

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAVADAN HAVAYA ENERJİ GERİ KAZANIM
SİSTEMLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

106307

Mak. Müh. Bahri Kerem YALKIN

**F.B.E Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Eyüp AKARYILDIZ

Eyüp Akaryıldız

Prof. Dr. Dilek Zengin

Y. Doç. Dr. Nurten Vardar

Nurten Vardar

İSTANBUL, 2001

**TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

106307

SİMGE LİSTESİ

A	: Tüpün çapraz kesit alanı (m ²)
A _s '	: Tüpün ısı ve kütle transferi gerçekleşen yüzey alanı (m ²)
A _s	: Emiş veya egzost bölümünde gerçekleşen ısı ve kütle transferi yüzey alanı
c	: Hava biçimini anlatan sabit
c*	: Hava buharının minimum seviyede iken maksimum ısı kapasitesine olan oranı
c _p	: Özgül ısı [J (kg ⁻¹ K ⁻¹)]
Cr*	: Üfleme ve emiş tarafındaki matris ısı kapasitesi oranı
Cr _m *	: Üfleme ve emiş tarafındaki matris nem kapasitesi oranı
Cr _o *	: Tüm matristeki ısı kapasitesi oranı
Cr _{m_o} *	: Tüm matristeki nem kapasitesi oranı
C _λ	: Aksiyel iletim düzeltme faktörü
D _h	: Enerji değiştirgecindeki bir tüpün hidrolik çapı
F	: Fonksiyon
H	: Konvektif ısı transferi katsayısı
(h.A _s)*	: İletim oranı $\frac{(h.A_s)_s}{(h.A_s)_e}$
h _m	: Konvektif kütle transfer katsayısı
h _{fg}	: Buharlaştırma ısı (J.kg ⁻¹)
H	: Birim kuru havanın kütle sinin toplam entalpisi
H*	: Çalışma durum faktörü (Diskin girişindeki duyulur ve gizli entalpi farkının oranı)
k	: Isı iletim katsayısı (W/m.K)
Le	: Lewis katsayısı
L	: Isı değiştirgecinin uzunluğu
m	: Kuru havanın debisi (kg/s)
m'	: Birim uzunluk başına değişim oranı (kg/s.m)
m	: Toplam kütle (kg)
N	: Diskin açısal hızı (tur/s)
NTU	: Transfer birim sayısı
NTU _o	: Tüm matristeki transfer birim sayısı
Nu	: Nuselt Sayısı
p	: Emiş veya üfleme gazının tur periyodu
P	: Basınç
R	: Özgül gaz sabiti (J/kg ^o K)
T	: Zaman
t*	: Boyutsuz zaman
T	: Sıcaklık (K veya °C)
u	: Desikantın özgül nemi
U	: Tüp içindeki ortalama hava hızı (m/s)
W	: Desikanttaki özgül nem ($\frac{kg_w}{kg_a}$)
w _m	: Sorpsiyon izotermiğide desikanttaki maksimum nem kapasitesini anlatan ampirik katsayı ($\frac{kg_w}{kg_d}$)
x*	: Boyutsuz aksiyel koordinat

Yunanca Semboller

α	: Termal difüzivite
Δ	: Üfleme ve emişin iç şartları arasındaki fark
β	: Yüzey alanlarının sıklığı
ε	: Verimlilik
ε_{cf}	: Reküperatörün akış verimlilik
ε_l	: Gizli ısı transferi (nem transferi) verimliliği
ε_t	: Toplam entalpi verimliliği
η	: Havaya direkt olarak aktarılan faz değişimi enerjisi
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
\varnothing	: Bağlı nem
ϕ	: Aksiyel iletimin düzeltme parametresi
σ	: Hacimsel oran

Alt Yazılar

a	: Hava
ave	: Üfleme ve emiş iç şartlarının ortalaması
d	: Desikant
dry	: Kuru hava özellikleri
e	: Egzost
g	: Toplam gaz fazı (hava ve su buharı)
ht	: Disklerin enerjisi için boyutsuz ısı transfer grubu
i	: İç şart
m	: Matris (Destek maddeleri, kurutma ve nem dahil)
min	: Minimum
mt	: Diskler için boyutsuz nem transferi grubu
o	: Diskin girişine uygulanan bütün boyutsuz gruplar
s	: Üfleme tarafı
sat	: Doyma özellikleri
sup	: Destek malzemesi
v	: Su buharı
w	: Sıvı su veya buz

ŞEKİL LİSTESİ

		Sayfa
Şekil 1.1	Çapraz akışlı (reküperatör) ısı değiştirgeçi	2
Şekil 1.1	Dönel rotor (tekerlek) ısı değiştirgeçi	2
Şekil 1.3	Isı tekerlerinin şematik gösterimi	5
Şekil 2.1 a	Disksel enerji değiştirgecinin girişinin şematik Gösterimi	9
Şekil 2.1 b	Disksel enerji değiştirgecinin tüp geometrisinin kesitinin şematik olarak gösterimidir	9
Şekil 2.1 c	Disksel enerji değiştirgecindeki tüpün bir taraftan şematik gösterimi	10
Şekil 2.2	Ters akışlı diskin $C^*=1$ olması halinde; NTU_o ve Cr_o^* ın fonksiyonu olarak verimin Eşitlik (2.14) ye göre eğrisel Çözümü	14
Şekil 2.3	24°C ve %50 bağıl nemde egzost şartları için psikometrik diyagram üzerinde çalışma durum faktörü (H^*) değerlerini göstermektedir	19
Şekil 3.1	$W_m = 0,2$ olması halinde a) sorpsiyon eğrisi b) sorpsiyon eğrisinin eğimi	26
Şekil 3.2	Çizelge (3.1), $T_{e,i} = 24°C$; $\phi_{e,i} = \%50$ ve $\phi_{s,i} = \%60$ durumu için diskin üfleme iç sıcaklıklarına göre gizli verim değişimi	27
Şekil 3.3	H^* ın ve η nin; $T_{e,i} = 24°C$, $\phi_{e,i} = \%50$ ve $T_{s,i} = 27°C$ şartları için farklı enerji disklerinin duyulur verim üzerindeki etkisi	28
Şekil 3.4	$T_{e,i} = 24°C$, $\phi_{e,i} = \%50$, $T_{s,i} = 35°C$ olması durumunda h , A_s ve m 'i değiştirecek NTU_o ' ın a) ϵ_s b) ϵ_1 üzerindeki değişimini göstermektedir	30
Şekil 3.5	$T_{e,i} = 24°C$, $\phi_{e,i} = \%50$, $T_{s,i} = 35°C$ $\phi_{s,i} = \%60$ olması durumunda M_m , N ve m 'in dolayısı ile Cr_o^* deki değişimin a) ϵ_s b) ϵ_1 üzerindeki değişimini göstermektedir	31
Şekil 3.6	$T_{e,i} = 24°C$, $\phi_{e,i} = \%50$, $T_{s,i} = 35°C$ $\phi_{s,i} = \%60$ olması durumunda M_d , N ve m 'in dolayısı ile Cr_m^* deki değişimin a) ϵ_s b) ϵ_1 üzerindeki değişimini göstermektedir	32
Şekil 4.1	Eşitlik 4.1 ile hesaplanan gizli verimin simüle edilen gizli verimle karşılaştırılması	34
Şekil 4.2	$H^*=6$, $\eta=0,1$ $w_m=0,2$ ve $Cr_o^*/Cr_m^*=5$ için $\Delta\epsilon_s$ ' nin NTU_o ' a göre fonksiyon eğrisi	35
Şekil 4.3	Eşitlik 4.3 ile hesaplanan duyulur verim ile simüle edilen duyulur verimin karşılaştırılması	36
Şekil 5.1	Eşit üfleme ve emiş debileri için verim, kütleli debi eğrisi	38
Şekil 5.2	Eşit kütleli debi için verim disk hızı eğrisi	39
Şekil 5.3	Sıcak test koşulları için verim H^* eğrisi	40

CİZELGE LİSTESİ

		Sayfa
Cizelge 3.2.1	Disklerin hassas şekilde hazırlanmasında kullanılan parametreler	24
Cizelge 3.2	Her bir parametrenin hassaslığını incelemeye kullanılmış diskin temel parametreleri	29
Cizelge 5.1	Disk özellikleri	37
Çizelge 5.2	Uygulama şartları, boyutsuz gruplar ve tekerleğin Verimleri	38



ÖNSÖZ

Gelişmekte olan ülkemizin bir sanayi toplumu olması ile birlikte enerji tüketimi artan bir grafik çizmektedir. Sürekli tüketilen enerji ve tüketim atıkları problem olmakta ve kullanılan sistemlerin verimlilik değerlerinin düşük olması yüzünden, boşuna harcanan bir yekünün sistemin çalışması süresi boyunca mevcut olmasına neden olmaktadır. Bu durumun farkında olan sanayi sektörü, dışarı attığı ve bir daha kullanmadığı enerjiyi geri kazanmanın yollarını aramaktadır. Atık enerjiyi tekrar prosese sokması halinde en önemli giderlerinden birinin azaltılması hatta ve hatta yok edilmesi söz konusu olacağından, üretilen ürünün fiyatının bir miktar düşmesine ve buna bağlı olarak pazardaki payının artması söz konusu olacaktır.

Atık ısıdan yararlanma amacı ile üretilen ısı değiştiricilere bir örnekte döner (tekerlek) tip ısı değiştirgeçleridir. Bu çalışmada, döner tip ısı değiştirgeçlerinin ne olduğu avantajları ve dezavantajları anlatılmış ve konunun matematiksel kısmı deney dataları sonucunda elde edilen bulgular ışığında, çeşitli kabullerle oluşturulmuştur. Ülkemizde yavaş yavaş bu konu ile ilgili araştırmalar yapılmakta ve ampirik denklemler oluşturulmaktadır.

Projemi yürüten Sayın Doç.Dr.Eyüp AKARYILDIZ' a, çalışmamda bana desteklerini esirgemeyen tüm öğretim üyelerine , mesai arkadaşlarıma, maddi ve manevi desteklerinden dolayı ailemin her bir ferdine, değerli arkadaşlarım Feyza BAŞAR ve Tolga YENER'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

2001, İstanbul

ÖZET

Döner tip ısı değiştirgeçleri, yüksek etkinlik değeri ile en ekonomik ve kendini en kısa sürede amorti edebilme özelliğine sahip ısı değiştirgeçidir. Günümüzde en önemli gereksinimi olan enerjinin sistemi tekrar geri kazanımı sağlayan ısı değiştirgeçlerinden çalışmamda döner tip ısı değiştirgeçleri ele alınmış ve bu ısı değiştirgeçlerinin, avantajları, dezavantajları konstruksiyonu ve matrisin yapısı anlatılmıştır. Temel eşitlikler hakkında bilgi verildikten sonra C.J SIMENSON, ve R.W. BESANT tarafından elde edilen 600 deney sonucunda simülasyon verilerine bağlı olarak boyutsuz nem transferi ve ısı transferi denklemleri hazırlanmış ve bunlar da boyutsuz korelasyonların hassasiyetinde kullanılmıştır. Bu sonuçların incelenmesi şekillerle açıklanmıştır. Sonuçta geliştirilen korelasyonlar ve eşitliklerde %4' luk bir sapma meydana gelmiştir.



ABSTRACT

Rotary type heat exchangers are the most economical exchanger and have the capability of amortizing themselves in a short period of time. Now a day, heat exchangers are the most important heat recycles systems in which rotary type heat exchanger has been studied and have been described in aspect of their advantages, disadvantages, construction and structure of the matrix. After acknowledging about basic equations, moisture transfer and heat transfer equations have been arranged and this equations have been used in sensitiveness of the dimensionless correlations by simulation data obtained from C.J SIMENSON' s, and R.W. BESANT' s 600 experiments. Researching of results has been explained by using figures. In the result of this developed correlations and equations, % 4 deviations occurred.



1. ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN TANITIMI

1.1 Enerji Geri Kazanım Sistemleri

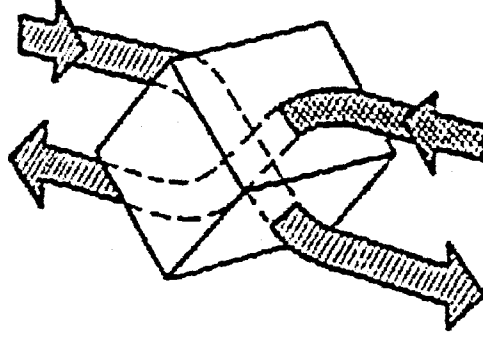
Günümüzde enerji dikkatle sarf edilmesi gereken değerli ve pahalı bir kullanım maddesidir. Binalarda kullanılan enerjiyi en verimli şekilde değerlendirmek ise her tür kuruluşun masraflarını azaltan ve verimini arttıran bir olgudur.

Binalarda ventilasyon, yani temiz hava kullanımı, çeşitli nedenlerden dolayı kaçınılmazdır. Hastanelerde ortam havasının mikropsuz olmasını sağlamak, fabrikalarda oluşan zararlı gazları ve tozları dışarı atmak, çalışma ortamlarında temiz ve konforlu bir ortam havası sağlamak için ventilasyon işlemi yapılır. Ventilasyon aynı zamanda mahaldan alınan havanın dışarı atılmasını gerektirmektedir. Bu atılan havanın özelliklerine baktığımızda, dışarıdan alınan havaya göre nem ve sıcaklık açısından tercih edilebilir bir yapıya sahiptir. Yani alınan temiz havanın atılan hava gibi istenilen oda koşullarına varması için bir ek koşullandırma gerekmektedir (soğutma, ısıtma, nemlendirme, nem alma). Bu ise sisteme ek bir enerji yükü getirecektir.

Bu noktada ısı ve nem geri kazanım konuları devreye girer. Amaç basittir; bir enerji harcayarak belli bir ısı ve nem seviyesine getirdiğimiz ve sonra dışarı atmak zorunda kaldığımız hava için harcadığımız enerjinin, mümkün olduğunca yüksek bir kısmını aldığımız temiz havaya aktarabilmek.

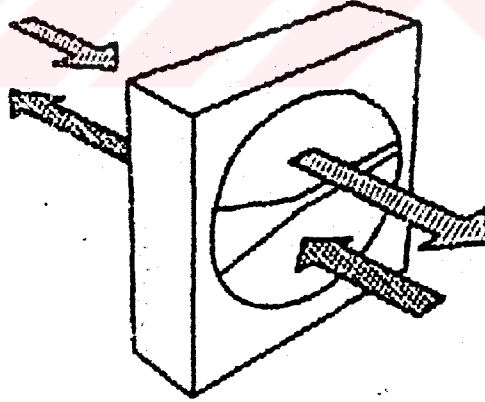
Havadan havaya enerji geri kazanımı amacı ile kullanılan üniteler başlıca iki değişik sistemden oluşur; Çapraz Akım (reküperatör) ve Dönel Rotor (tekerlek) tipi cihazlardır. Kısaca özelliklerini incelersek;

- a) Çapraz akım sistemleri (Bak. Şekil 1.1) atılan ve alınan havanın birbirine değmeden yan yana yüzeylerden geçmesi ile çalışır. Hava birçok kanallardan oluşan bölümlerden geçtiğinden yüzey temas alanı yüksektir. Avantajları enerjinin taşındığı ek bir akışkan gerektirmemesi, havanın birbirine temas etmemesi ve mekanik hiçbir parçasının bulunmamasıdır. Bu sayede %60 oranında enerji geri kazanımı sağlanır. Yıllık kazancı ve geri ödeme süresi kısadır. En yüksek basınç düşümüne sebebiyet veren sistem olduğundan fanlara fazla yük getirir. Ayrıca metre küp saat hava bazında bakıldığında en çok yer tutan sistemdir.



Şekil 1.1 Çapraz akışlı (reküperatör) ısı değiştirgeçi

b) Dönel Rotor sistemi 1956 yılında İsveçli bilim adamı AB Carl Munters tarafından bulundu. Sistem havanın türbülans yaratmadan geçebileceği büyüklükte kanallardan oluşan ve dönen bir tekerlekten oluşur (Bak. Şekil 1.2). Ufak kanallar nedeni ile çok yüksek bir yüzey alanı söz konusudur. Her hava tekerleğin bir yarısından geçerek enerjisini aktarır. En önemli avantajları %80' lere varan verimleri ve ısı ile birlikte nemde geri kazanabilmeleridir. Bu sayede en yüksek yıllık kazanç ve en kısa sürede geri kazanım sağlanır. Ayrıca en düşük basınç kaybına sebep olan ve kapladığı yer olarak çapraz akım sisteminden daha az yer tutan cihazlardır. Tekerliği çeviren motordan çok ufak bir enerji sarfiyatı vardır. Havalarda arasındaki karışım binde 2 ile 4 arasında olduğundan ancak havanın kesinlikle karışmaması gereken sistemlerde kullanılması sakınca yaratır. Çalışma prensibi nedeni ile sürekli kendini temizleme özelliğine sahiptir.



Şekil 1.2Dönel rotor (tekerlek) ısı değiştirgeçi

Diğer sistemler gibi metallere yapılabileceği gibi, kompozit olarak adlandırılan ve metal ihtiva etmeyen özel karışım maddelerinden de yapılabildiğinden, en kötü hava koşullarına ve korozyona karşı çok daha dayanıklı olabilmektedir.

1.2. Enerji Geri Kazanım Sistemlerinin Kullanım Amaçları

Isı geri kazanımları, gerek verimliliği emniyetli bir şekilde arttırmak ve gerekse aşağıdaki şu özellikleri sağlamak için düşünülürler;

- Dış havanın, kışın ısıtılması ve nemlendirilmesi, yazın ise soğutulması ve neminin yüklerinin azaltılmasını sağlamak. Böylece daha küçük kapasitede ve boyutta, ısıtma ve soğutma sistemlerinin kurulmasına imkan sağlamak,
- Azalan ısıtma ve soğutma yüküne karşılık, harcanan enerji tüketimini azaltmak
- Azalan enerji tüketimine göre, çevreye daha az partikül ve termal etki şeklinde zarar verilmesini sağlamak,
- Birim ürün başına enerji masraflarını düşürerek kar/maliyet oranını artırmak.

1.3. Endüstriyel Uygulama Enerji Geri Kazanım Sistemlerinin Sınıflandırılması

Isı değiştirgeçleri, en az iki ayrı sıcaklıktaki akışkan arasında ısıyı transfer etmek için kullanılır. Akışkanlar, ayrıca yüzeyler arasında geçerken, ısını bu ayırıcı yüzeylere bırakır ve yine diğer akışkan bu ayırıcı yüzey üzerinden geçerken ısıyı alır. Akışkanlar, ısı transferi sırasında birbirlerine karışmazlar eğer akışkanların birbirleri ile karışması isteniyorsa veya olmasında bir sakınca yok ise, ayırıcı yüzeyler kaldırılarak direkt temas sağlanabilir.

