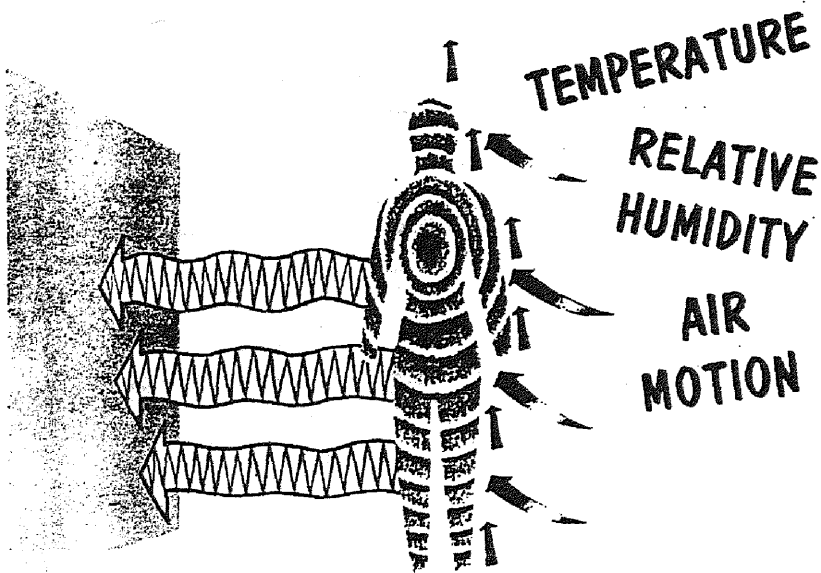


Figure 2.4 Conditions that affect body comfort.

وقد وجدت جمعية الأشرى ASHRAE أنه يشعر الرجال والناس بالراحة عندما تكون الرطوبة النسبية في حدود % (30 - 70) ودرجة الحرارة الجافة $^{\circ}\text{C}$ (22- 26) عندما تكون درجة الحرارة الفعالة في حدود 24.5°C . درجة الحرارة الفعالة هذه تتوقف على فترة التواجد فتزيد كلما قلت فترة التواجد وتتوقف كذلك على النوع فهي للإناث أكبر من مثيلتها للذكور وذلك بسبب زيادة نسبة الدهون عند الإناث - كذلك الحال بالنسبة للأعمار فوق الأربعين أكبر من مرحلة الشباب بحوالى 0.5°C حيث أن في هذه السن يكون الجسم قد كون قدار من الدهون نتيجة نقص الحركة نسبيا.

يجب ملاحظة أن الأحساس بالراحة أمر متغير كالطبيعة البشرية وتتأثر هذه الاختلافات طبقا للحالة الصحية للأفراد أيا كان السن، ونوعية النشاط الذى يمارسونه وطبيعة الملابس ونقص أو زيادة الحركة الموضعية للهواء والتواجد بالقرب النوافذ الباردة أو الحوائط التى تؤثر فيها أشعة الشمس لفترات طويلة وهكذا.

2.5 تنظيم درجة حرارة الجسم

2-5 Human Body Temperature Regulation

يشمل جسم الإنسان على نظام معقد يعمل على حفظ درجة حرارته ثابتة عند 37°C تقريبا مع تغيير درجة الحرارة الفعالة ارتفاعا وانخفاضاً. عندما ترتفع درجة الحرارة الفعالة عن 32°C فإن المركز الذى ينظم درجة حرارة الجسم يفتل فى عملة ويكون ذلك مصحوبا بارتفاع فى درجة حرارة الجسم وازدياد ضربات القلب فيندفع بذلك الدم إلى ما تحت الجلد ليعمل على خفض درجة حرارته ويكون ذلك مصحوبا بانخفاض الفقد الحرارى المحسوس وزيادة فى فقد الحرارة الكامنة متمثلة فى الإفراز العرقى المصحوب بفقدان الجسم للعديد من الأملاح وهذا يفسر شعور الإنسان بالخمول والكسل عند ارتفاع درجة الحرارة صيفا. لذلك ينصح الأطباء الأشخاص المتواجدين فى أماكن ذات طبيعة حارة بزيادة تناول الأملاح لتعويض الفقد المشار إليه.

عند انخفاض درجة الحرارة فإن الأعضاء التى تقوم بتوليد الطاقة تنشط فتتأثر عملية الهضم وحركة الدم والكلية ويزداد ضغط الدم نتيجة انقباض الأوعية الدموية فى أجهزة التنفس فيكون الإنسان عرضة للإصابة بأمراض الجهاز التنفسي والنزلات الشعبية. فى هذه الحالة يكون انتقال الحرارة من الجسم يكون عن طريق الحمل ويصبح مكون الحرارة المحسوسة أكبر.

2.6 Comfort Conditions

2.6 ظروف الراحة

مما سبق يتضح أن الظروف الحرارية للمكان والهواء الخارجي تلعب الدور الأعظم في شعور الإنسان بالراحة. بناء على العديد من التجارب للأشخاص رجالا ونساء. حددت جمعية الأشرى ASHRAE ظروف الراحة كما يلي:

صيفا:

$$t_{db} = 22-27^{\circ}\text{C}$$

$$t_{wb} = 13-22^{\circ}\text{C}$$

$$t_{ET} = 19-24^{\circ}\text{C}$$

شتاء:

$$t_{db} = 20-23^{\circ}\text{C}$$

$$t_{wb} = (12-20)^{\circ}\text{C}$$

$$t_{ET} = (18-22)^{\circ}\text{C}$$

في كل الأحوال الرطوبة النسبية $\phi = (30-70)\%$

هذه الظروف مبينة في Fig 2.5 . الذي يحدد ظروف الراحة شتاء وصيفا المنطقة ذات الظلال الدكنة تمثل ظروف الراحة لنظام تكييف معتدل طوال العام.

أهمية منطقة الراحة Comfort zone تتمثل في تحديد الظروف الداخلية

Indoor conditions اللازم توفيرها لكي يشعر شاغلوا المكان بالراحة.

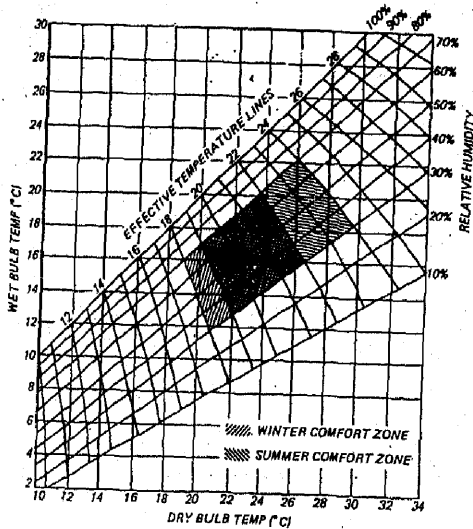


Figure 2.5 Comfort zone.

الهواء الرطب

3

MOIST AIR

General

مقدمة

الهواء الجوى Atmospheric Air يتكون من مجموعة من الغازات مخلوطة مع بعضها خلطاً ميكانيكياً، هذه الغازات هي : النيتروجين ، الأكسجين ، ثاني أكسيد الكربون ونسبة ضئيلة من الغازات الخاملة مثل الأرجون، كريتون ، زيتون ، رادوان ، هيليوم بالإضافة إلى بخار الماء. يقصد بالخلط الميكانيكي أن مكونات الهواء غير متحدة كيميائياً وعلى ذلك يمكن فصلها بسهولة. الإنسان يستنشق الهواء فيأخذ منه الأكسجين الضروري للعمليات البيولوجية ويطرد ثاني أكسيد الكربون الذي يأخذه النبات ويطرد الأكسجين وبذلك يستقر الأتزان النوعي للهواء اللازم للحياة. هذا يسمى بالهواء الجاف .

3.1 Dry Air Contents

3.1 مكونات الهواء الجاف

يتكون الهواء الجاف من العناصر المبينة في Table 3.1 وبالنسب المئوية المبينة قرين كل عنصر .

Table 3.1 Composition of dry Air

Constituent	Molecular Mass	Volumetric Fraction %
Oxygen	32	20.95
Nitrogen	28.016	78.09
Argon	37.944	0.93
Carbon dioxide	44.01	0.03

3.2 خواص الهواء الجوى القياسية

3.2 Standard Atmospheric Air Properties

1. الجاذبية الأرضية $g \approx 9.807, \text{ m/s}^2$
 2. درجة الحرارة عند سطح البحر $T_a = 288, \text{ K}$
 3. الضغط الجوى عند سطح البحر $P = 101.037, \text{ kPa}$
 4. الهواء الجوى يحتوى على هواء جاف له صفات الغاز المثالى فى مجال تغيير درجة الحرارة $(t = 30 - 150)^\circ\text{C}$
 5. كثافة الهواء $\rho = 1.115 \text{ kg/m}^3$
- خلافا عن الهواء الجاف dry air فإن الهواء الجوى Atmospheric air يحتوى باستمرار على نسبة من بخار الماء تختلف من مكان لآخر ومن فصل لآخر فى النسبة الواحدة لنفس المكان.
- بخار الماء الموجود فى الهواء الجوى وإنه كانت نسبته بسيطة نسبيا إلا أنه شديد التأثير على مواصفات الهواء ككل وذلك بسبب الرطوبة التى تقاس بالرطوبة النسبية Relative humidity أو الرطوبة النوعية Specific humidity وسيتم شرحهما فيما بعد :

3.3 Psychrometry

3.3 السيكرومترى

هو العلم الذى يدرس خواص الهواء وهو مختلط مع بخار الماء.

3.4 Psychrometric Chart

3.4 خريطة السيكرومترى

خواص الهواء الجوى يمكن وضعها فى صورة جداول أو فى صورة منحنيات . فى العادة يفضل وضعها فى صورة منحنيات تشكل فيما بينهما خريطة تسمى خريطة السيكرومترى Psychrometric chart . هذه الخريطة تساعد ليس فقط فى تحديد خواص الهواء الرطب ولكنها تساعد أيضا فى دراسة عمليات تكييف الهواء . هذه الخريطة عبارة عن مخطط يتم تمثيل فيه كل من درجة حرارة الهواء الجافة Dry bulb temperature(db) ودرجة حرارة

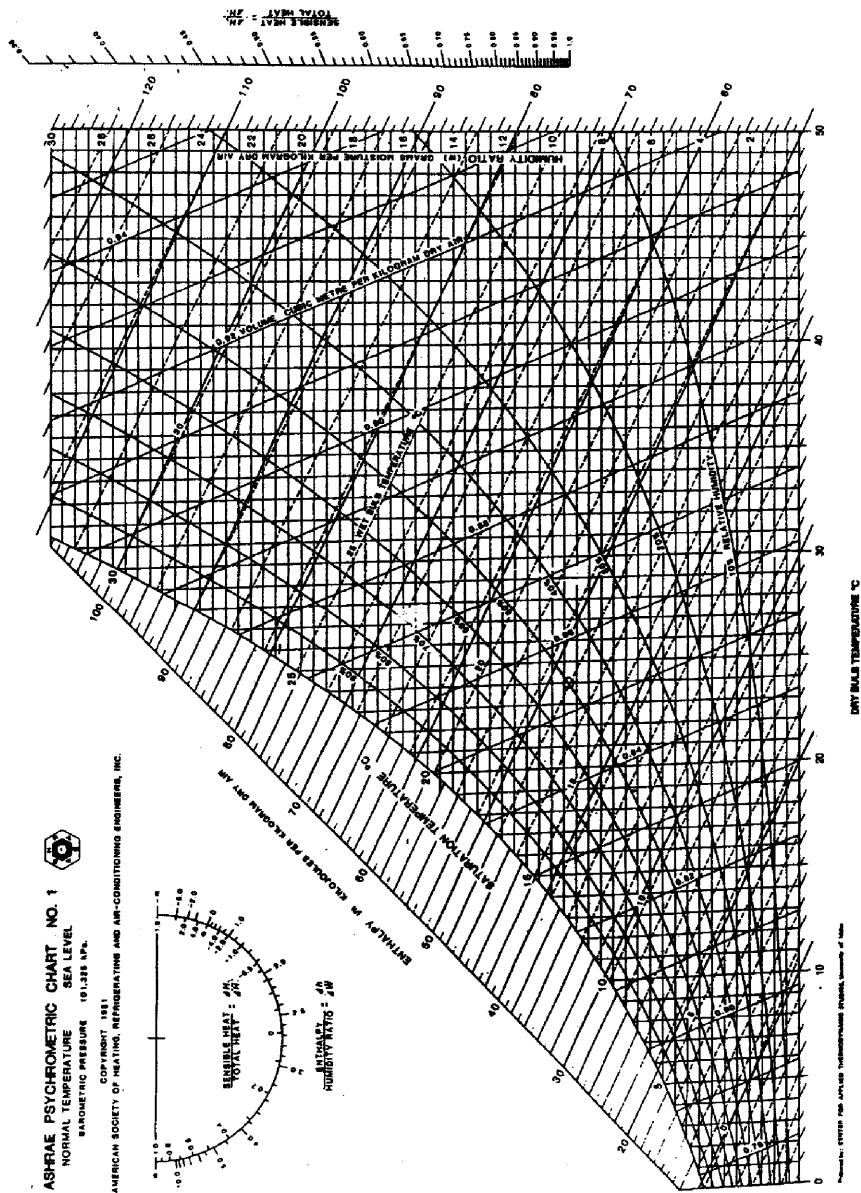
هواء الرطبة Wet bulb temperature (wb) ونسبة الرطوبة Humidity ratio (w) رطوبة النسبية ϕ Relative humidity والانتالپيا Enthalpy (h) والحجم النوعي Specific volume (v). وتحتوى أيضا على مفهوم معامل الحرارة المحسوسة SHF والذي سينتج شرحه لاحقاً.

رطوبة السيكرومترى قد تأخذ أشكالاً عديدة ولكن النظرية والبيانات التي على أساسها وضعت هذه. أكثر الأشكال شيوعاً هو مبين في Fig 3-1. وقد تم وضعها عند ظروف الضغط الجوي $P = 101350 \text{ Pa}$. وسيتم شرح تمثيل كل من الخواص السابق ذكرها للهواء الرطب كل وحدة.

3.5 Moist Air Properties خواص الهواء الرطب

Dry and Wet Bulb Temperatures درجة حرارة الهواء الجافة والرطبة

- درجة حرارة الهواء الجافة Dry bulb temperature هي عبارة عن درجة الحرارة التي يقرأها الترمومتر الزئبقى داخل زجاج مباشرة (محمياً من تأثير الأشعاع) ويشترط عدم ملامسة انتفاخة الحساس لأى سائل أو بخار ويرمز لها بالرمز (db).
- درجة حرارة الهواء الرطبة Wet bulb temperature. إذ وضعت قطعة من القماش المبلل على بصيلة الترمومتر الزجاجى فإن أقل درجة حرارة يقرأها الترمومتر هي درجة حرارة الهواء الرطبة ويرمز لها بالرمز (wb) ومن ذلك يفهم أن درجة الحرارة الرطبة أقل من درجة الحرارة الجافة وذلك نظراً لتبخر الماء الموجود بالقماش حيث يتم سحب جزء من حرارة الوسط المحيط فيبرد وبذلك يعطى درجة حرارة أقل من الجافة. مما هو جدير بالذكر فإن درجة الحرارة الجافة تساوى درجة الحرارة الرطبة فقط عند الرطوبة النسبية 100%. حيث الهواء يكون محملاً بأكبر كمية من بخار الماء، يمكن حملها.
- لقياس درجة حرارة الهواء الجافة والرطبة يستعمل جهاز المقلاع أو سيكرومتر سيلينج Sling Psychrometer وهو جهاز يحتوى على ترمومتريين Fig 3.2 أحدهما مغشى بقطعة من القماش المبلل يقرأ درجة حرارة الهواء الرطبة والآخر بدون يقرأ درجة حرارة



الهواء الجافة . الجهاز مزود بيد يدار بواسطها عدة مرات حتى تثبت درجة الحرارة على كل من الترمومترين.

درجة الحرارة الجافة (db) تمثل بخطوط رأسية على خريطة السيكرومتري Fig 3.3 أما درجة الحرارة الرطبة فتتمثل بخطوط مائلة Fig 3.4.

ثانياً: نسبة الرطوبة Specific Humidity. هى عبارة عن نسبة كتلة بخار الماء m_v إلى كتلة الهواء الجاف m_a فى الخليط ويرمز لها بالرمز (W) ووحداتها هى kg ww/ kg da ويمكن كتابتها بالمعادلة.

$$W = m_v / m_a \quad (3.1)$$

وبتطبيق القانون العام للغازات المثالية لكل من الهواء الجاف بخار الماء.

$$m_a = \frac{P_a \cdot V}{R_a \cdot T} \quad \text{and} \quad m_v = \frac{P_v \cdot V}{R_v \cdot T} \quad (3.2)$$

حيث p_a الضغط الجزئى للهواء الجاف فى الخليط .

P_v الضغط الجزئى لبخار الماء فى الخليط .

V حجم الخليط.

T درجة حرارة الخليط المطلقة .

Ra ثابت الغاز لبخار الماء.

$$Ra = 287 \text{ J/kg. K} \quad \text{and} \quad Rv = 461.5 \text{ J/kg. K}$$

وبتطبيق قانون دالتون فإن الضغط الكلى للخليط P_t يساوى

$$P_t = P_a + P_v \quad (3.3)$$

وبالتعويض بالقسم العدديّة لكل من R_v , R_a ويوضع المعادلات (3.2)، (3.3) فى المعادلة (3.1) نحصل على:

$$W = 0.662 \frac{P_v}{P_t - P_v} \quad (3.4)$$

نسبة الرطوبة W تمثل بخطوط أفقية على خريطة السيكرومتري ونقرأ قيمتها على المحور الرأسى
Fig 3.4 .

ثالثاً: الرطوبة النسبية *Relative Humidity* . يرمز لها بالرمز ϕ أو اختصاراً RH

وهى عبارة عن نسبة ضغط بخار الماء P_v إلى ضغط بخار الماء المشبع P_s عند نفس درجة الحرارة الجافة

$$\phi = P_v / P_s, \% \quad (3.5)$$

حيث P_s ضغط بخار الماء المشبع يمكن تعيينه من Table 3.2 أو بمعلومية درجة الحرارة الرطبة wbt بالمعادلة

$$\text{Log } P_s = 30.56 - 8.2 \log (t_{wb} + 273) + 2.48 \times 10^{-3} (t_{wb} + 273) - 3142.3 / (t_{wb} + 273), \text{ kPa} \quad (3.6)$$

ثم تعين ضغط البخار P_v من خلال كل من dbt, wbt, P_s من المعادلة

$$P_v = P_s - 101.325 \times 6.66 \times 10^{-4} (t_{db} - t_{wb}) \quad (3.7)$$

يعين ضغط بخار الماء عند درجة الحرارة الجافة بالمعادلة

$$\text{Log } P_{s(d)} = 30.56 - 8.2 \log (t_{db} + 273) + 2.48 \cdot 10^{-3} (t_{db} + 273) - \frac{3142.3}{t_{db} + 273}, \text{ kPa} \quad (3.8)$$

بالتعويض عن P_v ، $P_{s(d)}$ فى المعادلة (3.5) نعين ϕ وهى تمثل بمنحنيات مبينة فى Fig 3.3
نأخذ قيم نسبة مئوية عادة تبدأ من 10% وننتهى بمنحنى التشبع 100% .

THE TWO THERMOMETERS SHOULD BE MATCHED BY THE MANUFACTURER; THAT IS, WHEN THE WICK IS REMOVED AND BOTH THERMOMETERS ARE EXPOSED TO DRY-BULB CONDITIONS THE READINGS OBTAINED SHOULD BE EXACTLY THE SAME

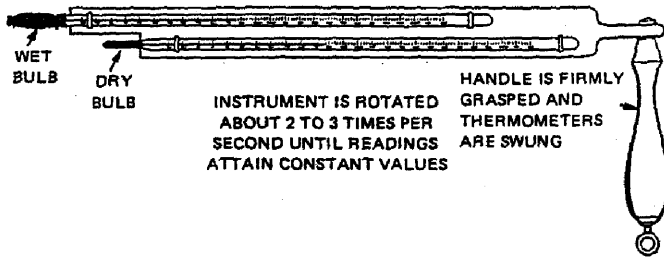


Figure 3.2 Sling psychomotor

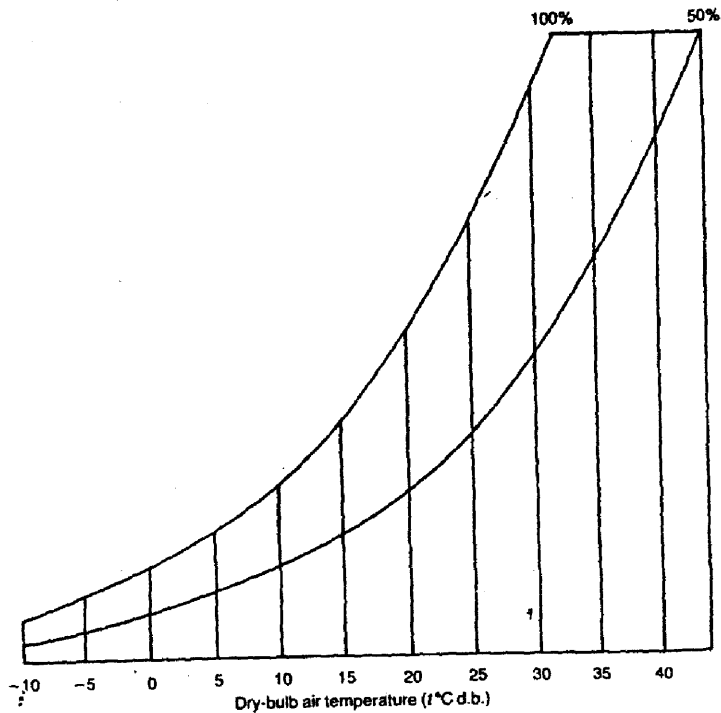


Figure 3.3 Dry- bulb temperature $^{\circ}\text{C}$, and relative humidity %

رابعاً : الحجم النوعى للهواء *Specific Volume* . الحجم النوعى للهواء الرطب v

يمكن تعينه عن طريق القانون العام للغازات

$$P_a v = mRT \quad (3.9)$$

حيث P_a الضغط المطلق للهواء الجاف ويعين من :

$$P_a = P_B - P_v \quad (3-10)$$

حيث P_B الضغط الجوى المقاس بالباروميتر

P_v ضغط بخار الماء.

وبذلك يكون الحجم النوعى v مقدار بـ m^3/kg

$$v = m RT / P_a \quad (3-11)$$

ويمثل الحجم النوعى بخطط مائلة كما هو مبين فى Fig 3.5

خامساً : انثالپيا الهواء الرطب *Enthalpy of moist air* . هذه الخاصية أساسية فى حسابات

وظائف معدات معالجة الهواء مثل السخانات وملفات التبريد والاتزان الحرارى للمكان والمعدات.

يمكن دراسة الانثالپيا تأسيساً على قانون جيبس - دالتون **Gibbs- Dalton law** الذى ينص على

أن المحتوى الحرارى أو الانثالپيا للخليط يساوى مجموع المحتوى الحرارى لكل العناصر المشتركة

فى الخليط. وعلى هذا فإن المحتوى الحرارى للهواء الرطب يساوى مجموع المحتوى الحرارى

للهواء الجاف بالإضافة إلى المحتوى الحرارى لبخار الماء.

$$h = h_a + h_v = \quad , \quad kJ / kg \quad (3.12)$$

حيث h_a المحتوى الحرارى للهواء الجاف.

$$h_a = C_{p_a} \times t \quad , \quad kJ / kg \quad (3.13)$$

h_v المحتوى الحرارى لبخار الماء

$$h_v = W (h_{fg} + C_{p(v)} . t) \quad (3.14)$$

حيث C_{p_a} , C_{p_v} الحرارة النوعية لكل من الهواء الجاف وبخار الماء.

$$C_{p_a} = 1.005 \text{ kJ / kg. K.} \quad C_{p_v} = 1.86 \text{ kJ/kg. K.}$$

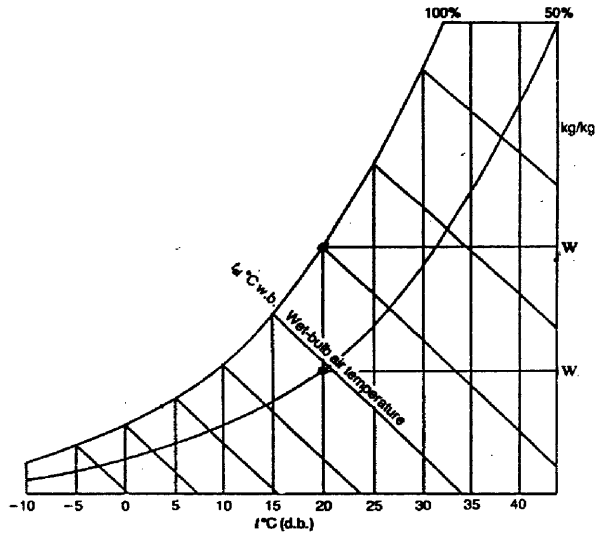


Figure 3.4 Psychrometric chart showing wet- bulb temperature (W_b) and moisture content (W)

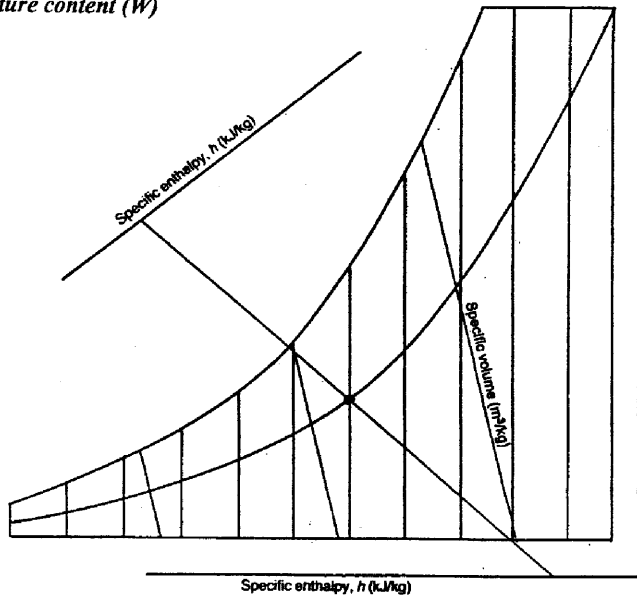


Figure 3.5 Psychrometric chart showing specific enthalpy and specific volume.

h_{fg} هي الانثالبي النوعية لبخار الماء المشبع عند الصفر المئوي $h_{fg} = 2500,8 \text{ kJ/kg}$

بالتعويض بالقيم الرقمية لـ h_{fg} , C_{pv} , C_{pe} فى المعادلة (3.12) تصبح انثالبي الهواء الرطب h :

$$h = 1.005 + W (2500,8 + 1.86.t) \quad , \quad \text{kJ/kg} \quad (3.15)$$

وتمثل على خريطة السيكرومتري بخطوط مائلة على الأفقى وتكاد تكون منطبقة على خطوط درجة

الحرارة الرطبة وتقرأ على مقياس خاص خارج الخريطة كما هو مبين من Fig 3.5

بياديسيا: نقطة الندى Dew point. تعرف نقطة الندى (dew point) بدرجة حرارة

الهواء الرطب المشبع عند نفس الضغط ونسبة الرطوبة وبعبارة أخرى إذا تم خفض درجة حرارة الهواء الرطب عند نفس الضغط ونسبة الرطوبة (W) فدرجة الحرارة التى يبدأ عندها بخار الماء فى التكثف هي نقطة الندى وتعيين بالمعادلة.

$$t_{dp} = 14.62 \ln (P_s / 600.245), \text{ C}^\circ \quad (3.16)$$

حيث P_s ضغط بخار الماء المشبع. يمكن تعيين نقطة الندى المقابلة لحالة الهواء الرطب كالاتى:

بمعلومية أى خاصيتين (ϕ , h , wbt , dbt) للهواء الرطب وتحدد حالة الهواء على خريطة السيكرومتري نرسم خطا أفقيا من هذه النقطة حتى يقابل منحنى التشبع ($\phi = 100\%$). نقطة التقاطع تعطى قيمة نقطة الندى كما هو مبين فى Fig 3.6.

3.6 تحديد خواص الهواء الرطب

3.6 Determination of Moist Air Properties

تحديد حالة الهواء الرطب يتطلب معرفة خاصيتين من الخواص السابق شرحها وكمثال لو علم أن حالة الهواء فى غرفة ما تحدد بـ $t_{db} = 21^\circ\text{C}$ ، $\phi = 50\%$ ، باستخدام خريطة السيكرومتري

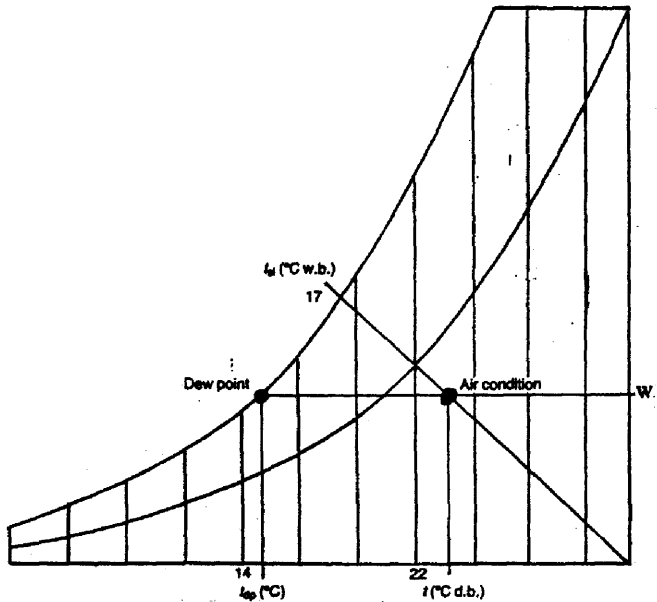


Figure 3.6 Psychrometric chart showing the location of dew-point temperature.

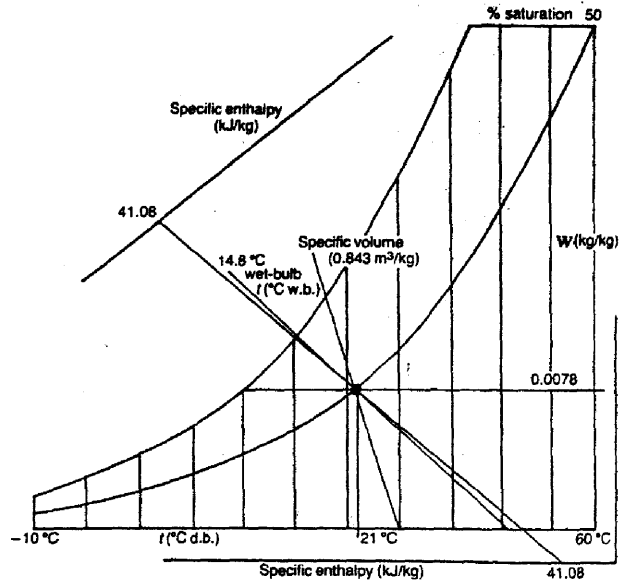


Figure 3.7 Determination of air state properties.

تقاطع خط $db = 21^\circ C$ مع منحني الرطوبة النسبية $\phi = 50\%$ يعطي حالة الهواء الرطب في الغرفة. Fig 3.7

$$W = 0.0078 \quad \frac{kgwv}{kgda} \quad \text{الاتجاه يمينا افقيا من نقطة التقاطع يعطي نسبة الرطوبة}$$

الاتجاه يسارا افقيا في اتجاه منحني $\phi = 100\%$ يعطي قيمة نقطة الندى $dp = 10^\circ C$

درجة الحرارة الرطبة نقرأ من منحني $\phi = 100\%$ وهي تساوي $14,8^\circ C$

$$v = 0.843 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{الحجم النوعي}$$

$$h = 41.08 \text{ kJ/kg} \quad \text{الانثالبي نقرأ على مقياس خارج حدود الخريطة وقيمتها}$$

3.7 تأثير تغيير الضغط الجوي

3.7 The Effect of Barometric Pressure Variation

خواص الهواء الرطب السابق شرحها قد تم حسابها على أساس ضغط الهواء الجوي القياسي

$$P_B = 101.35 \text{ kPa}$$

ماذا لو تغيير هذا الضغط؟

سوف يؤدي ذلك إلى تغيير القيم الموجودة على خريطة السيكرومتري. وللتعامل مع هذه الحالة

نصح باستخدام المعادلة المقترحة بواسطة Thomson لتصحيح التغيير كالتالي :

$$W_s = 0.624 \text{ Ps} / (P_B - 1.004 \text{ Ps}) \quad (3-17)$$

حيث P_s ضغط البخار المشبع عند الظروف القياسية $P_B = 101.35 \text{ kPa}$

P_B الضغط الجوي المقاس بالبارومتر. وعلى ذلك يتم تغيير بقية الخواص الأخرى.

يمكن تتبع تغيير خواص الهواء المحددة عند ضغط جوي مقداره 101.35 kPa بنفس الخواص على

رريطة السيكرومتري المحددة على أساس ضغط جوي مقداره 84.55 kPa والمبينة في Fig 3.1b.

Example 3.1

Compute the humidity ratio of air at 60% RH at the condition of : air temperature of $30^\circ C$. The barometric pressure is 101.35 kPa .

من Table 3.2 عند $t = 30^\circ\text{C}$ نجد أن ضغط التبوع هو 4.241, kPa وهو يعنى الضغط عند $\phi = 100\%$ حيث أن الرطوبة النسبية $\text{RH} = 60\%$ فإن ضغط البخار يعين بالمعادلة

$$P_v = 4.241 \times \frac{60}{100} = 2.545 \text{ kPa}$$

بالتعويض فى معادلة (3.4)

$$W = 0.622 P_v / (P_t - P_v)$$

$$= 0.622 \times 2.545 / (101.35 - 2.545) = 0.016 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

Example 3.2

A sling psychrometer shows the air conditions in an occupied room is 22°db and 17°wb . Calculate the relative humidity.

عند درجة الحرارة الجافة $t_{db} = 22^\circ\text{C}$ نعین ضغط التبوع بالمعادلة (3.8)

$$\begin{aligned} \text{Log } P_{(sd)} &= 30.59 - 8.2 \log (t_{db} + 273) + 2.48 \cdot 10^{-3} (t_{db} + 273) - \frac{314.23}{t_{db} + 273} \\ &= 30.59 - 8.2 \log (22 + 273) + 2.48 \cdot 10^{-3} (22 + 273) - \frac{314.23}{22 + 273} = 0.42 \end{aligned}$$

$$P_s = 2.638, \text{ kPa.}$$

ضغط التبوع عند درجة الحرارة الرطبة $t_{wb} = 17^\circ\text{C}$ يعين بالمعادلة

$$\begin{aligned} \text{Log } P_{sw} &= 30.59 - 8.2 \log (t_{wb} + 273) + 2.48 \cdot 10^{-3} (t_{wb} + 273) - \frac{314.23}{t_{wb} + 273} \\ &= 30.59 - 8.2 \log (17 + 273) + 2.48 \times 10^{-3} (17 + 273) - \frac{314.23}{17 + 273} = 0.287 \end{aligned}$$

$$P_{sw} = 1.935, \text{ kPa.}$$

ضغط البخار عند $t_{wb} = 17^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} P_v &= P_{sw} - 101.325 \times 6.66 \cdot 10^{-4} (t_{db} - t_{wb}) \\ &= 1.935 - 101.325 \times 6.66 \cdot 10^{-4} (22 - 17) = 1.6 \text{ kPa} \\ \phi &= P_v / P_{s(d)} = 1.6 / 2.63 = 60\% \end{aligned}$$

Example 3.3

Calculate the specific volume of humid air at 22°C db & 17°C wb and vapor pressure 1600 Pa.

ضغط الهواء الجاف

$$\begin{aligned} P_a &= P_B - P_v \\ &= 101325 - 1600 = 99725, \text{ Pa} \end{aligned}$$

وينطبق المعادلة 3.11 نجد أن

$$\begin{aligned} v &= mRT / P \\ m &= 1 \text{ kg} \quad \& \quad R = 287 \text{ J / kg. K} \quad \& \quad T = 295 \text{ K} \end{aligned}$$

وبالتعويض بالقيم السابقة في المعادلة

$$v = 1 \times 287 \times 295 / 99725 = 0.8493 \text{ m}^3 / \text{ kg.}$$

Example 3.4

Find the dew point of humid air at 22°C db & 17°C wb if vapor pressure is 1600 Pa.

وينطبق المعادلة 3.16

$$\begin{aligned} t_{dp} &= 14.62 \ln (P_s / 600.245) \\ &= 14.62. \ln (1600 / 600.245) = 14.3^\circ \end{aligned}$$

هل آخر

بتوقيع حالة الهواء 22°C = t_{db} ، 17°C = t_{wb} على خريطة السيكرومتري ونرسم خط افقيا في

اتجاه المنحنى φ = 100% . نقطة التقاطع نسقطها رأسيا لتقرأ القيمة 14°C = dP

Example 3.5

Compute the enthalpy of moist air at 60% RH, when the temperature is 30°C db, for standard barometric pressure.

Table 3.2 Moist Air properties.

$t, ^\circ\text{C}$	Saturation pressure, kPa	Specific volume, m^3/kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor
0	0.6108	0.0010002	206.3	-0.04	2501.6	-0.0002	9.1577
2	0.7055	0.0010001	179.9	8.39	2505.2	0.0306	9.1047
4	0.8129	0.0010000	157.3	16.80	2508.9	0.0611	9.0526
6	0.9345	0.0010000	137.8	25.21	2512.6	0.0913	9.0015
8	1.0720	0.0010001	121.0	33.60	2516.2	0.1213	8.9513
10	1.2270	0.0010003	106.4	41.99	2519.9	0.1510	8.9020
12	1.4014	0.0010004	93.84	50.38	2523.6	0.1805	8.8536
14	1.5973	0.0010007	82.90	58.75	2527.2	0.2098	8.8060
16	1.8168	0.0010010	73.38	67.13	2530.9	0.2388	8.7593
18	2.062	0.0010013	65.09	75.50	2534.5	0.2677	8.7135
20	2.337	0.0010017	57.84	83.86	2538.2	0.2963	8.6684
22	2.642	0.0010022	51.49	92.23	2541.8	0.3247	8.6241
24	2.982	0.0010026	45.93	100.59	2545.5	0.3530	8.5806
26	3.360	0.0010032	41.03	108.95	2549.1	0.3810	8.5379
28	3.778	0.0010037	36.73	117.31	2552.7	0.4088	8.4959
30	4.241	0.0010043	32.93	125.66	2556.4	0.4365	8.4546
32	4.753	0.0010049	29.57	134.02	2560.0	0.4640	8.4140
34	5.318	0.0010056	26.60	142.38	2563.6	0.4913	8.3740
36	5.940	0.0010063	23.97	150.74	2567.2	0.5184	8.3348
38	6.624	0.0010070	21.63	159.09	2570.8	0.5453	8.2962
40	7.375	0.0010078	19.55	167.45	2574.4	0.5721	8.2583
42	8.198	0.0010086	17.69	175.31	2577.9	0.5987	8.2209
44	9.100	0.0010094	16.04	184.17	2581.5	0.6252	8.1842
46	10.086	0.0010103	14.56	192.53	2585.1	0.6514	8.1481
48	11.162	0.0010112	13.23	200.89	2588.6	0.6776	8.1125
50	12.335	0.0010121	12.05	209.26	2592.2	0.7035	8.0776
52	13.613	0.0010131	10.98	217.62	2595.7	0.7293	8.0432
54	15.002	0.0010140	10.02	225.98	2599.2	0.7550	8.0093
56	16.511	0.0010150	9.159	234.35	2602.7	0.7804	7.9759
58	18.147	0.0010161	8.381	242.72	2606.2	0.8058	7.9431
60	19.920	0.0010171	7.679	251.09	2609.7	0.8310	7.9108
62	21.84	0.0010182	7.044	259.46	2613.2	0.8560	7.8790
64	23.91	0.0010193	6.469	267.84	2616.6	0.8809	7.8477
66	26.15	0.0010205	5.948	276.21	2620.1	0.9057	7.8168
68	28.56	0.0010217	5.476	284.59	2623.5	0.9303	7.7864
70	31.16	0.0010228	5.046	292.97	2626.9	0.9548	7.7565
72	33.96	0.0010241	4.646	301.35	2630.3	0.9792	7.7270
74	36.96	0.0010253	4.300	309.74	2633.7	1.0034	7.6979
76	40.19	0.0010266	3.976	318.13	2637.1	1.0275	7.6693
78	43.65	0.0010279	3.680	326.52	2640.4	1.0514	7.6410
80	47.36	0.0010292	3.409	334.92	2643.8	1.0753	7.6132
82	51.33	0.0010305	3.162	343.31	2647.1	1.0990	7.5850
84	55.57	0.0010319	2.935	351.71	2650.4	1.1225	7.5588
86	60.11	0.0010333	2.727	360.12	2653.6	1.1460	7.5321
88	64.95	0.0010347	2.536	368.53	2656.9	1.1693	7.5058
90	70.11	0.0010361	2.361	376.94	2660.1	1.1925	7.4799
92	75.61	0.0010376	2.200	385.36	2663.4	1.2156	7.4543
94	81.46	0.0010391	2.052	393.78	2666.6	1.2386	7.4291
96	87.69	0.0010406	1.915	402.20	2669.7	1.2615	7.4042
98	94.30	0.0010421	1.789	410.63	2672.9	1.2842	7.3796
100	101.33	0.0010437	1.673	419.06	2676.0	1.3069	7.3554

الضغط الجوي القياسي $P_t = 101,35 \text{ kPa}$ من Table 3.2 عند $t_{db} = 30^\circ\text{C}$ ضغط بخار الماء

عند التسبع $P_s = 4,24 \text{ kPa}$.

وحيث أن الرطوبة النسبية هي $RH = 60\%$ فإن ضغط بخار الماء

$$P_v = 4,241 \times \frac{60}{100} = 2,545, \text{ kPa.}$$

وبالتعويض في المعادلة:

$$W = 0.622 \frac{P_v}{P_t - P_v}$$

$$= 0.622 \times \frac{2,545}{101,35 - 2,545} = 0.016 \frac{\text{kgwv}}{\text{kgd.a.}}$$

إنثالبي الهواء تحدد من المعادلة

$$h = 1.005t + W (2500 + 1.86t)$$

$$= 1.005 \times 30 + 0.016 (2500 + 1.86 \times 30)$$

$$= 71.04, \text{ kJ / kg.}$$

Problems

3.1 Using the psychrometric chart for the condition (a) to (e), list the properties not shown.

	$t_{db} \text{ } ^\circ\text{C}$	t_{wb}	$dp, \text{ } ^\circ\text{C}$	$RH\%$	W kg wv/kgda	v m^3/kg	h kJ / kg
a	27	16					
b	24			40			
c		18	10				
d			10	40			
e	21			70			

3.2 Calculate values of humidity ratio, specific volume for saturated air at one standard atmosphere using perfect gas relation for temperature of 20°C db.

3.3 The temperature of a certain room is 22°C , and the relative humidity is 50% the barometric pressure is 100 k Pa. Find (a) the partial pressure of the air and water vapor, (b) the vapor density, and the humidity ratio.

3.4 The condition within a room is 21°C db and 50% RH, and at standard barometric pressure of 101,35 kPa. The inside surface temperature of the window is 4.4°C . will the moisture condenses on the window glass?

PYSCHROMETRIC PROCESSES

General

مقدمة

الغرض من معدات تكييف الهواء هو معالجة الهواء الداخل إلى هذه المعدات بغرض تغيير حالته. هذا التغيير يسمى عملية Process ، فعلية التبريد تحدث بواسطة ملفات التبريد cooling coil وعملية التسخين تحدث بواسطة ملفات التسخين Heating coil والترطيب في غرفة الترطيب . Humidifier. وهكذا تمثيل هذه العمليات على خريطة السيكترومترى له أهمية خاصة حيث أنه يساعد فى اختيار المعدات اللازمة من ناحية ومن ناحية أخرى يساعد على تحليل المسألة العملية. عادة تمثل فى شكل خط من الحالة الابتدائية إلى الحالة النهائية. مما هو جدير بالذكر أن القوانين الحاكمة لعمليات تكييف الهواء هى قوانين حفظ الطاقة وحفظ الكتلة وهذا ما سوف نتناوله فى هذا الباب.

4.1 Sensible Heating

4.1 التسخين المحسوس

إذا كان الهواء فى الحالة (1) Fig 4-1 كتلته m_a ودرجة حرارته t_1 يمر خلال مصفوفة Bundle من الأنابيب عادة مزعفة وتعمل كسخان وإذا لم يتم إضافة أو نزع رطوبة من هذا الهواء فإنه يمكن اعتبار العملية تسخيناً محسوساً. فى نهاية هذه العملية ترتفع درجة حرارة الهواء إلى t_2 وبالطبع ستكون أقل من درجة حرارة سطح السخان t_3 أى أن $t_3 > t_2 > t_1$. (t_3 غير ممثلة على الرسم). كمية الحرارة المضافة للهواء يمكن حسابها من معادلة حفظ الطاقة

$$q_s = m_a (h_2 - h_1) \quad , \text{ kW} \quad (4-1)$$

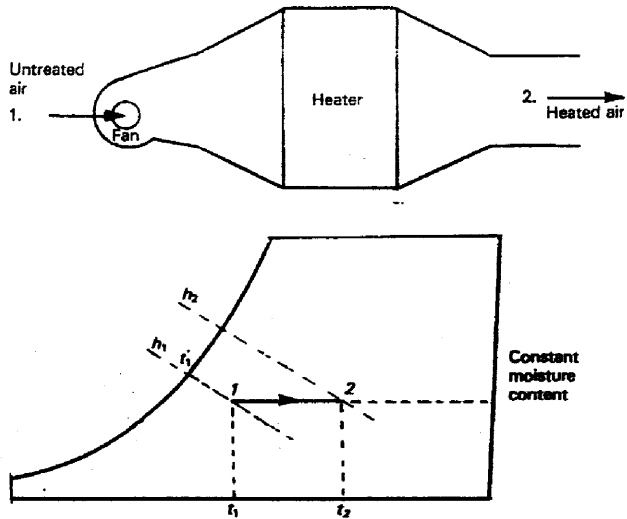


Fig 4-1 Sensible heating of air and the plot on a psychrometric chart

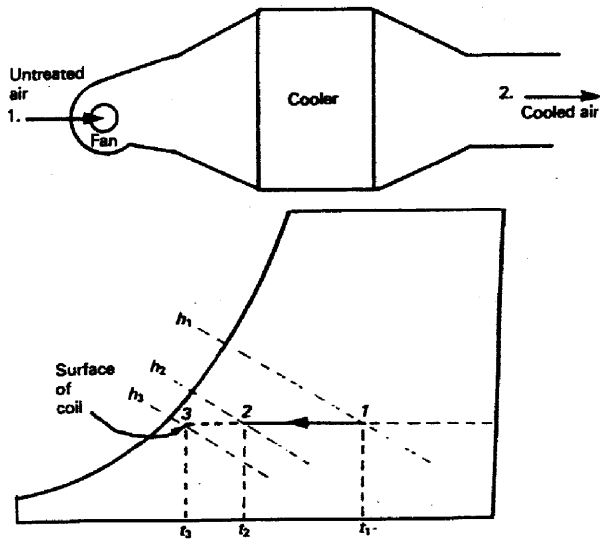


Fig 4.2 Sensible cooling of air and the plot on a psychrometric chart.

كفاءة السخان يعبر عنها بمعامل التلامس CF

$$CF = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \quad (4.2)$$

تسخين الهواء يمكن أن يتم بواسطة إمرارة على سطح يتدفق بداخله ماء ساخن أو بخار ساخن أو على سطح المكثف لوحدة التبريد (المضخة الحرارية) أو يمروره على مصفوفة من السخانات الكهربائية .

خلال هذه العملية تظل نسبة الرطوبة ثابتة $W = \text{const}$ وتنخفض الرطوبة النسبية RH ويزداد الحجم النوعي والانتالبيا النوعية

4.2 Sensible Cooling

4.2 التبريد المحسوس

عندما يبرد الهواء بدون فقد أو اكتساب رطوبة فإن العملية تأخذ شكل الخط المستقيم الأفقي نظرا لأن نسبة الرطوبة ثابتة $W = \text{const}$ طوال العملية. الهواء في حالة النقطة (1) عندما يمر خلال ملف تبريد مزعنف (cooler) درجة حرارة t_3 أقل من t_1 وأكبر من نقطة الندى ($t_{dp} < t_3 < t_1$) كما هو مبين في Fig.4.2. ونظرا لملامسة الهواء لسطح المبرد فإنه سيفقد جزءا من حرارته وتنخفض درجة الحرارة إلى t_2 بحيث ($t_2 > t_3$) وحيث أن درجة حرارة سطح المبرد أعلى من نقطة الندى المانظرة لدرجة الحرارة t_1 فلن يحدث تكثيف لبخار الماء في الهواء أو تغيير في نسبة الرطوبة وتسمى العملية تبريدا محسوسا.

وسيط التبريد المستخدم هو إما أن يكون ماءا مثلجا Chilled water أو مائع تبريد متبخر Evaporating refrigerant داخل ملفات تبريد.

إذا فرضنا أن كتلة الهواء المار على ملفات التبريد هي $m_{a,} \text{ kg/s}$ وبتطبيق معادلة حفظ الطاقة نجد أن:

$$m_a h_2 + q_s = m_a h_1 \quad (4.3)$$

$$q_s = m_a (h_1 - h_2) , \text{ kW} \quad (4.4)$$

كفاءة ملف التبريد يعبر عنها بمعامل التلامس (CF) Contact factor

$$CF = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \quad (4.5)$$

وهى تمثل نسبة كمية الحرارة المنزوعة من الهواء إلى كمية الحرارة العظمى التى كان يمكن نزعها وذلك عندما تتساوى درجة الحرارة النهائية للهواء t_2 مع درجة حرارة السطح المبرد t_3 . خلال هذه العملية تقل نسبة الرطوبة $W = \text{const}$ وتزداد الرطوبة النسبية وينخفض كل من الحجم النوعى v والانتالبيا h .

4.2 Cooling and Dehumidification 4.3 التبريد وإزالة الرطوبة

هذه العملية تتم ببادل الحرارة والكتلة . إذا افترضنا أن الهواء الرطب فى الحالة (1) كما هو موضح Fig 4.3 يمر على سطح بارد درجة حرارته t_3 أقل من نقطة الندى t_d المناظرة لنقطة، فيمكن تتبع الآتى:

يتم تبريد الهواء وإزالة رطوبته خلال العملية 1-2. هذه العملية يمكن تجزئتها ودراستها كالتالى:

أولاً: يخضع الهواء إلى تبريد محسوس بدايته نقطة (1) ونهايته نقطة الندى المناظرة لنقطة (1) على خط التشبع .

ثانياً: يخضع الهواء بعد ذلك لعملية تكثيف بإزالة رطوبته خلال منحنى التشبع Saturation curve وتنتهى بنقطة (3) درجة حرارة السطح والتى تسمى أيضا نقطة ندى الجهاز Apparatus dew point الهواء الملامس لسطح الجهاز تماما تكون درجة حرارته (t_3) . هذا الهواء يخلط مع الجزء الأكبر من الهواء عند نقطة (1) الذى درجة حرارته (t_1) ويعبر عن حالة الخليط بالنقطة (2) وتكون درجة حرارته (t_2) وهى نفس درجة حرارة الهواء المغادر لسطح الملف. الخط الواصل بين (1)، (2) يسمى خط عملية الملف Coil process line. هذا الخط فى بعض الأحيان يأخذ شكل المنحنى ويعتمد على تصميم الملف. نظريا نقطة (2) أى نقطة المغادرة يمكن أن تنطبق على نقطة (3) إذا كانت مساحة سطح الملف لا نهائية وأن كل الهواء المار عليه يكون ملامسا لسطحه بصورة مباشرة وحيث أن هذه الشروط غير قابلة للتحقيق عمليا فإن نقطة المغادرة تكون هى نقطة (2) وعادة ما تكون عند $\phi = (90-95)\%$

إذا كانت كتلة الهواء المار هو m_a فإن سعة ملف التبريد q_{oc} يمكن تعينه بالمعادلة

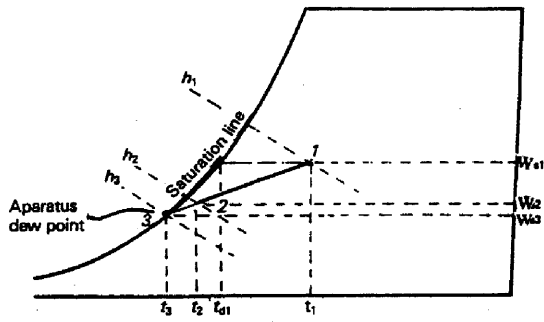
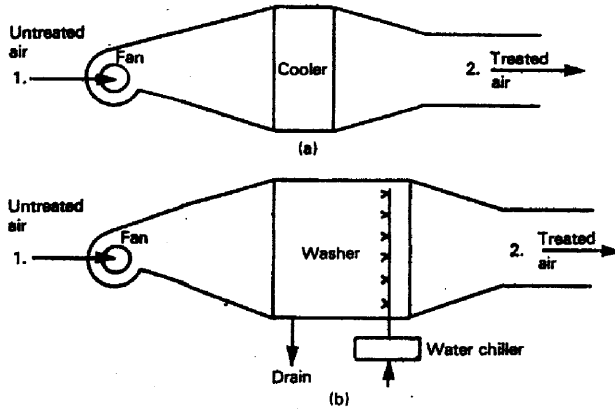


Fig 4.3 Cooling and dehumidification of air and the plot on a psychrometric chart

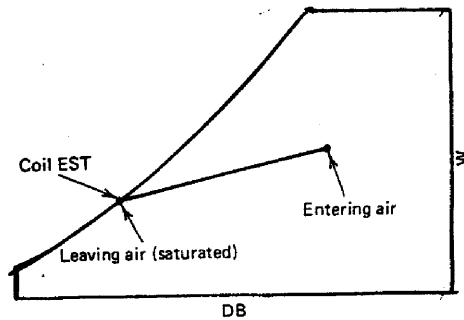


Fig 4.4 Coil process for a cooling coil with $CF=1$

$$q_{cc} = m_a (h_1 - h_2) \quad , \quad kW \quad (4.6)$$

كتلة الرطوبة المزالة m_w هي :

$$m_w = m_a (W_1 - W_2) \quad , \quad kg/s \quad (4.7)$$

وسيط التبريد فى هذه العملية قد يكون الماء المتلج المار فى ملف التبريد بدرجة حرارة أقل من (t_3) أو أن يكون مائع تبريد يعلى درجة حرارته أقل من (t_3) ويمثل ملف التبريد فى هذه الحالة مبخر محطة التبريد.

4.4 معامل التلامس الأمرار الجانبى

4.4 Contact Factor By pass Factor

كما أنشأنا عاليا فإن الهواء عندما يمر على السطح الخارجى للملف فإن جزءا من هذا الهواء يلامس السطح الخارجى للملف ويعبر عن ذلك بمعامل التلامس Contact Factor ويمكن حسابه بالمعادلة

$$CF = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} = \frac{W_1 - W_2}{W_1 - W_3} \quad (4.8)$$

الجزء الآخر من الهواء الذى لا يلامس السطح الخارجى للملف أو بالتالى لا يكتسب أو يفقد حرارة يقال أنه يمر إمرازا جانبيا لسطح الملف ويعبر عنه بمعامل الأمرار الجانبى By-pass factor أو اختصارا BF وطبقا للتعاريف السابقة فإن $CF + BF = 1$

4.5 درجة حرارة السطح الفعالة

4.5 Effective Surface Temperature

درجة حرارة السطح الخارجى للملف ليست متساوية على جميع الأجزاء ولكنها تتغير من مكان لآخر طبقا لعدد من العوامل أهمها عامل التصميم مثل عدد الزعانف وشكل الملف نفسه وسرعة دخول الهواء على الملف وغيرها. ولذلك تم اختيار تعبير درجة حرارة السطح الفعالة Effective Surface Temperature (EST) لتكون درجة حرارة سطح الملف المتوسطة وهى تعنى درجة حرارة السطح الذى لو لامسها الهواء سوف تبرد. هذه الدرجة تسمى

أيضا نقطة ندى الجهاز Apparatus dew point وهي التي تم الإشارة إليها عاليا Fig 4.3 وعلى ذلك فإن كان كل الهواء يقع في حالة تلامس مع السطح وهذا لا يتأتى إلا إذا كانت مساحة السطح لا نهائية وعلى هذا فإن درجة حرارة الهواء المغادر سوف يكون مساوية لدرجة حرارة السطح الفعالة وعندما يكون معامل التلامس $CF = 1$ Fig 4.4 وهذا لا يمكن حدوثه حيث أن بعض الهواء سوف يمر أمرارا جانبيا للسطح وعلى هذا فإستحالة تتبع الهواء وتكون نقطة المغادرة كما هي مبينة في Fig 4.4 ويكون معامل التلامس مقتررا بالقيمة $CF = b/a$ كما هو مبين في Fig 4.5 ومعامل الإمرار الجانبى $BF = 1 - CF$.

4.6 التبريد التبخيري أو الترطيب الأدياباتي

4.6 Evaporative Cooling or Adiabatic Humidification

هي العملية التي بموجبها تسحب كمية من الحرارة المحسوسة من الهواء وتضاف إليه كمية مساوية من الحرارة الكامنة أى أن المحصلة النهائية أن العملية تتم بدون سحب أو إضافة حرارة خارجية لذلك فهي تسمى أدياباتي. لإتمام هذه العملية يستخدم ملف رشاش Spray coil أو غاسل للهواء Air washer ليرش الهواء بالماء كما هو مبين في Fig 4-6 الهواء في الحالة (1) يدفع خلال رشاش من الماء البارد الذى درجة حرارته $t_3 = t$ درجة التشبع الأدياباتي Adiabatic saturation temperature نتيجة لذلك يتبخر بعض الماء بتأثير الحرارة المنزوعة من الهواء. هذا البخار يحمله تيار الهواء ولذا تنخفض درجة حرارة الهواء إلى t_2 وتزداد رطوبته من W_1 إلى W_2 آلية العملية يمكن تفسيرها بأن بعض الهواء يتعرض للتلامس مع قطرات الماء المتناهية فى الصغر فيحدث تبادل حرارة وكتلة بينهما فتتخفض درجة حرارة الهواء بشدة وتصبح تقريبا مساوية لـ t_3 أما الجزء الآخر من الهواء الذى لا يتلامس مع الماء فيخلط مع الجزء الأول ويعبر عن محصلة حالة الخليط بالنقطة (2). نظرا لأن العملية إدياباتية فإن الحرارة المحسوسة تساوى الحرارة الكامنة أى أن.

$$Cp (t_1 - t_2) = h_{fg} (W_2 - W_1) \quad (4.9)$$

لذلك تمثل هذه العملية على خريطة السيكرومتري بخط ثابت درجة الحرارة الرطبة (wb). لضمان استمرار العملية لأبد من تعويض الماء المتبخر والمحمول مع الهواء بكمية من الماء ويمكن تعين من المعادلة.

$$m_w = m_a (W_2 - W_1) \quad , \quad \text{kg/s} \quad (4-10)$$

كفاءة المرطب η تعين بالمعادلة

$$\eta = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \quad (4-11)$$

يستخدم التبريد التبخيري بصورة أساسية في الأغراض الصناعية والتي تتطلب نسبة رطوبة عالية مثل صناعات النسيج والورق - كذلك يستخدم فيما يسمى بالمكيف أو المبرد الصحراوي Desert cooler المبرد الصحراوي يتكون من مروحة بمحرك تقوم بدفع الهواء ليمر على مساحة في نسيج مسامي كاللباد مبلل الماء. جزء من الماء المرشوش يتبخر ويأخذ حرارة الكامنة من الهواء المحيط فتتخفض درجة حرارة الأخير.

وجدير بالذكر بأنه إذا كانت درجة حرارة الهواء الرطبة والجافة الداخل للجهاز هي 25°wb ، 27°db فلن أقل : درجة حرارة جافة يمكن أن يصل إليها الجهاز هي 25°C . إذا كانت كفاءته 100% ولا يمكن أن تنزل عن هذه الدرجة لذلك لا يستخدم على نطاق واسع.

4.7 التسخين والترطيب (الحقن بالبخار)

4.7 Heating and Humidification (Steam Injection)

تستخدم هذه العملية لتوفير ظروف الراحة في شهور الشتاء. وتتمثل في إضافة حرارة محسوسة وحرارة كامنة ويستخدم لذلك البخار المشبع عند درجة حرارة عالية. الهواء في الحالة (1) كما هو مبين في Fig 4.7 يمر على رشاش من الماء الساخن أو البخار المشبع الساخن في حالة (3) بحيث $t_3 > t_1$.

ففي هذه الحالة الهواء سوف يستقبل حرارة محسوسة من قطرات الماء أو البخار نتيجة لفرق درجات الحرارة ($t_3 - t_1 > 0$) هذا يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة الهواء ونظراً لأن ضغط البخار الساخن أكبر من ضغط البخار الرطب فسيحدث انتقال للمادة وبذلك يتم ترطيب الهواء.

الماء الساخن أو البخار يتم حقنه بحيث تقع حالته عند منحني التشبع أى عند نقطة (3) وبالتالي فإن الهواء الرطب الذي تكون جزيئاته في حالة تلامس مباشر مع جزيئات البخار الساخن سوف تكون درجة حرارتها مساوية t_3 . عندما تختلط هذه الجزيئات مع الجزء الباقي الذي لا يكون في حالة تلامس مباشر تصبح حالة الخليط النهائية في نقطة (2) وهي نقطة المغادرة Departure وهي تقع بين نقطة (1) ونقطة (3). كلما كانت كفاءة التلامس جيدة كلما اقتربت نقطة (2) من نقطة (3).

كمية الحرارة المضافة للهواء هي :

$$q_h = m_a (h_2 - h_1) \quad , \quad kW \quad (4.12)$$

كمية الرطوبة المضافة :

$$m_w = m_a (W_2 - W_1) \quad , \quad kg/s$$

كفاءة العملية يعبر عنه مدى قرب نقطة (2) من نقطة (3) بالرمز η

$$\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} \quad (4.14)$$

من دراسة خريطة السيكرومتري Fig 4.7 عندما تكون $t_1 = t_3$ فإن العملية تكون عملية ترطيب فقط وتكون الحرارة المضافة هي حرارة كامنة فقط. هذه العملية يصعب تحقيقها في الحياة العملية نظرا لصعوبة التحكم في درجة الحرارة t_3 .

4.8 خفض الرطوبة بالامتزاز Desiccant Dehumidification

خفض الرطوبة في الأغراض الصناعية يتم أساسا بواسطة إمرار الهواء الرطب على وسط الامتزاز الذي هو عبارة عن محلول أو مادة صلبة لها خاصية امتصاص الرطوبة Desiccant. مما هو جدير بالذكر الضغط الجزئي للأبخرة في وسط الامتزاز يكون أقل من مثيلة لبخار الماء في الهواء الرطب. نتيجة فرق الضغط هذا ينتقل بخار الماء الموجود في الهواء إلى وسط الامتزاز.

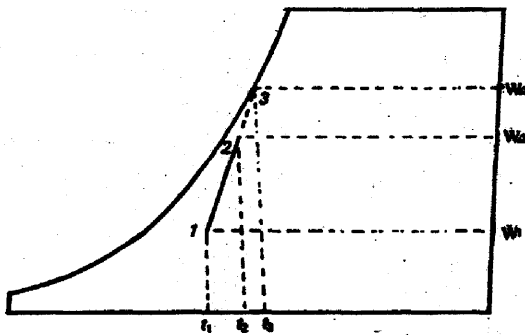
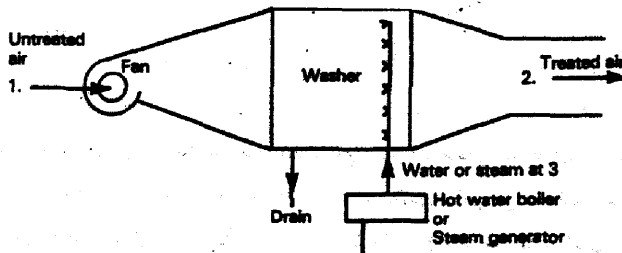


Fig 4.7 Heating and humidification of air and the plot on psychrometric chart

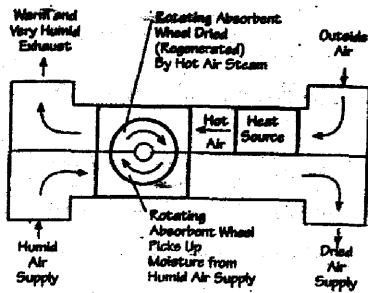


Fig 4.8 Desiccant dehumidification

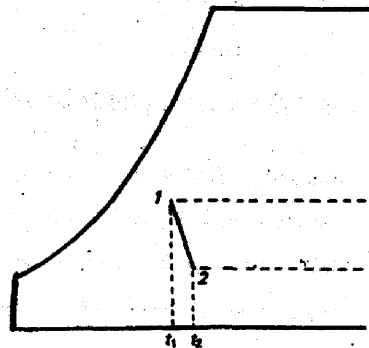


Fig 4.9 Psychrometric Desiccant dehu

ويستخدم لذلك الجهاز الموضح في Fig 4.8 وهو عبارة عن عجلة دوارة Rotating wheel تدور بين مسلكين للهواء . من اليسار يدخل في المسلك هواء رطب مطلوب نزع رطوبة فيمر على العجلة السلي بداخلها وسيط الامتزاز Desiccant فتزوع منه الرطوبة ويخرج من الاتجاه الآخر جافا. وفي المقابل فإن الهواء الخارجى فى اليمين يمر على سخفنا فيصبح ساخنا ويمر على نفس العجلة (السلي تكون قد اكتسبت قدرا كبيرا من الرطوبة) فيكتسب منها الرطوبة ويخرج هواء ساخنا ورطبا فى نفس الوقت .

فى هذا الجهاز يستخدم احدى وسائط الامتزاز الآتية:

1- محاليل كلوريد أو بروميد الليثيوم أو الجليكول كأماس سائل حيث الضغط الجزئى لها أقل من ضغط بخار الماء فى الهواء الرطب ولذلك نتيجة هذا الفرق فى الضغط ينتقل بخار الماء إلى هذه المحاليل.

2- مواد صلبة مثل سيليكاجيل أو الفحم النباتى النشط Activated carbon وبثأثير الخاصية الشعرية Capillary effect فإن بخار الماء الموجود فى الهواء الرطب والملامس لسطح المواد الصلبة ينتقل إلى داخلها فتتخفض الرطوبة فى الهواء.

فى الظروف المثالية فإن الحرارة الكامنة التى يفقدها الهواء المار على سطح الامتزاز يكتسبها فى شكل حرارة محسوسة نتيجة حرارة الامتصاص المنبعثة. ولذلك يمكن اعتبار هذه العملية ادياباتية تجرى بثبات درجة الحرارة الرطبة كما هو مبين فى Fig 4.9.

تستخدم هذه الطريقة فى الحالات الآتية :

- 1- عندما لا يكون هناك ضرورة لإضافة كمية كبيرة من الحرارة المحسوسة.
- 2- عند استخدام معدات التبريد العميق وعدم الرغبة فى تكوين صقيع على سطح المبرد.
- 3- عندما يتطلب المكان توفير رطوبة منخفضة. بهذه الطريقة يمكن تثبيت نسبة الرطوبة بنسبة خطأ لا تتعدى $\pm 1\%$ ولذلك فهى تستخدم بكثرة فى الصناعات الآتية:
الغذائية للورقية ، الصناعات الألكترونية والزجاج والبلاستيك وصناعة البويات والزيوت. وللحصول على أداء جيد يجب وضع فلتر لتنقية الهواء عند مروره على سطح الامتزاز.

4.9 خلط تيارين من الهواء الرطب أدياباتيا

4.9 Adiabatic Mixing of Two Streams of Moist Air.

فى معظم أجهزة التكيف المركزى عادة يستخدم جزءا من هواء الغرف ويخلط مع الهواء الخارجى وذلك بغرض خفض استهلاك الطاقة وتوفير تكلفة التشغيل.

فيذا خلط تياران من الهواء Fig 4.10

الأول : كتلته m_1 فى حالة (1) وخواص الحالة له هى t_1, W_1, h_1 .

الثاني : كتلته m_2 فى حالة (2) وخواص الحالة له هى t_2, W_2, h_2 .

فإن نتيجة الخلط هو تكون تيار ثالث فى حالة (3) كتلة m_3 وخواص الحالة (3) هى t_3, W_3, h_3 .
إذا كانت عملية الخلط تتم بدون إضافة أو نزع حرارة أى أدياباتيا فتكون المعادلات الحاكمة لهذه العملية هى :

1- معادلة حفظ كتلة للهواء الجاف

$$m_1 + m_2 = m_3 \quad (4.15)$$

2- معادلة حفظ الكتلة لبخار الماء :

$$m_1 W_1 + m_2 W_2 = m_3 \cdot W_3 \quad (4.16)$$

3- معادلة حفظ الطاقة

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 \cdot h_3 \quad (4.17)$$

عملية الخلط تتم على الخط المستقيم 1-2 ونقع نقطة الخلط على هذا الخط ونقسمة من الداخل تقسيما عكسيا بنسب الكتلة ولتحديد نقطة الخلط (3) نحل المعادلات (4-15), (4-16), (4-17) فتحصل على .

$$h_3 = \frac{\frac{m_1}{m_2} h_1 + h_2}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \quad (4.18)$$

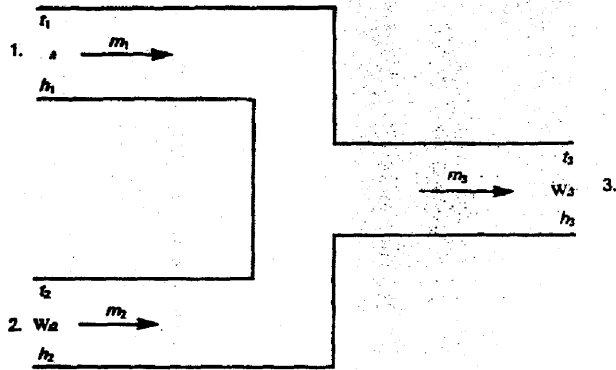
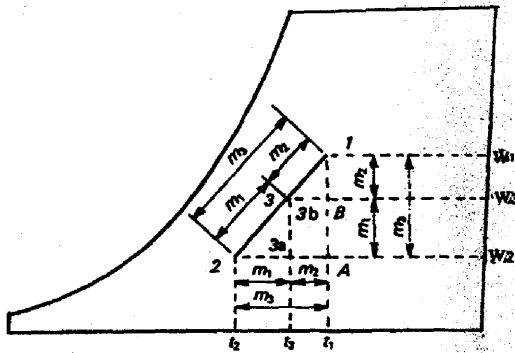


Fig 4.10 Mixing process of two streams of air



4.11 Mixing process plotted on the psychrometric chart

$$W_3 = \frac{\frac{m_1}{m_2} W_1 + W_2}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \quad (4.19)$$

يتم توقيع h_3 , W_3 على خريطة السيكرومتري نحصل على نقطة (3) ومنها نحصل على بقية الخواص كما هو مبين في Fig 4.11.

4.9 معامل الحرارة المحسوسة SHF

عمليات تكيف الهواء عموما تكون مشمولة بانتقال حرارة محسوسة q_s Sensible heat كننتيجة لفرق درجات الحرارة وكذلك انتقال حرارة كامنة q_i Latent heat وذلك نتيجة فرق الضغط أو نسبة الرطوبة إذا الخط تصورنا عملية ما 1-2 المبينة في Fig 4.12 يمكن دراستها كالآتي:

العملية (a-1) يمكن اعتبارها عملية تغيير في الحرارة الكامنة (q_i) latent heat وهي على الرسم تمثل عملية إزالة رطوبة في درجة حرارة جافة ثابتة أما العملية (2-a) فهي تمثل عملية تغيير في الحرارة المحسوسة (q_s) Sensible heat .

أما التفسير من (1) إلى (2) يمثل خط العملية Process line. ويعبر عن مقدار التغير في للحرارة المحسوسة q_s الى مقدار التغير في الحرارة الكلية ($q_s + q_i$) بمعامل الحرارة المحسوسة (SHF) Sensible Heat Factor ويمكن حسابه في المعادلة الآتية:

$$SHF = \frac{q_s}{q_s + q_i} \quad (4-20)$$

إذا كانت العملية لا تحتوى على تغيير في حرارة كامنة أى أن ($q_i = 0$) فإن معامل الحرارة المحسوسة $SHF = 1$ ويكون خط العملية أفقيا.

إذا كانت العملية لا تحتوى على حرارة محسوسة أى أن $q_s = 0$ فإن معامل الحرارة المحسوسة $SHF = 0$ ويكون خط العملية رأسيا على المحور الأيمن لخريطة السيكرومتري تدريج لمعامل الحرارة المحسوسة SHF وفي بعض الخرائط توجد نصف دائرة مقطوعة رأسيا أو أفقيا.

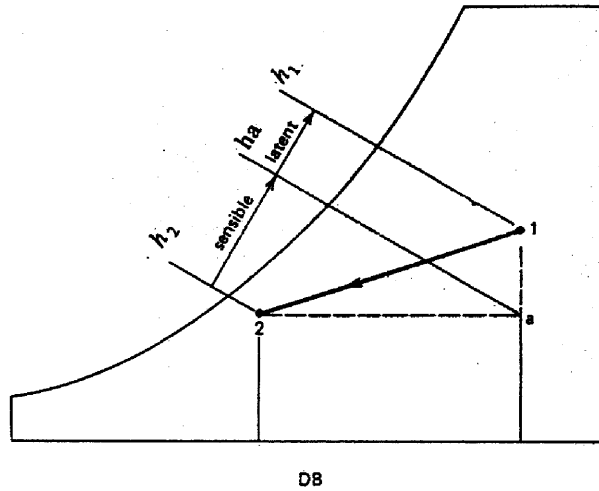


Figure 4.12 Sensible and latent heats

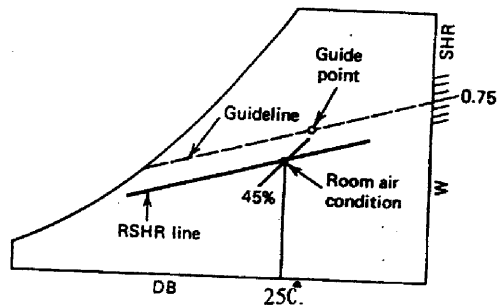


Fig4.13 Plotting the RSHF line for example 4.5

على المحور الأفقى بهذه الدائرة SHF=1 كما توجد على خريطة السيكرومتري عند إحداثيات:
 $\phi = 50\%$ ، $t_{db} = 24^\circ\text{C}$. هذه النقطة تستخدم Reference point . هذه النقطة تسمى النقطة القياسية .
 كنقطة مساعدة Guide point لرسم معامل الحرارة المحسوسة للحرارة RSHF وهذا ما سوف
 نوضحه فى مثال قادم .

Example 4.1.

3.2kg/s of air at 15°C_{db} is heated to a temperature of 32°C by a hot water heater battery whose surfaces are at 40°C . Estimate the rate of heat energy added and calculate the contact factor of the coil. If the heater battery is replaced by another having more tubes and fins such that its CF is 0.85, estimate the leaving or air-off temperature of this air, assuming that the heater surface are at the same temperature as before.

كمية الحرارة المضافة

$$q_{HC} = m_a \cdot C_p (t_2 - t_1)$$

$$= 32 \times 1.005 (32 - 15) = 54.67 \text{ kW}$$

معامل التلامس CF

$$CF = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{32 - 15}{40 - 15} = 0.68$$

$$CF = \frac{t_2 - 15}{40 - 15} = 0.85$$

$$0.85 = \frac{t_2 - 15}{40 - 15} \quad \& \quad t_2 = 36.3^\circ\text{C}$$

Example 4.2

A cooling and dehumidification battery caters for an air flow rate of 2.8 kg/s with an entering conditions of 27°Cdb, 20°Cwb. If the cooling coil has an apparatus dew point of 8°C and a contact factor of 0.82 determine :

- The air – off conditions from the coil;
- The required refrigeration capacity to serve this coil

بالإشارة إلى Fig 4.3 وباستخدام خريطة السيكرومتري

$$CF = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3}$$

$$CF = 0.82 \quad \& \quad t_3 = 8^\circ \quad \& \quad t_1 = 27^\circ \quad \text{وحيث أن}$$

$$0.82 = \frac{27 - t_2}{27 - 8} \quad \therefore t_2 = 11.4^\circ \text{C}$$

فتكون درجة حرارة مغادرة الهواء لملف التبريد هي $t_2 = 11.4^\circ \text{C}$

من خريطة السيكرومتري

$$t_2 = 10.4^\circ \text{C wb}$$

$$h_1 = 57.5, h_2 = 30.5 \text{ kJ/kg من نفس الخريطة}$$

وبتطبيق المعادلة (4.7)

$$\begin{aligned} q_{cc} &= m_a (h_1 - h_2) \\ &= 2.8 (57.5 - 30.5) = 75.6, \text{ kW.} \end{aligned}$$

Example 4.3

2.6kg of air at 20°Cdb, 50% RH, is passed through a washer. Using water at 30°C. If the washer efficiency is 70%, estimate the conditions of the air leaving the unit.

بالرجوع إلى: Fig 4.5 وباستخدام بيانات خريطة السيكرومتري نجد أن عند نقطة (1)

$$t_1 = 20^\circ \text{Cdb, RH} = 50\% \quad \& \quad W_1 = 0.0074 \text{ kg wv/kg d.a.}$$

عند نقطة (3)

$$t_3 = 30^\circ\text{db}, \text{RH} = 100\% \ \& \ W_3 = 0.0273 \text{ kg wv/kg da.}$$

لتحديد نقطة المغادرة نستعين بمعادلة كفاءة المرطب.

$$\eta = 0.7 = \frac{W_2 - W_1}{W_3 - W_1} = \frac{W_2 - 0.0074}{0.0273 - 0.0074}$$

$$\therefore W_2 = 0.023B \text{ kg wv /kg da.}$$

$$\eta = 0.7 = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1} = \frac{t_2 - 20}{30 - 20}$$

وايضاً :

$$\therefore t_2 = 27^\circ\text{db}$$

حالة الهواء عند المغادرة عند نقطة (2) هي :

$$t_2 = 27^\circ\text{db} \quad \& \quad W_2 = 0.0213 \text{ kg wv/kg d.a.}$$

Example 4.4

70kg of moist air at 35°db , 24°wb is mixed with 115kg of moist air at 37°db , 20°wb . Find the moisture content, enthalpy and the wet bulb temperature of the mixture

بالرجوع إلى: Fig 4.11 واستخدام بيانات السيكرومتري

خواص التيار الأول

$$h_1 = 75.8\text{kJ/kg} \quad \& \quad W_1 = 0.0158 \text{ kg wv / kg da}$$

خواص التيار الثاني

$$h_2 = 57\text{kJ /kg} \quad \& \quad W_2 = 0.0117\text{kg wv / kg da.}$$

قانون حفظ الكتلة للهواء الجاف

$$m_1 + m_2 = m_3$$

$$70 + 115 = 185, \text{ kg}$$

قانون حفظ الكتلة لبخار الماء

$$m_1 W_1 + m_2 W_2 = m_3 W_3$$

$$70 \times 0.0158 + 115 \times 0.0117 = 158 \times W_3$$

$$W_3 = 0.0133 \text{ kg wv / kg da.}$$

قانون حفظ الطاقة

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = m_3 h_3$$

$$70 \times 75.8 + 115 \times 57 = 185 \times h_3$$

$$h_3 = 64.1 \text{ kJ / kg}$$

من خريطة السيكرومتري

$$t_{db} = 30^\circ \text{ \& } t_{wb} = 22.1^\circ$$

Example 4.5

A kids- toys shop has a sensible heat gain of 13.2kW and latent heat gain of 4.4, kW. The shop is maintained at 25°Cdb & 45% H. Draw the RSHF line.

الحل مبين على Fig 4.13

معامل الحرارة المحسوسة للغرفة

$$RSHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} = \frac{13.2}{13.2 + 4.4} = 0.75$$

تحدد حالة الغرفة بـ $t_R = 25^\circ \text{C}$, $RH = 45\%$

تحدد قيمة معامل الحرارة المحسوسة على تدريج هذا المعامل لـ 0.75 يستعان بـ Reference

line أو guide point التي احداثياتها هي $t = 24.5^\circ \text{C}$ & $RH = 50\%$

نصل الخط بين $SHF = 0.75$ ونقطة المساعدة Guide point بالخط المتقطع نحصل على

الخط المساعد Guide line من نقطة حالة الغرفة نرسم خطا موازيا للخط المساعد فيكون هو

خط الغرفة RSHF line.

أهمية هذا الخط تتمثل في أن حالة تغذية الهواء للغرفة الموافقة لظروف الراحة يجب أن تقع على

هذا الخط وهذا سنتعرف عليه عند دراسة دوائر السيكرومتري.

Problems

- 4.1 Find the heat transfer rate to warm $0.7 \text{ m}^3/\text{s}$ of air at 15°C db and 90% RH to 50°C db without the addition of moisture. [Ans: 30.35 kW]
- 4.2 An air handling unit mixes $0.47 \text{ m}^3/\text{s}$ of outside air at 33°C db & 24°C wb with $1.89 \text{ m}^3/\text{s}$ of return air at 26°C db and 45% RH. Determine the mixed air db and wb temperatures, enthalpy and humidity ratio.
- 4.3 A summer outdoor air at 30°C db , 21°C wb is cooled to 12°C db and 90% RH. Sketch the psychrometric process and identify all the condition data for the end point [Ans] : outdoor 43% RH, $W = 0.0018 \text{ kg/kg}$, $h = 60.3 \text{ kJ/kg}$, $v = 0.875 \text{ m}^3/\text{kg}$, $dP = 16.3^\circ\text{C}$.
cooled: 11.1°C db , $w = 0.0079 \text{ kg/kg}$, $h = 32 \text{ kJ/kg}$, $dP = 10.5^\circ\text{C}$
- 4.4 In an air conditioning unit $3.5 \text{ m}^3/\text{s}$ of air at 27°C db , 50% RH is cooled and dehumidified to 13°C db and 90% RH. Using the properties from the psychrometric chart to determine :
- The refrigeration capacity in/ W
 - The rate of the water removal from the air [Ans. a : 83.5 kW , b = 0.09 kg/s]
- 4.5 1 kg/s of air at 28°C db , 19°C wb is passed through a cooling coil until its discharge state is 15°C db , 13°C wb Find:
- The apparatus dew point of the coil
 - Calculate coil CF
 - Estimate cooling load of the refrigeration plant.

[Ans. : (a) $dp = 10^\circ\text{C}$, (b) $CF = 0.72$ (c) $q_{cc} = 17\text{kW}$.]

4.6 Space has a sensible heat gain of 25kW and latent heat gain of 9kW .

Determine the RSHF. If the room design conditions are 25°db , $50\%\text{RH}$, using the psychometric chart draw RSHF line.

4.7 0.8kg/s of air at 9°db , 4°wb is exposed to a washer with heated

water. The air leaves the washer with moisture content of 0.0064

kg wv/kgda . If the washer efficiency is 0.72 determine the heating load of the washer water. (7.6kW .)

4.8 A space to be air conditioned is known to have a total heat gain of

15kW of which 12.2kW is sensible. It is required to maintain the space at 27°db , $50\%\text{RH}$. What apparatus dew point will required

[Ans. : $t_{dp} = 14^\circ\text{C}$]

4.9 An air handling unit which includes Dx- coil receives 30% of its air at

30°db , 22°wb and the remainder at 21°db , $50\%\text{RH}$. The air flow

of 0.65kg/s leaves the coil where the apparatus dew point is 8°C at 10°C .

Determine refrigeration capacity of the coil and its contact factor and by pass factors.

حساب حمل تكييف الهواء للمبنى

BUILDING AIR - CONDITIONING LOAD ESTIMATION

General

مقدمة

حساب حمل التكييف له أهمية قصوى في الاختيار السليم للمعدات وأنظمة التكييف التي سوف تعمل على تحقيق ظروف الراحة للإنسان .

5.1 العوامل التي تؤثر على تقدير حمل تكييف الهواء

5.1 Factors Affecting A/C Load Estimation

أولا موقع وهيئة المبنى Building location and structure

1- موقع المبنى من الجهات الأصلية الأربعة : حيث أن تأثير الشمس على الأسطح الخارجية متفاوتا طبقا لمقوط أشعتها عليه .

2- لون المبنى الخارجي : من المعروف أن الألوان الفاتحة لا تمتص حرارة الشمس بنفس الدرجة التي تمتصها الألوان الغامقة لذلك نجد أن الاتجاه الآن يميل إلى الألوان الفاتحة - وقد يلجأ البعض إلى تجليد الواجهات الخارجية بالواح من الألومنيوم أو المرايات وذلك لعكس جزءا كبيرا من الأشعة التي تسقط عليها ولأغراض جمالية أيضا .

3- تركيب أسقف وحوائط المبنى . **Ceiling and wall structure** . من المعلوم أن الحوائط ذات الكثافة المنخفضة (ذات المقاومة الحرارية المنخفضة) تسمح بانتقال كمية حرارة أكبر من مثلتها من الحوائط والأسقف ذات الكثافة الكبيرة .

4- ظلال الشجار والمباني القريبة . كلما زادت الشجار والمباني العالية القريبة من المبنى المراد تكييفه كلما أدى ذلك إلى تقليل كمية الحرارة المنتقلة لداخل المبنى، أيضا يقل تأثير الشمس على حمل تكييف للمبنى .

5- النوافذ والستائر . تلعب النوافذ دورا لا يستهان به في نفاذ الحرارة على المكان . النوافذ ذات الطبقتين من الزجاج تسمح بمرور كمية حرارة أقل نسبيا من مثلتها ذات الطبقة الواحدة - كما أن الزجاج المعرج يسمح بدوره بمرور كمية حرارة أقل من الألواح المستوية .
الستائر تعمل على تقليل كمية الأشعة النافذة إلى الأماكن المكيفة

ثانيا: نوعية استخدام المكان *Space application*

تؤثر نوعية استخدام المكان المراد تكييفه على إختيار الأسلوب الأمثل لأنظمة التكييف

[أ] لأماكن الإقامة *Apartment*

- 1- غرف النوم يجب تكييف هوائها باستمرار .
- 2- غرف الجلوس كذلك حيث أنها تستخدم معظم الأوقات .
- 3- غرف الطعام لا تستخدم طول الوقت لذلك يراعى ذلك في حساب حمل التكييف

[ب] المنشآت العامة *General Purpose Building*

- 1- المعامل : مثل معامل الكيمياء والاحتراق الداخلي يستخدم هواء خارجي فقط نظرا لانبعاث غازات ضارة .
- 2- غرف العمليات في المستشفيات تستخدم أيضا هواء خارجي كلي وذلك للتخلص باستمرار من الميكروبات والجراثيم .
- 3- منشآت محطات توليد الطاقة الذرية تستخدم أيضا هواء خارجي فقط
وفي كل الأحوال يؤثر نشاط الأشخاص داخل المبنى على كمية الهواء اللازمة للتهوية .

ثالثا الظروف الجوية التي تحدد التصميم *Climate Conditions*

عند حساب الحمل الحراري للمكان لا تؤخذ درجة الحرارة القصوى للهواء على الإطلاق ولكن تؤخذ متوسط درجة الحرارة القصوى الذي تسجله هيئة الأرصاد الجوية وعدد أيام تكرار تلك الدرجة وسبب ذلك أن أعلى درجة حرارة تسجل قد لا تستمر إلا عدة أيام وإذا أخذت في

الاعتبار اعلى درجة ستؤدي إلى اختيار أجهزة ذات قدرات عالية لا تستخدم إلا عدة أيام ويؤثر ذلك على اقتصاديات النظام . هذا من ناحية - ومن ناحية أخرى استخدام نظام قدرته أكبر من اللازم سيزيد من فترات وقوف الجهاز نتيجة عمل الترموستات وبالتالي ستزداد رطوبة المكان لعدم قيام ملف التبريد بتكثيف الرطوبة الزائدة فيؤدي إلى فقدان الناس الإحساس بالراحة . درجات الحرارة الجافة والرطوبة الخارجية لبعض البلدان العربية مبينة في Table 5.1 .

رابعاً - الظروف الداخلية للمكان *Indoor Conditions*

إن درجة الحرارة ونسبة الرطوبة للهواء داخل الأماكن المكيفة والتي يشعر معها الإنسان العادي بالراحة كانت موضوعاً لأبحاث كثيرة وقد سبق أن بينا منطقة الراحة Comfort zone هي

$$t_{db} = 22 - 27\text{ C}^\circ \quad \& \quad RH = (30 - 70)\%$$

هذا وقد تختلف هذه القيم قليلاً طبقاً للمناخ السائد في المنطقة وطبيعة النشاط. بعض هذه القيم يبينها Table 5.2 .

5.2 انتقال الحرارة خلال الجدران *5.2 Transmission Load*

كمية الحرارة المنقولة q_{tr} خلال الجدران والحوائط والأسقف والأبواب والنوافذ والأرضيات يمكن تعيينها بالمعادلة العامة

$$q_{tr} = \frac{A \times \Delta t}{\sum Ri} = U \cdot A \cdot \Delta t \quad , \quad kW \quad (5.1)$$

حيث A مساحة السطح , m^2

$\sum Ri$ المقاومة الحرارية الكلية لتركيب السطح , m^2C°/W

Δt الفرق بين درجتى الحرارة الداخلية والخارجية C°

U معامل انتقال الحرارة الكلى W/m^2C°

ويمكن حسابه بالمعادلة

$$U = \frac{1}{\sum Ri} = 1 / \left(\frac{1}{h_o} + \sum \frac{X_i}{k_i} + \frac{1}{h_i} \right) \quad (5.2)$$

Table 5.1 Weather Data For Arab Countries

Station	Altitude	Summer		Winter
		Dry bulb C°	Wet bulb, C°	Dry bulb, C°
Egypt				8
Alexandria	31° 30' N	37	25	12
Cairo	30° 35' N	41	22	
Ismailia	30° 37' N	42	24	
Luxor	-	46	27	8
Menia	-	41	24	
Port Said	21 16' N	34	26	
Libia		34.5	24.5	7
Ben Gazi				
Sudan	15° 37' N			
Khartoum	15° 37' N	45	23	-
Wadi halfa	21° 55' N	46	22	
Algeria				
Algiers	36° 46' N	37	20	7
Oran	35. 44' N	35	27	
Morocco				
Casablanca	33° 35' N	33	25	5
Tangier	35° 48' N	33	24	
Tunisia	36° 47' N	42	27	5
Saudi Arabia				
Jidda	21 38 N	42	30	16
Riyadh	24 39 N	44	28	4
Zahrn	24 39 N	43	29	6
Bahrian				
Manama	26° 12' N	42	33	-
Iraq				
Baghdad	33°20' N	47	24	2
Basra	30° 34' N	46	29	
Mosel		44	22	
Kuwait				
Kuwait city	29° 21' N	45	31	2
Jordan				
Amman	31° 57' N	38	22	-

Lebanon				
Berut	33° 54'	33	26	7
Oman				
Muscat	23° 27' N	43	34	-
Emirates	25° 20' N	44	34	-

Table 5.2 Recommended Design Values at Various Locations (Inside conditions)

Location	Season	Occupancy category	t_i, C°	RH %
Cold	Summer	Continuous	20 -20	50
		Transient	23	50
	Winter	Continuous	19-20	50
		Transient	16-18	50
Tropics	Summer	Continuous	23	50
		Transient	25-26	45-60
	Winter	Short winter no heating required		
		Long winter	22	45

حيث h_o , h_i معامل انتقال الحرارة بالحمل داخل وخارج المكان. في الحسابات الهندسية يمكن اعتبار القيم التالية :

$$h_i = 6 \text{ W/m}^2\text{C}^\circ \quad \& \quad h_o = 35 \text{ W/m}^2\text{C}^\circ$$

وبالرجوع إلى Fig 5-1 نجد أن :

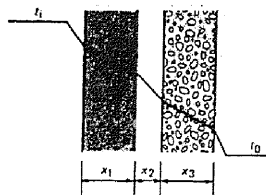


Figure 5.1 Heat transmission through wall

xi سمك طبقة مكون من مكونات الحائط، m

ki معامل التوصيل الحراري لنفس المكون $W/m^2 \cdot C^\circ$

يبين Table 5.3 بعض قيم المعامل k المواد المكونة لأغلب الحوائط والأسقف والأرضيات. لتسهيل بعض الحسابات الهندسية يمكن استخدام معامل انتقال الحرارة الكلي لبعض التركيبات

والواردة في الجداول Table 5.4 - Table 5.9

Example 5.1

Calculate the transmission heat gain for the wall structure in a rural situation and the inside and outside temperatures are $21C^\circ$ and $32C^\circ$, respectively.

The wall area is $97.3m^2$, the inside and outside convective heat transfer coefficients are 35 and $6 w/m^2C^\circ$, respectively.

