

BİLGİSAYAR YARDIMIYLA ISI

DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Ömür Murat ÇETECİ

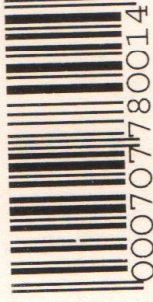
Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 7 Ocak 1999

Tezin Savunulduğu Tarih : 5 Şubat 1999

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Salim ÖZÇELEBİ (İ.Ü.)

Prof.Dr. Taner ÖZKAYNAK



ŞUBAT 1999

ITÜ MERKEZ KÜTÜPHANESİ

Danışma No: 70778

Sayılam No: 467

MAK
42900
467



ÖNSÖZ

Bu çalışmada gövde boru tipi ısı değiştiricisi, soğutucu ve nem alıcı serpantinler ile ısıtıcı serpantinlerin matematiksel modelleri oluşturulmuş ve bilgisayar yardımıyla ısıl ve maliyet hesaplarının ardından optimum çözümleri elde edilmiştir. Ayrıca bu ısı değiştiricilerinin çizimleri yine bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir.

Çalışmalarım esnasında yardımlarını esirgemeyen ve yol gösteren hocam Sayın Doç. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Ocak 1999

Ömür M. ÇETECİ

İÇİNDEKİLER

Sayfa No.

TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI	2
2.1 Giriş	2
2.2 Isı transferi sürecine göre sınıflandırma	2
2.3 Yüzey yoğunluğuna göre sınıflandırma	5
2.4 Akışkan sayısına göre sınıflandırma	6
2.5 Konstrüksiyona göre sınıflandırma	8
2.6 Akış şekline göre sınıflandırma	14
2.7 Isı transferi mekanizmasına göre sınıflandırma	18
3. GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ	19
3.1 Giriş	19
3.2 Gövde şekilleri	20
3.3 Boru dizilişleri ve perdeler	22

3.4. Isı değiştiricilerinin temel tasarım yöntemi	25
3.5. Gövde boru tipi ısı değiştiricilerinin ısı hesapları	27
4. SERPANTİN TİPİ ISI DEğİşTİRİCİLERİ	36
4.1. Soğutucu ve nem alıcı serpantinler	36
4.2. Soğutucu ve nem alıcı serpantinlerin ısı hesapları	38
4.3. Serpantinlerin boyutlandırılması	43
4.4. Havanın özellikleri ile ilgili bağıntılar	47
4.5. Isıtıcı serpantinler	50
5. ISI DEğİşTİRİCİSİ PROGRAMI	52
5.1. Programın tanıtılması	52
5.2. Programın içeriği	53
5.3. Gövde boru tipi ısı değiştiricisi programı	54
5.4. Soğutucu ve nem alıcı serpantin programı	55
5.5. Isıtıcı serpantin programı	56
5.6. Akışkan özellikleri programı	57
6. SONUÇLAR	59
KAYNAKLAR	61
EKLER	63
Ek A. Gövde boru tipi ısı değiştiricisi için örnek çıktı	63
Ek B. Gövde boru tipi ısı değiştiricisinin boru diziliş çizimi	66
Ek C. Soğutucu ve nem alıcı serpantin için örnek çıktı	67
Ek D. Soğutucu ve nem alıcı serpantin çizimi	70
Ek E. I Tipi gövde borulu ısı değiştiricisinin program listesi	71

Ek F Soğutucu ve nem alıcı program listesi	82
Ek G Isı değiştiricisi sonuçlarının karşılaştırılması	94
Ek H Tüm program listesi (disket halinde)	

ÖZGEÇMİŞ

95

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No.</u>
Tablo 2.1 Isı değiştiricilerinin ısı transferi sürecine göre sınıflandırılması	2
Tablo 2.2 Isı değiştiricilerinin yüzey yoğunluğuna göre sınıflandırılması	5
Tablo 2.3 Isı değiştiricilerinin akışkan sayısına göre sınıflandırılması	6
Tablo 2.4 Isı değiştiricilerinin konstrüksiyona göre sınıflandırılması	8
Tablo 2.5 Isı değiştiricilerinin akış şekline göre sınıflandırılması	15
Tablo 2.6 Isı değiştiricilerinin ısı transferi mekanizmasına göre sınıflandırılması	18
Tablo 3.1 TEMA' ya göre standart gövde, arka ve ön kafa tipleri	21
Tablo 3.2 Isı değiştiricisi tasarımındaki temel mantıksal yapı	26
Tablo G.1 Isı değiştiricisi sonuçlarının karşılaştırılması	93

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No.

Şekil 2.1 Dölyaylı temalı ısı değiştiricisi örnekleri

4

Şekil 2.2 Depolamalı tip ısı değiştiricisi

5

Şekil 2.3 Kompakt ısı değiştiricileri

7

Şekil 2.4 Gövde boru tipi ısı değiştiricileri

9

Şekil 2.5 Contalı-levhali ısı değiştiricisi

10

Şekil 2.6 Spiral levhali ısı değiştiricisinde akış yolları

11

Şekil 2.7 Kanatsız borulu, kanatlı borulu ve levhali tip ısı değiştiricileri

12

Şekil 2.8 Döner rejeneratör

13

Şekil 2.9 Döner rejeneratör tipleri

14

Şekil 2.10 Paralel, ters ve çapraz akışların karşılaştırılması

16

Şekil 2.11 Isı değiştiricisinde akış yolları

17

Şekil 3.1 Gövde boru tipi ısı değiştiricileri

19

Şekil 3.2 Boru aynalarındaki delik şekilleri

22

Şekil 3.3 Standart boru dizilişleri

23

Şekil 3.4 Perdeli gövde boru tipi ısı değiştiricisinde akış durumu

23

Şekil 3.5 Isı değiştiricisinde perde şekilleri

24

Şekil 3.6 Dilimli perdeler ve akış durumları

25

Şekil 4.1 İdeal serpantin değişim eğrisi

37

Şekil 4.2 Zıt akışlı hava ve soğutucu akışkanlı soğutucu serpantin için ısı diyagram

39

Şekil 4.3 Serpantin boyutları

43

Şekil 5.1 Program giriş menüsü	54
Şekil 5.2 Gövde boru tipi ısı değiştiricisi program menüsü	55
Şekil 5.3 Soğutucu ve nem alıcı serpantin programı menüsü	56
Şekil 5.4 Isıtıcı serpantin programı menüsü	57
Şekil 5.5 Hava ısı geçiş özellikleri programı menüsü	58
Şekil B.1 Gövde ve boru dizilişi resmi	65
Şekil D.1 Soğutucu ve nem alıcı serpantin resmi	69

SEMBOL LİSTESİ

A	Isı değiştiricisi alanı
B	Perdeler arası mesafe
c	Borular arası boşluk
c_p	Özgöl ısı
d	Boru çapı
D	Gövde çapı
E	Kayıp basınç enerjisi
e	Yakıt fiyatlarındaki artış
f	Düzelme katsayısı
f₁d₁	Isı değiştiricisi birim fiyatı
fe₁	Elektrik fiyatı
G	Birim yüzeyden geçen akış debisi
h	Isı taşınım katsayısı
H	Tesisin yıllık çalışma süresi
i	Faiz oranı
k	Isı iletim katsayısı
K	Toplam ısı geçiş katsayısı
KG	Gerçek toplam ısı geçiş katsayısı
L	Boru uzunluğu
m	Akışkan debisi

Nr	Boru sayısı
Np	Pompa verimi
Nu	Nusselt sayısı
Nlp	Boru geçiş sayısı
P	Boru eksenleri arası mesafe
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı miktarı
Re	Reynolds sayısı
rr	Kirlilik faktörü
S	Akış kesit alanı
T	Sıcaklık
ΔT_m	Logaritmik sıcaklık
ΔP	Basınç düşümü
ρ	Yoğunluk
η	Dinamik viskozite
İndisler:	
1	boru
2	gövde
s	su
h	hava
g	giriş
ç	çıkış
t	toplam

BİLGİSAYAR YARDIMIYLA ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI

ÖZET

Bu çalışmada genel anlamda ısı değiştiricilerinin tasarımının bilgisayar yardımıyla gerçekleştirilmesi incelenmiştir. Öncelikle ısı değiştiricilerinin tanımı, sınıflandırılmaları, çalışma şekilleri ve kullanım alanları belirtilmiştir. Visual Basic 5.0 bilgisayar diliyle dört ayrı bölümden oluşan bir program hazırlanmıştır. Amaç, bilgisayarda programlama yoluyla ısı değiştiricilerinin ısı hesaplarının yapılması ve boyutlandırılmasıdır.

Programın ilk bölümü matematiksel modeli incelenmiş olan gövde boru tipi ısı değiştiricisi ile ilgilidir. Akışkanların giriş, çıkış sıcaklık değerleri, kütledebileri, ekonomik faktörler programa veri olarak girilir ve maliyet analizi ile birlikte optimum ısı değiştiricisi boyutları bulunup boru dizilişlerinin resmi çizdirilir. Yöntem olarak şöyle bir yol izlenmiştir: Değişik gövde ve boru çapları için tek tek ısı ve maliyet hesapları yapılmıştır. İçlerinden en ucuz maliyete sahip olan ısı değiştiricisi çözüm olarak kabul edilmiş ve çözümler sanayide kullanılan ısı değiştiricileri ile karşılaştırıldığında bir yaklaşıklık gözlemlenmiştir.

İkinci bölümde soğutucu ve nem alıcı serpantin tasarımı incelenmiştir. Serpantinin ısı hesapları yapıp, kullanılan akışkanlar (su ve hava) için yapıp soğutma ile birlikte nem alıcı olarak çalışıp çalışmayacağı belirlenmiştir. Islak, kuru ve toplam yüzey alanları bulunduktan sonra akışkanların çıkış sıcaklıkları ve ısı yükleri hesaplanır. Basınç düşümleri tespit edildikten sonra maliyet analizi yapılır ve son olarak örnek bir resim bilgisayar ortamında çizdirilir. Üçüncü bölüm ısıtıcı serpantin ile ilgilidir. Boyutları veri olarak girilen ısıtıcı serpantinin ısı transferi hesapları yapılır ve bunun neticesinde bulunan boyutlar ile ilk girilen boyutların uygunluğu kontrol edilir ve bu değerlerin kabul edilecek yakınlıkta olması sağlanır.

Son bölümde ise akışkan özelliklerinin bulunduğu program hazırlanmıştır. Bu özellikler ilk üç bölümde gerekli olmuş ve o bölümlerde kullanılmıştır. Bu özellikler ayrı olarak dördüncü bölümde bir kez daha incelenmiştir. Su için sıcaklık değerlerine bağlı olarak yoğunluk, ısı iletim katsayısı, Prandtl sayısı, özgül ısı ve dinamik viskozite gibi değerler bulunmuştur. Hava için ise yine sıcaklığa bağlı olarak yoğunluk, ısı iletim katsayısı, ısı yayılım katsayısı, Prandtl sayısı, dinamik viskozite ve özgül ısı değerlerinin yanında havanın psikrometrik özellikleri belli bir iterasyon sonucunda bulunmuştur. Kullanılan tüm bağıntılar amprik ifadelerdir ve belli bir oranda hata vermektedir. Ancak bu hata oranları ısı değiştiricilerinin tasarım sıcaklığı için oldukça düşüktür ve hesaplamalarda kullanılır.

COMPUTER AIDED DESIGN OF HEAT EXCHANGERS

SUMMARY

In this study, computer aided design of heat exchangers is examined generally. At first the heat exchangers' definitions, classifications, working manners and usage areas are determined. A computer program which is formed from four parts is prepared by using Visual Basic 5.0 . The object is the obtaining of thermal calculations and sizing of the heat exchangers.

The heat exchangers are classified to six parts:

Heat transfer process, surface compactness, geometry (construction), flow type, number of fluids, heat transfer mechanism.

According to the heat transfer process classification, the direct contact and the indirect contact type of heat exchangers are available. In direct contact type of heat exchangers the heat transfer is obtained from the contact of hot and cold fluids to each other directly which are used in cooling towers and jet type of condensers mostly. In indirect contact type, the thermal energy transfers from a surface or a wall between the fluids that do not touch each other.

The ratio of heat transfer surface area to the volume of the system in heat exchangers is the measure of compactness. If this ratio is more than $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, this heat exchanger is called as a compact heat exchanger. In contrary, the heat exchanger is not a compact one if this value is less than $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. The concept of compactness is very important when the replacement area of the heat exchanger is in the first consideration.

Classification to the geometry has four types: Tube type heat exchangers, plate type heat exchangers, extended surface type heat exchangers and regenerative type heat exchangers. The tube type of heat exchangers are double pipe, shell and tube type and spiral tube type. The shell and tube type of heat exchanger is the most frequently used one and its thermal design and the sizing is calculated in the first part of the program. The plate type of heat exchangers are gasketed, spiral and lamella. Especially, the gasketed plate type of heat exchangers are being used widely after the shell and tube type heat exchangers. This type is preferred when there are too much disadvantages of the shell and tube type heat exchanger in that application. The heat exchangers that have extended surfaces are plate-fin types and tube-fin types. The tube-fin type heat exchangers are examined in the second part of the program. They are especially used in

the air conditioning systems. The regenerative type of heat exchangers are mostly used in steam boilers as air heaters and also they have a very large compactness.

Parallel flow, counter flow and cocurrent flow are the types of flow in heat exchangers. Counter flow gives the highest effectiveness. In the classification according to the heat transfer mechanism, there are four items: one phase flow convection in both sides, two phase flow convection in one side and one phase flow convection in the other side, two phase flow convection in the both sides and finally convection and radiation together. The number of fluids are mostly two in heat exchangers but in special processes three or more number of fluids may be used.

The shell and tube type heat exchangers are used in heating, refrigeration, air conditioning, power plants, chemical processes and so many similar areas. They are the structures which the tubes are placed in a shell. They provide high heat transfer surface area in respect of their volumes and the weights. They can be cleaned easily, can be designed for high pressure applications, have a great flexibility for the service requirements and they can be designed and manufactured without any difficulties. This type heat exchanger is most widely used one.

The most important parameter in the design of heat exchangers is the shell type. The shell type is chosen according to the TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) standards. Tube arrangements and the baffles are also very important parameters in heat exchanger design. Square and triangle tube arrangements are available but the triangle tube arrangement are mostly preferred because of its tube density, low cost and higher heat transfer per surface area. Also the distance between the tubes is very considerable for the strength of the tube sheet. The distance between the baffles is the function of the shell diameter and it plays a great role in heat transfer so the designer should give great importance to this parameter during the design.

In the basic design of heat exchangers, at first the problem should be defined clearly. The flow rates, arrangements (like condensation or boiling), inlet and outlet temperatures and pressures and the other extra datas necessary for the design should be given. In design process, the basic construction of the heat exchanger is selected as a trial form. This trial design is evaluated and the thermal performance and the pressure drops are found. If these found values are in satisfied ranks, this design is accepted. Otherwise, the trial form is changed and the calculations are done till reaching the desired values. It is preferred to do these calculations by the help of the computers.

There are two main problems encountered in the design of heat exchangers: Rating (performance analysis) and sizing problems. In rating problem, an available heat exchanger is examined. Heat exchanger type, dimensions, surface geometry, flow rates of the fluids, inlet temperatures and the fouling factors are known. According to these datas, outlet temperatures, total heat transfer amount and the pressure drops for the both sides can be found out. If an acceptable thermal performance that supplies a value under the maximum pressure drop is found, this is the solution of the design. The second problem is the sizing problem. In this problem, inlet and outlet temperatures, flow rates, surface geometries, allowed pressure drops and the material properties are the datas of

this kind of design. Consequently the sizes of the heat exchanger is obtained. Since the necessity of the selection of the heat exchanger type before the thermal analysis, second problem is more difficult than the first one.

The cooling and the dehumidifying coils are used in many fields like refrigeration, air conditioning systems, drug and food industry and product storing. The heat of the air transfers to a metal surface, then transfers to the cooling fluid. In this study the cooling fluid is selected as water. Also the moisture in the air, condenses on a cold surface and constitutes wet layer. So it is possible to take the moisture from the air besides cooling the air. Usually fins are used on these coils. The fins are located to the air side of the tubes since the heat convection coefficient here is lower than then the value on the other side.

In the design of shell and tube type heat exchangers and the cooling and the dehumidifying coils, the properties of the fluids (usually water and air) are used repeatedly. The empirical equations which are related with the temperature of the fluids are used. The result of these equations are a little bit different from the real values read from the fluid tables. But these differences are acceptable in the design range of the heat exchangers. For water, viscosity, density, specific heat, heat conduction coefficient and Prandtl numbers are found with the data of temperature. For air, heat conduction coefficient, Prandtl number, viscosity, density, specific heat and psychrometric values like wet bulb temperature, relative humidity are found out.

As a computer program, Visual Basic 5.0 is used in this study. It is possible of writing computers with Visual Basic which run under Windows operation system. Since widely known software programs that are used in PC's are prepared to be run under Windows, the other conventional computer programs like GWBasic, Qbasic, Fortran, C, Pascal are all outdated. Creating new softwares with these programs are very troublesome because of very long command lines. But with visual computer programs (Visual Basic, Delphi, Visual C) it is very suitable to make programs with rich graphical media. This graphical user interface facilitates the usage and learning of the different kind of applications.

In Visual Basic program, the known abilities of the usual Basic are combined with the visual design tools. Menus, fonts, dialog boxes, text boxes, scroll bars and the other graphical elements can be designed fast and easily. It has an event driven structure. Namely, instead of programming softwares in sequences with constant steps, the programmer clicks a window, moves the mouse or selects a command. Creating databases, interaction with the other popular software like CAD programs and data exchange applications are possible. Another advantage of Visual Basic is that the programmed software can be compiled and it can be converted to an executable file.

For the heat exchanger program, a main menu is prepared at the beginning. There are four numbered command buttons on a form for the four program parts. Clicking one of these buttons make the connected program part run. Also five labels exist. The color of the forms, the font types and the font sizes on the boxes and buttons are set for the main menu and for the other forms which are used for the other parts of the program.

The first part of the program is related with the shell and tube type heat exchangers that at first its mathematical model is found out. Fluids' inlet and outlet values, mass flow rates, fouling factors, total operating time, economical factors like materials unit cost, electrical cost and the rate of increase for fuel are entered as datas and after the cost analysis, the optimum exchanger dimensions and the drawing of the tube arrangements are found out. As a method, the thermal and cost analysis is done for the different diameters of the shells and the cheapest one is accepted as the optimum solution. Besides these results, the number of tubes is also determined. This program part is divided to three sections. The first section is for the water in the shell side and the water in the tube side. The second section is for the steam in the shell type and water in the tube side. Finally the third section is for the water in the shell side and the steam in the tube side. The two phase flow analysis is done for the second and for the third sections. When these solutions are compared with the exchangers used in the industry, a great approximation is seen.

In the second part of the program, the design of air cooling and dehumidifying coils is studied. The principal logic is same with the former program part. Air inlet pressure, temperature, specific humidity, mass flow rate, air velocity, water inlet temperature, mass flow rate, water flow velocity are the datas which are entered to the computer. According to these entered values, the thermal calculations of the cooling and the dehumidifying coils run. After the thermal calculations, it is established whether the air cooling coil is working as dehumidifier or not. After wet, dry and total heat transfer areas are determined, the outlet values of the fluids and total amount of heat are found out. Following the pressure drop obtention, cost analysis is done and a sample drawing is created in the computer medium.

The third part is about the heating coils. The former program parts' logic continues in this part. The dimensions of the coil, heat load, fluids' inlet and outlet temperatures and the properties and dimensions of the fins are entered as the datas. After the heat transfer calculations, the dimensions found ultimately are compared with the ones entered before. It is tried to get these values have acceptable nearness to each other.

The last part of the program is prepared for obtaining the properties of the fluids (water and air) which are used in the first, second and third parts of the heat exchanger program. For shell and tube type heat exchanger design, the water properties; for the cooling and dehumidifying coils the water and air properties with the psychrometric properties and for the heating coils, the water and air properties are necessary. For water, as the function of the temperature, density, heat conduction coefficient, Prandtl number, specific heat, dynamical viscosity values are found. For air, besides these values, psychrometric values are found by using iteration method. These properties are found with the empirical equations and these equations have a certain error rate. But these error rates are acceptable at the range of the design of heat exchangers and after the comparison of these values with the real ones in the diagrams and tables it can be considered that they can be used reliably.

Consequently, the design, optimisation and the sizing of the shell and tube type heat exchangers, cooling and dehumidifying coils and the heating coils are determined with the computer. For creating this software, MS Visual Basic 5.0 is used due to its flexibilities, facilities in working and the graphical user interface properties. In the applications, there are very different types of the heat exchangers for different fields. Because of this, the heat exchangers should be designed one by one for the pointed out values. To obtain the optimum design, variable economical factors should be always taken into consideration. This program provides the reducing of design time, the minimizing the design errors and the facilitating of the sizing. Briefly, the computers and the softwares plays the most significant role in the engineering fields recently. It is certain that the importance of the computers will be further in the engineering, industrial and technological fields in the future.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Isı değiştiricileri, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasında oluşan ısı enerjisini sağlayan cihazlardır. Güç üretimi, proses, kimya ve gıda endüstrileri, elektronik, çevre mühendisliği, üretim endüstrisi, iklimlendirme, soğutma ve uzay uygulamaları gibi geniş kullanım alanlarına sahiptir. (1)

Bu cihaza en basit bir örnek olarak, iki farklı sıcaklıktaki akışkanların bir kapta karıştırılmasıdır. Fakat bu işlem bir ısı değişiminden çok karıştırma işlemi olarak adlandırılmaktadır. Genellikle ısı değiştiricilerinde akışkanlar birbirleriyle karıştırılmadan ısı transferi olan bir yüzeyle birbirinden ayrılır. (2)

Çok sayıda ısı değiştiricisi tipleri mevcut olmakla birlikte, bunlardan boru gövde tipi ısı değiştiricisi diğerlerine göre daha fazla kullanım alanına sahiptir. Basit boru sistemine sahip ve küçük ısı transferi alanlı ısı değiştiricilerinden, çok büyük ısı transferi alanlı ve kompleks yüzeyli yoğuşturucu ve buharlaştırıcılara kadar çok çeşitli cihaz şekilleri bulunmaktadır. Gövde boru tipi ısı değiştiricileri bu iki geniş mesafe arasında yer alırlar.

Gövde boru tipi ısı değiştiricilerinin dışında, levhalı ısı değiştiricileri de büyük kullanım alanına sahiptir. Çeşitli durumlarda bu iki tipin kıyaslanması ve birinin tercih edilmesi gerekebilir.

BÖLÜM 2

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

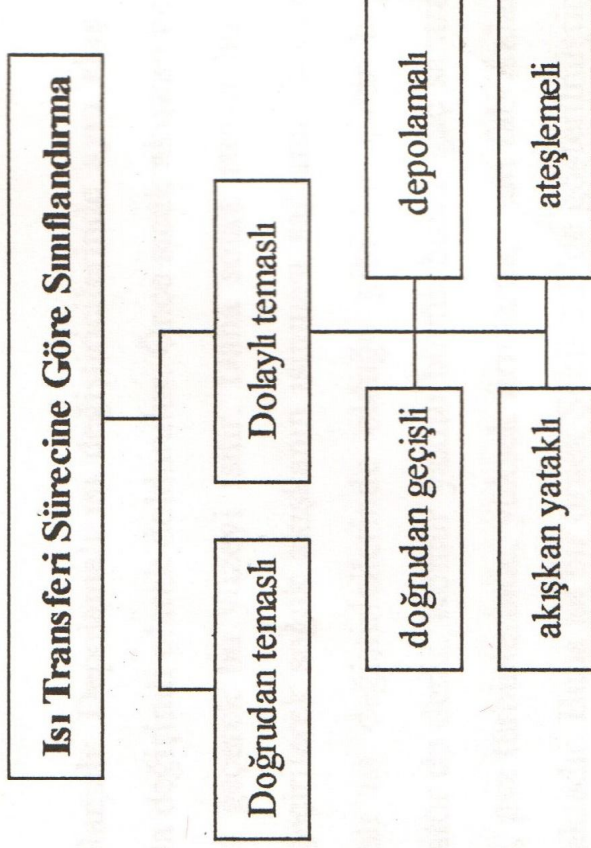
2.1 GİRİŞ

Isı değıştircileri şu şekilde sınıflandırılabilirler:

1. Isı transferi sürecine göre
2. Yüzey yoğunluğuna göre
3. Geometriye göre
4. Akış şekline göre
5. Akışkan sayısına göre
6. Isı transferi mekanizmasına göre

2.2 ISI TRANSFERİ SÜRECİNE GÖRE SINIFLANDIRMA

Tablo 2.1 Isı Değıştircilerinin Isı Transferi Sürecine Göre Sınıflandırılması



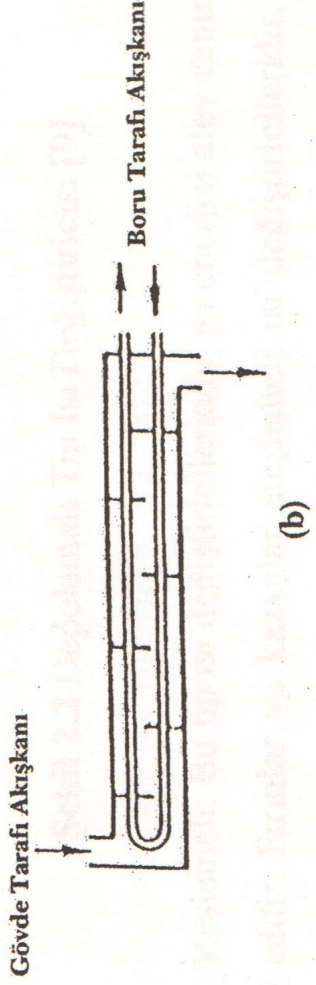
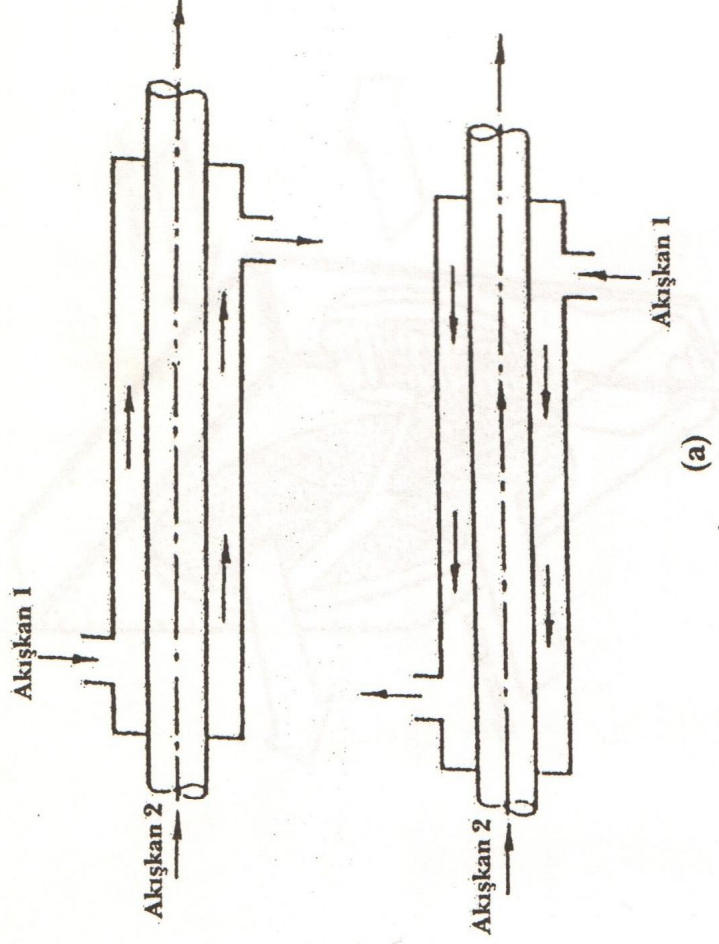
ısı transferi surecine göre, ısı değiştiricileri doğrudan temaslı ve dolaylı temaslı olarak sınıflandırılırlar. Bu sınıflandırma Tablo 2.1 'de gösterilmiştir.

2.2.1 Doğrudan temaslı ısı değiştiricileri: Isı, doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde aralarında doğrudan temasın olduğu soğuk ve sıcak akışkanlar arasından iletilir. Tek sınırlama, akışkanların karıştırılamaz cinsten olmasıdır. Soğutma kuleleri, püskürtmeli ve tablalı yoğunlaştırucular bu tip ısı değiştiricilerine iyi birer örneklerdir. Soğutma kulesinde damlacıklar halindeki su hava ile soğutulur. Çoğunlukla ısı ve kütle transferleri bu cins ısı değiştiricilerinde eşzamanlı olarak meydana gelir.

2.2.2 Dolaylı temaslı ısı değiştiricileri: Dolaylı temaslı ısı değiştiricilerinde, ısı enerjisinin bir ısı transferi yüzeyi (akışkanları ayıran bir cidar) boyunca sıcak ve soğuk akışkanlar arasından değişimi sağlanır. Şekil 2.1 'de görülen örneklerde olduğu gibi ısı enerjisi, ayırıcı cidar boyunca transfer edilirken soğuk ve sıcak akışkanlar aynı anda akarlar ve bu akışkanlar birbirlerine karışmazlar. Dört grupta incelenebilirler:

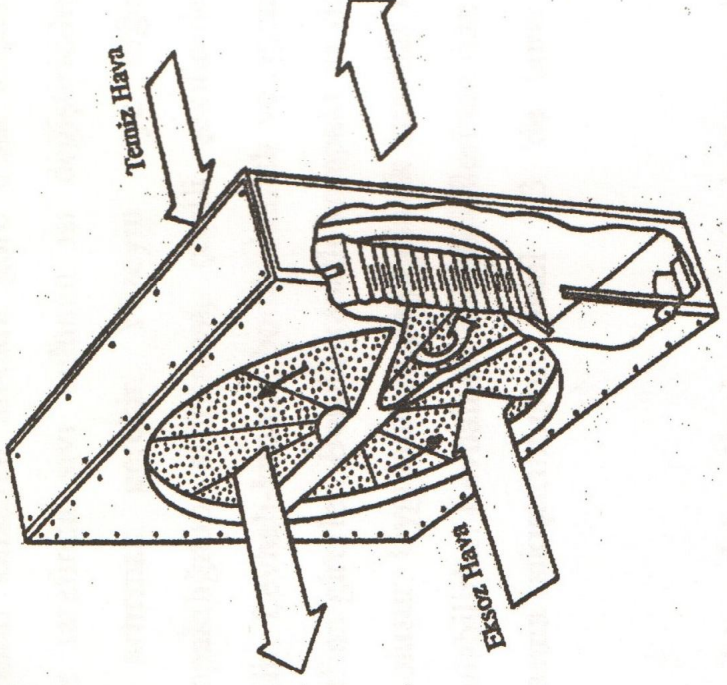
a) Doğrudan geçişli: Bu tip ısı değiştiricilerinde akışkanlar birbirleriyle karışmadan hareket ederler ve aynı zamanda bu akışkanlar ince bir boru veya levha yüzeyi ile birbirlerinden ayrılmışlardır. Reküperatör olarak da adlandırılırlar. Borulu ısı değiştiricileri (çift borulu, gövde borulu) ve levhalı ısı değiştiricileri bu cins örneklerdir.

b) Depolamalı: Depolamalı ısı değiştiricilerinde aynı akış yolu iki akışkan tarafından sırayla değişimli olarak doldurulur. Önce sıcak akışkan belirli bir zaman yüzey üzerinden geçerek bu yüzeyi ısıtır. Daha sonra ısınan bu yüzey üzerinden soğuk akışkan geçirilerek soğuk akışkanın ısınması sağlanır. Bu nedenle ısı enerjisi doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde olduğu gibi bir cidar boyunca iletilmez. Bunlara rejeneratör de denir. Kömür yakıtlı büyük buhar güç santrallerinde havanın ön ısıtılmasında, gaz türbinlerinde, yüksek fırınlarda, cam fabrikalarında uygulanma alanları bulunmaktadır. Buna ait bir örnek Şekil 2.2 'de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Dolaylı Temaslı Isı Değiştiricisi Örnekleri: (a) Çift Borulu Isı Değiştiricisi, (b) Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisi [1]

c) Akışkan yataklı: Akışkan yataklı ısı değiştiricisinde ısı enerjisi akışkan ve ince şekilde bölünmüş katı malzemeli akışkan yatak arasından transfer edilir. Katı tanecikler sıvı veya gaz ile akışkanlaştırılır. Akışkanlaştırıcı gaz gözenekli levha boyunca küçük taneciklerin bulunduğu yatağa girer. Belirli bir gaz hızında yatak içindeki bir taneciğe gelen sürüklenme kuvveti, taneciğin ağırlığından bir miktar fazla olduğunda tanecik yükselmeye ve hareketlenmeye başlar ayrıca yatak, yoğunluğu karışımın ve katı taneciklerin yoğunluğuna eşit olan bir akışkan gibi davranır. Yatak hacmi arttıkça basınç düşümü nedeniyle sürüklenme kuvveti azalır ve katı tanecikler aşağıya inme eğilimine girerler. Bunu önlemek için gaz hızı, yatağı akışkanlaştırılmış durumda tutacak şekilde artırılabilir. Hareketli tanecikler ısı transferini iyileştirir ve yatak içinde sabit bir sıcaklık dağılımını sağlar. Bu cins ısı değiştiricileri kurutmada,



Şekil 2.2 Depolamalı Tip Isı Değiştiricisi [9]

d) Ateşlemeli: Bu tip ısı değiştiricilerinde, ısı enerjisi alev ışımasını ve taşınım ile transfer edilir. Fırınlr ve kazanlar ateşlemeli ısı değiştiricileridir. Örneğin bir kazanda kömürün, sıvı yakıtın veya gazın yanması ocakta gerçekleşir ve büyük miktardaki ısı alevden suya boru içindeki ışınm ve sıcak gazların taşınımı ile iletilir.

