

KAPALI YÜZME HAVUZLARI KLİMA VE NEM ALMA TESİSATLARI*

İbrahim İŞBİLEN

1948 Manisa doğumludur. 1964 yılında Ankara Yapı Enstitüsü'nün Tesisat Bölümü'nü, 1972 yılında Ankara Mühendislik ve Mimarlık Yüksek Okulu'nun Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirdi. 1964 yılından beri mesleğinin çeşitli branşlarında çalışmaktadır. Halen ortağı bulunduğu Ref Isı Sanayi ve Ltd. Şti.'nin yöneticiliğini yapmaktadır. Evli ve iki çocuk babasıdır.

ÖZET

İnsanların yüzme sporunu kesintisiz olarak yapma istekleri, açık havuzların "kapalı"ya dönüşmesine neden olmuş, buna paralel olarak klima tekniğinde "nem alma" veya "nem giderme" işlevi ön plana çıkmıştır. Bu bölümde açıklanan yöntemler, kapalı havuzların yanı sıra, benzer özellikleri taşıyan başka yapılarda da (örneğin; gıda paketlenme holleri, kimyasal madde depoları, cepanelikler, imalat sonrası gıda bekletme / kurutma odaları, çamaşırhaneler gibi) uygulanabilir.

GİRİŞ

Nem alma işleminin temeli; mutlak nemi düşük bir havanın, gönderildiği hacimde bulunan su buharını yüklenmesi ve dışarı taşınması prensibine dayanır. Şu halde içeriye kurutacak hava, içeride istenilen seviyeden daha kuru olmalıdır ki, bu işlemi gerçekleştirebilsin.

Kapalı havuz klima tekniğinde, yakın zamanlara kadar iç havanın neminin alınması için, kışın, daha kuru olan dış hava yeterli oranda iç hava ile karıştırılarak kullanılmaktaydı. Bu uygulamada; binanın bulunduğu yer ılık bir iklim bölgesindeyse, dış havanın ısınması ve buna paralel olarak önlenmesi sonucu, su buharının meydana getirdiği yüksek hava basıncının etkisiyle içeride rahatsızlık verici bir ortam oluşmaktadır. Diğer taraftan konfor şartları için gerekli olandan çok fazla miktarlarda alınmak zorunda kalınan dış hava, ısıtılması için yüksek enerji masraflarına yol açmaktadır.

1970'li yıllarda yaşanan petrol krizi; 1952'de denenmiş ve başarısızlıkla sonuçlandığı için çok kısa sürede rafa kaldırılmış olan "ısı pompası = heat pump" teknolojisinin tekrar gündeme gelmesini sağlamış ve ikinci denemi başarıyla bu uygulama tüm dünyaya yayılmıştır. Buna paralel olarak benzer bir uygulama ile kapalı hacimlerin nemlerinin alınması işleminde "mekanik soğutma" uygulamasına gidilmiştir. Bu uygulamaya bazı literatürlerde "ısı pompası", bazılarında ise "ısı geri kazanımı = heat recovery" isimleri uygun görülmüştür. Termodinamik kanunlarına göre; ısı, kendi halinde sıcaktan soğuğa doğru akar; soğuktan sığağa ise, akması mümkün olmadığı için "pompalanır". Isı pompası adı, bu düşünce tarzının sonucunda çıkmıştır. Havuz klima tesisatlarında uygulanan mekanik soğutmalı nem alma sistemlerinde, sistemdeki gazın çeşitli akış şekilleri dikkate alındığında "ısı pompası" tanımlamasının uygun olacağı görüşündeyiz.

Kapalı havuz klima tesisatlarında dış havanın kuruluşu esasına dayanan alışlagelmiş uygulamaların yanı sıra, ısı pompası sistemi ile çalışan tesisat türleri de bu yazının konusunu oluşturmaktadır.

KAPALI HAVUZ TİPLERİ

Kapalı havuzları, kullanım amaçlarına göre birkaç grupta değerlendirmek mümkündür.

1) Süs Havuzları; İnsanların doğrudan kullanmadıkları bu havuzların derinlikleri azdır, bazen içlerinde balık bulunur, bazen çevreleri bitki ve çiçeklerle süslenmiştir. Su yüzeyindeki buharlaşmanın su kütlesi ile ilgisi olmadığı için bu tip havuzlarda da çevreyi rahatsız edici buharlaşma olabilir, bu rahatsızlık klima tesisatı gibi pahalı bir çözüm yerine ("Buharlaşma Miktarının Hesabı" paragrafında görüleceği gibi) havuz suyu sıcaklığının düşürülmesi ile önlenir.

2) Özel Havuzlar: Genellikle konutlarda bulunur.

3) Yarı Özel Havuzlar: Bunlar otellerde bulunur, müşterilerin bir bölümünün veya tümünün kullanımına açıktır. Kullanıcıların sayısının kontrolü ve sınırlaması kolaydır. Kaplıca ve benzeri tedavi amaçlı havuz ve banyolarda da bu grupta ele alınabilir. Hemen belirtelim ki, sağlık hizmeti verilen havuzlarda yeraltı kaynaklarından çıkarılan ve birçok değişik kimyasal madde içeren sular kullanılmaktadır, bu nedenle su tesisatında olduğu kadar havalandırma tesisatında da kullanılacak malzeme cinslerinin çok dikkatle seçilmesi gerekmektedir.

4) Spor Amaçlı Havuzlar: Bu havuzlar kamuya ait ise; yapılan programa göre ve genellikle yoğun bir şekilde spor kulüpleri ve okullar tarafından kullanılır. Kulüplerin özel havuzlarında kendi sporcularının yanı sıra kulüp üyeleri de zaman zaman havuzu kullanırlar. Bu havuzlar olimpik (50 m) ve yarı olimpik (25 m) olarak iki ayrı kulvar uzunluğunda yapılırlar. Kulvar sayıları ise genellikle 6, 8, 10 ve nadiren 12 adet olur. Olimpik ölçüdeki havuzlara çoğu defa bir seyirci tribünü de eklenmektedir. Bazı havuzlarda ayrıca atlama kulesi de bulunur.

5) Halka Açık Havuzlar: Soğuk iklimli ülkelerde çok yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Burada halk, tüm mevsimlerde yüzme zevkini tatmaktadır. Bu tesislerde genellikle aynı çatı altında çocuklar için ayrı bir havuz bulunur.

BİNA YAPISI

Yapının zamanla yıpranmaması, kullanım konforu ve yapılacak olan klima tesisatının başarılı ve ucuz bir şekilde çalışabilmesi için; inşaat avan projesi aşamasından itibaren göz önünde tutulması gereken noktalar şunlardır.

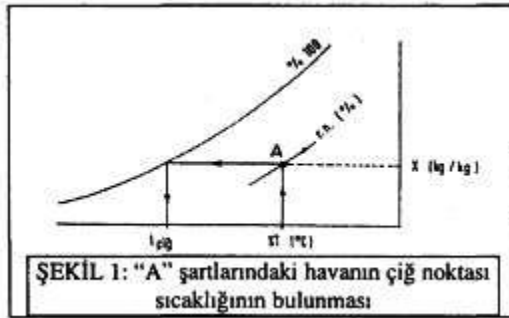
a) Binanın Konumu:

Bina arsa üzerinde konumlandırılırken, havuzun uzun kenarına paralel olan bina dış duvarının güney yönüne bakması sağlanmalıdır. Bu cephede büyük yüzeyli (çift camlı) pencereler oluşturulur ve havanın açık olduğu - güneş ışınlarının hayli eğik geldiği - kış günlerinde iç kısmın rahatça güneşlenmesi sağlanmış olur. Böylece içerideki soyunuk insanlar üzerinde "sıcak iklim" etkisi yaratılır, ayrıca az da olsa güneş enerjisinden faydalanılır. Yaz mevsiminde güneş açısı dik olduğu için, bu uygulama bir sıkıntı yaratmamaktadır. Böylece, şayet havuz holünde seyirci tribünü varsa, bu bölüm de zorunlu olarak karşı cephedeki kuzey yönüne yerleştirilmektedir. Holdeki seyirciler doğal olarak holün sıcak ve nemli havasından sıkılacakları için, kuzey cephesine yerleştirilmiş bir bölümde bulunmaktan memnun olacaklardır.

b) Dış Yapı Elemanları:

Bina dış yüzeyleri gerekli ısı yalıtım değerleri sağlanacak şekilde izole edilmelidir. Bu konu, kış mevsimindeki enerji sarfından önce binanın sağlığını ilgilendirmektedir. Yapı elemanlarının ısı iletim katsayıları (K), aşağıda açıklanan kriterlere göre kontrol edilmelidir.

Önce, havuz holü iç hava şartlarına göre "çiğ noktası" bulunur. Bilindiği gibi nemli hava soğutulurken belli bir sıcaklığa düşüncü yoğuşmaya başlar. Bu sıcaklık derecesine "çiğ noktası" denilmektedir ve psikrometrik karttan; başlangıçtaki mutlak nem değeri değiştirilmeden sol tarafa doğru çizilecek doğrunun doyma eğrisini kestiği noktadaki değer olarak bulunmaktadır (ŞEKİL 1). Yapı elemanının iç yüzey sıcaklığı, tespit edilen çiğ noktası değerinden daha sıcak olmalıdır, aksi halde iç yüzeylerde terlemeler olacak, bu olay sıva-fayans dökülmeleri ile başlayan bir dizi tahribata yol açacak ve yüzeylerde mantar üremesi görülebilecektir. Yeterli izolasyonun sağlanmasından sonra ayrıca izole malzemesinin sıcak yüzüne "buhar kesici" tabaka uygulanmalıdır, aksi halde difüzyon yolu ile izole tabakasını geçen su buharı, daha ileride bulunan ve daha soğuk olan yapı malzemeleri ile karşılaştığında (bunların sıcaklıklarının çiğ noktası sıcaklığından çok daha düşük olacağı kesindir) yoğuşma olayı olacak ve yoğuşan buharın yarattığı su, hol havasının yüksek basıncının etkisiyle dışarıya doğru çıkarak bina dış yüzeylerine kadar ulaşacaktır.



Özetlemek gerekirse;

- İyi izole edilmemiş bina dış yüzeyleri, iç ve dış kısımlardan,
- İzole edilmiş fakat buhar kesici tabaka yapılmamış bina dış yüzeyleri ise dış kısımlardan, aşırı ıslaklık problemleriyle karşılaşacaktır.

Dış yapı elemanının içten dışa doğru sıcaklık değişimleri şu şekilde hesaplanabilir:

Önce malzeme cins ve kalınlıklarına göre ısı iletim katsayısı (K) hesaplanır:

$$K = 1 / (1/\alpha_i + d_1 / \lambda_1 + d_2 / \lambda_2 + \dots + 1/\alpha_d) \quad (1) \quad K : \text{ısı iletim katsayısı (kcal/h.m}^2.\text{°C)}$$

α_i : iç yüzey film katsayısı (kcal/h.m².°C) α_d : dış yüzey film katsayısı (kcal/h.m².°C) d :

malzeme kalınlığı (m)

λ : malzeme ısı iletim sayısı (kcal/h.m.°C) Daha sonra, 1 m² yapı malzemesi için ısı kaybı (Q) bulunur:

$$Q = K.F. (t_i - t_d) \quad (2)$$

Q : toplam ısı kaybı (kcal/h)

K : ısı iletim katsayısı (kcal/h.m².°C)

F : yüzey (m²)

t_i : iç sıcaklık (°C)

t_d : dış sıcaklık (°C)

İçten dışa doğru, sırayla tüm malzemelerin başlangıç noktalarındaki yüzey sıcaklıkları hesaplanır. Burada film katsayıları da malzeme gibi ele alınır:

1) Birinci malzeme iç yüzey sıcaklığı (film tabakasının arkası):

$$t_1 = t_i - (Q / F) \cdot (1 / \alpha_1) \quad (3) \quad 2) \text{ İkinci malzeme iç yüzey sıcaklığı (birinci malzemenin arkası):}$$

$t_1 = t_i - (Q / F) \cdot (d_1 / \lambda_1) \quad (4)$ (4) no.lu formülün endis'leri değiştirilerek, tüm malzemelerin yüzey sıcaklıkları ve ayrıca malzemenin herhangi bir noktasındaki sıcaklık hesaplanabilir. F = 1 m² alınarak, formül sadeleştirilebilir.