Isı değiştirgeçlerinde en önemli parça, ısının transfer olduğu yüzeylerdir. Isı transfer miktarını artırmak amacıyla kullanılan kanatlar, ısı değiştirgeçlerinde de kullanılır.

Döner tip ısı değiştirgeçleri, prosese göre ayırımında depo tipine bir örnektir. Döner tip ısı değiştirgeçlerinde sıcak akışkan, ısı değiştirgecinin içinden geçerken bir miktar enerjisini, ısı değiştirgecinin ayırıcı yüzeylerine (duvarlarına) transfer eder. Döner tip ısı değiştirgecinin rotoru dönüp, ısınan yüzeyler soğuk akışkan bölümüne geldiğinde ısıyı aktarır. Isı transferi böylece periyodik şekilde devam eder.

Döner tip ısı değiştirgeçlerinde, akışkan aksiyel yöndedir. Isı değiştirgeçleri yüzey alanlarının yoğunluğu (sıklığı $=\beta$) $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ den büyük veya küçük olmasına göre sınıflandırılabilir. $\beta \geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan yüzeylere de yoğun yüzeyli ısı değiştirgeçleri, $\beta < 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan yüzeylere de yoğun olmayan yüzeyli ısı değiştirgeçleri adı verilir. Pratikte döner tip ısı değiştirgeçleri yüzey alanlarının yoğunluğu 700 ile $6600 \text{ m}^2/\text{m}^3$ arasında olduğundan, çok yoğun yüzeyli ısı değiştirgeçleri kategorisinde yer alır.

1.4. Disk (Tekerlek) Tipi Isı Değiştirgeçileri

1.4.1. Genel Bilgi

Döner tip ısı değiştirgeçileri, alüminyum ya da çeliğin kıvrılması ve çok küçük kanalcıkların oluşturulması ile imal edilir. Sıcak ve soğuk akışkanlar cihazın içinde bulunan küçük kanallardan geçerler. Kanalların içinde hareket eden akışkan, ısı değiştirgeci içinden aksiyal yönde geçiş yapar. Bu sırada rotor yavaş bir şekilde dönmeye devam eder. Döner tipi ısı değiştirgeçleri literatürlerde disk tipi döner ısı değiştirgeci, ısı tekeri, termal tekerlek, rejeneratif tip hava ısıtıcı veya havadan havaya ısı geri kazanım tekerliği olarak geçerler.

Döner tip ısı değiştirgeçler çok değişik kullanım alanlarında, çok değişik yüklerde kullanılırlar. Elektrik güç üretim istasyonları (termik santrallerde), termal enerji kaynaklarının ısı geri kazanım ünitelerinde, gaz değişim türbinlerinde, ısıtma-havalandırma ve klima santrallerinde, dışarı atılan sıcak havdan ısıyı geri kazanmak amacı ile kullanılırlar. Döner tip ısı değiştirgeçlerinde kullanılan, dört ayrı tip matris vardır.

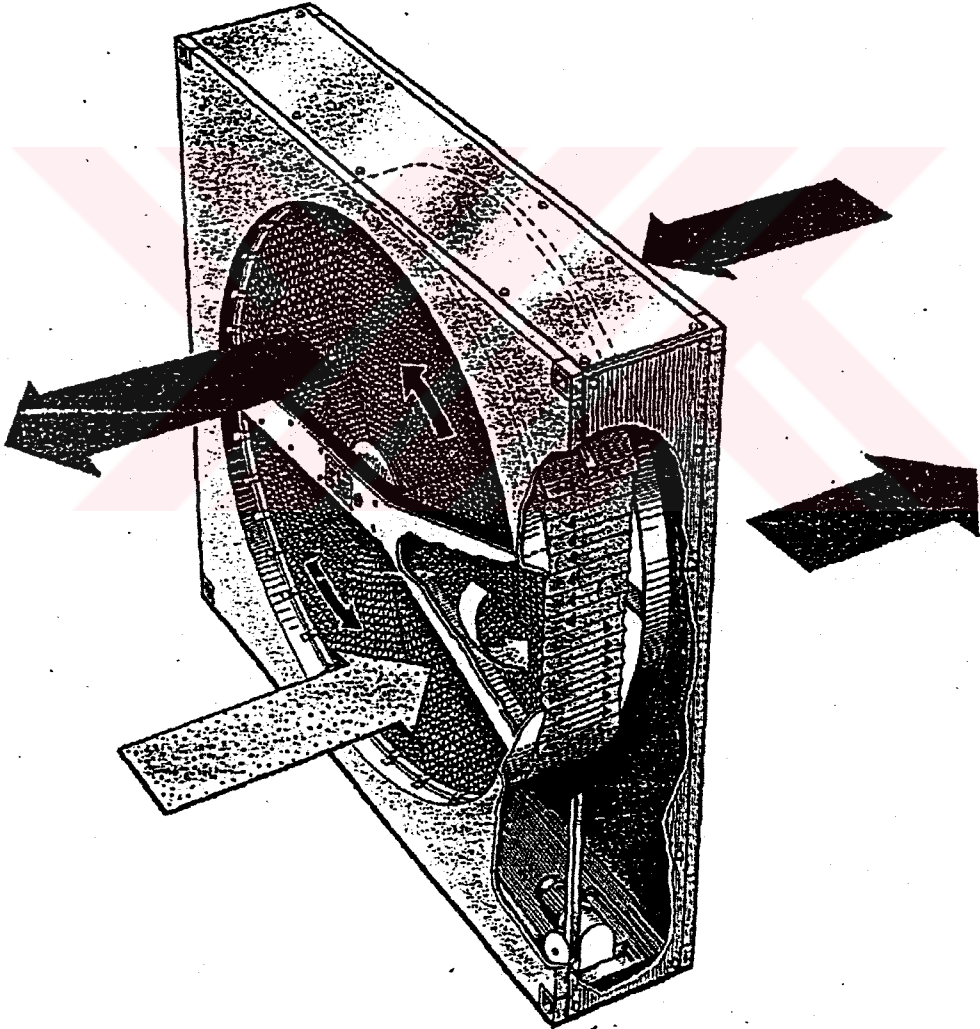
1. Paslanmaz çelik veya alüminyum tellerin sıkı sıkıya ağ şekline getirilmesi ile imal edilir,
2. Metal plakaların fabrika ortamında proseslerle, değişik şekillere sokularak oluşturulan matrisler,
3. Seramik malzemeden bal peteği şeklinde yapılan laminer matris. Bu tür matrisler yüksek sıcaklıklarda kullanılır,
4. Nem alış-verişi yapabilen ve havadaki özgül nemi üzerine alarak soğuk akışkan tarafına veren, bu sayede gizli ısıyı da transfer edebilen hidroskopik ısı tekeridir.

Hidroskopik ısı tekerleri havanın içindeki su buharını, kendi üzerinde bulunan ve nem almaya yarayan hidroskopik maddeler tarafından absorbe ederler. Tekerleğin dönmesi sonucu, soğuk akışkan bölümüne geçen yüzey, üzerindeki suyu soğuk akışkana verir. Bu sayede suyun gizli ısısından da yararlanılır.

1.4.2. Döner Tip Isı Değiştirgeçlerinin Avantajları

1. Daha sıkı bir ısı transfer yüzeyi sağlanabilmektedir.
2. Bu ısı değiştirgeçler, diğer ısı değiştirgeçlere göre daha kısa sürede kendini amorti edebilmektedir.

3. Akışın karşı akışlı olması yüzünden, filtre kullanılsa bile atılan hava ile kanallar süpürüldüğünden, yüzeyler temiz kalır. Havanın içinde yağlı, yapışkan, toksin vb. maddeler bulunmadıkça filtreye gerek yoktur.
4. Nemlendirme prosesine sahip sistemlerde, dönüş havası nemini geri kazanarak enerji tasarrufuna sebep olur. Döner tip ısı değiştirgeçleri ayrıca sistemin ihtiyacı olan ilk yatırım maliyetini azaltır.
5. Atılan enerjinin %80 mertebesinde bir kısmının döner ısı değiştirgeçlerinde kazanılması mümkündür. Yalnız bu verimin değişimi kullanılan matrisin yüzeyine ve kurutucunun cinsine bağlıdır.



Şekil 1.3 Isı tekerlerinin şematik gösterimi (Korun, 1990)

1.4.3. Döner Tip Isı Değiştirgeçlerinin Dezavantajları

1. Döner tip ısı değiştirgeçlerinde kaçak ve taşınma ile soğuk- sıcak akışkanlar karışabilmektedir. Bunu önlemek için fanların yerleri iyi ayarlanır ve bir temizleme bölümü kullanılır. Temizleme bölümü kullanılmadığı durumlarda, eğer pis havanın içinde, temiz havaya karışması istenmeyen maddeler bulunduğunda (toksin, toz, boya, sigara dumanı), taze hava bu maddeler içeren hava ile karışır.
2. Eğer akışkanlar arası basınç farkı artar ise, kaçak ile karışan akışkan miktarı artmakta ve bu önemli bir problem oluşturmaktadır. Bu yüzden sıcak ve soğuk akışkan basınç farkı 4 bar' dan fazla olmamalıdır.
3. Döner tip ısı değiştirgeçler, diğer ısı değiştirgeçlere nazaran daha sıkı bir yapıda olduklarından, basınç kayıpları diğer ısı değiştirgeçlerine göre fazla olmaktadır.
4. Döner tip ısı değiştirgeçlerde meydana gelecek basınç düşümü üzerindeki kısıtlamalar, matris yüzeyi değişimsiz geniş bir akış alanı gerektirir. Bu durumda, hantal bir kanal sistemi oluşumuna sebebiyet verir.

1.4.4. Konstrüksiyon

Şekil 1.3 döner tipi ısı değiştirgeçini göstermektedir. Isı değiştirgeçinde hareketi sağlayan elektrik motoru, saft, yataklama merkezi, hareketi ileten kayış-kasnak ve bunları içine alan ana gövde bulunur.

Döner tip ısı değiştirgeçinde kullanılan malzeme, hava bileşenleri, yoğunlaşma noktası, egzost havası sıcaklığı ve taze havanın özelliğine göre seçilir.

Rotor ile gövde arasına, hava kaçaklarını önleyebilmek için ince fırçalar konulur. Ayrıca egzost havasının, taze havaya karışması istenmeyen durumlarda, bir temizleme (purge) bölümü ilave edilir.

Rotorun dönmesi, elektrik motorundan alınan hareketin redüktör yardımı ile istenen devire düşürülmesi ve bunun kayışla rotora taşınması ile gerçekleşir. Ana gövdenin her iki yanına gözetleme deliği konulmalıdır.

1.4.5. Matris Malzemesi ve Geometrisi

Döner tip ısı değiştirgeçlerinde matris malzemesi seçimi, emiş ve egzost havasının özelliği, içinde barındırdığı kirleticiler ve çığ noktası sıcaklığı dikkate alınarak yapılır. Matris genellikle üçgen profiller haline getirilmesi ile, üçgen pasajlar şeklinde oluşur. Üçgen profilli pasajların kullanılma sebepleri;

- Birim hacimden daha büyük alan elde edilebilmesi,
- İmalat ve montaj kolaylıkları,
- Mekanik olarak güçlü olmaları.

Üçgen profillerde daha sıkı bir yüzey elde edildiğinden, buradaki basınç kayıpları da büyük olur. 2,5 m/s hava hızında yaklaşık 100÷175 Pa basınç kaybı gözlenir. Üçgen profiller içinde akım laminer olur. Reynolds sayısı 100÷1000 arasındadır.

Higroskopik olmayan matrisler, alüminyum, bakır ve paslanmaz çelikten imal edilir. Higroskopik matrislerde bu yüzeylere, kalsiyum klorid, lityum klorid, silikajel veya aktif alüminyum ile kaplanır. Bu maddeler bulunmaz ise sulu solüsyonlar kullanılabilir.

Matris malzemesinin geometrisi, akışın türüne, dolayısı ile de ısı transfer miktarına etkisi vardır. Deneysel sonuçlar sonunda, dalgalı plakaların kullanımı, ısı değiştirgecinin etkinliğini arttırdığını göstermiştir.



2. DİSKİN VERİMİ İÇİN BOYUTSUZ GRUPLARIN GELİŞTİRİLMESİ

Havadan havaya duyulur ısı ve su buharı transfer eden dönel ısı tekerlerinin (Diskin) temel birimsiz grupları; non-linear ve birlikte gerçekleştirilen ısı ve nem transferi denklemlerinden çıkarılmaktadır. Isı ve nem transferini gerçekleştiren bu boyutsuz gruplar disklin uygulama sıcaklığı ve nemin fonksiyonudur. Diskin verimliliğinin, uygulama sıcaklığının ve nemin fonksiyonu olduğu birçok araştırma ve imalat sonunda gözlenmiştir. Boyutsuz grubun fiziksel manası ve çalışma durum faktörü (H^*) önemi anlatılmıştır. Boyutsuz gruplar; disklin verimlilik bağlantılarını geliştirmek için diskli verimi korelasyonların uygulanmasında kullanılmıştır.

Isı değiştirgeçlerinin hesabında kütle transferini göz önüne alacak olursak sadece duyulur ısıyı transfer eden denklemlerden daha karışık özelliklere sahip denklemler ortaya çıkar. Sonuç olarak regeneratif disklerdeki tüm duyulur ısı transferini ve su buharını transfer edebileceğimiz basit metotsal bir yaklaşım yoktur. Bunu yanında kabul edilen dizayndaki veya verimlilik bağıntılarındaki eksikliklere rağmen diskler binaların ısıtma ve soğutma yüklerini karşılayabildiği için HVAC sistemlerinde artan bir şekilde kullanılmaktadır.

Diskler HVAC sistemlerinin ilk yatırım maliyetini düşürürken, iç konfor şartlarını iyileştirebilmektedir. Diskler farklı iklim ve kullanım şartlarında HVAC mühendisleri tarafından optimizasyon koşulları belirlenerek sıkça kullanılmaya başlanmıştır.

Verimlilik en geniş anlamda iç hava şartlarının bilindiği ortamda ısı eşanjörünün geniş aralıktaki kullanım şartlarının tanımlanması ve dizaynın yapılması şeklinde kabul edilebilir. Duyulur ısı enerjisi değiştirgeçinde verimlilik; gerçek ısı transferinin, termodinamiksel olarak gerçekleşen maksimum ısı transferine oranıdır ve bu değer 0 ile 1 arasındadır. ϵ - NTU dizayn metodu en çok kullanılanıdır. Çünkü ϵ ; duyulur reküperatif ısı değiştirgeçlerinde iki boyutsuz gruba (NTU ve c^*), duyulur rejeneratif ısı değiştirgeçlerinde dört boyutsuz gruba [NTU_0 , C^* , Cr_0 ve $(h.A_s)^*$] bağlıdır. $(h.A_s)^*$ 'm verimlilik üzerindeki etkisi $\%0,25 \leq (h.A_s)^* \leq \%4$ mertebesinde olduğu için ihmal edilmiştir. Bu boyutsuz gruplar ısı eşanjörünün geometrisi ve ısı eşanjörü boyunca oluşan debinin miktarına bağlıdır. Fakat birçok dizayn için bunlar; kondens ve buzlanmanın önemli olmadığı ısı eşanjörlerinde operasyon sıcaklığının az da olsa fonksiyonudur. Bilinen akış debisi için ısı eşanjörlerinde verim iç akışkan sıcaklığında küçük değişiklikler olsa da genelde sabittir.

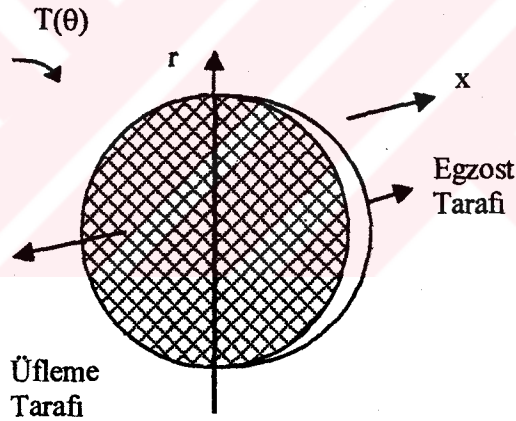
Disklerin verimliliği kısmen iç şart nemliliğindeki değişimden etkilenmektedir. Fakat STIESCHAT AL tarafından öngörülen son korelasyonlar nem etkisine itibar atmamaktadır ve verimliliğin iç şart uygulama koşullarının fonksiyonu olarak neden değiştiğini fiziksel

öngörüler vererek göstermektedir. Uygulama şartları ve verimlilik arasındaki bağıntıyı anlamamanın kilit noktası; boyutsuz gruplardan çıkartılmış denklemleri anlamakta yatmaktadır.

Disklin verimi için boyutsuz grupların geliştirilmesi ve disklin verimi için korelasyonların uygulanması birçok görüşü içermektedir. İlk olarak yeni boyutsuz parametreler verimliliğin uygulama sıcaklığına ve neme neden bu kadar bağlı olduğunu gösterebilmek için geliştirilmiştir. Bu parametreleri kullanarak, doğru dizayn yapmamızı sağlayacak yeni verim korelasyonları diskler için geliştirilmelidir. Yeni verimlilik korelasyonları imalatçıları ve HVAC mühendislerine; daha uzun ömürlü ve yatırım maliyetini kısa sürede amorti edebilecek verimli disklerin yapılmasına ve seçilmesine yardımcı olacaktır.

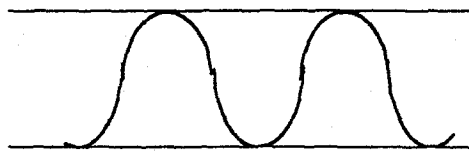
2.1. Geliştirilmiş Denklemler

Bu bölümde anlatılan geliştirilmiş denklemlerde Şekil 2.1a daki (ters akışlı disklin şematik gösterimi ve bir tüpün detaylı kesitini içermektedir) koordinat sistemi kullanılacaktır. Geliştirilmiş denklemler disklin bir eksenini etrafında dönmesi sonucunda boru içindeki nem ve ısı transferinin birlikte ele alınması içindir. Sıcak üfleme havası, enerjisini ve su buharını; matrise, matrise transfer edilen enerji ve su buharı da turun ikinci yarısında matristen egzost havasına transfer edilecektir.

