

39632

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

39632

CHILLER VE SOĞUTUCU - NEM ALICI SERPANTİN

ÇİFTİNİN MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Ali KILIÇASLAN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 15 Ağustos 1994

Tezin Savunulduğu Tarih : 29 Ağustos 1994

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Ahmet ARISOY

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Osman F. GENÇELİ

: Prof.Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
DOKÜMANLAMA VE ARŞİV

AĞUSTOS 1994

ÖNSÖZ

Sistemlerin matematiksel modellenmesi ve modeli oluşturan denklemlerin bilgisayar yardımıyla çözülmesi sayesinde sistem parametrelerin herhangi birisinin diğer parametrelere etkisi kolayca görülmekte olup uygulamada faydalı olabilecek sonuçlar alınmaktadır.

Bu çalışmanın yapılmasında gösterdiği yakın ilgi ve yardımlarından dolayı değerli hocam Prof.Dr. Ahmet ARISOY' a, ayrıca Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Öğretim Üyelerinden Doç.Dr. Afet FETULLAYEV' e ve yine Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği bölümü Araştırma Görevlilerinden Yük.Müh. Erol ABİT' e teşekkür etmeyi borç bilirim.

Ali KILIÇARSLAN
Ağustos 1994

İÇİNDEKİLER

ÖZET	V
SUMMARY	VI
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
BÖLÜM 2. HAVANIN PSİKROMETRİK ÖZELİKLERİ	7
2.1. Havanın Bileşimi	7
2.2. Çiğ Noktası Sıcaklığı	7
2.3. Bağıl Nem	8
2.4. Özgül Nem	9
2.5. Nemli Havanın Entalpisi	10
2.6. Nemli Havanın Özgül Hacmi	10
2.7. Doymuş Hava	11
2.8. Doymuş Havanın Entalpisi	12
2.9. Kuru Termometre Sıcaklığı	12
2.10. Yaş Termometre Sıcaklığı	12
BÖLÜM 3. MODELİ OLUŞTURAN ELEMANLAR	14
3.1. Chiller Grubu	14
3.2. Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantinler	14
BÖLÜM 4. CHILLER VE SOĞUTUCU-NEM ALICI SERPANTİN ÇİFTİNİN MODELLENMESİ	18
4.1. Modelin Tanımlanması	18
4.2. Chiller ve Soğutucu Nem Alıcı Serpantin Çiftinin Modellenmesinde Yapılan Kabuller	22
4.3. Kuru Yüzey Isı Transferi	22
4.4. Yaş Yüzey Isı Transferi	24
4.5. Yaş Yüzey Isı Transferinin Gizli ve Duyulur Isı olarak İfadesi	26
4.6. Evaporatör-Chiller Isı Transferi	27
4.7. Kuru Yüzeyle Yaş Yüzeyin Kesiştiği Noktada Isı Transferi	29
4.8. Modellemede Etkili Olan Yardımcı Denklemlerin Çıkarılışı	30
BÖLÜM 5. SİSTEME VERİLEN ENERJİ MİKTARLARININ HESAPLANMASI	33
5.1. Kompresöre Verilmesi Gerekli Enerji Miktarı	33

5.2. Fana Verilmesi Gerekli Enerji Miktarı	35
5.3. Optimum Su Sıcaklığının Bulunması	36
BÖLÜM 6. MODELİ OLUŞTURAN DENKLEMLERİN BİLGİSAYARLA ÇÖZÜMÜ	40
6.1. Bilgisayar Programının İşletilmesi ve Sonuçların Alınması	40
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	54
KAYNAKLAR	57
EKLER	58
ÖZGEÇMİŞ	62



ÖZET

Bu çalışmada, chiller ve soğutucu-nem alıcı serpantin çiftinin matematiksel modellenmesi yapılmış ve modeli oluşturan matematiksel denklemler, yapılan bilgisayar programı yardımıyla çözülmüştür.

Modeli oluşturan denklemler hava, su ve refrigerant akışkanlarıyla ilgili denklemlerle beraber tablo ve diyagram kullanmadan bilgisayar yardımıyla çözülmüştür. Modelde etkili olan parametrelerden suyun soğutucu-nem alıcı serpantine giriş sıcaklığının, serpantin soğutma kapasitesinin ve havanın hacimsel debisinin modeldeki diğer parametrelere etkisi incelenmiş olup ayrıca sisteme verilmesi gereken optimum su sıcaklığı bulunmaya çalışılmıştır.

Grafikler incelendiğinde tasarlanan su sıcaklığının, soğutma kapasitesinin ve havanın hacimsel debisinin sağlanması için sistemin diğer parametrelerinin hangi oranda değişmesi gerektiği kolayca görülmektedir. Bu açıdan model uygulamada pratiklik sağlamaktadır.

SUMMARY

MODELLING OF CHILLER AND AIR COOLING-DEHUMIDIFYING COILS

This study is based on the air-conditioning and refrigerating system which consists of three cycles. The first cycle is composed of cooling and dehumidifying coil and refrigerated space. In the first cycle, the air circulates continuously and atmospheric air isn't used. The air of which entering conditions, such as dry-bulb temperature and humidity ratio are lowered is distributed to the refrigerated space. The second one includes air cooling and dehumidifying coil and evaporator part of the chiller. The chilled water is circulated throughout this cycle continuously and any feedwater isn't used. The purpose of using chilled water is to lower dry-bulb temperature and humidity ratio of the air. The last one is refrigeration cycle, in other words, it is chiller itself. The refrigerant is circulated through this cycle. Freon-type refrigerant is used, such as Freon-22. As the refrigerant flows through the evaporator, it removes the heat from water, and water is chilled. Three different fluids are used in the cycles mentioned above. These are air, water and refrigerant.

The model consists of a chiller and an air cooling-dehumidifying coils. Because dehumidifying coil is the most important of the model, purpose of using it and the work that it does, will be explained.

Air cooling-dehumidifying coils are plate-fin-tube heat exchangers that are used to cool and dehumidify air in large building air-conditioning systems. In a counterflow arrangement, the air enters the coil on the left side of the coil, and flows through passages formed by closely spaced wavy fin surfaces. Cold water flows in a counterflow arrangement, cooling and dehumidifying the warm air. A dehumidifying coil normally removes both moisture and sensible heat from entering air. In most air-conditioning processes, the air to be cooled is a mixture of water vapor and dry gases. Both lose sensible heat during contact with the first part of the cooling coil, which functions as a dry cooling coil. Moisture is removed only in the part of the coil that it is below the dew point of the entering air. As the leaving dry-bulb temperature is lowered below the entering dew-point temperature, the difference between the leaving dry-bulb temperature and the leaving dew point for a given coil, airflow, and the entering air condition is lessened.

Generally, depending upon the entering conditions and flow rates, only part of the dehumidifying coil may be wet. A detailed analysis would involve determining the point in the coil at which the surface temperature equals the dew point of the entering air. A simpler approach is to assume that the coil is either completely wet or dry. Either assumed condition will tend to underpredict the actual heat transfer. With the assumption of a completely wet coil, the air is humidified during the portion of the coil in which the dew point the air is less than the surface temperature. The latent heat transfer to the air associated with

this "artificial" mass transfer reduces the overall calculated cooling capacity as compared with the actual situation. Since both the the completely dry and wet analyses underpredict the heat transfer, a simple approach is to utilize the results of the analysis that gives the largest heat transfer. In this study it is assumed that coil is both dry and wet.

When the coil starts to remove moisture, the cooling surfaces carry both the sensible and latent load. As the air approaches saturation, each degree of sensible cooling is nearly matched by a corresponding degree of dew point decrease. In contrast, the latent heat removal per degree of dew point change varies considerably. The driving forces for the total heat Q transferred from air to chilled water are (1) an air enthalpy difference ($h_h - h_y$) between airstream and surface interface and (2) a temperature difference ($t_h - t_y$) across the surface metal and into the chilled water.

The coil model used in this study is a one one dimensional model with the thermodynamics relations for air and chilled water and heat transfer relations for a counterflow heat exchanger. The coil model is a steady-state analysis for a single-phase cooling fluid flowing through tubes. The specified air inlet conditions are airflowrate, air face velocity, dry-bulb temperature, and humidity ratio. The inlet conditions for a single- phase fluid, such as chilled water temperature, and mass flowrate must be given. The required heat transfer coefficients must also be given. The coil model calculates air, water, and surface temperatures through coil, the heat transfer for dry and wet surface, and required heat transfer areas.