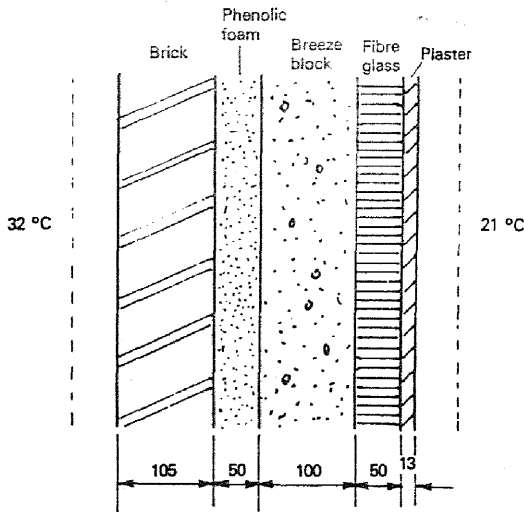


Figure 5.2 Analysis of wall structure in example 5.1

هذه التركيبية ليست قياسية لذلك معاملات التوصيل الحراري لمكونات الحائط يمكن تحديدها من

(Table 5.3)

$$k_1 = 0.81 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$k_2 = 0.039 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$k_3 = 0.0035 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$k_4 = 0.036 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$k_5 = 0.72 \text{ W/m.C}^\circ$$

$$U = 1 / \left(\frac{1}{h_o} + \frac{X_1}{k_1} + \frac{X_2}{k_2} + \frac{X_3}{k_3} + \frac{X_4}{k_4} + \frac{X_5}{k_5} + \frac{1}{h_i} \right)$$

$$= 1 / \left(\frac{1}{35} + \frac{0.105}{0.81} + \frac{0.05}{0.039} + \frac{0.1}{0.051} + \frac{0.05}{0.0035} + \frac{0.013}{0.05} + \frac{1}{6} \right) = 0.175 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$q = U.A. \Delta T$$

$$= 0.175 \times 27.3 \times (32 - 21) = 52.54 \text{ W}$$

5.3 حرارة مفقودة أو مكتسبة خلال المسالك

5.3 Loss or Heat Gain Through Ducts

خلال مسار الهواء داخل المسلك بعد وحدة المعالجة فإن الهواء المنفوخ قد يكتسب حرارة (في حالة التبريد) أو يفقد الحرارة (في حالة التدفئة) مما يستلزم إضافة هذه الطاقة لكل من مصدرى التبريد والتدفئة. كمية الحرارة هذه يمكن حسابها من المعادلة.

$$q_d = U_d \times A_d (\Delta t)_d \quad (5.3)$$

A_d المساحة الجانبية لمسالك الهواء m^2

Δt فرق درجات الحرارة بين الهواء في المسلك والوسط الخارجى $^\circ\text{C}$

U_d معامل انتقال الحرارة الكلى لمسار لجدار المسلك وتقدر بـ $\text{W/m}^2 \text{ K}$

المعامل U يمكن تعينه بالمعادلة

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{r_{si}} + \frac{1}{R} + \frac{1}{r_{so}} \quad (5.4)$$

حيث r_{si} المقاومة الحرارية للطبقة الجدارية للهواء داخل المسلك :

$$r_{si} = 0.86 \frac{D^{0.25}}{V^{0.08}} \quad (5.5) \quad \text{للمسالك الدائرية}$$

Table 5.3 Typical Thermal properties of common Building and Insulating Material

Description	Thickness, mm	Density ρ , kg/m ³	Conductivity k , W/(m·K)	Conductance C , W/(m ² ·K)	Specific Heat, kJ/(kg·K)
Building Board					
Asbestos-cement board	6.4	1900	—	93.7	—
Gypsum or plaster board	9.5	800	—	17.6	1.09
Gypsum or plaster board	12.7	800	—	12.6	—
Plywood (Douglas fir)	—	540	0.12	—	1.21
Plywood (Douglas fir)	6.4	540	—	18.2	—
Plywood (Douglas fir)	9.5	540	—	12.1	—
Plywood (Douglas fir)	12.7	540	—	9.1	—
Plywood or wood panels	19.0	540	—	6.1	—
Vegetable fiber board	—	—	—	—	1.21
Sheathing, regular density	12.7	290	—	4.3	—
Sheathing intermediate density	12.7	350	—	5.2	—
Sound deadening board	12.7	240	—	4.2	1.26
Tile and lay-in panels, plain or acoustic	—	290	0.058	—	0.59
Hardboard					
Medium density	—	800	0.105	9.50	—
High density, standard- tempered grade	—	1010	0.144	6.93	—
Particleboard					
Medium density	—	800	0.135	7.35	—
Underlayment	15.9	640	—	6.9	1.21
Wood subfloor	19.0	—	—	6.0	1.38
Building Membrane					
Vapor-permeable felt	—	—	—	94.9	—
Vapor-seal, 2 layers of mopped 0.73 kg/M ² felt	—	—	—	47.4	—
Finish Flooring Materials					
Carpét and fibrous pad	—	—	—	2.73	—
Carpet and rubber pad	—	—	—	4.60	1.38
Tile—asphalt, linoleum, vinyl, rubber	—	—	—	113.6	1.26
Wood, hardwood finish	19	—	—	8.35	0.112
Insulating Materials					
<i>Blanket and Batt</i>					
Mineral fiber, fibrous form processed					
from rock, slag, or glass					
approx. 75–100 mm	—	6.4–32	—	0.52	—
approx. 90 mm	—	19–26	—	0.38	—
approx. 140–165 mm	—	6.4–32	—	0.30	—
approx. 140 mm	—	10–16	—	0.27	—
approx. 150–190 mm	—	6.4–32	—	0.26	—
approx. 210–250 mm	—	6.4–32	—	0.19	—
<i>Board and Slabs</i>					
Cellular glass	—	136	0.050	—	—
Glass fiber, organic bonded	—	64–140	0.036	—	—
Expanded polystyrene, molded beads	—	16	0.037	—	—

(Continued)

Description	Thickness, mm	Density ρ , kg/m ³	Conductivity k , W/(m-K)	Conductance C , W/(m ² -K)	Specific Heat, kJ/(kg-K)
Mineral fiber with resin binder	—	240	0.042	—	—
Core or roof insulation	—	260-270	0.049	—	—
Acoustical tile	12.7	—	—	4.5	—
Acoustical tile	19.0	—	—	3.0	—
<i>Loose Fill</i>					
Cellulosic insulation (milled paper or wood pulp)	—	37-51	0.039-0.046	—	1.398
Perlite, expanded	—	32-66	0.039-0.045	—	1.09
	—	66-120	0.045-0.052	—	—
	—	120-180	0.052-0.060	—	—
Mineral fiber (rock, slag, or glass)					
approx. 95-130 mm	—	9.6-3.2	—	0.52	0.71
approx. 170-220 mm	—	9.6-3.2	—	0.31	—
approx. 190-250 mm	—	9.6-3.2	—	0.26	—
approx. 260-350 mm	—	9.6-3.2	—	0.19	5.28
Mineral fiber (rock, slag or glass)					
approx. 90 trim (closed sidewall application)	—	32-56	2.1-2.5	—	—
Vermiculite, exfoliated	—	110-130	0.068	—	1.34
	—	64-96	0.063	15.7	—
Metals					
Aluminum (1100)	—	2660	221.5	—	0.9
Steel, mild	—	7600	45.3	—	0.5
Steel, stainless	—	7680	15.6	—	0.46
Roofing					
Asbestos-cement shingles	—	1900	—	27.0	1.00
Asphalt roll roofing	—	1100	—	36.9	1.51
Asphalt shingles	—	1100	—	12.9	1.26
Built-up roofing	10	1100	—	17.0	1.46
Slate	13	—	—	114	1.26
Wood shingles, plain and plastic film faced	—	—	—	6.0	1.30
Plastering Materials					
Cement plaster, sand aggregate	—	1860	0.72	—	0.84
Sand aggregate	10	—	—	75.5	0.84
Sand aggregate	20	—	—	37.8	0.84
Gypsum plaster					
Lightweight aggregate	13	720	—	17.7	—
Lightweight aggregate	16	720	—	15.2	—
Lightweight aggregate on metal lath	19	—	—	12.1	—
Masonry Materials					
Masonry Units					
Brick, fired clay	—	2080	0.92-1.12	—	—
	—	1920	0.81-0.98	—	0.79
Clay tile, hollow					
1 cell deep	100	—	—	5.11	—
2 cells deep	150	—	—	3.75	—
2 cells deep	200	—	—	3.07	—

(Continued)

Description	Thickness, mm	Density ρ , kg/m ³	Conductivity k , W/(m-K)	Conductance C , W/(m ² -K)	Specific Heat, kJ/(kg-K)
Concrete blocks					
Normal mass aggregate (sand and gravel), 200 mm, 15-16 kg, 2020-2180 kg/m ³ concrete, 2 or 3 cores	—	—	—	5.1-5.8	0.92
Low-mass aggregate (expanded shale, clay, slate or slag, pumice), 150 mm, 7.3-7.7 kg, 360-1390 kg/m ³ concrete, 2 or 3 cores	—	—	3.0-3.5	—	—
Same with vermiculite-filled cores, 200 mm, 8.6-10.0 mm, 1150-1380 kg/m ³ concrete	—	—	1.8-3.1	1.87	—
Same with vermiculite-filled cores	—	—	1.1-1.5	0.93-0.69	—
Concretes					
Sand and gravel or stone aggregate concretes (concretes with more than 50% quartz or quartzite)	—	2400	1.4-2.9	—	—
Sand have conductivities in the higher end of the range)	—	2240	1.3-2.6	—	—
	—	2080	1.0-1.9	—	—
Limestone concretes	—	1920	1.14	—	—
	—	1600	0.79	—	—
Cement/lime, mortar, and stucco	—	1600	0.97	1.04	—
	—	1280	0.65	1.54	—
Lightweight aggregate concretes					
Expanded shale, clay, or slate; expanded slags;	—	1920	0.9-1.3	1.08-0.76	—
cinders; pumice (with density up to 1600 kg/m ³); and scoria (sanded	—	1600	0.68-0.89	1.48-1.12	—
concretes have conductivities in the higher end of the range)	—	1280	0.48-U9	—	0.84
Siding Materials (on Flat Surface)					
Shingles					
Asbestos-cement	—	1900	—	27.0	—
Wood, drop, 20 by 200 mm	—	—	7.21	—	1.17
Aluminum, steel, or vinyl, over sheathing, hollow-backed	—	—	9.31	—	1.22'1
Insulating-board backed					
9.5 mm nominal	—	—	3.12	—	1.34
9.5 mm nominal, foil-backed	—	—	1.93	—	—
Architectural (soda-lime float) glass	—	—	56.8	—	0.84
Woods (12% Moisture Content)					
Hardwoods					
Oak	—	659-749	0.16-0.18	—	1.63
Softwood					
Hem-fir, spruce-pine-fir	—	392-502	0.107-0.130	—	1.63

Table 5.4 Typical U – values of walls

Construction (outside to inside)	U-value (W/m ² K)
Brickwork	
(a) 105 mm brickwork, 13 mm dense plaster	3.0
(b) 220 mm brickwork, 13 mm dense plaster	2.1
(c) 335 mm brickwork, 13 mm dense plaster	1.7
(d) 220 mm brickwork, 25 mm air gap 10 mm plasterboard (on dabs)	1.5
(e) 220 mm brickwork, 25 mm airgap, 10 mm foil-backed plasterboard (on dabs)	1.2
(f) 220 mm brickwork, 20 mm glass fibre quilt, 10 mm plasterboard	1.0
(g) As (f) but with 20 mm EPS slab	0.93
(h) As (f) but with 25 mm EPS slab	0.82
(i) As (f) but with 25 mm polyurethane slab	0.66
(j) 220 mm brickwork, 25 mm airgap, 25 mm EPS slab, 10 mm plasterboard	0.71
(k) As (j) but with 25 mm polyurethane slab	0.59
Concrete blockwork	
(a) 200 mm heavyweight concrete block, 25 mm airgap 10 mm plasterboard (on dabs)	1.8
(b) 200 mm heavyweight concrete block, 25 mm airgap, 25 mm EPS slab, 10 mm plasterboard	0.79
As (a) but with 25 mm polyurethane slab	0.65
(c) 19 mm render, 25 mm mineral fibre slab, 200 mm heavy- weight concrete block, 13 mm lightweight plaster	0.88
(d) As (c) but with 40 mm EPS slab	0.64
(e) 150 mm cast concrete, 50 mm wood wool slab, 13 mm dense plaster	1.2
(f) 200 mm cast concrete, 50 mm wood wool slab, 13 mm dense plaster	1.2
Brick: cavity: brick	
(a) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 105 mm brickwork, 13 mm dense plaster	1.5
(b) As (a) but with 13 mm lightweight plaster	1.4
(c) 220 mm brickwork, 25 mm airgap, 220 mm brickwork, 13 mm dense plaster	1.0
(d) As (c) but with 13 mm lightweight plaster	0.95
Brick: cavity: block	
(a) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 100 mm heavyweight concrete block, 13 mm lightweight plaster	1.6
(b) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 25 mm phenolic foam, 100 mm heavyweight concrete block, 13 mm light weight plaster	0.80
(c) 105 mm brickwork, 25 mm airgap, 25 mm phenolic foam, 100 mm medium concrete block, 13 mm lightweight plaster	0.72
(d) 105 mm brickwork, 50 mm UF foam, 100 mm heavyweight concrete block, 13 mm lightweight plaster	0.59

Table 5.5 Typical U- values of Windows

Window type	Fraction of area occupied by frame	U-value for stated exposure (W/m ² K)		
		Sheltered	Normal	Severe
SINGLE GLAZING				
wood frame	20%	4.5	5.0	5.9
	30%	4.2	4.7	5.5
aluminium frame (no thermal break)	20%	5.6	6.4	7.5
	30%	5.9	6.7	7.9
aluminium frame (with thermal break)	20%	5.2	5.8	6.8
	30%	5.2	5.8	6.8
DOUBLE GLAZING				
aluminium frame (no thermal break)	20%	3.9	4.3	4.8
	30%	4.4	4.9	5.6
aluminium frame (with thermal break)	20%	3.4	3.7	4.0
	30%	3.7	4.0	4.4

Table 5.6 Typical U- values of Pitched Roofs

Construction (outside to inside)	U-value (W/m ² K)
5 mm asbestos cement sheet	6.5
5 mm asbestos cement sheet, loft space, 10 mm plasterboard ceiling	2.6
10 mm tile, loft space, 10 mm plasterboard ceiling	2.6
(a) 10 mm tile, loft space, 25 mm glass-fibre quilt, 10 mm plasterboard ceiling	0.99
(b) As (a) but with 50 mm glass fibre quilt	0.61
(c) As (a) but with 75 mm glass fibre quilt	0.44
(d) As (a) but with 100 mm glass fibre quilt	0.35

Table 5.7 Typical U- values of Flat Roofs

Construction (outside to inside)	U-value (W/m ² K)
19 mm asphalt, 75 mm screed, 150 mm cast concrete (dense), 13 mm dense plaster	1.9
(a) 19 mm asphalt, 13 mm fibreboard, 25 mm airgap, 25 mm glass fibre quilt, 10 mm plasterboard	0.81
(b) As (a) but with 50 mm glass fibre quilt	0.54
(c) As (a) but with 75 mm glass fibre quilt	0.40

Table 5.8. Typical U- values of Internal wall & Partitions

Construction	U-value (W/m ² K)
(a) 105 mm brickwork	2.4
(b) As (a) but with 13 mm lightweight plaster each side	1.8
(c) 100 mm lightweight concrete block	1.3
(d) As (c) but with 13 mm lightweight plaster each side	1.1
25 mm plasterboard, 25 mm airgap, 25 mm plasterboard	1.4
12 mm fibreboard, 25 mm airgap, 12 mm fibreboard	1.2

Table 5.9 Typical U- values of Internal Floors & ceiling

Construction	U-value (W/m ² K)	Surface
(a) 50 mm screed, 150 mm cast concrete	2.0	floor ceiling
(b) As (a) but with 25 mm wood block floor	1.5	floor ceiling
25 mm wood block, 65 mm cast concrete, 25 mm airgap, 25 mm glass fibre quilt, 16 mm plasterboard ceiling	0.71	floor ceiling
10 mm timber floor, > 25 mm airgap, 25 mm glass fibre quilt, 16 mm plasterboard ceiling	0.81	floor ceiling

حيث V&D عبارة عن قطر المسلك وسرعة الهواء على الترتيب للمسلك المستطيلة :

$$r_{si} = 0.286 \frac{[2a \times b / (a + b)]}{V^{0.5}}$$

حيث a, b عبارة عن أبعاد المقطع العرضي للمسلك

r_{so} المقاومة الحرارية الجدارية للهواء خارج المسلك

$$r_{so} = 1 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

k معامل التوصيل الحراري لجدار المسلك

$$k = 5.68 \cdot 10^{-3}, \text{ kW/m}^2\text{K}$$

للمسلك المعدني

$$k = 2.3 \cdot 10^{-3}, \text{ k W /m}^2\text{K}$$

للمسلك المعزول

في بداية التصميم قد يصعب تحديد مقدار q_d نظرا لصعوبة الحصول على قيم المساحة الجانبية

للمسلك فيمكن حسابها بنسبة 10% من الحرارة المنقلة خلال الجدران والأسقف.

لتقليل هذا الفقد بصورة ملحوظة يجب عزل مسالك الهواء بطبقة من الصوف الزجاجي سمكها من

2.5 : 5cm مزودة بورق ألومنيوم عاكس.

5.4 Solar Radiation

5.4 الإشعاع الشمسي

إن الحرارة التي تدخل المكان عن طريق النوافذ والحوائط والأسطح المعرضة لأشعة الشمس

المباشرة تعتبر من أهم مصادر الحمل الحراري .

تتوقف كمية الحرارة هذه على اتجاه هذه الحوائط والنوافذ ونوع الستائر المركبة بها . حيث أن

الكرة الأرضية تدور حول نفسها وحول الشمس فإن الشمس تتحرك من جهة الشرق صباحا

مرورا بالجنوب وتتجه ناحية الغرب بعد الظهر .

صباحا تكون الحوائط والنوافذ الشرقية هي المعرضة لأشعة الشمس بينما تسقط الأشعة الشمسية

على الجهة الجنوبية من الظهيرة وتعرض الحوائط الغربية لأشعة الشمس في نهاية النهار . فإذا

أضيفت الحرارة الناتجة من أشعة الشمس المباشرة لجميع المنافذ والحوائط من جميع الاتجاهات

فسيكون تأثيرها كبيرا جدا . وحيث أن جميع الحوائط لا تكون معرضة لأشعة الشمس في وقت

واحد فإنه يؤخذ فقط في الاعتبار الاتجاه ذو الحوائط والنوافذ التي تسمح بنفاذ أكبر كمية حرارة

من الشمس بالإضافة إلى المسقف إذا كان معرضا بصورة مباشرة للشمس .

هذا ويعتمد الحمل الحراري بواسطة الشمس على العوامل الآتية :-

1- زاوية سقوط اشعة الشمس (I) angle of incidence هي الزاوية (I) المحصورة بين

الشعاع الشمس والسطح الذي يستقبل هذه الأشعة Fig 5.3.

2- شدة الإشعاع الشمسي (I) Solar Intensity وتقاس بـ W/m^2

3- تركيبه طبقات السطح الذي تسقط عليه اشعة الشمس.

العاملان الأول والثاني يعتمدان على موقع المبنى ووقت سقوط الأشعة من النهار والوقت من

السنة وكذلك الأحوال المناخية السائدة من حيث انتشار السحب .

العامل الثالث يعتمد بصورة اساسية على درجة نفاذية السطح للأشعة الساقطة عليه .

5.4.1 Main solar angles

5.4.1 زوايا الشمس الأساسية

هناك ثلاث زوايا اساسية تحدد شدة الشعاع الشمسية وهي :

I- زاوية المسمى أو (خط العرض) Latitude angle (l) وهي الزاوية المحصورة بين الخط

الواصل بين مكان ما على سطح الأرض (p) ومركز الأرض (o) وخط الاستواء Equator كما

هو مبين في Fig 5.4.

II- زاوية الإحدرار Declination angle (d) هي الزاوية بين مستوى خط الاستواء وخط

مسار شعاع الشمس . وحيث أن الأرض تدور حول الشمس دورة كاملة كل $365\frac{1}{4}$ يوم فإنها

أيضا (الأرض) تدور حول محورها مرة كل 24 ساعة . هذا المحور (الخط الواصل بين

القطب الشمالي والجنوبي) عمودي على أشعة الشمس في الربيع والخريف (22 مارس ، 22

سبتمبر) ولكنه يبدو مائلا للأقصى في $23\frac{1}{2}$ شهر البينية . بالنسبة لنصف الكرة الشمالي

الظاهر يكون نحو مسار اشعة الشمس في حدود $23\frac{1}{2}^\circ$ من العمودي في منتصف الصيف ويحدث

في 22 يوليو - أما الانحراف الأقصى عن اشعة الشمس شتاء فيكون في حدود $23\frac{1}{2}^\circ$ ويحدث

في 21 ديسمبر . كما هو مبين في Fig 5.5 .

III- زاوية الساعة Hour angle (h) زاوية الساعة لمكان ما يمكن تحديدها عندما ننظر

لأسفل على القطب الشمالي من الفضاء فتكون الزاوية التي يجب أن تدورها الأرض ليصبح

المكان واقعا على خط شعاع الشمس وحيث أن الأرض تدور 360° كل 24 ساعة فإن $1h =$

$$360^\circ / 24 = 15^\circ$$

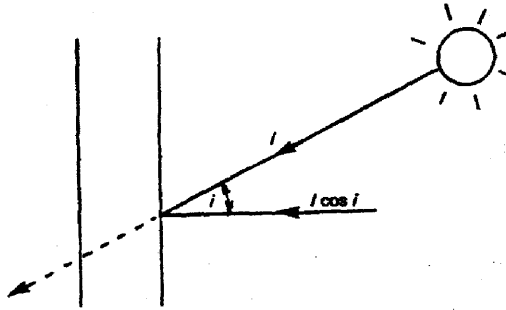


Figure 5.3 The angle of incidence in solar radiation

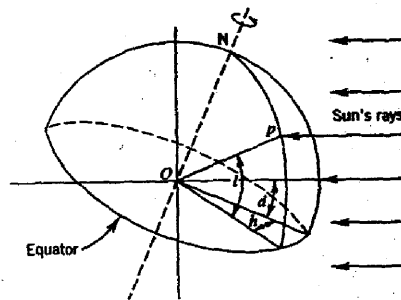


Figure 5.4 Latitude, hour and declination angles.

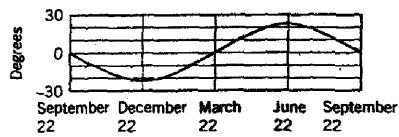


Figure 5.5 Variation of sun declination.

5.4.2 زوايا الشمس المشتقة

5.4.2 Derived solar angles

1- زاوية ارتفاع الشمس (β) *Solar altitude angle* هي الزاوية المحصورة بين شعاع

الشمس ومسقط هذا الشعاع على المستوى الأفقي Fig 5.6

2- الزاوية السمتية ϕ *Zenith angle* هي الزاوية المتممة لـ 90° لزاوية ارتفاع الشمس β

أى أن $\beta + \phi = 90^\circ$ كما هو مبين Fig 5.6

3- الزاوية السميته الأفقية (γ) *Solar azimuth* هي الزاوية التي يصنعها المسقط الأفقي

للشعاع الشمسى فى دورانه عكس عقارب الساعة متجها إلى القطب الشمالى فى المستوى الأفقى .

بعض قيم الزوايا β ، γ معطاة فى Table 5-10 لبعض زوايا ارتفاع الشمس Latitude

4- زاوية السقوط على المبنى *Solar incident angles onto building* شدة أشعة الشمس

I , W/m^2 تتطلب أن تكون عمودية على سطح المبنى بحيث يكون حاصل ضرب شدة الأشعة I

فى مساحة السطح مساويا لحمل أشعة الشمس. الأمر يكون سهلا فى حالة السطح الأفقى حيث

المركب الرأسى مساويا β *Isin*. بالنسبة للحائط الرأسى فإن المركب الأفقى يساوى $I \cos \beta$

يمكن الحصول عليه بدورانه بزاوية أخرى يجعله عمودى على هذا السطح Fig 5.7.

إذا كانت الزاوية السمتية γ عمودية فإن زاوية الحائط الشمسية δ يمكن تقديرها بدورانها عكس

عقارب الساعة إلى الشمال وبالتالي فإن المركب $I \cos \beta$ يكون قد تم دورانها بزاوية α إلى

الفرق بين زاوية الشمس السمتية γ وزاوية الحائط δ أى أن $\delta = \gamma - \alpha$ ومن هنا

يكون مركب أشعة الشمس على الحائط الرأسى مساوية $I \cos \beta \cos \alpha$

Example 5.2

A rectangular building has one wall facing S 26° E. If the solar azimuth is 210° (Fig 5.8); find the wall solar- Azimuth for the fours walls of the building.

$$\gamma = 210^\circ$$

وضع الشمس يمكن تحديده بالزاوية

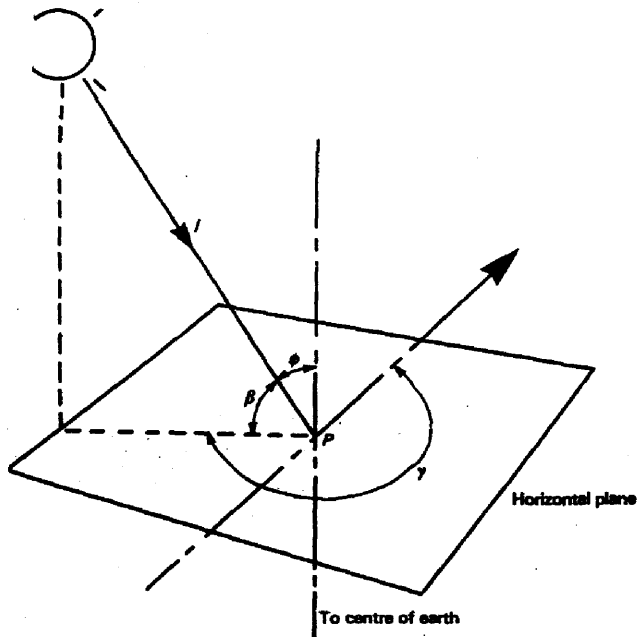


Figure 5.6 The derived angles of solar altitude β zenith angle ϕ and solar azimuth

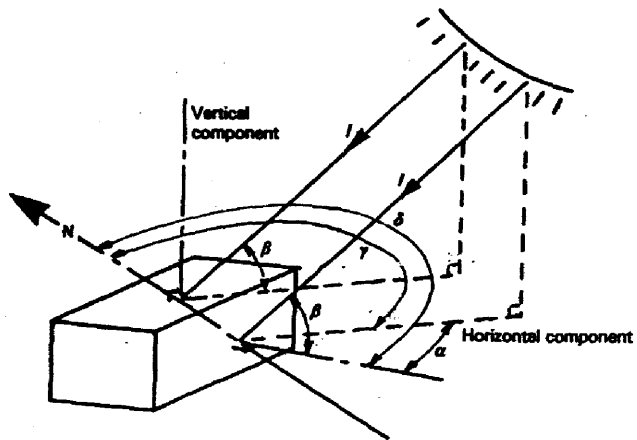


Figure 5.7 Solar incident angles on a building

Table 5.10, Solar Altitude and azimuth.

North Lat- tude	Sun time	Jan 21	Feb 21	Mar 21	Apr 22	May 22	Jun 21	July 23	Aug 22	Sep 22	Oct 22	Nov 22	Dec 21	Sun time
		Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	
40°	08	8	125 15	118 22	110 31	100 36	92 37	89 36	92 31	100 22	110 15	118 8	125 6	127 08
	10	24	149 32	145 42	138 52	128 58	118 60	114 58	118 52	128 42	138 32	145 24	149 21	151 10
	12	30	180 39	180 50	180 62	180 70	180 74	180 70	180 62	180 50	180 39	180 30	180 27	180 12
	14	24	211 32	215 42	222 52	232 58	242 60	246 58	242 52	232 42	222 32	215 24	211 21	209 14
	16	8	235 15	242 22	250 31	260 36	268 37	271 36	268 31	260 22	250 15	242 8	235 6	233 16
45°	08	5	125 12	120 21	112 30	103 35	96 37	93 35	96 30	103 21	112 12	120 5	125 2	127 08
	10	19	150 28	146 38	141 48	133 55	125 58	121 55	125 48	133 38	141 28	146 19	150 16	152 10
	12	25	180 34	180 45	180 57	180 65	180 68	180 65	180 57	180 45	180 34	180 25	180 22	180 12
	14	19	210 28	214 38	219 48	227 55	235 58	239 55	235 48	227 38	219 28	214 19	210 16	208 14
	16	5	235 12	240 21	248 30	257 35	264 37	267 35	264 30	257 21	248 12	240 5	235 2	233 16
50°	08	2	126 10	120 19	114 28	106 35	99 37	97 35	99 28	106 19	114 10	120 2	126 08	127 08
	10	15	151 24	148 34	143 45	136 52	130 55	128 52	130 45	136 34	143 24	148 15	151 12	152 10
	12	20	180 29	180 40	180 52	180 60	180 64	180 60	180 52	180 40	180 29	180 20	180 17	180 12
	14	15	209 24	212 34	217 45	224 52	230 55	232 52	230 45	224 34	217 24	212 15	209 12	208 14
	16	2	234 10	240 19	246 28	254 35	261 37	263 35	261 28	254 19	246 10	240 2	234 16	233 16
55°	08	7	121 17	115 27	108 34	103 36	100 34	103 27	108 18	115 7	121 08	127 08	133 10	134 10
	10	11	151 20	149 30	145 41	140 49	135 51	133 49	135 41	140 30	145 20	149 11	151 8	152 10
	12	15	180 24	180 35	180 47	180 55	180 58	180 55	180 47	180 35	180 24	180 15	180 12	180 12
	14	11	209 20	211 30	215 41	220 49	225 51	227 49	225 41	220 30	215 20	211 11	209 8	208 14
	16	7	239 17	245 27	252 34	257 36	260 34	257 27	252 18	245 7	239 16	233 16	233 16	233 16
South Lat- tude	Sun time	Jul 23	Aug 22	Sep 22	Oct 22	Nov 22	Dec 21	Jan 21	Feb 21	Mar 21	Apr 22	May 22	Jun 21	Sun time
		Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	Alt Az	

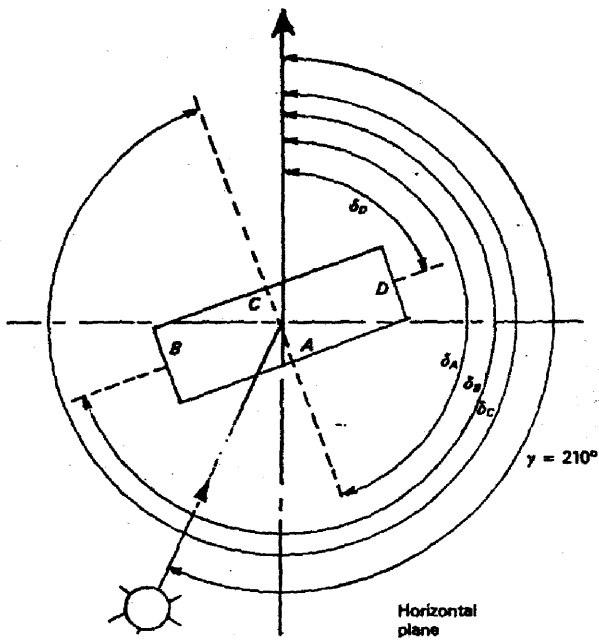


Figure 5.8 Analysis of wall-solar azimuth of four-wall building example 5.2

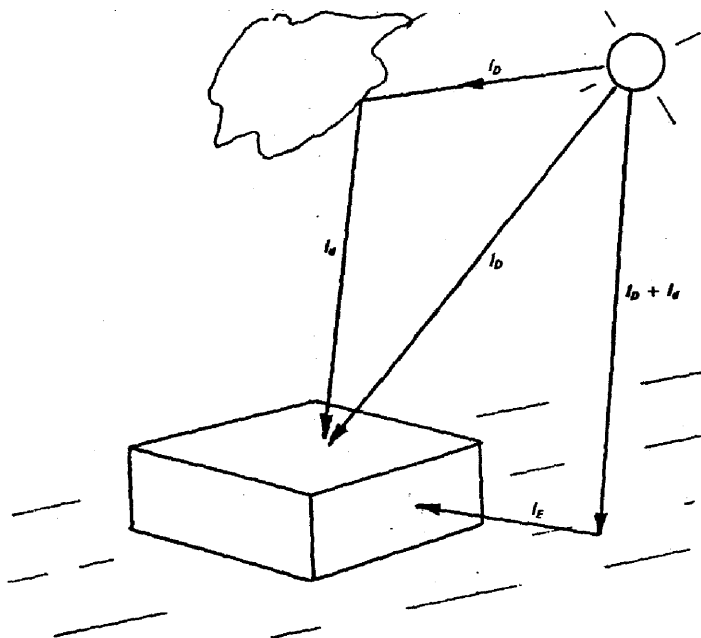


Figure 5.9 The forms of solar irradiance

الحائط A

$$\delta_A = 180^\circ - 26^\circ = 154^\circ \quad \& \quad \alpha_A = |\gamma_A - \delta_A| = 210 - 154 = 56^\circ$$

الحائط B

$$\delta_B = 154^\circ + 90^\circ = 244^\circ \quad \& \quad \alpha_B = [210^\circ - 244^\circ] = 34^\circ$$

$$\delta_C = 244^\circ + 90^\circ = 334^\circ \quad \& \quad \alpha_C = [210^\circ - 334^\circ] = 124^\circ$$

$$\delta_D = 334^\circ + 90^\circ = 424^\circ - 360^\circ = 64^\circ \quad \& \quad \alpha_D = |210 - 64| = 146^\circ$$

5.4.3 Solar irradiances components مكونات الأشعاع الشمسي

Fig 5. 9 الأشعاع الشمسي يمكن أن يكون في الصورة الآتية

1- الأشعاع المباشر **Direct irradiances** I_D هو الأشعاع من الشمس مباشرة على الأرض في اليوم الصحو.

2- الأشعاع المشتت **Diffuse irradiance** I_d : بعض الأشعة المباشرة I_D قد تصطدم بالسحب أو أبخرة الماء أو الغبار فتنتشر في كل الاتجاهات وبعضها قد يصطدم بالأرض فينتج الأشعاع المشتت I_d .

3- أشعة الانعكاس الأرضي **Earth reflected irradiance** I_E : الأشعة المباشرة I_D والمشتتة I_d قد تصطدم بالأرض وتنعكس على الأسطح فتسمى أشعة الانعكاس الأرضي I_E .

مجموعة المكونات الثلاث للأشعاع الشمسي I_D , I_d , I_E يعطى الأشعاع الشمسي الكلي I_t . الشعاع المباشر I_D إذا سقط على سطح عمودي على هذا الشعاع يرمز له بـ I_{DN} . بعض قيم الأشعاع I_{DN} موجود في Table 5.11 تأسيسا على الزاوية β وطبقا لحالة السحب وللأسطح الأفقية تصبح $I_{DH} = I_{DN} \sin \beta$ بعض قيم الأشعاع المباشر للأسطح الأفقية I_{DH} موجود في

Table 5.12

بالنسبة للأسطح الرأسية شدة أشعة الشمس .

$$I_{DV} = I_{DN} \cos \alpha \cos \beta$$

قيم الأشعاع المباشر للأسطح الرأسية I_{DV} موجودة في Table 5. 13

Table 5.11 Basic Direct and Diffuse Irradiances

Solar altitude (degrees)	β	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90
Basic direct irradiance normal to sun (W/m^2)	I_{DN}	210	390	525	620	690	740	780	815	840	860	895	910	920	930
Basic diffuse (sky) irradiance (W/m^2) I_{dH}	clear	25	40	55	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115
	cloudy	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	300	355	405	455

Table 5.12 Direct Irradiance onto a Horizontal Surface

Solar altitude β (degrees)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	60	70	80	90
Basic direct solar irradiance onto a horizontal surface I_{DH} W/m^2	20	65	135	215	290	370	450	525	595	660	775	855	905	930

Table 5.13 Direct Irradiance onto a vertical surface

Solar altitude (degrees) β	Basic direct irradiance (W/m^2) on to a vertical surface, I_{DV} for stated wall-solar azimuth α													
β	0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	75	80	
5	210	205	195	180	160	150	135	120	105	90	70	55	35	
10	380	375	360	330	295	270	245	220	190	160	130	100	65	
15	505	500	475	440	390	360	325	290	255	215	175	130	90	
20	585	575	550	505	450	415	375	335	290	245	200	150	100	
25	625	615	585	540	480	440	400	360	310	265	215	160	110	
30	640	630	605	555	490	455	410	370	320	270	220	165	110	
35	640	630	600	555	490	455	410	365	320	270	220	165	110	
40	625	615	585	540	480	440	400	360	310	265	215	160	110	
45	595	585	560	515	455	420	380	340	295	250	205	155	105	
50	555	545	520	480	425	390	355	315	275	235	190	145	95	
60	445	440	420	385	340	315	285	255	225	190	155	115	80	
70	310	305	295	270	240	220	200	180	155	130	105	80	55	
80	160	160	150	140	125	115	105	90	80	70	55	40	30	
90	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	

5.4.4 تأثير المكان على الأشعاع الشمسى

5.4.4 Location effects on solar radiation

أولاً : تأثير مستوى البحر Sea level Effect

شدة أشعة الشمس السابق الإشارة إليها قد تم حسابها على أساس أن المباني تقع في مستوى البحر. المباني التى تقع في مستوى أعلى من مستوى البحر، القيم السابقة للأشعاع الشمس تضرب في المعامل k_a معامل تصحيح زاوية الارتفاع ومستوى البحر. (Altitude Correction Factor)

والمبين في Fig 5. 10

Example 5.3

A building is located at 2000m above sea level. Estimate the correction factor for altitude if $\beta = 15^\circ$

من Fig 5.10 عند $\beta = 15^\circ$ نجد أن $k_a = 1.5$

ثانياً : تأثير المناخ Climate Effects

تأثير المناخ السائد في منطقة ما على أشعة الشمس يمكن تصحيحه بالمعاملان k_D ، k_d ، k_r للأشعة المباشرة I_D والأشعة المشتتة I_d والأشعاع الأرضى المنعكس I_E على الترتيب كما يلى

للمناخ المعتدل $k_D = 0.5$ $k_d = 1$ $k_r = 0.2$

للمناخ الاستوائى الرطب $k_D = 0.5$ $k_d = 1.1$ $k_r = 0.2$

للمناخ الاستوائى الجاف $k_D = 1.1$ $k_d = 0.9$ $k_r = 0.5$

الأشعاع الشمسى الكلى Total solar irradiance

إذا اخذنا في الاعتبار كل العوامل السابقة يمكن تعيين الأشعة الكلية للشمس كما يلى :

الأسطح الأفقية

$$I_{tH} = k_a [k_D \cdot I_{DH} + k_d \cdot I_{dH}] , \quad W/m^2 \quad (5.8)$$

للأسطح الرأسية

$$I_{tV} = k_a [k_D \cdot I_{DV} + k_d \cdot I_{dV} + \frac{1}{2} k_r \cdot I_{tH}] \quad W/m^2 \quad (5.9)$$

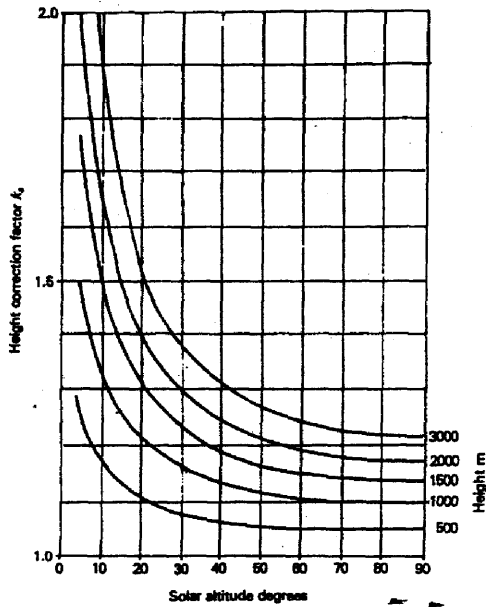


Figure 5.10 Solar correction factor k_a .

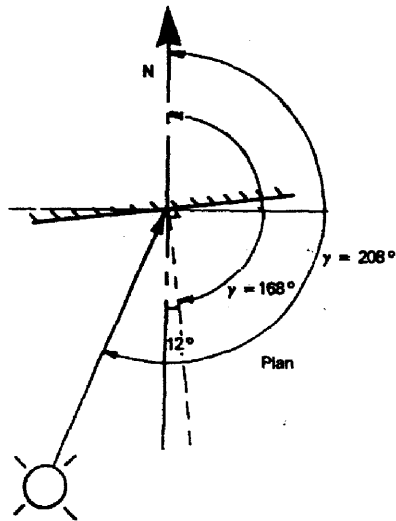


Figure 5.11 Analysis of total irradiance on to a vertical surface example 5.4

Example 5.4

Calculate the solar irradiance striking a vertical wall of a building located in Alexandria if the wall is facing S 12° E, (Fig 5.11). The solar altitude. Is 50° and solar azimuth is 208°. Alexandria is 75m above the sea level.

من Table 12 عند $\beta = 50^\circ$ فإن $I_{DH} = 660 \text{ W/m}^2$

الزاوية السمتية للشمس $\gamma = 208^\circ$

زاوية الحائط السمتية $\delta = 180^\circ - 12^\circ = 168^\circ$

زاوية الحائط - الشمس السمتية $\alpha = |\gamma - \delta| = 208 - 168 = 40^\circ$

من Table 5. 13 عند $\beta = 50^\circ$ ، $\alpha = 40^\circ$ نجد أن $I_{DV} = 425 \text{ W/m}^2$

وحيث أن الإسكندرية في منطقة متوسطة المناخ ومن Table 5. 11 عند $\beta = 50^\circ$ نجد أن

الاشعاع الشمسي $I_{dH} = 250 \text{ W/m}^2$

ويكون الأشعاع الشمسي المشتت على الحائط الراسي

$$I_{dh} = \frac{1}{2} I_{dH} = \frac{1}{2} \times 250 = 125 \quad \text{W/m}^2$$

من Fig 5.10 حيث الإسكندرية تقع في مستوى 75m أعلى من مستوى البحر فإن $ka = 1$

وحيث أن الإسكندرية مناخها رطب $k_r = 0.2$ ، $k_D = 0.5$ ، $k_d = 1$ وبالتعويض في المعادلة

(5.8) للسطح الأفقي

$$\begin{aligned} I_{IH} &= ka [k_d I_{DH} + k_d I_{dH}] \\ &= 1 [0.5 \cdot 660 + 1 \times 250] = 580 \quad \text{W/m}^2 \end{aligned}$$

وبالتعويض في المعادلة (5.9) للسطح الراسي

$$\begin{aligned} I_{IV} &= k_a [k_d I_{DV} + k_d I_{dh} + \frac{1}{2} k_r I_{IH}] \\ &= 1 [0.5 \cdot 4250 + 1 \times 125 + \frac{1}{2} \times 0.2 \times 580] = 395.5 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

5.4.5 الإشعاع الشمسى خلال النوافذ والحوائط

4.5 Solar Radiation through widows and walls.

حرارة الإشعاع الساقطة على السطح سوف ينتج عنها ثلاثة مركبات (Fig 5.12) هى بالتحديد :
مركب منعكس I_R Reflected ونافذ I_τ transmitted وامتص I_a absorbed وعلى ذلك:

$$I_t = I_r + I_\tau + I_a \quad (5.10)$$

$$= \frac{I_r}{I_t} + \frac{I_\tau}{I_t} + \frac{I_a}{I_t}$$

$$= r + a + \tau \quad (5.11)$$

حيث (τ) تعبر عن مقدرة السطح على عكس أشعة الشمس Reflectance (a) تعبر عن مقدرة
أمتصاص الأشعة Absorptivity τ تعبر عن نفاذية السطح لأشعة الشمس Transmissivity
الزجاج العادى له نفاذية عالية تسمح بنفاذية أشعة الشمس بدرجة كبيرة بينما الحوائط نفاذيتها
تقريبا معدومة وهذا ما سيتم تناوله بصورة مستقلة لكل منهما.

5.4.5.1 حرارة الشمس خلال النوافذ

5.4.5.1 Solar Heat Through Windows.

أشعة الشمس الساقطة على الأسطح الزجاجية تتكون من : أشعة مباشرة I_D ، مشتتة I_h ، وأشعة
الانعكاس الأرضى I_E كما هو مبين فى Fig 5.13. المكونات I_E , I_h متساويان فى كل الاتجاهات
ويسقطان على كل مساحة الشباك A بينما المركب I_D يسقط على المساحة الواقعة فى ضوء
الشمس A_p . وعلى ذلك فإنه سيؤثر بحرارة مقدارها ($I_D \cdot A_p$) من هذه الحرارة سوف ينفذ كمية
حرارة = مقدارها ($I_D \cdot A_p \cdot \tau$). أما الجزء الممتص فمقداره ($a \cdot A_p \cdot I_D$) سوف ينفذ منها إلى
المكان جزء مقداره ($a \cdot h_c \cdot A_p \cdot I_D$) بالحمل حيث h_c النسبة المئوية للحمل. المكونات I_E , I_h
يؤثران على مساحة الشباك الكلية A وتكون الحرارة المكتسبة من نفاذهما هى $A(I_D + I_E) \tau$
والأمتصاص هى $A(I_D + I_E) a$ ثم الإشعاع بالحمل $A(I_D + I_E) h_c$.

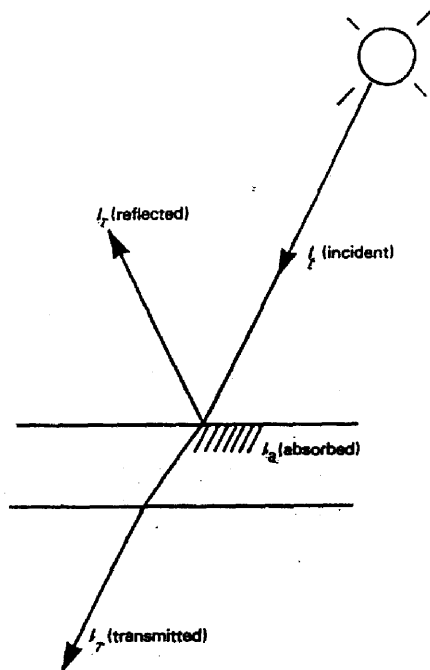


Figure 5.12 Incident solar radiation components

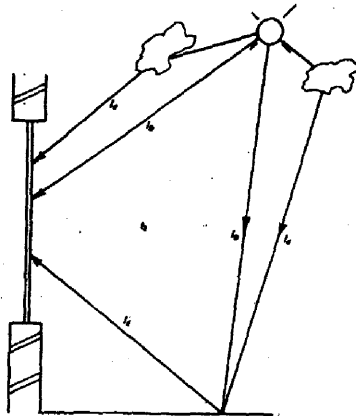


Figure 5.13 The forms of solar irradiance striking a window

الحرارة الكلية المكتسبة من الأشعاع الشمسي هي .

$$q_{g(so)} = \tau \cdot A_s \cdot I_D + h_c \cdot a \cdot A_s \cdot I_D + \tau \cdot A \cdot (I_d + I_E) + h_c \cdot a \cdot (I_d + I_E) \cdot A \quad (5.12)$$

كمية الحرارة المكتسبة عن طريق الأشعاع الشمسي يضاف إليها كمية الحرارة المكتسبة بواسطة

$$q_g = UA (t_2 - t_1) \text{ أى } t_2, t_1 \text{ درجة الحرارة}$$

القيم I_D , I_d & I_E تعيين كما سبق بيانه .

Example 5.5

A window 2.3m long and 1.8m high receives 443 W/m² direct solar radiation normal to the window , 95 W/m² diffuse, and 63 W/m² ground reflected solar irradiance. If, τ , a and h_c are 0.45, 0.42 and 65%, respectively. Determine the solar heat gain to the room. Neglect shading

من البيانات السابقة نجد أن :

$$\begin{aligned} I_D &= 443 \text{ W/m}^2 & I_d &= 95 \text{ W/m}^2, & I_E &= 63 \text{ W/m}^2 \\ \tau &= 0.45 & a &= 0.42 & h_c &= 0.65 & A = A_s = 4.14 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

يتطبق المعادلة (5.12)

$$\begin{aligned} q_{g(so)} &= \tau \cdot A_s \cdot I_D + h_c \cdot a \cdot A_s \cdot I_D + \tau \cdot A \cdot (I_d + I_E) + h_c \cdot a \cdot (I_d + I_E) \cdot A \\ &= 0.45 \times 4.14 \times 443 + 0.65 \times 0.42 \times 4.14 \times 443 + 0.45 \times 4.14 (95 + 63) \\ &\quad + 0.65 \times 0.42 (95 + 63) \times 4.14 = 1799 \text{ W} \end{aligned}$$

في المثال السابق نجد أن التأثير الأعظم يعود إلى الأشعاع الشمسي المباشر I_D . هذا التأثير يمكن إضعافه باستخدام زجاج مزدوج وبذلك نقل كمية الحرارة المكتسبة. هذا التأثير يمكن تقييمه بمعامل

أكتساب الأشعاع الشمسية S Solar gain factor وهو مدرج في Table 5.14 .

وعلى ذلك فإن الحرارة المكتسبة بتأثير الشمس خلال الزجاج والمقدرة بالمعادلة (5.12) يمكن

تعديلها إلى

$$q_{g(so)} = S A_s \cdot I_D + S A \cdot (I_d + I_E) \quad (5.13)$$

Table 5.14 Solar Factor S for various Type of Glassing and shading.

Position of shading and type of sun protection		Solar gain factors* (S) for the following window types	
Shading	Type of sun protection	Single	Double
None	none	0.76	0.64
	lightly heat-absorbing glass	0.51	0.38
	densely heat-absorbing glass	0.39	0.25
	lacquer-coated glass, grey	0.56	—
	heat-reflecting glass, gold (sealed unit when double)	0.26	0.25
Internal	dark green open weave plastic blind	0.62	0.56
	white venetian blind	0.46	0.46
	white cotton curtain	0.41	0.40
	cream holland linen blind	0.30	0.33
Mid-pane	white venetian blind	—	0.28
External	dark green open weave plastic blind	0.22	0.17
	canvas roller blind	0.14	0.11
	white louvred sunbreaker, blades at 45°	0.14	0.11
	dark green miniature louvred blind	0.13	0.10

Table 5.15 Shading Coefficient

Type of glass	Thickness, mm	No indoor shading	Shading Coefficient			
			Venetian blinds		Roller shades	
			Medium	Light	Dark	Light
Single glass						
Regular sheet	3	1.00	0.64	0.55	0.59	0.25
Plate	6-12	0.95	0.64	0.55	0.59	0.25
Heat-absorbing	6	0.70	0.57	0.53	0.40	0.30
	10	0.50	0.54	0.52	0.40	0.28
Double glass						
Regular sheet	3	0.90	0.57	0.51	0.60	0.25
Plate	6	0.83	0.57	0.51	0.60	0.25
Reflective	6	0.2-0.4	0.2-0.33			

Example 5.6

Calculate the solar heat gain through a window 1.8m x 1.2m single glazed with heat reflecting glass, if the direct solar irradiance normal to the window is 440 W/m² and the diffuse and earth reflecting are 150 and 70 W/m², respectively.

$$A = A_g = 1.8 \times 1.2 = 2.16 \text{ m}^2$$

من Table 5.14 نجد أن $S = 0.26$

وبتطبيق المعادلة (5.13)

$$\begin{aligned} q_{g(so)} &= SA I_D + SA (I_d + I_E) \\ &= SA (I_D + I_d + I_E) \\ &= 0.26 \times 2.16 [440 + 150 + 70] = 371 \text{ W} \end{aligned}$$

ومن ذلك يتضح تأثير الزجاج العاكس على تقليل الحرارة المكتسبة من الشمس

5.4.5.2 Shading coefficient

5.4.5.2 معامل التظليل

إذا كان S يستخدم لتصحيح الحرارة المكتسبة بواسطة الزجاج في حالة استخدام زجاج مزدوج فإن معامل التظليل (SC) يستخدم لتصحيح هذه القيم للأنواع الأخرى من الزجاج وكذلك في حالة استخدام ستائر داخلية. قيم SC يمكن الحصول عليها من Table 5.15 وبذلك تكون الحرارة المكتسبة في الشمس خلال الزجاج هي :

$$q_{g(so)} = I_t \cdot A \times SC \quad \text{W} \quad (5.14)$$

5.4.5.3 حرارة الشمس المكتسبة خلال الحوائط والأسقف

5.3.5.4 Solar heat gain through walls and roofs.

الحوائط والأسقف عادة غير شفافة وعلى ذلك فإن حرارة أشعة الشمس ستنتقل إلى الداخل بالتوصيل هذا بالإضافة إلى الحرارة المنتقلة نتيجة فرق درجة الحرارة (الوسط الخارجى وداخل المكان). يمكن تقدير محصنة هذا العاملين بلى :

أشعة الشمس الكلية I_t تسقط على الجدار (Fig 5. 14) الواقع تحت تأثير درجة حرارة الوسط الخارجى t_2 وكذلك أشعة الشمس I_t . إذا تصورنا درجة الحرارة التى تجمع هذان التأثيران هى t_{eo} حيث درجة حرارة السطح الخارجى هى t_{so} درجة حرارة الطبقة الجدارية للهواء. هى t_2 وأن المقاومة الحرارية لتلك الطبقة هى R_{so} فإن كمية الحرارة المنقولة خلال تلك الطبقة هى $(t_2 - t_{so}) / R_{so}$. إذا أضفنا كمية الحرارة النافذة خلال الجدار وهى $(a I_t - \varepsilon I_L)$ حيث a معامل الامتصاص ، ε معامل الأشعاع ، I_L الأشعة المرتدة من السطح الخارجى فإن الحرارة الكلية يمكن التعبير عنها بالمعادلة .

$$q_{w(so)} = \frac{t_2 - t_{so}}{R_{so}} + (a I_t - \varepsilon I_L) \quad W \quad (5.15)$$

يمكن التعبير عنها أيضاً بالمعادلة

$$q_{w(so)} = \frac{t_{eo} - t_{so}}{R_{so}} \quad W \quad (5.16)$$

مساواة المعادلتين (5.15) ، (5.16) نجد أن

$$t_{eo} = t_2 + R_{so} (a I_t - \varepsilon I_L) \quad (5.17)$$

حيث t_{eo} هى عبارة عن درجة حرارة تخيلية تسمى درجة حرارة (الشمس - الهواء)

Solar- air temperature

I شدة الأشعة المرتدة ونقدر بـ 100 W/m^2 للأسطح الأفقية وتتلاشى للأسطح الرأسية = صفر

مكن اعتبار أن $\varepsilon = a$ ، ويمكن الحصول عليها من Table 5.16

R مقاومة الطبقة الجدارية يمكن الحصول عليها طبقاً لطبيعة السطح من Table 5.17 . يمكن

حصول على الحرارة الكلية المكتسبة خلال الحائط بتأثير فرق درجة الحرارة $(t_2 - t_1)$

لإضافة إلى حرارة الشمس بالمعادلة

$$q_{(so+tr)} = UA (t_{eo} - t_1) \quad (5.18)$$

هى نفسها

$$q_{(so+tr)} = UA (t_{eo} - t_2) + UA (t_2 - t_1) \quad (5.19)$$

$t_{so} = (t_{eo} - t_2)$ فرق درجة الحرارة الناتج عن تأثير الشمس. إذا تعذر حسابها يمكن حسابها

بـ بالمعادلة

$$\Delta t_{sol} = 0.75 \frac{I_t \cdot a}{23.3} , ^\circ C \quad (5.20)$$

Table 5.16 Absorption coefficient (a) for solid Building Surfaces.

Material	Absorption coefficient <i>a</i>
BRICKS:	
white glazed	0.25
fletton light	0.4
fletton dark	0.65
stafford blue	0.9
white sand-lime	0.4–0.5
red sand-lime	0.55–0.7
STONE:	
limestone	0.3–0.5
white marble	0.45
red granite	0.55
ROOFS:	
concrete tiles	0.65
asphalt	0.9
grey slates	0.8–0.9
red tiles	0.4–0.8
asbestos sheets, natural colour	0.6
galvanised iron	0.65
lead sheeting	0.8
mortar screed	0.8
aluminium	0.2
copper (tarnished)	0.65
whitewashed roof or white tile	0.3–0.5
WATER:	
1 m thick	0.56
2 m thick	0.61
3 m thick	0.64

Table 5.17 Values of the Outside surface Resistance |R_{so}|

Building element	Emissivity of surface	Surface resistance for stated exposure (m ² K/W)		
		Sheltered	Normal	Severe
Wall	High	0.08	0.06	0.03
	Low	0.11	0.07	0.03
Roof	High	0.07	0.04	0.02
	Low	0.09	0.05	0.02

Example 5.7

Brick wall of surface area 57.2 m^2 has a U - value of $3\text{ W/m}^2\text{C}^\circ$. It receives a total solar irradiance of 583 W/m^2 normal to the surface, if the inside space temperature is 21C° and the outside ambient is 33C° , determine the solar and transmission heat gain through the wall.

بتطبيق المعادلة (5.17)

$$t_{eo} = t_2 + R_{so} (a I_t - \varepsilon I_L)$$

للحائط الرأسى $I_L = 0$ من Table 5.17 مقاومة الطبقة الجدارية $R_{so} = 0.06\text{ m}^2\text{ K/W}$

من Table 5.16 $a = 0.63$ كقيمة متوسطة بين 0.55 و 0.7

وحيث أن $I_t = 583\text{ W/m}^2$ ، $t_2 = 33\text{C}^\circ$ ، $t_1 = 21\text{C}^\circ$ ،

$$t_{eo} = 33 + 0.06 (0.63 \times 583) = 55\text{C}^\circ$$

كمية الحرارة الكلية بالمعادلة (5.18)

$$q_{(so+tr)} = U \cdot A (t_{eo} - t_1)$$

$$= 3 \times 57.2 (55 - 21) = 5834.4\text{ W}$$

باستخدام المعادلة (5.19)

$$q_{(so+tr)} = U A \Delta t_{so} + U A (t_2 - t_1)$$

$$= 3 \times 57.2 \times 11.82 + 3 \times 57.2 (33 - 21) = 5804\text{ W}$$

$$\Delta t_{so} = 0.75 \frac{I_t \times a}{23.3}$$

حيث

$$= 0.75 \left(\frac{583 \times 0.63}{23.3} \right) = 11.82\text{C}^\circ$$

ومن ذلك نجد أن الفرق بين الطريقتين ضئيلا لا يتعدى 0.5%

Example 5.8

Determine the transmission and solar heat gain through a flat $5\text{m} \times 20\text{m}$ asbestos sheet roof of a building when the outside and inside temperature are 35C° and 23C° , respectively. The U - value of the structure is $2\text{ W/m}^2\text{C}^\circ$ and the incident total solar radiation normal to the roof is 627 W/m^2 .

$$\varepsilon = a = 0.6$$

Table 5. 16 من

$$R_{so} = 0.04 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Table 5. 17 من

$$A = 5 \times 20 = 100 \text{ m}^2$$

$$I_L = 100 \text{ W/m}^2$$

للأسقف
بتطبيق المعادلة

$$t_{so} = t_2 + R_{so} (a I_L - \varepsilon I_L)$$

$$= 35 + 0.04 (0.6 \times 627 - 0.6 \times 100) = 47.65 \text{ C}^\circ$$

بتطبيق المعادلة 5.18

$$Q_{(so + w)} = U A (t_{so} - t_1)$$

$$= 2 \times 100 (47.65 - 23) = 4930 \text{ W}$$

Example 5.9

Calculate the transmission and the solar heat gain in a room on an intermediate floor of a building , located in Cairo. The room being 10m x5mx3m high, on the corner of the building with the longer of the two walls facing 20° East of South and the other wall facing 70° West of South.

A 6m × 2.5m high double window blinds is located in the longer wall.

Data thermal resistance of wall = 0.53m²K/W. U - value of window = 3.3 W/ m². C°, Inside and outside surfaces convective heat transfer coefficients are 8 & 11W/ m²K, respectively. Outside air temperature t₂ = 27C°. Room temperature t₁ = 20C°. Solar azimuth = 135° West North. Absorption coefficient of wall a = 0.8. Solar gain factor for double- glassed window with internal venation blinds = 0.46.

بالرجوع إلى Fig 5. 15 نعين الزاوية السمتية Solar Azimuth

$$\gamma = 360^\circ - 135^\circ = 225^\circ$$

زاوية الحائط السمتية للجانب A وذلك بدوران الزاوية عكس عقارب الساعة إلى المحور الشمالي

$$\delta_A = 180^\circ - 20^\circ = 160^\circ$$

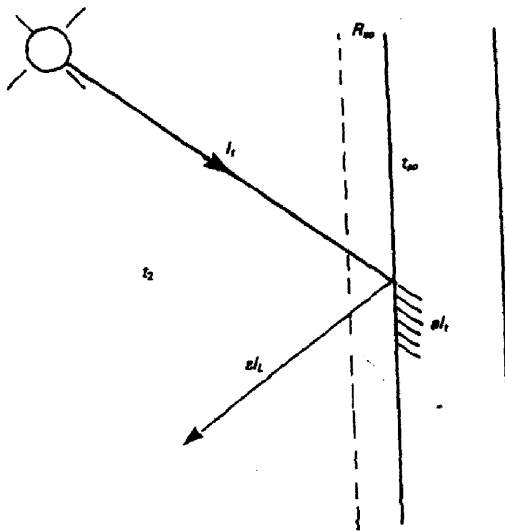


Figure 5.14 Representation of the sol-air components

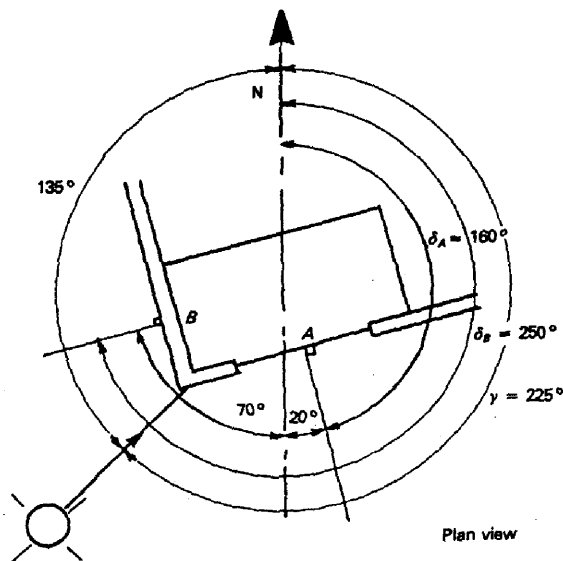


Figure 5.15 Plan view of solar angles in Example 5.

زاوية الحائط السمتية للجانب B

$$\delta_B = 180^\circ + 70^\circ = 250^\circ$$

زاوية الحائط الشمسية solar - wall angle

وهي الفرق المطلق بين الزاوية السمتية γ وزاوية الحائط السمتية δ

$$\alpha_A = |\gamma - \delta_A| = |225 - 60^\circ| = 65^\circ \quad \text{للحائط A}$$

$$\alpha_B = |\gamma - \delta_B| = |225 - 250| = 25^\circ \quad \text{للحائط B}$$

بمعلومية زاوية ارتفاع الشمس $\beta = 70^\circ$

من Table 5. 11 الأشعاع الشمسي المشتت الأفقي $I_{dH} = 335 \text{ W/m}^2$

من Table 5. 12 الأشعاع المباشر الأفقي $I_{DH} = 855 \text{ W/m}^2$

حيث أن مدينة القاهرة ترتفع عن سطح البحر بـ 100 m فإن $ka = 1$
حيث أن مناخ مدينة القاهرة متوسط الحرارة

$$k_D = 0.5, \quad k_d = 1, \quad k_r = 0.2$$

شدة أشعة الشمس الأفقية

$$I_{tH} = k_a (k_D I_{DH} + k_d I_{dH})$$

$$= 1 (0.5 \times 855 + 1 \times 335) = 762.5 \text{ W/m}^2$$

وبمعلومية $\beta = 70^\circ$ ، $\alpha = 65^\circ$ من Table 5.13 نحصل على

$$I_{DV} = 130 \text{ W/m}^2, \quad \& \quad I_{dv} = \frac{1}{2} I_{dH} = 167.5 \text{ W/m}^2 \quad \text{للحائط A}$$

للحائط B بنفس الطريقة عند $\beta = 70^\circ$ ، $\alpha = 250^\circ$

$$I_{Dv} = \frac{295 + 270}{2} = 282.5 \text{ W/m}^2, \quad \& \quad I_{dv} = \frac{1}{2} I_{dH} = 167.5 \text{ W/m}^2$$

شدة الأشعة الرأسية للحائط A

$$I_{rv} = k_a (k_D I_{DV} + k_d I_{dv} + 0.5 k_r I_t)$$

$$= 1 (0.5 \times 130 + 1 \times 167.5 + 0.5 \times 0.2 \times 762.5) = 308 \text{ W/m}^2$$

شدة أشعة الشمسية الرأسية للحائط B

$$I_{rv(B)} = 1.0 (0.5 \times 282.5 + 1 \times 167.5 + 0.5 \times 0.2 \times 762.5) = 385 \text{ W/m}^2$$

للحائط A مساحة الشباك

$$A_{win} = 6 \times 2.5 = 15 \text{ m}^2$$

$$A_w = 10 \times 3 - 15 = 15 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} q_{(so+tr)} &= SA I_{DV} + SA (I_{dv} + I_E) + UA (t_2 - t_1) \\ &= SA I_{dv} + UA (t_2 - t_1) \\ &= 0.46 \times 15 \times 308 + 3.3 \times 15 (27 - 20) = 2471.7 \text{ W} \end{aligned}$$

لحساب الحرارة بتأثير الشمس وتأثير فرق درجة الحرارة ($t_2 - t_1$)

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = 1 \left(\frac{1}{8} + 0.53 + \frac{1}{11} \right) = 1.34 \quad \text{W/m}^2 \text{ C} \quad \text{A لحائط U}$$

درجة الحرارة t_{eo} من المعادلة

$$t_{eo} = t_2 + R_{so} \cdot a \times I_{dv} = 27 + \frac{1}{11} \times 0.8 \times 308 = 49.4^\circ \text{C}$$

$$\begin{aligned} q_{(so+tr)} &= U \cdot A (t_{eo} - t_1) \\ &= 1.34 \times 15 (49.4 - 20) = 590.94 \text{ W} \end{aligned}$$

$$A_{wall} = 5 \times 3 = 15 \text{ m}^2 \quad \text{للحائط B}$$

$$t_{eo} = 27 + \frac{1}{11} \times 0.8 \times 385 = 55^\circ \text{C}$$

$$q_{(so+tr)} = 1.34 \times 15 \times (55 - 20) = 703.5 \text{ W}$$

الحرارة الكلية المكتسبة بتأثير فرق درجات الحرارة والأشعاع الشمسي. هي الحرارة خلال الزجاج والحرارة خلال الحائط A والحائط B

$$q_t = 2471.7 + 570.94 + 703.5 = 3746 \text{ W}$$

5.5 Infiltration and Ventilation Load حرارة التسرب والتهوية

التسرب Infiltration يعرف التسرب بأنه الدخول الحر الغير متحكم فيه للهواء الخارجى مباشرة إلى المكان وذلك بتأثير الرياح أو تيارات الحمل كنتيجة لاختلاف درجة حرارة الهواء الخارجى والداخلى. هذا الدخول يتم خلال الفتحات والشقوق نتيجة وجود الأبواب والشبابيك.

التهوية Ventilation تعرف التهوية أنها بالدخول المقصود للهواء الخارجى للمكان غالبا بوسائل ميكانيكية.

فى المباني التجارية والمؤسسات وأماكن الإقامة من المناسب التحكم فى دخول الهواء الخارجى وذلك بغرض تحقيق التهوية المناسبة والاقتصاد فى استخدام الطاقة .

حيث أن التسرب Infiltration يتعذر التحكم فيه فإنه يمكن تقليله وذلك باستخدام الدهاليز فى مداخل المباني Vestibules أو أبواب دوارة Revolving doors وكذلك بأحكام النوافذ والأبواب أو باستخدام ستائر عازلة.

بصرف النظر عن طريقة دخول الهواء الخارجى إلى المكان المكيف فإنه يعمل على تغيير درجة حرارة ورطوبة المكان مما يستدعى الأخذ فى الاعتبار التغير فى الحرارة المحسوسة أو الكامنة كما يلى :

حمل الحرارة المحسوسة للتهوية Ventilation Sensible Heat Load

$$q_{v(s)} = m_a \cdot C_p \cdot \Delta t_{o-i} \quad (5.21)$$

حمل الحرارة الكامنة للتهوية Ventilation Latent Heat Load

$$q_{v(l)} = m_a \times \Delta W_{o-i} h_{fg} \quad (5.22)$$

حيث m_a معدل تدفق كتلة الهواء

$$m_a = \rho Q \quad \text{kg/s} \quad (5.23)$$

ρ كثافة الهواء kg/m^3

Q_a معدل التدفق الحجمى للهواء m^3/s

$$C_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{السعة الحرارية للهواء}$$

Δt فرق درجة الحرارة (الخارجى - الداخلى) $^\circ\text{C}$

ΔW فرق نسبة الرطوبة للهواء (الخارجى - الداخلى)

h_{fg} الحرارة الكامنة النوعية للهواء

ونظرا لصعوبة تحديد كمية الهواء اللازمة فإنه تستخدم طرق معدلات التهوية لتحديد معدل التدفق

الحجمى للهواء $Q, \text{m}^3/\text{s}$ وبالتالي كتلة الهواء $m_a \text{ kg/s}$ كالآتى :

5.5.1 Air - change method

5.5.1 طريقة تغيير الهواء

هذه الطريقة تعتمد على الخبرات المتراكمة التي تضع معيارا لعدد مرات تغيير هواء المكان طبقا لنوعية المكان والنشاط الذى يمارس فيه .

$$Q = \frac{V \times N}{3600} , \quad m^3/s \quad (5.23)$$

حيث V حجم المكان m^3

N عدد مرات تغيير هواء المكان يمكن الحصول على هذا المعدل من Table (5.18)

5.5.2 Crack method.

5.5.2 طريقة الشقوق

الشقوق تقاس عادة حول إطار (محيط) الشبابيك القابلة الفتح خلال هذه الشقوق ينفذ الهواء الخارجى إلى الداخل - هذا يتطلب معرفة تصميم الشبابيك الخاصة بالمبنى - ولهذا تستخدم هذه الطريقة عندما يكون مخطط تركيب الشبابيك معروفا وفى العادة هذه الطريقة تهمل الأبواب وبعض الفتحات الإنشائية.

تقدر معدل تسرب الهواء $Q \text{ } m^3/s$

$$Q = \sum_{i=1}^n P_{wi} \times \zeta_{wi} \times 10^{-3}, \quad m^3/s \quad (5.25)$$

حيث P_{wi} عبارة من محيط الشباك , m

ζ معدل التسرب خلال المتر الطولى من الشقوق مقدر بـ L/s ويتوقف على تصميم الشباك على سرعة الهواء المحيط بالشباك ويمكن الحصول عليه من (Table 5.19)

5.5.3 Occupancy ventilation rate معدل التهوية لشاغلى المكان

معدل التهوية لشاغلى المكان يتوقف على استخدام المكان وكذلك على مستوى التدخين فى المكان تعيين بالمعادلة

$$Q = n \times \left(\frac{L}{s.per} \right) \times 10^{-3} \cdot \frac{m^3}{s} \quad (5.26)$$

Table 5.18 Air- Change rate N/h for Infiltration Air

Type of building	Air infiltration rate (per hour)	Type of building	Air infiltration rate (per hour)
Assembly halls, lecture halls	$\frac{1}{2}$	Hotels:	
Banking halls:		bedrooms (standard)	1
large (height > 4 m)	1	bedrooms (luxury)	1
small (height < 4 m)	$1\frac{1}{2}$	public rooms	1
		corridors	$1\frac{1}{2}$
Bars, canteens and dining rooms	1	Law courts	1
Churches and chapels:		Libraries:	
up to 7000 m ³	$\frac{1}{2}$	reading room	
> 7000 m ³	$\frac{1}{2}$	(height < 4 m)	$\frac{1}{2}$
vestries	1	stack rooms	$\frac{1}{2}$
		store rooms	$\frac{1}{2}$
Dining and banqueting halls	$\frac{1}{2}$	Offices:	
Flats, residences and hostels:		general	1
living rooms	1	private	1
bedrooms	$\frac{1}{2}$	Restaurants and tea shops	1
bed-sitting rooms	1	Schools and colleges:	
bathrooms	2	classrooms	2
lavatories and cloakrooms	$1\frac{1}{2}$	lecture rooms	1
entrance halls and foyers	$1\frac{1}{2}$	studios	1
public rooms	1	Shops and showrooms:	
Hospitals:		small	1
operating theatre suite	$\frac{1}{2}$	large	$\frac{1}{2}$
		department store	$\frac{1}{2}$
		Swimming baths:	
		changing rooms	$\frac{1}{2}$
		bath hall	$\frac{1}{2}$

Table 5.19 Infiltration Rates (Crack Method)

Type of window	Remarks	Wind velocity m/s					
		2.5	5.0	7.5	10	12.5	15
Double hung wood sash windows, unlocked.	around frame in masonry wall, not calked	9.8	24.6	41.4	55.9	82.1	107.8
	around frame in masonry wall, calked	2.9	5.7	7.8	10.4	13.3	15.6
	around frame in wood frame construction	6.5	18.7	33.9	51.3	70.0	93.3
	total for average window, non-weatherstripped, 1.5 mm crack and 1.5 mm clearance; includes wood frame lockage	18.8	64.7	119.0	181.2	244.5	311.0
	ditto, weatherstripped	13.5	38.3	72.0	108.7	148.2	191.6
	total for poorly fitted window, non-weatherstripped, 2.5 mm crack and 2.5 mm clearance; includes wood frame lockage	80.3	207.2	326.5	453.0	586.0	723.0
	ditto, weatherstripped	18.9	56.9	103.8	154.2	215.4	276.0
	ditto, weatherstripped	18.9	56.9	103.8	154.2	215.4	276.0
Double hung metal windows	non-weatherstripped, locked	58.2	116.4	181.2	248.5	323.6	398.6
	non-weatherstripped, unlocked	58.3	134.5	216.0	309.5	406.5	507.5
	weatherstripped, unlocked	19.4	56.7	94.0	136.0	180.8	222.6
Rolled section steel sash windows	industrially pivoted	46.4	326.5	523.0	710.0	896.0	1083.0
	1.5 mm crack	43.1	100.4	181.8	236.5	308.5	378.5
	architectural projected	63.4	156.6	242.0	339.0	439.0	530.0
	1.0 mm crack	19.2	56.9	97.4	136.0	176.0	218.4
	architectural projected	42.8	94.8	158.2	225.8	302.2	383.0
	1.5 mm crack	9.8	30.3	52.9	81.9	111.9	144.9
	residential casement, 0.5 mm crack	23.8	68.3	113.2	163.2	218.0	271.8
	residential casement, 1.0 mm crack	23.8	68.3	113.2	163.2	218.0	271.8
Hollow metal	heavy casement section, projected 0.5 mm crack	93.2	246.6	406.0	577.0	738.0	902.0
	heavy casement section, projected 1.0 mm crack	93.2	246.6	406.0	577.0	738.0	902.0

حيث n عدد الأشخاص المتواجدين في المكان (L/s. per) معدل التهوية للشخص الواحد في الثانية مقدر بالفلترات . ويمكن الحصول عليه في Table 5.20

5.5.4 معدل التهوية لمساحة المكان *Space area ventilation rate*

فى بعض الأحيان قدي يلجأ المهندسون لحساب معدل الهواء الخارجى تأسيما على مساحة أرضية الغرفة أو المكان ويعبر عنها بالمعادلة :

$$Q_v = A_f \times \left(\frac{L}{s \cdot m^2} \right), \quad m^3/s \quad (5.27)$$

حيث A_f مساحة أرضية المكان بالمتر المربع

Table 5. 20 معدل التهوية للمتر المربع الواحد فى الثانية ويمكن الحصول عليه فى Table 5. 20 مما سبق يتضح أنه توافرت البيانات اللازمة يحسب معدل التهوية بالطرق الأربعة السابقة شرحها ويؤخذ فى الاعتبار أكبر قيمة .

Example 5.10

A lecture theater of $18.73m \times 8.5m \times 3.4m$ height is to be maintained at 25°db and 18°wb . the outdoor conditions are 35°db & 40% RH. The theater has 3 aluminum – glass windows of $4.95m \times 1.25m$ dimension each. The theater services 112 person. Calculate.

I. The maximum outdoor air requirement using the following methods:

- air change method
- space area method
- crack method.
- occupancy ventilation rate method.

II. Ventilation heat gain

أولا : طريقة تغيير هواء المكان

$$Q = \frac{W \times b \times h \times N}{3600} \quad m^3/s$$

$$= \frac{18.73 \times 8.52 \times 3.4 \times 0.5}{3600} = 0.075 m^3/s$$

من Table 5. 17 عدد مرات تغيير الهواء فى الساعة: $N=0.5$

ثانياً : طريقة مساحة المكان

من Table 5. 20 معدل تهوية المكان للمتر المربع فى الثانية : $L/(s.m^2) = 5$

$$Q_a = A_f \times L / (s.m^2) \\ = (18.73 \times 8.52) \times 5 \cdot 10^{-3} = 0.79 m^3/s$$

ثالثاً: طريقة معدل التهوية لشاغلي المكان

$$Q = n \times \frac{L}{(s.per)}$$

من Table 5. 20 معدل التهوية للشخص الواحد فى الثانية : $L/s.Per = 3.5$ & $n = 112$

$$Q_a = 112 \times 0.0035 = 0.392 m^3/s$$

رابعاً طريقة الشقوق :

$$Q_a = \Sigma P_{wi} \times \zeta_{win}$$

من Table 5.19 معدل التسرب للمتر الطولى فى الثانية: $\zeta = 0.0098 m^3/s m$

$$\Sigma P_w = 3 [2(4.95 + 1.25)] = 37.2 m$$

$$Q_a = 37.2 \times 0.0098 = 0.364 m^3/s$$

نختار أكبر قيمة هى : $Q_a = 0.79 m^3/s$

حرارة التهوية المحسوسة $q_{v(s)}$

$$q_{v(s)} = Q \cdot \rho \cdot Cp (t_o - t_i)$$

$$= 0.79 \times 1.2 \times 1.005 \cdot 10^3 (35 - 25) = 9527 w$$

حرارة التهوية الكامنة $q_{v(l)}$

$$q_{v(l)} = Q \cdot \rho (W_o - W_i) \times h_{fg}$$

$$= 0.79 \times 1.2 (0.0142 - 0.010) \times 2450 \cdot 10^3 = 9763 W$$

حيث من خريطة السيكرومتري

$$W_i = 0.01 \text{ kg wv / kg d.a.} \quad \& \quad W_o = 0.0142 \text{ kg wv / kg d.a}$$

Table 5.20 Ventilation Rates for Occupancy and Space Area

Application	Smoking	L/s. person		Space area L (s.m ²)
		Recommended	Minimum	
Apartment				
Average	Some	9.4	4.7	2
Deluxe	Some	9.4	4.7	2
Banking space	Occasional	4.7	3.5	1.0
Barber shops	Considerable	7.0	4.7	1.35
Beauty parlors	Occasional	4.7	3.5	
Brokers board rooms	Very heavy	23.5	9.7	5.2
Cocktail bars	Very heavy	19	12	4.0
Corridors				1.3
Department stores	None	3.5	2.4	0.26
Director room	Extreme	24	14	4
Drug stores	Considerable	4.7	3.5	1.0
Hotel rooms	Heavy	14	12	1.72
Kitchens				10
Restaurant		10	7.5	21
Residence		9	7	10.4
Laboratories	Some	9.4	7	2
Meeting room	Very heavy	24	14	6.5
Offices				
General	Some	7	4.7	1.35
Private	None	12	7	1.35
Private	Considerable	14	12	1.35
Cafeteria	Considerable	5.6	4.7	1.0
Dinning room	Considerable	7	5.6	1.35
School room	None	4.7	3.5	3
Shop, retail	None	3.5	2.4	3
Theater	Some	7	4.7	5
Toilets (exhaust)				10.4

5.6 Occupancy Heat Gain

5.6 حرارة شاغلي المكان

تتحقق راحة الإنسان في المكان عندما تتعادل الحرارة المتولدة في جسم الإنسان مع الحرارة المنبعثة منه للمكان . الحرارة تنبعث من جسم الإنسان نتيجة فرق درجة حرارة الجسم (37°C) وحرارة المكان (لا تزيد عن 27°C) وتتراكم في المكان وتعمل على رفع درجة حرارته. هذه الحرارة تعتبر حرارة محسوسة . شاغلوا المكان أيضا يفرزون العرق الذي يتبخر من جسم الإنسان فيزيد بذلك مكون الرطوبة الذي يجعل تكثيفها للتخلص منها أمرا حتميا . الحرارة المصاحبة لذلك هي حرارة كامنة. كمية الحرارة المنبعثة من جسم الإنسان تعتمد بالدرجة الأولى على النشاط الذي يقوم به شاغلوا المكان. أما مقدار كل منهما فيعتمد كذلك على درجة حرارة المكان وفترة تواجدهم . حيث أنه بارتفاع درجة حرارة المكان يزداد مقدار مكون الحرارة الكامنة ويمكن الرجوع إلى Table 5. 21 هذا المكون بحسب لحمل التبريد فقط.

Table 5.21 Heat Emission for human body, (W/per)

Application			Sensible(s) and latent (l) heat emissions, W, at the stated dry-bulb temperatures, °C											
Degree of activity	Typical	Total	15		20		22		24		26			
			(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)		
Seated at rest	theatre, hotel lounge	115	100	15	90	25	80	35	75	40	65	50		
Light work	office, restaurant*	140	110	30	100	40	90	50	80	60	70	70		
Walking slowly	store, bank	160	120	40	110	50	100	60	85	75	75	85		
Light bench work	factory	235	150	85	130	105	115	120	100	135	80	155		
Medium work	factory, dance hall	265	160	105	140	125	125	140	105	160	90	175		
Heavy work	factory	440	220	220	190	250	165	275	135	305	105	335		

وتقدر الحرارة المحسوسة $Q_{p(s)}$ والكامنة لشاغلي المكان (n) من الأشخاص بالمعادلات .

$$q_{p(s)} = n \times (W/per)_s \quad W \quad (5.28)$$

$$q_{p(l)} = n \times (W/per)_l \quad W \quad (5.29)$$

حيث $(W/per)_s$ ، $(W/per)_l$ معدل الحرارة المحسوسة والكامنة المنبعثة من الشخص الواحد

وتقدر من Table 5.21

Example 5.11

An office has four typists and an overseer, together with two messenger.
Estimate the occupancy heat gain if the space temperature is 24°C.

أولاً : يجب تحديد نوع النشاط فنجد أن Typist يقوم بعمل خفيف والحرارة المنبعثة منه عند

$$(W/per)_s = 80 \text{ W} \quad , \quad (W/per)_t = 60 \text{ W} \quad \text{هى} \quad t = 24^\circ\text{C}$$

ثانياً : المراقب يمشى ببطء من Table (5.21)

$$(W/per)_s = 85 \text{ W} \quad , \quad (W/per)_t = 75 \text{ W}$$

ثالثاً : السعادة يقومون بعمل خفيف

$$(W/per)_s = 100 \text{ W} \quad , \quad (W/per)_t = 135 \text{ W}$$

حرارة الأشغال الكلية q_p

$$q_{p(s)} = 4 \times 80 + 1 \times 85 + 2 \times 100 = 605 \text{ W}$$

$$q_{p(t)} = 4 \times 60 + 1 \times 75 + 2 \times 135 = 585 \text{ W}$$

5.7 Lighting Heat Gain 5.7 الحرارة المكتسبة من الإضاءة

الحرارة المكتسبة من الإضاءة الصناعية يمكن تعيينها للحالات الآتية:

أولاً : نظام قائم (*An existed system*) يمكن تعيين حرارة الإضاءة q_L التى يكتسبها

المكان (صيفاً) بحصر قدرات المصابيح المركبة فعلاً من المعادلة

$$q_{L(s)} = \sum_{i=1}^n I_{num} + 1.25 \sum_{i=1}^n I_F \quad (5.30)$$

حيث I_{num} قوة المصابيح ذو الفتيل tungsten أو الزئبقية mercury .W

I_F قدرة لمبات الفلورسنت أما المعامل 1.25 يعبر عن تأثير مقاومة كابح التيار .

ثانياً : نظام إضاءة جديدة *New lighting system* فى هذه الحالة يمكن تقدير

حرارة الإضاءة تقريباً فى المعادلة .

$$q_{Li(s)} = A_f \times L_i \quad W \quad (5.31)$$

حيث A_f مساحة أرضية المكان بالمتر المربع
 L_i كثافة الإضاءة للمكان للمتر المربع وهذه المعدلات يمكن الحصول عليها من
 Table 5.22. حرارة الإضاءة كلها محسوسة وتحسب لحمل التبريد فقط .

Table 5.22 Typical Lighting Power Density. (W/m^2)

Building type	L_i , W/m^2
Office	19-25
Store spaces	28-33
Shopping small malls	11-17
Fast food restaurant	14-22
Warehouse storage	11-17
Library	24-29
Public assembly	17-22
Hospital	26-29

5.8 حرارة المعدات والموتورات

5.8Motors and Equipment Heat Gain

المراوح وكثير من الآلات والماكينات تدار بواسطة الموتورات من خلال صندوق تروس أو سير
 ناسقل أو من خلال ودعلة Coupling انخفاض كفاءة هذه الموتورات ناتج عن فقدان الطاقة
 الكهربائية خلال الدوران أو نتيجة الفقد الميكانيكي بالاحتكاك. هذا الفقد في الطاقة يكون حرارة
 يكتسبها المكان. يمكن تقدير الحرارة التي يكتسبها المكان في الحالات الآتية :

(1) إذا كانت المعدة المدارة والموتور داخل المكان

$$q_E = \Sigma P / \eta_i \quad W \quad (5.30)$$

Table 5.23 Sensible and Latent Heat Emissions From Standard appliances

Appliances	Dimensions (mm × mm × mm)	Heat output (kW)	
		Sensible (s)	Latent (l)
COMPUTERS			
small display	1620 × 1850	0.5	
small printers	700 × 1200	0.7	
medium printers	700 × 1200	1.1	
store-medium disc	850 × 2200	5.8	
ELECTRICAL COOKING			
coffee brewers 2.5 litre		0.3	0.1
grill, meat	360 × 360	1.2	0.6
toaster, continuous	380 × 380	1.5	0.4
toaster, pop-up	150 × 280	0.7	0.2
MISCELLANEOUS			
hair dryer, blower		0.7	0.1
hair dryer, helmet		0.6	0.1
permanent wave machine		0.3	0.1
pressurised instrument	270 × 270 × 541	3.5	7.0
washer/steriliser			
steriliser, dressing	400 × 600	2.8	2.6
steriliser, water 45 litre		1.2	4.8
steriliser, instrument	250 × 300 × 900	3.0	2.7
GAS APPLIANCES			
grill-top burner	560 × 360 × 430	4.4	1.1
stove per m top surface		11.0	11.0
large Bunsen burner		1.0	0.3

Table 5.24 Average Efficiencies for Electric Motors

Motor output rating		Average values for motor efficiency (η_m)			
		d.c.	a.c.		
h.p.	kW		Single phase	Two phase	Three phase
1	0.75	0.76	0.65	0.73	0.74
5	3.75	0.83	0.78	0.84	0.85
10	7.50	0.86	0.81	0.87	0.88
20	15	0.88	0.83	0.88	0.90
50	38	0.90	0.85	0.91	0.91
75	56	0.92	0.86	0.92	0.92

حيث P قدرة المعدة بالوات يمكن الحصول على بعض قيم المعدات الأكثر استعمالاً من

Table 5. 23

η كفاءة الموتور ويمكن الحصول عليها من Table 24 طبقاً لنوع التيار الكهربائي (مباشر أو متردد) وكذلك عدد الأوجه (Phase) وقدرة الموتور .

(III) إذا كانت الموتور خارج المكان والمعدة المدارة داخل المكان .

$$q_E = \Sigma P \quad (5.33)$$

(III) إذا كان الموتور داخل المكان والمعدة المدارة خارج المكان

$$q_E = \left(\frac{1-\eta}{\eta} \right) P \quad (5.34)$$

الحرارة السابقة كلها حرارة محسوسة وتحسب في حالة التبريد فقط .

(IV) حرارة معدات الطهي (Cooking Equipment)

حرارة معدات التجميل وأفران الغاز Gas appliances بجانب الحرارة المحسوسة تشع أيضاً

حرارة كامنة كما هو واضح في Table 5.23 .

(V) مكاتب تحت الإنشاء يمكن حساب الحرارة المعدات تأسيساً على مساحة أرضية المكان

كالتالي:

$$q_E = A_f \times W/m^2 \quad (5.35)$$

حيث W/m^2 هي معدل قدرة المعدات لكل متر مربع لمساحة الأرضية كما في Table 5. 25

Table 25 Equipment Heat Gain Rate, W/m^2

Type of work Environment	W/m^2
General office with only a few typewriters , computers	2.8-11
Offices where most workers have P/C Room dedicated to large main frame	11-33
Computers	166-555
Laboratories	55-220
Manufacturing Plant	55-500

5.9 Heating and Cooling Loads التدفئة والتبريد حساب حمل التبريد والتدفئة

أولاً : حساب حمل التبريد *Cooling load calculation* عند حساب حمل التبريد يؤخذ

فى الاعتبار مصادر الحرارة الآتية:

- I- انتقال الحرارة خلال الجدران *Transmission through wall* المقصود بالجدران الحوائط والأبواب والأرضية والسقف والنوافذ وهذا الحمل نتيجة فرق درجة الحرارة داخل وخارج المكان . هذه الحرارة كلها محسوسة.
- II- حمل المسالك *Duct Heat Load* يتم حساب الحرارة المكتسبة خلال حركة الهواء بالمسالك بواقع 10% من إجمالى الحرارة المكتسبة خلال الجدران . وهى كلها حرارة محسوسة
- III- حمل حرارة بتأثير الأشعاع الشمسى *Solar radiation load* وذلك بحساب الحمل الحرارى الناتج فى تأثير على أشعة الشمس ويتم ذلك بالأسلوب التالى:
 - 1- يتم حساب كثافة (شدة) الأشعاع الشمسى سواء على الأسطح الأفقية أو الرأسية وذلك بمعلومية زوايا الشمس الرئسية للمكان والظروف المناخية وكذلك موقع المكان بالنسبة لمستوى البحر وكذلك للزجاج.
 - 2- يتم حساب الحرارة المكتسبة من الأشعاع الشمسى على الجدران والأسقف المعرضة مباشرة للأشعاع الشمسى .
 - 3- يحسب تأثير الشمس على الزجاج.
 - 4- يؤخذ أكبر تأثير على حائط واحد (يشمل أيضا الزجاج) والسقف إذا كان معرضا تعريضا مباشرا للسقف هذه الحرارة كلها محسوسة .
- IV- حساب حمل التهوية أو التسرب *Infiltration & Ventilation load* يتم حساب حمل التهوية وذلك أولا بتقدير أكبر كمية لازمة من الهواء الخارجى من خلال معدلات التهوية المعروفة وهى : عدد مرات تغيير هواء المكان *Air change method* خلال الشقوق *crack*، معدل التهوية لمساحة الأرضية *Floor area rate* وكذلك معدلات التهوية لشاغلي المكان *Occupancy ventilation rate* واختيار أكبر كمية هواء محسوبة من الطرق السابقة يتبع ذلك حساب الحرارة المحسوسة وكذلك الحرارة الكامنة .

- V- حرارة شاغلي المكان *Occupancy Heat Gain* تحسب كمية الحرارة المكتسبة من شاغلي المكان على أساس أكبر تواجد للناس ومستوى النشاط الإنساني في هذا المكان. هذه الحرارة محسوسة وكامنة.
- VI- حرارة الإضاءة *Lighting Load* يتم حساب قدرة اللامبات الموجودة حسب نوعها إذا كان نظام الإضاءة قائمة وإن يكن كذلك يؤخذ في الاعتبار المعدلات اللازمة للإضاءة طبقا لاستخدام المكان. حرارة الإضاءة كلها محسوسة.
- VII- حرارة المعدات *Equipment Load* إذا كانت الحرارة منبعثة من الموتورات أو المعدات فهي حرارة محسوسة أما إذا كانت الحرارة منبعثة من معدات طهي فهي حرارة محسوسة وحرارة كامنة .
- وأخيرا يتم جمع كل من الحرارة المحسوسة والكامنة من المصادر المختلفة ثم يتم حساب معامل الحرارة المحسوسة SHF.

ثانيا : حساب حمل التدفئة Heating load calculation يتكون حمل التدفئة من

العناصر الآتية فقط

- I- حرارة مفقودة من المكان خلال الجدران Transmission heat loss نتيجة فرق درجة الحرارة داخل وخارج المكان . ويؤخذ في الاعتبار الأبواب والنوافذ والأسقف والأرضيات هذه الحرارة كلها محسوسة .
- II- فقد حراري نتيجة حركة الهواء خلال المسالك Duct heat loss هذه الحرارة تقدر بحوالي 10% من المكون السابق وهذا المكون حرارة محسوسة فقط.
- III- حرارة التهوية والتسرب Ventilation & Infiltration heat loss حرارة مفقودة نتيجة التهوية والتسرب وتلك عبارة عن حرارة محسوسة وكامنة ويتم تقديرها كما سبق مبينا: في حمل التبريد.
- يتم بعد ذلك حساب الحرارة المحسوسة الكلية والحرارة الكامنة الكلية من المصادر المختلفة ويتم حساب معامل الحرارة المحسوسة SHF.

قد يتطلب الأمر حسابات سريعة أولية بفرض تحديد أقتصاديات مشروع لتكييف هواء مبنى. لتحقيق ذلك يمكن عمل الحسابات السريعة لأحمال التبريد التقريبية بالإستعانة بمعدلات التبريد

الواردة في Table 5.26 للمباني المختلفة طبقا للأنشطة وعلى ضوءها يتم تحديد قدرة المعدات اللازمة لذلك.

Table 5.26 Building cooling load Rate

Building application	W/m³
I Loop Buildings :	
Outer zone with glass area of	
25%	94
50 %	132
75	150
Internal zone	86
Conference hall	150-190
Computer hall	190-380
II Hoteles	
Single person room	1.7 kW/ per room
Double person room	2.6 kW/per room
Public room	114-190
Resturant	150 -265
Cafeteria	150-190
III Malls	132 -150
Underground and first floors	
Second and upper floors	94 - 132
IV SHOPS	150
V Bank hall	132-176
VI Flat	76-94
VII Theater	0.18 kW/ Per a seating person
VIII One - stage Buildings	
Motele	76-94
General purpose shop	94-132

Example 5.11

An educational theatre is located in a Faculty of Engineering at Alexandria. The dimensions of the theatre are shown in Fig 5.16. The southern side is facing to the outside of the building, while the northern side is facing to a corridor which temperature is 29°C . The space above-ceiling temperature is 29°C . The inside conditions are : 25°C db. And 18°C wb. The ambient conditions are: summer 35°C db and 24°C wb. and winter are 10°C db & 40% RH. The U- values for walls, ceiling, floor, glass and doors are 1.61, 1.74, 1.74 5.9 and $2.09, \text{W/m}^2\text{K}$ respectively. The ceiling height is 3.4m. Calculate the cooling and heating load for the theatre. Necessary data will be given (or assumed) throughout the solution.

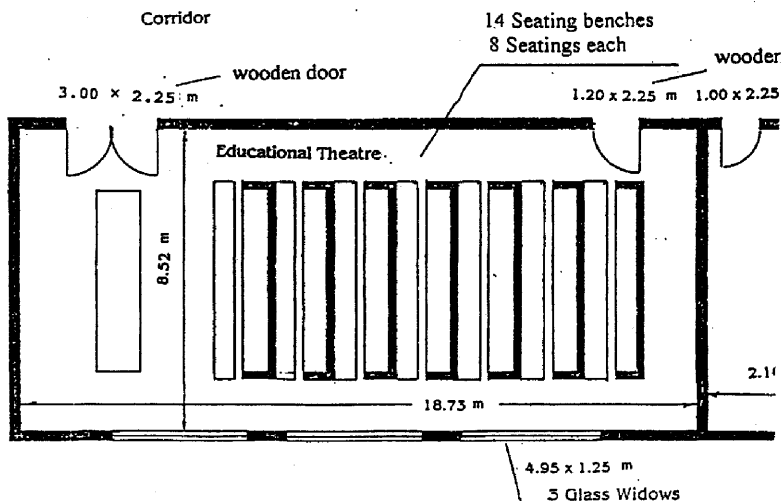


Figure 5.16 Plan of the theatre of example 5.11

أولا حمل التبريد

I- الحرارة المنتقلة خلال الجدران Transmission load يمكن حسابها بالمعادلة
 $q_{tr} = A \times U \times (t_o - t_{in})$

قيم الحرارة المنتقلة خلال الجدران المحسوبة بالمعادلة السابقة مع إهمال حرارة الأرضية مبينة في Table 5. 27 وهي كلها حرارة محسوسة.

Table 5.27 : Heat Gain by Transmission for Educational Theatre

Orientation	A		U	$t_o - t_i$	q_{tr}
	m^2		$W/m^2.C^\circ$	C°	W
N	18.73 x 3.4 - (3x2.25+1.2x2.25)	52.43	1.61	29-25	338
E	8.52 x 3.4	28.97	1.61	29-25	187
S	18.73 x 3.4 - 3(4.95x 1.25)	45.12	1.61	35-25	726
W	8.52 x 3.4	28.97	1.61	29-25	187
Ceiling	18.73 x 8.52	159.6	1.74	29-25	1111
Floor	18.73 x 8.52	159.6	1.74	0	0
Glass S	3(4.95 x 1.25)	18.56	5.9	10	109.5
Floor	3 x 2.25 + 1.2 x 2.25	9.45	2.09	4	7.9
Total					Σ 3802W

II- حرارة المسالك **Duct load** تقدر كمية هذه الحرارة بـ 10% من حرارة الجدران أى

أن $q_d = 380 \text{ W}$ وهي كلها حرارة محسوسة

III- حرارة مكتسبة من الإشعاع الشمسى **Solar gain** وتحسب بالمعادلة

$$q_{so} = U_w \cdot A_w \cdot \Delta t_s + A_g \times q_g \times SC_g \quad (A)$$

الإشعاع الشمس يكون على الجانب الجنوبي فقط. إذا فرضنا أن الإشعاع الكلى $I_{(w)} = 385 \text{ W/m}^2$ ، معامل الأمتصاص $a = 0.65$ بذلك يمكن حساب Δt_s كما يلي :

$$\Delta t_s = 0.75 \frac{I \cdot a}{23.3} = 0.75 \times 385 \times 0.65 / 23.3 = 8.1 \text{ C}^\circ$$

وبافتراض أن $I_{(g)} = 238 \text{ W/m}^2$, $SC = 0.65$

بالتعويض في A نجد أن

$$q_{so} = 1.61 \times 45.12 \times 8.1 + 18.56 \times 238 \times 0.65 = 3460 \text{ W}$$

وهي كلها حرارة محسوسة

IV- حرارة الأشغال Occupancy Load نعين حرارة الأشغال المعادلات

$$q_{p(s)} = (W/per)_s \times n = 70 \times 112 = 7840 \text{ W}$$

$$q_{r(l)} = (W/per)_l \times n = 45 \times 112 = 5040 \text{ W}$$

$$n = 112$$

حيث n عدد الأشخاص

من Table 5.23 للأشخاص جالسون براحة في مسرح وعند درجة حرارة $t_{db} = 25 \text{ C}^\circ$

$$(W/per)_s = 70, \quad (W/per)_l = 45$$

V - حرارة الإضاءة المكتسبة Lighting heat gain حيث أن المكان لم يجهز بعد يمكن

تقدير الحمل المكتسب من الإضاءة كما يلي :

$$q_L = A_f \times L_l =$$

$$= (18.73 \times 8.52) \times 22 = 3509 \text{ W}$$

حيث L_l معدل الإضاءة للأماكن العامة من Table 5. 22 $L_l = 22 \text{ W/m}^2$

وهي كلها حرارة محسوسة

VI- حرارة التهوية Ventilation Heat Gain

$$q_{v(l)} = m_a (h_o - h_i) \quad , \text{ W } \quad (B) \quad \text{حرارة التهوية الكلية}$$

حرارة التهوية المحسوسة

$$q_{v(s)} = m_a \cdot C_p \cdot (t_o - t_{in}) \quad , \text{ W } \quad (C)$$

$$q_{v(l)} = q_{v(l)} - q_{v(s)} = \quad , \text{ W } \quad (D) \quad \text{حرارة التهوية الكامنة}$$

تقدير كمية الهواء $Q \text{ m}^3/\text{s}$ يتم حسابها بالطرق الآتية :

1- عدد مرات تغيير الهواء (N)

$$Q_a = \frac{\text{width} \times \text{length} \times \text{height} \times N}{3600}$$

من Table 5.18 نجد أن $N = \frac{1}{2}$

$$Q_a = \frac{18.73 \times 8.52 \times 3.4 \times 0.5}{3600} = 0.075 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_a = \frac{Q_a}{v} = \frac{0.075}{0.8} = 0.0937 \text{ kg/s}$$

2- طريقة معدل أرضية المكان *Space area rate method*

$$Q_a = A \times (L/\text{m}^2) \times 10^{-3} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

من Table 5.20 للأماكن العامة $L/\text{m}^2\text{s} = 1.35$

$$Q_a = 159.6 \times 1.35 \times 10^{-3} = 0.215 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_a = 0.215 / 0.8 = 0.269 \text{ kg/s}$$

3- طريقة الشقوق *Crack method*

$$Q_a = \sum p_{wind} \times \zeta_{wind}$$

من Table 5. 19 نجد أن عند سرعة رياح 2.5m/s للشباك المعدني $\zeta_{win} = 6.5 L/s.m$

وحيث أن طول الشقوق في النوافذ الثلاثة 37.2 m

$$Q_a = 37.2 \times 19.4 \times 10^{-3} = 0.24 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_a = 0.24 \div 0.8 = 0.302 \text{ kg/s}$$

معدل التهوية لشاغلي المكان *Person ventilation rate*

$$Q_a = n [L/s. \text{per}]$$

$$= 112 \times 3.5 \times 10^{-3} = 0.392 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$m_a = 0.392 \div 0.8 = 0.49 \text{ kg/s}$$

من Table 5. 20 للمسرح وللغير مدخنين نجد $\frac{L}{s.per} = 3.5$

نأخذ في الاعتبار $Q_a = 0.392 \text{ m}^3/\text{s}$ & $m_a = 0.49 \text{ kg/s}$ (أكبر كتلة وحجم هواء تهوية)

ومن خريطة السيكرومتري: $h_o = 72 \text{ kJ/kg}$ & $h_i = 51 \text{ kJ/kg}$

وبالتعويض في المعادلات (A,B,C) نجد أن :

$$q_{v(t)} = 0.49 (72-51) \cdot 10^3 = 10348 \text{ W}$$

$$q_{v(s)} = 0.49 \times 1005 (35 - 25) = 4924 \text{ W}$$

$$q_{v(t)} = 10348 - 4924 = 5423 \text{ W}$$

Table 5.28 Survey of Cooling Load for The Educational Theatre.

