

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

78858

HAVALANDIRMADA KULLANILABİLECEK ÇAPRAZ AKIMLI
PLAKALI VE PETEKLİ TİP ISI EŞANJÖRLERİNİN
TASARIMI VE YAPIMI

Turhan KOYUNCU

DOKTORA TEZİ

TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

Danışman : Prof. Dr. Bülent EKER

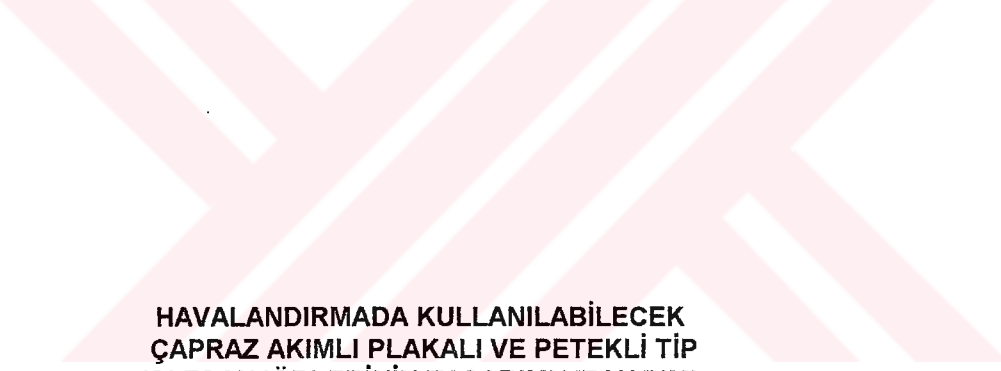
78858

1998
TEKİRDAĞ

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
2008

P. 1

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



HAVALANDIRMADA KULLANILABİLECEK
ÇAPRAZ AKIMLI PLAKALI VE PETEKLİ TİP
ISI EŞANJÖRLERİNİN TASARIMI VE YAPIMI

Turhan KOYUNCU

DOKTORA TEZİ
TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

1998
TEKİRDAĞ

TEZ YÖNETİCİSİ : Prof. Dr. Bülent EKER

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

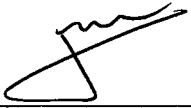
**HAVALANDIRMADA KULLANILABİLECEK ÇAPRAZ AKIMLI
PLAKALI VE PETEKLİ TİP ISI EŞANJÖRLERİNİN
TASARIMI VE YAPIMI**

Turhan KOYUNCU

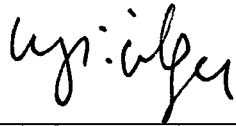
ONDOKUZ MAYIS ÜNİVERSİTESİ ZİRAAT FAKÜLTESİ
TARIM MAKİNALARI BÖLÜMÜ ARAŞTIRMA GÖREVLİSİ

DOKTORA TEZİ
TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

Bu Tez 13 / 02 / 1998 Tarihinde Aşağıdaki Jüri Tarafından Kabul Edilmiştir.



Prof. Dr. Bülent EKER
Danışman



Prof. Dr. Poyraz ÜLGER



Prof. Dr. Kamil ALİBAŞ

ÖZET

Doktora Tezi

Havalandırmada Kullanılabilecek Çapraz Akımlı
Plakalı ve Petekli Tip Isı Eşanjörlerinin
Tasarımı ve Yapımı

Turhan KOYUNCU

Ondokuz Mayıs Üniversitesi Ziraat Fakültesi
Tarım Makinaları Bölümü
Araştırma Görevlisi

Trakya Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Tarım Makinaları Anabilim Dalı

Danışman : Prof. Dr. Bülent EKER

1998, Sayfa : 82

Jüri : Prof. Dr. Bülent EKER
Prof. Dr. Poyraz ÜLGER
Prof. Dr. Kamil ALİBAŞ

Bu araştırma; Ondokuz Mayıs Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümünde yapılmıştır. Araştırmada; havalandırmada kullanılabilecek çapraz akımlı plakalı ve çapraz akımlı petekli tip olmak üzere iki farklı ısı eşanjörünün, tasarım ve

imalatı gerçekleştirilmiş ve havalandırmada kullanılabilme olanakları araştırılmıştır. Ayrıca, havanın soğuk olduğu kış aylarında, havalandırma sırasında atılan ısı enerjisinden yeniden yararlanmak suretiyle, ısıtma giderlerini azaltarak, ülke ekonomisine katkı sağlanması amaçlanmıştır.

Eşanjörlerin imalatında, eşanjör tipine bağlı olarak farklı malzemeler kullanılmıştır. Plakalı tip ısı eşanjörü gövdesinin yapımında, alüminyum plakalar ve çelik köşebentler, petekli tip ısı eşanjörü gövdesinin yapımında ise, bakır, piring, kalay, özel şasi boyası ve D.K.P. sac kullanılmıştır. Eşanjörlerin giriş ve çıkış üniteleri, 0.3 mm kalınlığındaki galvanizli pürüzsüz sac levhalarla oluşturulup, her bir eşanjöre iki adet aksiyal aspiratör sızdırmaz bir şekilde bağlanmıştır.

Eşanjörler imal edildikten sonra, Tarım Makinaları Bölümü laboratuvarında oluşturulan deney ortamında denemeye alınmıştır. Dış hava (soğuk hava) ile iç hava (sıcak hava) arasına yerleştirilen ısı eşanjörleri, 6 farklı hava debisinde ve her debide de 3 değişik sıcaklık farkında denenmiştir. Farklı hava debilerinin elde edilebilmesi için, aspiratör motorları farklı devir sayılarında çalıştırılmış ve sıcak hava ile soğuk hava arasında sıcaklık farkı oluşturabilmek için de, soğuk hava sıcaklığı sabit tutulup sıcak havanın sıcaklığı, elektriksel rezistanslar yardımıyla değiştirilmiştir.

Bütün denemelerde, sıcak hava ile soğuk hava arasındaki sıcaklık farkının artmasıyla, transfer edilen toplam ısı enerjisinin ve eşanjör etkinliğinin, bir başka deyişle performans katsayısının yükseldiği görülmüştür. Fakat, verim ile hava hızı arasında ters bir ilişki olduğu saptanmıştır. En yüksek verim en düşük hava debisinde, en düşük verim ise en yüksek hava debisinde elde edilmiştir.

Isı eşanjörlerinin optimum çalışma koşullarının belirlenmesinde en önemli kriterler olan; toplam transfer edilen ısı enerjisi ile bileşik (toplam) ısı transfer katsayısının verimle çarpılması sonucunda bulunan değer (U*), en yüksek olduğu koşulun, plakalı tip ısı eşanjöründe, hava debisinin $259 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ ve petekli tip ısı eşanjöründe ise, $274 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ olduğu durumda elde edildiği saptanmıştır. Sonuçta bu koşullar optimum çalışma koşulları olarak ortaya konmuştur.

Eşanjörlerin optimum koşullarda çalışması durumunda; plakalı tip eşanjörün güç kaybının 1.5 W, birim sıcaklık farkında ve birim zamanda transfer edilen ısı enerjisinin ($q_{\text{ger}}/\Delta T$) $27.77 \text{ W}^\circ\text{C}^{-1}$ ve veriminin %53 olduğu bulunmuştur. Petekli tip

ısı eşanjöründe ise, güç kaybının 0.75 W, transfer edilen ısı enerjisinin ($q^*_{ger}/\Delta T$) $30.76 \text{ W}^\circ\text{C}^{-1}$, veriminin de %58 olduğu saptanmıştır. Bu nedenle ısı açığı bulunan, yani ısıtmaya ihtiyaç duyulan hayvan barınaklarında, seralarda, evlerde, okullarda, hastanelerde ve fabrikalarda bu tip ısı eşanjörlerinin kullanılmasının, enerji tasarrufuna önemli katkılar sağlayacağı tahmin edilmektedir.



SUMMARY

Ph. D. Thesis

Design and Construction of Cross Flow Plate and
Finned Type Heat Exchangers for Ventilation

Turhan KOYUNCU

Ondokuz Mayıs University
Faculty of Agriculture, Agriculture Machinery Department
Research Assistant

Trakya University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Agriculture Machinery Main Science Section

Supervisor : Prof. Dr. Bülent EKER

1998, Page : 82

Jury : Prof. Dr. Bülent EKER
Prof. Dr. Poyraz ÜLGER
Prof. Dr. Kamil ALİBAŞ

This research was conducted at Ondokuz Mayıs University, Faculty of Agriculture, Agriculture Machinery Department. In this study, a cross flow plate type and a cross flow finned type heat exchangers that will be able to be used for

ventilation were designed and constructed. In addition, possibility of using of these two heat exchangers for ventilation has been investigated.

However in winter season, there is a need inside the buildings to be heated which increases the heating costs. Therefore, reducing the heating costs and energy saving were aimed in this study.

In order to produce these heat exchangers, different materials were used according to the types of the exchangers. For manufacturing the body of the plate type heat exchanger, aluminium plates and steel angle-tie were used. For the body of the finned type heat exchanger, cooper, brass, tin, special chassis paint and D.K.P teak were used. Then, inlet and outlet units of the exchangers were constructed by using 0.3 mm thickness smooth teak that galvanised. Besides, two axial types of fans connected to the outlet units without ooze.

The heat exchangers were tested at a laboratory of Agriculture Machinery Department. They were located between cold and hot air for testing. During the testing them, 6 different air flow rates and 3 different air temperatures for each flow rate were used. In order to obtain different air flow rates, rotation of the ventilator was changed. Also, electrical resistance was used for producing hot air.

The testing results showed that the coefficient of performance and total heat transfer of the heat exchangers changed depending on the temperature differences between hot and cold air. In other words, value of U^* (the overall heat transfer performance coefficient x efficiency) and total heat transfer that are the most important characteristics of the heat exchangers needed high temperature differences between hot and cold air for reaching higher value. On the other hand, the efficiency of the exchangers decreased as the air velocity inside the bodies increased. The results from this investigation showed that the heat exchangers should be operated under optimum working conditions to obtain maximum advantages.

For plate and finned types, air flow rates were found by researcher as $259 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ and $274 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ respectively, when the heat exchangers under optimum working conditions. Besides, power consumption, total heat transfer, efficiency were determined as 1.5 W, $(q_{\text{ger}}^*/\Delta T)$ $27.77 \text{ W}^\circ\text{C}^{-1}$, %53 for the plate type and 0.75 W, $(q_{\text{ger}}^*/\Delta T)$ $30.76 \text{ W}^\circ\text{C}^{-1}$, %58 for the finned type respectively.

According to the results of this study, it can be recommended that using these air-to-air heat exchangers for ventilation of the animal buildings, greenhouses, houses, schools, hospitals and factories that needing to be heated for energy saving.



ŞEKİL DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1. Hayvanların sıcaklık istekleri ile verim ve enerji ihtiyaçları arasındaki ilişki.....	5
Şekil 3.1. Çapraz akımlı ve plakalı tip ısı eşanjörünün teknik ölçüleri (a) genel yapısı (b) ve ana gövdesi (c).....	11
Şekil 3.2. Çapraz akımlı ve petekli tip ısı eşanjörünün teknik ölçüleri (a) genel yapısı (b) ve ana gövdesi (c).....	12
Şekil 3.3. Rezistanslara bağlanan elektronik devrenin şematik görünüşü.....	15
Şekil 3.4. Aspiratör motorlarına bağlanan elektronik devrenin şematik görünüşü (a) ve çalışma ilkesi (b).....	16
Şekil 3.5. Maksimum hava hızlarının saptanması amacıyla kullanılan boruların ana boyutları.....	17
Şekil 3.6. Giriş ve çıkış hava sıcaklıklarının belirlenmesinde kullanılan deneme seti ile bu seti oluşturan elemanlar (a) ve ölçü aletleri (b).....	18
Şekil 3.7. Deneme akış şeması.....	19
Şekil 3.8. Bileşik ısı transferi.....	25
Şekil 3.9. $T_1=T_2$ olması durumunda bileşik ısı transferi.....	27
Şekil 3.10. Çapraz akımlı ısı eşanjörlerinde havanın çıkış sıcaklıklarının değişimi.....	31
Şekil 3.11. Bernoulli denkleminin ısı eşanjörüne uygulanışı.....	35
Şekil 4.1. Plakalı tip ısı eşanjöründe aspiratörlerin gürültü değerleriyle farklı hava debileri arasındaki ilişki.....	42
Şekil 4.2. Petekli tip ısı eşanjöründe aspiratörlerin gürültü değerleriyle farklı hava debileri arasındaki ilişki.....	43
Şekil 4.3. Plakalı ısı eşanjöründe hava debisine bağlı olarak hava sıcaklıklarındaki değişim.....	47
Şekil 4.4. Sıcak havanın borulardan, soğuk havanın peteklerden geçişi sırasında, petekli ısı eşanjöründe hava debisine bağlı olarak hava sıcaklıklarındaki değişim.....	47
Şekil 4.5. Sıcak havanın peteklerden, soğuk havanın borulardan geçişi	

sırasında, petekli ısı eşanjöründe hava debisine bağlı olarak hava sıcaklıklarındaki değişim.....	48
Şekil 4.6. Plakalı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı.....	49
Şekil 4.7. Petekli ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı.....	49
Şekil 4.8. Plakalı ısı eşanjörünün U^* ve U değerleri ile hava debileri arasındaki ilişki.....	50
Şekil 4.9. Sıcak havanın borulardan geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, U^* ve U değerleri ile hava debileri arasındaki ilişki.....	51
Şekil 4.10. Sıcak havanın peteklerden geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, U^* ve U değerleri ile hava debileri arasındaki ilişki.....	51
Şekil 4.11. Hava debileri ile eşanjörlerin verim değerleri arasındaki ilişki.....	52
Şekil 4.12. Plakalı ısı eşanjöründe, transfer edilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.....	53
Şekil 4.13. Sıcak havanın borulardan geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, transfer edilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.....	54
Şekil 4.14. Sıcak havanın peteklerden geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, transfer edilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.....	54
Şekil 4.15. Plakalı ısı eşanjöründe, sıcak havadan alınan ve soğuk havaya aktarılabilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.....	55
Şekil 4.16. Sıcak havanın borulardan geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, sıcak havadan alınan ve soğuk havaya aktarılabilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.....	55
Şekil 4.17. Sıcak havanın peteklerden geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, sıcak havadan alınan ve soğuk havaya aktarılabilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.....	56
Şekil 4.18. Eşanjörlerin toplam güç kaybı ile hava debileri arasındaki ilişki.....	62
Şekil 4.19. Giriş havaları arasındaki sıcaklık farkının $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ olması	

durumunda net ısı kazancı ile hava debileri arasındaki ilişki.....	63
Şekil 4.20. Optimum çalışma noktasında giriş havaları arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak eşanjörler tarafından transfer edilen ısı enerjisi.....	63
Şekil 4.21. Giriş havaları arasındaki sıcaklık farkının 1 °C olması durumunda eşanjörlerin gerçek güç tüketimleri dikkate alınarak saptanan etkinlik değerleri ile hava debileri arasındaki ilişki.....	64
Şekil 4.22. Optimum çalışma noktasında eşanjörlerin mevcut güç tüketimleri dikkate alınarak saptanan etkinlik değerleri ile giriş havaları arasındaki sıcaklık farkına bağlı değişimleri.....	65
Şekil 4.23. Hesaplanan NTU ile verim değerleri arasındaki ilişki.....	66



ÇİZELGE DİZİNİ

Sayfa No

Çizelge 2.1. Bazı Hayvanların Kış Mevsiminde İhtiyaç Duydukları Optimum Sıcaklık İstekleri ve Ortama Verdikleri Duyulur Isı Enerjisi Değerleri.....	4
Çizelge 3.1. Denemelerde Kullanılan Aspiratörlerin Teknik Özellikleri.....	14
Çizelge 4.1. Maksimum Hava Hızları.....	44
Çizelge 4.2. Ortalama Hava Hızları.....	44
Çizelge 4.3. Hava Debileri ve Kütlesel Akışlar.....	44
Çizelge 4.4. Eşanjörlerin Giriş Ünitelerindeki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar.....	45
Çizelge 4.5. Eşanjörlerin Çıkış Ünitelerindeki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar.....	45
Çizelge 4.6. Deneme Borularındaki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar.....	46
Çizelge 4.7 Gövde İçerisindeki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar.....	46
Çizelge 4.8. Plakalı Isı Eşanjörünün Hava Giriş Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	57
Çizelge 4.9. Plakalı Isı Eşanjörünün Hava Çıkış Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	57
Çizelge 4.10. Plakalı Isı Eşanjörünün Gövdesinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	58
Çizelge 4.11. Plakalı Eşanjörün Denenmesinde Kullanılan Borulardaki Güç Kaybı ve Eşanjörü Terk Eden Hareketli Havanın Gücü.....	58
Çizelge 4.12. Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Hava Giriş Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	58
Çizelge 4.13. Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Hava Çıkış Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	59
Çizelge 4.14. Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli	

Eşanjörün Borulu Ünitesinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	59
Çizelge 4.15 Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Petekli Ünitesinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	59
Çizelge 4.16 Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Denenmesinde Kullanılan Borularda Meydana Gelen Güç Kaybı İle Eşanjörü Terk Eden Hareketli Havanın Sahip Olduğu Güç.....	60
Çizelge 4.17. Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Hava Giriş Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	60
Çizelge 4.18. Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Hava Çıkış Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	60
Çizelge 4.19. Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Borulu Ünitesinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	61
Çizelge 4.20. Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Petekli Ünitesinde Meydana Gelen Güç Kaybı.....	61
Çizelge 4.21 Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Denenmesinde Kullanılan Borularda Meydana Gelen Güç Kaybı İle Eşanjörü Terk Eden Hareketli Havanın Sahip Olduğu Güç.....	61
Çizelge 4.22. Eşanjörlerin Optimum Çalışma Koşullarına İlişkin Sonuçlar.....	66
Çizelge 4.23. U ve η Değerlerine İlişkin Sonuçlar.....	67

SİMGELELER

A	Alan (m^2)
a, b	Kenar uzunlukları (m)
Bi	Biot sayısı
c	Özgül ısı ($J\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$)
Ç	Çevre uzunluğu (m)
d	Çap (m)
f	Laminer akımda sürtünme katsayısı
g	Yerçekimi ivmesi ($m\ s^{-2}$)
h	Isı transfer (film) katsayısı ($W\ m^{-2}\ ^\circ C^{-1}$)
h'	Özgül entalpi ($J\ kg^{-1}$)
IK	Isı kazancı (W)
k	Isı iletim katsayısı ($W\ m^{-1}\ ^\circ C^{-1}$)
k'	Mutlak pürüzlülük (m)
k''	Şekil kayıp katsayısı
L	Uzunluk (m)
L'	Laminer akış
m*	Kütle akışı ($kg\ s^{-1}$)
N	Güç (W)
n	Devir sayısı (min^{-1})
n'	Adet
NTU	Transfer ünite sayısı
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç (Pa)
Q	Debi (verdi) ($m^3\ s^{-1}$)
q*	Isı akımı (W)
R	Isısal direnç ($^\circ C\ W^{-1}$)
R'	Isı kapasiteleri (sığaları) oranı
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık ($^\circ C$)
T'	Türbulans akış

ΔT	Sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)
U	Bileşik (toplam) ısı transfer katsayısı ($\text{W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$)
U^*	Gerçek bileşik ısı transfer katsayısı ($\text{W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$)
v	Hız (m s^{-1})
β	Etkinlik (performans) katsayısı
β'	Ortalama hızın bulunmasında kullanılan katsayı
ε	Verim (randıman)
ρ	Yoğunluk (kg m^{-3})
λ	Türbulans akışta sürtünme katsayısı
ν	Kinematik vizkozite ($\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$)

Alt indisler

as	Aspiratör
b	Boru
ç	Çıkış
d	Dinamik
eş	Eşanjör
g	Gövde
ger	Gerçek
gi	Giriş
h	Hidrolik
hava,h'	Hava
kayıp	Kayıp
min	Minimum
max	Maksimum
o	Ortalama
p	Sabit basınç, petek
sı	Sıcak
so	Soğuk
ş	Şekil

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	10
3.1. Materyal.....	10
3.1.1. Deneme ortamı.....	10
3.1.2. Isı eşanjörleri.....	10
3.1.3. Denemelerde kullanılan cihazlar ve ölçü aletleri.....	15
3.2. Yöntem.....	17
3.2.1. Denemelerin düzenlenmesi ve yürütülmesi.....	17
3.2.2. Aspiratörlerin gürültü düzeylerinin belirlenmesi.....	19
3.2.3. Farklı hızlarda hava üretilmesi ve maksimum hava hızlarının belirlenmesi.....	20
3.2.4. Hava debilerinin belirlenmesi.....	20
3.2.5. Farklı sıcaklıklarda hava üretilmesi ve ortalama hava sıcaklıklarının belirlenmesi.....	22
3.2.6. Eşanjör gövdelerinde hava sıcaklığı dağılımının belirlenmesi.....	22
3.2.7. Havanın bazı termodinamik özelliklerinin belirlenmesi.....	23
3.2.8. Eşanjörlerin bileşik ısı transfer katsayılarının belirlenmesi.....	24
3.2.9. Eşanjörler kullanılarak transfer edilen ısı enerjisinin belirlenmesi.....	31
3.2.10. Eşanjörlerin veriminin belirlenmesi.....	33
3.2.11. Eşanjörlerin güç kaybının belirlenmesi.....	34
3.2.12. Transfer edilerek yeniden kazandırılan net ısı enerjisinin belirlenmesi.....	38
3.2.13. Eşanjörlerin etkinliğinin belirlenmesi.....	39
3.2.14. NTU değerlerinin belirlenmesi.....	39

3.2.15 Eşanjörlerin optimum çalışma koşullarının belirlenmesi.....	41
3.2.16. Eşanjörlerin kompaktlığının belirlenmesi.....	41
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI.....	42
4.1. Aspiratörlerin Gürültüsüne İlişkin Sonuçlar.....	42
4.2. Maksimum ve Ortalama Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar.....	43
4.3. Hava Debilerine İlişkin Sonuçlar.....	43
4.4. Eşanjörlerin Giriş ve Çıkış Üniteleri İle Deneme Borularındaki ve Gövde İçerisindeki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar.....	45
4.5. Sıcaklık Farklarına İlişkin Sonuçlar.....	46
4.6. Eşanjörlerin Gövdelerinde Hava Sıcaklığı Dağılımına İlişkin Sonuçlar.....	48
4.7. Eşanjörlerin Bileşik Isı Transfer Katsayılarına İlişkin Sonuçlar.....	50
4.8. Eşanjörlerin Verimine İlişkin Sonuçlar.....	51
4.9. Eşanjörlerin Kullanılarak Transfer Edilen Isı Enerjisine İlişkin Sonuçlar.....	52
4.10. Eşanjörlerin Güç Kaybına İlişkin Sonuçlar.....	56
4.11. Transfer Edilerek Yeniden Kazandırılan Net Isı Enerjisine İlişkin Sonuçlar.....	62
4.12. Eşanjörlerin Etkinliğine İlişkin Sonuçlar.....	64
4.13. Eşanjörlerin ϵ -NTU Değerlerine İlişkin Sonuçlar.....	65
4.14. Eşanjörlerin Optimum Çalışma Koşullarına İlişkin Sonuçlar.....	65
4.15. Eşanjörlerin Kompaktlığına İlişkin Sonuçlar.....	67
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	68
5.1. Eşanjörlerin Karakteristiklerinin Tartışılması.....	68
5.2. Eşanjörlerin Hayvan Barınaklarında Kullanılabilme Olanaklarının ve Enerji Tutumluluğuna Sağlanabilecek Katkının Tartışılması.....	71
5.3. Eşanjörlerin Ev, Okul ve Hastanelerde Kullanılabilme Olanaklarının ve Enerji Tutumluluğuna Sağlanabilecek Katkının Tartışılması.....	73
6. ÖNERİLER.....	74
KAYNAKLAR.....	77

TEŞEKKÜR.....	81
ÖZGEÇMİŞ.....	82



1. GİRİŞ

Enerji, yirminci yüzyılın son çeyreğinde, ülkelerin sosyal ve ekonomik yaşantısında önemli bir etken haline gelmiştir. Tüm sektörlerde, atılan her yeni adım ve enerji teknolojisi alanındaki her yeni buluş, yaşamı, her geçen gün daha geniş ölçüde etkilemekte ve daha çok enerji kullanımını zorlamaktadır. Bu aşamada, dünya ülkelerindeki gelirin artması ve refahın sağlanması enerji gereksiniminin tam anlamıyla karşılanmasına bağlı bulunduğu gerçeği, artık herkes tarafından kabul edilmektedir.

Bugün dünyada, enerji ihtiyacının önemli bir bölümünün fosil yakıtlardan karşılandığı herkes tarafından bilinmektedir. Ancak, fosil yakıt kaynaklarının sınırlı olması ve yakın bir gelecekte tükeneceğinin ya da artan enerji talebini karşılayamayacağı tahmin edilmesi, enerji fiyatlarının da hızla yükselmesine neden olmaktadır. Bu durum, hem insanları alternatif enerji kaynakları bulma konusunda yeni arayışlara sevk etmekte, hem de mevcut olan kaynakları en yüksek verimde kullanmaya zorlamaktadır.

Verimliliği artırmaya yönelik alternatif teknolojiler, yeni bir kaynak bulmaya oranla daha ekonomik olmaktadır. Bu durum çoğunlukla, atılan ya da işlem artığı olan ısı enerjisinin yeniden kazanılmasına dönük olarak geliştirilmiş alternatif teknolojileri gündeme sık sık getirmektedir. Hal böyle iken özellikle, havalandırma sırasında atılan ısı enerjisinden, yeniden yararlanmaya yönelik çalışmalar, son zamanlarda dikkati çekmeye başlamıştır.

Enerjinin yeniden kazanılma yollarından biri olan, havalandırma sırasında atılan ısı enerjisinden yeniden yararlanma yöntemlerinin esasını daha çok havadan-havaya ısı eşanjörleri kullanılarak, atılan kirli havadaki ısı enerjisinin geri kazanılması oluşturmaktadır (Yavuzcan 1994). Bir çok sektörde ısı taşıyıcı olarak hizmet eden kirli havaya bağlanmış olan bu ısı enerjisi, klasik havalandırıcılar yardımıyla kapalı ortamlardan dış atmosfere atılmaktadır. Oysa, kış aylarında içeriye giren soğuk havaya, atılan kirli havadaki ısı enerjisi, havadan-havaya ısı eşanjörleri kullanılarak transfer edilebilir ve geri kazanılabilir özelliktedir.

Bütün bunlara dayanılarak alternatif teknolojilerin hızla her alana girdiği günümüzde, hayvan barınaklarının (ahır, ağıl, kümes, tavşan ve domuz barınakları),

evlerin, seraların, okulların, hastanelerin ve fabrikaların havalandırılmasında kullanılabilir ve havadan-havaya ısı transferini sağlayarak ısının yeniden kazanılmasını olanaklı hale getirecek, çapraz akımlı plakalı ve petekli tip ısı eşanjörlerinin tasarımı ve imalatı bu araştırmada gerçekleştirilmiştir. Ülkemizde bu teknolojilerin henüz girmediği alanlarda havanın soğuk olduğu koşullarda, giderler cetvelinde en yüksek payı ısıtma masraflarının oluşturduğu bilinmektedir. Bunun yanında, ısıtma için kullanılan enerjinin, döviz karşılığında satın alınan petrol ürünlerinden elde edildiği dikkate alınır, bu teknolojinin mümkün olan sektörlerde kullanılabilir hale getirilmesinin, ülke ekonomisine önemli katkılar sağlayacağı kuşkusuzdur.

Tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen ısı eşanjörlerinin ana parametreleri belirlenirken; ülkemizin ekonomik durumu, yerli imalatçıların ve eşanjör kullanımı mümkün olan sektörlerin durumu, teknik bilgi ve beceri düzeyi ile ülkemizin iklim koşulları dikkate alınmıştır. Böylece; yerli imalatçılar tarafından imal edilebilecek ve sisteme montajı kolayca yapılabilecek şekilde, yoğun ve özel bakıma ihtiyaç duymayan ısı eşanjörleri tasarlanmış ve imatları yapılmıştır. Söz konusu eşanjörlerin, çalışma koşullarının ortaya konulması ve en uygun çalışma koşullarının saptanması temel amaç olarak hedeflenen bu araştırma; Giriş, Önceki Çalışmalar, Materyal ve Yöntem, Araştırma Sonuçları, Sonuçlar ve Tartışma, Öneriler olmak üzere altı bölümden oluşmaktadır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Borulardaki akışlarda hız dağılışı, türbülanslı akışta, laminar akıştan daha düzgündür. Çünkü, türbülanslı akış daha dengeli bir karaktere sahiptir. Borulardaki türbülanslı akışlarda; ortalama hız (v_o), maksimum hızın (v_{max}) β' gibi bir katsayı ile çarpılmasıyla elde edilmektedir. β' değeri, borunun pürüzlü ya da pürüzsüz olma durumuna göre değişiklik göstermektedir. Pürüzsüz borularda; $\beta' = 0,8 \dots 0,85$ ve pürüzlü borularda ise; $\beta' = 0,7 \dots 0,8$ değerlerini almaktadır. Ayrıca, türbülanslı akışlarda, boru çapı d olmak üzere, akış başlangıcından $10.d$ kadarlık mesafeden sonra hız dağılışı rejimi meydana gelmekte olup, hız ölçümleri bu mesafeden sonra yapılmalıdır. Kayıpların bulunmasında ise, sürtünme (pürüzlülük) katsayısı olarak isimlendirilen λ ve f değerlerinden yararlanılır. λ ve f , laminar ve pürüzsüz boruda türbülanslı akışta Re sayısının bir fonksiyonudur (**Brandt 1964**).

Isı eşanjörlerinin önemli bir bölümü, kışın, havalandırmayla dışarı atılan ısı enerjisinden yeniden yararlanmak amacıyla kullanıldığı gibi, gerektiğinde yazın sıcak havalarda serinletme amacıyla da kullanılabilir. Ancak, kış aylarında kullanım, yaz aylarının kullanımına göre 5 – 10 kat daha önemli ve daha yararlı olmaktadır. Bu nedenle, bu konuda yapılan çalışmalar, daha çok ısı eşanjörlerinin kış mevsiminde kullanılmasına yönelik çalışmalardır. Tasarım açısından da genellikle, havadan-havaya bir ısı eşanjörü tasarlanırken; küçük hacimli olması için yoğun ısı transfer yüzey alanına, düşük elektriksel güç ihtiyacına ve laminar akışa sahip olması istenir. Laminar akımda, havanın eşanjör petekleri arasında hareketlendirilmesi için gerekli güç ihtiyacı oldukça düşüktür. Bu nedenle, bu tip eşanjörlerde, küçük güçlü fanlar rahatlıkla kullanılabilir. Laminar akımın sağlanması ise; ısı eşanjörünü oluşturan kanalların (bölmelerin) ince-uzun, hava hızının düşük-düzenli ve kanal yüzeylerinin pürüzsüz olmasıyla mümkün olmaktadır. Basınç kayıpları ve elektriksel güç ihtiyacı düşük olan ısı eşanjörlerinde, basit, ucuz olması ve imalatta kolaylık sağlaması bakımından, aksiyal fanlar önerilmektedir. Ayrıca, bağıl nemin yüksek olduğu durumlarda, yoğuşmadan dolayı, plakalar üzerinde su zerrecikleri oluşabilmekte, ancak bu durum genellikle sorun oluşturmamaktadır. Çünkü, eşanjör bölmeleri arasından geçen hava, su zerreciklerinin, eşanjör dışına taşınmasını sağlamaktadır (**Shurcliff 1981**).

Domuz barınakları için imal edilen, yüzeyli ve tüplü ısı eşanjörlerinin deneme sonuçlarına göre, sıcak hava ile soğuk hava arasındaki sıcaklık farkının artması ile, etkinliğin yükseldiği ve ısı eşanjöründe havanın 9.6 ms^{-1} 'lik hızla geçmesi durumunda, verimin %30 civarında olduğu saptanmıştır (McGinnis et al 1983).

Bazı hayvanların, kış mevsiminde ihtiyaç duydukları optimum sıcaklık ve ortama verdikleri duyulur ısı enerjisi değerleri, yapılan çalışmalar sonucunda ortaya konmuştur. Bu değerler; hayvan barınaklarının havalandırılmasında ısı eşanjörlerinin kullanılması halinde, tasarruf edilebilecek ısı enerjisi miktarının saptanmasında yararlanılan değerler olup, hayvanların canlı ağırlığına bağlı olarak Çizelge 2.1' de verilmiştir (Anonymous 1984).