ÖRNEK 1: İç hava şartları 30°C KT ve %80 nem, dış hava sıcaklığı ise -10°C olan bir havuz holünün dış duvarının izolasyon yeterliliğinin araştırılması. (Proje şartlarındaki nem oranı aslında daha düşüktür; burada, aşırı yük veya tesisattaki bir anza sonucu içerideki nemin yükselmiş olduğu kabul edilmiştir.

İç havanın çiğ noktası (ŞEKİL 2)'deki psikrometrik karttan 26, 1°C olarak tespit edilir.

Dış duvarı, normal ve izolasyonlu olarak iki farklı yapıda ele alalım:

a) Normal Duvar:

$$\lambda_1 = 7 \text{ iç sıva : } d_1 = 0.02, \alpha_1 = 0.60 \text{ delikli tuğla : } d_2 = 0.20, \alpha_2 = 0.50 \text{ dış sıva : } d_3 = 0.03, \alpha_3 = 0.75 \quad \lambda_d = 20 \quad \kappa = 1 / (1/7 + 0.02/0.60 + 0.20/0.50 + 0.03/0.75 + 1/20) = 1.50 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{°C}$$

Birim yüzeyin ısı kaybı,

$$Q = 1.50 \times 1 \text{ m}^2 \times (30 - (-) 10) = 60.0 \text{ kcal/h olarak bulunur.}$$

$$\text{Duvar iç yüzey sıcaklığı, (3) no.lu formül ile, } T_1 = 30 - (60.0/1) \times (1/7) = 21.4^\circ\text{C}$$

Duvar yüzeyi (21.4°C), havanın çiğ noktası sıcaklığından (26.1°C) daha soğuk olduğu için, duvar iç yüzeylerinde yoğuşma görülecektir, şu halde duvarın ısı izolasyonu yetersizdir.

b) İzolasyonlu Duvar:

$$\lambda_1 = 7 \text{ iç sıva : } d_1 = 0.02, \alpha_1 = 0.60 \text{ delikli tuğla : } d_2 = 0.10, \alpha_2 = 0.50 \text{ izolasyon : } d_3 = 0.10, \alpha_3 = 0.035 \text{ delikli tuğla : } d_4 = 0.20, \alpha_4 = 0.50 \text{ dış sıva : } d_5 = 0.03, \alpha_5 = 0.75 \quad \lambda_d = 20 \quad \kappa = 1 / (1/7 + 0.02/0.60 + 0.10/0.50 + 0.10/0.035 + 0.20/0.50 + 0.03/0.75 + 1/20) = 0.27 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{°C}$$

Birim yüzeyin ısı kaybı,

$$Q = 0.27 \times 1 \text{ m}^2 \times (30 - (-) 10) = 10.8 \text{ kcal/h olarak bulunur.}$$

Duvar iç yüzey sıcaklığı, (3) no.lu formül ile,

$$T_1 = 30 - (10.8/1) \times (1/7) = 28.5^\circ\text{C.}$$

Duvar yüzeyi (28.5°C), havanın çiğ noktası değerinden (26,1°C) daha sıcak olduğundan, duvar iç yüzeylerinde yoğuşma (terleme) olmayacaktır; duvarın ısı izolasyonu uygundur. Duvarın içindeki sıcaklık dağılımını inceleyelim:

10 cm tuğla duvar iç yüzeyi (= iç sıva altı) sıcaklığı, (4) no.lu formül ile;

$$t_2 = 28.5 - (10.8/1) \times (0.02/0.60) = 28.1^\circ\text{C}$$

bakınız: 5

Aynı formül ile diğer malzemelerin sıcaklıkları; izolasyon iç yüzeyi $t_3 = 25.9^\circ\text{C}$, 20 cm tuğla duvar iç yüzeyi $t_4 = -5.0^\circ\text{C}$, dış sıva iç yüzeyi $t_5 = -9.3^\circ\text{C}$, dış sıva dış yüzeyi $t_6 = -9.8^\circ\text{C}$ olarak bulunur. Dış hava sıcaklığı, -10°C idi. Hesaplanan değerler, (ŞEKİL 3)'teki duvar kesitine grafik olarak ilave edilmiştir.

Ele alınan örnekte, yoğuşmanın başladığı sıcaklık ($t_{çığ} =$) 26.1°C olduğuna göre, yoğuşmanın meydana geleceği yüzeyi, diğer bir ifade ile söz konusu sıcaklığın erişildiği yüzeyi, şu formül ile bulabiliriz:

$dx = (t_x - t_{çığ}) \cdot (\lambda F/Q)$ (5) Şekil 3'teki sıcaklık dağılımı içten dışa doğru incelendiğinde; gittikçe soğuyan yapı yüzeylerinin içerisinde, $t_{çığ} = 26.1^\circ\text{C}$ sıcaklığının (t_2) ve (t_3) sıcaklıkları arasında kaldığını görüyoruz. Şu halde aranan yüzey 10 cm'lik duvarın içinde olacaktır. (5) no.lu formül ile $d_2 = (28.1 - 26.1) \times (0.50 / 1/10.8) = 0.092$ m.

Sonuç; yoğuşma yüzeyi 10 cm'lik delikli tuğla duvarın içinde ve kendi iç yüzeyine 9.2 cm (izolasyona ise 0.8 cm) mesafede bulunmaktadır, (bkz. Şekil 3).

bakınız: 6

Bu haliyle 10 cm'lik delikli tuğla duvarın izolasyon dolgusuna çok yakın (0.8 cm) bir bölgesinde yoğuşma meydana gelecek ve oluşan su, iç basıncın etkisiyle izolasyon tabakasına kadar sürüklenerek tuğlaların bir bölümünü ıslatacaktır. Sakıncalı olan bu olayı önlemek için, yoğuşma noktasını izolasyon dolgusunun iç kısımlarına kaydırmak gerekir. Bunu için kalınlığı 9.2 cm'den daha ince olan delikli tuğla veya aynı kalınlıkta fakat ısı yalıtımı daha kötü olan dolu tuğla kullanmak gerekir.

Yukarıdaki formüllerle yapılan hesap sonucunda, duvarın iç kısmında 10 cm "delikli" yerine aynı kalınlıkta "dolu" tuğla ($\lambda = 0.70$) kullanıldığında, izolasyon iç yüzey sıcaklığının (t_3) 25.9°C 'den 26.6°C 'ye yükseldiği ve dolayısıyla yoğuşma noktasının izolasyon dolgusu içine kaydığı görülmüştür. İzolasyon dolgusunun sıcak yüzeylerine "buhar kesici" tabaka kaplanacağı için, su buharı, daha arkada kalan soğuk bölgeye ulaşamayacaktır. Küçük havuz hollerinin çatılarında, suya karşı kaplamalarla korunmuş ve ısı izolasyonu yapılmış ahşap malzeme iyi çözüm getirmektedir. Büyük havuzların çatılarında özel boya ile boyanmış çelik konstrüksiyon üzerine 100 mm poliüretan izoleli sandviç sistem prefabrik alüminyum kaplama malzemeleri uygulanmaktadır. Çatı malzemesinin betonarme olması halinde, duvar için yapılan yoğuşma incelemesi aynen uygulanmalıdır.

Pencereler için ideal yapı, iç kısmı paslanmaz malzemelerden oluşmuş PVC kaplamalı kasa ve çift cam (çok soğuk bölgelerde çift kasa + çift cam) konstrüksiyonudur.

Kapalı havuzlarda pencereler sabit (açılmaz) olarak yapılmalıdır. Aksi halde işletmede yanlış kullanımlar ve istenmeyen sonuçlar görülmektedir.

VDI (Verein Deutscher Ingenieure), 2089 sayılı kapalı havuzlarla ilgili normunda, Almanya iklimi için aşağıdaki ısı iletim katsayılarını "maximum değer" olarak tavsiye etmektedir.

Duvarlar $K = 0.60$ kcal/h.m²°C

Çatı $K = 0.40$ kcal/h.m²°C

Pencere, kapı $K = 3.00$ kcal/h.m²°C

c) Hava Kanalları Geçiş Yerleri ve Santral Odası

Binanın avan mimari proje aşamasında ele alınması gereken konulardan biri de, havalandırma tesisatının yerleşimidir. Normal yapıların projelerinde daha ileri adımlarda gündeme gelen bu konu, kapalı havuz klimasında hava debilerinin bir hayli yüksek (örneğin 1.000 m² havuz yüzeyi için 80.000 ila 100.000 m³/h) olması nedeniyle başlangıçta çözümlenmelidir.

Üfleme Kanalları: Holün yapısında ısı izolasyonunun en zayıf olduğu malzeme pencerelerdir. Kışın

sıcak olan üfleme havası dış pencerelerin yüzeylerine doğru üflenerek buralardaki muhtemel yoğuşma olayları önlenmiş olur. Büyük havuzlarda güney cephesindeki pencerelerin alt kısımlarına, genellikle sporcular için boydan boya kargir "dinlenme bankosu" yapılır. Bu bankonun eni 15-20 cm kadar geniş tutularak, betonarme kolonlar arasında pencerenin hemen yakınına ve pencere boyu uzunluğunca "lineer tip" üfleme menfezleri konulur. Bu menfezler özel profillerden yapılmıştır, üstten gelecek yüklere dayanıklıdır. 60 ila 70 derecelik açılar ile yerleştirilmiş sabit kanatlarıyla pencereye doğru 3 m/s hız ile üfleme yaparlar. Bu bankoların oturan üst yüzeyi döşeme kaloriferi tesisatı ile ısıtılır. Bankonun iç kısmında bulunan boşluk, bu boşluğa birkaç noktadan bransman kanallarıyla basılan havanın yayılarak lineer çıkış formuna geçişini sağlar (ŞEKİL 4).

bakınız: 7

Bazı eğlence havuzlarında, yüzücülerin havuzdayken dışarıyı seyredebilmeleri için banko yapılmaz ve pencereler zemine sıfır mesafeye kadar indirilir. Bu durumda üfleme, aynı fonksiyonları sağlayacak şekilde zemine oturtulmuş lineer menfezlerle yapılır (ŞEKİL 5). Menfez boyları, aralarında taşıyıcı beton atkılar bulunacağı için daha kısa olur.

bakınız: 8

Yukarıda anlatılan her iki üfleme şeklinde menfezler, alt kat tavanından geçen ana kanaldan beslenir. Alt katta havuz çanağı bulunmaktadır. Çanağın dört bir yüzeyini çevreleyen PVC havuz suyu tesisatı için bırakılmış bir "galeri" boşluğu vardır ve ana üfleme kanalı buradan geçirilir. Çanak yüzeylerinden biri makina dairesine bakıyorsa bu kısımda galeri oluşturulmamış olabilir, ancak en az üç yüzeyde ve "U" formunda bir galeri mevcuttur. Galeri boşluğunun her iki ağzı, üzerinde servis kapıları bulunan ısı izolasyonlu perdeler ile örtülerek, galeri boşluğunun bizzat kendisi üfleme kanalı olarak kullanılabilir. Bu durumda galerinin zemini ve dış duvarlarına ısı izolasyonu yapılmalıdır. Ayrıca galeri yüksekliği havuz çanağının yüksekliğinden fazla ise, yani çanak altında toprak dolgu varsa, bu dolguyu taşıyan betonarme perdeler de izole edilmelidir. Havuz çanağı yan perdelerinin ve galeri tavanının (tavanın üzeri havuz çevresi gezinme mahallidir) ısı izolasyonuna gerek yoktur (bkz. Şekil 4). Böyle bir uygulama ile,

a) Galeride kanal olmayacağı için tüm boşluklar rahatça kullanılabilir, havuz çanağının ve PVC boru hatlarının bakımı kolaylaşır. Galeriden üflenen havanın basıncı 50 - 100 Pa civarında olacağından serviste sıkıntı yaratmayacaktır.

b) Yatırım maliyeti düşer; hava kanalı ve kanal izolasyonuna göre, dış yüzeylerin inşaat aşamasındaki izolasyonları daha ucuzdur.

c) Hava geçişi galerinin tüm kesitinden olacağı için hava hızı ve akış direnci azalır, vantilatör motoru elektrik sarfiyatından ömür boyu tasarruf sağlanır.

d) Yapının "izolasyonlu dış yüzey" miktarı artırılmış olur, enerji tasarrufu sağlanır.

Hole üflenecek hava, camlardaki buğulanmayı önlemek amacıyla öncelikle dış pencereler arasında paylaşılmalıdır. Bunlardan artan hava, havuz çevresinin diğer uç noktalarından tesirli bir süpürmeyi sağlayacak şekilde üflenmelidir.