Item	q_s, W	q_L, W	q_t, W
Transmission	3802	-	3802
Solar	3450	-	3450
Occupying	7840	5040	12880
Lighting	3509	-	3509
Ventilation	4924	5423	10348
Ducts	380	-	380
Total	23905	10463	34368

$$S.H.F = \frac{q_s}{q_t} = \frac{23905}{34368} = 0.70$$

ثانيا : حمل التدفئة Heating load

المفقد الحرارى Heat loss أو حمل التدفئة يتكون من :

I - فقد حرارى خلال الجدران Heat loss by transmission ويعين بالمعادلة

$$q_{tr} = A.U (t_{in} - t_o) , \quad W$$

مع أهمل انتقال الحرارة خلال الأرضية . قيم درجة حرارة الطرقات $15^\circ C$ وأعلى السقف $20^\circ C$

الحرارة المفقودة خلال الجدران مبينه في Table 5.29

Table 5.29 Heat Loss by Transmission

Side	A, m^2		U W/m^2K	$t_{in} - t_o$ $^\circ C$	q_{tr}
N	(refer to Table 5.27)	52.43	1.61	25-15=10	844
E		28.97	1.61	25-15=10	466.4
S		45.12	1.61	25-10=15	1090
W		28.97	1.61	25-15=10	466.4
ceiling		159.6	1.74	25-20=5	1389
Floor		159.6	1.74	0	0
Glass		18.56	5.9	25-10=15	1643
Door		9.45	2.09	25-15=10	198
Σq_{tr}					6097

هذه الحرارة كلها محسوسة

II - فقد حرارى خلال المسالك Duct heat loss

$$q_d = (10\%) q_{tr} \approx 610 \text{ W}$$

III - حرارة مفقودة بالتهوية والتسرب Heat loss by ventilation

إذا اعتبرنا نفس معدلات التهوية كما هي صيفا فإن معدل كتلة الهواء الخارجى $m_a = 0.49 \text{ kg/s}$ وعليه فإن حرارة التهوية المفقودة (الكلية)

$$\begin{aligned} q_{v(t)} &= m_a (h_i - h_o) \\ &= 0.49 (51 - 18) \times 10^3 = 16170 \text{ W} \end{aligned}$$

حيث h_i, h_o من خريطة الميكرومترى لحالة الهواء الداخلى والخارجى

$$h_i = 51, \text{kJ/kg} \quad \& \quad h_o = 18 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} q_{v(s)} &= m_a \cdot c_p (t_{in} - t_o) \quad \text{حرارة التهوية المفقودة (المحسوسة)} \\ &= 0.49 \times 1005 (25 - 10) = 7387 \text{ W} \end{aligned}$$

حرارة التهوية المفقودة (الكامنة) .

$$\begin{aligned} q_{v(t)} &= q_{v(t)} - q_{v(s)} \\ &= 16170 - 7386 = 8783 \text{ W} \end{aligned}$$

الحرارة المحسوسة الكلية

$$q_s = 6097 + 610 + 7387 = 14094 \text{ W}$$

معامل الحرارة المحسوسة SHF

$$SHF = \frac{q_s}{q_t + q_s} = \frac{14094}{(8783 + 14094)} = 0.62$$

Problems

- 5.1 Calculate the total thermal resistance and U-value of a 225mm thick brick wall located in a coastal region. If the area of the wall is 18.6m^2 and the inside and outside temperatures are 21°C and 27°C , respectively. Calculate the transmission heat gain through the wall.
- 5.2 A window has a resistance of $0.002\text{m}^2\text{ K/W}$ and the internal and external resistances are 0.12 and $0.05\text{ m}^2\text{K/W}$, respectively. Calculate the total resistance and U-value of the window. If the window dimensions are 0.6m wide and 1.5m high and the inside and outside temperatures are 21°C and 32°C , respectively. Calculate the transmission heat gain through the window.
- 5.3 Calculate the total solar radiation upon a horizontal surface for a low lying rural location near Rome if the solar altitude is 55° and solar azimuth is 235° .
- 5.4 Determine the total radiation incident upon a south facing vertical surface of a wall in Baghdad if the solar azimuth is 200° .
- 5.5 A south facing top-floor office shown in Fig 5.17. The office is maintained in 22°C db and 50% RH. There are 4 sedentary occupants and two continuously used computers having power consumptions of 200W. There are 1.25 air change per hour due to the natural infiltration of outdoor air. The adjacent offices, corridors, and office below are maintained at the same temperature as the considered office. The U-values of glass, wall- ext, wall- int, floor, and roof are 3.3, 0.33, 1.7, 1.5 and $0.4\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$, respectively. The outside conditions are 33°C db and 60% RH. The solar radiation intensity for

roof is 400 W/m^2 while absorption factor is 0.4. $I_{\text{glass}} = 500 \text{ W/m}^2$ and $SC = 0.4$. other missed data should be selected. Calculate the cooling load.

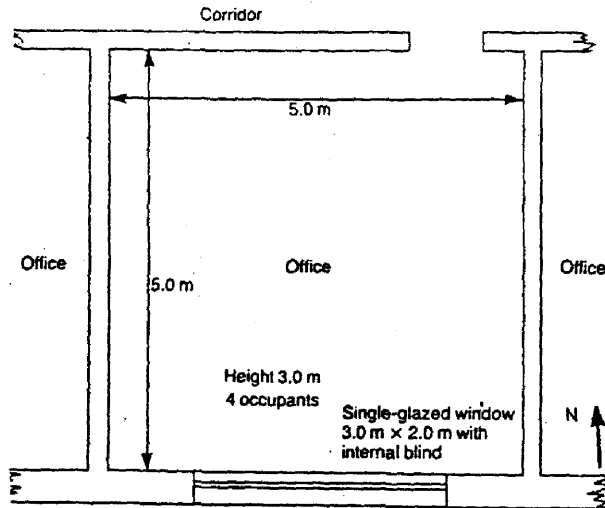


Figure 5.17 Plan of office (problem 5.5)

5.6 A south - facing Cairo office of $6\text{m} \times 6\text{m} \times 3\text{m}$ high has a single- glassed clear flat window opening of 10m^2 . The surrounding rooms are all similar. There are 3 occupants emitting 90W and 4 electric items of 150W each. The ventilation rate is 1 air change per hour. The U-values of glass, Ext-wall, Int. wall, floor- ceiling are, 5.7, 0.4, 1.7, 1.7, and $1.7 \text{ W/m}^2\text{C}$, respectively. The peak solar irradiance on a south- facing vertical window is 710 W/m^2 , and for the wall is 200 W/m^2 . the absorption coefficient α is 0.6 and $SC = 0.4$.

The outside conditions are : 40°C db , $60\%\text{RH}$

The inside condition are : 25°C db , $50\%\text{RH}$.

The outside conditions (winter) , 15°C db & $30\%\text{RH}$.

Calculate the heating and cooling loads.

5.7A public hall 20m x 30m x 5m high serving 500 person is located in Zagazig. The inside conditions are 24C°db and 50%RH. The outside conditions are 38C°db and 70% RH summer, and 15C°db and 40%RH. winter . The outside air per occupant is 0.005m³/s. the U- values for external and internal walls roof, floor, and glass are 1,1.1 1.7, 1.7 and 4 W/m²C°. the lighting power is 10kW. The peak solar irradiance for roof eastern, and western sides are 400, 500 and 600 W/m² respectively. While $I_{\text{glass}} = 350 \text{ W/m}^2$ the absorption factor $a = 0.5$ and $SC = 0.4$ the hall is equipped with 4 aluminum double- glassed windows 5m x 1.5m each as shown in Fig 5.18. The adjacent spaces have the same temperature as the considered hall. Calculate the cooling and heating loads.

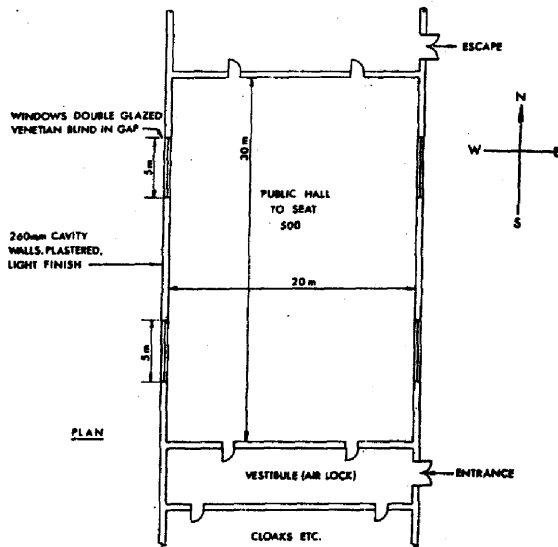


Figure 5.18 Plan of public hall prob'em 5.7

5.8 Determine the cooling and heating loads. for the house as show in Fig 5.19. The summer conditions are: $35^{\circ}\text{C}_{\text{db}}$, $24^{\circ}\text{C}_{\text{wb}}$. The winter condition are: $12^{\circ}\text{C}_{\text{db}}$ & 40%RH. The inside conditions are $23^{\circ}\text{C}_{\text{db}}$ & 50% RH. Use the crack method to compute the infiltration heat loss or gain. 4 persons are living in the house. The U-values for walls, windows, doors, roof, floors are 1,2, 1.1, 1.7, and 7, respectively. The height of the walls is 4m. An assumed design wind speed of 10km/h. Peak solar irradiance for ceiling, Northern, Eastern, Western and Southern are 400, 150, 200, 250, $300\text{W}/\text{m}^2$. For glass $I_g = 380\text{W}/\text{m}^2$. The absorption factor $a = 0.5$, while $SC = 0.3$. Dimension. of windows as follows : W1: ($4\text{m} \times 2\text{m}$), W2: ($2\text{m} \times 2\text{m}$), W3: ($1.5\text{m} \times 1.2$), W4 : ($1.5\text{m} \times 1\text{m}$), W5: ($1\text{m} \times 1.2\text{m}$), W6 : ($0.7\text{m} \times 0.8\text{m}$), W7: ($1.5\text{m} \times 2\text{m}$), W8: ($3\text{m} \times 2\text{m}$). All doors have the dimension of $1\text{m} \times 2\text{m}$. Lighting heat is to be assumed based on rates considered.

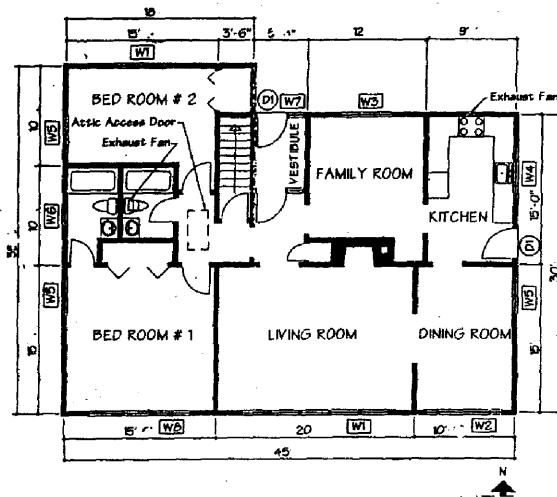


Figure 5.19 Plan of a House problem 5.8

الأتزان الحرارى للمكان - حالة هواء التغذية

SPACE THERMAL BALANCE SUPPLY AIR CONDITIONS

General

قدمة

حرارة السطح يكتسبها المكان (صيفاً) أو يفقدها (شتاءً) سواء أكانت حرارة محسوسة *Sensible* كامنة *Latent* يجب أن تستعادل بواسطة طاقة هواء التغذية المدفوع بواسطة نظام تكييف هواء من أجل تحقيق ظروف الراحة.

حرارة المحسوسة q_s تتكون من :

1- حرارة منتقلة خلال الحوائط، الأسقف والأرضيات .

2- حرارة الإشعاع الشمسى .

3- حرارة منبعثة من الأشخاص .

4- حرارة يحملها هواء التهوية.

5- حرارة الأضاءة والمعدات.

حرارة الكامنة q_l تتكون من:

1- حرارة يحملها هواء التهوية.

2- حرارة منبعثة من "الأشخاص".

3- حرارة منبعثة من عمليات التسخين والتبخير .

6.1 Space Air Balance

6.1 الاتزان الحرارى للمكان

الاتزان الحرارى بين الحرارة المفقودة أو المكتسبة للمكان $(q_s)_R$ ، $(q_i)_R$ يجب أن تتعادل بطاقة هواء التغذية $(q_s)_s$ ، $(q_i)_s$ وبين (Fig 6-1) الاتزان الحرارى للمكان ويمكن كتابة معادلة الأتزان كالتالى :

$$\left(\frac{q_s}{q_i} \right)_{\text{gain or loss}} = \left(\frac{q_s}{q_i} \right)_s \quad (6.1)$$

المعادلة (6.1) يمكن أن تأخذ الصورة

$$\left(\frac{q_s}{q_i + q_s} \right)_{\text{gain or loss}} = \left(\frac{q_s}{q_i + q_s} \right)_s \quad (6.2)$$

الحرارة المكتسبة أو المفقودة بواسطة المكان Gain or loss يمكن تسميتها حرارة الغرفة Room load والحرارة التى يضيفها أو ينزعها هواء التغذية تسمى طاقة التغذية Supply energy(s) هاتان الحرارتان يجب أن يتزنا أى أن

$$\left(\frac{q_s}{q_i + q_s} \right)_R = \left(\frac{q_s}{q_i + q_s} \right)_s \quad (6.3)$$

يمكن تمثيل الطرف الأيسر للمعادلة (6.3) على خريطة السيكرومتري Fig 6.2 فتكون نقطة (a) زاوية قائمة. ويمثل الخط (A-S) الحرارة المحسوسة للغرفة $(q_s)_R$ والخط (R-A) الحرارة الكامنة للغرفة $(q_i)_R$ والخط (S-R) الحرارة الكلية للمكان $(q_i + q_s)_R$ ومن ذلك نستنتج أن :

$$\left(\frac{q_s}{q_i + q_s} \right)_R = \frac{\text{line } AS}{\text{line } RS} \quad (6.4)$$

SR يسمى خط الحرارة المحسوسة للمكان أو اختصاراً خط الحجر Room line. هذا الخط يحدد بحالة هواء الغرفة الذى تحدده ظروف الراحة للمكان وكذلك حالة هواء التغذية الواصل للغرفة.

θ COS يحدد معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSFH

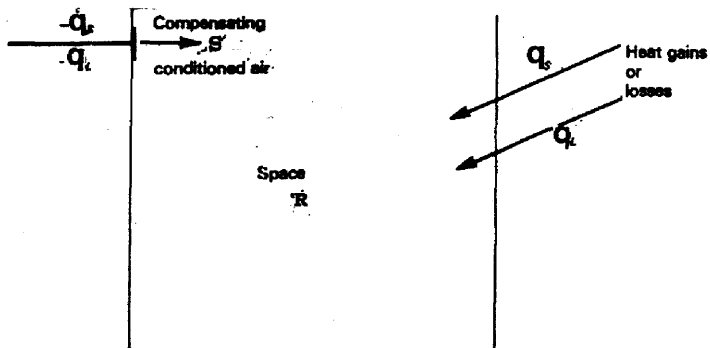


Figure 6.1 Heat balance of space.

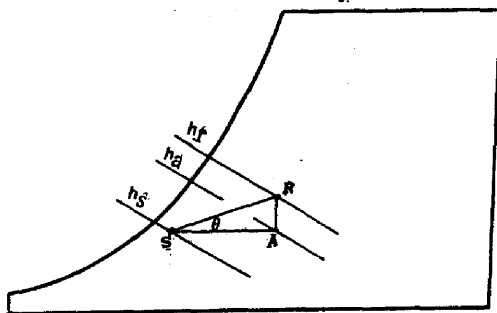


Figure 6.2 Development of room sensible heat factor

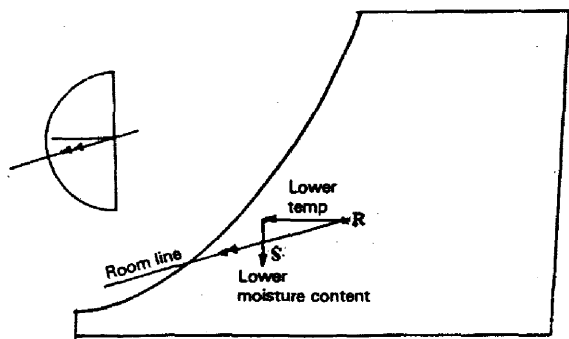


Figure 6.3 Room line for space subjected to sensible and latent heats gain

$$RSHF = \cos \theta = \left(\frac{q_s}{q_i + q_s} \right)_R \quad (6.5)$$

عندما تكون الحرارة الكامنة $q_i = 0$ أى أن

الحرارة الكلية تساوى الحرارة المحسوسة أى أن $RSHF = 1$

إذا كانت الحرارة المحسوسة $q_s = 0$ أى أن الحرارة الكلية تساوى الحرارة الكامنة أى أن

$RSHF = 0$ القيم المختلفة لمعامل الحرارة المحسوسة مبينه على المحور الرأسى الأول يمين خريطة السيكرومتري وكذلك على نصف الدائرة على يسار الخريطة نفسها وسنن كيفية تمثيل الاتزان الحرارى من الحالات الآتية:

I : اكتساب حرارة محسوسة وحرارة كامنة Sensible and latent heats gain

هذا نظام صيفى حيث يكتسب المكان حرارة محسوسة وحرارة كامنة. حالة هواء الغرفة تمثلها نقطة R فى Fig 6.3 ذات درجة حرارة ورطوبة عالية. لذلك يجب أن تكون حالة التغذية ممثلة بالنقطة (S) أقل فى درجة الحرارة والرطوبة ويكون الخط S-R هو خط الغرفة Room line.

II : فقد حرارة محسوسة وحرارة كامنة Loss of sensible and latent heats

هذا نظام شتوى حيث تكون درجة حرارة الغرفة ممثلة بالنقطة R فى Fig 6.4 وهى ذات درجة حرارة منخفضة ونسبة رطوبة منخفضة. فإذا افترضنا أن حالة هواء التغذية ممثلة بنقطة (S) فيجب أن تكون ذات درجة حرارة عالية ونسبة رطوبة عالية ويكون الخط S-R هو خط الغرفة Room line.

III: اكتساب حرارة محسوسة وفقد حرارة كامنة

Sensible heat gain and latent heat loss

فى هذه الحالة النقطة (R) تمثل حالة هواء الغرفة فى Fig 6.5 وهى ذات درجة حرارة عالية نسبيا ورطوبة منخفضة ولذلك إذا افترضنا أن حالة هواء التغذية ممثلة بنقطة (S) فيجب أن تكون ذات درجة حرارة منخفضة ونسبة رطوبة عالية. ويصبح الخط S-R هو خط الغرفة.

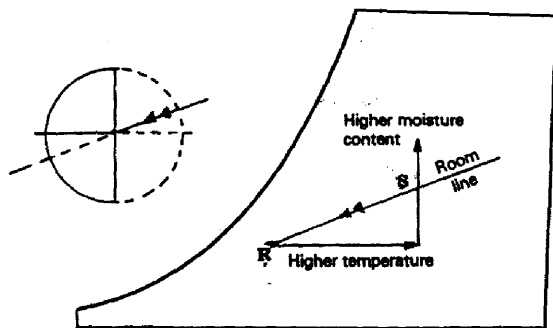


Figure 6.4 Room line for sensible and latent heats loss.

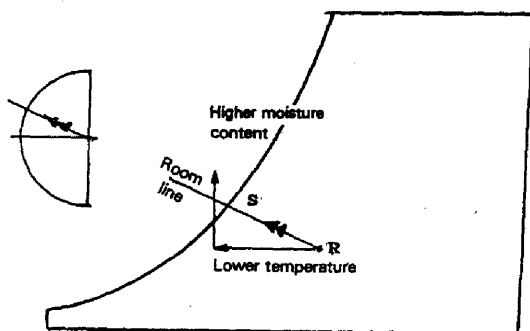


Figure 6.5 Room line for sensible heat gain and latent heat loss.

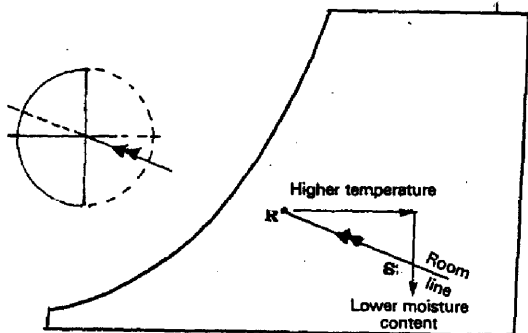


Figure 6.6 Room line for space subjected to sensible heat loss and latent heat gain

IV: فقد حرارة محسوسة واكتساب حرارة كامنة

Sensible heat loss and latent heat gain

فى هذه الحالة النقطة (R) تمثل حالة هواء الغرفة فى Fig.6.6 وهى ذات درجة حرارة منخفضة ونسبة رطوبة عالية. لذلك إذا افترضنا أن (S) هى حالة هواء التغذية فيجب أن تكون ذات درجة حرارة عالية ونسبة رطوبة منخفضة ويكون الخط S-R خط الغرفة

6.1 تحديد درجة حرارة هواء التغذية

6.2 Determination of Supply Air Temperature t_s

إذا كان الحمل الحرارى المحسوس يقدر بـ (q_s) للمكان الذى درجة حرارته (t_R). فمن أجل المحافظة على درجة حرارة الغرفة ثابتة يجب تزويد الهواء بكمية من الهواء مقدارها (m_a) بدرجة حرارة مقدارها (t_s) بحيث تتعادل مع الحرارة المحسوسة للتغذية.

$$q_s = m_a C_p (t_R - t_s) \quad , \text{ kW} \quad (6.6)$$

$$= \rho Q C_p (t_R - t_s) \quad , \text{ kW} \quad (6.7)$$

حيث ρ كثافة الهواء فى الظروف القياسية ($t = 20^\circ\text{C}$) حيث $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$

$C_p = 1.01 \text{ kJ/kg K}$ ($t = 20^\circ\text{C}$) السعة الحرارية للهواء فى الظروف القياسية

Q معدل هواء التغذية m^3/s

بوضع القيم السابقة فى المعادلة (6-7) نحصل على :

$$q_s = 1.2 \left(\frac{273 + 20}{273 + t_s} \right) \times 1.01 \times Q (t_R - t_s) \quad \text{kW}$$

$$\approx 360 \times Q \times \frac{t_R - t_s}{273 + t_s} \quad , \quad \text{kW} \quad (6.8)$$

لتحديد معدل هواء التغذية Q صيفا

$$Q = \frac{q_s (273 + t_s)}{360 (t_R - t_s)} \quad , \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (6.9)$$

إذا كان معدل تدفق هواء التغذية معروفا فيمكن تحديد درجة حرارة هواء التغذية t_s

$$t_s = \frac{360 Q \times t_R - 273 q_s}{360 Q + q_s}, C^\circ \quad (6.10)$$

في حالة التدفئة شتاءً فإن $t_p > t_R$ وعلى ذلك يمكن تحديد معدل هواء التغذية

$$Q = \frac{q_s \times (373 + t_s)}{360 (t_s - t_R)}, \quad m^3/s \quad (6.11)$$

درجة حرارة هواء التغذية شتاءً

$$t_s = \frac{360 Q \times t_R + 273 q_s}{360 Q - q_s}, C^\circ \quad (6.12)$$

في المعادلات من (6.6) إلى (6.12) تستخدم الوحدات الآتية:

$$q_s \text{ (kW)}, \quad \& \quad Q \text{ (m}^3/\text{s)}, \quad \& \quad t_s, t_R \text{ (}^\circ\text{C)}$$

درجة الحرارة t_R , تحددها ظروف الراحة للمكان.

الحمل الحراري المحسوس q_s يحسب من حسابات الحمل الحراري للمكان، معدل تدفق هواء التغذية Q يحسب من معدلات التهوية للمكان إذا كانت نسبة الهواء النقي بنسبة 100% أو باعتبار نسبة هواء التهوية النقي بنسبة 25%، الهواء الراجع بنسبة 75% لتخفيض استهلاك الطاقة.

6.3 تحديد نسبة رطوبة هواء التغذية

6.3 Determination of Humidity Ratio W_s

تحدد نسبة رطوبة هواء التغذية W مكون الحرارة الكامنة q_l

$$q_l = \rho Q (W_s - W_R) h_{fg}, \quad kW \quad (6.13)$$

حيث ρ كثافة هواء التغذية وتحدد بالمعادلة

$$\rho = \rho_{20} \frac{273 + 20}{273 + t_s}, \quad kg/m^3$$

وحيث أن ρ_{20} هي كثافة الهواء عند درجة حرارة 20°C تساوي 1.19 kg/m^3 فإن الكثافة

$$\rho = \frac{379}{273 + t_s} \quad \text{تساوي}$$

$h_{fg} = 2450 \text{ kJ/kg}$. الحرارة الكامنة النوعية للهواء الرطب.

بالتمويض بالقيم العددية لكل من ρ ، h_{fg} في معادلة (6.13) نحصل على

$$q_i = \frac{855000}{(273 + t_s)} \times Q \times (W_s - W_R), \quad \text{kW} \quad (6.14)$$

بنسبة خطأ لا تتعدى 0.5% يمكن استبدال الرقم 855000 بالرقم 860000 لتصبح المعادلة

$$q_i = \frac{860000}{(273 + t_s)} \times Q \times (W_s - W_R), \quad \text{kW} \quad (6.15)$$

من المعروف أن كلا من الحرارة المحسوسة q_s ، والحرارة الكامنة q_i تتغيران بصفة مستمرة وذلك تبعاً لتغير ظروف مصادر كل منهما. لذلك فإن أجهزة تكييف الهواء يجب أن تكون مزودة بوسائل تحكم في هواء التغذية - هذا سيتم شرحه في باب منفصل- ولكن تجدر الإشارة هنا إلى أن تغير درجة الحرارة يحس بها متحكم درجة الحرارة Thermostat والتغير في الرطوبة يحس بها متحكم الرطوبة Humidistat وهما يوضعان أما في داخل المكان أو على خط الراجع.

Example 6.1

An office has a sensible heat gain of 10kW when a room temperature is 20°Cdb. Calculate the necessary volumetric flow rate of supply air to maintain the room at the design temperature when supply air can be at 10°C.

بتطبيق المعادلة 6.9

$$\begin{aligned} Q &= \frac{q_s(273 + t_s)}{360(t_R - t_s)} \\ &= \frac{10(273 + 10)}{360(20 - 10)} = 0.79, \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Example 6.2

A music hall is 25m × 20m × 5m, is maintained at 20 C°db and has 5, air. changes per hour of cooled outdoor air supplied at 15 C°db. Calculate the maximum cooling load that equipment can meet.

$$Q = \frac{N, \text{ air } - \text{ change}}{h} \times V m^3 \times \frac{1 h}{3600} \quad m^3/s$$
$$= 5 \times 25 \times 20 \times 5 \times \frac{1}{3600} = 3.472, m^3/s$$

$$Q = \frac{q_s(273 + t_s)}{360(t_R - t_s)}$$

$$3.47 = \frac{q_s(273 + 15)}{360(20 - 15)}$$

$$q_s \cong 21.70, \text{ kW}$$

Example 6.3

An open office is 20_m × 15_m × 3_m. It is maintained at 15C°db 50% RH and has 8 changes per hour of supply air for both summer and winter. The room sensible heat gain (summer) and loss (winter) is the 38000W. Calculate the supply air temperature.

محل هواء التغذية بفرض 100% هواء خارجي Q

$$Q = \frac{N}{h} \times V \times \frac{1}{3600}$$
$$= 8 \times (20 \times 15 \times 3) \times \frac{1}{3600} = 2, m^3/s$$

درجة حرارة هواء التغذية صيفا t_s

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 q_s}{360 Q + q_s}$$

$$t_s = \frac{360 \times 2 \times 18 - 273 \times 38}{360 \times 2 + 38} = 3,41^\circ\text{C}$$

درجة حرارة هواء التغذية شتاء t_s

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R + 273 q_s}{360 \times Q - q_s}$$

درجة حرارة هواء التغذية شتاء

$$= \frac{360 \times 2 \times 18 + 273 \times 38}{360 \times 2 - 38} = 34,2^\circ\text{C}$$

Example 6.4

A space to be maintained at 25°C db and $50\%\text{RH}$ has a sensible heat gain of $32,83\text{kW}$ and a latent heat gain of $6,155\text{kW}$. An air supply of $2,36\text{m}^3/\text{s}$ is provided. Determine the supply dry and wet bulb temperature.

حيث أن الحرارة مكتسبة إذن فهو نظام صيفي درجة حرارة هواء التغذية t_s

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 \times q_s}{360 Q + q_s}$$

$$= \frac{360 \times 2,36 \times 25 - 273 \times 32,83}{360 \times 2,36 + 32,82} = 14^\circ\text{C}$$

وهي تمثل درجة الحرارة الجافة لهواء التغذية

درجة حرارة هواء التغذية الرطبة لا يمكن تحديدها بصورة مباشرة. إذا أمكن تحديد خاصية أخرى

لهواء التغذية والأنسب هنا نسبة الرطوبة W_s وعن طريق توقع احداثياتها مع درجة الحرارة

الجافة t_s على خريطة السيكرومتري يمكن تحديد درجة الحرارة الرطبة لهواء التغذية

نسبة الرطوبة لهواء التغذية تحدد من المعادلة (6.15)

$$q_l = \frac{86000}{(273 + t_s)} \times Q \times (W_R - W_s)$$

$$6,155 = \frac{86000}{(273 + 14)} \times 2,36 \times \Delta W_{R-s}$$

$$\therefore \Delta W_{RS} = 8,7036 \cdot 10^{-4} \text{ kg ww/kg da.}$$

من خريطة السيكرومتري Fig 6.7 نجد أن حالة الغرفة تمثلها نقطة R احداثياتها هي

$$t_{db} = 25^\circ \text{C} \text{ , } \phi 50\% \text{ RH}$$

بالاتجاه يمينا نقرأ نسبة الرطوبة لحالة هواء الغرفة

$$W_R = 0.010 \text{ kg ww / kg.d.a.}$$

$$W_S = 9.13 \cdot 10^{-3} \text{ , kg ww / kg. d.a.}$$

على خريطة السيكرومتري تحدد نقطة (S) بكل من

$$t_s = 14^\circ \text{C db} \text{ , } W_s = 9.12 \cdot 10^{-3} \text{ kg ww / kg d.a.}$$

من خريطة السيكرومتري تحدد درجة حرارة هواء التغذية الرطبة

$$t_s = 12,5^\circ \text{C wb}$$

معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF

$$RSHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} = \frac{32,83}{32,83 + 6,155} \cong 0.84$$

ومنه نجد أيضا أن

$$h_R = 51, \text{ kJ / kg} \quad h_S = 35, \text{ kJ / kg}$$

الحمل الحراري للغرفة q Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_R - h_S)$$

$$= 2,36 (51 - 35) = 37.76, \text{ kW}$$

الحمل الحراري الكلي المعطى

$$q = q_s + q_l$$

$$= 32,83 + 6,155 = 39, \text{ kW}$$

نسبة الخطأ من الرسم

$$\text{Error} = \frac{39 - 37,76}{39} = 3.2\%$$

من الملاحظ أن خط الغرفة $RSHF = 0.84$ يمكن رسمه بطريقتين

BAROMETRIC PRESSURE 101.325 hPa.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.

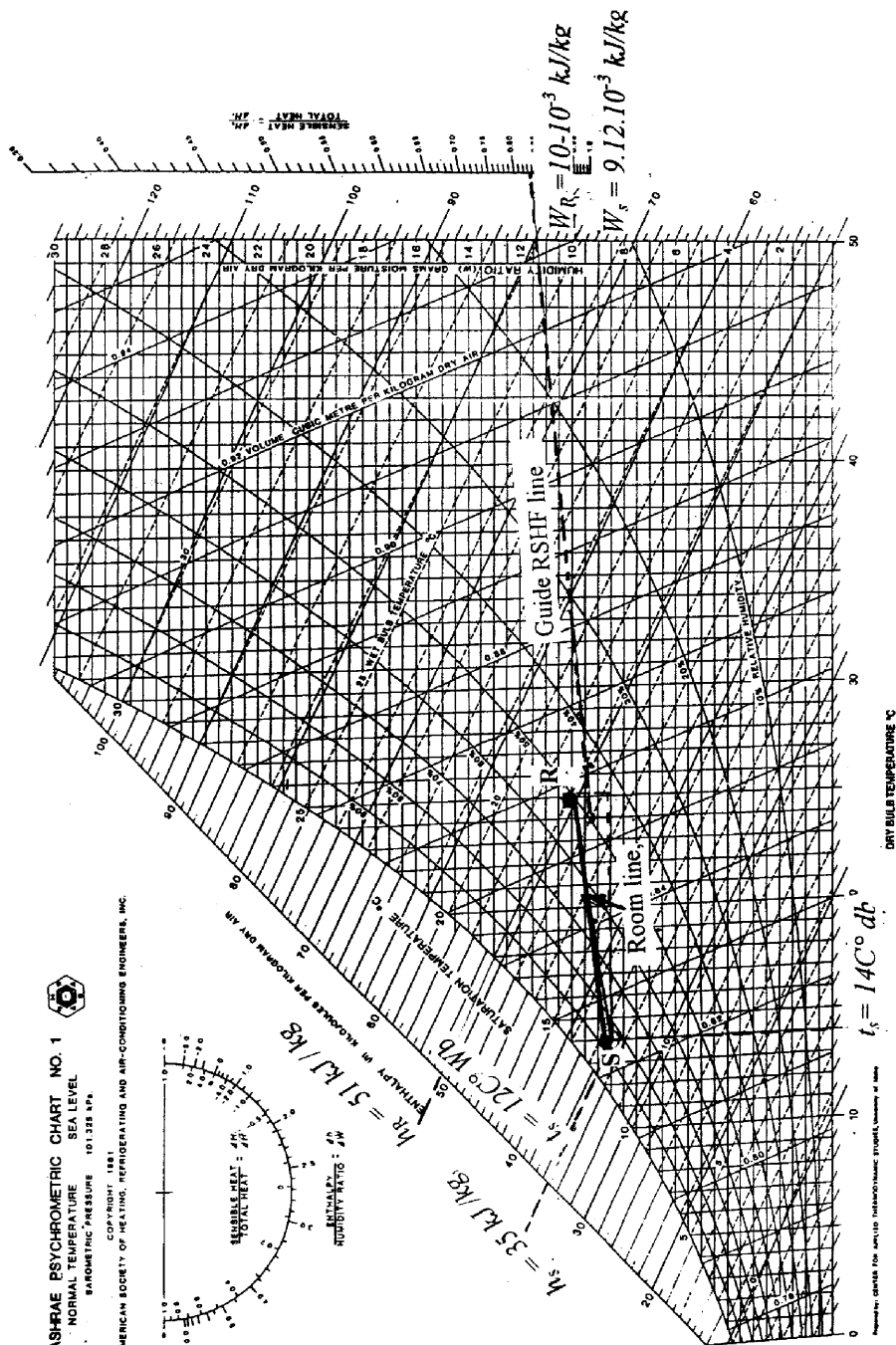


Figure 6.7 Psychrometric chart for example 6.4

الطريقة الأولى :

- 1- تحدد قيمة RSHF من المعادلة (6.5) ومن نصف الدائرة العلوية نرسم خطا واصلا بين المركز والمربع الأيسر عند نقطة 0.84
- 2- من نقطة R نرسم خطا موازيا لهذا الخط فيكون خط الغرفة Room line
- 3- تحدد درجة حرارة هواء التغذية الجافة t_g من المعادلة (6.10) .
- 4- من المحاور الأفقى لخريطة السيكرومتري تدريج درجة الحرارة الجافة نرسم خطا رأسيا بقيمة t_g حتى يقطع خط الغرفة فيعطى حالة هواء التغذية ومنه تحدد Ws دون الحاجة إلى تحديدها من المعادلة (6.15).

الطريقة الثانية

- 1- تحدد قيمة RSHF من المعادلة (6.5)
- 2- تتبع موقع النقطة المساعدة أو القياسية guide or reference point أحداثياتها على الخريطة ($t_{db} = 24^\circ\text{C}$ 50% RH)، وهى مبينة بدائرة صغيرة على منحنى $\phi = 50\%$.
- 3- حدد قيمة RSHF على التدريج أقصى اليمين فى خريطة السيكرومتري.
- 4- أرسّم خط بين موقع RSHF على التدريج والنقطة القياسية يعطى خط الغرفة المساعد .Guide RSHF line
- 5- من نقطة R نرسم خط موازيا للخط السابق.

Problems

6.1 A space has a sensible and latent heat gain of 24.33, kW and 9.1, kW respectively. Determine the RSHP.

6.2 A ducted warm air heating system serves a public hall of 18m x 11m x 4m. It is maintained at 20°C_{db} and has 1.5 air changes/h of re-circulated air supplied at 30°C_{db}. Calculate heat loss from the building that the system can meet.

6.3 A room has a sensible and latent heats gain of 5.86m, kW and 2.64, kW. Respectively. The room design conditions are 25°C_{db} and 50%RH. Supply air is delivered at 15°C_{db}. Determine the required supply air flow rate. What will be the supply air wet bulb temperature ?

6.4 A room has design conditions of 26°C_{db}. and 50% RH and a room sensible and latent heat gains of 5.28, kW and 2.34, kW respectively. An air conditioning unit supplied 0.425m³/s of air to the room at 14.5°C_{db} and 13.3°C_{wb}. Will the unit maintain the room design DB and WB? What are the approximate conditions maintained in the room?

دوائر معالجة الهواء - دوائر السيكرومتري

AIR TREATMENT CYCLES PSYCHOMETRIC CYCLES

General

مقدمة

يقصد بدورة معالجة الهواء - هي مجموعة عمليات معالجة الهواء بدءاً من الهواء الخارجى وحتى وصوله إلى الأماكن الخاضعة للتكييف وذلك للوصول إلى توفير مستوى مناسب من درجة الحرارة ونسبة الرطوبة تتفق مع ظروف الراحة Comfortable conditions. هذا بدوره يعتمد بدرجة كبيرة على نوعية العمل داخل هذه المباني وعلى الحالة المناخية للهواء الخارجى. مجموع هذه العمليات يمكن تمثيلها على خريطة السيكرومتري ولذلك فهي تسمى دوائر السيكرومتري Psychometric cycles.

ويقصد بطبيعة العمل داخل المباني المتحكمات التي تفرض استخدام هواء خارجى بنسبة 100% وحيث ان طبيعة العمل فى المستشفيات مثلاً تحتاج إلى تغذية هذه الأماكن بهواء نقى خالى من ثانى أكسيد الكربون وغيره الملوثات كذلك بعض المعامل وفى محطات الطاقة الذرية يتطلب الأمر تغذية الأماكن بهواء خارجى بنسبة 100%. على الجانب الآخر فى بعض المنشآت الأخرى مثل الفنادق والمصالح الإدارية فيمكن استخدام كمية من الهواء الخارجى النقى بغرض التهوية مع خلطها بكمية أكبر من الهواء الراجع من الأماكن المكيفة بغرض ترشيد الطاقة وتخفيض مصاريف التشغيل.

7.1 عناصر أنظمة تكييف الهواء

7.1 Air Conditioning System Components

من أجل دراسة دوائر معالجة هواء التغذية لابد من التعرف على مكونات أنظمة تكييف الهواء بصورة سريعة حيث سيتم التعرف بالتفصيل فى أبواب عديدة على كل عنصر على حدة. معظم أنظمة تكييف الهواء تحتوى على المكونات الآتية :

- 1- مصدر حرارة وهو الذى يضيف حرارة إلى المائع (هواء - ماء - أو بخار ماء) .
 - 2- مصدر تبريد وهو الذى يسحب أو يمتص الحرارة من المكان .
 - 3- أنظمة توزيع وهى عبارة عن شبكة Network من المسالك أو الأنابيب .
 - 4- المعدات مثل (المراوح أو الطلمبات) الأولى لدفع أو سحب الهواء والثانية لدفع أو سحب الماء .
 - 5- آلات (وسائل) لانتقال الحرارة بين المائع وهواء الغرفة مثل ملفات التبريد والتسخين .
- وسنبدأ بتعريف مختصر لانتظمة تكييف الهواء حتى يمكن فهم مكونات لكل نظام وسنأتى الدراسة التفصيلية بعد ذلك فى أبواب لاحقة .

7.2 Air Conditioning Systems أنظمة تكييف الهواء

هناك نظامان أساسيان لتكييف الهواء يندرج تحت كل منهما أنظمة فرعية وهما:

* نظام تكييف هواء ماء كلى All- Water A/C System

فى هذا النظام Fig 7.1 يتم استخدام الماء كمائع أساسى أما يسخن فى الغلاية Boiler أو يبرد من خلال وحدة تلتيج الماء وهى عبارة عن محطة تبريد تسمى Water chiller . يتم دفع الماء الساخن أو البارد من خلال طلمبة Pump إلى الوحدات الطرفية Terminal unit الموجودة داخل الغرف. نتيجة انتقال الحرارة بين هواء الغرفة والوحدات الطرفية يتم الوصول إلى درجة الحرارة المطلوبة.

الماء الراجع الذى يكون قد انخفضت درجة حرارته (فى حالة التسخين) أو ارتفعت درجة حرارته (فى حالة التبريد) يتم سحبه إلى الغلاية لرفع درجة حرارته أو إلى مبرد الماء لخفض درجة الحرارة.

* نظام تكييف هواء كلى All air A/C system

فى هذا النظام Fig 7.2 الهواء يمكن تسخينه فى مصدر الحرارة (1) Heat source الذى يمكن ان يكون فرن Furnace ويمكن أيضا أن يكون ملف به ماء أو بخار ساخن يتم انتاجه فى غلاية من مكان بعيد. الهواء الساخن يتم دفعة بواسطة مروحة (2) Fan وذلك من خلال مسالك تغذية (3) Supply ducts حتى يدخل الغرفة ويتم توزيعه من خلال منافذ أو نواشر (4) Diffusers أو متسقيبات Grilles. الهواء ايضا يمكن تبريده إذا مر على مصدر برودة (5) Cooling source عادة ما يكون فى شكل ملف تبريد Cooling coil يتدفق خلاله أما

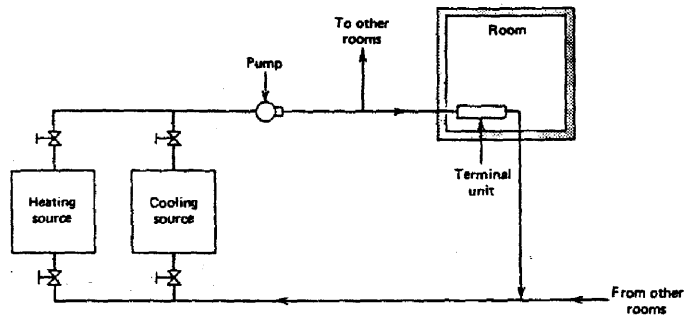


Figure 7.1 Basic components arrangement of an all-water cooling and heating system.

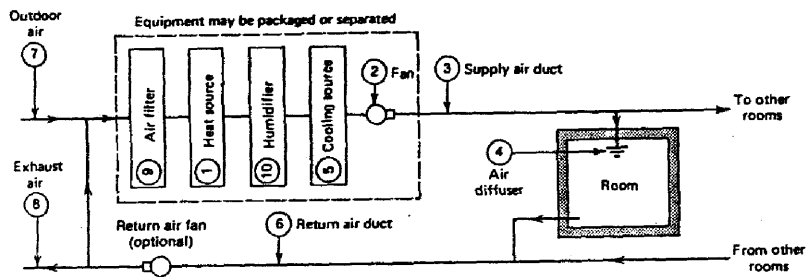


Figure 7.2 Basic components arrangement of an all-air cooling and heating system

مساحات تبريد متبخر من محطة التبريد أو ماء متلج Chilled water تم تبريده في مبرد المياه Water chiller. هذا الهواء يتم أيضا دفعة بواسطة مراوح التغذية (2) Supply fan. هذا النظام أيضا مزود بمدخل للهواء الخارجى (7) Outdoor air intake وذلك من أجل تحقيق جوده إضافية لهواء التكييف. هذا الحجم الذى تم أخذاله من الهواء الخارجى Fresh air يتم طرده حجم مساوا له من الهواء الراجع Return - air وذلك بسحب من خلال مسالك الراجع Return air duct (6) بواسطة مروحة الهواء الراجع Return air fan حتى يتم طرده من خلال مسلك الطرد (8) Exhaust air duct.

مما يجدر الإشارة به أن النظام مزود أيضا بفلتر (9) Air filter لتنقية الهواء من الشوائب والروائح أيضا- وكذلك معدات ترطيب (10) Humidifier وهو أما على شكل غسالات هواء Air washer أو ماء مرشوش Sprayed water أو قد يتم الترطيب على ملف التبريد نفسه.

ملفات التسخين يوجد فيها نوعان:

- سخان متقدم Pre-heater (Optional) غير مبين على الرسم ويستخدم كسخان ابتدائى لتسخين الهواء البارد (أقل من الصفر المئوى) حتى نتجنب تجمد الماء الذى قد يمر فى مواسير بقية عناصر النظام.
- سخان متأخر Re-heater قد يكون سخانا أساسيا أو قد يستخدم بعد عملية التبريد للوصول بدرجة حرارة هواء التغذية إلى ظروف الراحة.

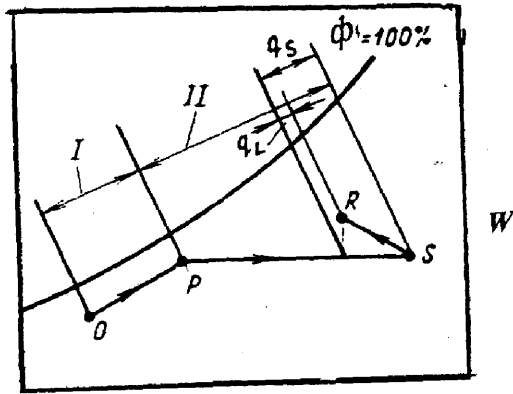
7.3 دوائر تكييف الهواء الشتوية 7.3 Winter A/C Cycle

تحتوى هذه الدوائر على سخان متقدم عند الحاجة Optional وغرفة ترطيب Humidifier وسخان متأخر Re-heater.

7.3.1 دوره شتوية باستخدام غرفة ترطيب وسخان متأخر

7.3.1 Humidifier and re-heater winter A/C cycle.

ويمكن دراسة هذه الدورة من Fig 7.3 فى هذه الدورة يستخدم الهواء الخارجى بنسبة 100% فى الحالة (C) على خريطة السيكرومتري حيث يتم ترطيبه بماء ساخن درجة حرارته أعلى من درجة حرارة الهواء الخارجى فيتم ترطيبه وتسخينه فى نفس الوقت حتى



db.

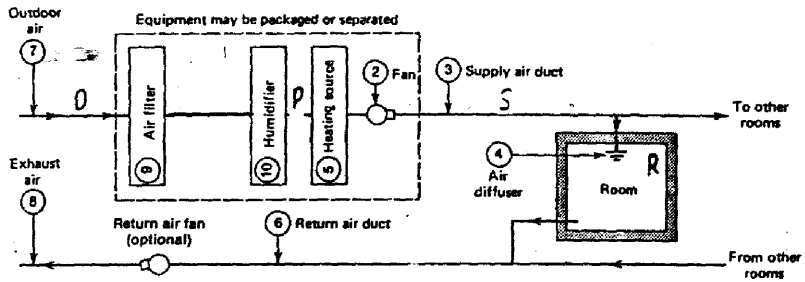


Figure 7.3 Humidifier, and re- heater winter A/C cycle

يصل إلى الحالة (P) حيث تكون $W_p = W_s$ يتم تسخين الهواء بعد ذلك تسخيناً محسوساً حتى يصل إلى نقطة (S). لرسم الدائرة على خريطة السيكرومتري لا بد من توفر الآتي:

- 1- حالة الهواء الخارجى الممثل بنقطة (O).
- 2- حالة هواء الغرفة تحدد ظروف الراحة وتمثل بنقطة (R).
- 3- الحمل الحرارى المحسوس والكامن q_s , q_l من حساب الحمل الحرارى لظروف الشتاء.

4- كمية هواء اللازم للتهوية طبقاً لمعدلات تهوية المكان $Q, m^3/s$
ثم نتبع الخطوات الآتية :

- 1- يتم حساب معامل الحرارة المحسوسة للغرفة
 $RSHF = q_s / (q_s + q_l)$
- 2- تحدد على خريطة السيكرومتري كل من نقطتي (R) , (O).
- 3- يتم حساب درجة حرارة هواء التغذية t_g من المعادلة (6.11) وذلك بمعلومية q_s
- 4- يتم حساب W_s من معادلة (6.12) .
- 5- من نقطة (R) نرسم خط الحجرة Room line بمعلومية RSHF.
- 6- بمعلومية t_s من المحور الأفقى عند قيمة t_s نرسم خطاً رأسياً حتى يقطع خط الغرفة في نقطة (S).
- 7- من نقطة (S) نرسم خطاً أفقياً حتى يقطع منحنى $\phi = 90\%$. نقطة التقاطع تعطى إحداثيات نقطة (P).

تحدد قدرة السخان المتأخر Re- heater

$$q_{HC} = m_a (h_s - P_g), \quad kW \quad (7.1)$$

كمية الماء المستخدم فى الترطيب.

$$m_w = m_a (W_p - W_o), \quad kg/s \quad (7.2)$$

الطاقة الحرارية المعطاة من الماء الساخن.

$$q_{HW} = m_a (h_p - h_o), \quad kW \quad (7.3)$$

الحمل الحرارى للغرفة

$$\text{Room Heating load} = m_a (h_s - h_R), \quad kW \quad (7.4)$$

7.3.2 دورة شتوية باستخدام سخان متقدم ووحدة ترطيب وسخان متأخر

7.3.2 Pre-heater, humidifier and re-heater A/C winter cycle

فى هذا النظام يتسخدم هواء خارجى كلى Fig. 7.4. فى الظروف الجوية الباردة (معظم دول أوروبا) حيث تكون فيها درجة حرارة الهواء الخارجى أقل من الصفر المئوى مما يؤثر سلبا على مسالك الهواء وكذلك على مكونات نظام التكييف ويقصد بها ملفات التسخين ووحدات الرش التى يستخدم فيها الماء الذى قد يتعرض للتجمد أثناء مساره فيها. هذا يحتم استخدام السخان المتقدم Pre-heater ليرفع من درجة حرارة الهواء لتتلافى هذا العيب المشار اليه.

إذا رجعنا إلى خريطة السيكرومتري نجد أن التسخين الأولى Pre-heating يكون محسوسا ويستمر خلال العملية (OP) مما يمكن بعد ذلك من الترطيب فى غرفة الترطيب Humidifier خلال العملية PW. ثم يتم بعد ذلك تسخين محسوس خلال العملية WS. لتحديد مواقع حالات الهواء على خريطة السيكرومتري لابد من توافر الآتى:

- 1- حالة الهواء الخارجى الممثل بنقطة (O).
 - 2- حالة هواء الغرفة وتحدداه ظروف الراحة فى نقطة (R).
 - 3- الحمل الحرارى المحسوس والكامن q_s , q_l من حساب الحمل الحرارى بالكيلووات.
 - 4- كمية هواء التهوية اللازم طبقا لمعدلات تهوية المكان $Q, m^3/s$.
- ثم نتبع الخطوات الآتية :

- 1- يتم حساب معامل الحرارى المحسوسة للمكان كما سبق
- 2- تحدد موقع كل من النقطتين (O) ، (R) على خريطة السيكرومتري.
- 3- من نقطة R نرسم خط الغرفة RSHF line بمعلومية معامل الحرارة المحسوسة المحدد فى الخطوة (1).
- 4- تحسند حالة هواء التغذية (W_s , t_s) من معادلات الأثران الحرارى بمعلومية كل من q_s , q_l , Q . من المعادلتين (6.12 ، 6.15).
- 5- بمعلومية قيمة t_s ومن المحور الأفقى لخريطة السيكرومتري نرسم خطا رأسيا حتى يقطع خط الغرفة RSHF فى نقطة (S).
- 6- من نقطة (S) نرسم خطا افقيا حتى يقطع منحنى $\phi=90\%$ فى نقطة (W).

7- من نقطة (O) نرسم خطاً أفقياً ($W_O = \text{const}$) .

8- من نقطة (W) نرسم خطاً بحيث ينطبق على خط درجة الحرارة الرطبة المار بنقطة

W حتى يتقاطع مع الخط الأفقى المرسوم من نقطة (O) فيعطى حالة الهواء فى نقطة

(P) نهاية التسخين الأولى Pre-heating.

من خريطة السيكرومتري نحدد الآتى :

1- الحمل الحرارى للغرفة

$$\text{Room load} = m_a (h_s - h_R) , \quad \text{kW} \quad (7.5)$$

2- سعة السخان المتقدم Pre-heater capacity

$$q_{HCl} = m_a (h_p - h_o) , \quad \text{kW} \quad (7.6)$$

3- سعة السخان المتأخر Re-heater capacity,

$$q_{HClI} = m_a (h_s - h_w) , \quad \text{kW} \quad (7.7)$$

4- كمية مياه الترطيب اللازمة.

$$m_w = m_a (W_w - W_p) , \quad \text{kg/s.} \quad (7.8)$$

تستأز هذه الدورة عن سابقتها حيث أن تزويد الهواء بالرطوبة اللازمة يتم بدون أعطاء حرارة للماء نتيجة لذلك فبن التحكم فى الرطوبة النسبية والحرارة فى المكان المكيف تكون أكثر سهولة.

7.3.3 دورة شتوية لهواء راجع مع غرفة ترطيب وسخان متأخر

7.3.3 Return air, humidifier, and re-heater A/C winter cycle.

من أجل ترشيد الطاقة يستخدم الهواء الراجع (هواء الغرف) بعد خلطه مع كمية من الهواء الخارجى (لكى يغطى الحاجة للتهوية) وتستخدم هذه الدورة فى الظروف التى تكون فيها درجة حرارة الهواء الخارجى أعلى من الصفر المئوى.

ذا رجعنا إلى Fig 7.5 فإن هواء الغرفة (الراجع) الذى حالته (R) يخلط مع الهواء فى الحالة

(O) ويعبر عن حالة الخليط النقطة (M). يخضع الخليط إلى عملية ترطيب أدياباتى بثبات

درجة الحرارة الرطبة ($wbt = \text{const}$) خلال العملية (MW). بعد ذلك يتم تسخين الهواء

تسخيناً محسوساً حتى يصل إلى حالة التغذية (S).

تحديد مواقع نقط الدورة على خريطة السيكرومتري يلزم الآتى :

- 1- حالة الهواء الخارجى تحدد بالنقطة (O).
- 2- حالة هواء الغرفة (الراجع) وتحدد ظروف الراحة فى نقطة (R) .
- 3- الحمل الحرارى المحسوس والكامن q_s , q_i من حساب الحمل الحرارى للمكان.
- 4- معدل التهوية للمكان ويحسب من إحدى الطرق الأربعة المعروفة.
- 5- تحدد نسب خلط الهواء الخارجى مع الهواء الراجع وتحدد كمية الهواء الكلى $Q, m^3/s$ ثم تتبع الخطوات الآتية:

1. يتم حساب معامل الحرارة المحسوسة للمكان RSHF كما سبق .
2. تحدد موقع كل من النقطتين (O) ، (R) على خريطة السيكرومتري.
3. نحدد حالة هواء التغذية (t_s, W_s) من معادلات الاتزان الحرارى بمعلومية كل من $Q, m^3/s$, q_i (kW) , q_s (kW) .
4. من نقطة R نرسم خط الغرفة RSHF Line كما سبق بيانه فى الدورات السابقة.
5. نحدد حالة هواء الخلط (M) أنظر باب عمليات السيكرومتري باستخدام قانون حفظ الكتلة والطاقة).
6. نحدد حالة هواء التغذية t_s, W_s من المعادلتين (6.12 , 6.15).
7. من المحور الأفقى وبمعلومية t_s نرسم خطاً رأسياً يقطع خط الغرفة RSHF line فى نقطة (S) .
8. من نقطة (S) نرسم خطاً أفقياً من اتجاه منحنى التشبع $\phi = 100\%$.
9. من نقطة حالة هواء الخلط (M) نرسم خطاً يمثل عملية الترطيب الأدياباتي ($W_{bt} = \text{const}$) . هذا الخط يقطع الخط الأفقى المرسوم من (S) فى الخطوة السابقة. نقطة التقاطع (W) تمثل نهاية عملية الترطيب.

من خريطة السيكرومتري نحدد الآتى:

- 1- الحمل الحرارى للغرفة.

$$\text{Room load} = m_a (h_s - h_R) , \quad \text{kW} \quad (7.9)$$

2- سعة السخان المتأخر Pre - heater capacity

$$q_{HC} = m_a (h_s - h_w) , \quad \text{kW} \quad (7.10)$$

3- كمية المياه اللازمة للترطيب أو Washer capacity

$$m_w = m_a (W_w - W_M) , \quad \text{kg /s} \quad (7.11)$$

7.3.4 دورة شتوية لهواء راجع مع سخان متقدم وغرفة ترطيب وسخان متأخر

7.3.4 Return air, pre- heater, humidifier, and re-heater A/C winter cycle

إذا انخفضت درجة حرارة الهواء الخارجى إلى أقل من الصفر المئوى ففي هذه الحالة يلزم استخدام سخان متقدم per- heater. إذا رجعنا إلى Fig 7.6 فإن الهواء الراجع فى حالة (R) بعد خلطه مع الهواء الخارجى فى حالة (O) ويعبر عن حالة الخليط بالنقطة (M). الهواء بعد خلطة يتم تسخينه تسخيناً محسوساً بواسطة السخان المتقدم Pre-heater من خلال العملية (MN) ثم يخضع بعد ذلك الترطيب الأدياباتي ($wbt = \text{const}$) من خلال العملية NW. ثم تنتهى الدورة بالتسخين المحسوس بواسطة السخان المتأخر من خلال العملية (WS). لتحديد النقط الرئيسية على خريطة السيكرومتري .

- 1- تحدد النقط (R)، (O).
- 2- تحدد نقطة (M) بنفس الطريقة فى الدورة السابقة.
- 3- يرسم خط الغرفة RSHF. line.
- 4- تحدد حالة هواء التغذية (S) من معادلات الأتزان الحرارى
- 5- من النقطة (S) نرسم خطاً أفقياً فى اتجاه منحنى التشبع حتى تقطع المنحنى $\phi = 90\%$ فتعطي نقطة (W) .
- 6- من نقطة (M) نرسم خطاً أفقياً فى اتجاه زيادة درجة الحرارة للجافة.
- 1- من نقطة (W) نرسم خط عملية الترطيب بحيث ينطبق مع خط درجة الحرارة الرطبة المار بنقطة (W) حتى يقطع الخط الأفقى المرسوم من (M) فى الخطوة (6) فيعطى نقطة (N).

من خريطة السيكرومتري تحدد الآتى:

الحمل الحرارى للغرفة Room load

من خريطة السيكرومتري تحدد الآتى:

الحمل الحرارى للغرفة Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_s - h_R) , \quad \text{kW}$$

سعة السخان المتقدم Pre-heater Capacity

$$q_{HCl} = m_a (h_N - h_M) \quad \text{kW}$$

سعة السخان المتأخر Re- heater capacity

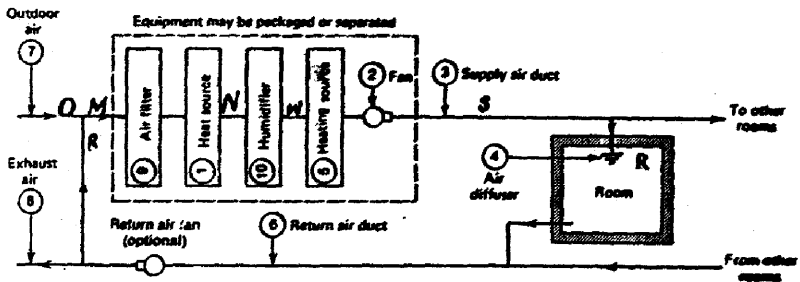
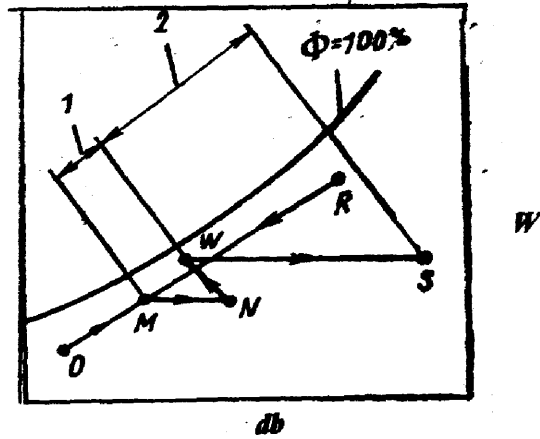


Figure 7.6 Return air, pre-heater, humidifier, re-heater winter A/C cycle.

$$q_{H\Pi} = m_a (h_s - h_w) \quad , \quad kW$$

كمية المياه اللازمة الترطيب .

$$m_w = m_a (W_w - W_N) \quad , \quad kg/s$$

7.4 دائرة تكييف الهواء الصيفية 7.4 Summer A/C Cycles

تحتوى دوائر التكييف الصيفية عادة على ملف تبريد Cooling coil وذلك لخفض درجة الحرارة والرطوبة كما قد تشمل على سخان متأخر Re- heater وتمثل أهمية هذا السخان على ضبط حالة الهواء بعد تبريده وإزالة رطوبته إلى حالة التغذية القريبة من ظروف الراحة للمكان كما قد تشمل على غرفة ترطيب فى حالة المناخ الجاف .

7.4.1 دورة صيفية 100% هواء خارجى مع ملف تبريد وسخان متأخر .

7.4.1 100% Outside Air, cooling Gil and Re-heater A/C

summer cycle.

هذه الدورة تستخدم هواء خارجى بنسبة 100%، حيث قد يتطلب الأمر لظروف خاصة مثل المعامل، والمستشفيات وخاصة حجرات العمليات والعناية المركزة وكذلك بعد المنشآت التي تتطلب التنقية المستمرة للهواء بعد تلوثه.

فى حالة المناخ الصيفى نجد أن حالة الهواء الخارجى ممثلة بالنقطة (O) على خريطة السيكرومتري Fig 7.7 ذات درجة حرارة مرتفعة ورطوبة مرتفعة. ومن دراسة الحالة نجد أن درجة الحرارة الرطبة للهواء الخارجى أقل من مثيلتها لهواء الغرفة الممثلة بنقطة (R) وأعلى من نقطة الندى لهواء التغذية الممثل بنقطة (S). لمعالجة هذا الهواء يجب خفض درجة حرارته وخفض نسبة رطوبته وذلك بإمراره على ملف تبريد من خلال العملية (OW) بحيث $(W_s = W_w)$. الهواء فى الحالة (W) نلاحظ أن درجة حرارته قد انخفضت ولكن الرطوبة النسبية له عالية. ولمعالجة هذا الوضع يتم أمرار الهواء على سخان متأخر حتى تصل درجة حرارته الجافة إلى t_s .

لتحديد النقط الرئيسية على خريطة السيكرومتري يلزم معرفة الآتى:

- 1- حالة الهواء الخارجى (O) وحالة هواء الغرفة (R) تحدداه ظروف الراحة فى المكان صيفاً.

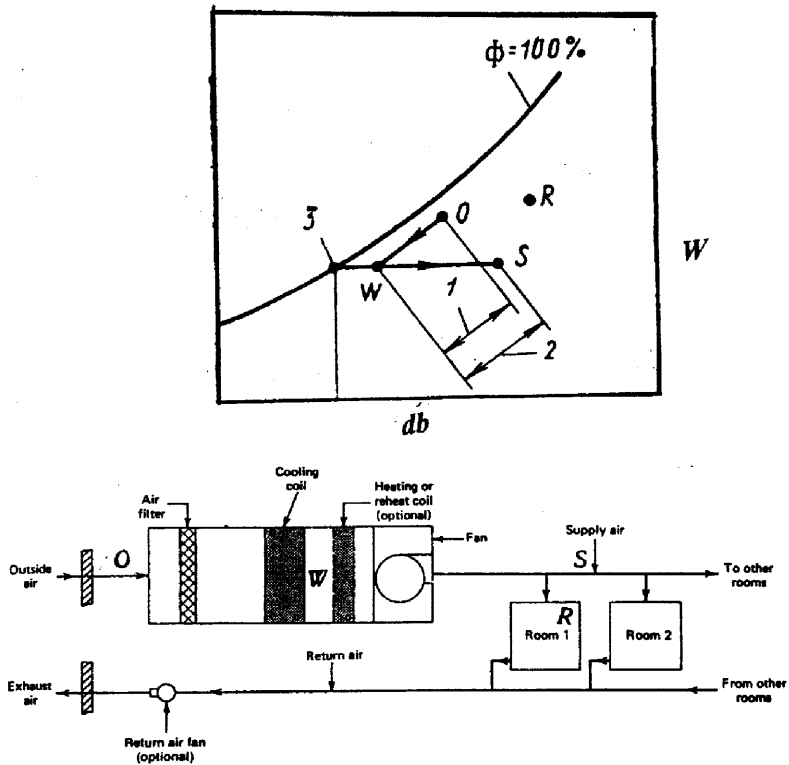


Figure 7.7 100% outside, cooling coil and re- heater summer A/C cycle.

- 2- الحمل الحرارى المحسوس q_s ، الحمل الحرارى الكامن q_L مقدار kW.
 - 3- معدل هواء التهوية اللازم Q مقدار بـ m^3/s ثم نتبع الخطوات الآتية:
 1. يتم توقيع نقطة (O) ، (R) على الخريطة.
 2. حساب معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHP ونرسم خط الغرفة
 3. يتم حساب حالة التغذية (t_s , W_s) من معادلات الأثران الحرارى للمكان.
 4. من المحاور الأفقى لخريطة السيكرومتري نرسم خطاً رأسياً بقيمة t_s حتى يتقاطع مع خط الغرفة فى نقطة (S).
 5. من النقطة (S) نرسم خطاً افقياً باتجاه منحنى التشبع حتى يقطع منحنى $\phi = 90\%$ فى نقطة (W).
- الخط (OW) يمثل خط عملية ملف التبريد Cooling coil process line
 من الخريطة نحدد الآتى :
- الحمل الحرارى للغرفة Room load
- $$\text{Room load} = m_a (h_R - h_s), \quad \text{kW} \quad (7.12)$$
- سعة ملف التبريد Cooling coil capacity q_{cc}
- $$q_{cc} = m_a (n_O - h_W), \quad \text{kW} \quad (7.13)$$
- سعة ملف التسخين Heating coil capacity q_{HC}
- $$q_{HC} = m_a (h_s - h_W), \quad \text{kW} \quad (7.14)$$
- كمية الرطوبة المزالة m_w
- $$m_w = m_a (W_O - W_W) \quad \text{kg/s} \quad (7.15)$$

7.4.2 دورة صيفية باستخدام هواء راجع مع ملف تبريد وسخان متأخر

7.4.2 Return Air, cooling coil and re-heater A/C summer cycle

تستخدم هذه الدورة عندما تكون درجة حرارة الهواء الخارجى الرطبة t_{wb} للحالة (O) أكبر من مثيلتها لهواء الغرفة (R) كما هو موضح فى Fig 7.8. فى هذه الحالة يستخدم أقل قدر ممكن من الهواء الخارجى الذى حالته (O) بنسبة (25%) ويخلط مع الهواء الراجع فى الحالة (R) ويعبر عن حالة الخلط بالنقطة (M). الهواء فى الحالة (M) يمر على ملف تبريد فيتم

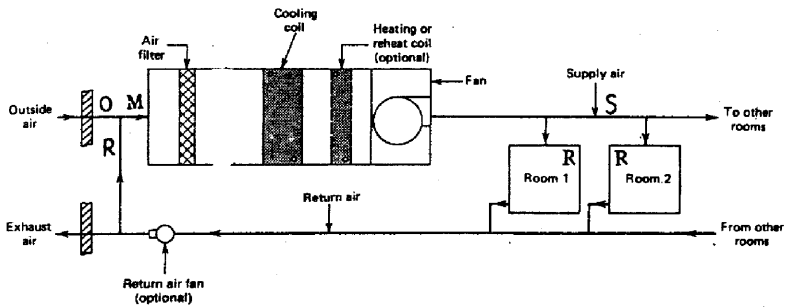
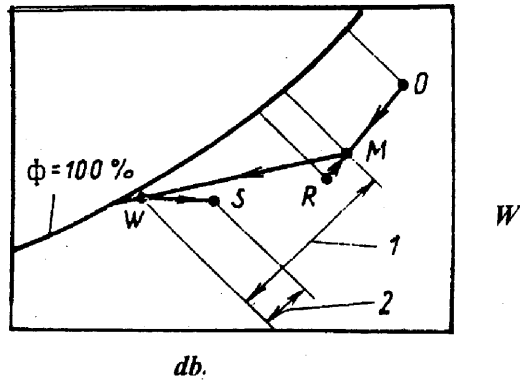


Figure 7.8 Return air, cooling coil and re- heater summer A/C cycle.

تبريده وتزال رطوبته ويعبر عن حالة المغادرة بالنقطة (W) التي تحددتها نسبة الرطوبة لحالة التغذية (Ws). الهواء في هذه الحالة درجة حرارته منخفضة ورطوبته النسبية عالية، فيخضع لعملية تسخين محسوس حتى الحالة (S) والتي تحدد من معادلات الأتزان الحرارى للمكان. لتحديد النقط الرئيسية للدورة يلزم الآتى:

- 1- حالة الهواء الخارجى (O) وحالة هواء الغرفة (R).
- 2- الحمل الحرارى المحسوس q_s ، الحمل الحرارى الكامن q_L .
- 3- معدل التهوية اللازم $Q, m^3/s$ ونسبة خلط الهواء الراجع مع الهواء الخارجى. بعد ذلك يتم اتباع الآتى:
- 1- يتم توقيع النقطة (O) ، (R) على خريطة السيكترومترى.
- 2- يتم توقيع النقطة (M) على طريق استخدام معادلات الخلط على الخط (OR).
- 3- يتم تحديد معامل الحرارة المحسوس للغرفة RSHF وبعدها يتم رسم خط الغرفة من نقطة (R) مستعينا بقيمة RSHF.
- 4- يتم تحديد حالة التغذية (S) بواسطة معادلات الأتزان الحرارى للمكان.
- 5- من المحور الأفقى لخريطة السيكترومترى نرسم خطا رأسيا بقيمة تساوى t_s حتى يقطع خط الغرفة RSHF فى نقطة تحدد حالة هواء التغذية (S).
- 6- من نقطة (S) نرسم خطا افقيا فى اتجاه منحنى التشبع فيقطع منحنى $\phi = 90\%$ فى نقطة (W).
- 7- نصل نقطة (M) مع (W) فيعطى خط عملية الملف Coil process line.

من الخريطة نحدد الآتى:

الحمل الحرارى للغرفة Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_R - h_S), \quad \text{kW}$$

سعة ملف التبريد Cooling Coil Capacity q_{cc}

$$q_{cc} = m_a (h_R - h_{ws}), \quad \text{kW}$$

سعة ملف التسخين Heating coil Capacity q_{hc}

$$q_{hc} = m_a (h_S - h_{ws}), \quad \text{kW}$$

هذه الدائرة تمتاز عن سابقتها فى توفير الطاقة.

7.4.3 استخدام هواء الأمرار الجانبى

7.4.3 The use of by – passed air

فى بعض دوائر معالجة الهواء الصيفية كما هو الحال باستخدام هواء راجع مع ملف تبريد وسخان متأخر Fig 7.8، يتطلب الأمر تنفيذ ذلك مع أقل تكلفة ممكنة.

يمكن تنفيذ ذلك باستخدام الأمرار الجانبى للهواء الراجع. فى هذه الحالة الهواء الراجع

المخصص لخلطه مع الهواء الخارجى يقسم إلى جزئين Rx , Ry كما هو مبين فى Fig 7.9

الجزء Ry يتم خلطه مع الهواء الخارجى و يمرر على ملف التبريد وتزال رطوبته خلال العملية MW.

الهواء المعالج فى الحثثة (W) يتم خلطه مع الجزء Rx الذى حالته هى حالة هواء الغرفة

(R) ولكن تم إمراره جانبيا بعيدا عن ملف التبريد ، فتكون حالة الخلط هى نقطة (S) وبذلك

يكون قد تم الاستغناء عن السخان المتأخر الذى يمثل فى النظام السابق بالخط WS.

من خريطة السيكرومتري نحدد .

حمل الغرفة Room load

$$\text{Room load} = m_a (h_R - h_S) ,$$

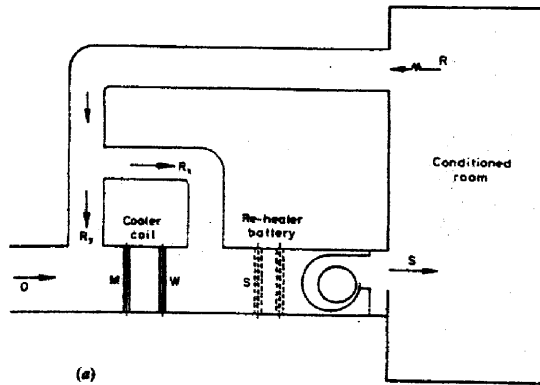
kW

سعة ملف التبريد q_{cc}

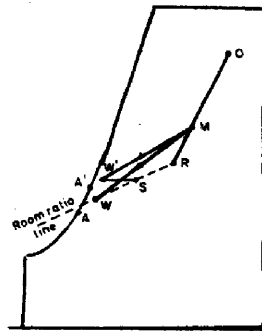
$$q_{cc} = m_a (h_M - h_W)$$

Example 7.1

A given space of 15m x 20m x 6m, having 2 air change /h, is to be maintained at 25.5C°db & 15C°wb. The total heat gain to the space has been determined to be 17.6 kW, of which 12,3kW is sensible. The outdoor requirement of occupants is 0.25m³/s. The outdoor has a temperature and relative humidity of 32 C°db and 60%, respectively. Determine the quantity and state of air supplied to the space and the required capacity of the cooling and dehumidifying equipment and re-heater capacity.



(a)



(b)

Figure 7.9 The use of By- Passed Return air

$$RSHF = \frac{q_s}{q_t} = \frac{12,3}{17,6} \approx 0.7$$

خواص الهواء الخارجى نقطة (O) من Fig 7.10

$$t_{db} = 32^\circ\text{C} \quad RH = 60\%, \quad h_O = 78 \text{ kJ/kg}, \quad W_O = 0.018 \frac{\text{kgwv}}{\text{kgda}}$$

خواص هواء الغرفة نقطة (R)

$$t_{db} = 25.5^\circ\text{C}, \quad t_{wb} = 18^\circ\text{C}, \quad h_R = 51 \text{ kJ/kg} \quad w_R = 0.01 \frac{\text{kgwv}}{\text{kgd.a}}$$

حجم هواء التغذية المطلوب $Q, \text{m}^3/\text{s}$

$$Q_t = \frac{15 \times 20 \times 6 \times 2}{3600} = 1 \text{ m}^3/\text{s}$$

كمية هواء التغذية $\text{kg/s}, m_t$

$$m_t = Q_t \times \rho = 1 \times 1.2 = 1.2, \quad \text{kg/s}$$

كمية الهواء الخارجى $\text{kg/s}, m_o$

$$m_o = 0.25 \times 1.2 = 0.3, \quad \text{kg/s}$$

كمية الهواء الراجع $\text{kg/s}, m_R$

$$m_R = m_t - m_o = 1.2 - 0.3 = 0.9, \quad \text{kg/s}$$

انثالپيا الخليط h_M

$$m_t \cdot h_M = m_o h_o + m_R \cdot h_R$$

$$1.2 h_M = 0.3 \cdot 78 + 0.9 \times 51$$

$$h_M = 57.75, \text{ kJ/kg}$$

نقطة M يحددها تقاطع خط $h_M = 57.75$ مع الخط R-O

درجة حرارة هواء التغذية t_s

$$t_s = \frac{360 \times Q_t \times t_R - 273 q_s}{360 Q_t + q_s}$$

$$= \frac{360 \times 1 \times 25.5 - 273 \times 12.3}{360 \times 1 + 12.3} = 15.64^\circ\text{C}$$

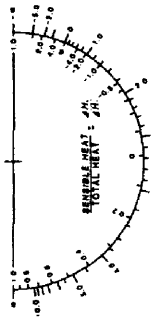


ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART, NO. 1

NORMAL TEMPERATURE
SEA LEVEL
BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa

COPYRIGHT 1981

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING



SENSIBLE HEAT RATIO (SHR) = 0.78

TOTAL HEAT (TH) = 78 kJ/kg

ENTHALPY (H) = 51 kJ/kg

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

WET-BULB TEMPERATURE (WB) = 16.5°C

Reprinted by permission from ASHRAE Transactions, Vol. 89, Part 2, 1979

DRY BULB TEMPERATURE °C

DRY BULB TEMPERATURE °C

DRY BULB TEMPERATURE °C

DRY BULB TEMPERATURE °C

DRY BULB TEMPERATURE °C

DRY BULB TEMPERATURE °C

نسبة الرطوبة W_s لهواء التغذية

$$q_l = \frac{860000}{273 + t_s} \times Q_l \times (W_R - W_s)$$

$$5.3 = \frac{860000}{273 + 15.64} \times l(0.01 - W_s)$$

$$W_s = 0.0082, \text{ kg wv / kg d.a.}$$

لتحديد النقطة الرئيسية على خريطة السيكرومتري

1- نرسم خطا يصل بين النقطة القياسية (50% & $t_{db} = 24^\circ\text{C}$) والقيمة 0.7 على

تدريج معامل الحرارة المحسوسة فنحصل على الخط القياسي.

2- من نقطة R نرسم خطا موازيا للخط القياسي فنحصل على خط الغرفة Room line.

3- من المحور الأفقي وعند $t_s = 15.64^\circ\text{C}$ نرسم خطا رأسيا فيقطع خط الغرفة في نقطة

(S) وهي تمثل حالة هواء التغذية.

4- من نقطة S نرسم خطا اقيا عند $W_s = 0.0082 \text{ kg / kg}$ حتى يقطع منحنى

$\phi = 90\%$ في نقطة (d) وهي نقطة مغادرة الهواء ملف التبريد خلال العملية dM.

ونشرح الدورة كالتالى:

الهواء الخارجى كتلة m_o يخلط مع هواء الراجع كتلته m_R وتكون نقطة الخلط هي (M)

الهواء الذى كتلته m_i فى حالة M يمر على ملف التبريد فتتخفض درجة حرارته ورطوبته

خلال العملية dM حتى يغادر ملف التبريد فى نقطة (d) بعد ذلك يتم تسخين الهواء تسخيناً

محسوساً بواسطة السخان المتأخر خلال العملية dS حتى نقطة التغذية (S).

سعة ملف التبريد

$$q_{cc} = m_a (h_M - h_d)$$

$$= 1,2 (57.75 - 32) = 30.9, \text{ kW}$$

كمية الرطوبة المزالة

$$m_w = m_a (W_R - W_s)$$

$$= 1,2 (0.012 - 0.0082) = 4.56 \cdot 10^{-3}, \text{ kg/s}$$

سعة ملف التسخين المتأخر

$$q_{H.C} = m_a (h_s - h_d)$$

$$= 1.2 (36 - 32) = 4.8, \text{ kW}$$

Example 7-2

Space to be maintained at 24°Cdb and 50% RH. Heat losses from the space are 66kW sensible and 16.5 kW latent. The outdoor air required is 0.9m³/s and is at 10°Cdb and 60% RH. Determine the quantities of air supplied at 40°Cdb, the state of supply air, the size of furnace, or heating coil, and the humidifier characteristics.

$$RSHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} \quad \text{معامل الحرارة المحسوسة}$$
$$= \frac{66}{66 + 16.5} = 0.8$$

حالة الهواء في الغرفة (R) منطبقة على حالة النقطة القياسية. Fig 7.11 نصل نقطة (R) مع 0.8 على تدرج معامل الحرارة المحسوسة نحصل على خط الغرفة (الذي ينطبق في هذه الحالة مع الخط القياسي). من المحور الأفقي وعند $t_s = 40^\circ\text{C}$ نرسم خطاً رأسياً يقطع خط الغرفة Room line في نقطة (S) التي هي حالة الهواء التغذية. وبتطبيق المعادلة (6.9) نعين كمية الهواء Q

$$Q = \frac{q_s(273 + t_s)}{360(t_s - t_R)}$$
$$= \frac{66(273 + 40)}{360(40 - 24)} = 3.59, m^3/s$$

من خريطة السيكرومتري عند حالة التغذية: الحجم النوعي $v_o = 0.902 m^3/kg$

$$m_a = Q/v = 3.59/0.902 = 3.97, kg/s$$

نحدد كمية الهواء m_a

هذه الكتلة تساوي مجموع كتلتي تيارَي الهواء الراجع والهواء الخارجى.

$$m_a = m_o + m_R$$

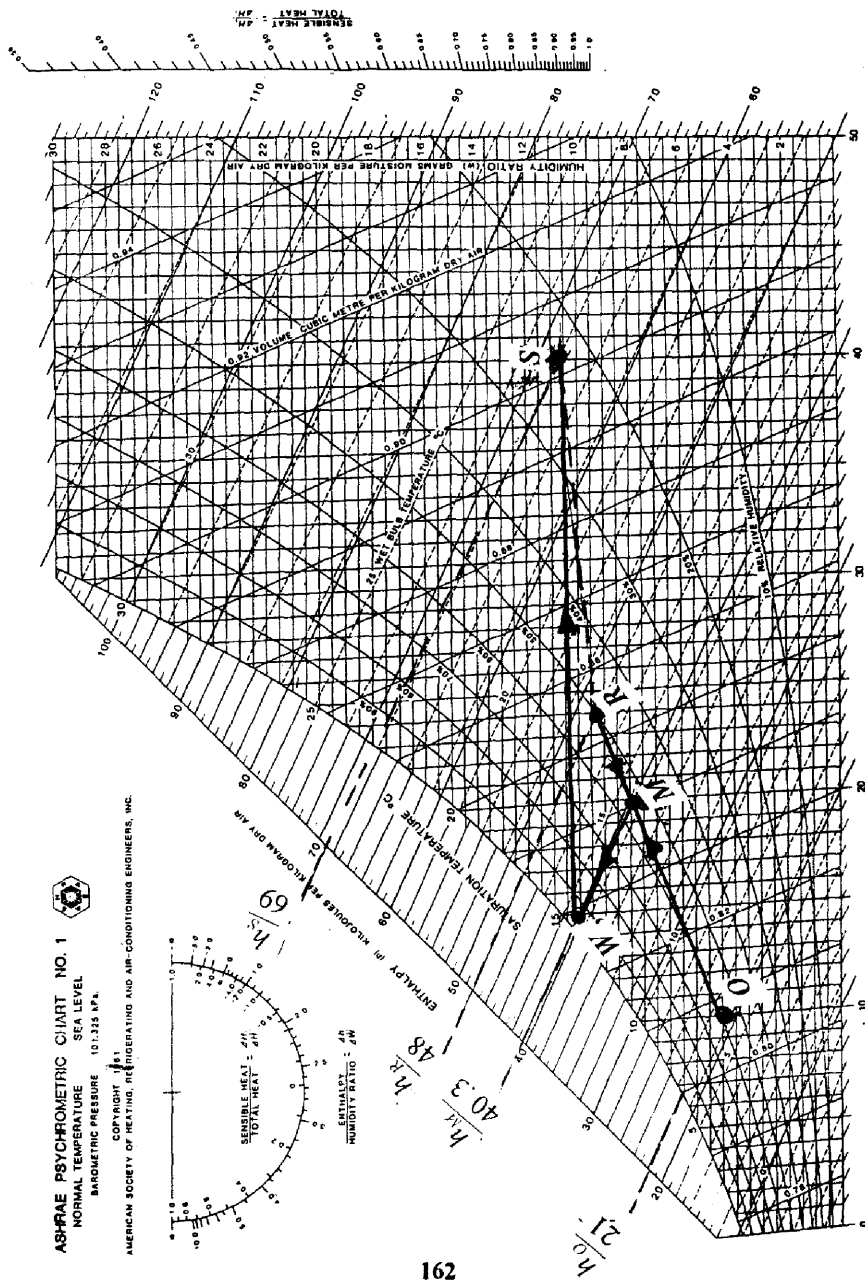
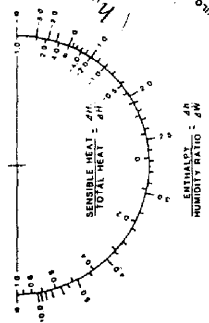
$$3.97 = \frac{0.9}{v_o} + m_R$$

من خريطة السيكرومتري: الحجم النوعي للهواء الخارجى $v_o = 0.806 m^3/kg$

$$3.97 = \frac{0.9}{0.806} + m_R$$

ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1
 NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL
 BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa

COPYRIGHT 1981
 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



$$m_R = 2.85 \text{ kg/s}$$

كتلة الهواء الراجع: m_R

لا إيجاد حالة الخلط نطبق قانون حفظ الطاقة

$$m_a \cdot h_M = m_O \cdot h_O + m_R \cdot h_R$$

(1)

من خريطة السيكرومتري نقرأ

$$h_O = 21 \text{ kJ/kg} \quad \& \quad h_R = 48 \text{ kJ/kg}$$

وبالتعويض فى (1) نحصل على h_M

$$3.97 \cdot h_M = (0.9 / 0.806) 21 + 2.85 \times 48$$

$$h_M = 40.36 \text{ kJ/kg}$$

نرسم خطاً من تدرج الانثالييا $h_M = 40.36 \text{ kJ/kg}$ حتى يقطع الخط OR. نقطة

التقاطع (M) تعطى موقع حالة هواء الخلط M. الهواء فى نقطة M يخضع إلى عملية

ترطيب بثبات درجة الحرارة الرطبة مقدارها 14.2°C حتى يقطع منحنى $(\phi = 95\%)$ فى

نقطة (W) بعدها تجرى عملية تسخين محسوس للهوا من W إلى حالة التغذية فى نقطة (S).

من الخريطة نحدد

$$q_{H.C} = m_a (h_S - h_W)$$

$$= 3.97 (69 - 40.36) = 113.7 \text{ kW}$$

سعة غرفة الترطيب

$$m_w = m_a (W_W - W_M)$$

$$= 3.97 (0.10 - 0.008) = 7.94 \text{ kg/s.}$$

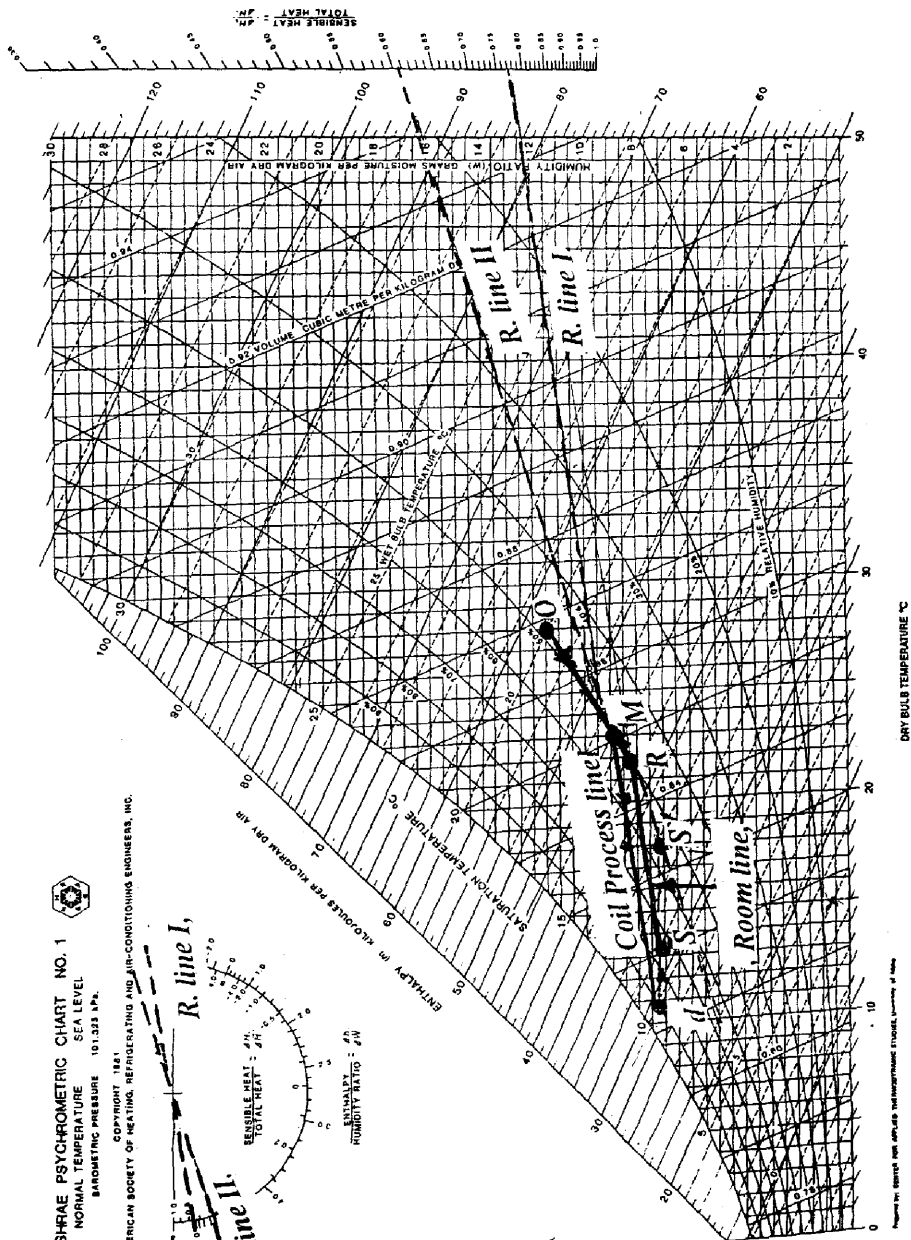
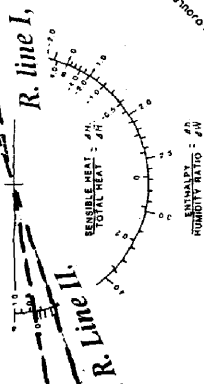
Example 7.3

An air-conditioning plant comprising outside air in take, re-circulated air, mixing chamber sprayed cooler coil, supply fan ducting handles a total of 1.26 kg/s of air. The cooler receives 20% by mass of fresh air at 28°C db , 20°C wb and 80% of re-circulated air at 22°C db , 50% RH. The space suffers a sensible gains of 10.57 kW and latent gains of 3.24 kW, then calculate the supply air conditions. If the sensible gain diminishes to 5 kW, while the latent gain remaining constant, determine the cooler capacity for partially load conditions.

NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL
BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa.

COPYRIGHT 1981

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.



بالرجوع إلى Fig 7.12 نقرأ خواص الحالات (O) ، (R)

$$h_O = 58, \text{kJ/kg}$$

$$W_O = 0,01125 \text{ kg wv/kg d.a}$$

$$h_R = 44, \text{kJ/kg}$$

$$W_R = 0.0083 \text{ kg wv/ kg d.a}$$

انتالبيا الهواء (الخلط) قبل دخوله على ملف التبريد

$$h_M = 0.2 h_O + 0.8 h_R$$

$$= 0.2 \times 58 + 0.8 \times 44 = 47, \text{ kJ / kg}$$

نرسم خطاً من تدرج الانتالبيا عند قيمة 47 kJ / kg , لينقطع خط R.O في نقطة M. التي

هي نقطة الخلط ومنه نقرأ أن $W_M = 0,0087 \text{ kg wv/ kg d.a}$ من خريطة السيكرومتري

$$v = 0.846 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ نقرأ أن الحجم النوعي لهواء الخلط}$$

$$\therefore \text{ معدل تنفق الهواء } Q, \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = m \times v = 1,25 \times 0.846 = 1.07 \text{ m}^3/\text{s}$$

نحدد حالة هواء التغذية t_s ، (W_s)

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 q_s}{360 Q + q_s} = \frac{360 \times 1.07 \times 22 - 273 \times 11.57}{360 \times 1.07 + 11.57} = 13.4, ^\circ\text{C}$$

$$q_i = \frac{860000 \times Q (W_R - W_s)}{273 + t_s}$$

$$3.24 = \frac{860000 \times 1.07 \times (0.0083 - W_s)}{273 + 13.4}$$

$$W_s = 7.29 \cdot 10^{-3}, \text{ kg wv / kg d.a.}$$

معامل الحرارة المحسوسة للغرفة RSHF

$$RSHF = \frac{q_s}{q_s + q_i} = \frac{11.57}{11.57 + 3.24} = 0.78$$

صل نقطة (S) مع نقطة R تعطى خط الغرفة Room line

صل النقطة القياسية مع $SHF = 0.78$ يعطى الخط القياسي R.line إذا كان الخطان

متوازيان وهذا مؤشر على سلامة الخطوات.

من النقطة (S) أرسم خطاً اقنياً حتى يقطع المنحنى $\phi = 90\%$ في نقطة (d) وهي نقطة

مغادرة الهواء لملف التبريد عبر تبريد الهواء وإزالة رطوبته خلال العملية (dM)

$$q_{cc} = m_a (h_M - h_a)$$

سعة ملف التبريد

$$= 1.26 (47 - 29) = 22.68, \text{ kW}$$

العملية Sd هي عملية تسخين محسوس للهواء. قد تتم بمرور الهواء على موتور المروحة أو قد تزود وحدة المناولة بمسخان متأخر لهذا الغرض سعته q_{HC}

$$q_{HC} = m_a (h_s - h_d) \\ = 1,26 (32 - 29) = 3,78, \text{ kW}$$

في حالة الحمل الجزئ و بغرض ثبات كمية الهواء المارة

$$RSHF = \frac{q'_s}{q'_s + q_l} = \frac{5}{5 + 3,24} = 0,61$$

$$t_s = \frac{360 \times Q \times t_R - 273 - q'_s}{360 \times Q + q'_s} \\ = \frac{360 \times 1,07 \times 22 - 273 \times 5}{360 \times 1,07 + 5} = 18,22^\circ \text{C}$$

$$q_l = \frac{860000 \times Q (W_R - W_s)}{273 + t_s}$$

$$3,24 = \frac{860000 \times Q \times (0,0083 - W_s)}{273 + 18,22}$$

$$W_s = 7,27 \cdot 10^{-3} \text{ kg wv / kg d.a.}$$

نرسم من نقطة (s') خطا أفقيا في اتجاه $\phi = 90\%$ حتى يقطع في (d) مصادقة نقطة

التقاطع انطبقت مع نقطة (d) في الحالة السابقة.

فيكون سعة ملف التبريد دون تغيير.

Problems.

7.1 As air- conditioned space is being held at $26,5^{\circ}\text{db}$, 50%RH. A flow rate of 3000 L/s of supply air at 14°C and 90% RH, is being delivered to the space, to maintain that steady conditions. Find

- a) sensible and latent heats absorbed from the room air.
- b) The room SHF.