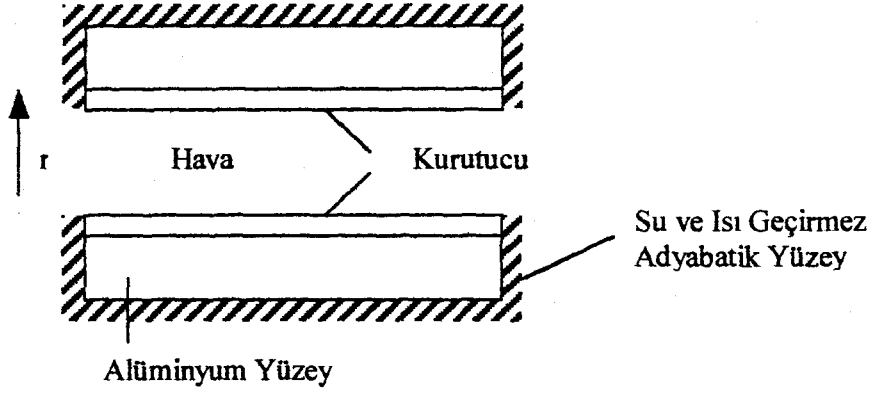


Şekil 2.1a Disksel enerji değiştirgecinin girişinin şematik gösterimi (Simonson ve Besant,

1999)



Şekil 2.1b Disksel enerji değiştirgecinin tüp geometrisinin kesitinin şematik olarak gösterimidir. (Simonson, Besant, 1999)



Şekil 2.1c Disksel enerji değiştirgecindeki tüpün bir taraftan Şematik gösterimi. (Simonson, Besant, 1999)

Disklerdeki ısı ve nem transferi için geliştirilmiş denklemler aşağıda ortaya konan bazı kabuller sonucunda oluşturulmuştur.

1. Hava içindeki aksiyel ısı transferi ve su buharı difüzyonu ihmal edilebilir.
2. Aksiyel moleküller difüzyon ve nemin hareketi kurutucu boyunca ihmal edilebilir.
3. Matris içindeki radyal sıcaklık ve nem değişimi yoktur.
4. Her bir matris tüpün satih ortası ve sonları su ve ısı geçirmezdir.
5. Kurutmanın kaplaması için sorpsiyon izotermiğindeki histeris durum ihmal edilebilir. Isı sorpsiyonunun sabit olduğu ve buharlaşma ısısının eşit olduğu kabul edilmektedir.
6. Dönel enerji değişimi yapan tüpler için sabit sıcaklık ve kütle transferi yüzey alanları aynıdır.
7. Matrisin termal ve nem özellikleri sabittir. (dolgu malzemesi, kurutuc ve absorbe edile su)

$$\rho_g \cdot C_{p_g} \cdot A_g \frac{\partial T_g}{\partial t} + U \cdot \rho_g \cdot C_{p_g} \cdot A_g \cdot \frac{\partial T_g}{\partial x} - m' \cdot h_{fg} \cdot \eta + h \cdot \frac{A_s}{L} (T_g - T_m) = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho_g \cdot C_{p_g} \cdot A_m \frac{\partial T_g}{\partial t} - m' \cdot h_{fg} \cdot (1 - \eta) - m' \cdot C_{p_w} \cdot (T_g - T_m) - h \cdot \frac{A_s}{L} (T_g - T_m) =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (k_m \cdot A_m \frac{\partial T_m}{\partial x}) \quad (2.2)$$

$$A_g \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v \cdot U \cdot A_g) + m' = 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial \rho_a}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_a U) = 0 \quad (2.4)$$

ve

$$m' = \rho_{d,dry} \cdot A_d \cdot \frac{\partial u}{\partial t} \quad (2.5)$$

Absorbsiyon ve desabsorpsiyon sırasında ki nem transferi (m') aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$m' = h_m \cdot \frac{A_s}{L} (\rho_v - \rho_{v,m}) \quad (2.6)$$

Doyma durumunda su buharının yoğunluğu aşağıdaki Eşitlik (2.7) ifadesini kullanarak hesaplanabilir.

$$\rho_v = \rho_{v,sat} = \frac{P_{v,sat}}{R_v \cdot T_g} \quad (2.7)$$

Eşitlik (2.7) deki $P_{v,sat}$; doymuş buhar basıncı olup sadece sıcaklığın fonksiyonudur. Enerji eşitliklerinde η sembolü faz değişim enerjisinin direkt olarak havaya verilmesini ifade eder. Bu ifade aşağıdaki gibi ele alınabilir.

$$\eta = \frac{\frac{h \cdot D_h}{\sqrt{\alpha_s}}}{\frac{h \cdot D_h}{\sqrt{\alpha_a}} + \frac{k_h}{\sqrt{\alpha_d}}} \quad (2.8)$$

Bu ifade Simonson ve Besant tarafından 1997 yılında oluşturulmuştur. $\eta=1$ ken; bütün faz değişimi enerjisi direkt olarak havaya taşınım yolu ile iletilmekte ve $\eta=0$ ken; bütün faz değişim enerjisi matrise iletilmektedir.. $0 < \eta < 1$ durumunda ise faz değişimi enerjisinin bir kısmı taşınım yolu ile havaya iletilmekte ve geri kalan kısmında matrise iletilmektedir. η değerleri bütün diskler için sabit olmamaktadır fakat 0 ile 0,1 arasında değişimi olmaktadır. η değeri ayrıca kurutucu kaplamaya ve imalat prosesine bağlıdır. η değerlerinin disk performansı üzerindeki etkisi önümüzdeki bölümlerde anlatılacaktır.

2.2. Boyutsuz Grupların Oluşturulması

Diskler için boyutsuz ısı ve kütle transferi gruplarının oluşturulması sırasında aşağıda ifade edilen R.K.Shah metodu kullanılmıştır. Shah eşitliği ters akışlı regeneratif duyulur ısı değiştirgecinin üfleme veya emiş yüzeylerinden transfer edilen ve depolanan duyulur ısıyı tanımlamaktadır. Bu ifade şöyledir;

$$\frac{\partial T_g}{\partial X^*} = NTU (T_m - T_g) \quad (2.8)$$

ve

$$\frac{\partial T_m}{\partial t^*} = \frac{NTU}{Cr^*} (T_g - T_m) \quad (2.9)$$

Eşitlik 2.8 ve 2.9' yi standart boyutsuz forma dönüştürecek olursak NTU değerinin; emiş ve üfleme tarafındaki matrisin ısı kapasitesi,

$$NTU = \frac{h.A_s}{(\rho.A.U.Cp)_g} = \frac{h.A_s}{(m.Cp)_g} \quad (2.10)$$

$$Cr^* = \frac{(\rho.A.Cp)_m.L}{(\rho.A.Cp)_g.P} = \frac{(M.Cp)_m.N}{(m.Cp)_g} \quad (2.11)$$

Isı eşanjörünün üfleme ve emiş taraflarında farklı ısı transfer katsayıları ve yüzey alanları olabilir. Yukarıdaki ifadeler doğrultusunda boyutsuz denklemi şu şekilde tanımlayabiliriz,

$$NTU_o = \frac{1}{(m.Cp_{g,min})} \left[\frac{1}{(h.A_s)_s} + \frac{1}{(h.A_s)_o} \right]^{-1} \quad (2.12a)$$

$$Cr_o^* = \frac{(M.Cp)_m.N}{(m.Cp)_{g,min}} \quad (2.12b)$$

Eşit debi olması durumunda soğuk ve sıcak taraftaki ısı transfer katsayıları ve debi oranları aynı olur. Böylelikle NTU_o ve Cr_o^* ifadeleri daha basit hale gelir.

$$NTU_o = \frac{1}{2.(m.Cp)_{g,min}} \quad (2.13a)$$

$$\text{ve } Cr_o^* = Cr^* = \frac{(M.Cp)_m \cdot N}{(m.Cp)_g} \quad (2.13b)$$

Kays, London ve Shah tarafından duyulur ısı eşanjörünün verimliliğini etkileyen Cr_o^* ve NTU_o değerleri aşağıdaki ampirik korelasyon ile ifade edilmiştir.

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C^*))}{1 - C^* \cdot \exp(-NTU(1 - C^*))} \quad (2.14a)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf} \left[1 - \frac{1}{9 \cdot (Cr_o^*)^{1.93}} \right] \quad (2.14b)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - C^*))}{1 - C^* \cdot \exp(-NTU(1 - C^*))} \left[1 - \frac{1}{9 \cdot (Cr_o^*)^{1.93}} \right] \quad (2.14c)$$

olur ve Eşitlik (2.14) de ifade edilen denklemlerde kullanılan C^* ; hava buharının minimum ısı kapasitesinin maksimum ısı kapasitesine oranıdır. Eşitlik (2.14); T.J. Lambertson, G.D. Bahnke ve C.J. Simonson ve R.W. Besant P. Howard 'ın sayısal sonuçlarının çözülmesinden elde edilmiştir ve $\varepsilon \leq 90\%$ olması halinde kullanılabilir. Eşitlik (2.14) W.M. Kays ve A.L. London tarafından toplanan sayısal veriyi aşağıda betimlenen parametrelerle; $C^*=1$, $Cr_o^* \geq 1,5$ için $2 < NTU_o < 4$, $Cr_o^* \geq 2$ için $NTU_o < 20$ ve $Cr_o^* \geq 5$ için $-\infty < NTU_o < +\infty$ oluşturulabilmektedir. Cr_o^* değerindeki düşüşle birlikte Eşitlik (2.14)' deki hata oranı artmaktadır. Cr_o^* değeri büyüdükçe verim (ε) ters akışlı ısı reküpötörünün verimine (ε_{cf})'ye yaklaşmaktadır. NTU_o ve Cr_o^* değerlerini arttırmak, Şekil 2.2'de gösterilen dönel ısı değiştirgecinin verimini arttırmaktır.

2.2.1. Diskteki Nem Transferi

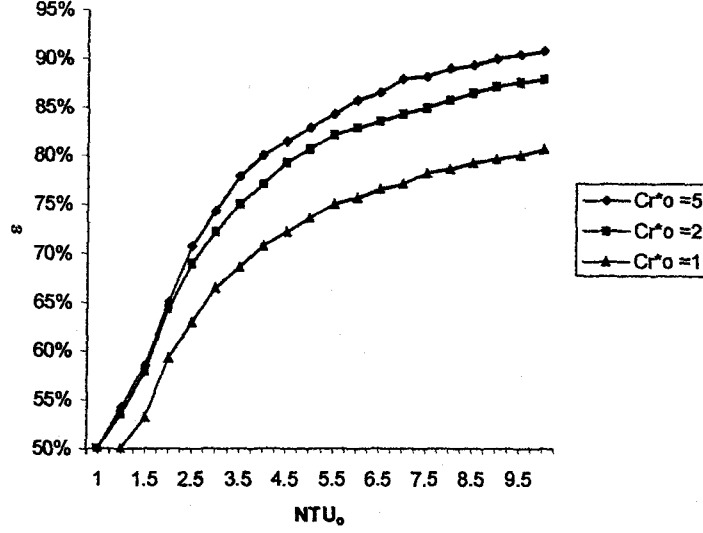
Nem için tanzim edilen boyutsuz gruptan transfer denklemi Eşitlik (2.3) ve depolama denklemi Eşitlik (2.5); debi miktarının ($m_s = m_e$) eşit olması durumu için geliştirilmiştir.

2.2.1.1 NTU_{m}

Nem transferi denklemi Eşitlik (2.3) ile sorpsiyon faz değişimi denklemi Eşitlik (2.6)'yı birleştirirsek,

$$A_g \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v \cdot U \cdot A_g) + h_m \frac{A_s}{L} (\rho_v - \rho_{v,m}) = 0 \quad (2.15)$$

“t” ve “x” değerlerini boyutsuz formda tanımlayacak olursak



Şekil 2.2 Ters akışlı diskin $C^*=1$ olması halinde; NTU_0 ve $C_{r_o}^*$ in fonksiyonu olarak verimin Eşitlik (2.14) ye göre eğrisel çözümü.

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (2.16a)$$

ve

$$t^* = \frac{1}{\rho} \left(t - \frac{x}{U} \right) \quad (2.16b)$$

zaman ve mesafe herhangi bir bağımsız değişkene göre (χ) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial \chi}{\partial t} = \frac{\partial \chi}{\partial t^*} \frac{\partial t^*}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \chi}{\partial t^*} \quad (2.17a)$$

ve

$$\frac{\partial \chi}{\partial t^*} = \frac{\partial \chi}{\partial x^*} \frac{\partial x^*}{\partial x} + \frac{\partial \chi}{\partial t^*} \frac{\partial t^*}{\partial x} = \frac{1}{L} \frac{\partial \chi}{\partial x^*} - \frac{1}{\rho \cdot U} \frac{\partial \chi}{\partial t^*} \quad (2.17b)$$

Eşitlik (2.17)'u; Eşitlik (2.15)'de koyar ve tanzim edecek olursak,

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial x^*} = \frac{h_m \cdot A_s'}{A_g \cdot U} (\rho_{v,m} - \rho_v) + \frac{\partial \rho_v}{U} \left(\frac{L}{p \cdot U} \frac{\partial U}{\partial t^*} - \frac{\partial U}{\partial x^*} \right) \quad (2.18)$$

Eğer havanın yoğunluğu sabit veya çok ama çok az olduğu kabul edilirse Eşitlik (2.18)'deki hız gradyeni ve zaman diversitesi denklemde ihmal edilebilir ve bu ifadeyi de Eşitlik (2.8)'deki gibi boyutsuz formda yazabiliriz.

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial x^*} = NTU_{mt} (\rho_{v,m} - \rho_v) \quad (2.19)$$

NTU_{mt} diskin emiş ve egzost tarafındaki nem transferi sayısıdır.

$$NTU_{mt} = \frac{h_m \cdot A_s'}{A_g \cdot U} \quad (2.20)$$

Eğer Lewis sayısını $\left(\frac{h}{h_m \cdot \rho_g \cdot Cp_g} \right) NTU_{mt}$ ifadesinde yazarsak,

$$NTU_{mt} = \frac{h}{\rho_g \cdot Cp_g} \frac{A_s'}{A_g \cdot U} = \frac{h \cdot A_s'}{(m \cdot Cp)_g} = NTU \quad (2.21)$$

$Le = 1$ olması halinde Eşitlik (2.21) disklerdeki nem transfer sayısının duyulur dönel ısı değiştirgecindeki ısı transfer sayısına eşit olduğunu göstermektedir. Bu da nem transfer sayısının uygulanan nem ve sıcaklık değerlerinden bağımsız olması demektir. Eğer havanın yoğunluğunun sabit olmadığı göz önüne alınırsa, NTU_{mt} değeri az da olsa uygulama şartına bağlı olacaktır. Sonuç olarak diskin üfleme tarafındaki NTU_{mt} değerinin her zaman egzost tarafındaki NTU_{mt} değerine eşit olmayacağı unutulmamalıdır. Fakat bu değerler bir çok uygulama şartı için neredeyse eşit olacaktır.

2.2.1.2. Cr_{mt}^*

Eşitlik (2.5) kurutucu kaplı matrisde depolanan nemi anlatmaktadır. Boyutsuz hale getirilmiş değişkenler; Eşitlik (2.16) ve Eşitlik (2.6)'yı Eşitlik (2.5) de yerine koyarsak,

$$\frac{h_m \cdot A_s'}{L} (\rho_v - \rho_{v,m}) = \frac{\rho_{d,dry} \cdot A_d}{p} \frac{\partial u}{\partial t^*} = \frac{\rho_{d,dry} \cdot A_d}{p} \frac{\partial u}{\partial \rho_{v,m}} \frac{\partial \rho_{v,m}}{\partial t^*} \quad (2.22)$$

Eşitlik (2.22) i tekrar düzenlersek Eşitlik (2.9) ye benzer standart boyutsuz bir ifadeye dönüşür;

$$\frac{\partial \rho_{v,m}}{\partial t^*} = \frac{NTU_{m*}}{Cr_{m*}} (\rho_v - \rho_{v,m}) \quad (2.23)$$

$$Cr_{m*} = \frac{\rho_{d,dry} \cdot A_d \cdot L}{A_g \cdot U \cdot p} \frac{\partial u}{\partial \rho_{v,m}} \quad (2.24)$$

Genel bir sorpsiyon eğrisi belirleyecek olursak,

$$U = \frac{W_m}{1 - C + \frac{C}{\emptyset}} = \frac{W_m}{1 - C + \frac{C}{\emptyset_m}} \quad (2.25)$$

Cr_{m*} şu forma gelir,

$$Cr_{m*} = Cr_m^* \frac{\partial u}{\partial \Phi} \frac{\emptyset}{W} \quad (2.26)$$

$\emptyset_m \approx \emptyset$; $\rho_{v,m} \approx \rho_v$ olması halinde

$$Cr_{m*} = \frac{\rho_{d,dry} \cdot A_d \cdot L}{\rho_a \cdot A_g \cdot U \cdot p} = \frac{M_{d,dry} \cdot N}{m} \quad (2.27)$$

Atmosferik basınçta CLAPEYRON eşitliğini kullanarak T ve Φ ifademiz.

$$Cr_{m*} = Cr_m^* \frac{\partial u}{\partial \emptyset} \left[\frac{e^{\frac{5294}{T}}}{10^6} - 1,61\emptyset \right] \quad (2.28)$$

Şeklinde olur. T değerimiz "k" cinsindedir. Eşitlik (2.28)in parantez içindeki ifadesi genelde eşitlik üzerinde %5 den az bir etkisi vardır. Nitekim Cr_{m*} sorpsiyon eğrisinin eğimi; uygulama sıcaklığının ve az da olsa bağıl nemin fonksiyonudur.

2.2.2 Isı Transferi

Bundan önceki bölümde tanzim etmiş olduğumuz boyutsuz denklem gruplarını benzer şekilde ısı transferi için yazabiliriz.