[1, 2]

2.3 YÜZEY YOĞUNLUĞUNA GÖRE SINIFLANDIRMA

Tablo 2.2 Isı Değiştiricilerinin Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırılması

Yüzey Yoğunluğuna Göre Sınıflandırma	
Kompakt	Kompakt olmayan

Yüzey alanı yoğunluğu ısı transfer alanının en az bir tarafında $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olan ısı değiştiricileri Tablo 2.2 'de gösterildiği gibi kompakt ısı değiştiricileri olarak nitelendirilirler. Bu ısı değiştiricileri genelde ısı transfer yüzeyinin en az bir tarafında

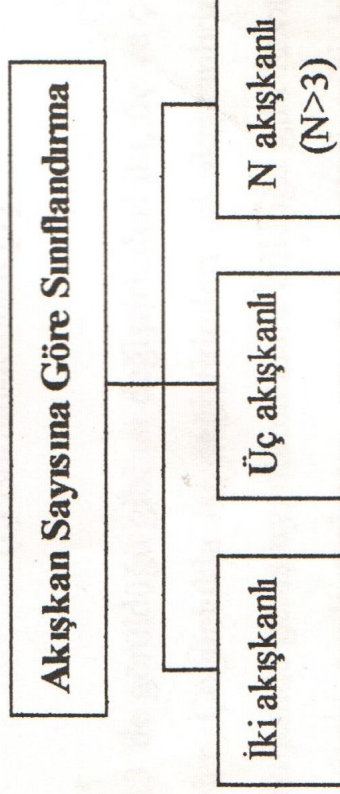
akışkanlarda ısı taşınım katsayısı sıvılara göre daha küçüktür. Bu yüzden bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunan ısı değiştiricilerinde, özellikle gaz tarafındaki yüzeyi artırmak gerekir. Yüzeyin veya diğer bir anlamda ısı değiştiricisinin kompaktlığının artırılması, çeşitli şekillerdeki kanatların ilave edilmesi ile yapılabilir. Levhalı-kanatlı, borulu-kanatlı ve rejeneratif tipler kompakt ısı değiştiricileri sınıfına girerler. Borulu-kanatlı kompakt ısı değiştiricileri yuvarlak ve yassı borulardan oluşur. Uygulamaya bağlı olarak kanatlar içeride, dışarıda veya her iki tarafta kullanılabilirler. Levhalı ısı değiştiricilerinde düz veya oluklu kanatlar paralel levhalar arasına sıkıştırılmıştır. Şekil 2.3 'de buna ait çeşitli örnekler verilmiştir.

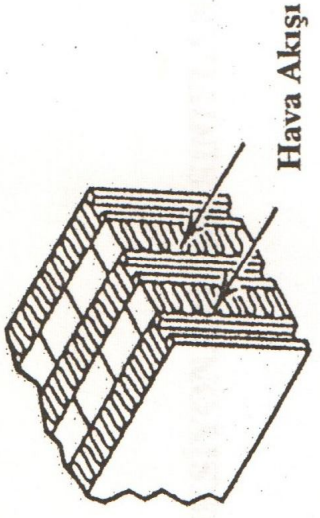
Türbülans miktarı, daha yüksek ısı transfer katsayısını belirli bir gaz akışkan debisinde sağlayan kanatların akışı kesmesi ve kırıştırılması ile artırılabilir. Levhalı-kanatlı ısı değiştiricileri öncelikli olarak gazdan gaza olan uygulamalarda, borulu-kanatlı ısı değiştiricileri ise sıvıdan havaya olan sistemlerde kullanılırlar. Birçok uygulamalarda (kamyonlar, otomobiller, uçaklar) kütle ve hacim azaltılması özellikle önemlidir. Kütle ve hacimden elde edilen kazanç nedeniyle kompakt ısı değiştiricileri kriyojeni, enerji iyileştirilmesi, proses endüstrisi, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde geniş olarak kullanılırlar. Buna karşılık akışkanlardan en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanların kullanılamaması ve akışta meydana gelen aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave pompalama gücünün gerekmesi, kompakt ısı değiştiricilerinin sakıncaları olarak söylenebilir.

[1 , 2]

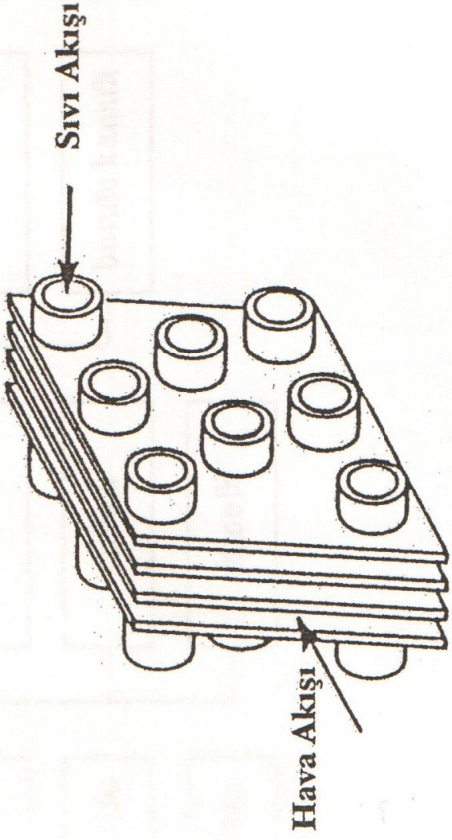
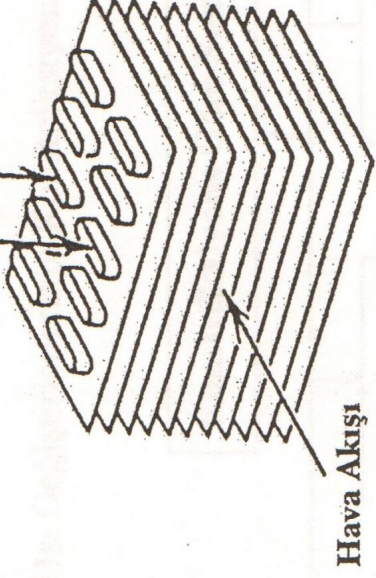
2.4 AKIŞKAN SAYISINA GÖRE SINIFLANDIRMA

Tablo 2.3 Isı Değiştiricilerinin Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırılması





Sıvı Akışı



Şekil 2.3 Kompakt Isı Değiştiricileri: (a) Levhalı-Kanatlı, (b) Yassı Borulu-Kanatlı, (c) Borulu-Kanatlı [1]

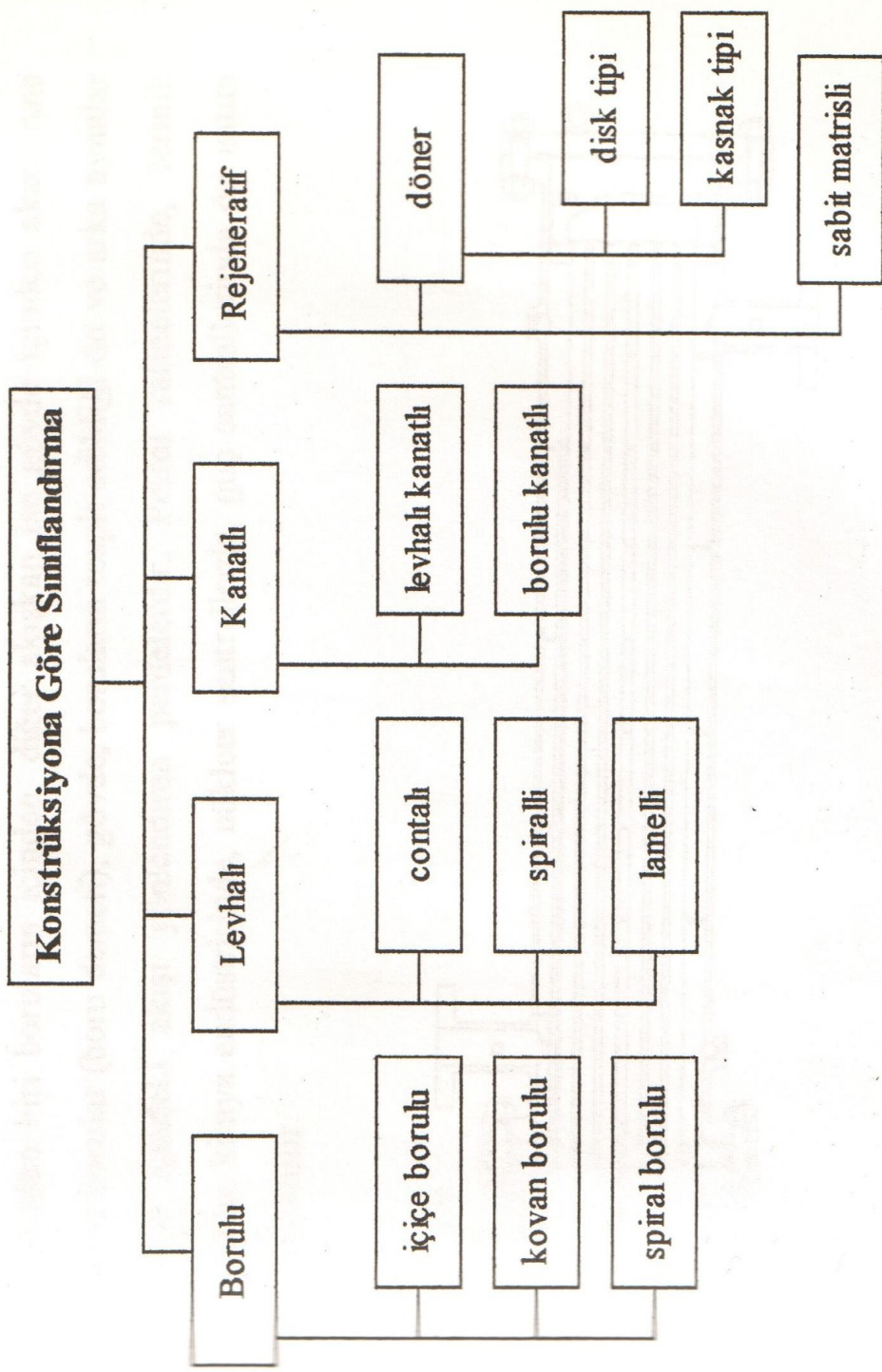
Tablo 2.3 'de görüldüğü gibi ısı değiştiricileri iki, üç ve çok akışkanlı olarak sınıflandırılabilirler. Çoğunlukla ısı değiştiricileri iki akışkanlıdır. Üç akışkanlı ısı değiştiricileri kriyojenide geniş uygulama alanı bulduğu gibi hava ayırma sistemleri, soğutma hidrojenin sıvılaştırılması amoniyak sentezi gibi kimyasal ve proses

endüstrilerinde de kullanılırlar. Üç ve çok bileşenli ısı değiştiricilerinin tasarımı oldukça karmaşıktır. [1]

2.5 KONSTRÜKSİYONA GÖRE SINIFLANDIRMA

Isı değiştiricileri genellikle Tablo 2.4 'deki gibi konstrüksiyon özelliklerine göre karakterize edilir. Önemli konstrüksiyon tipleri borulu, levhalı, kanatlı, rejeneratif ısı değiştiricileridir.

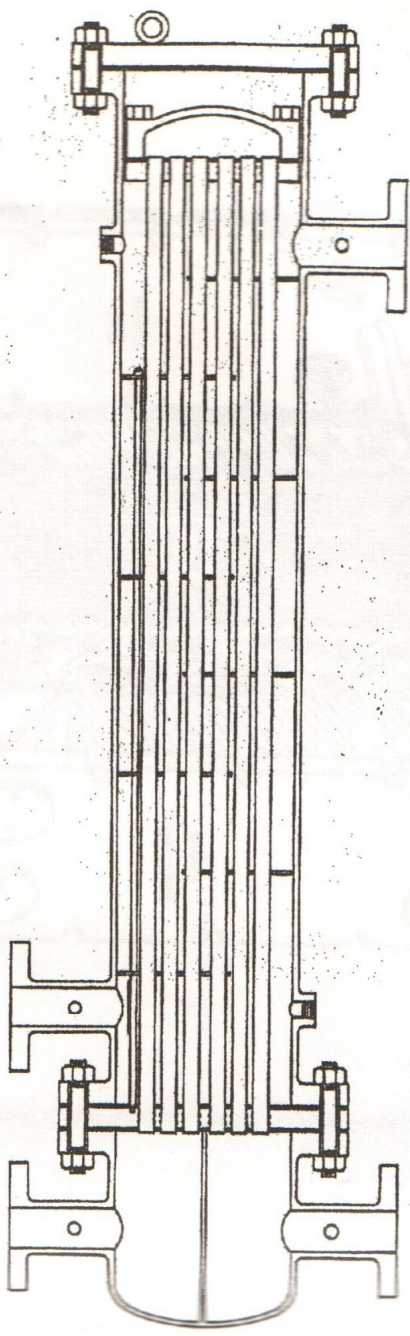
Tablo 2.4 Isı Değiştiricilerinin Konstrüksiyona Göre Sınıflandırılması



2.5.1 Borulu ısı değiştiricileri: Bu tip ısı değiştiricileri eliptik, dikdörtgen ve genellikle de dairesel borulardan meydana gelmiştir. Akışkanlardan biri borunun içinde, diğer akışkan ise borunun dışında akar. Boruların çapları, sayıları, uzunlukları, merkezleri arası mesafe ve boru düzeni değişebilir. Bu nedenle bu ısı değiştiricilerinin tasarımında önemli esneklikler bulunur. Üç grupta incelenirler:

a) Çift borulu: Sistem genellikle aynı eksenli iki borudan yapılır. Akışkanlardan biri içteki borudan akarken, diğer akışkan iki boru arasındaki boşluktan akar. Çift borulu ısı değiştiricileri, basınç düşümünü ve ortalama sıcaklık farkı gereksinimini karşılamak için çeşitli paralel ve seri şekillerde düzenlenebilir. Önemli kullanım alanı düşük ısı transferi alanlarının gerektiği (50 m^2 'ye kadar) proses akışkanlarının duyulur ısıtılması ve soğutulmasıdır. Teorik analizleri basit ve temizlenmeleri kolaydır. Bu tip ısı değiştiricileri aynı zamanda bir veya iki akışkanın yüksek basınçta bulunduğu durumlar için oldukça uygundur. En büyük dezavantajı ise büyük hacimler kaplaması ve birim ısı transferi alanı için pahalı olmasıdır.

b) Gövde borulu: Bu ısı değiştiricisi, Şekil 2.4' de bir örneği görüldüğü gibi silindirik bir gövde ile bunun içindeki birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan biri boruların içinden, diğer akışkan ise gövde içinden akar. Ana elemanları borular (boru demeti), gövde, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile gövde içindeki akışı yönlendiren perdelerdir. Petrol rafinelerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde, nükleer santrallerde, güç santrallerinde ön ısıtıcı olarak kullanılır.

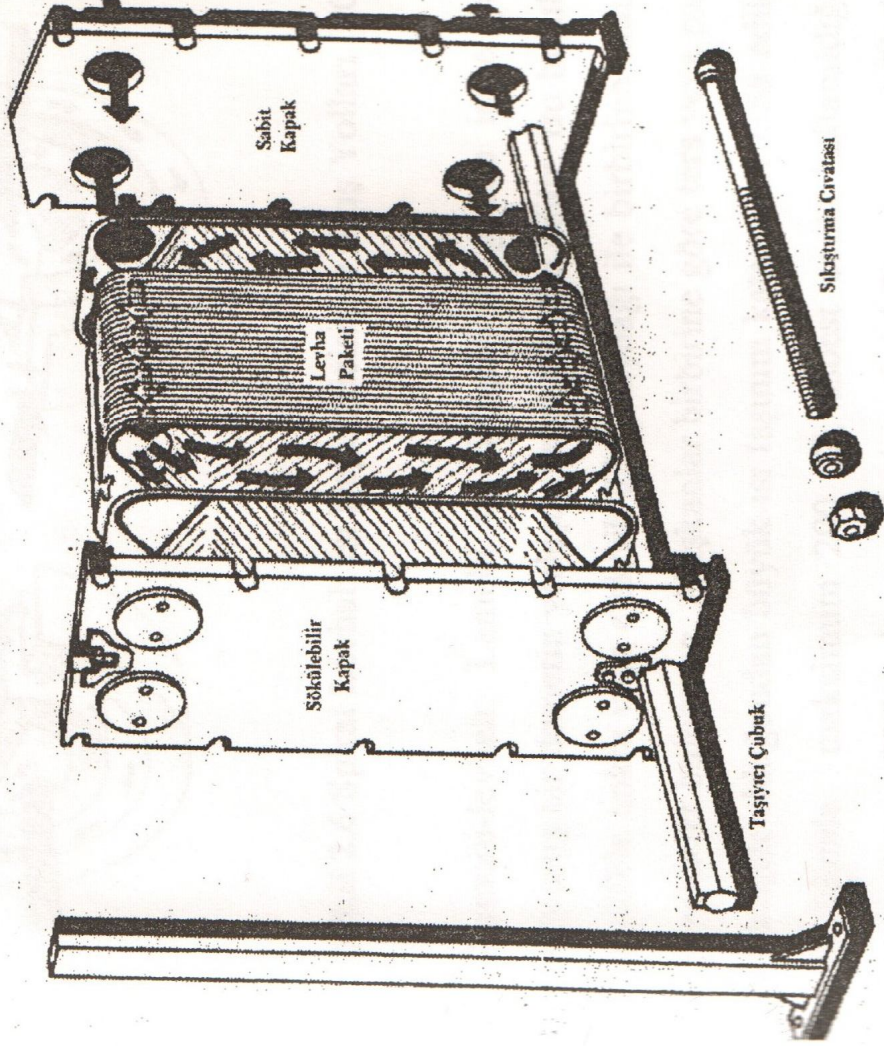


Şekil 2.4 Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisi [3]

c) Spiral borulu: Bir veya daha fazla borudan yapılmış spiral ile bu spiralin dışındaki bir depodan meydana gelir. Soğutma sistemlerinde kullanılan yarı eksenel kondenser ve yarı eksenel evaporatör olarak da tasarlanabilir. Spiral boruların ısı transfer katsayısı, düz borulardakine göre daha yüksektir. Isıl genişlemelerin oluşturduğu gerilme problemleri bu ısı değiştiricilerinde yoktur.

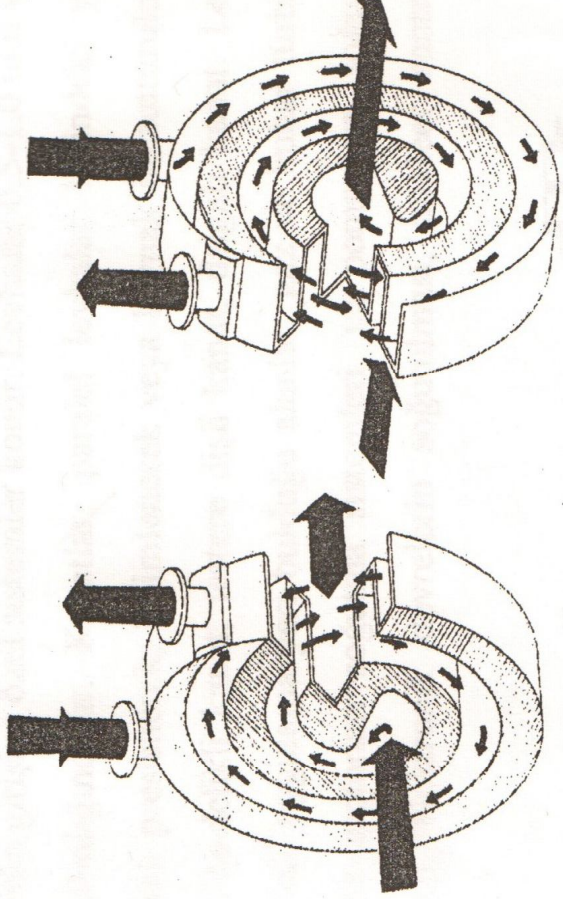
2.5.2 Levhalı ısı değıştiricileri: Akış kanallarını oluşturan levhalardan yapılırlar. Akışkanlar, oluklu kanatlar arasına sıkıştırılmış olan veya düz durumda bulunan yassı levhalarla ayrılırlar. Her çeşit gaz bileşimi, sıvı bileşimi veya iki fazlı akışlar için olan ısı transferinde kullanılırlar. Şu şekilde sınıflandırılırlar:

a) Contalı-levhalı: Akışkanları ayıran oluklu ya da dalgalı şekildeki ince levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Metal levhalar arasında contalar vardır. İstenildiği kadar levha ilave edilerek yüzey artırılabilir. Levhalar arası boşluklardan akışkanlar akar. Isı transferi bütün levha yüzeyi boyunca olur. Kolaylıkla temizlenebildikleri için besin, içki, süt, makyaj ve kağıt endüstrilerinde geniş olarak kullanılırlar. Levha kalınlığı genellikle 0.5-1.2 mm, levhalar arasındaki boşluk ise 5-6 mm değerindedir. Levha malzemesi olarak karbonlu çelik, alüminyum, bakır ve bakır alaşımları, paslanmaz çelik, nikel ve molibden alaşımları kullanılabilir. Bu tipe ait bir örnek Şekil 2.5 'de gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Contalı-Levhalı Isı Değıştiricisi [10]

b) Spiral-levhalar: İki uzun paralel levhanın spiral şeklinde sarılması ile elde edilir. İki levha arasına konulan sapmalar ile düzgün bir boşluk sağlanabilir. Levhaların iki tarafı contalı bir kapak ile kapatılır. Akışkanlar birbirine ters veya paralel akacak şekilde düzenlenebilir (Şekil 2.6). Temizlenmesi kolay olduğundan bu ısı değiştiricisi tortu yapabilecek akışkanlar için çok uygundur. Bu yüzden özellikle kağıt endüstrisinde, sülfat ve sülfat fabrikalarında bu ısı değiştiricisi tercih edilir. Oldukça kompakt olmalarının yanında özel imalatları nedeniyle pahalıdır. Maksimum yüzey 150 m^2 , maksimum işletme basıncı 10 bar ve maksimum işletme sıcaklığı 500°C ile sınırlıdır.



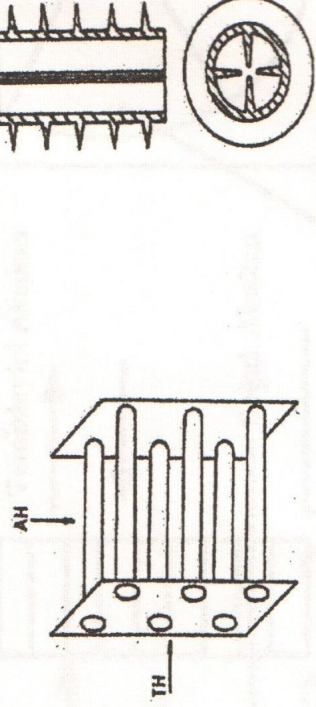
Şekil 2.6 Spiral Levhali Isı Değiştiricisinde Akış Yolları [10]

c) Lamelli-levhalar: Lamelli ısı değiştiricisi gövde içine yassılaştırılmış borulardan yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilir. Bu borulara lamel adı verilir ve genellikle nokta veya elektrik dikiş kaynağı ile birbirine tutturulur. Gövde içinde ayrıca perdeler bulunmaz. Akışkanlar birbirine göre ters veya paralel akabilir. Hidrolik çap küçük olduğundan büyük ısı taşınım katsayıları elde edilebilir. Teflon conta kullanıldığında maksimum 200°C , asbest conta kullanıldığında 500°C sıcaklık değerlerine ve 20 bar basınca kadar çıkılabilir. Bu ısı değiştiricileri kağıt, besin ve kimya endüstrilerinde uygulama alanı bulmaktadır.

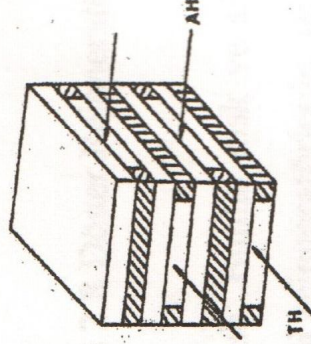
2.5.3 Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri: Ana ısı transfer yüzeyinde (boru

tarafından daha düşük olduğu için kanatlı ısı transfer yüzeyleri genelde gaz tarafında kullanılırlar. İki grupta incelenebilirler:

a) Levhalı-kanatlı: Bu tip ısı değiştiricilerinde akış, oluklu kanatlar arasına akıttırılmış olan yassı levhalarla ayrılmıştır. Genelde düşük sıcaklık tesislerinde ve akışkanlar arası sıcaklık farkının (1°C 'den 5°C 'ye kadar) düşük olduğu yerlerde kullanılırlar. Sahip oldukları akışa göre çeşitli şekillerde (paralel, ters veya çapraz akış) düzenlenebilirler. Birim hacmin ısı transfer alanına olan oranı $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ elvarında olduğundan oldukça kompakt yapıya sahip oldukları söylenebilir. Levhalar boyunca ve levhadan levhaya iyi bir akış dağılımı sağlamak için bu ısı değiştiricilerinin girişine özel sistemler konur. Levhalar $0.5\text{--}1.0 \text{ mm}$ ve kanatlar $0.15\text{--}0.75 \text{ mm}$ kalınlığındadır. Kanatlar, paralel levhalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak ile tutturulur. Kanat tipleri: Düz kanat, düz-delikli kanat, testere dişli kanat, dalgalı kanat. Levhalı-kanatlı ısı değiştiricilerinin uygulama yeri bulunduğu alanlar, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma makinaları, klima tesisleri, elektronik devrelerin soğutulması, nükleer santraller ve kimya endüstrisidir.



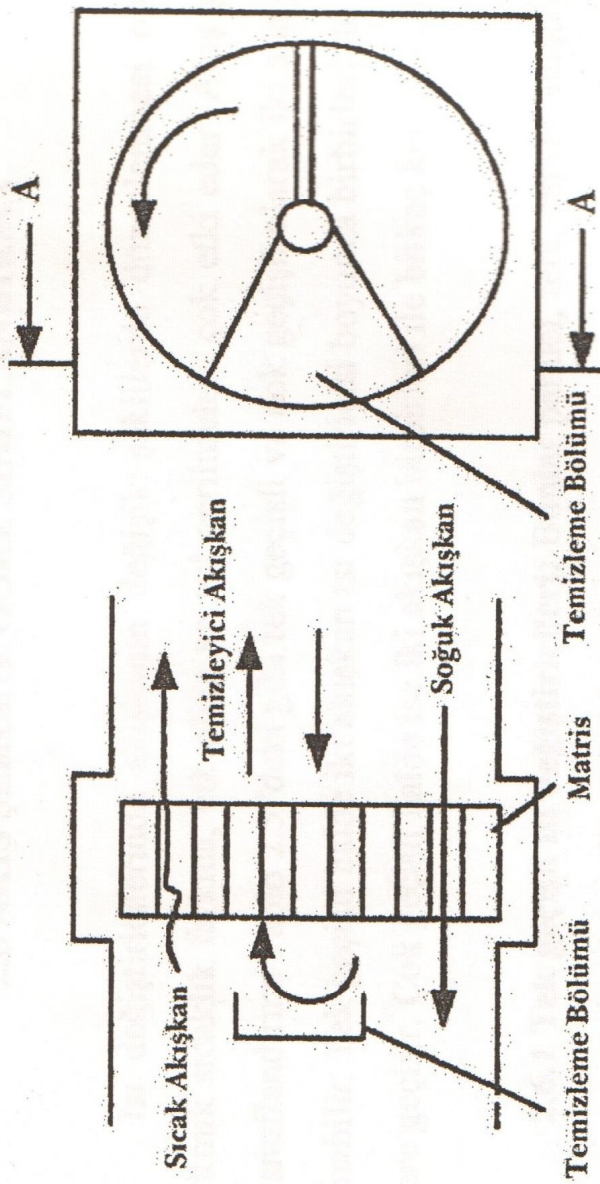
(a) Kanatlıksız Borulu Isı Değiştiricisi (b) Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisi



(c) Levhalı Tip Isı Değiştiricisi

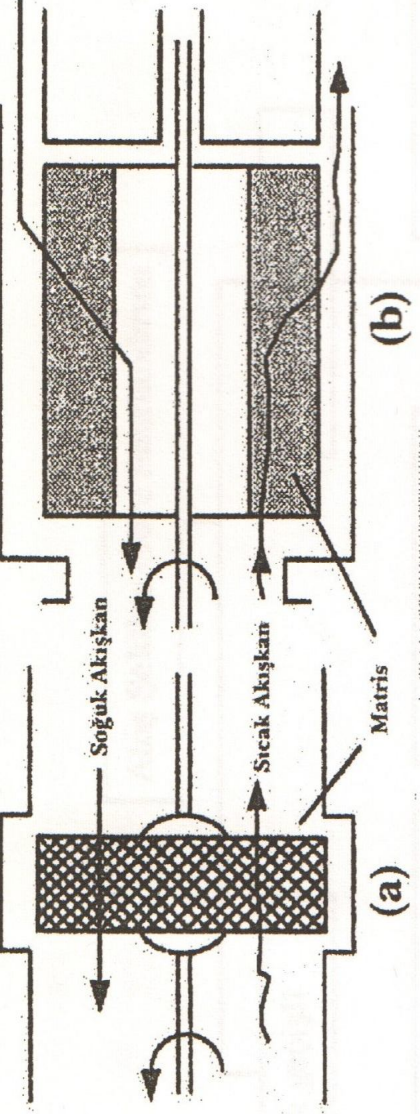
b) Borulu-kanatlı: Bu ısı değiştiricileri bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunduğu durumlarda kullanılırlar. Gaz tarafındaki ısı transfer katsayısı, sıvı tarafındakinden daha düşük olduğu için genellikle kanatlar gaz tarafında kullanılırlar (şekil 2.7.b). Borulu-kanatlı ısı değiştiricisi, kanatların boru dizilerinin dış tarafına sabitleştirildiği bir yapıdır. Bu kanatlar boru eksenine dik, eksene paralel, çaprazlama veya helisel şekillerde olabilir. Boru eksenine paralel olarak yerleştirilen kanatlar çoğunlukla çift borulu veya perdesiz gövde borulu ısı değiştiricilerinde kullanılırlar. Boru içinde kanatların kullandığı yerler soğutma sistemlerindeki kondenserler ve evaporatörlerdir. Kanatlar boru cidarına döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile tutturulabilirler. Bu tiplerin uygulama yerleri olarak güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıtlar, klima cihazları ve soğutma tesisatlarıdır.