Havadan-havaya, yüzeyli veya tüplü ısı eşanjörleri için oluşturulmuş bir bilgisayar modeli; uygulamada, tasarımcılara, araştırmanın çok hızlı bir şekilde ve oldukça düşük masraflarla yapılabilmesi için bir çok tasarım alternatifleri oluşturabilmiştir. Fakat modelin güvenilirliği; ısı eşanjörünün hacmine, büyüklüğüne, tasarım biçimine, iklim koşullarına ve havanın ısı eşanjörü içerisinde akış durumuna bağlı olarak değişiklik göstermektedir (McGinnis 1984).

Genellikle bütün hayvanlar, istek duydukları optimum sıcaklık sınırının altına inildiğinde ya da üzerine çıktığında, verimde önemli oranda düşme gösterirler. Özellikle düşük sıcaklıklarda, düşük verimin yanı sıra ortama verdikleri ısı

Çizelge 2.1. Bazı Hayvanların Kış Mevsiminde İhtiyaç Duydukları Optimum Sıcaklık İstekleri ve Ortama Verdikleri Duyulur Isı Enerjisi Değerleri (Anonymous 1984)

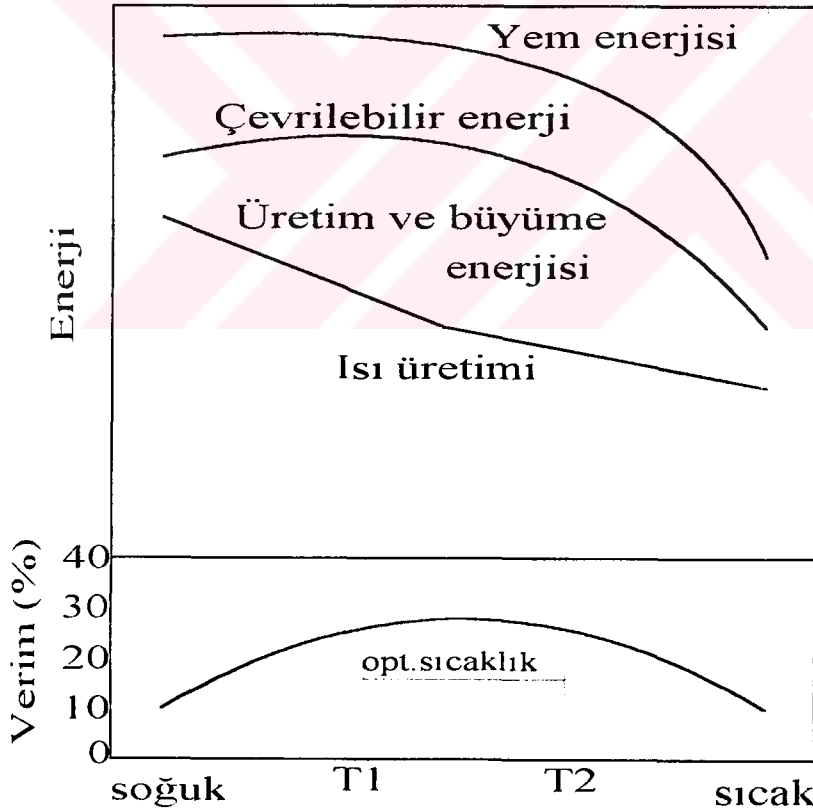
Hayvan çeşidi	Ağırlık (kg)	Opt. sıcaklık (°C)	Duyulur ısı (W)
Dana	100	10	180
Süt ineği	500	10	775
Domuz	20	20	62
Broiler	1	18	6.9
Tavşan	1.5	16	6
Koyun	60	10	93
Keçi	60	10	145

enerjisinde ve buna paralel olarak yem tüketimlerinde de önemli artışlar olmaktadır (Şekil 2.1) (Anonymous 1985).

Aspiratörlerin ürettiği gürültünün, sağladığı toplam basınç ya da hava hızı ile doğru orantılı olarak artış gösterdiği belirtilmektedir (Ayık 1985).

Isı eşanjörlerinde kullanılan kanal geometrileri içerisinde en uygun olanı, eni ile boyu arasındaki oranı mümkün olduğu kadar yüksek olan dikdörtgen şeklindeki yapıdır. Böyle bir geometri, akışın tamamen laminer ve basınç kayıplarının düşük olması nedeniyle, kare, yuvarlak, üçgen, altıgen vb. geometrilere göre çok daha yararlı ve uygun olmaktadır (Sönmez 1986).

Havalandırmada kullanılan ve duvara yerleştirilen, ters (karşıt) akımlı bir ısı eşanjörüyle yapılan bir araştırmada sıcaklık verimi %21.5, entalpi verimi %10.4 ve ortalama bileşik ısı transfer katsayısı $10 \text{ Wm}^{-2}\text{C}^{-1}$ olarak bulunmuştur (Walker et al 1986).



Şekil 2.1. Hayvanların sıcaklık istekleri ile verim ve enerji ihtiyaçları arasındaki ilişki (Anonymous 1985).

Hayvan barınaklarının havalandırılmasında kullanılmak üzere tasarlanan ters akımlı ısı eşanjörlerinde, eşanjör içerisinde geçen havanın kütleli akışının, verim üzerinde önemli ölçüde etkili olduğu ve eşanjör performansının da yüzey alanına bağlı olarak değiştiği görülmüştür (**Allen and Payne 1987**).

Isı ile ilgili uygulamalarda çoğu kez konveksiyon ve kondüksiyon olayları bir arada ve bileşik ısı transferi biçiminde görülmekte olup, buna toplam ısı geçişi de denilmektedir. Örneğin, eşanjörlerde olduğu gibi bir yüzeyi konveksiyonla ısıtılan ve diğer yüzeyi konveksiyonla soğutulan belli kalınlıktaki bir plakadan ısı transferi çok karşılaşılan bir durumdur. Yüzeyle ısı eşanjörlerinde de konveksiyon ve kondüksiyonla toplam ısı transferi söz konusudur. Toplam ısı transferinde iletilen ısı; yüzey alanı, toplam ısı transfer katsayısı ve sıcaklık farkına paralel biçimde değişmektedir (**Ültanır 1987**).

Çalışma basıncı, 0...50 mmSS gibi düşük olan işler için aksiyal ve 50...150 mmSS gibi yüksek basınçlar için de radyal aspiratörler önerilmekte, düşük basınçlarda ise aksiyal aspiratörlerin daha ekonomik olduğu belirtilmektedir (**Barre et al 1988**).

Evlerin havalandırılmasında kullanılmak üzere tasarlanan, çapraz akımlı ısı eşanjörü ile küçük bir ısı pompasından oluşan ünitelerin daha yararlı olduğu görülmüştür. Evlerin havalandırılmasında standart değerler olarak kabul edilen, 180 m³h⁻¹ hava debisinde ve 20 °C iç sıcaklığında, dış hava ile iç hava arasındaki sıcaklık farkının düşük olması durumunda bile, bu ünitelerin veriminin diğer sistemlere göre daha yüksek olduğu saptanmış ve sistemin ortalama veriminin %50' nin hemen üzerinde seyrettiği ortaya konulmuştur (**McIntyre 1989**).

Isıtma sistemlerinin yatırım maliyeti, enerji tüketimleri ve enerji maliyetleri yönünden karşılaştırılması amacıyla yapılan bir araştırmada, en düşük enerji maliyetiyle hava-hava ısı eşanjörünün ilk sırayı aldığı görülmüştür. Fueloil'li kat kaloriferinin 24, mazotlu kat kaloriferinin 26, mazotlu ısı konvektörünün 26, katı yakıtlı kat kaloriferinin 27, doğal gaz kat kaloriferinin 21, LPG (Likid Petrol Gazı) radyan ısıtıcınının 22 ve elektrik radyan ısıtıcınının ise 19 kat kadar, hava-hava ısı eşanjöründen daha fazla enerji tükettiği saptanmıştır. Hava-hava ısı eşanjörlerinde sistemin çalıştırılması için gerekli olan enerji miktarının, diğer sistemlerin tükettikleri

enerji oranlarına göre yok denecek kadar az olduğu bulunmuştur (**Bastaban ve Bayhan 1991**).

Yapılan çalışmada, plakalı ya da borulu hava-hava ısı eşanjörlerinin, barınaklarda havalandırmayla kaybolan ısının geri kazanılmasında kullanıldığı belirtilerek, bu tip ısı eşanjörlerinde; yapımında kullanılan malzemelerin korozyona karşı dayanıklı olması, su buharını, gaz ve kokuyu temiz havaya karıştırmadan iyi bir ısı iletimi sağlaması, oluşan yoğuşma suyunu kullanarak kendi kendine temizlenebilmesi, havalandırma ve barınak sistemine kolayca monte edilebilmesi ve satınalma maliyetinin düşük olması gibi özellikler bulunması gerektiği bildirilmektedir (**Bayhan ve Bastaban 1991**).

Kış mevsimi için dış hava proje sıcaklığının saptanmasında, kabul edilmiş standart bir yöntem bulunmamakta ve uygulamada, farklı yöntemlerden yararlanılmaktadır. Örneğin dış hava proje sıcaklığı olarak, yörenin en soğuk ayının ortalama sıcaklığı alınabilmektedir (**Ekmekyapar 1991**).

Isı eşanjörleri, özellikle son zamanlarda dünyanın değişik ülkelerinde; hayvan barınaklarında (ahır, ağıl, kümes, tavşan ve domuz barınakları), evlerde, okullarda, hastanelerde ve fabrikalarda kullanılabilecek şekilde dizayn edilmiştir. Ülkemizde ise; havanın soğuk olduğu kış aylarında, canlıların yaşadığı ortam havası ile atmosfer havası arasındaki düşük sıcaklık farklılıklarında, ısı transferini sağlayacak ve havalandırmada kullanılabilecek ısı eşanjörleri üzerinde çok az çalışma yapılmıştır. Bu konuda ülkemizde yapılmış bir çalışmada, havadan-havaya ısı transferini gerçekleştiren bir ısı eşanjöründe, transfer edilen ısı enerjisi üzerinde etkili olan çeşitli tasarım parametreleri araştırılmıştır. Bu parametrelerin; sıcak ve soğuk havanın debisi, malzemenin ısıl geçirgenliği, akışkanların ısı kapasitesi oranı ve ısı geçiş yüzey alanı olduğu görülmüştür. Gazların kullanılarak ısının transfer edilmesi, sıvıların kullanılarak ısının transfer edilmesine göre oldukça zordur. Bu nedenle, havadan-havaya ısının transfer edilmesi amacıyla kullanılan ısı eşanjörlerinin hacimlerinin azaltılabilmesi için, kompakt tipte yani, yoğun ısı transfer yüzey alanına sahip olacak şekilde imal edilmeleri ihtiyacı bulunmaktadır. Bir ısı eşanjörünün kompakt kabul edilebilmesi ise; hidrolik çapın (d_h), 4.76 mm' den küçük ya da $3333/d_h(\text{mm})$ değerinin, yapılan çalışmalarla belirlenmiş, kompaktlık sınırı

değeri olan $700 \text{ m}^2\text{m}^{-3}$ ısı transfer yüzey alanı yoğunluğuna eşit ya da büyük olması gerekmektedir (**Tarakçı 1991**).

Hayvan barınaklarında, kış havalandırması için, tasarım parametreleri belirlenirken, barınak içi sıcaklığı $7...18 \text{ }^\circ\text{C}$ ve nispi nem değeri de %40...80 olarak alınması gerektiği belirtilmektedir. Ayrıca, hayvanların optimum sıcaklık isteklerinin, yaşlarının küçük olması durumunda çok küçük sınırlar arasında kaldığı ve artan yaşlarına paralel olarak bu sınırların genişlediğine de dikkat edilmesi gerektiği bildirilmektedir (**Anonymous 1992**).

Amerika'da konutların havalandırılmasında kullanılmak üzere tasarlanmış havadan-havaya ısı eşanjörleri, 1985 ve 1986 yılları kış aylarında 38 konuta yerleştirilerek yapılan araştırmada, ortalama ısısal verim %52 olarak belirlenmiştir. Kış sezonu boyunca, bir ısı eşanjörünün; yeniden kullanım için kazandırdığı ortalama ısı enerjisi 743 kWh, çalışması için ihtiyaç duyduğu enerji 220 kWh ve kazancı ise 523 kWh olarak saptanmıştır (**Drost 1993**).

Yüzeyli ısı eşanjörlerinin imalatında kullanılan malzemelerin ısı (termal) kondüktivite değerlerinin, mümkün olduğu kadar yüksek olması gerekmektedir. Isıl kondüktivite, malzemenin kimyasal yapısına bağlı olup, malzemeler arasında da büyük bir değişiklik göstermektedir. Gümüş, bakır ve alüminyum, kondüktiviteleri en yüksek metaller olup, diğer metallerle yaptığı alaşımlarda kondüktiviteleri düşmektedir (**Kakaç and Yener 1993**).

Enerjinin geri kazanılması, belirli bir işlemde sonra ortaya çıkan işlem artığı enerjinin aynı ya da başka bir işlem için geri kazanılması ve kullanılması olarak tanımlanmaktadır. Bu alandaki teknolojiler, çoğunlukla, atılan ya da işlem artığı olan ısı enerjisinin yeniden kazanılmasına dönük olarak geliştirilmiş bulunmaktadır. Enerjinin yeniden kazanılma yollarından biri olan, havalandırma sırasında atılan ısı enerjisinden yeniden yararlanma yöntemi, hayvan barınaklarında havadan-havaya ısı eşanjörleri kullanılarak, atılan kirli havadaki ısı enerjisinin geri kazanılması şeklinde olmaktadır. Havalandırma tekniğine ilişkin olan ısı eşanjörlerinden biri reküperatif ısı eşanjörüdür. Reküperatif-geri-alıcı-ısı eşanjörlerinde, ısı enerjisi ısıtma yüzeylerinde değiştirilmektedir. Bu eşanjörlerde, ısının ayırma yüzeyleri üzerinden geri kazanılabilmesi için hava akımları paralel, ters ya da çapraz yönde plakalar

veya borular yardımıyla karşılaştırılmaktadır. Uygulama kolaylığı yönünden, çapraz akışlar tercih edilmektedir (**Yavuzcan 1994**).

Ülkemizde meteoroloji istasyonlarında yapılan ölçüm sonuçlarına göre, 20...50 yıllık, en düşük aylık sıcaklık ortalamaları, hemen hemen istasyonların tamamında Ocak ayında elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre, en düşük uzun yıllar Ocak ayı sıcaklık ortalaması Ardahan (-11.9 °C) ve en yüksek değer ise Mersin - Anes (12.1 °C) istasyonlarından elde edilmiştir. Ülkemizin uzun yıllar Ocak ayı sıcaklık ortalaması, gerek istasyonların ve gerekse illerin aritmetik ortalaması alınarak ayrı ayrı yapılan hesaplamalarda 1...2 °C olarak elde edilmiştir (**Anonymous 1996**).



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu bölümde; deneme ortamı, ısı eşanjörlerinin imalatında kullanılan malzeme ve elemanlar, eşanjör organlarını bir arada tutan iskelet, denemelerde kullanılan cihaz ve ölçü aletleri hakkında bilgiler verilmiştir.

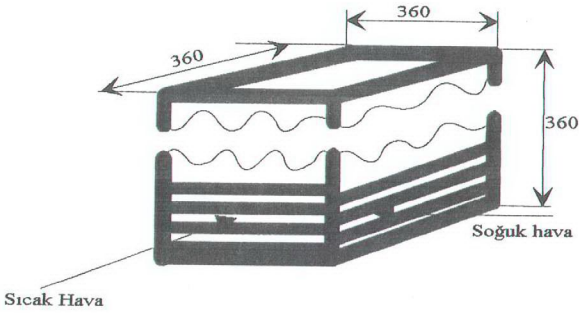
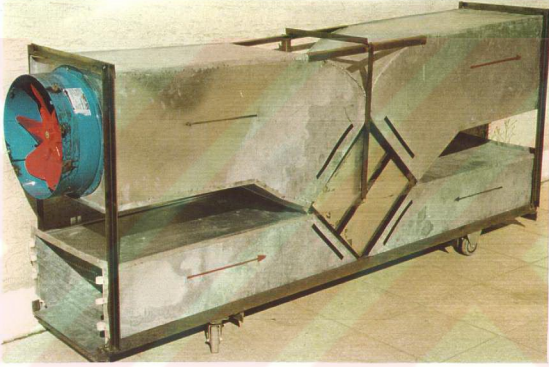
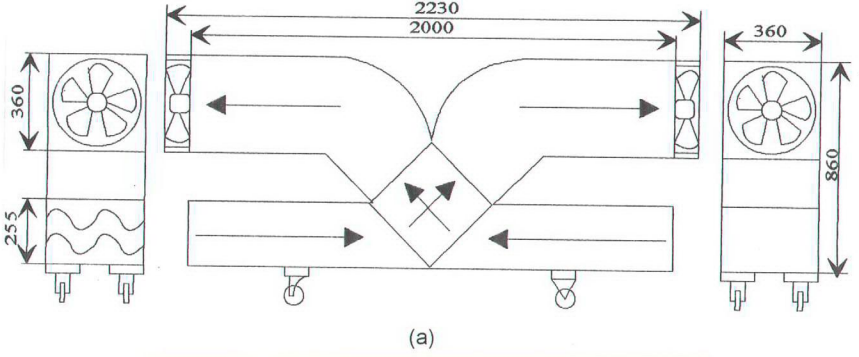
3.1.1. Deneme ortamı

Denemeler, deniz seviyesinden yüksekliği yaklaşık 70 m olan Ondokuz Mayıs Üniversitesi Kurupelit Kampüsünde yapılmıştır. Denemeler süresince yapılan ölçüm sonuçlarından, hava sıcaklığının 20...30 °C ve bağıl nem değerinin %60...80 dolaylarında olduğu saptanmıştır.

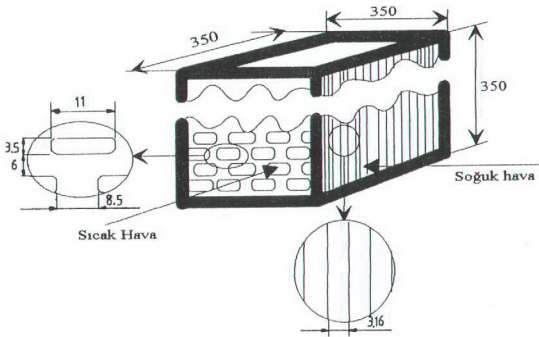
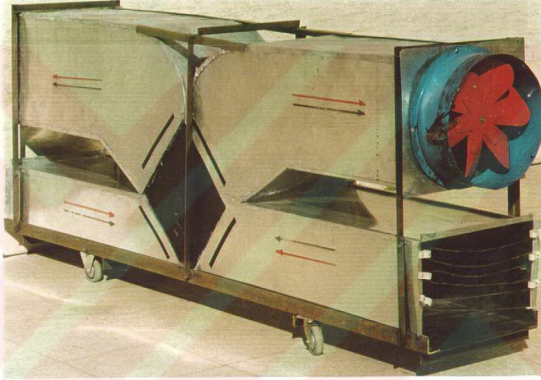
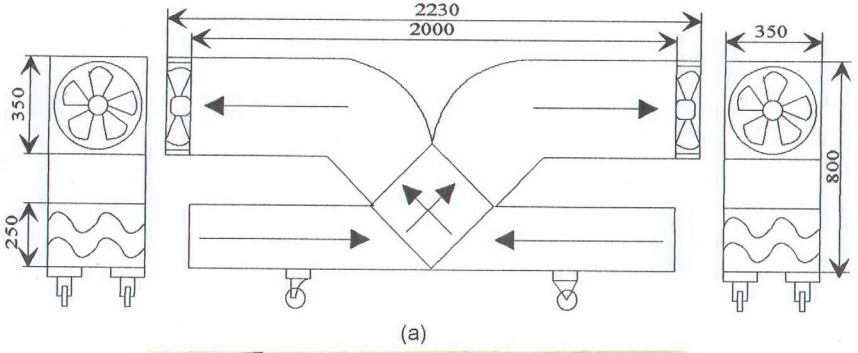
3.1.2. Isı eşanjörleri

Araştırmada kullanılan çapraz akımlı plakalı ve petekli tip ısı eşanjörlerinin teknik ölçüleri, genel yapıları ve ana gövdeleri Şekil 3.1.a,b,c ve 3.2.a,b,c'de görülmekte olup, her bir eşanjör gövde, sıcak ve soğuk hava giriş-çıkış üniteleri, aspiratörler ve yardımcı elemanlardan oluşmaktadır. Bu elemanları bir arada tutan bir de iskelet (çatı) bulunmaktadır. Ayrıca, eşanjör gövdelerinin yapım ve üretiminde yardımcı olabilecek detay bilgileri içeren Şekiller Ek-1 ve Ek-2'de, eşanjörlerin temel çalışma prensibini açıklayan Şekil de Ek-3'de verilmiştir.

Gövdeler : Plakalı tip ısı eşanjörü gövdesinin yapımında; özel olarak imal edilmiş, imalattan sonra yine özel işlemler uygulanarak yüzeyi parlatılmış ve pürüzsüz bir yapı kazandırılmış 320x320x1 mm ölçülerinde ve %99 saflığa sahip alüminyum plakalar ile sac malzemedен imal edilmiş 10x320x2 mm ölçülerindeki plakalar kullanılmıştır. 320x320x1 mm ölçülerindeki alüminyum plakalardan 101 ve 10x320x2 mm ölçülerindeki sac plakalardan ise 200 adet, eşanjör gövdesinde yer almıştır. Kalınlığı 1 mm olan büyük plakaların sırasıyla; sağ-sol ve ön-arka taraflarına 2 mm kalınlığındaki küçük plakalar yerleştirilerek yapıştırılmıştır. Böylece, 300x300x2 mm ölçülerinde ve açık olan ağızları birbirini 90° kesen, yani birbirine çapraz 100 adet kanal oluşturulmuştur. Daha sonra bu yapı, köşelerine et kalınlığı 2mm olan 12x12 mm'lik köşebentler yerleştirilip, 10x320x2 ve 10x300x2 mm



Şekil 3.1. Çapraz akımlı ve plakalı tip ısı eşanjörünün teknik ölçüleri (a) genel yapısı (b) ve ana gövdesi (c).



Şekil 3.2. Çapraz akımlı ve petekli tip ısı eşanjörünün teknik ölçüleri (a) genel yapısı (b) ve ana gövdesi (c).

ölçülerindeki sac malzeme yardımıyla sağlamlaştırılmış ve çelik bir kafes içerisine yerleştirilerek havadan-havaya ısı transferini gerçekleştirecek olan ısı eşanjörünün gövdesi tamamlanmıştır (Şekil 3.1.c). İmalat ve kullanımı kolay, özel bir bakıma gereksinim duymayan ve kompakt yapıya sahip bulunan (birim eşanjör hacmi başına düşen ısı transfer yüzey alanı $\geq 700 \text{ m}^2\text{m}^{-3}$ olan) bu gövdenin toplam ağırlığı da 40 kg'dır.

Petekli tip ısı eşanjörü gövdesi ise; borulardan ve peteklerden olmak üzere iki farklı yapıya sahip bulunmaktadır. Radyatör teknolojisinin hava-hava ısı eşanjörlerinde kullanılmasının amaçlandığı bu gövde de borular, 0.14 mm kalınlığındaki MS70 pirinç (%70 bakır, %30 çinko) malzemeden üretilmiş olup korozyona karşı dayanımını artırmak amacıyla yüzeyi 0.04 μ lehimle kaplanmıştır. 3.5x11x300 mm ölçülerindeki borulardan, her bir sırada 16 adet bulunan ve 30 sıradan oluşan gövdede toplam 480 adet kullanılmıştır. Ayrıca, borular peteklerden geçirildikten sonra dış tarafa gelen yüzeyleri 2 mm kalınlığında lehimle (%60 kurşun, %30 kalay) kaplanarak sızdırmazlık sağlanmıştır. Toplam 93 adet plaka içeren petekli yapı ise, 0.06 mm kalınlığında ve %99 saflığa sahip bakır malzemeden imal edilmiş olup, korozyona karşı dayanımını artırmak için yüzeyi 0.40 μ özel şasi boyası ile kaplanmıştır. Eşanjör gövdesi daha sonra D.K.P. sacdan yapılmış bir çerçeve içerisine yerleştirilerek sağlamlaştırılmıştır (Şekil 3.2.c). İmalatı, özel bilgi, beceri ve ileri teknoloji gerektiren bu eşanjör gövdesinin ağırlığı 25 kg'dır. Kullanımı kolay ve özel bir bakıma gereksinim duymayan gövde kompakt yapıya (yoğun ısı transfer yüzey alanına) sahip bulunmamaktadır.

Sıcak ve soğuk hava giriş - çıkış üniteleri : Hava giriş üniteleri; eşanjöre giren havanın düzgün ve düzenli bir şekilde eşanjör gövdesine doğru yönlennesini sağlayan dikdörtgen yapıya sahip ünitelerdir. Hava çıkış üniteleri ise; havanın emişini gerçekleştiren aspiratör kanatları ile eşanjör gövdesi arasında sızdırmazlığı sağlayarak, havanın eşanjör gövdesini terk ettikten sonra aspiratör çıkışına ulaşmasını sağlayan düzenlerdir (Şekil 3.1 ve 3.2). Giriş ve çıkış üniteleri; değişik ölçülerdeki köşebentlerle oluşturulmuş ve bu köşebentler 0.3 mm kalınlığındaki galvanizli pürüzsüz sac ile birleştirilerek yapı tamamlanmıştır. Her bir eşanjörün çıkış ünitelerine iki adet aksiyal aspiratör sızdırmaz bir şekilde bağlanmıştır. Giriş ve çıkış

ünitelerinin köşebent ve saclardan oluşan birleşme yerleri silikonla kaplanarak sızdırmazlık sağlanmıştır.

Aspiratörler : Havanın eşanjör gövdesi içerisinden hareketlendirilmesi amacıyla, teknik özellikleri Çizelge 3.1' de verilen ve düşük basınçlarda etkin biçimde çalıştırılabilen aksiyal aspiratörlerden, her bir eşanjör için 2 adet kullanılmıştır.

Yardımcı elemanlar : Aspiratörlerin, hava çıkış ünitelerini saran köşebentlere tutturulmasında, değişik uzunluktaki çelik lama çubuklar kullanılmıştır. Bu çubuklar, köşebentlere elektrik ark kaynağı ile tutturulmuş ve aspiratörler ise, kanatların etrafını saran 315 mm çapındaki sac gövde üzerine yerleştirilmiş deliklerden, civatalarla saclara bağlanmıştır. Çıkış üniteleri ile aspiratörler arasındaki sızdırmazlığı sağlamak amacıyla saydam, yüzeyi pürüzsüz, parlak, eşanjörün kullanılacağı koşullarda söz konusu olan sıcaklıklara dayanıklı, 50 mm genişliğinde ve 0.1 mm kalınlığındaki plastik bantlar kullanılmıştır.

İskeletler : İskeletler; her bir eşanjörün organlarını oluşturan; eşanjör gövdesinin, sıcak ve soğuk hava giriş-çıkış ünitelerinin, aspiratörlerin ve yardımcı elemanların, gerek çalıştırma ve denemeler sırasında, gerekse taşınma sırasında, dağılmadan ve bozulmadan bir arada kalmasını sağlamaktadır. İskeletler; 40x40x4 mm'lik köşebentlerin yoğun kullanılmasının yanı sıra değişik ölçülerdeki köşebentlerin ve lamaların elektrik ark kaynağı ile birbirine tutturulmasıyla oluşturulmuştur. Denemeler sırasında eşanjörlerin kolay hareketlendirilebilmesi, yönlendirilebilmesi ve taşınabilmesi için her bir iskeletin altına 70 mm çapında 2 adet sabit ve 2 adet hareketli tekerlek bağlanmıştır (Şekil 3.1 ve 3.2).

Çizelge 3.1. Denemelerde Kullanılan Aspiratörlerin Teknik Özellikleri

Özellikler	Değerler
Çalışma gerilimi	220 V
Akım	0.5 A
Cos ϕ	0.90
Devir sayısı	1400 min ⁻¹
Debi (verdi)	2000 m ³ h ⁻¹
Gürültü seviyesi	62 dB
Çap	310 mm

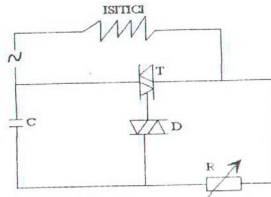
3.1.3. Denemelerde kullanılan cihazlar ve ölçü aletleri

Denemelerde kullanılan cihazlar : Sıcak hava üretmek amacıyla, Şekil 3.3'de şematik görünüşü verilen elektronik devre bağlanmış rezistans kullanılmıştır. Devrede; KT773 triak'ı, 68 n'lık kondansatör, DB3 diak'ı ve 470 k'lık anahtarlı potansiyometre vardır. Potansiyometreden yararlanılarak değiştirilen RC sabit değeri, diak'ın triak'ı tetikleyerek iletme girmesini ve yükün triak üzerinden geçerek tüketiciye (ısıtıcı rezistanslara) ulaşmasını sağlamaktadır. Potansiyometre ayarının değiştirilmesiyle, tetikleme açısı ve buna bağlı olarak da gerilimin etkin değeri değişmekte ve böylece sıcak hava emişi yapan aspiratörün emiş ağzına yerleştirilen rezistansın sıcaklığı değiştiğinden, farklı sıcaklıkta hava üretilebilmektedir.

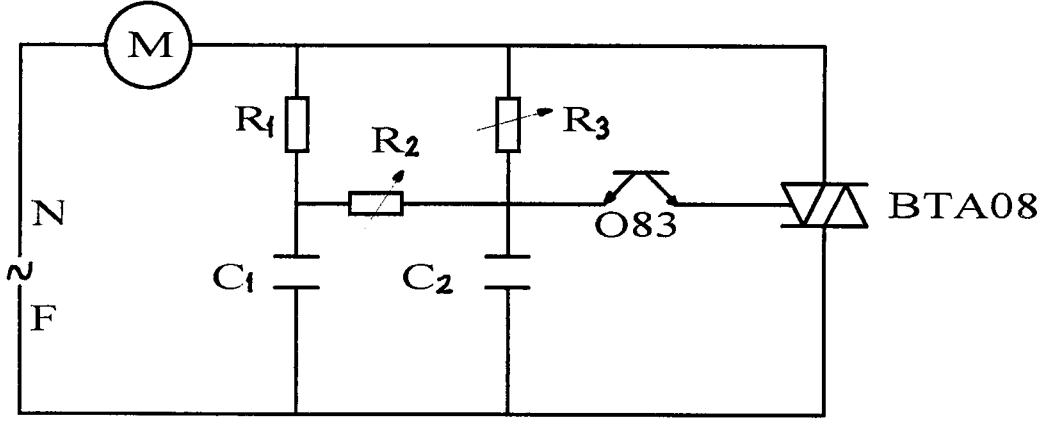
Atmosfer havası (dış ortam havası) ise, soğuk hava olarak kullanılmış ve soğuk hava emişini gerçekleştiren aspiratörün emiş ağzı, dış havaya açılmıştır.

Değişik hava hızlarının elde edilmesi için de, özel olarak oluşturulmuş ve aspiratör motorlarına bağlanmış elektronik devre kullanılmıştır (Şekil 3.4.a). Dimmer (değişken gerilim uyarıcı) devresi olarak isimlendirilen bu devrenin ilkesel şeması incelendiğinde; R_2 ve R_3 direnç değerlerinin değiştirilmesiyle devredeki BTA08 triak' ı tarafından tetikleme açısı (α) ve buna bağlı olarak da gerilimin etkin değeri değişmektedir. Böylece, aspiratör motorlarının zarar görmeden farklı devirlerde çalışabilmesi sağlanmış ve değişik hızlarda hava üretilebilmiştir. Devrede $\alpha=0^\circ$ olduğunda, motora 220 V verilmekte ve motor tam devirde dönmektedir. $\alpha=180^\circ$ olduğunda ise, motora 0 V verilmekte ve motor durmaktadır (Şekil 3.4.b).