2.2.2.1 NTU_{ht} :

Matris ve hava arasındaki ısı transferini anlatan Eşitlik (2.1), Eşitlik (2.6) (Sorpsiyon için sadece) ve boyutsuz ifadeleri kullanacak olursak;

$$\frac{\rho_g \cdot C_{p_g} \cdot A_g}{p} \frac{\partial T_g}{\partial t^*} + U \cdot C_{p_g} \cdot A_g \left(\frac{1}{L} \frac{\partial T_g}{\partial x^*} - \frac{1}{p \cdot U} \frac{\partial T_g}{\partial t^*} \right) - h_m \frac{A_s}{L} (\rho_v - \rho_{v,m}) \cdot h_{fg} \cdot \eta +$$

$$h \frac{A_s}{L} (T_g - T_m) = 0 \quad (2.29)$$

Eşitlik (2.29)'deki terimleri yeniden düzenleyecek olursak

$$\frac{\partial T_g}{\partial x^*} = \frac{h \cdot A_s}{U \cdot \rho_g \cdot C_{p_g} \cdot A_g} (T_g - T_m) - \frac{h_m \cdot A_s}{U \cdot \rho_g \cdot C_{p_g} \cdot A_g} (\rho_v - \rho_{v,m}) \cdot h_{fg} \cdot \eta \quad (2.30)$$

Eşitlik (2.30)'ü; boyutsuz olan Eşitlik (2.8)'de yerine koyacak olursak,

$$\frac{\partial T_g}{\partial x^*} = NTU_{ht} (T_m - T_g) \quad (2.31)$$

$$NTU_{ht} = NTU \cdot 1 - \left[\frac{h_{fg} \cdot \eta (\rho_{v,m} - \rho_v)}{\rho_g \cdot C_{p_g} (T_m - T_g)} \right] \quad (2.32)$$

$Le = 1$ olduğu için $\frac{h}{h_m \cdot \rho_g \cdot C_{p_g}} \left[\frac{\rho_{v,m} - \rho_v}{T_m - T_g} \right]$ oranı tasarımcı tarafından direkt olarak

belirlenemez. Fakat ısı ve nem transfer sayısına göre ilişkilendirme yapılabilir. Eşitlik (2.19) ve Eşitlik (2.31) ü kullanarak aşağıdaki gibi bir ifade oluşturulabilir.

$$\left[\frac{\rho_{v,m} - \rho_v}{T_m - T_g} \right] = \frac{NTU_{ht}}{NTU_{mt}} \frac{\partial \rho_v}{\partial x^*} \approx \frac{NTU_{ht}}{NTU_{mt}} \frac{\varepsilon_1 \cdot \Delta W}{\varepsilon_s \cdot \Delta T_g} \rho_a \quad (2.33)$$

yukarıdaki ifadede

$$\varepsilon_1 = \left[\frac{(W_i - W_o)_s}{(W_{s,i} - W_{e,i})} \right], \quad \varepsilon_s = \left[\frac{(T_i - T_o)_s}{(T_{s,i} - T_{e,i})} \right], \quad \Delta W = W_{s,i} - W_{e,i}, \quad \Delta T = T_{s,i} - T_{e,i}, \quad \rho_v \text{ ve } T_g \text{ ifadeleri}$$

"x*" in linear fonksiyonudur. Eşitlik (2.33) Eşitlik (2.32) konacak olursa

$$NTU_{ht} = NTU \left(1 - \frac{h_{fg} \cdot \eta \cdot NTU_{ht} \cdot \varepsilon_1 \cdot \Delta W}{\rho_g \cdot C_{p_g} \cdot NTU_{mt} \cdot \varepsilon_s \cdot \Delta T_g} \right) \rho_a \quad (2.34)$$

Eğer bu ifadeye çalışma durum faktörü tanımlayacak olursak biraz daha basitleştirebiliriz.

$$H^* = 1 - \frac{h_{fg} \cdot \Delta W}{\rho_g \cdot C_{p_g} \cdot \Delta T_g} \rho_a \approx 2500 \left(\frac{\Delta W}{\Delta T_g} \right) \quad (2.35)$$

Le = 1 için $NTU = NTU_{nt}$ olur. Sonuç olarak boyutsuz ısı transfer sayısı;

$$NTU_{ht} = \frac{NTU}{1 + \eta \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_s} H^*} \quad (2.36)$$

Şekline döndürür.

Disk için NTU_{ht} değeri NTU (nem transferi yokken)'un fonksiyonudur. NTU tek faktör olduğunda gizli verimin duyulur verime oranı ve uygulama şartları, örneğin havaya direkt olarak aktarılan faz değişimi enerjisi (η) sifira yaklaşır. Teorik olarak çalışma durum faktörü (H^*) $-\infty$ dan $+\infty$ ' a kadar çeşitlilik göstermektedir. Fakat HVAC sistemlerinde kullanılan diskler için bu değer -6 dan $+6$ ya kadar çeşitlilik gösterir.

Çalışma durum faktörü (H^*) genellikle disklerde gizli ve duyulur enerji arasındaki farkın oranıdır. Bu entalpi oranını iki çalışma noktası arasındaki duyulur ısı oranı ifadesi şeklinde vurgulanabilir.

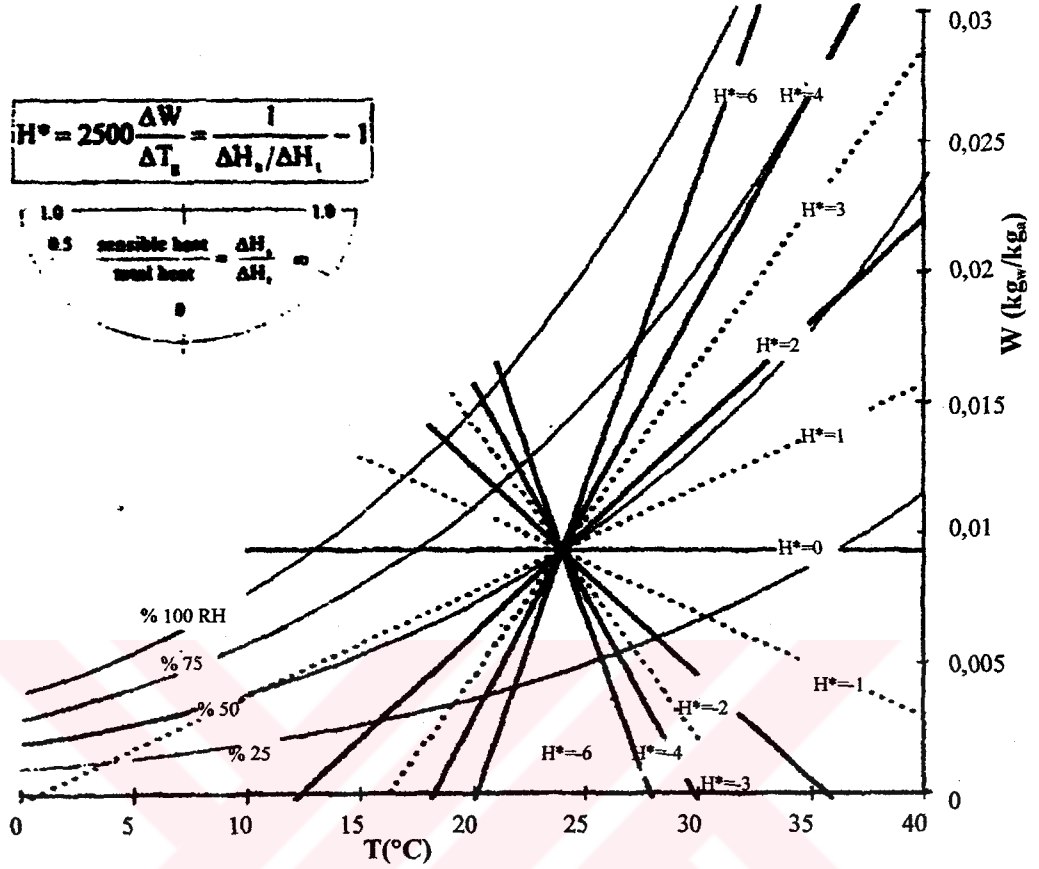
$$H^* = \left(\frac{\Delta H_t}{\Delta H_s} \right) = \left(\frac{\Delta H_s}{\Delta H_t} \right)^{-1} - 1 \quad (2.37)$$

Böylelikle H^* için iç şartlar ve duyulur ısı oranı psikometrik diyagram üzerinden tespit edilir ve daha sonra Eşitlik (2.37) dan H^* hesaplanabilir. Sayısal hesaplamalarda Eşitlik (2.35) kullanılabilir.

Şekil 2.3; 24°C ve %50 bağıl nemde egzost şartları ve çeşitli üfleme şartları için H^* çizgilerini psikometrik diyagramda göstermektedir. η değeri diskler için 0,1 den küçüktür. Nem transferininin oluşmadığı durumda NTU_{ht} değeri NTU değerinin 0,5 ile 3 misli arasındadır.

Eğer H^* pozitif (üfleme ve emiş havası arasındaki ısı ve kütle transferinin aynı yönde olması hali) ise; nem transferi, NTU_{ht} ve duyulur verimi düşürecektir. Diğer taraftan, eğer H^* negatif ise; nem transferi, NTU_{ht} 'yi artıracaktır. Bu olay ansorbsiyon olayının egzotermik olduğunu gösterir. Nemin matris tarafından absorbe edilmesi durumunda ($\eta > 0$ olduğunda) havadan alınan ısı serbest bırakılır. Bu da havanın lokal sıcaklığını ve bunun sonucu olarakta diski terk eden havanın sıcaklığını artıracaktır. Eğer H^* pozitif ise matris üzerindeki nem sıcak hava tarafından süpürüldüğünde, enerji serbest bırakıldığından havanın sıcaklığı artacak ve bunun sonucu olarakta diskin sıcak havayı soğutabilme özelliği azalacaktır. Diğer taraftan eğer H^* negatif ise sıcak hava soğutulacak ve nemlendirilecektir. Bu durumda sıcak havaya

desorpsiyon yolu ile nem katılacaktır. Bu nedenle diskin duyulur verimini artıran sıcak havanın sıcaklığında düşüş olur. (Desorpsiyon olayı endotermiktir.)



Şekil 2.3 24°C ve %50 bağıl nemde egzost şartları için psilometrik diyagram üzerinde çalışma durum faktörü (H^*) değerlerini göstermektedir.

2.2.2.2 Cr_{ht}^*

Cr_{ht}^* denklemini geliştirebilmek için Eşitlik (2.2) (matris için enerji eşitliği)' yi zamana bağlı boyutsuz formda yazılabilir.

$$\frac{\rho_m \cdot Cp_m \cdot A_m}{p} \frac{\partial T_m}{\partial t^*} - h_m \frac{A_s}{L} (\rho_v - \rho_{v,m}) \cdot h_{fg} \cdot (1 - \eta) - h \frac{A_s}{L} (T_g - T_m) = 0 \quad (2.38)$$

Eşitlik (2.2)' yi yazarken $m' \cdot Cp_w \cdot (T_g - T_m)$ terimleri ve aksiyel iletim ihmal edildi. Yalnız aksiyel iletim diskin verimini değiştirdiği unutulmamalıdır. Eşitlik (2.38)'i tekrar düzenlersek Eşitlik (2.38) standart boyutsuz formda;

$$\frac{\partial T_m}{\partial t^*} = \frac{NTU_{ht}}{Cr_{ht}^*} (T_g - T_m) \quad (2.39)$$

olur.

$$\frac{NTU_{ht}}{Cr_{ht}^*} = \frac{NTU}{Cr^*} \left[1 - \frac{h_g (1-\eta)(\rho_v - \rho_{v,m})}{\rho_g \cdot Cp_g (T_g - T_m)} \right] \quad (2.40)$$

Eşitlik (2.33) ve Eşitlik (2.35)'i kullanarak Eşitlik (2.40)'ü daha açık yazabiliriz.

$$\frac{NTU_{ht}}{Cr_{ht}^*} = \frac{NTU}{Cr^*} \left[1 - (1-\eta) \frac{NTU_{ht} \varepsilon_1 H^*}{NTU_{mx} \varepsilon_s} \right] \quad (2.41)$$

Cr_{ht}^* yi çözmek için Eşitlik (2.41)'ü yeniden düzenleyecek olursak ve Eşitlik (2.36)'deki $Le=1$ ve NTU_{ht} ifadesini kullanırsak,

$$Cr_{ht}^* = \frac{Cr^*}{1 + \frac{\varepsilon_1 H^*}{\varepsilon_s}} \quad (2.42)$$

olur.

Eşitlik (2.42)'i incelersek Cr_{ht}^* ; η teriminden bağımsız fakat gizli verimin duyulur verime oranına ve çalışma durum faktörüne bağlı olduğunu görebiliriz. H^* değerleri -6 dan $+6$ ya kadar değiştiğinden HVAC uygulamalarında Cr_{ht}^* değeri pozitifte negatifte olabilmektedir. Cr_{ht}^* teriminin negatif olması üfleme havasındaki buharın egzost tarafındaki buhardan daha soğuk olması demektir.

2.3.1 Enerji Transferi

Diskler için sadece iki tane bağımsız verim değeri vardır. Burada duyulur ve gizli verimler seçilmekte ve ondanda toplam verim çıkarılmaktadır. Toplam verimin tanımını yapacak olursak,

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{m}_s (H_{s,i} - H_{s,o})}{\dot{m}_{\min} (H_{s,i} - H_{e,i})} = \frac{\dot{m}_e (H_{e,i} - H_{e,o})}{\dot{m}_{\min} (H_{s,i} - H_{e,i})} \quad (2.43)$$

entalpiyi tanımlayacak olursak;

$$H = Cp_a \cdot T_g + W(h_{fg} + Cp_v \cdot T_g) \quad (2.44)$$

Entalpi ifademdeki sıcaklık (T) °C dir. Buna göre;

$$\varepsilon_t = \frac{\varepsilon_s + \varepsilon_1 \cdot H^*}{1 + H^*} \quad (2.45)$$

olur.

Eşitlik (2.45) deki ε_t büyük ölçüde ε_s ve ε_1 ' nin değerlerine bağlıdır. $H^* \rightarrow \infty$ olması halinde $\varepsilon_t \rightarrow \varepsilon_1$, $H^* \rightarrow -1$ olması halinde $\varepsilon_t \rightarrow \pm \varepsilon_1$ olur. Eşitlik (2.45)'deki ε_t değeri simülasyonlarla elde edilen değerlere yakın değerdir.

2.3.2 Doyma Koşulları

Psikometrik diyagramda iç hava şartları arasındaki doğrusal çizgi, soğuk hava uygulama şartları için doyma şartı çizgisini geçecek olursa; doyma şartları oluşabileceği gibi bir yaklaşım yapılabilir. Bu yaklaşım sıcak hava uygulama şartları ve lineer sorpsiyon eğrisinde uygulanabilir fakat diğer sorpsiyon eğrileri için uygulanamaz. Doyma uygulama şartları C.J. Simonson ve R.W. Besant tarafından geliştirildi.

Diskin kondensasyon ve evaporasyon şartlarında kullanılması durumunda matrisin depolayabileceği nem miktarı, sorpsiyon şartlarında depolayabileceğinden çok büyüktür. Bu durumda Cr_{m}^* ve aynı şekilde ε_1 ' i artırması beklenir. Kondensasyon oluştuğunda matrise transfer edilen nem; su buharının kütleli debisi ve aksiyel sıcaklık gradyeni tarafından kontrol edilir. Kondensasyon; havanın tekerlekten doyma şartına geçmesi halinde oluşabilir. Bu durum sorpsiyon halinde konvektif kütle transferinden daha çok faz değişimi şeklinde olmaktadır. Eğer h_m artarsa, NTU_{m} de artar ve bunun sonucu olarak ε_1 artar. Diğer taraftan diskini verimi için korelasyonların uygulanmasında daki korelasyonlardan hesaplanan ε_s değeri biraz daha doğruya yakın olacaktır çünkü ε_s , doyma şartlarından ε_1 'den daha az etkilenir. Toplam verim aynı şekilde Eşitlik (2.45)'den hesaplanabilir.

3. DİSKİN VERİMİ İÇİN KORELASYONLARIN UYGULANMASI

Isı eşanjörleri tasarımı ve performansının belirlenmesinde genellikle ε - NTU metodu kullanılmaktadır. Verimin (ε) klasik olarak tanımlanması birçok ısı transferi ve ısı değiştirgeci kitaplarından faydalanılarak yapılmıştır ve nem transferini gerçekleştiren rejenaratif ısı ve kütle değiştirgeçlerinin verimi; duyulur, gizli ve toplam enerjiye bağlıdır. Duyulur, gizli ve toplam verimin tanımı birçok test standartlarında ve araştırma raporlarında bulunabilir. Sabit özgül ısı ve gaz değişim ısısı için verimi tanımlarsak.

$$\varepsilon = \frac{m(\chi_i - \chi_o) \Big|_s}{m_{\min}(\chi_{s,i} - \chi_{e,i})} = \frac{m(\chi_i - \chi_o) \Big|_e}{m_{\min}(\chi_{s,i} - \chi_{e,i})} \quad (3.1)$$

m ; Kuru havanın kütledebisi, χ ; sıcaklığı ε_s ; duyulur nem ve entalpi oranını, ε_i ; gizli verimi ve ε_e ; toplam verimi göstermektedir. Eşitlik (2.1)'deki alt yazılar "i, o, s ve e" ; sırasıyla ısı değiştirgecinin iç, dış, üfleme ve emiş taraflarını simgelemektedir.

Klasik ısı eşanjörü tanımlamasının aksine Eşitlik (2.1)'deki değiştirme kısmı termodinamiksel olarak maksimum enerji transferini temsil etmektedir. Sonuç olarak bazı uygulama şartları için bu üç verim değeri ısı ve kütle transferi sırasında 0 dan az ve 1 den büyük değer olabilir. Rutubet giderici kurutucular için gizli verimin negatif değer aldığı kabul edilmiştir. Duyulur, gizli ve toplam verimi tanımlamadaki eksiklere rağmen herhangi bir uygulama şartı için disklerin dizaynı yaklaşımlarında kullanılmaktadır. Çünkü bunların pratik alternatifleri yoktur. D.L. Ciepliski tarafından öngörülen üfleme ve emiş tarafı verimleri; sonucun doğruluğunu artırmak için kullanılmaktadır.

G. Stiech duyulur ve toplam verimleri; sıcaklığın, transfer sayısının ve diskin boyutsuz hızının fonksiyonu Maclaine - Cross tarafından geliştirilen sayısal model sonuçlarını kullanarak bu korelasyonu yaptı. Bu korelasyon ayrıca ısıtma yaklaşımlarını doğruladı ve ikinci kısımda geliştirilmiş olan çalışma uygulama faktöründeki (H^*) değişikliklerin; verim üzerindeki değişiklikleri yansıtmadığını ispatladı. C. J. Simonson'ın çalışmaları göstermektedir ki sıcak uygulama koşullarında ve diskin kurutucu malzeme ile kaplanması halinde, üfleme tarafındaki bağıl nemin artması sonucunda bu üç verim değerinde düşüş eğilimi olacağını ortaya koymuştur. Disklerin verimi, tasarımına bağlı olduğu kadar uygulama şartlarına da önemli ölçüde bağlıdır.

Bu bölümün amacı verimi ikinci kısımda geliştirilen boyutsuz grupların fonksiyonu olarak korele edip geliştirmektir. Boyutsuz gruplardaki temel parametreler gösterilecek ve çeşitli

şartlar için diskin verimi bu korelasyonlar yardımı ile hesaplanacaktır. Bu verim korelasyonlar imalatçılar ve HVAC mühendisleri tarafından kullanılabilir.

3.1 Sayısal Model

Genellikle mühendislik korelasyonları ölçülmüş datalar üzerine kurulmaktadır. Sayısal model; uygun aralıktaki deneysel sonuç ve hassas çalışmalar sonucunda sağlanmıştır. Bu yaklaşım rejeneratif ısı değiştirgeçlerinde Eşitlik (2.3), Eşitlik (2.19), Eşitlik (2.20)' de ele alınmıştır.