2.5.4 Rejeneratif ısı değiştiricileri: Isının depolanarak transfer edildiği ısı değiştiricileridir. Döner ve sabit dolgu (matris) maddeli olmak üzere iki tip ile karşılaşılır.



şekil 2.8 Döner Rejeneratör [11]

a) Döner dolgu maddeli: Bunlar disk ve silindir (kasnak) tipi olmak üzere iki grupta toplanabilir. Disk tipi rejeneratörlerde, ısı transfer yüzeyi disk şeklinde ve akış eksenel yöndedir. Kasnak tipinde ise dolgu maddesi içi boş silindir şeklinde olup, akış radyal yöndedir. Gaz türbinleri ve taşıtlarda kullanılabılırler.



Şekil 2.9 Döner Rejeneratör Tipleri, (a) Disk Tipi, (b) Silindirik Tipi [11]

b) Sabit dolgu maddeli: Bu ısı değiştiricisinde gaz akış yönü sabit dolgu maddesine ve sabit dolgu maddesinden başka yöne saptırılır. Sürekli bir çalışma sağlamak için aynı tipten en az iki rejeneratöre gerek vardır. Birçok yerde üç veya dört rejeneratör aynı anda kullanılır. Yüksek fırınlarda, cam fabrikalarında ve düşük sıcaklık işletmelerinde havanın ayrılmasında kullanılırlar. [1 , 2]

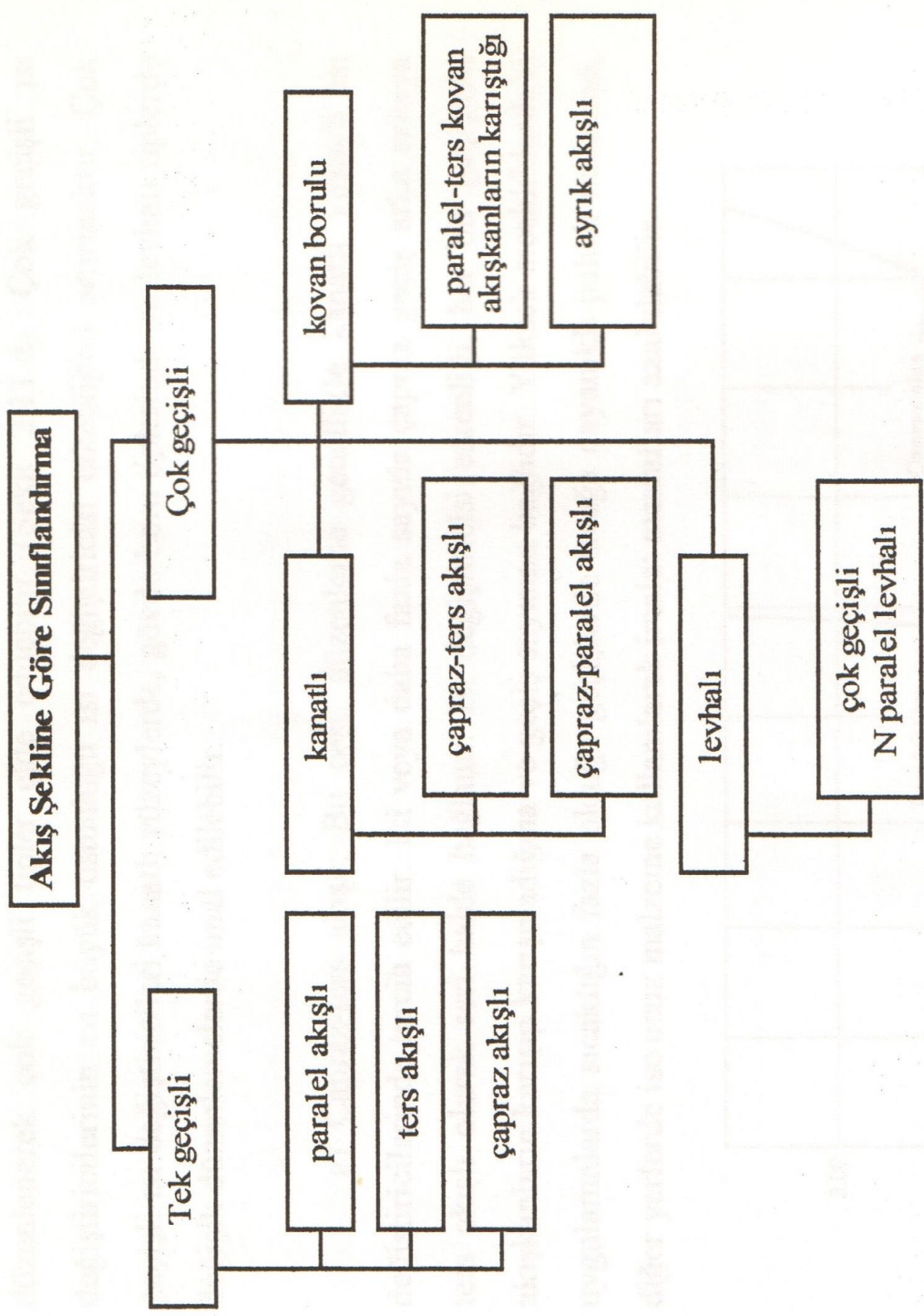
2.6 AKIŞ ŞEKLİNE GÖRE SINIFLANDIRMA

Isı değiştiricilerinde akışkanın değişik şekillerde düzenlenmesi ortalama logaritmik sıcaklık farkına, etkinliğe ve ısıl gerilmelere çok etki eder. Akış şekline göre sınıflandırma Tablo 2.5 'deki gibi tek geçişli ve çok geçişli olarak iki ana grupta toplanabilir. Tek geçişli halde iki akışkan ısı değiştiricisi boyunca birbirleri ile yalnız bir kere geçişir. Çok geçişli halde ise iki akışkan birbirleri ile birkaç kere geçişir.

2.6.1 Tek geçişli ısı değiştiricileri: Bunlar paralel, ters, çapraz akışlı olmak üzere üç grupta incelenebilir (Şekil 2.10):

a) Paralel akış: Bu akış şeklinde akışkanlar ısı değiştiricisinin bir ucundan girip aynı doğrultuda akarlar ve ısı değiştiricisinin diğer ucundan çıkarlar. Isıl gerilmelerin istenmediği durumlarda tercih edilir.

Tablo 2.5 Isı Değiştiricilerinin Akış Şekline Göre Sınıflandırılması

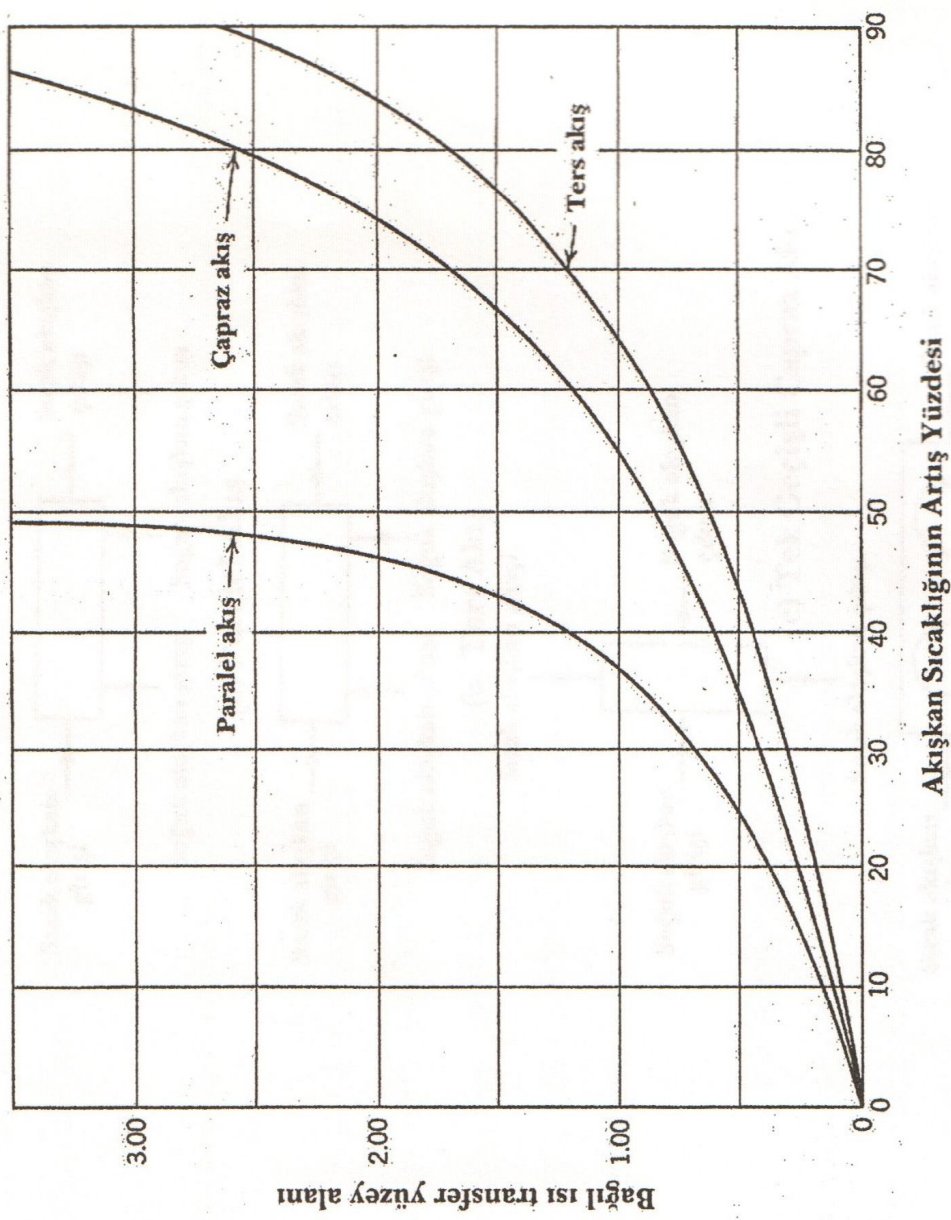


b) Ters akışlı: Bu tipte akışkanlar ısı değiştiricisinde birbirlerine göre ters olarak akar. Ters akışlı ısı değiştiricilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkı, diğer bütün akış düzenlemelerinden daha büyüktür. Diğer ısı değiştiricilerine göre daha kompakt bir yapıya sahip olmalarına karşın, pratikteki imalat güçlükleri ve ısı gerilmeler nedeniyle birçok uygulamada ters akışlı ısı değiştiricileri tercih edilmeyebilir.

c) Çapraz akışlı: Bu ısı değiştiricisinde akışkanlardan biri ısı transferi yüzeyi boyunca ve diğer akışkanın akış yoluna dik olacak şekilde akar. Akışkanlar ısı değiştiricisi içinde ilerlerken kendisi ile karışabilir veya karışmayabilir. Isı geçişi bakımından çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin etkinliği paralel akışlı ve ters akışlı ısı değiştiricilerinin etkinliklerinin arasındadır. İmalat kolaylığı nedeniyle pratikte kompakt ısı değiştiricilerinin büyük çoğunluğu çapraz akışlı olarak yapılır.

2.6.2 Çok geçişli ısı değiştiricileri: Daha önce incelenen ısı değiştiricisinin üç esas tek geçiş işlemi, ısı değiştiricisi içinde değişik şekillerde ard arda seri halde düzenlenerek çok geçişli tipler elde edilebilir (Şekil 2.11.d). Çok geçişli ısı değiştiricilerinin en büyük üstünlüğü ısı değiştiricisi etkenliğini artırmaktır. Çok geçişli ısı değiştiricileri kanatlı yüzeylerde, gövde-boru tiplerinde ve levhalı tiplerde değişik düzenlemelerde imal edilebilir.

a) **Çapraz-ters akışlı:** Bu çeşit düzenleme genellikle kanatlı yüzeyli ısı değiştiricilerinde tercih edilir. İki veya daha fazla sayıda çapraz geçiş arka arkaya ters akışlı olarak seri halde bağlanır. Isı değiştiricisi etkenliği, her bir geçişteki akışkanların karışıp karışmadığına ve geçiş sayısına bağlıdır. Yüksek sıcaklıklardaki uygulamalarda sıcaklığın fazla olduğu geçişlerde sıcağa dayanıklı pahalı malzeme, diğer yerlerde ise ucuz malzeme kullanılarak imalat masrafları azaltılabilir.



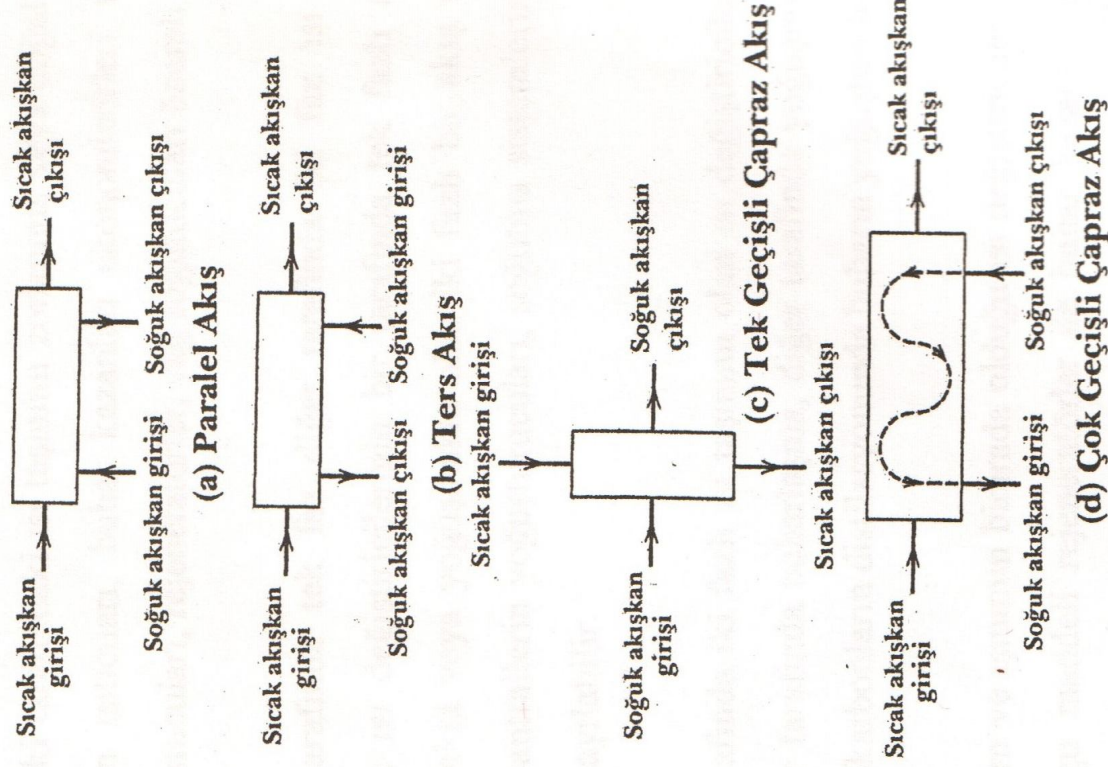
Şekil 2.10 Paralel, Ters ve Çapraz Akışların Karşılaştırılması [3]

b) **Çapraz-paralel akışlı:** Bu düzenleme, bir önceki düzenlemeye çok benzer, sadece akışkanların birbirlerine göre genel akışı paraleldir. Geçiş sayısı artırılarak, sistemin etkenliği tek geçişli paralel akışlı ısı değiştiricisi etkenliğine yaklaştırılabilir.

c) Gövde akışkanının karıştığı, paralel-ters akışlı: Bu düzenleme, gövde borulu ısı değiştiricilerinde en çok kullanılan tiptir. Sistemde borular bir uçlarından tespit edildiğinden ısıl gerilmeler çok azdır. Gövde tarafındaki akışkan karıştığundan, herhangi bir kesitteki gövde akışkanının sıcaklığı sabittir. Bu yüzden, boru içindeki akışkanın yönü değişse de ısı değiştiricisi etkinliği aynı kalır.

d) Gövde akışkanını karışmış, ayrı akışlı: Bu düzenlemede, boyuna perdeler kullanılır ve tek bir çıkış ağzı vardır. (TEMA G-tipi gövde)

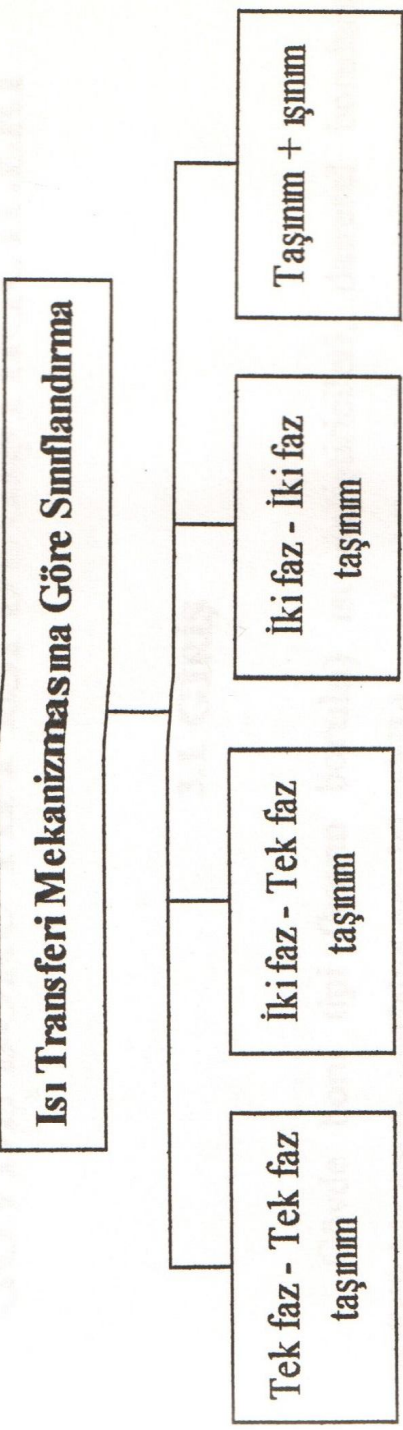
e) N Paralel levha geçişli: Levha tipi ısı değiştiricilerinde, levhaların çeşitli şekillerde düzenlenmesi ile çok geçişli akışlar elde edilebilir. Levha tipi ısı değiştiricilerinde conta yeri değiştirilerek bu düzenlemeler kolayca elde edilebilir. [2]



Şekil 2.11 Isı Değiştiricilerindeki Akış Yolları [3]

Isı değiştiricilerinin ısı transferi mekanizmasına göre Tablo 2.6 'daki gibi sınıflandırılmaları ve bunlara ait uygulamalar şu şekildedir:

Tablo 2.6 Isı Değiştiricilerinin Isı Transferi Mekanizmasına Göre Sınıflandırılması



a) İki tarafta tek fazlı ısı taşınımı olan ısı değıştircileri: Bu ısı değıştircilerinin iki taraftaki ısı taşınımı zorlanmış veya doğal olabilir. Otomobil radyatörleri, salon ısıtıcıları, buhar kazanları ekonomizörleri ve hava ısıtıcıları, kompresör iç soğutucuları, rejeneratörler, yağ soğutucuları önemli uygulamalardır.

b) Bir tarafta tek faz diğer tarafta iki faz ısı taşınımı olan ısı değıştircileri: Bu ısı değıştircilerinin bir tarafta tek fazlı akış varken, diğer tarafta kaynamakta veya yoğunmakta olan iki fazlı bir akış vardır. Bunlara ait örnekler, termik santrallerin yoğunlaştırıcıları, soğutma sistemlerinin yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıları sayılabilir.

c) İki tarafta iki fazlı ısı taşınımı olan ısı değıştircileri: Bunlarda da ısı değıştircisinin bir tarafta buharlaşma, diğer tarafta yoğunlaşma vardır. Bu tip ısı değıştircisi, hidrokarbonların distilasyonunda buharın yoğunlaştırılmasında kullanılır.

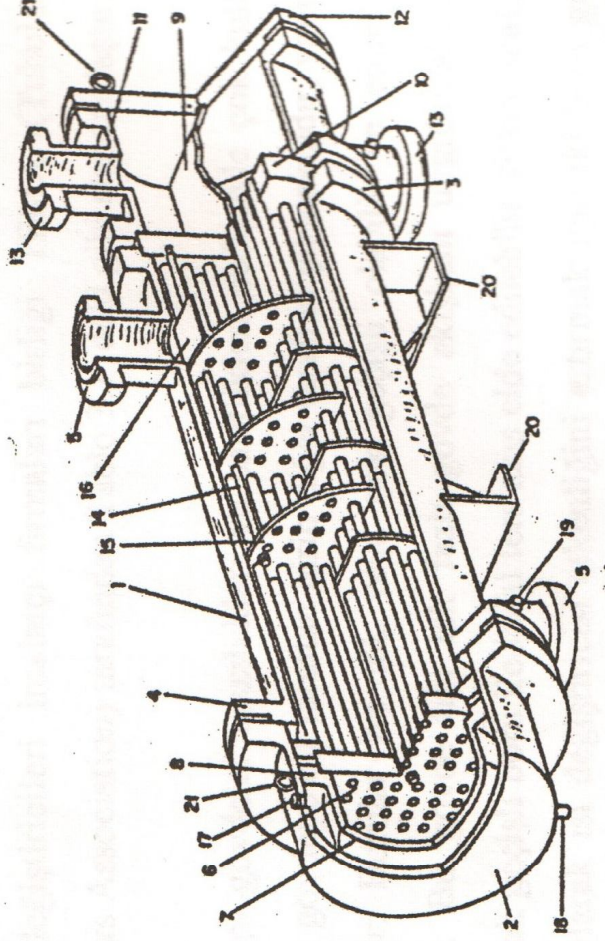
d) Taşınım ve ısınımın birarada olduğu ısı değıştircileri: Yüksek sıcaklıkta çalışan sabit dolgu maddeli rejeneratörler ile buhar kazanları kızdırıcıları bu ısı değıştircilerine örnek olarak verilebilir. [1 , 2]

BÖLÜM 3

GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

3.1 GİRİŞ

Gövde boru tipi (kovan borulu) ısı değıştiricileri, dairesel boruların silindirik bir gövde içersine paralel şekilde yerleştirilmesiyle oluşturulan yapılardır. Akışkanlardan biri boruların içinden, diğerk akışkan ise gövde içinden akar. Bu ısı değıştiricisinin ana bileşenleri, borular (boru demeti), gövde (kovan), perdeler (şasırtma levhaları) ve boru aynalarıdır. Gövde boru tipi ısı değıştiricileri termik ve nükleer santrallerde yoğunlaştırıcı olarak, besleme suyu ısıtıcılarında, proses endüstrisinde, petrol rafinerilerinde, iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde kullanılırlar.



Şekil 3.1 Gövde Boru Tipi Isı Değıştiricisi [4]

Gövde boru tipi ısı değıştiricileri hacim ve ağırlıklarına göre büyük ısı

sahiptirler, tasarımlarının ve konstrüksiyonlarının başarılı bir şekilde yapılmasını sağlayan tasarım yöntemlerine ve imalat elverişliliğine sahiptirler. Şekil 3.1 'deki ısı değiştiricisi için:

- | | |
|-----------------------------|-------------------------|
| 1. Gövde | 12. Kanal kapığı |
| 2. Gövde kapığı | 13. Kanal Girişı |
| 3. Gövde kanalı | 14. Borular |
| 4. Gövde kapığı arka flanşı | 15. Perdeler |
| 5. Gövde girişı | 16. Vurucu perdeler |
| 6. Kayar boru aynası | 17. Havalık bağlantısı |
| 7. Kayar kafa | 18. Boşaltma bağlantısı |
| 8. Kayar kafa flanşı | 19. Test bağlantısı |
| 9. Kanal cidarı | 20. Destek |
| 10. Stasyonier boru aynası | 21. Kaldırma halkası |
| 11. Kanal | |

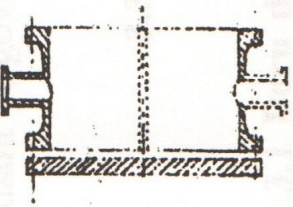
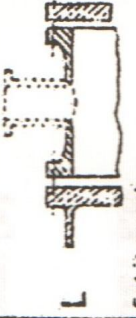
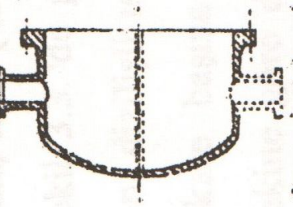
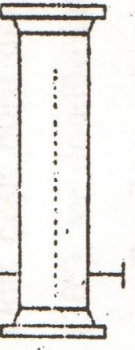
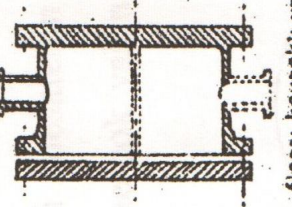
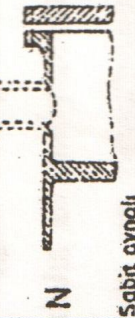
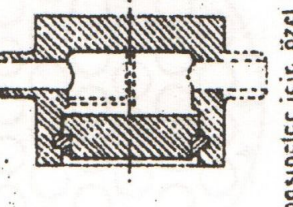
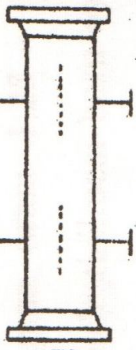
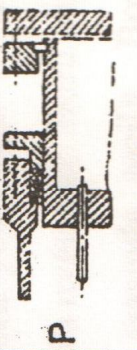
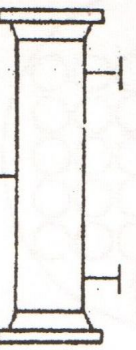
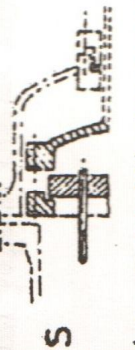
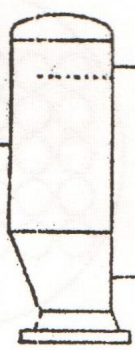
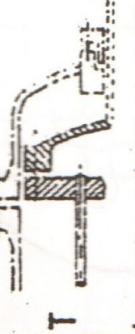
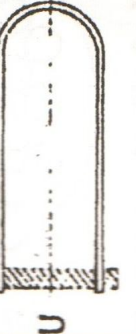
3.2 GÖVDE ŞEKİLLERİ

Gövde borulu ısı değiştiricilerinin çeşitli ön kafa, arka kafa ve gövde tipleri borulu ısı değiştiricileri imalatçı firmaları birliğı TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) tarafından Tablo 3.1 deki gibi standartlaştırılmıştır.

E tipi gövdeler ucuzlukları ve basitlikleri nedeniyle çok kullanılırlar. Bu tipte akışkan gövdeye bir taraftan girip diğer taraftan çıkmaktadır, yani gövde tarafı tek geçişlidir. Borular ise tek veya çok geçişli olabilir ve enine perdeler ile tutturulabilir. Bu gövde tipi tek fazlı gövde akışkanı uygulamalarında oldukça yaygındır. Tek geçişli boru ile ideal ters akış elde edilebilir. Etkin sıcaklık farkını ve buna bağlı olarak ısı değiştiricisi etkenliğini artırmak için iki boru geçişli ve ters akışlı düzene sahip bir ısı değiştiricisi gerekir. Bu ise boyuna perdeli olan F tipi ısı değiştiricisinin kullanımı ile sağlanabilir. Ancak F tipinin basınç düşümü E tipine göre daha fazla olmaktadır. [4 , 5]

tipleri kullanılır. G tipinde, gövde içindeki yatay bir perde akışı ikiye ayırır.

Tablo 3.1 TEMA 'ya Göre Standart Gövde, Arka ve Ön Kafa Tipleri [12]

ÖN Kafa	GÖVDE	ARKA Kafa
A  Ön kafa flanşı ve kapağı cıvatalı	E  Tek geçişli gövde	L  Sabit aynalı arka kafa flanşı ve kapağı cıvatalı
B  Ön kafa flanşı cıvatalı ve kapağı kaynaklı	F  İki geçişli gövde (boyuna perdeli)	M  Sabit aynalı arka kafa flanşı cıvatalı ve kapağı kaynaklı
C  Ön kafa flanşı kaynaklı ve kapağı cıvatalı	G  Tek perdeli, bölünmüş akımlı gövde	N  Sabit aynalı arka kafa flanşı kaynaklı ve kapağı cıvatalı
D  Yüksek basınçlar için, özel ön kafa	H  Çift perdeli, bölünmüş akımlı gövde	P  Dıştan yüzer kafalı
	J  Perdesiz bölünmüş akımlı gövde	S  İçten yüzer kafalı (çıkarılamaz)
	K  Geniş gövde	T  İçten yüzer kafalı (çıkarılabilir)
		U  U Borulu

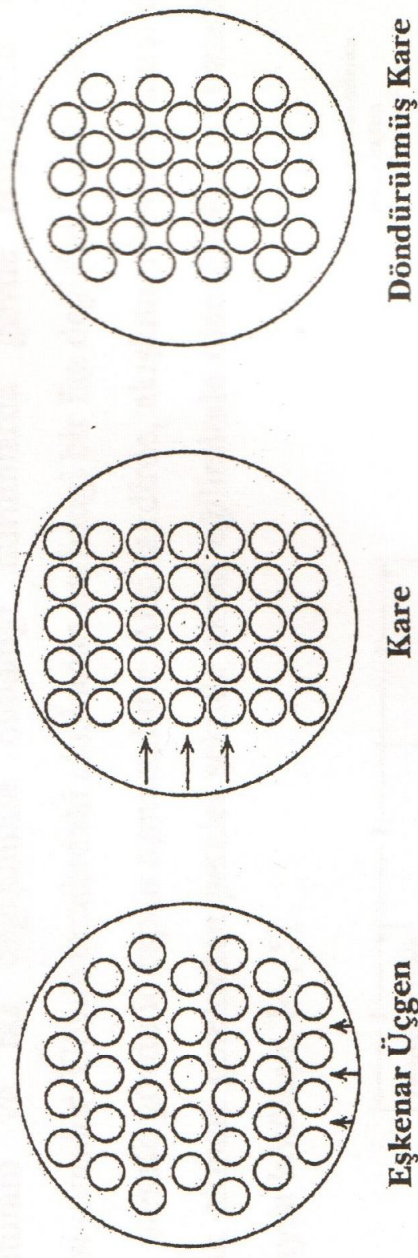
Akışkanın gövdeye giriş ve çıkışı, gövde ortasında birbirine göre 180° olarak yerleştirilir. Gövde tarafındaki akışta G tipi E tipi ile aynı yük kaybını verir. Fakat G tipi E tipinden daha fazla bir ortalama logaritmik sıcaklık farkı sağladığından ısı

kullanıldığı gibi çoğunlukla yatay bulunma şekliyle olarak kullanılır. H tipi G tipi çok benzer, sadece gövdeye giriş ve çıkış bağlantıları ile akışı ayıran eleman iki tanedir. J tipinde ise bir giriş iki çıkış veya bir çıkış iki giriş bağlantısı vardır. J tipinde gövde tarafındaki yük kaybı, E tipinin 1/8 değeri kadardır. Bu yüzden bu tip genellikle küçük yük kaybı istenen yerlerde, örnek olarak vakumlu yoğunlaştırıcı tesislerinde kullanılır. Yoğuşturulacak buhar, gövdeye iki yerde girip bir yerden çıkar. K tipi ısı değiştiricisi ise buharlaştırıcı olarak kullanılır. Boru demeti gövdenin alt kısmındadır ve gövdenin hacimce yaklaşık %60'ını kaplar. [2]

3.3 BORU DİZİLİŞLERİ VE PERDELER

3.3.1 Boru dizilişleri: Dört çeşit boru dizilişi bulunmaktadır. Kare (90°), döndürülmüş kare (45°), üçgen (30°), ve döndürülmüş üçgen (60°) dizilişleri Şekil 3.2 ve Şekil 3.3 'de gösterilmiştir. Pratikte çoğunlukla üçgen diziliş tercih edilir. Üçgen boru dizilişli ısı değiştiricileri metrekare başına daha az maliyete sahiptirler ve metrekare başına transfer ettikleri ısı miktarı kare ve döndürülmüş kare dizilişindekine göre daha fazladır. Ayrıca en büyük boru yoğunluğu bu dizilişte gerçekleşir. Döndürülmüş kare dizilişi ise laminar akış için uygundur. Boru eksenleri arasındaki mesafenin boru çapına oranı 1.25 - 1.5 arasında seçilir. Boruların birbirlerine çok yakın olarak yerleştirilmesi boru aynasını yapısal olarak zayıflatır.