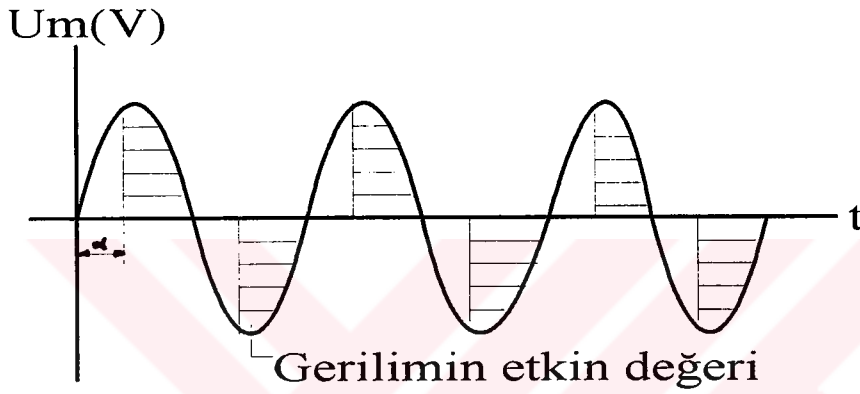
Ayrıca, değişik hava hızlarının sağlıklı bir şekilde ölçülerek, hava debilerinin belirlenebilmesi için, 320 mm çapında, 5000 mm uzunluğunda ve uç kısmı huni



Şekil 3.3. Rezistanslara bağlanan elektronik devrenin şematik görünüşü.



(a)

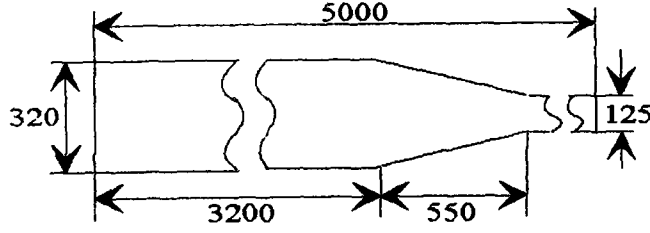


(b)

Şekil 3.4. Aspiratör motorlarına bağlanan elektronik devrenin şematik görünüşü (a) ve çalışma ilkesi (b).

biçiminde 125 mm'lik çapa indirilmiş galvanizli pürüzsüz sacdan imal edilmiş borulardan yararlanılmıştır (Şekil 3.5). Eşanjör hava çıkış ünitelerine bağlı bulunan aspiratörlerin ön taraflarına yerleştirilen bu borulardan toplam 2 adet kullanılmıştır.

Denemelerde kullanılan ölçü aletleri : Hava hızının ölçümünde Lambrecht marka, $1/10 \text{ ms}^{-1}$ hassasiyetinde ve saniyede 1 ölçüm yapabilen dijital anemometre; dış hava nispi nem ve sıcaklığının ölçümünde Hanna Hi 8564 marka, $1/10$ hassasiyetinde dijital termohigrometre kullanılmıştır. Eşanjöre giren ve eşanjörü terkeden hareketli havanın sıcaklığının ölçümünde ise, saniyede bir ölçüm yapabilen $1/10 \text{ }^\circ\text{C}$ hassasiyetinde K tipi bir termo-eleman (TP-01) (thermocouple, termokupl) kullanılmıştır. Termo-eleman tarafından üretilen sinyaller ADP-506 adaptöründen geçirilerek Protek 506 marka bir dijital multimetreye aktarılmıştır.



Şekil 3.5. Maksimum hava hızlarının saptanması amacıyla kullanılan boruların ana boyutları.

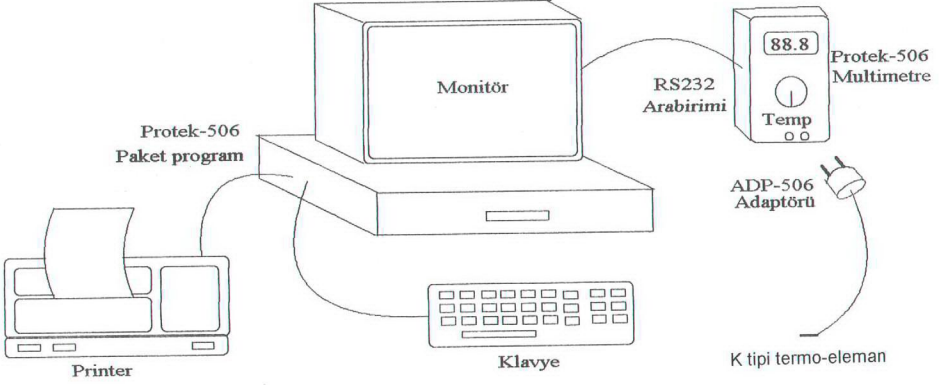
Multimetreden alınan sıcaklık değerleri RS232 arabirimi (RS232C interface) ile bilgisayara aktarılmıştır. Bilgisayara aktarılan sıcaklık değerlerinin monitörden izlenmesi, printerden çıktı alınması ya da değerlerin maksimum, minimum ve ortalamalarının hesaplanabilmesi için de bu sisteme ait özel olarak hazırlanmış bir paket program kullanılmıştır. Isı eşanjörlerinin gürültüsünün ölçümünde ise, özellikle makine ve ekipmanların denenmesi sırasında kullanılmak üzere özel bir fonksiyonu bulunan komuta düğmesine sahip olan Lutron marka SL-4001 tipi dijital bir gürültü-ölçer kullanılmıştır. Aspiratör motorlarının güç tüketiminin saptanmasında Lutron marka DW-6060 tipi 1/10 W hassasiyetindeki bir dijital wattmetreden yararlanılmıştır. Sistem basıncı ise, piyezometreden yararlanılarak ölçülmüştür.

Giriş ve çıkış hava sıcaklıklarının belirlenmesinde kullanılan deneme seti ile bu seti oluşturan elemanlar ve ölçü aletleri Şekil 3.6.a ve b' de verilmiştir.

3.2. Yöntem

3.2.1. Denemelerin düzenlenmesi ve yürütülmesi

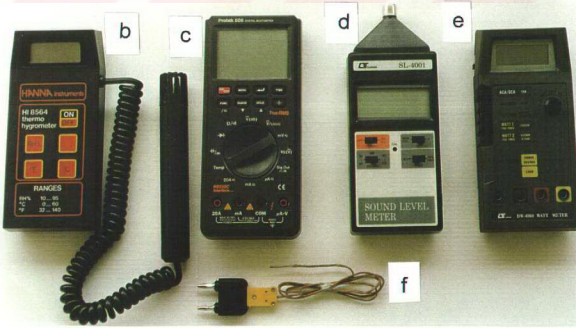
Araştırmayla ilgili denemeler, Ondokuz Mayıs Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü laboratuvarında yapılmıştır. Laboratuvarda oluşturulan deneme düzeni Şekil 3.7' de verilmiştir. Denemeler sırasında eşanjörler, iki farklı ortam arasına yerleştirilmiştir. Bunlardan birincisi dış ortam olup, soğuk hava girişinin ve sıcak hava çıkışının sağlandığı bölgedir. Diğeri ise, sıcak hava girişinin ve soğuk hava çıkışının gerçekleştiği kısım olmaktadır. Giren ve çıkan havaların



(a)

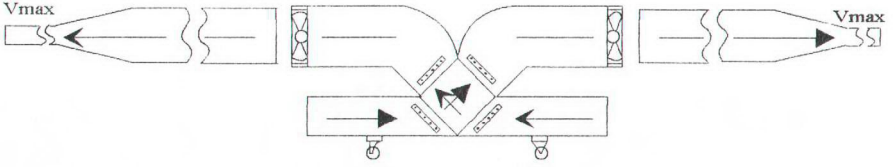


- a : Anemometre
 b : Termohigrometre
 c : Multimetre
 d : Gürültüölçer
 e : Wattmetre
 f : Adaptör - Termo-eleman



(b)

Şekil 3.6. Giriş ve çıkış hava sıcaklıklarının belirlenmesinde kullanılan deneme seti ile bu seti oluşturan elemanlar (a) ve ölçü aletleri (b).



Şekil 3.7. Deneme akış şeması.

birbirine karışmaması için de, aynı bölmede bulunan hava giriş ünitesi ile hava çıkış ünitesi sızdırmaz bir şekilde birbirinden ayrılmıştır. Ayrıca, hava hızı ölçümü için aspiratör çıkış ağzına 5000 mm uzunluğunda boru yerleştirilmiştir. Böylece, eşanjöre giren veya eşanjörden çıkan sıcak ve soğuk havanın birbirine karışması engellenerek, denemeler sağlıklı ve güvenilir bir ortamda yürütülmüştür (Tarakçı 1991). Şekil 3.7'de verilen deneme düzenine uygun olarak, önce plakalı tip ısı eşanjöründe, bir tarafından sıcak diğer tarafından soğuk hava geçecek biçimde, sonra petekli tip ısı eşanjöründe, sıcak hava borulu üniteden, soğuk hava petekli üniteden ve daha sonra da sıcak hava petekli üniteden ve soğuk hava borulu üniteden geçecek şekilde, denemeler yürütülmüştür. Böylece, plakalı ısı eşanjörü 1 ve petekli tip ısı eşanjörü 2 defa olmak üzere toplam 3 farklı deneme yapılmıştır.

3.2.2. Aspiratörlerin gürültü düzeylerinin belirlenmesi

Canlıların bulunduğu ortamların havalandırılmasında kullanılmak üzere tasarımı ve imalatı yapılan ısı eşanjörlerinde yer alan ve gürültünün temel kaynağı olan aspiratörlerden, önce biri ve daha sonra ikisi birlikte çalıştırılarak, 6 farklı hava debisinde, gürültü kontrol yönetmeliğine göre, gürültü değerleri saptanmıştır (Anonymous 1986). Gürültü ölçer, gürültü kaynağından (aspiratörden) yaklaşık 1 m uzaklıkta tutularak, her debi için ayrı ayrı ölçüm yapılmıştır. Birbirinden ayrılmış iki ortam arasında bulunan eşanjöre bağlı 2 aspiratörün her biri farklı ortamda bulunmaktadır. Ancak bir aspiratör, diğer aspiratörün bulunduğu taraftan emiş yaptığı için, havanın emişi sırasında gürültü oluşmakta ve gürültü değeri yükselmektedir. Bu nedenle, aspiratörler birlikte ve ayrı ayrı çalıştırılarak gürültüleri ölçülmüştür.

3.2.3. Farklı hızlarda hava üretilmesi ve maksimum hava hızlarının belirlenmesi

Araştırmada kullanılan ısı eşanjörlerinin denenmesi için hesaplamalarla belirlenen ve ihtiyaç duyulan hava hızlarının sağlanabilmesi amacıyla, aspiratör motorlarına bağlanmış devre üzerindeki direnç değerleri değiştirilerek 6 farklı aspiratör devri elde edilmiştir. Her bir devirde farklı bir hava debisine ulaşıldığından, toplam 6 farklı hava debisi ya da başka bir anlatımla 6 farklı hava hızı, araştırmada kullanılmıştır (Thomas 1993). Farklı devirlerdeki hava hızlarının belirlenebilmesi için, aspiratör hava çıkış ağzlarına, 0.3 mm kalınlığındaki galvanizli pürüzsüz sacdan yapılmış olan 320 mm çapındaki bir boru sızdırmaz bir şekilde bağlanmıştır. Borunun hava çıkış ağzında ve cidarından merkeze kadar 20' şer mm' lik aralıklarla yapılan hava hızı ölçümlerinde, çap boyunca hız dağılımının kaynaklarda belirtilen dağılıma tam uymadığı görülmüştür. Bu nedenle borunun son 550 mm'lik boyuna huni biçiminde bir yapı kazandırılarak çap 320 mm'den 125 mm'ye düşürülmüştür. 125 mm çapındaki borunun boyu uzatılarak hava hızının boru çapı boyunca kaynaklara uygun dağılım gösterdiği konum belirlenerek, ölçümlerin sağlıklı yapılması sağlanmıştır. Böylece, en yüksek hava hızı tespit edilmiştir (Brandt 1964).

3.2.4. Hava debilerinin belirlenmesi

Boru içerisinde hareketlendirilen havanın maksimum hızı ölçümlerle tespit edildikten sonra, ortalama hava hızı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır (Brandt 1964).

$$v_o = \beta' \cdot v_{max} \quad (3.1)$$

Burada;

v_o : Ortalama hava hızı (ms^{-1}),

β' : Pürüzsüz borular için kullanılan katsayı ($\beta' = 0.8 \dots 0.85$ olup, bu çalışmada yapılan ölçümler sonucunda 0.85 olduğu saptanmıştır).

v_{max} : Maksimum hava hızı ($m s^{-1}$)' dir.

Ancak, 3.1 bağıntısının kullanılabilmesi için, akışın türbulans karakterde ve borunun da pürüzsüz olması gerekmektedir. Bir boru içerisindeki akışın karakteri

Reynolds sayısı (Re); pürüzlülüğü de; mutlak pürüzlülük değeri (k'), boru çapı ve Re arasındaki ilişki ile açıklanabilmektedir. Re, eşitlik 3.2 ile elde edilmektedir.

$$\text{Re} = \frac{v_o \cdot d}{\nu} \quad (3.2)$$

Burada;

d : Boru çapı (m),

ν : Havanın kinematik vizkozitesi ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)' dir.

Genellikle uygulamada eşitlik 3.2 kullanılarak elde edilen Re değeri, 2000'den küçük olduğunda akış türü laminar ve Re değeri 2000'den büyük olduğunda ise akış türü türbulans olarak kabul edilmektedir (Thomas 1993). Ancak bu değer bazı kaynaklarda 2300 olarak da verilmektedir (Fogiel 1988).

Borunun pürüzsüz sayılabilmesi ise;

$$k' \ll \frac{30 \cdot d}{\text{Re}^{7/8}} \quad (3.3)$$

koşulunun sağlanmasına bağlıdır (Brandi 1964).

Yukarıda açıklanan koşulların, sonuçlar bölümünde verilen değerlerden de anlaşılacağı üzere bütün hava hızları için sağlandığı belirlenmiş ve aspiratörlerin ısı eşanjörlerine bağlandıktan sonra, çalıştırıldıkları her farklı devir sayısında, boru içerisindeki akışın türbulans ve mutlak pürüzlülük değerinin de, boru çapı ve Re' dan hesaplanan değerden, küçük olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Ortalama hava hızları belirlendikten sonra, süreklilik denkleminde yararlanılarak, aşağıdaki gibi hava debileri bulunmuştur (Keskin ve Erdoğan 1984, Pınar 1988).

$$Q = A \cdot v_o \quad (3.4)$$

$$A = \Pi \cdot d^2 / 4 \quad (3.5)$$

Burada;

Q : Havanın debisi (verdisi) ($m^3 s^{-1}$),

A : Boru kesit alanı (m^2)' dir.

3.2.5. Farklı sıcaklıklarda hava üretilmesi ve ortalama hava sıcaklıklarının belirlenmesi

Denemeler sırasında, iç ortam ile dış ortam havaları arasında sıcaklık farklılıkları oluşturabilmek için, ısı eşanjörlerinin bir tarafındaki emiş ağzı dış hava (atmosfer havası) ile irtibatlandırılmış ve diğer taraftaki emiş ağzına ise, istenen değerde ayarlanabilme olanağına sahip elektrik rezistansı bağlanmıştır. Böylece, farklı sıcaklıklarda havanın üretilmesi sağlanmıştır.

Isı eşanjörüne giren ve çıkan havanın ortalama sıcaklıkları belirlenirken; eşanjör girişinde, gövdenin hemen ön tarafında bulunan dikdörtgen şeklindeki emiş ağzına, yan taraftan 5x300 mm ölçülerinde dikdörtgen biçiminde bir kanal açılarak, termo-eleman bu kanal içerisinde hareketlendirilerek sıcaklık değerleri alınmıştır. Eşanjör çıkışında ise, gövdenin hava çıkış ünitesi tarafında ve hemen ön yüzeyinde, yine yandan açılmış aynı ölçülerdeki dikdörtgen kanaldan termo-eleman gezdirilerek sıcaklık değerleri alınmıştır (Şekil 3.7). Eşanjör giriş ve çıkışında alınan değerler ayrı dosya ismi verilerek, bilgisayara kaydedilmiş ve denemeler sırasında da monitörden izlenmiştir. Daha sonra gövdenin giriş ve çıkışında alınan değerlerin özel bir paket program kullanılarak ayrı ayrı aritmetik ortalamaları alınarak hava giriş ve hava çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir (Tarakçı 1991).

3.2.6. Eşanjör gövdelerinde hava sıcaklığı dağılımının belirlenmesi

Eşanjör gövdelerinde hava sıcaklığı dağılımının hassas bir şekilde belirlenebilmesi için, termo-eleman'ın teknik ve mekanik özellikleri dikkate alınarak, Eşanjörlerin gövde uzunluklarının mümkün olan en fazla noktalarında, çok sayıda veri alınmaya çalışılmıştır. Plakalı tip ısı eşanjöründe; gövdenin sol ve sağ kenarı ile ortasında bulunan plakalar arasına yerleştirilen termo-eleman, toplam 300 mm uzunluğundaki plakaların her 30 mm'sinde 30 saniye bekletilerek 10 noktada sıcaklık ölçümü yapılmış ve her 3 plakanın aynı noktalarından elde edilen değerlerin aritmetik ortalaması alınarak o noktanın ortalama sıcaklığı kabul edilmiştir. Böylece

sıcak ve soğuk havanın plakalara girişi ile plakalardan çıkışı arasında, sıcaklığında meydana gelen değişim plaka uzunluğuna bağlı olarak saptanmıştır. Petekli tip ısı eşanjöründe ise; sıcak havanın borulardan ve soğuk havanın peteklerden geçişi sırasında, aynı yöntemle hava sıcaklığının boru ve petek uzunluğuna bağlı olarak değişimi ölçümlerle bulunmuştur.

3.2.7. Havanın bazı termodinamik özelliklerinin belirlenmesi

Havanın bazı termodinamik özelliklerinin belirlenebilmesi için, havanın basınç ve sıcaklığının bilinmesi gerekmektedir (Wylen et al 1994).

Denemelerin yapıldığı ortamdaki atmosfer basıncının yaklaşık 1 bar civarında olduğu ve gerek piyezometre ile yapılan ölçümler, gerekse teorik hesaplamalar sonucunda sistem basıncının ise, 0...1,2 mmSS arasında değiştiği görülmüştür. Basınç değişiminin küçük olması ve basınçtaki küçük değişmelerin de havanın termodinamik özelliklerini önemli derecede etkilememesi nedeniyle, 1 bar deneme basıncı olarak kabul edilmiştir. Sistem basıncının teorik olarak saptanmasında eşitlik 3.6 kullanılmıştır (Gökelim 1977, Yavuzcan vd 1987).

$$P_d = \rho v_o^2 / 2 \quad (3.6)$$

Burada;

P_d :Dinamik basınç (Pa),

ρ :Havanın yoğunluğu (kg m^{-3})' dir.

Havanın ortalama sıcaklığının tespitinde ise aşağıdaki bağıntıdan yararlanılmıştır (McGinnis et al 1983).

$$T_o = \frac{T_{sı - gi} + T_{so - gi}}{2} \quad (3.7)$$

Burada;

T_o : Ortalama hava sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

$T_{sı - gi}$: Sıcak hava ortalama giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

$T_{so - gi}$:Soğuk hava ortalama giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$), ' dir.

Basınç ve sıcaklık belirlendikten sonra, hazır tablolardan yararlanılarak enterpolasyonla, havanın yoğunluk (ρ), özgül entalpi (h'), kinematik vizkozite (ν) ve Prandtl sayısı (Pr) değerleri gibi havanın bazı termodinamik özellikleri tespit edilmiştir (Çengel and Boles 1994).

Denemeler sırasında, her bir hava debisi için, ayrı ayrı ortalama hava sıcaklığı belirlenmiş ve havanın söz konusu termodinamik özellikleri buna göre bulunmuştur (Wyllen et al 1994).

3.2.8. Eşanjörlerin bileşik ısı transfer katsayılarının belirlenmesi

Birim ısı transfer yüzey alanında, birim sıcaklık farkında, birim zamanda, transfer edilen ısı enerjisini veren ve $Wm^{-2}C^{-1}$ birimiyle tanımlanan bileşik (toplam) ısı transfer katsayısı (U), ısı eşanjörlerinin karakteristiklerini belirlemede kullanılan en önemli değerlerden biridir.

Eşanjörlerin gövdelerini oluşturan plaka, boru ya da petekler arasından hareketlendirilen ve farklı sıcaklıkta bulunan akışkanlar arasındaki ısı transferinde, konveksiyon ve kondüksiyon olayları bir arada bileşik ısı transferi biçiminde görülmektedir. Bu nedenle, transfer edilen toplam ısı enerjisinin ve bileşik ısı transfer katsayısının belirlenmesinde, çözümde kolaylık sağlaması sebebiyle Fourier yasası ile Ohm yasası arasında oluşturulabilen analogiden de yararlanılabilmektedir. Araştırmada kullanılan eşanjörlerden plakalı tip ısı eşanjörü için bu durum Şekil 3.8'de açıklanmıştır (Ültanır 1994).

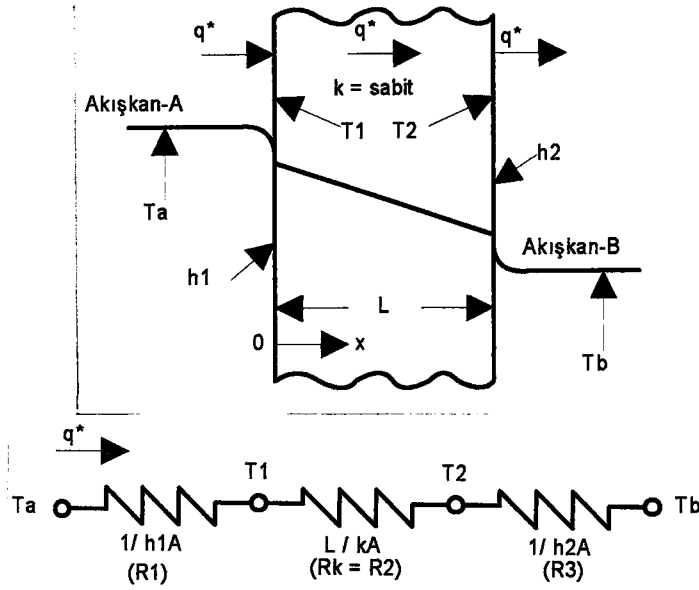
Burada q^* , transfer edilen ısı enerjisi olup;

$x = 0$ olması durumunda yüzeye olan ısı transferi ,

$$q^* = \frac{T_a - T_1}{1 / h_1 A} \quad (3.8)$$

Plakadan kondüksiyonla olan ısı transferi ,

$$q^* = \frac{T_1 - T_2}{L / k A} \quad (3.9)$$



Şekil 3.8. Bileşik ısı transferi (Ültanır 1994).

ve plaka yüzeyinden akışkana geçen ısı transferi ise,

$$q^* = \frac{T_2 - T_b}{1 / h_2 A} \quad (3.10)$$

eşitlikleriyle bulunabilmektedir. Böylece ısı akımı q^* ;

$$q^* = \frac{T_a - T_b}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{T_a - T_b}{(1 / h_1 A) + (L / k A) + (1 / h_2 A)} \quad (3.11)$$

eşitliğiyle de ifade edilebilmektedir.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_2} \quad (3.12)$$

alındığında,

$$q^* = U A (T_a - T_b) \quad (3.13)$$

sonucuna ulaşılmaktadır. Burada U; bileşik (toplam) ısı transfer katsayısı olarak anılmaktadır (Ültanır 1994).

Ancak, eşanjör gövdesini oluşturan plakaların her iki tarafında hareketlendirilen akışkanlar, gerek hız ve kütle akışı ve gerekse diğer özellikleri bakımından, birbirinden önemsiz miktarda farklılık gösterdiği için eşit olarak kabul edilebileceğinden, Şekil 3.8' deki h_1 ve h_2 yerine h kullanılabilir. Bu durumda;

$$\Sigma R = \frac{2}{hA} + \frac{L}{kA} \quad (3.14)$$

eşitliği elde edilmektedir. Burada, L / kA iç direnç ve $2 / hA$ değeri ise yüzey direnci olarak anılmaktadır. Bu iki değer arasındaki oran ise Biot sayısını (Bi) vermektedir (Kakaç and Yener 1993).

$$Bi = \frac{L / kA}{2 / hA} = \frac{L h A}{2 k A} = \frac{L h}{2 k} \quad (3.15)$$

Yapılan çalışmada ortalama Biot sayısı değeri,

$$Bi \cong 0$$

olmaktadır. $Bi \rightarrow 0$ olması durumunda ise,

$$\Sigma R \cong \frac{2}{hA}$$

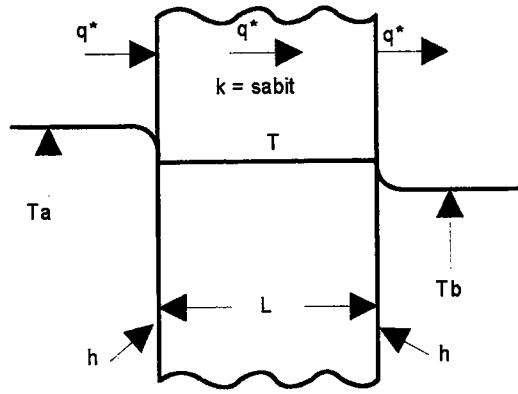
ve

$$T_1 = T_2 = T$$

elde edilmektedir. Böylece Şekil 3.8, Şekil 3.9 biçimine dönüşmektedir. Bu durumda ise;

$$q^* = \frac{T_a - T_b}{\Sigma R} = \frac{T_a - T_b}{2 / hA} \quad (3.16)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{2}{h} \quad (3.17)$$



Şekil 3.9. $T_1 = T_2$ olması durumunda bileşik ısı transferi.

$$U = \frac{h}{2} \quad (3.18)$$

ve

$$q^* = U A \Delta T \quad (3.19)$$

eşitliklerine ulaşılmaktadır. Buradaki eşitlik 3.19 aynı zamanda ısı eşanjörleri için kullanılan genel eşitlik olup, sıcak akışkandan soğuk akışkana transfer edilebilen ısı enerjisi ile bileşik ısı transfer katsayısı, ısı transfer yüzey alanı ve sıcaklık farkı arasındaki ilişkiyi açıklamaktadır.

Ayrıca, iç akışın söz konusu olduğu çapraz akımlı ısı eşanjörlerinde, bileşik ısı transfer katsayısının bulunması için geliştirilmiş eşitliği, plakalı tip ısı eşanjörü için irdelenecek olursak;

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{s1} A_{s1}} + \frac{F_{s1}}{A_{s1}} + R + \frac{F_{so}}{A_{so}} + \frac{1}{h_{so} A_{so}} \quad (3.20)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{A}{h_{s1} A_{s1}} + \frac{A F_{s1}}{A_{s1}} + A R + \frac{A F_{so}}{A_{so}} + \frac{A}{h_{so} A_{so}} \quad (3.21)$$

$$A = A_{s1} = A_{so} , h = h_{s1} = h_{so} , F_{s1} = F (1 / h_{s1}) \text{ ve } F_{so} = F (1/h_{so})$$

olduğundan

$$\frac{1}{U} = \frac{2}{h} + F_{s1} + F_{s2} + A R \quad (3.22)$$

sonucuna ulaşırız (Thomas 1993). Burada F, çapraz akımlı ısı eşanjörleri için kullanılan faktör katsayısı olup, aşağıdaki şekilde bulunabilmektedir.

$$F = \frac{1}{NTU (1 - R')} \ln \frac{1 - P R'}{1 - P} \quad (3.23)$$

Ancak burada;

$$R' = \frac{(m \cdot c_p)_{s1}}{(m \cdot c_p)_{s2}} \cong 1 \text{ olduğundan}$$

$F \cong 0$ değeri elde edilmektedir.

R değeri ise plakanın ısısal direnci olup;

$$R = \frac{L}{k A} \cong 0 \quad (3.24)$$

olmaktadır. Böylece;

$$\frac{1}{U} = \frac{2}{h} \quad (3.25)$$

ve

$$U = \frac{h}{2} \quad (3.26)$$

bağıntısı elde edilmektedir.

Isı eşanjörlerinin irdelenmesinde genel olarak yararlanılan eşitlik 3.19 aynı zamanda petekli tip ısı eşanjörü için de kullanılmıştır. Ancak eşitlikte yer alan A ve U değerleri, plakalı tip eşanjörden farklı olarak aşağıdaki bağıntılarla bulunmuştur (Fogiel 1988).

$$A = A_{\text{pet}} - A_{\text{bor}}$$

$$A_{\text{pet}} = 2 a_{\text{pet}} b_{\text{pet}} n_{\text{pet}}$$

$$A_{\text{bor}} = \zeta_{\text{bor}} x_{\text{bor}} n_{\text{bor}}$$

$$\zeta_{\text{bor}} = 2(a_{\text{bor}} + b_{\text{bor}})$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{bor}}} + \frac{1}{h_{\text{pet}}}} \quad (3.27)$$

Ayrıca, iç akışın söz konusu olduğu çapraz akımlı ısı eşanjörlerinde bileşik ısı transfer katsayısının belirlenmesinde kullanılan eşitlik 3.20'yi petekli tip eşanjör için de irdeleyecek olursak, plakalı tip eşanjörden tek farkı birbirine eşit alınan h_{st} ve h_{so} yerine, farklı h_{bor} ve h_{pet} değerlerinin kullanılmasıdır. Bu durumda yine eşitlik 3.27 elde edilmektedir.

Yapılan çalışmalar; uzun kenar uzunluğu a ve kısa kenar uzunluğu b olan dikdörtgen kesitli kanallarda, tam laminar bir akışın elde edildiğini belirten hidrodinamik ve termal sınır koşullarının ($x / d_h \geq 0.05 Re$ ve $x / d_h \geq 0.05 Re Pr$) sağlanabilmesi, sıcaklık dağılımının homojen kabul edilebilmesi durumunda, b/a oranına ve kenarlardan çevreye ısı alış-verişinin olup olmamasına yani adyabatikliğine bağlı olarak, ortalama h değerinin bulunmasında kullanılan Nu sayılarını ortaya koymuştur. Sonuçlar bölümünde verilen değerlerden anlaşılacağı üzere burada açıklanan koşullar denemelerde kullanılan ısı eşanjörleri için sağlanmaktadır. Bu nedenle teorik irdelemeler sonucu belirlenmiş ve plakalı tip ısı eşanjörü için, petekli tip ısı eşanjörünün borulu ve petekli ünitesi için sırasıyla 7.54, 4.87 ve 4.05 olan Nu sayıları kullanılarak yapılan hesaplama sonuçları ile deneme sonuçları karşılaştırılmıştır (Taine and Petit 1993, Thomas 1993).

Hesaplamalarda, U değerlerinin belirlenmesinde kullanılan h değerleri, Nu sayılarından yararlanılarak aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$Nu = h d_h / k_{\text{hava}}$$

$$h = Nu k_{\text{hava}} / d_h \quad (3.28)$$

Yukarıdaki eşitliklerde;

A : Isı transfer yüzey alanı (m^2),

A_{bor} : Dikdörtgen kesitli boruların toplam ısı transfer yüzey (dış yüzey) alanı (m^2),

A_{pet} : Toplam petek ısı transfer yüzey alanı (m^2),

a_{bor} : Dikdörtgen kesitli borunun uzun kenar uzunluğu (m),

a_{pet} : Peteği oluşturan bir plakanın uzun kenar uzunluğu (m),

b_{bor} : Dikdörtgen kesitli borunun kısa kenar uzunluğu (m),

b_{pet} : Peteği oluşturan bir plakanın kısa kenar uzunluğu (m),

c_p : Havanın sabit basınçtaki özgül ısı ($Jkg^{-1}°C^{-1}$),

\varnothing_{bor} : Dikdörtgen kesitli bir borunun dış çevresi (m),

d_h : Hidrolik çap (m),

F : Faktör katsayısı,

h : Isı transfer (film) katsayısı ($Wm^{-2}°C^{-1}$),

h_{bor} : Petekli ısı eşanjöründe borulu ünitenin ısı transfer katsayısı ($Wm^{-2}°C^{-1}$),

h_{pet} : Petekli ısı eşanjöründe petekli ünitenin ısı transfer katsayısı ($Wm^{-2}°C^{-1}$),

k : Isı iletim katsayısı ($Wm^{-1}°C^{-1}$),

k_{hava} : Havanın ısı iletim katsayısı ($Wm^{-1}°C^{-1}$)' dir.