Ans. a : 32,5,kW, 10kW b: RSHF = 0.753

7-2 A building has a total heating load of 52,6 kW. The sensible heat factor for the space is 0.8. The space is to be maintained at 22°db , 40% RH. Outdoor air at 5°C and 20% RH, in the amount of $0.472 \text{ m}^3/\text{s}$ is required. Air is supplied to the space at 49°C Find:

- a : The conditions and the amount of air supplied to the space.
- b: The temperature rise of air through the furnace.
- c: The amount of water at 10°C required to the humidifier.
- d: The capacity of the furnace.

7.3 The air in a room is to be maintained at 22°db , 50% RH, by supplying of air at the temperature of 12°C . The design conditions are as follows.

Sensible heat gains 6kW, latent heat gains 1.2,kW. Outdoor conditions are: 32°db & 24°wb . The ratio of re-circulated air to fresh air is fixed at 3: 1 by mass. Plant consists of a direct expansion cooler, re-heater and constant speed fan allowing 1°C for fan power. Calculate:

- a. The supply air quantity in m^3/s and its moisture content
- b. The load on the refrigeration plant.
- c. The cooler coil CF and BF.

Ans. (a) : $Q = 0.6 \text{ m}^3/\text{s}$, $W = 0.007 \text{ kg wv / kg d.a.}$

(b) : $q_{ec} = 13.6 \text{ kW}$, (c) : CF = 0.88 , BF = 0.12.

7.4 The following design data has been established for the High Life Insurance Company Office building: Sensible heat gain 222.7 kW and 44 kW latent heat gain.

Outside design conditions: 35°C db & 24°C wb

Inside design conditions: 25°C db & 50% RH

Outside air required is 3.18, m³/s

Supply air temperature is 14°C

Determine :

- a. Supply air in m³/s.
- b. Supply air conditions .
- c. Conditions of entering cooling coil .
- d. Cooling coil sensible and latent heat, and total load.

7.5 An air-conditioned space has sensible cooling load of 59, kW and a room latent cooling load of 14.65 kW. It is maintained at 24°C db and 18°C wb. There are 0.57, m³/s of air vented through cracks and hoods in the space. The outdoor air which is at the design conditions of 35°C db and 24°C wb is mixed with return air before it enters the air conditioning units.

- a. Sketch the equipment and duct arrangement showing the known information.
- b. Calculate RSHP.
- c. Find the required air flow rate in m³/s for supply air temperature of 16°C db
- d. Determine the total cooling load
- e. What is the effective surface temperature (apparatus dew point)?
- f. What is the coil CF and BF?

7.6 A refrigeration chiller supplies chilled water to an air conditioning unit, the unit takes 1.415, m³/s of outdoor at 35°C db and 24°C wb. This outdoor mixes with 9.44 m³/s of return air at 26°C db and 50% RH

Conditioned air leaves the cooling coil in the air-conditioning coil at 11°C db and 90%RH.

A- What is the load on the chiller due to the coil in the air conditioning unit?

B- Assume that the conditioned air is reheated to 20°C db with electric heaters. What is the operating cost per hour of these heater if the power costs 0.20LE per KW/h. ?

7-7 A building has a calculated load of 410kW, of which 100, kW is latent. The space is to be maintained at 25°C db , 50%RH. Outdoor air is at 38°C db and 50%RH. 10% of supplied air to the space by mass is outdoor. Air is to be supplied to the space not less than 18°C . Find:

- The minimum amount of air supplied to the space.
- The volumetric flow rates of return air exhaust, and outdoor air.
- The conditions and the volumetric flow rate of the air entering the cooling coil.
- The capacity of the apparatus, dew point, CF, and SHF of the cooling coils.

Ans. (a) : $29.4, \text{ m}^3/\text{s}$, (b) : $Q_R = 26.73 \text{ m}^3/\text{s}$, $Q_E = Q_O = 3.29, \text{ m}^3/\text{s}$
 (c) : $h_M = 55.15 \text{ kJ/kg}$, $Q_s = 29.4 \text{ m}^3/\text{s}$ & $w_m = 0.011 \text{ kg wv / kg d.a}$
 (d) : $q_{cc} = 722.1 \text{ kW}$, & $dP = 10^{\circ}\text{C}$ & $CF = 0.88$ & $SHF = 0.7$

7.8 An enclosed swimming pool has sensible heat loss of 88,kW and a latent heat gain of 110, kW on a design day, when the outdoor air is at 2°C db and 20% RH. The space is to be maintained at 24°C and 50% RH. Outdoor is to be heated to 16°C , mixed with re-circulated air from the conditioned space and then heated to the supply conditions.

- At what rate, in, m^3/s , is the air supplied to the space if the supply temperature is equal to 35°C ?
- In what rate in m^3/s is the outdoor and re-circulated air flowing?
- What is the capacity of preheating coil?

تصميم مسالك الهواء AIR DUCT WORK DESIGN

مقدمة

General

الهواء المكيف الذي يخرج من جهاز تكييف الهواء أو وحدة المناولة (Air handling unit) يوزع على الأماكن المختلفة بواسطة مسالك أو مجاري (Ducts) . فبعد خروج الهواء مباشرة يمر داخل مجاري هواء موصله مباشرة بجهاز التكييف تسمى مسالك التغذية الرئيسية Main supply ducts وإذا تفرعت هذه المسالك إلى مسالك فرعية لتغذية المناطق (Zones) تسمى مسالك تغذية فرعية Branch supply ducts حتى تصل إلى أماكن التغذية داخل الغرف فيخرج الهواء من خلال المخارج Outlets التي تكون في صورة نواشر Diffusers أو مستقبلات Registers . ينتشر الهواء في الغرف فيبرد أو يسخن المكان حسب الحاجة ويتعامل مع ما به من ملوثات مثل ثاني أكسيد الكربون والابخنة والرطوبة المتولدة في المكان ويتم سحبه إلى جهاز التكييف مرة أخرى أو إخراجها كلياً أو جزئياً من خلال مسالك تسمى مسالك هواء راجع فرعية Branch return ducts والتي تصب في النهاية في مسلك الهواء الراجع الرئيسي Main return duct .

الهواء الخارج من جهاز التكييف يدفع داخل المجاري التي تقوم بتوزيعه على الأماكن المختلفة بتأثير الضغط الذي تولده مروحة الجهاز . ونظراً لأن جهاز التكييف قد يخدم أكثر من مكان ذي احتياجات مختلفة من الهواء فقد تتجه المسالك إلى أعلى أو أسفل من خلال مسالك مستقيمة Straight ducts ومن خلال تركيبات Fittings . يعاني مرور الهواء داخل المسالك من الاحتكاك الذي ينشأ عن ملامسة الهواء أثناء مروره على السطح الداخلي للمسالك فينشأ فقد للضغط خلال المسالك المستقيمة Straight duct بالإضافة إلى انخفاض الضغط الذي تسببه الدوامات الهوائية المتولدة نتيجة تغيير اتجاه أو سرعة أو معدل تدفق الهواء. كل هذا مجتمعاً

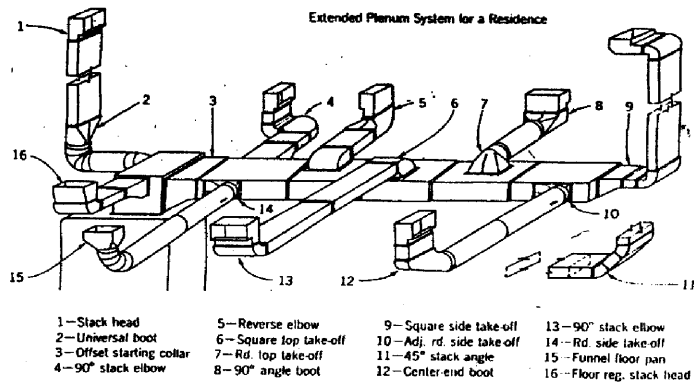
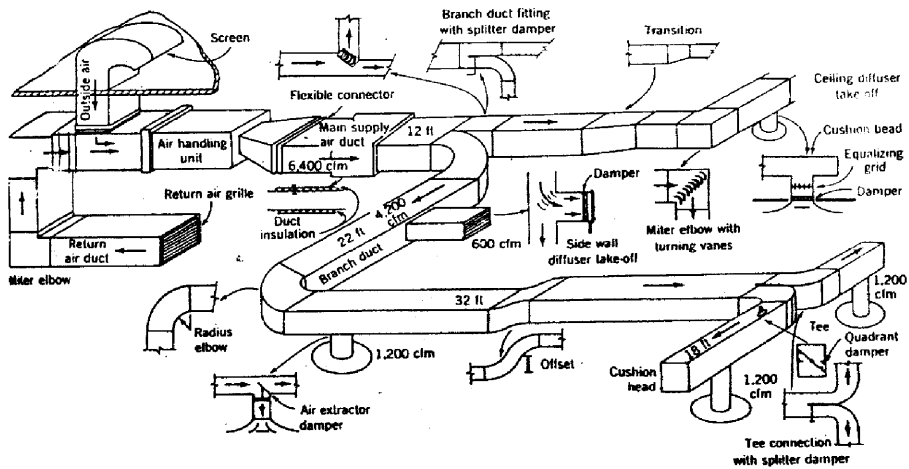


Figure 8.1 Phantom layout of two A/C systems showing certain ductwork details and commonly used fittings

يؤدي إلى فقد في الضغط . ويعمل التصميم الصحيح لمجاري الهواء على تحديد مقدار هذا الفقد بدرجة تجعل مروحة الجهاز أن تتغلب عليه وتقوم بدفع الكمية المطلوبة من الهواء للأماكن المختلفة

8.1 فقد الضغط في المسالك المستقيمة

8.1 Pressure Loss in Straight Ducts

المعادلة الرئيسية لفقد الضغط في الأنابيب أو المسالك ذات المقطع الدائري هي

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho \quad (8.1)$$

حيث ρ كثافة الهواء , kg/m^3

L طول المسلك , m

D قطر المسلك , m

V هي السرعة المتوسطة , m/s

f معامل مودى Moody للأحتكاك

هذا المعامل يعتمد على رقم رينولدز Re والخشونة النسبية للسطح

(ϵ/D) ويمكن تقدير f من خريطة مودى Moody chart والمبينة في Fig 8.2 أو يمكن

حسابها في معادلة Colebrook - White .

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{2.7 D_h} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (8.2)$$

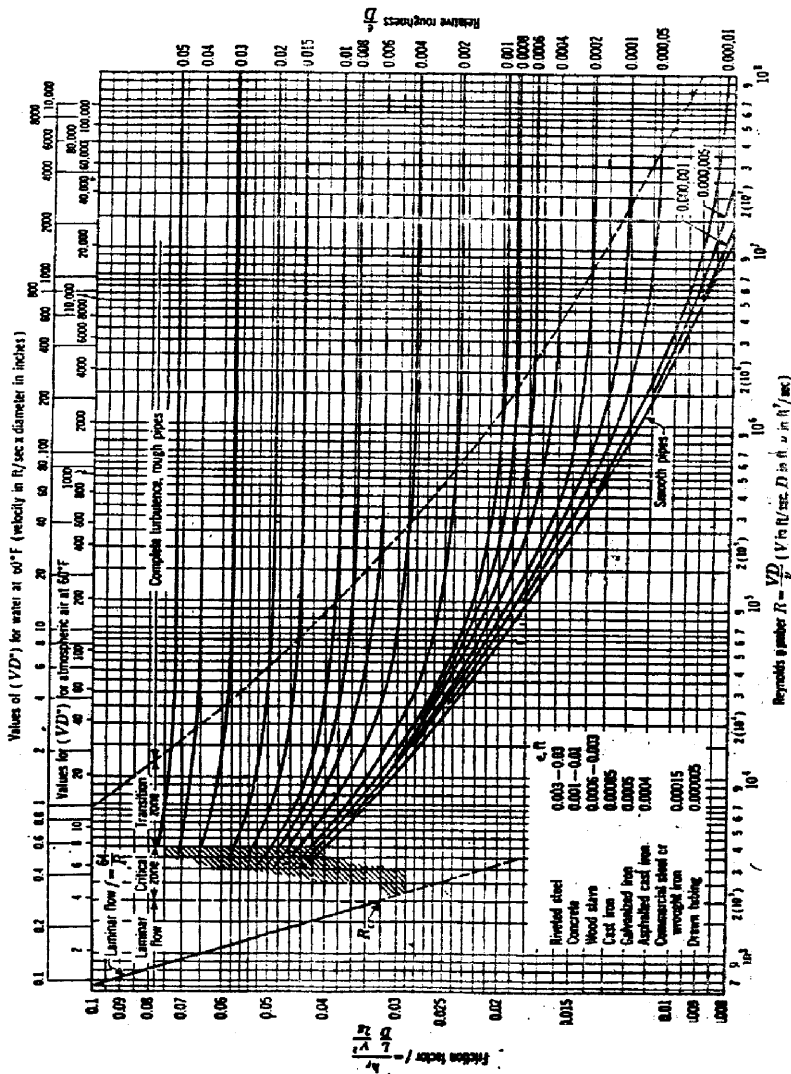
و المعادلة التقريبية

$$f = 0.11 \left(\frac{\epsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (8.3)$$

حيث (ϵ , mm) الخشونة المطلقة للسطح ويمكن الحصول عليها لبعض الأسطح من Table 8.1

Re رقم رينولدز Reynolds number يمكن حسابه من المعادلة

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu} \quad (8.4)$$



(This diagram, reproduced on a larger scale, is in an envelope attached to the

Figure 8.2 Moody chart

حيث μ اللزوجة الديناميكية ويمكن تقديرها من جداول خواص الهواء .

للمسلك الغير دائري يمكن استخدام تعبير القطر الهيدروليكي (D_h Hydraulic diameter) في رقم Re والذي يمكن حسابه كما يلي :

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad , m \quad (8.5)$$

حيث A مساحة المقطع العرضي للمسلك , m^2 .

P محيط المقطع العرضي للمسلك , m .

في الظروف القياسية فإن Re يمكن حسابه تقريبا من المعادلة

$$Re = 66400 D_h V \quad (8.6)$$

بمعلومية الخشونة النسبية ورقم رينولدز Re يمكن تقدير معامل الاحتكاك f من معادلة (8.2) أو

(8.3) وبالتعويض في معادلة (8.1) يمكن الحصول على فقد الضغط ΔP .

لتسهيل عملية تعيين فقد الضغط في المسالك المستقيمة ذات المقطع الدائري يمكن الاستعانة بـ

المخطط المبين في Fig 8.3 والذي يمزج بين معدل تدفق الهواء ($Q, L/s$) والقطر (D, mm)

وسرعة الهواء ($V, m/s$) ومعدل فقد الضغط للمتر الطولي ($\Delta P_f / m, Pa/m$) وبمعلومية

أى عنصرين (V, D, Q) يمكن تعيين ($\Delta P_f / m$) وبمعرفة طول المسلك L فيكون فقد

الضغط نتيجة الاحتكاك في هذا المسلك:

$$\Delta P = \frac{\Delta P_f}{m} \times L \quad P_a, \quad (8.7)$$

8.2 فقد الضغط في المسالك ذات مقطع مستطيل

8.2 Pressure Drop in Rectangular Ducts

فقد الضغط في المسالك ذات المقطع المستطيل أكبر مقارنة بالفقد في المسالك ذات المقطع الدائري

والتي تتساوى معها في مساحة المقطع والسعة . ومن الناحية العملية المسالك ذات المقطع

المستطيل ذات نسبة باعية ($Aspect\ ratio < 8$) سوف يكون لها نفس الفقد في الضغط لنفس

السرعة المتوسطة للتدفق في المسلك ذات المقطع الدائري والذي يتساوى معه في القطر

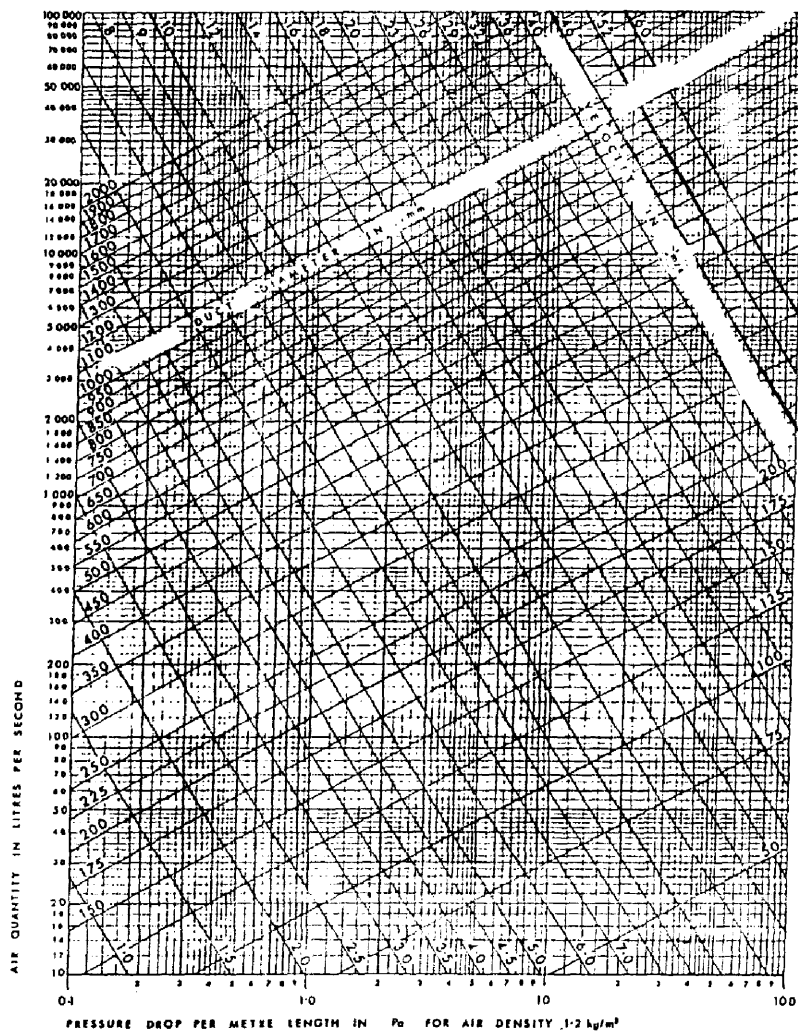


Figure 8.3 Duct sizing chart for circular cross-sectional duct

Table 8.1 Relative roughness.

Material	ϵ [mm]
Unclad, clean carbon steel	
PVC pipe	0,03
Aluminium	
Zinc-plated steel, longitudinal seam, flanging every 1200 mm	0,09
Zinc-plated steel and spiral seam with 1, 2 and 3 ribs and flanging every 3600 mm	
Pre-insulated aluminium P3ductal ducts	0,12
Zinc-plated steel, longitudinal seam, flanging every 750 mm	0,15
Stiff fibre-glass ducts	0,9
Ducts with internal fibre-glass facing	
Flexible metal pipe (when completely extended)	3,0
Flexible pipe (all types)	
Concrete	

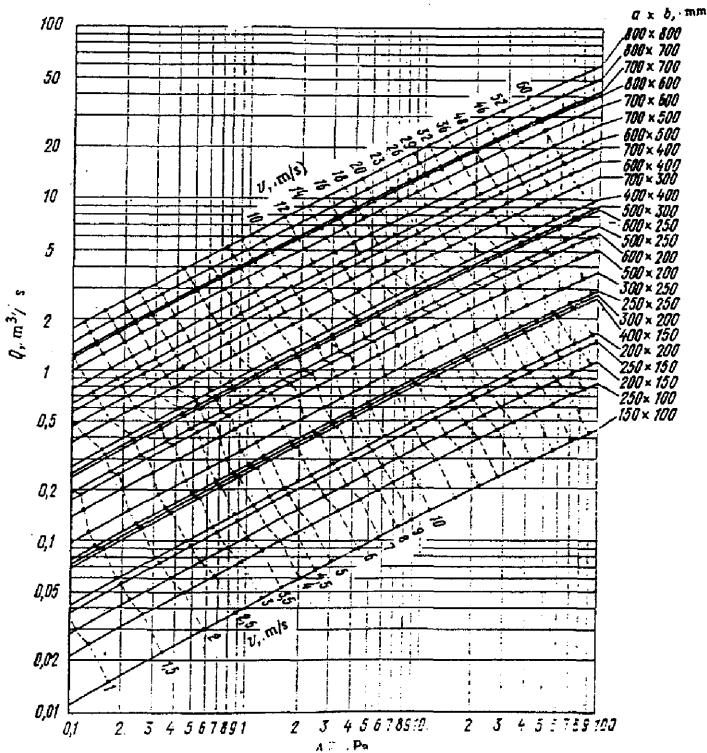


Figure 8.4 Duct sizing chart for rectangular cross-sectional duct

الهيدروليكي D_h . لاستخدام المخطط في (Fig 8.3) يجب استخدام تعبير القطر المكافئ
Equivalent diameter (D_{eq}) والذي يمكن حسابه من المعادلة

$$D_{eq} = 1.3 \frac{(ab)^{0.625}}{(a+b)^{0.25}} \quad m, \quad (8.8)$$

حيث a, b أبعاد المقطع العرضي للمسلك المستطيل .

لاحظ أن D_h لا تساوى D_{eq}

تأسيساً على Eq (8.8) تم وضع Table 8.2 لتعين أما (a, b) أو لتعين D_{eq} . كما يمكن

استخدام Fig 8.4 لتعيين الفقد للضغط في المسالك ذات المقطع المستطيل مباشرة دون تعيين

D_{eq}

Example 8.1

A rectangular duct has dimensions of $0.25_m \times 1_m$. Using Fig (8.3), determine the pressure drop per meter length when $1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ of air flows through the duct

. نعين أولاً القطر المكافئ

$$\begin{aligned} D_{eq} &= 1.3 (ab)^{0.625} / (a+b)^{0.25} \\ &= 1.3 (0.25 \times 1)^{0.625} / (1.25)^{0.25} = 0.52 \text{ m} . \end{aligned}$$

بالدخول في Fig 8.3 وعند تقاطع معدل التدفق $Q = 1200 \text{ L/s}$ ، مع القطر $D = 0.52 \text{ m}$

نجد أن معدل فقد الضغط للمتر الطولى هو $(\Delta P_f / m) = 0.7 \text{ Pa}$

8.3 فقد الضغط في المسالك البيضاوية

8.3 Pressure Loss in Oval Duct

في بعض التطبيقات قد تستخدم المسالك البيضاوية يمكن تعيين فقد الضغط فيها باستخدام المخطط للمسالك الدائرية من خلال القطر المكافئ الذي يحدد بالمعادلة :

$$D_{eq} = 1.55 A^{0.625} / p^{0.25} \quad m, \quad (8.9)$$

حيث مساحة المقطع A تحدد بالمعادلة

Table 8.2 Equivalent rectangular.

150		200		250		300		350		400		450		500		
Diam. (mm)	Sec. (m ²)	Diam. (mm)	Sec. (m ²)	Diam. (mm)	Sec. (m ²)	Diam. (mm)	Sec. (m ²)	Diam. (mm)	Sec. (m ²)	Diam. (mm)	Sec. (m ²)	Diam. (mm)	Sec. (m ²)	Diam. (mm)	Sec. (m ²)	
150	164	0,0211														
200	189	0,028	219	0,0376												
250	210	0,0346	244	0,0467	273	0,0585										
300	229	0,0412	266	0,0555	299	0,0702	328	0,0845								
350	245	0,0471	286	0,0642	322	0,0814	354	0,0984	383	0,1152						
400	260	0,0531	305	0,073	343	0,0924	378	0,1122	409	0,1313	437	0,1499				
450	274	0,0589	321	0,0809	363	0,1034	400	0,1256	433	0,1472	464	0,169	492	0,19		
500	287	0,0647	337	0,0892	381	0,114	420	0,1385	455	0,1625	488	0,1869	518	0,2106	547	0,23
550	299	0,0702	352	0,0973	398	0,1243	439	0,1513	477	0,1786	511	0,205	543	0,2315	573	0,25
600	310	0,0754	365	0,1046	414	0,1345	457	0,1639	496	0,1931	533	0,223	567	0,2524	598	0,28
650	321	0,0809	378	0,1122	429	0,1445	474	0,1764	515	0,2082	553	0,2401	589	0,2723	622	0,30
700	331	0,086	391	0,12	443	0,1541	490	0,1885	533	0,223	573	0,2577	610	0,2921	644	0,32
750	341	0,0913	402	0,1269	457	0,1639	506	0,201	550	0,2375	592	0,2751	630	0,3116	666	0,34
800	350	0,0962	414	0,1345	470	0,1734	520	0,2123	567	0,2524	609	0,2911	649	0,3306	687	0,37
850	359	0,1012	424	0,1411	482	0,1824	534	0,2238	582	0,2659	626	0,3076	668	0,3503	706	0,39
900	367	0,1057	435	0,1485	494	0,1916	548	0,2357	597	0,2798	643	0,3246	686	0,3694	726	0,41
950	376	0,111	445	0,1554	506	0,201	561	0,2471	612	0,294	659	0,3409	703	0,388	744	0,43
1000	384	0,1158	454	0,1618	517	0,2098	574	0,2586	626	0,3076	674	0,3566	719	0,4058	762	0,45
1050	391	0,12	464	0,169	528	0,2188	586	0,2696	639	0,3205	689	0,3727	735	0,4291	779	0,47
1100	399	0,125	473	0,1756	538	0,2272	598	0,2807	652	0,3337	703	0,388	751	0,4427	795	0,49
1150	406	0,1294	481	0,1816	548	0,2357	609	0,2911	665	0,3471	717	0,4036	766	0,4606	812	0,51
1200	413	0,1339	490	0,1885	558	0,2444	620	0,3018	677	0,3598	731	0,4195	780	0,4776	827	0,53
1250			498	0,1947	568	0,2533	631	0,3126	689	0,3727	744	0,4345	795	0,4961	843	0,55
1300			506	0,201	577	0,2613	642	0,3235	701	0,3857	757	0,4498	808	0,5125	857	0,57
1350			514	0,2074	586	0,2696	652	0,3337	713	0,3991	769	0,4642	822	0,5304	872	0,59
1400					595	0,2779	662	0,344	724	0,4115	781	0,4788	835	0,5473	886	0,61
1450					604	0,2864	672	0,3545	735	0,4241	793	0,4936	848	0,5645	900	0,63
1500					612	0,294	681	0,3641	745	0,4357	805	0,5087	860	0,5806	913	0,65
1550					621	0,3027	691	0,3748	756	0,4487	816	0,5227	873	0,5983	926	0,67
1600							700	0,3847	766	0,4606	827	0,5369	885	0,6148	939	0,69
1650							709	0,3946	776	0,4727	838	0,5513	897	0,6316	952	0,71
1700							718	0,4047	785	0,4837	849	0,5658	908	0,6472	964	0,72
1750							726	0,4138	795	0,4961	859	0,5792	919	0,663	976	0,74
1800							735	0,4241	804	0,5074	869	0,5928	930	0,6789	988	0,76
1850							743	0,4334	814	0,5201	879	0,6065	941	0,6951	1000	0,78
1900							751	0,4427	823	0,5317	889	0,6204	952	0,7114	1012	0,80
1950							759	0,4522	831	0,5421	899	0,6344	963	0,728	1023	0,82
2000							767	0,4618	840	0,5539	908	0,6472	973	0,7432	1034	0,83
2050							775	0,4715	849	0,5658	918	0,6615	983	0,7585	1045	0,85
2100							782	0,48	857	0,5765	927	0,6746	993	0,774	1055	0,87
2150							790	0,4899	866	0,5887	936	0,6877	1003	0,7897	1066	0,89
2200							797	0,4986	874	0,5996	945	0,701	1013	0,8055	1076	0,90
2250							805	0,5087	882	0,6107	954	0,7144	1022	0,8199	1087	0,92
2300							812	0,5176	890	0,6218	963	0,728	1031	0,8344	1097	0,94
2350							819	0,5265	898	0,633	971	0,7401	1041	0,8507	1107	0,96
2400							826	0,5356	905	0,6429	980	0,7539	1050	0,8655	1116	0,97
2450							833	0,5447	913	0,6544	988	0,7663	1059	0,8804	1126	0,995
2500							840	0,5539	920	0,6644	996	0,7787	1068	0,8954	1136	1,013
2550									928	0,676	1004	0,7913	1076	0,9089	1145	1,029
2600									935	0,6863	1012	0,804	1085	0,9241	1154	1,045
2650									942	0,6966	1020	0,8167	1094	0,9395	1163	1,061
2700									950	0,7065	1028	0,8296	1102	0,9533	1173	1,080
2750									957	0,7149	1036	0,8425	1110	0,9672	1181	1,094
2800									964	0,7295	1043	0,854	1119	0,9829	1190	1,111
2850									970	0,7385	1051	0,8671	1127	0,9971	1199	1,128
2900									977	0,7493	1058	0,8787	1135	1,0113	1208	1,145
2950									984	0,7601	1066	0,892	1143	1,0256	1216	1,160
3000									991	0,7709	1073	0,9038	1151	1,04	1225	1,178

	550		600		650		700		750		800		850		900		950		1000	
	Diam.	Secl.	Diam.	Secl.	Diam.	Secl.	Diam.	Secl.	Diam.	Secl.	Diam.	Secl.	Diam.	Secl.	Diam.	Secl.	Diam.	Secl.	Diam.	Secl.
	(mm)	(m)	(mm)	(m)	(mm)	(m)	(mm)	(m)	(mm)	(m)	(mm)	(m)	(mm)	(m)	(mm)	(m)	(mm)	(m)	(mm)	(m)
150																				
200																				
250																				
300																				
350																				
400																				
450																				
500																				
550	601	0,2835																		
600	628	0,3096	656	0,3378																
650	653	0,3347	683	0,3662	711	0,3968														
700	677	0,3596	708	0,3935	737	0,4264	765	0,4594												
750	700	0,3847	732	0,4206	763	0,457	792	0,4924	820	0,5278										
800	722	0,4092	755	0,4475	787	0,4862	818	0,5253	847	0,5632	875	0,601								
850	743	0,4334	778	0,4751	811	0,5163	842	0,5565	872	0,5969	901	0,6373	929	0,678						
900	763	0,457	799	0,5011	833	0,5447	866	0,5887	897	0,6316	927	0,6746	956	0,717	984	0,760				
950	783	0,4813	820	0,5278	855	0,5739	889	0,6204	921	0,6659	952	0,7114	982	0,757	1011	0,802	1039	0,847		
1000	802	0,5049	840	0,5539	876	0,6024	911	0,6515	944	0,6995	976	0,7478	1007	0,796	1037	0,844	1065	0,890	1093	0,938
1050	820	0,5278	859	0,5792	897	0,6316	932	0,6819	967	0,734	1000	0,785	1031	0,834	1062	0,885	1091	0,934	1120	0,985
1100	838	0,5513	878	0,6051	916	0,6587	953	0,7129	988	0,7663	1022	0,8199	1055	0,874	1086	0,926	1117	0,979	1146	1,031
1150	855	0,5739	896	0,6302	936	0,6877	973	0,7432	1009	0,7992	1044	0,8556	1078	0,912	1110	0,967	1141	1,022	1172	1,078
1200	872	0,5969	914	0,6558	954	0,7144	993	0,774	1030	0,8328	1066	0,892	1100	0,950	1133	1,008	1165	1,065	1196	1,123
1250	888	0,619	931	0,6804	973	0,7432	1012	0,804	1050	0,8655	1086	0,9258	1122	0,988	1156	1,049	1188	1,108	1220	1,168
1300	904	0,6415	948	0,7055	990	0,7694	1031	0,8344	1069	0,8971	1107	0,962	1143	1,026	1177	1,088	1211	1,151	1244	1,215
1350	919	0,663	964	0,7295	1007	0,796	1049	0,8638	1088	0,9292	1126	0,9953	1163	1,062	1199	1,129	1233	1,193	1267	1,260
1400	934	0,6848	980	0,7539	1024	0,8231	1066	0,892	1107	0,962	1146	1,031	1183	1,099	1220	1,168	1255	1,236	1289	1,304
1450	949	0,707	996	0,7787	1041	0,8507	1084	0,9224	1125	0,9935	1165	1,0654	1203	1,136	1240	1,207	1276	1,278	1311	1,349
1500	963	0,728	1011	0,8024	1057	0,877	1100	0,9499	1143	1,0256	1183	1,0986	1222	1,172	1260	1,246	1297	1,321	1332	1,393
1550	977	0,7493	1026	0,8264	1072	0,9021	1117	0,9794	1160	1,0563	1201	1,1323	1241	1,209	1279	1,284	1317	1,362	1353	1,437
1600	991	0,7709	1041	0,8507	1088	0,9292	1133	1,0077	1177	1,0875	1219	1,1665	1259	1,244	1298	1,323	1336	1,401	1373	1,480
1650	1005	0,7929	1055	0,8737	1103	0,955	1149	1,0364	1193	1,1173	1236	1,1992	1277	1,280	1317	1,362	1356	1,443	1393	1,523
1700	1018	0,8135	1069	0,8971	1118	0,9812	1164	1,0636	1209	1,1474	1253	1,2225	1295	1,317	1335	1,399	1375	1,484	1413	1,567
1750	1031	0,8344	1082	0,919	1132	1,0059	1180	1,093	1225	1,178	1270	1,2661	1312	1,351	1353	1,437	1393	1,523	1432	1,610
1800	1043	0,854	1096	0,943	1146	1,031	1195	1,121	1241	1,209	1286	1,2982	1329	1,387	1371	1,476	1412	1,565	1451	1,653
1850	1056	0,8754	1109	0,9655	1160	1,0563	1209	1,1474	1256	1,2384	1302	1,3307	1346	1,422	1388	1,512	1430	1,605	1470	1,696
1900	1068	0,8954	1122	0,9802	1174	1,0819	1224	1,1761	1271	1,2681	1318	1,3636	1362	1,456	1405	1,550	1447	1,644	1488	1,738
1950	1080	0,9156	1135	1,0113	1187	1,106	1238	1,2031	1286	1,2982	1333	1,3949	1378	1,491	1422	1,587	1465	1,685	1506	1,780
2000	1092	0,9361	1147	1,0328	1200	1,1304	1252	1,2305	1301	1,3287	1348	1,4264	1394	1,525	1438	1,623	1482	1,724	1523	1,821
2050	1104	0,9568	1160	1,0563	1213	1,155	1265	1,2562	1315	1,3574	1363	1,4583	1410	1,561	1459	1,662	1498	1,762	1541	1,864
2100	1115	0,9759	1172	1,0783	1226	1,1799	1279	1,2841	1329	1,3865	1378	1,4906	1425	1,594	1470	1,696	1515	1,802	1558	1,906
2150	1126	0,9953	1184	1,1005	1238	1,2051	1292	1,3104	1343	1,4159	1392	1,5211	1440	1,628	1486	1,733	1531	1,840	1574	1,945
2200	1137	1,0148	1195	1,121	1251	1,2285	1305	1,3369	1356	1,4434	1406	1,5518	1455	1,662	1501	1,769	1547	1,879	1591	1,987
2250	1148	1,0346	1207	1,1436	1263	1,2522	1318	1,3636	1370	1,4734	1420	1,5829	1469	1,694	1517	1,807	1563	1,918	1607	2,027
2300	1159	1,0545	1218	1,1646	1275	1,2761	1336	1,3886	1383	1,5015	1434	1,6142	1484	1,729	1532	1,842	1578	1,955	1623	2,068
2350	1169	1,0728	1230	1,1876	1287	1,3002	1343	1,4159	1396	1,5298	1448	1,6459	1498	1,762	1546	1,876	1593	1,992	1639	2,109
2400	1180	1,093	1241	1,209	1299	1,3246	1355	1,4413	1409	1,5584	1461	1,6756	1512	1,795	1561	1,913	1608	2,030	1655	2,150
2450	1191	1,1116	1252	1,2305	1310	1,3471	1367	1,4669	1422	1,5873	1474	1,7056	1526	1,828	1575	1,947	1623	2,068	1670	2,189
2500	1200	1,1304	1262	1,2502	1322	1,3719	1379	1,4928	1434	1,6142	1488	1,7381	1539	1,859	1589	1,982	1638	2,106	1685	2,229
2550	1210	1,1493	1273	1,2713	1333	1,3949	1391	1,5189	1446	1,6414	1500	1,7663	1553	1,893	1603	2,017	1652	2,142	1700	2,269
2600	1220	1,1684	1283	1,2922	1344	1,418	1402	1,543	1459	1,671	1513	1,797	1566	1,925	1617	2,053	1667	2,181	1715	2,309
2650	1230	1,1876	1294	1,3144	1355	1,4413	1414	1,5695	1471	1,6986	1526	1,828	1579	1,957	1630	2,066	1681	2,218	1729	2,347
2700	1240	1,207	1304	1,3348	1366	1,4648	1425	1,594	1483	1,7264	1538	1,8569	1592	1,990	1644	2,122	1695	2,255	1744	2,388
2750	1249	1,2246	1314	1,3554	1376	1,4863	1436	1,6187	1494	1,7521	1550	1,886	1604	2,020	1657	2,155	1708	2,290	1758	2,426
2800	1259	1,2443	1324	1,3761	1387	1,5102	1447	1,6436	1506	1,7804	1562	1,9153	1617	2,053	1670	2,189	1722	2,328	1772	2,465
2850	1268	1,2621	1334	1,397	1397	1,532	1458	1,6687	1517	1,8065	1574	1,9448	1630	2,086	1683	2,224	1735	2,363	1786	2,504
2900	1277	1,2801	1344	1,418	1408	1,5562	1469	1,694	1529	1,8352	1586	1,9746	1642	2,117	1696	2,258	1748	2,399	1800	2,543
2950	1286	1,2982	1353	1,437	1418	1,5784	1480	1,7195	1540	1,8617	1598	2,0046	1654	2,148	1709	2,293	1762	2,437	1813	2,580
3000	1295	1,3165	1363	1,4583	1428	1,6008	1490	1,7428	1551	1,8884	1609	2,0323	1666	2,176	1721	2,325	1774	2,471	1827	2,620

	1050		1100		1150		1200		1250		1300		1350		1400		1450		1500	
	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.	Diam.	Sect.
	(mm)	(m ²)	(mm)	(m ²)	(mm)	(m ²)	(mm)	(m ²)	(mm)	(m ²)	(mm)	(m ²)	(mm)	(m ²)	(mm)	(m ²)	(mm)	(m ²)	(mm)	(m ²)
150																				
200																				
250																				
300																				
350																				
400																				
450																				
500																				
550																				
600																				
650																				
700																				
750																				
800																				
850																				
900																				
950																				
1000																				
1050	1148	1,035																		
1100	1175	1,084	1202	1,134																
1150	1201	1,132	1229	1,186	1257	1,240														
1200	1226	1,180	1256	1,238	1284	1,294	1312	1,351												
1250	1251	1,229	1281	1,288	1310	1,347	1339	1,407	1366	1,465										
1300	1275	1,276	1306	1,339	1336	1,401	1365	1,463	1393	1,523	1421	1,585								
1350	1299	1,325	1330	1,389	1361	1,454	1391	1,519	1420	1,583	1448	1,646	1476	1,710						
1400	1322	1,372	1354	1,438	1385	1,506	1416	1,574	1446	1,641	1475	1,708	1503	1,773	1530	1,838				
1450	1344	1,419	1377	1,489	1409	1,558	1440	1,628	1471	1,699	1500	1,766	1529	1,835	1557	1,903	1585	1,972		
1500	1366	1,465	1400	1,539	1433	1,612	1464	1,683	1495	1,755	1526	1,828	1555	1,898	1584	1,970	1612	2,040	1640	2
1550	1388	1,512	1422	1,587	1455	1,662	1488	1,738	1519	1,811	1550	1,886	1580	1,960	1610	2,035	1639	2,109	1667	2
1600	1409	1,558	1444	1,637	1478	1,715	1511	1,792	1543	1,869	1574	1,945	1605	2,022	1635	2,099	1665	2,176	1693	2
1650	1430	1,605	1465	1,685	1500	1,768	1533	1,845	1566	1,925	1598	2,005	1629	2,083	1660	2,163	1690	2,242	1715	2
1700	1450	1,651	1486	1,733	1521	1,816	1555	1,898	1589	1,982	1621	2,063	1653	2,145	1684	2,226	1715	2,309	1745	2
1750	1470	1,696	1507	1,783	1542	1,867	1577	1,952	1611	2,037	1644	2,122	1677	2,208	1708	2,290	1739	2,374	1770	2
1800	1489	1,740	1527	1,830	1563	1,918	1598	2,005	1633	2,093	1667	2,181	1700	2,269	1732	2,355	1763	2,440	1794	2
1850	1509	1,788	1546	1,876	1583	1,967	1619	2,058	1654	2,148	1689	2,239	1722	2,328	1755	2,418	1787	2,507	1819	2
1900	1527	1,830	1566	1,925	1603	2,017	1640	2,111	1676	2,205	1710	2,295	1744	2,388	1778	2,482	1810	2,572	1842	2
1950	1546	1,876	1585	1,972	1623	2,068	1660	2,163	1696	2,258	1732	2,355	1766	2,448	1800	2,543	1833	2,638	1866	2
2000	1564	1,920	1604	2,020	1642	2,117	1680	2,216	1717	2,314	1753	2,412	1788	2,510	1822	2,606	1856	2,704	1889	2
2050	1582	1,963	1622	2,065	1661	2,166	1699	2,266	1737	2,369	1773	2,468	1809	2,589	1844	2,669	1878	2,769	1911	2
2100	1600	2,010	1640	2,111	1680	2,216	1719	2,320	1756	2,421	1793	2,524	1830	2,629	1865	2,730	1899	2,831	1933	2
2150	1617	2,053	1658	2,158	1698	2,263	1738	2,371	1776	2,476	1813	2,580	1850	2,687	1886	2,792	1921	2,897	1955	2
2200	1634	2,096	1676	2,205	1716	2,312	1756	2,421	1795	2,529	1833	2,638	1870	2,745	1906	2,852	1942	2,961	1977	2
2250	1651	2,140	1693	2,250	1734	2,360	1775	2,473	1814	2,583	1852	2,693	1890	2,804	1927	2,915	1963	3,025	1998	2
2300	1667	2,181	1710	2,295	1752	2,410	1793	2,524	1832	2,635	1871	2,748	1909	2,861	1947	2,976	1983	3,087	2019	2
2350	1684	2,226	1727	2,341	1769	2,457	1810	2,572	1851	2,690	1890	2,804	1929	2,921	1966	3,034	2003	3,149	2040	2
2400	1700	2,269	1744	2,388	1786	2,504	1828	2,623	1869	2,742	1909	2,861	1948	2,979	1986	3,096	2023	3,213	2060	2
2450	1716	2,312	1760	2,432	1803	2,552	1845	2,672	1887	2,795	1927	2,951	1966	3,034	2005	3,156	2043	3,277	2080	2
2500	1731	2,352	1776	2,476	1820	2,600	1862	2,722	1904	2,846	1945	2,970	1985	3,093	2024	3,216	2062	3,338	2100	2
2550	1747	2,396	1792	2,521	1836	2,646	1879	2,772	1922	2,900	1963	3,025	2003	3,149	2043	3,277	2081	3,400	2119	2
2600	1762	2,437	1808	2,566	1852	2,693	1896	2,822	1939	2,951	1980	3,078	2021	3,206	2061	3,335	2100	3,462	2139	2
2650	1777	2,479	1823	2,609	1868	2,739	1912	2,870	1956	3,003	1998	3,134	2039	3,264	2079	3,393	2119	3,525	2158	2
2700	1792	2,521	1839	2,655	1884	2,786	1929	2,921	1972	3,053	2015	3,167	2057	3,322	2097	3,452	2137	3,585	2177	2
2750	1806	2,560	1854	2,698	1900	2,834	1945	2,970	1989	3,106	2032	3,241	2074	3,377	2115	3,512	2156	3,649	2195	2
2800	1821	2,603	1869	2,742	1915	2,879	1961	3,019	2005	3,156	2048	3,293	2091	3,432	2133	3,572	2174	3,710	2214	2
2850	1835	2,644	1883	2,783	1930	2,924	1976	3,065	2021	3,206	2065	3,347	2108	3,488	2150	3,619	2191	3,768	2232	2
2900	1849	2,684	1898	2,828	1945	2,970	1992	3,115	2037	3,257	2081	3,406	2125	3,545	2167	3,666	2205	3,831	2250	2
2950	1863	2,725	1912	2,870	1960	3,016	2007	3,162	2053	3,309	2097	3,452	2141	3,598	2184	3,744	2226	3,890	2268	2
3000	1877	2,766	1927	2,915	1975	3,062	2022	3,210	2068	3,357	2113	3,505	2158	3,656	2201	3,803	2243	3,944	2285	2

$$A = \frac{b^2}{4} + b(a - b) \quad , \quad m^2 \quad (8.10)$$

ومحيط المقطع P يحدد بالمعادلة

$$P = b + 2(a + b) \quad (8.11)$$

حيث a القطر الأكبر m,

b القطر الأصغر , m

8.4 Air Flow in Fittings تدفق الهواء في التركيبات

حيثما يحدث تغيير في مساحة مقطع المسلك أو تغيير في الاتجاه أو انقسام التدفق (خروج من مسلك إلى مسلك فرعي) Branch takeoffs أو حدوث دخول فرعي (أن يصب من مسلك فرعي إلى رئيسي) Branch entries يحدث فقد كبير في الضغط. هذا الفقد يكون عادة أكبر من الفقد في المسالك المستقيمة ويعرف بالفقد الديناميكي Dynamic losses أو الفقد في التركيبات Fitting loss .

يمكن تعيين الفقد الديناميكي بالمعادلة

$$P_v = C \left(\frac{V}{1.29} \right)^2 \cdot P_a \quad (8.12)$$

حيث C معامل فقد الضغط لبعض التركيبات يمكن الحصول عليها من Tables 8. 3 : 8.8

(V, m/s) سرعة التدفق قبل دخول التركيبة مباشرة .

تنقسم التركيبات إلى :

- تركيبات ذات تدفق ثابت Constant flow fittings أو تركيبات ذات تدفق منفرد

.Divided flow fittings

أولاً - تركيبات ذات تدفق ثابت Constant flow fittings أي التركيبات التي لا تتغير فيها

كمية التدفق مثل :

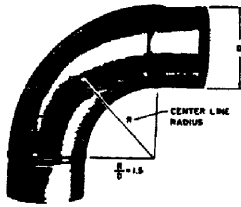


Figure 8.5. 90° smooth elbow



Figure 8.6.4 5° smooth elbow.

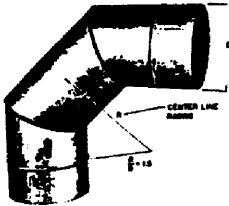


Figure 8.7. 90° 3 Piece elbow

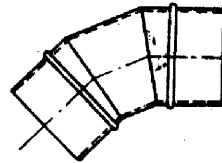


Figure 8.8. 45° 3- Piece elbow

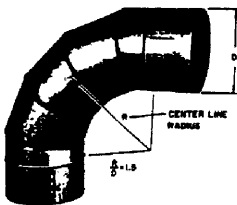


Figure 8.9. 90° 5- Piece elbow

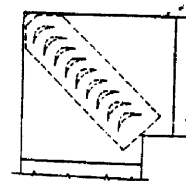
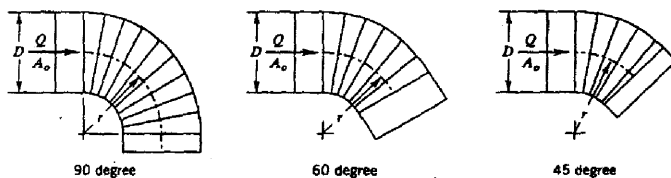


Figure 8.10. Vaned square elbow

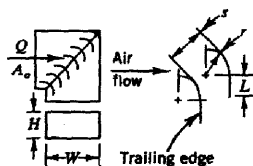
Table 8.3 Pressure loss coefficient for elbows.

A. Elbow, Pleated, $r/D = 1.5$



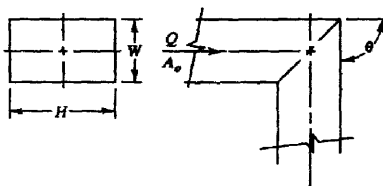
Angle	C_0 at D_e (mm)						
	(100)	(150)	(200)	(250)	(300)	(350)	(400)
90	0.57	0.43	0.34	0.28	0.26	0.25	0.25
60	0.45	0.34	0.27	0.23	0.20	0.19	0.19
45	0.34	0.26	0.21	0.17	0.16	0.15	0.15

B. Elbow, Mitered, with Single-Thickness Vanes, Rectangular



Design No.	Dimensions, (mm)			C_0
	r	s	L	
1	1 (50)	(40)	0.0	0.11
2	1 (50)	(40)	0.75 (20)	0.12
3	1 (110)	(60)	0.0	0.15
4	1 (110)	(80)	0.0	0.33

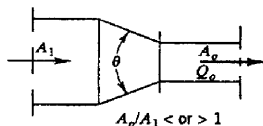
C. Elbow, Mitered, Rectangular



θ , deg	C_0									
	$H/W = 0.25$	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
20	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05
30	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.11
45	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25
60	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39
75	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58
90	1.30	1.30	1.20	1.20	1.10	1.10	0.98	0.92	0.89	0.85

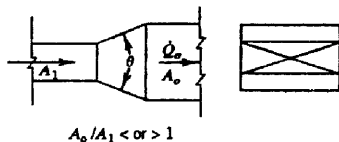
Table 8.4 Pressure loss coefficient for transition.

A. Transition, Round-to-Round



A_0/A_1	C_0						
	$\theta = 10^\circ$	20°	45°	90°	120°	150°	180°
0.10	0.05	0.05	0.07	0.19	0.29	0.37	0.43
0.17	0.05	0.04	0.06	0.18	0.28	0.36	0.42
0.25	0.05	0.04	0.06	0.17	0.27	0.35	0.41
0.50	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2.00	0.44	0.76	1.32	1.28	1.24	1.20	1.20
4.00	2.56	4.80	9.76	10.24	10.08	9.92	9.92
10.00	21.00	38.00	76.00	83.00	84.00	83.00	83.00
16.00	53.76	97.28	215.04	225.28	225.28	225.28	225.28

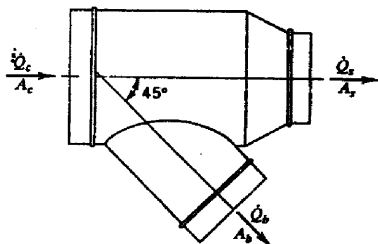
B. Transition, Rectangular, Two Sides Parallel



A_0/A_1	C_0						
	$\theta = 10^\circ$	20°	45°	90°	120°	150°	180°
0.10	0.05	0.05	0.07	0.19	0.29	0.37	0.43
0.17	0.05	0.04	0.05	0.18	0.28	0.36	0.42
0.25	0.05	0.04	0.06	0.17	0.27	0.35	0.41
0.50	0.06	0.05	0.06	0.14	0.20	0.26	0.27
1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00
2.00	0.56	0.60	1.40	1.52	1.48	1.44	1.40
4.00	2.72	3.52	9.60	11.20	11.04	10.72	10.56
10.00	24.00	36.00	69.00	93.00	93.00	92.00	91.00
16.00	66.56	102.40	181.76	256.00	253.44	250.88	258.88

Table 8.5 Pressure loss coefficient for diverging flow fitting.

A. Diverging Wye, Round, 45 deg

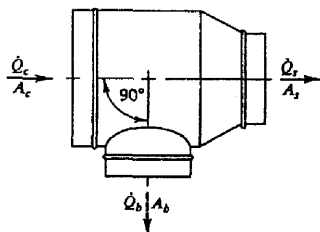


Branch, C_b								
A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
0.1	0.38	0.39	0.48					
0.2	2.25	0.38	0.31	0.39	0.46	0.48	0.45	
0.3	6.29	1.02	0.38	0.30	0.33	0.39	0.44	0.48
0.4	12.41	2.25	0.74	0.38	0.30	0.31	0.35	0.39
0.5	20.58	4.01	1.37	0.62	0.38	0.30	0.30	0.32
0.6	30.78	6.29	2.25	1.02	0.56	0.38	0.31	0.30
0.7	43.02	9.10	3.36	1.57	0.85	0.52	0.38	0.31
0.8	57.29	12.41	4.71	2.25	1.22	0.74	0.50	0.38
0.9	73.59	16.24	6.29	3.06	1.69	1.02	0.67	0.48

Main, C_e								
A_e/A_c	$\dot{Q}_e/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
0.1	0.13	0.16						
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28			
0.3	0.90	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20	
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16
0.5	6.25	0.37	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15
0.6	11.88	0.90	0.20	0.13	0.14	0.13	0.14	0.14
0.7	18.62	1.71	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14

Table 8.6 Pressure loss coefficient for diverging flow fitting.

B. Diverging Tee, Round

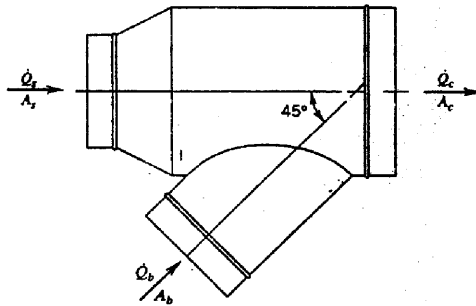


		Branch, C_b								
A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.1	1.20	0.62	0.80	1.28	1.99	2.92	4.07	5.44	7.02	
0.2	4.10	1.20	0.72	0.62	0.66	0.80	1.01	1.28	1.60	
0.3	8.99	2.40	1.20	0.81	0.66	0.62	0.64	0.70	0.80	
0.4	15.89	4.10	1.94	1.20	0.88	0.72	0.64	0.62	0.63	
0.5	24.80	6.29	2.91	1.74	1.20	0.92	0.77	0.68	0.63	
0.6	35.73	8.99	4.10	2.40	1.62	1.20	0.96	0.81	0.72	
0.7	48.67	12.19	5.51	3.19	2.12	1.55	1.20	0.99	0.85	
0.8	63.63	15.89	7.14	4.10	2.70	1.94	1.49	1.20	1.01	
0.9	80.60	20.10	8.99	5.13	3.36	2.40	1.83	1.46	1.20	

		Main, C_s								
A_s/A_c	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.1	0.13	0.16								
0.2	0.20	0.13	0.15	0.16	0.28					
0.3	0.90	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.20			
0.4	2.88	0.20	0.14	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.34	
0.5	6.25	0.37	0.17	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15	
0.6	11.88	0.90	0.20	0.13	0.14	0.13	0.14	0.14	0.15	
0.7	18.62	1.71	0.33	0.18	0.16	0.14	0.13	0.15	0.14	
0.8	26.88	2.88	0.50	0.20	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	
0.9	36.45	4.46	0.90	0.30	0.19	0.16	0.15	0.14	0.13	

Table 8.7 Pressure loss coefficient for converging flow fitting (Y).

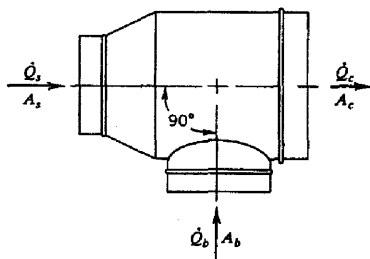
A. Converging Wye (45 deg), Round



		Branch, C_b									
A_1/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.4	0.3	-21.41	-2.85	-0.10	0.63	0.87	0.96	1.00	1.06	1.26	
	0.4	-39.30	-6.02	-1.05	0.28	0.72	0.87	0.91	0.92	1.00	
	0.5	-62.10	-9.96	-2.16	-0.06	0.63	0.85	0.90	0.88	0.86	
	0.6	-89.77	-14.65	-3.42	-0.38	0.61	0.93	0.99	0.95	0.90	
	0.7	-122.46	-20.19	-4.88	-0.74	0.61	1.04	1.12	1.06	0.95	
	0.8	-160.18	-26.56	-6.55	-1.15	0.62	1.18	1.29	1.19	1.01	
	0.3	-14.10	-1.39	0.40	0.84	0.97	1.00	1.02	1.07	1.28	
	0.4	-26.48	-3.53	-0.24	0.59	0.83	0.89	0.88	0.85	0.86	
0.5	0.5	-41.84	-5.96	-0.80	0.51	0.88	0.97	0.95	0.90	0.87	
	0.6	-60.61	-8.90	-1.46	0.43	0.97	1.09	1.06	0.97	0.90	
	0.7	-82.80	-12.36	-2.22	0.35	1.09	1.25	1.20	1.08	0.93	
	0.8	-108.39	-16.35	-3.09	0.27	1.24	1.45	1.38	1.20	0.96	
	Main, C_s										
A_1/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_1/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.4	0.3	-33.68	-6.60	-1.98	-0.53	0.05	0.31	0.41	0.45	0.45	
	0.4	-25.24	-4.51	-1.13	-0.13	0.25	0.40	0.46	0.47	0.45	
	0.5	-18.83	-3.04	-0.57	0.13	0.37	0.46	0.48	0.48	0.46	
	0.6	-13.99	-1.97	-0.17	0.31	0.46	0.50	0.50	0.48	0.46	
	0.7	-10.27	-1.17	0.12	0.44	0.52	0.53	0.51	0.49	0.46	
	0.8	-7.32	-0.54	0.35	0.54	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	
	0.3	-53.80	-10.77	-3.45	-1.17	-0.27	0.11	0.26	0.30	0.29	
	0.4	-40.66	-7.54	-2.16	-0.57	0.02	0.25	0.32	0.33	0.30	
0.5	0.5	-30.68	-5.27	-1.30	-0.18	0.21	0.33	0.36	0.34	0.30	
	0.6	-23.15	-3.62	-0.69	0.09	0.33	0.39	0.38	0.35	0.30	
	0.7	-17.34	-2.38	-0.24	0.29	0.42	0.43	0.40	0.35	0.30	
	0.8	-12.75	-1.41	0.11	0.44	0.49	0.47	0.41	0.36	0.30	

Table 8.8 Pressure loss coefficient for converging flow fitting (T).

B. Converging Tee, Round



		Branch, C_b										
A_s/A_c	A_b/A_c	$\dot{Q}_b/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9		
0.4	0.3	-23.96	-3.65	-0.48	0.43	0.75	0.88	0.91	0.91	0.88		
	0.4	-42.98	-7.03	-1.46	0.11	0.67	0.87	0.93	0.91	0.88		
	0.5	-67.44	-11.35	-2.69	-0.26	0.59	0.90	0.97	0.94	0.88		
	0.6	-97.39	-16.60	-4.17	-0.69	0.52	0.95	1.06	1.01	0.88		
	0.7	-132.88	-22.81	-5.91	-1.17	0.46	1.03	1.17	1.11	0.90		
	0.8	-173.96	-29.99	-7.90	-1.73	0.40	1.15	1.33	1.24	1.00		
	0.5	0.3	-16.99	-2.35	-0.07	0.57	0.80	0.89	0.91	0.90	0.88	
		0.4	-30.49	-4.67	-0.72	0.38	0.76	0.89	0.92	0.90	0.88	
0.5		-47.82	-7.61	-1.50	0.19	0.75	0.93	0.97	0.93	0.88		
0.6		-69.03	-11.17	-2.42	-0.03	0.76	1.01	1.05	0.98	0.88		
0.7		-94.17	-15.37	-3.49	-0.26	0.80	1.13	1.17	1.07	0.90		
0.8		-123.30	-20.22	-4.71	-0.50	0.87	1.29	1.33	1.20	1.00		
Main, C_s												
A_s/A_c		A_b/A_c	$\dot{Q}_s/\dot{Q}_c = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.4	0.3	49.68	7.59	2.74	1.42	0.90	0.65	0.51	0.43	0.38		
	0.4	30.96	5.51	2.21	1.23	0.82	0.61	0.49	0.42	0.38		
	0.5	21.00	4.40	1.92	1.13	0.78	0.59	0.48	0.42	0.38		
	0.6	15.43	3.78	1.76	1.07	0.75	0.58	0.48	0.41	0.38		
	0.7	12.36	3.44	1.67	1.04	0.74	0.57	0.48	0.41	0.38		
	0.8	10.86	3.27	1.63	1.02	0.73	0.57	0.47	0.41	0.38		
	0.5	0.3	65.94	10.28	3.65	1.79	1.05	0.68	0.48	0.35	0.28	
		0.4	38.84	7.27	2.87	1.51	0.93	0.63	0.45	0.34	0.28	
0.5		25.07	5.74	2.47	1.37	0.87	0.60	0.44	0.33	0.28		
0.6		17.98	4.95	2.27	1.29	0.84	0.58	0.43	0.33	0.28		
0.7		14.69	4.58	2.17	1.26	0.82	0.58	0.43	0.33	0.28		
0.8		13.78	4.48	2.15	1.25	0.82	0.57	0.43	0.33	0.28		

[I] النوع (المرفق) Elbow : تكون الأكواع إما ذات مقطع دائري أو مقطع مستطيل ، الأكواع الدائرية إما أن تكون لمساواة ذات زاوية 90° ، 45° . في قطعة واحدة أو ثلاث قطع بزاوية 90° و 45° أو من خمس قطع بزاوية 90° .

قد تزود الأكواع بريش توجيه من أجل كبح التيارات الدوامية التي تنشأ نتيجة تغيير الاتجاه

ولخفض الفقد في الضغط. الأنواع المختلفة للأكواع مبينه في Fig 8.5 : Fig 8.10

[II] تركيبة انتقالية Transition fittings : تستخدم هذه التركيبية في حالة الاحتياج إلى تغيير ابعاد مقطع مسالك الهواء . قد يكون ذلك بسبب الفراغ المتاح للتركيب أو للموائمة مع جزء آخر في المسلك ذو ابعاد قياسية يصعب تغييرها .

التركيبية الانتقالية قد تكون ذات مقطع دائري او مقطع مستطيل . أو من مقطع مستطيل لآخر دائري والعكس . أيضا قد تكون توسع فجائي حيث تكون $\theta = 180^\circ$ أو ذات توسع مندرج

Gradual enlargement $\theta < 180^\circ$. انظر Table 8.4

لا يفضل التوسع الفجائي لتكون التيارات الدوامية بصورة ملحوظة ويفضل أن يكون الميل بين المقطع الصغير والكبير في حدود 1 : 7 .

التركيبية الانتقالية قد تكون أيضا في شكل تقلص فجائي Sudden contraction $\theta = 180^\circ$ أو تقلص مندرج Gradual contraction .

ثانيا - تركيبات ذات تنفك متفرق Divided flow fittings

[I] خروج فرعي Branch Takeoffs : عندما يقوم مسلك التغذية الرئيسي بتغذية

مسالك فرعية يجب أن يكون هناك مخارج لكل مسلك فرعي . هذه المخارج تكون عادة ذات

مقطع مستطيل أو دائري . بعض اشكال هذه المخارج مبينه في Fig 8.11 . هذه المخارج

مزودة بـ خائق مشقوق Splitter - damper للتحكم في درجة الغلق . هذه المخارج قد تكون

على شكل حرف T أو Y . انظر Table 8.5 & Table 8.6

[II] دخول فرعي Branch Entries : لا تختلف في تركيبها عن المخارج الفرعية

وتكنها تركيب على خطوط الراجع Return duct حيث تجلب الهواء الراجع وتصب في مسالك

الهواء الراجع الأكبر Tables 8.7 & 8.8

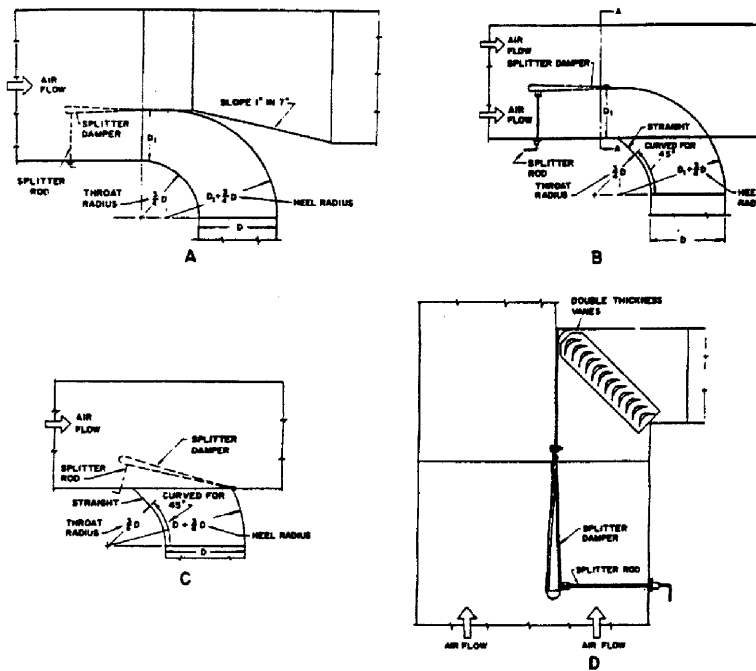


Figure 8.11 Typical takeoffs

بعض التركيبات المهمة التي لا يخلو منها مسلك هواء - ويمكن التعرف على بعضها في Figs 8.12 , 8.13 , 8.14 وإن كان قد تم حصر أكثر من ٢٠٠ تركيبة تستخدم في مسالك تكييف الهواء.

Example 8.2

Compute the lost pressure e in 15.24cm, 90° elbow that has 4.25 m³/min of air flowing through it. The ratio of turning radius to diameter is 1:5 Assume standard air.

$$V = Q / A = \frac{4.25}{(\pi / 4) D^2 (60)}$$

$$= \frac{4.25}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (0.1524)^2 (60)} = 3.88 \text{ , } m/s$$

من Table 8.3 عند $D = 150\text{mm}$ & $\theta = 90^\circ$ نجد أن $C = 0.43$

$$\Delta P = C \left(\frac{V}{1.29} \right)^2 = 0.43 \left(\frac{3.88}{1.29} \right)^2 = 3.89 Pa$$

Example 8.3

45° Round Wye, (Y) 500mm. diameter main duct, 1200 L/s, 250mm diameter branch duct, branch velocity of 6 m/s. Determine the Fitting pressure losses (Table 8.5).

$$A_b = \pi \cdot r^2 = \pi \times 0.125^2 = 0.015625 \pi \text{ m}^2$$

$$A_c = \pi \cdot r^2 = \pi \times 0.25^2 = 0.0625 \pi \text{ m}^2$$

$$A_b/A_c = 0.25$$

$$Q_b = A_b \times V_b = \pi \cdot (0.125)^2 \times 6 = 0.294 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_b/Q_c = 0.294/1.2 = 0.25$$

بالدخول في Table 8.5 عند $\theta = 90^\circ$ & $Q_b/Q_c = 0.25$ & $A_b/A_c = 0.25$

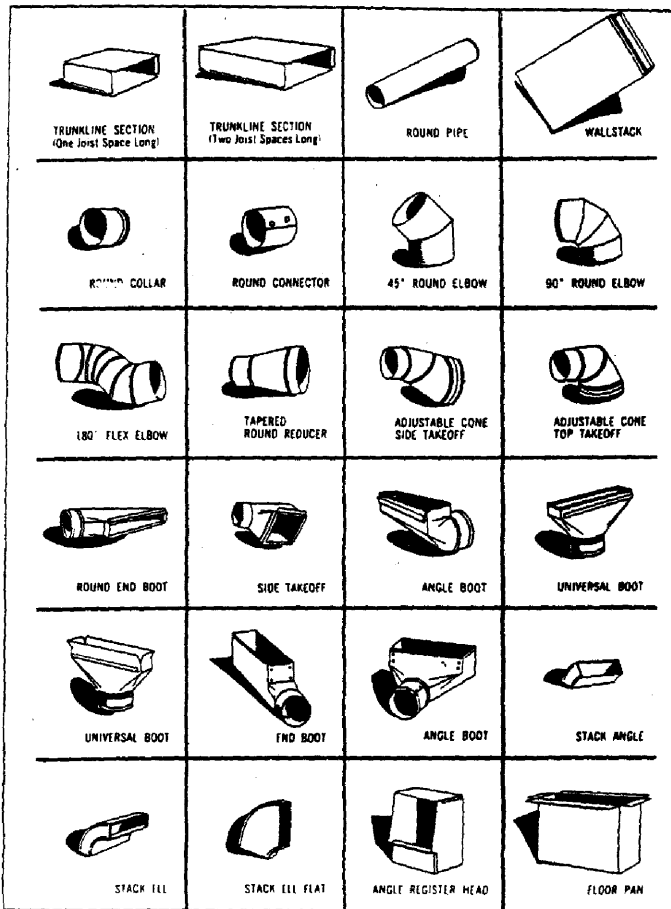


Figure 8.12 Duct fittings

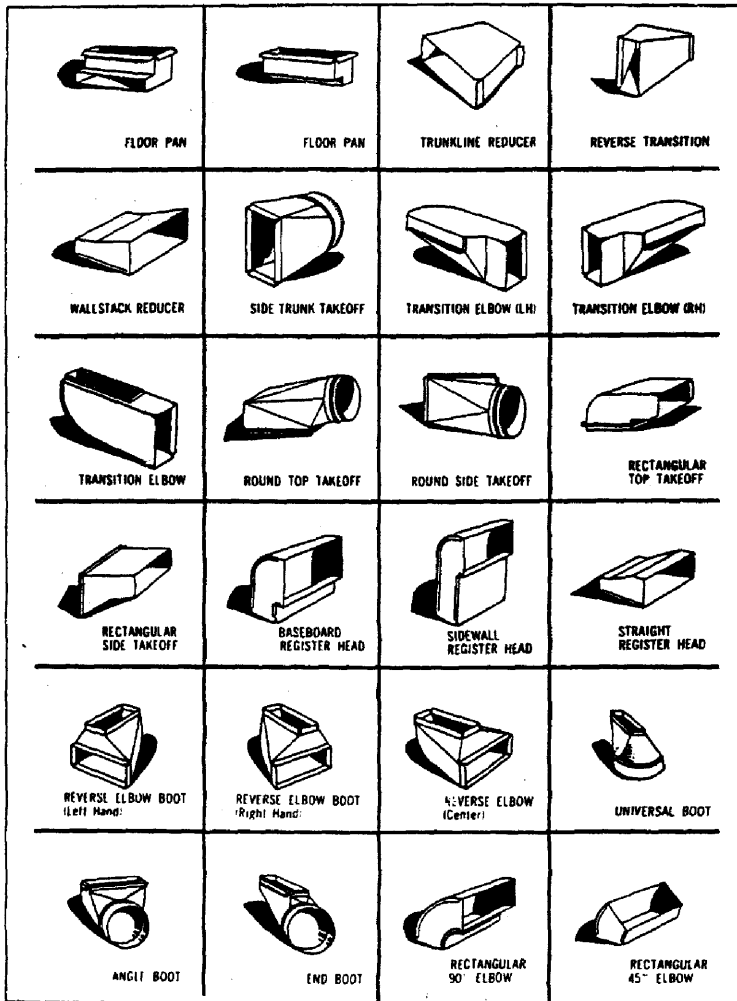


Figure 8.13 Duct fittings

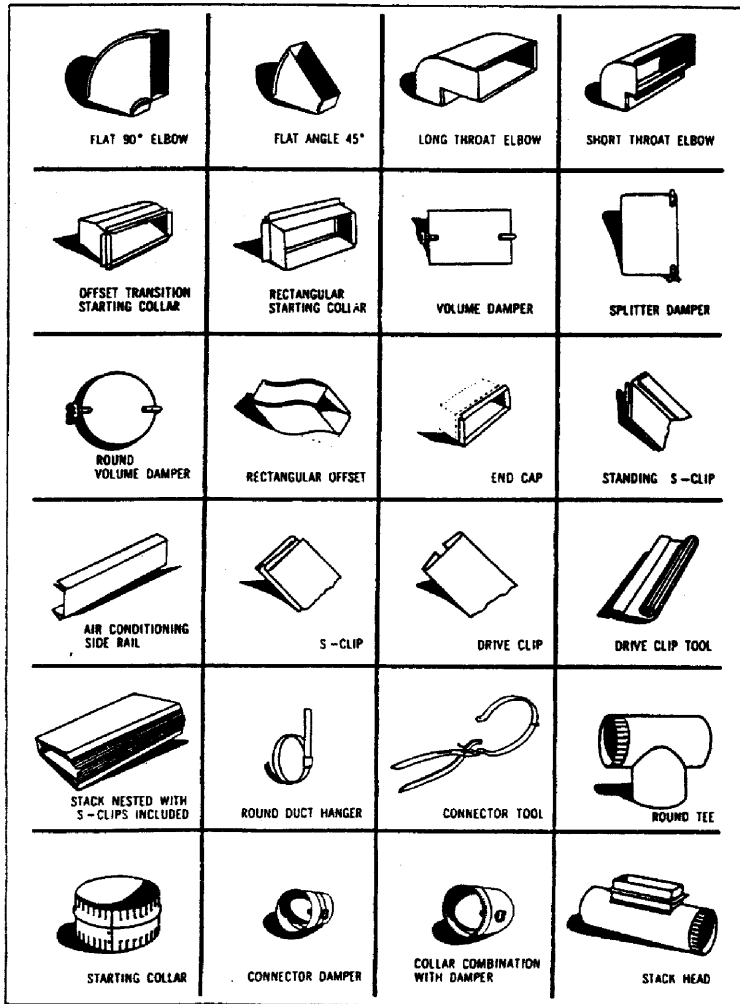


Figure 8.14 duct fittings

نجد أن بالتقريب $C \approx 0.525$

فقد الضغط في الخط الفرعى (b)

$$\Delta P = C \left(\frac{V}{1.29} \right)^2 = 0.525 \left(\frac{6}{1.29} \right)^2 = 11.36 \text{ Pa}$$

Example 8.4

An 0.3 by 0.4m branch duct leaves an 0.3m by 0.6m main duct at an angle of 45° . The air temperature is 20°C . The down stream duct dimensions are $0.3\text{m} \times 0.5\text{m}$. The flow rate up stream $2.7\text{m}^3/\text{s}$, and the pressure is 250Pa . The branch flow rate is $1.3\text{m}^3/\text{s}$. What is the pressure: (a) down stream in the main duct and (b) in the branch

بالرجوع إلى (Table 8.5) نجد أن

$$Q_c = 2.7\text{m}^3/\text{s}$$

$$Q_b = 1.3\text{m}^3/\text{s}$$

$$Q_s = 1.4\text{m}^3/\text{s}$$

$$A_c = 0.18\text{m}^2$$

$$A_b = 0.12\text{m}^2$$

$$A_s = 0.15\text{m}^2$$

$$V_c = (2.7 / 0.18) = 15\text{m/s}$$

&

$$V_b = (1.3 / 0.12) = 10.83\text{m/s}$$

$$V_s = 14 / 0.15 = 9.3\text{m/s}$$

$$\frac{A_b}{A_c} = 0.67$$

$$\frac{Q_b}{Q_c} = \frac{1.3}{2.7} = 0.48$$

$$\frac{A_s}{A_c} = 0.82$$

$$\frac{Q_s}{Q_c} = \frac{1.4}{2.7} = 0.52$$

باستخدام الاستكمال من الداخل interpolation نجد أن

$$C_b = 0.74$$

$$C_s = 0.15$$

بالنسبة للمسلك الرئيسى

$$\Delta P_s = C_o \left(\frac{V_s^2}{1.29} \right)^2 = 0.15 \left(\frac{9.3}{1.29} \right)^2 = 7.8 \text{ Pa}$$

وتطبيق معادلة برنولى

$$\frac{P_c}{\rho} + \frac{V_c^2}{2} = \frac{P_s}{\rho} + \frac{V_s^2}{2} + \frac{\Delta P_s}{\rho}$$

$$P_s = \rho \left(\frac{P_c}{\rho} + \frac{V_c^2}{2} - \frac{V_s^2}{2} - \frac{\Delta P_s}{\rho} \right)$$

$$= 1.2 \left[\frac{250}{1.2} + \frac{15^2}{2} - \frac{(9.3)^2}{2} - \frac{7.8}{1.2} \right] = 325.3 \quad \text{Pa}$$

بالنسبة للمسلك الفرعى نجد

$$\Delta P_b = C_b \left(\frac{V_b}{1.29} \right)^2 = 0.74 \left(\frac{10.83}{1.29} \right)^2 = 52.16 \quad \text{Pa}$$

وبتطبيق معادلة برنولى للمسلك الفرعى نجد

$$P_b = \rho \left(\frac{P_c}{\rho} + \frac{V_c^2}{2} - \frac{V_b^2}{2} - \frac{\Delta P_b}{\rho} \right)$$

$$= 1.2 \left[\frac{250}{1.2} + \frac{(15)^2}{2} - \frac{(10.83)^2}{2} - \frac{52.16}{1.2} \right] = 262.5 \text{ Pa}$$

8.5 Air Duct Design

8.5 تصميم مسالك الهواء

الغرض من انظمة المسالك هو تزويد المكان الخاضع للتكييف بالهواء المعالج من خلال المخارج (Outlets) بالكمية اللازمة لكل ناسر (Diffuser). من أجل أن يقوم هذا الهواء بمعادلة الحمل الحراري للمكان كسبا أو فقدا نتيجة حركة الهواء .

8.5.1 Duct classifications

8.5.1 تصنيف المسالك

أولا - طبقا لاتجاه حركة الهواء *Air direction* تنقسم إلى: مسالك تغذية Supply ducts وممالك للراجع Return ducts.

مسلك التغذية : حركة الهواء من جهاز التكييف إلى المكان المراد تكييفه .

مسلك الراجع : حركة الهواء من المكان المكيف إلى جهاز التكييف او إلى الخارج .

ثانيا - طبقا للسرعة Velocity تنقسم المسالك إلى

1- مسالك السرعة المنخفضة Low velocity ducts للأغراض التجارية 12.7 m/s . عادة تتراوح بين $(6 - 11) \text{ m/s}$

2- مسالك السرعة العالية High velocity ducts للأغراض التجارية أعلى من 12.7 m/s

وللأغراض الصناعية فإن السرعة المنخفضة تكون حتى 12.7m/s. السرعة العالية بين (25 : 12.7) m/s

أما مسالك الراجع فيمكن إعتبارها مسالك سرعات منخفضة. يبين Table 8.9. السرعات المثالية في كل من مسالك التغذية والراجع وكذلك خلال عناصر معدات تكييف الهواء.

ثالثاً - طبقاً للضغط **Pressure** تصنف المسالك طبقاً لضغط المراوح إلى:

- 1- أنظمة ضغط منخفض Low pressure system حيث $\Delta P \leq 940 \text{ Pa}$
 - 2- أنظمة الضغط المتوسط Medium pressure system حيث $940 \leq \Delta P \leq 1690 \text{ Pa}$
 - 3- أنظمة الضغط العالي High pressure system حيث $1690 \leq \Delta P \leq 3200 \text{ Pa}$
- الضغط المذكور هو الضغط الكلي ويشمل فقد ضغط الاحتكاك ، مقاومة أجهزة وحدة المنبولة مثل ملفات التبريد والتسخين ووحدة الرش والفلاتر .

رابعاً - طبقاً لمقطع المسلك **Duct Cross-section** تنقسم المسالك طبقاً لشكل مقطع المسلك إلى :

- 1- مسالك دائرية **Round duct** وتمتاز هذه المسالك بسهولة التصنيع وإنخفاض فقد الضغط بالاحتكاك ومن العيوب الاستهلاك العالي من ألواح التصنيع .
 - 2- مسالك مستطيلة المقطع **Rectangular duct** تمتاز بأقتصاديات التصنيع وملائمة التركيب في الفراغات الخاصة. ومن عيوبها زيادة فقد الضغط بالاحتكاك .
- خامساً - مادة التصنيع **Materials** تصنع المسالك عادة من ألواح معدنية **Metal sheet** والألومنيوم **Aluminum** وحديثاً من الصوف الزجاجي **Fiberglass** وفي بعض الأحيان للوواح القرميد **Tile** والبلاستيك **Plastic** .
- الألواح المعدنية أثقل من الألومنيوم ولكن ذات تكلفة أقل .
 - الألومنيوم والصوف الزجاجي أقل عرضه للصدا وتكون البكتريا على السطح.
 - البلاستيك يستخدم نظراً لمهولة التشكيل ومقاومته للحرارة.
 - استخدام الفير جلاس لقي قبول حسن في الوقت الحالي نظراً لكفاءته في تقليل الضوضاء وكعازل حرارى ومائى.

Table 8.9 Recommended air Velocity in Low velocity Air Conditioning Systems, m/s

Application	Main Ducts		Branch Duct		Out air intakes	Filters	Heating or Cooling coils	Air washers	Suction connection	Fan outlets
	Supply	Return	Supply	Return						
<i>Residences</i>	5	4	3	3	2.5	1.3	2.3	2.5	3.6	5-8
<i>Apartments hotel</i>										
<i>Bedrooms hospital</i>	7.5	6.5	6.12	5	2.5	1.6	2.7	2.6	4.5	7-10
<i>Bedrooms</i>										
<i>Private offices</i>										
<i>Directors rooms</i>	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
<i>Libraries</i>										
<i>Theatres</i>	6.6	5.6	5.0	4	2.5	1.5	2.6	2.6	4	6.6-10
<i>Auditoriums</i>										
<i>General offices</i>										
<i>Restaurants</i>	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
<i>Stores</i>										
<i>Banks</i>										
<i>Cafeteria</i>	10	7.5	8	6	2.5	1.7	2.8	2.6	4.8	8-11
<i>Industrial buildings</i>	15	9	11	7.7	2.5	1.8	3.0	2.6	5.1	8.2-12

ساسا : تخطيط المسلك Duct layout تنقسم أنظمة المسالك طبقا للتخطيط حسب الاستخدام إلى :

(1) نظام محيطي Fig 8.15 Loop perimeter system حيث يتم توزيع هواء التغذية من مركز التسخين خلال المسالك الفرعية من خلال نظام محيطي مغلق للأرضية. مخارج الهواء الخارج (المستقبلات Registers) تركيب تحت الشبائيك مباشرة. هذا النظام ملائم للأماكن التي تحتاج تدفئة أغلب أوقات العام .

(2) نظام رئيسي فوق Fig 8.16 Overhead trunk المسالك الرئيسي - يخرج من وحدة التكييف ويمتد خلال مسالك فرعية من فراغ أعلى سقف اصطناعي False ceiling. المسالك الفرعية تمتد إلى المخارج Outlets التي تركيب على الحوائط المرتفعة أو في فراغ السقف الزائف. هذا النظام أكثر ملائمة للأماكن التي تحتاج إلى تبريد أغلب أوقات العام.

8.6 اعتبارات أساسية لتصميم المسالك

8.6 Essential Considerations For Duct Design

عند تصميم نظام المسالك يجب الأخذ في الاعتبار العوامل الآتية : الفراغ المتاح وفقد الاحتكاك وسرعة الهواء، مستوى الإزعاج، الفقد والاختساب الحرارى خلال جدران المسالك، تسرب الهواء من وإلى المسالك.

8.6.1 الفراغ المتاح والمظهر المعماري :

8.6.1 Space available and architecture appearance

- مسالك التغذية ومسالك الراجع وإمكانية ظهورها غالبا وما يتحكم في تخطيط هذه الأنظمة
- في الفنادق والمكاتب حيث الفراغ يحتل أولوية قصوى Premium يستخدم نظام سرعات عالية مع وحدات حث Induction Unit باستخدام مسالك دائرية ذات قطر صغير.
- في بعض التطبيقات قد يتطلب الأمر تعليق هذه المسالك ملاصقة للسقف (في بعض أقسام المخازن والمكاتب يفضل استخدام مسالك ذات مقطع مستطيل).
- في المنشآت الصناعية حيث المظهر يحتل مرتبة ثانوية فتفضل المسالك ذات المقطع المستطيل حيث يكون الأنسب من الناحية الاقتصادية .

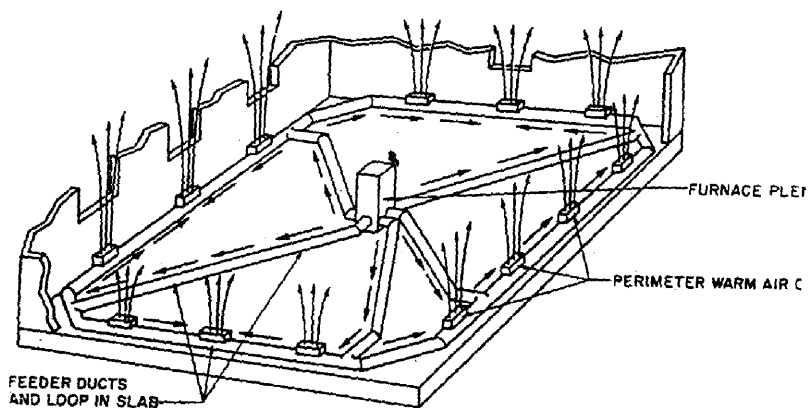


Figure 8.15 Loop perimeter system

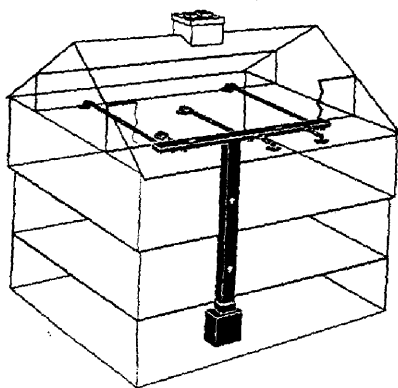


Figure 8.16 Overhead radial system

8.6.2 Economical consideration

8.6.2 الاعتبارات الاقتصادية

إن الموائمة بين التكلفة الإنشائية Investment cost وتكلفة التشغيل Operational cost لها أهمية خاصة ويؤثر على ذلك الآتى :

الحرارة المفقودة شتاءً أو المكتسبة صيفاً تؤثر مباشرة فى اتجاه زيادة معدل الهواء المار فى المسالك. هذا بدوره يؤثر على النسبة الباعية Aspect ratio (نسبة اطول ضلع إلى الضلع الآخر فى المسالك المستطيلة) ومنها نجد أن :

- المسلك ذو النسبة الباعية الكبيرة يكون عرضه لاكتساب أو فقد حرارة أكبر من مثيله ذو النسبة الباعية الصغيرة والذى يحمل نفس كمية الهواء.

- المسالك التى تحمل كمية صغيرة من الهواء بسرعات منخفضة تكون أكثر عرضه للفقء أو اكتساب الحرارة. وهذا يؤثر فى اتجاه زيادة قدرة التبريد أو التدفئة.

- إضافة عزل حرارة إلى المسالك يقلل من نسبة الحرارة المكتسبة أو المفقودة وكذلك من الأفضل تصميم المسلك ذات سرعة عالية مع نسبة باعية صغيرة للمسالك التى تحمل كمية صغيرة من الهواء وخاصة إذا كانت هذه الاجزاء خارج الأماكن المكيفة .

النسبة الباعية Aspect Ratio زيادة النسبة الباعية تؤدى إلى زيادة تكلفة التصنيع والتشغيل

حيث أنها تؤدى إلى زيادة الاحتكاك ومن المناسب إلا تزيد النسبة الباعية عن 1:4

الاحتكاك Friction فقد الضغط نتيجة الاحتكاك له أهمية قصوى خاصة من وجهة نظر التكلفة الإنشائية حيث ان المسالك يجب ان تكون بقدر الإمكان قصيرة ولكن قصر المسالك قد يتطلب سرعة عالية مصحوبة بمستوى أعلى من الأزعاج - لذلك يجب ان تكون التركيبات قليلة بقدر الإمكان لتفادى فقد الضغط فيها.

تسرب الهواء Air leakage تسرب الهواء من وإلى المسلك يؤثر على حالة الفراغ المراد تكلفته لذلك يجب العمل على عدم السماح للهواء بالتسرب خاصة إذا كان المسلك خارج نطاق المكان المكيف. إذا كان التسرب فى حدود 1% من الحجم الكلى للهواء فيكون ذلك فى حدود المسموح به وذلك فى نظام السرعات العالية. لذلك يجب وضع جوانات حاکمة عمرها الافتراضى من سنة حتى 20 سنة لمنع تسرب الهواء.

مستوى الضوضاء *Noise level* تنتج الضوضاء في مسالك تكييف الهواء بسبب ارتطام الهواء بالأسطح الصلبة (جدران المسالك) نتيجة سرعة الهواء ويمكن إرجاع المصادر الرئيسية للضوضاء إلى :

- 1- عناصر تقوم بتوليد طاقة الصوت في أجزاء المسالك والتركيبات ويقصد بها الأنواع النفرعات والمخفضات والنواشر.
- 2- مخارج الهواء داخل الغرف النواشر والمستقبلات لذلك يجب تحديد سرعة الهواء في كل منطقة بحيث تكون طاقة الصوت الناتجة أقل ما يمكن .
- مقاومة الحريق *Fire resistant* بالإضافة إلى ما سبق فإن مواد التصنيع وكذلك المواد العازلة يجب ان تكون بقدر الأمان غير قابلة للاشتعال .

8.7 فقد الضغط لنظام المسلك *8.7 Duct System Pressure Loss*

- فقد الضغط في النظام يجب تقديره بحساب قدرة المروحة واختيار المعدات.
- فقد ضغط نظام المسالك يجب أن يشتمل على فقد الضغط خلال مسار الهواء وكذلك عناصر معدات نظام التكييف مثل الفلتر، ملفات التبريد والتسخين ووحدة الترطيب - وكذلك الفقد الخاص بدخول الهواء الراجع والهواء الخارجى ومخارج الهواء في الغرف وكذلك أماكن توصيل المسالك بوحدة المناولة.
- هذا الفقد يجب أن تغطيه المروحة. فقد الضغط في المعدات وكذلك في مخارج الهواء يتم الحصول عليه من كتالوجات التصنيع.
- تعطى Table 8.10 قيم استرشادية لفقد الضغط خلال عناصر النظام للمسالك

Table 8.10 Approximated Values of System Elements Pressure Drop

Element	$\Delta P, Pa$
Air intakes	2- 25
Filters	50-100
Cooling or heating coils	30-100
Air washer	50 -100
Grilles	25 -50
Exhaust fan	25 -30

8.8 Pressure Drop Through Duct المسلك خلال الضغط 8.8

فقد الضغط خلال المسلك المستقيم يعين بالنسبة للمسلك الدائري باستخدام خريطة فقد الضغط بالاحتكاك (Fig 8.3) .

- بالنسبة للمسلك ذو المقطع المستطيل فتستخدم نفس الخريطة السابقة باستخدام القطر المكافئ ($D_{eq} = 1.3 (a.b)^{0.625} / (a+b)^{0.25}$) أو باستخدام الأبعاد (a , b) وخريطة فقد الضغط (Fig 8.4) .

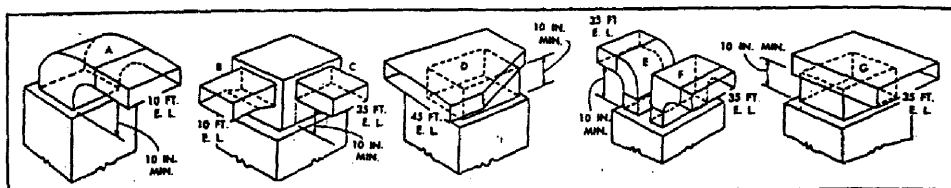
- بالنسبة للتركيبات يعين فقط الضغط في التركيبات (بالمعادلة $\Delta P = C(V/1.29)^2$) أو باستخدام الطول المكافئ L_{eq} الذى يمكن الحصول عليه تقريبا بالمتر من Fig 8.17 أو بالقدم من Figs 8.18, 8.19 (مع مراعاة تحويلها إلى المتر) ثم تضاعف إلى مجموع أطوال المسالك المستقيمة وتضرب في معدل فقد الاحتكاك ($\Delta P_f / m$) من Figs 8.3 & 8.4 فيعطى الناتج فقد الضغط الكلى للمسالك المستقيمة والتركيبات.

8.9 Pressure Gradient Diagram مخطط تدرج الضغط 8.9

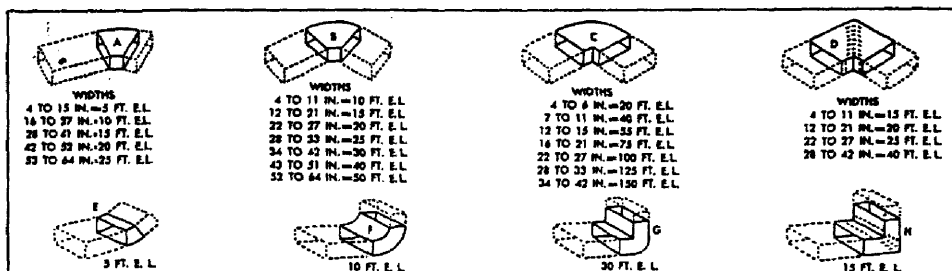
* الضغط الكلى P_O فى أى نقطة من نظام المسالك هو مجموع الضغط الاستاتيكي P_S وضغط السرعة P_V وحيث أن الاحتكاك وانخفاض ضغط السرعة يحدثان فى اتجاه سريان الهواء فإن الضغط الكلى ينخفض تبعا لذلك ماعدا نقطة إضافة الطاقة بالمروحة وإذا تتبعنا Fig 8.20 نجد أن الضغط عند نقطة تركيب المروحة يظهر بقيمة ($P_O = P_S + P_V$) أعلى من الضغط الجوى P_b أما قبل المروحة فيكون الضغط الكلى P_O أقل من الضغط الجوى .

* فى Fig 8.21 أضيف عنصر مدخل الهواء الخارجى فإن النظام سوف يعمل إذا أخذ فى الاعتبار أسلوبا لطرد الهواء الخارجى وإلا فإن الضغط داخل المكان يجب أن يكون عاليا بدرجة تسمح بطرد الهواء الخارجى وإلا فإن هواء التعويض الخارجى لن يتمكن من دخول المكان .

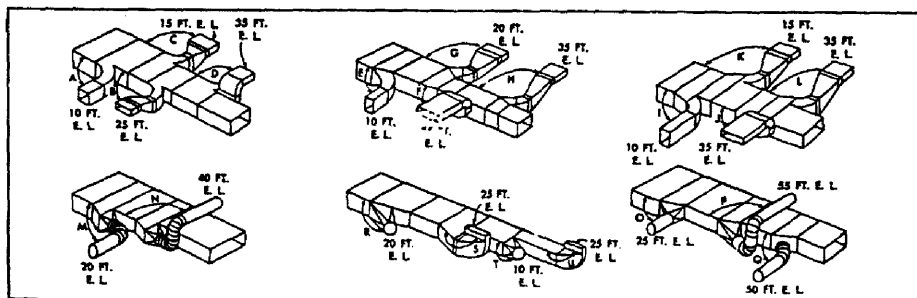
* فى حالة استخدام هواء التراجع Fig 8.22 فإن الضغط فى المسلك P_O يجب ان يكون أعلى من الضغط الجوى P_b . فى المجرى الصاعد Upper stream قبل خالق الهواء التراجع وأقل من



(A) WARM AIR AND RETURN AIR BONNET OR PLENUM
EQUIVALENT LENGTHS BASED ON 8" DEPTH OF DUCT



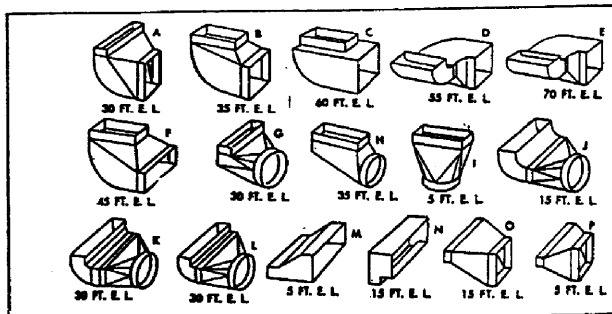
(B) ANGLES AND ELBOWS FOR TRUNK DUCTS
EQUIVALENT LENGTHS BASED ON 8" DEPTH OF DUCT



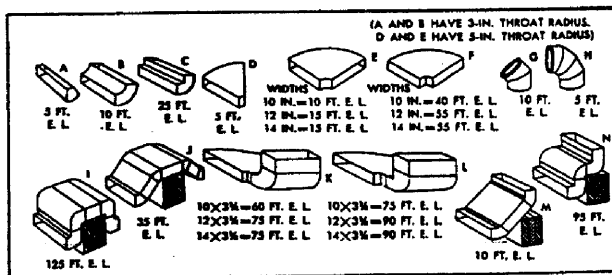
(C) TRUNK DUCT TAKEOFFS

Figure 8.18 Equivalent length of various types of fittings (in feet).

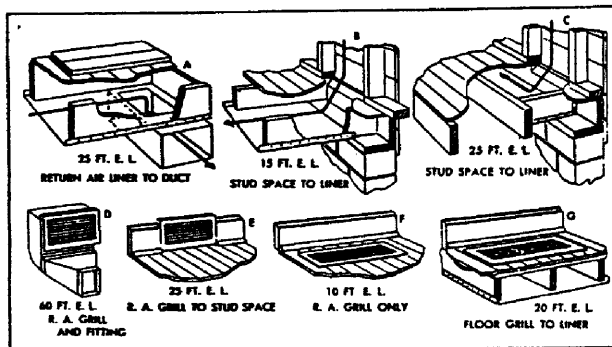
$$1m = 3.281 ft$$



(D) BOOT FITTINGS
FROM BRANCH TO STACK



(E) STACK ANGLES, ELBOWS
AND COMBINATIONS



(F) RETURN AIR COMBINATIONS

Figure 8.19 Equivalent length of various types of fittings (in feet).

$$1m = 3.281 \text{ ft}$$

P_b في المجرى الهابط Down stream لخائق الهواء الراجع بالإضافة إلى أن ضغط الغرفة P_r يجب أن يكون أعلى من الضغط الجوي مما يجعل فتح الأبواب حتميا.