The chiller model of the system includes a motor compressor, kondenser, evaporatör, and an expansion valve. Refrigerant vapor is compressed from a low-temperature state to a high pressure state in the compressor. The hot vapor then passes into the condenser where it condenses on heat exchanger tubes, heating the water that flows through an expansion valve , dropping to a low-presure with a mixture of liquid and vapor, two-phase refrigerant. This cold refrigerant then passes into the evaporator where it boils as it comes in contact with heat exchanger tubes, cooling the water that flows through the tubes. The following additional information can be given about the chiller model of the system. The refrigerant enters the compressor at the inlet port of the compressor and is assumed to be saturated vapor. Both the enthalpy and pressure rise as the refrigerant passes through the compressor to a superheated state at the exit port of the compressor. The approach to modelling the performance of the compressor is to use performance curves based on the manufacturer's data. The equation presented by Stoecker is used in order to calculate the power required by the compressor which uses R-22 as a refrigerant. In the condenser, the refrigerant is a constant pressure state and is assumed to be a saturated liquid at the exit of the condenser. During passing of refrigerant through the expansion valve, the enthalphy of the refrigerant is not be changed. In the evaporator refrigerant, refrigerant is a low pressure state and boils at the outside of the horizontal tubes and rises out the top.

Some important assumptions are made in order to simplify the model. First, the refrigerant is assumed to undergo pure phase change so that the evaporator temperature, t_r is assumed to be constant the evaporator. In reality this is reasonable insofar as the small amount of superheat carries away a proportionately small percentage of the total evaporator heat and thereby does not significantly raise the mean evaporator temperature above t_r second, it is assumed that the heat exchangers were modeled as simple counterflow equipment. Third, it is assumed that leaving air is saturated state. Fourth, temperature of water on top of surface the temperature of saturated air on top of the water film, and the temperature of surface have been assumed to be same. Fifth, the log-mean temperature difference at the evaporator has been assumed as 5 °C. The entering velocity of the air to the air cooling-dehumidifying coil has been approximately taken as 3 m/s and the required heat transfer coefficients has been selected according to the this velocity. Last, Lewis number is assumed to be 1

Most air-cooling coils consist of tubes with fins attached to the outside of the tubes to increase the area on the air side where the convection coefficients is generally much lower than the refrigerant or water side. Refrigerant or water flows inside the tubes, and air flows over the outside of the tubes and the fins. Cooling agent, such as chilled water carries away the heat, this water is chilled by an evaporator in the machine room.

By using the mathematical equations of the coil and chiller together with auxiliary equations, the required power to drive compressor and the fan power to distribute the air through air-distribution system can be calculated. In order to calculate the required power for compressor, the condenser temperature of the chiller must be given as an input. Pressure loss of the system through the air ducts, and static efficiency of the fan must be given in order to calculate the fan power.

One of the main objectives of this model is to compare the system parameters with the manufacturer's catalog data. When the outlet temperatures of both air and water are compared with manufacturer performance data, the agreement between the model results and data is about in 10%. The second objective is to investigate the effects of effective parameters of the model on the other system parameters.

After setting the model mathematical equations together with auxiliary equations derived from related subjects, three effective system parameters have been selected. These are outlet chiller water temperature, total heat load of the cooling and dehumidifying coil or refrigerating capacity of the chiller, and air volume flowrate.

First it is investigated how system parameters change when the chiller outlet water temperature is changed in definite intervals. After the mathematical equations are solved by using the computer program, the different graphs are sketched from the results of the computer program. It is seen from the related graphs that chiller outlet water temperature increases, the leaving dry-bulb

temperature of the air from the coil, the required heat transfer for wet surface, and the power required to drive the compressor decrease. The chiller inlet water, evaporator and surface temperatures, and the required heat transfer for dry surface increase. The required fan power to distribute air through the ducts and the surface temperature at the beginning of the wet surface don't change. During increasing chiller outlet water temperature, the important effective parameters which are the dry-bulb temperature, humidity ratio of the entering air, and refrigerating capacity of the coil are held constant. The optimum chiller outlet water temperature at which the total of the required energy for fan and compressor is minimum has also been investigated. It has been found that the optimum temperature is around 8.5 °C.

Second, it has been investigated how the system parameters are affected when the refrigerating capacity of the coil is increased regularly. The graphs show that the leaving water temperature from the coil, both dry and wet heat transfer, and the required heat transfer areas for dry and wet surface increase. Wet surface heat transfer and required heat transfer area increase more than dry surface heat transfer and required heat transfer area respectively. The leaving dry-bulb temperature of the air from the coil, and surface temperature at the end of the surface decrease. The increase in the leaving humidity ratio of the air is negligible.

Finally, the effect of increasing airflow rate on the system parameters has been investigated when the other effective system parameters, such as chiller outlet water temperature, entering air dry-bulb temperature and humidity ratio, and refrigerating capacity of the coil are held constant. According to the results derived from graphs, the required fan power, leaving air dry-bulb temperature, the dry surface heat transfer and the required heat transfer area for dry surface increase. The surface temperature at the beginning of the wet surface, water outlet temperature from the coil, and evaporator don't change.

From the economical point of view, some important results are obtained. For a specified cooling load, Q , the selection of the heat exchangers (specifying the heat transfer coefficients) and the pump to circulate water and water flow rate involves a trade-off between capital costs (pump, heat transfer surface) and operating costs (pumping power and chiller costs due to variations in the evaporator temperature). Given a specific set of heat exchangers, increasing the water flow rate is thought to produce decreasing temperature drops through the heat exchange network. This turns out to be valid only if the water circulating loop is transferring heat between two constant-temperature fluids. However in the case of evaporator-to-air heat exchange, there is only one flow rate that minimizes the temperature drops through heat exchange for a given set of heat exchanger conductances (without consideration of capital costs). The power consumption of the chiller is sensitive to the condensing water temperature, which is, in turn, affected by both the condenser water and tower air flow rates. Increasing either of these flows reduces the chiller power requirement but at the expense of an increase

in the pump or fan power consumption. At any given load, chilled water setpoint, and wet bulb temperature, there exists an optimum operating point.

By using the model which is composed of chiller and cooling dehumidifying coil, the effect of system parameters along the coil and through the chiller can be predicted with the accuracy of 10%. The model can be improved by adding the specified subprograms, and making assumptions. For example, coil properties such as number of coils and friction through the ducts and pipes in the system can be calculated. The selection procedure of the system parts can also be done by using subprograms and related auxiliary mathematical equations.



1. BÖLÜM

GİRİŞ

Bu çalışmada üç çevrimden oluşan iklimlendirme ve soğutma sistemi üzerinde durulmuştur. Çevrimlerden ilki soğutucu ve nem alıcı serpantin ve soğutulacak ortamdaki havadan oluşmaktadır. Çevrimde dolaşan havadır. Soğutucu ve nem alıcı serpantinde, havanın sıcaklığı ve nemi düşürülür, daha sonra hava soğutulacak ortama gönderilir ve ortamdaki hava tekrar serpantine girer. Bu çevrimin bir özelliğide dış hava kullanılmamasıdır. Çevrimlerden ikincisi soğutucu ve nem alıcı serpantin ve chillerden oluşmaktadır. İkinci serpantinde dolaşan sudur. Su, soğutucu akışkan olarak görev yapmaktadır. Suyun ilk önce Chillerde sıcaklığı belli bir değere düşürülür daha sonra ilk çevrimdeki havanın sıcaklığını ve nemini belli bir değere kadar düşürdükten sonra tekrar chillere döner. Son çevrim chillerin kendi içinde olan soğutma çevrimidir. Bu çevrimde dolaşan genelde Freon tipi refrigerant olarak isimlendireceğimiz soğutma gazıdır. Soğutma gazının görevi ikinci çevrimde dolaşan suyun sıcaklığını istenen değere düşürmektedir.

Bu konuda yapılan bir grup çalışmada soğutucu ve nem alıcı serpantini içinde bulunduran birinci ve ikinci çevrimden oluşan sistemin incelenmesi; soğutucu ve nem alıcı serpantindeki kuru ve yağ yüzey ısı transferinin ve konuda etkili olan parametrelerin incelenmesi, hava, yüzey ve su arasındaki ısı transfer bağıntılarının kurulması üzerinde durulmuştur. Diğer bir grup çalışmada sadece chiller üzerinde, yeni chillerin kendi içinde bulunan soğutma çevrimi üzerinde durulmuştur. Soğutma çevriminin üzerinde bulunan elemanlar; Evaporatör, kondenser ve kompresör üzerinde durulmuştur.

Nem alıcı serpantin normal olarak serpantine giren havanın nemini ve duyulur ısını alır. İklimlendirme işlemlerinin çoğunda soğutulacak hava, su buharı ve kuru durumdaki gazların karışımıdır. Karışım halindeki hava, kuru soğutma serpantini olarak işlev yapan soğutma serpantininin ilk kısmında duyulur ısını serpantine verir. Havadaki nem ise sadece havanın çıkış noktası sıcaklığının altında bulunan serpantin diğer kısmında alınır. Havanın serpantin çıkışındaki kuru termometre sıcaklığı, havanın serpantine girişteki çiğ noktası

sıcaklığının altına düştüğünde, havanın serpantin çıkışındaki kuru termometre sıcaklığı ile serpantin çıkışındaki çığ noktası sıcaklığı arasındaki fark, hava miktarı ve girişteki hava şartları düşürülmüş olacaktır. Serpantin nem almaya başladığında, soğutucu yüzeyler duyulur ve gizli ısı yüklerinin her ikisini aynı anda taşıyacaktır. Hava doyma noktasına yaklaştığında, her bir derece duyulur ısı yaklaşık olarak çığ noktası sıcaklığındaki bir derece azalmaya karşılık gelecektir[1].