L : Plaka kalınlığı (m),

Nu : Nusselt sayısı,

n_{bor} : Boru sayısı (adet),

n_{pet} : Peteği oluşturan plaka sayısı (adet),

Pr : Prandtl sayısı,

q^* : Isı akımı (W),

R : Isısal direnç ($°CW^{-1}$),

Re : Reynolds sayısı,

T : Sıcaklık ($°C$),

U : Bileşik (toplam) ısı transfer katsayısı ($Wm^{-2}°C^{-1}$),

ΔT : Sıcaklık farkı ($°C$),

x : Kanal uzunluğu (m),

x_{bor} : Boru uzunluğu (m),

3.2.9. Eşanjörler kullanılarak transfer edilen ısı enerjisinin belirlenmesi

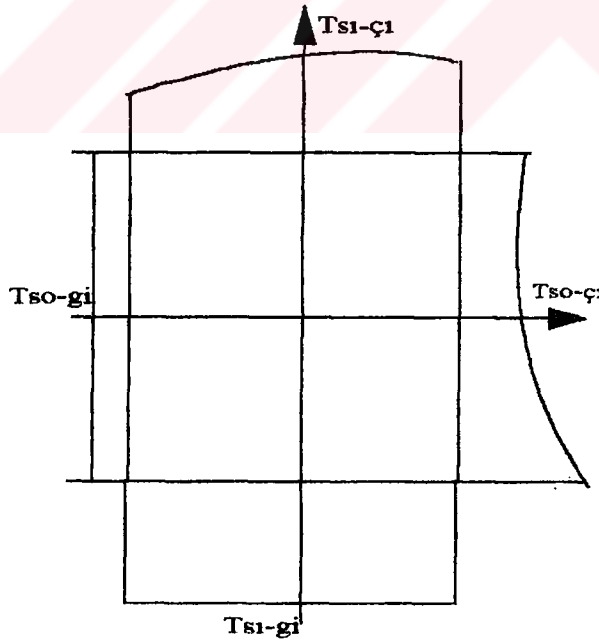
Sıcak havadan soğuk havaya transfer edilebilecek maksimum ısı enerjisi q^*_{max} :

$$q^*_{max} = m^* c_p \Delta T = \frac{h}{2} A \Delta T = U A \Delta T \quad (3.29)$$

bağıntısı ile bulunabilmektedir. Isı eşanjörleri için kullanılabilen bu genel eşitlik'deki ΔT ise, sıcak hava ile soğuk havanın girişleri arasındaki sıcaklık farkını temsil etmektedir (Kakaç and Yener 1993). Ancak Şekil 3.10' da görüleceği gibi çapraz akımda her iki akışkanın çıkış sıcaklıkları üniform değildir ve paralel, karşıt akıma göre oldukça zor olup, böyle bir hesaplama W. Nusselt tarafından başarılmıştır. Nusselt' e göre q^*_{max} :

$$q^*_{max} = U A \Delta T_m \quad (3.30)$$

$$\Delta T_m = a \Delta T_M \quad (3.31)$$



Şekil 3.10. Çapraz akımlı ısı eşanjörlerinde havanın çıkış sıcaklıklarının değişimi (Ültanır 1987).

$$\Delta T_M = \frac{(\Delta T)_{gi} + (\Delta T)_{\dot{c}i}}{2} \quad (3.32)$$

eşitlikleri kullanılarak elde edilebilmektedir. Burada, ΔT_M aritmetik ortalama sıcaklık farkı ve ΔT_m ise gerçek ortalama sıcaklık farkı olarak anılmaktadır. a katsayısı ise; $(m^*c_p)_{s1} / (m^*c_p)_{so}$ ve $\Delta T_{\dot{c}i} / \Delta T_{gi}$ değerlerine bağlı olarak Nusselt' in hesaplamaları sonucunda oluşturulmuş tablolardan yararlanılarak elde edilebilmektedir (Ültanır 1987). Bu araştırmada, transfer edilen ısı enerjisinin saptanmasında, özellikle çapraz akımlı ısı eşanjörleri için geliştirilmiş olan ve daha sağlıklı sonuç veren eşitlik 3.30 kullanılmıştır.

Sıcak havadan soğuk havaya gerçekte transfer edilen ısı enerjisi q^*_{ger} ; eşanjör girişleri ve çıkışları arasında birbirine ısı aktaran iki akışkan için ısı denge sağlanarak elde edilen;

$$q^*_{ger} = (m^* c_p)_{so} (T_{so-\dot{c}i} - T_{so-gi}) \quad (3.33)$$

$$q^*_{ger} = m^*_{so} (h'_{so-\dot{c}i} - h'_{so-gi}) \quad (3.34)$$

veya

$$q^*_{ger} = (m^* c_p)_{s1} (T_{s1-gi} - T_{s1-\dot{c}i}) \quad (3.35)$$

$$q^*_{ger} = m^*_{s1} (h'_{s1-gi} - h'_{s1-\dot{c}i}) \quad (3.36)$$

bağıntıları kullanılarak saptanabilmektedir (Ültanır 1987). Ancak, yapılan çalışmada, sıcak havanın verdiği ısı enerjisinin en fazla %90...97'sinin soğuk havaya aktarıldığı deneme sonuçlarından anlaşılmıştır. %3...10'luk kaybın, ısının eşanjör gövdesi ile eşanjöre bağlı diğer eleman ve ünitelerden dış ortama akmasından kaynaklandığı görülmüştür. Bu nedenle araştırmada, $(m^*c_p)_{so} \cong (m^*c_p)_{s1}$ olduğundan, $m^*=m^*_{so} \cong m^*_{s1}$ ve $c_p=(c_p)_{so} \cong (c_p)_{s1}$ alınarak, kısaca q^*_{ger} ;

$$q^*_{ger} = m^* c_p (T_{so-\dot{c}i} - T_{so-gi}) = m^* (h'_{so-\dot{c}i} - h'_{so-gi}) \quad (3.37)$$

eşitliği ile bulunmuştur.

Yukarıdaki eşitliklerde;

q^*_{max} : Transfer edilebilecek maksimum ısı enerjisi (W),

ΔT_m : Gerçek sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$),

q^*_{ger} : Gerçekte transfer edilen ısı enerjisi (W),

m^*_{s1} : Kirli havanın (iç hava) kütleli akışı (kg s^{-1}),

m^*_{so} : Temiz havanın (atmosfer havası, soğuk hava ya da dış hava) kütleli akışı (kg s^{-1}),

T_{so-g1} : Soğuk havanın giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

$T_{so-ç1}$: Soğuk havanın çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

T_{s1-g1} : Sıcak havanın giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

$T_{s1-ç1}$: Sıcak havanın çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

h'_{s1-g1} : Sıcak havanın eşanjör girişindeki özgül entalpisi (J kg^{-1}),

$h'_{s1-ç1}$: Sıcak havanın eşanjör çıkışındaki özgül entalpisi (J kg^{-1}),

h'_{so-g1} : Temiz havanın eşanjör girişindeki özgül entalpisi (J kg^{-1}),

$h'_{so-ç1}$: Temiz havanın eşanjör çıkışındaki özgül entalpisi (J kg^{-1})' dir.

3.2.10. Eşanjörlerin veriminin belirlenmesi

Eşanjör verimi genel olarak; sıcak havadan soğuk havaya geçen ısı enerjisinin, geçmesi mümkün olan maksimum ısı enerjisine oranı ile elde edilen bir değer olarak tanımlanmakta ve bu değer aşağıdaki bağıntılardan yararlanılarak saptanabilmektedir (McGinnis et al 1983).

$$\varepsilon = \frac{q^*_{ger}}{q^*_{max}} \quad (3.38)$$

$$\varepsilon = \frac{m^*_{so} (h'_{so-ç1} - h'_{so-g1})}{m^*_{min} (h'_{s1-g1} - h'_{so-g1})} \quad (3.39)$$

Yapılan çalışmada $m^*_{so} \cong m^*_{min} \cong m^*_{s1}$ ve $\Delta h' \cong \Delta T$ olduğundan,

$$\varepsilon = \frac{T_{so-ç1} - T_{so-g1}}{T_{s1-g1} - T_{so-g1}} \quad (3.40)$$

eşitliği kullanılabilir. Ancak, çapraz akımlı ısı eşanjörlerinde sıcak hava ile soğuk hava arasındaki gerçek ortalama sıcaklık farkı ΔT_m olduğundan verim;

$$\varepsilon = \frac{T_{so - \dot{q}_i} - T_{so - g_i}}{\Delta T_m} \quad (3.41)$$

eşitliği kullanılarak bulunmuştur. Bu durumda,

$$q_{ger}^* = \varepsilon q_{max}^* = \varepsilon U A \Delta T_m \quad (3.42)$$

bağıntısına ulaşılmaktadır. Bu bağıntı incelendiğinde ise; transfer edilen ısı enerjisinin, eşit ısı transfer yüzey alanında ve birim °C' lik sıcaklık farkında, gerçek bileşik ısı transfer katsayısının (U^*),

$$U^* = \varepsilon U \quad (3.43)$$

değerine bağlı olarak değişim gösterdiği anlaşılmaktadır.

Yukarıdaki eşitliklerde;

ε : Isı eşanjörünün verimi,

m_{min}^* : En az kütleli akışa sahip olan temiz ya da kirli havanın kütleli akışı ($kg s^{-1}$),

U^* : Gerçek bileşik ısı transfer katsayısı ($Wm^{-2}C^{-1}$)' dir.

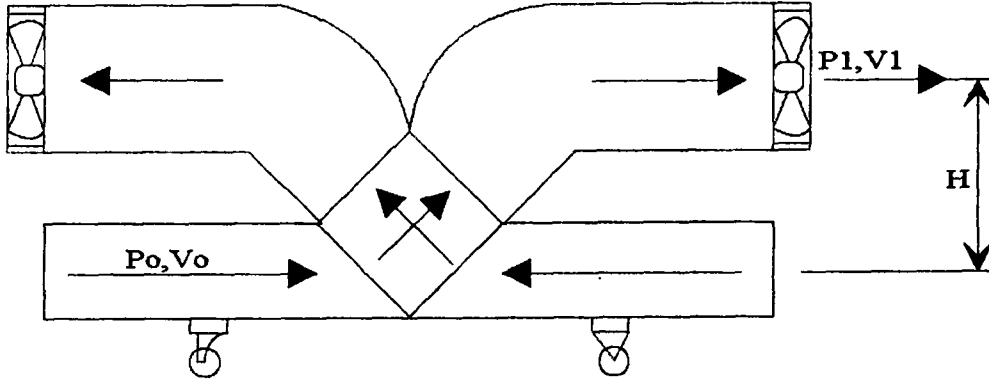
3.2.11. Eşanjörlerin güç kaybının belirlenmesi

Bir eşanjörün toplam güç kaybının belirlenebilmesi için, Bernoulli denklemi ısı eşanjörüne uygulanarak; eşanjörü terk eden hareketli havanın sahip olduğu kinetik enerjinin, eşanjör giriş-çıkış ünitelerindeki türbulans ve eşanjör gövdesindeki laminer akımdan dolayı meydana gelen sürtünme kayıplarının ve aspiratör hava çıkış ünitelerindeki eğimden dolayı oluşan şekil kayıplarının bilinmesi gerektiği ortaya konmuştur (Şekil 3.11) (Brandi 1964).

Bernoulli denklemi aşağıdaki şekilde ısı eşanjörüne uygulanmıştır.

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2g} = -E + \frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} + H + \Sigma \Delta H \quad (3.44)$$

$$P_1 = P_0 - \rho H = (P_0 / \rho) - H$$



Şekil 3.11. Bernoulli denkleminin ısı eşanjörüne uygulanışı.

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2g} = -E + \frac{P_0}{\rho} - H + \frac{v_1^2}{2g} + H + \Sigma \Delta H \quad (3.45)$$

ve

$v_0 \cong 0$ kabul edilirse, $v_0^2 / 2g \cong 0$ olur.

Bu durumda,

$$E = \frac{v_1^2}{2g} + \Sigma \Delta H \quad (3.46)$$

bağıntısına ulaşılmaktadır. Burada; E , aspiratöre verilmesi gerekli enerjii, $(v_1^2/2g)$ değeri, eşanjörü terk eden hareketli havanın sahip olduğu kinetik enerjii ve $(\Sigma \Delta H)$ değeri ise toplam kayıpları ifade etmektedir (Brandi 1964).

Hareketli havanın sahip olduğu güç, eşitlik 3.47 kullanılarak elde edilmiştir (Yavuzcan vd 1987).

$$N_{\text{hava}} = 0.5 \rho v_0^2 Q \quad (3.47)$$

Burada;

$N_{\text{hava}} =$ Eşanjörü terk eden hareketli havanın gücü (W)' dir.

Eşanjör giriş ya da çıkış ünitelerinde meydana gelen kayıpların aşılması için gerekli güç ise, eşitlik 3.48 yardımıyla elde edilmiştir (Brandi 1964 ve Ayık 1985).

$$N_{\text{gi-çı}} = \lambda \frac{L}{d} 0.5 \rho v_o^2 Q \quad (3.48)$$

Burada;

- $N_{\text{gi-çı}}$: Eşanjör giriş ya da çıkış ünitelerinde meydana gelen kayıpların aşılması için gerekli güç (W),
 L : Hava akışının olduğu uzunluk (m),
 λ : Türbulans akımda sürtünme katsayısı' dır.

Akışların türbulans olması nedeniyle λ ;

$$\lambda = 0.0054 + 0.396 \frac{1}{Re^{0.3}} \quad (3.49)$$

bağıntısı ile bulunmuştur. Ayrıca, yukarıdaki eşitlikte boru çapı d yerine, kesiti daire olmayan, eşanjör giriş ve çıkış üniteleri için eşdeğer hidrolik çap d_h , kullanılmıştır (Brandt 1964). Kenarları a ve b olan dikdörtgen kesit için d_h ;

$$d_h = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \quad (3.50)$$

ve her bir kenar uzunluğu a olan kare kesit için ise;

$$d_h = a$$

olarak alınmıştır.

Eşanjör gövdesindeki laminer akımdan dolayı, meydana gelen kayıpların aşılması için gereksinim duyulan güç (N_g), eşitlik 3.51 kullanılarak bulunmuştur (Thomas 1993).

$$N_g = f \frac{L}{d_h} 0.5 \rho v_o^2 Q \quad (3.51)$$

Burada;

- N_g : Eşanjör gövdesinde oluşan kayıpların aşılması için gerekli güç (W),

f : Laminer akımda sürtünme katsayısı' dır.

Burada sürtünme katsayısı f , Nu sayılarının belirlenmesi için gerekli olan sınır koşullarının denemelerde kullanılan eşanjörler için sağlanması nedeniyle aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır (Taine and Petit 1993, Thomas 1993).

Plakalı tip ısı eşanjörü için :

$$f = \frac{24}{Re} \quad (3.52)$$

Petekli tip ısı eşanjörünün borulu ünitesi için :

$$f = \frac{17.5}{Re} \quad (3.53)$$

Petekli tip ısı eşanjörünün petekli ünitesi için :

$$f = \frac{15.4}{Re} \quad (3.54)$$

bağıntılarından yararlanılmıştır.

Ayrıca, eşanjörlerin gövdelerini oluşturan dikdörtgen kesitli kanalların ince-uzun ve paralel plakalar arasındaki uzaklığın çok küçük olması durumunda ve uzun kenar uzunluğu a ve kısa kenar uzunluğu b olmak üzere hidrolik çapın hesaplanmasında eşitlik 3.55 kullanılmıştır (Taine and Petit 1993).

$$\xi = b / a$$

$$d_h = \frac{2 a b}{a + b} = \frac{2b}{1 + \xi}$$

ve $\xi \rightarrow 0$ olduğundan

$$d_h = 2b \quad (3.55)$$

elde edilmiştir.

Aspiratör hava çıkış kanallarının eğiminden dolayı, şekil kayıplarının neden olduğu güç tüketimi ise 3.56 bağıntısından gidilerek bulunmuştur (Brandi 1964).

$$N_s = k'' \cdot 0.5 \rho v_o^2 Q \quad (3.56)$$

Burada;

N_s : Şekil kayıplarının neden olduğu güç tüketimi (W),

k'' : Şekil kayıp katsayısı olup 0.1 olarak alınmıştır.

3.2.12. Transfer edilerek yeniden kazandırılan net ısı enerjisinin belirlenmesi

Eşanjörler yardımıyla transfer edilerek yeniden yararlanılabilir duruma getirilen net ısı enerjisi (net ısı kazancı, IK), sıcak havadan soğuk havaya transfer edilebilen ısı enerjisinden, eşanjör toplam güç kaybının çıkarılmasıyla, elde edilen değer olup, eşitlik 3.57 ile saptanabilmektedir (Shurcliff 1981).

$$IK = q_{ger}^* - N_{kayıp} \quad (3.57)$$

$N_{kayıp}$ ise;

$$N_{kayıp} = N_{hava} + N_{gi} + N_{çl} + N_g + N_s \quad (3.58)$$

bağıntısıyla elde edilebilmektedir. Ancak araştırmada, havanın hareketlendirilebilmesi amacıyla her bir eşanjör için 2 adet aksiyal aspiratör kullanılmıştır. Bu aspiratörlerin denemeler sırasındaki güç tüketimleri saptanmıştır. Eşanjör basınç kayıplarının, denemelerde kullanılan farklı hava debileri için, küçük sınırlar arasında değişim göstermesi nedeniyle, aspiratör güç tüketimlerinde de önemsiz değişimler görülmüştür. Bu nedenle, ölçümler sonucunda elde edilen değerlerden her bir aspiratörün güç tüketimi 115 W ve bir eşanjöre de 2 aspiratör bağlı olduğu için, her bir eşanjörün güç tüketimi 230 W olarak bulunmuştur. Unutulmamalıdır ki, aspiratörlerin güç tüketimi, kanatların ve kanatları çeviren motorun teknik özelliklerine, sistemin basınç kayıplarına ve aspiratörün tipine bağlı olarak değişmektedir. Teknik parametreleri önceden belli olan bir sistem için tasarımı ve imalatı yapılacak bir aspiratörün güç tüketimi oldukça düşük olabilecektir. Bu nedenle bu çalışmada eşanjörlerin gerçek güç tüketimi, eşitlik 3.58 ile saptanan değerler olduğu için bu eşitlik kullanılmıştır. Ancak sonuç bölümünde, imal edilen

eşanjörlerin mevcut durumunu ortaya koymak bakımından, net ısı kazancını belirlerken eşitlik 3.58'in yanı sıra ortalama eşanjör güç tüketimi 230 W alınarak da ilişki incelenmiştir.

3.2.13. Eşanjörlerin etkinliğinin belirlenmesi

Etkinlik (performans); sıcak havadan soğuk havaya transfer edilebilen ısı enerjisinin, eşanjör güç kaybına oranı ile elde edilen bir değer olup eşitlik 3.59 kullanılarak hesaplanmıştır (McGinnis et al 1983).

$$\beta = \frac{m^*_{so} (h'_{so - \text{çı}} - h'_{so - \text{gi}})}{N_{\text{kayıp}}} \quad (3.59)$$

Burada;

β : Etkinlik,

$N_{\text{kayıp}}$: Eşanjör güç kaybı (W)' dir.

Ayrıca IK'nın belirlenmesinde olduğu gibi eşanjör etkinliğinin saptanmasında da ortalama eşanjör güç tüketimi 230 W alınarak incelenmiş ve eşanjörlerin mevcut durumu bu yönüyle de ortaya konmuştur.

3.2.14. NTU değerlerinin belirlenmesi

ε değerleri ile NTU (number of transfer unit) ya da TUS (transfer ünite sayısı) olarak tanımlanan ve aşağıdaki eşitliklerle belirlenmiş olan değerler arasındaki ilişki araştırılmış ve elde edilen bulgular sonuç bölümünde verilmiştir (Fogiel 1988 ve Tarakçı 1991). ε -NTU ilişkisi eşanjörlerin optimum çalışma koşullarını ve kapasitelerini ortaya koyma bakımından büyük önem taşımaktadır.

$$NTU = \frac{1}{\frac{m^*_{\text{min}}}{h_{s1}A_{s1}} + \frac{1}{\frac{m^*_{\text{min}}}{h_{so}A_{so}} + C_p}} \quad (3.60)$$

Plakalı tip ısı eşanjörü için :

$$A = A_{s1} = A_{s0}, \quad h = h_{s1} = h_{s0} \text{ ve } m^* = m^*_{\min} = m^*_{\max}$$

$$NTU = \frac{1}{\frac{2 m^*}{hA}} \frac{1}{c_p} = \frac{hA}{2 m^* c_p} \quad (3.61)$$

$$U = \frac{h}{2}$$

$$NTU = \frac{U A}{m^* c_p} \quad (3.62)$$

bağıntısı elde edilmiştir. Petekli tip ısı eşanjörü için ise;

$$NTU = \frac{1}{\frac{m^*}{h_{bor} A} + \frac{m^*}{h_{pet} A}} \frac{1}{c_p} \quad (3.63)$$

$$NTU = \frac{1}{(m^*/A) (1/h_{bor} + 1/h_{pet})} \frac{1}{c_p}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{bor}} + \frac{1}{h_{pet}}} \quad (3.64)$$

$$NTU = \frac{U}{\frac{m^*}{A}} \frac{1}{c_p}$$

$$NTU = \frac{U A}{m^* c_p} \quad (3.65)$$

eşitliğine ulaşılmıştır.

Burada;

NTU : Transfer ünite sayısı,

c_p : Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı ($J kg^{-1} °C^{-1}$),

A : Isı transfer yüzey alanı (m^2)' dir.

3.2.15. Eşanjörlerin optimum çalışma koşullarının belirlenmesi

Isı eşanjörlerinin optimum çalışma koşullarının belirlenmesinde, ϵ -NTU ilişkisi, q_{ger}^* , U^* ve IK gibi karakteristik değerler göz önüne alınmaktadır (Fogiel 1988 ve Shurcliff 1981). Ancak bu çalışmada, ϵ - NTU ilişkisinin belirlenmesinde kullanılan ortalama U (U_o) değeri 6 farklı hava debisinde elde edilen U değerlerinin aritmetik ortalamasının alınmasıyla elde edilmiştir. Fakat, hava hızına bağlı olarak ayrı ayrı saptanan U değerlerinin, U_o yerine kullanılarak yapılan işlemlerin, sonucu daha iyi ve daha hassas yansıtması nedeniyle, eşanjörlerin optimum çalışma koşullarının belirlenmesinde ϵ - NTU ilişkisi dışındaki karakteristik değerler kullanılmıştır. U^* , q_{ger}^* ve IK olan bu karakteristik değerlerin maksimuma ulaştığı konum, en fazla ısı transferinin gerçekleştirildiği konum olması nedeniyle, eşanjörlerin optimum çalışma koşulları olarak kabul edilmiştir. Eşanjörlerin bu koşullardaki karakteristik özellikleri incelenerek değerleri tespit edilmiştir. Daha sonra, ısı eşanjörlerinin dizaynı, toplam güç kaybı ve enerji tasarrufuna olan katkısı göz önünde bulundurularak önerilerde bulunulmuştur.

3.2.16. Eşanjörlerin kompaktlığının belirlenmesi

Isı eşanjörlerinin birim hacmine düşen ısı transfer yüzey alan yoğunluğu incelenerek kompakt (yoğun ısı transfer yüzey alanına sahip) olup olmadığı belirlenmektedir. Bir eşanjörün kompakt kabul edilebilmesi için; ya hidrolik çapın (d_h), 4.76 mm' den küçük ya da $3333 / d_h(mm) \geq 700 m^2m^{-3}$ koşulunun sağlanması gerekmektedir (Sönmez 1986, Tarakçı 1991). Araştırmada kullanılan eşanjörler, eşitlik 3.50 ve 3.55'den yararlanılarak, bu yönüyle irdelenmiş ve elde edilen bulgular sonuç bölümünde verilmiştir.

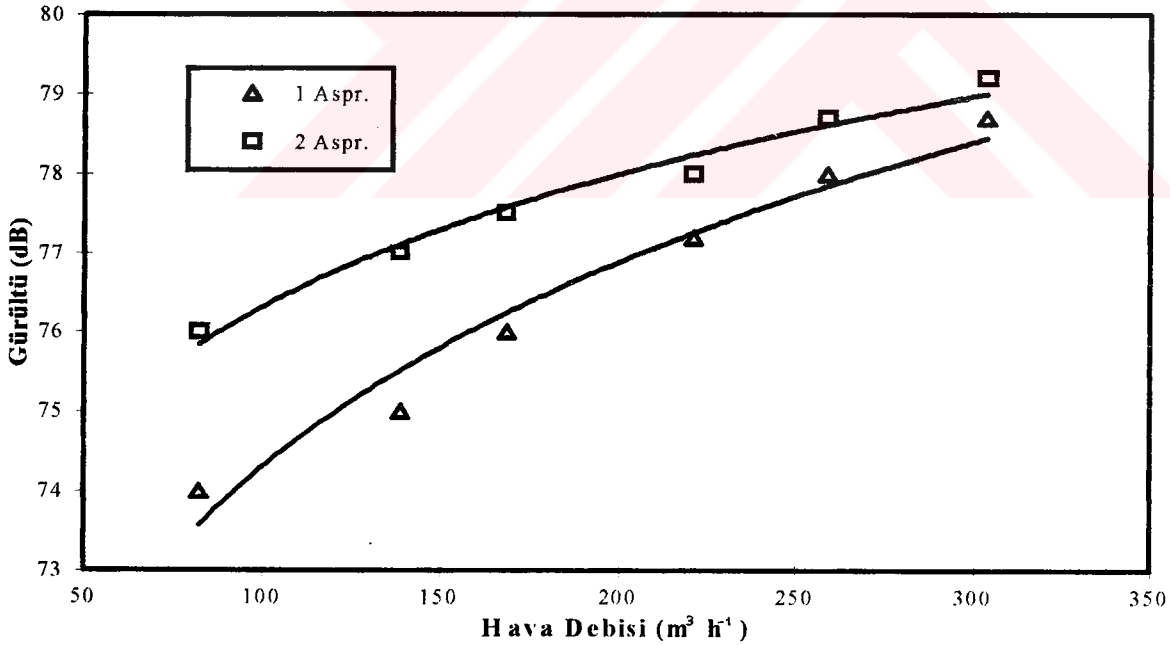
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

4.1. Aspiratörlerin Gürültüsüne İlişkin Sonuçlar

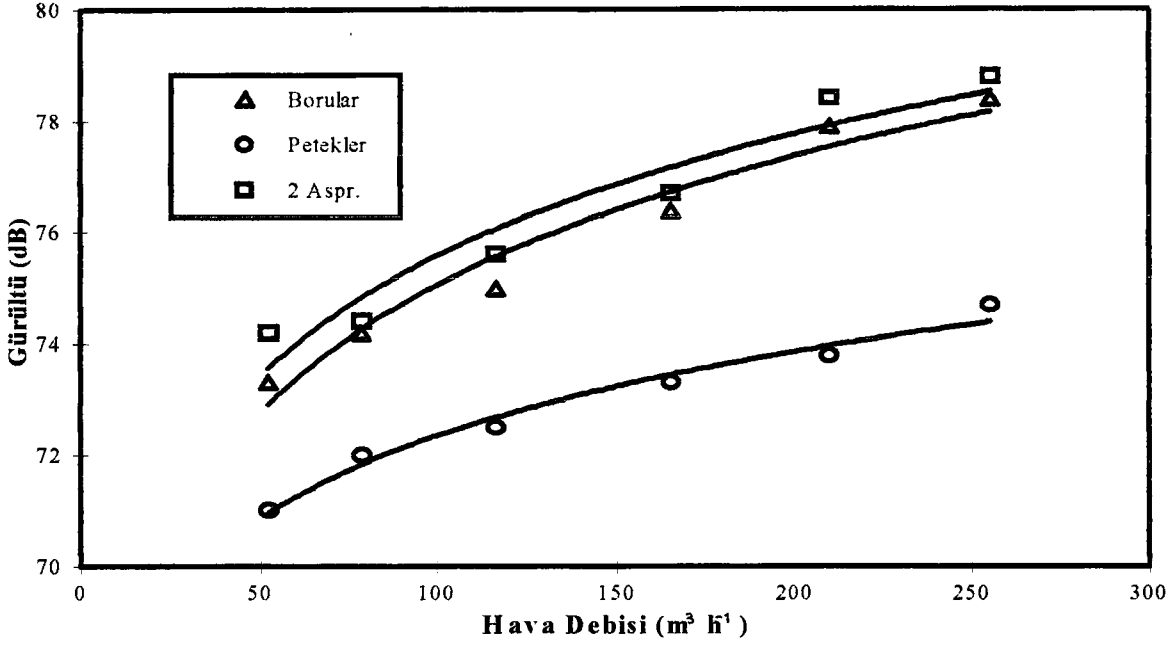
Araştırmada, gürültüye ilişkin saptanan sonuçlar plakalı ve petekli tip ısı eşanjörleri için sırasıyla Şekil 4.1 ve 4.2'de verilmiştir. Bu değerler incelendiğinde; 1 aspiratörün ve 2 aspiratörün çalışması durumunda plakalı ısı eşanjöründe, havanın borulardan, peteklerden ve her ikisinden geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, hava debisinin artmasıyla gürültü değerlerinde yükselme olduğu görülmektedir. Bu yükselme azalan oranlarda bir eğri oluşturmakta ve bir süre sonra sabit kalmaktadır.

Gürültü; gövde içerisinde geçen havanın hızına ve buna bağlı olarak meydana gelen basınca paralel bir değişim göstermektedir. Hava debisinin artması, havanın hız ve basıncının yükselmesine neden olduğu için, gürültü değerlerinde de artış olduğu gözlemlenmiştir.

Ancak, bir aspiratörün çalıştırılması ile iki aspiratörün birlikte çalıştırılması sırasında elde edilen gürültü değerleri arasındaki farkın, büyük değerlerde olmadığı da anlaşılmaktadır. Ayrıca, rahatsız edici boyuttaki gürültü değerleri değişik canlılar



Şekil 4.1. Plakalı tip ısı eşanjöründe aspiratörlerin gürültü değerleriyle farklı hava debileri arasındaki ilişki.



Şekil 4.2. Petekli tip ısı eşanjöründe aspiratörlerin gürültü değerleriyle farklı hava debileri arasındaki ilişki.

ve ortamlar için önemli farklılıklar göstermektedir (Brandi 1964 ve Anonymous 1986). Bu nedenle, eşanjörlerin gürültüye karşı duyarlı olan civciv, sülün, keklik ve yumurta tavuğu gibi bazı hayvanların bulunduğu ortamlarda kullanılması ve strese neden olması durumunda, daha az gürültü oluşturan fanların eşanjörlere bağlanması mümkün olabilecektir.

4.2. Maksimum ve Ortalama Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar

Aspiratörlerin, farklı devir sayılarında çalıştırılmasıyla elde edilen maksimum hava hızları (v_{max}), sırasıyla plakalı tip ısı eşanjörü için, petekli eşanjörün sıcak havanın borulardan ve peteklerden geçişi sırasındaki denemeler için Çizelge 4.1' de verilmiştir. Çizelge 4.2'de ise aynı sıra izlenerek ortalama hava hızı (v_{ort}) değerleri verilmiştir.

4.3. Hava Debilerine İlişkin Sonuçlar

Araştırmada, aspiratörlerin farklı devir sayılarında saptanan hava debileri(Q), Çizelge 4.3' de verilmiştir. Hava debileri sırasıyla plakalı tip ısı eşanjörü için, petekli

Çizelge 4.1. Maksimum Hava Hızları (v_{max})

Plakalı v_{max} (ms^{-1})	Petekli : Borulardan v_{max} (ms^{-1})	Petekli : Peteklerden v_{max} (ms^{-1})
2.2	2.1	1.4
3.7	3.9	2.1
4.5	4.5	3.1
5.9	6.0	4.4
6.9	7.3	5.6
8.1	8.1	6.8

Çizelge 4.2. Ortalama Hava Hızları (v_{ort})

Plakalı v_{ort} (ms^{-1})	Petekli : Borulardan v_{ort} (ms^{-1})	Petekli : Peteklerden v_{ort} (ms^{-1})
1.870	1.785	1.190
3.145	3.315	1.785
3.825	3.825	2.635
5.015	5.100	3.740
5.865	6.205	4.760
6.885	6.885	5.780

Çizelge 4.3. Hava Debileri (Q) ve Kütlesel Akışlar (m^*)

Plakalı $Q(m^3h^{-1}) - m^*(kgh^{-1})$	Petekli : Borulardan $Q(m^3h^{-1}) - m^*(kgh^{-1})$	Petekli : Peteklerden $Q(m^3h^{-1}) - m^*(kgh^{-1})$
82.57 - 93.30	78.82 - 88.27	52.54 - 60.21
138.87 - 156.92	146.38 - 163.94	78.81 - 90.31
168.89 - 190.84	168.89 - 189.15	116.35 - 133.33
221.44 - 254.65	255.19 - 290.92	165.14 - 189.25
258.97 - 297.81	273.98 - 312.34	210.18 - 240.86
304.01 - 352.65	304.01 - 346.58	255.22 - 292.48

eşanjörün sıcak havanın borulardan ve peteklerden geçişi sırasındaki denemeler için m^3h^{-1} olarak çizelgeye aktarılmıştır. Ayrıca, bu debilere karşılık gelen kütleli akış da (m^*), aynı çizelgede $kg h^{-1}$ olarak verilmiştir.