Orta büyüklükteki ve özel küçük havuzlarda -özellikle havuz holü genel bir yapının bir bölümünü teşkil ediyorsa- düzgün bir dış cephe ve dış pencere yapısı olamayabilir, ayrıca su tesisatı bir veya iki yan yüzden işlendiği için galeri bulunmayabilir. Bu durumda üfleme kanalları iç hacim tavanından geçirilir ve dış pencerelere doğru olan üfleme, pencere üzerinden aşağı doğru yapılabilir. Dikkat edilmesi gereken konu, üfleme açısı cama doğru olmak kaydıyla üfleme menfezi pencereden en fazla 25 cm uzaklıkta bulunmalı ve min. üfleme hızı 4 m/s olmalıdır (ŞEKİL 6). Pencerelerin haricinde hole doğru doğrudan üfleme yapılacaksa, üfleme havasının yüzücülerini rahatsız etmemesi için, menfezler yerden 2.0 - 2.5 m kadar yükseğe yerleştirilir (bkz. Şekil 5)

bakınız: 9

Havuz holünde şayet bir seyirci tribünü varsa, burada oturacak giyimli insanlara hol hava şartları ağır geleceğinden, bu kısım için ayrı bir klima santrali tesis edilmeli veya tesisat ısı pompası sistemi ile yapılıyorsa ayrı bir üfleme zonu tesis edilmelidir. Ayrı bir zon yapılması halinde, bu hattın başlangıcına konulacak kanal tipi bir soğutucu ile seyircilere verilen hava 6-8°C kadar soğutulmalıdır. Bu soğutucu, tribün kısmının ortalarında bulunan bir termostat ile kontrol edilmelidir. Tesirli bir rahatlatma için, tribünün uzun kenarı boyunca ve tribün arka sınırından itibaren üflenen hava, bütün seyirci kitlesini taradıktan sonra toplayıcı kanala ulaşmalıdır. Ayrı bir santral kullanılması halinde, bu bölümün dönüş havası da ana tesisattan ayrı bir kanal ile toplanmalı ve bu kanal tribün ile havuz arasındaki bölgeye yerleştirilmelidir.

Dönüş Kanalları:

Havuz havasındaki yüksek nemin, kimyasal buharların ve klor kokusunun çevredeki bölümlerde rahatsızlık yaratmaması için, hol hava basıncının mümkünse 15-30 Pa kadar negatif olması istenir. Bu nedenle dönüş havası, üfleme havası debisinden %5 civarında daha yüksek seçilmelidir.

Holden emilecek havanın en uygun toplama noktaları, havuz su yüzeyinin mümkün olduğu kadar üst ve orta kısımları olacaktır. Bu şekilde havuzun bir veya birkaç yan kenarı boyunca üflenen hava, havuzdan çıkan su buharını da alarak yükselecek ve hacmi terk edecektir. Havuzun üstündeki emiş kanalı uzun kenara paralel tek bir ana kanal şeklinde olabileceği gibi, dar kenara paralel bir kaç branşman kanal şeklinde de yapılabilir. Büyük havuzlarda tavandaki kanallar (son kesitleri 2-3 m²'ye kadar büyüyebilir) kargir bir veya birkaç düşey baca ile bodrum kattaki klima santralına ulaştırılır.

Hava kanallarının ve tüm menfezlerin, nemli havanın korozif özelliğinden etkilenmemesi için dayanıklı malzemeden yapılması (alüminyum, galvanizli sac gibi) gereklidir.

Santral Odası:

Küçük yüzeyli havuzların yapımında santral odası ayrılmasına gerek yoktur. Buralarda ısı pompası sistemi ile yapılmış küçük ve orta kapasiteli nem çözme cihazları ile "kurutma" işlemi ve kısmen de ısıtma işlemi gerçekleştirilebilir. Bu cihazların ana görevi havadaki nemin alınması olduğu için, havuz holünün ısıtılması bilinen usullerle çözülmelidir.

Yüzeyi 20-30 m2 olan Özel havuzlar için, havayı direkt emen ve üfleyen fan-coil cihazı büyüklüğünde taşınabilir nem çözme cihazları mevcuttur. Bu küçük cihazlarda iç sıcaklığın artışı durumunda kondens enerjisini havuz suyuna veren ilave su soğutmalı kondenser (su ısıtıcı) yoktur, bu durumlarda içeride bulunan normal ısıtma sisteminin kapasitesi düşürülür.

Yaklaşık 80 ila 100 m2'ye kadar yüzeyi bulunan havuzlarda ise, salon tipi klima cihazı büyüklüğünde ve döşemeye veya tavana montajı yapılabilen "paket tipi" nem çözme cihazları kullanılabilir. Burada kapasiteler ve hava miktarları büyüdüğünden, en azından üfleme havası için bir kanal tesisatı yapılmalıdır. Bu kapasitedeki cihazlara, artık enerjiyi havuz suyunda değerlendiren eşanjör ilave edilmektedir. Fakat bu eşanjörün havuz suyu tesisatı ile uyumlu olarak çalışması gerektiğinden, su tesisatının alt yapısı da bu ilaveye uygun olmalıdır.

Biraz daha büyük havuzlarda şayet merkezi tesisat için santral mahalli ayrılamıyorsa, birden fazla "ısı pompalı - paket tip" nem çözme cihazı kullanılabilir. Cihazlara bağımsız kanal tesisatları yapılır ve farklı değerlere ayarlanmış higrostatlarla otomatik olarak çalıştırılır.

Ortalama 100 ila 300 m2 su yüzeyinden itibaren merkezi klima tesisatı ve dolayısıyla santral odası yapılıması kaçınılmaz olur. Santral odası, egzost ve taze hava dahil tüm hava kanallarının bodrum kattaki geçiş mesafelerini en az uzunluğa indirecek şekilde; yani bina dış yüzeyine, galeriye ve dönüş kanalı şaftına yakın bir yere yerleştirilmelidir. Aksi halde kanalar, çok yoğun olan tesisat hatlarının servisini zorlaştıracaktır. Santrallar, mümkün olduğunca havuz kimyasallarının pompalandığı dozaj istasyonundan ve ısıtma merkezinden uzak olmalı, büyükçe olan elemanlarının (vantilatör, hava eşanjörleri vb) zamanla değişim servisi için bodrum katın dışarıya açılan servis kapısına ulaşımında engelleyici dar kısımlar bulunmamalıdır.

Büyük kapasiteli santralların ve bunlara ait kanalların yerleştirilmesinde zorluk çekildiği için, büyük havuzlarda iki veya üç adet santralin paralel çalıştırılması zorunlu olmaktadır. Bu durum aslında, düşük yük zamanlarında tek bir santralin çalıştırılması ile enerji tasarrufu sağladığı ve ayrıca arıza halinde yedekleme olanağı yarattığı için işletmede fayda sağlamaktadır. Aynı görüşle, nispeten daha küçük kapasiteli tesisatlarda da iki adet santral kullanılması düşünülebilir.

Kapalı havuzun bulunduğu binalarda, havuz holünün haricindeki bölümler için de havalandırma yapılmasında ve bunun için ayrı santrallar kullanılmasında fayda vardır. Eğer havuzda seyirci bölümü ve dolayısıyla buna bağlı (lokal, sigara salonu vb.) hizmet birimleri varsa, bağımsız havalandırma sistemleri kaçınılmaz olur. Hol santralından daha küçük kapasitede olan bu tip kullanım yerlerinin santrallarının, merkezi santral odası yerine, ilgili mekana yakın bir yerde oluşturulmuş ayrı bir hacme konulmaları daha pratik çözüm getirir.

Santralların debi ve sayıları yaklaşık olarak avan proje aşamasında belirlenmeli, kanal kesitleri hesaplanmalı ve santral odası büyüklüğü saptanmalıdır. Oda "net yüksekliği" incelenmeli, gerekiyorsa bu kısım için zemin suyu kontrol edilerek düşük döşeme uygulaması yapılmalıdır.

PROJE ŞARTLARI

Çeşitli normlarda verilen değerler, aşağı yukarı birbirinin aynısıdır. Bunlara göre;

bakınız: 3

bakınız: 4

Hava nemi ile ilgili olarak; VDI normunda relatif nem değeri verilmemekte, buna karşın hava basıncının insanların rahatı için üst sınır olan 22.7 mbar değerini aşmaması tavsiye edilmektedir. Bu basınç değeri, Şekil 2'deki psikartta da görüldüğü gibi, $x = 14.3$ g/kg mutlak nem seviyesinde oluşmaktadır. Aynı norm, hole sevk edilecek havanın 9 g/kg mutlak nem seviyesinde olsa dahi, içeride aynı mutlak nem (14.3 g/kg) değerini aşmadan kuruluşu sağlayacak kadar yeterli miktarda olmasını istemektedir. Kaynaklar incelendiğinde, Almanya'nın tüm bölgelerinde kış ve yaz mevsimi dış hava şartlarının birbirine çok benzediği ve yaz mevsiminde ortalama mutlak nemin 10-12 g/kg (16-19 mbar basınç) arasında değiştiği görülmektedir. Böyle bir iklimde, 9.0 g/kg üfleme havası ile 14.3 g/kg iç hava şartı ($\Delta x = 5.3$ g/kg) elde etmek, yaz mevsiminde birçok zamanlarda mümkün olabilecektir. Oysa ki, yurdumuzun bazı bölgelerindeki yaz mevsimi mutlak nem değerleri, VDI normunun öngördüğü iç hava nem seviyesinin bile üzerindedir.: İstanbul ve Bursa 15.1 g/kg,

Adana: 16,4, Trabzon: 17,7, Antalya: 19,5 ve Mersin: 23.1 g/kg. Diğer taraftan birçok literatürde kış mevsimi için kapalı havuz holünde izin verilen; 30°C'ye kadar iç sıcaklık ve %60'a kadar iç nem oranı değerlerine ulaşıldığında, 16 g/kg mutlak nem ve bu nemin sonucu 25.7 mbar iç basınç oluşmaktadır ki, bu değerler VDI'nin 14.3 g/kg - 22.7 mbar iç şart sınırını geçmektedir.

Yurdumuzun iklim şartları dikkate alınarak; dış hava ile nem giderme sisteminde çalışan tesisatların yaz mevsimi çalışmaları için; dış havanın 9 g/kg mutlak neme kadar olduğu bölgelerde 15.0 g/kg iç nemin kabulü, dış havadaki her bir ilave 1 g/kg nem değeri artışı için iç hava neminin 0.6 g/kg artmasına izin verilmesi görüşünün uygun olacağını düşünmekteyiz. Formül ile ifade etmek gerekirse;

$$x_h - \max = 0.015 + (x_d - 0.009) \times 0.6 \quad (6)$$

X_h = Hol mutlak nemi (kg/kg)

X_d = dış hava mutlak nemi (kg/kg).

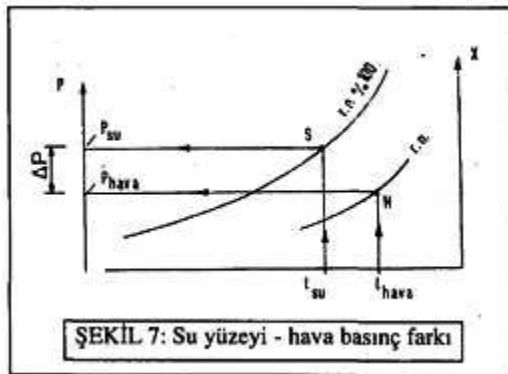
Yaz mevsimine göre yapılacak hesabın kış mevsimine uygunluğu kontrol edilmelidir.

Isı pompası sistemi ile yapılacak tesisatlarda içerideki nemsizleştirme işleminde dış havanın hiçbir katkısı olmadığı için, yaz mevsiminde de düşük bir mutlak iç nem temini mümkün olmaktadır.

BUHARLAŞMA MİKTARININ HESABI

Bir su yüzeyinden buharlaşan suyun birim zamandaki miktarı, su yüzeyindeki film tabakasının basıncı ile ortam havası basıncının farkına göre değişir. Miktar, bu fark ile doğru orantılı olarak artar.

Psikometrik kartta, bilindiği gibi; su yüzeyi film değeri doyma eğrisi ($\phi = \%100$) üzerinde belirtilmektedir. Diğer bir anlatımla, "su sıcaklığı = YT" sıcaklığı olarak ele alınmaktadır. (ŞEKİL 7)'de, (H) şartlarında bir hava ortamında bulunan (S) şartlarındaki su yüzeyinin basınç farkı (ΔP) görülmektedir. Su yüzeyi, su sıcaklığı değerinin doyma eğrisini kestiği noktada işaretlenmiştir.