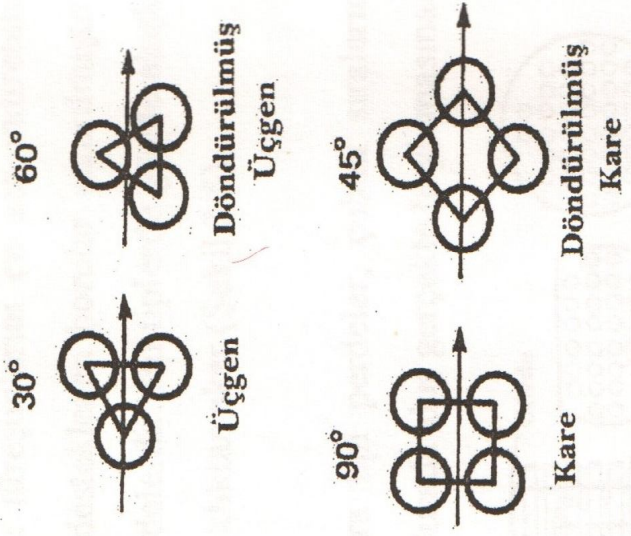
[4, 5]



Şekil 3.2 Boru Aynalarındaki Delik Şekilleri [3]

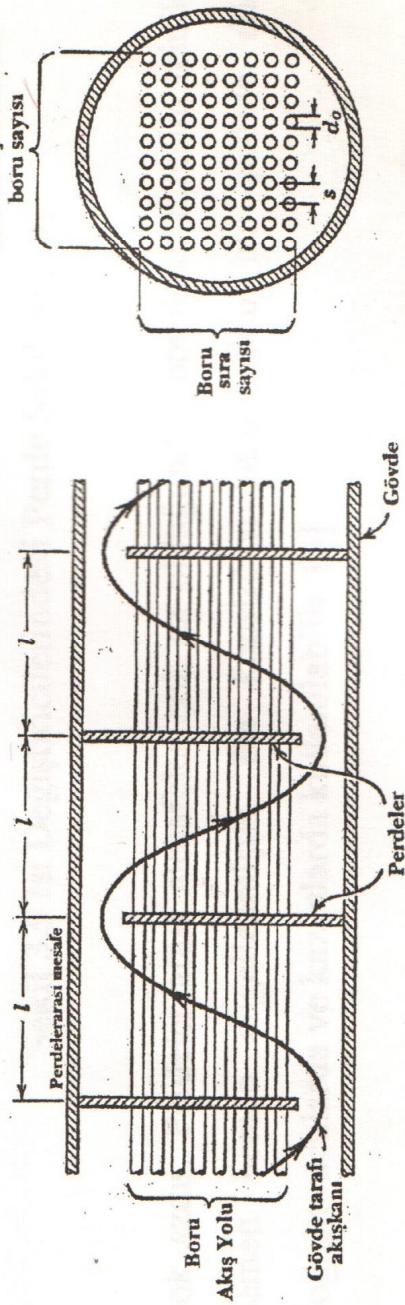
3.3.2 Perdeler: Isı değiştiricilerinde kullanılan perdelerin iki görevi vardır. Birinci ve en önemli görevi boruları destekleyerek yapısal rijitliği korumak,

borulardaki titreşimi ve eğilmeyi engellemektir. Diğer görevi ise boru demetine dık olarak akışın yönünü değiştirerek ısı transfer katsayısını artırmaktır (Şekil 3.4).



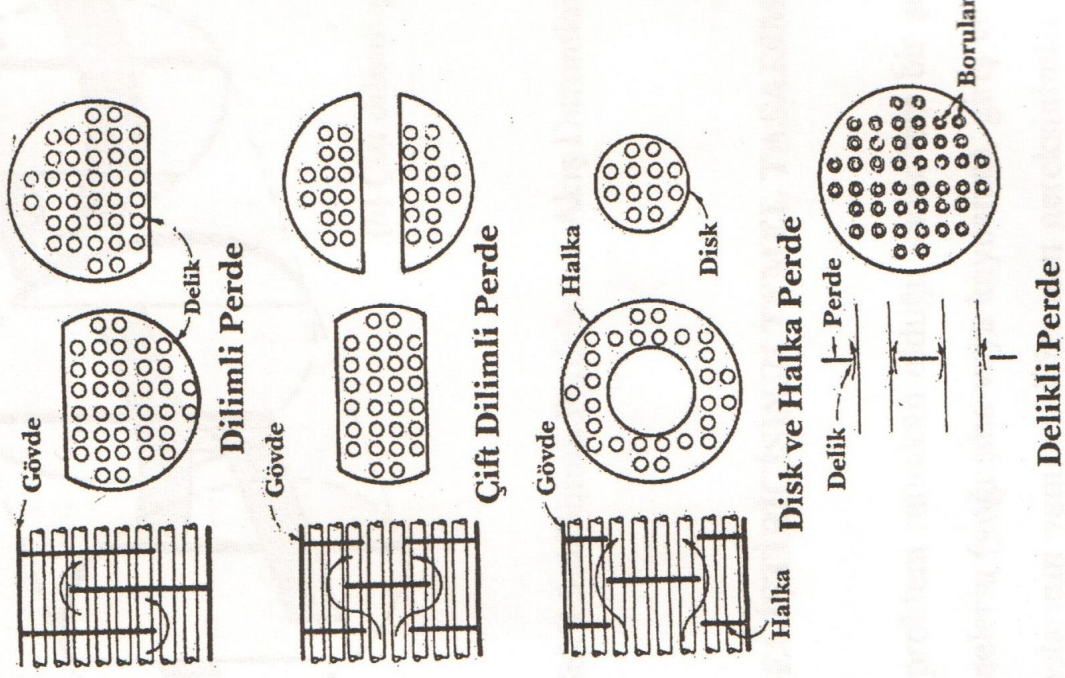
Şekil 3.3 Standart Boru Dizilişleri [10]

Perdeler, enine ve boyuna olmak üzere iki grupta incelenebilirler. F tipi gövde boyuna perdeye sahiptir. Enine perdeler de levhalı ve çubuklu olmak üzere ikiye ayrılır. Akışın borulara çapraz olarak etkin şekilde saptırılması bu perdelerle gerçekleşir. Perdeler arası mesafenin seçilmesi son derece önemlidir. Çeşitli durumlarda perdeler arası mesafenin gövde çapının 0.4 - 0.6 katı olarak alınması ve perdelerin %25 - %35 oranında kesilmesi tavsiye edilir. Perdeler arası mesafe, boru boyutunun ve faz değişiminin olmadığı durumlarda gövde boyutunun bir fonksiyonudur. Gövde tarafındaki akışkanda herhangi bir faz değişimi yoksa perdeler arası mesafe gövde iç çapını aşmamalıdır. Aksi takdirde, akışkanın borulara karşı dik olarak akması gerekirken paralel şekilde akma eğiliminde olacağından ısı transferi katsayısı kötüleşir. [4 , 5]



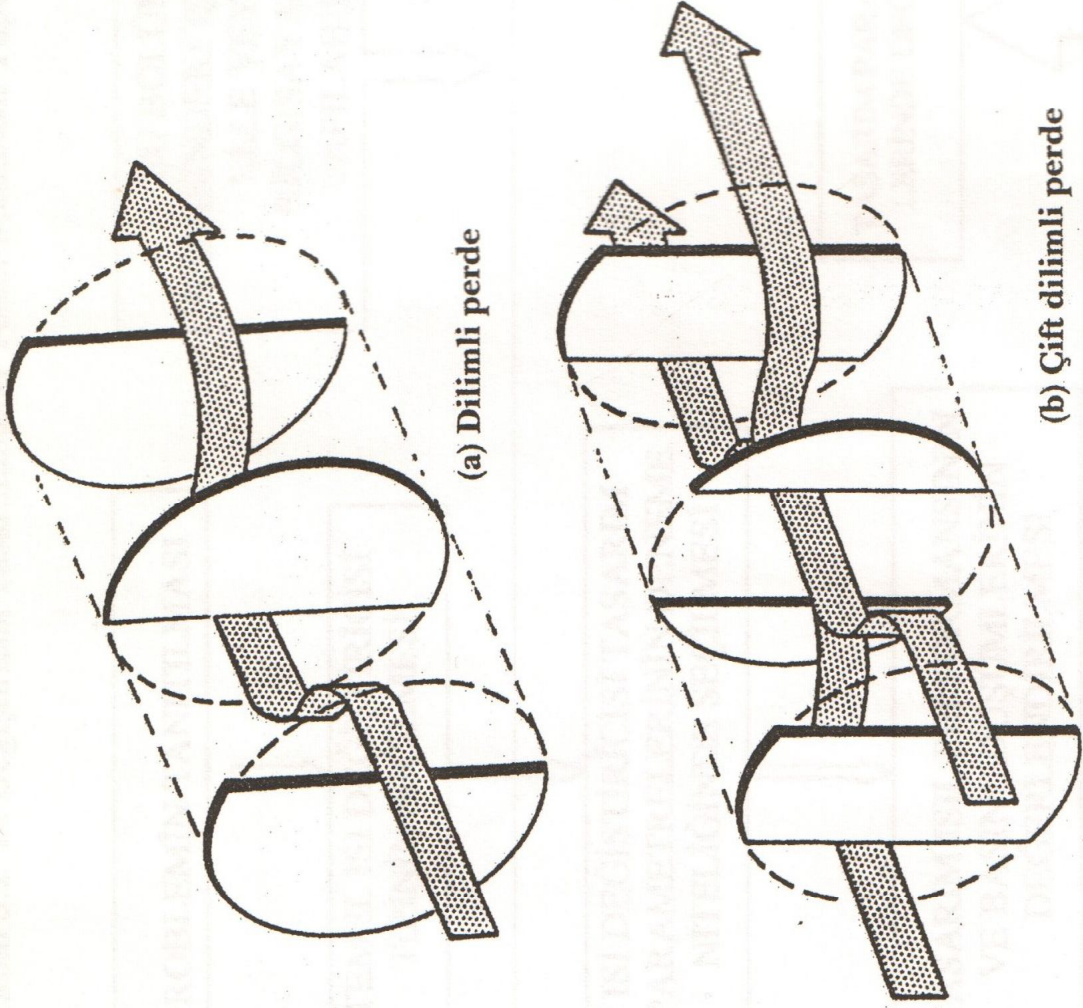
Levha tipi perdelerden tek ve çift dilimli perdeler en çok kullanılan yapılardır (Şekil 3.6). Disk ve halka perdeler, akışı çap doğrultusunda ve borulara çapraz olarak yönlendiren dış halkalar ve iç disklerden oluşur. Borusuz pencere konstrüksiyonunda, boru titreşimlerini en aza indirebilmek amacıyla yalnızca her ikinci perde tarafından desteklenen borular çıkarılmıştır. Levha tipi perdelerin bir başka türü de delikli perdelerdir. Bu tiplerde gövde akışkanı, boru dış çapı ile perde deliği çapı arasındaki açıklıktan akar (Şekil 3.5).

Çubuk ve ızgara tipi perdeler, çubuk sıralarından veya şerit şeklindeki desteklerden oluşurlar. Burada akış gerçekte boylamasına olmakta ve basınç düşümü



Şekil 3.5 Isı Değiştiricilerindeki Perde Şekilleri [10]

çok azdır. Perdeler arası mesafeler çok az olduğundan boruların titreşim tehlikesi hemen hemen engellenmiştir. Bu konstrüksiyonlar etkin bir şekilde düşey yoğunlaştırıcılarda ve kazanlarda kullanılabilir. [5]

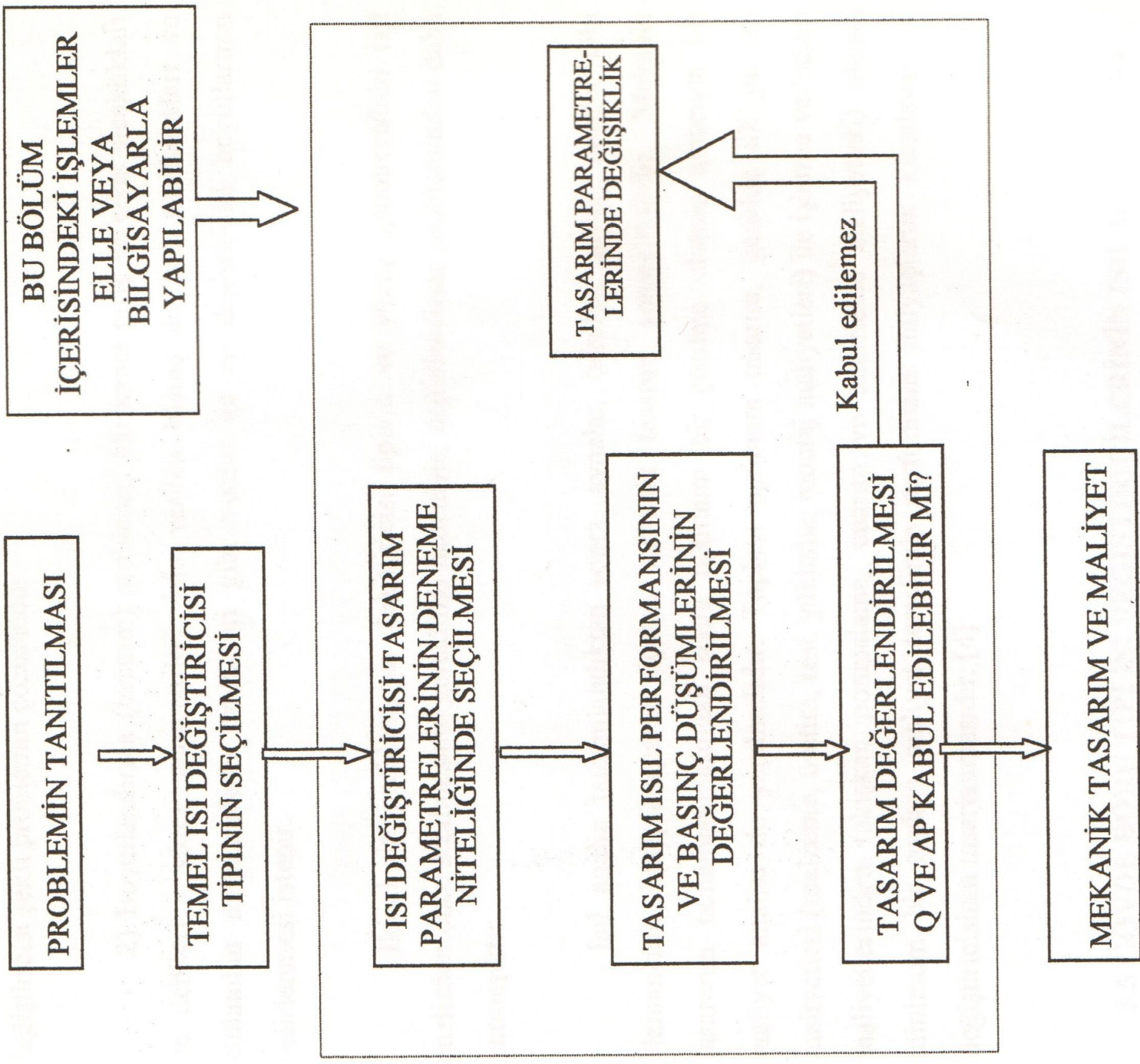


Şekil 3.6 Dilimli Perdeler ve Akış Durumları [4]

3.4 ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN TEMEL TASARIM YÖNTEMİ

Öncelikle problem mümkün olduğu kadar tam bir şekilde tanımlanmalıdır. Debilerin, düzenlemelerin (yoğuşma veya kaynama), giriş ve çıkış sıcaklıklarının ve her iki akışın basınçlarının yanısıra diğer tüm gereksinimler ve tasarım için gerekli olan ek bilgiler ayrıntılı bir şekilde belirlenmelidir.

Bu noktadaki tasarım sürecinde, ısı değiştiricilerinin temel şekli deneme niteliğinde seçilmelidir. Bundan sonra ısı değiştiricisinin tasarım parametreleri yine deneme niteliğinde seçilir. Ardından ilk tasarım değerlendirilir ve bu tasarım için ısı performans ile her iki akış için olan basınç düşümleri hesaplanır. [5]



Isı değiştiricisi tasarımında karşılaşılan iki temel problem mevcuttur:

- 1) Kapasite belirleme (performans analizi) problemi: Bu problemde mevcut olan veya yaklaşık bir boyutlandırmayla seçilen ısı değiştiricisi incelenir. Isı değiştiricisi tipi, boyutları, yüzey geometrisi, akışkan debileri, giriş sıcaklıkları ve kirlilik faktörleri bellidir. Bu verilere bağlı olarak akışkan çıkış sıcaklıkları, toplam transfer edilen ısı, her iki akış için basınç düşümleri hesaplanabilir. Eğer bu analiz

sonucunda her iki akış için izin verilen maksimum basınç düşümü altındaki bir basınç düşüm değeri ve kabul edilebilir bir ısı performans bulunduğunda bu ısı değiştiricisi şekli problemin çözümüdür.

2) Boyutlandırma (tasarım) problemi: Akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ile debileri, yüzey geometrileri, izin verilen basınç düşümü sınırlamaları ve kullanılan malzemelerin özellikleri gibi veriler ile ısı değiştiricisi boyutlarının belirlenmesi istenir.

İkinci tip problem, ısı değiştiricisi tipinin ve yüzey geometrisinin ısı analizden önce seçilmesinin gerekliliği nedeniyle, değerlendirme probleminden daha karmaşıktır.

Isıl analiz tamamlandıktan sonra, aynalar, borular, gövde, ayaklar gibi elemanların hesaplamalarını içeren mekanik tasarım gerçekleştirilir. Mekanik tasarımın tamamlanmasından sonra optimum bir çözüme ulaşma amacıyla bir maliyet analizi de yapılmalıdır. Toplam optimum tasarım, genelde ilk yatırım maliyetleri (malzeme, üretim, test, yükleme, montaj maliyetleri) ile işletme ve bakım maliyetlerinden (akışkan pompalama, onarım ve temizleme maliyetleri) oluşan minimum bir toplam maliyet temelinde performans ihtiyaçlarını karşılayan ısı değiştiricisinin tasarlanmasıdır. [4]

3.5 GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ISIL HESAPLARI

Gövde boru tipi ısı değiştiricisinin tasarımında kullanılan formüller sırasıyla şu şekildedir:

- Sıcak ve soğuk akışkan için ortalama sıcaklıklar, T_1 ve T_2 (K)

$$T_1 = \frac{t_{1g} + t_{1s} + 273}{2} \quad (3.1)$$

$$T2 = \frac{t_{2g} + t_{2\phi}}{2} + 273 \quad (3.2)$$

- Dinamik viskozite değerleri için kullanılan bağıntı, μ (kg/ms)

$$\mu = \frac{0.1}{2.1489[(T - 281.635) + \{8087.4 + (T - 281.635)^2\}^{0.5} - 120]} \quad (3.3)$$

- Akışkan yoğunluğu için kullanılan bağıntı, ρ (kg/m³)

$$\rho = 1200.92 - 1.0056T + 0.0010824T^2 \quad (3.4)$$

- Özgöl ısı değerini veren bağıntı, c_p (J/kgK)

$$c_p = 0.015539(T - 308.2)^2 + 4180.9 \quad (3.5)$$

- Isı iletim katsayısını veren bağıntı, k (W/mK)

$$k = 0.34 + 0.0009278T \quad (3.6)$$

- Prandtl sayısı, Pr

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (3.7)$$

- İletilen ısı miktarı, Q (W)

$$Q = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1g} - t_{1\phi}) = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2\phi} - t_{2g}) \quad (3.8)$$

- Logaritmik sıcaklık farkı, ΔT_m (°C)

$$\Delta T_m = \frac{(t_{1g} - t_{1\varphi}) - (t_{1\varphi} - t_{1g})}{\ln \frac{t_{1g} - t_{1\varphi}}{t_{1\varphi} - t_{2g}}} \quad (3.9)$$

- Düzeltme katsayısı, f

$$X = \frac{t_{2\varphi} - t_{2g}}{t_{1g} - t_{2g}} \quad (3.10)$$

$$Y = \frac{t_{1g} - t_{1\varphi}}{t_{2\varphi} - t_{2g}} \quad (3.10a)$$

$$f = \frac{(1 + Y^2)^{0.5}}{1 - Y} \cdot \frac{\ln \frac{1 - XY}{1 - X}}{\ln \frac{2 - X[Y + 1 - (1 - Y^2)^{0.5}]}{2 - X[Y + 1 + (1 + Y^2)^{0.5}]}} \quad (3.11)$$

- Boru tarafındaki toplam akış kesiti, S_1 (m²)

$$S_1 = \frac{n_{LP2} \cdot \pi \cdot d_1^2}{4 \cdot n_{LP}} \quad (3.12)$$

- Gövde tarafındaki en dar kesit alanı, S_2 (m²)

$$S_2 = \frac{b \cdot c \cdot D}{p} \quad (3.13)$$

- Boru içinde birim alandan geçen debi, G_1 (kg/m²s)

$$G_1 = \frac{m_1}{S_1} \quad (3.14)$$

- Gövde içinde birim alandan geçen debi, G_2 (kg/m²s)

$$G_2 = \frac{m_2}{S_2} \quad (3.15)$$

- Reynolds sayısı, Re

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu} = \frac{u \cdot d}{\nu} = \frac{G \cdot d}{\mu} \quad (3.16)$$

- Boru içindeki ısı taşınım katsayısı, h_1 (W/m²K)

$$Nu_1 = \frac{h_1 \cdot d_{iç}}{k_1} = \frac{(f/2) \cdot Re_1 \cdot Pr_1}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_1^{2/3} - 1)} \quad (Re_1 > 2300) \quad (3.17)$$

$$f = \frac{1}{(1.58 Re_1 - 3.28)^2} \quad (\text{Petukhov - Kirillov Korelasyonu}) \quad (3.17a)$$

- Yoğuşmalı hal için boru içindeki ısı taşınım katsayısı

$$h_1 = 0.555 \left[\frac{g \cdot \rho_s (\rho_s - \rho_b) \cdot k_1^3 \cdot h_{sb}}{\mu_1 \cdot d_o (T_b - T_s)} \right] \quad (3.17b)$$

- Gövde tarafından ısı taşınım katsayısı, h_2 (W/m²K)

$$Nu_2 = \frac{h_2 \cdot De}{k_2} = f_R \cdot Nu_{2,d} \quad (3.18)$$

$$(2000 < Re_2 < 10^6) \quad Re_2 = \frac{V \cdot De \cdot \rho}{\mu} \quad (3.18a)$$

$$De = \frac{4 \left(\frac{P_T}{4} \sqrt{3} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2} \quad (3.18b)$$

$$Nu_{2,d} = f_A \cdot Nu_{2,0} \quad (3.19)$$

$$Nu_{2,0} = 0.3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (3.19a)$$

$$Nu_{lam} = 0.664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,2}} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} \quad (3.19b)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0.037 \cdot Re_{\psi,2}^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re_{\psi,2}^{-0.1} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.19c)$$

$$Re_{\psi,2} = \frac{Re_2}{\psi} \quad (3.20)$$

$$a = s_1 / d_0, \quad b = s_2 / d_0 \quad (3.21)$$

$$b \geq 1 \Rightarrow \psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad (3.22)$$

$$b < 1 \Rightarrow \psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a \cdot b} \quad (3.22a)$$

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot b} \quad (\text{üçgen diziliş için}) \quad (3.23)$$

$$f_R = f_G \cdot f_L \cdot f_B \quad (3.24)$$

$$f_G = 1 - R_G + 0.524 \cdot R_G^{0.32} \quad (3.25)$$

$$R_G = \frac{n_w}{n} \quad (3.25a)$$

$$f_L = 0.4 \frac{A_{tlp}}{A_{SG}} + (1 - 0.4 \frac{A_{tlp}}{A_{SG}}) \exp(-1.5 R_L) \quad (3.26)$$

$$Nu_{2,d} = f_A \cdot Nu_{2,0} \quad (3.19)$$

$$Nu_{2,0} = 0.3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (3.19a)$$

$$Nu_{lam} = 0.664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,2}} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} \quad (3.19b)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0.037 \cdot Re_{\psi,2}^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re_{\psi,2}^{-0.1} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.19c)$$

$$Re_{\psi,2} = \frac{Re_2}{\psi} \quad (3.20)$$

$$a = s_1/d_0, \quad b = s_2/d_0 \quad (3.21)$$

$$b \geq 1 \Rightarrow \psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad (3.22)$$

$$b < 1 \Rightarrow \psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a \cdot b} \quad (3.22a)$$

$$f_A = 1 + \frac{2}{3 \cdot b} \quad (\text{üçgen diziliş için}) \quad (3.23)$$

$$f_R = f_G \cdot f_L \cdot f_B \quad (3.24)$$

$$f_G = 1 - R_G + 0.524 \cdot R_G^{0.32} \quad (3.25)$$

$$R_G = \frac{n_w}{n} \quad (3.25a)$$

$$f_L = 0.4 \frac{A_{t/p}}{A_{SG}} + (1 - 0.4 \frac{A_{t/p}}{A_{SG}}) \exp(-1.5 R_L) \quad (3.26)$$

$$A_{SG} = A_{t/p} + A_{s/b} \quad (3.26a)$$

$$A_{t/p} = (n - \frac{n_w}{2}) \frac{\pi(d_B^2 - d_0^2)}{4} \quad (3.26b)$$

$$A_{s/b} = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_1^2) \frac{360 - \gamma}{360} \quad (3.26c)$$

$$\gamma = 2 \text{ArcCos}(1 - \frac{2H}{D_1}) \quad (3.26d)$$

$$R_L = \frac{A_{SG}}{A_E} \quad (3.26e)$$

$$A_E = B \cdot L_E \quad (3.26f)$$

$$f_B = \exp[-\beta R_B (1 - \sqrt[3]{\frac{2 \cdot n_s}{n_R}})] \quad (n_s \leq \frac{n_R}{2}) \quad (3.27)$$

$$f_B = 1 \quad (n_s > \frac{n_R}{2}) \quad (3.27a)$$

$$R_B = \frac{A_B}{A_E} \quad (3.27b)$$

$$e = s_1 - d_0 \quad (3.27c)$$

$$e < (D_i - D_B) \Rightarrow A_B = B(D_i - D_B - e) \quad (3.27d)$$

$$e \geq (D_i - D_B) \Rightarrow A_B = 0 \quad (3.27e)$$

- Yoguşmalı hal için govde tarafındaki ısı taşınım katsayısı,

$$h_2 = 0.725 \left[\frac{g \cdot \rho_s (\rho_s - \rho_b) h_{sb} \cdot k_2^3}{\mu \cdot d_0 \cdot (T_s - T_0)} \right]^{1/4} / (z^{1/6}) \quad (3.27f)$$

- Toplam ısı geçiş katsayısı, K(W/m²K)

$$K = \frac{1}{\frac{D_{dış}}{D_{iç}} \cdot \frac{1}{h_1} + \frac{D_{dış}}{2 \cdot k_m} \ln \frac{D_{dış}}{D_{iç}} + \frac{1}{h_2}} \quad (3.28)$$

- Gerçek toplam ısı geçiş katsayısı, KG (W/m²K)

$$KG = \frac{1}{\frac{1}{K} + r_f} \quad (3.29)$$

- Isı değiştiricisi toplam alanı, A(m²)

$$A = \frac{Q}{KG \cdot f \cdot \Delta T_m} \quad (3.30)$$

- Isı değiştiricisinin boru uzunluğu, L(m)

$$L = \frac{A}{n_{LP2} \cdot \pi \cdot d_{iç}} \quad (3.31)$$

- Boru içindeki basınç düşümü, ΔP₁(Pa)

$$\Delta P_1 = \frac{\lambda_1 \cdot G_1 \cdot L \cdot n_{LP}}{d_{iç} \cdot \rho_1 \cdot d_{iç}} \quad (3.32)$$

$$Re < 2300 \Rightarrow \lambda = \frac{64}{Re} \quad (3.32a)$$

$$\text{Re}_1 < 30000 \Rightarrow \lambda_1 = \frac{0.3164}{\text{Re}_1^{0.25}} \quad (3.32b)$$

$$\text{Re}_1 \geq 30000 \Rightarrow \lambda_1 = \frac{0.184}{\text{Re}_1^{0.2}} \quad (3.32c)$$

- Gövde içindeki boru sayısı

$$Nr = \frac{D}{P} \quad (3.33)$$

- Gövde içindeki basınç düşümü, ΔP_2 (Pa)

$$\Delta P_2 = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (3.34)$$

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} (NB - 1) R_l R_b ; R_l = 0.4 - 0.5 , R_b = 0.5 - 0.8 \quad (3.35)$$

$$NB = \frac{L}{B} \quad (3.35a)$$

$$\Delta P_{bi} = \lambda_G \frac{G_2}{2\rho_2} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} \quad (3.35b)$$

$$\lambda_G = \exp(0.576 - 0.19 \cdot \log(\text{Re}_2)) \quad (3.35c)$$

$$\Delta P_w = \Delta P_{wi} \cdot NB \cdot R_l \quad (3.36)$$

$$\Delta P_{wi} = \frac{\dot{m}_2^2 (2 + 0.6 \cdot N_{cw})}{2\rho_2 A_s A_w} \quad (3.36a)$$

$$\Delta P_e = 2\Delta P_{bi} \frac{N_c + N_{cw}}{N} R_b R_s \quad (3.37)$$

- Boru içindeki kayıp basınç enerjisi, E_1 (W)

$$E_1 = \frac{\Delta P_1 \cdot m_1}{\rho_1 \cdot NP_1} \quad (3.38)$$

- Gövde içindeki kayıp basınç enerjisi, E_2 (W)

$$E_2 = \frac{\Delta P_2 \cdot m_2}{\rho_2 \cdot NP_2} \quad (3.39)$$

- Maliyet hesabı

$$C_1 = \frac{i \cdot (1+i)^s}{(1+i)^s - 1} \quad (3.40)$$

$$C_2 = \frac{\left(\frac{1+e}{1+i}\right)^s - 1}{1 - \left(\frac{1+i}{1+e}\right)} \quad (3.41)$$

$$\text{Kuruluş gideri} = A \cdot f_1 \cdot d_1 \cdot C_1 \quad (3.42)$$

$$\text{İşletme gideri} = \frac{(E_1 + E_2) \cdot H \cdot f_e \cdot C_1 \cdot C_2}{3600 \cdot 1000} \quad (3.43)$$

$$\text{Toplam giderler} = \text{Kuruluş gideri} + \text{İşletme gideri} \quad (3.44)$$