Çoğu üretici firmalar uygun testlerden elde edilen verileri kullanarak kendi performans tablolarını oluşturup geliştirmişlerdir. ASHRAE Standard 33 kabul edilebilir serpantin test metodu standardını, ARI standard 410-87 serpantin değişik işletme şartlarında, serpantin büyüklüğünde serpantin sıra ve sütun sayısında serpantin ısı performansını veren standardı kapsamaktadır[1].

Çoğu ticari iklimlendirme sistemleri havadan ısıyı almak için chillerden gelen suyu kullanmayı gerektirir. Belli bir soğutma yükünde eşanjörlerin seçimi (toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesi), suyun iletimini sağlayan pompanın seçimi ve suyun kütle debisinin belirlenmesi, maliyet fiyatları (pompa ve eşanjör için) ve işletme fiyatları (pompa verilmesi gereken enerji ve evaporatör sıcaklığındaki değişikliğe göre chiller fiyatı) arasında bir karşılaştırma yapmayı gerektirir. Ekonomik kısıtlamalar mücade ettiği müddetçe mümkün olduğu kadar büyük eşanjör kullanılması özel bir kural gereğidir. Verilen belli bir eşanjörde, eşanjör boyunca sıcaklık düşmelerini azaltmak için suyun kütle debisinin artırılması düşünülür[2].

Bu makalede çözülmeye çalışılan problem verilen eşanjörler zincirinde dolaşan soğutma suyunun sağlayacağı optimum performansının dolaşan chiller suyunun ölçülmesidir. Optimizasyon problemi ısı sistemlerin gerek tasarım ve gerekse pratikte uygulanmasının her ikisini de kapsamaktadır. Problemin analizini basitleştirmek için üç önemli varsayım yapılmıştır. İlk olarak evaporatörde dolaşan soğutma gazının evaporatörden geçişi esnasında sadece sıvı halden buhar hale geçerek faz değiştirdiği bu yüzden sıcaklığının değişmediği farzedilmiştir. Gerçekte bu varsayım yerindedir çünkü evaporatördeki kızgınlık derecesi, toplam evaporatör ısı yükünün yüzde olarak küçük bir kısmı kadar olduğundan evaporatör sıcaklığı önemli ölçüde artmaz. İkinci olarak gizli ısıdan gelen etkiler bir nem ısı kapasitesi kullanarak etki ettirilmiştir. Son olarak kullanılan eşanjörlerin ters akımlı olarak modellendiği farz

edilmiştir. Daha başka olarak Reynold sayısının sabit olmasını sağlayacak şekilde eşanjör sayısının paralel bir devre düzeni şeklinde değiştirilmesiyle eşanjörlerin ısı transfer katsayılarının sabit olduğu farzedilmiştir. Bu basit fakat gerçekçi varsayımlar, suyun kütle debisinin artırılmasının eşanjörlerdeki sıcaklık düşmelerini azaltacağı fikrinin her zaman geçerli olmadığını açığa çıkarmıştır[2].

Eğer havanın çıkış şartlarında serpantin yüzey sıcaklığı serpantine giren havanın çığ noktası sıcaklığından büyükse serpantin tamamen kuru olacak ve eşanjör etkenlik bağıntıları uygulanacaktır. Eğer havanın giriş şartlarında, yüzey sıcaklığı havanın girişteki çığ noktası sıcaklığından küçükse, serpantin ıslak olacak ve serpantinin tamamında havadan nem alma işlemi olacaktır. Lewis sayısının 1 olduğu farz edilerek su buharının yoğunlaşması ile ilgili enerji ihmal edilecektir[3].

Giriş şartlarına ve debiye bağlı olarak, sadece serpantin bir kısmı ıslak kalabilir. Ayrıntılı bir analiz yapmak serpantin yüzey sıcaklığının havanın giriş şartlarındaki çığ noktası sıcaklığına eşit olduğu noktayı bulmayı gerektirir. Basit bir yaklaşımla serpantin ya tamamen kuru yada ıslak olduğu farzedilebilir. Her iki durumda da gerçek ısı transferi önceden belirlenme eğilimindedir. Tamamen yüzeyin kuru olduğu varsayımında, gizli ısı transferi ihmal edilecek ve belirlenen ısı transferi düşük olacaktır. Tamamen yüzeyin ıslak olduğu varsayımında, yüzeyin sıcaklığının havanın çığ noktası sıcaklığından büyük olduğunda, hava nemlendirilecektir. Bu yapay kütle transferiyle ilgili havaya gizli ısı transferi, gerçek durumla kıyaslandığında hesaplanan toplam soğutma kapasitesini azaltacaktır. Yüzeyin tamamen kuru ve ıslak kalmasıyla ilgili her iki analizde, ısı transferinin değerini önceden bildirmiştir. Basit bir yaklaşım en büyük ısı transferini veren analizin sonuçlarını kullanmaktadır. Bu metot ile ilgili hata payı genellikle %5' den daha azdır[3].

Etkenlik metodunun doğruluğunu iyi bir şekilde test etmek için soğutma serpantinlerinin performansı ile ilgili katalog bilgileri kullanılmıştır[3].

Merkezi soğutma sistemlerinde kullanılan chiller gruplarının performansını modellemedeki en genel metot, deneysel bilgileri üretici firma kataloglarındaki bilgilere uydurmaya çalışmaktır. Stocker (1971) and Bullack (1984) bu amaç için elverişli fonksiyonel formda oluşturulan örnekler

vermişlerdir. Bu yaklaşımın bir kısıtlaması modelin sadece deneysel bilgilerle katalog bilgilerinin uyum sağladığı aralıkta kullanılabileceğidir. Bu makalede, değişken hız kontrollü santrifüj chillerin mekanik bir modeli üzerinde durulur. Model, kompresör, evaporatör, kondensör ve genişleme vanasında kütle, momentum ve enerji denge denklemlerinin kullanılması esasına dayanır. Model, verilen chiller su giriş çıkış sıcaklıklarında ve kondenser su sıcaklıkları ve su debisinde, kompresörün hızını ve kompresöre verilmesi gerekli enerji miktarını belirler[4].

Chiller modeli üç elemandan oluşmuştur. Bunlar; kompresör, kondenser ve evaporatördür. Çeşitli yüklerde, kondenser su sıcaklıklarında ve kondenser su debilerinde 500 tonluk chiller ile ilgili üretici firma kataloglarındaki performans bilgileri kullanılmıştır. Performans bilgileri kondensere verilmesi gerekli elektrik enerjisi, kondenserde dolaşan suda basınç düşmesi, kondenser sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığından oluşmaktadır[5].

Kompresörün adyabatik olduğu farzedilmiştir. Üretici firma performance bilgileri ve ilgili denklemler kullanılarak modellenmiştir. Kompresörün sabit entropili, kondenserde sabit sıcaklıkta ısı atıldığı ve evaporatörde sabit sıcaklıkta ısı çekildiği farzedilerek Carnot prensibiyle ilgili denklem kullanılmıştır[5].

Santrifüj chiller gruplarının performansının artırılmasıyla ilgili bilgisayar simülasyon çalışmaları çok azdır. Modellerin çoğunda pistonlu kompresörler ve refrigerant-hava eşanjör çifti temel alınmıştır. Modellerin hiç birisinde bu makalede olduğu gibi refrigerant-su eşanjörün olduğu santrifüj chiller gurubu üzerinde durulmamıştır. Santrifüj chiller gurupları ev tipi iklimlendirme / ısı pompası birimlerinden daha fazla verimlidir. Bu makalede farklı tasarım ve sistem elemanı değişikliğinde ve işletme şartlarında yapılan bilgisayar simülasyonu ile yapılan parametrik performans çalışmasının sonuçları verilmektedir[6].