4.4. Eşanjörlerin Giriş ve Çıkış Üniteleri İle Deneme Borularındaki ve Gövde İçerisindeki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar

Eşanjörlerin giriş ve çıkış üniteleri ile deneme borularındaki hava hızları sırasıyla plakalı tip eşanjör için, petekli eşanjörün sıcak havanın borulardan ve peteklerden geçişi sırasındaki denemeler için Çizelge 4.4, 4.5 ve 4.6'da verilmiştir. Gövde içerisindeki hava hızlarına ilişkin sonuçlar ise aynı şekilde Çizelge 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4.4. Eşanjörlerin Giriş Ünitelerindeki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar ($v_{giriş}$)

Plakalı $v_{giriş} (ms^{-1})$	Petekli : Borulardan $v_{giriş} (ms^{-1})$	Petekli : Peteklerden $v_{giriş} (ms^{-1})$
0.249	0.250	0.166
0.420	0.464	0.250
0.511	0.536	0.369
0.670	0.810	0.524
0.783	0.869	0.667
0.919	0.965	0.810

Çizelge 4.5. Eşanjörlerin Çıkış Ünitelerindeki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar ($v_{çıkış}$)

Plakalı $v_{çıkış} (ms^{-1})$	Petekli : Borulardan $v_{çıkış} (ms^{-1})$	Petekli : Peteklerden $v_{çıkış} (ms^{-1})$
0.176	0.178	0.119
0.297	0.331	0.178
0.361	0.382	0.263
0.474	0.578	0.374
0.555	0.621	0.476
0.651	0.689	0.578

Çizelge 4.6. Deneme Borularındaki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar (v_{boru})

Plakalı $v_{boru} (ms^{-1})$	Petekli : Borulardan $v_{boru} (ms^{-1})$	Petekli : Peteklerden $v_{boru} (ms^{-1})$
0.285	0.272	0.181
0.479	0.505	0.272
0.583	0.583	0.402
0.765	0.881	0.570
0.894	0.946	0.726
1.050	1.050	0.881

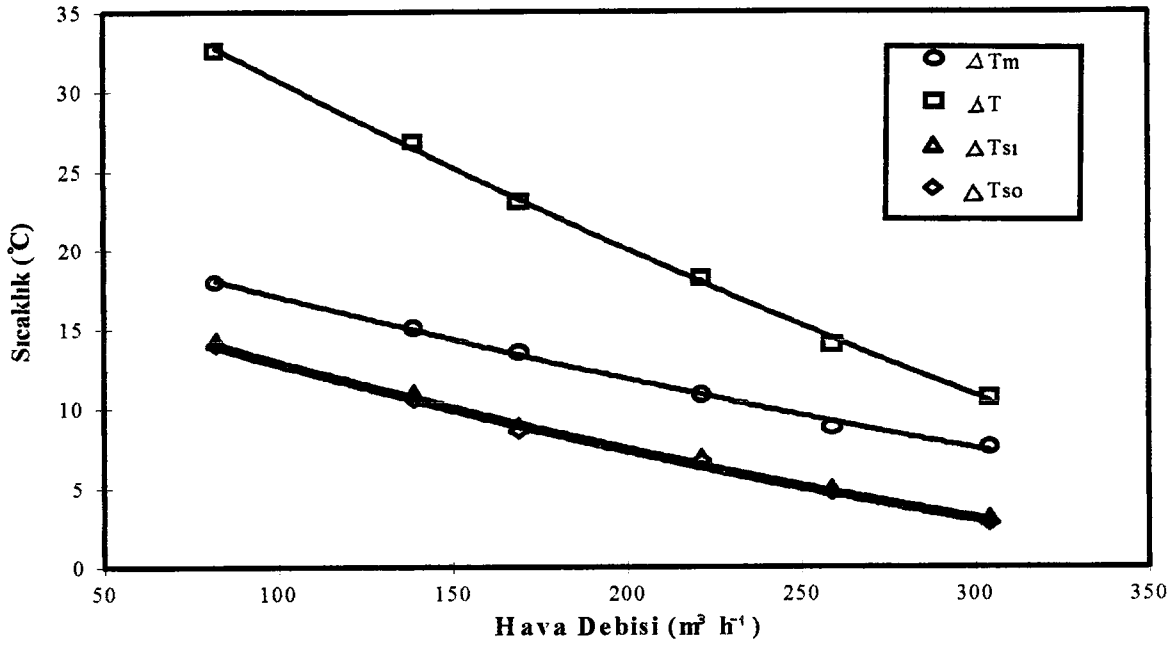
Çizelge 4.7. Gövde İçerisindeki Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar (v_g)

Plakalı $v_g(ms^{-1})$	Petekli : Bor. $v_g(ms^{-1})$	Petekli : Pet. $v_g(ms^{-1})$	Petekli : Pet. $v_g(ms^{-1})$	Petekli : Bor $v_g(ms^{-1})$
0.764	1.184	0.251	0.789	0.167
1.285	2.200	0.466	1.184	0.251
1.563	2.538	0.537	1.748	0.370
2.050	3.835	0.812	2.482	0.526
2.397	4.118	0.872	3.159	0.669
2.814	4.569	0.968	3.836	0.813

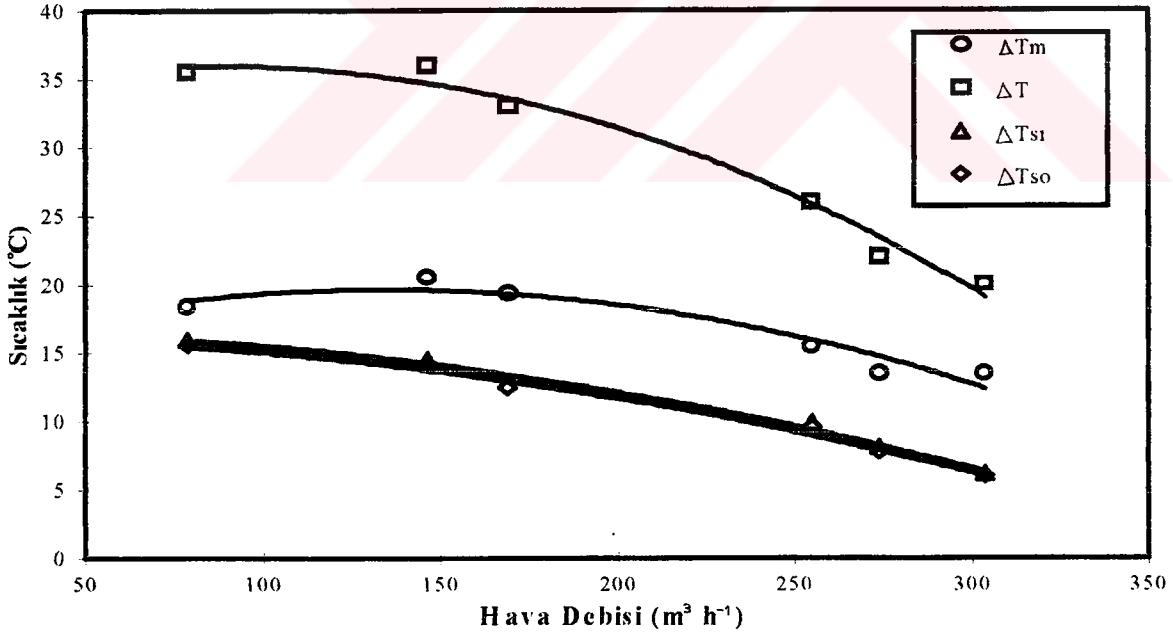
4.5. Sıcaklık Farklarına İlişkin Sonuçlar

Farklı hava debilerinde elde edilen sıcak ve soğuk hava giriş sıcaklıkları arasındaki fark ile soğuk hava giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki fark ($\Delta T - \Delta T_{so}$), sıcak ve soğuk hava arasındaki gerçek ortalama sıcaklık farkı ile soğuk hava giriş-çıkış sıcaklıkları farkı ($\Delta T_m - \Delta T_{so}$) ve sıcak hava giriş-çıkış sıcaklık farkı ile soğuk hava giriş-çıkış sıcaklık farkı ($\Delta T_{sr} - \Delta T_{so}$) arasındaki ilişki her deneme için sırasıyla Şekil 4.3, 4.4 ve 4.5'de verilmiştir.

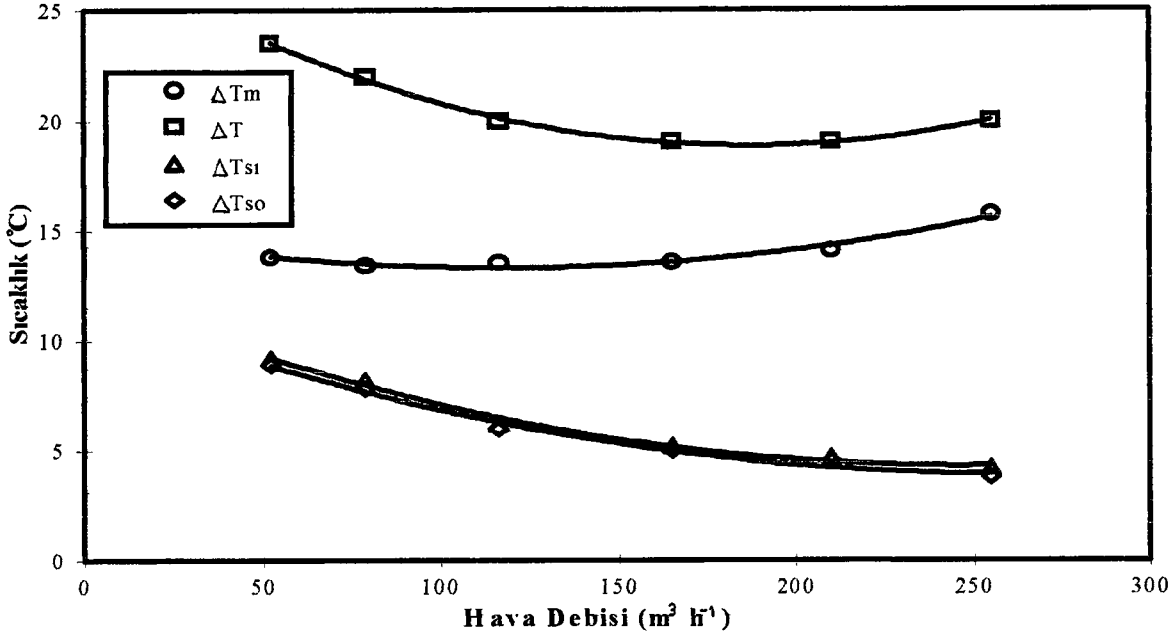
Şekiller incelendiğinde; bütün hava debilerinde, başka bir anlatımla hava hızlarının tamamında, sıcak hava ile soğuk hava giriş sıcaklıkları arasındaki farkın yükselmesiyle, soğuk hava giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki değişimin de yükseldiği görülmüştür. En fazla artış oranı en düşük hava hızında ve en düşük artış oranı da en yüksek hava hızında elde edilmiştir. Bu durumun ise, hızın yükselmesi söz



Şekil 4.3. Plakalı ısı eşanjöründe hava debisine bağlı olarak hava sıcaklıklarındaki değişim.



Şekil 4.4. Sıcak havanın borulardan, soğuk havanın peteklerden geçişi sırasında, petekli ısı eşanjöründe hava debisine bağlı olarak hava sıcaklıklarındaki değişim.



Şekil 4.5. Sıcak havanın peteklerden, soğuk havanın borulardan geçişi sırasında, petekli ısı eşanjöründe hava debisine bağlı olarak hava sıcaklıklarındaki değişim.

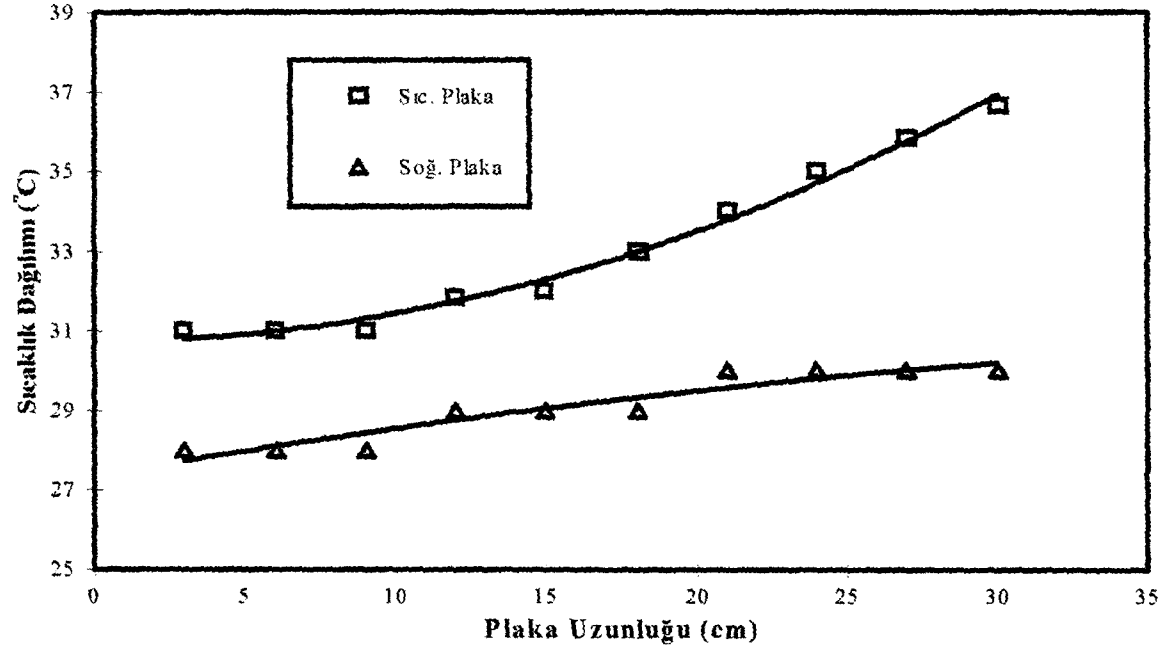
konusu olduğunda, havanın eşanjör gövdesinde kalma süresinin daha az olması nedeniyle, sıcaklığı yükselten ısının transfer edilebilmesi için yeterli zamanın olmamasından kaynaklandığı söylenebilir.

Ancak, hava hızlarının çok düşük olması durumunda, soğuk hava giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın yüksek olmasına karşın, soğuk havaya transfer edilen toplam ısı enerjisi miktarı oldukça düşük olabilmektedir. Bu nedenle, en fazla ısı enerjisinin transfer edilebildiği hava hızının, eşanjör için uygun hız olarak alınması gerekliliği ortaya çıkmaktadır.

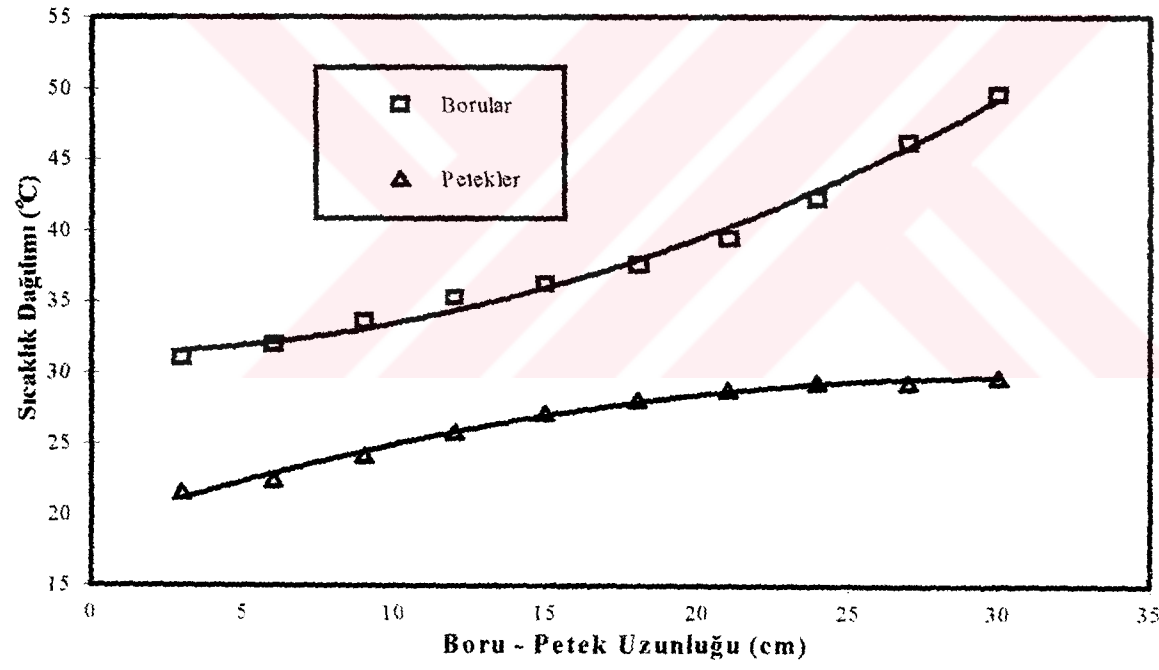
4.6. Eşanjörlerin Gövdelerinde Hava Sıcaklığı Dağılımına İlişkin Sonuçlar

Plakalı tip ısı eşanjöründe, sıcak havanın borulardan ve soğuk havanın peteklerden geçişi sırasındaki petekli ısı eşanjöründe, sıcak ve soğuk havanın eşanjör gövdesine girişi ile çıkışı arasında gövde kanal uzunluğuna bağlı olarak sıcaklık değişimi Şekil 4.6 ve 4.7'de verilmiştir.

Şekiller incelendiğinde; her iki eşanjörde de sıcak hava sıcaklığının girişten



Şekil 4.6. Plakalı ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı.



Şekil 4.7. Petekli ısı eşanjöründe sıcaklık dağılımı.

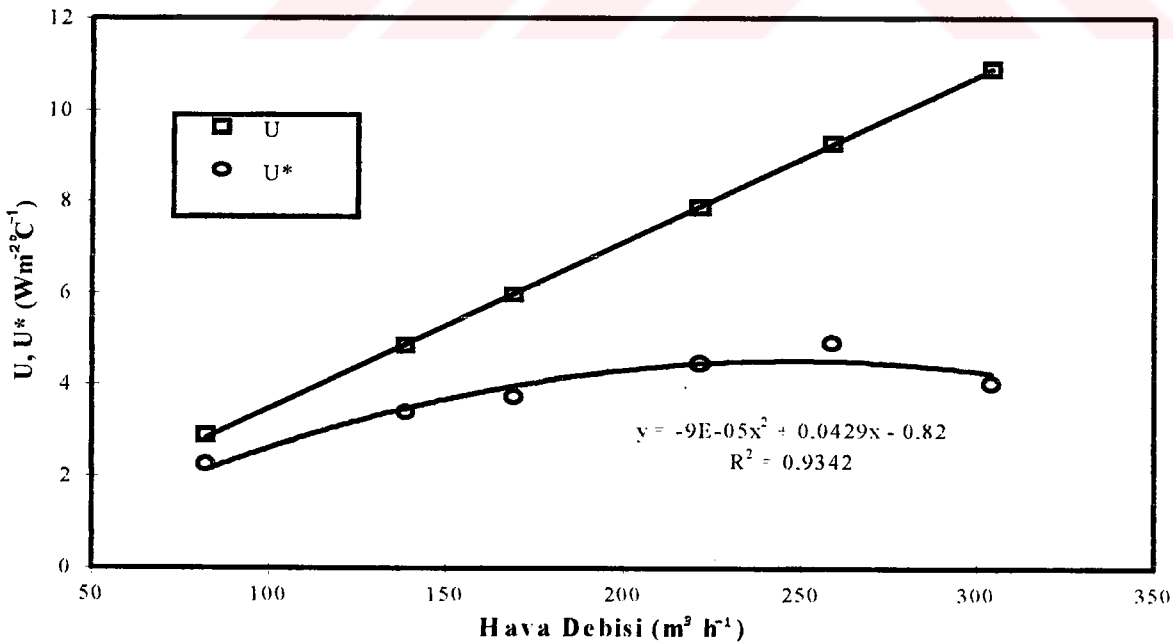
İtibaren azalan oranlarda bir düşüş gösterdiği ve daha sonra sabit kaldığı görülmektedir. Soğuk hava sıcaklığı ise, tam tersi bir eğri oluşturmakta, azalan oranlarda bir yükselme sergilemekte ve daha sonra sabit kalmaktadır. Bu eğriler,

gövde kanal uzunluklarının ideal boyutlarının belirlenebilmesi için büyük önem taşımaktadır.

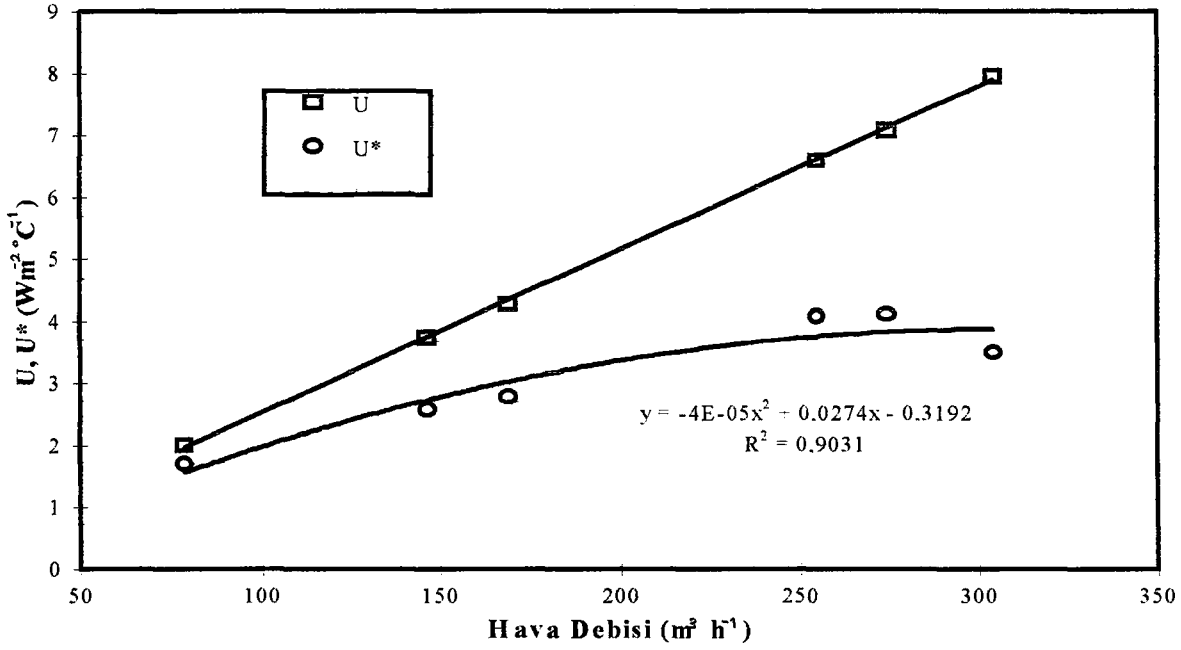
4.7. Eşanjörlerin Bileşik Isı Transfer Katsayılarına İlişkin Sonuçlar

Eşitlik 3.43 kullanılarak elde edilen gerçek bileşik ısı transfer katsayıları (U^*) ile eşitlik 3.30 yardımıyla hesaplanan bileşik ısı transfer katsayılarının (U), 6 farklı hava debisiyle bulunan ilişkisi Şekil 4.8, 4.9 ve 4.10'da verilmiştir. Ayrıca, U^* değerleri ile farklı hava debileri arasındaki ilişkinin regresyon denklemleri ile korelasyon katsayıları da aynı şekiller üzerinde verilmiştir.

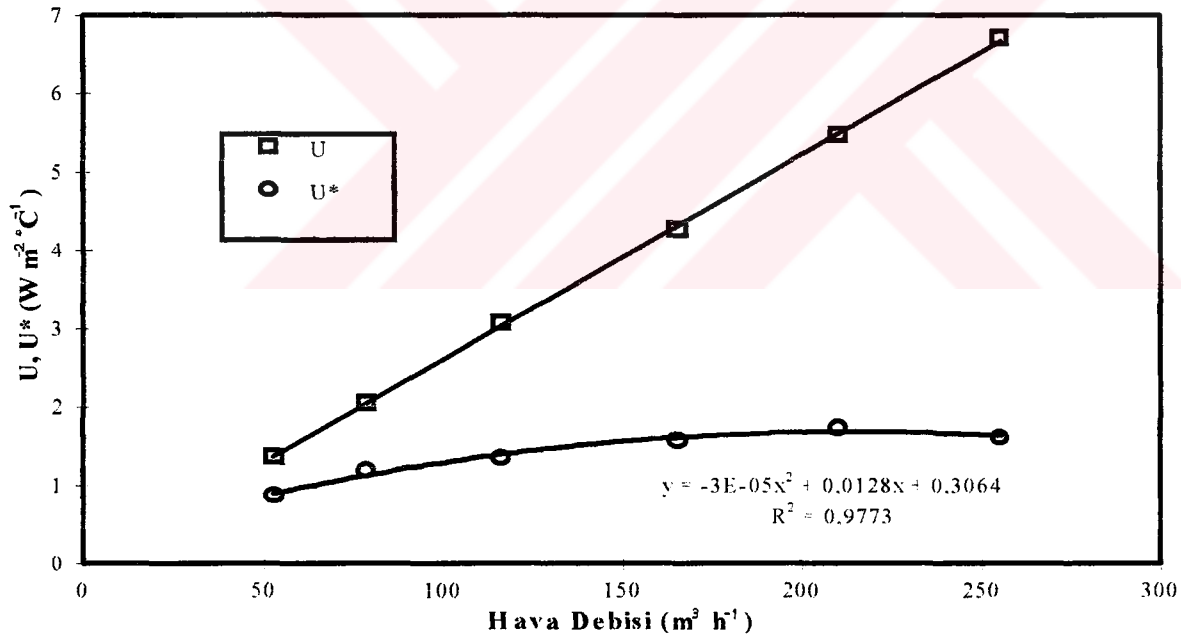
Söz konusu ilişkiler incelendiğinde; denemelerin tamamında, hava debileri ya da hava hızları ile U değerleri arasında doğrusal bir ilişki bulunduğu görülmektedir. Ancak U^* değerleri ise, önce azalan oranlarda bir artış sergilemekte ve daha sonra maksimum değerine ulaşıp sabit kalmaktadır. Isı eşanjörlerinin optimum çalışma koşullarının belirlenmesinde kullanılan ve en önemli kriter olan U^* değerleri ile hava debileri arasındaki ilişkinin korelasyon katsayısı (R^2) her 3 denemede de 0.9'un üzerinde olduğundan, belirlenen regresyon denklemlerinin ilişkiyi önemli oranda ortaya koyduğu belirtilebilir. Bu nedenle, U^* değerlerinin maksimum olduğu noktaya karşılık gelen hava debileri, eşanjörler için optimum çalışma konumu olarak kabul edilebilir.



Şekil 4.8. Plakalı ısı eşanjörünün U^* ve U değerleri ile hava debileri arasındaki ilişki.



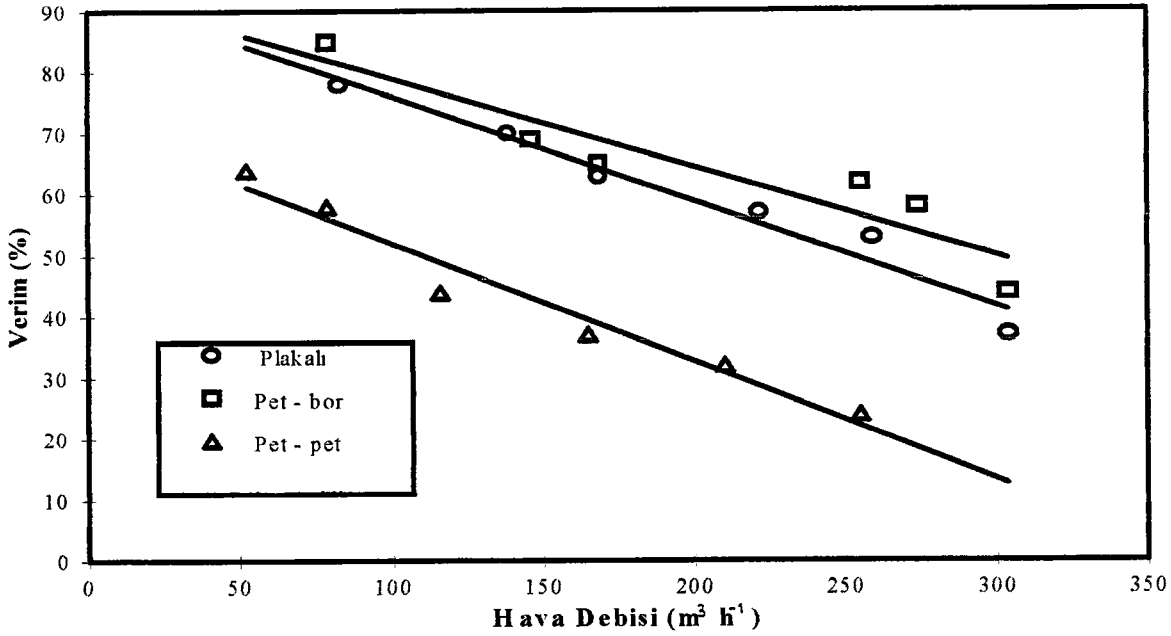
Şekil 4.9. Sıcak havanın borulardan geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, U* ve U değerleri ile hava debileri arasındaki ilişki.



Şekil 4.10. Sıcak havanın peteklerden geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, U* ve U değerleri ile hava debileri arasındaki ilişki.

4.8. Eşanjörlerin Verimine İlişkin Sonuçlar

Eşitlik 3.41'den yararlanılarak elde edilen verim değerleri ile farklı hava debileri arasındaki ilişki Şekil 4.11'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde; verim değerleri



Şekil 4.11. Hava debileri ile eşanjörlerin verim değerleri arasındaki ilişki.

ile hava debileri arasında ters bir ilişki bulunduğu, en yüksek verim değerlerinin en düşük, en düşük verim değerlerinin ise en yüksek hava debisinde elde edildiği görülmektedir. Bu durumun verimin, soğuk hava giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki farka bağlı olarak değişim göstermesinden kaynaklandığı söylenebilir. Çünkü hızın yükselmesiyle, sıcak havadan soğuk havaya olan ısı transferi olumsuz yönde etkilenmektedir.

4.9. Eşanjörler Kullanılarak Transfer Edilen Isı Enerjisine İlişkin Sonuçlar

Plakalı tip ısı eşanjörünün ve sıcak havanın borulardan ve peteklerden geçecek şekilde petekli ısı eşanjörünün kullanılması durumunda, gerçek ortalama birim °C'lik sıcaklık farkında, sıcak havadan soğuk havaya transfer edilebilecek maksimum ısı enerjisi ($q_{max}^*/\Delta T_m$), gerçekte transfer edilen ısı enerjisi ($q_{ger}^*/\Delta T_m$) ve giriş havaları arasındaki birim °C'lik sıcaklık farkında, gerçekte transfer edilen ısı enerjisi ($q_{ger}^*/\Delta T$) ile hava debileri arasındaki ilişki Şekil 4.12, 4.13 ve 4.14'de verilmiştir.