BÖLÜM 4

SERPANTİN TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

4.1 SOĞUTUCU VE NEM ALICI SERPANTİNLER

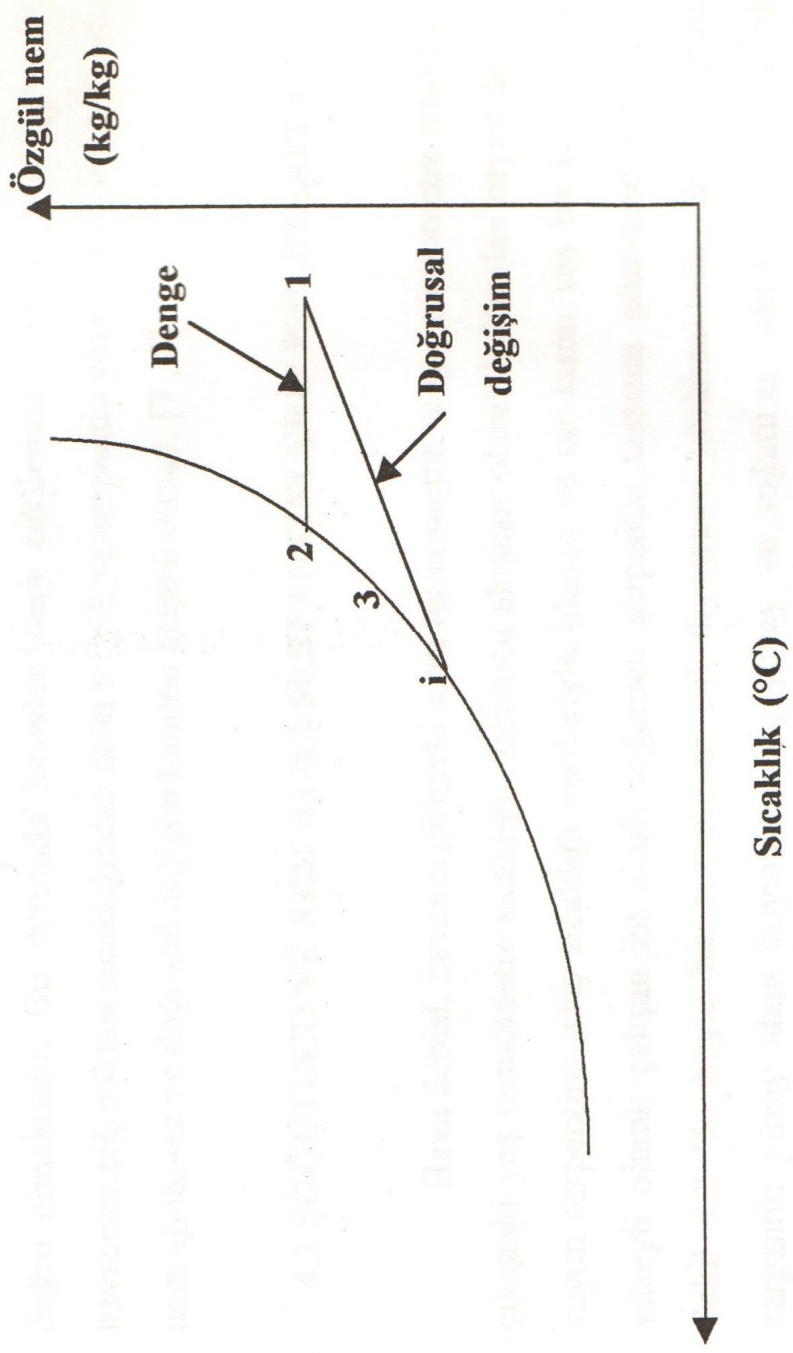
Soğutucu ve nem alıcı serpantinler iklimlendirme, soğutma sistemleri, ilaç ve gıda sanayi, ürünlerin depolanması gibi birçok değişik alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. [6]

Hava soğutmasında kullanılan serpantinler soğutma işlevlerinin yanısıra nem alıcı olarak da kullanılabilir. Önsoğutucu serpantinler nem alma olayı olmadan yalnızca soğutucu olarak kullanılırlar. Soğuk su serpantinleri ise kullanılan kimyasal nem alıcı aygıtların yardımıyla bir sistemden duyulur ısı çekerler. Serpantinlerin büyük bir kısmı havanın aynı anda hem duyulur ısını hem de bir miktar nemini çekecek şekilde tasarlanırlar. [7]

Bu serpantinler, havadan ısının bir yüzeye, bu yüzeyden de metal cidar aracılığı ile bu içindeki soğuk akışkana geçtiği, ıslak yüzeyli soğutucu cihazlardır. Hava içindeki nemin soğuk bir yüzey üzerinde yoğunlaşarak ıslak tabaka oluşturduğu, soğutucu serpantinler üzerinden geçirilen havanın soğutulması ve neminin alındığı durumlar gözönüne alınır. Havadan ısı, serpantin boruları içinden akan soğutucu akışkan, su veya donmayan bir akışkan yardımı ile çekilebilir. [8]

Serpantinler, düz borulu ve kanatlı borulu olmak üzere iki grupta sınıflandırılabilirler. Boruların dışından akan havanın ısı, boruların içerisinden akan akışkan tarafından çekilir. Genellikle hava tarafındaki ısı taşınım katsayısının soğutucu akışkan veya su tarafındaki ısı taşınım katsayısından küçük olması

Soğutucu akışkan veya su boruların içinden, hava ise boruların dışından ve kanatların arasından akar. İklimlendirme proseslerinin bir çoğunda havanın, su buharı ve içerdiği diğer gazlarla bir karışım oluşturduğu kabulü yapılır ve hesaplamalar bu kabule göredir. Hava karışımını oluşturan bu bileşenlerin soğutucu serpantine aynı kuru termometre sıcaklığında girdikleri ve kuru soğutucu gibi çalışan serpantin ilk bölümüyle temasa geçtiklerinde duyulur ısıların bir kısmını kaybettikleri kabul edilir. Bununla birlikte nemin yoğunlaşma olayı, havanın üzerinden geçtiği yüzey sıcaklığının, havanın serpantine girişteki çiğ noktası sıcaklığının altında olduğu serpantin kısımlarında meydana gelir. Değişim eğrisi Şekil 4.1 'de görüldüğü gibi havanın serpantinden geçerken bulunduğu noktaların psikrometrik diyagramda belirlendiği eğridir.



Şekil 4.1 İdeal Serpantin Değişim Eğrisi

İlk bakışta Şekil 4.1 'de gösterildiği gibi değişim eğrisinin 1 - 2- 3 şeklinde olacağı söylenebilir. Bu eğri, havanın önce özgül nemi sabit olacak şekilde doyma noktasına kadar soğutulduğunu, sonra da hava serpantinden ayrılana kadar doyma eğrisi üzerinde 2 -3 arasında değiştiğini göstermektedir. 1 - 2 - 3 değişimi yalnızca hava soğurken bütün hava kütlelerinin sıcaklığı ve buhar basıncı üniform olduğu zaman meydana gelir. Ayrıca bu eğri ıslak yüzey sıcaklığının sabit olması

durumunda geçerlidir. Sabit T_i sıcaklığındaki ıslak yüzey üzerinde akan hava halinde,

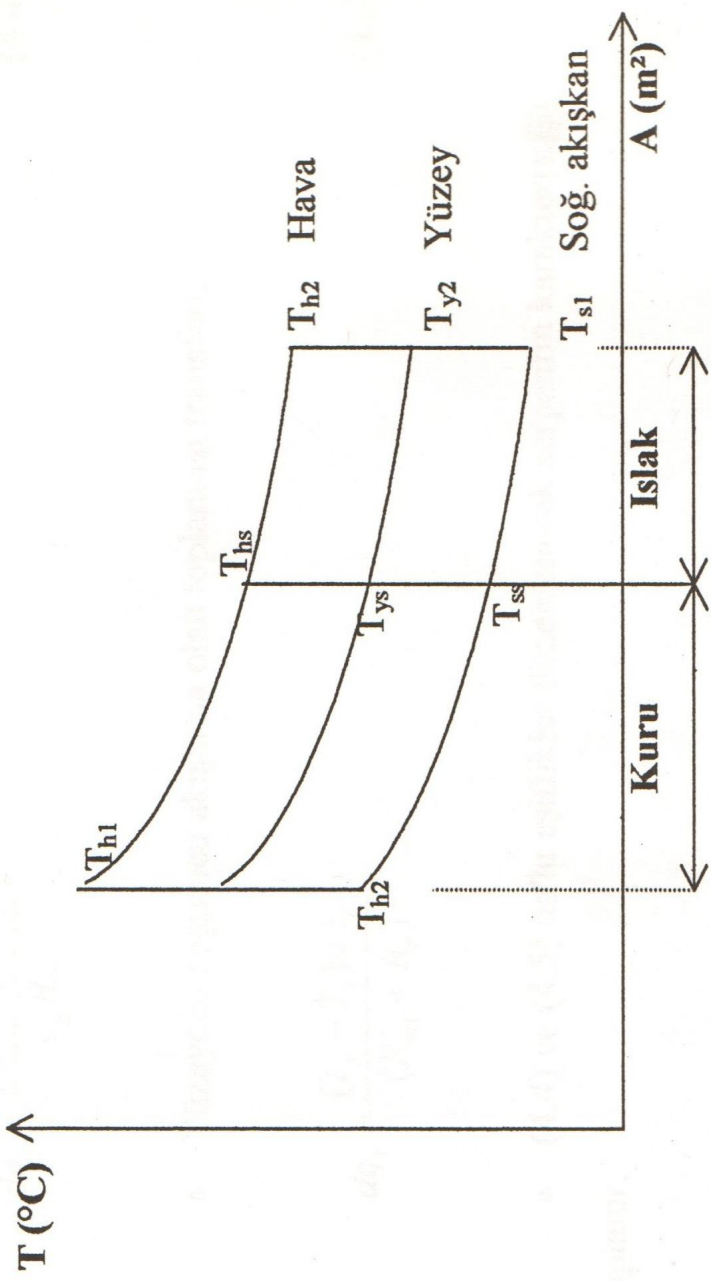
$$\frac{T_i - T_2}{T_i - T_1} = \frac{w_i - w_2}{w_i - w_1} \quad (4.1)$$

eşitliği yazılabilir. Burada 1 indisi giriş, 2 indisi ise çıkış şartlarını ifade etmektedir. Bu denkleme göre psikrometrik diyagramda havanın çıkış noktasının, serpantine giriş noktası ile ıslak yüzeyin doyma eğrisi üzerindeki yerini belirleyen noktayı birleştiren doğru arasında olacağı görülmektedir. Serpantin yüzeyinin büyük olması durumunda havanın çıkış noktası, i noktasına yakın olacaktır. Serpantin yüzey sıcaklığı girişteki havanın çığ noktası sıcaklığına eşit ise değişim eğrisi yatay bir doğru olmaktadır. Bu durumda havadan nem çekilemez. Yüzey sıcaklığı giriş havasının çığ noktası sıcaklığından daha büyük ve serpantin yüzeyi kuru ise, havadan nem alınmaz ve doğrusal değişim kanunu geçerli olmaz. [7 , 8]

4.2 SOĞUTUCU VE NEM ALICI SERPANTİNLERİN ISIL HESAPLARI

Hava debisi, havanın girişteki kuru termometre ve yaş termometre sıcaklığı, çıkıştaki yaş termometre sıcaklığı, soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun debisi, suyun serpantine giriş sıcaklığı verileriyle oluşan ve bir kısmı yaş bir kısmı kuru yüzeyli olarak çalışan zıt akışlı soğutucu serpantin tasarımı gözönüne alınmıştır. Şekil 4.2 'de böyle bir serpantinin ısıl diyagramı görülmektedir. Bu diyagram serpantin yüzey alanı boyunca hava, yüzey ve soğutucu akışkan için sıcaklık değişimlerini göstermektedir. Aynı diyagram entalpi değişimleri içinde kullanılabilir. Diyagramda bulunan üstteki eğri ile serpantin boyunca akan havanın entalpisi ile sıcaklığındaki değişim, alttaki eğri ile de soğutucu akışkan sıcaklığındaki değişim gösterilmektedir. Ortada çizilen eğri yaklaşık olarak yüzey sıcaklığını ve bu sıcaklığa karşılık gelen doymuş havanın entalpisini göstermektedir. Soğutucuya giren nemli havanın içerisindeki su buharı ve hava, serpantin yüzeyi ile ilk temasa geçtiklerinde duyulur ısılarının bir miktarını kaybederler. Akış doğrultusuna göre soğutucunun ilk kısmı kuru soğutucu olarak çalışmaktadır. Yüzey sıcaklığının havanın çığ noktası sıcaklığından daha düşük olduğu bölgede su buharı akan hava tarafından taşınır ve

duyulur ısı geçişi olması nedeniyle hava soğumaya başlar. Yoğuşma başladıktan sonra sıcaklık başına duyulur ısı sabit kalmakla beraber her bir sıcaklık farkı için gizli ısı çok değişir. Buna nem miktarının sıcaklığa göre çok fazla değişmesi neden olmaktadır. Yoğuşmanın başlaması ile aynı anda hem duyulur ısı hem de gizli ısı transferinin olmasının nedeni hava ile yüzey arasındaki entalpi farkı ve yüzey ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkıdır.



Şekil 4.2 Zıt Akışlı Hava ve Soğutucu Akışkan Kullanan Soğutucu Serpantin İçin Isıl Diyagram

Bu serpantinin tasarımı için şu şekilde bir sıra izlenmiştir:

- Serpantin girişindeki havanın hızı seçilir. Bu değerin 2 - 3 m/s arasında olması tercih edilir,

- Gerekli serpantin giriş alanı hesaplanır,

$$A_g = \frac{m_h}{V_g \cdot \rho_h}$$

(4.2)

- Toplam soğutma yükü hesaplanır,

$$Q_t = m_h [(h_1 - h_2) - (w_1 - w_2)h_{ss}] \quad (4.3)$$

- Havadan yüzeye olan ısı transferi,

$$dq_t = \frac{(h_h - h_y) dA_I}{c_p R_{h1}} \quad (4.4)$$

- Yüzeyden soğutucu akışkana olan toplam ısı transferi,

$$dq_t = \frac{(T_y - T_s) dA_I}{(R_{m1} + R_s)} \quad (4.5)$$

- (4.4) ve (4.5) no'lu eşitlikler düzenlenerek serpantin karakteristiği hesaplanır,

$$C = \frac{R_{m1} + R_s}{c_p R_{h1}} = \frac{T_y - T_s}{h_h - h_y} \quad (4.6)$$

- Hava ile soğutucu arasındaki enerji dengesi,

$$m_h (h_{h1} - h_{h2}) = m_s c_s (T_{s2} - T_{s1}) \quad (4.7)$$

- Daha sonra Y katsayısı hesaplanır. Hesaplanan bu Y katsayısının yardımıyla T_{s2} bulunur,

$$Y = \frac{T_{s2} - T_{s1}}{h_{h1} - h_{h2}} = \frac{m_h}{m_s c_s} \quad (4.8)$$

Yoğuşma olayının, giren havanın çığ noktası sıcaklığının altında başladığı kabul edilirse,

$$T_{ys} = T_{h1}'' \text{ olarak yazılabilir}$$

(4.9)

- Sınır noktası için

$$C = \frac{T_{h1}'' - T_{ss}}{h_{h1}'' - h_{ss}} \quad (4.10)$$

- Kuru-ıslak yüzey sınırındaki nemli havanın entalpisi hesaplanır,

$$h_{hs} = \frac{T_{h1}'' - T_{s2} + Y \cdot h_{h1} + C \cdot h_{h1}''}{C + Y} \quad (4.11)$$

- h_{hs} yüzeyin ıslak, ıslak-kuru veya tamamen kuru olduğunun

göstergesidir. Buna göre,

- a) $h_{hs} \geq h_{h1}$ ise tamamen ıslak
- b) $h_{h1} > h_{hs} > h_{h2}$ ise kısmen kuru
- c) $h_{hs} \leq h_{h2}$ ise tamamen kuru

- Eğer yüzeyin bir kısmı ıslak ise suyun sınır noktasındaki sıcaklıkları aşağıdaki eşitliklerden bulunur:

$$T_{hs} = T_{h1} - (h_{h1} - h_{hs}) / c_p \quad (4.12)$$

$$T_{ss} = T_{s2} - Y \cdot c_p (T_{h1} - Y_{hs}) \quad (4.13)$$

- Toplam ısı geçiş katsayısı,

$$R = R_{mk} + R_{hk} + R_s \quad (4.14)$$

$$\Delta T_{ok} = \frac{(T_{h1} - T_{s2}) - (T_{hs} - T_{ss})}{\ln[(T_{h1} - T_{s2}) / (T_{hs} - T_{ss})]} \quad (4.15)$$

- Kuru alan,

$$A_k = \frac{Q_t \cdot R}{\Delta T_{ok}} \quad (4.16)$$

- Kuru yüzeyden geçen toplam ısı,

$$Q_k = m_h \cdot c_p \cdot (T_{h1} - T_{hs}) = m_s \cdot c_s \cdot (T_{s2} - T_{ss}) \quad (4.17)$$

- C serpantin karakteristiğinin sınır noktası ve serpantin çıkışı için ayrı ayrı gösterilmesi,

$$C = \frac{T_{ys} - T_{ss}}{h_{hs} - h_{ys}} = \frac{T_{y2} - T_{s1}}{h_{h2} - h_{y2}} \quad (4.18)$$

- Hava ile yüzey arasında zıt akış halinde ortalama logaritmik entalpi farkı,

$$\Delta h_{oi} = \frac{(h_{hs} - h_{ys}) - (h_{h2} - h_{y2})}{\ln[(h_{hs} - h_{ys}) / (h_{h2} - h_{y2})]} \quad (4.19)$$

- Yüzey ile soğutucu akışkan arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkı,

$$\Delta T_{oi} = \frac{(T_{ys} - T_{ss}) - (T_{y2} - T_{s1})}{\ln[(T_{ys} - T_{ss}) / (T_{y2} - T_{s1})]} \quad (4.20)$$

- Islak yüzeyden geçen ısı miktarı,

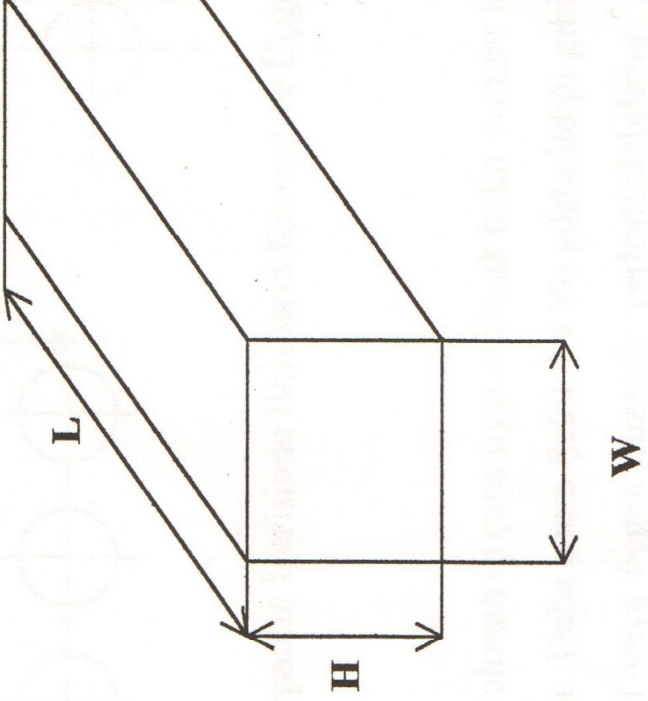
- Islak yüzey alanı,

$$A_i = \frac{Q_i(R_{in} + R_s)}{\Delta T_{oi}} = \frac{Q_i R_{in} C_p}{\Delta h_{oi}} \quad (4.22)$$

- Toplam alan,

$$A_T = A_i + A_k \quad (4.23)$$

4.3 SERPANTİNLERİN BOYUTLANDIRILMASI



Şekil 4.3 Serpantin Boyutları

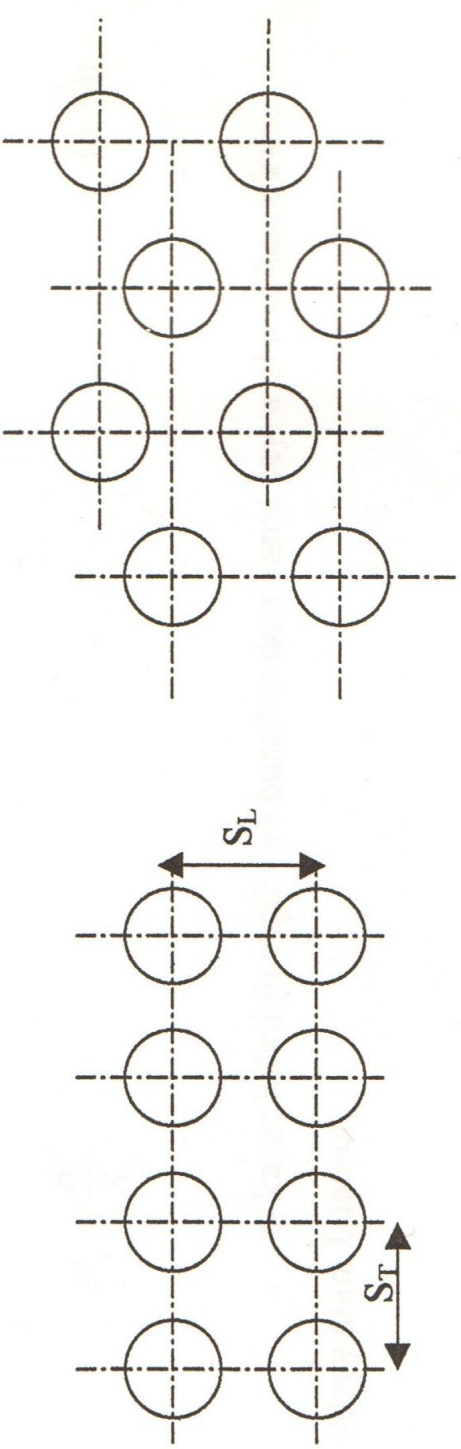
- Şekil 4.3 'de görüldüğü gibi serpantin girişi kare olarak kabul edilip serpantin giriş alanı bulunur,

$$A_g = H \cdot L \quad (4.24)$$

çapı belirlenir,

$$A_b = \frac{m_s}{\rho_s \cdot V_s} \quad (4.25)$$

$$d_i = \sqrt{4A_b / \pi} \quad (4.26)$$



Şekil 4.4 Serpantin İçerisinde Boruların Karesel ve Üçgen Olarak Yerleştirilmeleri

- Bulunan iç çapa uygun olarak bakır borular için standart dış çap ve et kalınlığı seçilir. Daha sonra Şekil 4.4 'de gösterildiği gibi serpantin içerisindeki boru demeti karesel veya üçgen düzende yerleştirilebilirler. Bu yerleştirme düzenlerine göre S_T ve S_L borular arasındaki yatay ve dikey uzaklıklar standartlardan belirlenir.

- N_b boru sayısı olmak üzere şu bağıntı yazılabilir:

$$H = (N_b + 1) \cdot S_T \Rightarrow N_b = \frac{H}{S_T} - 1 \quad (4.27)$$

- Toplam ısı transferi alanının ısı değiştiricisinin hacmine olan oranı "Kompaktlık Sayısı" olarak ifade edilir. Tasarımı yapılan serpantin için kompaktlık

$$\frac{A_T}{V} = 500 \Rightarrow V = \frac{A_T}{500} \quad (4.28)$$

- Serpantin genişliğinin bulunduğu ifade,

$$W = \frac{V}{H \cdot L} \quad (4.29)$$

- Serpantin derinliği doğrultusundaki sıra sayısı,

$$N_r = \frac{W}{S_L} \quad (4.30)$$

- t_k kanat kalınlığı seçilir ve buradan da z kanat sayısı olmak üzere kanat yüzey alanı bulunur,

$$A_k = (H \cdot W - \frac{\pi \cdot d^2}{4} N_b N_r) \cdot 2 \cdot z \quad (4.31)$$

- Çıplak boru yüzey alanı,

$$A_{by} = \pi \cdot d \cdot N_b \cdot N_r \cdot (L - t_k \cdot z) \quad (4.32)$$

- Toplam ısı transfer alanı A_T bilindiğine göre z kanat sayısı bulunur,

$$A_T = A_k + A_{by} \quad (4.33)$$

- Kanatlar arası mesafe,

$$b_k = \frac{L - z \cdot t_k}{z} \quad (4.34)$$

değer ile son değer arasında büyük bir fark varsa hesaplar (4.28) eşitliğine dönülerek tekrar yapılır.

$$kompaktlık_{son} = \frac{A_T}{L \cdot S_T \cdot S_L \cdot N_b \cdot N_r} \quad (4.35)$$

- Boru tarafındaki basınç düşümü,

$$\psi = 0.0054 + \frac{0.3964}{Re_s^{0.3}} \quad (4.36)$$

$$\Delta P_{s1} = \psi \frac{L \rho_s V^2}{d_i 2} \quad (4.37)$$

- Gövde tarafındaki basınç düşümü,

$$\Delta P_h = \frac{G_c^2}{2 \cdot 3600^2 \cdot \rho_1} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) + f \frac{A_T}{A_c} \left(\frac{\rho_1}{\rho_m} \right) \right] \quad (4.38)$$

$$\text{Kütleli debi: } G_c = \frac{G_{fc}}{\sigma} \quad (4.39)$$

$$\text{Serpantine giren hava debisi: } G_{fc} = \frac{m_h \cdot 3600}{A_g} \quad (4.40)$$

$$\sigma = \frac{A_g - (L \cdot d_d \cdot N_b + z \cdot H \cdot t_k - N_b \cdot t_k \cdot d_d \cdot z)}{A_g} \quad (4.41)$$

$$\text{Minimum kesit alanı: } A_c = \sigma \cdot A_g \quad (4.42)$$

$$\text{Ortalama yoğunluk: } \rho_m = (\rho_1 + \rho_2) / 2 \quad (4.43)$$

Maliyet hesapları için bir önceki bölümde gösterilen (gövde boru tipi ısı değiştiricisi tasarımındaki) bağıntılar kullanılabilir.

4.4 HAVANIN ÖZELLİKLERİ İLE İLGİLİ BAĞINTILAR

Suyun özellikleri ile ilgili olan eşitlikler (3.3) - (3.7)' de verilmişti. Havanın özelliklerini veren eşitlikler sıcaklık, nem ve basıncın fonksiyonu olarak hazırlanmışlardır.

4.4.1 Havanın Isı Geçiş Özellikleri

$P=101325 \text{ Pa}$ ve $-50 \text{ °C} < T < 200 \text{ °C}$ olmak üzere

- Isı iletim katsayısı (W/mK),

$$k = 0.02422 + 0.719 \cdot 10^{-4} \cdot T \quad (4.44)$$

- Prandtl sayısı,

$$Pr = 0.7137 - 0.1256 \cdot 10^{-3} \cdot T \quad (4.45)$$

- Dinamik viskozite (kg/ms),

$$\mu = 0.1724 \cdot 10^{-4} + 0.4426 \cdot 10^{-7} \cdot T \quad (4.46)$$

- Yoğunluk (kg/m³),

$$\rho = \frac{P}{287.055 \cdot T(1 + 1.6078 \cdot w)} \quad (4.47)$$

- Özgül ısı (J/kgK),

$$c_p = \frac{Pr \cdot k}{\mu} \quad (4.48)$$

- Isı yayılım katsayısı (m^2/s),

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \quad (4.49)$$

4.4.2 Su Buharı ile İlgili Özellikler

- Doymuş su buharının entalpisi (kJ/kg),

$$h_{buhar} = 2501 + 1.805 \cdot T \quad (4.50)$$

- Su buharının kısmi basıncı (Pa),

$$P_s = \frac{P \cdot w}{0.62198 + w} \quad (4.51)$$

- Su buharının özgül hacmi (m^3/kg),

$$V_s = \frac{T \cdot R_s}{P_s} \quad (4.52)$$

- Su buharının doyma basıncı (Pa),

173 < T < 273 K için:

$$\ln(P_{sd}) = -56745359/T + 6.3925247 - 0.9677843 \cdot 10^{-2} \cdot T + 0.62215701 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 0.20747825 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 0.9484024 \cdot 10^{-12} \cdot T^4 + 4.1635019 \ln(T)$$

273 < T < 473 K için:

$$(4.53)$$

$$-0.14452093 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 6.5459673 \cdot \ln(T)$$

(4.54)

4.4.3 Nemli Hava ile İlgili Özellikler

- Nemli havanın özgül hacmi (m^3/kg),

$$v = \frac{287.055 \cdot T}{P} (1 + 1.6078w) \quad (4.55)$$

- Nemli havanın entalpisi (kJ/kg),

$$h_h = T + w(2501 + 1.805 \cdot T) \quad (4.56)$$

- Doymuş havanın entalpisi (kJ/kg),

$$h_d = 10.31 + 1.316 \cdot T + 0.0529 \cdot T^2 \quad (0 < T < 30 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (4.57)$$

- Özgül nem (kg/kg),

$$w = 0.622 \frac{P_s}{P - P_s} \quad (4.58)$$

4.4.4 Havanın Psikrometrik Özellikleri

- Çiğ noktası sıcaklığı

$-60 < T < 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ için:

$$T'' = -60.45 + 7.032 \cdot \ln(P_s) + 0.37 \cdot [\ln(P_s)]^2 \quad (4.59)$$

$$T'' = -35.957 - 1.872 \cdot \ln(P_s) + 1.16893 \cdot [\ln(P_s)]^2$$

(4.60)

4.5 ISITICI SERPANTİNLER

Isı yükü $Q(W)$, su ve hava giriş, çıkış sıcaklıkları verilen serpantin tasarımı aşağıdaki sıra izlenmiştir.

- Boru çapı, boru dizilişi, hava giriş hızı ve kompaktlık (β) sayısı seçilir,

$$\beta = \frac{A_T}{V} \quad (4.61)$$

- Hava ve su debileri hesaplanır,

$$Q = \dot{m}_h (T_{h,g} - T_{h,\varphi}) c_{ph} \quad (4.62)$$

- Akış alanı,

$$A_y = \frac{\dot{m}_h}{V \cdot \rho_h} \quad (4.63)$$

- Boru içindeki ısı taşınım katsayısı hesaplanır,

$$Nu = 0.023 \cdot Re_s^{0.8} \cdot Pr_s^{1/3} \quad (4.64)$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d} \quad (4.65)$$

- Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı hesaplanır,

- Toplam ısı geçiş katsayısı ve NTU hesaplanır,

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i \cdot \varepsilon} + \frac{1}{k} + \frac{1}{h_d \cdot \eta_y} \quad (4.67)$$

- Toplam ısı geçiş alanı hesaplanır,

$$A_T = C_{\min} \frac{NTU}{K} \quad (4.68)$$

- Boyutlar kontrol edilir.

BÖLÜM 5

ISI DEĞİŞTİRİCİSİ PROGRAMI

5.1 PROGRAMIN TANITILMASI

Isı değıştiriciler için hazırlanmış olan bu programın kullanılmasıyla tasarım daha çabuk, kolay ve güvenilir hale gelmektedir. Bu program I tipi gövde borulu ısı değıştiricilerini, soğutucu ve nem alıcı serpantinleri, ısıtıcı serpantinleri ve akışkan özelliklerini kapsamaktadır. Programda, gövde boru ısı değıştiricilerinin ve soğutucu ve nem alıcı serpantinlerin ısı hesapları yapıldıktan sonra işletme giderleri, kuruluş giderleri ve toplam giderlere göre maliyet analizi yapıp buna göre optimum ısı değıştiricisi boyutları bulunur. Ayrıca bulunan bu optimum boyutlar için gövde boru tipi ısı değıştiricisinin gövdesinin ve bu gövde için oluşturulan boru yerleşiminin ayrıca soğutucu ve nem alıcı serpantinin resmini çizen programlar da hazırlanmıştır.