Su soğutmalı santrifüj chillerin performansını analiz etmek için bilgisayar simülasyon modeli geliştirilmiştir. Modelin temeli ısı pompasının termodinamik çevrimi ile sistem bileşenlerinin performansı ile ilgili deneysel verilere dayanmaktadır. Simülasyonu yapılan sistem kapasite kontrollü kızgın gaz by pass düzenekli değişken hızlı santrifüj kompresörden oluşmaktadır. Modelin

geçerli olduğu ispatlanmış ve 125 ton' luk chillerin deneysel test sonuçlarına göre kalibre edilmiştir. Benzer chiller sistemlerinin performansını çeşitli işletme şartlarında ve tasarım değişikliklerinde analizi yapılmıştır. Sistemin performans şartlarında ve tasarım değişikliklerinde analizi yapılmıştır. Sistem performansı kıyaslamaları baseline durumu (kondenser su debisinin sabit olduğu ve kondenser sıcaklığının 32 °C büyük olduğu durum) ile yüksek performanslı eşanjör tüpleri, kompresör motorları ile çeşitli değişken hızlı kompresör işletme şartları arasında yapılmıştır. Değişken hızlı kompresör kullanarak önemli ölçüde performans arttırılacağı bulunmuştur[6].

Bu makaledeki simülasyon işleminin kalbi soğutma / nem alma serpantin modelidir. Kullanılan serpantin modeli, hava, chiller suyu arasındaki termodinamik bağıntılar ve çapraz-ters akımlı eşanjör ısı transfer bağıntılarından oluşan tek yönlü bir modelden oluşmaktadır. Serpantin modeli, tek fazlı yada iki fazlı soğutucu akışkanın tüplerin etrafından zamana göre değişmeyen akışının analizinden oluşur. Havanın giriş şartlarındaki değerleri havanın kütle debisi, maksimum hava hızı, kuru ve yaş termometre sıcaklıklarıdır. Serpantinle ilgili özellikler serpantin yüzey alanı (uzunluk ve yükseklik), tüp dış çapı, et kalınlığı, sıra ve kanatçıkları arasındaki mesafe ve sıra sayısından oluşur. Tüplerde tek fazlı soğutucu akışkan kullanıldığında giriş şartları akışkan hızı, sıcaklığı ve müsaade edilebilen sıcaklık düşmesidir. İki fazlı soğutucu akışkan kullanıldığında giriş şartı sadece buharlaştırıcı sıcaklığıdır. Serpantin modeli toplam ısı transferiyle beraber havanın kuru ve yaş termometre sıcaklıklarını hesaplar[7].

Serpantin modelinde kullanılan yöntem Elmahdy ve Mitaks (1976) ve Threlked (1970) tarafından ortaya atılan yöntemlerin birleştirilmesi ve iyileştirilmesinden oluşmaktadır. Yöntem serpantin kuru, ıslak ya da bir kısmı kuru bir kısmı ıslak olduğunu uygun ısı transferini, psikometrik bağıntıları ve iteratif yöntem kullanarak belirler. İteratif yöntem, yüzey sıcaklığının havanın çığ noktası sıcaklığına eşit olduğu yerde kuru / ıslak sınırı belirlemek için gereklidir. Modelin geçerliliğini ispatlamak için soğutucu serpantinden alınan sonuçlar soğutma serpantinleri üreten dört farklı firmanın katalog bilgileriyle kıyaslanmıştır. Model ile katalog bilgileri arasındaki uyum, serpantin sıra sayısı, birim uzunluktaki kanatçık sayısı, havanın serpantine çarpma hızı, tüp içindeki akışkan hızı ve havanın ve serpantin içinde dolaşan akışkanın özellikleri dikkate alındığında oldukça iyi olduğu görülmüştür[7].

Chillerin güç tüketimi kondenser su sıcaklığına göre duyarlıdır. Yani kondenser su ve soğutma kulesindeki hava debilerinden etkilenir. Yukarıdaki iki etkenden herhangi birisinin artırılması chiller için gerekli gücü azaltacaktır. Fakat bunun yanında pompa ve fan için güç tüketimi arttığından bunlarla ilgili masraf artacaktır. Herhangi bir yükte tasarlanan chiller su sıcaklığı ve havanın yaş termometre sıcaklığı optimum işletme noktasında olacaktır[8].



2. BÖLÜM

HAVANIN PSİKROMETRİK ÖZELLİKLERİ

2.1. Havanın Bileşimi

Hava, su buharı ve gazların bileşiminden ibarettir. Kuru hava (su buharı bulundurmeyen hava) temel olarak nitrojen (hacim olarak yaklaşık %78) ve oksijen (yaklaşık %21), geriye kalan %1 kısmı karbondioksit ve çok az miktarda hidrojen, helyum, neon ve argon bulundurur. Hava doğal halde her zaman bir miktar su bulundurur. Gerçekte hiçbir zaman kuru hava mevcut değildir. Psikometrik uygulamalarda basitlik sağladığı için kuru hava kavramının çok faydalı olmasına rağmen, hava ya da nemli hava, kuru havanın ve su buharının karışımı olarak kullanıldığında, kuru hava terimi su buharı ihtiva etmeyen hava olarak kullanılacaktır.

2.2. Çiğ Noktası Sıcaklığı

Havadaki su buharının doymuş hale geldiği sıcaklığa çiğ noktası sıcaklığı denir. Havanın çiğ noktası sıcaklığı, su buharının uyguladığı kısmi basınca karşılık gelen doyma sıcaklığıdır. Havadaki su buharının kısmi basıncı biliniyorsa su ile ilgili doymuş haller tablolarına bakılarak ilgili basınca karşılık gelen sıcaklık okunur ve bu sıcaklık havanın çiğ noktası sıcaklığıdır. Eğer hava çiğ noktası sıcaklığının üzerinde bir sıcaklıkta olursa havadaki su buharı kızgın buhar haline gelecek, eğer hava, çiğ noktası sıcaklığının altındaki bir sıcaklıkta olursa havadaki su buharı sıvı hale gelecek yani yoğuşacaktır.

Çiğ noktası sıcaklığını su buharının kısmi basıncına bağlı olarak bulmak için sıcaklık aralığına bağlı olarak aşağıdaki denklemler kullanılır[8].

0 -93 °C aralığında çiğ noktası sıcaklığı,

$$t_d = a + by + Cy^2 + dy^3 + e(P_w)^{0.1984} \quad (2.1)$$

0 °C altındaki sıcaklıklar için,

$$t_d = 6.09 + 12.608\gamma + 0.4959\gamma^2 \quad (2.2)$$

Burada,

t_d : Çiğ noktası sıcaklığı (°C)

$\gamma = \ln (P_w)$

P_w : Su buharının kısmi basıncı (kPa)

$a = 6.54$

$b = 14.256$

$c = 0.7389$

$d = 0.09486$

$e = 0.4569$

2.3. Bağıl Nem

Bağıl nem herhangi bir hava hacmindeki su buharının gerçek kısmi basıncının yine aynı sıcaklıkta doymuş havadaki su buharının kısmi basıncına (doyma basıncına) oranıdır. % olarak ifade edilir.

$$\phi = \left(\frac{P_w}{P_{ws}} \right)_t \quad (2.3)$$

Burada,

ϕ : Bağıl nem

P_{ws} : t sıcaklığında su buharının doyma basıncını göstermektedir.

Su buharının doyma basıncı verilen bir sıcaklık değerinde ve 0-200 °C aralığında geçerli olmak üzere aşağıdaki denklem kullanılarak kPa biriminden bulunabilir[8].

$$P_{ws} = e^{[a_1/T + a_2 + a_3T + a_4T^2 + a_5T^3 + a_6\ln(T)]} \quad (2.4)$$

$$T = t + 273.15 \quad (2.5)$$

$$a_1 = -5.800220 \times 10^3$$

$$a_2 = 1.391499$$

$$a_3 = -4.8640239 \times 10^{-2}$$

$$a_4 = 4.1764768 \times 10^{-5}$$

$$a_5 = -1.445209 \times 10^{-8}$$

$$a_6 = 6.5459673$$

2.4. Özgül Nem

Özgül nem 1 kg kuru hava içindeki su buharı miktarıdır. Genellikle gr su buharı / kg kuru hava yada kg su buharı / kg kuru hava şeklinde ifade edilir. Atmosfer basıncı ve su buharının kısmi basıncı bilindiğinde özgül nem, su buharının ve kuru havanın ideal gaz olduğu düşünülerek, ideal gaz denklemlerinin kullanılmasıyla çıkartılan aşağıdaki bağıntıdan yararlanılarak hesaplanır.

$$X = 0.62198 \frac{P_w}{P - P_w} \quad (2.6)$$

Burada ,

x : özgül nemi (kg su buharı / kg kuru hava)

P_w : Su buharının kısmi basıncını (kpa)

P: Atmosfer basıncını (kpa)

göstermektedir.

$$P = P_h + P_w \quad (2.7)$$

P_h : Karışımındaki havanın kısmi basıncı (kpa)

iklimlendirme uygulamalarında $P = 101.325$ kpa olarak alınır.