C.J. Simonson ve R.W. Besant tarafından tanımlanan sayısal model ve verim korelasyonlarından elde edilen analizlerden, sayısal sonuçlar ortaya çıkmaktadır. Modelin sağlamlığı için dış hava sıcaklıkları -20°C den 40°C 'ye ve nem en yüksek %90 olmak üzere deneysel işlemler C.J. Simonson tarafından yapılmıştır. C.J. Simonson ve R.W. Besant modeli birçok basit kabuller üzerinde çalışarak toparlandı ve hassa çalışmalar sonucunda her bir kabullün önemi daha fazla ortaya çıktı.

Genel olarak tanzim edilmiş eşitlikler ikinci kısımda diskin verimi için boyutsuz grupların geliştirilmesi sırasında anlatıldı ve C.J. Simonson ve R.W. Besant tarafından detaylandırıldı. Sayısal data oluşturmada ikinci kısımda geliştirilen basit boyutsuz alanlar yerine genel olarak tanzim edilmiş boyutsuz şekiller kullanıldı. Böylelikle sayısal sonuçlar; boyutsuz grupların geliştirilmesinde kullanılan basitleştirmelerden etkilenmezler. Denklemlerin geliştirilmesinde; havanın depolayabilme durumunun ihmal edilmesi, sabit konvektif ısı ve kütle katsayıları bundan önceki kabullere ek olarak kullanıldı. Bu yaklaşımlar verimi %2' den az değiştirdiği belirlenmiştir. Disk içindeki ısı iletim ihmal edilebilir düzeydedir ($k_m \neq 0$). Bütün simülasyonlarda tellerin ölçüsü 0,001 m. ve zaman aralığı olarak 0,01s alınmıştır. Ayrıca bütün simülasyonlarda kütleli debiler eşittir ($m_s = m_c$). Dengesiz akış durumu için teorik ve deneysel datalar ışığında verim korelasyonları C.J. Simonson tarafından yapılmıştır.

3.2 Boyutsuz Grubun Hassasiyeti

Bu bölümde ısı ve nem transferinin boyutsuz grubunun önemi hassas çalışmalar sonucunda ortaya konmuştur. Sorpsiyon eğrisi, çalışma durum faktörü (H^*), uygulama sıcaklığı ve bağıl nemnin etkileri Çizelge 3.1' de verilen disk parametreleri doğrultusunda incelenecektir. Boyutsuz parametrelerin; kütleli debisinin, yüzey alanının ve disk hızının tek başına etkileri test edilecektir. Simülasyonda kullanılan sorpsiyon eğrisi genel sorpsiyon eğrisidir.

$$u = \frac{W_m}{1 - C + \frac{C}{\Phi}} \quad (3.2)$$

Yukarıdaki ifadede W_m ; kurutucunun muhteva edebileceği maksimum nemi, C ; kurutucunun tipini simgelemektedir. Moleküler sieva, silika jel, aktif hale getirilmiş alüminyum ve aktif hale getirilmiş karbon kurutucu kaplamaları Eşitlik (3.2)' de kullanarak sorpsiyon karakteristikleri modellenirilebilir.

Çizelge 3.1 Disklerin hassas şekilde hazırlanmasında kullanılan parametreler

Disk Sayısı	NTU _o	Cr _o	Cr _{m,o}
1	10	10	10
2	5	5	5
3	3	3	3

3.3 Sorpsiyon Eğrisinin Gizli Verim Üzerindeki Etkisi

Kurutucuda depolanan nemin miktarı aşağıdaki eşitlikten de görüleceği üzere sorpsiyon eğrisinin eğimine bağlıdır.

$$Cr_{m,o}^* = (Cr_{m,o}^*) \frac{\partial u}{\partial \theta} \left[\frac{e^{\left(\frac{5294}{T_{ave}}\right)}}{10^6} - 1,61\theta_{ave} \right] \quad (3.3)$$

$$Cr_{m,o}^* = \frac{M_{d,dry} \cdot N}{m} \quad (3.4)$$

ve

$$T_{ave} = \frac{T_{s,i} + T_{e,i}}{2} \text{ birimi } (^{\circ}K) \text{ ve } \theta_{ave} = \frac{\theta_{s,i} + \theta_{e,i}}{2} \text{ dir.}$$

$Cr_{m,o}^*$ in ortalama uygulama nemindeki sorpsiyon eğrisinin eğime bağlı olduğu düşünülmektedir. Sorpsiyon eğrisinin eğimindeki değişimle, gizli verimdeki değişimi görmek için sabit egzost şartlarında (24°C ve %50 bağıl nemde), çeşitli bağıl nemlerde üfleme havası ve sabit üfleme sıcaklığında (35°C) durumu için Şekil 3.1. oluşturulmuştur. Çeşitli sorpsiyon eğrisine göre üç disk için Çizelge 3.1' de parametre değerleri verilmiştir.

Şekil 3.1 diskin farklı sorpsiyon eğrileri ve üfleme iç şart nemlerine göre verim değerlerinin geniş bir aralıkta olduğunu göstermektedir. Şekil 3.1' deki sonuçları açıklamaya yardımcı olması için Şekil 3.2.' deki sorpsiyon eğrisi ve sorpsiyon eğrisinin eğimi gösterilmiştir.

Şekil 3.1 açık bir şekilde göstermektedir ki sorpsiyon eğrisinin eğimi gizli verimi etkilemektedir. Lineer sorpsiyon eğrisinin verimi ($C=1$)' de değişen nem şartlarında; neredeyse sabittir ve en yüksek değere sahiptir çünkü sorpsiyon eğrisinin eğimi sabittir.

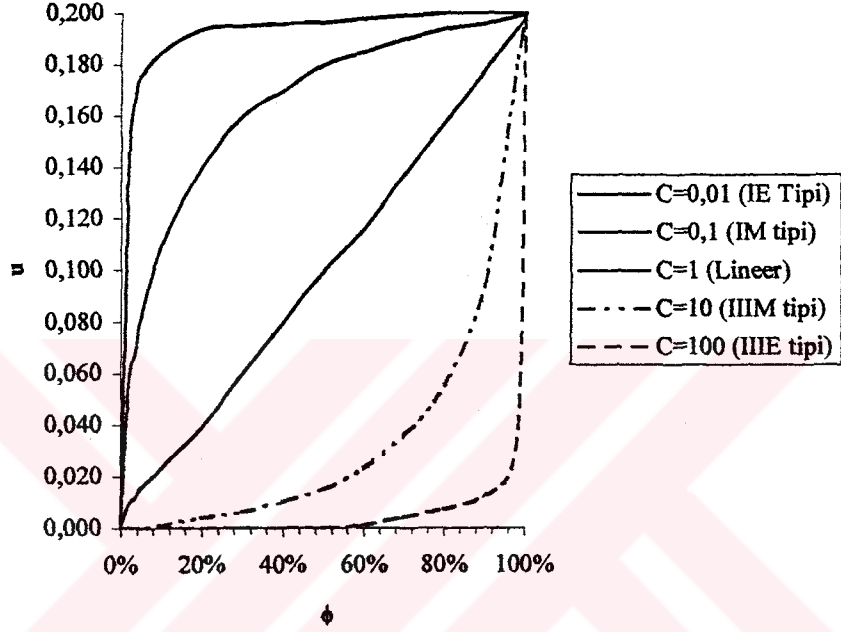
Şekil 3.1 IE tipi kurutucuyla kaplı olan diskin; üfleme bağıl nemindeki düşüşle, verimin arttığı fakat \emptyset yükselişi ile ϵ_1 ' de düşüş olduğunu göstermektedir. Bu sonuç Eşitlik (3.3)' den faydalanarak açıklanabilir. Çünkü \emptyset ' in düşük değerleri için IE tipinin sorpsiyon eğrisinin eğimi yüksektir. $Cr_{m,o}^*$ değeri küçük olduğu için üçüncü diskin özellikle verimindeki değişimi büyüktür. $Cr_{m,o}^*$ in düşük değerlerinde $Cr_{m,o}^*$ 'nin hassasiyetini artırmanın yolu Şekil 2.2.1' deki rejeneratif duyulur ısı değiştirgeçleri için gerekli olan yolun aynısıdır. %70 bağıl nemde (\emptyset); IE tipi sorpsiyon eğrisinin ϵ_1 değeri \emptyset ile birlikte artmaya başlar çünkü doyma şartları bu nem durumundan sonra başlar. C.J. Simonson ve R.W. Besant tarafından 2.46' de anlatılan durumdaki doyma şartlarında \emptyset 'deki artışla birlikte ϵ_1 ' de artar. Eşitlik (3.3) bu durumu öngörmektedir çünkü sorpsiyon durumunda bu denklem matrisin boyutsuz nem depolama kapasitesini temsil eder.

III E tipi kurutucu ($C=100$) ile kaplı diskin verimi IE tipi kurutucu ile kaplı diskin veriminden farklıdır. III E tipi kurutucu için \emptyset değeri arttıkça ϵ_1 ' de artar çünkü sorpsiyon eğrisinin eğimi \emptyset değerindeki artışla birlikte artar.

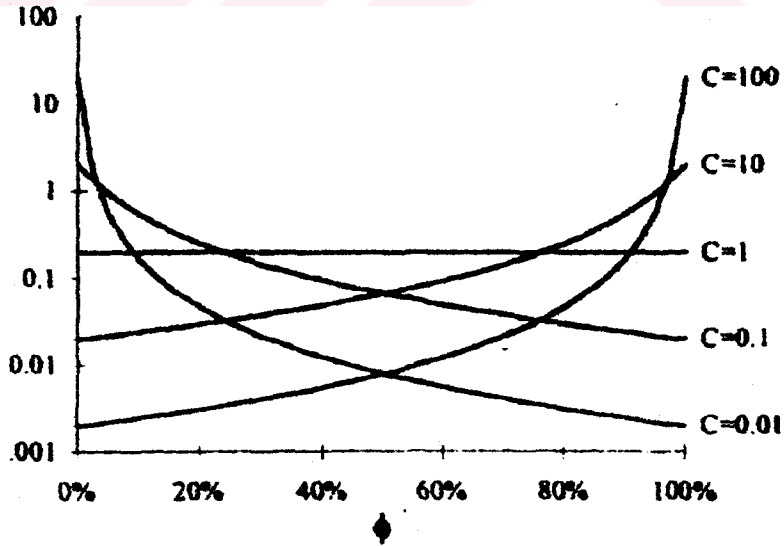
Şekil 3.1' den elde edilen sonuçlar göstermektedir ki çeşitli uygulama şartlarında lineer sorpsiyon eğrileri en yüksek verime sahiptir. Silika jel tipi kurutucunun; duyulur ve gizli enerji transferlerinin birlikte geliştiği durumlarda kullanılması tavsiye edilmektedir. Başka bir sorpsiyon eğrisi belirtilmedikçe bundan sonraki işlemlerde lineer sorpsiyon eğrisi kullanılacaktır. Bunun yanında silika jelin yüksek nem kapasitesine sahip olduğunu belirtmekte yarar vardır. Bu değer yaklaşık olarak kütlenin %40 mertebesinde. Bu olay Şekil 3.1' den de görüleceği üzere ϵ_1 değeri artıracaktır.

Özel tip kurutuculardan; disklerde çok zor olan su buharının transfer edilmesi istenir. IM tipi kurutucunun özel tip kurutuculara göre niye araştırmacılar tarafından tavsiye edildiği Şekil 3.2 ve Şekil 3.3 ile birlikte incelendiğinde ortaya çıkmaktadır. Özel tip kurutucularda rejenerasyon işlemi sırasında iç hava şartları 90°C ve %3-5 bağıl neminde (ϕ), hava kurutucu için 35°C ve %40-45 bağıl nemindedir, bu değerler sonucunda özel tip kurutuculu diskin ortalama uygulama nemi %20-25 arasında olur. Bu nem değerinde IM tipi sorpsiyon eğrisi en büyük eğime sahiptir ve bu nedenle iyi uygulama şartları sağlaması beklenir. Açıkça ϵ_1 'deki değişimler, sorpsiyon eğrisi ve diskin iç neminden etkilenmektedir.

a)



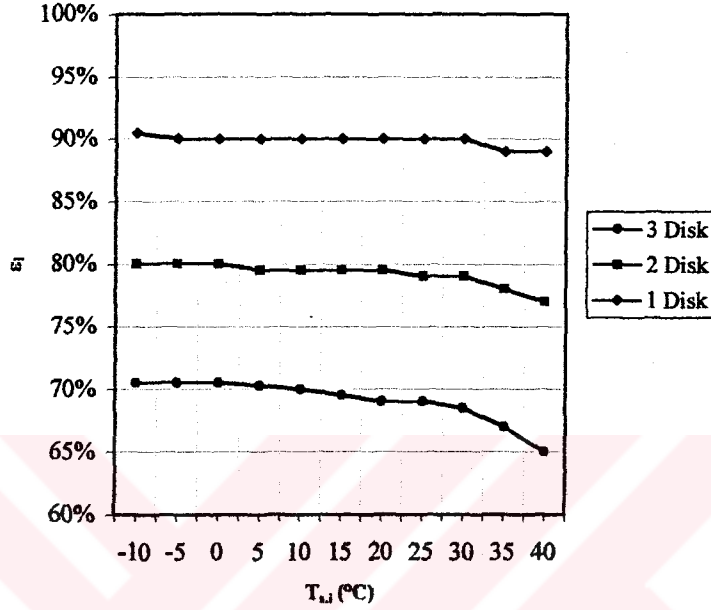
b)



Şekil 3.1 $W_m = 0,2$ olması halinde a) sorpsiyon eğrisi b) sorpsiyon eğrisinin eğimi

3.4. Sıcaklığın Gizli Verim Üzerindeki Etkisi

Eşitlik (3.3)' de belirtildiği üzere kurutucuda nemin depolanması ($Cr_{mt,o}^*$) diskin çalıştırılma sıcaklığına bağlıdır. Eşitlik (3.3) ortalama çalışma sıcaklığındaki artış neticesinde $Cr_{mt,o}^*$ ve bunu sonucunda ϵ_1 ' de azalma alması beklenebilir.



Şekil 3.2 Çizelge 3.1, $T_{e,i}=24^{\circ}\text{C}$; $\phi_{e,i}=\%50$ ve $\phi_{s,i}=\%60$ durumu için diskin üfleme iç sıcaklıklarına göre gizli verim değişimi

Şekil 3.2' den çıkan sonuçlar göstermektedir ki uygulama sıcaklığı diskin gizli enerji performansını etkilemektedir. Özellikle iç sıcaklığın yüksek değerlerde olması durumunda üçüncü tekerlekte NTU_o , Cr_o^* ve Crm_o^* değerleri düşük değerlere sahiptir ve verimdeki düşüş büyüktür. Birinci ve ikinci disklerdeki NTU_o , Cr_o^* ve Crm_o^* değerleri yüksek olduğu için uygulama sıcaklığından daha az etkilenir.

3.5 H^* (Çalışma Durum Faktörü) ve η Nün Duyulur Verim Üzerindeki Etkisi

İkinci kısımda ısı transferi için geliştirilmiş boyutsuz gruplar;

$$NTU_{ht} = \frac{NTU}{1 + \eta \frac{\epsilon_1}{\epsilon_s} H^*} \quad (3.5)$$

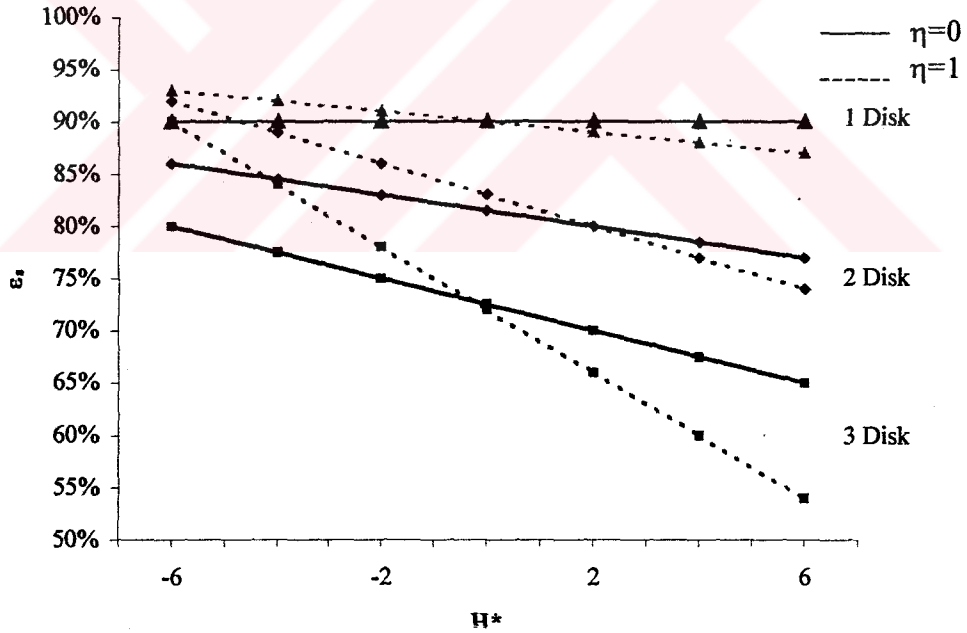
$$Cr_{ht,0}^* = \frac{Cr^*}{1 + \frac{\epsilon_l}{\epsilon_c} H^*} \quad (3.6)$$

de kullanılan bazı terimler ise

$$NTU_0 = \frac{h.A_a}{(m.Cp_a)_{min}} \quad (3.7)$$

$$Cr_0^* = \frac{(M.Cp)_m N}{(m.Cp_a)_{min}} \quad (3.8)$$

Eşitlik (3.5) den Eşitlik (3.8)e kadar olan ifadeler göstermektedir ki diskin verimi çalışma durum faktörü (H^*) ve havaya direkt olarak aktarılan faz değişim enerjisine (η) bağlıdır. Bu durum Şekil 3.3'de görülebilir. Buna göre Çizelge 3.2'de $\eta=0$ ve $\eta=1$ değerleri için duyulur verimin H^* 'm fonksiyonu olduğunu listede üç tekerlek için belirtilen değerlerden anlaşılmaktadır. Şekil 3.3' de egzost iç şartları; 24°C de %50 bağıl nem durumu ile üfleme iç şartının 27°C olması durumu için yapılmıştır.