Isı değıştiricileri tasarımı programı Visual Basic 5.0 ile hazırlanmıştır. Visual Basic programlama dili Windows işletim sistemi altında çalışır. Olay güdümlü yapısı ve kullanımı kolay görsel araçlarıyla, Windows grafiksel ortamının tüm avantajlarından yararlanarak, güçlü uygulamaların kısa sürede yazılmasına olanak verir.

Windows işletim sisteminin yaygınlaşmasından önce sıkça kullanılan GWBasic, Qbasic, Fortran, C, Pascal gibi programlarla bir yazılım geliştirmek için uzun komutlar yazmak gerekmektedir. Microsoft Windows'un gelmesiyle, programcılar grafiksel olarak zengin ve daha rahat bir ortamda çalışma olanağına kavuştular. Grafiksel kullanıcı arabirimi, uygulamaların öğrenimini ve kullanımını daha kolay hale getirdi. Visual Basic programlama sisteminin kullanılmaya başlanmasıyla bu grafiksel ortamlı programların hazırlanması son derece basitleşti ve

Basic dilinin bilinen yetenekleri, görsel tasarım araçlarıyla birleştirildi. Menüler, yazıtipleri, iletişim kutuları kaydırma yapılabilen metin kutuları ve daha birçok grafiksel eleman kolayca tasarlanabilir. Visual Basic olay güdümlü bir yapıya sahiptir. Yani programcı her adımı değişmez bir sıra ile izleyen programlar yazmaktansa, kullanıcının hareketlerine (örneğin bir komut seçmek, bir pencereye tıklamak, ya da fareyi hareket ettirmek) yanıt veren programlar yazar. Programcı, büyük bir program yazmak yerine, kullanıcının başlattığı olaylarla tetiklenen, işbirliği içinde çalışan mini programlardan oluşan uygulamalar yaratır. Ayrıca bu uygulamalar önceden görülmemiş kolaylık ve hızla yaratılabilir. Ayrıca veri tabanı yaratma ve Windows altında çalışan diğer programlarla (MS Word, MS Excel, AutoCAD, MS Access gibi) doğrudan bağlantılama ve veri paylaşımı mümkündür. Bu programlama dilinin bir başka avantajı da yazılımın tamamlanmasından sonra programın derlenmesi ve çalışabilir (executable) dosya haline getirilebilmesidir. Visual Basic başlatıldığında ekranda çok sayıda pencere görülür. Ekranın üst tarafında ana pencere vardır. Bu pencerede dosya (file), düzen (edit) ve diğer menüleri içerir. Ayrıca bir de araç çubuğu (toolbar) bulunmaktadır. Ekranın ortasında Form1 başlıklı bir boş pencere görülür. Sol yanda araç kutusu (toolbox) adı verilen bir palet penceresi vardır. Diğer yanda ise özelliklikler (properties) ve proje (project) pencereleri bulunur. [14]

5.2 PROGRAMIN İÇERİĞİ

İsı değiştiricilerinin tasarımı için Visual Basic 5.0' da hazırlanan programda grafik yapısı çeşitli formlar üzerine yerleştirilen komut düğmeleri, metin kutuları, etiketler, resim kutuları, çerçeveler ile ve bu elemanların tıklanması, yazıtıpi ve renklerinin değiştirilmesiyle sağlanır. Şekil 5.1' de programımızın ilk menüsünün bu biçimde hazırlanmış hali görülmektedir. Burada dört adet seçenek bulunmaktadır. Her seçenek için üzerinde numaralar bulunan komut düğmeleri yerleştirilmiştir. Bu komut düğmelerine fare ile tıklanması neticesinde o program bölümü çalışmaya başlar. Bu menünün hazırlanması için bir form sayfası, dört adet komut düğmesi (command buton), beş adet etiket (label) kullanılmıştır. Etiket ve komut düğmelerine yazılan yazıların yazıtipleri ve büyüklükleri yeniden düzenlenmiş ve bu elemanların renkleri değiştirilmiştir. Tüm bu değişiklikler programcıya bağlıdır ve herhangi bir

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

1	GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİSİ
2	SOĞUTUCU VE NEM ALICI SERPANTİN
3	ISITICI SERPANTİN
4	AKIŞKAN ÖZELLİKLERİ

Şekil 5.1 Program Giriş Menüsü

5.3 GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİSİ PROGRAMI

Bu programda sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları, akışkan kirlilik faktörü, akışkan debisi, ısı değiştiricisinin toplam işletme süresi, günlük çalışma süresi, malzeme birim fiyatı, yakıt fiyatındaki artış, enflasyon oranı, pompa için elektrik fiyatı gibi doneler bellidir ve programa girilir. Maliyet analizinde kullanılan değerler zamana ve üreticiye göre değişebilir ve bu özellik gözönünde bulundurulur. Program bu değerlere göre optimum ısı değiştiricisi boyutlarını bulur ve boru sayısı ile birlikte boru dizilişini tespit ederek AutoCAD R14 programına bağlanıp çizimi parametrik bir yöntem olan script dosyasının çalışması sonucunda gerçekleştirir. Yoğunluk, özgül ısı, dinamik viskozite değerleri sıcaklığa bağlı olduğundan bu değerler için daha önceki bölümlerde verilmiş olan çeşitli bağlantılar kullanılmıştır. Bu bağlantılar ısı değiştiricisinin çalışma sıcaklığı aralığında, gerçek değerlere oldukça yakındır. Program, boru ve gövde tarafı, su-su, su-buhar ve buhar-su için üç ayrı çalışma şartlarını hesaplayabilir. Su-su için olan program menüsü

Şekil 5.2' de görülmektedir. Ek A ve Ek B' de bu programın sonuçları ve çizimleri gösterilmiştir.

I TIPI ISI DEĞİŞTİRİCİSİ

GÖVDE BORU TIPI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

GÖVDE / BORU : SU / SU

HESAP **SONUÇLAR** **ÇİZİM** **ÇIKIŞ**

İTİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ **Form5** **00:29**

$U (m^2K/W) = 0.0001$	$m (kg/sn) = 20$
$i (\%) = 90$	$e (\%) = 75$
$s (TL/Kwh) = 18400$	$V (TL/m^3) = 7500000$
$Y (m) = 10$	$D (gün/yıl) = 300$
$Hesap/gün = 16$	

**rt, Akışkanın kirlilik direncidir.
rt<1 (m²K/W) için hesaplama
yapılmaktadır.**

Şekil 5.2 Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisi Programı Menüsü

5.4 SOĞUTUCU VE NEM ALICI SERPANTİN PROGRAMI

Bu programın çalışmasında ana mantık bir önceki programın çalışması ile aynıdır. Şekil 5.3'de görüldüğü gibi serpantin için havanın giriş başıncı, sıcaklığı, özgül nemi, debisi, hızı ve soğutucu akışkan olan suyun giriş hızı debisi, sıcaklığı ve hızı programa girilen verilerdir. Havanın ve suyun özellikleri daha önceki bölümlerde verilmiş olan ilgili bağıntılardan elde edilir ve bu bağıntıların neticeleri gerçek değerlerle çok iyi uyuşmaktadır. Programın sonucunda, soğutucu serpantin nem çekip çekmeyeceği, ıslak ve kuru yüzey alanları, havanın ve suyun çıkış şartları, serpantin yüzey sıcaklığı ve ısı yükleri gibi değerler bulunur. Ardından boyutlandırmaya geçilir. Basınç düşümleri ile bağlantılı olarak işletme, yatırım ve

toplam giderler bulunur. Son olarak AutoCAD programında serpantinin resmi çizilir. Sertantin için sonuç ve çizimler Ek C ve Ek D' de görülebilir.

Form1

SOĞUTUCU VE NEM ALICI SERPANTİN

HESAP

SONUÇLAR

ÇİZİM

HESAPLANAN İÇ ÇAPA GÖRE
TSE BAKIR BORU
STANDARTLARINDAN SEÇİMİNİZİ
YAPINIZ.
STANDART BORU DIŞ ÇAPLARI
(mm):
10-12-14-15-16-18-19-20-23-25-28-
32-40

HESAPLANAN İÇ
CAP (mm) = 10,0172841381296

HAVANIN GİRİŞ BASINCI	P (Pa)	101325
HAVANIN GİRİŞ SICAKLIĞI	TH1 (°C)	19.74
HAVANIN GİRİŞTEKİ ÖZGÜL NEMİ	w1 (kg/kg)	0.01
HAVANIN KÜTLESEL DEBİSİ	MH (kg/s)	0.2
HAVANIN HIZI	VH (m/s)	2
SUYUN İLK SICAKLIĞI	TS1 (°C)	5
SUYUN KÜTLESEL DEBİSİ	MSU (kg/s)	0.095
SUYUN AKIŞ HIZI	VSU (m/s)	1.2
NET SOĞUTMA ALANI	ANET (m²)	8
HAVANIN ÇIKIŞ SICAKLIĞI	TH2 (°C)	0

Başlat

Project1 - Microsoft Visual

ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Form1

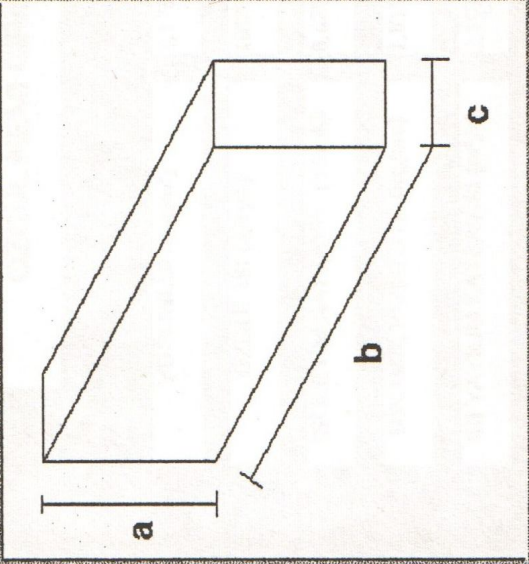
00:57

Şekil 5.3 Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin Programı Menüsü

5.5 ISITICI SERPANTİN PROGRAMI

Bu program, soğutucu ve nem alıcı serpantin programının sahip olduğu mantık yapısı ile çalışır. Isı yükü, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları, boyutlar ve ısıl özellikler bellidir. Burada ilk girilen boyutlar ile hesaplanan ısı transferi boyutları karşılaştırılır ve bu değerlerin birbirlerine yakın olması istenir. Bu istenilen özellik sağlanmadığı takdirde ilk girilen boyutlarda değişiklikler yapılarak değerlerin yakınlaşması sağlanır. Bu programın menüsü Şekil 5.4 ' de görülmektedir.

ISITICI SERPANTİN



SERPANTİN BOYUTLARI:

a (mm) =

140

b (mm) =

5000

c (mm) =

70

KANAT KALINLIĞI
(mm) =

1.5

KANAT ADEDİ
(kanat / m)

100

q (W) =

2505

Amin/Ayüzey =

0.5

K_{boru} (W/m²K) =

370

K_{kanat} (W/m²K) =

170

A_o/V =

100

A_k/A =

0.9

GİRİŞ

ÇIKIŞ

HAVA (°C)

0

SU (°C)

84

BORU (mm)

28

HESAP

SONUÇLAR

Şekil 5.4 Isıtıcı Serpantin Programı Menüsü

5.6 AKIŞKAN ÖZELLİKLERİ PROGRAMI

Bu programda, su ve havanın özelliklerinin sıcaklığın fonksiyonu olan çeşitli amprik bağıntılarda elde edilmesi sağlanmıştır. Su için dinamik viskozite, yoğunluk, özgül ısı ve ısı iletim katsayısı (3.3) - (3.7) bağıntıları ile gerçek değerlere çok yakın olmak üzere bulunmuştur. Hava için ise ısı geçiş özellikleri ve psikrometrik özelliklerin hesaplandığı bağıntılar kullanılmıştır. Bu bağıntılar(4.44)-(4.60)'da verilmiştir. Havanın ısı geçiş özellikleri olarak ısı iletim katsayısı, Prandtl sayısı, dinamik viskozite, yoğunluk, özgül ısı değerleri bulunur. Ayrıca nemli ve kuru havanın özellikleri ve havanın çığ noktası sıcaklığı ile iterasyon metodu kullanılarak yaş termometre sıcaklığı bulunur. Bu programa ait menüler Şekil 5.5' de gösterilmiştir.

HAVANIN ISI GEÇİŞ ÖZELLİKLERİ

HAVA SICAKLIĞINI GİRİNİZ:

T (°C) =

20

ÖZGÜL NEMİ GİRİNİZ:

W (kg/kg)=

0.015

HESAPLA

YOĞUNLUK (kg/m³)

1.175742

ÖZGÜL ISI (J/kgK)

1006.756

ISI İLETİM KATSAYISI (W/mK)

0.025658

DINAMİK VİSKOZİTE (kg/ms)

1.81252E-05

ISI YAYILIM KATSAYISI (m²/s)

2.167636E-05

PRANDTL SAYISI

0.711188

KÜTLE YAYILIM KATSAYISI (m²/s)

2.496707E-05

SONUÇLAR 101325 Pa
BASINÇ DEĞERİ İÇİN
GEÇERLİDİR.

Şekil 5.5 Hava Isı Geçiş Özellikleri Programı Menüsü

SONUÇLAR

Gövde boru tipi, soğutucu ve nem alıcı serpantinlerle ısıtıcı serpantinlerin ısı hesapları hava ve suyun özelliklerini veren eşitliklerle yapılabilir. Bilgisayarla yapılan bu simülasyonda doğal olarak belli bir hatanın bulunacağı açıktır. Ayrıca kullanılan amprik bağıntılar da belirli bir hata yüzdesine sahiptir.

Programın ilk bölümünde I tipi gövde borulu ısı değiştiricisi için tasarım yapılmıştır. Bu bölüm üç ayrı kısım olarak düşünülmüştür. Birinci kısımda hem boru hem de gövde tarafındaki akışkanın su olduğu hal için tasarım yapılmıştır. İkinci kısımda gövde tarafında su, boru tarafında buhar ve üçüncü kısımda gövde tarafında buhar, boru tarafında su olduğu durum gözönüne alınmıştır. Programın sonucunda ısı değiştiricisi toplam alanı ve gövde iç çapı optimum koşullara göre bulunmuştur. Bu optimizasyon maliyet analizi yapılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca bulunan optimum gövde çapına sayıları programın hesaplamasının sonucunda bulunan ve çapları belli olan boruların dizilişlerinin resmi çizdirilmiştir.

Programın ikinci bölümünde soğutucu serpantinlerin ısı hesaplarını yapan program yazılmıştır. Serpantinlerin nem alıcı olarak çalışıp çalışmayacağı, ıslak yüzey alanı ve kuru yüzey alanı bulunmuştur. Akışkanların çıkış özellikleri de bulunduktan sonra boyutlandırma ve maliyet analizi işlemi gerçekleştirilmiştir. Son olarak da bu konstrüksiyonun resmi çizdirilmiştir. Isıtıcı serpantin bölümünde ise boyutları verilen ısı değiştiricisi ısı transferi açısından kontrol edilmiş ve boyutları karşılaştırılmıştır.

Son bölümde ise önceki programlarda gerekli olan ve kullanılan su ve havanın özellikleri bir kez daha ve ayrı olarak hazırlanmıştır. Suyun ve havanın ısı özellikleri ile birlikte havanın psikrometrik özellikleri amprik eşitlikler yardımıyla bulunmuştur.

Programın yazılmasında oldukça esnek, kullanımı kolay ve güçlü sayılabilecek bir yapıya sahip olan Visual Basic 5.0 bilgisayar dili kullanılmıştır. Uygulamada çok değişik alanlarda kullanılan ve çok farklı tipleri bulunan ısı değiştiricilerini genellikle belirtilen değerler için tek tek tasarlama zorunluluğu vardır. Ayrıca en uygun ısı değiştiricisi tasarımı için değişen ekonomik koşulların her tasarımda gözönünde tutulması gerekmektedir. Geliştirilen bu programla ısı değiştiricilerinin tasarımındaki sürenin kısaltılması, hatanın en aza indirilmesi ve en uygun şekilde boyutlandırılması amaçlanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] KAKAÇ, S., 1996. Heat Exchanger Design Course. Fundamentals and Applications, Presented at ITU. Faculty of Mechanical Engineering, İstanbul, Cilt1
- [2] GENÇELİ, O.F., 1983. Isı Eşanjörleri Ders Notları, UÜ. Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- [3] FRAAS, A.P. and ÖZİŞİK, M.N., 1965. Heat Exchanger Design, John Wiley and Sons, Inc., USA
- [4] CHEREMISINOFF, N.P., Heat Transfer Pocket Handbook, Heat Exchanger Classification, Heat Exchanger Design Notes
- [5] KAKAÇ, S., 1996. Heat Exchanger Design Course. Fundamentals and Applications, Presented at ITU. Faculty of Mechanical Engineering, İstanbul, Cilt3
- [6] PARMAKSIZOĞLU, C. ve İŞMAL, H., Eylül 1990. Bilgisayar Yardımı ile Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin Tasarımı. 4. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Yalova-İstanbul
- [7] İŞMAL, H., 1990. Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin Tasarımı. Yüksek Lisans Tezi., İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü
- [8] STOECKER, W.F., Çev: Genceli, O.F., 1992. İklimlendirme Esasları. İTÜ. Makine Fakültesi
- [9] OĞULATA, R.T. ve KÜÇÜK, A., Temmuz 1997. Levhalı ve Döner Tip Isı Değiştirgeçlerinin Karşılaştırılması. Mühendis ve Makine 450, 47-53
- [10] WALKER, G., 1990. Industrial Heat Exchangers. Hemisphere Publishing Corporation.

[11] **YILMAZ, T.**, Eylül-Ekim 1996. Yapılarda Isıtma Soğutma Uygulamalarında Enerji Geri Kazanma Sistemleri ve Enerji Ekonomisi. Tesisat Mühendisliği 33,

41-50

[12] **TS-1996**, Nisan 1975., Isı Eşanjörleri, Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.

[13] **VDI Heat Atlas**, VDI-Verlag GmbH Düsseldorf 1993, Gg1-Lm10

[14] **NELSON, R.**, Çev: Temürcü, C. Ve Gökçe, O., 1993. Windows İçin Visual Basic ile Çalışmak. Arkadaş Yayınevi

EK A

Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisi İçin Örnek Çıktı

I TİPİ ISI DEĞİSTİRİCİLERİNİN ISIL PERFORMANSI İLE İLGİLİ SONUÇLAR

SICAK AKISKAN GİRİŞ SICAKLIĞI.....t1g	90 [°C]
SICAK AKISKAN ÇIKIŞ SICAKLIĞI.....t1c	70 [°C]
SOGUK AKISKAN GİRİŞ SICAKLIĞI.....t2g	5 [°C]
SOGUK AKISKAN ÇIKIŞ SICAKLIĞI.....t2c	60 [°C]
AKISKAN KİRLİLİK FAKTORU.....rf	0,0001 [m ² K/W]
BORU İCİNDEKİ AKISKAN DEBİSİ.....M1	20 [Kg/sn]
PERDELER ARASI MESAFE (İLK TAHMİN).....B	0,35 [m]

ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN MALİYET HESABINDAKİ DEĞİŞKENLER

FAİZ ORANI.....%	90
YAKIT FİYATLARINDAKİ YILLIK ARTIŞ ORANI.....%	75
TESİSİN TOPLAM İŞLETME SÜRESİ.....s	10 [YIL]
TESİSİN YILLIK ÇALIŞMA SÜRESİ.....H	17280000 [sn/YIL]
ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN m ² FİYATI.....	7500000 [TL/m ²]
ELEKTRİK ENERJİSİNİN FİYATI.....	18400 [TL/Kwh]

MALİYET ANALİZİ SONUÇLARI

CAP	İŞLETME GİDERİ	KURULUS GİDERİ	TOPLAM GİDERLER
[m]	[TL]	[TL]	[TL]
0,15	39790194629,173	57821936,6937352	39848016565,8668
0,2	3101884638,64852	66383317,9085916	3168267956,55712
0,25	725082938,180702	75747570,4909996	800830508,671701
0,3	247051575,756626	86679209,9919281	333730785,748554

0,35	129482174,15394	96174312,0445997	225656486,19854
0,4	76792806,5008038	105908845,025552	182701651,526355
0,45	41299820,8824463	121129084,023074	162428904,90552
0,5	27683732,925043	133762931,083819	161446664,008862
0,55	18512902,3141865	150195560,581695	168708462,895882
0,6	14205009,980392	163165832,96034	177370842,940732
0,65	10718585,3807433	179850763,413944	190569348,794687
0,7	8787947,0393211	192232741,198656	201020688,237977
0,75	7005770,46338861	210528211,251769	217533981,715158
0,8	5733940,71881474	229626400,322851	235360341,041665
0,85	4809222,4862806	249034973,776413	253844196,262693
0,9	4151649,10555608	266665097,246002	270816746,351558
0,95	3603017,17537945	286882232,902113	290485250,077493
1	3160186,42504152	308651284,42615	311811470,851191
1,05	2792484,6986547	333112589,691401	335905074,390056
1,1	2516544,54473005	354954274,184744	357470818,729474
1,15	2270194,86375649	381818391,99874	384088586,862496
1,2	2072456,33104794	408388170,683193	410460627,014241

MALİYET ANALİZİ SONUCUNDA D= 0,5 [m] OLARAK BELİRLENMİŞTİR.

ISIL PERFORMANS VE TASARIM İLE İLGİLİ SONUÇLAR

BORU TARAFI TOPLAM AKIS KESİTİ.....S1	2,99601910439528E-02 [m ²]
GOVDE TARAFINDAKİ EN DAR KESİT ALANI.....S2	0,03828125 [m ²]
BORU İCİNDEKİ KÜTLESEL DEBİ.....G1	667,552485585263 [Kg/s m ²]
GOVDE İCİNDEKİ KÜTLESEL DEBİ.....G2	191,3934 [Kg/s m ²]
BORU TARAFINDAKİ REYNOLDS SAYISI.....Re1	39242,2971635744
GOVDE TARAFINDAKİ REYNOLDS SAYISI.....Re2	5060,9091120551
BORU TARAFI ISI TAŞINIM KATSAYISI.....h1	5127,78132908354 [W/m ² K]
GOVDE TARAFI ISI TAŞINIM KATSAYISI.....h2	10583,5730557318 [W/m ² K]
TRANSFER EDİLEN ISI.....Q	1684834,957824 [W]
ORTALAMA LOGARİTİMİK SICAKLIK FARKI.....DELTA	45,2670172394068 [°C]
GOVDE TARAFI DÜZELTME KATSAYISI.....f	0,89957133363316
TOPLAM ISI GECİS KATSAYISI.....K	2644,30662730974 [W/m ² K]
GERÇEK TOPLAM ISI GECİS KATSAYISI.....KG	2091,302 [W/m ² K]
ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN TOPLAM ALANI.....A	19,7844086970207 [m ²]
ISI DEĞİSTİRİCİSİNİN BORU UZUNLUĞU.....L	1,73343597020093 [m]
ISI DEĞİSTİRİCİSİ İÇERİSİNDEKİ BORU SAYISI..N	173

BORU İÇERİSİNDEKİ BASINÇ DUSUMU.....DPI 832,026151873246 [N/m²]
GOVDE İÇERİSİNDEKİ BASINÇ DUSUMU.....DP2 3470,69526900139 [N/m²]
BORU İÇERİSİNDEKİ KAYIP BASINÇ ENERJİSİ.....E1 21,2074123560363 [W]
GOVDE İÇERİSİNDEKİ KAYIP BASINÇ ENERJİSİ.....E2 31,95468 [W]
GOVDE TARAFINDAKİ AKISKAN HIZI.....V 0,192407440353954 [m/s]

HESAPLAMADA KULLANILAN SABİT BÜYÜKLÜKLER

BORULARIN DİZİLİSİ , ÜÇGEN DİZİLİSTİR

BORU İÇ VE DİŞ CAPLARI D_{iç}= 0,021 m , D_{dış}= 0,025 m

BORU ARASI BOSLUK C= 0,007 m (C = P-D_{dış})

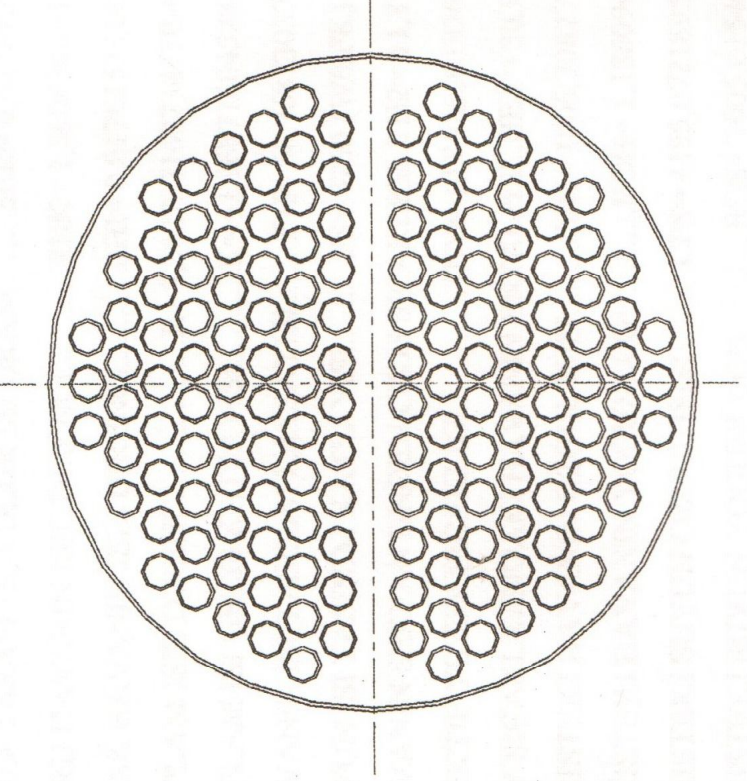
BORU EKSENLERİ ARASI UZAKLIK (HATVE) , P= 0,032 m

BORU GECİS SAYISI n_p= 2 OLARAK SECİLMİSTİR

HESAPLAMALAR SONUNDA D= 0,5 [m] İÇİN PERDELER ARASI
EN EKONOMİK UZAKLIK P= 0,43 [m] OLARAK BULUNMUŞTUR.

EK B

Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisi İçin Boru Dizilişi Çizimi



şekil B.1 Gövde ve Boru Dizilişi Resmi

EK C

Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin İçin Örnek Çıktı

SERPANTININ ISIL PERFORMANSI İLE İLGİLİ SONUCLAR

BY-PASS FAKTORU.....BF= 0,104808761409955
HAVA TARAFI DUYULUR ISI ORANI.....SHR= 0,627895913642175
KURU HAVANIN ISIL DIRENCİ.....RHK= 1,89063403339468E-02 (m²K/W)
ISLAK HAVANIN ISIL DIRENCİ.....RHI= 0,017615331423204 (m²K/W)
TOPLAM ISIL DIRENCİ.....R= 2,38272716973493E-02 (m²K/W)
TOPLAM ISI GECİS KATSAYISI.....K= 41,9687160452888 (W/m²K)
HAVANIN ISI TASINIM KATSAYISIFH= 56,7687303732893 (W/m²K)
SUYUN ISI TASINIM KATSAYISI.....FS= 4260 (W/m²K)
HAVANIN SERPANTINDEN ÇIKIŞ SICAKLIĞI..TH2= 11,8182113871055 (°C)
EFEKTİF YÜZEY SICAKLIĞI.....TEY= 10,8926601826581 (°C)
TEY SICAKLIĞINDAKI HAVANIN ENTALPİSİ..HEY= 30,9213282261004 (KJ/kg)
GİRİSTEKİ HAVANIN ÖZGÜL ISISI.....CPH= 1006,70827515569 (KJ/kg-K)
GİRİSTEKİ HAVANIN YÖĞÜNLÜĞÜ.....ROH= 1,18609617203987 (kg/m³)
GİRİSTEKİ SUYUN ÖZGÜL ISISI.....CPS= 4195,07218956 (KJ/kg-K)
GİRİSTEKİ SUYUN YÖĞÜNLÜĞÜ.....ROS= 1005,0154016 (kg/m³)
HAVA TARAFI ÇALIŞMA KARAKTERİSTİĞİ....E= 0,537434776994199
ÇIKIŞTAKI HAVANIN ENTALPİSİ.....HH2= 32,4052685358769 (KJ/kg)
ÇIKIŞTAKI HAVANIN ÖZGÜL NEML.....W2= 8,1619145287531E-03 (kg/kg)
SERPANTIN KARAKTERİSTİĞİ.....C= 0,512014675666905

SERPANTIN ISLAK/KURU OLARAK ÇALIŞMAKTADIR

SERPANTININ TOPLAM ISIL KAPASİTESİ.....QT= 2,54020769282463 (W)
KURU/ISLAK YÜZEY SINIRINDA HAVA ENTALPİSİ...HHS= 44,4536246264497
(KJ/kg)
KURU YÜZEYDEN GEÇEN ISI.....QK= 0,13053647471006 (W)
TOPLAM KURU YÜZEY ALANI.....AK= 0,464353658016056 (m²)
ISLAK YÜZEYDEN GEÇEN ISI.....QI= 2,40967121811457 (W)
TOPLAM ISLAK YÜZEY ALANI.....AI= 6,86199972488987 (m²)
TOPLAM ALAN.....AT= 7,32635338290593 (m²)
SUYUN SERPANTINDEN ÇIKIŞ SICAKLIĞI.....TS2= 11,3739137581627 (°C)

CIKISTAKI YUZEY SICAKLIGI.....TY2= 8,56028969293143 (°C)

TY2 SICAKLIGINDAKI HAVANIN ENTALPISI.....HY2= 25,4517770401612 (KJ/kg)

LOGARITMIK ENTALPI FARKI.....DHOI= 6,22732527700901 (KJ/kg)

LOGARITMIK SICAKLIK FARKI.....DTOI= 8,2046461726328 (°C)

GIRISTEKI HAVANIN ENTALPISI.....HHI= 45,106307 (KJ/kg)

GIRISTEKI HAVANIN CIG NOKTASI SICAKLIGI....THIC= 13,8898778213734 (°C)

GIRISTEKI HAVANIN CIG NOKTASI ENTALPISI....HHIC= 38,9000583213734

(KJ/kg)

SERPANTIN GIRIS ALANI.....AG= 8,43101953764995E-02 (m²)

SERPANTININ KOSTRUKSIYONUNA AIT HESAPLANAN BUYUKLUKLERIN

SONUCLARI:

BORU DIS CAPI.....DD(mm)0,012

BORU IC CAPI.....DI(mm) 0,01

BORU KESIT ALANI.....AB(m²) 0,0000785

BORULAR ARASINDAKI YATAY MESAFE....SL(m) 0,0192

BORULAR ARASINDAKI DIKEY MESAFE....ST(m) 0,0192

TOPLAM BORU SAYISI.....14

DERINLIGINE GECIS SAYISI.....9

SERPANTIN GENISLIGI.....W(m) 0,173795194049522

SERPANTIN YUKSEKLIGI.....H(m) 0,2903621796593

SERPANTIN UZUNLUGU.....L(m) 0,2903621796593

TOPLAM KANATCIK SAYISI.....Z 85

TOPLAM KANATCIK ALANI.....AKT(m²) 6,15748693095014

TOPLAM BORU YUZEY ALANI.....ABY(m²) 1,37854671312486

TOPLAM ALAN.....AT(m²) 7,32635338290593

KANATCIKLAR ARASI UZAKLIK.....BK(m) 2,91602564305059E-03

SERPANTIN HACMI.....V(m³) 1,46527067658119E-02

SERPANTINDEKI BASINC DUSMELERININ HESAPLANMASI

ORTALAMA SU SICAKLIGI.....TSUO(°C) 8,18695687908138

SUYUN DINAMIK VISKOZITESI.....μ(Ns/m²) 1,38453176712154E-03

SUYUN KINEMATİK VISKOZITESI.....(m/s²) 1,37937353370625E-06

SUYUN YOGUNLUGU.....(kg/m³) 1003,73954791015

SU ICIN REYNOLDS SAYISI.....RE 8699,60145440599

SU TARAFI TOPLAM BASINC DUSMESI..δPs(Pa) 46293,9790299439

SERBEST AKIS ALANI/GIRIS ALANI.....σ 0,359730592756647

HAVANIN ORTALAMA YOGUNLUGU.....(kg/m³) 1,2227865680691

HAVA TARAFI TOPLAM BASINC DUSMESI.δPh(Pa) 85,2876982543824

TOPLAM MALİYETİN HESAPLANMASI

YILLIK FAİZ ORANI.....(%) 0,9

TOPLAM İŞLETME SÜRESİ.....(YIL)10

BİRİM MALZEME ALANININ MALİYETİ....(TL/m²) 7000000

EKONOMİK DONUSUM FAKTORU.....C1 0,901470332066497

TOPLAM YATIRIM GİDERİ.....(TL) 46231431,518473

SERPANTINDEN YILLIK FAYDALANMA..(SAAT/YIL) 107

ELEKTRİK MALİYETİ.....(TL/KWh)19000

YILLIK ENFLASYON ORANI.....(%) 0,7

SU SİRKÜLASYON POMPASI VERİMİ.....(%) 0,7

HAVA VANTİLATÖRÜNÜN VERİMİ.....(%) 0,7

BORULARDAKİ BASINÇ ENERJİSİ.....E1(W) 6,25934716829883

HAVA TARAFI BASINÇ ENERJİSİ.....E2(W) 19,9281824181678

EKONOMİK DONUSUM FAKTORU.....C2 5,70506231163084

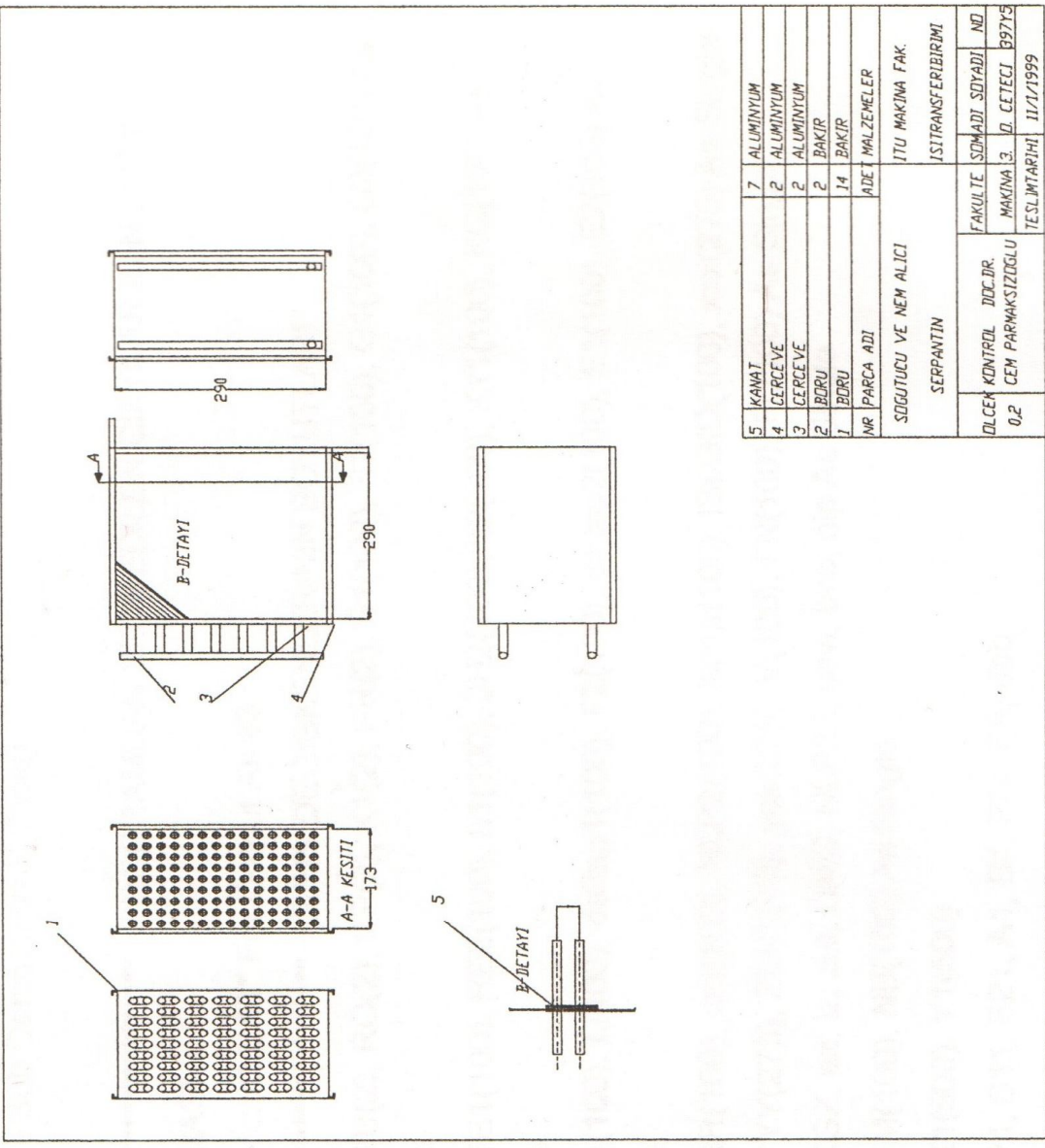
TOPLAM YATIRIM GİDERİ.....(TL) 46231431,518473

TOPLAM İŞLETME GİDERİ.....(TL) 273806491,437939

TOPLAM GİDER.....(TL) 320037922,956412

EK D

Soğutucu ve Nem alıcı Serpantin Çizimi



Şekil D.1 Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin Resmi

EK E

I Tipi Gövde Borulu Isı Değiştiricisinin Program Listesi

```
Private Sub Command15_Click()
CLS
Rem ***** PROGRAMDAN ELDE EDILEN CIKTILAR ICIN DOSYA
ACILMASI
Open "c:\ID.DAT" For Output As #3
Rem ***** GIRIS DEGISKENLERININ BOYUTLARI
Dim MU(2), RO(2), CP(2), K1(2), PR(2), S1(100), S2(100), G1(100), G2(100) As
Single
Dim RE1(100), RE2(100), h1(100), JH2(100), h2(100), K11(100), KG(100) As
Single
Dim A(100), L(100), deltap1(100), F2(100), deltap2(100), E1(100), E2(100) As
Single
Dim NR(100), dm(100), NLP2(100), ilkkur(100), ISLGID(100), xxx(275) As Single
Dim YYY(275), ZEK(275), yek(275), V(100), FN(100), FL(100) As Single
Dim KGZ, az, lz, zut, DMG, NLP2Z, sew, bbb, nlp As Single
Dim TM(100), NB(100) As Single
Dim X1(500), Y1(500)
Dim P1, S11, S21, A1, B1, PSI, FA, dbb
Dim RE2P(100), NU1LAM(100), NU1TURB(100), NU10(100), NUBUN(100),
NUGOV(100), CD(100)
Dim ATP(100), HH(100), GAM(100), ASB(100), ASG(100), BP(100), E11(100),
ZC(100), FB(100)
Dim MR(100), AE(100), LE(100), dm1(100), RL(100), AB(100), RB(100), FR(100),
FL1(100)
Dim RS1, RL1
Dim deltbi(100), RBB(100), LE1(100), NC(100), NCW(100), deltwi(100)
Dim M, Mk, d, bx, db As Single
Rem ***** GIRIS DEGERLERI
```



```

db = InputBox("Isi Degistiricisi Boru Dis Çapini Giriniz (mm)", "", "25")
If db = 0 Then db = 25
bx = InputBox("Isi Degistiricisi Borular Arasi Mesafeyi Giriniz (mm)", "", "7")
If bx = 0 Then bx = 7
DK = InputBox("Isi Degistiricisi Boru Kalinligini Giriniz (mm)", "", "2")
If DK = 0 Then DK = 2
DDIS = db / 1000: DIC = (db - 2 * DK) / 1000
T1G = Val(Text6.Text): T1C = Val(Text8.Text): T2G = Val(Text7.Text)
T2C = Val(Text9.Text): RF = Val(Text1.Text): M1 = Val(Text2.Text)
B = Val(Text10.Text): C = bx / 1000: P = (db + bx) / 1000
nlp = 2: PI = 3.141592654: NP1 = 0.8: NP2 = 0.8: KL = 42.3
FF = Val(Text3.Text) / 100: E = Val(Text4.Text) / 100
S = Val(Text12.Text): H = Val(Text14.Text) * Val(Text13.Text) * 3600
F1D = Val(Text11.Text): FE = Val(Text5.Text): bb = B
Rem***** GIRIS DEGERLERININ CIKIS DOSYASINDA GOSTERILMESI
Print #3, "": Print #3, "": Print #3, "": Print #3, " "
Print #3, " I TIPI ISI DEGISTIRICILERININ ISIL PERFORMANSI ILE ILGILI
SONUCLAR"
Print #3, "
-----"

```

```

Print #3, ""
Print #3, " SICAK AKISKAN GIRIS SICAKLIGI.....t1g "; T1G; "[°C]"
Print #3, " SICAK AKISKAN CIKIS SICAKLIGI.....t1c "; T1C; "[°C]"
Print #3, " SOGUK AKISKAN GIRIS SICAKLIGI.....t2g "; T2G; "[°C]"
Print #3, " SOGUK AKISKAN CIKIS SICAKLIGI.....t2c "; T2C; "[°C]"
Print #3, " AKISKAN KIRLILIK FAKTORU.....rf "; RF; "[m²KW]"
Print #3, " BORU ICINDEKI AKISKAN DEBISI.....M1 "; M1; "[Kg/sn]"
Print #3, " PERDELER ARASI MESAFE (ILK TAHMIN).....B "; B; "[m]"
Print #3, " "
Print #3, ""
Print #3, " ISI DEGISTIRICISININ MALIYET HESABINDAKI DEGISKENLER"
Print #3, ""
Print #3, " FAIZ ORANI.....% "; FF * 100
Print #3, " YAKIT FIYATLARINDAKI YILLIK ARTIS ORANI.....% "; E * 100
Print #3, " TESISIN TOPLAM ISLETME SURESI.....s "; S; "[YIL]"
Print #3, " TESISIN YILLIK CALISMA SURESI.....H "; H; "[sn/YIL]"
Print #3, " ISI DEGISTIRICISININ m² FIYATI.....F1D: "[TL/m²]"

```



```

Print #3, " ELEKTRIK ENERJISININ FIYATI....."; FE; "[TL/Kwh]"
10102 Rem ***** ISI DEGISTIRICISININ ISIL HESAPLARI
t = 0: l = 1: t = (T1G + T1C) / 2 + 273: GoSub 1080
t = 0: l = 2: t = (T2G + T2C) / 2 + 273: GoSub 1080
Q = M1 * CP(1) * (T1G - T1C): M2 = Q / (CP(2) * (T2C - T2G))
XA = (T2C - T2G) / (T1G - T2G): YA = (T1G - T1C) / (T2C - T2G)
If (T1G - T2C) = (T1C - T2G) Then deltam = (T1G - T2C) Else deltam = ((T1G -
T2C) - (T1C - T2G)) / Log((T1G - T2C) / (T1C - T2G))
If XA = 1 Or YA = 1 Then fm = 1 Else fm = ((1 + YA ^ 2) ^ 0.5) / (1 - YA) * (Log((1 -
XA * YA) / (1 - XA)) / Log((2 - XA * (YA + 1 - (1 + YA ^ 2) ^ 0.5)) / (2 - XA * (YA + 1 +
(1 + YA ^ 2) ^ 0.5))))
C1 = FF * (1 + FF) ^ S / ((1 + FF) ^ S - 1)
C2 = (((1 + E) / (1 + FF)) ^ S - 1) / (1 - (1 + FF) / (1 + E))

```

Rem*****BORU IC CAPINA GORE TOPLAM BORU SAYISININ SIRAYLA

OKUTULMASI

```

Rem dm(1) = 0.15: NLP2(1) = 14: dm(2) = 0.2: NLP2(2) = 26: dm(3) = 0.25:
NLP2(3) = 44: dm(4) = 0.3: NLP2(4) = 66
Rem dm(5) = 0.35: NLP2(5) = 76: dm(6) = 0.4: NLP2(6) = 106: dm(7) = 0.5:
NLP2(7) = 180: dm(8) = 0.6: NLP2(8) = 258: dm(9) = 0.7: NLP2(9) = 364
Rem dm(10) = 0.8: NLP2(10) = 484: dm(11) = 0.9: NLP2(11) = 622: dm(12) = 1#:
NLP2(12) = 776: dm(13) = 1.1: NLP2(13) = 934: dm(14) = 1.2: NLP2(14) = 1124

```

M = 1250

d = db + bx

KK = 0

For Z = 150 To M Step 50

KK = KK + 1

CC = (M - 150) / 50 + 1

K = Z / 2

l = 1

sira = 0

Y1(l) = 0

X1(l) = 0

uzak = ((X1(l) + (d / 2)) ^ 2 + (Y1(l) + (d / 2)) ^ 2) ^ (1 / 2)

If uzak > K Then l = l - 1: GoTo 500

10 l = l + 1

X1(l) = X1((l - 1)) + d + 2 * DK

If uzak > K Then l = l - 1: GoTo 50

GoTo 10

50 sira: sira = sira + 1

If sira = 1 Then GoTo 300

If sira = 2 Then GoTo 200

If sira = 3 Then GoTo 300

If sira = 4 Then GoTo 200

If sira = 5 Then GoTo 300

If sira = 6 Then GoTo 200

If sira = 7 Then GoTo 300

If sira = 8 Then GoTo 200

If sira = 9 Then GoTo 300

If sira = 10 Then GoTo 200

If sira = 11 Then GoTo 300

If sira = 12 Then GoTo 200

If sira = 13 Then GoTo 300

If sira = 14 Then GoTo 200

If sira = 15 Then GoTo 300

If sira = 16 Then GoTo 200

If sira = 17 Then GoTo 300

If sira = 18 Then GoTo 200

If sira = 19 Then GoTo 300

If sira = 20 Then GoTo 200

If sira = 21 Then GoTo 300

If sira = 22 Then GoTo 200

If sira = 23 Then GoTo 300

Rem TEK SİRALARDAKİ BORU DİZİLİSİ

300 l = l + 1

$X1(l) = d * \cos(\pi / 3)$

$Y1(l) = d * \sin(\pi / 3) * \text{sira}$

$\text{uzak} = ((X1(l) + (d / 2)) ^ 2 + (Y1(l) + (d / 2)) ^ 2) ^ (1 / 2)$

If uzak > K Then l = l - 1: GoTo 500

340 l = l + 1

$350 X1(l) = X1((l - 1)) + d + 2 * DK$

$Y1(l) = d * \sin(\pi / 3) * \text{sira}$

```

If uzak >= K Then I = I - 1: GoTo 50
If (X1(I) + d / 2) > K Then I = I - 1: GoTo 50
If (Y1(I) + d / 2) > K Then I = I - 1: GoTo 50
Rem Print "X(I), Y(I), I, SIRA"; X(I), Y(I), I, sıra
GoTo 340

Rem ÇİFT SIRALARDAKİ BORU DİZİSLERİ
200 I = I + 1
X1(I) = 0
Y1(I) = d * Cos(PI / 6) * sıra
uzak = ((X1(I) + (d / 2)) ^ 2 + (Y1(I) + (d / 2)) ^ 2) ^ (1 / 2)
If uzak >= K Then I = I - 1: GoTo 500
If (X1(I) + d / 2) > K Then I = I - 1: GoTo 500
If (Y1(I) + d / 2) > K Then I = I - 1: GoTo 500
240 I = I + 1
250 X1(I) = X1(I - 1) + d + 2 * DK
Y1(I) = d * Cos(PI / 6) * sıra
uzak = ((X1(I) + (d / 2)) ^ 2 + (Y1(I) + (d / 2)) ^ 2) ^ (1 / 2)
If uzak >= K Then I = I - 1: GoTo 50
If (X1(I) + d / 2) > K Then I = I - 1: GoTo 50
If (Y1(I) + d / 2) > K Then I = I - 1: GoTo 50
GoTo 240

500 boru = d - bx
Print #3, ""
Print #3, "Gövde iç çapı "; Z; " olan "; boru; " çapındaki borulardan "; bx;
Print #3, " mesafesi ile gövdenin 1/4 üne "; I; " adet boru sigar."

```

Rem TOPLAM BORU SAYISI

```

S = I
R = 0
For F = 0 To S
If X1(F) = 0 Or Y1(F) = 0 Then GoTo 1010
GoTo 1030
1010 R = R + 1
1030 Next F
t = 4 * (I - R) + 2 * R - 1
Print #3, "Toplam Boru "; t; " adettir."
Print #3, ""

```


Next Z

For X = 1 To 22

dm(KK) = dm: NLP2(KK) = NLP2

GoSub 69: Next X

TN = TM(1): For I = 1 To 22

If TM(I) <= TN Then TN = TM(I): SEL = I

Rem If SEL > 7 Then LOCATE 23, 15: Print "Boyutlar cok büyük..."

Next I

Rem*****MALIYET ANALIZI SONUCLARININ CIKIS DOSYASINDA

GOSTERILMESI

Print #3, " "

Print #3, " MALIYET ANALIZI SONUCLARI"

Print #3, ""

Print #3, " CAP"; " "; " ISLETME GIDERI"; " "; " KURULUS

GIDERI"; " "; " TOPLAM GIDERLER"

Print #3, " [m]"; " "; " [TL]"; " [TL]"; " [TL]";

Print #3, " "

Print #3, " "; dm(1); " "; ISLGID(1), ilkkur(1), ; " "; TM(1)

Print #3, " "; dm(2); " "; ISLGID(2), ilkkur(2), ; " "; TM(2)

Print #3, " "; dm(3); " "; ISLGID(3), ilkkur(3), ; " "; TM(3)

Print #3, " "; dm(4); " "; ISLGID(4), ilkkur(4), ; " "; TM(4)

Print #3, " "; dm(5); " "; ISLGID(5), ilkkur(5), ; " "; TM(5)

Print #3, " "; dm(6); " "; ISLGID(6), ilkkur(6), ; " "; TM(6)

Print #3, " "; dm(7); " "; ISLGID(7), ilkkur(7), ; " "; TM(7)

Print #3, " "; dm(8); " "; ISLGID(8), ilkkur(8), ; " "; TM(8)

Print #3, " "; dm(9); " "; ISLGID(9), ilkkur(9), ; " "; TM(9)

Print #3, " "; dm(10); " "; ISLGID(10), ilkkur(10), ; " "; TM(10)

Print #3, " "; dm(11); " "; ISLGID(11), ilkkur(11), ; " "; TM(11)

Print #3, " "; dm(12); " "; ISLGID(12), ilkkur(12), ; " "; TM(12)

Print #3, " "; dm(13); " "; ISLGID(13), ilkkur(13), ; " "; TM(13)

Print #3, " "; dm(14); " "; ISLGID(14), ilkkur(14), ; " "; TM(14)

Print #3, " "; dm(15); " "; ISLGID(15), ilkkur(15), ; " "; TM(15)

Print #3, " "; dm(16); " "; ISLGID(16), ilkkur(16), ; " "; TM(16)

Print #3, " "; dm(17); " "; ISLGID(17), ilkkur(17), ; " "; TM(17)

Print #3, " "; dm(18); " "; ISLGID(18), ilkkur(18), ; " "; TM(18)

Print #3, " "; dm(19); " "; ISLGID(19), ilkkur(19), ; " "; TM(19)


```
Print #3, " "; dm(21); " "; ISLGID(21), ilkkur(21), ; " "; TM(21)
Print #3, " "; dm(22); " "; ISLGID(22), ilkkur(22), ; " "; TM(22)
Print #3, " "
```

```
Print #3, " MALİYET ANALİZİ SONUCUNDA D="; dm(SEL); " [ m ] OLARAK
BELİRLENMİŞTİR."
```

```
Print #3, " "
```

```
Rem*****BORU İÇ CAPINA GÖRE TOPLAM BORU SAYISININ SIRAYLA
DENENMESİ
```

```
740 CLS: X = 22: bbb = 0
```

```
750 For B = bb To dm(SEL) - 0.001 Step 0.005
```

```
760 AB1 = L(SEL) / B - Int(L(SEL) / B)
```

```
770 If AB1 < 0.3 Then X = X + 1: dm(X) = dm(SEL): NLP2(X) = NLP2(SEL): bbb =
```

```
B: GoSub 69
```

```
780 Next B: AAA = X: C = SEL
```

```
790 For I = 15 To AAA
```

```
800 If TM(I) <= TM(SEL) Then C = I
```

```
810 Next I
```

```
Rem*****İSİL HESAP SONUÇLARININ ÇIKIŞ DOSYASINDA
GÖSTERİLMESİ
```

```
Print #3, " "
```

```
Print #3, " İSİL PERFORMANS VE TASARIM İLE İLGİLİ SONUÇLAR"
```

```
Print #3, ""
```

```
Print #3, " BORU TARAFI TOPLAM AKIŞ KESİTİ.....S1 " S1(SEL);
```

```
"[m²]"
```

```
Print #3, " GÖVDE TARAFINDAKİ EN DAR KESİT ALANI.....S2 " S2(SEL);
```

```
"[m²]"
```

```
Print #3, " BORU İÇİNDEKİ KÜTLESEL DEBİ.....G1 " G1(SEL); "[Kg/s
m²]"
```

```
Print #3, " GÖVDE İÇİNDEKİ KÜTLESEL DEBİ.....G2 " G2(SEL);
```

```
"[Kg/s m²]"
```

```
Print #3, " BORU TARAFINDAKİ REYNOLDS SAYISI.....Re1 " RE1(SEL)
```

```
Print #3, " GÖVDE TARAFINDAKİ REYNOLDS SAYISI.....Re2 " ;
```

```
RE2(SEL)
```

```
Print #3, " BORU TARAFI İSİ TAŞINIM KATSAYISI.....h1 " h1(SEL);
```

```
"[W/m² K]"
```

```
Print #3, " GÖVDE TARAFI İSİ TAŞINIM KATSAYISI.....h2 " h2(SEL);
```

```
"[W/m² K]"
```



```

Print #3, " TRANSFER EDILEN ISI.....Q      "; Q; "[W]"
Print #3, " ORTALAMA LOGARITMIK SICAKLIK FARKI.....DELTA      ";
deltam; "[°C]"
Print #3, " GOVDE TARAFI DUZELTME KATSAYISI.....f      "; fm
Print #3, " TOPLAM ISI GECIS KATSAYISI.....K      "; K11(SEL); "[W/m²
K]"
Print #3, " GERCEK TOPLAM ISI GECIS KATSAYISI.....KG      "; KG(SEL);
"[W/m² K]"
Print #3, " ISI DEGISTIRICISININ TOPLAM ALANI.....A      "; A(SEL); "[m²]"
Print #3, " ISI DEGISTIRICISININ BORU UZUNLUGU.....L      "; L(SEL); "[m]"
Print #3, " ISI DEGISTIRICISI ICERISINDEKI BORU SAYISI..N      "; NLP2(SEL)
Print #3, " BORU ICERISINDEKI BASINC DUSUMU.....DP1      ";
deltap1(SEL); "[N/m²]"
Print #3, " GOVDE ICERISINDEKI BASINC DUSUMU.....DP2      ";
deltap2(SEL); "[N/m²]"
Print #3, " BORU ICERISINDEKI KAYIP BASINC ENERJISI....E1      "; E1(SEL);
"[W]"
Print #3, " GOVDE ICERISINDEKI KAYIP BASINC ENERJISI....E2      ";
E2(SEL); "[W]"
Print #3, " GOVDE TARAFINDAKI AKISKAN HIZI.....V      "; V(SEL);
"[m/s]"
Print #3, " "
Rem*****HESAPLARDA KULLANILAN SABIT DEGERLERIN CIKIS
DOSYASINDA GOSTERILMESI
Print #3, " HESAPLAMADA KULLANILAN SABIT BUYUKLUKLER"
Print #3, ""
Print #3, " BORULARIN DIZILISI , UCGEN DIZILISTIR"
Print #3, " BORU IC VE DIS CAPLARI Dic="; DIC; " m , Ddis="; DDIS; " m"
Print #3, " BORU ARASI BOSLUK C="; bx / 1000; " m (C = P-Ddis)"
Print #3, " BORU EKSENLERI ARASI UZAKLIK (HATVE) , P="; P; " m"
Print #3, " BORU GECIS SAYISI nLp= 2 OLARAK SECILMISTIR"
Print #3, " "
Print #3, " HESAPLAMALAR SONUNDA D="; dm(SEL); " [m] ICIN PERDELER
ARASI"
Print #3, " EN EKONOMIK UZAKLIK P="; bbb; "[m] OLARAK BULUNMUSTUR."
KGZ = KG(C): az = A(C): lz = L(C) * 1000: zut = L: DMG = dm(C) * 1000: NLP2Z =
NLP2(C): sew = bbb

```


GoTo 88

69 Rem *****|SIL HESAPLAR

S1(X) = (NLP2(X) * PI * DIC ^ 2) / (4 * nlp)

S2(X) = (B * C * dm(X)) / P

G1(X) = M1 / S1(X): G2(X) = M2 / S2(X): RE1(X) = G1(X) * DIC / MU(1)

If RE1(X) > 2300 Then

FN(X) = 1 / ((1.58 * Log(RE1(X)) - 3.28) ^ 2): h1(X) = ((K1(1) / DIC) * (FN(X) / 2) * (RE1(X) - 1000) * PR(1)) / (1 + (12.7 * ((FN(X) / 2) ^ 0.5) * (PR(1) ^ (2 / 3) - 1)))

Else

h1(X) = (K1(1) / DIC) * (3.66 + ((0.0668 * (DIC / 3) * RE1(X) * PR(1)) / (1 + 0.04 * ((DIC / 3) * RE1(X) * PR(1)) ^ (2 / 3))))

End If

P1 = P * 1000: S11 = P1: S21 = P1 * 1.732 / 2: A1 = S11 / db: B1 = S21 / db

If B1 >= 1 Then

PSI = 1 - (PI / (4 * A1))

Else

PSI = 1 - (PI / (4 * A1 * B1))

End If

FA = 1 + (2 / (3 * B1))

De = 4 * (((P ^ 2 * 0.433) - ((PI * DDIS ^ 2) / 8))) / (PI * DDIS / 2)

V(X) = M2 / (RO(2) * S2(X))

RE2(X) = V(X) * De * RO(2) / MU(2)

RE2P(X) = RE2(X) / PSI

NU1LAM(X) = 0.664 * ((RE2P(X) * (PR(2) ^ (1 / 3))) ^ (1 / 2))

NU1TURB(X) = (0.037 * RE2P(X) ^ 0.8 * PR(2)) / (1 + (2.443 * (PR(2) ^ (2 / 3)) / RE2P(X) ^ 0.1))

NU10(X) = 0.3 + (NU1LAM(X) ^ 2 + NU1TURB(X) ^ 2) ^ (1 / 2)

NUBUN(X) = FA * NU10(X)

dbb = db + 1

ATP(X) = 0.81 * dm(X) * PI * (dbb ^ 2 - db ^ 2) / 4

HH(X) = 0.25 * dm(X): dm1(X) = 0.99 * dm(X)

ZC(X) = 1 - (2 * HH(X) / dm1(X))

GAM(X) = 2 * (Atn(-ZC(X) / Sqr(-ZC(X) * ZC(X) + 1)) + 2 * Atn(1))

ASB(X) = PI * (dm(X) ^ 2 - dm1(X) ^ 2) * ((360 - GAM(X)) / 360) / 4

ASG(X) = ATP(X) + ASB(X)

BP(X) = dm(X) * 0.6: CD(X) = 0.9 * dm(X): E11(X) = (dm(X) - CD(X)) / 2

MR(X) = CInt(CD(X) / (db + bx)) + 1


```

LE(X) = 2 * E1(X) + MR(X) * bx
AE(X) = LE(X) * BP(X): RL(X) = ASG(X) / AE(X)
FL1(X) = 0.4 * ATP(X) / ASG(X) + (1 - 0.4 * ATP(X) / ASG(X)) * Exp(-1.5 * RL(X))
AB(X) = BP(X) * (dm(X) - CD(X) - bx)
RB(X) = AB(X) / AE(X)
FB(X) = Exp(-1.35 * RB(X)): FR(X) = FL1(X) * FB(X)
NUGOV(X) = FR(X) * NUBUN(X)
Rem h2(X) = (K1(2) / De) * 0.36 * RE2(X) ^ 0.55 * PR(2) ^ (1 / 3)
h2(X) = NUGOV(X) * K1(2) / De
K11(X) = 1 / (1 / h2(X) + DDIS / (h1(X) * DIC) + ((DDIS / 2) * Log(DDIS / DIC) / KL))
KG(X) = 1 / (1 / K11(X) + RF)
A(X) = Q / (KG(X) * fm * deltam)
L(X) = A(X) / (NLP2(X) * PI * DIC)
If RE1(X) <= 2300 Then
    FL(X) = 64 / RE1(X)
Elseif RE1(X) < 30000 Then FL(X) = 0.3164 / (RE1(X) ^ 0.25)
Else
    FL(X) = 0.184 / (RE1(X) ^ 0.2)
End If
deltap1(X) = (FL(X) * G1(X) ^ 2 * L(X) * nlp) / (DIC * RO(1) * 2)
NB(X) = L(X) / B
F2(X) = Exp(0.576 - 0.19 * Log(RE2(X)))
NR(X) = dm(X) / P
Rem deltap2(X) = (F2(X) * G2(X) ^ 2 * (NB(X) + 1)) / (2 * RO(2) * De)
deltbi(X) = F2(X) * G2(X) ^ 2 / (2 * RO(2))
RS1 = 1.4: LE1(X) = 0.6 * dm(X): RL1 = 0.45
RBB(X) = Exp(-3.7 * RB(X) * (1 - (2 * RS1) ^ (1 / 3)))
NC(X) = db * (1 - (2 * LE(X)) / db)
NCW(X) = 0.8 * LE(X)
deltwi(X) = M2 ^ 2 * (2 + 0.6 * NCW(X) / (2 * RO(2) * PI * (De ^ 2 / 4) * PI * (dm(X) ^ 2) / 4))
deltap2(X) = (((NB(X) - 1) * deltbi(X) * RBB(X) + NB(X) * deltwi(X)) * RL1) + (2 * deltbi(X) * RBB(X) * RS1 * (1 + NCW(X) / NC(X)))
E1(X) = deltap1(X) * M1 / (RO(1) * NP1)
E2(X) = deltap2(X) * M2 / (RO(2) * NP2)
ilkkur(X) = A(X) * F1D * C1

```

TM(X) = ilkkur(X) + ISLGID(X)