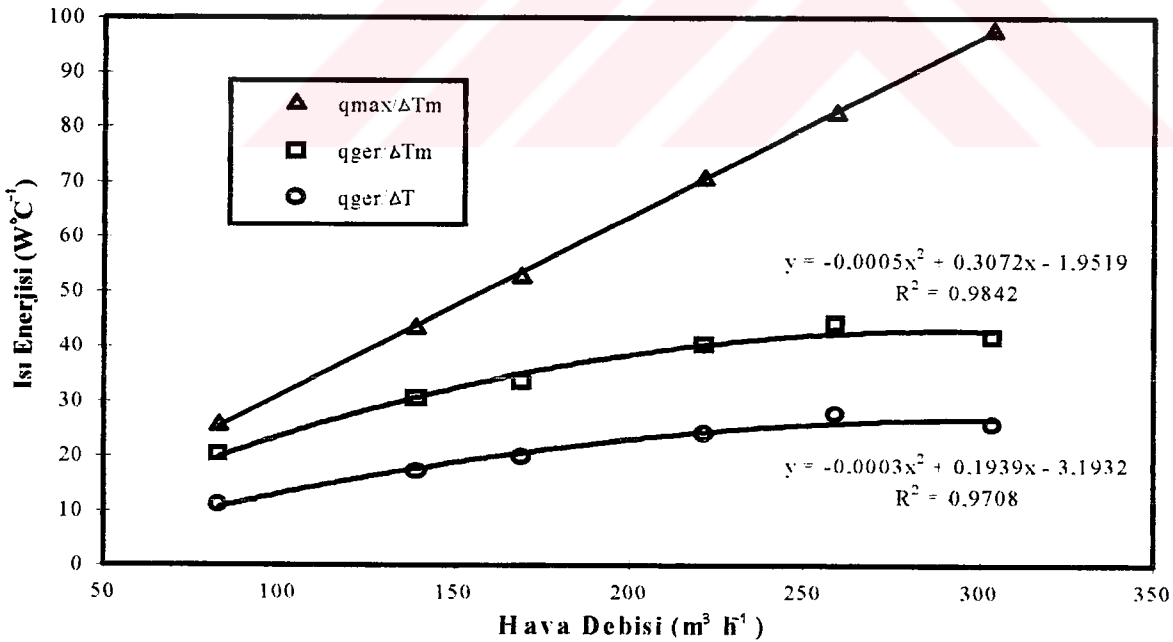
Şekiller incelendiğinde; $q_{max}^*/\Delta T_m$ değerleri ve hava debileri arasındaki ilişki ile U ve hava debileri arasındaki ilişkinin aynı olduğu, $q_{max}^*/\Delta T_m$ değerlerinin de hava debileriyle doğrusal bir ilişki içerisinde bulunduğu görülmektedir.

$q_{ger}^*/\Delta T_m$, $q_{ger}^*/\Delta T$ değerleri ile hava debileri arasındaki ilişkinin ise, U^* ve hava debileri arasındaki ilişkiye benzediği, azalan oranlarda artış gösterip maksimum bir noktada sabit kaldığı şekillerden anlaşılmaktadır. Regresyon denklemleri de verilen $q_{ger}^*/\Delta T_m$ ve $q_{ger}^*/\Delta T$ ile hava debileri arasındaki ilişkinin korelasyon katsayısı (R^2) değerleri, denemelerin tamamında 0.9'un üzerinde olup, ilişkiyi güvenli ve önemli oranda yansıtmaktadır. Bu nedenle bu değerlerin maksimuma ulaştığı noktaların saptanması, eşanjörlerin optimum çalışma koşullarının belirlenmesi için büyük önem taşımaktadır.

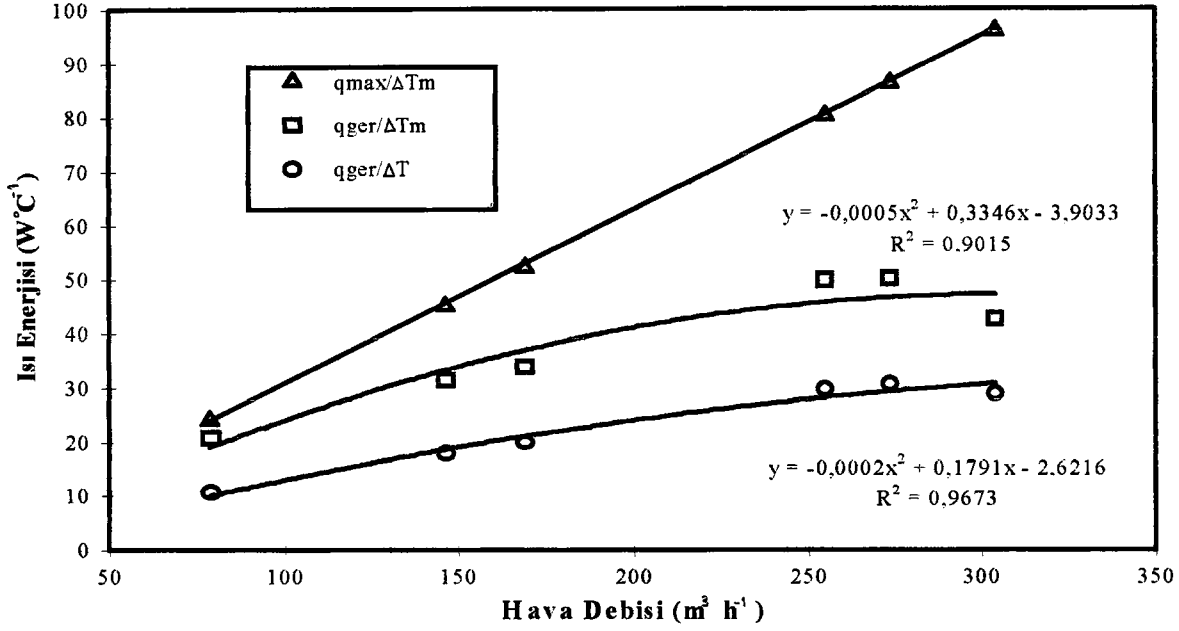
Ayrıca, sıcak havadan alındığı halde soğuk havaya aktarılamayan ve dış ortama akarak kaybolan ısı enerjisini ortaya koymak için, sıcak havadan alınan (q_{si}^*) ve soğuk havaya verilebilen ($q_{so}^*=q_{ger}^*$) ısı enerjisi miktarı ve aralarındaki fark ($q_{si}^*-q_{so}^*$) ile hava debileri arasındaki ilişki Şekil 4.15, 4.16 ve 4.17'de verilmiştir.

Bu şekiller incelendiğinde ise; sıcak havadan alınan ısı enerjisinin tamamının soğuk havaya aktarılmadığı ve bir kısmının kaybolduğu eğrilerden anlaşılmaktadır.

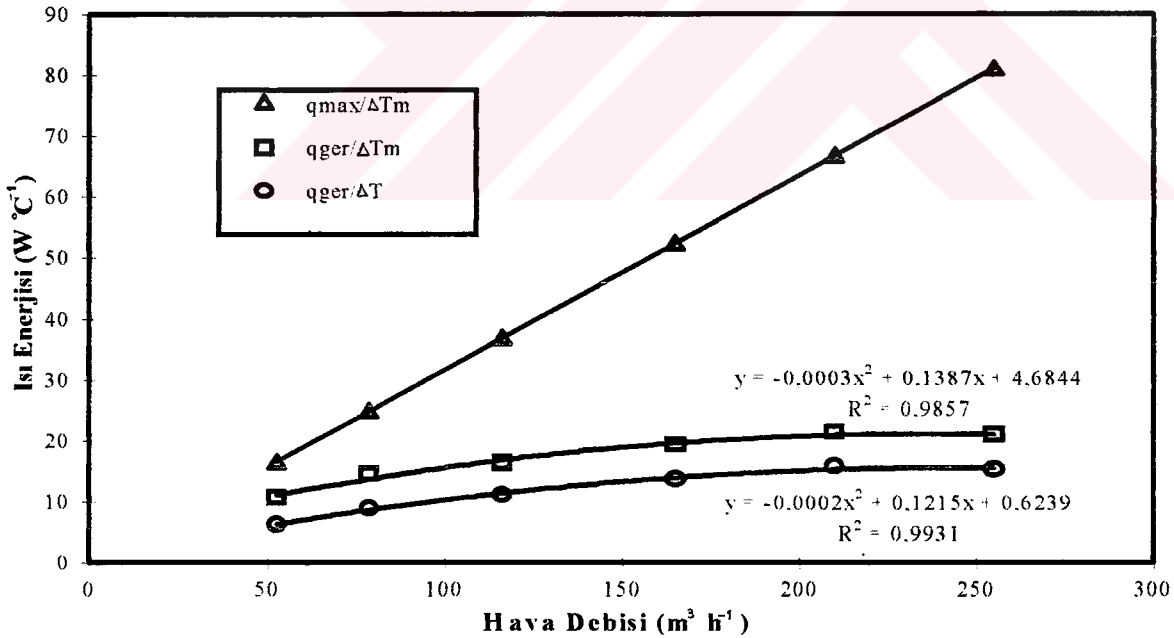
Çünkü bütün denemelerde soğuk havaya verilebilen ısı enerjisi, sıcak havadan alınan ısı enerjisinden daha az olmaktadır. Ancak bu fark, önemli bir oran teşkil etmemekte ve ısının bir kısmının dış ortama akmasından kaynaklanmaktadır.



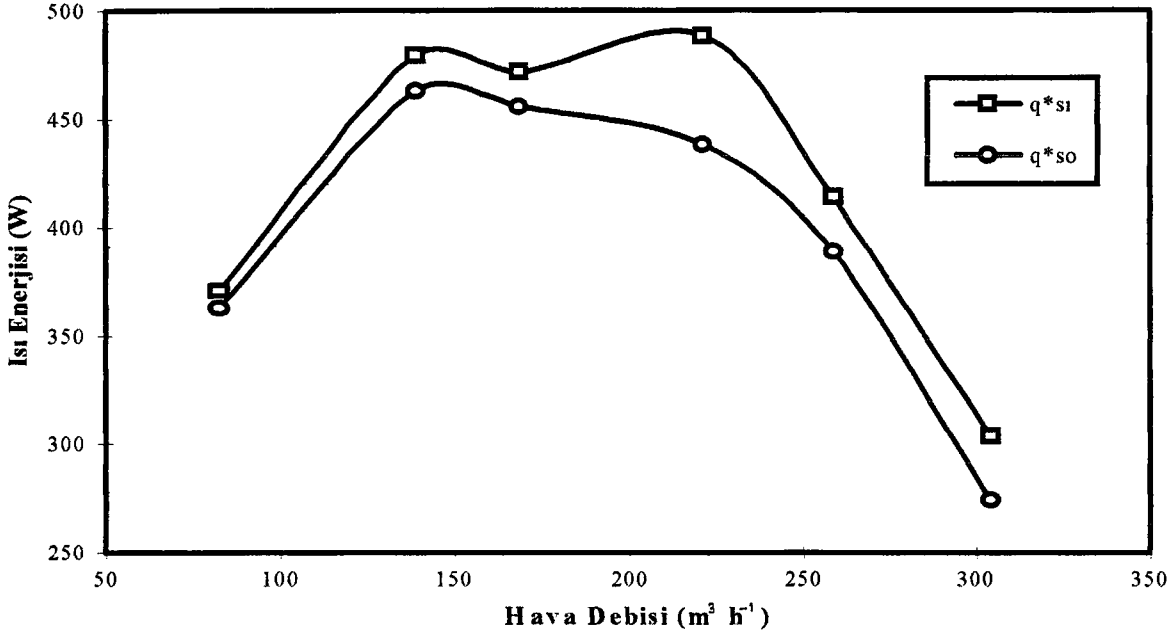
Şekil 4.12. Plakalı ısı eşanjöründe, transfer edilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.



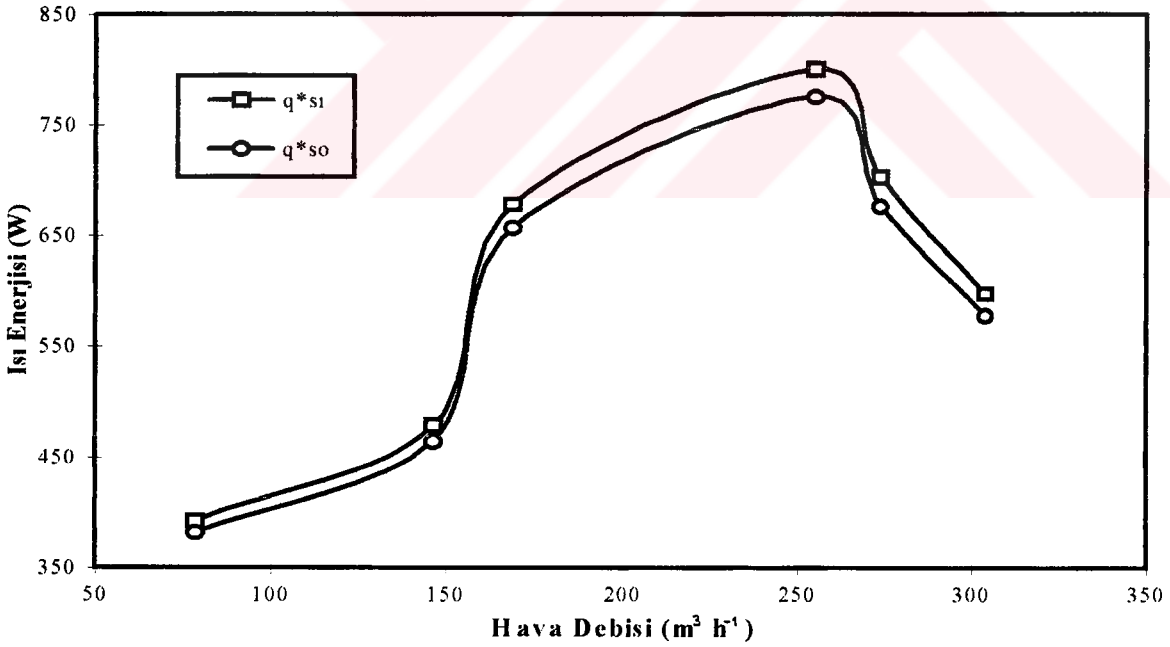
Şekil 4.13. Sıcak havanın borulardan geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, transfer edilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.



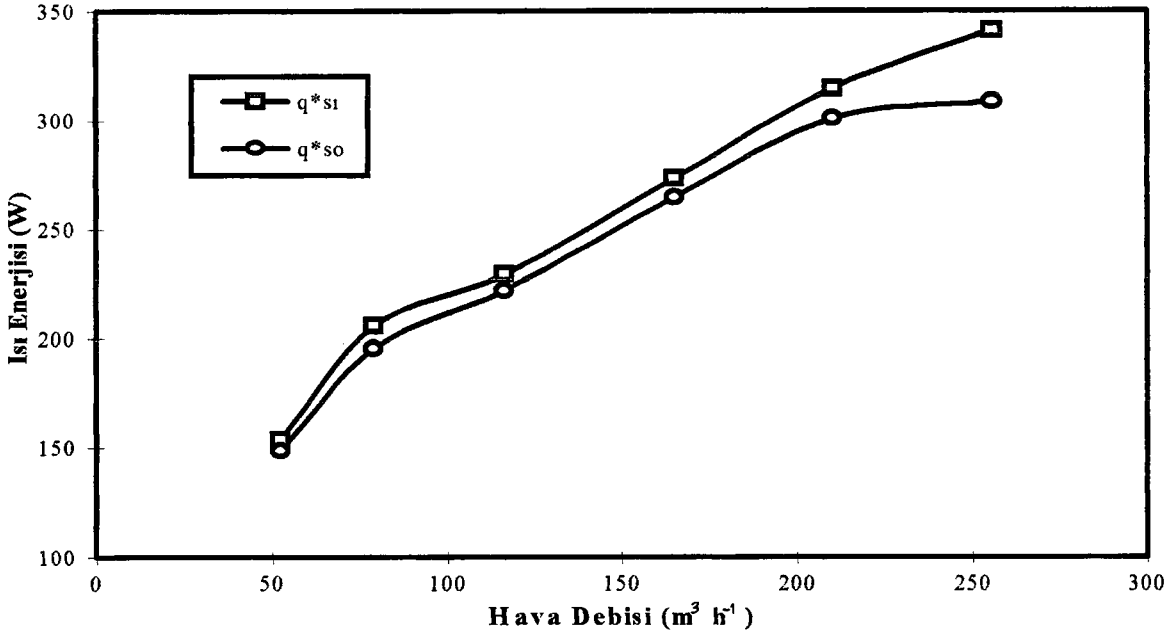
Şekil 4.14. Sıcak havanın peteklerden geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, transfer edilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.



Şekil 4.15. Plakalı ısı eşanjöründe, sıcak havadan alınan ve soğuk havaya aktarılabilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.



Şekil 4.16. Sıcak havanın borulardan geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, sıcak havadan alınan ve soğuk havaya aktarılabilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.



Şekil 4.17. Sıcak havanın peteklerden geçişi sırasında petekli ısı eşanjöründe, sıcak havadan alınan ve soğuk havaya aktarılabilen ısı enerjisi ile hava debileri arasındaki ilişki.

4.10. Eşanjörlerin Güç Kaybına İlişkin Sonuçlar

Bu bölümde; eşanjörü terk eden havanın sahip olduğu güç, havanın eşanjör giriş-çıkış ünitelerinden ve eşanjör gövdesinden geçişi sırasında oluşan kayıpların aşılması için gerekli güç ile denemelerde kullanılan boruların neden olduğu kayıp güç verilmiştir. Güç kaybı değerleri plakalı ısı eşanjörü için ve sıcak havanın borulardan (Pet-bor) ve peteklerden (Pet-pet) geçişi sırasında petekli ısı eşanjörü için Çizelgelere aktarılmıştır (Çizelge 4.8...4.21).

Değerler incelendiğinde; eşanjörlerin güç kayıplarının önemli bölümünün gövdelerde meydana geldiği ve diğer ünitelerde oluşan kayıpların son derece düşük olduğu anlaşılmaktadır.

Bu durumun, gövde dışındaki diğer ünitelerde, hava hızını etkileyen kesit alanlarının büyük ve malzeme yüzeylerinin pürüzsüz olmasından kaynaklandığı söylenebilir. Gövdelerde ise, meydana gelen akışın laminar olmasına rağmen kayıpların yüksek olmasının nedeninin, kesit daralmasından dolayı oluşan yüksek hava hızları olduğu belirtilebilir. Söz konusu eşanjörlerde toplam güç kaybının %90'dan fazlasını hareketli havanın gücü ile gövdelerde oluşan kayıpların

aşılmasında kullanılan güç oluşturmaktadır. Eşanjörlerin kullanılacağı koşullar da dikkate alınarak filtre, hava yönlendirme perdeleri, farklı hava giriş-çıkış kanalları gibi yardımcı elemanların kullanılmasına ihtiyaç duyulduğunda, bu elemanların neden olacağı kayıplar da eklenmelidir. Ancak bütün kayıplara rağmen yine de toplam eşanjör güç kaybının, diğer sistemlerin güç tüketimine göre oldukça düşük olduğu, yapılan çalışmalarla ortaya konmuştur (Bastaban ve Bayhan 1991). Ayrıca, eşanjörlerin deneme boruları dışındaki diğer kayıp güçlerin toplamı, toplam eşanjör güç kaybı olarak alınmış ve her deneme için farklı hava debileri ile olan ilişkisi incelenmiştir (Şekil. 4.18). Şekilde, toplam güç kayıplarının hava debilerine bağlı olarak yükselen oranlarda artan bir eğri çizdiği görülmektedir.

Çizelge 4.8. Plakalı Isı Eşanjörünün Hava Giriş Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	λ	$N_{gi}(W)$	$\Sigma N_{gi}(W)$
4552	T'	0.037	$\cong 0$	$\cong 0$
7678	T'	0.032	$\cong 0$	$\cong 0$
9342	T'	0.030	$\cong 0$	$\cong 0$
12249	T'	0.028	0.001	0.002
14314	T'	0.027	0.002	0.004
16801	T'	0.026	0.003	0.006

Çizelge 4.9. Plakalı Isı Eşanjörünün Hava Çıkış Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	λ	$N_{çl}(W)$	$N_{şçl}(W)$	$\Sigma N_{çl}(W)$
3887	T'	0.038	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$
6559	T'	0.033	$\cong 0$	0.001	0.02
7973	T'	0.032	$\cong 0$	0.002	0.004
10468	T'	0.030	$\cong 0$	0.004	0.008
12257	T'	0.028	$\cong 0$	0.007	0.014
14377	T'	0.027	0.001	0.012	0.026

Çizelge 4.10. Plakalı Isı Eşanjörünün Gövdesinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	f	$N_g(W)$	$\Sigma N_g(W)$
187	L'	0.128	0.074	0.148
315	L'	0.076	0.209	0.418
383	L'	0.062	0.307	0.614
503	L'	0.047	0.525	1.050
588	L'	0.040	0.714	1.428
690	L'	0.034	0.983	1.966

Çizelge 4.11. Plakalı Eşanjörün Denenmesinde Kullanılan Borulardaki Güç Kaybı ve Eşanjörü Terk Eden Hareketli Havanın Gücü

Re	Akış T.	λ	$N_b(W)$	$N_{sb}(W)$	$\Sigma N_b(W)$	$N_{h'}(W)$	$\Sigma N_{h'}(W)$
5595	T'	0.035	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$	0.001	0.002
9403	T'	0.030	0.001	$\cong 0$	0.002	0.005	0.010
11445	T'	0.029	0.003	0.001	0.008	0.009	0.018
15018	T'	0.027	0.007	0.002	0.018	0.020	0.040
17550	T'	0.026	0.010	0.004	0.028	0.033	0.066
20613	T'	0.025	0.016	0.006	0.044	0.053	0.106

Çizelge 4.12. Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Hava Giriş Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	λ	$N_{gi}(W)$	$\Sigma N_{gi}(W)$
4214	T'	0.037	$\cong 0$	$\cong 0$
7822	T'	0.032	$\cong 0$	$\cong 0$
9036	T'	0.031	$\cong 0$	$\cong 0$
13656	T'	0.028	0.002	0.004
14650	T'	0.027	0.002	0.004
16269	T'	0.026	0.003	0.004

Çizelge 4.13. Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Hava Çıkış Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	λ	$N_{çl}(W)$	$N_{şçl}(W)$	$\Sigma N_{çl}(W)$
3601	T'	0.039	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$
6696	T'	0.033	$\cong 0$	0.001	0.002
7728	T'	0.032	$\cong 0$	0.002	0.004
11693	T'	0.029	$\cong 0$	0.007	0.014
12563	T'	0.028	0.001	0.009	0.020
13939	T'	0.028	0.001	0.013	0.028

Çizelge 4.14. Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Borulu Ünitesinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	f	$N_{gb}(W)$
363	L'	0.048	0.046
675	L'	0.026	0.162
779	L'	0.022	0.210
1177	L'	0.015	0.493
1263	L'	0.014	0.571
1402	L'	0.012	0.669

Çizelge 4.15. Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Petekli Ünitesinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	f	$N_{gp}(W)$	ΣN_g
90	L'	0.171	0.006	0.052
168	L'	0.092	0.022	0.184
194	L'	0.079	0.028	0.238
293	L'	0.053	0.066	0.559
315	L'	0.049	0.076	0.647
350	L'	0.044	0.093	0.762

Çizelge 4.16. Sıcak Havanın Borulardan Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Denenmesinde Kullanılan Borularda Meydana Gelen Güç Kaybı İle Eşanjörü Terk Eden Hareketli Havanın Sahip Olduğu Güç

Re	Akış T.	λ	$N_b(W)$	$N_{sb}(W)$	$\Sigma N_b(W)$	$N_h(W)$	$\Sigma N_h(W)$
5031	T'	0.036	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$
9341	T'	0.030	0.002	$\cong 0$	0.004	0.005	0.010
10783	T'	0.029	0.003	0.001	0.008	0.008	0.016
16295	T'	0.026	0.010	0.004	0.028	0.030	0.060
17498	T'	0.026	0.012	0.004	0.032	0.038	0.076
19421	T'	0.025	0.016	0.006	0.044	0.052	0.104

Çizelge 4.17. Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Hava Giriş Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	λ	$N_{gi}(W)$	$\Sigma N_{gi}(W)$
2881	T'	0.041	$\cong 0$	$\cong 0$
4340	T'	0.037	$\cong 0$	$\cong 0$
6406	T'	0.033	$\cong 0$	$\cong 0$
9097	T'	0.031	$\cong 0$	$\cong 0$
11579	T'	0.029	0.001	0.002
14062	T'	0.027	0.002	0.004

Çizelge 4.18. Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Hava Çıkış Ünitelerinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	λ	$N_{çi}(W)$	$N_{şçi}(W)$	$\Sigma N_{çi}(W)$
2479	T'	0.043	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$
3708	T'	0.039	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$
5479	T'	0.035	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$
7791	T'	0.032	$\cong 0$	0.002	0.004
9916	T'	0.030	$\cong 0$	0.004	0.008
12041	T'	0.029	$\cong 0$	0.008	0.016

Çizelge 4.19. Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Borulu Ünitesinde Meydana Gelen Güç Kaybı

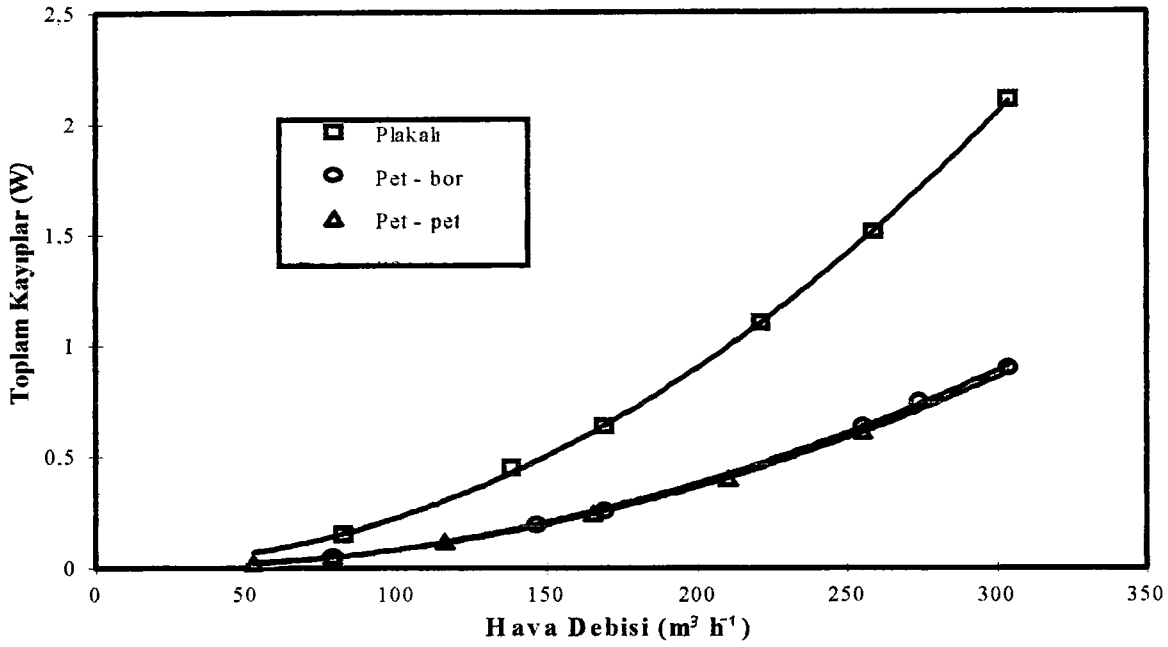
Re	Akış Türü	f	$N_{gb}(W)$
249	L'	0.070	0.020
374	L'	0.046	0.045
552	L'	0.032	0.100
784	L'	0.022	0.198
998	L'	0.017	0.316
1212	L'	0.014	0.466

Çizelge 4.20. Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Petekli Ünitesinde Meydana Gelen Güç Kaybı

Re	Akış Türü	f	$N_{gp}(W)$	$\Sigma N_g(W)$
62	L'	0.248	0.002	0.022
93	L'	0.165	0.006	0.051
137	L'	0.112	0.013	0.113
195	L'	0.079	0.027	0.225
249	L'	0.062	0.044	0.360
302	L'	0.051	0.065	0.531

Çizelge 4.21. Sıcak Havanın Peteklerden Geçiş Sırasında Petekli Eşanjörün Denenmesinde Kullanılan Borularda Meydana Gelen Güç Kaybı İle Eşanjörü Terk Eden Hareketli Havanın Sahip Olduğu Güç

Re	Akış T.	λ	$N_b(W)$	$N_{sb}(W)$	$\Sigma N_b(W)$	$N_{h'}(W)$	$\Sigma N_{h'}(W)$
3447	T'	0.039	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$
5180	T'	0.035	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$	$\cong 0$
7657	T'	0.032	0.001	$\cong 0$	0.002	0.002	0.004
10857	T'	0.029	0.003	0.001	0.008	0.008	0.016
13828	T'	0.028	0.006	0.002	0.016	0.017	0.034
16780	T'	0.026	0.010	0.004	0.028	0.031	0.062

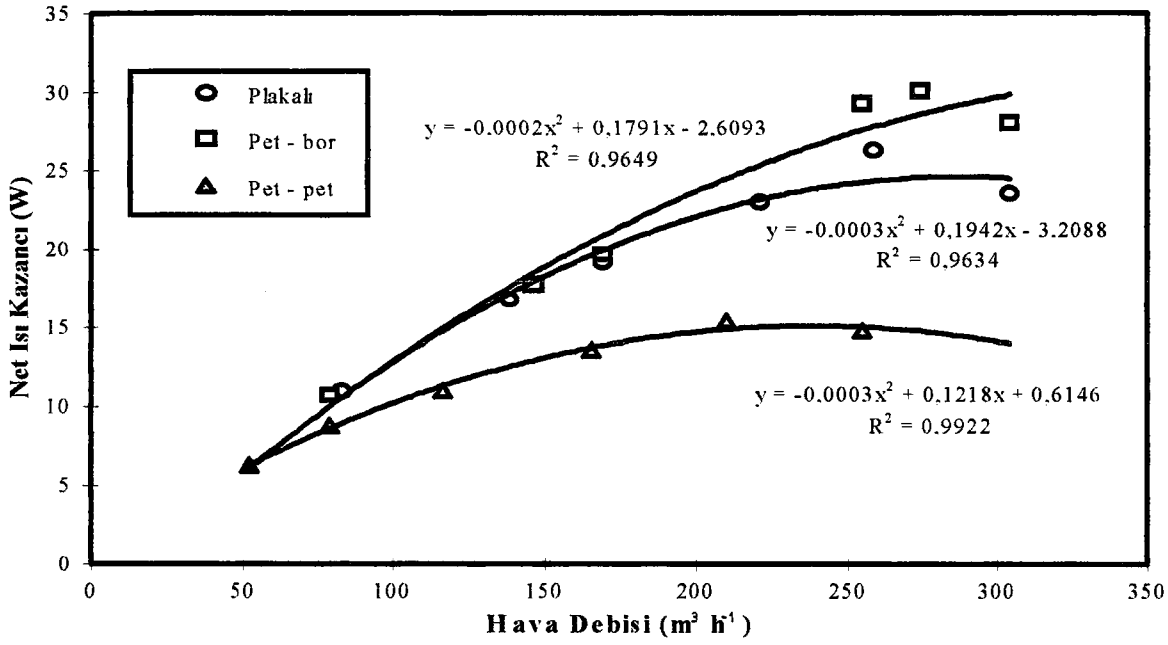


Şekil 4.18. Eşanjörlerin toplam güç kaybı ile hava debileri arasındaki ilişki.