* إذا تم استخدام مروحة أخرى للهواء الراجع Fig 8.23 هذا يجعل ضغط الغرفة P_r مقاربا للضغط الجوي P_o ففي هذه الحالة فإن الطاقة المضافة (للمروحتان) هي نفسها كما في الحالة السابقة ولكنها موزعة على مروحتين وتعمل مروحة الراجع Return fan على إبطال الفقد في خائق التصريف Relief air ومحقة بذلك ضغط موجب عند دخول الهواء الخارجي بدرجة تسمح بإمكانية طرده

8.10 منوال تصميم مسالك الهواء

8.10 Air Duct Design Procedure

تصميم أنظمة مسالك الهواء تتم من خلال المنوال الأتي:

1- تحديد معدل هواء التغذية والراجع لكل غرفة باستخدام معادلة الحرارة المحسوسة

$$q_s = \rho Q C_p (t_s - t_r)$$

كمية الهواء الراجع تكون أقل قليلا من هواء التغذية حتى نضمن وجود فرق ضغط بالغرفة . هذا يضعف احتمال تكون تيارات هوائية بالغرفة .

2- وضع مخطط شبكيها بذلك المبين في Fig8.1 مشتركا يجمع كل من مسالك التغذية ومسالك الراجع على مخطط المبني . يجب التأكد أن هذا التخطيط لا يتعارض مع الخواص المعمارية والإنشائية للمبني ولا يؤثر على باقي الخدمات (الكهرباء ، المياه ، الصرف ، الغاز) .

3- تحدد أماكن وضع منافذ التغذية Supply diffuser وجريلات الراجع Return grilles مع الاستعانة بكاتولوجات التصنيع ويحدد فقد الضغط لكل منها. كما يجب أن يراعى أن يكون مستوى الصوت Sound level لهذه المعدات متفقا مع المستويات المحددة لنشاط المكان .

4- يتم عمل رسما مكبرا لوحدة المناولة Air handling unit مبينا عليه عناصر الوحدة مثل الفلتر وملف التبريد وملف التسخين وحدة الترطيب كما يتم بيان وصلات المروحة وفقد

الضغط لكل عنصر راجع Table 8.10 .

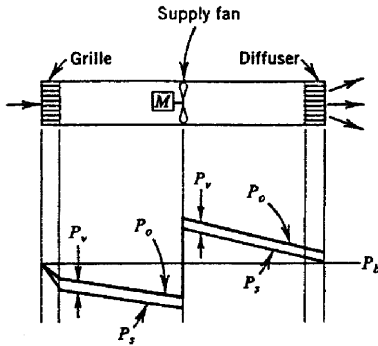


Figure 8.20 Pressure gradient diagram
Of a simple duct- fan system

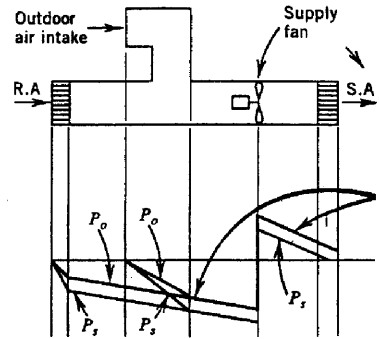


Figure 8. 21Pressure gradient
diagram of duct fan system with
Outdoor air- in take.

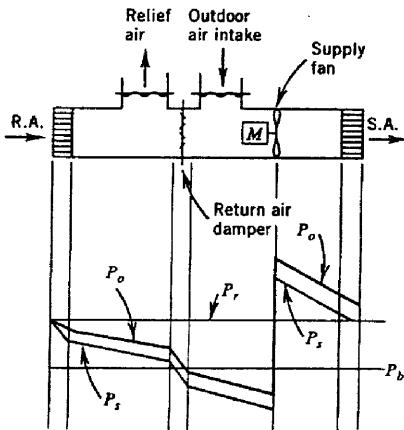


Figure 8.22 Pressure gradient diagram
of a duct- fan system with outdoor
in take and exhaust (relief)

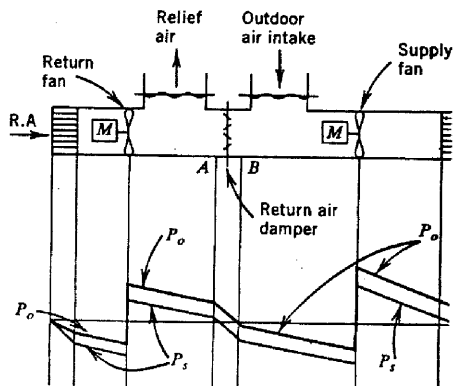


Figure 8.23 Pressure gradient
diagram of two fan- duct system
with outdoor intake and exhaust.

- 5- يبين على الرسم التنفيذي Working drawing تغيير المقاطع للتركيبات كما يبين عليه الفلاتر الطرفية وخنادق الحريق وخنادق اتران حجم الهواء .
- 6- يبين أماكن وجود خنادق تحكم ضغط الهواء .
- 7- يتم بيان أماكن مخفضات الصوت (راجع باب الضوضاء) .
- 8- يتم تحديد السرعة القصوى للهواء في كل جزء من أجزاء المسلك راجع Table 8.9 .
- 9- يتم جمع كل معدلات الهواء للغرف المختلفة لتكون معدل الهواء المار في المسلك الرئيسي.
- 10- يتم تحديد الحد الأقصى لفقد الضغط (إذا كان ضغط المروحة معروفا يتم خصم فقد الضغط لعناصر وحدة المناولة وكذلك النواشر والخنادق) فيكون الجزء المتبقي هو فقد الضغط المسموح به للمسلك. ومعدل فقد الضغط لانظمة السرعات المنخفضة هو $1 P_s/m$ -
- 11- تأكد من وجود فراغ مناسب أعلى السقف الصناعي False ceiling لتركيب وتعليق انظمة المسالك .
- 12- إذا كان الفراغ غير كافيا يجب زيادة سرعة الهواء مما يؤدي إلى تخفيض ابعاد المسلك ولكن سيزداد الاحتكاك وسيزيد فقد الضغط بالاضافة إلى مستوى إزعاج أعلى وسترثع تكلفة التشغيل .
- 14- أحسب فقد ضغط السرعة لكل تركيبة ولكل مسلك مستقيم .
- 15- اضرب طول المسلك في معدل فقد الضغط لكل متر (P_f/m) لحساب فقد ضغط الاحتكاك لكل جزء مستقيم .
- 16- أحسب فقد الضغط لعناصر وحدة المناولة (تقريباً من Table 8.10).
- 17- احسب فقد الضغط الكلي للنظام.

8.11 Duct Design Methods

8.11 طرق تصميم المسالك

8.11.1 Low velocity system

8.11.1 أنظمة السرعة المنخفضة

تستخدم لهذه الأنظمة طريقة تساوي الاحتكاك Equal Friction Method تعتمد فكرة هذه الطريقة على اختيار معدل فقد الضغط بالاحتكاك ($\Delta P_f/m$) لكل متر طولي واعتباره ثابتاً لكل

من المسالك الرئيسية والفرعية وكذلك في باقى التركيبات (باعتماد طريقة الطول المكافئ L_{eq}).
تحدد قيمة $(\Delta P_f / m)$ من Fig 8.3 وذلك بمعرفة معدل تصريف المروحة Q. وتحدد السرعة
المثلى للنظام والتي لا تسبب إزعاج من Table 8.9. نقطة التقاطع تعطى قطر المسلك الرئيسي
وبالاتجاه رأسيا لأسفل نقرأ قيمة $(\Delta P_f / m)$ ثم يتم حساب الأطوال المكافئة للتركيبات ،
وبضرب مجموع الأطوال المستقيمة + الأطوال المكافئة للتركيبات في معدل فقد الضغط
 $(\Delta P_f / m)$ نحصل على فقد الضغط للمسالك .

- بالإضافة فقد الضغط خلال المخارج + عناصر وحدة المناولة نحصل على فقد الضغط الكلي
الذي يسمح باختيار المروحة . أما إذا كانت المروحة قد تم اختيارها مسبقا فيحدد الضغط الذي
تولده المروحة وبطرح فقد الضغط لعناصر وحدة المناولة (الفلتر وملفات التبريد والتسخين
ووحدة الريش وخلافه) بالإضافة إلى فقد الضغط من المخارج (النواشر) . الناتج هو فقد
الضغط في المسالك .

- بقسمة الناتج على مجموع الأطوال للمسالك المستقيمة بالإضافة إلى الأطوال المكافئة للتركيبات
نحصل على معدل فقد الضغط للمتر الطول $(\Delta P_f / m)$.

- استخدام Fig 8.3 يمكن تحديد ابعاد المسلك الدائري و Fig 8.4 لتحديد أبعاد المسلك
المستطيل . باستخدام Table 8.2 يمكن تحديد ابعاد المسلك المستطيل المناظر .

Example 8. 5

Find the size of each duct section for the system shown in Fig 8.24 using
equal friction method. Use rectangular ducts. The system service storage
buildings.

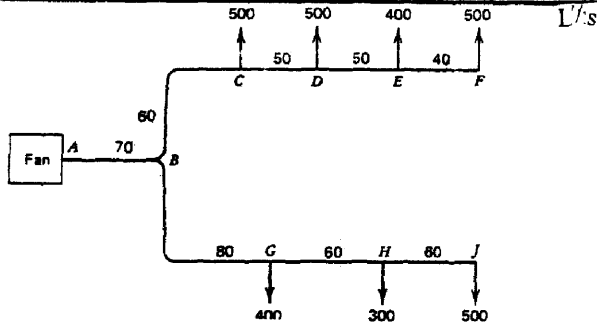


Figure 8.24 Sketch for Example 8.5

معدل تصريف المروحة $Q = 3100 \text{ L/s}$

من Table 8.9 نجد أن سرعة الهواء في المسلك الرئيسي $V = 10 \text{ m/s}$. نقطة تقاطع تصريف

مقداره $Q = 3100 \text{ L/s}$ مع سرعة هواء مقداره $V = 10 \text{ m/s}$ نقرأ:

$$D_{AB} = 625 \text{ mm} \quad \& \quad \Delta P_f/m = 1.5 \text{ Pa}$$

من Table 8.2 نقرأ أبعاد المستطيل المناظر للقطر $D_{AB} = 625 \text{ mm}$: $a \times b = 750 \times 450 \text{ mm}$

المسلك BC $Q_{BC} = 1900 \text{ L/s}$

عند مقدار تصريف $Q_{BC} = 1900 \text{ L/s}$ نرسم خطاً أفقياً حتى يقطع الخط الرأسى $P_f/m = 1.5$

$$D_{BC} = 525 \text{ mm} \quad \& \quad V_{BC} = 9 \text{ m/s} \quad \text{ونقرأ عنده}$$

ومن Table 8.2 نقرأ أن $a \times b = 700 \times 350 \text{ mm}$ المناظرة للقطر $D_{BC} = 525 \text{ mm}$. قيم

الأقطار لبقية أجزاء المسلك مبينة في Table 8.11

Table 8.11. Summary of Results for Example 8.5

Section	Q L/S	Velocity m/s	Friction loss Pa/m	Round diameter mm	Rect. Duct $a \times b$ mm
AB	3100	10	1.5	625	750x450
BC	1900	9	1.5	525	700x350
CD	1400	8.3	1.5	475	550x350
DE	900	7.5	1.5	400	400x350
EF	500	6.5	1.5	320	350x250
BG	1200	8	1.5	430	450x350
GH	800	7.2	1.5	375	350x350
HG	500	6.5	1.5	320	350x250

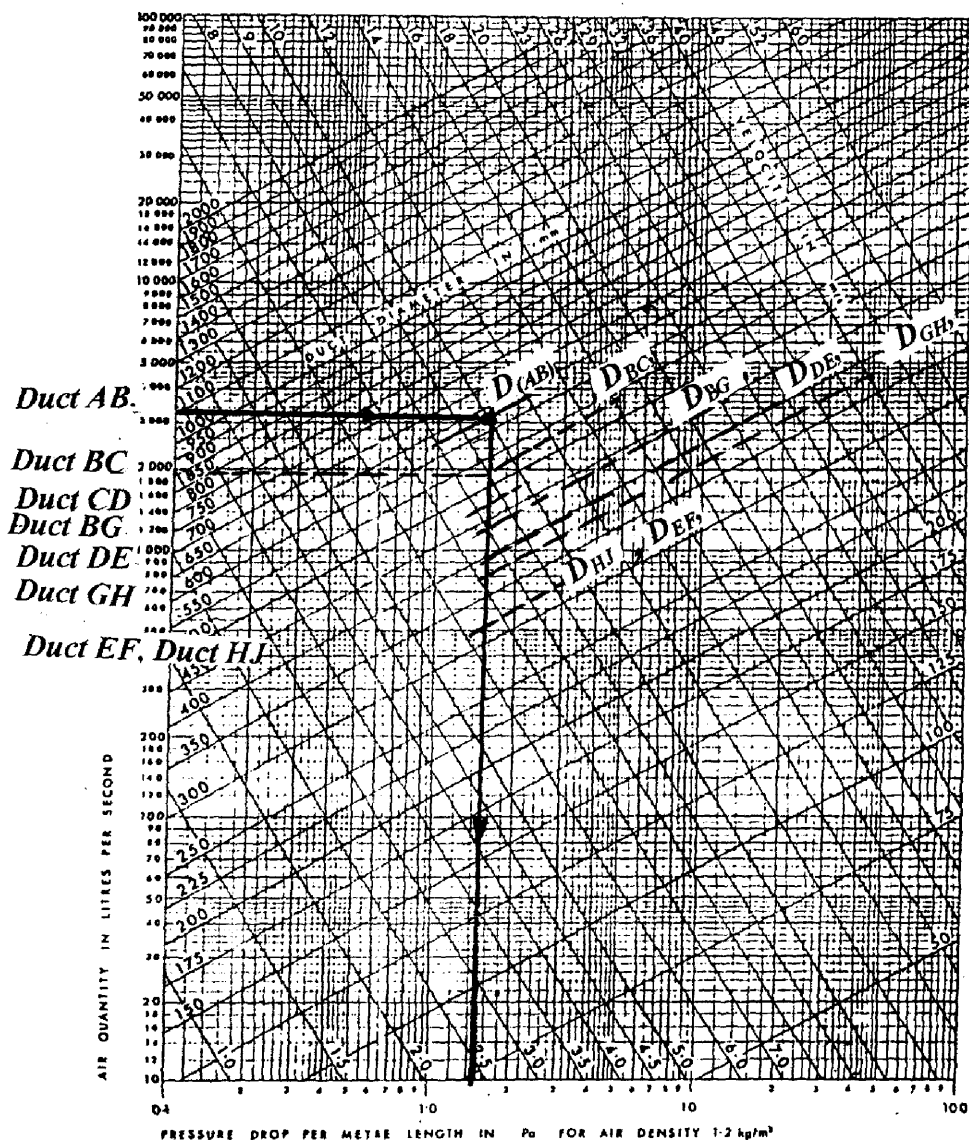


Figure 8.25 Duct sizing chart for example 8.5.

Example 8.6

Select rectangular sizes for the simple duct system shown in Fig.8.26 using the equal friction method the fittings pressure losses should be determined by equivalent length approach. The pressure loss for each diffuser is 5Pa. The system services an auditorium section. Determine duct pressure losses.

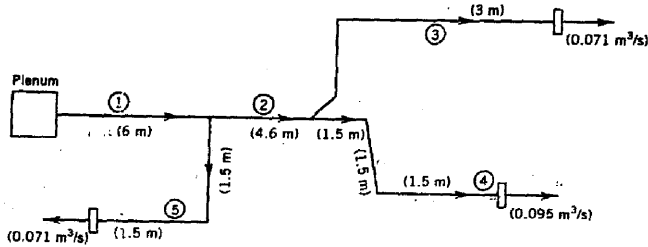


Figure 8.26 Duct layout for example 8.6

من Table 8.9 سرعة الهواء في مسلك التغذية الرئيسي = 6m/s.

تصرف المروحة $Q = 0.071 + 0.071 + 0.095 = 0.237 \text{ m}^3/\text{s}$.

معدل فقد الاحتكاك لكل متر هو 2Pa/mm

باستخدام Fig 8.27 نجد أن باستخدام التصريف المحسوب $0.237 \text{ m}^3/\text{s}$ وعند السرعة 6m/s

$(\Delta P_f/m) = 2P_u$ معدل فقد الاحتكاك لكل متر هو $D_1 = 250 \text{ mm}$ &

باستخدام Table 8.2 نجد أن الأبعاد المناظرة للقطر 250mm هي $a \times b = 400 \times 150 \text{ mm}$

لاحظ أن النسبة الباعية لا يجب أن تتجاوز 4

الجزء رقم 2

معدل التدفق في الجزء 2

$$Q_2 = 0.071 + 0.095 = 0.166 \text{ m}^3/\text{s} = 166 \text{ L/s}$$

وبالدخول في Fig 8.27 عند $Q = 166 \text{ L/s}$ حتى يتقاطع مع $(\Delta P_f/m) = 2.0 \text{ Pa}$ نجد

أن $D_2 = 225 \text{ mm}$ تعادل $300 \times 150 \text{ mm}$.

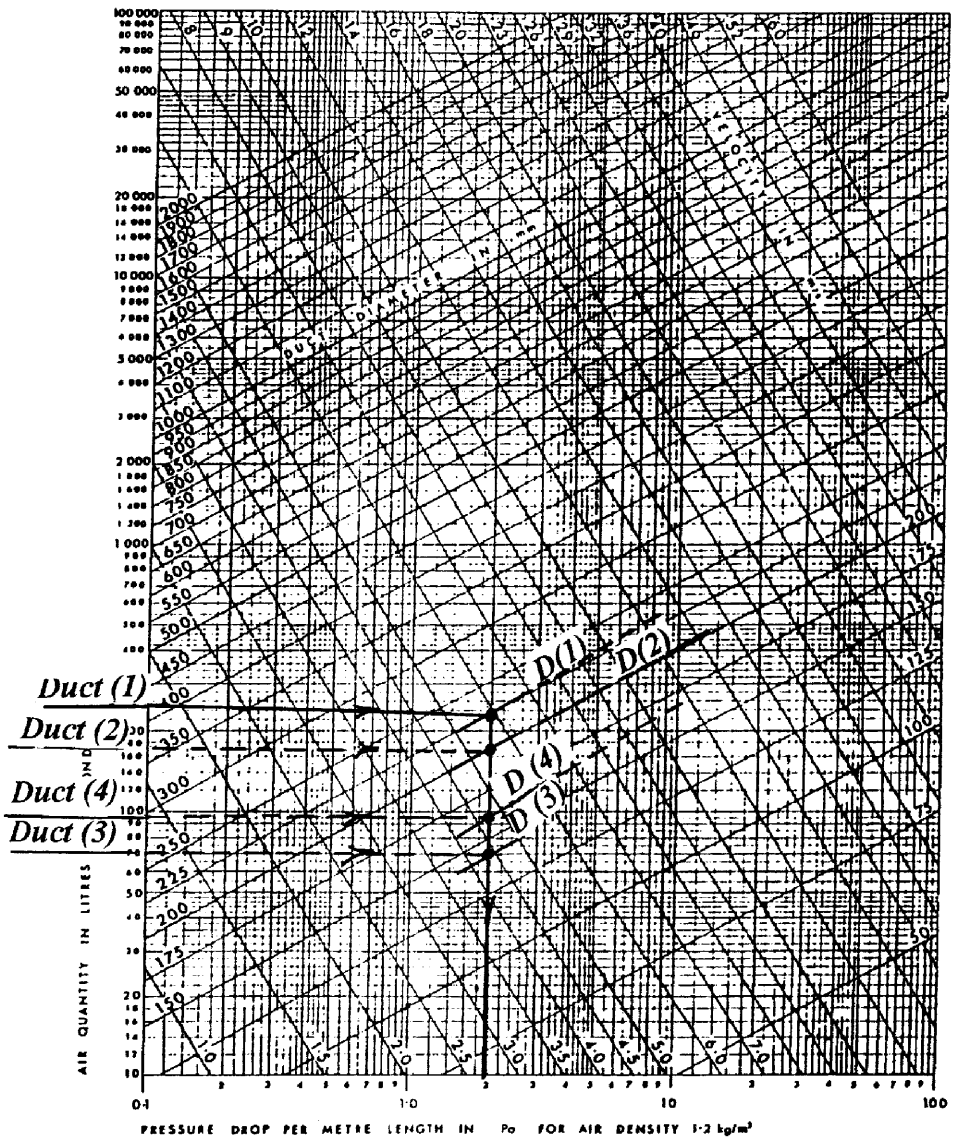


Figure 8.2.7 Duct sizing chart for example 8.6

لاحظ هنا أننا حافظنا بقدر الأمكان على طول الضلع $b = 150\text{mm}$ بالنسبة للجزء I أو الجزء 2 وذلك لسهولة التركيب والتفيز .

الجزء 3 نجد أن $Q_3 = 0.071 \text{ m}^3/\text{s} = 71 \text{ L/s}$

من Fig 8.26 نجد أن $a \times b = 150 \times 150\text{mm}$ تعادل $D_3 = 135\text{mm}$

الجزء 4

$Q_4 = 0.095 \text{ m}^3/\text{s} = 95 \text{ L/s}$

بنفس الطريقة نجد أن $a \times b = 150 \times 150 \text{ mm}$. تعادل $D_4 = 162.5\text{mm}$

الجزء 5

أبعاده مثل الجزء 3 $a \times b = 150 \times 150\text{mm}$ (حيث أن له نفس التصرف)

لتحديد فقد الضغط ندرس المسارات الآتية

المسار 3-2-1 و 4-2-1 و 5-1

أولا المسار 3-2-1

طول المسالك المستقيمة $\Sigma L = 6 + 4.6 + 3 = 13.6 \text{ m}$

الطول المكافئ للتركيبات من Fig 8.17 توجد التركيبات الآتية

(1) بعد الجزء Red: $L_{eq} = 1.52\text{m}$ & T : ($L_{eq} = 4.56\text{m}$)

Elb 90: ($L_{eq} = 4.56$) & Elb : ($L_{eq} = 3.04\text{m}$) & Y ($L_{eq} = 4.56\text{m}$)

$\Sigma L_{eq} = 18.24\text{m}$

$\Delta P_{123} = (\Sigma L + \Sigma L_{eq}) \times (\Delta P_f/m + \Delta P_{dif})$ فقد الضغط في المسلك ΔP_{123}
 $= (13.6 + 18.24) \times 2 + 5 = 68.68 , \text{ Pa}$

ثانيا المسار 4-2-1

$\Sigma L = 6 + 4.6 + 1.5 + 1.5 + 1.5 = 15.1\text{m}$ طول المسالك المستقيمة ΣL

الطول المكافئ للتركيبات من Fig 8.17

Y: ($L_{eq} = 4.56\text{m}$) , Red R: ($L_{eq} = 1.52\text{m}$) & T: ($L_{eq} = 4.56\text{m}$)

Elb: ($L_{eq} = 4.56\text{m}$) & Elb: ($L_{eq} = 4.56\text{m}$)

$\Sigma L_{eq} = 4.56 + 1.52 + 4.56 + 4.56 + 4.56 = 19.76\text{m}$.

فقد الضغط في المسلك ΔP_{124}

$$\begin{aligned}\Delta P_{124} &= (\Sigma L + \Sigma L_{eq}) \times (\Delta P_f/m) + \Delta P_{dif} \\ &= (15.1 + 19.76) \times 2 + 5 = 74.72, \text{ Pa}\end{aligned}$$

5-1 ثالثا المسار

$$\Sigma L = 6 + 1.5 + 1.5 = 9, \text{ m}$$

طول المسالك المستقيمة

Fig 8.17 الطول المكافئ للتركيبات من

$$\begin{aligned}\text{Elb: } (L_{eq} = 4.56 \text{ m}) \quad \& \quad \text{T: } (L_{eq} = 4.56 \text{ m}) \\ \Sigma L_{eq} &= 9.12 \text{ m}\end{aligned}$$

فقد الضغط في المسلك ΔP_{15}

$$\begin{aligned}\Delta P_{15} &= (\Sigma L + \Sigma L_{eq}) \times (\Delta P_f/m) + \Delta P_{dif} \\ &= (9 + 9.12) \times 2 + 5 = 41.24 \text{ Pa}\end{aligned}$$

مما سبق يتضح أن أكبر فقد يكون على المسار 1-2-4 أى 74.72, Pa

بالإضافة إلى ما سبق يؤخذ في الاعتبار فقد الضغط خلال عناصر وحدة المناولة وهي ملفات

التبريد ملفات التسخين والتلتر ووحدة الرش وكذلك فقد الضغط عند مدخل ومخرج المروحة.

وتحدد قدرة المروحة المعادلة

$$P = \frac{(\Sigma \Delta P) \times Q}{\eta_m \cdot \eta_e}$$

حيث η_e , η_m الكفاءة الكهربائية والميكانيكية لموتور المروحة .

8.11.2 High velocity system

8.11.2 لأنظمة السرعة العالية

في أنظمة السرعات العالية تستخدم طريقة الاستعاضة الاستاتيكية Static Regain Method

وتعتمد هذه الطريقة على تخفيض السرعة في اتجاه سريان الهواء مما يسمح بانخفاض ضغط

السرعة بالتالى زيادة الضخ الاستاتيكي بدرجة كافية لمقاومة فقد الاحتكاك في الجز الاحق ونبين

ذلك في المثال الآتى :

Example 8.7

Determine the duct sizes for the system shown in Fig 8.28, using the static regain method. Round duct will be used. The system serves an industrial building .

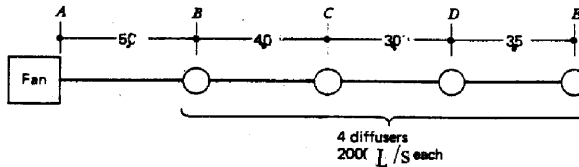


Figure 8.28 Sketch for Example 8.7

من Table 8.9 نختار السرعة في المسلك الرئيسي $V = 15 \text{ m/s}$

مسلك AB : $Q = 800 \text{ L/s}$ & $V = 15 \text{ m/s}$

من Fig 8.3 بنفس الكيفية السابقة نجد أن :

$$D_{AB} = 260, \text{mm} \quad \& \quad (\Delta P_f/m) = 410 \text{ Pa}$$

فقد الضغط بالاحتكاك

$$(\Delta P)_{AB} = 5 \times 10 = 60, \text{Pa}$$

مسلك BC : $Q = 600 \text{ L/s}$

نفرض أن السرعة هي $V_{BC} = 13 \text{ m/s}$

من Fig 8.3 نجد أن

$$D_{BC} = 420, \text{mm} \quad \& \quad (\Delta P_f/m)_{BC} = 8, \text{Pa}$$

$$(\Delta P)_{BC} = 8 \times 4 = 32, \text{Pa}$$

مقدار فقد الضغط بالاحتكاك

$$(\Delta P)_{BC} = \frac{\rho}{2} (V_A^2 - V_B^2)$$

أكتساب الضغط الالستاتيكي

$$= \frac{1.2}{2} (225 - 169) = 33.6, \text{Pa}$$

القيمة مقارنة والفرق ضئيل فيكون اختيارنا للسرعة موقفاً ونعتبر أن

$$D_{BC} = 240\text{mm}, \quad \& \quad V_{BC} = 13\text{m/s}$$

المسلك CD

معدل التصرف في المسلك $Q = 400, \text{ L/s}$

نفرض أن السرعة $V_{CD} = 11\text{m/s}$

من Fig 8.3 نجد أن $(\Delta P_f/m)_{CD} = 6.5, P_a$ & $D_{CD} = 220, \text{mm}$

مقدار فقد ضغط الاحتكاك

$$(\Delta P)_{CD} = 3 \times 6.5 = 19.5, \text{ Pa}$$

اكتساب الضغط الاستاتيكي

$$(\Delta P)_{CD} = \frac{\rho}{2}(V_B^2 - V_C^2) = 28.8, \text{ Pa}$$

الفارق كبير والاختيار غير موفق نختار سرعة أخرى $V_{CD} = 11.5\text{m/s}$

من Fig 8.3 نجد أن $(\Delta P_f/m)_{CD} = 7.5, P_a$ & $(D_{CD}) = 235\text{mm}$
فقط ضغط الاحتكاك

$$(\Delta P)_{CD} = 3 \times 7.5 = 22.5, \text{ Pa}$$

اكتساب الضغط الاستاتيكي

$$\begin{aligned} (\Delta P)_{CD} &= \frac{\rho}{2}(V_B^2 - V_C^2) \\ &= \frac{1.2}{2}(13^2 - 11.5^2) = 22.05, \text{ Pa} \end{aligned}$$

∴ القيمة مقارنة والاختيار موفق

مسلك DE : $Q = 200 \text{ L/s}$

نختار سرعة ولتكن 9.5 m/s

من Fig 8.3 نجد أن $(\Delta P_f/m) = 7, P_a$ & $(D)_{DE} = 165\text{mm}$

فقد ضغط الاحتكاك $(\Delta P_f)_{DE} = 3.5 \times 7 = 24.5, \text{ Pa}$

اكتساب الضغط الاستاتيكي $(\Delta P)_{DE} = \frac{\rho}{2}(V_C^2 - V_D^2)$

$$= \frac{1.2}{2}(11.5^2 - 9.5^2) = 25.2, \text{ Pa}$$

القيمة مقارنة والاختيار كان موفقاً. القيم النهائية لتقدير أبعاد المسالك في Table 8.12

Table 8.12 Summary of Results for Example 8. 7

Section	Q L/s	V m/s	D mm	L m	$\Delta P_f/m$ Pa	ΔP_f Pa	Static Regain pressure, Pa
AB	800	15	260	5	10	50	
B							33.6
BC	600	13	240	4	8	32	
C							22.05
CD	400	11.5	235	3	7.5	22.5	
D							25.2
DE	200	9.5	165	3.5	7	24.5	

Problems

- 8.1 Compute the lost pressure for 350mm 90° elbow with a volume flow rate of 0.6 m³/s of standard air.
- 8.2 Compute the lost pressure for a 400mm x 400mm 90° mitered elbow with a volume flow rate of 1.2m³/s of standard air (a) with single-thickness vanes, design 3, and (b) without vanes.
- 8.3 Compute the lost pressure for a diverging wye fitting with a 45 degree branch. The flow rate in the 30cm upstream section is 0.38m³/s, and the flow rate in the 15cm branch is 0.12m³/s. The downstream section has a diameter in 25cm.
- 8.4 Compute the lost pressure for a converging fitting. The flow rate in the 20cm upstream section is 0.24m³/s and the flow rate in the 20cm branch is 0.24m³/s. The downstream section has a diameter of 25cm Assume (a) a 45 degree wye.

8.5 A sudden enlargement in a circular duct measures 0.2m diameter upstream and 0.4m diameter downstream. The upstream pressure is 150Pa and the downstream is 200Pa. What is the flow rate through the fitting?

8.6 Size the rectangular ducts shown in Fig 8.2.9 by both equal friction method and by static regain method. The system service residence building for which velocity of air through the main supply duct is 6m/s. Neglect fittings losses.

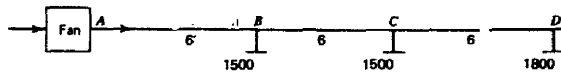


Figure 8.2.9 Sketch for problem 8.6

8.7 Find the total pressure drop in the duct system shown in Fig 8.30. from the fan outlet at A to F. The pressure loss through each outlet is 5Pa. The system service a restaurant. Circular duct is considered.

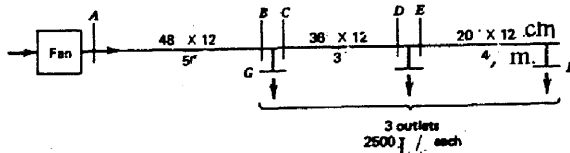


Figure 8.30 Layout of duct system problem 8.7

8.8 For the duct system shown in Fig 8.31 determine the system total pressure loss and fan requirements (head and power. Take $\eta_M=0.8$ & $\eta_e=0.85$). The fan inlet and outlet connection are not shown but it has been found that the system inlet loss is 50Pa and the outlet loss is 20Pa. The total pressure at each outlet for proper distribution is 25Pa.

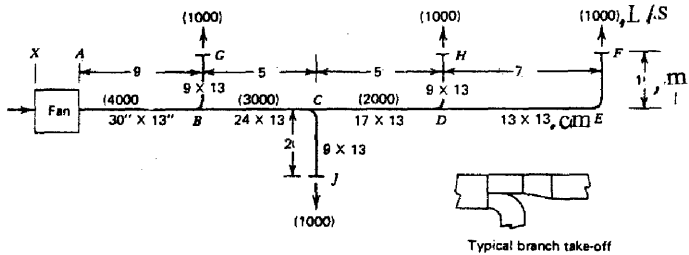


Figure 8.31 Layout of duct system for problem 8.8

8.9 Design the duct system of Fig 8.32 using equal friction method. The velocity in the duct attached to the plenum must not exceed 4.5m/s and the overall loss in total pressure should not exceed 80Pa. Total pressure losses for the diffusers are 10Pa. Rectangular ducts are required. The lengths shown are the total equivalent lengths of each section. (you are not request to determine fittings losses)

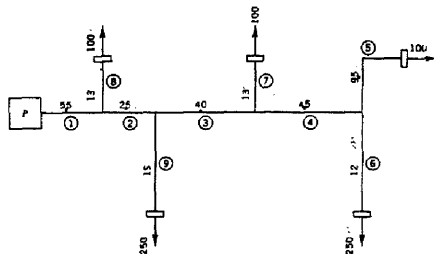


Figure 8.32 Layout of duct system problem 8.9

- 8.10 Design the duct system shown in Fig 8.33 using equal friction method. Each outlet has a terminal box that requires a minimum of 125Pa total pressure. Other pertinent data are shown on the Figure.

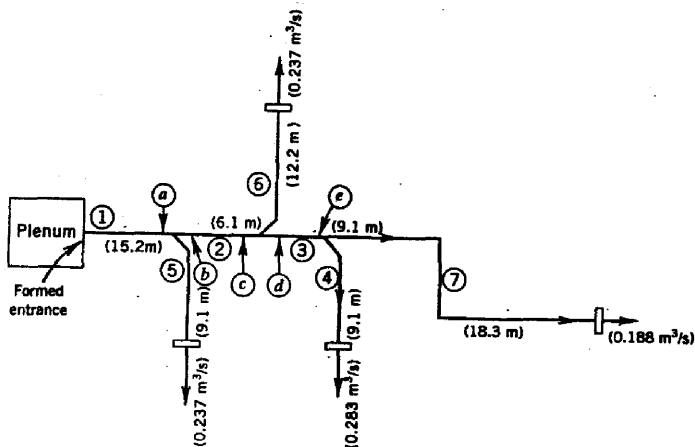


Figure 8.33. Layout of duct system for problem 8.10

المراوح FANS

General

مقدمة :

المراوح ضرورية لدفع الهواء خلال معدات معالجة الهواء والمسالك حتى الأماكن الخاضعة للتكييف - كما تستخدم أيضا لسحب الهواء الملوث أو الغازات من الأماكن المكيفة

9.1 Fans Classifications

9.1 تصنيف المراوح

تصنيف المراوح طبقا لاتجاه السريان داخل المروحة إلى :

- 1- مراوح الطرد المركزي Centrifugal fan .
- 2- المراوح المحورية Axial Fan .

أولا : مراوح الطرد المركزي *Centrifugal Fan* تتكون مروحة الطرد المركزي -

من طرف حلزون Scroll Casing يدور داخله دفاعة Impeller مركب عليها ريش Blades والتي تنقل الطاقة إلى الهواء المراد تحريكه. وينخل الهواء محوريا ويتحرك في اتجاه دائري إلى الريش ويتردد في اتجاه متعامد على المحور Fig 9.1.

تنقسم مراوح الطرد المركزي طبقا إلى نوع الريش Fig 9.2 إلى الأتية :

- | | |
|------------------------|---|
| Radial blades | 1- مراوح طرد مركزي ذات ريش في اتجاه القطر |
| Forward curved blades | 2- مراوح طرد مركزي ذات ريش منحنية للأمام |
| Backward curved blades | 3- مراوح طرد مركزي ذات ريش منحنية للخلف |
| Airfoil blades | 4- مراوح طرد مركزي ذات ريش ايرو فولية |

والأخيرة عبارة عن ريش منحنية للخلف ذات سمك مضاعف لريش النوع الثالث وبمقارنة السرعة Fig 9.2 نجد أن السرعة في المراوح ذات الريش القطرية Radial blades والمنحنية

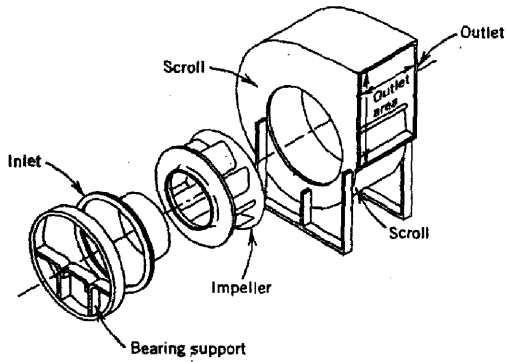


Figure 9.1 Exploded view of centrifugal fan.

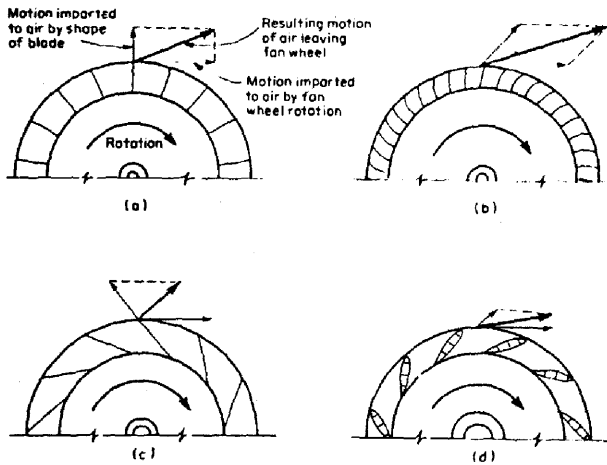


Figure 9.2 Types of centrifugal fan blades. a: Radial, b: Forward curved, c: Backward inclined d: Airfoil.

للأمام Forward blades أكبر من النوعين الآخرين Backward blades ، Airfoil ولذلك فإن النوعين الآخرين يحتاجان إلى قدرة أقل وموتور أصغر وبالتالي أقل في تكاليف التشغيل وأعلى في الثمن .

مراوح الضغط المركزى قد تكون مفتوحة Open أو داخل إطار Cased. المراوح المفتوحة تستخدم للطرد فقط. وفي العادة تصنع مراوح الطرد المركزى فى إطار ويكون السحب أما من مدخل واحد Single inlet أو مزدوجة المدخل Double inlet. المراوح ذات المدخل الواحد هى الأكثر شيوعا أما المراوح ذات المدخلين فهى مفيدة عندما تكون كمية الهواء كبيرة بحيث تشغل نفس الحيز تقريبا.

- ثانيا : المراوح المحورية Axial fans** يدخل الهواء ويخرج فى اتجاه المحور أبسط مثال لها هو رفاص Propeller كالمستخدم فى الطائرة أو القارب إذا وضع هذا الرفاص داخل إطار دائرى قصير تسمى مراوح محورية داخل أنبوب Tube axial fan هذه الأخيرة إذا زودت بريش توجيه ثابتة قبل وبعد الرفاص وذلك لكبح دوران تيار الهواء وتسمى Vane- axial fan Fig. 9.3. ويلاحظ ان المراوح المحورية تستطيع أن تعطى كمية كبيرة من التدفق فى مستوى مقاومة صغيرة. ولذا نجد أن المراوح المحورية الرفاص Propeller لا تستخدم مع أى مسالك. وعند الضرورة قد تستخدم مع مسالك قصيرة جدا مثل وحدات تكييف هواء صغيرة من نوع الشباك.
- أما المراوح داخل أنبوب Tube- axial فإن توزيع الهواء منها غير منتظم Uneven وهذا يجعلها غير مناسبة فى مجال تكييف الهواء.
 - بالنسبة للمراوح ذات ريش توجيه Vane- axial فيمكن استخدامها فى التهوية خاصة فى المنشآت الصناعية ولكن يصدر عنها ضوضاء كبيرة مما يحد استخدامها فى تكييف الهواء وتستخدم عندما يكون الفراغ المتاح لت تركيبها صغيرا مع اتخاذ اجراءات لتخفيض مستوى الضوضاء الصادر منها .

9.2 Fan Characteristics

9.2 خصائص المراوح

أداء المراوح عادة ما يمكن تمثيله في شكل منحنيات تبين علاقة كل من فرق الضغط

Pressure head ، القدرة Power معامل الكفاءة η كدالة من مقدار التصريف (السعة)

. Volume flow rate

- **قنرة المروحة Fan power** يعبر عنها بالقدرة اللازمة لرفع الضغط بالإضافة إلى

القدرة اللازمة لتوليد الطاقة الكينماتيكية لدفع الهواء أى

$$N_{ideal} = Q (P_2 - P_1) + m \cdot V^2/2 \quad , \quad kW \quad (9.1)$$

حيث Q معدل تدفق الهواء الحجمى، m^3/s

m معدل تدفق كتلة الهواء ، kg/s

V سرعة الهواء الخارج من المروحة m/s

- كفاءة المروحة هى عبارة عن النسبة بين القدرة النظرية (المثالية) إلى القدرة الفعلية

Actual Power أى أن

$$\eta = \frac{N_{ideal}}{N_{act}} \quad , \% \quad (9.2)$$

الخصائص السابقة مثل الضغط الذى تولده المروحة Pressure والقدرة Power والكفاءة

Efficiency ممثلة فى Fig 9.4 رأسيا فى شكل نسبة مئوية مع مقدار التدفق. فى هذا الشكل

المروحة ذات الريش المتجه للأمام- والمروحة ذات الريش الأيروفولية ماثلة لتلك ذات الريش

المتجه للخلف وعلى ذلك يبين Fig 9.4 خصائص مراوح الطرد المركزى ذات الريش

المتجه للخلف (a) Backward ومرامح الريش المتجه للأمام Forward (b) والمروحة

المحورية فى أنبوبة Tube- axial (c).

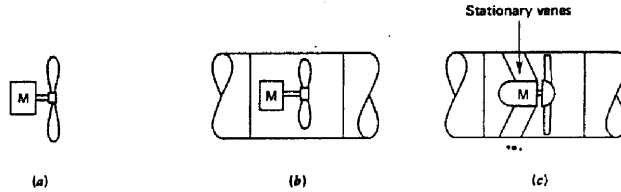


Figure 9.3 Types of axial flow fans *a: Propeller, b: Tube-axial, c: Vane-axial*

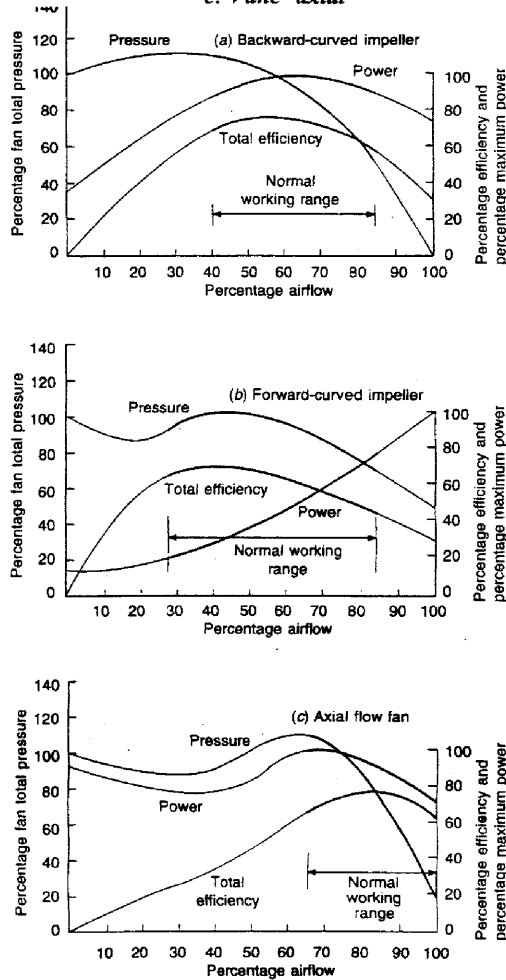


Figure 9.4 The characteristics performance of various types of fan.

أولاً : بدراسة خصائص مراوح الطرد المركزي (b) ، (a) نجد أن: عند منتصف مقدار الفتح (50%) يتبين أن :

- الضغط المتولد من كلا من المراوح Forward ، Backward يصل تقريباً إلى أقصى قيمة له عند نسبة تدفق 50% يبدأ بعدها فى الانخفاض حتى يصل إلى أدناه عند 100% من الفتح أو التدفق .
- قدرة المروحة ذات الريش الأمامية Forward تزداد فجائياً عند المنتصف اما المروحة ذات الريش الخلفية فتزداد بالتدريج.
- معامل الأداء لكل النوعين يصل إلى أقصى قيمة له عند مقدار تصرف (50%) ويبدأ بعدة فسى الانخفاض وإن كان معامل الأداء للمراوح ذات الريش المنحنية للخلف أكبر من المراوح ذات الريش المنحنية للأمام مما يجعل تكاليف تشغيلها أقل وأفضل فى الاستخدام.

ثانياً : بالنسبة للمراوح المحورية (c) نجد أن :

- الضغط ينخفض باستمرار مع زيادة التدفق ولذلك فهى غير مناسبة عند استعمالها عند أحمال كبيرة وللتغلب على ذلك يجب زيادة السرعة وهذا يجعل منها مصدراً مهما للإزعاج.
- قدرة المروحة المحورية فى أنبوبة Tube- axial fan تنخفض باستمرار مع زيادة معدل التدفق حتى منتصف معدل التصريف (50%) ثم تبدأ بعدها فى الازدياد حتى 70% ثم تبدأ بعدها فى الانخفاض.
- كفاءة المروحة فى أنبوبة تبلغ أقصى قيمة لها (حوالى 80%) عند (70%) من التدفق يبدأ بعدها فى الانخفاض ومع ذلك فهى أفضل وأقل تكلفة للتشغيل من كل المراوح المحورية.

9.4 Fan Laws

9.3 قوانين المراوح

خصائص المراوح عادة تعطى فى الظروف القياسية الآتية :

$$t_s = 20^\circ\text{C} \quad \& \quad \rho = 1.2 \text{ kg/m}^3 \quad \& \quad P = 98919. \text{ P}_m$$

وقد يلجأ بعض صناع المراوح إلى وضع خصائص هذه المراوح تأسيساً إلى ظروف قد تختلف عن الظروف القياسية المشار إليها أعلياً. هذا يدفع المهندسين إلى إعادة تقدير هذه الخصائص من خلال علاقات ترابطية تبين أثر تغيير بعض هذه الخصائص مثل التدفق (Q, m³/s) — سرعة دوران المروحة (ω , r/s) وكثافة الهواء (ρ , kg/m³) ، الضغط (P, Pa) (القدرة N, W) على بقية العوامل . هذه العلاقات تسمى بقوانين المروحة . وهي :

القانون الأول Law 1

مدخلات القانون : $\omega = \text{varia}$ & $\rho = \text{const}$

مخرجات القانون :

$$Q_1 / Q_2 = \omega_1 / \omega_2 \quad \text{بالنسبة لمعدل السريان}$$

$$P_1 / P_2 = (\omega_1 / \omega_2)^2 \quad \text{بالنسبة للضغط (الكلى أو الاستاتيكي)}$$

$$N_1 / N_2 = (\omega_1 / \omega_2)^3 \quad \text{بالنسبة للقدرة}$$

القانون الثانى Law 2

معطيات القانون : $\rho = \text{varia}$ & $Q = \text{const}$

مخرجات القانون :

$$P_1 / P_2 = \rho_1 / \rho_2$$

$$N_1 / N_2 = \rho_1 / \rho_2$$

القانون الثالث Low 3

مدخلات القانون : $\rho = \text{Varia}$ & $P = \text{const}$

مخرجات القانون

$$Q_1 / Q_2 = (\rho_2 / \rho_1)^{0.5}$$

$$\omega_1 / \omega_2 = (\rho_2 / \rho_1)^{0.5}$$

$$N_1 / N_2 = (\rho_2 / \rho_1)^{0.5}$$

Example 9.1

A centrifugal fan creates pressure of 375, Pa at rotative velocity of 900 rpm and Q of 2.4 ,m³/s. Estimate the capacity, total pressure, and power requirement when the speed is increased to 1050 ,rpm. The initial power is 1.5,kW.

باستخدام القانون الأول للمراوح

$$Q_1 / Q_2 = \omega_1 / \omega_2$$

$$Q_2 = Q_1 \times \omega_2 / \omega_1 \\ = 2.4 \times 1050 / 900 = 2.8 , m^3/s$$

$$P_1 / P_2 = (\omega_1 / \omega_2)^2$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 = 375 \times (1050 / 900)^2 = 515, Pa$$

$$N_1 / N_2 = (\omega_1 / \omega_2)^3$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^3 = 1.5 \times (1050 / 900)^3 = 2.4, kW$$

9.4 اقتران خصائص نظام المسالك والمروحة

9.4, Balance of Fan - Duct System

إذا تم تمثيل خاصية نظام المسالك في شكل $[P_{sys} = f(Q)]$ وخاصية المروحة $[P_f = f(Q)]$ كما هو مبين في Fig 9.5. فإن نقطة التقاطع تعطى ظروف عمل منظومة المسلك والمروحة معا.

إن فائدة تحديد نقطة العمل Operating point ليس فقط من أجل تحليل خصائص منحنيات المروحة والنظام بل لها أيضا فوائد عديدة منها :

1- اختبار نقطة العمل Operating point .

2- تحليل التغيرات التى تحدث للنظام والصعوبات الناتجة وقد نلاحظ أن المقاومة الفعلية للنظام تختلف عما هو مصمم من أجله وقد يكون لذلك عدة اسباب منها.

- خطأ فى حساب فقد الضغط .
- الاخذ فى الاعتبار مقاومة إضافية كبيرة كعامل أمان .
- أن يكون تنفيذ نظام المسالك مغاير لما هو مخطط له.
- احتواء الفلاتر على غبار وجسيمات أكبر مما هو مسموح لها .
- أن يقوم أحد شاغلى المكان بإعادة ضبط خوانق الهواء دون دراية.
- حدوث أحد أو مجموعة من الأسباب السابقة يؤدى إلى انحراف النظام عما هو مخطط له .

Example 9.2

The total pressure drop in the system for a flow of 3 m³/s is 522 Pa. It is required to plot the pressure volume characteristics of the system. If the fan used has a pressure volume characteristics given by the following information obtained from test, when running at 19.1 rpm as :

Q (m ³ /s)	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5
P (Pa)	542	520	488	443	338

Determine the quantity of air handled.

باستخدام القانون الأول

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2$$

$$\therefore P_2 = 552 \left(\frac{Q_2}{3} \right)^2$$

بأعطاء قيم مختلفة لـ Q_2 نحصل على قيم الضغط المناظرة لـ P_2 كما يلي :

Q_2 (m ³ /s)	0.5	1	1.5	2	3	3.25
P_2 (Pa)	15.3	61.3	138	245	553	647

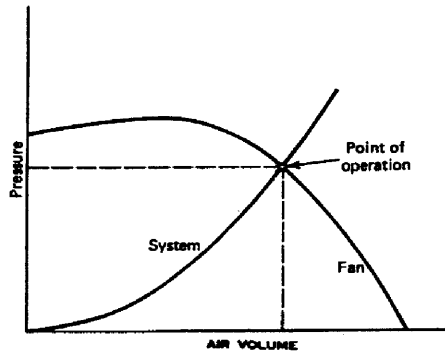


Figure 9.5 Fan and system curves plotted together. Intersection is operating point.

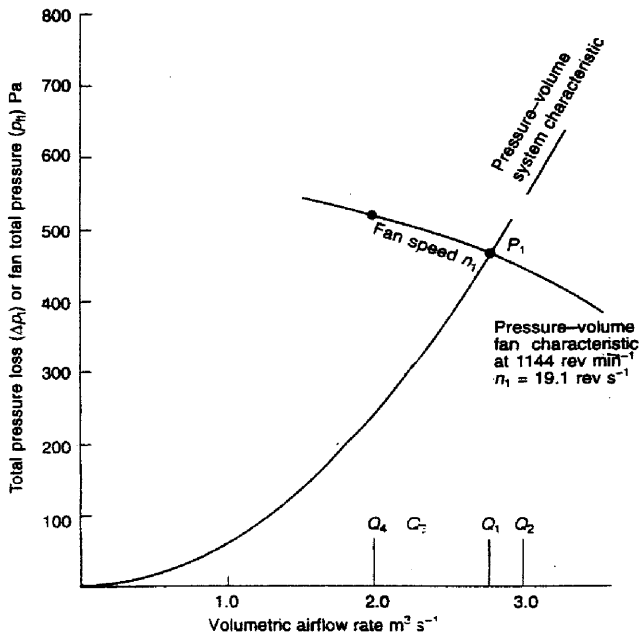


Figure 9.6 Fan – system characteristics of example 9.2

يتم تمثيل هذه العلاقة في Fig 9.6 وهى تمثل خواص النظام. يتم أيضا تمثيل خواص المروحة المعطاة في المثال نقطة التقاطع تعطى :

$$Q = 2.74 \text{ m}^3/\text{s} \quad \& \quad \text{معدل تدفق} \quad P = 466 \text{ Pa} \quad \text{ضغط}$$

9.5. تأثير النظام والتركيب *System Effect and Installation*

ان المروحة التى يتم اختيارها يجب أن تدفع كمية الهواء اللازمة للنظام وبضغط يساوى ضغط النظام. صانعو المراوح يعطون أداء المراوح فى شكل جداول ومنحنيات مبينة علم أساس اختيار هذه المراوح فى المعامل. عند توصيل المراوح بالنظام فإن هناك فقد للضغط عند مدخل Inlet وخرج Discharge المروحة. هذا الفقد يعتمد على شكل وحجم المروحة واتجاه التركيب. هذه العوامل تسمى تأثير النظام. System effect. وهو ما يجب تخفيضه إلى أقل حد ممكن .

صانعو الوحدات المجهزة Packaged unit يأخذون فى الاعتبار مقدار فقد الضغط نتيجة توصيل المراوح فى هذه الوحدات. بالنسبة لمحطات التكييف المركزى فإن Fig 9.7 يعطى بعض نماذج توصيل مسلكى الدخول والخروج لمروحة ومنه يتضح أن :

I - يفضل عدم استخدام كوع بمدخل حاد ويفضل استخدام كوع بمدخل دائرى ذو موجهات (Vanes) وللحصول على نتائج أفضل يسمح باستخدام مسلك مستقيم قبل الدخول للمروحة. سواء فى حالتى السحب أو الطرد. هذا الطول يسمى طول المسلك الفعال Effective duct length وفيه تكون السرعة تقريبا ثابتة فى حالة الطرد. طول المسلك الفعال يقاس بقطر المسلك كما يلى:

Duct velocity, m/s	12.5	15	20	25	30	35	10
Effective length / duct diameter	2.5	3	4	5	6	7	8

ويفضل أن يكون قطر المسلك مساويا لقطر. خرج المروحة وبنسبة لا تزيد عن $\pm 10\%$ وفى حالة استخدام قطر أقل أو أكبر فإن ميل الوصلة لا يزيد عن 15° . عند مدخل المروحة يستخدم كوع بمسلك مستقيم أيضا لتقليل فقد الضغط عند الدخول .

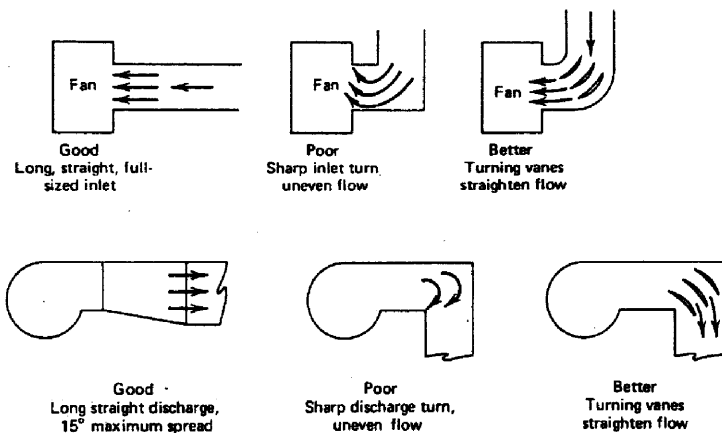


Figure 9.7 Examples of inlet and discharge to fan connections

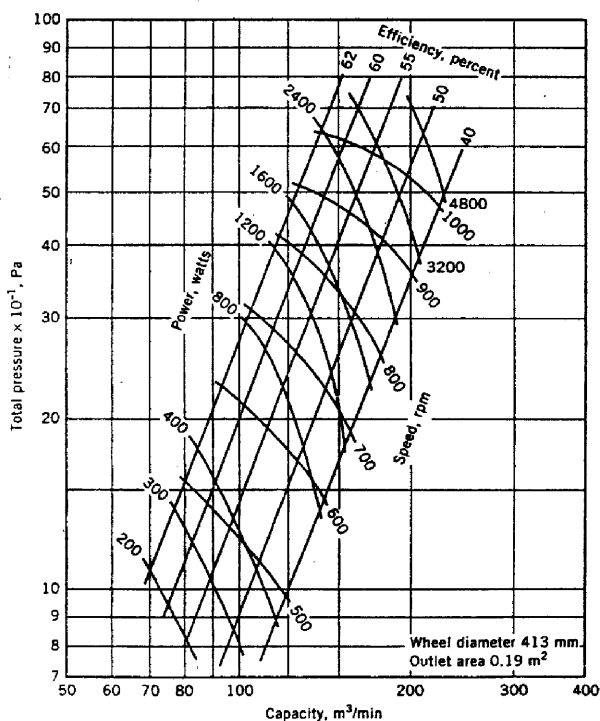


Figure 9.8 An example of performance data for forward – curved blade fan.

9.6 مراوح على التوالي والتوازي

9.6 Fans in Series and Parallel

- إذا ركبنا مروحتان متماثلتان على التوالي فإنها يعطيان نفس التصرف ولكن بتوليد ضغط مضاعف .
- إذا ركبنا نفس المروحتان على التوازي فإنهما يعطيان تصرف مضاعفا وبنفس الضغط.

9.7 منوال تركيب المراوح Fan Installation Procedure

بالإضافة إلى ما سبق بيانه يجب اتباع الآتي :

- 1- التوصيلات لمداخل ومخرج المروحة يجب أن تصنع بحيث تسمح بتدفق التصرف المطلوب بأقل قدر من فقد الضغط .
- 2- وصلات المسلك بمدخل ومخرج المروحة يجب أن يكونا مصنعا من قماش القنب وذلك لتخفيض الاهتزاز . كما يجب أن توضع المروحة أو تعلق على مخفضات الاهتزاز Vibration isolator ويمكن استخدام لذلك سوست أو ياي أو طبقة من الكاشوك لهذا الغرض . وفي كل الأحوال يجب استشارة الصانع (راجع باب الضوضاء).
- 3- يجب الأخذ في الاعتبار وجود فتحة خاصة إن لزم الأمر للتنقيش والإصلاح.
- 4- يجب أن يزود اطار التركيب بفتحة تبين حالة وصلة السير بدون الفتح

9.8 Fan Selection

9.8 اختيار المراوح

- اختيار انسب نوع من المراوح يعتمد بالدرجة الأولى على الاستخدام المطلوب وكذلك على أداء وخواص المروحة .
- المراوح المحورية الرفاصة لا تستطيع أن تولد ضغطا عاليا ولذلك فهي تستخدم حيث يتطلب ضغط منخفض أو في عدم وجود مسلك . هذه المراوح منخفضة الثمن والاستخدام الأمثل لها هي كأنظمة طرد تركيب على شبك أو حائط . وتستخدم أيضا لتبريد المكثفات وأبراج التبريد

ودفع الهواء خلال المبخرات الهوائية. ويستخدم بدلا منها مراوح الطرد المركزي لمسالك انظمة تكييف الهواء.

- المراوح ذات الريش المنحنية للأمام Forward curved عادة منخفضة الثمن مقارنة بالمنحنية للخلف Backward عند نفس الأداء ولكن تكاليف تشغيلها أكبر وذلك لإنخفاض معامل الأداء لها. ونظرا لزيادة القدرة اللازمة للإدارة قد تتسبب في زيادة تحميل الموتور Overloading خاصة إذا عملت لضخ كمية هواء أكبر من المحدد لها. هذه المراوح تستخدم أساسا في وحدات التكييف المجهزة Packaged units لرخص ثمنها .
 - مراوح الطرد المركزي ذات الريش المنحنية للخلف Backward هي في الغالب عالية الثمن ولكن تكاليف تشغيلها أقل من مراوح الطرد المركزي ذات الريش المنحنية للأمام Forward وذلك لأدائها العالي. هنا نجد أن القدرة المحددة تقلل احتمال حدوث زيادة تحميل الموتور Motor overloading وذلك في حالة دفع كمية هواء أكبر من المحدد لها.
 - مراوح الطرد المركزي ذات الريش الإيرو فولية Airofoil fan تمتاز بأنها صاحبة أعلى معدل أداء وهي أعلى المراوح على الإطلاق.
 - المراوح المحورية في أنبوب Tube-axial أو محورية ذات ريش توجيه Vane- axial يمكن استخدامها مع أنظمة المسالك. ففي حالة الأولى Tube- Axial فإن توزيع الهواء غير منتظم فيجعلها غير مرغوبة. أما الثانية Vane-axial فتوزيع الهواء لها منتظم ولكنها تولد ضوضاء عالية يتطلب معها اتخاذ إجراءات لتخفيض هذه الضوضاء وهي تستخدم في المنشآت الصناعية حيث الضوضاء لا تشكل عاملا مهما.
- بعد اتخاذ القرار باختيار نوع المروحة كما سبق بيانه. الخطوة التالية هي تحديد حجم المروحة ولذلك يلزم الأتي :

- 1- تحديد مقدار التصريف الذي تدفعه المروحة اعتمادا على حساب الحمل الحراري للمكان.
- 2- حساب فقد الضغط خلال انظمة المسالك وكذلك عناصر وحدة مناولة الهواء ومداخل ومخرج المروحة.

3- تختار المروحة من خصائص المروحة وذلك عند منتصف محل التدفق $Q(40:80\%)$ لمراوح الطرد المركزي ومن $Q(65:95\%)$ للمراوح المحورية والتي تتناسب مع أعلى معدل أداء كما هو مبين في Fig 9.4 وذلك عند الظروف القياسية وهي

$$t = 20^\circ\text{C} \quad \& \quad \rho = 1.2\text{kg/m}^3 \quad \& \quad P = 98919 \text{ Pa}$$

وفي حالة اختلاف الخواص في الكتالوجات عن هذه الظروف تستخدم قوانين المراوح للتوفيق. بعض أشكال الكتالوجات لخواص المراوح مبينة في Fig 9.8 ومن المعتاد أن تعطي هذه الخواص معدل التدفق $Q, \text{m}^3/\text{s}$ والضغط P, Pa ، والسرعة ω, rpm ، ولهذا السبب يستخدم الجدول أكثر من المنحنيات ولكن لا يظهر فيها قيم لمعامل الأداء في Table 9.1 ، Table 9.2، تظهر نماذج خصائص المراوح لشركات Hitachi , Carrier تجمع الخصائص السابق ذكرها. يلاحظ أن اختيار المراوح لأنظمة السرعات المنخفضة Low velocity system فإن استخدام الضغط الكلي أفضل من الضغط الاستاتيكي وفي أنظمة السرعات العالية High velocity system يستخدم الضغط الكلي حيث يعطى دقة أكبر. الضغط الاستاتيكي في الغالب يسمى الضغط الاستاتيكي الخارجى ويرمز له بالرمز SP or ESP وسنرى كيف يمكن استخدام المنحنيات والجدول.

Example 9.3

What static pressure will the fan whose performance curve are shown in Fig 9.8 develop at delivery of $100 \text{ m}^3/\text{min}$ to 500 rpm ? What will be the power required and mechanical efficiency at this conditions ?

باستخدام Fig 9.8 عند تقاطع $Q = 100 \text{ m}^3/\text{min}$ مع $\omega = 500 \text{ rpm}$

نجد أن $\eta \approx 53\% \quad \& \quad N = 400 \text{ W}$

$P = 130 \text{ Pa}$. والاتجاه انقيا نجد أن

Example 9.4

Select a centrifugal fan to supply $5 \text{ m}^3/\text{s}$ at 375 Pa

Table 9.1 FAN PERFORMANCE DATA — 0-300 Pa ESP — SI

UNIT	AIRFLOW (L/s)	EXTERNAL STATIC PRESSURE (Pa)											
		0		50		100		150		200		250	
		r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW	r/s	kW
40FRM 007	850	5.34	0.17	7.38	0.25	8.91	0.32	10.20	0.39	11.30	0.46	12.30	0.53
	1000	6.28	0.24	8.10	0.32	9.53	0.40	10.80	0.48	11.80	0.55	12.80	0.63
	1150	7.22	0.33	8.86	0.41	10.20	0.50	11.40	0.58	12.40	0.66	13.40	0.73
	1300	8.17	0.43	9.64	0.52	10.90	0.61	12.00	0.69	13.00	0.77	13.90	0.85
	1450	9.11	0.55	10.50	0.64	11.60	0.73	12.70	0.82	13.60	0.91	14.50	0.99
40FRM 40FRMQ 40FRMS 008	1600	5.63	0.22	7.61	0.30	9.11	0.38	10.40	0.45	11.50	0.53	12.50	0.61
	1200	6.76	0.32	8.49	0.41	9.88	0.50	11.10	0.57	12.10	0.66	13.10	0.74
	1400	7.69	0.46	9.42	0.55	10.70	0.64	11.80	0.72	12.80	0.81	13.80	0.89
	1600	9.01	0.62	10.40	0.71	11.60	0.80	12.60	0.89	13.60	0.98	14.50	1.07
	1800	10.10	0.80	11.40	0.90	12.50	1.00	13.50	1.09	14.40	1.18	15.20	1.27
40FRMS 010	1200	6.59	0.31	8.35	0.40	9.76	0.48	11.00	0.57	12.00	0.65	13.00	0.73
	1400	7.67	0.44	9.25	0.54	10.60	0.63	11.70	0.71	12.70	0.80	13.60	0.88
	1600	8.77	0.60	10.20	0.70	11.40	0.79	12.50	0.88	13.40	0.97	14.30	1.05
	1800	9.86	0.78	11.10	0.88	12.30	0.98	13.30	1.07	14.20	1.16	15.10	1.25
	2000	11.0	0.99	12.10	1.09	13.20	1.19	14.10	1.29	15.00	1.38	15.80	1.48
40FRM 40FRMS 012	1450	7.58	0.46	9.18	0.56	10.50	0.65	11.60	0.73	12.70	0.82	13.60	0.90
	1670	8.73	0.63	10.20	0.73	11.40	0.83	12.50	0.92	13.40	1.01	14.30	1.10
	1800	9.93	0.84	11.20	0.95	12.30	1.05	13.30	1.14	14.30	1.24	15.10	1.33
	2120	11.70	1.08	12.20	1.18	13.30	1.29	14.20	1.39	15.10	1.48	15.90	1.58
	2360	12.30	1.36	13.30	1.17	14.30	1.57	15.20	1.68	16.00	1.78	16.80	1.88
40FRMQ 012	1450	8.04	0.49	9.57	0.58	10.90	0.67	12.00	0.76	13.00	0.85	13.90	0.93
	1670	9.26	0.67	10.60	0.77	11.80	0.86	12.90	0.95	13.80	1.04	14.70	1.13
	1900	10.50	0.88	11.80	0.98	12.80	1.09	13.80	1.19	14.70	1.28	15.60	1.36
	2120	11.80	1.14	12.90	1.24	13.90	1.35	14.80	1.45	15.60	1.55	16.40	1.64
	2360	13.00	1.43	14.00	1.54	15.00	1.65	15.80	1.75	16.60	1.85	17.40	1.95
40FRM 40FRMS 014	1750	5.99	0.27	7.89	0.43	9.41	0.59	10.70	0.75	11.90	0.92	13.00	1.08
	2050	7.01	0.41	8.68	0.60	10.10	0.78	11.30	0.96	12.40	1.14	13.50	1.33
	2360	8.04	0.60	9.53	0.81	10.80	1.01	12.00	1.21	13.00	1.41	14.00	1.61
	2650	9.07	0.84	10.40	1.06	11.60	1.28	12.70	1.50	13.70	1.72	14.60	1.94
	2950	10.10	1.13	11.30	1.37	12.40	1.61	13.40	1.85	14.40	2.08	15.30	2.32
40FRM 40FRMS 016	2100	6.43	0.37	8.19	0.55	9.65	0.73	10.90	0.92	12.10	1.11	13.10	1.30
	2450	7.51	0.57	9.06	0.77	10.40	0.97	11.60	1.18	12.70	1.39	13.70	1.60
	2800	8.59	0.82	9.96	1.06	11.20	1.27	12.30	1.49	13.30	1.72	14.30	1.95
	3150	9.65	1.14	10.90	1.38	12.00	1.63	13.10	1.87	14.00	2.12	14.90	2.36
	3500	10.70	1.52	11.90	1.78	12.90	2.05	13.90	2.31	14.80	2.58	15.60	2.84
40FRMQ 016	2100	6.65	0.39	8.39	0.58	9.83	0.76	11.10	0.95	12.20	1.13	13.20	1.31
	2450	7.76	0.60	9.30	0.81	10.60	1.01	11.80	1.22	12.90	1.43	13.80	1.63
	2800	8.87	0.86	10.20	1.09	11.50	1.32	12.50	1.55	13.60	1.78	14.50	2.01
	3150	9.88	1.19	11.20	1.44	12.30	1.70	13.40	1.95	14.30	2.20	15.20	2.45
	3500	11.10	1.59	12.20	1.86	13.20	2.14	14.20	2.41	15.10	2.68	15.90	2.95
40FRM 40FRMS 024	2900	8.58	0.86	9.96	1.09	11.20	1.32	12.30	1.55	13.30	1.78	14.20	2.01
	3300	9.91	1.28	11.10	1.53	12.20	1.79	13.20	2.04	14.20	2.30	15.10	2.55
	3800	11.30	1.81	12.30	2.09	13.30	2.37	14.30	2.64	15.10	2.93	16.00	3.21
	4250	12.80	2.46	13.80	2.76	14.50	3.07	15.30	3.37	16.10	3.67	16.90	3.98
	4700	13.90	3.24	14.90	3.57	15.60	3.90	16.40	4.22	17.20	4.55	17.90	4.88

Table 9.2

Fan Performance Table

Conversion Multiplier: 1mmAq=9.81Pa

Model	Air Flow (m³/min)	External Static Pressure (mmAq)															
		0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
RUA-SAT3E	36.8 RPM	720	750	780	800	830	860	890	920	950	980	1000	1030	1060	1090	1110	1140
	BKW	0.05	0.08	0.10	0.13	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	0.29	0.32	0.34	0.37	0.39	0.42	0.45
	41.4 RPM	740	770	800	820	850	880	910	940	970	990	1020	1050	1080	1110	1130	1160
	BKW	0.07	0.10	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.27	0.30	0.33	0.36	0.38	0.42	0.45	0.47	0.50
	46 RPM	760	790	810	840	870	900	930	960	990	1020	1040	1060	1100	1130	1160	1190
	BKW	0.08	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.35	0.38	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53	0.57
	50.6 RPM	780	810	840	870	890	920	950	980	1010	1040	1070	1100	1130	1150	1180	1210
	BKW	0.12	0.16	0.20	0.23	0.26	0.30	0.33	0.37	0.40	0.44	0.47	0.51	0.54	0.58	0.62	0.65
	55.2 RPM	820	840	860	890	920	950	980	1010	1040	1070	1100	1130	1160	1190	1210	1240
	BKW	0.16	0.19	0.23	0.27	0.31	0.35	0.39	0.43	0.47	0.50	0.54	0.58	0.62	0.66	0.70	0.74
RUA-SAT3E	55.2 RPM	690	720	750	780	810	840	870	890	910	930	950	970	1010	1030	1060	1090
	BKW	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.32	0.35	0.39	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53
	62.1 RPM	720	750	780	810	840	870	890	920	940	970	990	1010	1040	1070	1090	1120
	BKW	0.09	0.13	0.17	0.20	0.24	0.28	0.31	0.35	0.39	0.42	0.46	0.50	0.53	0.57	0.61	0.64
	69 RPM	750	780	810	840	870	900	930	960	980	1000	1020	1050	1080	1100	1130	1160
	BKW	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.35	0.40	0.44	0.48	0.53	0.58	0.62	0.67	0.71	0.75	0.80
	75.9 RPM	800	830	860	890	920	940	970	990	1020	1040	1060	1080	1100	1150	1180	1200
	BKW	0.20	0.25	0.31	0.36	0.42	0.46	0.53	0.58	0.64	0.70	0.75	0.81	0.86	0.92	0.98	1.03
	82.6 RPM	860	890	920	950	980	1000	1030	1050	1080	1100	1130	1160	1190	1210	1240	1270
	BKW	0.35	0.42	0.50	0.58	0.65	0.73	0.81	0.88	0.96	1.04	1.12	1.21	1.27	1.35	1.43	1.50
RUA-10AT3	72 RPM	770	800	820	850	880	900	920	940	960	980	1000	1020	1040	1060	1080	1100
	BKW	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.38	0.44	0.49	0.54	0.58	0.63	0.68	0.73	0.78	0.83
	81 RPM	780	800	820	850	880	900	920	940	960	980	1010	1030	1050	1080	1110	1130
	BKW	0.13	0.18	0.24	0.29	0.34	0.39	0.45	0.50	0.56	0.61	0.66	0.71	0.77	0.82	0.87	0.93
	90 RPM	820	840	860	890	910	930	960	980	1000	1020	1050	1080	1100	1120	1150	1180
	BKW	0.18	0.24	0.30	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	0.66	0.72	0.78	0.84	0.90	0.96	1.02	1.08
	99 RPM	860	880	910	930	950	980	1000	1030	1050	1080	1110	1140	1160	1190	1210	1240
	BKW	0.25	0.31	0.38	0.46	0.53	0.60	0.66	0.74	0.80	0.87	0.94	1.01	1.08	1.15	1.22	1.29
	108 RPM	920	950	980	1000	1020	1050	1080	1110	1130	1160	1190	1220	1250	1280	1310	1340
	BKW	0.36	0.46	0.54	0.63	0.71	0.79	0.88	0.98	1.04	1.13	1.21	1.29	1.38	1.46	1.54	1.63
RUA-13AT3	88 RPM	720	750	780	800	830	860	890	910	940	970	1000	1020	1050	1080	1110	1140
	BKW	0.18	0.25	0.31	0.37	0.43	0.49	0.55	0.61	0.67	0.74	0.80	0.86	0.92	0.98	1.04	1.10
	99 RPM	780	790	820	850	880	900	930	960	990	1020	1050	1070	1100	1130	1160	1190
	BKW	0.26	0.33	0.40	0.48	0.55	0.63	0.70	0.77	0.85	0.92	0.99	1.07	1.14	1.21	1.28	1.36
	110 RPM	800	830	860	890	910	930	960	990	1020	1050	1080	1110	1140	1170	1200	1230
	BKW	0.32	0.40	0.48	0.56	0.64	0.72	0.80	0.88	0.96	1.04	1.12	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52
	121 RPM	850	880	900	930	970	1000	1020	1050	1080	1110	1140	1180	1210	1240	1270	1300
	BKW	0.45	0.54	0.63	0.72	0.81	0.90	0.99	1.08	1.17	1.26	1.35	1.44	1.53	1.62	1.71	1.80
	132 RPM	880	920	950	980	1020	1050	1070	1100	1130	1160	1200	1230	1260	1300	1330	1360
	BKW	0.55	0.65	0.75	0.85	0.95	1.05	1.15	1.25	1.35	1.45	1.55	1.65	1.75	1.85	1.95	2.05
RUA-15AT3	104 RPM	740	770	790	820	850	880	920	940	970	990	1020	1050	1070	1100	1120	1150
	BKW	0.23	0.30	0.36	0.46	0.53	0.61	0.69	0.78	0.84	0.91	0.99	1.06	1.14	1.22	1.29	1.37
	117 RPM	780	810	850	880	905	930	960	990	1010	1040	1070	1090	1120	1140	1170	1190
	BKW	0.30	0.39	0.48	0.56	0.65	0.74	0.82	0.91	0.99	1.08	1.17	1.25	1.34	1.43	1.51	1.60
	130 RPM	860	890	920	940	970	995	1020	1040	1070	1090	1120	1140	1170	1190	1220	1260
	BKW	0.38	0.49	0.59	0.69	0.78	0.88	0.98	1.08	1.17	1.27	1.37	1.47	1.57	1.66	1.76	1.86
	143 RPM	940	970	990	1020	1040	1070	1090	1120	1140	1170	1190	1220	1250	1280	1300	-
	BKW	0.52	0.64	0.75	0.87	0.99	1.10	1.22	1.33	1.45	1.56	1.68	1.79	1.91	2.03	2.14	-
	156 RPM	1020	1050	1080	1100	1130	1150	1180	1210	1230	1250	1280	1300	1330	1360	1390	-
	BKW	0.77	0.91	1.05	1.19	1.33	1.47	1.61	1.75	1.89	2.03	2.17	-	-	-	-	-

RPM: Fan Speed(rpm)
BKW: Brake Power(kW)

NOTE:

When the external static pressure exceeds the shaded area, oversized fan motor and/or a fan pulley are required.

نحاول اختيار مروحة من انتاج Hitachi

الضغط الاستاتيكي الخارجى معطى فى Pa نحوله إلى مليمترات زئبق

$$ESP = 375 \div 9.51 = 38.22 \text{ mm Ag}$$

نختار الضغط الأكبر الأقرب وهو 40mm Ag.

وحيث معدل التدفق معطى فى m^3/s نحوله m^3/min كما فى Table 9.2 فيكون

$$Q = 5\text{m}^3/\text{s} \times 60 = 300 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$Q = 312 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{ومن الجدول نختار معدل التدفق}$$

ومنه نختار المروحة 30" T35 RUA بالخواص التالية :

$$Q = 312 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{at } 1170 \text{ rpm}$$

$$N = 6.68 \text{ kW.}$$

Problems

9.1 Measurements made on a newly installed air- handling system were :

$\omega = 20, \text{r/s}$ fan speed, $2.4 \text{ m}^3/\text{s}$ airflow rate, $3.40, \text{Pa}$ fan discharge pressure , and $1.8, \text{kW}$ supplied to the motor. These measurement were made with an air temperature of 20°C , and the system is eventually to operate with air at 40°C . If the fan speed remains at $20, \text{r/s}$ what will be the operating values of (a) air flow rate, (b) static pressure, (c) power.

9.2 A fan - duct system is designed so that when the air temperature is 20°C , the mass flow rate is $5.2, \text{kg/s}$ when the fan speed is $18, \text{r/s}$ and the fan motor requires $4.1, \text{kW}$. A new set of requirements is imposed on the system : the operating air temperature changed to 50°C , and the fan speed is increased so that the same mass flow rate is prevails. What are the revised fan speed and power requirement.

9.3 A system of duct and plant has a total pressure loss of 600,Pa when 1300, L/S of air flows. A fan running at 11, r/s is coupled to the system and has the following characteristics :

Q: l/s	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100
P: Pa	450	457	462	465	461	445	417	376	327	226	194	100

- (a) : Determine the actual duty achieved and the speed at which the fan must run to get the design duty.
- (b) : If two fan of such type are connected in series what will be the duty of the system mentioned if they each run at 11,r/s.

9.4 (a) State three fan laws that describe the behavior of a fan given duct system and fixed air density

(b) A fan has pressure- volume characteristics at 10 r/s as follows :

Q ,(m³/s)	0.0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5
P ,(Pa)	400	435	460	486	483	474	450	393.

Assuming a square law relating pressure drop and flow rate in the duct system to which the fan is coupled, determine the quantity of air handled and the fan total pressure of 580, Pa when 3m³/s is flowing. At what speed must the fan be run to give 3m³/s? if the fan efficiency is then 75% what will be the power absorbed ?

9.5 A duct system has been designed for 150 m³/min at 500 Pa total pressure. Would the fan shown in Fig 9.8 be suitable for this application? Explain and estimate the total efficiency, fan speed, and shaft power.

منافذ توزيع الهواء في الأماكن المكيفة SPACE AIR DISTRIBUTION OUTLETS

General

مقدمة

نجاح عملية توزيع الهواء داخل الأماكن المكيفة هو المؤشر على فاعلية وجودة تصميم نظام تكييف الهواء ككل. فالحواء الذي تمت معالجته يجب توزيعه في الغرف بطريقة مناسبة من خلال مخارج توزيع الهواء Air distribution outlets وإذا لم يتم ذلك بصورة جيدة شعر شاغلو المكان بعدم الراحة .

لكي يشعر شاغلو المكان بالراحة يجب أن تحقق الظروف الآتية :

- 1- تباين درجة الحرارة خلال حيز الأشغال Occupancy zone يجب ألا يزيد عن درجة واحدة - حيز الأشغال هو الفراغ الذي يشغله الإنسان (أعلى من أرضية المكان بمقدار 1.8m).
- 2- سرعة الهواء خلال حيز الأشغال يجب أن تكون في حدود m/s ($0.125 \div 0.175$) أعلى من ذلك قد تسبب تيارات هوائية غير مرغوبة وأقل من ذلك يشعر الناس بعدم الراحة .
- إذا كان الناس في حالة حركة فيسمح بزيادة تلك السرعة إلى m/s ($0.25 : 0.35$)
- سوف نتناول مبادئ توزيع الهواء من خلال مخارج توزيع الهواء Air distribution outlets وبعض أنماط وأنواع هذه المعدات .

10.1 مصطلحات توزيع الهواء 10.1 Air Distribution Terms

- 1- حيز الأشغال Occupancy zone هو الحيز الذي يشغله الناس وهو أعلى من أرضية

المكان بـ 1.8 m كما هو مبين في Fig 10.1

- 2- السرعة المتخلفة Residual velocity هي عبارة عن سرعة الهواء في حيز الأشغال وهي كما بينا تتراوح بين m/s ($0.125 \div 0.175$)

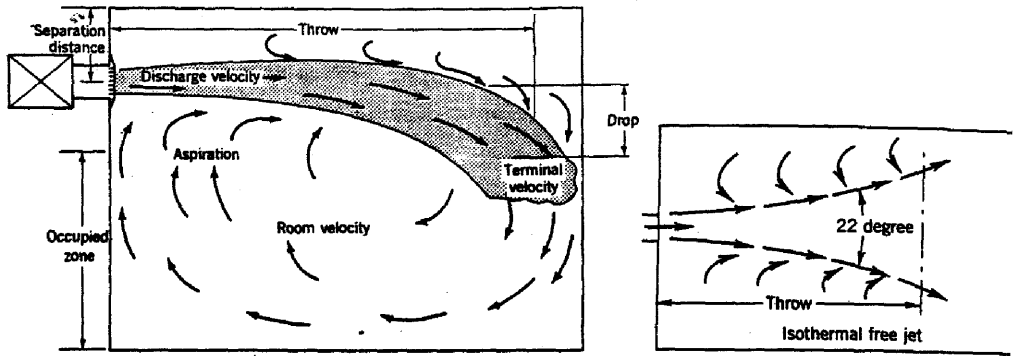


Figure 10.1 Selection terminology for air distribution in room

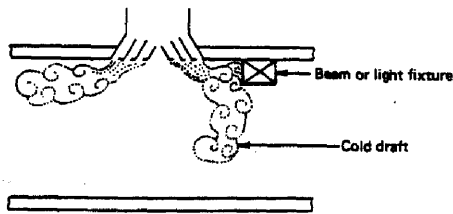
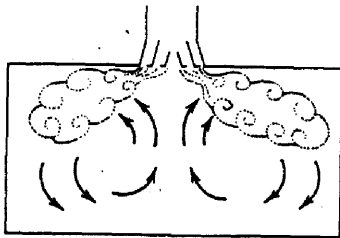
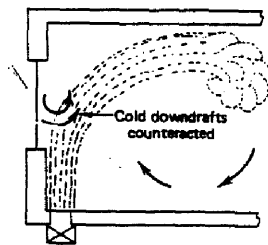


Figure 10.2 Effect of obstruction at ceiling



*Figure 10.3 Ceiling outlet location
for cooling*



*Figure 10.4 Floor outlet location
for heating*

3- المدى (الحدفه) Throw هي أقصى مسافة يصلها الهواء الخارج من المخرج وهي تساوي $\frac{3}{4}$ المسافة بين مكان التركيب والحائط المقابل. إذا كانت حدفه الهواء قصيرة فإنه يسقط إلى المستوى الذي يشغله الإنسان الموجود في المكان مسببا حدوث تيارات هوائية .
إذا كانت حدفه الهواء طويلة جدا فإن الهواء قد يصطدم بالحائط المقابل ويرتد مسببا حدوث تيارات هوائية ضارة .

4- السرعة الطرفيه Terminal velocity هي سرعة الهواء المضمحلة عند نهاية الحدفه .
5- السقوط Drop هي المسافة التي يسقط فيها الهواء إلى مستوى نهاية الحدفه (المسافة بين فتحة الخروج ومستوى حيز الأشغال) . لهذا يجب أن يكون ارتفاع فتحة الخروج مساوية ارتفاع حيز الأشغال بالإضافة إلى مسافة السقوط . كذلك يجب ألا تركيب فتحات الخروج قريبة من سقف المكان حتى لا يتراكم الهواء والأتربة على السقف بالقرب من مكان التركيب ولهذا السبب يوصى بتركيب موزعات الهواء على بعد لا يقل عن 30 cm أسفل سقف المكان .
6- الهواء الابتدائي Primary air هو الهواء الخارج من موزعات الهواء مباشرة .
7- الهواء الثانوي Secondary air هو هواء الغرفة المدفوع للخلط مع الهواء الابتدائي .
8- الانتشار Spread هي كمية الهواء التي تتمدد رأسيا وأفقيا بعد الخروج من المنفذ .
9- زاوية الانحراف Angle of deflection هي الزاوية الجانبية التي ينتشر فيها الهواء بعد خروجه . مقدار هذا الانحراف له علاقة في تحديد مقدار الفقد في الضغط لموزعات الهواء ومقدار الحدفه . يمكن ضبط مقدار زاوية الانحراف باستخدام موزعات الهواء التي يمكن ضبط اتجاه ريشه .

10- تأثير السقف Ceiling effect العوارض او معدات الإضاءة بالسقف قد يصطدم بها الهواء الابتدائي الخارج من المنفذ ويلتصق بها ثم يسقط مباشرة صانعا تيار باردا في حيز الأشغال Fig 10.2 وبالتالي سيؤدي ذلك إلى عدم تزويد مساحة أخرى بالهواء اللازم . لذلك يجب تركيب المنافذ السقفية أسفل السقف بما لا يقل عن 30cm . هذا التأثير يسمى بتأثير السقف.

هناك الكثير من أنواع المنافذ سوف نشرح بعضها لاحقا لكن كلها تم تصميمها من أجل التحكم المناسب لتوزيع الهواء أو سحب الهواء من الغرف ويمكن تحديد وظيفة المنافذ في الآتي :-
1- إخفاء بصورة مناسبة فتحات المسالك .

2- دفع الهواء المكيف إلى مسافة لا تقل عن ¼ المسافة إلى الحائط المقابل .

3- سحب أو انتشار الهواء .

4- ضبط معدل تدفق الهواء

5- منع الغبار من النفاذ مع هواء الغرفة وتقليل الإزعاج .

10.2 أنماط حركة الهواء 10.2 Air Motion Patterns

من المفيد التعرف على أنماط حركة الهواء بعد خروجه من منافذ التوزيع في الغرفة في حالتها التبريد والتدفئة وذلك لتسهيل اختيار نوع المنافذ واختيار أماكن تركيبها :

- 1- عندما تكون درجة حرارة هواء التغذية أقل من درجة حرارة الغرفة فإن كثافة هواء التغذية تكون كبيرة نسبياً مما يجعل الهواء يتجه إلى أسفل صانعا بذلك توزيعاً منتظماً لدرجة الحرارة في حالة التبريد Fig 10.3 لذلك توضع المنافذ في مكان مرتفع أو في السقف.
- 2- عندما تكون درجة حرارة الهواء أعلى من درجة حرارة الغرفة فيتأثر تيارات الحمل فإنه يتجه إلى أعلى صانعا بذلك توزيعاً منتظماً للهواء في حالة التدفئة لذلك توضع المنافذ في مكان منخفض بقدر الإمكان Fig 10.4 .

10.3 أماكن تركيب المنافذ 10.3 Locations of Outlet

منافذ التغذية والراجع يجب أن تتركب بحيث توفر ظروف الراحة وفي Fig 10.5 يبين بعض نماذج تركيب منافذ توزيع الهواء بحيث تعطى توزيعاً جيداً للهواء خلال الغرفة وذلك طبقاً للغرض المطلوب من نظام التكييف: تدفئة أو تبريد أو كلاهما .

إذا كان الغرض من نظام هو التدفئة والتبريد فيؤخذ في الاعتبار أكثر شهور العام حاجة للتبريد أو التدفئة . فـمنطقة الشرق الأوسط مثلاً تحتاج إلى تبريد أغلب شهور العام ومنطقة شمال غرب أوروبا تحتاج إلى تدفئة أغلب شهور العام وهكذا .

التدفئة Heating . من أسباب عدم الشعور بالراحة شتاءً هو تيار الهواء البارد المتسرب من النوافذ ومن أسفل الأبواب . وللتغلب على ذلك فإن نوافذ التغذية للتدفئة يفضل أن تتركب تحت الشباك في الحوائط المنخفضة Low wall حيث أنها تعمل على الآتي :-

- 1- يعمل تيار التغذية الدافئ كغطاء للهواء المتسرب البارد فيقلل من تأثيره Fig 10.6 .

2- الهواء الدافئ كثافته أقل فيختلط مع الهواء المتسرب ويندفع إلى أعلى مقللاً بذلك من تأثيره في حيز الإشغال . ويفضل في هذه الحالة أن يتم تركيب منافذ هواء الراجع تحت الشباك حيث تقوم تلك بسحب الهواء البارد المتسرب إلى محطة التدفئة وبذلك نتجنب تأثير الهواء البارد .

التبريد Cooling . من أسباب عدم الشعور بالراحة صيفا هو الهواء الساخن في حيز الإشغال والنتاج من مصادر الحرارة مثل الناس والاضاءة والمعدات وفي حالة التبريد فإن الاختيارات عديدة لتركيب منافذ التغذية أهمها :

1- **السقف Ceiling** . هو أفضل اختيار لتركيب منافذ التغذية حيث أن الهواء البارد ذو الكثافة الكبيرة نسبياً سوف يسقط حراً كاسحاً بذلك الهواء الساخن في حيز الإشغال إلى منافذ الهواء الراجع . منافذ الراجع قد توضع إما في السقف أو في حائط منخفض Fig 10.7 .

2- **حائط مرتفع High -Wall** يعتبر تركيب منفذ التوزيع في الحائط المرتفع حلاً جيداً لتوزيع الهواء البارد Fig 10.8 ويركب منافذ الهواء الراجع في حائط منخفض .

منافذ الراجع Return Outlet ليست هناك قيود معينة على وضع منافذ الراجع حيث ليس لها نفس التأثير مثل منافذ التوزيع . القيد الوحيد ألا يتم تركيبها مع منافذ التغذية في مكان بحيث تصنع مع هواء التغذية تيارات هوائية في حيز الأشغال . حيث أن منافذ التغذية تولد ضغطاً داخل الغرفة ومنافذ الراجع تقوم بتخفيض هذا الضغط مما قد يتسبب في حالة تقابلها إلى حدوث تيارات هوائية غير مرغوبة . في بعض الأحيان قد تستخدم نواشر سقفية في أغلب أجزائها تعمل كنوافذ تغذية وجزء منها يعمل كنوافذ للهواء الراجع وهذا ما سنبينه فيما بعد .

10.4 أنواع منافذ الهواء 10.4 Types of Air Outlets

هناك أنواع وأشكال مختلفة من نوافذ الهواء كما سبق وذكرنا بعضها في Fig 10.10 فإذا اخترنا الأنواع المناسبة منها لكل مكان وقمنا بتركيبها بالطرق الصحيحة فإبنا بذلك نضمن الحصول على عملية توزيع هواء منتظمة داخل الأماكن المكيفة . هناك ثلاث أنواع رئيسية من منافذ الهواء هي :-

1- **موزعات الهواء ذات الريش : جيريل ومستقبل (Grilles and Registers)** هذا النوع من المنافذ يتكون من إطار ثابت مركب عليه مجموعة من الريش المتوازية قد تكون أفقية أو

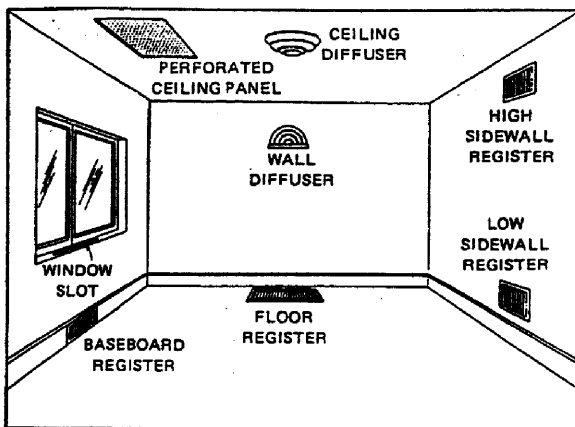


Figure 10.5 Examples of outlet possible locations

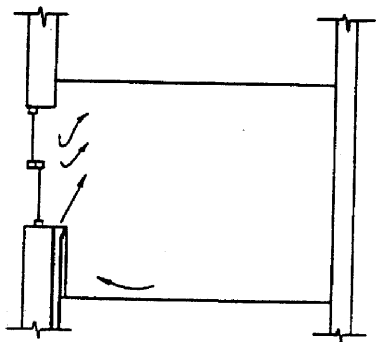


Figure 10.6 Windowsill location of outlet

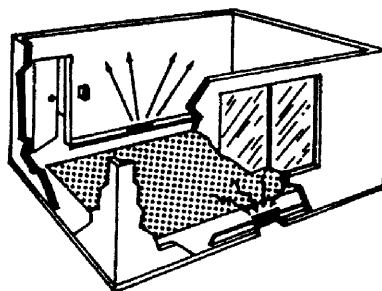


Figure 10.7 Base board supply & return

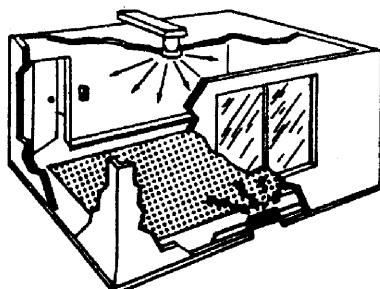


Figure 10.8 Overhead distribution

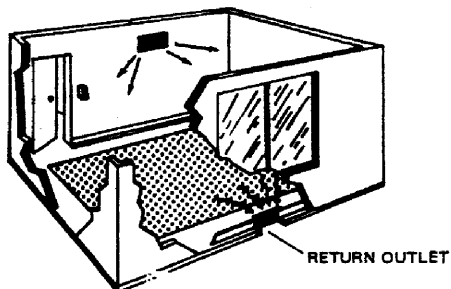
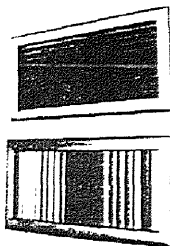


Figure 10.9 High side-wall outlet location



Grilles & Registers

Model DG & DR

- Single or double deflection.
- Aerofoil blades.
- Optional O.B.D.
- Adjustable / fixed blades.
- Wide variety of sizes.



Access door

Model DGH - 14H

- Hinged double frame.
- Filter optional.



Door Grille

Model DDR - 200

- V blades, double frame
- Various sizes.
- Easy fixing.



Linear slot diffuser

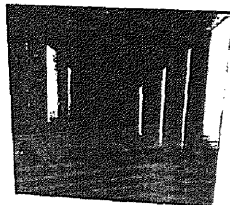
Model DLD - C (S.R)

- Adjustable pattern deflector.
- Choice of 1 up to 8 slots.
- Supply or return.
- Various lengths.



Louvers

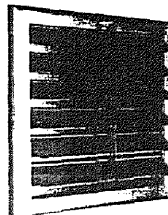
- Outdoor mounting.
- Robust fixed blades.
- Available C / W Filter damper and / or bird s
- Various sizes.



Square Diffuser

- Removable core

- Concealed fixing.
- 1, 2, 3 & 4 way.
- Supply & return.
- Round Neck optional.
- Equalizing Grid optional.
- Coloured finish.



Pressure Relief Louver

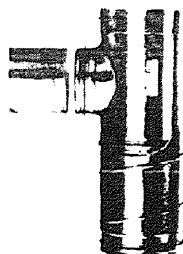
- Outdoor mounting.
- Gravity shutter.
- Various sizes.
- Optional filter and / c screen.