Return

1080 Rem ***** SUYUN TERMODINAMİK ÖZELLİKLERİNİN HESAPLANMASI

Rem 1090 IF T < 288.65 OR T > 381.95 THEN PRINT "SICAKLIK DEGERI UYGUN
DEGIL": STOP

1100 MU(I) = 0.1 / (2.14819 * ((t - 281.635) + (8087.4 + (t - 281.635) ^ 2) ^ 0.5) -
120)

1110 RO(I) = 1200.92 - 1.0056 * t + 0.0010824 * (t ^ 2)

1120 CP(I) = 0.015539 * ((t - 308.2) ^ 2) + 4180.9

1130 K1(I) = 0.34 + 0.0009278 * t

1140 PR(I) = MU(I) * CP(I) / K1(I)

Return

88 Form2.Show

Close #3

End Sub

EK F

Soğutucu ve Nem Alıcı Programı Listesi

```
Dim aax As Integer, bbx As Integer, CRLF As String
Dim L, Z, TL, TK, BK, SL, OLCEK, H, WW, A, DI, DK, YF, DD As String
Dim Rv
Private Sub Command1_Click()
CLS
Open "c:\serpantin.dat" For Output As #3
Rem SERPANTIN HESABI ICIN GEREKLI VERILERIN GIRILMESI
P = Val(Text1.Text)
TH1 = Val(Text2.Text)
W1 = Val(Text3.Text)
MH = Val(Text4.Text)
VH = Val(Text5.Text)
TS1 = Val(Text6.Text)
MSU = Val(Text7.Text)
VSU = Val(Text8.Text)
ANET = Val(Text9.Text)
TH2 = Val(Text10.Text)
Rem "HAVANIN KURU(RHK) VE ISLAK(RHI) DURUMU ICIN ISIL DIRENCINI
HESAPLAYAN    NUMERIK FORMULLER
RHK = 0.0281 * (VH ^ -0.5717)
RHI = 0.0275 * (VH ^ -0.6426)
B = 25.9: N = 0.75: FS = 4260: RMK = 0.0042: RMI = 0.003: FFS = 32.4
Rem GIRISTEKI HAVANIN OZELLIKLERININ HAVA OZELLIKLERI ALT
PROGRAMINDAN BULUN    MASI
TH = TH1: K = 1: W = W1
GoSub 3450
TH1 = TH: W1 = W: TH1C = THC
HH1C = TH1C + W1 * (2501 + 1.805 * W1)
```

$$HH1 = TH1 + W1 * (2501 + 1.805 * TH1)$$

Rem GIRIS SICAKLIGINA GORE SUYUN OZELIKLERININ ALT PROGRAMDAN
BULUNMASI

$$TS = TS1 + 273: GoSub 3290$$

$$TS1 = TS - 273$$

$$FH = 1 / (RHI)$$

$$C = FH * ANET / (MH * CPH)$$

$$BF = Exp(-C)$$

Rem TH2 ITERASYONA BASLANGIC DEGERI DT ISE ITERASYON ARTTIRIM
DEGERIDIR

$$TH2 = (TS1 + TH1C) / 2$$

Rem "HAVANIN SERPANTINDEN CIKIS SICAKLIGINI BULMAK ICIN
KULLANILAN ITERASYON PROGRAMI

$$DT = 1$$

$$680 \quad TEY = (TH2 - Exp(-C) * TH1) / (1 - Exp(-C))$$

$$HEY = 10.31 + 1.316 * TEY + 0.0529 * (TEY ^ 2)$$

$$SHR = 0.001 * CPH * (TH1 - TEY) / (HH1 - HEY)$$

$$RB = RMI$$

$$K = 1 / ((SHR / (N * FH)) + RB + B / FS)$$

$$R = 1 / K$$

$$M = MH * CPH / (SHR * MSU * CPS)$$

$$CO = SHR * ANET / (MH * CPH * R)$$

$$E = (1 - Exp(-CO * (1 - M))) / (1 - M * Exp(-CO * (1 - M)))$$

$$TH2H = TH1 - E * (TH1 - TS1)$$

If Abs(TH2 - TH2H) < 0.1 Then TH2 = TH2H: GoTo 860

If TH2H > TH2 Then TH2 = TH2 + DT

If TH2H < TH2 Then TH2 = TH2 - DT

If Abs(TH2 - TH2H) > 2 Then GoTo 680

$$DT = DT / 2$$

If DT < 0.1 Then DT = 0.1

GoTo 680

$$860 \quad HH2 = HH1 - (0.001 * CPH * (TH1 - TH2) / SHR)$$

$$W2 = (HH2 - TH2) / (2501 + 1.805 * TH2)$$

$$QT = MH * (HH1 - HH2)$$

$$Ag = MH / (ROH * VH)$$

$$RS = B / FS$$

$Y = MH / (MSU * CPS * 0.001)$

Print #3, ""

Print #3, " SERPANTININ ISIL PERFORMANSI ILE ILGILI SONUCLAR"

Print #3, "BY-PASS FAKTORU.....BF="; BF

Print #3, "HAVA TARAFI DUYULUR ISI ORANI.....SHR="; SHR

Print #3, "KURU HAVANIN ISIL DIRENCI.....RHK="; RHK; "(m²KW)"

Print #3, "ISLAK HAVANIN ISIL DIRENCI.....RHI="; RHI; "(m²KW)"

Print #3, "TOPLAM ISIL DIRENC.....R="; R; "(m²KW)"

Print #3, "TOPLAM ISI GECIS KATSAYISI.....K="; K; "(W/m²K)"

Print #3, "HAVANIN ISI TASINIM KATSAYISIFH="; FH; "(W/m²K)"

Print #3, "SUYUN ISI TASINIM KATSAYISI.....FS="; FS; "(W/m²K)"

Print #3, "HAVANIN SERPANTINDEN CIKIS SICAKLIGI..TH2="; TH2; "(°C)"

Print #3, "EFEKTIF YUZEY SICAKLIGI.....TEY="; TEY; "(°C)"

Print #3, "TEY SICAKLIGINDAKI HAVANIN ENTALPISI..HEY="; HEY; "(KJ/kg)"

Print #3, "GIRISTEKI HAVANIN OZGUL ISISI.....CPH="; CPH; "(KJ/kg-K)"

Print #3, "GIRISTEKI HAVANIN YOGUNLUGU.....ROH="; ROH; "(kg/m³)"

Print #3, "GIRISTEKI SUYUN OZGUL ISISI.....CPS="; CPS; "(KJ/kg-K)"

Print #3, "GIRISTEKI SUYUN YOGUNLUGU.....ROS="; ROS; "(kg/m³)"

Print #3, "HAVA TARAFI CALISMA KARAKTERISTIGI...E="; E

Print #3, "CIKISTAKI HAVANIN ENTALPISI.....HH2="; HH2; "(KJ/kg)"

Print #3, "CIKISTAKI HAVANIN OZGUL NEMI.....W2="; W2; "(kg/kg)"

Print #3, "SERPANTIN KARAKTERISTIGI.....C="; CE

Print #3, ""

1140 Rem

1160 HYS = HH1C

$TS2 = TS1 + (QT / (MSU * CPS * 0.001))$

$HHS = (TH1C - TS2 + Y * HH1 + CE * HH1C) / (CE + Y)$

$THS = TH1 - ((HH1 - HHS) * 1000 / CPH)$

$TSS = TS2 - (0.001 * Y * CPH * (TH1 - THS))$

If HHS >= HH1 Then Print #3, " SERPANTIN TAMAMEN ISLAK OLARAK

CALISMAKTADIR"

If HH1 > HHS And HH2 < HHS Then Print #3, " SERPANTIN ISLAK/KURU

OLARAK CALISMAKTADIR"

If HHS <= HH2 Then Print #3, " SERPANTIN TAMAMEN KURU OLARAK

CALISMAKTADIR"

$QK = MH * CPH * (TH1 - THS) * 0.001$

$DTOK = ((TH1 - TS2) - (THS - TSS)) / \text{Log}((TH1 - TS2) / (THS - TSS))$


```

RK = RHK + RMK + RS
AK = QK * RK * 1000 / DTOK
QI = QT - QK
Z1 = CE * (HH2 - 10.31): Z2 = TS1 + Z1: Z3 = 1 + (CE * 1.316): Z4 = 0.0529 * CE
DEL = (Z3 ^ 2) - (4 * Z4 * (-Z2))
DELTA = Sqr(DEL)
K1 = (-Z3 + DELTA) / (2 * Z4)
K2 = (-Z3 - DELTA) / (2 * Z4)
If K1 > 0 Then TY2 = K1
If K2 > 0 Then TY2 = K2
HY2 = 10.31 + 1.316 * TY2 + 0.0529 * (TY2 ^ 2)
DHOI = ((HHS - HYS) - (HH2 - HY2)) / Log((HHS - HYS) / (HH2 - HY2))
AI = QI * RHI * CPH / DHOI
AT = AI + AK: AF = A - AT
Print #3, ""
Print #3, "SERPANTININ TOPLAM ISIL KAPASITESI.....QT="; QT; "(W)"
Print #3, "KURU/ISLAK YUZEY SINIRINDA HAVA ENTALPISI...HHS="; HHS;
"(KJ/kg)"
Print #3, "KURU YUZEYDEN GECEN ISI.....QK="; QK; "(W)"
Print #3, "TOPLAM KURU YUZEY ALANI.....AK="; AK; "(m²)"
Print #3, "ISLAK YUZEYDEN GECEN ISI.....QI="; QI; "(W)"
Print #3, "TOPLAM ISLAK YUZEY ALANI.....AI="; AI; "(m²)"
Print #3, "TOPLAM ALAN.....AT="; AT; "(m²)"
Print #3, "SUYUN SERPANTINDEN CIKIS SICAKLIGI.....TS2="; TS2; "(°C)"
Print #3, "CIKISTAKI YUZEY SICAKLIGI.....TY2="; TY2; "(°C)"
Print #3, "TY2 SICAKLIGINDAKI HAVANIN ENTALPISI.....HY2="; HY2; "(KJ/kg)"
Print #3, "LOGARITMIK ENTALPI FARKI.....DHOI="; DHOI; "(KJ/kg)"
Print #3, "LOGARITMIK SICAKLIK FARKI.....DTOI="; DTOI; "(°C)"
Print #3, "GIRISTEKI HAVANIN ENTALPISI.....HH1="; HH1; "(KJ/kg)"
Print #3, "GIRISTEKI HAVANIN CIG NOKTASI SICAKLIGI...TH1C="; TH1C; "(°C)"
Print #3, "GIRISTEKI HAVANIN CIG NOKTASI ENTALPISI...HH1C="; HH1C;
"(KJ/kg)"
Print #3, "SERPANTIN GIRIS ALANI.....AG="; Ag; "(m²)"

```

Text11.Visible = True

Rem SERPANTININ BOYUTLARININ HESAPLANMASI

DI = Sqr(MSU * 4 / (ROS * 3.14 * VSU))

DI = 1000 * DI


```
Text18.Text = DI
Text17.Visible = True
Text18.Visible = True
1630 DD = InputBox("BORU DIŞ ÇAPINI GİRİNİZ (mm):", "", "12")
If DD = 10 Then TC = 0.8
If DD = 12 Then TC = 1
If DD = 14 Then TC = 1
If DD = 15 Then TC = 1
If DD = 16 Then TC = 1
If DD = 18 Then TC = 1
If DD = 19 Then TC = 1
If DD = 20 Then TC = 1
If DD = 23 Then TC = 1.5
If DD = 25 Then TC = 2
If DD = 28 Then TC = 2
If DD = 32 Then TC = 2.5
If DD = 40 Then TC = 3
If DD > 40 Then Text19.Visible = True: Text11.Visible = False: GoTo 1630 Else
GoTo 1790
1790 Text19.Visible = False
1820 DI = DD - 2 * TC
DD = 0.001 * DD: TC = 0.001 * TC: DI = 0.001 * DI
AB = 3.14 * (DI ^ 2) / 4
Text11.Visible = False
Text17.Visible = False
Text18.Visible = False
Text12.Visible = True
33 SEC = InputBox("TERCİHİNİZİ BELİRTİNİZ:", "", "1")
If SEC <> 1 And SEC <> 2 Then Text20.Visible = True: Text12.Visible = False:
GoTo 33
Text12.Visible = False
If SEC = 1 Then Text13.Visible = True: GoTo 1900
1900 If SEC = 2 Then Text14.Visible = True
Text20.Visible = False
OR1 = InputBox("SL/DD ORANINI GİRİNİZ:", "", "1,6")
Text13.Visible = False: Text14.Visible = False
Text15.Visible = True
```

```

OR2 = InputBox("ST/DD ORANINI GİRİNİZ:", "", "1,6")
Text15.Visible = False

SL = OR1 * DD
ST = OR2 * DD
H = Sqr(Ag)
NBORU = ((H / SL) - 1)
NBORU = CInt(NBORU)
L = Ag / H
KOM = 500
HACIM = AT / KOM
WW = HACIM / (H * L)
NROW = WW / SL
NROW = CInt(NROW)
If NROW <= 0 Then NROW = 1
TK = InputBox("LEVHA (KANAT) KALINLIĞINI GİRİNİZ TK (mm):", "", "0,5")
TK = 0.001 * TK
Z = (AT - (3.14 * DD * L * NBORU * NROW)) / ((2 * H * WW) - (3.14 * (DD ^ 2) * NBORU * NROW * 2) / 4 - (3.14 * DD * NBORU * NROW * TK))
Z = CInt(Z)
If Z <= 0 Then Z = 1
BK = (L - Z * TK) / Z
AKT = 2 * H * WW * Z - (3.14 * (DD ^ 2) * NBORU * NROW * 2 * Z) / 4
ABYC = 3.14 * DD * NBORU * NROW * L - 3.14 * DD * NBORU * NROW * TK * Z
ABY = 3.14 * DD * NBORU * NROW * L
B2 = AT / ABY
OI = (3.14 * DI) / (ST * SL)
OD = AT / (ST * SL * NBORU * NROW * L)
B3 = KOM - OD:
VKANAT = WW * TK * H * Z
VBORU = ((DD ^ 2) - (DI ^ 2)) * L * NBORU * 2 * 3.14 / 4
MKANAT = VKANAT * ROKANAT
MBORU = VBORU * ROBORU
Rem SU TARAFINDAKI BASINC KAYBININ HESAPLANMASI
TSUO = (TS1 + TS2) / 2
TS = TSUO + 273
GoSub 3290
TSUO = TS - 273: ROSUO = ROS: CPSO = CPS: NSUO = NS: MSUO = Ms

```


RESU = (VSU * DI) / NSUO

L1 = L + 0.02

If RESU < 3000 Then 'PRINT "BORULAR ICERISINDEKI SUYUN AKISI LAMINER AKISTIR"ELSE PRINT "BORULAR ICERISINDEKI SUYUN AKISI TURBULANSLI AKISTIR"

End If

DPSU1 = 32 * MSUO * VSU * L1 / (DI ^ 2)

DPSU = DPSU1 * NROW

If RESU > 3000 And RESU < 100000! Then PISI = 0.3164 / (RESU ^ 0.25)

If RESU > 100000! And RESU < 200000! Then PISI = 0.0054 + (0.3164 / (RESU ^ 0.3))

If RESU > 200000! Then 'PRINT "SUYUN REYNOLD SAYISI COK BUYUKTUR"

End If

DPSU1 = PISI * L1 * ROSUO * (VSU ^ 2) / (2 * DI)

DPSU = DPSU1 * NROW * NBORU / 2

Rem HAVA TARAFI BASINC KAYBININ HESAPLANMASI

ROH1 = ROH

TH = TH2: W = W2: K = 1:

GoSub 3450

TH2 = TH: W2 = W: ROH2 = ROH

RHAVA = 287

TGH = TH1 + 273

TCH = TH2 + 273

ROHO = P * ((1 / TGH) + (1 / TCH)) / (2 * RHAVA)

DEBIH = MH / ROH1

AFR = DEBIH / VH

GFR = MH * 3600 / AFR

PAY = Ag - (L * DD * NBORU + Z * H * TK - NBORU * TK * DD * Z)

SIGMA = PAY / Ag

GC = GFR / SIGMA

BOLUM = AT / (SIGMA * AFR)

Rem HAVA TARAFI SURTUNME KATSAYISI FRI=.02 OLARAK ALINMISTIR

FRI = 0.02

DPHAVA = (GC ^ 2) * ((1 + (SIGMA ^ 2)) * ((ROH1 / ROH2) - 1) + FRI * BOLUM * (ROH1 / ROHO)) / ((3600 ^ 2) * 2 * ROH1)

Print #3, ""

Print #3, " SERPANTININ KOSTRUKSIYONUNA AIT HESAPLANAN

BUYUKLUKLERIN SONUCLARI:"

Print #3, "BORU DIS CAPI.....DD(mm)"; DD

Print #3, "BORU IC CAPI.....DI(mm)"; DI

Print #3, "BORU KESIT ALANI.....AB(m²)"; AB

Print #3, "BORULAR ARASINDAKI YATAY MESAFE....SL(m)"; SL

Print #3, "BORULAR ARASINDAKI DIKEY MESAFE....ST(m)"; ST

Print #3, "TOPLAM BORU SAYISI....."; NBORU

Print #3, "DERINLIGINE GECIS SAYISI....."; NROW

Print #3, "SERPANTIN GENISLIGI.....W(m)"; WW

Print #3, "SERPANTIN YUKSEKLIGI.....H(m)"; H

Print #3, "SERPANTIN UZUNLUGU.....L(m)"; L

2770 Print #3, "TOPLAM KANATCIK SAYISI.....Z "; Z

Print #3, "TOPLAM KANATCIK ALANI.....AKT(m²)"; AKT

Print #3, "TOPLAM BORU YUZEY ALANI.....ABY(m²)"; ABY

Print #3, "TOPLAM ALAN.....AT(m²)"; AT

Print #3, "KANATCIKLAR ARASI UZAKLIK.....BK(m)"; BK

Print #3, "SERPANTIN HACMI.....V(m³)"; HACIM

Print #3, ""

Print #3, " SERPANTINDEKI BASINC DUSMELERININ HESAPLANMASI"

Print #3, "ORTALAMA SU SICAKLIGI.....TSUO(°C)"; TSUO

Print #3, "SUYUN DINAMIK VISKOZITESI.....μ(Ns/m²)"; MSUO

Print #3, "SUYUN KINEMATİK VISKOZITESİ.....(m/s²)"; NSUO

Print #3, "SUYUN YOGUNLUGU.....(kg/m³)"; ROSUO

Print #3, "SU ICIN REYNOLDS SAYISI.....RE "; RESU

Print #3, "SU TARAFI TOPLAM BASINC DUSMESİ..□Ps(Pa)"; DPSU

Print #3, "SERBEST AKIS ALANI/GIRIS ALANI.....□ "; SIGMA

Print #3, "HAVANIN ORTALAMA YOGUNLUGU.....(kg/m³)"; ROHO

Print #3, "HAVA TARAFI TOPLAM BASINC DUSMESİ.□Ph(Pa)"; DPHAVA

Rem ESANJOR ICIN TOPLAM GIDERIN HESAPLANMASI

Rem YATIRIM GIDERININ HESAPLANMASI

EF = InputBox("BİRİM MALZEME ALANININ MALİYETİNİ GİRİNİZ (TL/m²):", "", "200000")

FAIZ1 = InputBox("YILLIK FAİZ ORANINI GİRİNİZ (%):", "", "50")

FAIZ = FAIZ1 / 100

SENE = InputBox("TOPLAM İŞLİTME SÜRESİNİ GİRİNİZ (YIL):", "", "10")


```

C1 = (FAIZ * ((1 + FAIZ) ^ SENE)) / (((1 + FAIZ) ^ SENE) - 1)
YAT = AT * EF * C1
Rem ISLETME GIDERLERININ HESAPLANMASI
VERIMP = 0.7: VERIMV = 0.7
E1 = (DPSU * MSU) / (ROS * VERIMP)
E2 = (DPHAVA * MH) / (ROHO * VERIMV)
Rem HAS"YILLIK FAYDALANMA SURESI(saat/sene);FE"ELEKTRIK
FIYATI(TL/kWh);ENF(YILLIK ENFLASYON ORANI (%))
HAS = InputBox("SERPANTİNDEN YILLIK FAYDALANMAYI GİRİNİZ
(SAAT/YIL):" "" " 107")
FE = InputBox("ELEKTRİK MALİYETİNİ GİRİNİZ (TL/KWh):" "" "50")
ENF1 = InputBox("YILLIK ENFLASYON ORANINI GİRİNİZ (%):" "" "70")
ENF = ENF1 / 100
C2PAY = (((1 + ENF) / (1 + FAIZ)) ^ SENE) - 1
C2PAYDA = 1 - ((1 + FAIZ) / (1 + ENF))
C2 = C2PAY / C2PAYDA
ISLET = (E1 + E2) * HAS * FE * C1 * C2
TOPLAM = YAT + ISLET
Print #3, ""
Print #3, " TOPLAM MALİYETİN HESAPLANMASI"
Print #3, "YILLIK FAİZ ORANI.....(%)" ; FAİZ
Print #3, "TOPLAM İŞLETME SURESI.....(YIL)" ; SENE
Print #3, "BİRİM MALZEME ALANININ MALİYETİ....(TL/m²)" ; EF
Print #3, "EKONOMİK DONUSUM FAKTORU.....C1 " ; C1
Print #3, "TOPLAM YATIRIM GIDERİ.....(TL)" ; YAT
Print #3, "SERPANTİNDEN YILLIK FAYDALANMA...(SAAT/YIL)" ; HAS
Print #3, "ELEKTRİK MALİYETİ.....(TL/KWh)" ; FE
Print #3, "YILLIK ENFLASYON ORANI.....(%)" ; ENF
Print #3, "SU SİRKÜLASYON POMPASI VERİMİ.....(%)" ; VERIMP
Print #3, "HAVA VANTİLATÖRÜNÜN VERİMİ.....(%)" ; VERIMV
Print #3, "BORULARDAKİ BASINÇ ENERJİSİ.....E1(W)" ; E1
Print #3, "HAVA TARAFI BASINÇ ENERJİSİ.....E2(W)" ; E2
Print #3, "EKONOMİK DONUSUM FAKTORU.....C2 " ; C2
Print #3, "TOPLAM YATIRIM GIDERİ.....(TL)" ; YAT
Print #3, "TOPLAM İŞLETME GIDERİ.....(TL)" ; ISLET
Print #3, "TOPLAM GİDER.....(TL)" ; TOPLAM

```


3290 Rem SUYUN TERMODINAMIK OZELLIKLEININ HESAPLANMASI

If TS < 288.65 And TS > 321.95 Then Print "SICAKLIK DEGERI SUYUN

OZELLIKLERININ HESAPLANMASI ICIN UYGUN DEGIL": Stop

Ms = $0.1 / (2.14819 * ((TS - 281.635) + (8087.4 + (TS - 281.635) ^ 2) ^ 0.5) - 120)$

ROS = $1200.92 - 1.0056 * TS + 0.0010824 * (TS ^ 2)$

CPS = $0.015539 * ((TS - 308.2) ^ 2) + 4180.9$

KS = $0.34 + 0.0009278 * TS$

NS = Ms / ROS: PRS = Ms * CPS / KS

Return

3450 Rem

On K GoTo 3640, 3700, 3780, 3820

W = InputBox("HAVANIN OZGUL NEMINI GIRINIZ W (kg/kg)="): GoTo 3640

Rem SU BUHARININ DOYMA BASINCINI HESAPLAYAN ALT PROGRAMDIR

3580 If TH > -100 And TH < 0 Then GoTo 3590 Else GoTo 3600

3590 TH1 = TH + 273.15

PSF = $-5674.5359 / (TH1) + 6.3925247 - 0.009677843 * (TH1) +$

$0.00000062215701 * ((TH1) ^ 2) + 2.0747825E-09 * ((TH1) ^ 3) + 9.484024E-13 *$

$(TH1) ^ 4 + 4.1635019 * \text{Log}(TH1)$: GoTo 3630

3600 If TH > 0 And TH < 200 Then GoTo 3620

If TH < -100 And TH > 200 Then Print "SICAKLIK ARALIGI PSD ICIN UYGUN

DEGILDIR": Stop

3620 PSF = $-5800.2206 / (TH + 273.15) + 1.3914993 - 0.04860239 * (TH + 273.15)$

$+ 0.000041764768 * ((TH + 273.15) ^ 2) - 0.000000014452093 * ((TH + 273.15) ^ 3)$
 $+ 6.5459673 * \text{Log}(TH + 273.15)$

3630 PSD = Exp(PSF): Return

3640 If K = 1 Then GoSub 3580

PSDT = PSD

PS = $P * W / (0.62198 + W)$

GoSub 4070

GoSub 4130

GoTo 3850

3700 If K = 2 Then GoSub 3580

PSDT = PSD

TM = TH: TN = THY: TH = THY: GoSub 3580

TH = TM: THY = TN

WSD = $0.622 * \text{PSD} / (P - \text{PSD})$: W = $((2501 - 2.381 * THY) * \text{WSD} - (TH - THY)) /$

$(2501 - 1.805 * TH - 418 * THY)$: PS = $P * W / (0.62198 + W)$: GoSub 4070


```

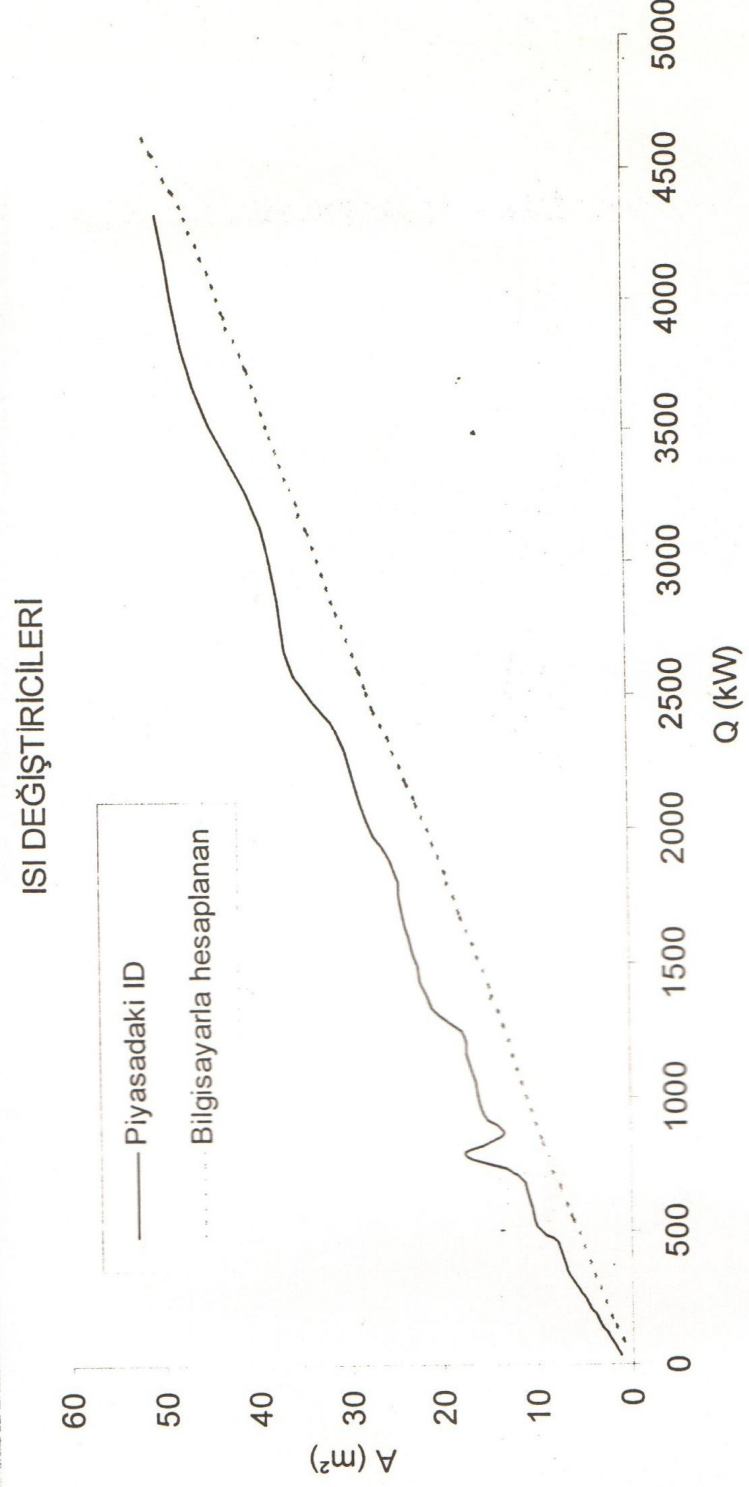
HSD = 4.186 * THY: HDD = 10.31 + 1.316 * THY + 0.0529 * (THY ^ 2): HH = TH +
W * (2501 + 1.805 * TH)
PSDY = PSD: THYI = THY
GoTo 3850
3780 If K = 3 Then GoSub 3580
PSDT = PSD: PS = FI * PSDT: W = 0.622 * PS / (P - PS): GoSub 4070
GoSub 4130
GoTo 3850
3820 If K = 4 Then GoSub 3580
PSDT = PSD: TF = TH: TK = THC: TH = THC: GoSub 3580
PS = PSD: W = 0.62198 * PS / (P - PS): THC = TK: TH = TF: GoSub 4130
3850 VS = TH * 461.52 / PS: V = 287.055 * TH * (1 + 1.6078 * W) / P
Ms = W / WSD: FI = PS / PSDT
Rem HAVANIN ISIL OZELLIKLERINI HAZIRLAYAN ALT PROGRAM
If TH < -50 Or TH > 200 Then Print "UYGUN SICAKLIK DEGERI GIR": Stop
If P <> 101325! Then Print "BASINC 101325 Pa OLMALIDIR": Stop
K = 0.02422 + 0.0000719 * TH
PR = 0.7137 - 0.0001256 * TH
MU = 0.00001724 + 0.00000004426 * TH
ROH = P / (287.055 * (TH + 273.15) * (1 + 1.6078 * W))
CPH = PR * K / MU
ALFA = K / (ROH * CPH): NU = MU / ROH
If (TH + 273.15) < 1366 Then DV = 9.25 * 10 ^ -4 * (TH + 273.15) ^ 2.5 / ((TH +
518) * P)
Return
4070 Rem HAVANIN CIG NOKTASI SICAKLIGINI HESAPLAYAN ALT PROGRAM
A = Log(PS)
If TH > -60 And TH < 0 Then THC = -60.45 + 7.032 * A + 0.37 * A ^ 2
If TH > 0 Or TH < 70 Then THC = -35.957 - 1.872 * A + 1.16893 * (A ^ 2)
If TH < -60 And TH > 70 Then Print "SICAKLIK ARALIGI THC HESABI ICIN
UYGUN DEGIL"
Return
4130 Rem YAS TERMOMETRE SICAKLIGI ICIN ITERASYON ALT PROGRAMI
THYI = THC + 0.5 * (TH - THC)
4160 If THYI > -100 And THYI < 0 Then GoTo 4170 Else GoTo 4180
4170 PSFY = -5674.5359 / (THYI + 273.15) + 6.3925247 - 0.009677843 * (THYI +
273.15) + 0.00000062215701 * ((THYI + 273.15) ^ 2) + 2.0747825E-09 * ((THYI +

```

```
273.15) ^ 3) + 9.484024E-13 * (THYI + 273.15) ^ 4 + 4.1635019 * Log(THYI +
273.15): GoTo 4210
4180 If THYI > 0 Or THYI < 200 Then GoTo 4200 Else Print "SICAKLIK ARALIGI
PSDY ICIN UYGUN DEGILDIR"
If THYI < -100 And THYI > 200 Then Print "SICAKLIK ARALIGI PSDY ICIN
UYGUN DEGILDIR": Stop
4200 PSFY = -5800.2206 / (THYI + 273.15) + 1.3914993 - 0.04860239 * (THYI +
273.15) + 0.000041764768 * ((THYI + 273.15) ^ 2) - 0.000000014452093 * ((THYI +
273.15) ^ 3) + 6.5459673 * Log(THYI + 273.15)
4210 PSDY = Exp(PSFY)
WSD = 0.622 * PSDY / (P - PSDY)
HSD = 4.186 * THYI: HHD = 10.31 + 1.316 * THYI + 0.0529 * (THYI ^ 2)
HH = TH + W * (2501 + 1.805 * TH)
AL = HH + (WSD - W) * HSD
EL = AL - HHD
If Abs(AL - HHD) < 10 Then GoTo 4330
DT = 1
If AL < HHD Then THYI = THYI + DT
If AL > HHD Then THYI = THYI - DT
DT = DT / 2: GoTo 4160
4330 Return
88 Form3.Show
Close #3
End Sub
```


EK G

Tablo G.1 Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisinin Sonuçlarının Karşılaştırılması
(1 At buhar ve 90/70°C sıcak su için)



ÖZGEÇMİŞ

Ömür M. ÇETECİ 1975 yılında İstanbul' da doğdu. Orta öğrenimini 1993 yılında Kadıköy Anadolu Lisesi' nde tamamladıktan sonra aynı yıl İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü' ne girdi ve 1997 yılında mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı'na girdi. Halen burada yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.