Basınç farkı (ΔP) arttıkça, buharlaşan su miktarı da artacaktır. Bu farkın azalmasıyla buharlaşma azalır, fark sıfırlanınca buharlaşma durur; fark negatife dönüşürse, yani su yüzeyi basıncı hava basıncının altına düşerse bu kez hareket ters yöne çevrilir ve havadaki su buharı yoğunlaşarak suya karışır. (Bu son durumda, su yüzey sıcaklığının hava çığ noktası sıcaklığı altına düşmüş olduğunu ve psikometri kurallarına göre yoğunlaşma meydana geleceğini hatırlayınız!) Bu paragraftaki açıklamalar, (ŞEKİL 8)'deki psi-kart çizimlerinde gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 2'de verilen psi-kartta, basınç değerleri bilgilerinin bulunduğunu hatırlatırız.

bakınız: 11

Daha önce (Kapalı Havuz Tipleri) bölümünün (Süs Havuzları) paragrafında yer alan "havuz suyu sıcaklığının düşürülmesiyle buharlaşmanın önlenilebileceği" ifadesi, yukarıda verilen bilgilerin ışığı altında açıklığa kavuşmuş olmaktadır. Bu tip küçük havuzlarda su-hava basınç farkının minimuma indirilmesi, yani suyun biraz soğutulması, problemi çözecektir. Havuz su hacmi küçük olduğu için, bu işlemin kuyu veya şehir şebekesi suyu ile ucuz olarak yapılması mümkün olacaktır.

Yüzme havuzlarındaki buharlaşma miktarında, ayrıca su yüzeyindeki dalgalanmaların da etkisi vardır.

Havuzlardaki buharlaşma olayını, üç ayrı kaynaktan izleyelim:

a) VDI 2089 Normuna göre:

$$W = Ab \cdot e \cdot (P_s - P_d)$$

W : buharlaşan su miktarı (g/h)

Ab : su yüzeyi (m²)

ϵ : toplam buharlaşma sayısı (g/h.m².mbar) Ps : su sıcaklığındaki havanın doyma eğrisindeki basıncı (mbar)

Ph : hol havasının basıncı (mbar)

Norm, buharlaşma sayısı için üç ayrı kullanım etkinliğine göre değer vermektedir:

Düşük işletme $\epsilon = 13$ g/h.m².mbar (özel havuzlar, otel havuzları) Orta işletme $\epsilon = 28$ g/h.m².mbar (normal kullanımlı havuzlar) Aşırı işletme $\epsilon = 35$ g/h.m².mbar (yapay dalgalandırılmış özel yarışma havuzları) ÖRNEK 2: Su yüzeyi Ab = 1000 m², su sıcaklığı ts= 28°C, hava şartları th= 30°C, ϕ h= %55 nem olan ve "orta işletme" etkinliğinde çalışan bir havuz holündeki buharlaşan su miktarının bulunması: $\epsilon = 28$ g/h.m².mbar Ps = 38.54 mbar, su sıcaklığındaki havanın doyma eğrisindeki (YT= 28°C'deki) basıncı (Şekil 2'deki psi-kart'tan)

Ph = 23.50 mbar, hol havasının basıncı (Şekil 2'deki psi-kart'tan)

$$W = 1000 \times 28 \times (38.54 - 23.50) = 421120 \text{ g/h} = 421 \text{ kg/h.}$$

b) Recknagel'e göre:

$$W = \dot{\epsilon} \cdot (x'' - x) \quad (8) \quad W : \text{birim yüzeyden buharlaşan su miktarı (kg/h.m}^2)$$

$\dot{\epsilon}$: buharlaşma sayısı (Kg/h.m².(kg/kg)) xs : su sıcaklığındaki havanın doyma eğrisindeki mutlak nemi (kg/kg)

xh : hol havasının mutlak nemi (kg/kg)

$\dot{\epsilon} = 25 + 19 \cdot V$ (8a) (8a) no.lu formüldeki (V), havuzdaki kullanım etkinliğinin şiddetine bağlı olan su yüzeyindeki "hava hızı"nı belirtmektedir ve aşağıdaki değerler tavsiye edilmektedir.

Özel havuzlar V = 0.1 m/s

Otel havuzları V = 0.3 m/s

Genel havuzlar V = 0.5 m/s

ÖRNEK 3: Örnek 2'de verilen değerlerdeki genel kullanım amaçlı havuzdan buharlaşan su miktarı:

V = 0.5 m/s

$\dot{\epsilon} = 25 + (19 \times 0.5) = 34.5 \text{ kg/h.m}^2. (\text{kg/kg})$ xs = 0.0244 kg/kg, su sıcaklığındaki havanın doyma eğrisindeki (YT = 28°C) mutlak nemi (Şekil 2'deki psi-kart'tan)

Xh = 0.0148 kg/kg, hol havasının mutlak nemi (Şekil 2'deki psi-kart'tan)

$$w = 34.5 \times (0.0244 - 0.0148) = 0.331 \text{ kg/h.m}^2$$

Havuz alanı 1000 m² olduğuna göre, toplam miktar

$$W = 1000 \times 0.331 = 331 \text{ kg/h olarak bulunur,}$$

c) Ashrae'ye göre:

$$W = Ab \cdot (0.0887 + 0.07815 \cdot v) / Y \cdot (P_s - P_h) \quad (9)$$

W : buharlaşan su miktarı (kg/s)

Ab : su yüzeyi (m²)

v : su üzerindeki hava hızı (m/s)

Y : suyun buharlaşma gizli ısısı (kJ/kg)

Ps : su sıcaklığındaki havanın doyma eğrisindeki basıncı (kPa)

Ph : hol havasının basıncı (kPa)

Ashrae'de hava hızı ile ilgili ayrıntılar bulunmamakta, sadece yukarıdaki formül ortalama bir (Y) değeri ve 0.05 - 0.15 m/s hava hızları için sadeleştirilerek;

$$W = Ab \cdot (P_s - P_h) / 25000 \quad (10)$$

şeklini almaktadır

ÖRNEK 4: Örnek 2'de verilen değerlerdeki genel kullanım amaçlı havuzdan buharlaşan su miktarı:

$$Ab = 1000 \text{ m}^2$$

$$V = 0.5 \text{ m/s}$$

$$Y = 2438 \text{ kJ/kg} (= 581.88 \text{ kcal/kg, ilerde bulunan Örnek 5'ten, suyun buharlaşma gizli ısısı})$$

$$P_s = 3.85 \text{ kPa, su sıcaklığındaki havanın doyma eğrisindeki (} Y_T = 28^\circ\text{C'deki) basıncı (Şekil 2'deki psi-kart'tan)}$$

$$P_h = 2.35 \text{ kPa, hol havasının basıncı (Şekil 2'deki psi-kart'tan)}$$

$$W = 1000 \times (0.0887 + 0.07815 \times 0.5) / 2438 \times (3.85 - 2.35) = 0.03494 \text{ kg/s} = 125.78 \text{ kg/h.}$$

Şayet (9) yerine (10) no.lu formül kullanılsaydı, bu değer 216 kg/h olarak bulunacak idi.

bakınız: 14

Görüldüğü gibi, her üç kaynağa göre farklı sonuçlar elde edilmektedir. Deneyimlerimize göre görüşümüz, VDI normundaki değerlerin biraz emniyetli tutulduğu yönündedir.

24 ila 28°C su sıcaklığı ve su sıcaklığından 3°C daha yüksek hava sıcaklığı için geçerli; değişik hava hızlarına ve nem oranlarına göre (8) ve (8a) no.lu formüller kullanılarak çizilmiş olan "buharlaşma miktarları"ni gösteren bir diyagram (ŞEKİL 9)da verilmiştir.

BUHARLAŞMA ETKİSİ İLE SUYUN SOĞUMASI

Bilindiği gibi, buharlaşan su çevresinden ısı çeker. Bu ısı geçişi önce suyun kendi bünyesinde oluşur ve ayrılan kısım gerekli ısını kalan kütleden alır; sonuçta, başka yerden ısı almıyorsa kalan kütlede soğuma meydana gelir. Havuz tesisatlarında bu soğuma miktarı hesaplanır ve su sıcaklığının aynı değerde korunabilmesi için aynı miktarda ısıtma yapılır. Konu edilen bu ısı, buharlaşan su ile havaya "gizli ısı" olarak geçmektedir.

Buharlaşma gizli ısısı, 0°C'deki suyun fiziksel özellikleri baz alınarak şu şekilde hesaplanabilir:

$$r = (r_o + c_b \cdot t_s) - (c_s \cdot t_s)$$

r : (t_s) sıcaklığındaki suyun buharlaşma gizli ısısı, kcal/kg

r_o : 0°C sıcaklığındaki suyun buharlaşma gizli ısısı, (= 597 kcal/kg)

c_b : su buharının ortalama ısınma ısısı (= 0.46 kcal/kg.°C)

c_s : suyun ısınma ısısı (= 1.0 kcal/kg.°C)

t_s : buharlaşan suyun sıcaklığı (°C)

Sabit değerler formüle yerleştirildiğinde;

$$r = (597 + 0.46 \cdot t_s) - t_s \quad (11)$$

Bu gizli ısı, dış hava ile çalışan sistemlerde şayet "ısı ekonomizeri" yoksa tamamen dışarıya atılır, ısı pompası sistemli klima tesisatlarında ise, evaporatördeki basıncı yükselterek kompresörün soğutma ve dolayısıyla kondenzasyon kapasitesini yükseltir, sonuçta ısı pompası sisteminin COP (Coefficient Of Performance:

randıman katsayısı) değeri artar.

ÖRNEK 5: Örnek 3'de belirtilen havuzdaki suyun buharlaşma sonucu ısı kaybı:

$t_s = 28^\circ\text{C}$, $W = 331 \text{ kg/h}$ idi.

$r = (597 + 0.46 \times 28) - 28 = 581.88 \text{ kcal/kg}$.

$Q_{\text{su-gizli}} = 581.88 \text{ kcal/kg} \times 331 \text{ kg/h} = 192602 \text{ kcal/h}$ olarak bulunur.

HAVA DEBİSİ

Havuz holünde gerekli minimum hava debisi, havadan alınması gereken su buharına göre hesaplanır. Bulunacak miktar ısıtma ihtiyacı için genellikle yeterli olmaktadır. Yetersizlik halinde aradaki kapasite açığı, radyatör veya konvektör gibi ilk yatırım ve işletme masrafları daha düşük olan ısıtıcı yüzeylerle kapatılmalıdır. Seçilecek debi, içeride yeterli hava değişimini sağlayacak büyüklükte olmalıdır.

$$M = W / (x_h - x_B) \cdot \gamma \quad (12)$$

M : hol sirküle hava debisi (m^3/h)

W : holden alınacak nem (= buharlaşan su) miktarı (kg/h)

x_h : hol havası mutlak nemi (kg/kg)

x_B : üfleme havası mutlak nemi (kg/kg)

γ : vantilatör geçişindeki hava özgül ağırlığı (kg/m^3) (örneklerde 1.20 alınmıştır) Formülde, hava miktarını tayin eden en önemli faktörün üfleme havasının "kuruluğu" olduğu görülmektedir. Üfleme havasının nemi;

a) Dış havanın kuruluğu esasına dayanan sistemlerde, dış hava mutlak nem değerine,

b) Isı pompası sistemi ile çalışan tesisatlarda, çevrimin tasarlanmış sıcaklık değerlerine

göre değişkenlik gösterecektir. Tesisatta hava sirkülasyonu için bir enerji harcanmaktadır; bu nedenle istenilen hedefleri gerçekleştirebilecek miktardaki hava ile yetinilmelidir.

Daha önce belirtildiği gibi, hava debisinin yüksekliği zorunu ile veya yedeklemek amacıyla birden fazla sayıda santral kullanılıyorsa, bu santraller kademeli ve iki konumlu bir higrostat kumandası ile sırayla devreye sokulmalıdır. Böylece düşük yük zamanlarında az sayıda santralin çalışmasıyla düşük hava debisi ile enerji tasarrufu yapılabilir. Tek santral kullanılan tesisatlarda bile düşük yük zamanlarında vantilatör hava debisinin iki devirli motor kullanılarak azaltılması gibi uygulamalar son yıllarda sıkça görülmektedir.