Şekil 3.3 H^* in ve η nin; $T_{e,i}=24^\circ\text{C}$, $\phi_{e,i} = \%50$ ve $T_{s,i} = 27^\circ\text{C}$ şartları için farklı enerji disklerinin duyulur verim üzerindeki etkisi. (Simonson, Besant, 1999)

Şekil 3.3 göstermektedir ki duyulur verim H^* ve η değerlerine bağlıdır. H^* ve/veya η arttıkça ε düşmektedir. Bu sonuçlar Eşitlik (3.5) ve Eşitlik (3.6)'den de anlaşılacağı üzere $NTU_{ht,o}$ ve $Cr_{ht,o}^*$ değerleri düştükçe H^* 'in arttığını fakat $NTU_{ht,o}$ ' in sadece η ile düştüğünü göstermektedir. $H^*=0$, $NTU_{ht,o} = NTU_o$ ve $Cr_{ht,o}^* = Cr_o^*$ olması durumunda %1 mertebesinde az bir fark oluşur. Şekil 3.3' de nem transferinin olduğu durumda eğer duyulur disk korelasyonu çalışma çalışma şartlarına uygulanırsa büyük hataların oluşacağı gözükmektedir.

Şekil 3.3 göstermektedir ki üçüncü disk uygulama şartlarına karşı daha hassastır. Bunun nedeni çok açıktır; $NTU_{ht,o}$ ve $Cr_{ht,o}^*$ düştüğünde özellikle ε_s üzerindeki etkisi artar.

Şekil 3.3'den çıkan sonuçlar diskin en önemli karakteristiğini göstermektedir. Buda nem transferini arttırdığımızda ε_s değerinin düştüğüdür. H^* (çalışma uygulama faktörü) pozitif olduğunda eğer H^* büyük ve duyulur verimin pozitif olması isteniyor ise; $NTU_{ht,o}$ ve Cr_o^* değerlerinden büyük olan kullanılmalıdır. Eğer böyle bir seçim yapılırsa nem transferi oluşması azaltılacaktır.

3.6. $NTU_{ht,o}$, Cr_o^* ve $Cr_{m,o}^*$ in Kontrol Edilmesi

Boyutsuz gruplar $NTU_o = \frac{h \cdot A_a}{(m \cdot Cp_a)_{min}}$, $Cr_o^* = \frac{(M \cdot Cp)_m N}{(m \cdot Cp_s)_{min}}$, $Cr_{m,o}^* = \frac{M_d \cdot N}{m_{min}}$ değerleri

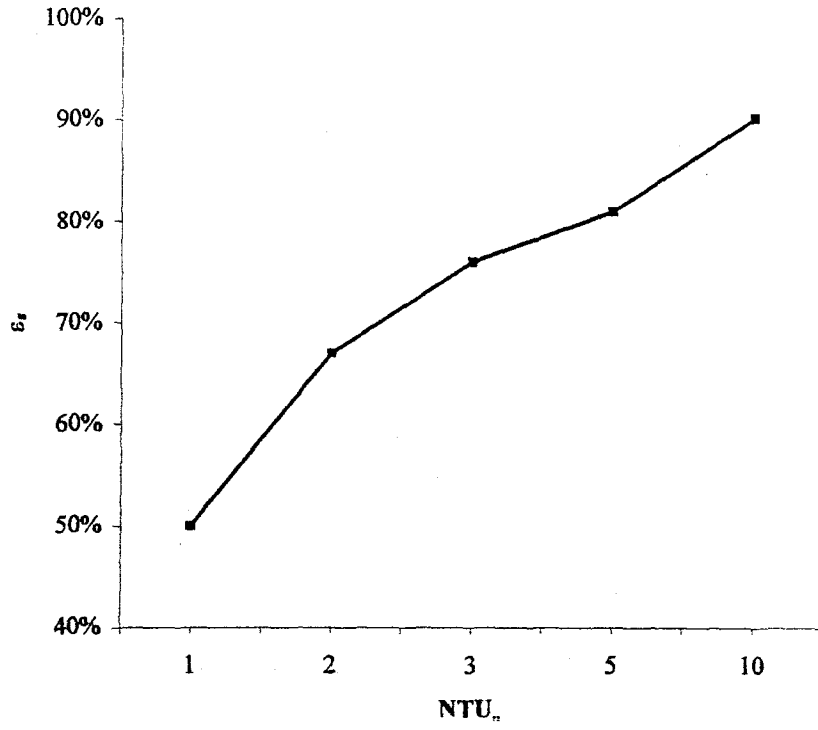
göstermektedir ki her bir ifade boyutlu bir ifade içermektedir. Şu da unutulmamalıdır ki bütün gruplar verimi büyük ölçüde etkilemektedir. Şekil 3.4 NTU_o ' dan ε_s ' in nasıl etkilendiğini, konvektif ısı transferi yüzey alanının (A_s) ve kuru havanın kütleli debisinin (m) sonuçları ne kadar etkilediği Çizelge 3.2' den elde edilen parametreler ışığında görülmektedir.

Şekil 3.4' de $Cr_o^* = Cr_{m,o}^*$ olması halinde m değiştiğinde $M_d = M_m$ " Cr_o " ve " $Cr_{m,o}^*$ " i sabit tutmak için değişecektir.

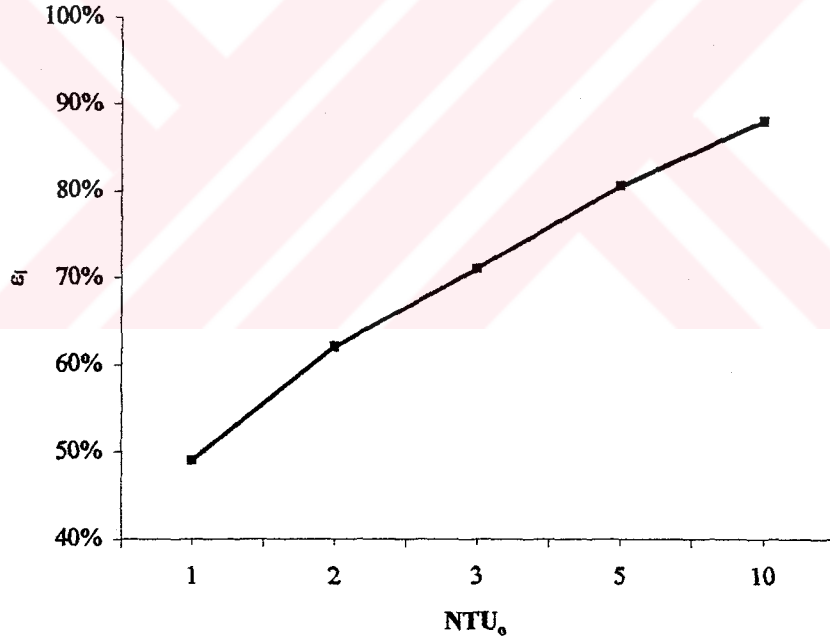
Çizelge 3.2 Her bir parametrenin hassasiyetini incelemeye kullanılmış diskin temel parametreleri.

$h \left(\frac{W}{m^2K} \right)$	A_s	$m \left(\frac{kg}{s} \right)$	N (dev/s)	$(M \cdot Cp)_m \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right)$	M_d
40	252	0,5	1/3	15120	15

a)



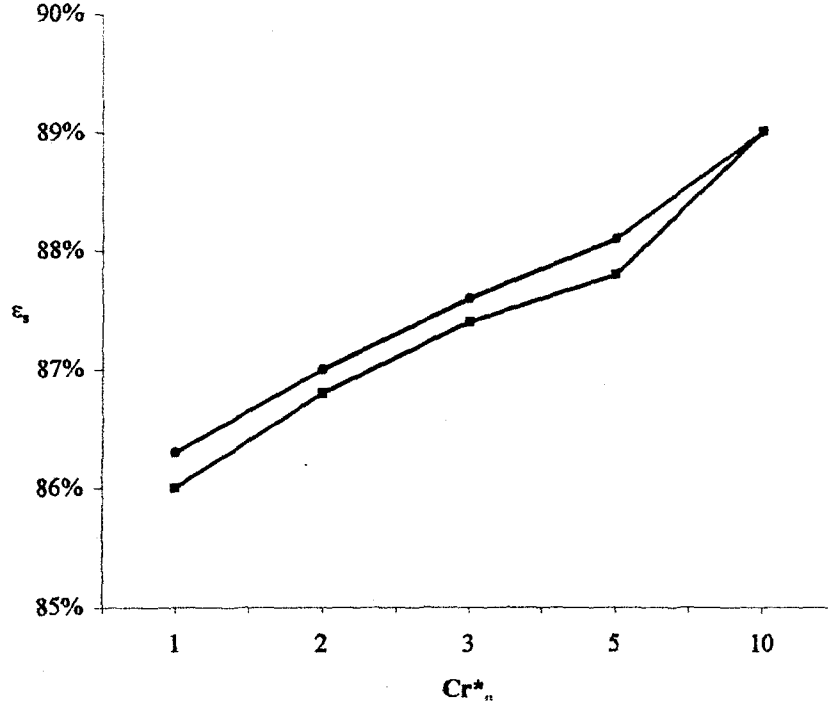
b)



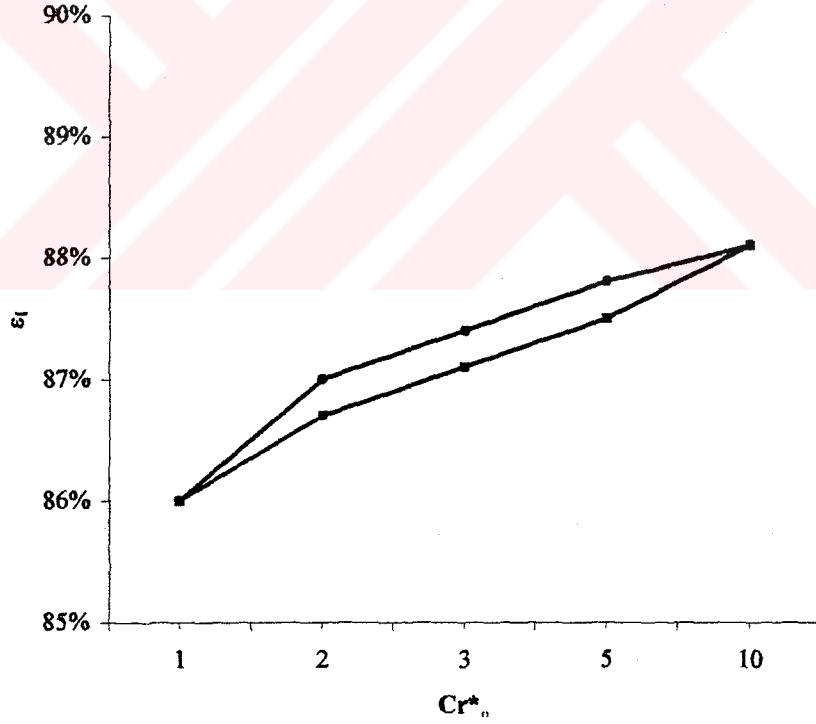
Şekil 3.4 $T_{e,i} = 24^\circ\text{C}$, $\phi_{e,i} = \%50$, $T_{s,i} = 35^\circ\text{C}$ olması durumunda h , A_s ve m 'i değiştirecek NTU_o ' in a) ε_s b) ε_o üzerindeki değişimini göstermektedir.

Şekil 3.4 göstermektedir ki NTU_o ' in duyulur ve gizli verim üzerindeki etkisi ters akışlı ısı değiştirgeçlerinin aynıdır.

a)

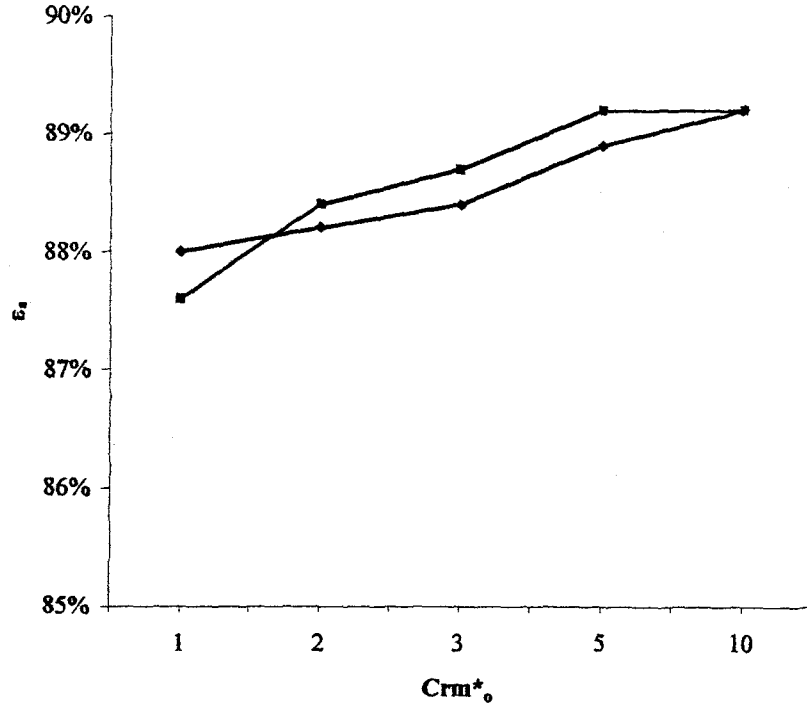


b)

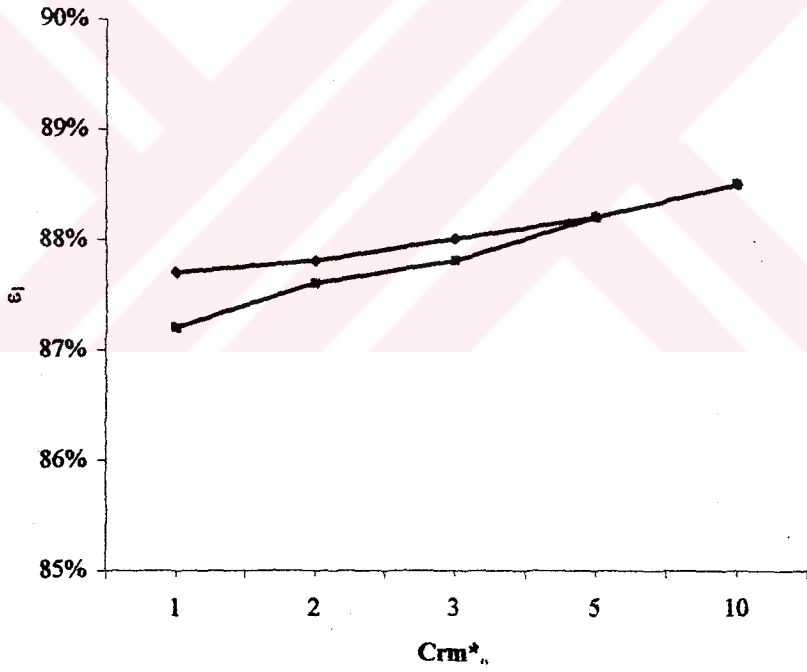


Şekil 3.5 $T_{e,i} = 24^\circ\text{C}$, $\phi_{e,i} = \%50$, $T_{s,i} = 35^\circ\text{C}$ $\phi_{s,i} = \%60$ olması durumunda M_m , N ve m 'in dolayısı ile Cr^* deki değişimin a) ϵ_s b) ϵ_l üzerindeki değişimini göstermektedir.

a)



b)



Şekil 3.6 $T_{e,i} = 24^{\circ}\text{C}$, $\phi_{e,i} = \%50$, $T_{s,i} = 35^{\circ}\text{C}$ $\phi_{s,i} = \%60$ olması durumunda M_d , N ve m 'in dolayısı ile Crm_o^* deki değişimin a) ϵ_s b) ϵ_i üzerindeki değişimini göstermektedir.

Şekil 3.5 ve Şekil 3.6 göstermektedir ki Cr_o^* duyulur ısı eşanjörlerinin verimi üzerindeki etkisi Crm_o^* den daha fazladır. NTU_o , Cr_o^* ve Crm_o^* in değerlerine göre hesaplanan verim

değeri ile en büyük verim değeri arasında %0,3'lük bir fark vardır. Bu da boyutsuz grupların disklerle uygulanabilirliğini göstermektedir. ε_s ve ε_l değerlerinin Cr_o^* ve $Cr_{m,o}^*$ değerlerinden etkilendiği unutulmamalıdır.

4. VERİM KORELASYONLARI

Bu bölümde duyulur, gizli ve toplam verim için korelasyonları akışın dengeli olması hali için ($C^* = 1$) oluşturulacaktır. Dengesiz akış halindeki korelasyonlar Simonson tarafından öngörülmüştür. Her bir durumda boyutsuz gruplar, dönel duyulur ısı değiştirgeçlerindeki verim korelasyonlarında olduğu gibi simülasyon datalarından faydalanılacaktır. Korelasyon ile simülasyon dataları arasındaki anlaşılabilirlik Shah tarafından ifade edilene çok yakındır. Boyutsuz grupların elde edilmesinde birçok basitleştirme ve yaklaşım yapılmıştır. İkinci kısımda boyutsuz durumlar geliştirilmiş olmasına karşın, duyulur verim korelasyonları için sadece ne $NTU_{ht,o}$ ve $Cr_{ht,o}^*$ boyutsuz bileşenleri seçilmiştir. ε_s ' nin $NTU_{ht,o}$ ve $Cr_{ht,o}^*$ ile korelasyonu formüle edilmiştir. Bundan sonra ε_s ve ε_l seçilmiş olan korelasyonlar yardımı ile hesaplanabilir. Burada belirtilen korelasyonlar; simüle edilen verim değeri ile korelasyonlardan elde edilen minimum ve maksimum değerlerin 600' den fazla göz önüne alınması sonucunda oluşturulmuştur. Korelasyonlardaki katsayılar optimizasyon yolu ile elde edilmiştir.