2.5. Nemli Havanın Entalpisi

Bir ideal gaz karışımının entalpisi, karışımı oluşturan bileşenlerin kısmi entalpilerinin toplamına eşittir. Nemli havanın su buharı ve kuru hava gibi ideal sayılabilecek gazlardan oluştuğu düşünülürse,

$$h_h = h_a + xh_g \quad (2.8)$$

Burada:

h_h : Nemli havanın özgül entalpisi (kJ/kg)

h_a : Kuru havanın özgül entalpisini (kJ/kg)

h_g : Su buharının özgül entalpisini (kJ/kg)

$$h_a = c_p t \quad (2.9)$$

$$h_g = 2501 + 1.805t \quad (2.10)$$

Burada:

t : Havanın kuru termometre sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$) göstermektedir.

$c_p \approx 1 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$ alındığında nemli havanın entalpisi [8].

$$h_h = t + x(2501 + 1.805t) \quad (2.11)$$

2.6. Nemli Havanın Özgül Hacmi

Nemli havanın özgül hacmi kuru havanın birim kütlesine göre ifade edilir ve ideal gaz bağıntıları kullanılırsa,

$$V_g = \frac{V}{M_a} = \frac{V}{28.9645n_a} \quad (2.12)$$

Burada,

V : Karışımın toplam hacmini (m^3)

M_a : Kuru havanın toplam kütlesini (kg)

n_a : Kuru havanın mol sayısını göstermektedir.

Kuru hava ve su buharı için ideal gaz denklemi yazılır ve (2.7) denklemiyle birleştirilir ve (2.12) denkleminde yerine konursa [8],

$$V_g = \frac{R_h T}{P} (1 + 1.6078X) \quad (2.13)$$

Burada ,

V_g : Nemli havanın özgül hacmini (m^3 / kg)

T : Mutlak sıcaklık ($^{\circ}K$)

R_h : Havanın ideal gaz sabiti ($0.287 \text{ kJ} / \text{kg}^{\circ}K$)

Havanın özgül hacmi ve hacim debisi kullanılarak havanın kütle debisi bulunabilir.

$$\dot{m}_h = \frac{\bar{V}}{V_g} \quad (2.14)$$

Burada,

$\dot{m}_h$: Havanın kütle debisini (kg / s)

$\bar{V}$: Havanın hacim debisini (m^3 / s)

2.7. Doymuş Hava

Psikometrik diyagramda bağıl nemi, $\phi = 1$ eğrisi ile temsil edilen hava, su buharı şeklindeki nemden azami miktarda ihtiva etmektedir, böyle bir havaya daha fazla su buharı verilemez. Su buharı doymuş buhar şeklindedir ve hava sıcaklığına tekabül eden basınçtır [9].

2.8. Doymuş Havanın Entalpisi

Doymuş havanın entalpisi ile doyma sıcaklığı arasındaki analitik bağıntı, doymuş havanın entalpisi ile sıcaklığı arasındaki ilişkinin parabolik olduğu düşünülerek aşağıdaki gibi yazılabilir [9].

$$h_y = b_1 + b_2 t_y + b_3 t_y^2 \quad (2.15)$$

Burada,

h_y : Doymuş havanın entalpisi (kJ / kg)

t_y : Doymuş havanın sıcaklığı (°C)

b_1 : 9.6186 kJ / kg °C

b_2 : 1.6017 kJ / kg °C

b_3 : 0.03638 kJ / kg °C

2.9. Kuru Termometre Sıcaklığı

Normal bir termometre ile haznenin etrafı kuru olduğunda ölçülen sıcaklığa kuru termometre sıcaklığı denir. Kuru termometre sıcaklığı ölçülürken radyasyonun etkisini azaltmak için termometrenin hazne kısmı bir muhafaza içine alınmalıdır.

2.10. Yaş Termometre Sıcaklığı

Eğer termometrenin haznesi ıslak bir bezle kaplanırsa ve bezin etrafında hava akımı geçirilirse bezde buharlaşmanın olmasından dolayı termometrenin okuduğu sıcaklık düşecektir. Düşme sona erdiğinde okunan sıcaklık miktarı yaş termometre sıcaklığıdır.

Doymamış hava, etrafı ıslak bir bezle çevrilmiş termometrenin haznesi etrafından geçtiğinde, ıslak yüzeyden su buharlaşacak, suyun buharlaşması ıslak yüzeyin sıcaklığının düşmesine sebep olacak ve bunun sonucunda

termometrenin sıcaklığı düşecektir. Islak yüzeyin sıcaklığı o andaki atmosfer sıcaklığının altına düştüğünde, sıcak durumda olan havadan soğuk durumda olan hazneye ısı transfer edilecektir. Havadan, konveksiyon ve iletim yoluyla ıslak hazneye transfer edilen ısı, ıslak yüzeyin gizli buharlaşma ısısı şeklinde kaybettiği ısıya eşit olduğu anda, termometrede okunan sıcaklığa yaş termometre sıcaklığı denir. Yaş termometre sıcaklığı ölçülürken hazne etrafından geçen havanın hızı normal bir termometre haznesi için 2.54 - 5.08 m/s arasında olmalıdır[10].



3. BÖLÜM

MODELİ OLUŞTURAN ELEMANLAR

3.1. Chiller Grubu

Chiller grubunun diğer bir ismi de soğuk su üreticisidir. Üretilen soğuk su, soğutucu ve nem alıcı serpantinlerde dolaştırılarak havanın sıcaklığını ve nemini düşürmek için, kullanılır. Chiller grubunda suyun soğutulması evaporatör kısmında olduğu için bazen suyu soğutmak için kullanılan evaporatör yerine chiller ifadesi de kullanılır. Chiller grubunun içinde normal bir soğutma sistemi olduğundan, chiller grubu evaporatör, kondenser, kompresör ve genleşme vanası gibi temel soğutma birimlerinden oluştuğu düşünülebilir. Chillerde suyun soğutulması, soğutma sisteminde dolaşan akışkanın (refrigerantın) sudan ısı çekmesi sonucu olur. Paket bir soğuk su üreticisi Şekil 3-1' de görülmektedir.

3.2. Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantinler

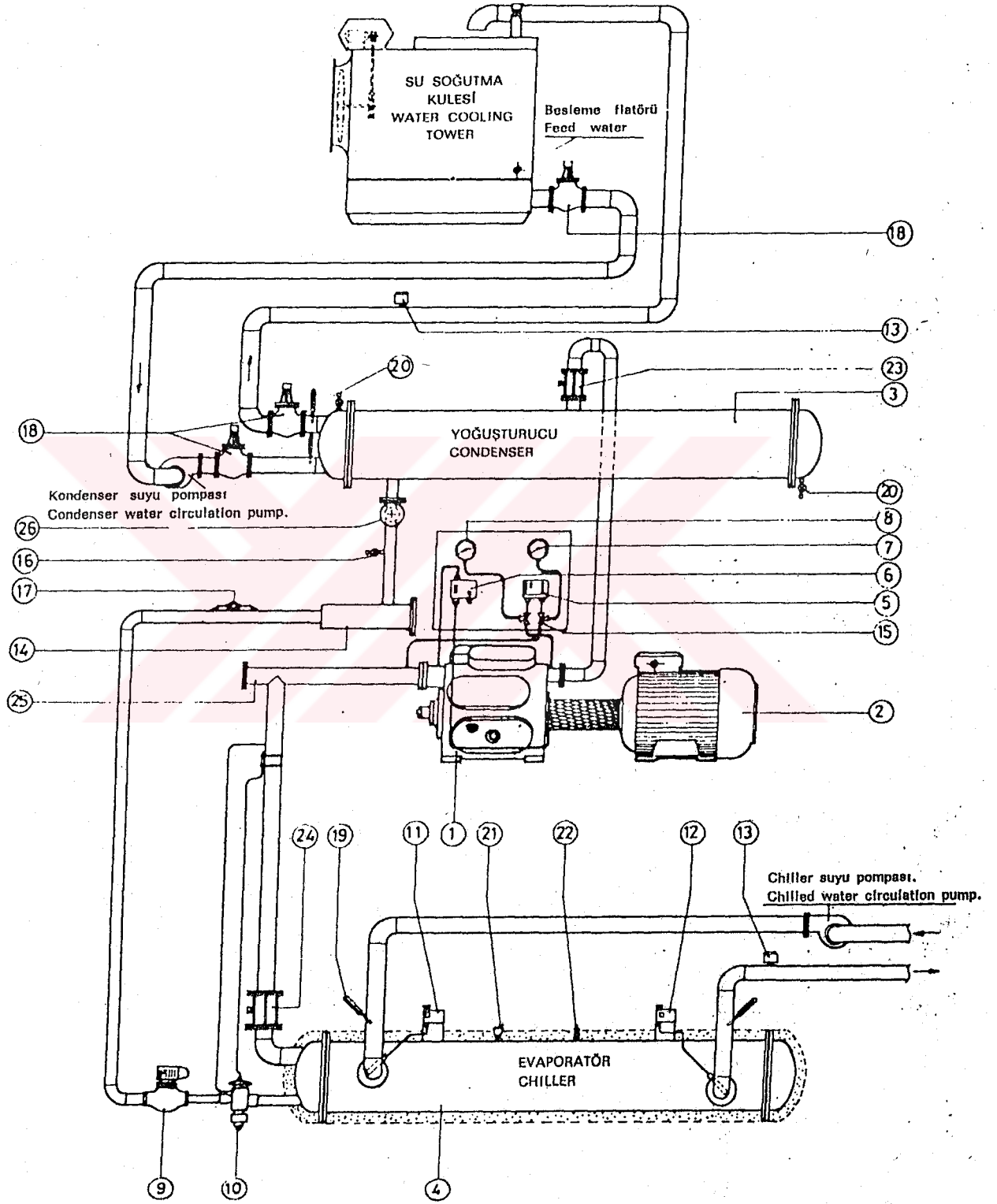
Soğutucu akışkan olarak chiller grubundan gelen soğutma suyunu kullanan soğutucu ve nem alıcı serpantinler, üzerinden geçen havayı soğutmak ve gerektiğinde nemini almak için kullanılır. Serpantinden geçen suyun yada refrigerantın sıcaklığı serpantine giren havanın çiğ noktası sıcaklığından düşükse havadaki nem serpantinler üzerine yoğuşacaktır. Bu tip serpantinler soğutma yaptığı gibi aynı zamanda havadan nemi almak içinde kullanılabilir. Chillerin ürettiği soğuk suyu kullanan soğutma serpantin birimleri, büyük ölçüde aynı anda havanın nemini ve duyulur ısını almak için tasarlanırlar[10].