Round Diffusers

Model DD - 7

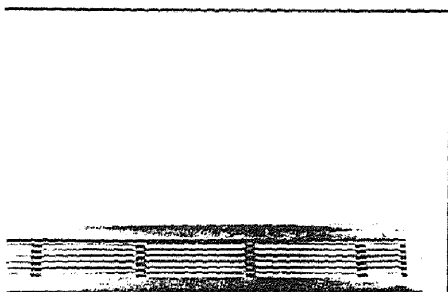
- Removable core.
- Flush mounted.
- High throw and low pressure drop.
- Supply or return.



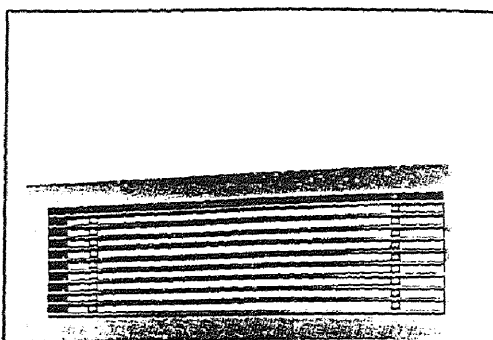
Spiral ducting system

- Galvanized steel she
- Lock formed seal.
- Low pressure drop.
- Various sizes up to 1
- Fitting with rubber s
- Easy installation.

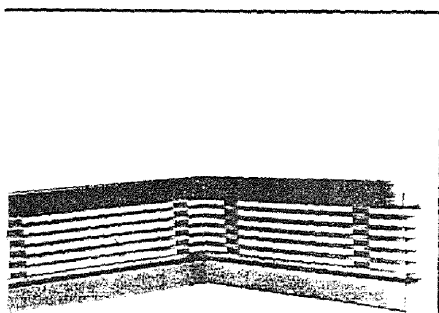
Figure 10.10 Diffuser types



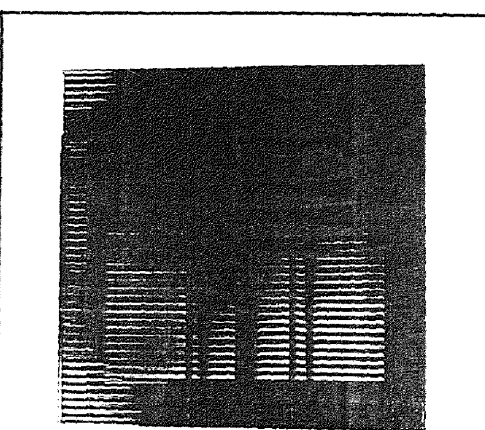
Bar Grille DLBG - 0° Y



Bar Grille DLBG - 15° - 1W



Mitered Corner



Floor Grille DFG - 21H

Figure 10.11 Types of Grilles

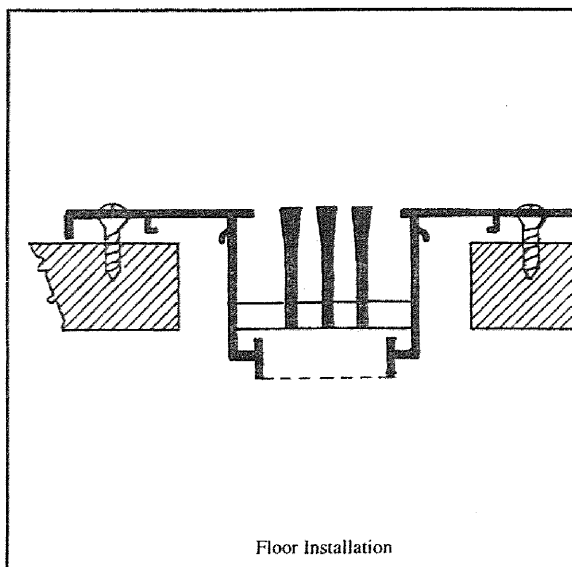
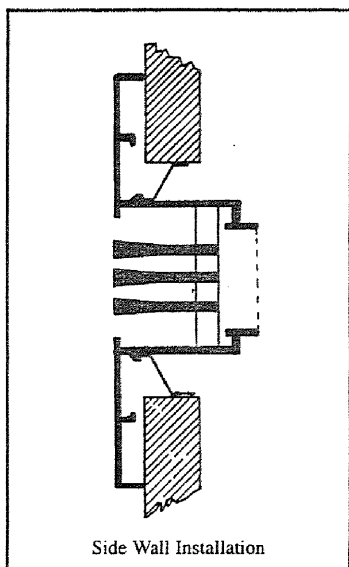
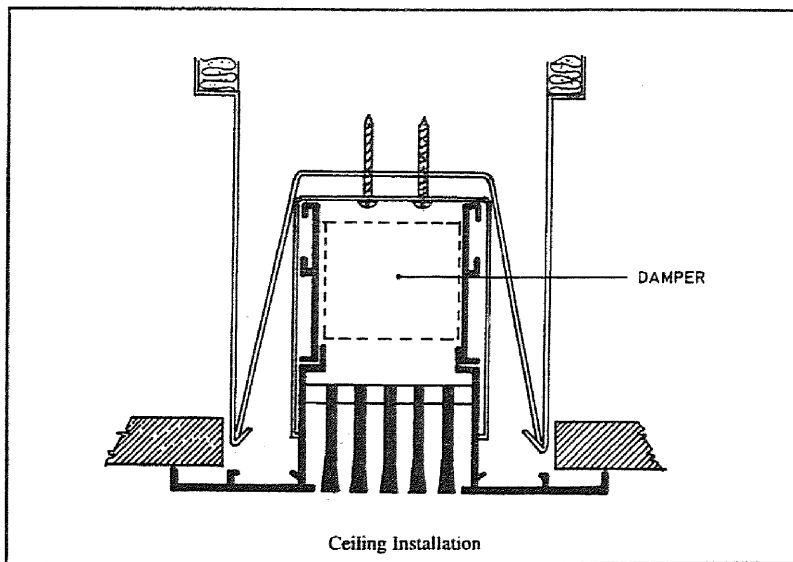


Figure 10.12 Installation of grille registers for location of ceiling, side-wall and floor.

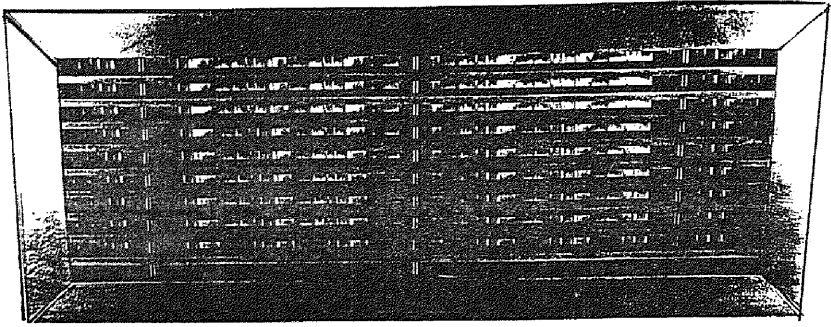
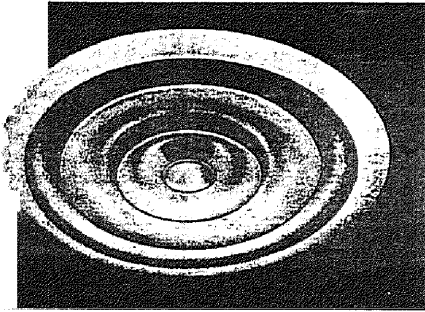
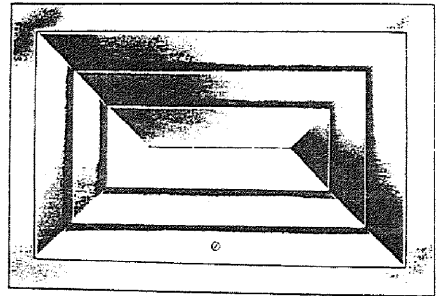


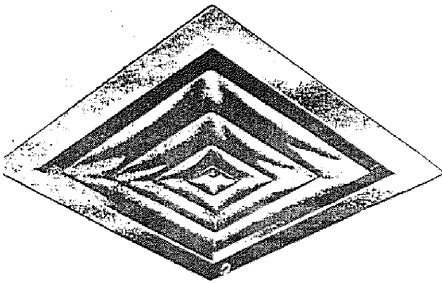
Figure 10.13 Floor register



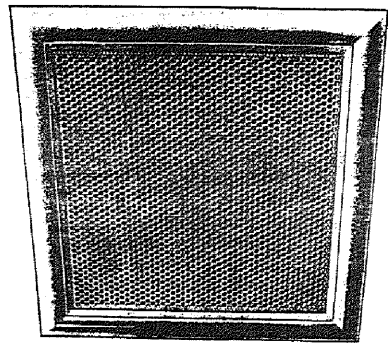
(a)



(c)



(b)

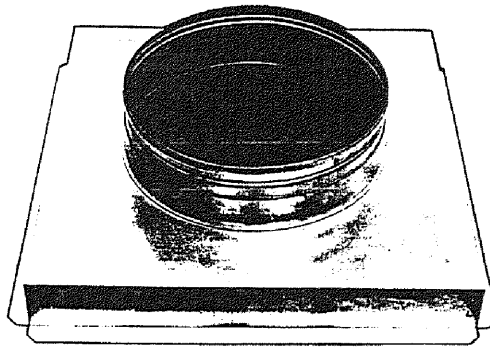


(d)

Figure 10.14 Types of ceiling diffusers, (a): Round, (b): Square, (c): Directional, (d) Perforated plate.

راسية أو الاثنان معا. بعض أشكال هذه المنافذ مبنية في Fig 10.11 الريش تقوم بوظيفة عكس حركة الهواء في الاتجاه المطلوب. هذه الريش قد تكون ثابتة أو يمكن ضغط زوايا انحرافها هذه المنافذ تسمى بالجيريلات Grilles . هذه الجيريلات يمكن تركيبها إما في السقف أو الحائط الجانبي أو في الارضيات كما هو مبين في Fig 10.12. المستقبل أو Register هو أساسا جيريل مركب خلفه مجموعة أخرى من الريش المتقابلة Opposed تفتح كليا أو جزئيا للتحكم في كمية الهواء كما هو موضح في Fig 10.13 وتستخدم المستقبلات والجيريلات في توزيع الهواء البارد والدافئ وكذلك في التهوية .

2- منافذ سقفية Ceiling Diffuser هو النوع الشائع من موزعات الهواء التي تركيب في السقف وهي عبارة عن مجموعة من الحلقات أو ريش بفتحات للتهوية متصلة ببعضها Fig 10.14 قد تأخذ الشكل الدائري Round أو مربع Square و مستطيل أو اتجاهي Directional أو في شكل لوح مثقوب Perforated ويركب على مسلك التوزيع بواسطة وصله هوائية Adaptor Fig 10.15.



Square to Round Adaptor - AD

Figure 10.15 Square to Round Adapter

الهواء الخارج من هذه النواشر يخرج بسرعة عالية لا تسبب تيارات هوائية ضارة حيث أن الحلقات أو الريش تعمل على سحب هواء المكان وتخلطه مع الهواء الخارج من هذا النوع من الموزعات فيخرج الهواء بعد خلطه بسرعة أقل .

هذا النوع من النواشر يصلح في حلاتي التدفئة والتبريد لكل من هواء التغذية والهواء الراجع. وقد يستخدم للتغذية والهواء الراجع معا حيث يصنع نوع من الموزعات تحتوي على ست حلقات دائرية أو ريش بفتحات: السلائ الخارجية منها تعمل لتوزيع الهواء وتوصل بمسلك التغذية والثلاث الداخلية تعمل كمنافذ للهواء الراجع وتوصل بمسلك الهواء الراجع .

3- منافذ خطية مشقوقة Slot straight (linear) diffusers توجد أنواع حديثة من موزعات الهواء تركيب بالسقف أو الحوائط الجانبية تصنع في شكل شريط قد يأخذ شكل الخط المستقيم أو المنحني أو T أو شكل سداسي وغيرها Fig 10.16 . وهذه الموزعات قد يكون بها مخرج في صورة شقوق Slots ، احادية، ثنائية أو ثلاثية . وتركب في السقف أو الحائط الجانبي وتوصل بمسلك التغذية كما هو موضح في Fig 10.17.

10.5 الضوضاء في معدات توزيع الهواء

10.5 Noise in Air - Distribution Devices

الضوضاء (Noise) من الاعتبارات الأساسية التي تؤخذ عند اختيار منافذ توزيع الهواء . حيث أن مقداراً من الصوت ينشأ عند خروج تيار الهواء من الموزعات. هذا الصوت يتناسب مع سرعته . إذا كان مستوى الضوضاء المتولدة أكبر من مستوى الضوضاء المحيطة فإن ذلك يكون غير مقبولا لذلك فقد تم وضع معيار للضوضاء (NC) Noise criteria ويقاس بالديسيبل d B . هذا المعيار يمكن الحصول عليه من Table 10.1 للأماكن المختلفة .

10.6 اختيار منافذ الهواء 10.6 Selection of Air Outlets

عند اختيار منافذ التهوية يجب الأخذ في الاعتبار العوامل الآتية :-

- 1- (المتطلبات الجمالية) Architectural requirements . حيث مهندس الديكور يريد أن يظهر المكان بمظهر معين - هذا قد يتطلب الاستشارة معه لتحديد شكل ومكان تركيب المنافذ لتحقيق الهدفين المظهر الجمالي والتوزيع الجيد .

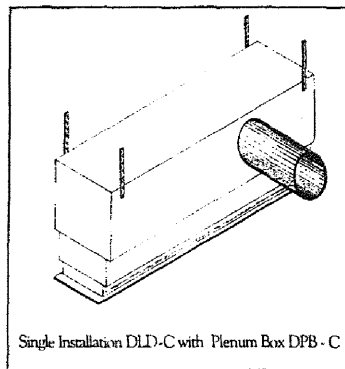
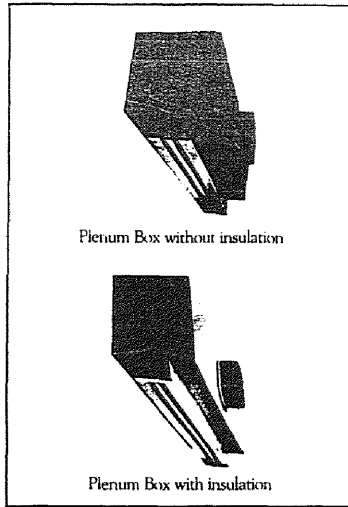


Figure 10.17 Slot diffuser plenum box and installation

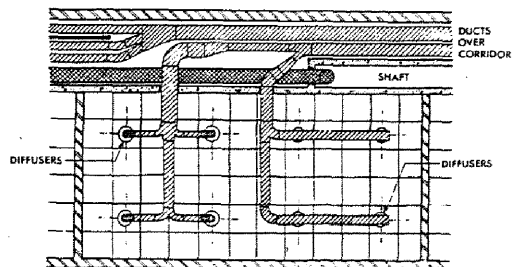
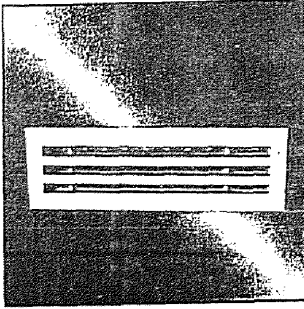
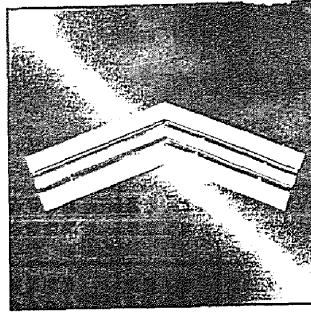


Figure 10.18 Typical layout of ceiling diffusers

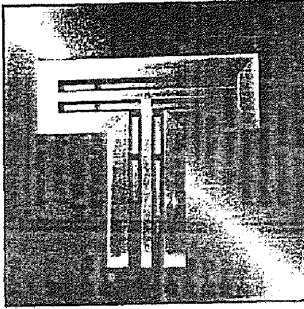
LINEAR SLOT
DIFFUSER
(3-Slots)



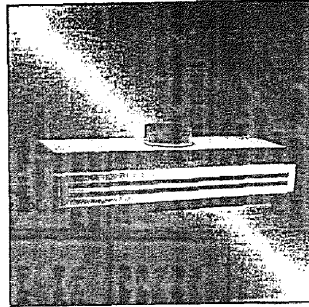
MITERED
CORNER



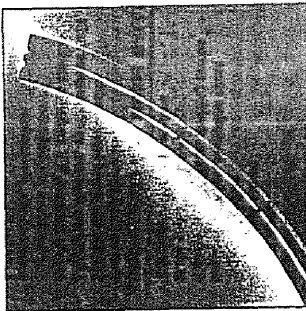
LINEAR SLOT
DIFFUSER
(T-Shape)



PLENUM
BOX



CURVED SLOT
DIFFUSER



LINEAR SLOT
DIFFUSER
(Octagonal Shape)

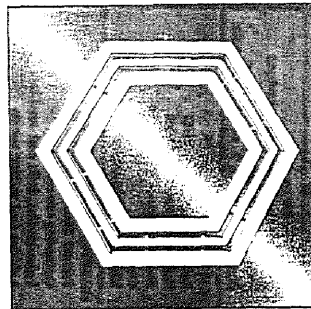


Figure 10.16 Type of slot linear diffusers

Table 10-1 (continued) South level

Type of Area	Range of A-Weighted Levels, Decibels	Range of NC Criteria Curves	Type of Area	Range of A-Weighted Levels, Decibels	Range of NC Criteria Curves
RESIDENCES			CHURCHES AND SCHOOLS (Cont'd)		
Private homes (rural and suburban)	25-35	20-30	Laboratories	40-50	35-45
Private homes (urban)	30-40	25-35	Recreation halls	40-55	35-50
Apartment houses, 2- and 3-family units	35-45	30-40	Corridors and halls	40-55	35-50
			Kitchens	45-55	40-50
HOTELS					
Individual rooms or suites	35-45	30-40	PUBLIC BUILDINGS		
Ballrooms, banquet rooms	35-45	30-40	Public libraries, museums, court rooms	35-45	30-40
Halls and corridors, lobbies	40-50	35-45	Post offices, general banking areas, lobbies	40-50	35-45
Garages	45-55	40-50	Waitrooms and toilets	45-55	40-50
Kitchens and laundries	45-55	40-50			
HOSPITALS AND CLINICS			RESTAURANTS, CAFETERIAS, LOUNGES		
Private rooms	30-40	25-35	Restaurants	40-50	35-45
Operating rooms, wards	35-45	30-40	Cocktail lounges	40-55	35-50
Laboratories, halls and corridors	40-50	35-45	Night clubs	40-50	35-45
Lobbies and waiting rooms	45-55	40-50	Cafeterias	45-55	40-50
Waitrooms and toilets					
OFFICES			STORES, RETAIL		
Board room	25-35	20-30	Clothing stores	40-50	35-45
Conference rooms	30-40	25-35	Department stores (upper floors)	}	}
Executive office	35-45	30-40	Department stores (main floor)		
Supervisor office, reception room	35-50	30-45	Small retail stores		
General open offices, drafting rooms	40-50	35-45	Supermarkets		
Halls and corridors	40-55	35-50			
Tabulation and computation	45-55	40-60	SPORTS ACTIVITIES, INDOOR		
			Coliseums	35-45	30-40
AUDITORIUMS AND MUSIC HALLS			Bowling alleys, gymnasiums	40-50	35-45
Concert and opera halls	20-30	15-25	Swimming pools	45-60	40-55
Studios for sound reproduction	30-35	25-30			
Legitimate theaters, multi-purpose halls			TRANSPORTATION (RAIL, BUS, PLANE)		
Movie theaters, TV audience studios	35-45	30-35	Ticket sales offices	35-45	30-40
Semi-outdoor amphitheaters			Lounges and waiting rooms	40-55	35-50
Lecture halls, planetarium	40-50	35-45			
Lobbies			EQUIPMENT ROOMS		
			8 hr/day exposure	<90	
CHURCHES AND SCHOOLS			3 hr/day exposure	<97	
Sanctuaries	25-35	20-30	(or per OSHA requirement)		
Libraries	35-45	30-40			
Schools and classrooms	35-45	30-40			

2- المتطلبات الإنشائية **Structural requirement** الهيئة الإنشائية للمبنى خلف حوائط والأسقف والأرضيات قد تضع قيودا على مسارات مسالك التغذية والزجاج وبالتالي على منافذ الهواء . لذلك لابد من استشارة المهندس الإنشائي لهذا الغرض .

3- فرق درجات الحرارة **Temperature difference** في حالة التبريد عند فرق درجات حرارة كبير بين درجة حرارة التغذية ودرجة حرارة الغرفة يزداد احتمال دخول هواء ذي درجة حرارة غير مقبولة إلى حيز الأشغال . ففي هذه الحالة فإن المنافذ السقفية لها معامل حث كبير **Induction ratio** يقلل من تأثير فرق درجات الحرارة الكبيرة .

4- مكان التركيب **Location** في حالة التبريد يفضل أن يكون مكان التركيب إما في السقف أو في حائط عالي . في حالة وجود عوائق في السقف قد يصطدم معها الهواء ويرتد ويسقط مباشرة في حيز الأشغال لذلك يجب أن يركب الناشر اسفل العائق . حل مرادف في حالة التبريد هو استخدام نظام محيطي بحيث يوضع الناشر تحت الشباك ويدفع الهواء إلى أعلى **Upward** . منفذ الراجع في هذه الحالة يركب داخل الغرفة على ارتفاع منخفض .

في حالة التدفئة يفضل وضع منفذ التغذية محيطيا ويدفع الهواء إلى أعلى **Upward** .

5- كمية المنافذ **Quantity** عادة ما يركب أكثر من منفذ . هذا العدد يتوقف أساسا على كمية الهواء والتكلفة والمتطلبات الجمالية (الديكور) ، عند احتمال إعادة ترتيب القواطع **Partitions** مستقبلا ، ويفضل اختيار المنافذ وأماكن تركيبها دون أن يتأثر بذلك التغيير .

6- الحجم **Size** بعد تحديد مكان التركيب فإن حجم المنفذ يمكن تحديده وذلك من خلال كتالوجات الصانع التي تبين خواص الاداء وهي :

- كمية الهواء التي يدفعها المنفذ.

- المدى **Throw** ويحدد ذلك أيضا ابعاد المكان $\frac{3}{4}$ الطول .

- مستوى الضوضاء **Noise Criteria** ويحددها استخدام المكان .

- مستوى مكان التركيب **Height**. معظم الصانع ينصحون بالتركيب في مستوى $(2.5-3)m$

- فقد الضغط في المنافذ نتيجة سريان الهواء والتي يجب ان تؤخذ في الاعتبار عند تقدير فقد الضغط في المسالك .

الاختيار من الكتالوج Catalogue Rating

لا توجد طريقة نمطية لاختيار المنافذ المختلف الصانع إذ أن كل صانع يضع طريقة اختيار المنفذ الخاص به وإن كان هناك منوالا ضروريا قبل الاختيار هو :

- 1- تحديد كمية الهواء اللازمة Q , m^3/s أو CFM.
- 2- تحديد مستوى الضوضاء dB_{NC} .
- 3- تقسيم سقف الحجرة (كمثال) إلى عدد متساوى من المربعات كما هو مبين في Fig 10.18 كمثال للمنافذ السقفية وتوضع المنافذ في منتصف المربعات ويلاحظ أيضا أن مركز المربع يبتعد بمسافة متساوية عن الحوائط وكذلك عن المنفذ المجاور. هذه المسافة تعتمد على مقدار الحنفية (Throw). إذا تعذر التقسيم إلى مربعات يتم تقسيم المساحة إلى مستطيلات متساوية بحيث يكون طول الضلع الأكبر لا يزيد عن 1.5 مرة من طول الضلع الأصغر. إذا كانت المساحة كبيرة (مثال قاعة احتفالات) فإن طول ضلع المربع لا يجب أن يزيد عن ثلاثة أمثال ارتفاع سقف المكان.

على هذا الأساس يتم الاختيار من الكتالوجات ونبين بعضها في الآتى:

Table 10. 2 بعض خواص الجريلات والمستقبل Girilles & Registers

Table 10. 3 يبين بعض خواص المنافذ السقفية Ceiling diffusers

Table 10. 4 يبين خواص المنافذ السقفية المربعة والمستطيل

Table 10. 5 خواص المنافذ الخطية المشقوقة

Example 10.1

Select a single round ceiling diffuser for a boutique shown in Fig 10.19. the sensible heat load is 5275 W. The supply air temperature difference is $20^\circ C$.

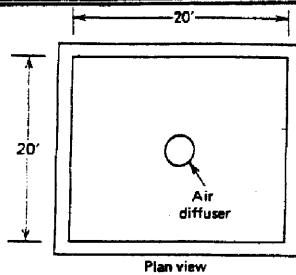


Figure 10.19 Sketch for example 10.1

معدل هواء التغذية المطلوب

$$Q_a = q_s / \rho c_p \Delta t$$

$$= 5275 / (1.2 \times 1.005 \times 20) = 0.219 \text{ m}^3/\text{s} \approx 463 \text{ CFM}$$

نحدد مستوى الضوضاء NC من Table 10.1 للمحلات العامة NC = (40 – 50),dB

من Fig 10.19 نجد أن نصف قطر الانتشار أو Throw حوالي 10 ft

من Table 10.3 نختار ناشر DD.7 بالموصفات الآتية :

Size 8"

Neck area 0.349 F²

Air flow rate 490 CFM.

Total pressure drop 0.37 WG = 92 Pa.

Throw 8-13 ft = 2.4 – 3.9 m

NC = 42

Example 10.2

Determine suitable diffuser locations and throw for a room 60ft by 30ft floor plan if 2 or 8 diffusers are to be used.

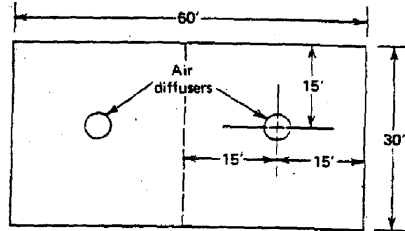


Figure 10.20 Sketch for example 10.2

أولاً : من Fig 10.20 نحدد مقدار المدى للنواشر وذلك بتقسيم الغرفة إلى مربعين طول ضلع

كل منهما 30ft وبالتالي فإن المدى Throw لكل ناشر لا يتعدى 15ft

ثانياً : يتمكن تقسيم كل مربع إلى أربعة مربعات طول ضلع كل منها 15ft ويوضع في كل مربع ناتج ناشر مقدار المدى له يساوى 7.5ft وبذلك يكون عدد النواشر المستخدمة هي 8 difs هذا بدوره يرفع التكلفة

Problems

10.1 Select a ceiling diffusers (round or square) to deliver 940 L/s in a 9mx 9m classroom .

10.2 A 30 x 15m pharmacy requires 3760L/s of air. Locate and select three ceiling diffuser. Select alternate solution from linear-slot type.

10.3 A restaurant dinning room measures 18x24m and requires 53, kW of sensible cooling load. Determine the number of ceiling diffusers needed for 3.6m ceiling height, and temperature difference of 11C°. if the restaurant had to use high side wall grilles to deliver air from the 18m wall. Select (size and number) for this application. Determine the pressure loss.

10.4 Select a square ceiling diffusers for the building shown in Fig 21 it is a general office space. Dimensions are given in feet.

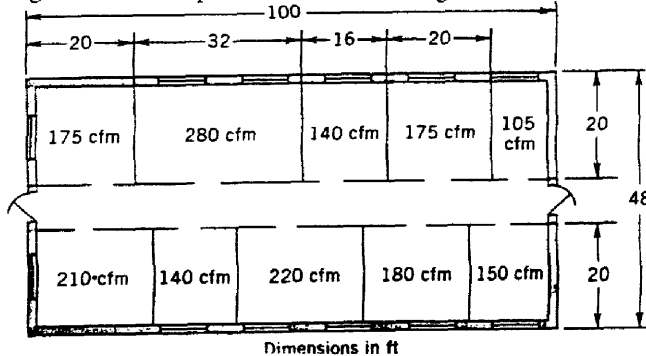


Figure 10.21 Sketch for problem 10.4

10.5 Select grille type diffusers for the room shown in Fig 22 for heating mode. The space requires 850 L/s evenly distributed along the exterior walls. Locate the diffusers on the floor plan.

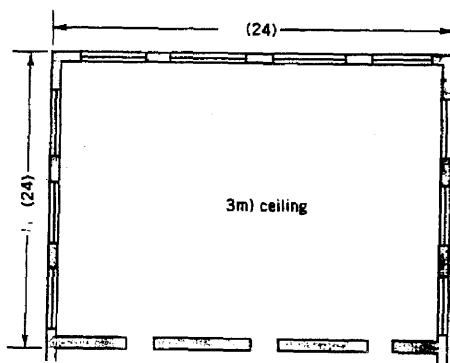


Figure 10.22 Sketch for problem 10.5

Table 10.2 Performance data for supply Grilles & Registers

SIZE (inch)	Velocity (Fpm)		200	300	400	500	600	700
	Static	0	0.0065	0.014	0.025	0.041	0.056	0.08
	Pressure ("WG)	22 1/2	0.0085	0.018	0.033	0.053	0.077	0.104
		45	0.0105	0.023	0.041	0.066	0.095	0.13
12 x 6 (Ak = 0.30 ft. ²)	CFM		100	150	200	250	300	350
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	23	31
	Throw	0	15	17	21	25	28	33
	(Ft.)	22 1/2	12	14	17	20	23	26
		45	11	12	14	16	18	21
12 x 8 16 x 6 (Ak = 0.44 ft. ²)	CFM		133	200	267	333	400	467
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	23	28
	Throw	0	16	18	22	26	30	34
	(Ft.)	22 1/2	13	15	19	22	25	28
		45	11	13	16	18	21	24
18 x 6 (Ak = 0.46 ft. ²)	CFM		150	225	300	375	450	525
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	24	28
	Throw	0	17	19	24	30	36	41
	(Ft.)	22 1/2	13	16	21	25	30	35
		45	11	14	18	21	25	29
12 x 10 20 x 6 (Ak = 0.51 ft. ²)	CFM		167	250	333	417	500	583
	NC		< 20	< 20	< 20	20	25	29
	Throw	0	18	20	25	31	37	42
	(Ft.)	22 1/2	14	17	22	26	31	36
		45	12	15	19	22	26	30
12 x 12 18 x 8 24 x 6 (Ak = 0.68 ft. ²)	CFM		200	300	400	500	600	700
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	21	24
	Throw	0	18	21	26	34	40	44
	(Ft.)	22 1/2	14	18	24	29	34	40
		45	12	16	20	24	28	32
16 x 10 20 x 8 (Ak = 0.79 ft. ²)	CFM		222	333	444	556	667	778
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	20	23
	Throw	0	19	22	29	36	42	46
	(Ft.)	22 1/2	14	18	24	30	35	41
		45	12	16	20	25	29	33
18 x 10 30 x 6 (Ak = 0.88 ft. ²)	CFM		250	375	500	625	750	875
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	22	28
	Throw	0	19	21	29	36	42	46
	(Ft.)	22 1/2	14	18	25	30	35	42
		45	12	16	21	25	29	33
16 x 12 20 x 10 24 x 8 (Ak = 1.0 ft. ²)	CFM		278	417	556	694	833	972
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	20	26
	Throw	0	19	24	32	39	45	49
	(Ft.)	22 1/2	14	20	27	32	37	43
		45	12	17	23	26	30	34
16 x 14 18 x 12 36 x 6 (Ak = 1.14 ft. ²)	CFM		300	450	600	750	900	1050
	NC		< 20	< 20	< 20	< 20	23	28
	Throw	0	19	24	32	39	46	51
	(Ft.)	22 1/2	14	20	27	32	37	43
		45	12	17	23	26	30	34

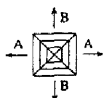
Table 10.5 Performance data for Round ceiling diffuser

SUPPLY AIR ROUND CEILING DIFFUSERS DD-7

Basic Performance Data

Neck Size (Inches)	Neck Area (Ft ²)	Area Factor (Ft ²)	Neck Velocity (FPM)	300	400	500	600	700	800	1000	1200	1400	1600
			Velocity Pressure (Inches W.G.)	0.007	0.011	0.016	0.023	0.031	0.041	0.064	0.091	0.123	0.161
6"	0.196	0.13	Air Flowrate (CFM)	60	80	100	120	135	155	195	235	275	315
			Total Press. Drop	0.025	0.041	0.061	0.082	0.106	0.132	0.201	0.282	0.380	0.480
			Throw (Ft)	3-5	3-6	3-6	4-6	4-6	4-6	5-7	5-7	6-8	7-10
			NC	<20	<20	<20	<20	<20	25	30	35	39	45
8"	0.349	0.22	Air Flowrate (CFM)	105	140	175	210	245	280	350	420	490	560
			Total Press. Drop	0.021	0.032	0.052	0.071	0.100	0.122	0.183	0.271	0.370	0.480
			Throw (Ft)	4-6	4-6	5-7	6-8	6-8	6-8	7-10	7-11	8-13	9-14
			NC	<20	<20	<20	20	25	29	33	38	42	46
10"	0.545	0.25	Air Flowrate (CFM)	165	220	275	325	380	435	545	655	765	870
			Total Press. Drop	0.040	0.061	0.092	0.122	0.181	0.242	0.361	0.500	0.710	0.950
			Throw (Ft)	4-6	6-9	7-10	7-10	7-11	8-13	9-14	10-16	12-18	15-22
			NC	<20	<20	<20	21	26	30	34	39	43	47
12"	0.785	0.38	Air Flowrate (CFM)	225	315	395	470	550	630	785	940	1100	1255
			Total Press. Drop	0.026	0.041	0.072	0.101	0.152	0.201	0.313	0.490	0.670	0.870
			Throw (Ft)	6-8	7-10	7-11	7-11	8-13	9-14	10-16	14-21	15-23	19-27
			NC	<20	<20	<20	22	28	32	36	41	45	48
14"	1.07	0.50	Air Flowrate (CFM)	320	430	535	640	750	855	1070	1285	1500	1710
			Total Press. Drop	0.034	0.051	0.080	0.112	0.156	0.201	0.313	0.460	0.600	0.800
			Throw (Ft)	6-8	8-13	9-15	10-16	11-17	12-18	15-23	19-2	19-27	21-31
			NC	<20	<20	<20	24	29	33	37	42	46	49
16"	1.40	0.59	Air Flowrate (CFM)	420	560	700	840	980	1120	1400	1680	1960	2240
			Total Press. Drop	0.043	0.075	0.106	0.140	0.202	0.262	0.413	0.593	0.800	0.980
			Throw (Ft)	7-11	9-14	9-15	11-17	12-18	15-23	16-25	19-27	21-31	25-36
			NC	<20	<20	20	25	30	34	38	43	47	50
18"	1.77	0.75	Air Flowrate (CFM)	530	710	885	1060	1240	1415	1770	2125	2480	2830
			Total Press. Drop	0.033	0.052	0.082	0.113	0.166	0.220	0.350	0.530	0.710	0.950
			Throw (Ft)	8-13	9-14	10-16	12-18	14-12	17-24	19-27	21-31	22-33	26-38
			NC	<20	<20	21	26	31	35	39	44	48	51
20"	2.18	0.96	Air Flowrate (CFM)	660	850	1100	1300	1530	1750	2150	2650	3050	3500
			Total Press. Drop	0.040	0.065	0.092	0.131	0.182	0.251	0.450	0.640	0.820	0.930
			Throw (Ft)	8-14	11-16	14-20	17-21	19-25	22-28	29-34	34-40	41-47	45-50
			NC	<20	<20	21	27	32	36	40	45	49	52
24"	3.14	1.23	Air Flowrate (CFM)	940	1250	1570	1850	2200	2500	3130	3850	4320	4950
			Total Press. Drop	0.045	0.070	0.105	0.135	0.195	0.265	0.460	0.690	0.790	0.960
			Throw (Ft)	10-15	14-20	17-23	20-26	24-30	27-34	35-41	43-50	46-52	51-58
			NC	<20	<20	22	28	33	37	41	46	50	53

Table 10.4 Performance data for square & Rectangular diffusers



Square & Rectangular Neck

NECK VELOCITY	A B	A B	A B	A B	A B	A B
250	300	400	500	600	700	800
Δ P (S)	0.018	0.026	0.046	0.072	0.104	0.142

SIZE	NECK AREA	PATTERN	CFM	S.N.C	SCFM	THROW	CFM	S.N.C	SCFM	THROW	CFM	S.N.C	SCFM	THROW	CFM	S.N.C	SCFM	THROW
6	0.25	DD-64S	63	<18	16 16	4-7	75	<18	19 19	5-9	100	25	31 31	6-11	125	27	37 37	8-12
x		DD-63S	24 16	28 19	38 25	47 31	52 37	66 44	75 50	10-14	14-19	11-15	13-17	10-14	14-19	11-15	13-17	10-14
6		DD-62S	32	38	50	63	75	88	100	11-15	12-17	14-19	15-21	15-21	15-21	15-21	15-21	15-21
		DD-61S	63	75	100	125	150	175	200	13-17	14-19	15-21	16-22	17-24	18-26	19-28	19-28	19-28
9	0.56	DD-64S	140	<18	35 35	7-12	169	<18	42 42	8-13	225	22	56 56	10-14	281	31	84 84	12-16
x		DD-63S	53 35	63 42	84 56	105 70	127 84	148 98	169 112	10-14	11-15	13-17	14-18	15-20	13-17	16-22	14-18	15-19
9		DD-62S	70	85	113	141	168	197	225	12-16	13-17	15-19	16-21	17-24	18-26	19-27	19-27	19-27
		DD-61S	140	169	225	281	338	394	450	13-17	14-19	15-21	16-22	17-24	18-26	19-28	19-28	19-28
12	1.0	DD-64S	250	<18	63 63	11-15	300	<18	75 75	12-16	400	26	100 100	14-18	500	35	150 150	16-22
x		DD-63S	94 63	112 75	150 100	188 125	225 150	263 175	300 200	13-17	14-19	15-21	16-22	17-24	18-26	19-28	19-28	19-28
12		DD-62S	125	150	200	250	300	350	400	14-18	15-19	16-21	17-24	18-26	19-28	20-27	21-29	22-34
		DD-61S	250	300	400	500	600	700	800	15-20	16-22	17-24	18-26	19-28	20-27	21-29	22-34	25-40
15	1.56	DD-64S	390	<18	98 98	14-18	469	<18	117 117	16-19	625	28	156 156	18-23	781	33	195 195	20-27
x		DD-63S	146 98	176 117	234 156	293 195	352 234	411 273	469 312	17-21	18-23	20-27	21-28	22-30	20-27	23-32	21-28	22-29
15		DD-62S	195	235	313	391	469	548	625	19-24	20-27	22-29	23-31	24-33	25-35	26-39	26-39	26-39
		DD-61S	390	469	625	781	938	1095	1250	22-31	23-33	26-39	27-42	29-46	30-48	32-51	32-51	32-51
18	2.25	DD-64S	562	<18	141 141	17-22	675	<18	168 168	20-23	900	30	225 225	22-27	1125	40	281 281	25-31
x		DD-63S	211 141	253 168	338 225	422 281	506 337	591 394	675 450	22-27	23-32	25-31	27-32	28-33	25-31	29-35	26-32	28-32
18		DD-62S	281	338	450	563	675	788	900	23-29	25-31	28-33	30-36	31-38	32-40	33-42	33-42	33-42
		DD-61S	562	675	900	1125	1350	1575	1800	26-34	28-36	32-40	33-43	35-47	36-50	38-54	38-54	38-54

NOTES:

SIZE: Is the nominal neck size in inches.

NECK AREA: Is in square feet.

PATTERN: Is flow pattern as detailed previously.

Δ P (S): Supply pressure drop in inches W.G.

SCFM: Side CFM

THROW: In feet corresponding to 100 & 50 FPM terminal velocity.

S.N.C: Room NC for supply based on R db room effect.

Table 10.5 Performance data for linear slot diffusers

B. Supply linear slot diffusers with 1" slot width

	Number of Slots							
	1	2	3	4	5	6	7	8
CFM/Ft	10	20	30	40	50	60	70	80
Throw	4-7	7-11	7-13	8-15	9-17	11-19	11-21	12-22
NC	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20
CFM/Ft	15	30	45	60	75	90	105	120
Throw	5-9	8-14	10-18	11-20	13-23	14-26	16-27	17-30
NC	<20	<20	<20	<20	21	22	24	26
CFM/Ft	20	40	60	80	100	120	140	160
Throw	8-12	9-19	13-23	15-26	17-29	19-32	21-34	23-36
NC	<20	21	23	25	26	27	28	30
CFM/Ft	25	50	75	100	125	150	175	200
Throw	9-14	12-21	16-25	20-30	21-31	24-36	27-38	29-40
NC	24	25	26	28	30	31	32	33
CFM/Ft	30	60	90	120	150	180	210	240
Throw	11-17	14-23	18-28	23-32	24-34	27-39	30-40	32-44
NC	27	29	30	32	34	35	36	37
CFM/Ft	35	70	105	140	175	210	245	280
Throw	12-18	16-25	21-32	24-36	26-38	30-43	32-46	33-48
NC	30	32	34	36	38	39	40	41
CFM/Ft	40	80	120	160	200	240	280	320
Throw	14-20	18-28	23-34	25-38	28-42	31-46	34-50	36-52
NC	33	35	37	39	40	41	43	45
CFM/Ft	45	90	135	180	225	270	315	360
Throw	15-22	20-30	25-38	26-40	30-44	34-49	36-52	37-56
NC	35	38	40	43	45	46	47	49
CFM/Ft	50	100	150	200	250	300	350	400
Throw	16-24	24-32	29-39	27-43	34-49	36-53	38-56	39-60
NC	39	41	44	46	48	50	52	54

Table 8. Performance data for supply linear slot diffusers with 1" slot width.

NOTE :

- Throw data (Ft) is based on terminal velocities of 100 & 50 FPM for horizontal discharge.
- NC values are for horizontal discharge. For vertical discharge subtract (5) from NC values.
- NC values are for 4 Ft long unit and assume room attenuation 10-db.

أنظمة تكييف الهواء

AIR - CONDITIONING SYSTEM

General

مقدمة

وظيفة تكييف الهواء هي معالجة الهواء بحيث تحقق ظروف الراحة للإنسان وتحقيق أفضل الظروف للإنسان والمعدات لتحقيق أفضل انتاجيه . ولهذا فإن تكييف الهواء الكامل على مدار العام يعني المحافظة والتحكم في درجة الحرارة ونسبة الرطوبة وتزويد المكان بكمية هواء نقي مناسبة والمحافظة على مستوى منخفض من الإزعاج بحيث تتحقق ظروف الراحة .
في العادة فإن أنظمة تكييف الهواء تعمل على تسخين وترطيب الهواء شتاءً أما في الصيف فتعمل على تبريد الهواء وإزالة رطوبته .

11.1 تصنيف أنظمة تكييف الهواء

11.1 Classification Air Conditioning System

أولاً: طبقاً لنوع المائع المستخدم وهو الماء أو الهواء إلى :-

- أنظمة هواء كلي All air system
- أنظمة ماء كلي All- water system
- أنظمة هواء- ماء Air - water combination system

ثانياً: طبقاً لطريقة التجميع يمكن تقسيمها إلى :-

- أنظمة مجمعة Packaged together أو أنظمة متكاملة Unitary System وفيها يتم تجميع جميع عناصر أنظمة التكييف (التي سنبينها لاحقاً) في هيكل واحد داخل صندوق Case.

* أنظمة تكييف مركزي وفيها يتم تجميع مكوناته الأساسية وملحقاته مثل محطة التبريد (Chiller أو محطة التسخين (Boiler) وتعمل كوحدة قائمة بذاتها وتمدان وحدة مناولة الهواء Air - handling unit أما بالمائع البارد أو الساخن حسب الحاجة .
النظام الكامل **The complete System** هو الذي يحتوي على كل العناصر التي تقوم بجميع عمليات معالجة الهواء : تنقية ، تبريد ، تسخين ، ترطيب ، وإزالة رطوبة وتوزيع الهواء
Fig11.1 .

* **مائع التبريد Cooling fluid** : قد يكون ماء مثلج Chilled water أو في صورة مركب تبريد Refrigerant. كلا المائعين يتم تبريدهما في محطة تبريد جرى العرف على تسميتها Chiller أما الحرارة فتطرّد في الجو عن طريق برج التبريد Cooling tower أو المكثف البخاري Evaporative - condenser أو مكثف هوائي Air-cooled condenser
* **مائع التسخين Heating fluid**. قد يكون ماء ساخن أو بخار ساخن يأتي إلى ملفات التسخين Heating coil من الغلاية . أو محوّل Converter . وقود التسخين قد يكون غاز طبيعياً أو وقوداً سائلاً أو فحم .

* **المرطب Humidifier** . يزود بماء رش Sprayed water أو بخار ماء قائم من الغلاية . يفضل دائماً بخار الماء لنقاوته عن الماء .

* **مروحة التغذية Supply fan** وهي ضرورية لدفع الهواء خلال المسالك وإلى معدات توزيع الهواء في الغرف .

* **ملفات التبريد Cooling coil** وهي تعمل على تبريد الهواء وإزالة رطوبته بواسطة مركب التبريد المار خلالها إذا كانت في وحدات مجمعة أو ماء مثلج أو وسيط تبريد (محلول ملحي Secondary refrigerant) في حالة التكييف المركزي .

* **ملفات تسخين متأخر Re-heating coil** يعمل هذا السخان على رفع درجة حرارة الهواء البارد (نتيجة عملية التبريد وإزالة الرطوبة صيفاً) ليحمله مناسباً لظروف الراحة . أو عندما ينخفض الحمل الحراري على الغرفة إلى أقل من ظروف التصميم وكما يستخدم للتحكم في الرطوبة النسبية.

• **السخان المتقدم Pre-heating coil** يستخدم في المناطق الباردة وذلك حتى يحول دون تجميد المياه في المواسير عند مرور هواء عليها ذو درجة حرارة أقل كثيرا من الصفر المئوي . وجود هذا السخان اختياري للمناخ المعتدل و في حالة التدفئة يستخدم كل من السخان المتقدم والمتأخر .

• **مروحة الراجع Return air fan** تقوم بسحب الهواء من الغرف وتدفعه من خلال أنظمة الراجع أو إلى وحدة التكييف المركزي وتطرد مقدار الربع تقريبا .

• **أنظمة المسالك Ducting system** يتم تصميم هذا النظام في الغالب بحيث يأخذ جزء كبيرا من الهواء الراجع حوالي 75% مع 25% من الهواء الخارجي لمعالجته . أما نسبة 25% من الهواء الراجع فتطرد . في بعض الاحيان قد يتطلب الأمر هواء خارجي بنسبة 100% هذا سوف ينتج عنه حمل حراري كبير .

• **الفلتر Filter** يستخدم لتنقية الهواء من الاتربة والجراثيم والملوثات .

• **الإمرار الجانبي By-pass** وللتحكم في رطوبة الهواء يستخدم الإمرار الجانبي حيث تتحكم مجموعتين من البوابات Dampers واحدة لإمرار هواء على ملفات التبريد حيث يبرد وتزال رطوبته وتقوم الأخرى بإمرار هواء دون ملامسة ملفات التبريد بعدها يخلط التياران فتعطي نسبة الرطوبة المطلوبة .

• **المنطقة Zone** هي عبارة عن فراغ خاضع للتكييف. هذا الفراغ قد يكون غرفة أو عدة غرف ذات درجة حرارة ونسبة رطوبة واحدة ويتم التحكم في درجة حرارتها بواسطة متحكم حرارة واحد Thermostat. هذا الترموستات يشعر بدرجة حرارة المنطقة ويرسل إشارة تصحيح في حال إذا كانت درجة حرارة المنطقة تختلف عن المدى المضبوطة عليه في بعض الحالات الخاصة قد يتم التحكم في الرطوبة بواسطة متحكم الرطوبة الهيمدستات Humidistat.

• **معدات مناولة الهواء Air handling equipment** .

يقوم صانعو معدات تكييف الهواء بتجميع العناصر الرئيسية لمعدات معالجة الهواء مثل المرشح

Filter السخان المتقدم Pre-heater coil ملفات التبريد Cooling coil ملفات السخان

المتأخر Re-heating coil ، المرطب Humidifier ومروحة التغذية Supply fan

وبوابات التحكم Controlling damper داخل هيكل معدنى يسمى بما يحتويه وحدة مناولة الهواء **Air handling unit** اختصارا (AHU).
 وستشرح فيما يلى انظمة تكييف الهواء مع الأخذ فى الاعتبار تعريف بعض الاختصارات على الرسومات وهى :

Outside Air	OA هواء خارجى
Supply Air	SA هوا تغذية
Return Air	RA هواء راجع
Mixed Air	MA هواء مخلوط
Chilled water supply	CWS مياه تغذية باردة
Chilled water return	CWR مياه راجع باردة
Hot water supply	HWS مياه تغذية ساخنة
Hot water return	HWR مياه راجعة ساخنة
Filter	F مرشح
Cooling coil	CC ملفات تبريد
Preheat coil	PH سخان متقدم
Reheat coil	RH سخان متأخر

11.2 أنظمة هواء كلى *All Air Systems*

جوهر هذه الأنظمة يتمثل فى أنها تقوم بتوزيع هواء فقط فى الفراعات المراد تكييفها بعض هذه الأنظمة سيتم استعراضها مع بيان مجالات تطبيقها.

11.2.1 نظام المنطقة الواحدة *Single zone system*

أبسط أنظمة الهواء الكلى هو ما يخدم منطقة واحدة ويمكن وضع وحدة المناولة أما داخل المنطقة أو أن يتم تشغيلها عن بعد ويمكن أن تعمل مع أو بدون مسالك. والتحكم فى عمل وحدة المناولة يتم بواسطة ترموستات واحد يخدم المنطقة لتحقيق ظروف واحدة أما فى غرفة واحدة أو عدة غرف.

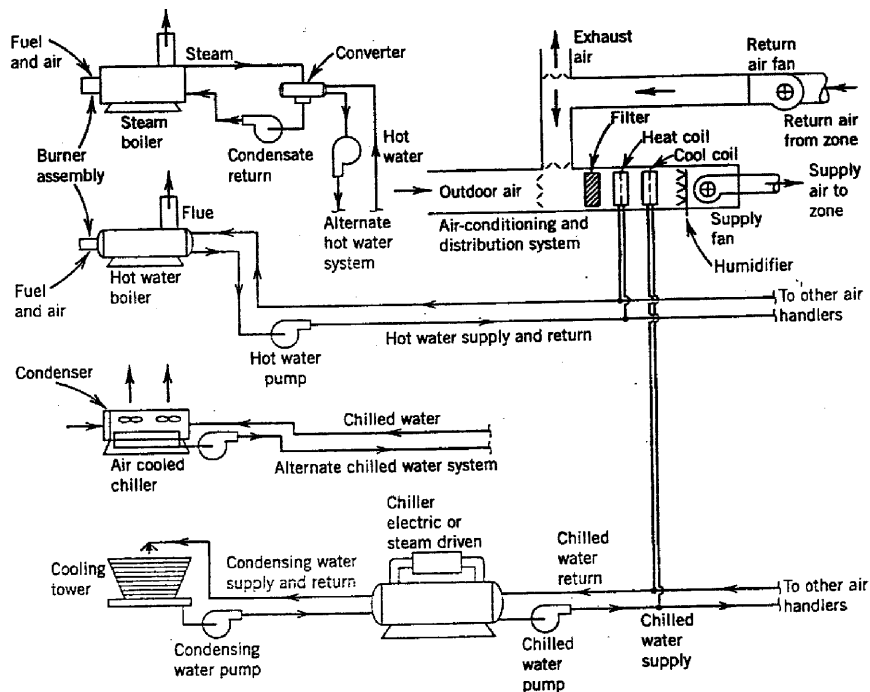


Figure 11.1 Flow diagram an air- conditioning system

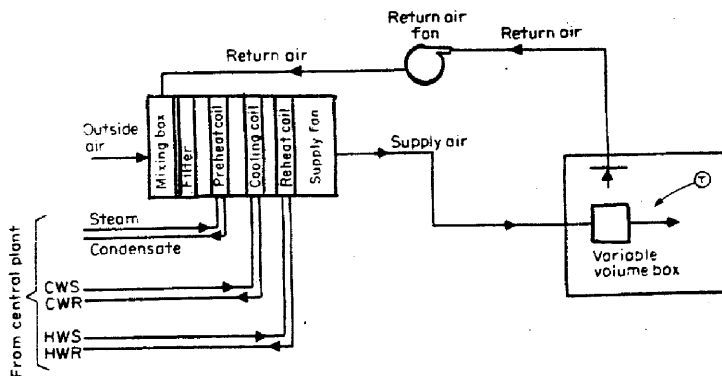


Figure 11.2 Variable air volum and constant temperature A/C. system.

11.2.1.1 نظام حجم الهواء المتغير وثبات درجة الحرارة

11.2.1.1 Variable air volume and constant temperature system

يستخدم هذه النظام أساساً فى الأماكن ذات حمل ثابت نسبياً ويستخدم فى اشغالات المصالح الإدارية والمحلات العامة ، حيث يمكن المحافظة على درجة الحرارة ثابتة داخل هذه الأماكن وذلك بتغيير حجم هواء التغذية طبقاً للحمل الحرارى.

كما هو مبين فى Fig 11.2 فإن الهواء الخارجى يخلط مع الهواء الراجع فى صندوق الخلط حسب النسب المطلوبة ثم يمرر على الفلتر لتتقيته ثم على السخان المتقدم Pre-heater أو ملفات التبريد Cooling coil والسخان المتأخر Re-heater طبقاً للحاجة إذا كانت تبريد أو تدفئة ثم تقوم المروحة بدفعة فى مسلك واحد إلى غرفة أو عدة غرف ذات درجة حرارة ونسبة ورطوبة واحدة.

فى هذا النظام Fig 11.2 نجد أن طبقاً للحمل الحرارى فإن ترموستات الحجم (T) يقوم بتشغيل صمام جريئة صندوق الحجم المتغير ليسمح بتدفق كمية هواء معينة بالمرور. فى هذا النظام يمكن استخدام ترموستات واحد لتشغيل صمامات عدة غرف.

مميزات النظام

1- اقتصادى فى التشغيل حيث ان حجم الهواء يتناقص مع الحمل الحرارى. مما يقلل من استهلاك الطاقة.

2- عند استخدام هذا النظام للتدفئة يستخدم كل من السخان المتقدم Pre-heater والسخان المتأخر Re-heater

11.2.1.2 نظام التسخين الطرفى

11.2.1.2 Terminal re-heat system

نظام التسخين الطرفى هو تطوير للنظام المنطقة الواحدة حيث يسمح هذا النظام بإدخال هواء إلى غرفة أو عدة غرف ذات أحمال حرارية مختلفة. ومن كلمة إعادة تسخين فإنها تعنى عملية ثانوية لمعالجة الهواء بعد المعالجة الأولى فى وحدة مناولة الهواء المركزية .

فى هذا النظام فإن الهواء الخارجى Outside Air يخلط مع الهواء الراجع Return Air فى صندوق الخلط Fig 11.3 Mixing Box ثم يمرر على المرشح Filter لتتقيته ثم يخضع بعد

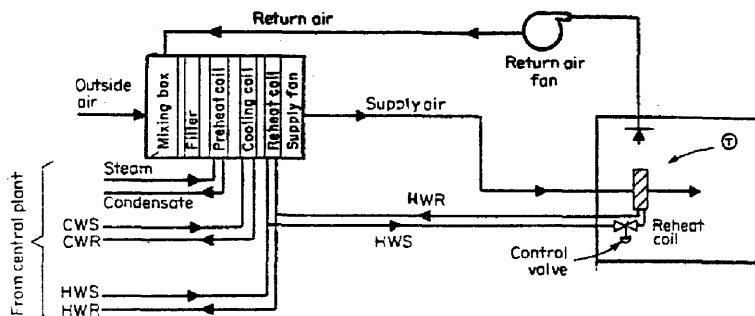


Figure 11.3 Single duct system with reheat.

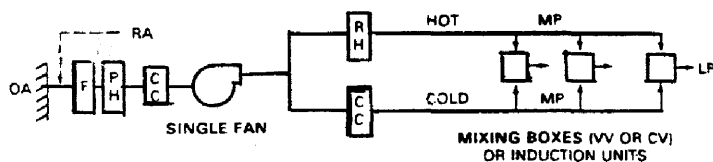


Figure 11.4 Dual- duct system.

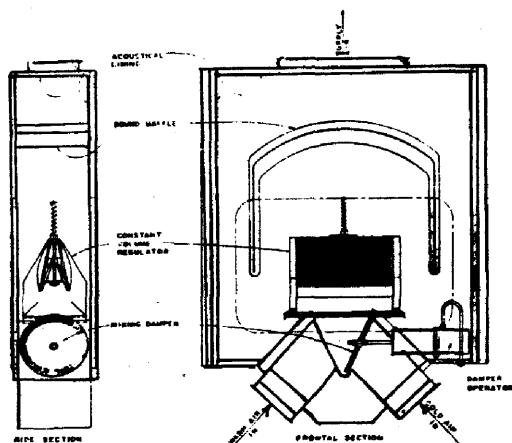


Figure 11.5 Dual – duct mixing box.

تلك أما للتسخين أو للتبريد طبقاً للإحتياجات ثم تقوم مروحة التغذية Supply fan بدفعه خلال مسلك واحد إلى غرفة أو عدة غرف . كل غرفة مزودة بملفات تسخين Reheating coil . كل غرفة مزودة بترموستات يعمل على تشغيل صمام تحكم لدخول ماء تغذية ساخن H W S قادم من المحطة المركزية ويعود إليها في خط ماء ساخن راجع H W R ومن ذلك يتضح إن معالجة الهواء لمعادلة الحمل الحراري تنفئة أو تبريد تتم في المحطة المركزية بصورة اساسية اما التسخين الطرفي فلان الهدف منه هو المعالجة الثانوية للوصول بحالة الهواء للظروف المطلوبة للغرفة بصرف النظر عما هو مطلوب في الغرف الأخرى. وعلى ذلك فليست هناك حاجة لتقسيم الغرف إلى مناطق .

هذا النظام يستخدم في المباني ذات اعداد قليلة أو متوسطة من الغرف ذات حمل حراري كامن Latent heat كبير أو معامل حرارة محسوسة S H F منخفض ويستخدم أيضا في المعامل حيث يغلب استخدام هواء خارجي كلي بنسبة 100%

مميزات النظام

- 1- ليس هناك داع لتقسيم المسالك إلى مناطق حيث الضبط النهائي يتم في الغرفة نفسها .
- 2- التحكم في درجة حرارة الهواء يتم بواسطة منظم حرارة إما يدويا أو آليا .
- 3- عمل هذا النظام يقلل من الضوضاء نتيجة لمرور الهواء في المسالك .

عيوب النظام

استخدام طاقة كبيرة نسبيا لذلك لا يلجأ إليه إلا في الحالات الخاصة .

11.2.2 Dual duct system

11.2.2 نظام المسالك الثنائية

في هذا النظام Fig 11.4 كالانظمة السابقة فإن الهواء الخارجي Outside air يخلط مع الهواء الراجع Return air في صندوق الخلط ثم يمرر على المرشح Filter ثم يمر على المروحة التي تدفعه في مسلكين مسلك ساخن Hot duct ومسلك بارد Cold duct . المسلك الساخن مزود بملفات تسخين Heating coil لتسخين الهواء المار عليها . والمسلك البارد مزود بملفات تبريد لتبريد الهواء المار عليها . لكل منطقة يوجد لها صندوق خلط يقوم بخلط الهواء من المسلك البارد والمسلك الساخن بنسب معينة بحيث تناسب حالته بعد الخلط ظروف

الراحة في المكان وفي Fig 11.4 يبين نقط ثلاثة صناديق خلط تخدم ثلاث مناطق يمكن زيادتها حسب الحاجة .

أحد طرازات صناديق الخلط مبينة في Fig 11.5. هذا الصندوق مزود بفتحات موصلة بالمسلكين البارد والساخن عن طريق وصلات مرنة ويبين Fig 11.6 طرق توصيل هذا الصندوق مع المسلكين للأنظمة المختلفة حيث :

- 1- بعد خلط الهواء في الصندوق يخرج مسلك ذو سرعة منخفضة وتخرج منه وصلات مرنة يركب عليها ناشر دائري Round diffuser .
 - 2- يخرج من الصندوق وصلات يركب عليها ناشر مربع Square diffuser .
 - 3- يركب الناشر مباشرة على الصندوق
- يستخدم هذا النظام بصورة واسعة في المكاتب ، الفنادق ، المستشفيات ، المدارس ، والمعامل الكبيرة وهذه الأماكن كلها تتفق في انها ذات حمل حراري محسوس دائم التغير .

مميزات النظام

- 1- إمكانية التحكم في درجة حرارة الغرفة بصورة جيدة مع التغير الدائم للحمل الحراري .
- وذلك بضبط الترموستات على درجة حرارة واحدة طوال العام .

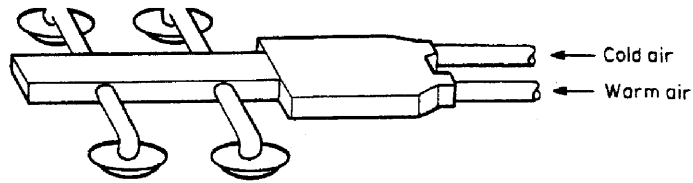
عيوب النظام

- 1- تكاليف التركيب والتشغيل مرتفعة .
- 2- استهلاك كبير في الطاقة مثل نظام التسخين الطرفي .

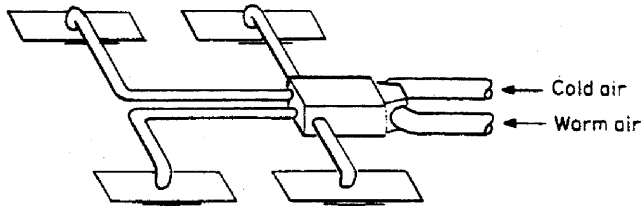
11.2.3 Multi - zone system

11.2.3 نظام تعدد المناطق

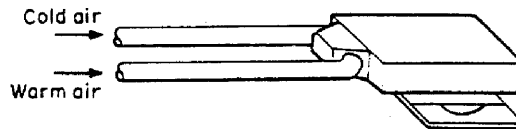
هذا النظام يقوم بتوفير مسلك تغذية واحد لكل منطقة Zone. كما بينا سابقا فإن المنطقة تشمل غرفة أو عدة غرف التي تتحد في درجة الحرارة ونسبة الرطوبة. ففي هذا النظام Fig 11.7 يتم خلط الهواء الراجع Return air مع الهواء الخارجي Outside air في صندوق الخلط بعدما يمر على الفلتر للتنقية ثم على السخان المتقدم Pre-heater عند الحاجة (إذا كانت درجة حرارة الهواء منخفضة جدا حتى لا يتجمد ماء التدفئة) ثم على مروحة التغذية Supply fan



(a)



(b)



(c)

Figure 11.6 Dual – duct mixing box (a). supplies a series of round diffusers, (b): supplies a series of square diffusers, (c): diffuser directly connected to the box.

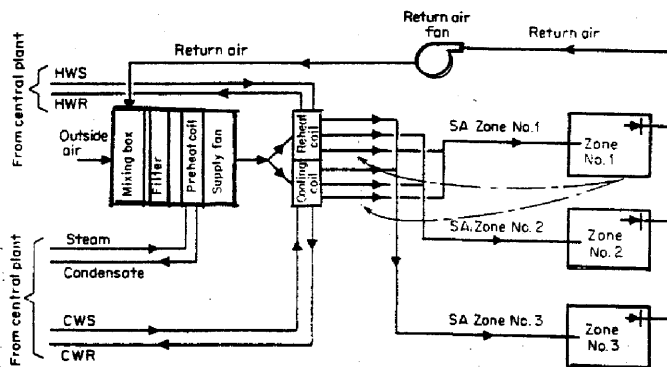


Figure 11.7 Multi – zones all- air system.

والتي تركيب على خط الطرد الخارجي الخاص بها. ثم يمر في مسلكين بأحدهما ملفات تبريد Cooling Coil، والأخر ملفات تسخين Heating coil. في بعض الاحيان ملفات التبريد تسمى دكة تبريد Cooling deck. وملفات التسخين تسمى دكة تسخين Heating deck. لكل منطقة لها مسلك تغذية خاص بها مثل SA Zon N1 للمنطقة الأولى يمر به خليط من هواء بارد بعد مروره على Cooling coil وهواء ساخن بعد مروره على Heating coil. وكذلك الحال لباقي المناطق. كل منطقة لها متحكم درجة حرارة الخاص بها Thermostat والذي يقوم بدورة بتحديد نسب خلط الهواء البارد مع الهواء الساخن ليصل إلى حالة الهواء المطلوبة. ومن ذلك نجد أن نظام تعدد المناطق يشابه في الكثير مع نظام المسالك الثانية غير أنه يتم في هذه الحالة في المعدات وليست في صندوق الخلط.

يتم تطبيق هذا النظام في الغرف ذات حمل حراري محسوس كبير نسبيا.

مميزات النظام

- 1- مصاريف التشغيل منخفضة نسبيا.
- 2- إمكانية التحكم في درجة حرارة كل منطقة على حدة.

عيوب النظام

- 1- نظرا لتعدد المسالك فإن التكلفة الإنشائية تكون كبيرة نسبيا.
- 2- تحديد عدد المناطق بحيث لا يتجاوز 12 منطقة.

11.3 All- Water System

11.3 أنظمة ماء كلي

الأساس في أنظمة الماء الكلي هو ما يسمى بنظام الهيدرونيك Hydronic. هو عبارة عن مجموعة من الأنابيب التي تستخدم لمرور الماء الساخن أو الماء المثلج لتكييف الهواء إلى الوحدات الطرفية في الغرف. هذه الوحدات هي عبارة عن مبادلات حرارية تعمل على تبادل الحرارة بين الماء وهواء الغرفة في حالتي التبريد والتدفئة. عمل هذه الأنظمة يتوقف على طريقة توصيل الوحدات الطرفية مع أنابيب الماء الساخن أو المثلج. ويلاحظ أنه ليست هناك أي أنظمة لدفع ومعاملة الهواء مركزيا ويعتمد بصورة أساسية على هواء الغرفة

11.3.1 نظام إطار الترتيب المتتالي (أنبوبة واحدة)

11.3.1 Series loop system (one pipe)

في هذا النظام Fig 11.8 الوحدات الطرفية Terminal units تم وضعها في ترتيب متتالي سواء في محطة تبريد المياه CH W أو التسخين H W. هنا نلاحظ ان الماء يمر في خلال كل الوحدات الطرفية .

عيوب هذا النظام

- 1- صيانة أو إصلاح أي وحدة طرفية تتطلب تعطيل النظام كله .
 - 2- لا يمكن التحكم في مقدار السريان لأي وحدة بمعزل عن باقي الوحدات .
 - 3- عدد الوحدات الطرفية محدود .
- هذا العيب يمكن التغلب عليه جزئيا بتقسيم عدد الوحدات على مجموعتين كما هو مبين في Fig 11.9 . هذا الاجراء يعمل على تقسيم الغرف إلى منطقتين يمكن التحكم في كل منطقة على حدة .

- إجراء آخر يمكن استخدامه ألا وهو جعل كل وحدة طرفية موصلة بالأنبوبة الرئيسية عن طريق فرعين ، فرع للتغذية وفرع للراجع يصب أيضا في الأنبوبة الرئيسية Fig 11.10 وبذلك يمكن التحكم وصيانة كل وحدة طرفية دون التأثير على باقي الوحدات. هذا النظام يسمى نظام الأنبوبة الرئيسية الواحدة One - pipe system .

من عيوب هذا النظام أن المياه التي تصل إلى آخر وحدة طرفية يمكن ان تكون باردة بدرجة لا تستطيع معها تدفئة الغرفة جيدا .

11.3.2 نظام الأنابيب الثنائية

11.3.2 Two-pipe system

هذا النظام يشتمل على أنبويتين الأولى للتغذية والثانية للراجع (ذات خط متقطع) Fig 11.11 يتم توصيل كل وحدة طرفية بالأنبوبة الرئيسية بالتغذية وبالأنبوبة الرئيسية للراجع. للحصول على أفضل النتائج يتم تركيب كل وحدة طرفية بحيث يكون مجموع طولي خط التغذية والواصل من وحدة المعالجة وخط الراجع إلى وحدة المعالجة متساويا لكل الوحدات الطرفية. بالرغم من أن تكلفة نظام الأنابيب الثنائية أكبر من نظام الأنبوبة الواحدة إلا أن هذا النظام يسمح بالصيانة والتحكم لكل وحدة طرفية ولهذا يستخدم هذا النظام في الأنظمة الكبيرة .

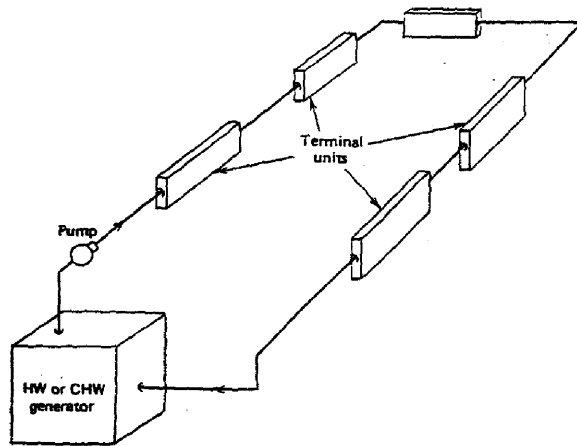


Figure 11.8 Series loop piping system

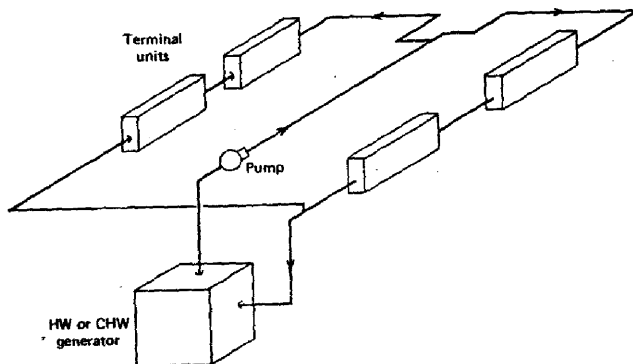


Figure 11.9 Split series loop piping system.

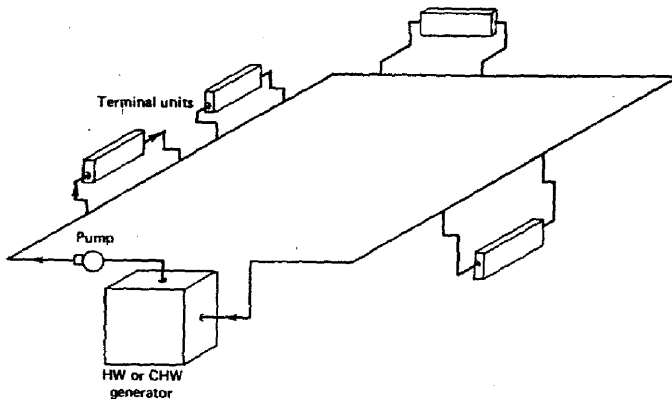


Figure 11.10 One- pipe main piping system.

11.3.3 نظام الأنابيب الثلاثية

11.3.3 Three - pipe system

في هذا النظام فإن التغذية لها الأنبوبتان : واحدة للماء المتلج لأغراض التبريد والأخرى للتدفئة بواسطة الماء الساخن كما يمكن خلط الماء الساخن والماء المتلج من خلال صمام ثلاثي له مدخلان ومخرج يؤدي إلى الوحدة الطرفية . أما الأنبوبة الثالثة Fig 11.12 يصب فيها الراجع من الوحدات الطرفية إلى Chiller أو إلى الغلاية Boiler. وبما أن في خط الراجع يصب في كل من الماء الساخن أو الماء البارد أو كلاهما في نفس الوقت فإن الماء البارد سوف ترتفع درجة حرارته والماء الساخن سوف تنخفض درجة الحرارة هذا يشكل استهلاكاً أكبر للطاقة .

للتغلب على هذه المشكلة يمكن استخدام نظاماً يحتوي على أربعة أنابيب ، اثنتان للتغذية والراجع للماء المتلج والاخرتان للتغذية والراجع للماء الساخن .

11.4 أنظمة هواء – ماء

11.4 Air-Water Systems

في أنظمة الماء والهواء يتم استغلال أفضل المميزات في أنظمة الهواء الكلي وأنظمة الماء الكلي. ففي هذه الأنظمة يدفع الهواء بكمية بقدر ما تحقق التهوية فقط – بمعنى عدم استخدام هواء الراجع. أما الحمل الحراري كسبا في حالة التبريد وفقدان في حالة التدفئة فيحملة الماء المدفوع إلى الوحدات الطرفية من محطة التبريد Chiller أو من وحدة التسخين الغلاية Boiler . وعلى هذه فإن هذه الأنظمة المختلطة تستخدم للأسباب الآتية :

- 1- السعة الحرارية للماء أكبر كثيراً من مثيلتها للهواء وكذلك الكثافة ، وعلى ذلك فإن كمية المياه المستخدمة أقل من مثيلتها للهواء وبالتالي فإن مساحة مقطع الأنبوبة سيكون بالطبع أقل من مقطع مسلك الهواء مما يشغل حيزاً أقل من الغرفة .
 - 2- حيث أن كمية الهواء قد تم تخفيضها في هذه الأنظمة إلى الربع تقريباً فإن هذا يدفع إلى استخدام أنظمة سرعات عالية (السرعة أكبر من 12m/s) .
 - 3- الطاقة المستهلكة لدفع المياه من وإلى الوحدات الطرفية في المبنى أقل كثيراً من التي تستخدم بواسطة المراوح لدفع الهواء خلال مسالك التغذية وسحبها خلال مسالك الراجع .
- وعلى هذا فإن هذه الأنظمة تجمع بين محطات تكييف الهواء المركزي مع ما يشمله من مسالك لتوزيع هواء التهوية ومعالجته ابتدائياً تبريداً أو تسخيناً ودفعه إلى الغرف. وعلى هذا فإنه يسمى هواء ابتدائياً Primary air . كما تحتوي على محطات تبريد مياه وغلايات للتسخين تقوم بدفع

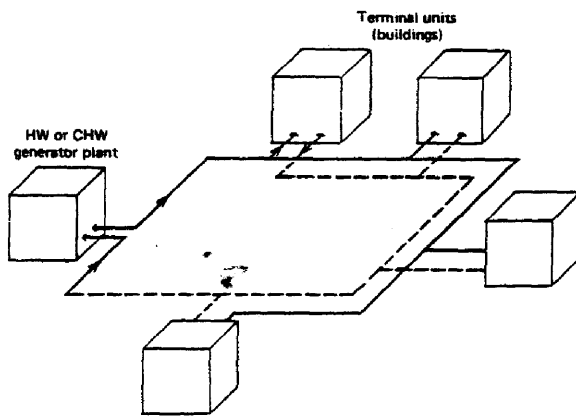


Figure 11.11 Two-pipe return – reverse system.

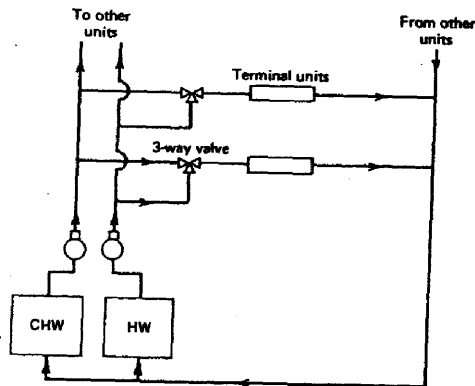


Figure 11.12 Three-pipe system

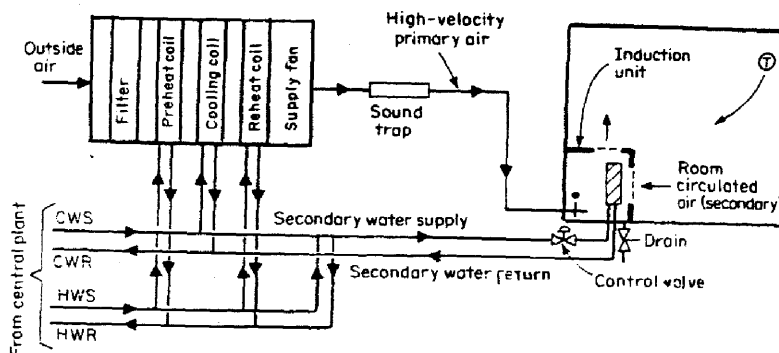


Figure 11.13 Air-water with induction unit system

المياه الباردة أو الساخنة إلى الوحدات الطرفية (وحدات حث Induction Unit أو وحدة ملف مروحة Fan-coil unit) يستخدم فيها هواء الغرفة الذي يسمى هواء ثانوي Secondary air وفيما يلي شرح كيفية عمل الوحدات الطرفية مع هذه الأنظمة .

11.4.1 نظام ماء – هواء مع وحدة حث

11.4.1 Air-water with induction unit system

في هذا النظام Fig 11.13 فإن الهواء الخارجي بمقدار يسمح للتهوية يتم معالجته بمروره أولاً خلال الفلتر Filter ثم السخان المتقدم Pre-heating coil أو ملفات التبريد Cooling coil أو السخان المتأخر Re-heating air ثم مروحة التغذية Supply fan ثم خلال مسالك سرعة عالية تحدث ضوضاء لذلك فقد تم تركيب مخفض (مصيدة) صوت Sound trap ومنه إلى الغرفة إلى وحدة الحث Induction unit مشكلاً بذلك هواء ابتدائي . أما هواء الحث Induced air الذي هو الهواء الثانوي فيتم استغلاله من خلال وحدة الحث لتحقيق سريان الهواء في الغرفة لتحقيق ظروف الراحة . التركيب الأساسي لوحدة الحث مبين في Fig 11.14 . حيث يدخل الهواء الابتدائي Primary air القادم من وحدة تكييف الهواء المركزية في ضغط عالي ماراً ببوابة أوازن Balancing damper لضبط كمية الهواء ثم يمر من خلال فوهة Nozzle رأسياً بسرعة عالية . هذا يخلق ضغط منخفض أسفل الوحدة مع تأثير حث Induction effect يسحب معه هواء الغرفة Secondary air أو Induced air الذي يمر على ملفات يستدفق بداخلها أما ماء متلج Chilled water أو ماء ساخن Hot water طبقاً لحاجة الغرفة . هذا الهواء بعد ذلك يخلط مع الهواء الابتدائي ويخرج الخليط إلى الغرفة . وحدات الحث عادة ما توضع على الأرض في محيط الغرفة أسفل الشباك كما يمكن وضعها قرب السقف في بعض الأحيان هذا النظام لا يحتاج إلى مروحة لسريان الهواء داخل المكان .

11.4.2 نظام ماء – هواء مع وحدة ملف-مروحة

11.4.2 Air-water system with fan - coil unit

هذا النظام Fig 11.15 شبيه بالنظام السابق حيث يمكن استخدام وحدة ملف – مروحة Fan-coil unit بحيث توضع في أسفل الغرفة مع وحدة التكييف المركزي بنظام ماء – هواء

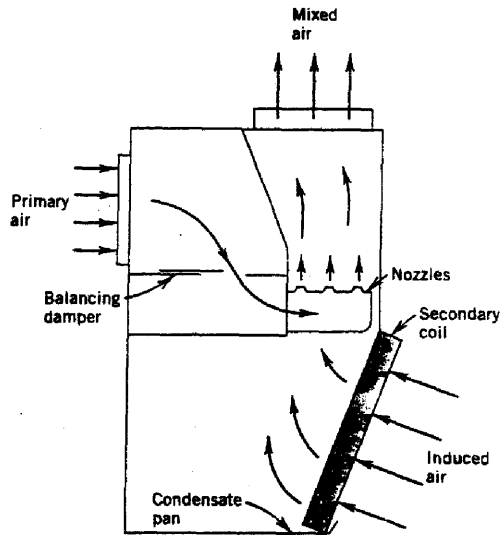


Figure 11.14 Air- water induction unit

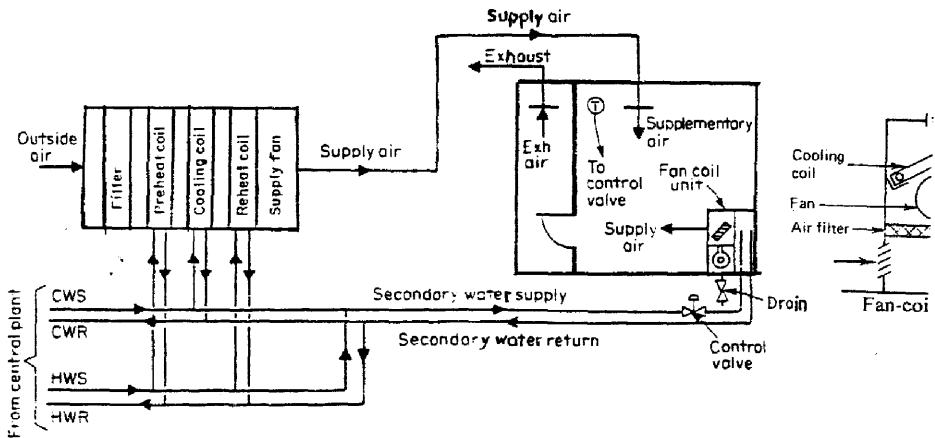


Figure 11.15 Typical air- water with fan- coil unit system

حيث يعامل الهواء الابتدائي في وحدة التكييف المركزي بالقدر الذي يسمح بالتهوية ويضخ للغرفة. هواء الغرفة يتم تبريده أو تسخينه من خلال مائة مارة في ملفات قد يمر بها ماء متلج أو ماء ساخن طبقا للحاجة. وقد تعمل وحدة الملف والمروحة بمعزل عن وحدة تكييف الهواء المركزي وفي هذه الحالة فيصبح نظام التكييف نظام ماء كلي .

وحدة الملف والمروحة تتكون من ملفات تبريد وقد تعمل للتسخين وهي مركبة في الجزء العلوي ويوجد أسفلها مروحة طرد مركزي صغيرة تسحب هواء الغرفة إذا كانت تعمل بنظام ماء- هواء مع محطة التكييف المركزي أو هواء خارجي إذا كانت تعمل بنظام ماء كلي ثم يمرر على فلتر ثم على ملف التبريد أو التسخين لتبريده أو لتسخينه حسب الحاجة ثم يضخ داخل الغرف .

وحدة الملف والمروحة قد توضع رأسيا على الأرض وقد توضع أفقيا في السقف .

11.5 مقارنة الأنظمة المجمعية والنظام المركزي

11.5 Comparison Between Unitary and Central Systems

المقارنة هنا لا تشمل وظيفة كل من النظامين حيث وظيفتهما واحدة ولكنها تعتمد بالدرجة الأولى على طريقة تركيب وترتيب عناصر النظام ويمكن إيجازها في الآتي :-

- في الوحدات المجمعية كل العناصر وتشمل معدات التبريد ، المروحة ، الفلتر ، ملفات (تبريد وتسخين) ، البوابات ، أجهزة التحكم كلها متوافقة ومختارة ومجمعة في المصنع وتخرج وتحمل طرازا ورقما معينين يمكن اختيارها طبقا لهذا الرقم والطراز من الكتالوجات في النظام المركزي ليست كل العناصر مجمعة في مكان واحد حيث يتم اختيارها بواسطة مهندس التصميم وتجمع مع بعضها بواسطة المقاول .
- الوحدات المجمعية عادة ما توضع في أو قريبا من المكان المراد تكييفه أما معدات التكييف المركزي عادة لا توضع في المكان المراد تكييفه وتدار عن بعد Remote من المكان المكيف وتعتمد على التصميم الموضوع .
- من الناحية النظرية فإن كل من الوحدات المجمعية المركزية يمكن أن تكون نظاما ماء كلي أو هواء كلي أو ماء - هواء تخدم منطقة أو أكثر فإن من الناحية العملية الأنظمة المجمعية كلها هواء كلي ويقتصر عملها على منطقة واحدة وبدون إعادة تسخين حيث أن مكوناتها مجمعة كلها في المصنع .

11.6 Unitary Units

11.6 الوحدات المجمعة

١١.٦ - وحدات الغرف Room units

تصنع وحدات الغرف في الأنواع الآتية :-

• **وحدات الشباك Window units** : هذه الوحدات تتركب في فتحة في الحائط Fig 11.16 بحيث يكون الضاغط و المكثف للخارج وذلك لتجنب الضوضاء الناشئ عنها والمبخر والفلتر للدخول تقوم المروحة بسحب هواء الغرفة ويمر على الفلتر ثم ملفات التبريد ويبرد ثم يقوم بإعادة دفعة للغرفة مرة أخرى أما حرارة الهواء الداخل فيحملها الهواء الخارجى بالإضافة إلى حرارة الضاغط ويتردهما من خلال المكثف للخارج. يوجد الآن طرازات من هذا النوع يمكن التحكم فيها عن بعد وتنتج هذه الوحدات بقدرات حتى 36 طن تبريد وهذه الوحدات بالطبع لا تستطيع تغيير الحرارة المحسوسة للغرفة ولذلك فإن تحكم الرطوبة لا يعطى نتائج جيدة، هذا بالإضافة إلى أن مستوى الإزعاج الصادر عنها محسوس ومستوى نقاوة الهواء منخفض حيث أنها مزودة بمرشحات تحجز فقط الجسيمات الكبيرة . وهذه الوحدة تستهلك طاقة كبيرة نوعا ما حيث لا يمكن التحكم في قدراتها .

• **الوحدات المنفصلة Split - units** وحدات الغرفة تم تطويرها بحيث تصنع في جزئين الأول ويحتوى على المبخر والفلتر ويوضع داخل الغرفة أو على الأرض أو تعلق في الحائط أو الجزء الآخر تشتمل على الضاغط المكثف فيوضع خارج المكان ويرتبط الجزءان بمواسير مائع التبريد من وإلى المبخر من خلال فتحة صغيرة في الحائط المشترك وطريقة عمل هذه الوحدة مثل السابقة وتمتاز عنها بمستوى ضوضاء أقل . حاليا تصنع هذه الوحدات لتخدم أكثر من غرفة Fig 11.17 وتمتاز الوحدات المنفصلة بالآتى :

1- التكلفة الأولية أقل من نظام التكييف المركزى

2- الفراغ الذى تشغله محدود نسبيا بمقارنة مع التكييف المركزى .

هذه الأنظمة غير اقتصادية عندما تعمل مع عدد كبير من الغرف

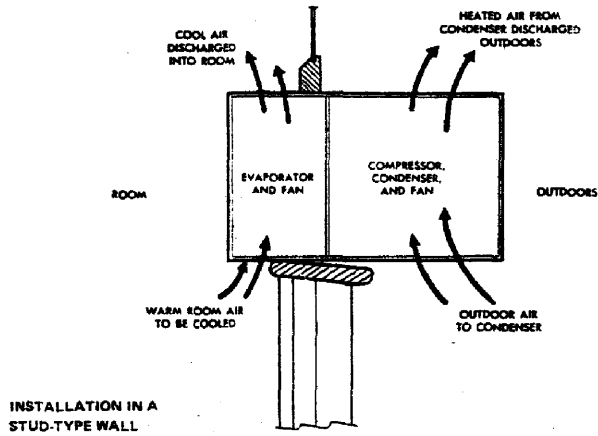


Figure 11.16 Arrangement of wall air- conditioner

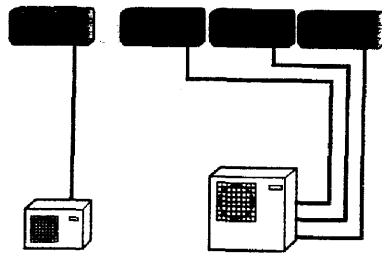


Figure 11.17 Split unit for single or more than one room

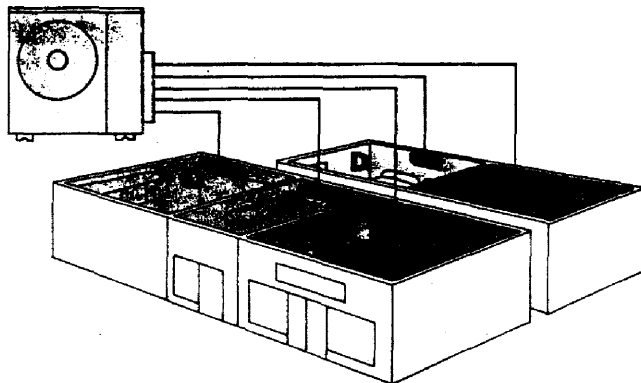


Figure 11.18 Typical arrangement of split unit for multi – location.

الوحدات الداخلية قد توضع على أرضية الغرف أو في حائط علوي Fig 11.18 أو في السقف

حيث تسمى بالوحدة الكاسيت Fig 11.19 Cassette unit .

هذه الأنظمة تستخدم بصورة جيدة في الفنادق والموتيلات .

• وحدات المضخة الحرارية Heat pump units كل أنظمة التبريد مضخات حرارية

حيث أنها تمتص الطاقة الحرارية عند درجة حرارة منخفضة وتضخها من خلال المكثف

للخارج عند درجة حرارة عالية . هذه الحرارة المطرودة من خلال المكثف يمكن

استخدامها في التدفئة .

وفي بعض الأحيان يمكن استخدام هذه الوحدة في التبريد والتسخين في نفس الوقت

ولذلك يمكن اعتبار المضخة الحرارية إحدى نظم إسترجاع الطاقة . في هذه الحالة

فإن وحدة التبريد Fig 11.20 تزود بصمام مرتبط بالضاغط يسمى صمام عاكس رباعي

Four- way reversing valve له مدخل ثابت Fig 11.21 على خط سحب البخار

والمخارج الثلاثة الأخرى تستخدم لعكس اتجاه البخار المضغوط وبالتالي تبادل وظائف المبخر

والمكثف في حالتي التبريد والتدفئة . وفي حالة التدفئة فإن الهواء الراجع يمر على ملفات المكثف

فترتفع درجة حرارته ويتم ضخه في المكان المكيف . في حالة التبريد يتم عكس الدورة فالمكثف

في حالة التدفئة يعمل كمبخر في حالة التبريد فالهواء الراجع يمر على المبخر فيبرد ويغذي

المكان المراد تكييفه .

أجهزة التبريد التي تعمل بنظام عاكس الدورة أعلى في الثمن من الأجهزة التي تعمل بسخانات

كهربائية حيث أنها أقل استهلاكاً للطاقة .

ثانياً: مكيفات هواء مجمعة Unitary air-conditioners

هذه الأجهزة مصممة بحيث يمكن تركيبها في أو قريباً من المكان المكيف هذه الوحدات قد تسمى

وحدة دولاب وهي تحتوي على كل العناصر المطلوبة لمعالجة الهواء وفي بعض الأحيان قد

تحتوي على ملفات تسخين . هذه الوحدات قد تكون أفقية أو رأسية كما في Fig 11.22 . قد

تستخدم هذه الأجهزة لضخ الهواء مباشرة في الغرفة أي لا تحتاج معدات توزيع هواء وقد تستخدم

مع مسالك قصيرة نوعاً ما كما هو مبين في Fig 11.23 . تستخدم هذه المكيفات في المنازل ،

المحلات التجارية المتوسطة وكما هو واضح فإن الهواء المار على المكثف يسخن للخارج . في

بعض الطرازات قد تستخدم وحدتان Split بحيث تركيب وحدة التكثيف Condensing unit

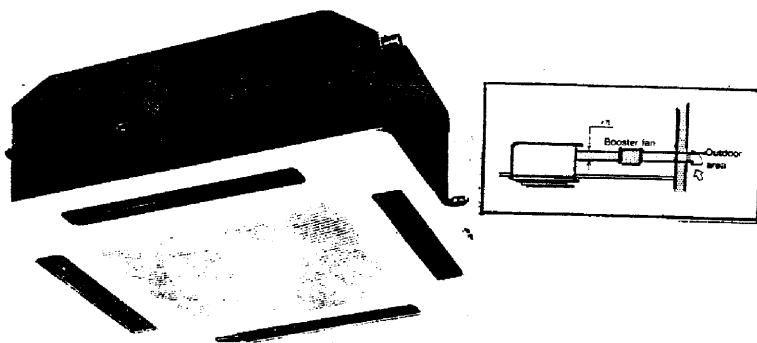


Figure 11.19 Split – cassette unit.

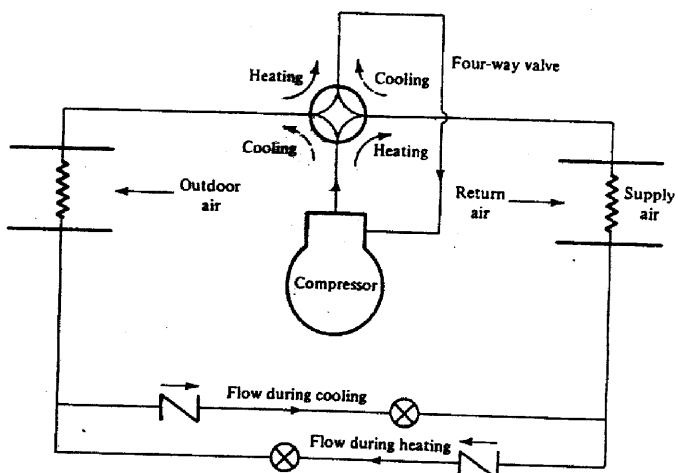


Figure 11.20 Typical flow diagram of an air heat pump.

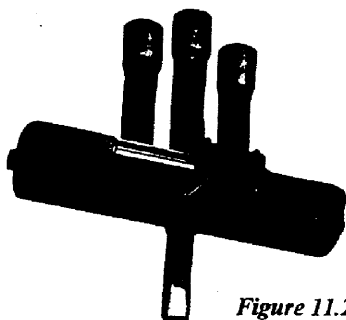


Figure 11.21 Four- way reversing valve

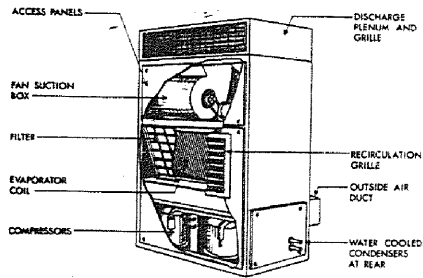


Figure 11.22 Typical unitary air conditioner

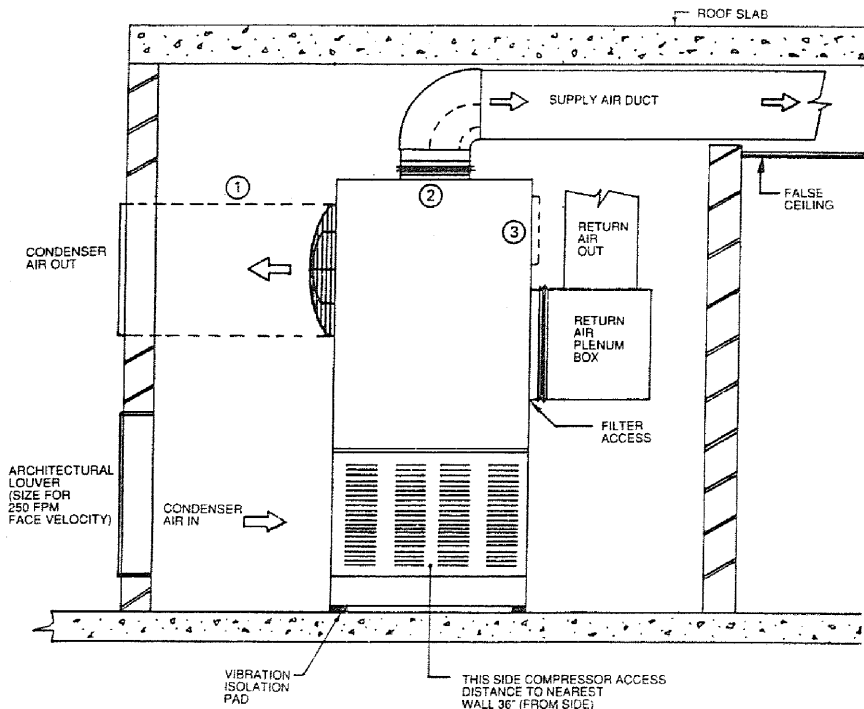


Figure 11.23 Arrangement of unitary air conditioner with supply duct.

خارج المكان . هذه المكيفات لها نفس عيوب ومميزات وحدات الغرف . وتنتج في ساعات حتى 150kW .

ثالثا : الوحدات السقفية Rooftop unit

هذا النوع من الوحدات المجهزة مصمم لكي يتم تركيبه خارج المكان المراد تكييفه وعادة ما يتم وضعه على السقف او سطح المبنى وعادة ما يكون عناصر معالجة الهواء (الفلتر، السخانات ، والمبخرات ووحدات الترطيب) بالإضافة إلى وحدة التكييف (الضاغط والمكثف) كلها موضوعة في داخل هيكل من الصلب المقاوم للصدأ بحيث تستطيع أن تقاوم الظروف الجوية السيئة Fig 11.24 . تستخدم الوحدات السقفية مع نظام مسالك ونظام توزيع هواء داخل الغرف وهذه الوحدات تصنع لتخدم منطقة واحدة أو عدة المناطق Fig 11.25

تمتاز الوحدات السقفية بأنها لا تشغل حيزا في المكان المراد تكييفه بالإضافة على رخص ثمنها وهذا ويكثر استخدام هذه الوحدات في المباني ذات الدور الواحد .