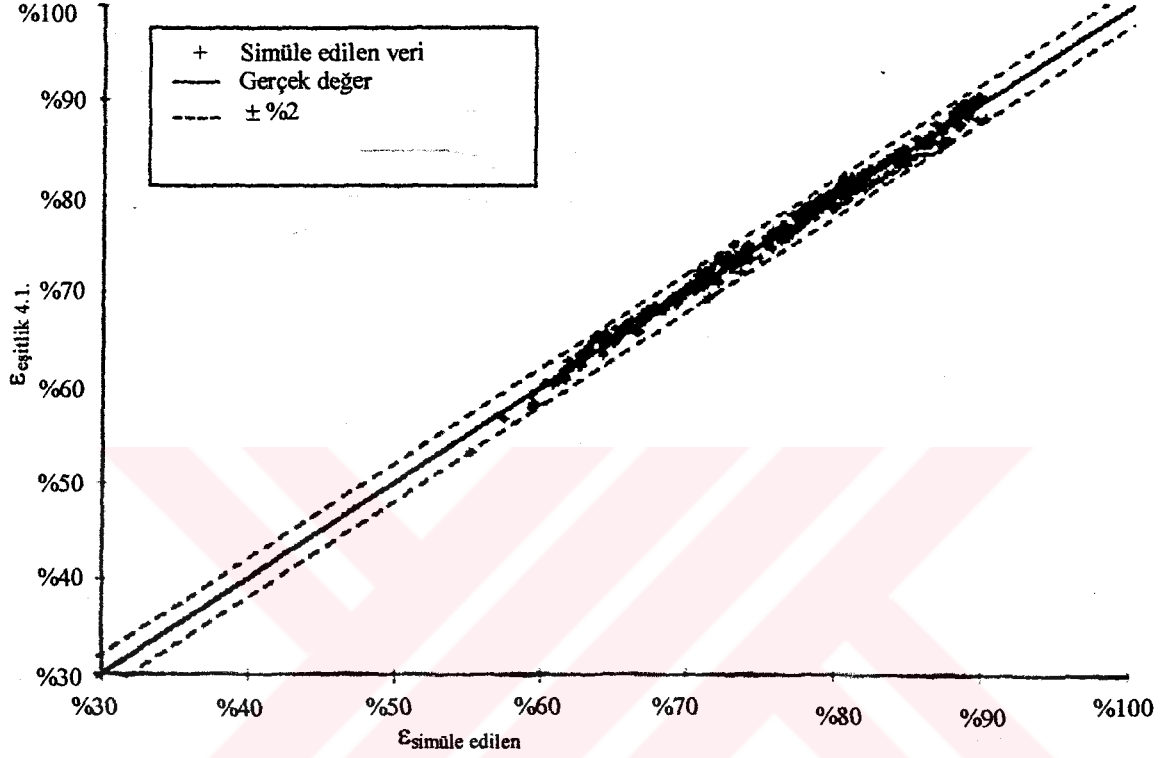
4.1. Gizli Verim

Gizli verim için geliştirilmiş olan korelasyon Şekil 4.1' de belirtilen sıcaklığın -20°C den 40°C ye, bağıl nemde %0 dan %90'a ($-6 \leq H^* \leq 6$) olması hali için 600' den fazla simülasyon veri noktalarının kullanılması sayesinde elde edilmiştir. Simülasyon veri noktalarında H^* in $-0,3$ ile $0,2$ arasındaki değerleri işleme katılmadı çünkü bu aralıkta ε_l %100 den büyük veya %20 den küçüktür. Korelasyon ve buzlanma etkileri işleme katılmadı. Simülasyonu yapılan ve korele edilen verim arasındaki maksimum fark \pm %1,5 mertebesindedir.

$$\varepsilon_l = \frac{NTU_o}{1 + NTU_o} \left(1 - \frac{1}{0,54(Cr_{m,o}^*)^{0,86}} \right) \left(1 - \frac{1}{(NTU_o)^{0,51} (Cr_{m,o}^*)^{0,54} H^*} \right) \quad (4.1a)$$

$$Cr_{m,o}^* = (Cr_{m,o}^*)^{0,58} \cdot W_m^{0,33} \left(\frac{\partial u}{\partial \theta} \Big|_{\theta_{ave}} \right)^{0,2} \cdot (Cr_o^*)^{1,13} \left(\frac{e^{\left(\frac{1482}{T_{ave}} \right)} - 1,26(\theta_{ave})^{0,5}}{47,9} \right)^{4,66} \quad (4.1b.)$$

Eşitlik (4.1.1a.) ve Eşitlik (4.1.1b.), $2 \leq NTU_o \leq 10$, $3 \leq Cr_o \leq 10$, $-0,3 > H^* > 0,2$, $0,1 \geq W_m \geq 0,5$ ve $C^* = 1$ şartlarının gerçekleşmesi ve lineer sorpsiyon eğrisi olması içindir. $-0,3 \leq H^* \leq 0,2$ olması halinde birçok iklimlendirme yaklaşımında nem transferi ihmal edilebilir düzeydedir. Çünkü bu çalışma şartında transfer edilen nemin miktarı azdır. Lineer sorpsiyon eğrisinin eğimi ($\partial u/\partial \theta$) sabit ve W_m' e eşittir. Eşitlik (4.1) IM tipi kurutucularda belirsizlik değerini %5 arttırarak kullanılabilir.



Şekil 4.1 Eşitlik 4.1 ile hesaplanan gizli verimin simüle edilen gizli verimle karşılaştırılması.

(Simonson, Ciepliski,, Besant, 1998)

4.2. Duyulur Verim

Duyulur verim korelasyonları aşağıdaki formatta yazılmıştır.

$$\varepsilon_s = \varepsilon_s(H^*=0) - \varepsilon_s \quad (4.2)$$

$\Delta \varepsilon_s$, H^* , η , NTU_o , Cr_o^* , $Cr_{m_o}^*$ ve W_m' in fonksiyonudur. ε_s diskin duyulur verimidir (nem transferi olmadığında) ve $\Delta \varepsilon_s$ nem transferini göz önüne alarak oluşturduğumuz verimdir. $\Delta \varepsilon_s$, H^* in lineer fonksiyonudur (Bak Şekil 3.3). Şekil 4.2 $\Delta \varepsilon_s$ değerleri ile hesaplanması sonucunda elde edilmiştir. Burada elde ettiğimiz $\Delta \varepsilon_s$ değerleri göstermektedir ki Cr_o^* in

küçük değerleri için $\Delta\varepsilon_s$ büyük olmaktadır. $Cr_o^* \geq 3$ olması halinde $\Delta\varepsilon_s$ %25 den küçük olduğu için korelasyonda sınırlama yapılmıştır.

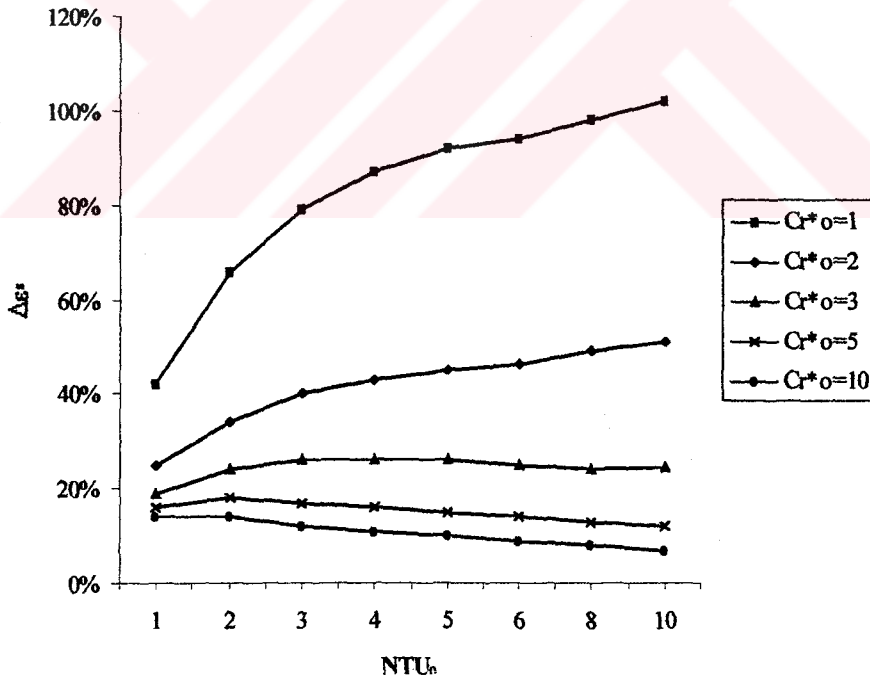
Sonuç olarak duyulur verim korelasyonu;

$$\varepsilon_s = \frac{NTU_o}{1 + NTU_o} \left(1 - \frac{1}{7,5 \cdot Cr_o^*} \right) \left[\frac{0,26 \left(\frac{Cr_o^*}{W_m^2 \cdot Crm_o^*} \right)^{0,28}}{7,2(Cr_o^*)^{1,53} + \frac{210}{(NTU_o)^{2,9}} - 52} + \frac{0,31 \cdot \eta}{(NTU_o)^{0,68}} \right] \cdot H^* \quad (4.3)$$

Eşitlik (4.2), Şekil (4.3) de simüle edilmiş 600'den fazla veri noktası ile \pm %2 sapma ve aşağıdaki şartların sağlanması durumunda oluşturulmuştur.

$0 \leq \eta \leq 0,1$, $-6 \leq H^* \leq 6$, $2 \leq NTU_i \leq 10$, $3 \leq Cr_o^* \leq 10$, $1 \leq Cr_o^*/Crm_o^* \leq 5$, $0,1 \leq W_m \leq 0,5$, $C=1$ ve $C^*=1$

C nin 0,1 ile 1 arasında olması halinde belirsizlik \pm %3 ve C'nin 0,1 ile 10 arasında olması halinde belirsizlik \pm %5 olur. Eşitlik (4.2)'de diskın matrisi boyunca meydana gelen aksiyel ısı iletimi ihmal edilmiştir. Simülasyon sonuçları gösterdi ki aksiyel ısı iletimi göz önüne alınmalıdır.



Şekil 4.2 $H^*=6$, $\eta=0,1$, $w_m=0,2$ ve $Cr_o^*/Crm_o^*=5$ için $\Delta\varepsilon_s$ ' nin NTU_o ' a göre fonksiyon eğrisi

(Simonson, Besant, 1999)

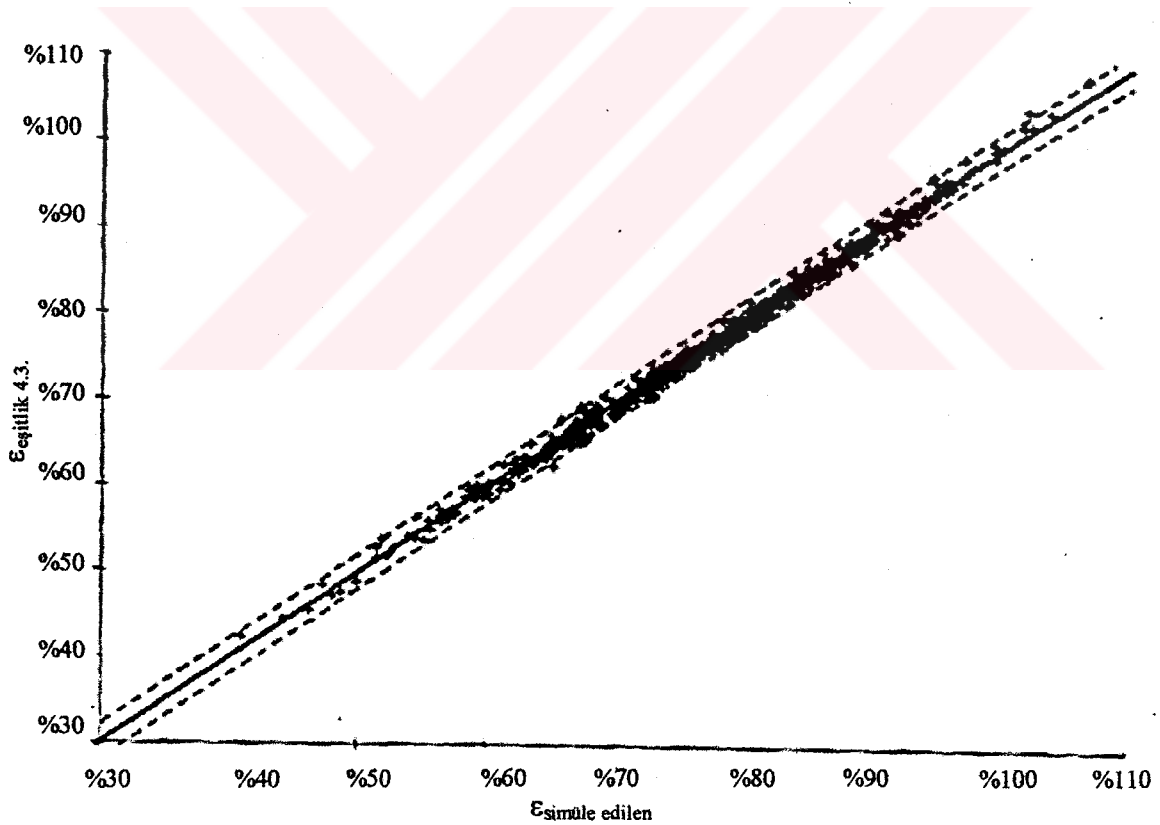
$$\varepsilon_{s(km=0)} = \varepsilon_{s(km=0)} \cdot C_\lambda \quad (4.4)$$

$$C_\lambda = \frac{1+NTU_0}{NTU_0} \left[1 - \frac{1}{1+NTU_0 \frac{1+\lambda\Phi}{1+\lambda NTU_0}} \right] \quad (4.5)$$

$$\lambda = \frac{A_m \cdot k_m}{L(m \cdot Cp)_{\min}} \text{ ve } \Phi = \sqrt{\frac{\lambda \cdot NTU_0}{1+\lambda \cdot NTU_0}} \tanh \left[\frac{NTU_0}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot NTU_0}{1+\lambda \cdot NTU_0}}} \right] \quad (4.6)$$

$NTU_0 \geq 3$ olması halinde

$$\Phi = \sqrt{\frac{\lambda \cdot NTU_0}{1+\lambda \cdot NTU_0}} \text{ olur.} \quad (4.7)$$



Şekil 4.3 Eşitlik 4.3. ile hesaplanan duyulur verim ile simüle edilen duyulur verimin karşılaştırılması. (Simonson, Ciepliski., Besant, 1998)

4.3. Toplam Verim

Toplam verim değerini ε_s ve ε_1 değerleri ile alakalı olarak yapacak olursak:

$$\varepsilon_t = \frac{\varepsilon_s + \varepsilon_1 \cdot H^*}{1 + H^*} \quad (4.8)$$

Bu denklemde elde etmiş olduğumuz sonuçlar; 600 veri noktasından $\pm\%0,04$ mertebesinde sapma sonucunda simüle edilmiştir. Veri noktaları H^* in $-1,5$ ile $0,5$ arasında olması durumunda ε_s nin sürekliliğinin kaybolmasından dolayı göz önüne alınmamıştır.

5. SAYISAL İFADEYE GÖRE AÇIKLAMA

Açıklayıcı örnekte diskin parçalarını boyutlandırmaktan ziyade disk değerlendirilecektir. Duyulur dönel ısı değiştirgeçleri için birçok; değerlendirme ve boyutlandırma problemin çözümü için Shah tarafından verilmiştir. Temelde disk için aynı prosedür uygulansa da asıl fark disk performansını hesaplamak için daha kapsamlı veriye ve komplike denklemlere ihtiyaç duyulmasıdır. Bu örnekte Çizelge 5.1.' de belirtilen disk şartları ile Çizelge 5.2' de belirtilen uygulama şartları göz önüne alınacaktır. Boyutsuz grupların değerleri, sıcak ve soğuk test şartlarının verim değerleri Çizelge 5.2' de verilmiştir. Her bir durumda verim korelasyonları Eşitlik (4.1), Eşitlik (4.4) ve Eşitlik (4.8); disk boyunca aksiyel iletimide hesaba katarak verim değerlerinin hesaplanmasında kullanıldı. Bütün durumlarda $\eta=0,05$ dir.

Çizelge 5.1. Diskin özellikleri

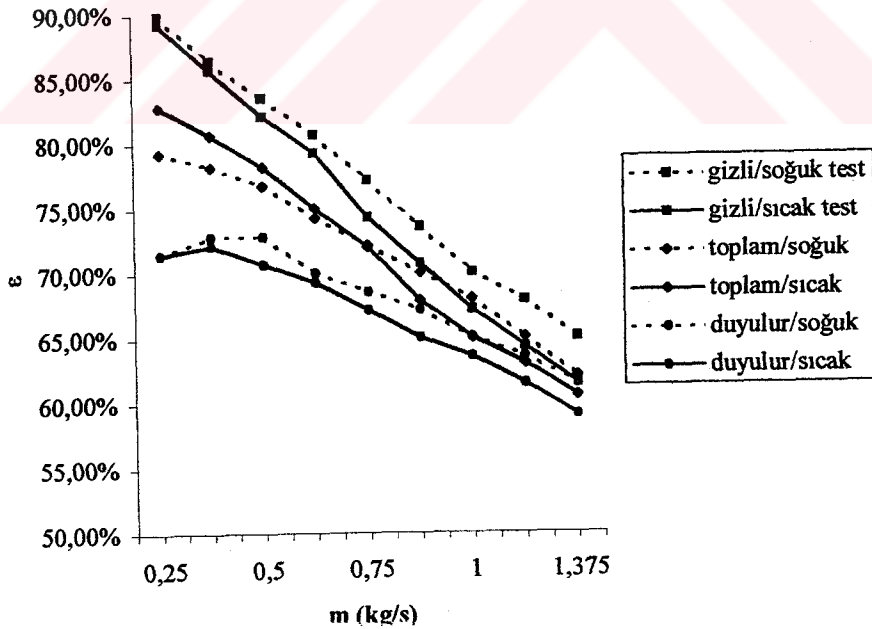
$D = 1\text{m}$ $M_m = 14\text{ kg}$	Diskin Girişi $L = 0,1\text{m}$ $\beta = 2667\text{ (m}^2/\text{m}^3)$	$N = 1/3\text{ (dev/s)}$
$D_h = 1,2 \times 10^{-3}\text{m}$	Tek Tüpün Özellikleri $A^* = 0,4$	$Nu = 2,46$
$W_m = 0,4$ $\rho_d = 350\text{(kg/m}^3)$	Kurutucu Silika Jel $C = 1$ $C_{p_a} = 615\text{ (}\frac{\text{J}}{\text{kg.K}})$	$\sigma_d = 0,68$ $k_d = 0,06\text{ (}\frac{\text{W}}{\text{m.K}})$
	Destek Malzemesi (alüminyum)	
$\rho_{sup} = 2.702\text{ (kg/m}^3)$	$C_{p_{sup}} = 903\text{ (}\frac{\text{J}}{\text{kg.K}})$	$k_{sup} = 237\text{ (}\frac{\text{W}}{\text{m.K}})$

5.1. Havanın Kütleli Debi

Şekil 5.1. kütleli debinin sıcak ve soğuk test şartlarında diskin duyulur, gizli ve toplam verimine olan etkisini göstermektedir. Yüksek kütleli debi durumunda verimde düşüş beklenebilir. Verimin sıcak test şartlarındaki kütleli debisi soğuk test şartlarındakinden daha fazladır.