Chiller suyunu soğutma ortamı olarak kullanan değişik tiplerde soğutma serpantinleri Şekil 3-2' de görülmektedir. Pratikte suyu soğutma ortamı olarak kullanan bütün bu tip serpantinlerde, suyun serpantin boyunca akış yönüyle havanın serpantin boyunca akış yönü birbirine terstir. Bu tip serpantinlere ters akımlı serpantinler denir. Şekil 3.2-b' de görülmektedir. Paralel akışta ise su ve hava aynı yönde akmaktadır. Bu durum da Şekil 3-1-a' da görülmektedir. Paralel

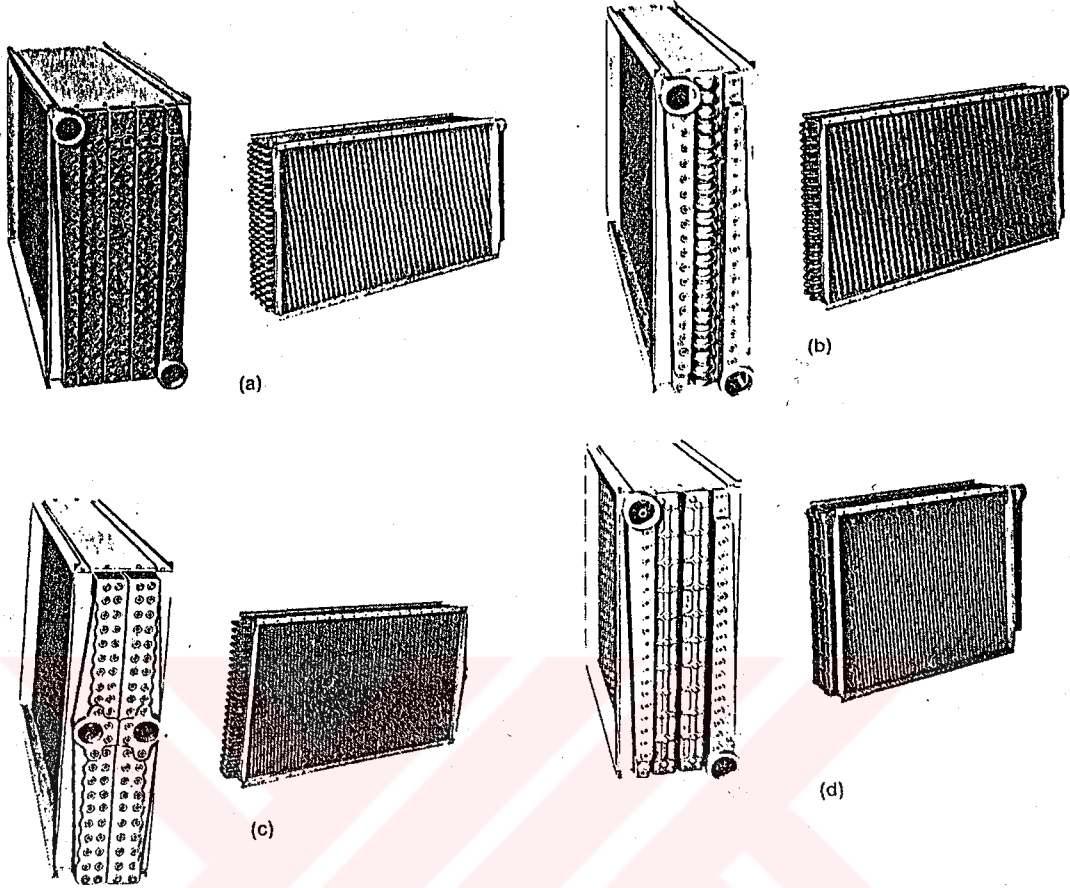
serpantinler, verilen şartlarda ısı transferi için ilave alan gerektirdiğinden ticari uygulamalarda nadiren kullanılır[10]. Şekil 3-2' de şematik olarak paralel ve ters akımlı serpantinler görülmektedir.

Şekil 3-1' de belirtilen chiller grubunun elemanları aşağıdaki gibidir,

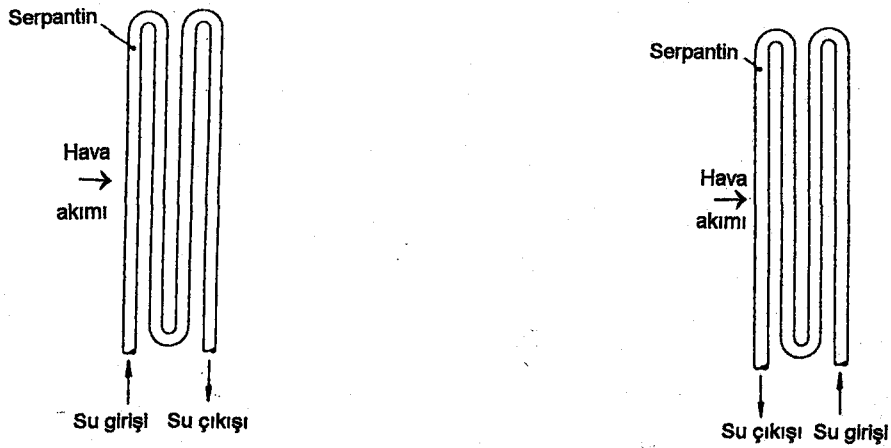
- 1- Kompresör
- 2- Elektrik motoru
- 3- Kondenser
- 4- Evaporatör
- 5- Alçak ve yüksek basınç presostatı
- 6- Diferansiyel yağ basınç presostatı
- 7- Alçak basınç manometresi
- 8- Yüksek basınç manometresi
- 9- Selenoid valf
- 10- Termostatik genişleme valfi
- 11- İşletme termostati
- 12- Donma termostati
- 13- Kurutucu filtre
- 14- Akış otomatiği
- 15- Üç yollu soğutma vanaalrı
- 16- Şarj vanası
- 17- Gözetleme camı
- 18- Su vanaları
- 19- Termometreler
- 20- Tahliye vanaları
- 21 Hava tahliye vanaları
- 22- Emniyet ventili
- 23- Basma hattı soğutma vanası
- 24- Emme hattı soğutma vanası
- 25- Filtre
- 26- Kondenser çıkış soğutma vanası



Şekil 3-1: Chiller Grubu



Şekil 3-2: Chiller Suyunu Kullanan Soğutma Serpantinleri a) Suyu alınabilen soğutma serpantini, b) Temizlenebilen soğutma serpantini, c) Tek sıralı soğutma serpantini , d) Suyu alınabilen çift sıralı soğutma serpantini