11.7 وحدات مناولة الهواء 11.7 Air Handling Units (AHU)

وحدات مناولة الهواء تنتمي إلى الوحدات المجهزة الكبيرة حيث تشمل هيكل من الصلب ويحتوى على ملفات تبريد وتسخين، مروحة ، فلتر وبوابات وصندوق خلط وقد تسمى في بعض الأحيان جهاز تكييف مركزي. تركيب هذه الوحدات قد يخدم منطقة واحدة أو عدة مناطق. في الوحدات ذات السعات الصغيرة والمتوسطة فإنها تصنع في قطاعات : قطاع المرواح ، قطاع الفلتر ، قطاع الملفات في سعات مختلفة Fig 11.26 . طبقا لاحتياجات المصمم تجمع السعات المطلوبة من العناصر السابقة . بالنسبة للسعات الكبيرة فيتم اختيار السعات المطلوبة من كل عنصر ويقوم المقاول بتصنيع الهيكل الذى سيركب به هذه القطاعات كما سبق وبيننا فى Fig 11.26 وتجدر الإشارة إلى أن جدران الهيكل من الصلب المجلفن ومعزولة حراريا لتجنب الفقد الحرارى خاصة من منطقة ملفات التبريد. وتزود هذه الوحدات بأنظمة صرف للمياه الناتجة عن إزالة الرطوبة أسفل ملفات التبريد. هذه الوحدات عادة ما تزود بأبواب للقيام بأعمال الصيانة والإصلاح.

عند وضع المروحة يعد الملفات (مجرى هابط Down-stream) تسمى الوحدة، في هذه الحالة وحدة سحب دونى Draw-thou وعند وضع المروحة فى الوحدة قبل الملفات فى مجرى صاعد up-stream تسمى وحدة قذف صاعد Blow thou Fig 11.27 ويفضل عادة وحدة السحب

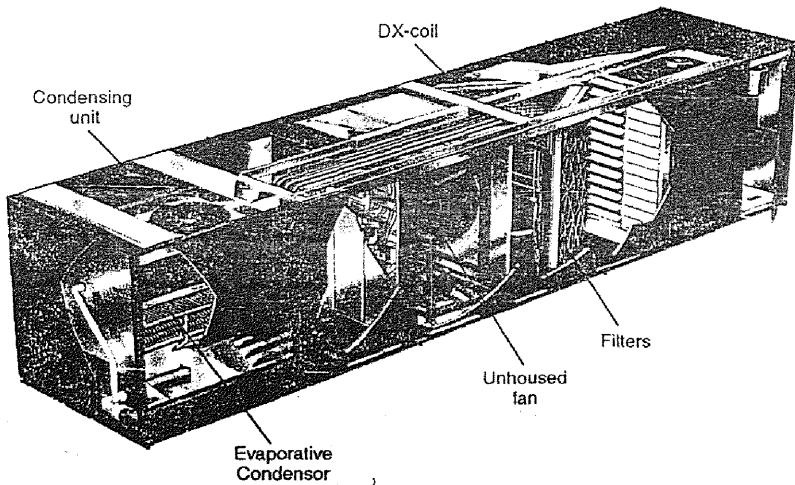


Figure 11.24 A cut view of a rooftop package unit.

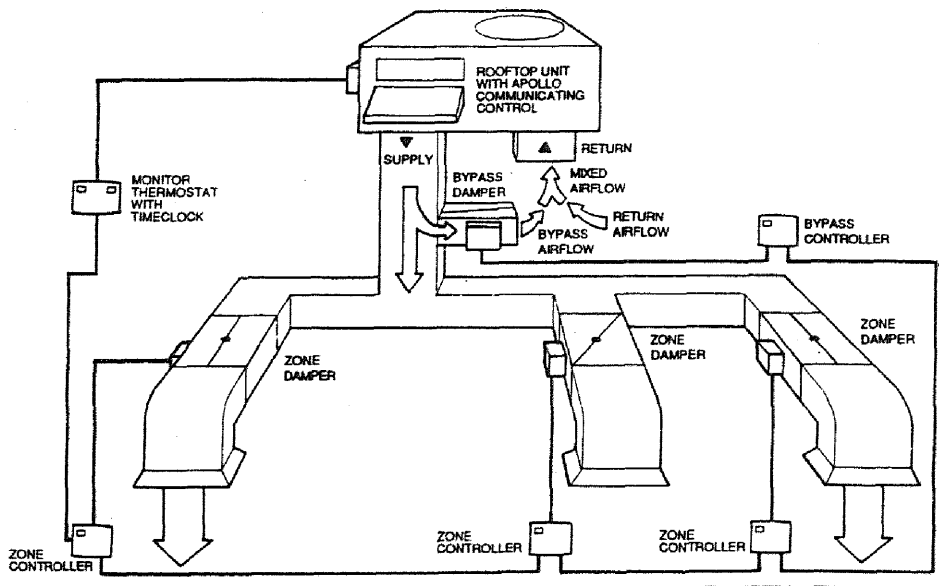


Figure 11.25 Rooftop unit for multi-zone.

UniOFLEX39 *The Flexible Transformer*

UniOFLEX39 allows for unlimited configurations and units can be joined to form larger units. Shown here is a typical unit.

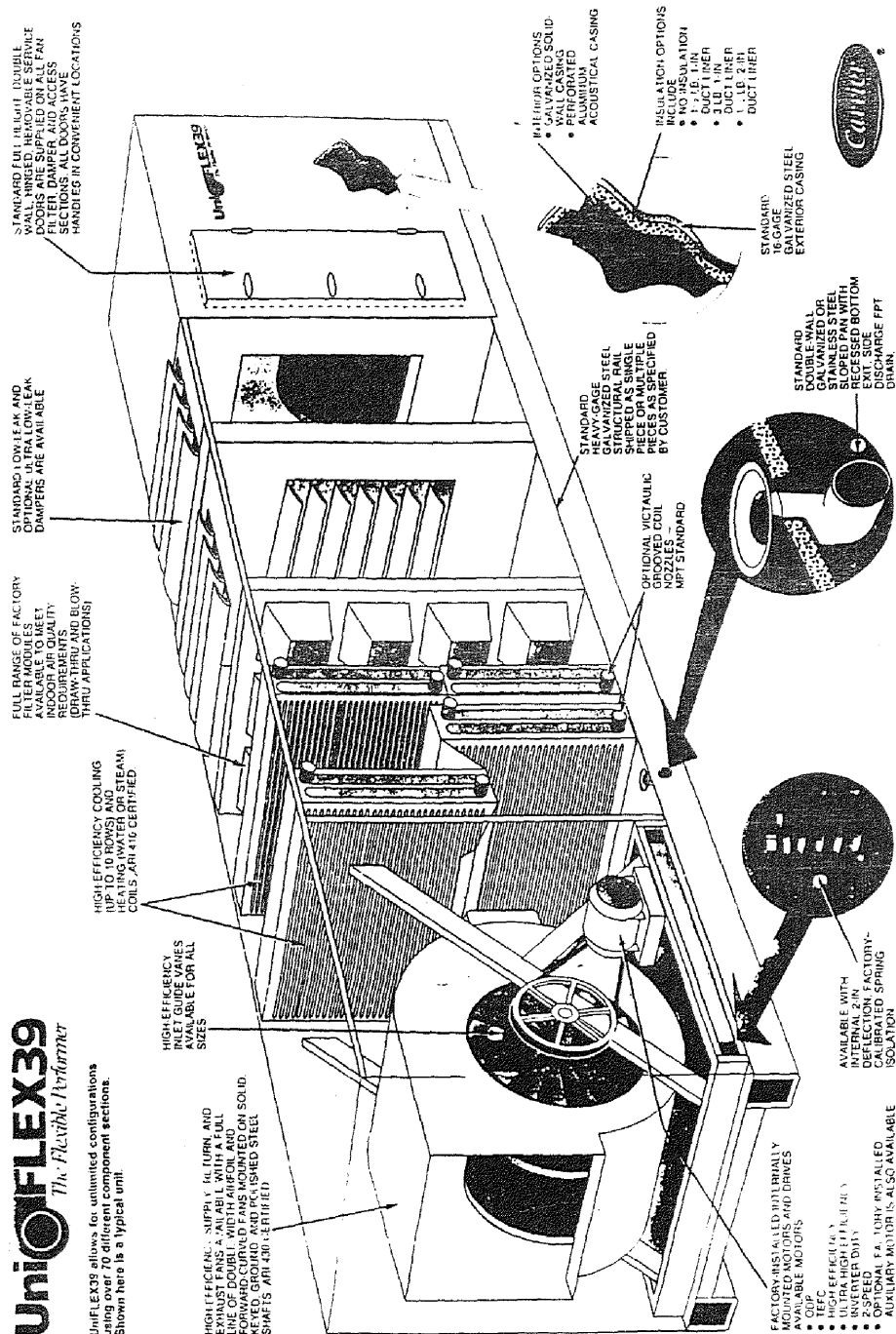
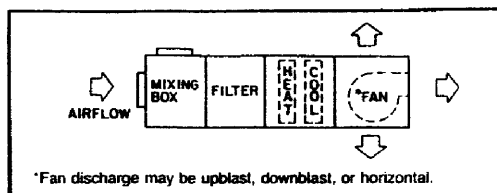
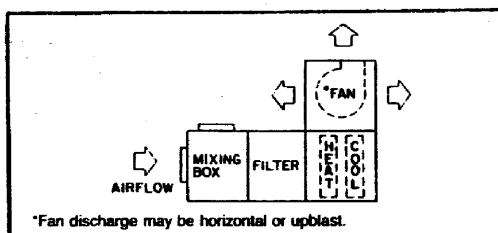


Figure 11.26 A. Carrier air-handling unit.

A **Draw-thru units**
Horizontal



Vertical



B **Blow-thru units**

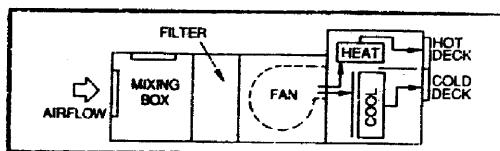


Figure 11.27 Draw- thru (a) and blow thru (b) Air Handling unit.

الدونسي Draw thou حيث أن الهواء المسحوب يمر بانتظام على ملفات التبريد والتسخين. هذا وتستخدم وحدات القذف Blow-thou في أنظمة تعدد المناطق وللتغلب على مشكلة عدم انتظام سريان الهواء على الملفات توضع أحيانا ألواح مثقبة Perforated plates بين المروحة والملفات

11.8 ملفات التبريد والتسخين 11.8 Cooling and Heating Coils

تستخدم ملفات تبريد الماء المثلج القادم من محطة التبريد Chiller أو بخار مانع التبريد Vapor refrigerant في هذه الحالة تسمى ملفات تمدد جاف Dry expansion (DX) coil تصنع ملفات التبريد من مواسير من النحاس وتغطي بزعانف من الألومنيوم أو النحاس . ويتم تصنيعها في سربنتينة ويتم ترتيب الملفات أما ترتيب متوازي أو متتالي. في عدد من الصفوف دخول الماء المثلج أو مانع التبريد يتم عادة من أسفل وخروجه من أعلى حتى نضمن تبلل سطح الملف وبالتالي زيادة معدل انتقال الحرارة.

11.8.1 اختيار الملف 11.8.1 Coil selection

يتم اختيار الملف من كتالوج المصانع وأداء الملف يعتمد على العوامل الآتية :

- كمية الحرارة المحسوسة والتي يجب أن تنتقل إلى الهواء .
- درجة حرارة الجافة DB والرطوبة WB للهواء المار على الملفات.
- تركيب الملف من حيث عدد الزعانف والفراغات بين الزعانف.
- سرعة الماء أو مانع التبريد ويفضل أن تكون 0.9 m/s.
- سرعة الهواء المار على الملفات.

• معامل التلامس Contact Factor (CF) من Table 11.1

Table 1 Typical Contact Factor.

No of Rows	Face air velocity, m/s					
	3 fin / cm			6 Fin / cm		
	2	2.5	3	2	2.5	3
2	0.6	0.58	0.57	0.73	0.69	0.65
3	0.75	0.73	0.71	0.86	0.82	0.80
4	0.84	0.82	0.81	0.93	0.90	0.88
6	0.94	0.93	0.92	0.98	0.97	0.96
8	0.98	0.97	0.96			

SOLAR ENERGY AND AIR CONDITIONING PROCESSES

General

مقدمة

الطاقة الشمسية يمكن استخدامها لتزويد أماكن الإعاشة بالماء الساخن وكذلك بالهواء

الساخن في تكييف الهواء بدلا من الغلايات والأفران وذلك للأسباب الآتية :

لا يوجد اثر لأي تلوث مثل الذي يحدث مع عوادم الوقود المستخدم Depletable fuel بالإضافة أنه ليست لها تكلفة تدفع نتيجة استخدام هذه الطاقة حيث أنها متاحة للجميع . والتكلفة الوحيدة تتمثل في قيمة معدات التسخين بالطاقة الشمسية . نتيجة أزمة الطاقة والتي ظهرت عام 1973 زادت الحاجة إلى استخدام مصادر الطاقة الجديدة والمتجددة وكان في مقدمتها الطاقة الشمسية وأحرز تقدم كبير في هذا المجال في كل من اليابان وأستراليا ودول أخرى كثيرة . إذا كان أول استخدام للطاقة الشمسية محصورا في عملية التدفئة فقد اتسع هذا الاستخدام ليمتد إلى استخدامها لإمداد وحدة تبريد بالطاقة اللازمة بدلا من الطاقة الكهربائية لتعمل بالامتصاص . ساعد على ذلك العوامل الآتية :

- 1- الأزمة الحادة للطاقة والصراع المحموم بين الدول الكبرى والدول المنتجة للبترول .
- 2- التغيرات البيئية وزيادة الطلب على طاقة نظيفة لا تساهم في التلوث البيئي .
- 3- إمكانية اسهام الطاقة الشمسية في إمداد الإنسان بكمية معقولة من طاقة نظيفة لا تسيطر عليها قوة ما دون ثمن و لا يمكن حجبها او منعها عن الدول الضعيفة .
- 4- يزداد الطلب على الطاقة الشمسية لإستخدامها في التبريد بسبب الآثار الضارة الناتجة عن استخدام موانع التبريد (الفلوركلوروكربون) واسهامها في توسيع ثقب طبقة الأوزون التي تحمي الأرض من الاشعة الضارة وتغيير مناخ الكرة الأرضية .
- 5- تمتع بلدان الشرق الأوسط بميزة لا تتوافر لغيرها بسطوع الشمس معظم أوقات العام .

12.1 Solar Heating System

12.1 نظام التسخين الشمسي

أي نظام تسخين شمسي يتكون من ثلاث عناصر أساسية مجمع شمسي ، خزان ، انظمة توزيع ووحدات طرفية .

12.1.1 Solar collector

12.1.1 المجمعات الشمسية

وظيفة المجمع الشمسي هي تجميع أكبر قدر من الطاقة الشمسية وهناك ثلاثة أنواع من المجمعات الشمسية هي :

* **المجمعات المسطحة Flat plate** وهي ذات سطح مستوي وهي تعمل في وضع ثابت Stationary وتستطيع أن تجمع أكبر قدر من الطاقة وهي تواجه الشمس بصورة مباشرة . أما إذا تغير وضع الشمس بالنسبة للمجمعات فسوف تقل كمية الطاقة المجمعة. وتتكون المجمعات المستوية Fig12.1 من غطاء شفاف عادة من الزجاج Transparent cover يسمح بدخول اشعة الشمس إلى مجموعة من المواسير Tubes يتدفق خلالها ماء يراد تسخينه . هذه المواسير تصنع عادة من الصلب أو الألومنيوم أو النحاس وتدهن من الخارج بطلاء أسود ليزيد من قدرتها على امتصاص الأشعة . الجدير بالذكر ان الأشعة المستقبلة طول موجتها قصير وأن الأشعة التي تنعكس للخارج طول موجتها طويل نوعا ما مما يقلل من فرص إعادة الإشعاع للخارج . لكي تقلل كمية الأشعة المنعكسة يستخدم عادة Insulation يحيط بمجموعة المواسير والظرف Enclosure الذي يحوى مكونات المجمع .

هناك نوع آخر من المجمعات المستوية لتسخين الهواء بدلا من الماء كما هو مبين في Fig12.2 وفيه نجد أن الهواء يتدفق في الفراغ بين لوحة الامتصاص Absorber panel والعازل Insulation السفلي. لوحة الامتصاص قد تزود بزعانف لزيادة السطح أما باقي المكونات فهي مثل مجمعات تسخين السوائل .

- **المجمعات المركزة Concentrating** وهي عبارة عن مجمعات تعمل مثل المرايا المقعرة Concave وهي تقوم بتجميع الأشعة وتركيزها بحيث تكون درجة حرارتها أعلى من التي تقوم بها المجمعات المستوية . هذه المجمعات يمكن تحريكها طبقا لوضع الشمس لذلك فهي أكثر مقدرة على تجميع الأشعة الشمسية فهي أعلى من مثيلتها المستوية

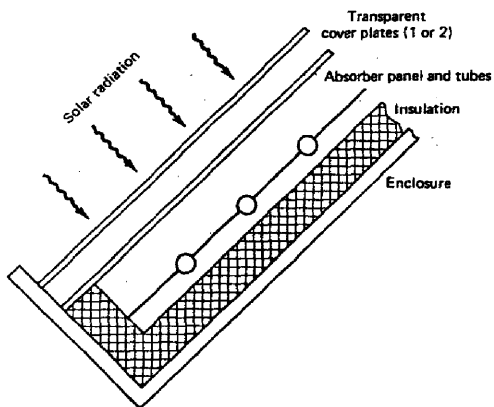


Figure 12.1 *Flat plate collector
for heating liquids*

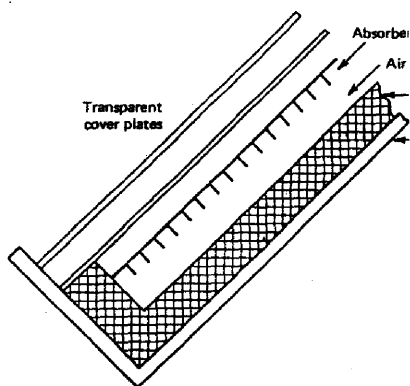


Figure 12.2 *Flat plate collector for
heating air*

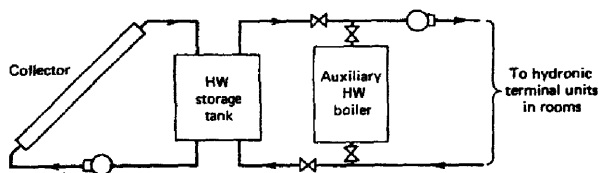


Figure 12.3 *Solar heating system with liquid collector*

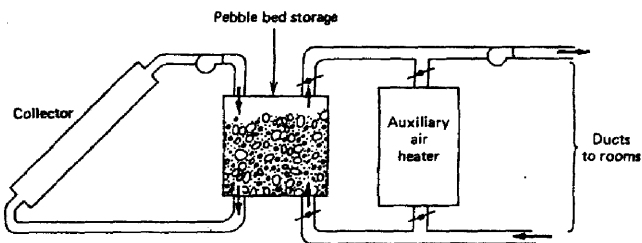


Figure 12.4 *Solar heating system with air collector.*

- **مجمع أنبوبة مفرغة الهواء Evacuated tube** هو عبارة عن أنبوبة يتدفق خلالها السائل المراد تسخينه . هذه الأنبوبة مركبة داخل أنبوبة أكبر شفافة تسمح بمرور اشعة الشمس إلى أنبوبة السائل (الأولى). الفراغ المتكون بين الأنبوبتين يتم تفرغها من الهواء . هذا التصميم يقلل من الفقد الحراري بالحمل وهي تعمل بنفس طريقة عمل الترموس العادي . كفاءة هذا النوع من المجمعات عالية مقارنة بالمجمعات المستوية، وتستطيع أن تسخن مياه بدرجة حرارة عالية نسبيا . من عيوبها أنها عالية تكاليف التصنيع مما يحد من استخدامها مثل المجمعات المركزة مقارنة بالمجمعات المستوية .

12.1.2 خزانات الطاقة الشمسية *Solar energy storage*

تقوم المجمعات الشمسية بتجميع اشعة الشمس خلال فترة سطوعها فقط وبالتالي لابد من تخزين هذه الطاقة لاستخدامها في الوقت الذي لا تسطع فيه الشمس . هناك ثلاث أنواع من خزانات الطاقة الشمسية.

الأول - خزان تقليدي فيه يتم تسخين المياه Fig12.3 وتخزينها لاستخدامها عند الحاجة إليها.

الثاني - خزان الحصى . الهواء الساخن في المجمع Fig12.4 يمر خلال صندوق ملئ بالحصى Pebble من أعلى والذي يعمل كوسيط خازن للحرارة. عندما تكون هناك حاجة للحرارة يتم دفع الهواء خلال الحصى الساخن من أسفل ثم يتم دفعه للمبنى المراد تدفئته .

الثالث - خزان حرارة الانصهار. تستخدم الحرارة الكامنة للانصهار لتخزين الحرارة ، حيث يقوم الماء الساخن من المجمعات الشمسية بالسريان في ملفات محاطة بمادة قابلة للانصهار في درجة حرارة مناسبة للانصهار . يستخدم أيضا ملف داخل المبنى محاط أيضا بنفس المادة القابلة للانصهار . المادة المنصهرة في الملف الأول تعطي حرارتها الكامنة نتيجة الانصهار لهذه المياه وتتجمد هي مرة أخرى . هذه الطريقة غير منتشرة بصورة كبيرة .

من الملاحظ أن استخدام خزانات الطاقة لتزويد المباني بالحرارة في جميع الأحوال المناخية غير مناسب من الناحية الاقتصادية حيث يتطلب ذلك استخدام خزان كبير .

لتزويد المبنى بالطاقة اللازمة خاصة في الأحوال المناخية السيئة وللتغلب على ذلك يتم تزويد خزانات الطاقة بمصادر تقليدية للطاقة (احتياطية) لاستخدامها عند الحاجة .

12.2 أنواع أنظمة التسخين الشمسي

12.2 Types of Solar Heating System

- أبسط أنواع هذه الأنظمة هو المبين في Fig12.5 وهو المستخدم في تدفئة أماكن الإعاشة. في هذا النظام فإن الماء الساخن من المجمعات الشمسية Collector يمر خلال خزان به مبادل حراري ويخرج منه إلى خط التغذية Supply . بالإضافة إلى المبادل الحراري فإن الخزان مزود بسخان إضافي يستخدم في الأحوال المناخية السيئة . الماء الراجع أو ماء الاستعاضة Make-up water يدخل إلى الخزان ومنه إلى المجمعات الشمسية . قد تستخدم طلبية لزيادة معدل تدفق المياه عند الحاجة وفي الأنظمة الكبيرة . إذا استخدم هذا النظام في ظروف مناخية ذات درجة حرارة أقل من الصفر المنوي فيجب استخدام مائع آخر درجة تجمده أقل بدرجة كافية مثل إيثيلين جليكول ethylene glycol للتغلب على هذه المشكلة . وفي هذه الحالة يستخدم مبادل حراري ذو حائط مزدوج Double-wall heat exchanger كما هو مبين في Fig12.6 .
- نظام التسخين الشمسي باستخدام دائرة المجمع المغلقة مع نظام هيدروليك مزود بوحدات طرفية موضح في Fig12.3 . في هذا النظام فإن الماء الساخن أو المائع الغير قابل للتجمد يسخن الماء الموجود في الخزان الذي يستخدم بعد ذلك لتغذية الوحدات الطرفية . يستخدم في بعض الأحيان غلاية تقوم بتسخين إضافي للماء القادم من المجمعات الشمسية . الماء الساخن القادم من المجمعات الشمسية أو من الغلاية يمكن استخدامه في تزويد ملفات التسخين المار عليها الهواء .
- نظام التسخين الشمسي باستخدام هواء مار في المجمع مبين في Fig12.4 حيث الهواء الذي تم تسخينه خلال المجمع يتم توجيهه مباشرة بواسطة المروحة إلى أماكن الإعاشة أما إذا كانت طاقة المجمع اكبر من القدرة المطلوبة فيتم تخزين جزء منها في خزان الحصى Pebble bed storage حيث يمكن استخدام الفائض عند الحاجة . قد يزود هذا النظام بسخان إضافي لتعويض الحرارة إذا كانت قدرة المجمع أقل من المطلوب أو في الظروف المناخية السيئة .

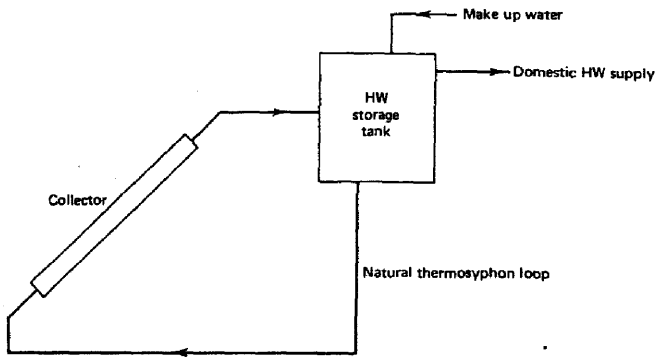


Figure 12.5 Solar domestic hot- water heating system .

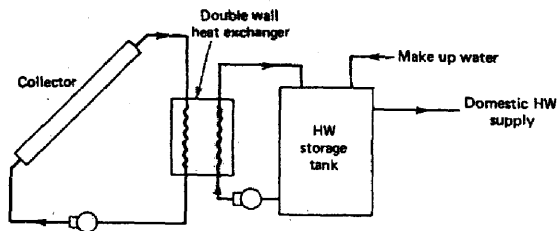


Figure 12.6 Double – wall heat exchanger heating system.

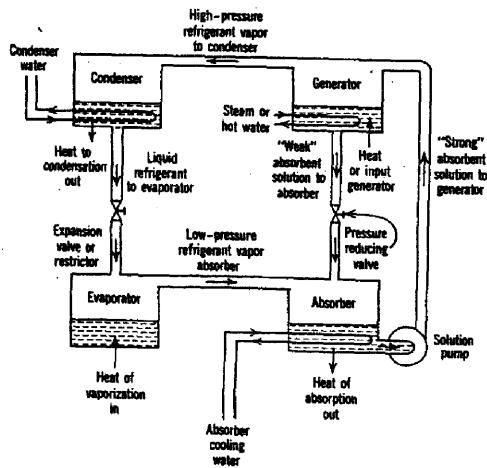


Figure 12.7 Basic absorption refrigeration cycle.

مقارنة أنظمة التسخين الشمسي باستخدام الماء والهواء تبين ان الأخيرة لها بعض العيوب متمثلة فى ضخامة الحجم مقارنة بالأنظمة المائية وذلك لانخفاض السعة الحرارية للهواء مقارنة بمثلثاتها للماء هذا من جهة. ومن جهة أخرى فان مشاكل الأنظمة المائية مثل التجمد او التسرب غير موجودة فى الأنظمة الهوائية .

12.3 أنظمة التبريد الشمسى 12.3 Solar Cooling Systems

الطاقة الشمسية وان كانت تستخدم بصورة اساسية لتوليد الحرارة اللازمة للتدفئة فانها ايضا قد تستخدم لانتاج تاثير التبريد وهذا يتم اما عن طريق كونها مصدر حرارى لمحطة رانكن Rankine لتوليد القوى عن طريق تربينه Turbine تجارية تستخدم لإدارة ضاغط محطة التبريد أو تستخدم كمصدر حرارى لتشغيل محطة تبريد تعمل بالامتصاص Absorption refrigeration plant .

12.4 دائرة التبريد بالامتصاص 12.4 Absorption Refrigeration Cycle

أول من اخترع دورة التبريد بالامتصاص هو الفرنسي فرديناند كير Ferdinand Carre وحصل على براءة الاختراع فى الولايات المتحدة عام 1860. وقد تم استخدامها للمرة الأولى خلال الحرب الأهلية الأمريكية بعد توقف الإمداد بالثلج الطبيعى من الشمال الأمريكى . يقوم مبدأ عمل دورة الامتصاص على نظرية مقدرة بعض المواد على امتصاص بعض الغازات ومن هنا جاءت التسمية بدوره الامتصاص. هناك بعض الثنائيات من المواد Pair التى لها مثل هذه الجاذبية مثل ملح الطعام (كلوريد صوديوم - بخار الماء) فنجد أن ملح الطعام شراهة شديدة الامتصاص بخار الماء ، مثل آخر هو بروميد الليثيوم (LiBr) والماء، حيث يقوم الأول بامتصاص أبخرة الثنائى بشراهة. كلوريد الصوديوم ، يورميد الليثيوم أو أى مادة أخرى تقوم بامتصاص الأبخرة تسمى مادة ماصة Absorbent والمادة القابلة للامتصاص تسمى مائع التبريد Refrigerant حيث أنها هى التى تعطى تاثير التبريد.

12.4.1 طريقة عمل دورة الامتصاص

12.4.1 Operation Principle of Absorption Cycle

دورة الامتصاص فى بعض الجوانب تتشابه مع دورة التبريد بالانضغاط

Vapor compression cycle حيث فى كلا الدورتين تحتويان على العناصر الآتية :

المكثف Condenser، بلف الانتشار Expansion valve والمبخر Evaporator. كلتا الدورتان تقومان بتوظيف مائع التبريد المتبخر Volatile نتيجة امتصاصه الحرارة من الوسط المراد تبريده تحت ضغط منخفض Low pressure وطرده هذه الحرارة بتكثيفه فى المكثف فى ضغط عالى High pressure. الدائرتان تختلفان فى القوى المحركة Motovating force التى تدفع مائع التبريد فى الدائرة وتولد فرق الضغط بين ضغط التكثيف وضغط التبخير. فى دائرة التبريد الانضغاطية يقوم بهذه الوظيفة الضاغط Compressor الذى يقوم بسحب الأبخرة من المبخر خلال مواسير سحب الضغط المنخفض ويضخها للمكثف خلال مواسير الطرد للضغط العالى. فى دائرة التبريد بالامتصاص تم استبدال هذا الضاغط بضاغط حرارى يكون من جهازين هما الماص Absorber والمولد Generator. يقوم الماص بسحب الأبخرة المتكونة فى المبخر وبذلك يمثل خط السحب أو الضغط المنخفض. ثم يتم رفع ضغط هذه الأبخرة إلى المولد وبذلك يمثل المولد خط الطرد أو الضغط العالى.

- هناك فرق آخر حيث أن الطاقة المستخدمة فى وحدة التبريد بالانضغاط هى طاقة كهربائية فى صورة شغل ميكانيكي يبذله الضاغط فى حين ان الطاقة المستخدمة فى دورة التبريد الامتصاص هى طاقة حرارية قد تكون طاقة شمسية أو طاقة ثانوية من أدخنة أو غازات محترقة أو عوادم أو طاقة كهربائية أو طاقة البخار .
- الفارق الثالث هو عدد الموائع العاملة فى دائرة التبريد بالامتصاص هناك مائع ماص Absorbent والآخر مائع تبريد Refrigerant. أما فى دورة التبريد الانضغاطية يستخدم مائع واحد.
- إذا أخذنا فى الاعتبار الماء كمائع تبريد واليشيوم بروميد كماص كمثال فنجد أن دورة التبريد بالامتصاص تتكون من الأجزاء الأربعة الرئيسية الآتية Fig 12.7: مبخر Evaporator ،

ماص Absorber وهما يقعان في منطقة الضغط المنخفض في الدائرة بالإضافة إلى المكثف Condenser والمولد Generator ويقعان من منطقة الضغط المرتفع في الدائرة .

دائرة مسار المائع الماص Absorbent تبدأ من الماص Absorber إلى المولد Generator وعودة إلى الماص Absorber مرة أخرى. في حين دائرة مسار مائع التبريد Refrigerant تبدأ من المكثف Condenser ثم ملف التمدد Expansion valve ، المبخر Evaporator ، الماص Absorber ثم المولد Generator ثم المكثف مرة أخرى وطبقا لـ Fig 12. 7 تعمل دائرة التبريد بالامتصاص وفقا للخطوات الآتية :

- 1- مائع التبريد (الماء) ذو الضغط العالي من المكثف يتجه إلى المبخر من خلال صمام الانتشار الذي يخفض ضغطه إلى ضغط المبخر .
- 2- يتبخر مائع التبريد في المبخر نتيجة امتصاصه للحرارة من الوسط المراد تبريده . بخار المائع ذو الضغط المنخفض يتجه إلى الماص Absorber حيث يتم امتصاصه بواسطة ليثيوم بروميد المائع الماص Absorbent. جدير بالذكر فإن ضغط الماص Absorber أقل قليلا من ضغط المبخر Evaporator مما يسمح لبخار مائع التبريد من السريان إليه. نتيجة امتصاص الماص Absorbent لمائع التبريد Refrigerant فإن الأخير يذوب فيه ويقل حجمه (كما لو كانت تحدث عملية انضغاط البخار) ونتيجة للذوبان هذا تتبعث حرارة كبيرة. من المعلوم ان معدل الامتصاص يزداد عند درجات الحرارة المنخفضة لتحقيق ذلك تجهز حجرة الامتصاص بملف يمر بداخله ماء بارد قادم من برج التبريد لإزاحة حرارة الامتصاص والمحافظة على درجة حرارة الماص Absorber عند قيمتها.
- 3- مائع التبريد Refrigerant بعد ذوبانه في المائع الماص Absorbent يصبح محلولاً قوياً Strong solution وتقوم طلمبة المحلول Solution pump بدفعة ورفع ضغطه إلى الضغط العالي إلى المولد.
- 4- نتيجة الحرارة المعطاة في المولد يتم انفصال بخار مائع التبريد Refrigerant vapor عن المائع الماص Absorbent الأخير يصبح محلولاً ضعيفاً Weak solution وينتجه خلال صمام خافض للضغط Pressure reducing valve إلى الماص Absorber ليقوم بعملية امتصاص جديدة أما البخار مائع التبريد Refrigerant vapor فينتجه إلى المكثف

حيث يتكثف على ملف مار به ماء بارد قادم من برج التبريد ثم يمر خلال صمام التمدد وتكرر الدورة .

12.4.2 معامل أداء دورة الامتصاص المثالية .

12.4.2 Coefficient of performance of the ideal absorption cycle

إذا اعتبرنا دائرة الامتصاص المثالية الموضحة في Fig12.8 الأتي

كمية الحرارة المضافة للمولد من المصدر الحرارى هي q_G عند T_G

كمية الحرارة التي تمتص في المبخر من الوسط المراد تبريده هي q_E عند T_E

كمية الحرارة المنبعثة من الماص هي q_A عند T_O

كمية الحرارة المنبعثة من المكثف هي q_C عند T_O

الشغل الاِزِم لإدارة ظلمية المحلول القوى هو W_P

حيث T_G درجة حرارة المصدر الحرارى K ,

T_E درجة حرارة الوسط المراد تبريده

T_O درجة حرارة الوسط المحيط K ,

حيث أن الدائرة مثالية حراريا فإن درجة حرارة المصدر الحرارى T_G يمكن اعتبارها مساوية لدرجة حرارة المولد وكذلك درجة حرارة الوسط المراد تبريده T_E مساوية لدرجة حرارة المبخر. وينطبق القانون الأول للديناميكا الحرارية للنظام حيث كمية الطاقة المضافة تساوى كمية الطاقة المفقودة نجد أن :

$$q_A + q_C = q_E + q_G + W_P \quad (12.1)$$

حيث كمية الحرارة المفقودة q_O تساوى :

$$q_O = q_A + q_C \quad (12.2)$$

وحيث ان الجسم الشغال Working fluid يتدفق خلال دائرة مغلقة وبتطبيق القانون الثانى

للدديناميكا الحرارية بين النظام والوسط المحيط نجد أن

$$\Delta S_{tot} = \Delta S_G + \Delta S_E + \Delta S_O \quad (12.3)$$

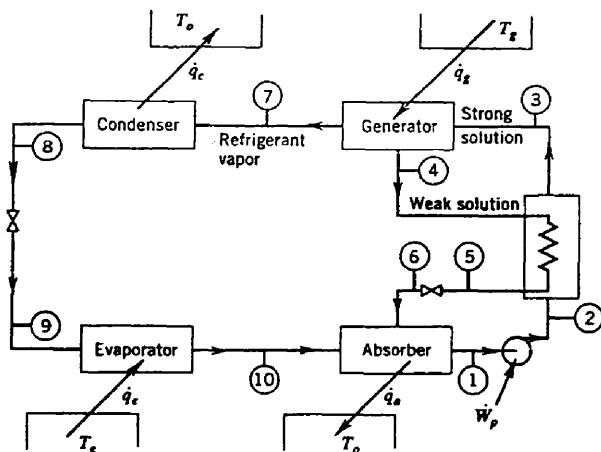


Figure 12.8 heat balance of a simple absorption refrigeration system.

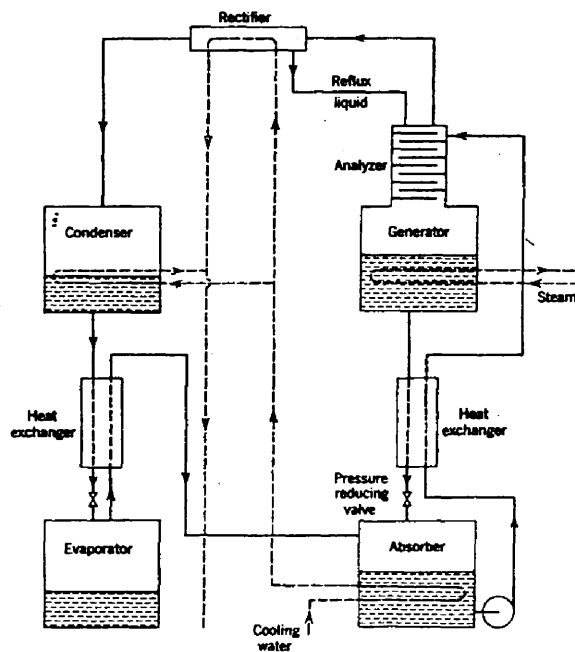


Figure 12.9 Ammonia – water absorption system

حيث ΔS التغير فى الانتروبيا والتي يمكن حسابها كما يلى :

$$\Delta S_G = \frac{-q_G}{T_G} \quad \& \quad \Delta S_E = \frac{q_E}{T_E} \quad \& \quad \Delta S_O = \frac{q_O}{T_O}$$

شغل الطلبة يمكن تحديده بالمعادلة

$$Wp = v_f (P_G - P_E)$$

وباعتبار أن الحجم النوعى v_f للسائل صغير جدا مقارنة بالأبخرة يمكن اعتبار شغل الطلبة مهملًا بالمقارنة بكميات الطاقة الأخرى .

المعادلة (12.3) يمكن كتابتها فى شكل

$$\Delta S_{Tot} = \frac{q_G}{T_G} - \frac{q_E}{T_E} + \frac{q_O}{T_O} \geq 0 \quad (12.6)$$

باعتبار المعادلة (12.1) والمعادلة (12.6) نجد أن

$$q_G \frac{T_G - T_O}{T_G} \geq q_E \frac{T_O - T_E}{T_E} \quad (12.7)$$

معامل الأداء (COP) يمكن التعبير عنه بالمعادلة

$$COP = \frac{q_E}{q_G} \quad (12.8)$$

$$(COP)_{\max} = \frac{T_E (T_G - T_O)}{T_G (T_O - T_E)}$$

المعادلة (12.9) تبين أن معامل الأداء الأقصى لدورة الامتصاص يساوى معامل الأداء (COP)

لدورة كارنوت Carnot Cycle العاملة بين درجتى الحرارة T_O , T_E مضروباً فى معامل

الكفاءة لماكينة كارنوت Carnot engine العامل بين درجتى الحرارة T_G , T_O .

فى الحقيقة فإن معامل أداء دورة الامتصاص يعتبر صغيراً جداً بالمقارنة مع دورة التبريد الانضغاطية (0.6 مقابل 3 لدورة الانضغاط) عند نفس مستوى درجات الحرارة ولكن فى المقابل فإنه من المعروف من دراسة الديناميكا الحرارية أن قيمة الشغل كطاقة أعلى بكثير من قيمة الطاقة الحرارية وبذلك يمكن اعتبار أن تلك ميزة تحسب لدورة التبريد بالامتصاص وعلى هذا الاساس يكون التقييم النهائى ليس فقط للقيمة العددية لمعامل الأداء ولكن لابد أن يشمل ذلك

النواحي الفنية والاقتصادية للدورة ومنها قيمة الطاقة المستخدمة وتأثير موانع التبريد على البيئة والازعاج الذى يمكن أن يحدث من الضاغط وخلافه.

من الإجراءات التى تستخدم لزيادة معامل الأداء لهذه الدورة هو استخدام مبادل حرارى يعمل بين

الماص Absorber والمولد Generator يتم خلاله تبادل الحرارة بين المحلول القوى

Strong solution المار من الماص للمولد والمحلول الضعيف Weak solution القادم من

المولد إلى الماص فترتفع درجة حرارة الأول وتنخفض حرارة الثانى هذا يؤدى إلى :

1- ارتفاع درجة حرارة المحلول القوى يؤدى إلى تخفيض كمية الحرارة المطلوبة فى المولد q_G وبالتالي زيادة معامل الاداء COP.

2- انخفاض درجة حرارة المحلول الضعيف الواصل إلى الماص يؤدى تخفيض كمية المياه المطلوبة لتبريد الماص.

12.4.3 تألف مائع التبريد – والماص

12.4.3 Refrigerant - absorbent combination

لكى تعمل دائرة الامتصاص بصورة جيدة لابد من اختيار كل من مائع التبريد Refrigerant والماص Absorbent بحيث يوائم كل منهما الآخر ولتحقيق ذلك لابد من :

1- أن يكون للماص Absorbent شراهة Affinity لامتصاص بخار مائع التبريد.

2- من وجود تفاعل متبادل بحيث يذوب كل منهما فى الآخر.

3- من توافر عامل الأمان Safe وعدم التحلل Stable.

4- عدم القابلية للصدأ Non-corrosive معا أو فى صورة منفردة .

5- يكون المائع الماص غير متطايرا بحيث أن بخار مائع التبريد المغادر للمولد لا يجب أن يحتوى على كمية من المائع الماص.

6- يتمتع مائع التبريد بحرارة نوعية كامنة كبيرة بقدر الإمكان. من الثنائيات التقليدية هى ماء - ليثيوم بروميد .

..بث الماء يعمل كمائع تبريد وليثيوم بروميد كماص ولذلك فإن دورة الامتصاص بهذه الثنائية من الموائع تعمل فقط فى مجال تكييف الهواء أى فى درجات الحرارة الموجبة .

ثنائية أخرى هي النشادر - الماء. النشادر يعمل كمائع تبريد والماء يعمل كمصاص - هذه الثنائية تسمح لدورة الامتصاص بالعمل في درجات الحرارة المنخفضة.

12.4.5 دورة النشادر - الماء 12.4.5 Ammonia- water System

هذا النظام يستخدم بصورة كبيرة في التلاجات المنزلية والتجارية وفي بعض الأغراض الصناعية حيث درجة الحرارة في المبخر قد تكون قريبة من الصفر المئوي أو أقل. في هذه الدورة نجد ان الماء (الماص) له شراهة كبيرة لامتصاص بخار النشادر (مائع التبريد) وأن كل من المائعين ينوب كل منهما في الآخر ويتمتعان بمقدرة عدم التغيير مع الوقت وصالحان للاستخدام مع كثير من المواد المستخدمة في صناعات التبريد عدا النحاس وسبائكه .

العيب الرئيسي في هذه الدورة هو أن الماص (الماء) له قابلية للتبخر ولذلك فعند خروج بخار مائع التبريد (النشادر) من المولد إلى المكثف فإنه يخرج معه بعض بخار الماء (الماص) والذي يسير مع النشادر إلى المكثف ومنه للمبخر ويختل بذلك عمل الدورة على أساس أن هذا الخليط سوف يرفع درجة حرارة المبخر ويقلل من تأثير التبريد بسبب خروج مائع تبريد غير متبرخ من المبخر .

لزيادة كفاءة دورة الامتصاص ماء نشادر يستخدم في هذه الدورة فاصل - محلل Analyzer وجهاز تقطير Rectifier كما هو مبين في Fig12.9 . في هذا الشكل نجد أن الفاصل - المحلل Analyzer مركب على المولد Generator وعند خروج خليط بخار الماء - النشادر من المولد خلال الفاصل Analyzer يتم تبريدهما. وحيث ان بخار الماء له درجة حرارة تسبع أعلى من النشادر فإنه يتكثف ويعود للمولد . بينما تواصل أبخرة النشادر في التدفق على المقطر Rectifier أو مكثف رجوع Reflux - condenser حيث يتكثف ما تبقى من بخار الماء مع كمية صغيرة من النشادر ويتم إعادته مرة أخرى إلى الفاصل في صورة محلول ضعيف Weak solution ثم المولد وإلى الماص خلال المبادل الحراري وصمام خفض الضغط . الجدير بالذكر أن ماء التبريد Cooling water القادم من برج التبريد يتم استخدامه أولاً لتبريد الماص Absorber بعد ذلك يستخدم نفس الماء (من أجل ترشيد مياه التبريد) لتبريد المكثف وتبريد جهاز التقطير Rectifier . ماء التبريد الراجع من المكثف Condenser وجهاز التقطير Rectifier يتحدان في ماسورة راجع واحدة ويتم توجيهها إلى برج التبريد مرة أخرى .

12.4.6 تصنيف أنظمة الامتصاص

12.4.6 Absorption system classification

أنظمة الامتصاص يمكن تقسيمها إلى :

- 1- أنظمة امتصاص للتبريد Absorption chiller وهي تستخدم الحرارة المضافة للحصول على تأثير التبريد .
- 2- أنظمة امتصاص للتبريد والتسخين Absorption chillers / heater وهي تستخدم الحرارة المباشرة Direct - fired باستخدام الغاز الطبيعي Natural gas بدلا من حرارة البخار للحصول على تأثير التبريد والتسخين .
- 2- نظام امتصاص مضخة حرارية Absorption heat pump في هذا النظام يقوم النظام بامتصاص الحرارة من المكان المراد تبريده والتي تضاف إلى الحرارة المستخدمة Added ثم تضخ كلها للمكان المراد تدفئته .

12.4.7 نظام الامتصاص العملي 12.4.7 Practical absorption system

كل أنظمة الامتصاص العملية لا تتركب من أربعة عناصر منفصلة مثلما الحال في أنظمة التبريد بالانضغاط . لكن تم الشرح على اساس استقلالية كل عنصر من عناصر النظام بغرض التوضيح. في الواقع فإنه تم تجميع كل عناصر نظام الامتصاص في وحدة واحدة تجمع بالمصنع أو وحدتين في النادر وهذا مبين في Fig12.10 وهو من الطرازات النمطية التي تنتجها مصانع كاريير Carrier . وهذا النظام Fig12.11 يعمل بطريقة الاشتعال المباشر باستخدام الماء كمانع تبريد Refrigerant الليثيوم بروميد كماء Absorbent. وتتكون من:

- 1- مبخّر Evaporator وهو عبارة عن حزمة bundle من الأنابيب يمر بداخلها الماء المراد تبريده . في أعلى المبخّر يوجد نظام من الفوهات الرشاشة Spray-nozzles تقوم برش مائع التبريد (الماء) السائل على حزمة الأنابيب. أسفل المبخّر يوجد حوض ماء Water trough للحفاظ على مستوى الماء ومزود بظلمة لسريان مائع التبريد بين الحوض ونظام الرشاشات .
- 2- الماص Absorber وهو يتكون أيضا من حزمة Bundle من الأنابيب يتدفق بها ماء التبريد القادم من برج التبريد ومزود من أعلى بنظام الفوهات الرشاشة الذي يرش من أعلى المحلول الضعيف Weak solution لبروميد الليثيوم لامتصاص أبخرة الماء (Refrigerant)

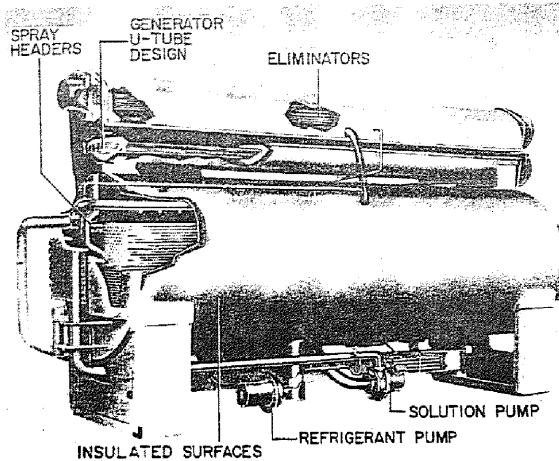
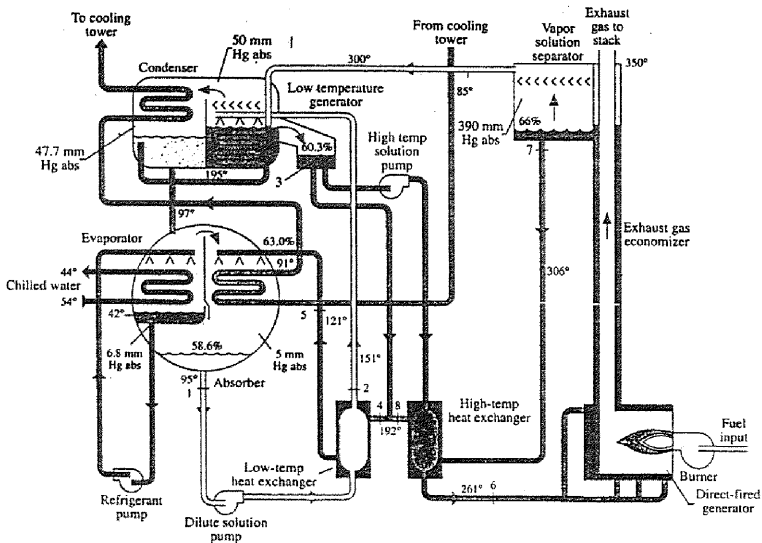


Figure 12.10 Absorption refrigeration chiller.



*Figure 12.11 Schematic diagram of a double- effect direct-fired
reverse- parallel flow absorption chiller*

القادمة من المسبخ كما أنه مزود بطلبة لدفع المحلول إلى المولد ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature generator من خلال مبادل حراري ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature heat exchanger .

3- المبادلات الحرارية **Heat exchanger** يوجد في النظام مبادلان حراريان :

الأول ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature heat exchanger والذي في خلاله يتم خفض درجة حرارة المحلول القوي من 192°C إلى 151°C .

والثاني : مبادل حراري ذو درجة حرارة عالية High temperature heat exchanger والذي ترتفع فيه درجة حرارة المحلول القوي من 192°C إلى 261°C . في هذين المبادلين الحراريين تنتقل الحرارة من المحلول القوي إلى المحلول الضعيف . هذان المبادلان الحراريان من النوع ذو غلاف - وأنبوبة Shell- and -tube .

4- المولد **Generator** وفي بعض الكتب يسمى **Desorber** حيث يقوم بوظيفة عكس وظيفة **Absorber** وفي كتالوجات الصناعة يسمى **Concentrator** . ويتركب من أنبوبة احتراق **Fire-tube** ومخدنة **Flue-tube** ، فاصل بخار - سائل . ومقتصد للوقود **Flue-gas economizer**. تضاف الحرارة في شكل احتراق غاز طبيعي أو أي مصدر آخر للحرارة . مولد درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature generator يكون في شكل غلاف وأنبوبة Shell- and -tube . الماء المتبخر في المولد ذو الإشعاع المباشر **Direct-fired generator** يتكثف داخل الأنابيب . حرارة التكثيف الكامنة تستخدم في تزويد مولد الحرارة المنخفضة بالحرارة اللازمة له .

5- المكثف **Condenser** هو من نوع غلاف وأنبوبة أيضا داخل الأنابيب يتدفق ماء التبريد القادم إليه من برج التبريد عبر الماص .

6- معدات الخنق **Throttling devices** عبارة عن صمامات لتخفيض الضغط وهي غير مبينة في Fig12.11 .

7- وحدة إزالة الهواء **Air-purge unit** حيث الضغط داخل الغلاف الجامع للعناصر السابقة قل من ضغط الهواء الجوي مما قد يسمح بتسرب الهواء للداخل فإن النظام مزود بوحدة لإزالة هذا الهواء .

ويعمل النظام السابق المبين في Fig12.11 كالآتي :

- يتبخر الماء عند درجة حرارة 42°F وفي ضغط 6.8mmHg في المبخر ،
- الماء القادم من وحدة المناولة A H U او وحدة ملف ومروحة يدخل في مواسير المبخر في درجة حرارة 54°F وتنتزع حرارته ويخرج في درجة حرارة 44°F وتستخدم هذه الحرارة في تبخير مائع التبريد (الماء) .
- بخار الماء المتكون في المبخر يتم سحبه إلى الماص (نظرا لانخفاض ضغط الاخير) حيث يتم امتصاصه بواسطة محلول الليثيوم بروميد LiBr في ضغط حوالي 5mmHg حيث تصبح كثافة المحلول 58.6% ودرجة حرارته 95°F في نقطة (1) . الحرارة الناتجة عن الامتصاص يتم طردها من خلال ماء التبريد القادم من برج التبريد. أما المحلول فيتم ضخه إلى مولد درجة الحرارة المنخفضة Low-temperature generator بواسطة طلمبة المحلول Dilute solution pump من خلال المبادل ذو درجة الحرارة المنخفضة Low- temperature heat exchanger .
- في مولد درجة الحرارة المنخفضة فإن المحلول المخفف Dilute solution يتم زيادة تركيزه جزئيا حتى يصبح 60.3% وبدرجة حرارة 180°F النقطة (3) .
- هذا المحلول بعد ذلك ينقسم إلى قسمين الأول إلى مولد درجة الحرارة العالية بواسطة طلمبة المحلول ذو درجة الحرارة العالية High -temp solution pump وخلال المبادل الحرارة ذو درجة الحرارة العالية High- temp. heat exchanger والثاني ينتجه بمعدل تدفق أكبر نقطة (4) . في مبادل الاشتعال المباشر يزداد تركيز المحلول حتى يصل إلى 66% وبدرجة حرارة 306°F نقطة (7) . ويتم خلط المحلول ذو تركيز 66% مع المحلول في نقطة (4) ذو تركيز 60.3% فيصبح التركيز 63% وبدرجة حرارة 192°F في نقطة (8) .
- المحلول في نقطة (8) يمر عبر المبادل الحراري ذو درجة الحرارة المنخفضة إلى الماص Absorber في درجة حرارة 121°F .

- في مولد الاشتعال المباشر فإن الماء يغلي عند ضغط 390mmHg ثم يتدفق خلال أنبوبة مغمورة في مولد درجة الحرارة المنخفضة. حرارة التكثيف المنبعثة تتسبب في تبخر وانفصال بخار الماء من المحلول الضعيف عند ضغط 50mmHg .
- البخار المنفصل يتجه بعد ذلك إلى المكثف Condenser من مسار علوي ويتكثف إلى ماء عند درجة حرارة 99 F° ويضغط حوالي 47.7mmHg . هذا الماء يتحد مع الماء الموجود في الحوض وتكرر الدورة .

12.5 نظام امتصاص للتبريد والتدفئة

12.5 Absorption System for Cooling and Heating

انتجت شركة ترين Trane نظام امتصاص مبين في Fig 12.12 وهو يعمل للتبريد والتسخين في نفس الوقت . ويستخدم الوقود الغازي في الاشتعال المباشر في مولد درجة الحرارة العالية الذي يسمى في هذه الدائرة Direct fired concentrator بدلا من بخار الماء الساخن من الغلاية . حرارة تكثيف الماء داخل هذا المولد تستخدم في تسخين المحلول في مولد درجة الحرارة المنخفضة Low-temperature concentrator كما هو موضح في Fig 12.13 . معاملة أداء هذه الدورة نظرا لترشيد استخدام الطاقة قد يصل إلى الواحد الصحيح .

12.6 Unit Selection

12.6 اختيار الوحدات

كما سبق وبيننا فإن المصانع لا تنتج المكونات بصورة منفصلة ولكن تنتج وحدات مجمعة عناصرها متوافقة مع بعضها البعض فلذلك يتم الاختيار بنفس طريقة اختيار التبريد من الأنواع الأخرى . بعض خصائص المنتجات مبينة في Table 12.1

12.7 تكامل نظام التسخين الشمسي ووحدة الامتصاص في تكييف المبنى

12.7 Integration of Solar Absorption System for Building

Air- Conditioning .

نظام التبريد باستخدام الطاقة الشمسية يعتبر معقدا بالنسبة لأنظمة التبريد الأخرى أو بالنسبة لنظام التدفئة بالطاقة الشمسية والذي سبق شرحه في بداية هذا الباب . ومع ذلك فإن التبريد بالطاقة

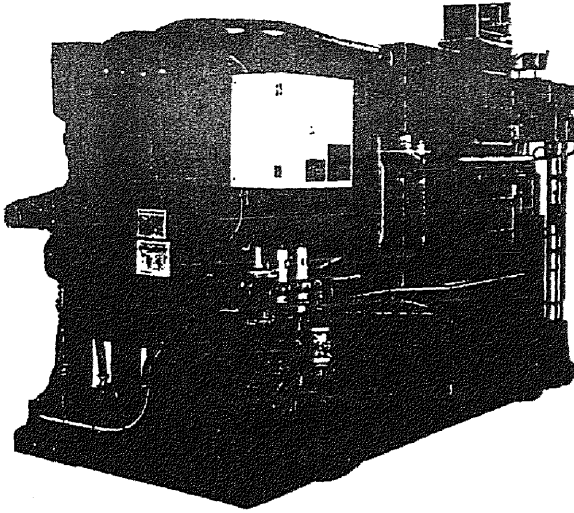


Figure 12.12 General view of absorption chiller.

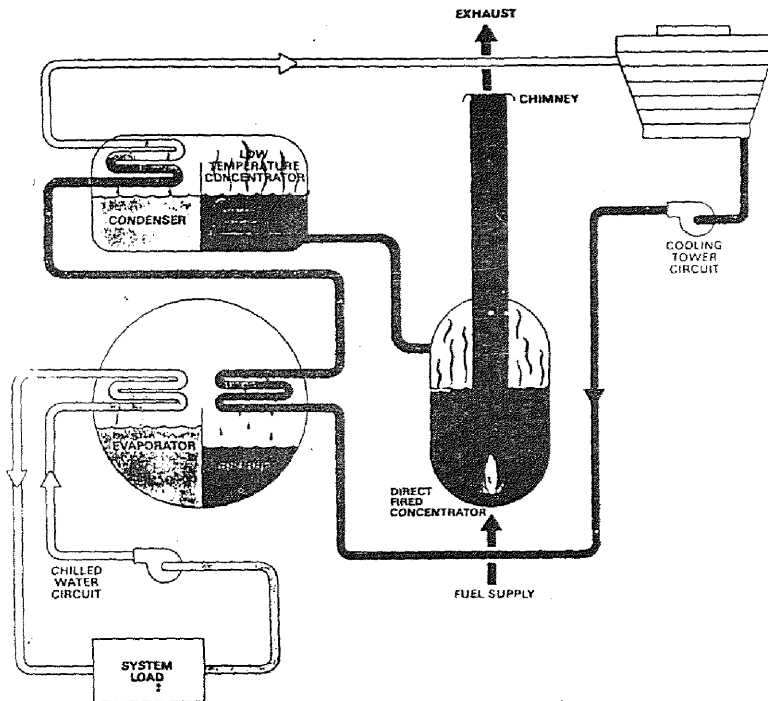


Figure 12.13 Typical thermo-chill absorption chiller flow chart.

الشمسية أصبح يتقدم بخطى سريعة كما بينا نظرا للتأثيرات البيئية لمركبات التبريد والحاجة إلى

طاقة نظيفة ورخيصة ... هذا النظام يتكون من Fig12.14

- | | |
|---------------------------|---------------------------|
| Solar collector | 1- مجمعات شمسية |
| Hot storage tank | 2- خزان للطاقة وآخر إضافي |
| Auxiliary boiler. | 3- غلاية مساعدة |
| Absorption chiller | 4- نظام امتصاص |
| Cooling tower. | 5- برج تبريد |
| Pumps | 6- مضخات |
| Cooling and heating coils | 7- ملفات تبريد وتسخين |
| Supply and return | 8- مسارات تغذية وراجع |
| Heat exchangers | 9- مبادلات حرارية |

فى حالة التبريد فإن الطاقة الشمسية من المجمعات الشمسية Solar collectors يتم تجميعها فى خزانات الطاقة (Hot- storage tank).

- تقوم الطلمبات بسحب المياه الساخنة لتزويد مولد وحدة الامتصاص بالمياه الساخنة كمصدر حرارى له. فى حالة عدم كفاية هذه المياه أو انخفاض درجة حرارتها (فى الطقس السيئ) يمكن استخدام بخار ساخن من الغلاية المساعدة Auxiliary boiler .
- الماء المثلج الذى يتم الحصول عليه من مبرد وحدة الامتصاص يتم ضخه بواسطة الطلمبة إلى خزان للمياه المثلجة. هذا الأخير يتم دفعة أما إلى ملفات التبريد فى وحدة المناولة AHU أو إلى الوحدات الطرفية فى الغرف من طراز وحدة ملف ومروحة Fan and Coil Unit .

- يقوم برج التبريد Cooling tower بتزويد وحدة الامتصاص بالماء البارد لسحب حرارة الماص وحرارة المكثف .

وفى حالة التدفئة فإن الماء الساخن من الخزان تقوم الطلمبة بضخه خلال صمام ثلاثى Three- way valve إلى ملفات التسخين فى وحدة المناولة AHU أو إلى الوحدات الطرفية من نوع ملف ومروحة أو وحدات الحث Induction units .

Table 12.1 Performance data of absorption thermo chiller

Model	Capacity (Tons)	Cooling Duty				Heating Duty	
		C.O.P		Fuel Consumption (MBH)		Capacity (MBH)	Fuel Consumption (MBH)
		Std.	H-Eff.	Std.	H-Eff.		
ABDL-100	100	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,197 (1,078)	1,125 (1,013)	1,089	1,286 (1,157)
ABDL-120	120	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,436 (1,293)	1,350 (1,215)	1,317	1,543 (1,389)
ABDL-150	150	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	1,796 (1,616)	1,688 (1,519)	1,651	1,928 (1,736)
ABDL-180	180	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,155 (1,940)	2,025 (1,823)	1,980	2,314 (2,083)
ABDL-200	200	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,395 (2,155)	2,250 (2,025)	2,198	2,571 (2,314)
ABDL-240	240	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	2,874 (2,586)	2,700 (2,430)	2,639	3,086 (2,777)
ABDL-300	300	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	3,591 (3,232)	3,376 (3,038)	3,287	3,856 (3,471)
ABDL-350	350	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	4,190 (3,771)	3,938 (3,544)	3,849	4,502 (4,051)
ABDL-400	400	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	4,789 (4,310)	4,501 (4,051)	4,397	5,142 (4,627)
ABDL-450	450	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	5,387 (4,848)	5,063 (4,557)	4,948	5,787 (5,208)
ABDL-500	500	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	5,986 (5,387)	5,626 (5,063)	5,496	6,427 (5,785)
ABDL-550	550	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	6,584 (5,926)	6,188 (5,569)	6,047	7,073 (6,365)
ABDL-600	600	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	7,183 (6,465)	6,751 (6,076)	6,596	7,714 (6,942)
ABDL-700	700	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	8,380 (7,542)	7,876 (7,088)	7,694	8,999 (8,099)
ABDL-800	800	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	9,577 (8,620)	9,001 (8,101)	8,793	10,285 (9,257)
ABDL-900	900	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	10,774 (9,697)	10,126 (9,114)	9,892	11,571 (10,414)
ABDL-1000	1000	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	11,971 (10,774)	11,252 (10,126)	10,991	12,856 (11,571)
ABDL-1100	1100	1.00 (1.11)	1.07 (1.18)	13,169 (11,852)	12,377 (11,139)	12,090	14,142 (12,728)

— Dimensional Data

Model	Standard Efficiency					High Efficiency				
	(Inches)			Operating Weight (Lbs)	Shipping Weight	(Inches)			Operating Weight (Lbs)	Shipping Weight
	Length	Width	Height			Length	Width	Height		
ABDL-100	119	60	86	10800	9500	119	60	86	11400	10100
ABDL-120	126	60	86	11900	10600	126	60	86	12800	11200
ABDL-150	143	60	86	13700	12100	143	60	86	14500	13000
ABDL-180	163	65	89	15900	14100	163	65	89	17000	15200
ABDL-200	178	65	89	17100	15200	178	65	89	18400	16500
ABDL-240	210	65	89	19300	17200	210	65	89	20700	18500
ABDL-300	166	81	108	29000	25000	166	81	108	30900	26800
ABDL-350	189	81	108	32200	27900	189	81	108	34200	29600
ABDL-400	212	82	108	35000	30200	212	82	108	37200	32400
ABDL-450	234	86	108	38100	33100	234	86	108	40800	35500
ABDL-500	261	86	108	42500	36700	261	86	108	45200	39200
ABDL-550	283	86	108	47600	41400	283	86	108	50400	44200
ABDL-600	238	120	131	60400	51400	238	120	131	65200	56000
ABDL-700	260	120	131	64800	55100	260	120	131	71100	61500
ABDL-800	285	127	131	73300	61900	285	127	131	80300	69000
ABDL-900	310	127	131	81200	69400	310	127	131	88900	77100
ABDL-1000	265	150	145	93500	67300	266	150	145	101500	74100
ABDL-1100	281	150	145	100200	72000	281	150	145	108200	79700

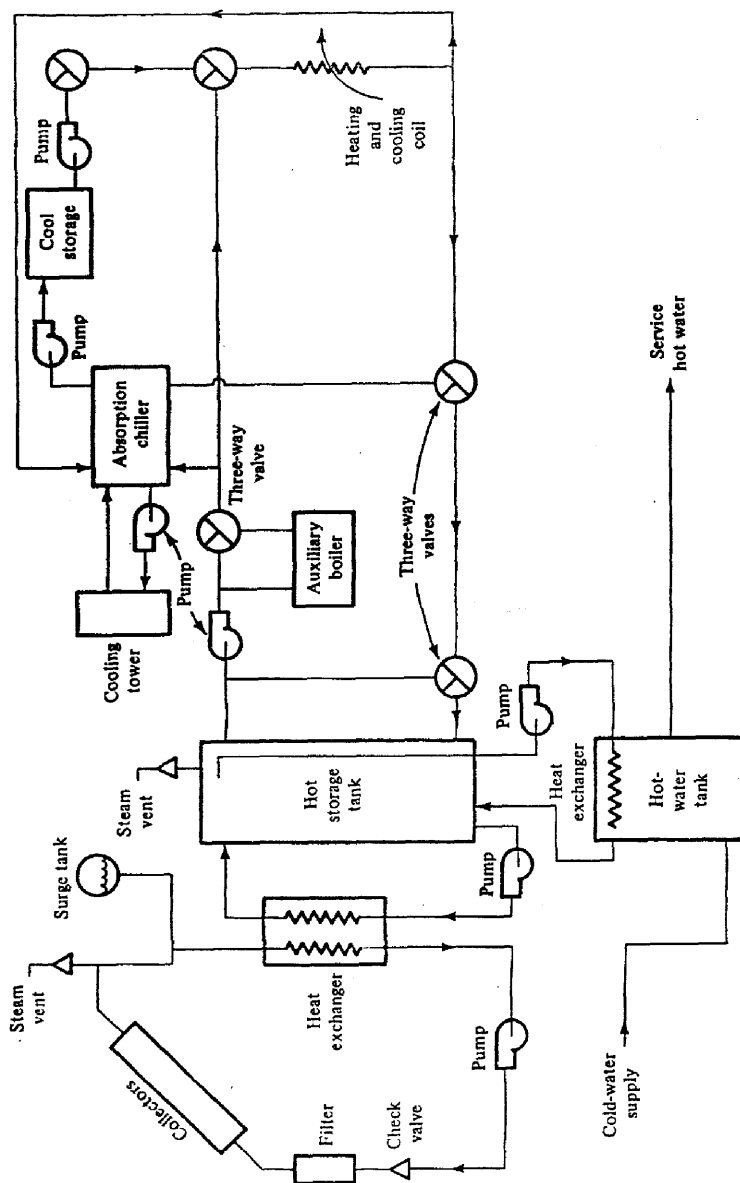


FIGURE 17-14 Solar heating and cooling system

AUTOMATIC CONTROL FOR HVAC

General

مقدمة

أنظمة تكييف الهواء يتم عادة تصميمها على أقصى ظروف مناخية لكي تحقق ظروف الراحة على مدار العام للإنسان . وكما سبق بيانه فإن ظروف الراحة تتحقق بتوفير درجة الحرارة ونسبة الرطوبة وكمية الهواء المناسبة للإنسان . وحيث أن الظروف القصوى هذه لا تسود على مدار العام وجب توفير وسيلة أو نظم للتحكم الذاتي في عمل هذه الأنظمة بحيث توفر ظروف الراحة للإنسان في كل الأحوال وتضمن عمل هذه الأجهزة بطريقة جيدة .

13.1 وظيفة نظام التحكم الآلي

13.1 Functions of Automatic Control System

يقوم نظام التحكم الآلي بالوظائف الأربعة الآتية :-

- المحافظة على ظروف التصميم الداخلية مثل درجة الحرارة و نسبة الرطوبة . وحيث أنه يتم اختيار سعة أنظمة التكييف طبقاً للظروف الخارجية مع الحفاظ على الظروف الداخلية فمع تغيير الظروف الخارجية وبالتبعية الحمل الحراري كسبا أو فقداً فإن السعة بالتالي سوف تتغير . وفي غياب التحكم الآلي سوف يشعر الناس ببرودة أو حرارة أكبر من اللازم ولهذا فإن التحكم الآلي يعمل على تلافي ذلك .
- السماح بالتشغيل التلقائي وبذلك يمكن تجنب أو تقليل خطأ وإهمال العنصر البشري .
- الاقتصاد في الطاقة وترشيد تكاليف التشغيل . من أهم الأساسيات التي يعتمد عليها تصميم التحكم الآلي هي مقدرة النظام على ترشيد الطاقة في كل الأوقات . وعلى سبيل المثال فإنه يمكن تقليل كمية الهواء الخارجي وعليه يمكن تخفيض سعة التبريد المستخدمة . وبالتالي تخفيض تكاليف التشغيل .

- المحافظة على مستويات أمان عمل المعدات . تعمل أجهزة التحكم على المحافظة على أداء المعدات بمستويات أمان ممانعة بذلك تلف المعدات وتضمن أمان العاملين .
- للأهمية القصوى للتحكم الآلي في تكييف الهواء وحيث أن أنظمة التحكم الآلي من الأنظمة التي يصعب الإلمام بها حيث أنها تتبع تخصص التحكم . وسنبين فيما يلي بعض الخلفية النظرية التي تساعد في فهم أنظمة التحكم مع تطبيقها في مجال تكييف الهواء .

13.2 مكونات نظام التحكم

13.2 The Control System Components

كل أجهزة التحكم حتى البسيط منها Fig13.1 تتكون من :

- 1- متغيرات محكومة **Controlled variable** هي المتغيرات الواجب التحكم فيها عند قيمة معينة مثال : درجة الحرارة temperature ، ونسبة الرطوبة Humidity ratio ، الضغط Pressure
- 2- المتحكمات **Controller**. وهي عبارة عن أداء تحتوي على حساس **Sensor** ومرسل **Transmitter** تحس بمقدار التغير في المتغيرات وترسل إشارة التصحيح المناسبة بالفعل المرسل إلى الأداة المحكومة **Controlled device** للضبط طبقا لما هو مطلوب ، مثال المتحكمات : متحكم درجة الحرارة **Thermostat** ، متحكم الرطوبة **Humidistat** ، متحكم الضغط **Pressurestat** .
- 3- مصادر الطاقة **Source of energy**. هي عبارة عن مصادر القدرة اللازمة لتوصيل إشارة الإحساس للتصحيح من المتحكم إلى الأداة المحكومة . من مصادر الطاقة : الهواء المضغوط **Compressed air (Pneumatic)** والطاقة الكهربائية **Electric energy** .
- 4- الأداة المحكومة **Controlled device** وهي الأداة التي تستقبل الفعل من المتحكمات وتقوم بتنظيم التدفق أو أي تأثير آخر من الوسيط **Agent** ومن أمثلة هذه الأنواع : الصمامات **Valves** ، البوابات **Dampers** ، أو موتور إدارة ظلمبه أو مروحة أو إدارة ضاغط .. وهكذا .

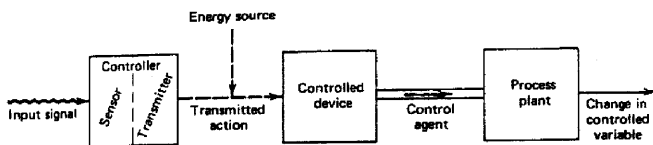


Figure 13.1 Control system components.

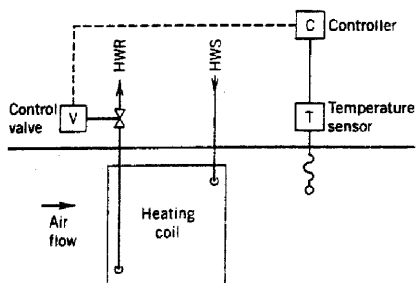


Figure 13.2 Simple air-temperature control system

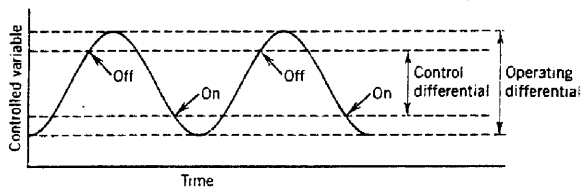


Figure 13.3 Two – position (On- Off) control system.

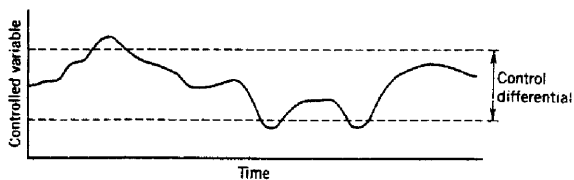


Figure 13.4 Floating control action.

5- وسيط التحكم *Control agent*. هو الوسيط الذي يتم تنظيمه بواسطة الأداة المحكومة Controlled device من أمثلة الوسيط الماء المتدفق خلال صمام ، الهواء خلال بوابة ، التيار الكهربائي للموتور .

6- محطة العملية *Process plant* تنظيم سلوك وسيط التحكم يغير في خرج Output أداء المعدات وهو ما يسمى بمحطة العملية . مثال ذلك ملفات التبريد والتدفئة ومسخن الزيت ، المروحة والظلمة والضغوط وغيرها .

وبتطبيق ما سبق على نظام تحكم بسيط Fig13. 2. هذا الشكل يبين تدفق الهواء على ملفات تسخين فإننا نجد أن الحساس (T), Sensor الموجود في المتحكم (C) Controller يقيس درجة الحرارة Controlled variable في المسار الهابط Downstream للهواء ويرسلها إلى المتحكم الذي يقارن بين درجة حرارة الهواء ودرجة الحرارة المضبوط عندها Set point ويرسل إشارة (مبيّنة بالخط المنقط Dashed line) إلى الأداة المحكومة Controlled valve والذي يقوم بدوره بفتح أو غلق صمام المياه الساخنة (Controlled device) طبقا للحاجة لتحقيق حالة تقع بين نقطة الضبط ودرجة حرارة الهواء الفعلية . هذا النظام يسمى نظاما مغلقا أي Closed system هو ما غالبا يستخدم في التحكم الآلي لأنظمة التبريد وتكييف الهواء .

13.3 أنواع فعل التحكم 13.3 Types of Control Action

أولاً - فعل ذو موضعين Two position action. هذا الفعل يسمى أيضا فعل (قفل - فتح) أو On/Off إذا كانت الأداة المحكومة موتور Motor يمكن أن يبدأ الحركة بـ On أو يتوقف عند Fig 13.3 Off. مثال آخر هو الصمام Valve الذي يفتح كلياً فيسمح بمرور المائع أو يخلق كلياً فيتوقف سريان المائع .

ومن Fig13. 3 نجد أن :

- تباين التحكم Differential control هو مدى فعل التحكم بين نقطتي الفعل On - Off.
- تباين التشغيل Operating differential هو المدى بين أعلى نقطة عمل واسفل نقطة وهو بالطبع أكبر من تباين التحكم حيث أن هناك تخلف (Lag) في التأثير لأداة التحكم .

ثانياً - فعل عائم Floating action . في الفعل العائم فإن الأداة المحكومة تعمل بطريقة المتحكم ذي موضعين . أداة التحكم مصممة بحيث تتحرك بالتدريج بين الفتح الكامل. والغلق الكامل. يرسل مصدر الطاقة إشارة تعمل على تحريك الجزء الشغال من الأداة المحكومة في اتجاه واحد بحيث ستكون منطقة لا ترسل إليها أي إشارة تاركة الأداة المحكومة كالعائمة . كما هو واضح من Fig13.4 .

ثالثاً - الفعل التناسبي Proportional action . في هذا النوع من الفعل فإن قوة الإشارة الصادرة من المتحكمات تتناسب طردياً مع مقدار التغير في المتغيرات المحكومة وبالتالي فإن الأداة المحكومة فيها تتحرك أيضاً تناسبياً مع قوة الإشارة. هذا النوع من الفعل يعطي إستجابة دقيقة للتغير في الحمل أفضل من الفعل ذو موضعين Fig13.5. ومنه يبين التعاريف الآتية :-

- **نقطة الضبط Set point** هي قيمة المتغيرات المطلوب من المتحكمات تثبيتها .
- **نقطة التحكم Control Point** هي القيمة الفعلية للمتغيرات والتي يقوم المتحكم بتثبيتها في أي وقت .

- **الموازنة (المعادلة) Offset** هي الفرق بين نقطة التحكم Control Point ونقطة الضبط Set point .

- **مدى الخنق Throttling range** هو مقدار التغير المطلوب حدوثه للمتغيرات لكي تتحرك الأداة المتحكم فيها من أقصى طرف لأقصى الطرف المقابل مثال : أقصى فتح إلى أقصى غلق .

13.4 Controllers

13.4 المتحكمات

المتحكمات كما سبق وبيننا أنها تقوم بوظيفتين هما : -

1- الاحساس بالتغيير الذي يطرأ على المتغيرات المتحكم فيها .

2- إرسال إشارة بالفعل الواجب اتخاذه.

المتغيرات التي تتطلب التحكم فيها هي درجة الحرارة Temperature والرطوبة Humidity والضغط Pressure والتدفق Flow.

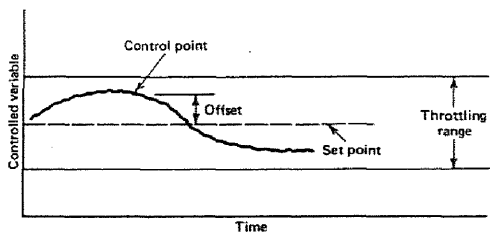


Figure 13.5 Proportional action control.

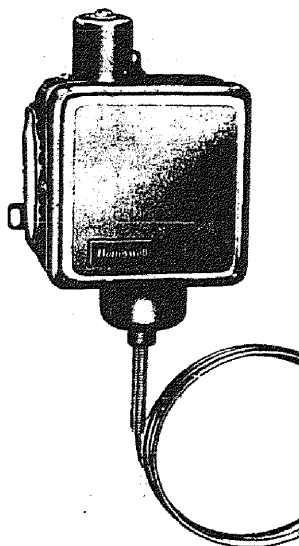
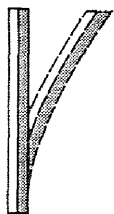


Figure 13.6 Bimetal temperature sensor.

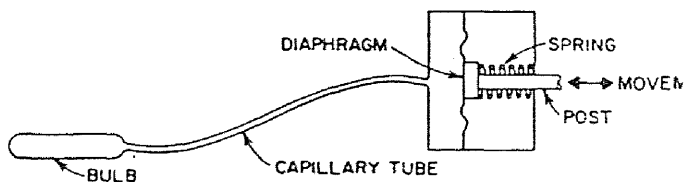


Figure 13.7 Bulb and capillary sensor.

13.4.1 متحكمات درجة الحرارة 13.4.1 Temperature Controllers

تسمى متحكمات درجة الحرارة بالترموستات Thermostats هناك أشكال عديدة للعنصر الحساس في الترموستات منها :

1- **عنصر حساس ثنائي المعدن Bimetal element sensor**. يتكون الحساس من معدنين مختلفين في معامل التمدد. عند التعرض لوسط حرارى فإن ذلك يؤدي إلى الانحناء في اتجاه المعدن ذو معامل التمدد الأكبر Fig13.6 والذي ينتج عنه فتح أو قفل دائرة كهربية في المتحكم. هذا الحساس يستخدم في ترموستات الغرفة .

2- **حساس بوصيله وأنبوية شعيرية Bulb and Capillary sensor** هذا النوع يستخدم للاحساس بدرجة الحرارة في مسلك، أنبوب، خزان أو التطبيقات التي تتطلب التحكم من بعد Fig13. 7. هناك ثلاثة أجزاء رئيسية لهذا الحساس هي: البوصيله Bulb ، وأنبوية شعيرية Capillary tube ، الرق Diaphragm . البوصيلة عادة ممتلئة بمائع وغاز تبريد يحدد طبقا لمجال درجة الحرارة المطلوبة. تمدد الغاز أو السائل نتيجة إحساس البوصيلة بالحرارة يولد ضغطا ينقل خلال الأنبوية الشعيرية والذي يتأثر به الرق والذي يتحول في النهاية إلى حركة عمود على باى. هذا الحساس قد يكون طوله عدة سنتيمترات وقد يصل طوله إلى 6m .

13.4.2 متحكمات الرطوبة 13.4.2 Humidity controller.

حساس هذه المتحكمات يصنع من مادة لها خاصية الاسترطابية أى القدرة على امتصاص الماء من الهواء Hygroscopicity. نتيجة لذلك يتغير حجم المادة بسبب التغير في الرطوبة. هذا العنصر في تركيبه يشبه الحساس ثنائي المعدن Bimetal. حيث أنه يتكون من شريطين من خشب يو- سيدر Yew - Cedar . نتيجة اختلاف معدل امتصاص الرطوبة من الهواء عند تغيير الرطوبة يحدث تمددا أو انحناء بنفس الطريقة السابقة شرحها لعنصر حساس ثنائي المعدن. قد يستخدم أيضا غشاء حيواني وشعر الإنسان لأن أطوالها تتغير مع الرطوبة.

13.4.3 Pressure controllers

13.4.3 متحكمات الضغط

حساس هذه المتحكمات يحتوى على رق Diaphragm منفاخ Bellows وأنبوب بوردون Bourdon tube وتعمل بالهواء المضغوط .

13.4.4 Flow controller.

13.4.4 متحكمات التدفق

عادة ما يستخدم الضغط كإشارة إحساس. فى هذه الحالة فإن سرعة المائع الخاضع للتحكم تتحول إلى ضغط استاتيكي بواسطة عنصر حساس مثل أنبوية بيتوت Pitot tube وهذه الإشارة تستخدم للتحكم فى التدفق . بعد إرسال إشارة الإحساس يتم تكبيرها بحيث تستطيع تشغيل الأداة المحكومة. عنصر الإرسال قد يكون: الكتروني ، كهربي أو يعمل بالهواء المضغوط .

13.5 Controlled Devices

13.5 الأداة المحكومة

الأداة المحكومة هى التى تستقبل الفعل من المتحكمات وتقوم بتنظيم الفعل المطلوب مثل التدفق بغرض الوصول إلى القيمة المطلوبة للمتغيرات ومن أمثلة الأدوات المحكومة: الصمامات Valves والبوابات Dampers الموتورات Motors والمرحلات Relays فى تطبيقات تكييف الهواء HVAC.

13.5.1 Valves

13.5.1 الصمامات

صمامات السائل أما أن تكون ثنائية أو ثلاثية Fig13.8 .
الصمامات الثنائية Two- way-valve تستخدم لتغيير معدل التدفق فى معدات التدفئة والتبريد Fig13 9.
الصمام الثلاثى Three- way valve يستخدم أما للخلط Mixing أو للتفرع Diverting Fig13.10 .

- صمام الخلط له مدخلان ومخرج - صمام التفرع له مدخل ومخرجان.
- يستخدم كل من صمامات الخلط والتفرع للتحكم فى التدفق خلال الملفات (التبريد أو التسخين) Fig 11 .

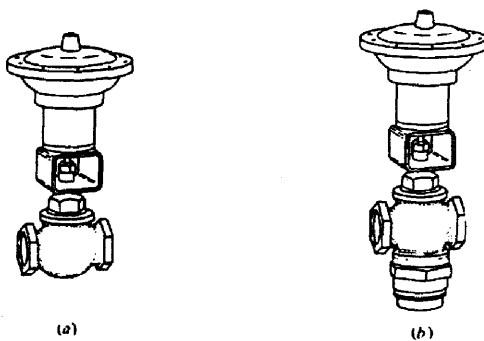


Figure 13.8 (a): Two- way valve, (b): Three- way valve.

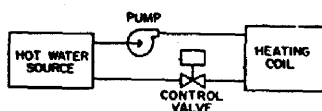


Figure 13.9 Simple system with two- way valve to control flow.

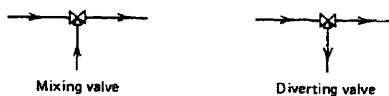


Figure 13.10 Three- way valve for mixing and diverting



Figure 13.11 Using three- way valve to control flow rate by mixing or diverting.

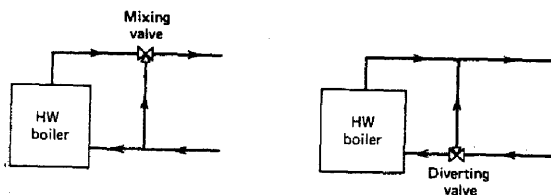


Figure 13.12 Using three- way valve to control liquid temperature

- يستخدم أيضا كل من صمامات الخلط للتحكم في السعة وذلك بتغيير درجة حرارة الماء بدلا من كميته Fig13.12 .
- مما هو جدير بالذكر فإن التحكم في السعة يمكن أن يتم سواء بتغيير معدل تدفق الماء أو درجة الحرارة لذلك فإنه يفضل تغيير السعة بتغيير درجة الحرارة.
- من الناحية الاقتصادية فإن استخدام الصمام الثنائي أفضل ولهذا يفضل استخدامه في وحدات الغرف .

13.5.2 Valves characteristics

13.5.2 خصائص الصمامات

خصائص الصمامات تعنى سلوك كيفية تغيير التصرف مع شوط (Stroke) الصمام وهذا بدوره يعتمد على شكل فتحة الصمام. تقسم الصمامات طبقا لخصائصها إلى ثلاثة أنواع مبنية في Fig13.13 وهي.

- 1- **صمامات النسب المتساوية Equal percentage valves** هذه الصمامات ذات أداء جيد للتحكم الألى في سريان الماء خلال الملفات حيث أنه يمكنه الحصول على تغيير كبير في مقدار التدفق بفتحة صغيرة نسبيا الأمر الذى يصعب الحصول عليه مع الصمامات الأخرى .
- 2- **صمامات ذات خاصية خطية Linear valve** هذه الصمامات تعمل بصورة ممتازة إذا كان فعل التحكم تناسبى Proportional action وذلك للتحكم في تدفق البخار حيث أن الحرارة الخارجة Heat output من المبادل الحرارى للبخار تتناسب مع معدل تدفق البخار .
- 3- **صمامات الفتح السريع Quick opening valves** كما هو واضح من Fig13.13 فإن أقصى مقدار للتدفق يمكن الحصول عليه بفتحه تقرب من 40% .

تقسم الصمامات طبقا لتأثير الضغط Fig13.14 إلى:

- 1- **صمامات عادية الفتح Normally Open** ومن الشكل نجد أن الضغط يؤثر من أعلى على الرق الذى يدفع الأبرة Stem للحركة لأسفل مقلداً بذلك فتحة المسار. عند انخفاض الضغط أو تلاشيهِ فإن الإبرة ترتفع لأعلى فاتحة بذلك فتحة المسار أى أن في عدم وجود ضغط فإن الصمام يكون مفتوحا ويسمى Normally opened ويرمز له بالرمز NO ويستخدم هذا الصمام في حالة التسخين.

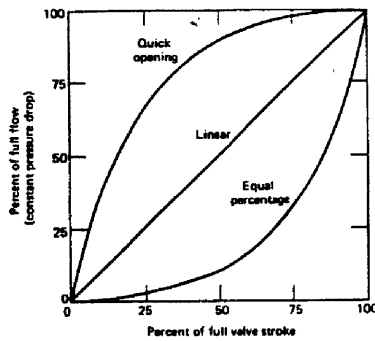


Figure 13.13 flow characteristics of control valve.

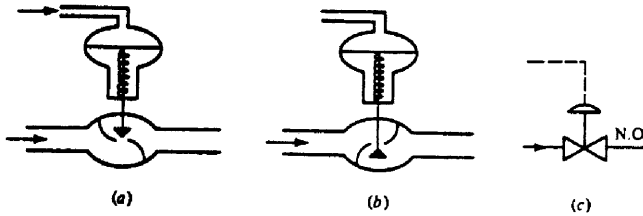


Figure 13.14 Throttling valves, (a): No normally opened, (b) NC

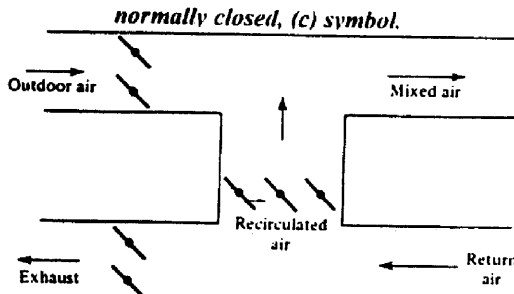
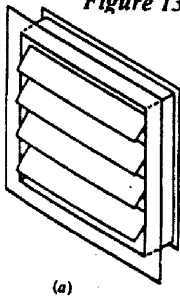
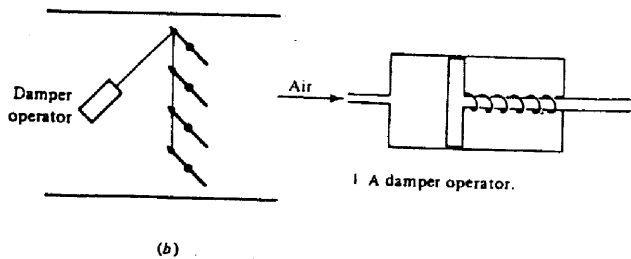


Figure 13.15 Outdoor, exhaust, and re-circulate dampers.



(a)



(b)

Figure 13.16 (a): A damper assembly, (b) schematic.

2- صمامات عادية القفل Normally closed ويرمز له بـ NC. في حالة انخفاض الضغط أو تلاشيهِ فإن الأبرة تغلق فتحة المرور. ويستخدم هذا الصمام في حالة التبريد والترطيب.

13.6 الخوانق (البوابات) 13.6 Dampers.

تستخدم الخوانق كأداة محكمة لتغيير تدفق الهواء ، أو خلط الهواء أو الأمرار الجانبي للهواء Fig13.15 والغرض من ذلك هو تغيير سعة التبريد أو التسخين للمعدات .

وتتركب الخوانق كما هو واضح من Fig13.16 من ريش توجيه معدنية Adjustable louvers مركزة داخل إطار وتعمل بواسطة مشغل Operator. هذا المشغل عبارة عن كباس داخل اسطوانة. الكباس مركب عليه ياي Spring عند اتصال الاسطوانة بضغط الهواء تدفع الكباس إلى الحركة للخلف فينشأ فرق ضغط في الياى مؤديا إلى حركة ريش الخائق فاتحا أو مغلقا أياها ويؤدى ذلك إلى فتح أو غلق مسار الهواء الريش نوعان Fig13.17 .

- ريش متوازية Parallel blades وتقوم بعمليات الفتح الكلى والغلق الكلى.
- ريش متعاكسة Opposed blades تقوم بعمليات فتح جزئى أو غلق جزئى وبالتالي هي تنظم كمية تدفق الهواء فهي احسن وأكثر انتشارا.

13.6.1 خصائص الخوانق 13.6.1 Damper characteristics

يقصد بخصائص الخوانق علاقة مقدار التدفق مع مقدار فتحة الخائق. يوضح Fig13.18، Fig13.19 هذه الخصائص لكل من الريش المتوازية والريش المتعاكسة على الترتيب. ويبين Table13.1 نسبة مقاومة فرق الضغط عند المنحنيات المتماثلة (A) B ،... إلى المقاومة الكلية للنظام لكلا من النوعين: المتوازي والمتعاكس كما هو مبين في Fig 13.18 & Fig 13.19 على الترتيب. ومنها يتضح أن مقاومة فرق الضغط للخوانق المتعاكسة تقل بنسبة 60% للفتحات الصغيرة، 20% للفتحات الكبيرة مقارنة للخوانق المتوازية مما يجعل الخوانق المتعاكسة الريش أفضل وأكثر انتشارا.

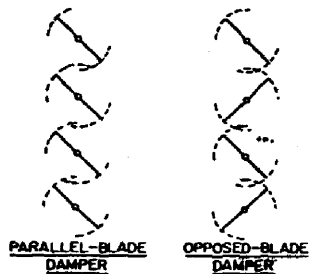


Figure 13.17 Types of air flow dampers.

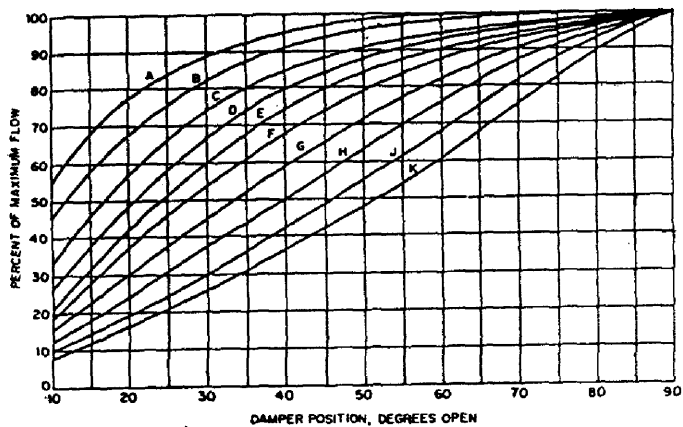


Figure 13.18 Parallel- blade damper flow characteristics

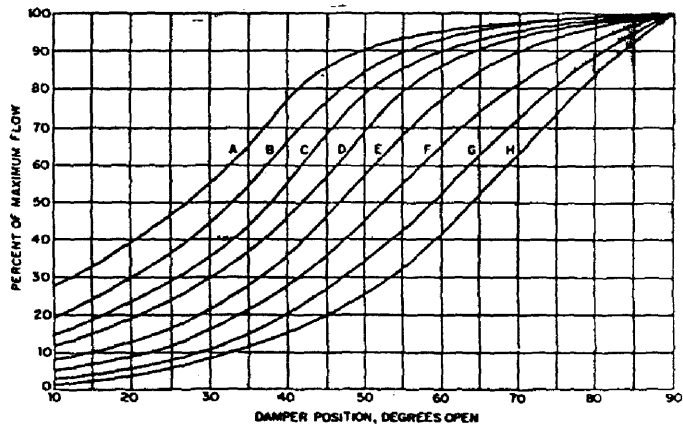


Figure 13.19 Opposed- blade damper flow characteristics

13.7 أنظمة التحكم البسيطة 13.7Elementary Control System

هناك عدد غير محدود من أنظمة التحكم لأنظمة تكييف الهواء HVAC وسوف نقوم بشرح الأسلوب النمطي لبناء نظام التحكم. يمكن تنفيذ التحكم عن طريق التأثير على مصادر التبريد أو التسخين أو الطلمبة أو المروحة أو الوحدات الطرفية كما يمكن تنفيذ التحكم عن طريق تغيير معدل تدفق الماء أو الهواء بالتأثير على صمامات التحكم أو الخواثق .

13.7.1 أنظمة التحكم الهواء الغرفة

13.7.1 Control system of space temperature

1- تحكم فى الضاغط أو السخان **Control of compressor or burner**. عبارة عن نظام بسيط للتحكم فى ضاغط التبريد أو السخان من Fig13.20 فإن الترموستات الغرفة (T) يتأثر بدرجة حرارة الغرفة فيقوم بتشغيل أو إيقاف موتور ضاغط وحدة التكييف. هذا النظام يستخدم مع وحدات الغرفة. بنفس الطريقة فى حالة التدفئة يقوم الترموستات (T) فى Fig13.21 الخاص بالغرفة بتشغيل السخان أو الغلاية، Boiler وتزويدها بالغاز باللازم للاشتعال حتى تصل درجة حرارة الغرفة إلى الحد المطلوب فيعطى الترموستات فى هذه الحالة الإشارة المناسبة.