DIŞ HAVA KULLANIMLI TESİSATLAR

Dış hava kullanılarak nem alma esasına dayanan klasik tesisat türlerinde, dış havanın daha yüksek miktarda nem taşıdığı yaz mevsimi çalışma şartları önem kazanmaktadır. Her ne kadar kapalı havuz kış mevsiminde spor yapılabilmesini sağlamak amacıyla inşa edilmiş ise de, yapılan yatırımdan tüm yıl boyunca yararlanılmak istenilmesi doğal karşılanmalıdır.

Mal sahibinin isteği havuzun yaz mevsiminde de kullanımı yönünde ise, hava debisi yaz mevsimi şartlarına göre seçilmeli, daha sonra kış mevsimine uygunluğu kontrol edilmelidir. Yaz mevsiminde dış hava daha nemlidir ve ayrıca ısıtılmasına gerek yoktur, bu nedenle yaz çalışmasında %100 dış hava kullanılır, amaç, dış hava şartlarını olabildiğince içeriye taşımaktır.

ÖRNEK 6: Örnek 3'te verilen değerlerdeki bir havuzun Ankara iklim şartlarında çalışması halinde hava debisi ne olmalıdır?

Bilinenler

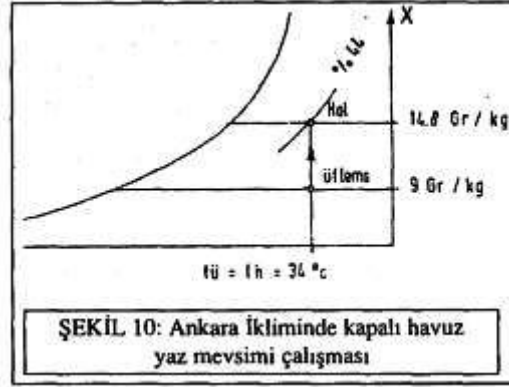
$W = 331 \text{ kg/h}$

$X_h = 0.0148 \text{ kg/kg}$

$\gamma = 1.20 \text{ kg/m}^3$ Yaz mevsimi Ankara dış hava şartları 34°C KT ve 20°C YT olarak alındığında, mutlak nem 9.0 g/kg olarak bulunur, dış hava = üfleme havası = $X_B = 0.009 \text{ kg/kg}$. Buna göre (12) no.lu formül ile.

$M = 331 / (0.0148 - 0.009) \times 1.20 = 47550 \text{ m}^3/\text{h}$ bulunur.

Burada esas, hol havasının $X_h = 0.0148$ kg/kg çizgisi üzerinde bulunacağıdır. Tesisatta soğutma ve ısıtma işlemleri yapılmadığına, yani binanın çevre ile ısı alışverişisi teorik olarak bulunmadığına göre, üfleme havası içeride %100 gizli ısı kazanacak, aynı sıcaklıkta ve öngörülen (X_h) değerinde holi terk edecektir. Bu durumda iç hava sıcaklığı $t_h = 34^\circ\text{C}$ ve relatif nemi $\phi_h = \%44$ olmaktadır. Çevrim (ŞEKİL 10)'da çizilmiştir



Kış mevsiminde ise $t_d = -12^\circ\text{C}$ ve $X_d = 0.0005$ kg/kg mutlak nem değerindeki dış hava şartlarında yapılacak çalışmada, hedeflenen iç şartlar için üfleme havasının yine $X_u = 0.009$ kg/kg nemlilikte bulunması yeterli olacaktır. Bu değer karışım havası ile temin edilebilir. Dış hava oranı (DHO) ve karışım sıcaklığı (t_k), psi-kart'tan geometrik orantı ile bulunabileceği gibi;

$$\text{DHO} = (X_u - X_d) / (X_h - X_d) \quad (13)$$

ve

$$t_k = \text{DHO} \cdot (t_h - t_d) + t_d \quad (14)$$

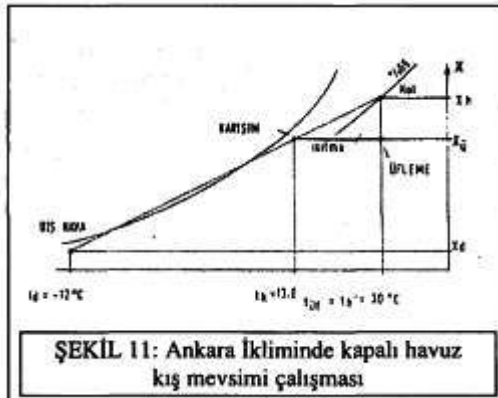
formülleri ile hesaplanabilir. Örneğimiz için,

$$\text{DHO} = (0.0090 - 0.0005) / (0.0148 - 0.0005)$$

$$= \%59.4; \text{ ve}$$

$$t_k = 0.594 \times (30 - (-) 12) + (-) 12 = 13.0^\circ\text{C}$$

olarak bulunurlar. Karışım noktası, $X_u = 0.009$ kg/kg doğrusunun 13°C KT doğrusu ile kesiştiği noktadır. Çevrimin (ŞEKİL 11)'deki psi-kart çiziminde de görüldüğü gibi; karışım havasının, hol ısı kaybının başka kaynaklardan karşılandığı kabulü ile, sadece hol sıcaklığına kadar (30°C) ısıtılması öngörülmüştür. Bu kabul, hava ile ilgili enerji harcamalarının açık olarak izlenmesi ve karşılaştırılabilmesi için yapılmıştır.



Havanın hol şartlarına kadar "geri ısıtma" işlemi için harcanacak enerjiyi, aşağıdaki formül ile hesaplayabiliriz.

$$Q_{g1} = M \cdot Ch \cdot (t_h - t_k) \cdot \gamma \quad (15) \quad Ch: \text{havanın ısınma ısısı} = 0.24 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$Q_{g1} = 47550 \times 0.24 \times (30.0 - 13.0) = 194000 \text{ kcal/h.}$$

Yaz ve kış çevrimlerinin incelenmesinde görüldüğü gibi tesisat, nemli yaz günlerinde maksimum, kuru kış

günlerinde ise minimum dış hava ile çalışacaktır.

Bu uygulamada "minimum" değerdeki dış havanın bile bir hayli fazla (%59.4) kullanılması nedeniyle, daha önce açıklanan esaslara göre hesaplanacak "taze hava"nın gereğinden çok daha fazla miktarlarda alınmakta olduğu görülmektedir.

ÖRNEK 7: Örnek 6'daki özellikleri taşıyan havuzun İzmir iklim şartlarında çalıştığını kabul edelim. Yaz mevsimi dış şartları 37°C KT, 24°C YT, $X_d = X_{\bar{u}} = 13.5$ g/kg olacaktır. (12) no.lu formül ile, aynı iç şartlar için;

$$M = 331 / (0.0148 - 0.0135) \times 1.20 = 212180 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Görüldüğü gibi, daha nemli dış hava ile çalışılacağı için bir hayli yüksek hava debisi gerekmektedir.

Hava debisini önceki örnekteki gibi aynı miktarda sabit tutarsak ($M = 47550$ m³/h), holün havasının ulaşacağı teorik mutlak nem seviyesi;

$$X_{h1} = X_{\bar{u}} + (W/M \cdot \gamma) \quad (16) = 0.0135 - (331/47550 \times 1.20) = 0.0193 \text{ kg/kg}$$

Hol havası, 19.3 g/kg nem doğrusunun 37 °C KT doğrusu ile kesiştiği noktada bulunacaktır. İç nem yaklaşık %49 olmaktadır. Bulunan bu mutlak nem değeri teoriktir. Çünkü, iç mutlak nemin yükselmesiyle "su-hava" basınç farkı (ΔP) küçülecek ve buharlaşan su miktarı da azalacaktır. Pratikte gerçek hol nemi, hedeflenen $X_h = 0.0148$ kg/kg değeri (buharlaşma miktarı buna göre hesaplanmış idi) ile bulunan teorik $X_{h'} = 0.0193$ kg/kg değerlerinin arasında ve ortalarda bir değer olacaktır. Deneme-yanılma metodu ile yapılan hesaplamalar sonucu gerçek değer $X_h = 0.0176$ kg/kg olduğu görülmektedir (bkz. ŞEKİL 12) **bakınız: 17**

Uygunluğu tartışmaya açık olan (6) no.lu formüle göre İzmir iklimi için izin verilen iç nem miktarı:

$$X_{h\text{-max}} = 0.015 + (0.0135 - 0.009) \times 0.6 = 0.0177 \text{ kg/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

Hesaplanan gerçek $X_h = 0.0176$ kg/kg değeri daha düşük olduğu için, seçilen hava debisi yaz mevsimi için uygun görülmeyle beraber irdelenmeye açıktır.

Aynı 47550 m³/h.lık hava debisinin kış mevsimi çalışmasındaki durumunu inceleyelim: Kış mevsimi dış şartları 0°C sıcaklık, %80 relatif ve 0.003 kg/kg mutlak nem'dir. Kış mevsiminde, iç havanın 30°C sıcaklık ve %55 nem oranı için geçerli olan $x_h = 0.0148$ kg/kg mutlak nem değerinde sabit tutulması hedeflenecektir. Üfleme havasında (izin verilen max) mutlaka nem miktarı (12) no.lu formülden elde edilen şu bağlantı ile bulunabilir:

$$X_{\bar{u}} = X_h - (W/M \cdot \gamma) \quad (17) = 0.0148 - (331/47550 \times 1.20) = 0.009 \text{ kg/kg}$$

Değerler aynı olduğu için, Örnek 6'daki üfleme havası ile aynı nem seviyesi bulunmuştur. Dış hava oranı, (13) no.lu formül ile;

$$DHO = (0.009 - 0.003) / (0.0148 - 0.003) = 0.51$$

Görülüyor ki, kışın en soğuk günde alınan dış hava oranı %51'e kadar düşecek, diğer günlerde bu oran yükselecek ve dış havanın 9.0 g/kg ve daha yüksek nem taşıdığı günlerde ise %100 olacaktır.

Seçilen hava miktarı uygun mudur? Bu sorunun cevabını düşünmek için önce psi-kart'ta 9.0 g/kg sabit mutlak nem doğrusu çizilir. Bu çizginin altı kısmında kalan bölgelerdeki dış hava şartlarında hedeflenen iç nem sağlanacaktır. Üst bölgelerdeki şartlarda ise iç mutlak nem yükselecek fakat aynı zamanda su yüzeyindeki buharlaşma da azalacaktır. Elimizde aylara göre verilmiş hava basıncı değişimlerini gösteren meteorolojik istatistik bilgileri bulunmadığı için bu değişimin şartlarını tam olarak saptayamıyoruz, ancak, geçiş döneminin 20-25 °C'lik dış sıcaklıkta ve Nisan/Mayıs ile Ekim/Kasım aylarında olacağını tahmin edebiliriz.

Havuzun konfor bölgesindeki kullanım süresini uzatmak için hava debisini arttırmak gerekecektir. Optimum noktayı, yatırım gücüne ve tasarladığı kullanım amaçlarına göre, yapı sahibi ile proje mühendisi ortaklaşa tespit edecektir.

Burada iki noktaya dikkat çekelim; a) Hatırlanacağı gibi, Örnek 6'da, daha kuru yaz mevsimi dış şartlarında çalışan havuzun yaz işletmesinde yüksek nem problemi görülmemiş idi. b) Nemli yaz mevsimi olan yörelerde klima tesisatı "ısı pompası" sisteminde yapılırsa, enerji tasarrufunun yanı sıra iç konfor şartları da bütün yıl boyunca sağlanabilecektir.

Dış hava sistemli tesisatlarda, dönüş havasını kontrol eden higrostat oransal olarak "egzost + karışım + taze hava" damper sistemine kumanda eder; iç nemin yükselmesine paralel olarak dış hava oranını artırır, verilen örneklerde görüldüğü gibi dış havanın nemlenmesiyle bu oran %100 değerini bulur. Tesisatın ısıtma kontrolü ise normal konfor tesisatlarında olduğu gibi yapılır. Dönüş havası sıcaklığı izlenerek oransal servomotor ile santral

ısıtma eşanjörünün sıcak su vanasına kumanda edilir. İçeride soyunuk insanlar bulunacağından, üfleme havası alt sınır sıcaklığı kontrolü mutlaka yapılmalıdır.