Şekil 3-3: Serpantin Şematik Gösterimi a) Paralel akış, b) Ters akış

4. BÖLÜM

CHILLER VE SOĞUTUCU - NEM ALICI SERPANTİN ÇİFTİNİN MODELLENMESİ

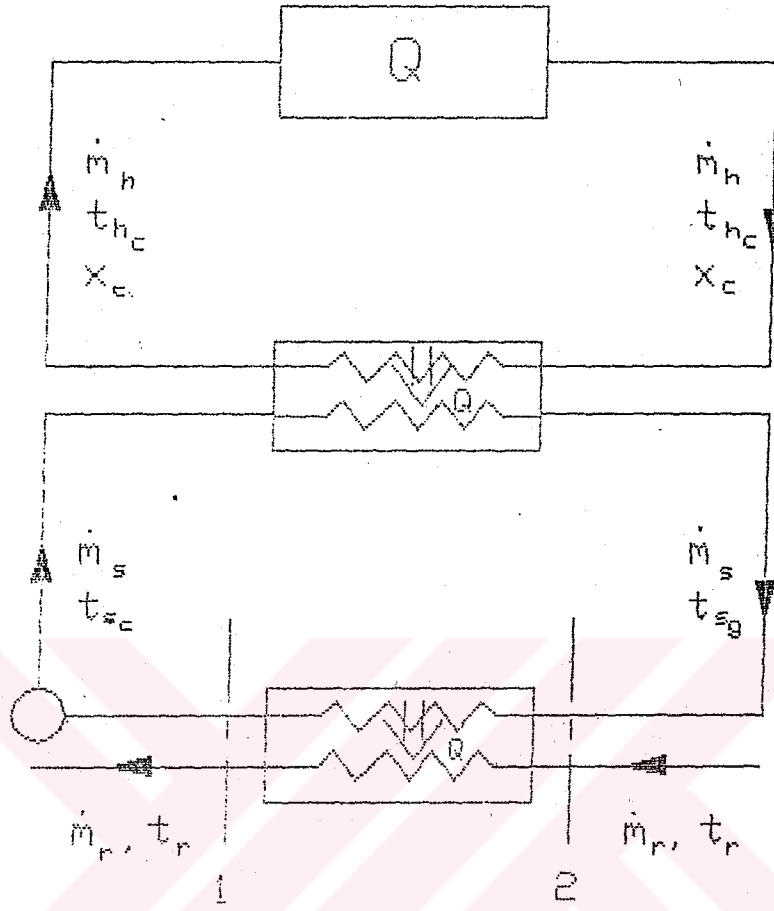
4.1. Modelin Tanımlanması

Model chiller ve soğutucu-nem alıcı serpantin çiftinden oluşmaktadır. Şekil 4-1' de model ve modelde etkili olan parametreler görülmektedir. Şekil 4-2' de ise modelin chiller kısmında soğutucu akışkanın (refrigerant) ve suyun chillerde uğradığı sıcaklık değişimi görülmektedir.

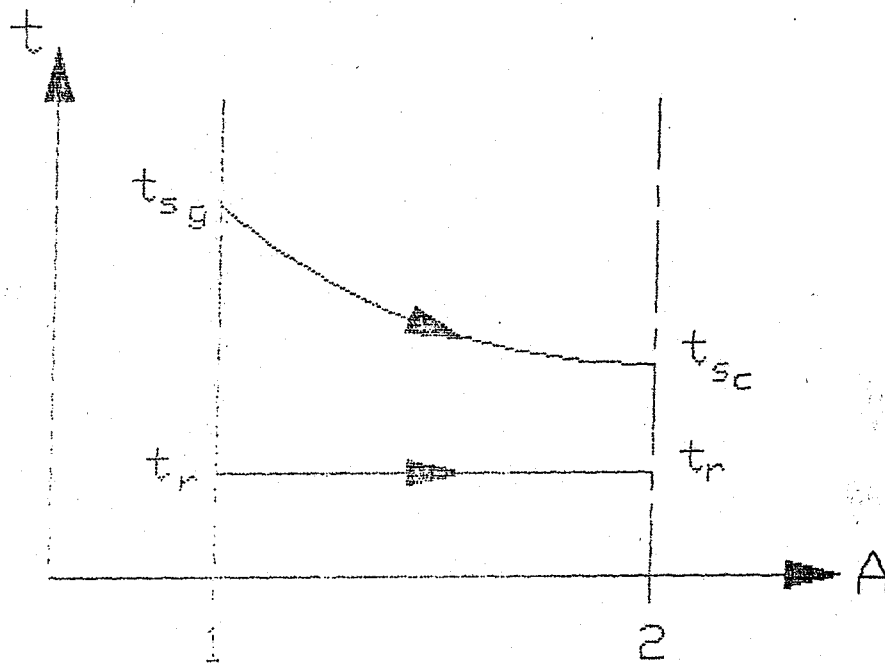
Modelin teorik olarak dayandığı temel; hava serpantin üzerinden geçirilirken sıcaklığı çığ noktası sıcaklığının altına düşünceye kadar havadan nem ayrılması olmayacak yani serpantin üzerinde önce kuru bir yüzey oluşacak ve daha sonra sıcaklığı çığ noktası sıcaklığının altına düşürüldükten sonra havadan nem ayrılması olacak ve su buharı serpantin üzerine yoğuşacaktır yani yaş bir yüzey oluşacaktır. Şekil 4-3' de kuru ve yaş yüzeyin oluşumu görülmektedir.

Havadan serpantin yüzeyine yoğuşan su ince bir film tabakası halinde teşekkül edecektir ve aynı zamanda yine ince bir film tabakası halinde suyun üzerinde doymuş hava filmi teşekkül edecektir. Oluşan film tabakaları çok incedir, bu yüzden yüzey, su filmi ve doymuş hava filmi aynı sıcaklıkta olduğu kabul edilebilir. Yüzey sıcaklığı ise hava sıcaklığı ile su sıcaklığı arasında değişecektir. Serpantin boyunca hava, yüzey ve su sıcaklıklarının değişimi Şekil 4-4' de gösterilmektedir.

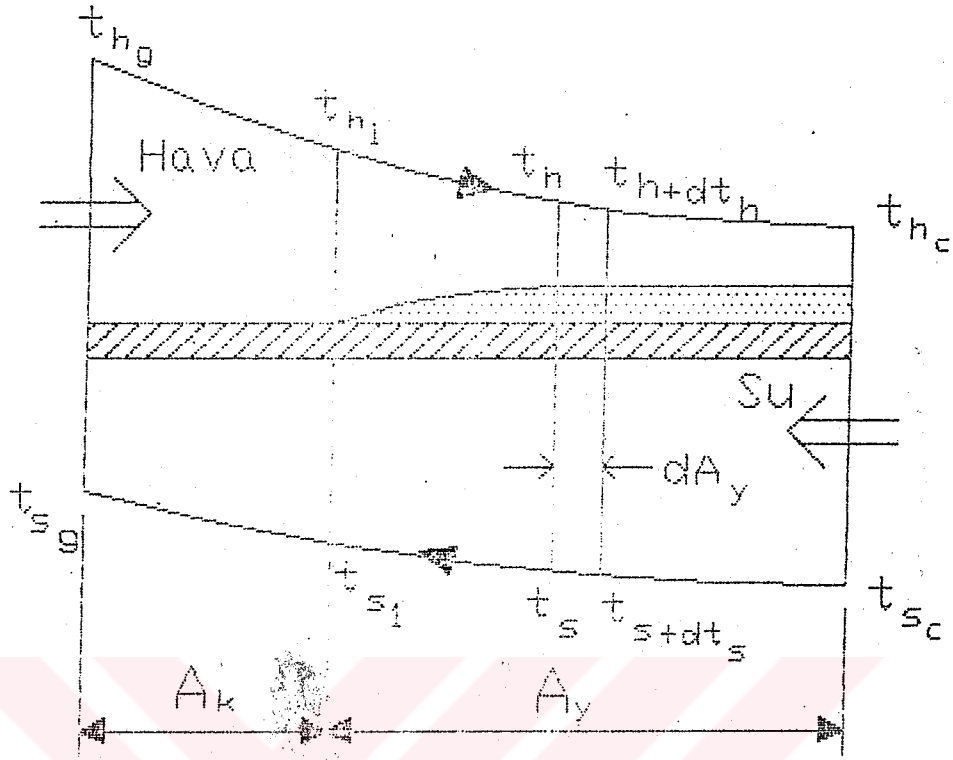
Modelin chiller kısmı düşünüldüğünde; chillerde suyun sıcaklığı soğutucu akışkanın (refrigerant) çektiği ısı yardımıyla düşürülmekte ve refrigerantın sadece faz değiştirdiği yani sıcaklığının değişmediği kabul edilmektedir. Soğutucu akışkan sudan çektiği ısıyı ve kompresörden aldığı enerjiyi kondenserde atmaktadır. Şekil 4-5' de de chiller grubunun akış diyagramı ve Şekil 4-6' da soğutma çevrimi görülmektedir.