2- التحكم فى معدل التدفق خلال الصمام **Control of flow rate through valves** بنفس الطريقة يقوم ترموستات الغرفة (T) فى Fig13.22 بالتأثير على الصمام لتغيير معدل تدفق الماء الساخن أو البارد أو مائع التبريد إلى الوحدات الطرفية أو ملفات التبريد وذلك باستخدام الصمامات الآلية وبهذه الطريقة يمكن تغيير سعة التبريد أو التسخين.

3- التحكم فى خواثق الحجم **Control of volume dampers** فى هذه الحالة فإن ترموستات الغرفة (T) الذى يتأثر بدرجة حرارة الغرفة Fig13.23 يقوم بالتأثير على الموتور الخاص بالخائق فيتم تغيير معدل تدفق الهواء المار خلال المسلك بالدرجة المطلوبة حتى تصل درجة حرارة الغرفة إلى الحد المطلوب .

4- تحكم خواثق الخلط **Control of mixing dampers** فى هذا النظام فإن ترموستات الغرفة (T) الذى يتأثر بدرجة حرارة الغرفة يقوم بتشغيل مجموعتين من الخواثق Fig13.24

Table 13.1 Ratio of Damper Resistance to system Resistance which apply to flow characteristics of figs. 13.18 & 13.19

PARALLEL-LEAF DAMPERS		OPPOSED-LEAF DAMPERS	
Open Damper Resistance. Percent of System Resistance	Flow Characteristic Curve	Open Damper Resistance. Percent of System Resistance	Flow Characteristic Curve
0.5-1.0	A	0.3-0.5	A
1.0-1.5	B	0.5-0.8	B
1.5-2.5	C	0.8-1.5	C
2.5-3.5	D	1.5-2.5	D
3.5-5.5	E	2.5-5.5	E
5.5-9.0	F	5.5-13.5	F
9.0-15.0	G	13.5-25.5	G
15.0-20.0	H	25.5-37.5	H
20.0-30.0	J		
30.0-50.0	K		

^aFrom E. J. Brown, Heating, Piping and Air Conditioning, April 1960, p. 171.

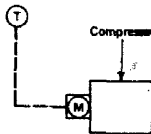


Figure 13.20 Space control of refrigeration

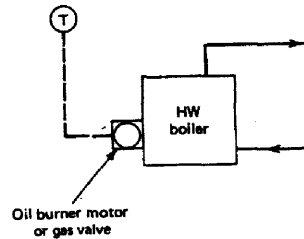


Figure 13.21 Space control of HW boiler burner motor or gas valve.

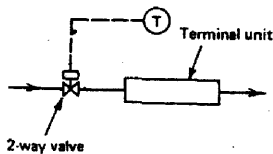
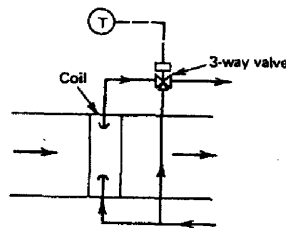


Figure 13.22 Space Control of water flow rate through terminal unit coil in duct.



تعمل الأولى على مسلك الهواء البارد والثانية على الساخن بحيث عندما تفتح الأولى تغلق الثانية وهكذا طبقا للحاجة هذا النظام. يستخدم في أنظمة المسلك الثنائية ونظام تعدد المناطق

5- تحكم خواناتق المواجهة والأمرار الجانبى *Control of face and bypass dampers*

كما سبق وبيننا فى موضع سابق أن الأمرار الجانبى يستخدم فى بعض الاحيان للحصول على نسبة رطوبة معينة ودرجة حرارة محددة ولذلك يستخدم مجموعتان من الخواناتق Fig13.25 بحيث تفتح الأولى عندما تغلق الثانية بتأثير ترموستات الغرفة (T) الذى يعطى إشارة إلى موتور الخانتقين.

13.7.2 أنظمة تحكم الهواء الخارجى *Control form outdoor air*

المتحكم عن طريق درجة حرارة الهواء الخارجى نادرا ما يستخدم ولكنه يستخدم فى بعض التطبيقات الخاصة منها.

١- التحكم فى نسبة الهواء الخارجى والهواء الراجع

Control of outside and return air

فى الأنظمة الكبيرة يستخدم هذا النظام لتغيير كمية الهواء الخارجى من أقل مستوى إلى هواء خارجى كلى. فى حالة التفتحة شتاء خانتق الهواء الخارجى فى Fig13.26. يكون فى وضع أقل فتح للهواء الخارجى (بالقدر الذى يسمح بالتهوية فقط) وفى نفس الوضع فإن خانتق الهواء الراجع يكون فى وضع أكبر فتح . عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجى فإن ترموستات خلط الهواء (T1) يقوم بفتح خانتق الهواء الخارجى تدريجيا لتحقيق أقل درجة حرارة لخليط الهواء. عند ارتفاع درجة الحرارة (10°C : 16°C) فإن خانتق الهواء الخارجى يفتح إلى نسبة 100%. فى حالة التبريد عندما تواصل درجة حرارة الهواء الخارجى فى الارتفاع (21°C: 24°C) فإن ترموستات الحد الأعلى للهواء الخارجى T2 يقوم بارجاع خانتق الهواء الخارجى إلى الحد الأدنى وبذلك ينخفض الحمل الحرارى على الجهاز يسمى هذا النظام بالنظام الاقتصادى للتحكم حيث يقوم بتقليل سعة التسخين شتاء باستخدام أقل هواء خارجى وتقليل سعة التبريد صيفا بأقل هواء خارجى أيضا.

2- تحكم الأنثالبيا *Enthalpy Control* نظام التحكم السابق القائم على درجة الحرارة الحافة للهواء الخارجى ليس دائما أكثرهم اقتصادا للطاقة حيث أنه فى المناخ الرطب نجد أن

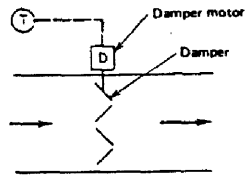


Figure 13.23 Space control of air flow rate through a damper.

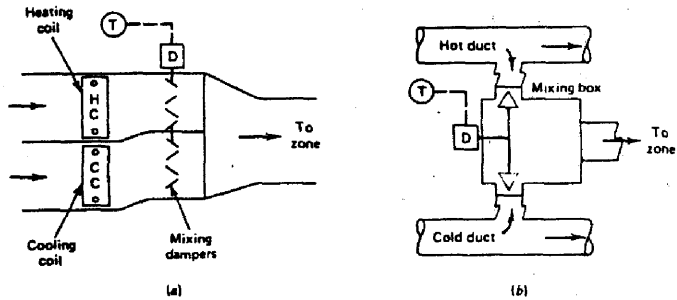


Figure 13.24 Space control of mixing damper for (a): multizone (b) dual duct and mixing box.

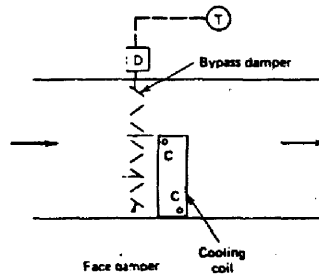


Figure 13.25 Space control of face and by-pass dampers

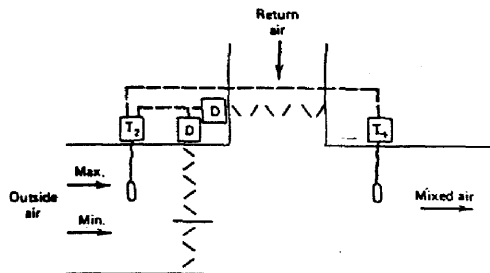


Figure 13.26 Outdoor temperature control of outside and return air damper.

المحتوى الحرارى أو الانتالبيا للهواء الخارجى قد تكون أعلى من مثيلها للهواء الراجع ذو درجة حرارة جافة أعلى ورطوبة أقل . ومثال ذلك كما هو موضح Fig13.27 فإذا كانت حالة الهواء الخارجى (90%RH , 20°Cdb) وحالة هواء الراجع هى (40% RH , 25°C) فنجد ان انتالبيا الهواء الخارجى 54 kJ/kg وانتالبيا الهواء الراجع هى 46 kJ/kg لذلك فإن ملفات التبريد مطلوب منها أن تزيل هذه الحرارة من الهواء لتحقيق الحالة المطلوبة داخل الغرفة لذلك فى هذه الحالة يجب وضع خانق الهواء الخارجى على أقل (min) هواء خارجى كافى لعمليات التهوية Fig13.28 لقياس انتالبيا الهواء لابد من قياس درجة الحرارة الجافة بالإضافة إلى درجة الحرارة الرطبة أو الرطوبة النسبية أو نقطة الندى والآن توجد أجهزة لقياس ذلك كله فى الحال. بالرغم أنه من الناحية النظرية يعتبر التحكم عن طريق الانتالبيا مثاليا من ناحية توفير الطاقة إلا أنه يضع علامات استفهام حول الدقة العملية لحساس الرطوبة.

3- تحكم الرطوبة *Humidity control* بدون ترطيب فإن كثيرا من المباني سوف تعاني من نقص الرطوبة خاصة شتاء حيث أن نسبة الرطوبة للهواء الخارجى تكون فى حدود 10% أى أقل كثيرا من ظروف الراحة (50%) لذلك يستخدم تحكم الرطوبة أو هيميدستات Humidistat. الذى يوضع عادة فى المكان الخاضع للتكيف أو على خط الراجع كما هو مبين فى Fig13.29. فى هذه الحالة تحكم الرطوبة (H) يعطى إشارة بفتح صمام عادى القفل NC للبخار وذلك لتفادى الرطوبة الزائدة فى حالة عطل تحكم الضغط الذى يشغل تحكم الرطوبة (يستخدم البخار للترطيب نظرا لنقاوته مقارنة بالماء).

ملفات التبريد تقوم عادة بالتبريد وإزالة الرطوبة. هذه الملفات يمكن التحكم فى عملها بواسطة ترموستاتات الغرف (T) والهيميدستات (H) Fig 13.30. إذا انخفضت درجة الحرارة فإن ترموستات الغرفة (T) يعطى إشارة إلى ملفات التسخين للعمل.

4- نظام إعادة ضبط خلال درجة حرارة الهواء الخارجى *Outdoor temperature reset* قد يتطلب الأمر إعادة ضبط المتغيرات اعتمادا على تغيير درجة حرارة الهواء الخارجى ومثال ذلك ما هو موضح فى Fig13.31 حيث نجد حالة الترموستات (T2) ينظم درجة حرارة ماء الغلاية التى هى مضبوطة عند قيمة معينة طبقا لدرجة حرارة الهواء الخارجى . إذا ارتفعت درجة حرارة الهواء الخارجى (فإن الحاجة للماء الساخن بالطبع تقل) فيقوم ترموستات الهواء

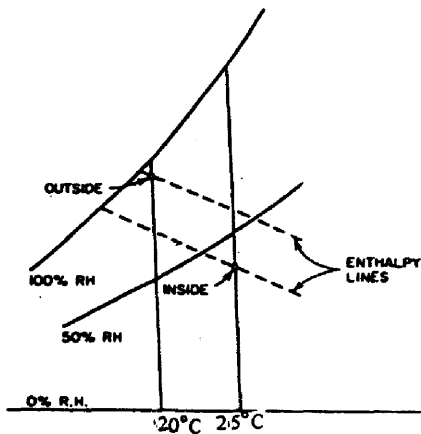


Figure 13.27 Partial psychrometric chart .

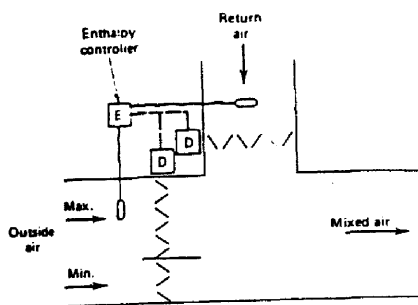


Figure 13.28 Enthalpy control of outside

and return air dampers.

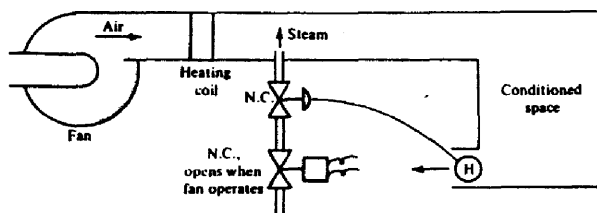


Figure 13.29 Humidistat control system.

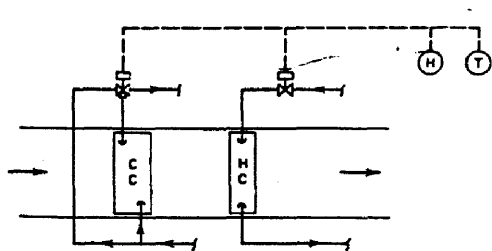


Figure 13.30 Space temperature and humidity control
of cooling and heating coil.

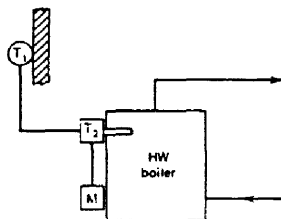


Figure 13.31 Outdoor reset of water
temperature.

الخارجي (T1) بإعادة ضبط نقطة الضبط Set point الخاصة بالترموستات (T2) إلى قيمة أقل من الأولى. من ذلك نستنتج أن درجة حرارة الماء الساخن تتناسب عكسيا مع درجة حرارة الهواء الخارجي.

ترموستات الهواء الخارجي (T) في هذه الحالة يسمى ترموستات رئيسي Master thermostat وترموستات ماء الغلاية (T2) يسمى ترموستات فرعي Submaster thermostat.

5- **التحكم في مسلك التدخين Control of heating duct** بنفس الطريقة السابقة نجد ان مسلك التدخين Fig13.32 يعمل بنفس الطريقة السابقة حيث ترموستات المسلك (T2) يعمل على ضبط درجة حرارة هواء التغذية للغرفة خلال الصمام الآلي . إذا ارتفعت درجة حرارة الهواء الخارجي فإن ترموستات الهواء الخارجي (T1) يقوم بإعادة ضبط ترموستات المسلك (T2) على قيمة أقل ليتدفق الماء الساخن خلال الملفات.

T1 يعتبر ترموستات رئيسي Master thermostat .

T2 يعتبر ترموستات فرعي Submaster thermostat

13.7.3 التحكم من خلال مائع التدخين أو التبريد

13.7.3 Control from heating or cooling medium.

من المفيد أن يتم التحكم من خلال متغيرات خاصة بمائع التدخين أو التبريد - كمثال لذلك ما سبق شرحه من وضع ترموستات في مهيض سريان الهواء خلال مسلك ومثال آخر مبين في Fig13.33. في هذا المثال نجد أن ضاغط تبريد المياه Water - chiller يمكن التحكم في سعة التبريد باستخدام ترموستات مغمور في خط المياه المثلجة بغرض الحفاظ على درجة حرارة الماء المثلج ثابتة. التحكم عن طريق المائع المستخدم مفيد للأسباب الآتية :

1- يحافظ على درجة حرارة الماء المثلج (أو مائع التبريد) عند قيمة ثابتة من أجل ضمان إزالة الرطوبة بصورة جيدة .

2- الاستجابة السريعة التي يمكن الحصول عليها بهذه الطريقة .

13.8 أنظمة التحكم الكاملة 13.8 Complete Control Systems

فيما سبق بينا كيف تعمل أنظمة التحكم البسيطة التي تعمل بتحكم ترموستات لتشغيل ضاغط أو خاנק ليفتح أو يغلص صمام من أجل تثبيت درجة حرارة اعتمادا على درجة حرارة الهواء الداخلي

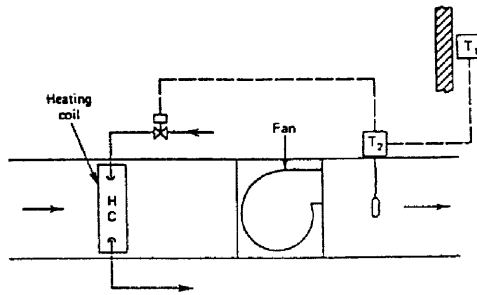


Figure 13.32 outdoor reset of supply air stream.

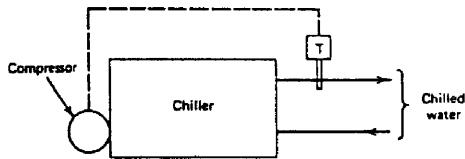


Figure 13.35 Control of chilled water temperature.

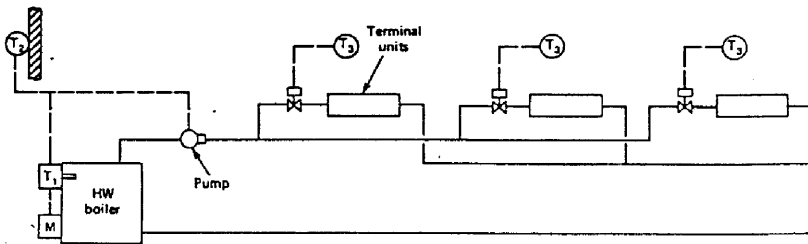


Figure 13.34 Hot- water heating control system.

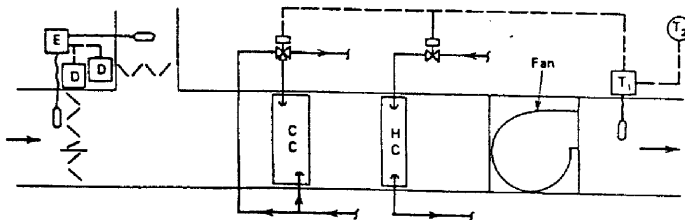


Figure 13.35 A year- round A/C control system.

أو الخارجى. غالبا ما يستخدم مجموعة من الأنظمة السابق شرحها فى بناء نظام تحكم ينظم عمل نظام تكييف كامل. هناك المنافذ من البدائل المختلفة لأنظمة التحكم فى تكييف الهواء وسنكتفى بشرح الآتى كاملة لها.

13.8.1 نظام تحكم نسختين ماء مع تحكم المناطق

13.8.1 Hot water control system with individually controlled zones.

هذا النظام مبين فى Fig 13.34 وهو يعمل كالآتى :

- 1- الترموستات المغمور (T1) فى مياه الغلاية يعمل على ضبط درجة حرارة ماء التغذية وذلك من خلال التأثير على الموتور (M) لضخ الغاز داخل الغلاية.
- 2- ترموستات الهواء الخارجى (T2) يقوم بإعادة ضبط الترموستات (T1) إذا تغيرت درجة حرارة الهواء الخارجى الترموستات (T2) يعمل فى هذه الحالة كترموستات رئيسى Master thermostat ويعمل الترموستات (T2) كترموستات فرعى Submaster thermostat.

- 3- ترموستات الغرفة (T3) يقوم بالتحكم فى الوحدات الطرفية وذلك من خلال الصمام المركب عليها لفتح أو قفل أو تنظيم معدل تنفق الماء الساخن إليها.
 - 4- يقوم ترموستات الهواء الخارجى (T2) بإبطال عمل طلبية مياه التغذية عند ارتفاع درجة حرارة الهواء الخارجى وبالتالي انخفاض حمل التدخين.
- هذا النظام يوفر تحكم جيد فى درجات ويعمل على توفير الطاقة عندما تقل الحاجة إليها.

13.8.2 نظام تحكم لمنطقة طول العام

13.8.2A year- round air- conditioning control system for single zone.

وهذا النظام مبين فى Fig 13.35 وهو يعمل كالآتى :

- 1- محكم الانثالپيا (E) أو الترموستات (غير مبين على الرسم) يقوم بضبط خوانق الهواء الراجع على أكبر هواء خارجى (max) بحيث يحقق أكبر تبريد خلال فصل الصيف. خلال فصل الشتاء يكون خانق أقل هواء خارجى مفتوحا بحيث يحقق غرض التهوية المطلوبة.
- 2- الترموستات (T1) الموضوع فى المسار الهابط يضبط عمل ملفات التبريد (صيفا) وملفات التدخين شتاء وذلك بالتأثير على الصمامات الموضوعه على كل منهما.

3- ترموستات الغرفة (T2) يعمل كترموستات رئيسى Master الذى يقوم بإعادة ضبط الترموستات (T1) الذى يعمل كترموستات فرعى Submaster وذلك عند تغيير درجة حرارة الغرفة.

ومن الملاحظ أن استخدام ترموستات الغرفة (T2) لإعادة ضبط ترموستات الهواء الهابط فى المسلك (T1) يعطى استجابة سريعة للوصول بدرجة حرارة الغرفة للدرجة المطلوبة . كما أن استخدام تحكم الانثالبيا يعمل على حفظ الطاقة كما سبق وبيننا.

13.8.3 نظام تحكم نظام تكييف متعدد المناطق

13.8.3Control of air- conditioning multi- zone system.

كما سبق وبيننا ان نظام التكييف متعدد المناطق يخدم مناطق متعددة لكل منها حالتها الخاصة فى درجة الحرارة ونسبة والرطوبة . لكل منطقة ينظم حلتها ترموستات واحد . أحد الأنظمة النمطية لأنظمة تعدد المناطق مبين فى Fig13.36 . فى هذا النظام للهواء المخلوط نجد أن النهاية العليا والصغرى يمكن ضبطها على أساس أنه ليست هناك حاجة للتبريد فى الطقس الشتوى والتسخين فى فصل الصيف ويقوم التحكم على الأسس الآتية :

1- نسب الخلط للهواء البارد والساخن يتحكم فيها ترموستات المنطقة (T6) [عددها يحددها عدد المناطق 2 , 3 , 4 حتى 12]

2- يقوم الترموستات (T3) بالتحكم فى تغذية ملفات التسخين وذلك بالتأثير على صمام التغذية (V1) .

3- ترموستات الهواء الخارجى (T5) يقوم بإعادة ضبط الترموستات (T3) إلى قيمة أعلى إذا ارتفعت درجة حرارة الهواء الخارجى (حيث تقل الحاجة للتدفئة) وقيمة أقل إذا انخفضت درجة حرارة الهواء الخارجى (حيث تزداد الحاجة للماء الساخن للتدفئة) . فى هذه الحالة الترموستات (T3) يعمل كترموستات فرعى Submaster والترموستات (T5) يعمل كترموستات رئيسى Master .

4- الترموستات (T4) يقوم بالتحكم فى تغذية ملفات التبريد عن طريق التأثير فى صمام تغذية الماء المنتج (V2) وليس لترموستات الهواء الخارجى (T5) تأثير عليه .

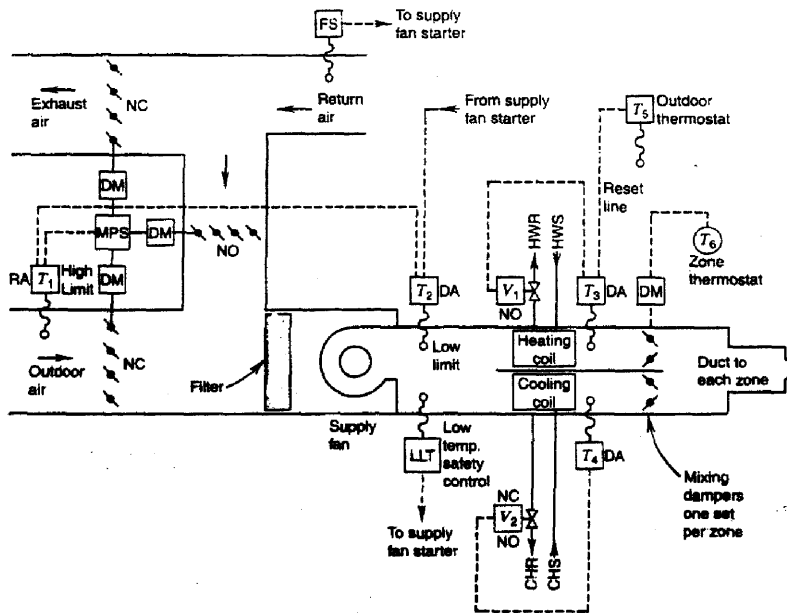


Figure 13.36 Control system for multi- zone A/C system.

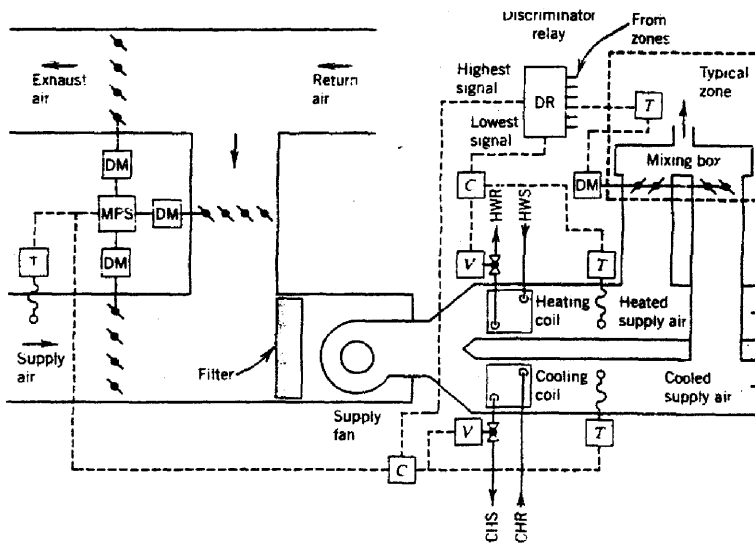


Figure 13.37 Control system for dual- duct A/C system.

- 5- الترموستات (T1) يقوم بتحديد نسب خلط الهواء الراجع مع الهواء الخارجى بحيث يكون خلائق الهواء الراجع عادى الفتح NO ويكون خلائق الهواء الخارجى عادى القفل NC فى فصل الشتاء أو يسمح بأقل كمية هواء خارجى ضرورية لعملية التهوية .
- 6- الترموستات (T2) يحس بدرجة حرارة هواء التغذية والذى يقوم بإعادة ضبط الترموستات الفرعى له (T1) Submaster بحيث يغير من نسب خلط الهواء الراجع والهواء الخارجى

13.8.4 تحكم نظام تكييف ثنائى المسالك

13.8.4 Control of HVAC dual – duct system

هذا النظام Fig13.37 يعمل كالتالى :

- 1- ريلاي التمييز (الاختيار) Discriminator Relay (DR) يربط منطقة أو عدة مناطق كل منها بترموستات (T) خاص بها. هذا الترموستات يقوم بتشغيل موتورات فتح أو غلق خوانق مسلك البارد أو الهواء الساخن فى صندوق الخلط Mixing Box .
- 2- ترموستات ملفات التسخين (T) يحس بدرجة حرارة هواء التغذية الساخن ويؤثر على صمام تغذية الماء الساخن (V) لتغيير مقدار التدفق طبقا للحاجة.
- 3- بالمثل ترموستات ملفات التبريد (T) يقوم بالتأثير على صمام الماء المثلج (V) طبقا للحاجة.
- 4- يقوم ترموستات هواء التغذية بتشغيل موتورات خوانق الهواء الراجع والهواء الخارجى بالنسب المطلوبة .

13.9 التحكم الرقمى المباشر 13.9 Direct Digital Control

يستخدم الآن على نطاق واسع نظام التحكم الرقمى المباشر وهو يتم باستخدام الحاسبات الآلية Computers or Microprocessors مع المتحكمات Controllers. وسائل الأحساس Sensors مع أجل تحقيق نظام تحكم مغلق وذلك بالتحكم فى التدفئة والتبريد من أجل تثبيت درجة حرارة و نسبة الرطوبة معينة داخل المكان . هذا النظام يحقق سرعة أكبر فى الاستجابة للإشارات الواردة من وسائل الأحساس Sensor ويسمح بالتحكم فى أعداد كبيرة من الفراغات الخاضعة للتكييف هنا لا يتسع المجال لشرح طريقة عمل هذا النظام إذا يدخل فى نطاق تخصص التحكم الرقمى.

منظفات الهواء – المرشحات

AIR CLEANERS - FILTERS**General****مقدمة**

الهواء الجوي هو خليط من غازات مختلفة في الظروف الطبيعية يتكون من أكسجين (21%) ، نتروجين (78 %) ، أرجون (1 %) ، ثاني أكسيد الكربون (0.03%). وهناك أيضا بعض الغازات بنسب أصغر مثل الهيدروجين، النيون، هيليوم، الأزون ، بخار الماء. الإنسان يحتاج إلى حوالي 30 L/h من الأكسجين ، هذا يعني 150 L/h من الهواء . لكن نسبة ثاني أكسيد الكربون الذي يسببه الإنسان سواء بنفسه أو نتيجة بعض الأنشطة الإنسانية أو الصناعية ترفع هذا الاحتياج إلى 5 m³/h .

14.1 Air - Contaminants**14.1 ملوثات الهواء**

الهواء الخارجي وحتى الداخلي يحتوي على العديد من الملوثات وهي عبارة عن خليط معقد من الأدخنة والرداذ والأتربة وجسيمات في شكل خيوط وألياف وغيرها وتعريف بعضها كما يلي :

1- الدخان **Fumes** هي بعض أكاسيد المعادن تنشأ من تكثف أبخرتها نتيجة العمليات الكيميائية والصناعية .

2- الدخان **Smoke** عبارة عن جسيمات معلقة تنشأ نتيجة عملية الاحتراق **Combustion**. هذه الجسيمات عادة كربون وقد تحتوي على جسيمات أخرى .

3- الرذاذ **Mist** . عبارة عن تشتت جسيمات السوائل نتيجة ارتطامها بالأسطح .

4- الضباب **Fogs** . عبارة عن الرذاذ **Mist** الناتج عن العمليات والظواهر الصناعية والمترولوجية .

5- الأتربة **Dusts** عبارة عن جسيمات صلبة تتشأ أما نتيجة الرياح أو بسبب العمليات التي يقوم بها الإنسان مثل التجريف والطحن وتكسير الصخور أو التآكل .

6- الأبخرة والغازات **Vapor & Gases** . الأبخرة والغازات المتواجدة في الهواء. يمكن التخلص من الأبخرة بالتبريد في درجة حرارة أقل من نقطة الندى بينما لا يمكن ذلك مع الغازات .

7- الجسيمات العضوية **Organic particles** . أشهر الجسيمات العضوية هي البكتريا Bacteria حبوب اللقاح Pollen والفطريات Fungi والفيروسات Viruses .

8- الأيروسولات **Aerosols** عبارة عن رذاذ غير متماسك لقطرات من السوائل أو مواد صلبة بواسطة غاز .

وفيما يلي نطوي تصور عن حجم الملوثات المتواجدة في الهواء مقدرة بالميكرون μm

حيث: $1 \mu m = 10^{-3} nm = 10^{-6} m$

Human hair	40-300 μm	شعر الإنسان
Oil Smoke	0.03- 1.0 μm	دخان الزيت
Fertilizer	10-1000 μm	الأسمدة
Tobacco smoke	0.01-1 μm	دخان السجائر
Coal dust	1-100 μm	أتربة الفحم
Beach sand	100-2000 μm	الرمل
Plant spores	10-30 μm	خلية نباتية
Pollen	10- 1000 μ	حبوب اللقاح
Typical atmospheric duct	0.001 to 30 μm	الأتربة
Bacteria	0.2 –5 μm	البكتريا
Fungi	1-20 μm	الفطريات
Viruses	1 μm	الفيروسات

باستعراض الملوثات المختلفة فإن الهواء النقي يعمل على :

- 1- حماية صحة الإنسان وتوفير الراحة له حيث أن وجود الأتربة قد يؤدي إلى إصابة الإنسان ببعض الأمراض الصدرية مثل الربو والسعال والحساسية .
- 2- المحافظة على نظافة المكان والأثاث بصورة مناسبة .
- 3- المحافظة على المعدات حيث أن بعض المعدات لا تعمل بصورة جيدة في ظروف هواء غير نظيف مثال لذلك أجهزة الحاسب الآلي كما أن الهواء الغير نظيف قد يؤدي إلى نقص العمر الافتراضي للمعدات .
- 4- المحافظة على معدات أجهزة التكييف . حيث أن ترسب الأتربة على أسطح ملفات التبريد والتسخين يؤدي إلى زيادة المقاومة الحرارية لهذه الملفات وبالتالي التأثير سلباً على كفاءة انتقال الحرارة هذا من ناحية . ومن ناحية أخرى يزيد من فقد الضغط خلال سريان الهواء وبالتالي اختلال اتران خصائص المروحة - ونظام المملك .

14.2 طرق تنقية الهواء 14.2 Air- Cleaning Methods

يتم تنقية الهواء بواسطة معدات تسمى المرشحات (فلاتر Filters). تقوم الفلاتر بتجميع الملوثات بواسطة إحدى الطرق الآتية :-

- 1- الارتطام Impingement أو تصادم القصور الذاتي (Inertial impaction) كما هو مبين في (Fig 14.1a) حيث يقوم تيار الهواء بتغيير اتجاهه خلال انسجة المرشح أما الجسيمات الصلبة Particles وهي الأثقل ترتطم بنسيج الفلتر وتتعلق به نتيجة وجود طبقة لزجة على نسيج الفلتر. هذه الطريقة تعطي نتائج جيدة عند احتجاز جسيمات كبيرة نوعاً . وقد تحتاج الجسيمات إلى قوة قصور ذاتي أكبر للمرور والأخيرة تزداد إذا زادت سرعة الهواء أو زيادة حجم الجسيمات في أقطار النسيج الصغيرة .
- 2- الاحتجاز Straining (Fig. 14.1 b) الجسيمات ذات الحجم الكبير تحتجز عند مرورها في مرشح حيث المسافة بين طبقتين متجاورتين من طبقات النسيج صغيرة نسبياً فيتم حجز هذه الجسيمات على نسيج المرشح (الفلتر) .
- 3- الترسيب الكهروستاتيكي Electrostatic Precipitation (Fig 14.1c) تستخدم هذه الطريقة في المرشحات الإلكترونية حيث يتم تأيين الجسيمات عند مرورها خلال مجال كهربائي

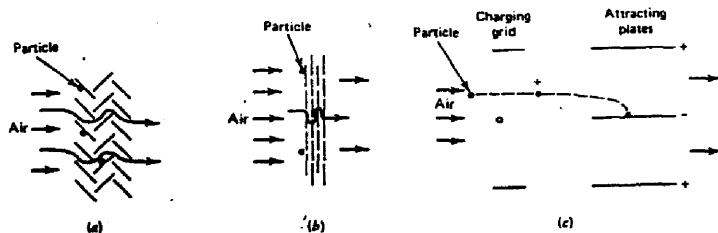


Figure 14.1 Method of air-cleaning (a) Impingement, (b) Straining, (c): electrostatics perception.

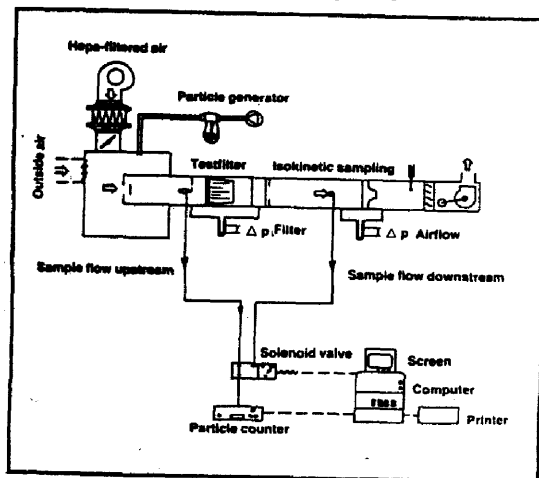


Figure 14.2 ASHRAE-standard test rig.

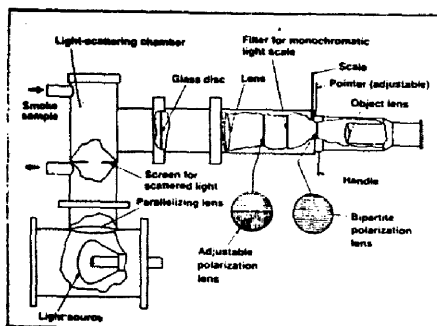


Figure 14.3 DOP test using light scattering technique.

حيث يتم شحن الألواح الجانبية بشحنة مخالفة للأولى . ونتيجة اختلاف القطبية تتجاذب الجسيمات على الألواح الجانبية Collector Plates .
الفلاتر تستطيع التخلص من الجسيمات العالقة بتيار الهواء بطريقة أو أكثر من الطرق السابقة .

14.3 طرق اختبار المرشحات 14.3 Methods of testing Filters

لتقييم أداء المرشحات من أجل الاختيار المناسب للمرشحات اعتمدت جمعية الأشرى الأمريكية ASHRAE في 1986 ثمان طرق لاختبار المرشحات ستشرح أربعة منها وهي :

1- اختبار الكسب بالوزن **Weight arrestance test** في هذا الاختبار يتم قياس وزن الأتربة المحتجزة بالمرشح ويتم مقارنته بالوزن والحجم القياسى للأتربة. هذا الاختبار يساعد في مقارنة قدرة المرشح في احتجاز الأحجام الكبيرة.

2- عدم تلون البقع **Dust spot discoloration** في هذه الطريقة يتم أمرار الهواء من خلال المرشح ثم أمراره في وجود فلتر مصنع من ورق أبيض. درجة عدم تلون البقع على فلتر الورق الأبيض يدل على كمية الجسيمات الصغيرة التي لم يتم حجزها بالمرشح. أهمية هذا الاختبار تبين مدى اتساخ سطح الغرف بواسطة هذه الجسيمات.

هذا الاختبار أفضل من الطريقة السابقة حيث يضمن عمل الفلتر على عدم اتساخ الغرف بالأتربة. يبين Fig14.2 كيفية إجراء اختبارات المرشحات بطريقة الأشرى ASHRAE.

3- اختبار الأبخنة **DOP smoke Test** هذا الاختبار هو الأكثر دقة للمرشحات التي تقوم بحجز الجسيمات المتناهية في الصغر. في هذا الاختبار فإنه يتم إدخال سحابة من الأبخنة ذات جسيمات متساوية الحجم ($0.3 \mu m$) من مادة (Di- Octyl Phthalate) اختصارا (DOP) في غرفة الاختبار Fig14.3 مع تيار هواء خلال المرشح. ثم تقاس كثافة تركيز الجسيمات التي لم تحتجز بواسطة آلية الضوء المنتشرة **Light scattering technique**.

DOP عبارة عن مادة عضوية اسمها التجاري Flexol ضغطت لبخرتها عند درجة حرارة الجو منخفض للغاية وهذا يطي أبوسولا مستقرا عندما تتكثف وتماسكة عند درجات الحرارة العالية وليس لها لون ولا رائحة وغير سامة وليست مسببة للصدأ ورخيصة الثمن. بهذه الطريقة يتم اختبار قدرة المرشح في التخلص من الجسيمات المتناهية في الصغر. كمثال أبخنة السجائر التي يتراوح حجمها بين ($0.01-1 \mu m$) والبكتريا التي يتراوح حجمها ($0.3-30 \mu m$).

4- قدرة الاحتفاظ بالأتربة **Duct holding capacity** الثلاث طرق السابقة لاختبار المرشحات ركزت على اختبار كفاءة المرشح لحجز الملوثات ولم تتناول أثر ذلك على زيادة المقاومة المصاحبة لتراكم الأتربة وغيرها. ولهذا فإن المرشح الذى يستطيع أن يحتجز كمية كبيرة من الأتربة دون زيادة فجائية كبيرة فى المقاومة يمكن تفضيله على الذى يحجز كمية صغيرة من الأتربة مع الوصول لنفس مقاومة الأول، لذلك فإنه فى هذه الطريقة يتم مقارنة وزن الأتربة المتجمعة مع الزيادة فى مقاومة الهواء خلال مروره خلال المرشح.

14.4 Types of Filters

14.4 أنواع المرشحات

يمكن تقسيم المرشحات تأسيساً إلى عدد فى العوامل

أولاً : طبقاً لنوع الوسط **Media** تنقسم المرشحات إلى :

1- مرشحات لزجة **Viscous filters**. يتكون المرشح من نسيج ألياف الصوف الزجاجى أو من شبكة معدنية تتكون من الحبيبات الخشنة ومشبعة بمادة لزجة. هذا النسيج يوضع داخل إطار معدنى Fig14.4. هذا الفلتر كفاءته حوالى 10% ويستطيع اصطياد الحبيبات الكبيرة نوعاً ما ويعتبر غير مناسباً فى حالة الحبيبات الصغيرة. مقاومة الضغط عندما يكون نظيفاً ($\Delta P = 0.1 \text{ in wg} = 25 \text{ Pa}$) ومقاومة الضغط عندما يكون متسخاً ($\Delta P = 0.5 \text{ in wg} = 125 \text{ Pa}$). فى هذه الحالة يتم تغييره.

* هناك نوع آخر من المرشحات اللزجة **Washable viscous filters** مبين فى Fig14.5 وهو مصنع من شبك معدنى مجدل مع بعضه ومغطى بطبقة لزجة. هذا المرشح يمكن تنظيفه بواسطة بخار الماء أو الماء الساخن، وبعد غسله يغطى بالطبقة اللزجة مرة أخرى. مقاومة الضغط الابتدائية $\Delta P = 25 \text{ Pa}$ أما كفاءته فهى أقل من الفلتر السابق المبين فى Fig 14.4.

2- مرشحات جافة **Dry filters**. فى هذه المرشحات لا تستخدم الزيت أو أى مادة لزجة وإنما يعتمد عمل هذه المرشحات على المسافات الضيقة بين الطبقات لاصطياد الملوثات. فى Fig14.6 مرشح غير قابل أيضاً للتنظيف وهو مصنع من نسيج الصوف الزجاجى وبعمق يتراوح من 22-37 cm. كفاءة هذا المرشح تصل إلى 95% طبقاً لاختبار الوزن (الطريقة الأولى)، (30-35%) للاختبار الثانى، (15-20%) طبقاً لاختبار DOP. مقاومة الضغط عند سمك 22cm هى $\Delta P = 37.5 \text{ Pa}$.

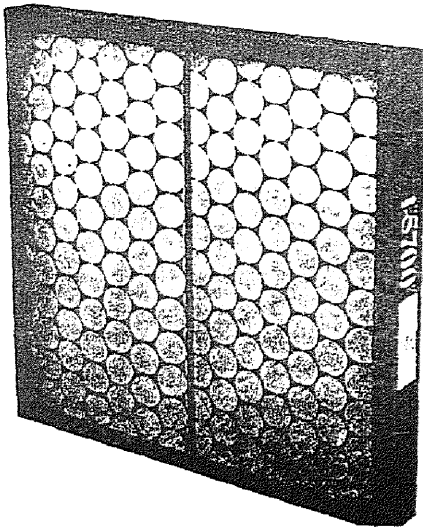


Figure 14.4 Low efficiency viscous disposable filter

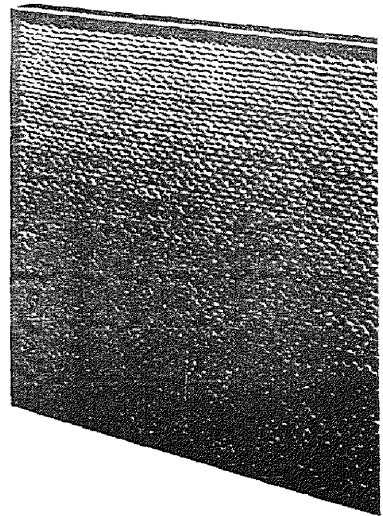


Figure 14.5 Washable viscous filter

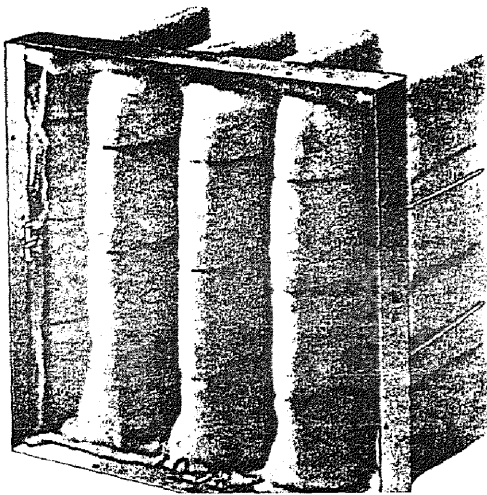


Figure 14.6 30% Dust spot efficiency dry disposable filter.

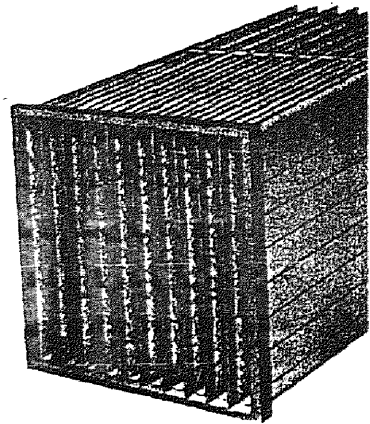


Figure 14.7 45% Dust spot efficiency Dry disposable filter

مقاومة الضغط عند سمك 37cm هي $\Delta P = 75 \text{ Pa}$

* طراز آخر من المرشحات الجافة مبين في Fig 14.7 حيث العمق أكبر من سابقة ويتراوح بين 93-56)cm مما يسمح بمرور كمية هواء أكبر وتتوقف الكفاءة على كثافة النسيج حيث تتراوح بين 96-99% طبقا لاختبار استحالة تلون البقع وتتراوح بين 85-20% طبقا لاختبار DOP. مقاومة الضغط لهذا الطراز تتراوح بين 150-37.5)Pa طبقا لوسط النسيج وعمق المرشح- هذا النوع غير قابل للغسيل.

* طراز آخر من المرشحات الجافة مبين في Fig 14.8 هذا الفلتر مصنع من نسيج الاسبستوس وريقات رطبة مرصوفة من الزجاج الرقيق وهي تسمى High Efficiency Particulate Air واختصارا HEPA وفى بعض الأحيان الفلتر المطلق Absolute Filter وذلك لمقدرته الفائقة على حجز الجسيمات المتناهية فى الصغر وقد تم تطويره لصالح الجيش الأمريكى خلال الحرب العالمية الثانية وكفائه تتراوح بين 99-100% طبقا لاختبار DOP. ويعتبر الفلتر الوحيد القادر على احتجاز الفيروسات الصغيرة الذى يصل قطرها إلى $0.05 \mu m$ ومن مميزات أن سرعة الهواء قد لا تتعدى 0.25m/s ويستطيع العمل حتى مقاومة ضغط حتى $\Delta P = 500 \text{ Pa}$. هذه المميزات تجعله من أغلى المرشحات ثمنا .

ثانيا : المرشحات الثابتة والمتجددة Stationary & renewable filters

- المرشحات الثابتة تصنع فى شكل ألواح مستطيلة Fig 14.9 متراسة كل خلف الاخرى ومثبتين مع بعضها البعض. عند استساخ هذه الألواح فإنها تسحب أما للتنظيف أو الاستبدال بأخرى كما هو مبين بالنسبة للمرشحات المطوية Pleated filters. يبين Fig 14.10 عن كيفية إعادة تركيب نسيج المرشح بطريقة يدوية من رول لهذا النسيج المصنع من ورق السيليلوز. كفاءة هذا النوع من المرشحات تقدر بـ(94%) مقدرة بطريقة الوزن 52%، مقدرة بطريقة عدم تلون البقع بالغبار، هذا وتقدر مقاومة الضغط الأولية بـ $\Delta P = 25 \text{ Pa}$.

- مرشحات متجددة فى شكل رول Roll Filters هذا النوع من المرشحات يعرف باسم المرشح السرول وهو عبارة عن نسيج ملفوف على بكر مجوف ويوضع عموديا فى اتجاه السريان Fig 14.11. هذا النسيج يتم تحريكه بواسطة موتور يتحكم فى دورانه حساس.

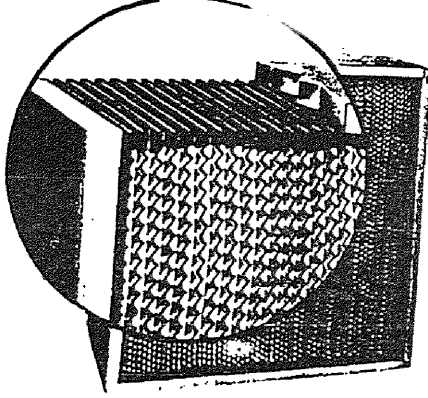


Figure 14.8 Absolute or (HEPA) filter

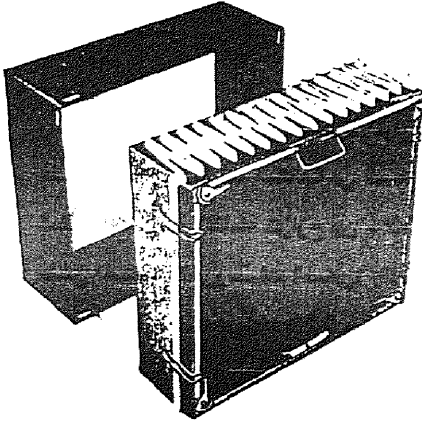


Figure 14.9 Pleated renewable filter

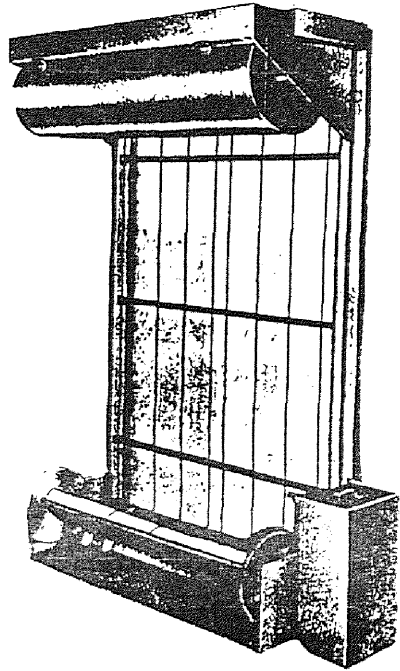


Figure 14.11 Roll renewable filter

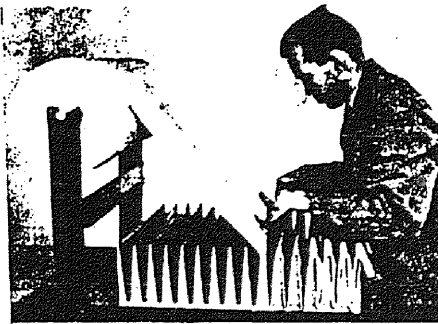


Figure 14.10 Manual replacement of filter media in pleated renewable filter

هذا الحساس يتأثر بزيادة الضغط نتيجة اتساخه بمرور الهواء. عند زيادة الضغط يعطى إشارة للموتور فتتحرك ستارة المرشح حتى تتقابل مساحة نظيفة مع اتجاه السريان يشعر معها الحساس بانخفاض الضغط فيتوقف المحرك. نسيج ستارة المرشح مصنع أما من القماش أو من شبك معدني. كفاءة هذا المرشح 80% بطريقة الوزن، 20% بطريقة عدم تلون السبقع بالغبار. مقاومة الضغط الأولية تصل إلى $\Delta P = 25\text{Pa}$ من الملاحظ أن المرشحات المتجددة Renewable Filter غالية الثمن ولكن في المقابل تكاليف الصيانة لها منخفضة.

ثالثا : المرشحات الإلكترونية Electronic Filters

في هذه المرشحات Fig 14.12 لا يستخدم نسيج لاصطياد التراب وإنما تقوم فكرة عمل هذه المرشحات على إعطاء ذرات التراب شحنة ذات جهد عالي بواسطة مركب كهربى. هذه الجسيمات تمر على مجموعة من الألواح المتوازية عليها شحنة مخالفة للأولى والذي من نتيجته أن تتجذب ذرات الغبار على هذه الألواح Fig14.13 هذه الألواح قد تغطى بطبقة لزجة للاحتفاظ بالغبار عليها تمهيدا لتنظيفها بعد فترة من الزمن. يمكن تنظيف هذا المرشح آليا أو يدويا بواسطة محلول ساخن مزيل للأوساخ Hot detergent solution بعدها تغطى الألواح بالطبقة اللزجة.

كفاءة هذا المرشح تتراوح بين % (85-95) بطريقة عدم تلون السبقع وأن مقاومة الضغط الأولية $\Delta P = 50\text{Pa}$. من الملاحظ أن هذه المقاومة لا تتغير مع الزمن وذلك للتخلص من الأتربة بانتظام. فى بعض الحالات يمكن استخدام فلتر متقدم Pre-filter مع الفلتر الإلكتروني Fig14.12. حيث يتم استخدام مرشح ذو كفاءة منخفضة كالمبين فى Fig14.14 مع الفلتر الإلكتروني بحيث يعمل الأول كمخترل Agglomerator للجسيمات الكبيرة بينما يعمل المرشح الإلكتروني لاصطياد الجسيمات الصغيرة. بهذه الطريقة تتحسن كفاءة المرشح ويطول عمره الافتراضى.

رابعا : مرشحات الكربون النشط Activated Carbon Filters مرشحات الكربون النشط تمتص الغازات والروائح الكريهة من المكان المراد تكييفه وكذلك من هواء الراجع. هذه الغازات والروائح ليست فقط تؤثر على صحة الإنسان ولكن أيضا تلوث البيئة.

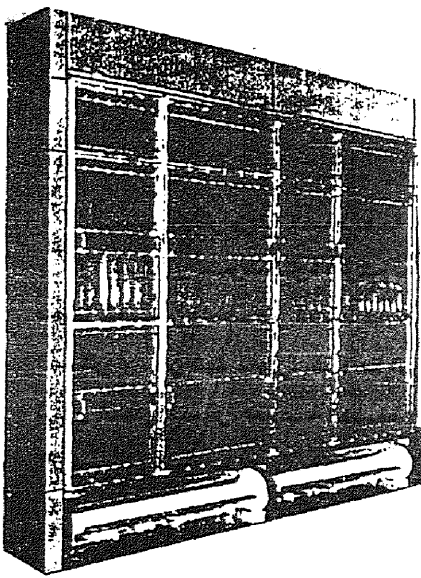


Figure 14.12 Electronic air filter

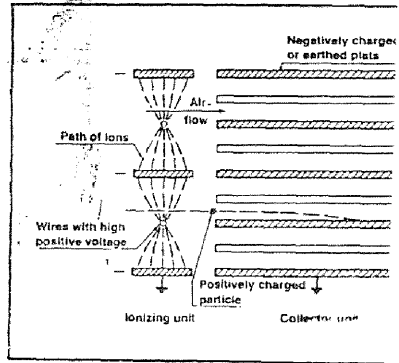


Figure 14.13 Working principle electron

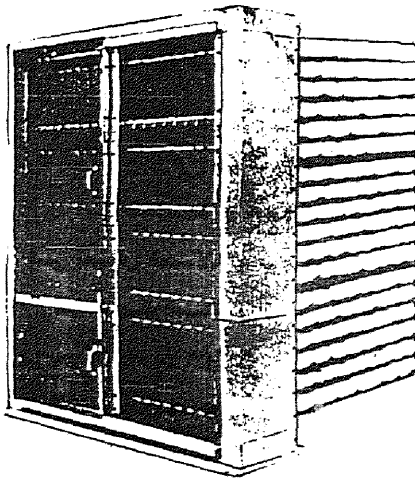


Figure 14.14 Electronic filter with agglomerator.

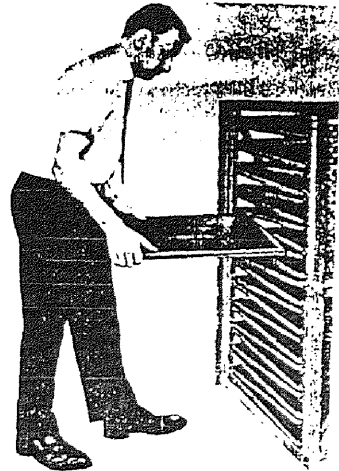


Figure 14.15 Activated carbon

ويتكون المرشح من إطار مصنع من لوح من الصاج المجلفن حيث يوضع داخله رف على شكل حرف (V) Fig 14.15 يحوى ما يشبه الحصىرة مملوءة بالكربون النشط Activated carbon. عند توقف نشاط الكربون تسحب هذه الحصىرة وتوضع حصىرة أخرى بها كربون نشط جديد، هذه الحصىرة مصنعة من ألياف صناعية بشكل جيد بحيث لا تسمح لحبيبات الكربون من النفاذ

للخارج مع تيار الهواء. بعض أشكال المرشحات الأخرى مبين في Fig 14.16

14.5 Filter Selection اختيار المرشح

يعتمد اختيار المرشح المناسب على درجة تلوث الهواء الذى يجب تنظيفه ودرجة النقاوة المطلوبة. ويعتمد كذلك على كل من التكلفة الابتدائية وتكلفة التشغيل.

- بالنسبة للتطبيقات التى لا تتطلب درجة عالية من النقاوة وتكلفة أقل ما يمكن فإن المرشحات اللزجة الرخيصة تكون مرشحة بقوة لذلك الغرض.
- أماكن الإعاشة التى تتطلب درجة أكبر من نقاوة الهواء وحيث حجم الأتربة قد يكون كبيرا فإن المرشحات الجافة قد تكون انسب الأنواع.
- الفلتر الإلكتروني يمكن استخدامه بنجاح فى الأماكن ذات الهواء الذى يحتوى على نسبة كبيرة من الأذنة - كما يمكن استخدامه مع فلتر متقدم Pre-filter لزيادة الفعالية. فى المباني التجارية والإدارية الكبيرة.

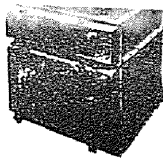
- للتخلص من الغازات والروائح النفاذة يفضل استخدام فلتر الكربون النشط. هذه الأنواع تستخدم فى المطاعم الكبرى. وبالنسبة للاعتبارات الاقتصادية فقد قامت إحدى الشركات

الأمريكية بدراسة مقارنة اقتصادية للمرشحات المختلفة نوردتها فى Table 14.1

Table 14.1 Filter Cost Comparison

Filter Type	Efficiency		Months between service periods	Hours of service per YR	First Cst Dollars	Yearly Costs			Cost per 1" Dust Spot Eff. Cents/ Year 1000 CFM	
	Weight	Dust Spot				Replacement	Amortization	Total		
Low Efficiency Throwaway	75%	20%	2	15	285.00	282.50	101.25	29.36	383.10	64
Washable	73%	18%	3	26 2/3	518.50	7.25	18.00	53.40	240.65	44
Renewal Roll Type	82%	25%	12	1	967.00	106.00	6.75	99.60	212.35	28
Electronic	*	90%	1/2	26	4825.00	370.50	175.50	496.97	1042.97	38
High Efficiency Throwaway	*	83%	13	2 1/2	754.50	565.50	16.85	77.71	658.06	26
Electronic Plus High Efficiency	*	97%	6	3 1/2	3755.00	279.00	23.60	386.76	689.36	24

FKS, FKVS



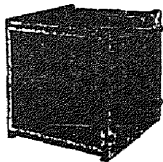
FKS is a filter housing used for ABSOLUTE. In FKVS there is also room for a pre-filter.



FKOP, FWOP

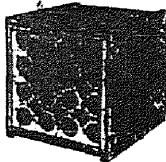
FKOP is a housing made for ABSOLUTE or MICRETAIN with diffuser. FWOP is made for mounting in walls.

FC-A



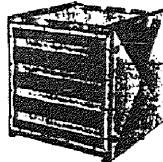
is a filter housing used for AIROPAC, MICRETAIN or ABSOLUTE. It is made of galvanized sheet metal.

FC-CC



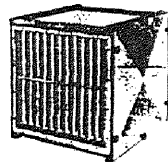
is a filter housing used for CAMCARB. It is made of galvanized sheet metal.

FC-CCX



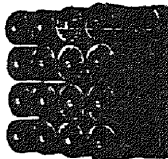
is a filter housing used for CAMCARBEX. It is made of galvanized sheet metal.

FC-HF



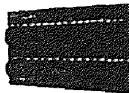
is a filter housing used for filters 3P-, 3R-, 3M-, 3O-, HF-6 HF-36. It is made of galvanized metal.

CAMCARB



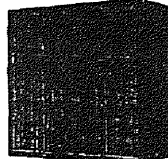
is an activated carbon filter consisting of a filter frame of galvanized sheet metal and replacement cylinders filled with activated carbon. No. of sizes 6.

CAMCARBEX



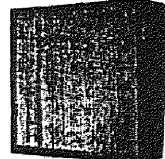
is an activated carbon filter consisting of a filter frame of galvanized sheet metal, V-shaped wire racks and replacement mats filled with activated carbon.

TRIPLE FILTER



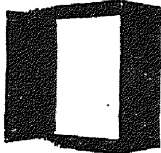
TC1-250 is constructed for the removal of elementary iodine in nuclear power stations. The filter consists of 1) pre-filter part of MICRETAIN medium; 2) adsorption part of activated carbon; 3) final-filter part of ABSOLUTE medium.

COMBINATION FILTER



for removal of elementary iodine in nuclear power stations. It consists of: 1) TC-450, pre-filter of TAIN medium and activated carbon; 2) C1-450, final-filter with carbon and ABSOLUTE medium.

4N-FRAME



is a permanent holding frame for ABSOLUTE or MICRETAIN.

FRAME



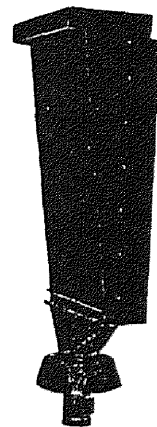
RZA is a permanent mounting frame to be built into stone walls. It is made for AIROSOLVE, HI-FLO and SANDTRAP. No. of sizes, 6.

MOUNTING LIST



MZA is a mounting list, made for the holding frames of AIROSOLVE and HI-FLO by mounting at the RZA frame. No. of sizes, 3.

SANDTRAP



FRAME



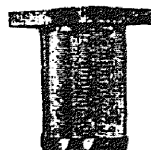
4 SPXM, 4 TOYN and 4 URZO are holding frames made for HI-FLO and AIROPAC.

FRAME



4J-2000, 4J/2-2000 and 4H-1000 are holding frames made for AIROSOLVE.

CAMHOOD



is a grease filter, produced in stainless steel, consisting of mounting plate, replacement filter cell and drainbow.

is an inertial separator, built at the air inlet of air systems in areas with concentrations No. of sizes

Figure 14.16 Example of various filter casings.

التحكم فى الضوضاء فى تكييف الهواء

CONTROL OF NOISE IN HVAC

General

مقدمة

من شروط توفير ظروف الراحة هى الإمداد بهواء نظيف ذى ظروف حرارية معينة وكمية نقى بالغرض وبدون إزعاج.

وحيث أن الأزعاج قد تم تصنيفه أخيرا كمصدر من مصادر التلوث البيئى فإنه يؤثر على الأجهزة العصبية للإنسان مما يقلل من إنتاجيته ويعرضه للأمراض، لذلك فإن فهم ودراسة الضوضاء ومصادرها وطرق التحكم فيها لمهندس تكييف الهواء تحتل أهمية خاصة حيث أن أنظمة تكييف الهواء يمكن اعتبارها مصدرا من مصادر الضوضاء فى المبنى.

ومن الملاحظ أيضا أن ارتباط أنظمة تكييف الهواء بالضوضاء ليست لكونها مصدر من مصادر الضوضاء ولكن لأن ذلك مرتبط بانتقال الضوضاء من خلال المكاتب، الحوائط من غرفة إلى أخرى. لذلك من المهم البحث عن كيفية التحكم فى الضوضاء فى المباني من خلال التصميم الجيد بوضع أجهزة التكييف فى المكان المناسب وكذلك من خلال استعمال معدات تخفيض الضوضاء بحيث يشعر شاغلوا المكان بأقل قدر من الضوضاء.

15.1 خلفية بسيطة عن نظرية الصوت

15.1 Brief Background on Sound Theory

الموجه الصوتية Sonic wave تتكون من نبضات سريعة لضغط الهواء. وحيث أن مصدر الصوت Sound generator له سطح اهتزاز والذى يقوم بعملية ضغط وتدد Compression and expansion لطبقات الهواء الملاصقة والتي تتحرك فى شكل موجات Waves خلال الهواء بسرعة تسمى سرعة الصوت حتى تصل إلى المستقل وليكن إذن الإنسان.

إذا افترضنا طول الموجة الصوتية (λ ، m) وسرعة الصوت ($C = 344, \text{m/s}$ at $22, \text{C}^\circ$) فإن التردد f Frequency الذى يقاس بالهيرتز Hz يمكن التعبير عنه بالمعادلة:

$$f = C / \lambda \quad (15.1)$$

مما هو جدير بالذكر أن طول الموجة الصوتية λ للمجال المسموع هي 0.5cm عند تردد مقداره 10kHz وتصل إلى عدة مترات عند الترددات المنخفضة.

15.1.1 Standing wave of sound 15.1.1 الموجة الصوتية المستقرة

إذا تصورنا وضع عاكس للصوت فى أنبوبة كما هو مبين فى Fig15.1 بحيث تكون المسافة بين عاكس الصوت Sound reflector ومصدر الصوت مساوية لطول الموجة يقال أن الموجة مستقرة سوف يكون توزيع الضغط عند أى مسافة x ، زمن t من المصدر إلى العاكس كالتالى

$$P(x,t) = P \cos k(x - ct) \quad (15.2)$$

حيث P هى أعلى قيمة للضغط

K ثابت يساوى $2\pi/\lambda$

وضغط الصوت المنعكس من العاكس إلى المصدر هو

$$P(x, t) = P \cos k(x + ct) \quad (15.3)$$

يمكن تقدير ضغط المجال الصوتى Acoustic field pressure بجمع المعادلتين (15.2) ، (15.3) كما يلى :

$$P(x,t) = P \cos k(x - ct) + P \cos k(x + ct) \quad (15.4)$$

$$= P \cos kx \cdot \cos 2\pi ft \quad (15.5)$$

المعادلة (15.5) تمثل معادلة ضغط الموجة المستقرة. بدراسة المعادلة (15.5) يتبين الآتى :

عند ($x = 0$) من المصدر نجد أن:

$$P(0,t) = 2P \cos 2\pi ft$$

ويتغير الضغط من $-2P$ إلى $2P$ مع الزمن . هذا أيضا يحدث عند :

وهكذا

$$x = \lambda/2, \lambda, 3\lambda/2$$

عند $x = \lambda/4$ من المصدر فإن الضغط يساوى:

$$\begin{aligned} P(\lambda/4, t) &= 2P \cos(k, \lambda/4) \cos 2\pi ft \\ &= 2P \cos \frac{\pi}{2} \cdot \cos \pi ft \end{aligned} \quad (15.7)$$

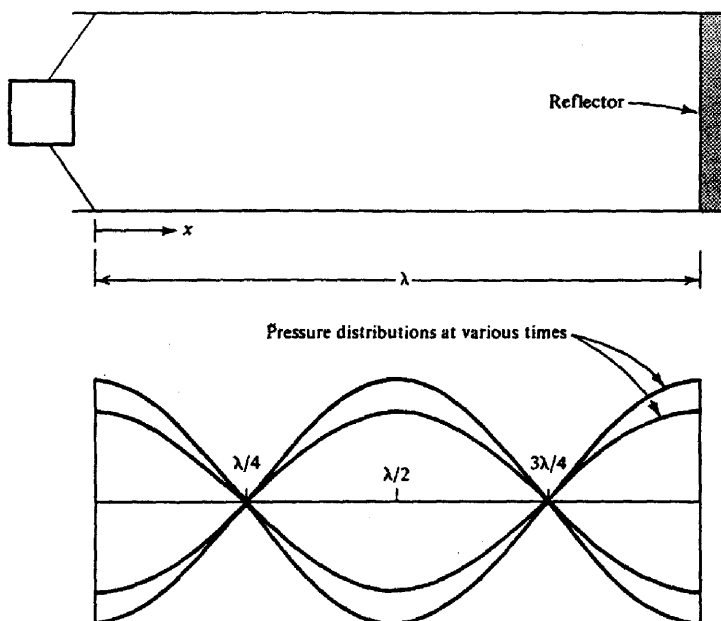


Figure 15.1 Standing waves

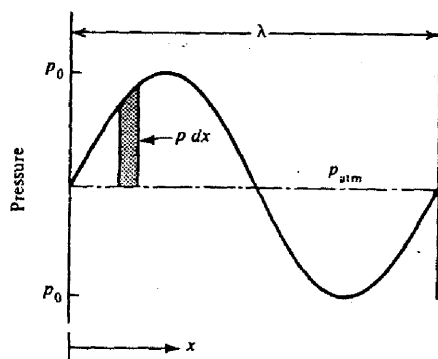


Figure 15.2 Energy in wave

قيمة هذا الضغط تساوى دائما صفرا بصرف النظر عن الزمن (t)

الموجة المستقر Standing waves يمكن أن تحدث في الغرفة وبالأخص عند وجود سطح عاكس مرتفع عندما يكون هناك طنين Tone واضح كما يمكن التعرف على الموجة الصوتية بالأذن وذلك بملاحظة التغير في كثافة الصوت Sound Intensity وذلك بالتحرك من مكان لآخر. الموجة الصوتية المستقرة تحدث أيضا عند وجود سطح عاكس للصوت يبعد عن مصدره بطول موجة صوتية أو مضاعفاتهما.

15.1.2 طاقة الموجة الصوتية 15.1.2 Energy of Sound Wave

الموجة الصوتية المبينة فى Fig15.2 تمتلك طاقة E مستمدة من مصدرين الأول نتيجة تذبذب الضغط من ضغط الأتران إلى الضغط الجوى وتساوى $\int PdV$ على طول الموجة. والثاني نتيجة حركة جزيئات الهواء بسرعة u , m/s وهى تساوى $\rho dV (u^2/2)$. مجموع الطائقتين يعطى طاقة الموجة E.

$$E = \int_0^{\lambda} P \cdot \rho dAx + \int_0^{\lambda} \frac{u^2}{2} \rho dAx \quad (15.8)$$

نتيجة التكامل تعطى

$$= \frac{AP_o^2}{2c\rho f} \quad (15.9)$$

من ذلك نجد أن الطاقة تتناسب طرديا مع مربع قيمة الضغط

15.2 Sound Intensity 15.2 شدة الصوت

شدة الصوت I هى عبارة عن قدرة الصوت لوحدة مساحة الجبهة الموجية Wave front . إذا

كانت فى شكل كرة نصف قطرها (r) فإن كثافة الصوت I:

$$I = E/4 \pi r^2 \quad , W/m^2 \quad (15.10)$$

وإذا أخذنا فى الاعتبار معادلة (15.9) فإن I يمكن وضعها كدالة من الضغط أى أن:

$$I = E/A \cdot \rho = \frac{(AP_o^2 / 2 \rho c f) f}{A} = \frac{P_o^2}{2 \rho c} \quad , W/m^2 \quad (15.11)$$

أهمية المعادلة (15.11) تتمثل في أن مصدر الصوت يقاس بالقدرة التي يولدها. هذه القدرة لا يمكن قياسها مباشرة ولكن مصدر الصوت يتسبب في حدوث ضغط الموجات الصوتية في الهواء المحيط والذي يمكن قياسه. أما المعادلة (15.10) فإنها تربط بين شدة الصوت وقدرته. حيث أن الموجه الصوتية تتبع قانون SIN فإن متوسط الجذر التربيعي للضغط Root-mean square اختصاراً P_{rms} يساوى $(P_o / \sqrt{2})$ فإن المعادلة (15.11) تصبح

$$I = \frac{P_{rms}}{\rho c} \quad (15.12)$$

ρc عبارة عن مقاومة الوسط للهواء عند درجة حرارة $t = 22^\circ\text{C}$ وضغط مقداره $101.325, \text{kPa}$ فإن $\rho c = 406 \text{ Ns} / \text{m}^2$

Example 15.1

The peak sound pressure in a spherical wave measured 2m from the source, is 2Pa. Determine the root mean square pressure, sound intensity and sound power.

$$P = 2, \text{Pa} \quad , \quad \rho c = 406, \text{Ns/m}^2 \quad , \quad r = 2\text{m}$$

$$P_{(rms)} = P_o / \sqrt{2} = 2 / \sqrt{2} = 1.414 \quad , \quad \text{Pa.}$$

$$I = \frac{P_{(rms)}}{\rho c} = \frac{1.414}{406} = 3483.10^{-3} \text{ W/m}^2$$

$$E = A \cdot I = 4 \pi r^2 \cdot I$$

$$= 4 \times 3.14 \times 4 \times 3.483.10^{-3} = 0.175 \text{ W}$$

15.3 Sound Power Level

15.3 مستوى قدرة الصوت

يمكن التعبير عن القدرة المنبعثة من مصدر صوتي ما بالوات كما يمكن التعبير عن مستوى قدرة الصوت PWL بالديسيبل dB.

$$\text{PWL} = 10 \log \frac{E}{E_o} \quad , \quad \text{dB} \quad (15.13)$$

حيث أن وحدة المقدار $(\log E/E_0)$ هي البيل Bel وبضربها في معامل مقداره 10 تتحول إلى الديسيبل dB وكذلك تستخدم هذه الوحدة في التعبير عن مستوى قدرة الضغط E القدرة المنبعثة من مصدر الصوت (W).
 E_0 القدرة القياسية (المرجعية) Reference وهي تساوى 10^{-12} W

Example 15.2

Calculate the sound power level of :

- a) a whisper that emits a power of 1nW.
- b) a rocket engine that emits 10 MW.

$$a : PWL = 10 \cdot \log \frac{10^{-9}}{10^{-12}} = 30, dB.$$

$$b : PWL = 10 \log \frac{10^7}{10^{-12}} = 190 , dB.$$

15.4 مستويات شدة وضغط الصوت

15.4 Intensity and Pressure Levels Sound

مستوى شدة الصوت IL يعين بالمعادلة

$$IL = 10 \log \frac{I}{I_0}, dB \quad (15.14)$$

حيث I_0 شدة الصوت القياسية (المرجعية) Reference وهي تساوى 10^{-12} W/m²

مستوى ضغط الصوت SPL يعين بالمعادلة

$$SPL = 20 \log \frac{P^2}{P_0^2}, \quad dB \quad (15.15)$$

حيث P_0 الضغط القياسى (المرجعى) Reference ويساوى $2 \cdot 10^{-5}$ Pa

Example 15.3

Determine the sound pressure at a distance of (a) 2m (b) 4m from the source mentioned in example 15.1.

$$p = 2 \text{ Pa} \quad \& \quad P_{(rms)} = 1,414 \quad \text{عند } r = 2\text{m}$$

$$P_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \text{ وحيث أن}$$

وبتطبيق المعادلة (15.15)

$$SPL = 20 \log \frac{P^2}{P_0^2}$$

$$SPL = 20 \log \frac{(1.414)^2}{(2 \cdot 10^{-5})^2} = 197, \text{ dB}$$

$$\text{عند } r = 4\text{m}$$

$$P(rms) = 1,414 \times 4 = 0.7071, \text{ Pa}$$

$$SPL = 20 \log \frac{P^2}{P_0^2}$$

$$= 20 \log \frac{(0.7071)^2}{(2 \cdot 10^{-5})^2} = 181, \text{ dB}$$

من هذا المثال يتضح أن مضاعفة المسافة من مصدر الصوت تؤدي إلى تخفيض مستوى ضغط الصوت.

15.5 تألف مصادر الصوت 15.5 Combination of Sound Sources

في أغلب الأحيان تتولد الضوضاء من أكثر من مصدر للصوت يعملون في نفس الوقت. تظهر الحاجة لمعرفة محصلة تأثير هذه المصادر على المستقبل (السامع) إذا تصورنا وجود مصدرين للصوت وإذا افترضنا أن:

شدة الصوت ومستوى ضغط الصوت للمصدر الأول هي SPL_1 ، I_1

شدة الصوت ومستوى ضغط الصوت للمصدر الثاني. SPL_2 ، I_2

فإن شدة الصوت الكلية

$$I_{\text{total}} = I_1 + I_2 \quad (15.16)$$

مستوى ضغط الصوت الكلي

$$SPL_{\text{tot}} = SPL_1 + \Delta SPL \quad (15.17)$$

حيث ΔSPL هى عبارة عن قيمة مضافة يمكن الحصول عليها بدلالة ($\text{SPL}_1 - \text{SPL}_2$) من Fig 15.3.

15.6 Sound Spectrum

15.6. الطيف الصوتى

أن معرفة مستوى ضغط الصوت SPL له أهمية خاصة فى تحليل توزيع تردد الصوت. مثال قد يكون من الضروري معرفة فسى أى مجال ترددى تحدث أكبر شدة لصوت هل فى التردد المنخفض أو المتوسط أو العالى، وعلى هذا فإن تحليل الضوضاء الصادرة من ماكينة ما ومدى نسبة مساهمة هذه الماكينة من ضغط متولد منها فى مستوى الضغط الصوتى الكلى SPL. إذا كان هناك ضوضاء غير مرغوبة نتيجة سريان الهواء فى المسالك فإن هذه الضوضاء يمكن تخفيضها وذلك يوضع ماص للصوت له نفس تردد هذه الضوضاء.

مجال سمع أذن الإنسان يتراوح من 20Hz حتى 10000Hz. هذا المجال ينقسم إلى ثمان نطاقات للتردد Octave band تنقسم إلى :

63Hz	ومركزه	90 Hz : 45 Hz	الأول
125		180 : 90	الثانى
250		335 : 180	الثالث
500		710 : 335	الرابع
1000		1400 : 710	الخامس
2000		2800 - 1400	السادس
4000		5600 - 2800	السابع
8000		11200 - 5600	الثامن

يقوم محلل نطاقات التردد القياسى Octave band analyzer بترشيح نطاقات التردد المطلوبة بحيث يكون مستوى الضغط لهذا النطاق يمكن تحديده بصورة منفصلة .

Example 15.3

Three sound sources provide equal SPL readings at a receiver when active individually. How much higher is the combined SPL when all three sources are active than when one individual source is active?

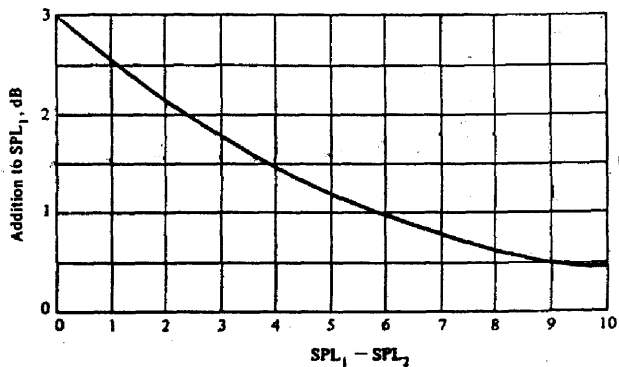


Figure 15.3 Total SPL for two sound sources

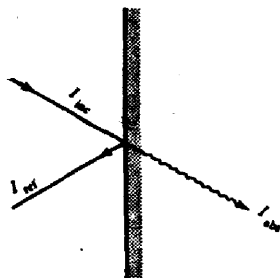


Figure 15.4 Sound absorption at surface

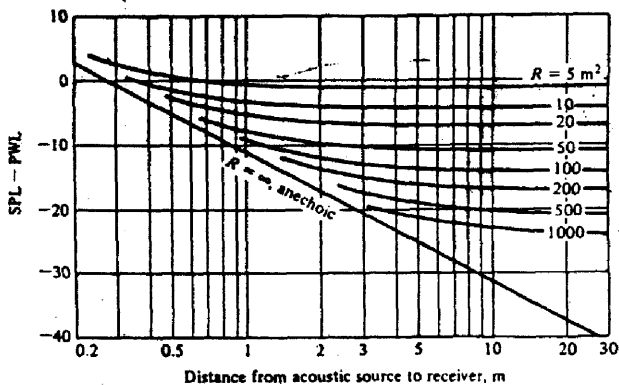


Figure 15.5 Difference between SPL and PWL for rooms of various characteristics.

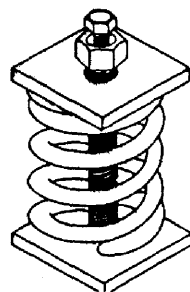


Figure 15.6 Vibration isolator

إذا عمل مصدران للصوت في وقت واحد فإن الفرق المضاف ΔSPL هو 3dB (حيث أن الفرق بين المصدرين هو صفر أنظر Fig15.3 فيكون بذلك مصدران جديان الأول مستوى الضغط له هي (SPL) والثاني (SPL+3) فيكون الفرق بينهما ΔSPL_1 تساوى 3dB. بالرجوع إلى Fig15.3 نجد أن عند فرق يساوى 3dB يتولد فرق ضغط مضاف مقداره $\Delta \text{SPL}_2 = 1.7$. فيكون محصلة مستوى ضغط الصوت هو

$$(\text{SPL} + 3) + (\Delta \text{SPL}_2)$$

$$(\text{SPL} + 3) + 1.7 = \text{SPL} + 4.7 \text{ dB}$$

15.7 Sound Absorptivity

15.7. الامتصاص في الصوت

انتقال الصوت من المصدر إلى المستقبل ظاهرة نادرة الحدوث وخصوصا في المباني حيث تصطدم الموجة الصوتية ببعض الأسطح ينتج عنها امتصاص بعضها. البعض الآخر ينعكس كما هو مبين في Fig15.4 ومنه يتبين أن الموجة الصوتية شدتها I_{ms} تسقط على سطح ما يمتص منها جزءا مقداره I_{abs} والجزء الآخر ينعكس عند السطح مقداره I_{ref} . تقاس مقدرة السطح على امتصاص الموجة الصوتية بمعامل الامتصاص (Absorption coefficient) (α) ويقدر من المعادلة بالمعادلة

$$\alpha = I_{\text{abs}} / I_{\text{ms}} \quad (1518)$$

حيث I_{abs} شدة الصوت الممتص بواسطة السطح W/m^2 .

I_{ms} شدة الصوت الساقط على السطح وتقاس W/m^2 .

معامل امتصاص الصوت (α) تتراوح قيمته للأسطح الخرسانية من 0.01 إلى 0.05 وللأسطح الماصة للصوت من 0.2 إلى 0.8 ومما هو جدير بالذكر أن قيمة معامل الامتصاص الصوتي تزداد بزيادة التردد f حيث أن الترددات المنخفضة يصعب امتصاصها. كما يزداد هذا المعامل يزداد للأسطح الماص للصوت إلى إذا وضع بينها وبين الحائط مسافة ما. تفسير ذلك هو أن مادة الأسطح (Material) الماصة للصوت تعمل على تحويل حركة الهواء إلى حرارة نتيجة الاحتكاك. حركة الهواء الملاصق للحائط صغيرة وتزداد كلما بعدت عن الحائط وتصبح أقصى ما يمكن عند بعد مقداره $\lambda/4$.

إذا كانت الحجرة تتكون من عدة أسطح مختلفة فإن معامل الامتصاص الصوتي المتوسط يمكن تعيينه بالمعادلة

$$\alpha = \frac{S_1\alpha_1 + S_2\alpha_2 + \dots + S_n\alpha_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n} \quad (15.19)$$

حيث S_1, S_2, S_n مساحة الأسطح المختلفة
معامل الامتصاص الصوتي للأسطح المختلفة. $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_n$

15.8 Room Characteristics

8. 15. خواص الغرفة

يمكن توصيف مصدر الصوت بالقدرة التي يشعها . هذه القدرة لا يمكن قياسها وبدلاً منها يتم قياس الضغط الذي تولده. ولذلك نجد أن هناك دائماً علاقة بين القدرة PWL والضغط SPL عند مسافة ما مصدر الصوت. الغرفة الكبيرة يمكن اعتبارها كغلاف كبير Large enclosure حيث أن أبعادها دائماً أكبر من طول الموجة الصوتية λ .

إذا اعتبرنا المعامل R ثابت الغرفة Room constant يساوى

$$R = \frac{S \times \alpha}{1 - \alpha} \quad , m^2, \quad (15.20)$$

حيث S مجموع مساحة أسطح الغرفة m^2

α معامل امتصاص الصوت .

إذا اعتبرنا أن $(\alpha = 1)$ أى أن كل أسطح الغرفة مثالية في امتصاص الصوت فى هذه الحالة $R = \infty$ وتسمى الغرفة ممتصة للصوت Anechoic إذا كانت $(\alpha = 0)$ أى أن كل الصوت يتم انعكاسه وتسمى الغرفة عاكسة أو مرودة للصوت Reverberant وعلى هذا الأساس تم وضع علاقة بين R, (SPL - PWL) للأبعاد المختلفة عن مصدر الصوت.

بمعرفة السبع عن مصدر الصوت وقيمة ثابت الغرفة R يمكن تحديد العلاقة بين قدرة الصوت PWL، ضغط الصوت SPL. هذه العلاقة مبينه فى Fig.15.5.

15. 9 Rating and Noise Criteria 15. 9 تقدير ومقيار الضوضاء

- مقيار استجابة أذن الإنسان للتردد الصوتي مر بمجموعة من التعريفات هي :
- 1- مستوى الجهاز Loudness level وهى تعبر عن مستوى ضغط الصوت من نغمة صافية Pure tone ترددها 1000Hz فى مركز جبهة المستمع.
 - 2- قام برانك Beranek يوضع مقيار الضوضاء (NC) التى تعبر عن الضوضاء المستقرة لتميز مستوى نطاق التردد Band level الذى يقع بين 63Hz إلى 8000Hz هذا المقيار يختلف باختلاف النشاط القائم فى كل مكان على حدة وقد تم بيانه فى باب مخارج الهواء.

15.10 انتقال الصوت خلال المباني

15.10 Sound Transmission Through Buildings

المعدات العاملة داخل غرف الماكينات تولد مجال عاكس للصوت Reverberant field ينتقل فى شكل طاقة إلى الأسطح القريبة ومنه إلى حوائط المبنى لتخفيض انتقال الصوت خلال غرف الماكينات يتم تجليد أو تغطية الأسطح الداخلية بمواد ماصة للصوت Sound absorbing Material وبداية فإن التصميم الإنشائي الأولى لغرف الماكينات من حوائط وأسقف وأرضيات سميكة يعتبر الخطوة الأهم لتقليل انتقال الصوت .

15. 11 مصادر الضوضاء من الأنظمة الميكانيكية

15.11 Sources of Noise in Mechanical Systems

تشأ الضوضاء فى أنظمة تكييف الهواء نتيجة تشغيل الضواغط Compressors والمراوح Fans والطلببات Pumps، من سريان الهواء خلال أنظمة المسالك Dust systems والمياه خلال الأنابيب Water pipes ومنافذ توزيع الهواء Air outlets والوحدات الطرفية Terminal units وحتى مخفضات الصوت Silencers يمكن أن تولد كمية من الضوضاء بعكس ما هو مفترض منها إذا لم يتم تركيبها بصورة جيدة وفيما يلى نشرح بعض مصادر الضوضاء وطرق علاجها.

15.11.1 Fan noise

15.11.1 ضوضاء المروحة

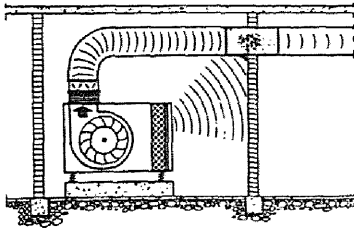
عند مرور الهواء على ريش المروحة ينشأ ضغط يزيد خلالها هذا الضغط يكون منتظم إذا كان السريان طبقي Laminar. هذا نادرا ما يحدث حيث يكون السريان مضطربا نتيجة انحناءات الريش مما يتسبب فى حدوث دوامات مسببة ضوضاء كبيرة وكذلك عند مخرج المروحة Fan outlet ويتم علاج ذلك بالآتى :

- 1- تركيب المراوح (وكذلك Pump والضاغط) على ماص للاهتزازات Vibration insulator فى شكل يائى كالمبين فى Fig15.6.
- 2- استخدام تركيبات مرنة ماصة للصوت عند مخرج المروحة. ويفضل أن يتم وضع هذه التركيبات على حائط حامل حتى لا تنتقل هذه الاهتزازات إلى المسالك بقدر الامكان ويبين Fig15.7 الوضع الأفضل لتركيب مصيدة الصوت Sound trap على مخرج المروحة .

15.11.2 Noise in ducts

15.11.2 ضوضاء المسالك

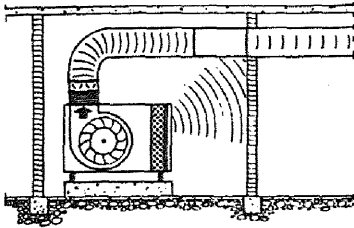
- المسالك المستقيمة Straight duct يمكن تخفيض الصوت فيها عن طريق استخدام فلتر تخفيض الصوت Fig15.8 Sound attenuation filter وهو يتكون من جزء من مسلك يركب بداخله فى اتجاه السريان مقاطع توجيه Baffles تقوم على تقليص الدوامات التى تحدث نتيجة السريان وبالتالي تخفيض الضوضاء.
- تقليل المسافة بين حوامل التعليق فى السقف Hanger brackets كما هو مبين فى Fig15.9.
- استخدام وصلات مرنة ماصة للاهتزازات كالمبينة فى Fig15.10 بين الأجزاء المختلفة والمشار إليها بالسهم.
- تصنيع المسالك من مادة الفيبر جلاس التى تعمل كعازل للحرارة والضوضاء. ويمكن اعتبار هذا الأجراء فى اتجاه ترشيد الطاقة ايضا.



Centered in wall

Best solution

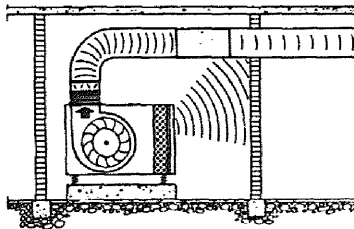
Controls duct borne noise and mechanical room noise that "breaks into" duct.



Outlet at wall

Very good

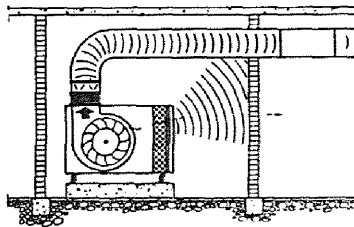
Practical alternate where fire damper is required at wall.



Inside mechanical room

Fair

Mechanical room noise "breaks into" duct without reduction through sound trap.



Outside of mechanical room

Poor

All noise in duct "breaks out" over occupied space before being reduced by sound trap.

Figure 15.7 Locations of sound traps.

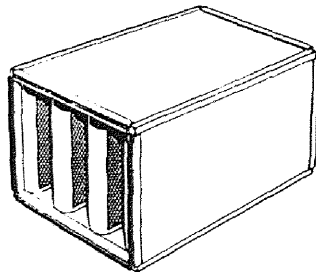


Figure 15.8 Sound attenuation filters

. Splitters, turning vanes and hanger brackets

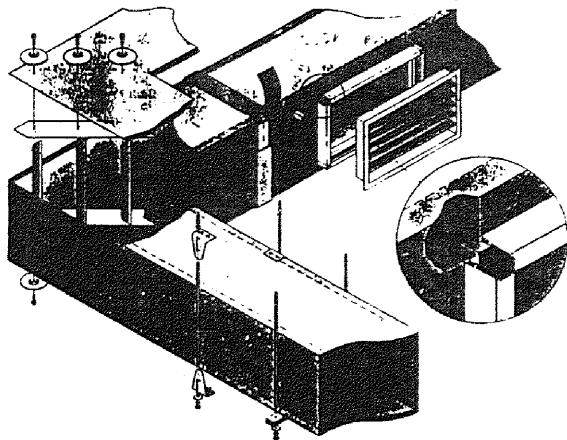


Figure 15.9 Sound attenuation elbow

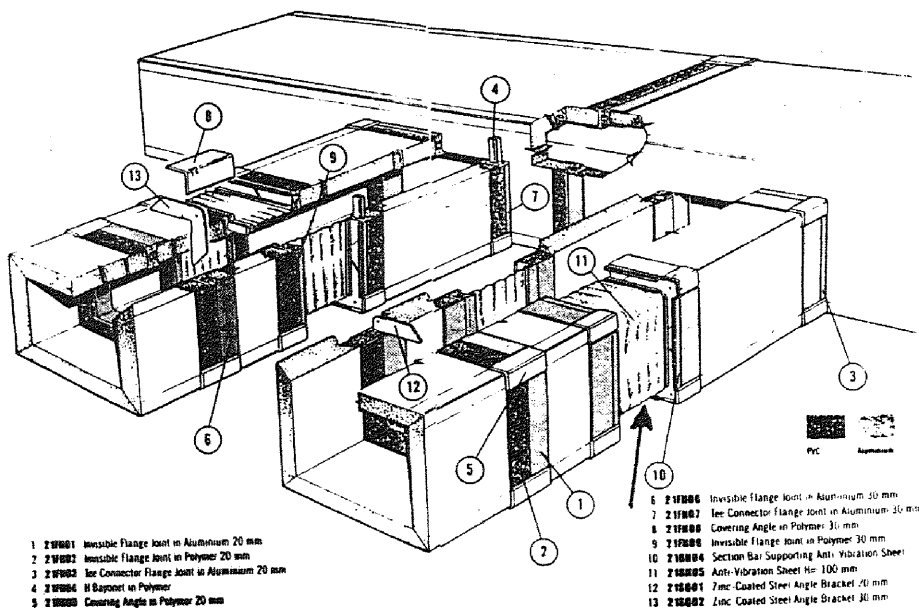


Figure 15.10 Anti- vibration sheet for duct – sections connection.

تقوم نظرية تولد الضوضاء في الأكواع على أساس ارتطام الهواء المفاجئ وارتداده مما يؤدي إلى نشوء ضغط كبير للموجة الصوتية . إذا امكن تقليل هذا الضغط باستخدام اكواع ذات موجهات Splitters كالمبينة في Fig15.11 ويكون تخفيض الضوضاء محسوسا بدرجة أكبر إذا استخدمت هذه الموجهات مع اكواع دائرية. والجداول المقابلة للرسم تبين أن مقدار التخفيض يكون محسوسا مع هذه الاجراءات خاصة في الترددات المنخفضة من 36Hz إلى 500 Hz.

15.11.4 تخفيض الضوضاء في الوصلات

15.11.4 Sound attenuation in transition offsets takeoffs

بالنسبة لبقية التركيبات مثل الوصلات Transitions والتفرعات والتيه (T) والأكواع أيضا يتم تخفيض الصوت فيها باتخاذ إجراءات تكاد تكون متشابهة قائمة على :

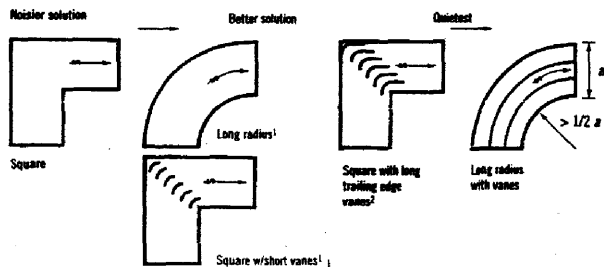
- تجنب الانحناءات الحادة وبدلا منها باستخدام الانحناءات الدائرية الى لا تساعد على تكوين دوامات تولد ضغطا صوتيا.
- استخدام زاوية ميل صغيرة لا تزيد عن 15° .
- استخدام موجهات الهواء التي تعمل على تقليل اضطراب الهواء. بعض هذه الحلول تقوم بتصنيعها شركة P3 لصناعة مسالك الهواء.

Problems

15.1 A tube 1.5 long has speaker at one end and a reflecting plug at the other. The frequency of a pure tone generator driving the speaker is to be set so that standing wave will develop in the tube. What frequency is required.

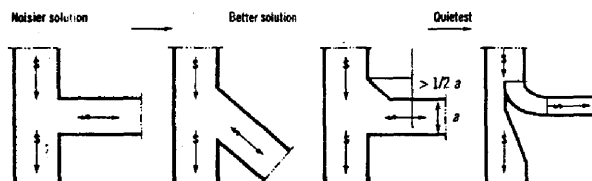
15.2 The peak sound pressure in spherical wave measured at 2m from the source is 2Pa. Determine the sound intensity level and the power level. If the distance is then doubled calculate the IL and PWL for such case.

Guidelines for minimizing regenerated noise in elbows.

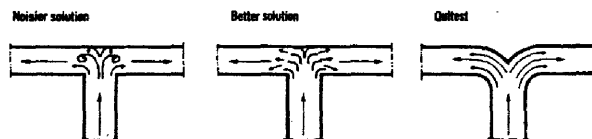


- 1 Airflow velocity and proximity of upstream and downstream fittings and fans determine which type is preferable.
- 2 Trailing edge length should be at least 3 times the vane spacing.

Guidelines for minimizing regenerated noise in the takeoffs.



Guidelines for minimizing regenerated noise in duct tees.



Guidelines for minimizing regenerated noise in transitions and offsets.

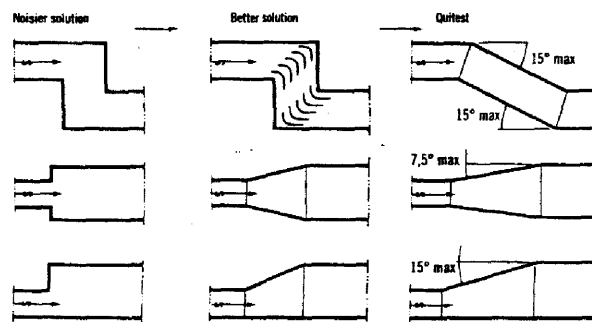


Figure 15.11 Guidelines for limitation of self-generated noise

دار الهدى للطباعة
٦ ش عمرو بن العاص - خلف جمال عبد الناصر
أرض المعلمين - ميامي - الإسكندرية
ت: ٥٥٧٤٧٧٢ موبيل: ٠١٠-٧٥١٤١٢٩