Çizelge 5.2 Uygulama şartları, boyutsuz gruplar ve tekerleğin verimleri

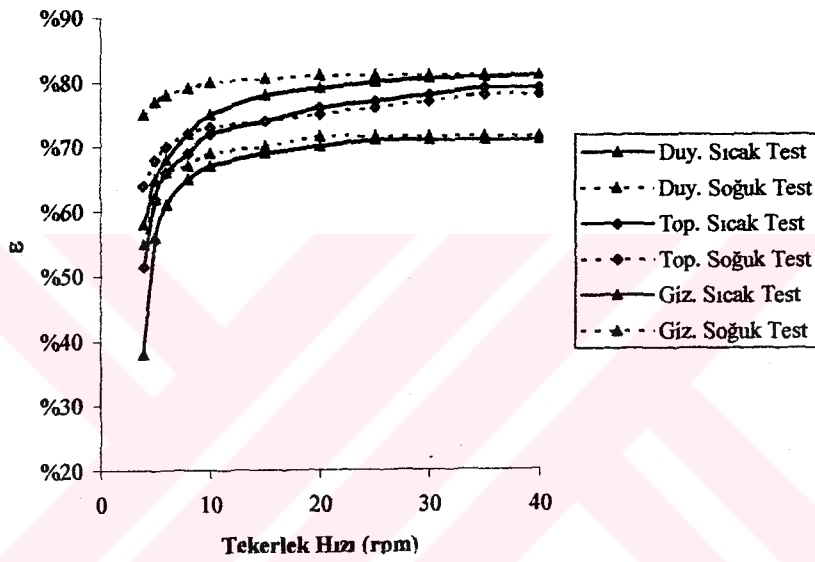
Sıcak test koşulları				
	$T_{s,i} = 30^{\circ}\text{C}$	$T_{e,i} = 24^{\circ}\text{C}$	$\varnothing_{s,i} = \%50$	$\varnothing_{e,i} = \%50$
$m_s = m_e = 0,6\text{kg/s}$	$\text{NTU}_o = 4,6$	$H^* = 1,67$	$\text{Crm}_o^* = 1,6$	$\text{C}_\lambda^* = 0,892$
$\text{Cr}_o^* = 6,5$	$\text{Cr}_{\text{mt},o}^* = 174,3$	$\varepsilon_s = \%70,3$	$\varepsilon_i = \%79,1$	$\varepsilon_t = \%75,8$
Soğuk test koşulları				
	$T_{s,i} = 24^{\circ}\text{C}$	$T_{e,i} = -10^{\circ}\text{C}$	$\varnothing_{s,i} = \%50$	$\varnothing_{e,i} = \%50$
$m_s = m_e = 0,6\text{kg/s}$	$\text{NTU}_o = 4,6$	$H^* = 0,63$	$\text{Crm}_o^* = 1,6$	$\text{C}_\lambda^* = 0,892$
$\text{Cr}_o^* = 6,5$	$\text{Cr}_{\text{mt},o}^* = 1599$	$\varepsilon_s = \%71,2$	$\varepsilon_i = \%80,9$	$\varepsilon_t = \%74,9$



Şekil 5.1 Eşit üfleme ve emiş debileri için verim. kütleli debi eğrisi

5.2. Tekerlek Hızı

Diskün hızını azaltığımızda; Cr_o^* , Cm_o^* ve bunun sonucunda verimi düşürürüz. Şekil 5.2' de verimin diskün hızının fonksiyonu olduğu çizilmiştir. $Cr_o^* \geq 3$ ile verim korelasyonu sınırlanmış olmamıza karşın $Cr_o^* \geq 1$ durumunda da makul sonuçlar elde edebilmekteyiz. Simüle edilen ile hesaplanan verim değerleri arasındaki farkın $N = 5\text{rpm}$ için Şekil 5.2.1'den de görüleceği üzere verim üzerindeki etkisi %5 den azdır. O zaman bu örnekten diskün hızı ile hava şartlandırılmasında ısı ve nem transferinin kontrolü gibi bir sonuç ortaya çıkabilir fakat böyle bir durumda sıcaklık ve nem ile ilgili problemler ortaya çıkar. Bu durum tatbikatlar sırasında gözlenmiştir.



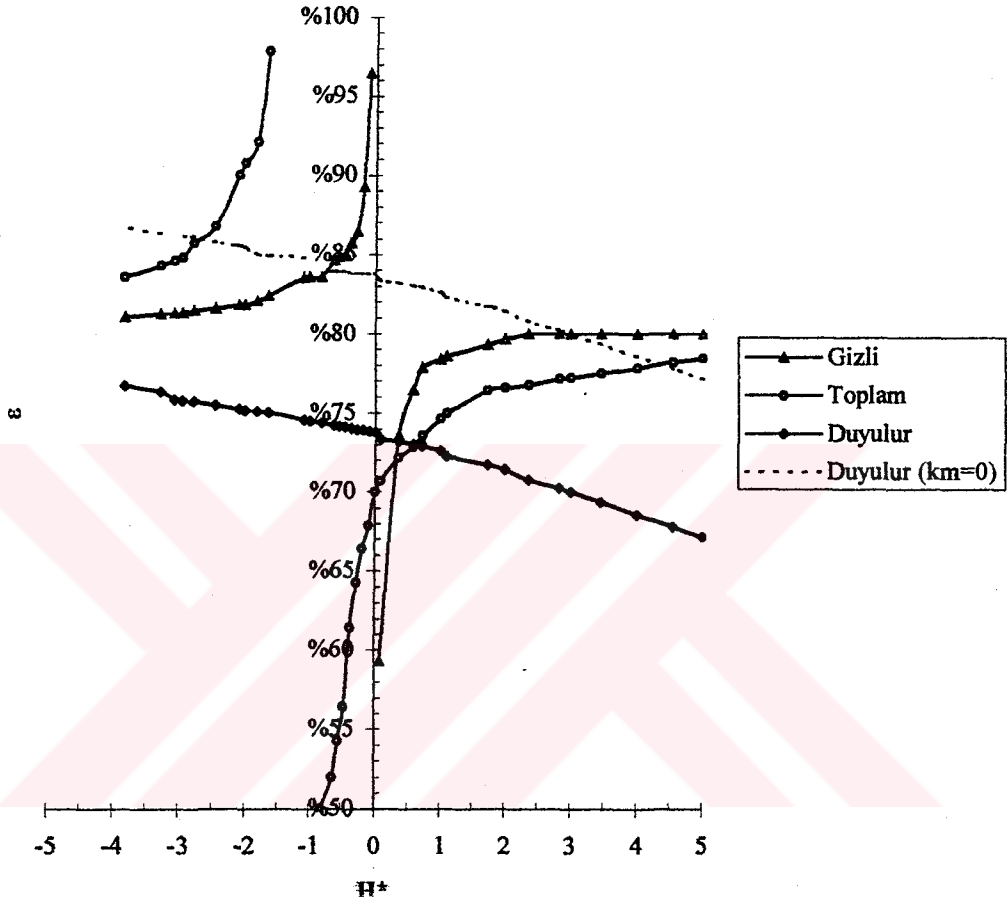
Şekil 5.2 Eşit kütleli debi için verim disk hızı eğrisi

5.3. Çalışma Durum Faktörü

Korelasyonlar çalışma sıcaklığının ve nemin; Çizelge 5.1. ve Çizelge 5.2'de açıklanan diskün verimi üzerindeki etkisini göstermek için kullanılabilir (Şekil 5.3). Şekil 5.3 üfleme havasının sıcak test şartlarında farklı nemler için çizilmesi sonucunda elde edilmiştir. Verim çalışma durum faktörüne (H^*)'a hassasiyetini göstermiştir. $H^* = 0$ durumunda ϵ_1 süreksizdir, $H^* = -1$ olması durumunda toplam verimde süreksizdir. Bunun da nedeni diske giriş entalpilerinin eşit olmasıdır. $H^* \approx 0$ ve $H^* \approx -1$ durumunda diskün nem transferi ve enerji transferi değerleri düşük olacaktır. O halde diskün hava dizaynını yaparken ve enerji tasarrufunu hesaplarken bu uygulama şartlarını göz önüne almayacağız. Bu şartlardan dolayı alüminyum destek

malzemeli diskde aksiyel iletim oluşumu sırasında verimde %9 oranında azalma meydana gelmektedir.

Bu korelasyonlar alternatif olan simülasyon programlarını kullanmaktan daha kolaydır. Korelasyonlar çok kolay, uygulanacak binanın şartlarına göre yapılabilmektedir. Bununla birlikte maliyet ve geri kazanım çalışmaları yapılabilir. Bu korelasyonlar biz mühendislerin daha doğru tasarım yapmasını sağlamaktadır.



Şekil 5.3 Sıcak test koşulları için verim H^* eğrisi

6. SONUÇLAR

Disklerdeki ısı ve kütle transferi için boyutsuz gruplar ikinci kısımda geliştirildi. Bu boyutsuz gruplar, ısı eşanjörleri kitaplarında bulunabilecek döngüsel duyulur ısı değiştirgeçlerine göre yapılmıştır. $C^* = 1$ durumunda döngüsel duyulur ısı değiştirgeçlerinde boyutsuz grupların ısı ve kütle transferi NTU_{int} , Cr_{int} , Cr^* a benzer şekilde nem kapasitesi oranıdır. Uygulama şartları; boyutsuz ısı ve nem transferinde önemlidir. Tanımlanan çalışma durum faktörü (H^*) disk sırasında gizli ve duyulur enerji değişimine bağlıdır.

ikinci kısımda deki bulguları özetleyecek olursak. Bağımsız değişkenlere bağlı boyutsuz eşitlikler aşağıda tanımlanmıştır. Nem transferi için olan eşitlikler:

$$\frac{\partial \rho_v}{\partial x^*} = NTU_{mt} (\rho_{v,m} - \rho_v) \quad (6.1)$$

$$\frac{\partial \rho_{v,m}}{\partial t^*} = \frac{NTU_{mt}}{Cr_{m*}} (\rho_{v,m} - \rho_v) \quad (6.2)$$

$$NTU_{mt} = \frac{h \cdot A_s}{Cr_{m*}} = NTU \quad (6.3)$$

$$Cr_{m*} = (Cr_{m*}) \frac{\partial u}{\partial \theta} \left[\frac{e^{\left(\frac{5294}{T}\right)}}{10^6} - 1,61\theta \right] \quad (6.4)$$

$$Cr_{m*} = \frac{M_{d,dy} \cdot N}{m} \quad (6.5)$$

Eşitlik (6.1.)'de NTU_{mt} nispeten sabit olduğunu ama kurutucunun yüzeyinde havada olan su buharının yoğunluğu ile alakalı olduğunu göstermektedir. Eşitlik (6.2.) $\frac{NTU_{mt}}{Cr_{m*}}$ in kurutucuda

depolanan su buharı ile alakalı olduğunu ve sabit olduğunu göstermektedir. Bu sabit değerler diskin fiziksel şekline, ölçüsüne, hızına ve ayrıca havanın kütleli debisine bağlıdır. Cr_{m*} ; uygulama sıcaklığına ve neme bağlıdır. Eşitlik (6.3.)' de ifade edilen NTU değeri için diskin çeşitli uygulamalarında kullanılmak üzere $(m \cdot Cp)_g \approx (m \cdot Cp)_a$ yaklaşımı yapılmıştır.

Isı transferi için olan eşitlikler :

$$\frac{\partial T_g}{\partial x^*} = NTU_{ht} (T_m - T_g) \quad (6.6)$$

$$\frac{\partial T_m}{\partial t^*} = \frac{NTU_{ht}}{Cr_{ht}^*} (T_g - T_m) \quad (6.7)$$

$$NTU_{ht} = \frac{NTU}{1 + \eta \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_s} H^*} \quad (6.8)$$

$$Cr_{ht}^* = \frac{Cr^*}{1 + \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_s} H^*} \quad (6.9)$$

$$Cr^* = \frac{(M.Cp)_m . N}{m.Cp_s} \quad (6.10)$$

Eşitlik (6.6.) ve Eşitlik (6.7.) ile Eşitlik (6.1.) ve Eşitlik (6.2.), Cr_{ht}^* 'nin negatif olması durumu haricinde benzerdir. Bu fiziksel olarak mümkün gözükmeyebilir fakat tanzim edilmiş eşitlikler ışığında NTU_{ht} ve Cr_{ht}^* değerlerinin negatif olması açıklanabilir. Eğer nem transferi varsa ve ısı transferinin tam tersi yönde ise; (H^* negatif değer olur) NTU_{ht} negatif değer olabilir. Eşitlik (6.6.)' ya göre bu olay $T_m > T_g$ ve NTU_{ht} nin negatif olması durumunda havanın aksiyel gradyeni negatif olacaktır. Bu önemli bir noktadır çünkü matris havadan sıcak olursa hava sıcaklığı düşebilir.

Benzer şekilde Eşitlik (6.7.)' deki matris sıcaklığının zaman bağlı değişimi gaz ve matris arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Normal koşullar altında havanın sıcaklığı matrisin sıcaklığından büyük olduğunda sıcaklık artacaktır. $\frac{NTU_{ht}}{Cr_{ht}^*} < 0$ olması durumunda matristeki

sıcaklık değişimi konvektif ısı transferinin tam tersi yönde gerçekleşecektir. Nem transferinin büyük ve ısı transferinin tam tersi yönde olması halinde matrisin sıcaklığı artacaktır. Hatta matrisin sıcaklığı havanın sıcaklığından çok olabilir. Sonuç olarak bu analizde $Le = 1$ kabulünün yapıldığı unutulmamalıdır. Önceki ifadelerde gösterildiği gibi $NTU_{mt} = NTU$ olması $\varepsilon_1 = \varepsilon_s$ olması demek değildir.

Simülasyon ve korelasyon sonuçlarında çalışma şartlarının diskin verimi üzerindeki etkisini ortaya koymuştur. Çalışma şartları; yeni tanımlanan NTU_o , Cr_o^* , $Cr_{m_o}^*$ ın düşük olması durumunda verim üzerinde büyük bir etki yapmaktadır. Çalışma şartları ve sorpsiyon eğrisindeki değişim sonucunda verimde değişim olur.

Boyutsuz gruplar ve simülasyon sonuçları neticesinde diskle en iyi performansı lineer sorpsiyon eğrileri göstermektedir. IM ve IIM tipi sorpsiyon eğrileri disklerde kullanılabilir fakat IE ve IIE tipi sorpsiyon eğrilerinin nem üzerindeki performansı zayıftır.

Duyulur, gizli ve toplam verim korelasyonları 600 simülasyon değeri sonucunda $\pm \%2,5$ ve $\pm \%2$ yaklaşım yapılarak geliştirilmiştir. Bu korelasyonlar tasarımcının verimi daha güvenilir şekilde hesaplamasına imkan sağlar.

$$\varepsilon_s = \frac{NTU_o}{1+NTU_o} \left(1 - \frac{1}{7,5 \cdot Cr_o^*} \right) - \left[\frac{0,26 \left(\frac{Cr_o^*}{W_m^2 \cdot Cr_{m,o}^*} \right)^{0,28}}{7,2(Cr_o^*)^{1,53} + \frac{210}{(NTU_o)^{2,9}} - 52} + \frac{0,31 \cdot \eta}{(NTU_o)^{0,68}} \right] \cdot H^* \quad (6.11)$$

$$\varepsilon_i = \frac{NTU_o}{1+NTU_o} \left(1 - \frac{1}{0,54(Cr_{m,o}^*)^{0,86}} \right) \left(1 - \frac{1}{(NTU_o)^{0,51} (Cr_{m,o}^*)^{0,54} \cdot H^*} \right) \quad (6.12)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\varepsilon_s + \varepsilon_i \cdot H^*}{1 + H^*} \quad (6.13)$$

$$NTU_o = \frac{1}{(m \cdot Cp_s)_{\min}} \left[\frac{1}{(h \cdot A_s)_s} + \frac{1}{(h \cdot A_s)_e} \right]^{-1} \quad (6.14)$$

$$Cr_o^* = \frac{(M \cdot Cp)_m \cdot N}{(m \cdot Cp_s)_{\min}} \quad (6.15)$$

$$Cr_{m,o}^* = \frac{M_d \cdot N}{m_{\min}} \quad (6.16)$$

$$Cr_{m,t,o}^* = (Cr_{m,o}^*)^{0,58} \cdot W_m^{0,33} \left(\frac{\partial u}{\partial \varnothing} \Big|_{\varnothing_{ave}} \right)^{0,2} \cdot (Cr_o^*)^{1,13} \left(\frac{e^{\left(\frac{1482}{T_{ave}} \right)}}{47,9} - 1,26(\varnothing_{ave})^{0,5} \right)^{4,66} \quad (6.17)$$

$$H^* = \frac{\Delta H_l}{\Delta H_s} = 2500 \frac{\Delta W}{\Delta T} \quad (6.18)$$

Yukarıdaki parametrelerin oluşturulmasında aşağıda belirtilen sınır şartları uygulanmıştır.

$0 \leq \eta \leq 0,1$, $-6 \leq H^* \leq 6$, $2 \leq NTU_i \leq 10$, $3 \leq Cr_o^* \leq 10$, $1 \leq Cr_o^*/Cr_{m,o}^* \leq 5$, $0,1 \leq W_m \leq 0,5$, $C=1$ ve $C^*=1$

KAYNAKÇA

- Irwin, D.R., Simonson, C.J., Saw, K.Y., Besant, R.W., (1998), "Contaminant and heat removal effectiveness and air to air heat/energy recovery for a contaminated air space" ASHRAE Trans. 104(2)
- Kakaç, S., Bergles, A.E., Mayinger, F., (1981), "Heat Exchanger s: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Hemisphere", New York,
- Korun, Tunç, (1990), "Binalarda atılan havadan ısı ve nem geri kazanım sistemleri", 1. Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu, 125-135
- Rengarajan, K., Shirey, D.B., Raustad, R.A., (1996), "Cost-effective HVAC technologies to meet ASHRAE Standard 62-1989 in hot humid climates", ASHRAE Trans. 102(1) 166-182.
- Shirey, D.B., Rengarajan, K., (1996), "Impact of ASHRAE Standard 62-1989 on small Florida offices", ASHRAE Trans. 102(1) 153-165
- Simonson, C.J., Ciepliski, D.L., Besant, R.W., (1998), "Determining the performance of energy wheels: Part II – experimental data and numerical validation", ASHRAE Trans. 105(1)
- Simonson, C.J., Besant, R.W., (1997), "Heat and moisture transfer in desiccant coated rotary energy exchangers: Part I – numerical model", Int. J. HVAC & R Research 3(4) 325-350
- Simonson, C.J., Besant, R.W., (1999), "Energy wheel effectiveness: Part I – development of dimensionless groups", International Journal of Heat and Mass Transfer 42, 2161-2185

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	17-11-1974	
Doğum Yeri	İstanbul	
Lise	1985-1992	Özel Doğuş Lisesi
Lisans	1992-1997	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Müh
Yüksek lisans	1998-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

1997-1998	Ram Tesisat Taah.
1998-1999	Ekteş İnşaat Taah.
2000-.....	İmes Sanayi Sitesi