ISI POMPALI SİSTEMLİ TESİSATLAR

Isı pompası sistemi ile yapılmış kapalı havuz klima tesisatı, normal klima tesisatlarında bulunanlara benzeyen bir "mekanik soğutma" devresiyle donatılmıştır. Bu soğutma sisteminde, çevrimin "soğuk bölgesi"nde (evaporatörde) yoğunlaştırılmak suretiyle havanın nemi alınmakta ve bu arada hava istenilmeden soğutulmuş olmaktadır; sistemin "sıcak bölgesi"nde (kondenserde) ise, bir önceki işlemde istek dışı soğutulan hava bu defa ısıtılmaktadır, öyle ki, ısıtma işleminin soğutma işleminden daha yüksek kapasitede sağlanması mümkün olmaktadır, işte bu yüksek ısıtma kapasitesi çok zaman fazla gelmekte fakat dışarıya atılmayarak başka bir yerde (genellikle havuz suyu ısıtılmasında) değerlendirilmektedir.

Isı pompası sistemini harekete geçiren olgu, holdeki nemin yükselmesidir, nem yükseldiğine göre havuzda buharlaşma var demektir. Buharlaşma olduğu sürece suda soğuma vardır. Dolayısıyla ısıya gerek vardır. Sudaki buharlaşmanın durduğu anda, suyun ısıtılma gereksinimi de bitecektir, zaten buharlaşma durduğu için ısı pompası sistemi de duracak ve "artık enerji" kalmayacaktır. Suyun buharlaşması ve yoğunlaşması birbirine zıt, ancak eşdeğer enerjiler ile oluşan fiziksel olaylardır.

Burada bir parantez açarak, kondenser kapasitesinin soğutma kapasitesinden daima büyük olduğunu hatırlayalım.

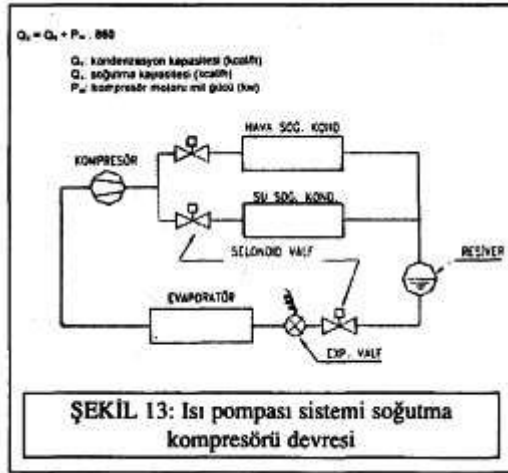
$$Q_k = Q_s + P_m \cdot 860 \quad (18)$$

Q_k: kondenzasyon kapasitesi (kcal/h)

Q_s: soğutma kapasitesi (kcal/h)

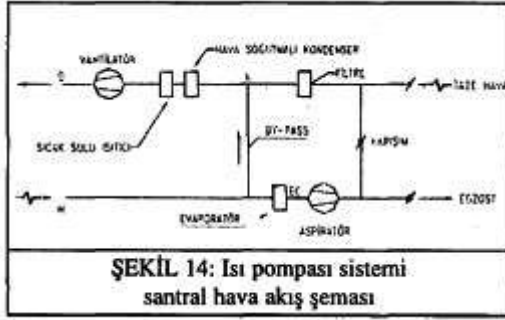
P_m : kompresör motoru mil gücü (kw)

Havanın soğutularak neminin alındığı evaporatör ile "artık" enerjiyle ısıtıldığı kondenser, bakır boru -alüminyum kanatlı olarak yapılmış birer hava eşanjörüdür. Havanın ısıtılmasından artan enerjinin kullanıldığı diğer kondenser ise genellikle AISI 316 malzeme ile yapılmış kaynaklı - levhali tip bir ısı eşanjörüdür ve bir bölmesinde soğutucu akışkan (R22 olabilir), diğer bölmesinde filtrelenmiş havuz suyu dolaşır. Şu halde soğutma kompresörünün birisi hava - diğeri su soğutmalı tip olmak üzere iki adet kondenseri ve sadece hava ile çalışan bir adet evaporatörü bulunmaktadır (ŞEKİL 13).



Hava ile çalışan evaporatör ve kondenserin kanatları, havada bulunan aşındırıcı kimyasal buharlardan korunması için PVC film tabakası ile kaplanmış özel alüminyum folyo ile imal edilmiş olmalıdır.

(ŞEKİL 14)'de, ısı pompalı bir santralin hava akış şeması görülmektedir. Holden dönen havanın %30 ila 40 oranındaki bir bölümü evaporatöre girmeden önce by-pass edilerek doğrudan kondenser bölümüne verilmektedir, bundaki amaç, daha fazla hava debisine ihtiyaç gösteren kondenseri besleyebilmektir. By-pass miktarı, seçilecek kondenzasyon sıcaklığına ve kondenser büyüklüğüne göre değişecektir, optimum miktar yapılacak bir kaç ayrı hesap ile bulunabilir.



ŞEKİL 14: Isı pompası sistemi santral hava akış şeması

By-pass edilen miktardan sonra kalan hava (toplam debinin %60 ila 70'i), evaporatörden geçirilir ve soğutularak içindeki nemi alınır. Nemin alınabilmesi için, havanın giriş ile çıkış değerleri arasında mutlaka bir (Δx) değeri yaratılmalıdır, aksi halde nem alma işlemi gerçekleşemez ve hava boş yere soğutulmuş olur. Önemli olduğu için konuyu biraz daha açalım: (ŞEKİL 15)'te havanın her hangi bir soğutucuda soğuma aşamaları görülmektedir. Şöyle ki; (15a)'da, ayrıntıya inilmeden her zaman olduğu gibi olay, pratik olarak çizilen bir doğru ile gösterilmiştir (A) şartlarında giren hava " Δi -toplam" entalpi farkı ile soğumuş olarak (C) noktasında soğutucuyu terk etmektedir. Gerçek değişim ise (15 b)'de görüldüğü gibidir; aynı soğutma kapasitesi (Δi -toplam), bu defa iki aşamalı (Δi -kum + Δi -yaş) olarak işaretlenmiştir. (A) noktasında soğutucuya giren hava soğuyarak doyma eğrisine yaklaşır, şartlara göre %90 - 98 nemliliğe ulaştığı (B) noktasında yoğuşma başlar, daha sonra yine soğumaya fakat ayrıca yoğuşmaya devam ederek, (C) noktasında soğutucuyu terk eder. (A) ve (B) noktaları arasındaki değişimde "yoğuşma - nem verme" olayı yoktur ve bu yüzden bu bölgedeki işlem "kuru soğutma" olarak adlandırılır. Yoğuşma bulunmadığı için bu noktalar arasında $\Delta x = 0$ olacaktır. Nemin alınması için amaç, $\Delta x > 0$ değerini taşıyan (C) noktası çıkış şartlarının sağlanmasıdır. **bakınız: 20**

Bu açıklamalardan görüldüğü üzere, ısı pompası sisteminde soğuk su dolaşımı ve oransal kontrollü soğutucu su vanası kullanılması çok yanlış olacaktır, çünkü higrostat kumandası ile kısılan vanadan geçen su miktarı azalarak belli bir seviyeye düştüğünde, soğutucu çıkışı (B) ile (A) noktaları arasına kayabilir ve gereksiz enerji harcaması yapılır. Bu tehlikeye düşmemek için soğutucu akışkan debisi daima iki konumlu olarak kontrol edilmelidir. Havuz holünde dengeli bir nem seviyesinin temini için iki konumlu kontrolün kademe sayısı artırılabilir, yani hepsi on-off çalışan birden "fazla soğutma eşanjörü kullanılabilir. Anlatılan bu çalışma tarzı için "su soğutma grubu" yerine "DX (direct expansion = doğrudan genişmeli) sistem" daha uygundur. Ayrıca bu sistemin ilk tesisinin ucuzluğunun yanısıra, çalışma sırasında da yaklaşık %12-14 oranında daha düşük elektrik sarfiyatı olduğu bilinmektedir.

Hava, evaporatör çıkışından sonra "karışım hücresi'ne gelmekte ve burada gerekli miktarda egzost yapılarak yerine taze hava alınmaktadır. Dikkat edilirse "dış" yerine "taze" kelimesi kullanılmıştır. Çünkü ısı pompası sisteminde kurutma işlemi mekanik olarak yapıldığından, bu iş için dış havaya gerek yoktur ve bunun sonucu dış havanın şartları da önemini kaybetmektedir. Bu durumda dışarıdan alınacak havanın, (Proje Şartları) bölümünde açıklanan miktarları aşmamasına dikkat edilmelidir. Gerekli taze havanın miktarı, içerideki insanların sayısına ve hareketliliğine bağlı olarak değişecektir. Gerçek değerlerin temini için günde birkaç kez yeni ayar yapılması gerekir, pratikte bu imkansız olduğu için "ortalama" olarak yapılmış bir ayar, tesisatın ömrü boyunca gereksiz enerji sarfiyatına yol açar. Havuz tesisatlarının geceleri de çalıştığı dikkate alınırsa, taze hava ayarının önemi daha da artar. Bu konuda hem konforu hem de tasarrufu sağlamak için "hava kalite kontrol" paneli kullanılması uygun olacaktır. Bu panelde hava kalitesi değişik seviyelere göre ayarlanabilmekte ve taze hava yapılan ayarın gerektirdiği kadar alınmaktadır.

Dış hava alınmasıyla ilgili bir ayrıntı daha vardır; kış mevsiminde dış hava sıcaklığı evaporatör çıkış havası sıcaklığından daha yüksek ve dış mutlak nem üfleme havası mutlak neminden daha küçük veya eşit ise, hava karışım damperleri otomatik olarak %100 dış hava konumuna geçirilerek tesisat %100 dış hava ile çalışmaya başlar ve şartlar değişinceye kadar bu çalışma devam ederek enerji tasarrufu sağlanmış olur.

Yeterli miktarda taze havanın alınmasından sonra, salondan dönen nemli hava ile birleşen ve toplam debiye ulaşan hava, önce "hava soğutmalı" kondenserden, daha sonra sıcak su eşanjöründen geçmekte ve vantilatör tarafından havuz holüne gönderilmektedir. Sevk havasının ısıtılması işlemi öncelikle kondenser tarafından şu şekilde yapılmaktadır; dönüş ve üfleme havası termostatları, kondenser girişindeki solenoid valfe kumanda ederek, sıcaklığın düşmesiyle bu valfi açmakta ve havanın ısınmasını sağlamaktadır. Kondenser valf otomatik olarak kapandığında, aynı anda havuz suyunu ısıtan "su soğutmalı" kondenser girişindeki solenoid valf

açılmakta ve kondenzasyon kapasitesi ile bu kez havuz suyu ısıtılmaktadır. Şayet soğutma kompresörü ve evaporatör, "kapasite kontrollü" yani birden fazla kademeli olarak çalışıyorsa, hava ve su soğutmalı kondenserler de aynı orandaki kapasite dilimlerine bölünmüş olarak seçilir ve solenoid valfler aracılığı ile aynı paralelde çalıştırılırlar. Bu şekilde nem kontrolünde olduğu gibi, sıcaklık kontrolünde de "kademeli" ayar sağlanmış olur.

Otomasyonda ana kural, higrostat ile soğutma kompresörünün kontrol edilmesidir. Nem seviyesi düştüğünde kompresör(ler) otomatik olarak duracaktır, şayet bu sırada havanın ısımaya ihtiyacı varsa, otomatik olarak, sıcak su ile çalışan santral ısıtıcısının kontrol vanasına kumanda eden panel devreye sokulur ve bu vana gerektiği kadar açılarak ısıtma sağlanır. Bu ısıtıcı, soğutma sisteminin muhtemel arıza zamanlarında da holü ısıtacaktır. Anlaşıldığı gibi, santral ısıtıcısı "ısı pompası" sistemi yokmuş gibi ele alınarak projelendirilmelidir.

Havuz suyunun ısıtılması için ayrıca kalorifer kazanından beslenen ısıtma eşanjörü tesis edilir. Isı pompasının çalışmadığı zamanlarda ve ilk çalıştırma ile bakım sonrası devreye alma işlemlerinde bu eşanjör kullanılır. Bu eşanjörün de AISI 316 malzemeden sökülebilir - levhalı tip olarak seçilmesi uygun olacaktır, zira havuz suyu içindeki kimyasal maddeler bakır ve demir malzemeden yapılmış eşanjörleri birkaç sene içerisinde kullanılamaz duruma gelecek şekilde aşındırmaktadır. Aynı cümleden olarak havuz suyu devresine monte edilecek klima ve ısıtma tesisatı ile ilgili tüm flow switch, manometre, termometre, termostat vb. kontrol cihazlarının malzemelerinin de özel olması gerektiğini hatırlatırız.