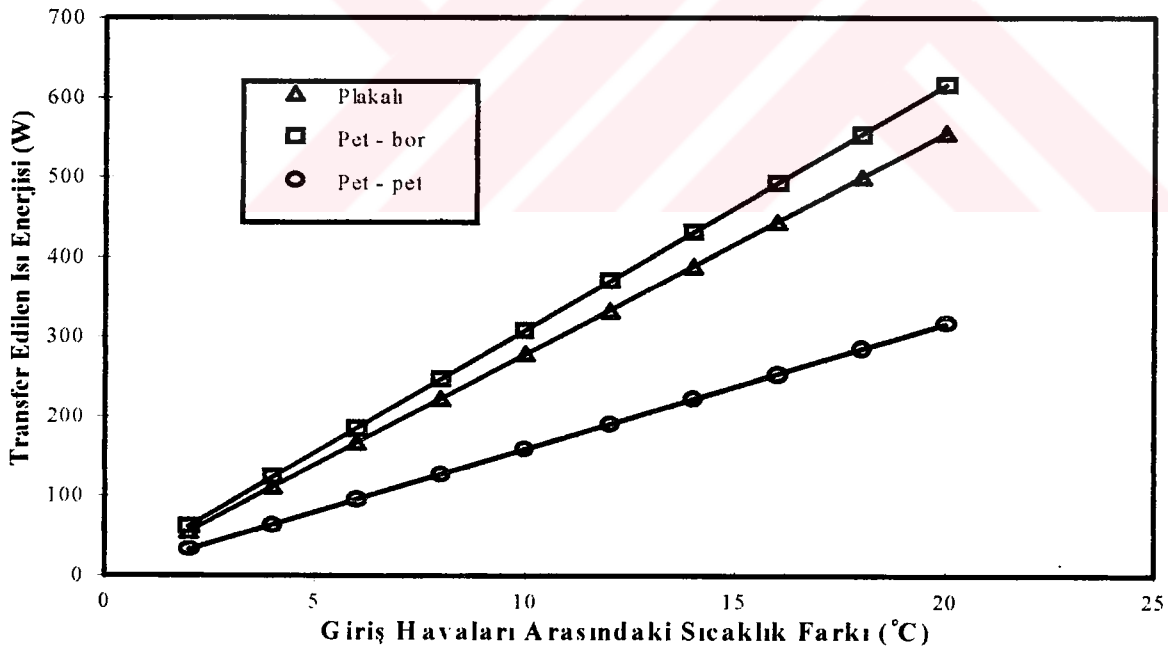
4.11. Transfer Edilerek Yeniden Kazandırılan Net Isı Enerjisine İlişkin Sonuçlar

Net ısı kazancı (IK) ile sıcak ve soğuk hava giriş sıcaklıkları arasındaki farkın (ΔT) 1 °C olması durumunda 6 farklı hava debisindeki değişimi, Şekil 4.19' da verilmiştir. Değişimin regresyon denklemi ile korelasyon katsayısı da aynı şekil üzerinde görülmektedir. Ayrıca, eşanjörlerin optimum noktada çalıştırılması sırasında ya da transfer edilen ısı enerjisinin maksimum olduğu noktada, eşanjörlerde kullanılan 2 aksiyal aspiratörün toplam güç tüketimi olan 230 W'ın karşılanabilmesi için, minimum gereksinim duyulan giriş havaları arasındaki sıcaklık farkının (ΔT) belirlenebilmesi amacıyla, transfer edilen ısı enerjisi (q^*_{ger}) ile giriş havaları arasındaki sıcaklık farkına (ΔT) ilişkin eğriler Şekil 4.20'de, yapılan değişik denemeler için verilmiştir.

Eğriler incelendiğinde; Bütün denemelerde ΔT ile transfer edilen ısı enerjisi arasında doğrusal bir ilişki bulunduğu, ancak artış oranlarının farklılıklar gösterdiği anlaşılmaktadır.



Şekil 4.19. Giriş havaları arasındaki sıcaklık farkının 1 °C olması durumunda net ısı kazancı ile hava debileri arasındaki ilişki.

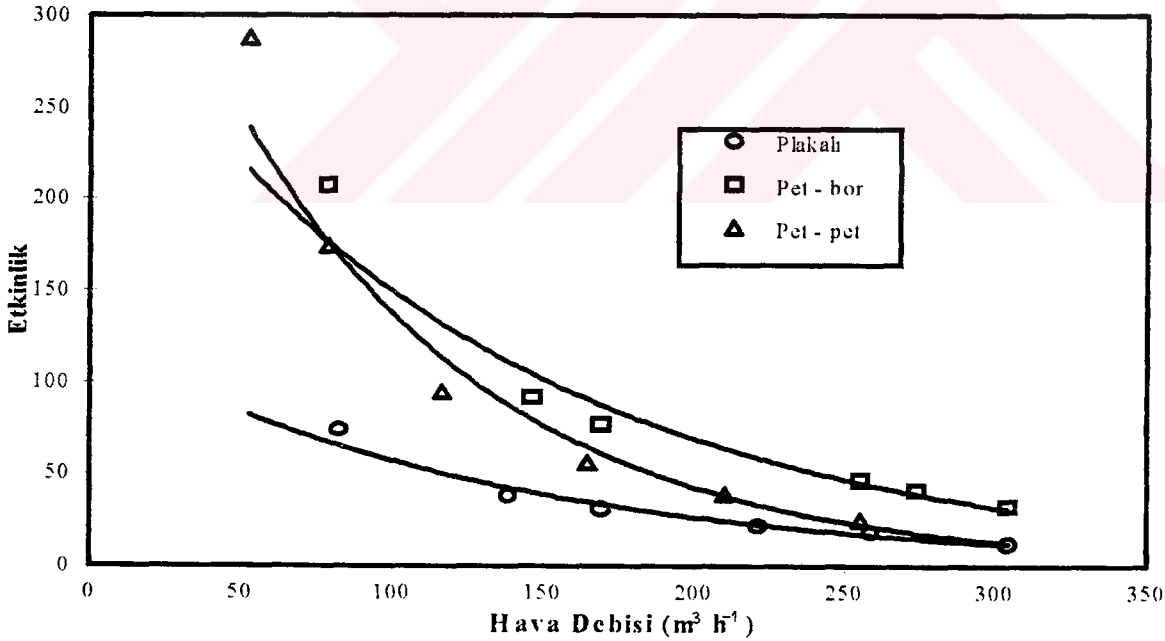


Şekil 4.20. Optimum çalışma noktasında giriş havaları arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak eşanjörler tarafından transfer edilen ısı enerjisi.

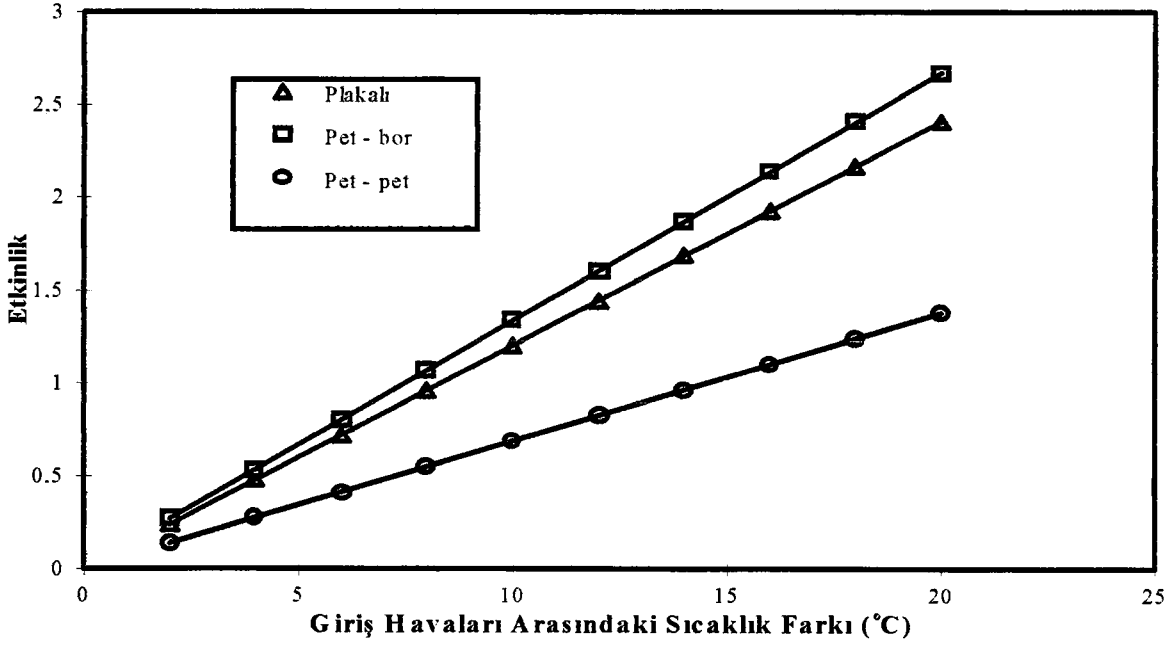
4.12. Eşanjörlerin Etkinliğine İlişkin Sonuçlar

Sıcak havadan soğuk havaya transfer edilebilen ısı enerjisinin eşanjör toplam güç kaybına oranı olarak tanımlanan etkinlik (β), giriş havaları arasındaki sıcaklık farkının (ΔT) 1°C olması durumunda, Şekil 4.21'de 6 değişik hava debisi için verilmiştir.

Verilen değerler incelendiğinde; denemelerin tamamında, en yüksek etkinlik değerine en düşük ve en düşük etkinlik değerine en yüksek hava debisinde ulaşıldığı görülmektedir. Ancak en düşük debi ya da hava hızında en yüksek etkinlik değerinin elde edilmesi, fazla ısının transfer edilmesinden değil de, sürtünmelerin çok az olması nedeniyle, eşanjör toplam güç kaybının oldukça düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Bu nedenle etkinlik katsayısı, en fazla transfer edilebilen ısı enerjisini ifade edememekte ve yalnızca transfer edilen ısı enerjisi ile eşanjör toplam güç kaybı arasındaki oranı vermektedir. Ayrıca Şekil 4.22'de, eşanjörlerin optimum noktada çalıştırılması durumunda, mevcut güç tüketimleri (aspiratör güç tüketimleri) dikkate alınarak saptanan etkinlik değerleri ile giriş havaları arasındaki sıcaklık farkına bağlı değişimleri verilmiştir.



Şekil 4.21. Giriş havaları arasındaki sıcaklık farkının 1°C olması durumunda eşanjörlerin gerçek güç tüketimleri dikkate alınarak saptanan etkinlik değerleri ile hava debileri arasındaki ilişki.



Şekil 4.22. Optimum çalışma noktasında eşanjörlerin mevcut güç tüketimleri dikkate alınarak saptanan etkinlik değerleri ile giriş havaları arasındaki sıcaklık farkına bağlı değişimleri.

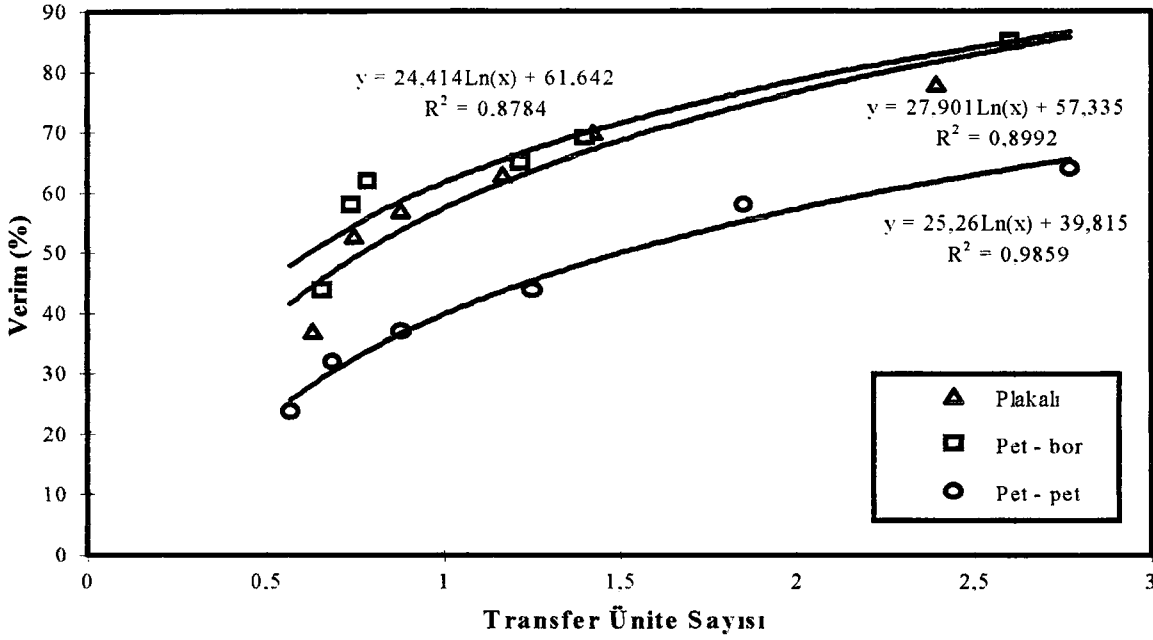
4.13. Eşanjörlerin ε - NTU Değerlerine İlişkin Sonuçlar

Eşitlik 3.62 ya da 3.65'den saptanan NTU değerlerine bağlı olarak verimde meydana gelen değişim ile regresyon denklemleri ve korelasyon katsayıları Şekil 4.23'de verilmiştir.

Şekil incelendiğinde; NTU değerlerinin yükselmesiyle verim (ε) değerlerinde azalan oranlarda artan bir değişim gözlenmektedir. NTU' nun maksimum olduğu noktada ε 'de en yüksek değerinde bulunmaktadır.

4.14. Eşanjörlerin Optimum Çalışma Koşullarına İlişkin Sonuçlar

Eşanjörlerin optimum çalışma koşullarının belirlenmesinde kullanılan U^* , q^*_{ger} ve IK değerlerinin maksimum olduğu, başka bir deyişle en fazla ısı transferinin gerçekleştirilebildiği koşullarda belirlenen sonuçlar, plakalı tip ısı eşanjörü için, sıcak havanın borulardan (Pet-bor) ve peteklerden (Pet-pet) geçişi sırasında petekli tip ısı eşanjörü için Çizelge 4.22'de verilmiştir. Ancak optimum noktada IK değerlerinin hesaplanmasında, giriş havaları arasındaki sıcaklık farkı



Şekil 4.23. Hesaplanan NTU ile verim değerleri arasındaki ilişki.

Çizelge 4.22. Eşanjörlerin Optimum Çalışma Koşullarına İlişkin Sonuçlar

Denemeler	Q (m^3h^{-1})	m^* ($kg h^{-1}$)	U^* ($Wm^{-2}C^{-1}$)	$q^*_{ger}/\Delta T$ ($W^{\circ}C^{-1}$)	IK_{ger} (W)	IK_{asp} (W)
Plakalı	258.97	297.81	4.91	27.77	554	325
Pet-bor	273.98	312.34	4.11	30.76	614	385
Pet-pet	210.18	240.86	1.75	15.84	316	87

(ΔT) 20 °C alınmıştır. Eşanjör toplam güç tüketimi de, teorik olarak belirlenen gerçek güç tüketimi ve mevcut eşanjörlerde kullanılan aspiratörlerin güç tüketimi olmak üzere iki şekilde bulunmuş ve kullanılmıştır. Böylece IK_{ger} ve IK_{asp} diye tanımladığımız ve gerçek güç tüketimi ile aspiratörlerin güç tüketimi esas alınarak hesaplanan yapıldığı iki farklı IK değeri bulunmuştur. Aynı çizelgede, yapılan denemelerde saptanan, optimum hava debileri ile bu debilere karşılık gelen kütleli akışlar da yer almıştır. Ayrıca, yöntemde belirtildiği gibi teorik irdeleme sonucunda hesaplanan U (U_{teo}) ile farklı hava debilerinde yapılan her bir denemenin ortalama U (U_{ort}) ve her bir denemenin saptanan optimum koşullardaki U (U_{opt}) değerleri ile optimum koşullardaki verim değerleri Çizelge 4.23'de verilerek birbiriyle kıyaslayabilme olanağı sağlanmıştır.

Çizelge 4.23. U ve η Değerlerine İlişkin Sonuçlar

Denemeler	$U_{ort}(Wm^{-2}C^{-1})$	$U_{opt}(Wm^{-2}C^{-1})$	$U_{teo}(Wm^{-2}C^{-1})$	$\eta(\%)$
Plakalı	6.94	9.26	25.16	53
Pet-bor	5.27	7.08	10.35	58
Pet-pet	3.82	5.47	10.69	32

4.15. Eşanjörlerin Kompaktlığına İlişkin Sonuçlar

Araştırmada kullanılan plakalı tip ısı eşanjörünün hidrolik çapı (d_h), 4 mm olarak bulunmuştur. $4 \text{ mm} < 4.76 \text{ mm}$ ve $3333 / 4 \text{ (mm)} = 833 \text{ (m}^2\text{m}^{-3}) > 700 \text{ (m}^2\text{m}^{-3})$ olması nedeniyle eşanjörün kompakt (yoğun ısı transfer yüzey alanına sahip) olduğu sonucuna varılmıştır. Petekli tip eşanjörün borulu ünitesinin hidrolik çapı 5.31 mm, petekli ünitenin hidrolik çapı ise 6.25 mm olarak elde edilmiştir. Her iki ünite için " $d_h > 4.76 \text{ mm}$ " olduğundan, petekli eşanjörün kompakt olmadığı bulunmuştur.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Çapraz akımlı plakalı ve petekli tip ısı eşanjörlerinin tasarım ve imalatının gerçekleştirildiği bu araştırmadan elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi tartışılabilir.

5.1. Eşanjörlerin Karakteristiklerinin Tartışılması

Eşanjörlerin karakteristiklerinin belirlenebilmesi amacıyla yapılan denemelerde, 6 farklı hava debisinin tamamında, sıcak hava ile soğuk hava arasındaki sıcaklık farkı yükseldikçe, transfer edilen ısı enerjisi miktarının ve eşanjör etkinliğinin arttığı saptanmıştır. Bu durum, bütün temel ısı transfer bağıntıları tarafından desteklenmektedir. Çünkü, burada konveksiyon ve kondüksiyonla ısı transferi söz konusu olup, transfer edilen ısı enerjisi miktarı, sıcak hava ile soğuk hava arasındaki sıcaklık farkının çarpımıyla doğru orantılı olarak artış göstermektedir.

Aynı sonuçlar, bir çok araştırmacı tarafından yapılan çalışmalarda da ortaya konmuştur (Allen and Payne 1987, Drost 1993, Fogiel 1988, Schurcliff 1981). Ancak, havalandırmada kullanılmak üzere tasarlanan ve imalatı gerçekleştirilen bu ısı eşanjörleri, ülkemiz koşullarında ortalama iç sıcaklık ile dış ortam sıcaklığı arasındaki farkın 0...20 °C arasında değiştiği göz önüne alınarak denemeler yapılmıştır. (Anonymous 1996).

Bütün denemelerde gövde içerisinde, havanın geçiş hızı debiye bağlı olarak değişmektedir. Eşanjörlerin verimi de, havanın gövde içerisinde kalma süresine bağlı olduğundan, en yüksek verim en düşük ve en düşük verim en yüksek hava debisinde elde edilmiştir. Çünkü, gövde içerisinde bulunan farklı entalpiye sahip havanın, gövde içerisinde kalma süresine bağlı olarak ısı transferi değişmektedir.

Bu nedenle havanın, gövde içerisinde geçiş hızı artıkça verimin düştüğü, sürtünmenin artması nedeniyle eşanjör güç tüketiminin de yükseldiği saptanmıştır. Bu durum, yapılmış çalışmalar sonucunda elde edilen bağıntılarla da ortaya konmuştur (Holman 1994, Thomas 1993, Ültanır 1987). Ancak, hava hızının düşük olması, oransal bir değer olan verimin yükselmesine karşılık, eşanjör gövdesi içerisinde kütleli hava akışının yetersiz olması nedeniyle, sıcak havadan soğuk havaya transfer edilen toplam ısı enerjisinin düşmesine neden olmuştur. Bu da,

transfer edilen toplam ısı enerjisini olumsuz yönde etkilemiştir. Kanada' da 1983 yılında yapılan çalışmada da elde edilen sonuçlar, aynı durumu desteklemektedir (McGinnis et al 1983).

Çapraz akımlı ısı eşanjörlerinin optimum çalışma koşullarının belirlenmesinde kullanılan karakteristik değerlerden; ε - NTU ilişkisi, q_{ger}^* , U^* ve IK incelenerek optimum çalışma koşulları saptanmıştır (Fogiel 1988, Schurcliff 1981). Ancak NTU değerlerinin bulunmasında U_0 kullanılmıştır. Bu değer ise, 6 farklı hava debisinde ya da hava hızında elde edilen U_1 , U_2 , U_3 , U_4 , U_5 ve U_6 değerlerinin aritmetik ortalaması alınarak elde edilmiştir. Fakat, değişik hava hızları için elde edilen U değerleri arasında önemli farklılıklar olması nedeniyle, U değerlerinin ayrı ayrı alınarak yapılan hesaplamanın, U_0 'ı kullanarak saptanan sonuçlardan daha sağlıklı olduğu görülmüştür.

Daha önce yapılan bazı çalışmalarda, çapraz akımlı ısı eşanjörlerinde 5'e kadar olan NTU değerleriyle ε arasındaki ilişkiler farklı m_{min}^* / m_{max}^* değerleri için araştırılmış ve hava hızı ile ters bir ilişkiye sahip bulunan NTU değerlerinin artmasıyla, ε değerlerinin azalan oranlarda yükseldiği ve belirli bir noktada maksimum değerine ulaştıktan sonra sabit kaldığı ortaya konulmuştur. Ayrıca, m_{min}^* / m_{max}^* oranının değişmesiyle verimin yükseldiği yani aralarında ters bir ilişkinin bulunduğu da belirlenmiştir (Fogiel 1988 ve Thomas 1993). Ancak, hava hızının maksimum verim değerinin elde edildiği koşullarda düşük olması nedeniyle, transfer edilebilen ısı enerjisi yetersiz olmaktadır. Bu nedenle eşanjör optimum çalışma koşullarının saptanmasında, transfer edilen ısı enerjisini belirleyen U^* ve buna bağlı olarak değişim gösteren q_{ger}^* ve IK değerleri kullanılmıştır.

Isı eşanjörlerinde transfer edilebilecek ısı enerjisi miktarını belirleyen en önemli kriterlerden olan ortalama bileşik ısı transfer katsayısı (U_0), tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen ısı eşanjörlerinin teorik irdemesi sonucunda plakalı tip ısı eşanjörü için, sıcak havanın borulardan soğuk havanın peteklerden ve sıcak havanın peteklerden soğuk havanın borulardan geçişi sırasında petekli tip ısı eşanjörü için sırasıyla 25.16, 10.35, 10.69 $W m^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$ olarak bulunmuştur. Eşanjörlerin optimum koşullarda çalıştırılması durumunda, ölçüm sonuçlarından elde edilen verilerden saptanan U (U_{opt}) değerleri ise aynı denemeler için sırasıyla 9.26, 7.08 ve 5.47 $Wm^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$ olarak elde edilmiştir.

Burada, teorik irdeleme sonuçları ile uygulama sonuçları arasındaki farkın, yöntemler bölümünde belirtildiği gibi, teorik irdelemede yapılan kabullenmelerin gerçekte uygulamada olmamasından kaynaklandığı belirtilebilir. Örneğin teorik irdelemede, sıcak havadan alınan ısı enerjisi ile soğuk havaya verilen ısı enerjisi aynı kabul edilip kayıp olmadığı düşünülmektedir. Ayrıca, gövde içerisinde sıcaklık dağılımı ve hava hızı dağılımı homojen kabul edilmekte ve yan taraflar adyabatik olarak düşünülmektedir. Ancak, uygulamada durum değişmektedir. Bu nedenle sonuçlar bölümünde hem teorik irdeleme sonuçları, hem de uygulama sonuçları birlikte verilerek kıyas olanağı sağlanmıştır.

Eşanjörlerin U^* , q^*_{ger} ve IK değerleri incelenerek belirlenen optimum çalışma koşullarında, en yüksek ortalama karakteristik verilere, yapılan denemeler için sırasıyla 259, 274 ve 210 m^3h^{-1} hava debilerinde ulaşıldığı görülmüştür. Böylece bu koşullar, eşanjörlerin optimum çalışma koşulları olarak kabul edilmiş ve transfer edilen ısı enerjisinin 27.8, 30.8 ve 15.8 $W^{\circ}C^{-1}$, gerçek toplam güç kaybının 1.50, 0.75, 0.40 W, veriminin ise %53, %58 ve %32 olduğu saptanmıştır.

Daha önce yapılan çalışmalarda ise, değişik özellik ve yapıdaki ısı eşanjörleri için farklı karakteristik değerler elde edilmiştir (Drost 1993, McGinnis et al 1983, McIntyre 1989, Walker et al 1986). Kısaca tasarımı, imalatı ve denemeleri gerçekleştirilen çapraz akımlı plakalı ve petekli tip ısı eşanjörlerinin gerek optimum noktada gerekse optimum dışındaki bir noktada çalıştırılarak kullanılması durumunda, sırasıyla, eşitlik 5.1 ve 5.2'den yararlanılarak ortalama net ısı enerjisi kazançları önemli oranda belirlenebilir.

$$q^* = (-0,0003 \times Q^2 + 0,1939 \times Q - 3,1932) \Delta T - N_{asp} \quad (5.1)$$

$$q^* = (-0,0002 \times Q^2 + 0,1791 \times Q - 2,6216) \Delta T - N_{asp} \quad (5.2)$$

Burada;

q^* : Net ısı enerjisi kazancı (W),

Q : Hava debisi (m^3h^{-1}),

ΔT : İç ortam ile dış ortam arasındaki sıcaklık farkı ($^{\circ}C$),

N_{asp} : Eşanjöre bağlı aspiratörlerin toplam güç tüketimi (W)'dir.

Ayrıca, ülkemizin meteorolojik verileri dikkate alınarak eşanjörlerin kullanılabileceği ortamlarda iç hava (sıcak ve kirli) ile dış hava (soğuk ve temiz) arasındaki sıcaklık farklılıklarının 0...20 °C gibi düşük değerlerde olması, bu havalar arasındaki bağıl nem farklılıklarının da çok küçük değerlerde kalmasına neden olmuştur (Anonymous 1996, Wylen et al 1994). Küçük nisbi nem farkı değerlerinin de, eşanjörlerin karakteristiklerini ihmal edilebilecek kadar az etkilemesinden dolayı hesaplamalarda dikkate alınmamıştır.

5.2. Eşanjörlerin Hayvan Barınaklarında Kullanılabilme Olanaklarının ve Enerji Tutumluluğuna Sağlanabilecek Katkının Tartışılması

Plakalı ve petekli tip ısı eşanjörleri, optimum koşullarda çalıştırılarak sırasıyla saatte 259 ve 274 m³ hava değişimi yapabilmektedir. Kış mevsiminde civciv, tavuk, koyun (90 kg), inek (454 kg) ve besi sığırı (454 kg) gibi bazı hayvanların ihtiyaç duydukları hava değişim miktarı ise sırasıyla 0.17, 0.85, 10, 45...60 ve 45 m³h⁻¹ olduğundan plakalı ısı eşanjörü, kış mevsiminde yaklaşık 1524 civciv, 305 tavuk, 26 koyun, 5 inek ya da besi sığırının bulunduğu barınağın havalandırılmasında kullanılabilecek özelliktedir (Ekmekyapar 1991).

Petekli ısı eşanjörü ise 1612 civciv, 322 tavuk, 27 koyun, 6 inek ya da besi sığırı için kullanılabilecek yapıdadır. Barınaktaki hayvan sayısının, yukarıdaki rakamlardan fazla olması durumunda, birden fazla eşanjör kullanılabileceği gibi, az olması durumunda ise, barınak içerisine yerleştirilebilecek alıcılarla, eşanjöre otomatik kumanda edilerek periyodik olarak çalıştırılması mümkün olabilecektir. Ayrıca hava, eşanjör gövdesi içerisinden geçerken, nisbi nem değeri %100'lere ulaştığında, yoğuşmadan dolayı su damlacıklarının oluşması söz konusu olabilecektir. Bu durum tasarım sırasında dikkate alınarak, oluşan su damlacıklarının 45° lik eğime sahip gövde içerisinden, eşanjörün tabanına doğru akarak kanalları tıkaması engellenmiştir. Bunun yanı sıra, ülkemizde, genel olarak kışın en soğuk ay olan Ocak ayının uzun yıllar ortalama sıcaklık değerleri 1...2 °C olduğundan ve Ağrı, Bayburt, Erzincan, Erzurum, Hakkari, Kars, Muş, Sivas, Van gibi bir kaç ilimizin dışında çok düşük sıcaklığa rastlanmadığından, eşanjörlerde oluşabilecek donma olayı bir sorun teşkil etmeyecektir.

Isı eşanjörlerinin kış mevsiminde, hayvan barınaklarının havalandırılmasında kullanılmasının, işletmeye enerji tasarrufu yoluyla sağlayabileceği katkının irdelemesi ise, aşağıdaki şekilde yapılmıştır. Bunun için, daha önce ülkemizde yapılmış çalışmalar sonucunda elde edilmiş bazı farklı büyüklükteki, kafes (batarya), kafes (Kaliforniya) tipi yumurta tavuğu kümesleri ve besicilikte kullanılan besi sığırı barınakları ile ilgili verilerden yararlanılmıştır (Demir 1990 ve Öztürk 1992).

Veriler incelendiğinde, barınak içi ile dış hava sıcaklıkları arasındaki farkın düşük olmasından dolayı, farklı büyüklükteki besi sığırı barınaklarının her ikisinde de, hayvanlar tarafından ortama verilen ısı enerjisi ile, toplam ısı kaybı yaklaşık birbirine eşit olduğundan, ısı açığı bulunmamakta ve ek bir ısıtmaya ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu nedenle, barınak içi ile dış hava sıcaklıkları arasındaki farkın 6.6 °C olması durumunda, bu yörede sığır barınaklarında eşanjörlerin kullanılması önerilemez. Ancak, sıcaklık farkının söz konusu değer üzerine çıktığı koşullar-da, ısı eşanjörlerinin kullanılmasının yararlı olabileceği de görülmektedir.

Aynı şekilde, kümeslerin durumu incelendiğinde ise, her ikisinin de ısı enerjisi açığı olduğu ve bu açığın, ısı eşanjörlerinin havalandırmada kullanılması durumunda, bir bölümünün karşılanabileceği ve işletmeye önemli oranda katkı sağlanabileceği görülmektedir.

Plakalı ısı eşanjörünün kullanılmasıyla, ısı açığının Batarya tipi kümeste %39'u yani 8471 W'ı ve Kaliforniya kümeste ise %38'i yani 4706 W'ı karşılanabilmektedir. Petekli ısı eşanjörünün kullanılmasıyla, ısı açığının 1. Kümeste %41'i yani 8877 W'ı ve 2. Kümeste ise %38'i yani 4699 W'ı karşılanabilmektedir. Bu oranlar ve değerler aynı zamanda söz konusu işletmelerde, kümeslerin ısıtılması için yapılan masraflardan sağlanabilecek tasarrufu da açıklamaktadır.

Bu kümeslerin havalandırılmasında ısı eşanjörlerinin kullanılmaması halinde, tasarruf edilen ısı enerjisinin karşılanabilmesi için, tüketilmesi gerekli değişik özellikteki enerji kaynakları ve miktarları yine daha önce yapılmış çalışmalar sonucunda elde edilen bulgulardan da yararlanılarak ortaya konmuştur (Koyuncu ve Pınar 1996, Ülger vd 1996, Yavuzcan 1983).

Plakalı tip ısı eşanjörünün kullanılması durumunda tasarruf edilebilecek ısı enerjisinin karşılanabilmesi için tüketilmesi gerekli değişik özellikteki enerji kaynakları ve miktarları, Batarya tipi kümes için, 8.47 kW elektrik, 1.04 kg⁻¹ kok,

1.41 m³h⁻¹ biyogaz, 1.82 m³h⁻¹ havagazı, 0.83 lth⁻¹ Diesel yakıtı, 1.60 kgh⁻¹ odun, 1.53 kgh⁻¹ talaş ve 1.53 kgh⁻¹ fındık kabuğudur. Bu değerler Kaliforniya tipi kümes için sırasıyla 4.71, 0.56, 0.79, 1.01, 0.45, 0.88, 0.85, 0.85'dir. Petekli tip ısı eşanjörünün kullanılması durumunda ise, aynı değerler 1. tip kümes için 8.89, 1.09, 1.48, 1.91, 0.87, 0.68, 1.60, 1.60'dir. 2. tip kümes için ise, 4.71, 0.56, 0.79, 1.01, 0.45, 0.88, 0.85 ve 0.85 olarak elde edilmiştir.

Ayrıca bu eşanjörlerin yılda ortalama 3 ay kullanılması durumunda, 1 yılda işletmeye sağlayacağı ekonomik katkının ortaya konulması amacıyla, 1997 yılında Türkiye'de yapılmış bir çalışmada verilen farklı enerji kaynaklarının ısıtmada kullanılması durumundaki birim enerji maliyetlerinden yararlanılmıştır (Koyuncu ve Ültanır 1997). Çalışmada verilen, farklı enerji kaynaklarına ilişkin birim enerji maliyetleri dikkate alınarak, eşanjörlerin, 3 ay kullanılması durumunda tasarruf edilebilecek ısı enerjisinin bu kaynaklardan karşılanması durumunda yapılması gerekli harcamalar \$ olarak sırasıyla, odun, kömür, doğal gaz, motorin, LPG ve elektrik için verilmiştir. Bu harcamalar, yukarıdaki enerji kaynakları sıralaması dikkate alınarak, plakalı tip ısı eşanjörünün 1. kümeste kullanılması durumunda 283, 443, 568, 740, 869, 1540 \$ ve 2. kümeste kullanılması durumunda ise, 157, 246, 316, 411, 483 ve 855 \$ olarak saptanmıştır. Bu değerler, petekli tip ısı eşanjörünün 1. kümeste kullanılması durumunda 297, 465, 595, 775, 911, 1613 \$ ve 2. kümeste kullanılması durumunda ise, 157, 246, 315, 410, 482 ve 854 \$'dır.