(Şekil 16)'da, Şekil 15'de hava akış şeması çizilen tesisatın (%100 iç hava ile çalışma halindeki) psi-kart çizimi görülmektedir. Buradaki simgeler: H: hol havası (= evaporatör girişi), EÇ: evaporatör çıkışı, K: karışım (=kondenser girişi), Ü: üfleme (=kondenser çıkışı). Bu semboller ayrıca Şekil 15'te de belirtilmiştir.

bakınız: 22

Şekil 16'daki çizim için bir açıklama yapalım: burada da, Şekil 11'de olduğu gibi, havanın hol sıcaklığına kadar ısıtılması ile ilgili enerji masraflarının kolayca görülmesi amacıyla, ısıtma işleminin hol sıcaklık değerinde bitirildiği kabul edilmiştir. Gerçek çevrimde ise bu noktadan sonra ısıtmaya devam edilerek ayrıca holün ısı kaybı karşılanacaktır.

Tesisatın hava debisi, daha önce verilen (12) no.lu formül ile hesaplanır. Daha önce belirtildiği gibi, ısı pompalı sistemlerde - nemin alınması açısından - dış hava şartlarına bağımlılık olmadığı için, hava debisi hesabının yaz ve kış mevsimleri için ayrı ayrı incelenmesine gerek yoktur. Hesap için tek bir iç şart hedeflenir ve buna göre debi bulunur.

Bulunan hava debisinin kış mevsimini bina ısı kaybı açısından uygunluğu araştırılır ve yetersiz kalıyorsa, daha önce belirtildiği gibi, ucuzluğu nedeniyle aradaki fark alışımlı ısıtıcılarla (radyatör vb.) karşılanır. Isı kaybının bir kısmının da, bu tip yapılar için ideal olan "yer kaloriferi tesisatı" ile sağlanabileceği unutulmamalıdır. Binanın ısı izolasyonu zorunlu olarak çok iyi yapıldığından, soğutma kompresörünün kondenser enerjisi kış mevsiminde ısıtma işlemi için - kompresörün çalıştığı zamanlarda - genellikle yeterli olmaktadır. İçerideki nemin düşük olduğu ve dolayısıyla soğutma kompresörünün çalışmadığı zamanlar için santralde normal ısıtma eşanjörü ve kalorifer kazanında buna göre ayrılmış ısı kapasitesi bulunmalıdır.

Yaz mevsiminde de nem çözmek amacıyla hava istek dışı soğutulduğu için, santraldaki hava soğutmalı kondenser yine "ısıtıcı" görevini sürdürecektir. Kompresör durduğunda, doğal olarak bu kez sıcak sulu hava ısıtıcısının devreye girmesine gerek kalmayacaktır. Şekil 16'daki psi-kart çiziminde, karşılaştırma amacıyla kış mevsimi ısıtma işlemi zaten dikkate alınmamış idi. Şu halde aynı çizim yaz mevsimi çalışması için -şartsız olarak- aynen geçerlidir.

Yaz mevsiminde bina genelinde ısı kayıplarının düşük oluşu, ısı pompası sisteminin kondenser enerjisinin tam olarak kullanılmasını biraz zorlaştırabilir. Kondenser enerjisinin fazla kısmı yine havuz suyunun ısıtılmasında kullanılır, buradan artacak enerji ile duş boylerlerinin ısıtılması ve/veya hol sıcaklığının birkaç derece daha yükseltilmesi düşünülebilir.

Isı pompası sisteminde kompresör kapasitesi, Şekil 16'da gösterilen çevrime göre, yani %100 dış hava esasına göre hesaplanır. Tazelemek amacıyla alınacak dış hava ihmal edilebilir. Zaten kış mevsiminde alınacak dış havanın etkisinin soğutma kapasitesini düşürme yönünde olacağı bellidir.

$$Q_s = Me \cdot \Delta i \cdot \gamma \quad (19) \quad Q_s: \text{soğutma kapasitesi (kcal/h)}$$

Me: evaporatörden geçen hava debisi (m³/h)

Δi : evaporatör giriş-çıkış hava antalpi farkı (kcal/kg) γ : aspiratör geçişindeki hava özgül ağırlığı (kg/m³) (örneklerde 1.20 alınmıştır.) Soğutma kompresörünün seçiminde, kapasiteyle beraber evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarının da bilinmesi gerektiğini hatırlatırız. Bu sıcaklıklar seçildikten sonra evaporatör ve kondenser imalatçısı ile işbirliğine gidilerek daha ekonomik çözümler ile gerekirse bazı düzeltmeler yapılmalıdır.

Evaporasyon sıcaklığı 5 ila 10°C arasında olabilir. Daha düşük sıcaklıklar extrem şartlarda evaporatörde

buzlanmaya neden olacağı için tehlikelidir. Dikkat edilecek önemli bir konu, kullanılacak evaporatörün, öngörülen değerden 5-6 °C daha düşük kondenzasyon sıcaklıklarındaki yüksek kompresör kapasitesini karşılayacak büyüklükte seçilmiş olmasıdır.

Kondenzasyon sıcaklığı 45-55 °C arasında seçilebilir. Havuz suyunu ısıtacak su soğutmalı kondenser de aynı sıcaklıklarda çalışacaktır, bu seçimde ise havuz suyu sıcaklığı max değerde (28°C) kabul edilmelidir. Sistemin çalışması, gerek hava, gerekse su soğutmalı kondenserlerde, tasarlanan min. kondens sıcaklığının altına inilmeyecek şekilde sağlanmalıdır.

Soğutma kompresörlerinin;

a) evaporasyon sıcaklıkları yükseldikçe,

b) kondenzasyon sıcaklıkları düştükçe,

soğutma kapasiteleri artmakta ve dolayısıyla enerji tüketimleri azalmaktadır. Bu özellik evaporatör ve kondenser tasarımında unutulmamalıdır.

ÖRNEK 9: Örnek 3'de değerleri verilen havuzun neminin ısı pompası sistemli klima tesisatı ile giderilmesi. Bilinenler

$$W = 331 \text{ kg/h,}$$

$$A_b = 1000 \text{ m}^2.$$

Hol şartları: $t_h = 30^\circ\text{C}$, $x_h = 0.0148 \text{ kg/kg}$, $i_h = 16.26 \text{ kcal/kg}$, ($\phi_h = \%55$ Çevrimin incelenmesini, Şekil 16'daki psi-kart çiziminin eşliğinde yapalım. Ön kabuller:

tev: evaporasyon sıcaklığı = 8°C

tkon: kondenzasyon sıcaklığı = 46°C

BHO: kondenser by-pass havası oranı = $\%30$

Evap. çıkışı: $t_{eç} = 12.5^\circ\text{C}$, $X_{eç} = 0.0088 \text{ kg/kg}$, $i_{eç} = 8.34 \text{ kcal/kg}$, $\phi_{eç} = \%97$ Karışım havasının mutlak nem ve sıcaklık değerleri

$$X_k = X_{eç} + (X_h - X_{eç}) \cdot \text{BHO} \quad (20)$$

$$= 0.0088 + (0.0148 - 0.0088) \times 0.30 = 0.0106 \text{ kg/kg}$$

$$t_k = t_{eç} + (t_h - t_{eç}) \cdot \text{BHO} \quad (21)$$

$$= 12.5 + (30.0 - 12.5) \times 0.30 = 17.75 \text{ }^\circ\text{C}$$

Karışım havası mutlak nemi, aynı zamanda üfleme havasının nemi olmaktadır: $X_k = X_{\bar{u}}$.

Hava debisi, (12) no.lu formül ile;

$$M = 331 / (0.0148 - 0.0106) \times 1.20 = 65670 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak bulunur.}$$

Soğutma kompresörü kapasitesi (19) no.lu formül ile;

$$Q_s = M \cdot c_p \cdot \Delta i \cdot \gamma: M_e = M \cdot (1 - \text{BHO}) = 65670 \times (1 - 0.30) = 45970 \text{ m}^3/\text{h.}$$

$$\Delta i = i_h - i_{eç} = 16.26 - 8.34 = 7.92 \text{ kcal/kg. } Q_s = 45970 \times 7.92 \times 1.20 = 436900 \text{ kcal/h.}$$

Yukarıda belirtilen 8°C evaporasyon ve 46°C kondenzasyon sıcaklıkları için, evaporatörde 10°C kızgınlık (süperheat) ve kondenserde 2°C aşırı soğutma (subcooling) değerleri kabulü ile, (XYZ) model kompresörlerden 4 adet seçilmiştir. Bunların toplam soğutma kapasiteleri 436900 kcal/h , çalışma şartlarında elektrik motor güç girişleri 140.2 kw ve gerekli kondenser kapasiteleri (18) no.lu formül ile

$$Q_k = 436900 + (140.2 \times 860) = 557472 \text{ kcal/h} \text{ olmaktadır.}$$

Şekil 16'daki psi-kartta görüldüğü gibi, (k) ile (ü) noktaları arasında yapılan geri-ısıtma'nın kapasitesi (15) no.lu formül ile;

$$Q_{g1} = 65670 \times 0.24 \times (30.0 - 17.75) \times 1.20 = 231684 \text{ kcal/h}$$

olarak bulunur. Bu ısı kapasitesi sistemin mevcut kondenzasyon kapasitesinden karşılanmaktadır ve bu miktara,

bilindiği gibi holün kış mevsimi ısı kaybı dahil edilmemiştir. Diğer taraftan (Buharlaştırma etkisi ile suyun soğuması) bölümündeki Örnek 5'te verilen değerler aynı özelliklerdeki havuza ait olduğundan burada aynen kullanabiliriz ve mevcut kondenzasyon kapasitesinin Örnek 5'te hesaplandığı gibi $Q_{su.gizli} = 192602$ kcal/h'lık bir kısmının sadece buharlaştırma gizli ısısı havuz suyuna verilmesi gerektiğini belirtebiliriz. Şu halde, açıklanan iki kalem harcamadan geri kalan kondenzasyon ısı kapasitesi,

$$557472 - (231684 + 192602) = 133186 \text{ kcal/h}$$

olmaktadır. Dikkat edilirse artan bu kapasite, soğutma kompresörlerinin harcadığı elektrik enerjisine ($140.2 \text{ kw} \times 860 = 120572$ kcal/h) %2.3 fark ile yaklaşık olarak eşittir. Buradan da, kullanılan net ısıtma kapasitesinin eşdeğeri kadar net soğutma ile nötralize edildiği, birbirine zıt olan buharlaştırma -yoğuşma olaylarının aynı enerjiyi gerektirdiği görülmektedir.

Toplamın %22-24'ü civarında olan bu artan enerjiyi, yaz mevsiminde, havuz suyunun zemin ısı kaybı, ters yıkama ve tazeleme suyunun (şehir şebekesi ise 19-20 °C, kaynak suyu ise 15-16°C olabilir) ısıtılması, duş sıcak su boylerlerinin ısıtılması gibi yerlerde tüketmek mümkündür. Bu enerjinin sadece ısı pompasının çalıştığı zamanlarda oluştuğu unutulmamalıdır. Yaz mevsiminde bu sistem (içeride daha yüksek relatif nem kabul edilebileceği için) daha az çalışacaktır. Buna rağmen yaz mevsiminde kalorifer kazanlarının tamamen kapatılabileceğini belirtebiliriz.

Kış mevsiminde ise yukarıdaki harcamalara hol ısı kaybı kapasitesi eklenmektedir. Şimdiye kadar verilen örneklerde ele alınan 1000 m²'li su yüzeyi olan bir havuz holünün kış mevsimi ısı kaybı, yaklaşık 150 - 200000 kcal/h civarında olacaktır. Bu durumda artan enerji yetersiz kalacak ve soğuk günlerde kalorifer kazanları çalışacaktır.

ISI POMPASI VE DIŞ HAVA ESASLI SİSTEMLERİN ENERJİ GİDERLERİ

Isı pompası ve dış hava esaslı sistemlerde çalışan iki ayrı tesisatın işletme giderlerini karşılaştıralım.

Verilen son örnekte, ısı pompası sisteminin açığa çıkan 557472 kcal/h'lık ısı kapasitesinin harcama dağılımını şöyle özetleyebiliriz:

- a) havanın geri ısıtılması (Q_{gi}) : 231684 kcal/h
- b) havuz suyu ısıtılması ($Q_{su.gizli}$) : 192602 kcal/h
- c) bina ısı kaybına katkı (Q_{bina}) : 133186 kcal/h

toplam : 557472 kcal/h

Bu kapasitenin sağlanması için harcanan enerji 140.2 kw, 1995 haziran ayında sanayi kuruluşlarına uygulanan TEK tarifesi, KDV hariç 2.800.- TL/kw.h olduğuna göre, birim harcama;

$$140.2 \text{ kw} \times 2.800.- \text{ TL/kw.h} = 392.560.- \text{ TL/h olur.}$$

Dış havalı sistemde de kalorifer kazanlarının aynı enerjiyi üreterek tesisatta harcanıldığını kabul edelim. Harcama dağılımı şöyle olacaktır: Örnek 6'daki kış mevsimi çalışmasında hol havası geri ısıtılması için 194000 kcal/h harcadığı görülmektedir. Havuz suyu buharlaştırma kaybı için aynı değerlerin geçerli olduğu bellidir. Toplam kapasitesinin eşitlenmesi için, bina ısı kaybına yapılan katkı miktarı büyütüldüğünde, dağılım tablosu:

- a) havanın geri ısıtılması ($Q_{g,}$) : 194000 kcal/h
- b) havuz suyu ısıtılması ($Q_{su.gizli}$) : 192602 kcal/h
- c) bina ısı kaybına katkı (Q_{bina}) : 170870kcal/h

toplam : 557472 kcal/h

Bu enerjinin $H_u = 9700$ kcal/kg alt ısı kapasiteli fuel-oil ile, yanma randımanı $\eta_y = 0.8$ olan bir kalorifer kazanında sağlanacağı kabulü ile kullanılan yakıt:

$$m = Q / H_u \cdot \eta_y (22) = 557472 / 9700 \times 0.8 = 71.840 \text{ kg/h}$$

Aynı takvimde fuel-oil'in KDV hariç birim fiyatı 10.628.- TL/kg olduğuna göre birim harcama:

$$71.840 \text{ kg/h} \times 10.628.- \text{ TL/kg} = 763.516.- \text{ TL/h olur.}$$

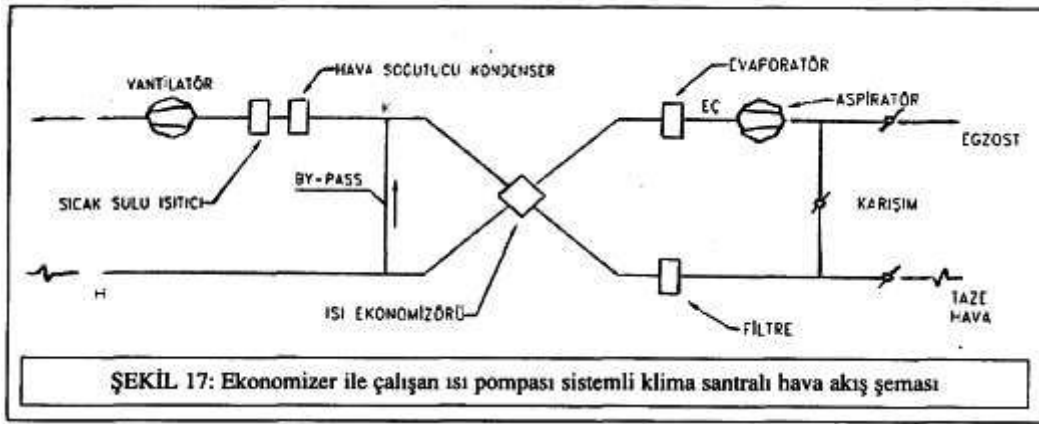
Görüldüğü gibi, ısı pompası sistemi fuel-oil'e göre %50'ye yakın bir enerji tasarrufu getirmektedir. Son on yıla ait enerji fiyatları incelendiğinde, elektrik enerjisi fiyat artışlarının tüm sıvı yakıtlara göre daha düşük oranlarda gerçekleştiği görülmektedir.

Aynı karşılaştırmayı doğal gazla göre yaparsak, $H_u = 8250 \text{ kcal/m}^3$, $\eta_y = \%90$ için, (22) no.lu formül ile $75.08 \text{ m}^3/\text{h}$ yakıt tüketimi ve 523.082 TL/h'lik harcama bulunur. Isı pompası sisteminin doğal gazla göre $\%25$ civarında ucuz olduğu görülmektedir. Not: Isı pompası ile yapılan tesisatın hava debisi, verilen örneklerde $\%40$ kadar fazla çıkmıştır. Aslında bu fazlalık enerji karşılaştırmasında dikkate alınması gereken ek bir ventilasyon harcamasını getirir. Ancak; bu sistemin günlük çalışma diliminde toplam 10-12 saat "tam yük" çalışacağı, diğer "düşük yük" zamanlarındaki çalışmada aspiratörün tamamen durduğu ve vantilatörün ise Şekil 14'te görülen kondenser by-pass damperinden geçiş yapan hava ile düşük devirde ve $\%50 - 60$ debi ile çalıştığı dikkate alınacak olursa, sözkonusu ek sarfiyatın önemsiz hale geleceği anlaşılır.

ISI EKONOMİZERİ

Yapılacak tesisatın türü ne olursa olsun, klima santralına bir ısı ekonomizeri tesis edilmesi çok büyük ekonomik faydalar getirecektir.

Dış hava esasına dayanan santrallarda bu ekonomizer, egzost havası ile alınan dış hava arasına konulur. Isı pompası sistemli tesisatın santralında ise, (Şekil 17)'de görüldüğü gibi, evaporatör giriş ve çıkış havalarının arasına yerleştirilir.



ŞEKİL 17: Ekonomizer ile çalışan ısı pompası sistemli klima santralı hava akış şeması

Uygulamada, "ısı borusu = heat pipe" ve "levhali" tip ekonomizerler yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı borusu tip olanların yapısı, santral hava ısıtıcı eşanjörlerine benzer, boruların içerisinde sıvı-buhar fazları arasında kolay dönüşebilen özel bir akışkan vardır, fiyatları daha pahalı olmakla beraber çok az yer kapladıkları ve hafif oldukları için özellikle "paket tip" cihazlarda kullanılırlar. Daha eski geçmişleri olan levhali tip eşanjörler büyük boyut ve ağırlıkta olmalarına karşın daha ucuzdurlar.

Her iki tip için, $\gamma_{ek} = \%40 - 60$ randımanlı seçilmiş ekonomizerlerin uygun çözüm getirecekleri söylenebilir. Her iki yönündeki hava debilerinin birbirine eşit olmaları halinde. Ekonomizerin randımanı: $\gamma_{ek} = (t_{ç-dış} - t_d) / (t_i - t_d)$ (23) γ_{ek} : ekonomizer ısı randımanı (%) $t_{ç-dış}$: dış havanın ekonomizerden çıkış sıcaklığı (°C)

t_d : dış hava sıcaklığı (°C)

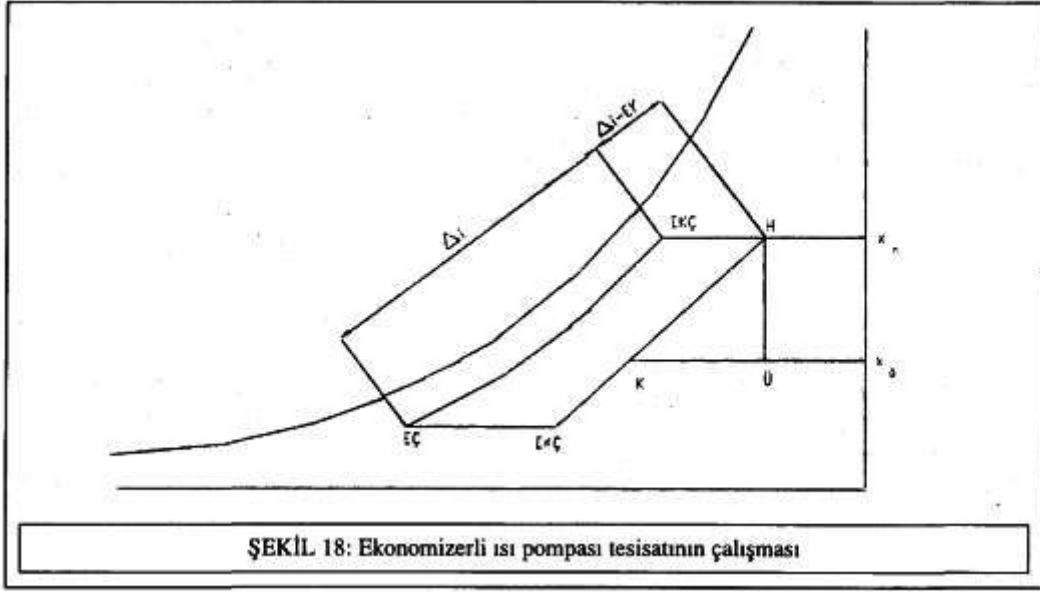
t_i : iç hava sıcaklığı (°C)

aynı formülden, alınan dış havanın eşanjörden çıkış sıcaklığı;

$t_{ç-dış} = t_d + (t_i - t_d) \gamma_{ek}$ olarak bulunur. (24) İncelendiğinde görüleceği gibi ekonomizer, enerji tüketiminde kendi randıman oranı kadar düşme yapmaktadır. Örneğin $\%40$ randımanlı olarak seçilmiş bir ekonomizer, tüketilecek enerjide de $\%40$ oranında bir azalma sağlayacaktır.

Isı pompası sisteminde çalışan ve Şekil 17'de hava akış şeması bulunan ekonomizerli bir tesisatın çevrimi, (ŞEKİL 18)'deki psi-kartta verilmiştir. Hol havasından by-pass yapılandırılan sonra kalan kısım evaporatörden önce ekonomizere girmekte ve (heç) değişimi boyunca bir ön soğutma işleminden geçmektedir. Burada kazanılan bedava soğutma (çizimde ΔI_{ek} olarak işaretlenmiştir). Doğrudan doğruya soğutma kompresörünün kapasitesini düşürmektedir. Evaporatörde kompresörün gerçekleştirdiği ΔI büyüklüğündeki soğutma ve yoğunlaştırma sonrasında hava, bu kez ekonomizerin diğer bölümünden geçerek, (eç-ekç) değişimi boyunca ilk bölmede verdiği (ΔI_{-ek}) enerjisini aynen geri almakta ve bir ön ısıtma işleminden geçmiş olmaktadır, böylece, bir sonraki kondenser ısı enerjisinden de tasarruf edilmekte ve soğutma

kapasitesiyle aynı oranda azalacak olan kondens kapasitesinde bir yetersizlik söz konusu olmamaktadır.



ŞEKİL 18: Ekonomizerli ısı pompası tesisatının çalışması

Dikkat edilirse, ısı pompası uygulamasında ekonomizerden her iki geçiş yönünde yararlanılmaktadır. Dış hava esaslı santralde yararlanma sadece tek yönde olmakta, dışarıya atılan havanın "ısıtılmış" olması dışarıda kimseye fayda sağlamamaktadır.

%50 randımanlı bir ekonomizerin kullanılmasıyla, Örnek 9'da verilen uygulamada;

- 4 adet yerine 2 adet soğutma kompresörü kullanılır.
- 140.2 kw.h yerine 70.1 kw.h enerji harcanır.
- soğutma kapasitesinin düşmesiyle, diğer komponentlerin ilk tesis masrafları azalır.
- ekonomizere yapılan yatırım, başlangıçta çok fazlası ile geri alınır.

Dış havalı sistemlerde ekonomizerin amortisman müddetinin tesisin çalışmaya başlamasından sonraki tarihlerde fakat kısa bir vadede olacağı tahmin edilebilir, kesin tesbit ekonomizer büyüklüğü ve yakıt cinsi seçimi yapıldıktan sonra güncel fiyatlara göre belli olacaktır.

KAYNAKLAR

1. Ashrae Handbook, HVAC Applications, 1991
2. Heizung und Klimatechnik, Recknagel-Sprenger, 1992
3. İstanbul - Ataköy Olimpik Kapalı Y. Havuzu, Tesisat Proje Raporu, I. İşbilen, 1992
4. Klima ve Havalandırma, Sadi Tamer, 1972
5. Trabzon - Mehmet Akif Ersoy Olimpik Kapalı alınmıştır.
6. VDI - Waermeatlas, 196
7. VDI 2089, Blatt 1, 1978

* Bu makale "II Ulusal Tesisat Kongresi, Ekim 1995, İzmir" Bildiriler Kitabı'ndan alınmıştır.