5.3. Eşanjörlerin Ev, Okul ve Hastanelerde Kullanılabilme Olanaklarının ve Enerji Tutumluluğuna Sağlanabilecek Katkının Tartışılması

Bu bölümde, ülkemizin meteorolojik verileri dikkate alınarak; dış ortam ile iç ortam arasındaki sıcaklık farkı 20 °C, ısı açığı bulunan ve yılda 3 ay ısıtmaya ihtiyaç duyulan bir yöremizdeki bir ev, 40 kişilik bir sınıf ve 100 kişilik bir hastane bekleme salonunda ısı eşanjörlerinin kullanılması durumunda sağlanabilecek katkı irdelenmiştir. Ülkemizin mevcut durumu göz önünde bulundurularak yapılan bu kabullenmelerin sonucunda hesaplama yoluyla, plakalı ısı eşanjörünün, sırasıyla ev, okul ve hastanede kullanılması durumunda 3.41, 21.53 ve 81.83 GJ'luk ısı enerjisinden tasarruf edilebileceği ortaya konmuştur. Petekli ısı eşanjörünün aynı yapılarda kullanılmasıyla 3.59, 19.11 ve 85.86 GJ'luk ısı enerjisinin kazanılabileceği saptanmıştır (Brandi 1964, McIntyre 1989).

6. ÖNERİLER

Bu çalışmada; havalandırmada kullanılabilecek ve havadan-havaya ısı transferini sağlayarak ısının yeniden kazanılmasını olanaklı kılacak, çapraz akımlı plakalı ve petekli tip ısı eşanjörlerinin tasarım ve imalatı yapılmıştır.

Gelişmiş ülkelerde yaygın olarak kullanılmasına rağmen, Türkiye' de hemen hemen kullanımı yok denecek kadar az olan bu ısı eşanjörlerinin, özellikle ısıtmaya ihtiyaç duyulan kış mevsiminde ülkemizdeki bir çok sektörde kullanılması amaçlanmıştır.

Ancak, eşanjörlerden faydalanılması düşünüldüğünde, mümkün olan en fazla kazancın sağlanabilmesi için bazı önerilerin dikkate alınması gerekmektedir. Plakalı tip ısı eşanjörünün kullanılmasına karar verilmesi durumunda, ihtiyaç duyulan hava debisi $83...304 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ değerleri arasında olmalıdır. Değerin $304 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ 'den büyük olması durumunda 1'den fazla eşanjör kullanılmalıdır. Bunun yanı sıra, bu eşanjörden en fazla yararlanabilmek ve ısı enerjisinden maksimum oranda tasarruf edebilmek için, en etkili biçimde çalıştığı optimum değer olan $259 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ hava debisinde işletilmesi gerektiği unutulmamalıdır. İhtiyaç duyulan hava değişimini sağlayabilecek eşanjör sayısı belirlenirken optimum değer olan $259 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ esas alınarak hesaplamalar yapılmalıdır.

Petekli tip ısı eşanjörünün kullanılmasına karar verilmesi durumunda ise, ihtiyaç duyulan hava debisi $79... 304 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ değerleri arasında olmalı ve eşanjör, sıcak hava borulardan soğuk hava peteklerden geçecek şekilde çalıştırılmalıdır. Çünkü, bu durumda atık ısı enerjisinden daha fazla yararlanılabildiği, gerek Araştırma Sonuçları ve gerekse Sonuçlar ve Tartışma bölümlerinde ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır. İhtiyaç duyulan hava debisinin $304 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ 'den fazla olması durumunda 1'den fazla eşanjör kullanılmalıdır. Ancak bu eşanjörün $274 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ hava debisinde en etkili biçimde çalıştığı dikkate alınarak, gerekli eşanjör sayısı belirlenmelidir.

Diğer taraftan, her iki eşanjör tipi için de, gövdeden geçecek hava debisine ve eşanjörün yapısına uygun aksiyal aspiratörler kullanılmalı ve güç tüketimleri bilinmelidir. Aspiratörler seçilirken, eşanjörlerin kullanılacağı koşullarda söz konusu olabilecek filtre, hava perdeleri, boru vb. elemanlar dikkate alınarak, oluşabilecek

kayıpları karşılayabilecek nitelikte aspiratörler olmasına dikkat edilmeli ve teknik özellikleri incelenmelidir.

Öte yandan, ısı eşanjörlerinin kullanılacağı koşullar ve yöresel iklim verileri dikkate alınarak, eşanjörlerin kullanılması durumunda sağlanabilecek katkının saptanması amacıyla, eşitlik 5.1 ve 5.2'den yararlanılabileceği unutulmamalıdır.

Ayrıca, farklı öneriler ortaya koyabilmek amacıyla, eşanjörlerin bazı yönleriyle birbiriyle kıyaslanma gereği bulunmaktadır. Bu nedenle, Isı eşanjörleri, imalat, maliyet ve kullanım yönünden birbiriyle kıyaslandığında; plakalı ısı eşanjörünün imalat ve kullanımının kolay, maliyetinin düşük ve kompakt yapıda olduğu görülmüştür. Petekli ısı eşanjörünün ise, imalatının, özel bilgi, beceri ve ileri teknoloji gerektirdiği, maliyetinin yüksek, kullanımının kolay ve kompakt yapıda bulunmadığı görülmüştür.

Isı eşanjörleri, transfer edilebilen ısı enerjisi, verim ve güç kaybı bakımından birbiriyle kıyaslandığında ise; aynı koşullarda petekli ısı eşanjörünün güç kaybının, plakalı ısı eşanjöründen daha fazla olmasına rağmen, transfer edilebilen ısı enerjisi ve verim değerlerinin de plakalı ısı eşanjöründen daha yüksek olduğu saptanmıştır. Ancak, her iki eşanjörün gerek güç tüketimi, gerek transfer edilebilen ısı enerjisi ve gerekse verim değerleri arasında çok büyük farkların bulunmadığı ve eşanjörlerin enerji tutumluluğuna önemli oranda katkı sağlayabileceği ortaya konmuştur.

Bu durum, ısı eşanjörlerinden yararlanılması önerilen kış mevsiminde, ısıtmaya ihtiyaç duyulan yapılarda eşanjörlerin kullanılmasının, ülke ekonomisi için ne kadar önemli olduğunu göstermektedir. Ayrıca, özellikle kış mevsiminin uzun süre hüküm sürdüğü bölgelerde, örneğin Doğu Anadolu Bölgesindeki tavukçuluk işletmelerinde havadan-havaya ısı eşanjörlerinin kullanılmasıyla, ısıtma sorununun çözümü yanında, işletmelerin karlı duruma geçebileceği söylenebilir. Bunun için de gelişmiş ülkelerde yaygın olarak kullanılan bu tip eşanjörlerin, ülkemizde de yapımı ve kullanılması konusunda, özendirici ve uygulamaya dönük çalışmalara hızla geçilmesi gerektiği bu araştırmada bir kez daha görülmüştür.

Öte yandan ülkemizde, hayvan barınaklarında, ev, sera, okul hastane ve fabrikalarda, ısıtmaya ihtiyaç duyulan, dış ortam sıcaklığının düşük olduğu kış aylarında, bu ısı eşanjörlerinin optimum koşullarda çalıştırılarak, havalandırmada kullanılması son derece önem taşımaktadır. Çünkü, bu mevsimde, giderler

cetvelinde en büyük kalemi oluşturan ısıtma masraflarında önemli oranda tasarruf edilebilecektir. Bu da, gerek o kurum ya da sektöre gerekse ülke ekonomisine önemli katkılar sağlayabilecektir.

Isı eşanjörlerinin ısıtma masraflarında önemli oranda tasarruf sağlaması, bütçeye katkıda bulunması yöneticilerin, idarecilerin ya da işletme sahiplerinin ilgisini çekebilecektir. Ayrıca, kullanımı basit, özel bir bakıma ihtiyaç duymayan ve sisteme kolayca monte edilebilen bu eşanjörlerin benimsenmesi daha çabuk olabilecektir. Özellikle, bu eşanjörlerin dondan ve tozdan çok az etkilenmesi, korozyona karşı dayanıklı olması, ısı iletiminin iyi ve dayanımının yüksek olması, kullanımının, kısa bir sürede yaygınlaşmasına katkıda bulunacağı düşüncesindeyiz.

Isı eşanjörlerinde aranan özelliklere sahip olan bu eşanjörlerin yaygınlaştırılabilmesi için; öncelikle yerli ve seri imalata başlanarak maliyetlerin hızla aşağıya çekilmesi gerekmekte ve farklı sektörlerde benimsenmesi için de, enerji tutumluluğuna ve bütçeye sağlayabileceği katkı anlatılarak, konu ile ilgilenilmesi sağlanmalı ve çaba gösterilmelidir.



KAYNAKLAR

- ALLEN, W. H., and F. A. PAYNE, 1987.** Designing Animal Ventilation Schedules With Counterflow Heat Exchangers. Transactions of the ASAE, Vol. 30(3), p. 782 - 788, May - June, 1987.
- ANONYMOUS, 1984.** CIGR. Commision Internationale du Genie Rural. Report of Working Group on Climatization of Animal Houses.
- ANONYMOUS, 1985.** ASHRAE Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- ANONYMOUS, 1986.** 11. 12. 1986 Tarih ve 19308 Sayılı Resmi Gazetede Yayınlanan Gürültü Kontrol Yönetmeliği.
- ANONYMOUS, 1992.** ASAE Standards. 39 th Edition Standards, Engineering Practices and Data. American Society of Agricultural Engineers, U.S.A.
- ANONYMOUS, 1996.** Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü Bilgi İşlem Dairesi Başkanlığı, Ankara.
- AYIK, M., 1985.** Ürün İşleme Tekniği ve Makinaları. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi, Ders Kitabı, No : 277, Ankara.
- BARRE, H. J., SAMMET, L. L., and G. L. NELSON, 1988.** Environmental and Functional Engineering of Agricultural Buildings. Published by Van Nostrand Reinhold Company, New York.
- BASTABAN, S., ve A. K. BAYHAN, 1991.** Soğuk Bölgelerde Hava - Hava Isı Dönüştürücülerin Kümeslerde Kullanımı Üzerine Bir Araştırma. Tarımsal Mekanizasyon 13. Ulusal Kongresi. 25 - 27 Eylül 1991, Konya.
- BAYHAN, A. K., ve S. BASTABAN, 1991.** Hava-hava Isı Dönüştürücülerinin Teknik Özellikleri. Tarımsal Mekanizasyon 13. Ulusal Kongresi. 25 - 27 Eylül 1991, Konya.
- BRANDI, O. H., 1964.** Hava ve Egzos Kanalları İçin Akışkanlar Mekaniğinin Temel Bilgileri. Mayıs 1964, Köln.

- DEMİR, Y., 1990.** Orta Karadeniz Bölgesi Besi Sığırcılığı İşletmelerinin Yapısal Durumu, Özellikleri ve Bölge İklim Koşullarına Uygun Barınak Olanaklarının Geliştirilmesi Üzerine Bir Araştırma. Doktora Tezi. Ç. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Kültürteknik Anabilim Dalı, Adana.
- DROST, M. K., 1993.** Air - To - Air Heat Exchanger Performance. Energy and Buildings, 19 (1993) 215 - 220.
- ÇENGEL, Y. A., and M. A. BOLES, 1994.** Thermodynamics : An Engineering Approach. McGraw-Hill, Inc. Princeton Road, S-1 Highstown, NJ 08520.
- EKMEKYAPAR, T., 1991.** Hayvan Barınaklarında Çevre Koşullarının Düzenlenmesi. Atatürk Üniversitesi Ziraat Fakültesi, Ders Kitabı, No : 58, Erzurum
- FOGIEL, M., 1988.** The Heat Transfer Problem Solver. Research and Education Association, 61 Ethel Road West, New Jersey.
- GÖKELİM, A. T., 1977.** Vantilatörler. İstanbul Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Yayınları No : 141, İstanbul.
- HOLMAN, J. P., 1994.** Experimental Methods For Engineers. McGraw-Hill, Inc., New York St. Louis San Francisco Auckland Bogota, Caracas.
- KAKAÇ, S., and Y. YENER, 1993.** Heat Conduction. Taylor & Francis, 1101 Vermont Avenue, N. W., Suite 200, Washington DC, U.S.A.
- KESKİN, R., ve D. ERDOĞAN, 1984.** Tarımsal Mekanizasyon. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi, Ders Kitabı, No : 262, Ankara.
- KOYUNCU, T., ve Y. PINAR, 1996.** Stirling Motorları. Ondokuz Mayıs Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü, Samsun.
- KOYUNCU, T., ve M. Ö., ÜLTANIR, 1997.** Türkiye'de Sıcak Su Üretiminde Kullanılan Düz Yüzeyle Güneş Kollektörlerinin Ekonomik Yönden İrdelenmesi. Tarımsal Mekanizasyon 17. Ulusal Kongresi, 17-19 Eylül 1997, Tokat.
- McGINNIS, D. S., OGILVIE, J. R., PATTIE, D. R., BLENKHORN, K. W., and J. E. TURNBULL, 1983.** Shell - And - Tube Heat Exchanger For Swine Buildings. Canadian Agricultural Engineering, Vol. 25. No : 1, Summer 1983.

- McGINNIS, D. S., 1984.** Computer Model Of An Air - To - Air, Shell - and - Tube Heat Exchanger. Canadian Agricultural Engineering, Vol. 26. No: 2, Winter 1989.
- McINTYRE, M. A., 1989.** Domestic Ventilation Unit With Heat Exchanger And Heat Pump. The Chartered Institution of Building Services Engineers, Vol. 10, No. 1, 1989.
- ÖZTÜRK, T., 1992.** Samsun İlindeki Yumurta Tavuğu Kümeslerinin Yapısal ve Fonksiyonel Özellikleri. Doktora Tezi. A. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarımsal Yapılar ve Sulama Anabilim Dalı, Ankara.
- PINAR, Y., 1988.** Tarımsal Mekanizasyon Çözümü Problemleri. Ondokuz Mayıs Üniversitesi Ziraat Fakültesi, Samsun.
- SHURCLIFF, W. A., 1981.** Air - To - Air Heat Exchangers For Houses. 19 Appleton St., Cambridge, Massachusetts 02138.
- SÖNMEZ, M., 1986.** Modelling and Optimization of A Rotary Regenerative Waste-Heat Heat Exchanger. Master Thesis. Middle East Technical Univeristy, Ankara.
- TAINÉ, J., and J. P. PETIT, 1993.** Heat Transfer. Prentice Hall International (UK) Ltd. Campus 400, Maylands Avenue Hemel Hempstead Hertfordshire, HP 2 TEZ, A Division of Simen and Schuster International Group.
- TARAKÇI, M., 1991.** Design, Construction And Performance Analysis Of A Rotary Type Regenerative Heat Exchanger. Master Thesis. Middle East Technical Univeristy, Ankara.
- THOMAS, L. C., 1993.** Heat Transfer. Professional Version, A Simon andSchuster Company, Englewood Cliffs, New Jersey.
- ÜLGER, P., GÜZEL, E., KAYIŞOĞLU, B., EKER, B., AKDEMİR, B., PINAR, Y. ve Y. BAYHAN, 1996.** Tarım Makinaları İlkeleri. T. Ü. Tekirdağ Ziraat Fakültesi, Ders Kitabı No : 29, Tekirdağ.
- ÜLTANIR, M. Ö., 1987.** Termodinamik. A. Ü. Ziraat Fakültesi, Ders Kitabı, No : 296, Ankara.
- ÜLTANIR, M. Ö., 1994.** Isı Transferi. A. Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü, Yayınlanmamış Doktora Ders Notları, Ankara.

- WALKER, P. N., GALIS, E. A., MANBECK, H. B., and D. J. MAYER, 1986.**
Wall Surface Heat Exchanger For Ventilation Air. Transactions of the ASAE, Vol. 29 (2), 565 - 570, March - April 1986.
- WYLEN, G. V., SONNTAG, R. and C. BORGNAKKE, 1994.** Fundamentals of Classical Thermodynamics. John Willey and Sons. Inc. New York Chichester Brisbane Toronto, Singapore.
- YAVUZCAN, G., 1983.** Tarımda Doğal Enerji Kaynakları. A. Ü. Ziraat Fakültesi, Ders Kitabı, No : 241, Ankara.
- YAVUZCAN, G., ERDİLLER, B. ve A SARAL 1987.** Ölçme Tekniği. A. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yayınları, No : 3, Ankara.
- YAVUZCAN, G.,1994.** Enerji Teknolojisi. A. Ü. Ziraat Fakültesi, Ders Kitabı, No: 383, Ankara.



TEŞEKKÜR

Çalışmalarım süresince yardımlarını esirgemeyen ve katkıları bulunan başta danışman hocam olan Trakya Üniversitesinden Prof. Dr. Bülent EKER olmak üzere, Ondokuz Mayıs Üniversitesinden Prof. Dr. Yunus PINAR, Prof. Dr. Güven ÖNBİLGİN, Doç. Dr. Mehmet Arif BEYHAN, Arş. Gör. Ali TEKGÜLER, Arş. Gör. Abdullah SESSİZ, Arş. Gör. Serdar ÖZDAMAR, Ankara Üniversitesi'nden Prof. Dr. Güngör YAVUZCAN, Prof. Dr. Mustafa Özcan ÜLTANIR, Gazi Üniversitesi'nden Prof. Dr. Ercan ATAER ve Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nden Doç. Dr. Cemil YAMALI'ya teşekkür ederim.

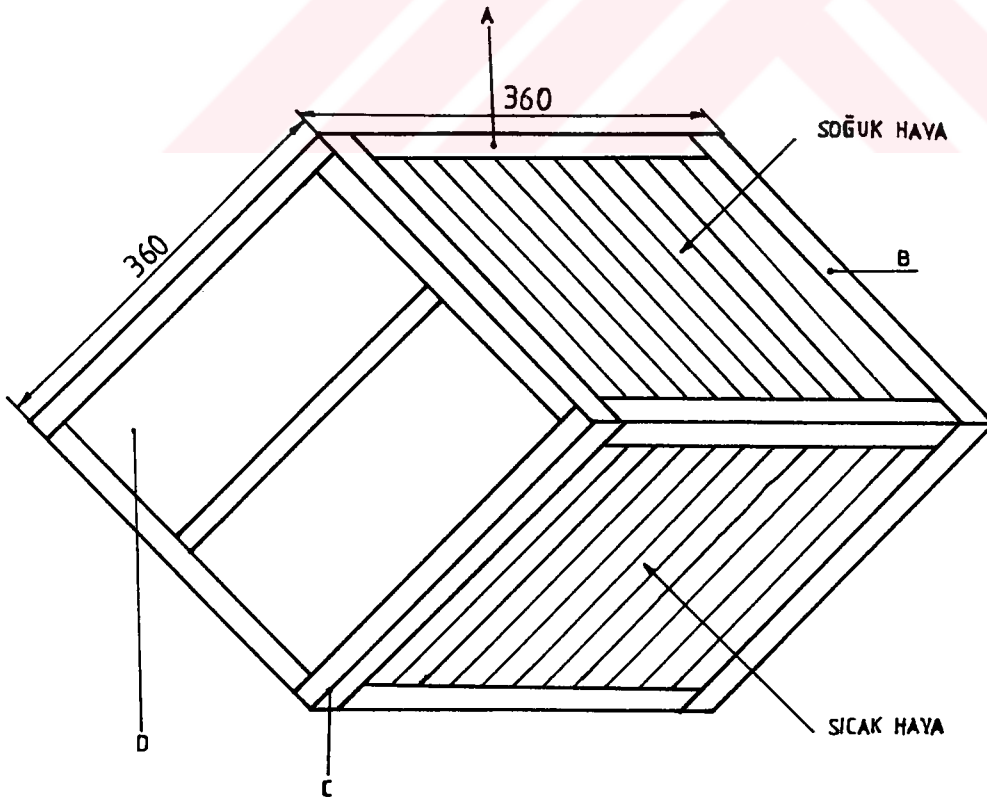
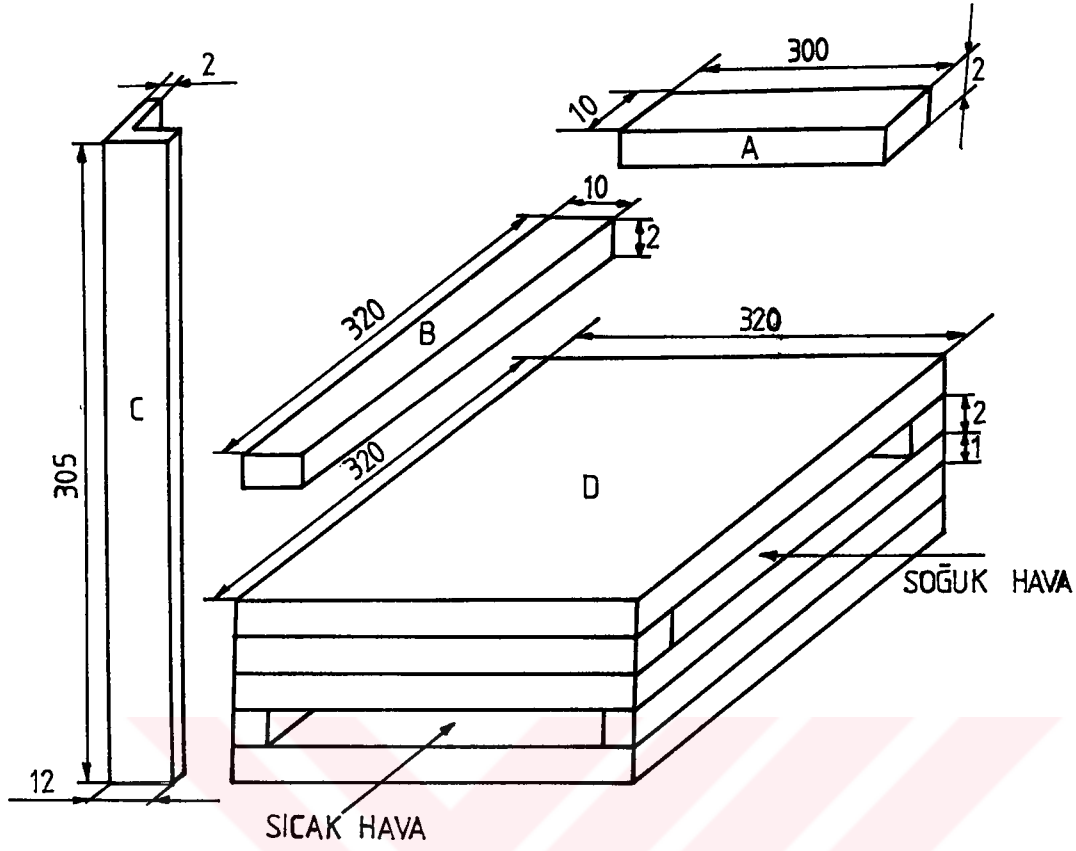
Araştırmanın yapılmasında önemli maddi katkıları bulunan FİDAN TEKSTİL San. ve Tic. Ltd. Gn. Md. Naci FİDAN ve Petekli ısı eşanjörü için gerek ihtiyaç duyulan malzemelerin temini ve gerekse fabrikalarındaki imkanları kullanma olanağı tanıyarak eşanjörün imalatında yardımcı olan KADA OTO RADYATÖRLERİ firmasından fabrika sahibi Mak. Müh. T. Fikret KOÇAK, İml. Md. Yusuf ÖZER, Kont. Md. Atilla BERKYEL ve aynı firmanın Karadeniz Bölge Bayii Şenol ZAHİRECİ ve Ahmet BAŞAK'a teşekkür ederim.

Ayrıca, tez çalışmam süresince beni destekleyen aile bireylerime de teşekkür ederim.

ÖZGEÇMİŞ

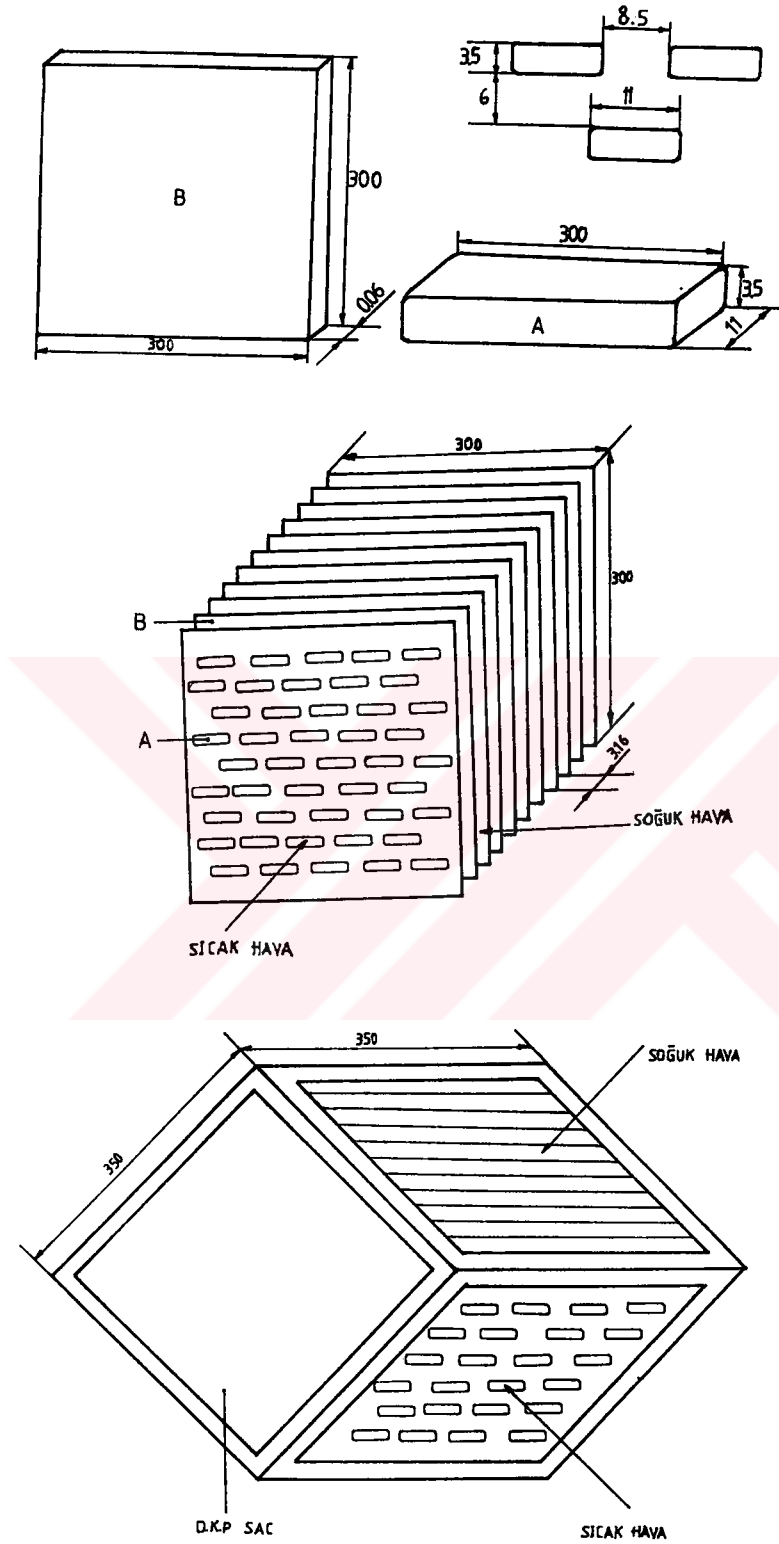
Malatya' nın Arguvan İlçesinde 1968 yılında doğdu. Endüstri Meslek Lisesi Motor Bölümünü bitirdikten sonra, 1985 yılında Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümünde başladığı lisans öğrenimini 1989 yılında bölüm ikincisi olarak tamamladı. Aynı yıl Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Anabilim Dalında Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 1992 yılında tamamladığı yüksek lisans öğreniminden sonra, 1993 yılında Ondokuz Mayıs Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümüne Araştırma Görevlisi olarak atandı. 1994 yılında Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Anabilim Dalında Doktora programına başladı. Halen Ondokuz Mayıs Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmalarını sürdürmektedir.

EK-1



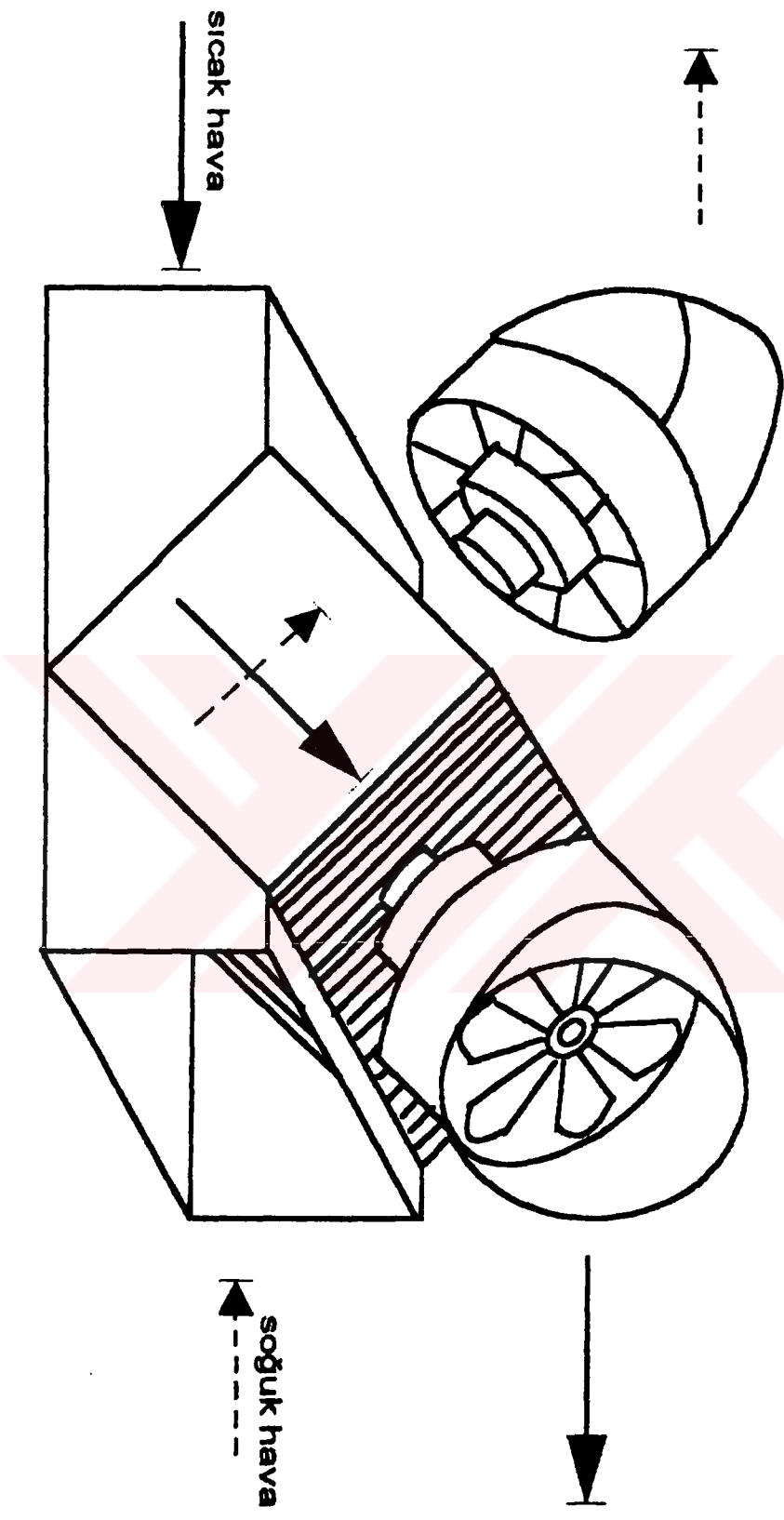
Şekil 1. Çapraz akımlı ve plakalı tip ısı eşanjörü gövdesine ilişkin detay bilgiler.

EK-2



Şekil 2. Çapraz akımlı ve petekli tip ısı eşanjörü gövdesine ilişkin detay bilgiler.

T.C. YÜKSELİŞ VE İZLENİM
DOKÜMANİTASYON MERKEZİ



Şekil 3. Havadan - havaya ısı eşanjörlerinin temel çalışma prensibi.