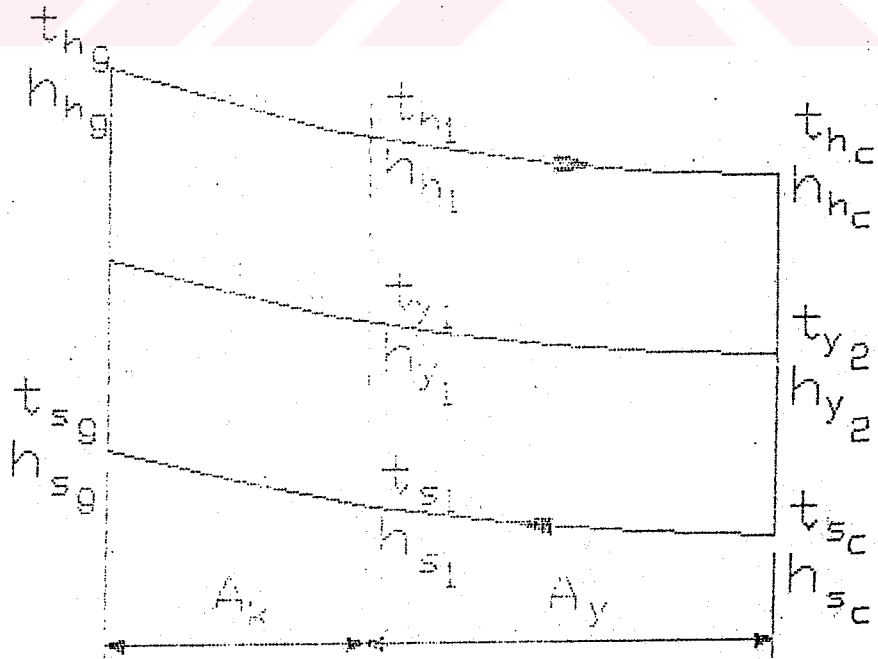
Şekil 4-1: Modelin Şematik Gösterilişi



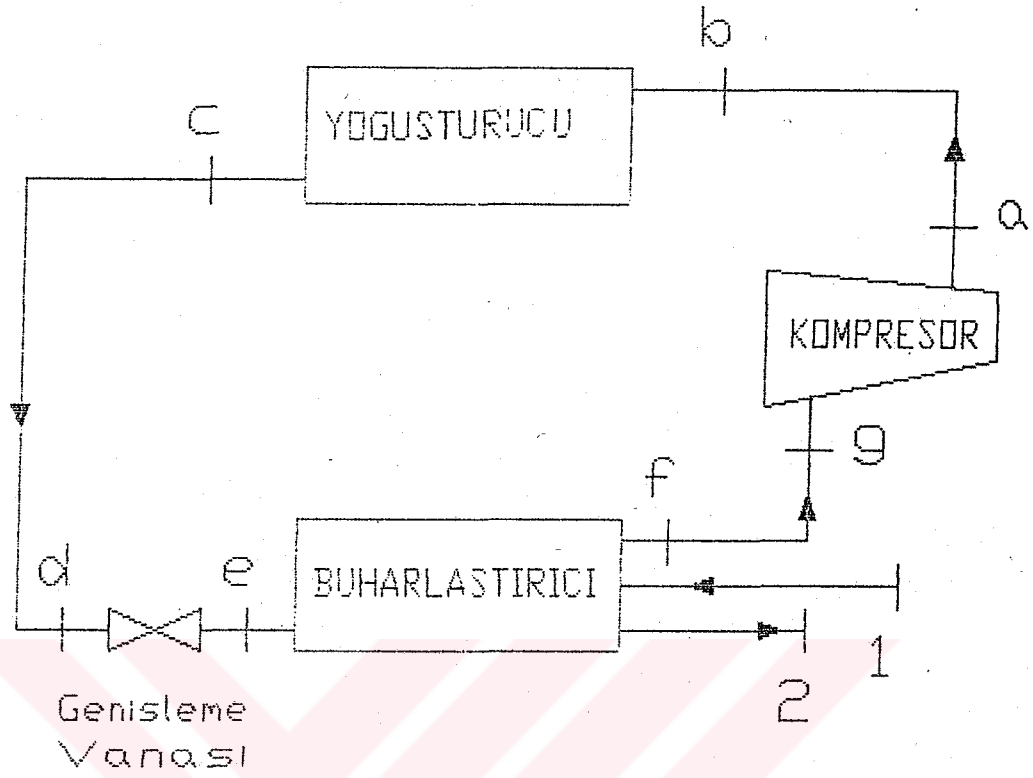
Şekil 4-2: Refrigerant-Su Çifti Sıcaklık Profili



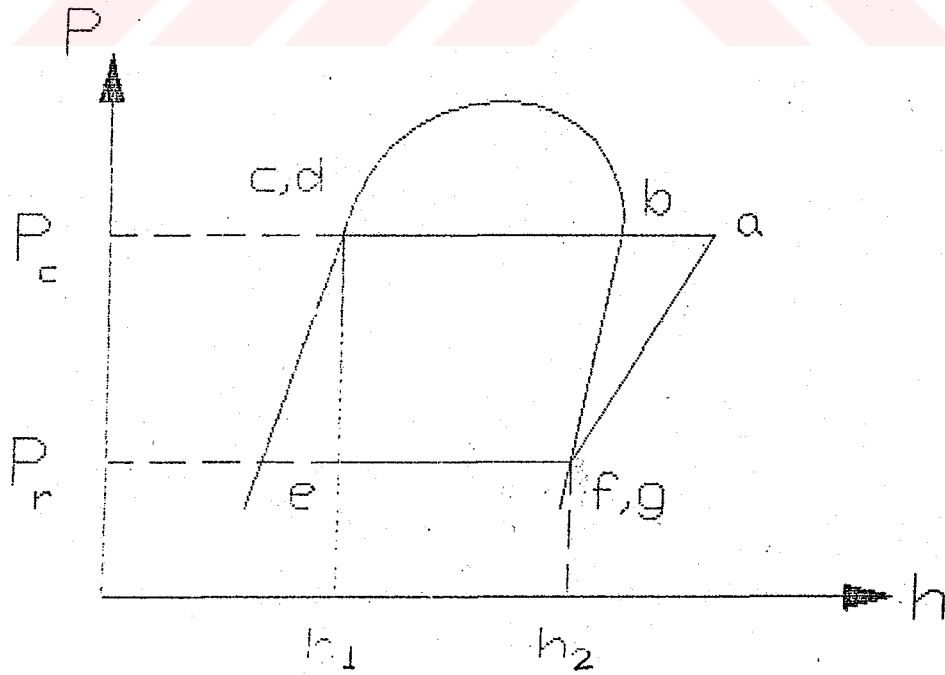
Şekil 4-3: serpantinde Kuru ve Yaş Yüzeyin Oluşması



Şekil 4.4: Hava, Yüzey ve Su Sıcaklıklarının Serpantin Boyunca Değişimi



Şekil 4-5: Chiller Grubunun Akış Diyagramı



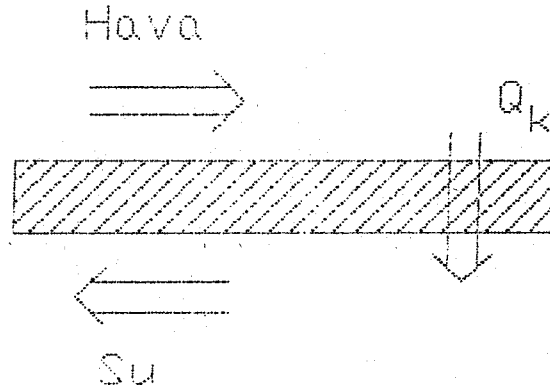
Şekil 4-6: Soğutma Çevrimi

4.2. Chiller ve Soğutucu-Nem Alıcı Serpantin Çiftinin Modellenmesinde Yapılan Kabuller

- 1) Yaş yüzeyde havadan yoğunlaşan su ve suyun üzerinde oluşan doymuş hava filmleri çok ince olduğundan yüzey ile aynı sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir.
- 2) Yaş yüzeyin başlangıcındaki yüzey sıcaklığı, havanın serpantin girişindeki çığ noktası sıcaklığı olarak alınmıştır.
- 3) Havanın yaş yüzeyin çıkışında doymuş olduğu varsayılmıştır.
- 4) Evaporatörde ortalama logaritmik sıcaklık farkı 5°C alınmıştır.
- 5) Soğutucu ve nem alıcı serpantine havanın giriş hızı yaklaşık 3 m/s olarak alınmış ve gerekli ısı transfer katsayıları bu hıza göre seçilmiştir.
- 6) Yaş yüzey ısı transferi hesabı esnasında birim yüzeyde saniyede buharlaşan su miktarı denklemlere etki ettirilirken, Le (Lewis sayısı) 1 olarak alınmıştır.

4.3. Kuru Yüzey Isı Transferi

Daha öncede bahsedildiği gibi hava serpantin üzerinden geçirilirken havanın sıcaklığı çığ noktası sıcaklığının altına düşürülmeden önce kuru bir yüzey oluşacaktır. Havadan önce yüzeye, yüzeyden de serpantinde dolaşan suya ısı transfer edilecektir. Şekil 4-7' de kuru yüzey ısı transferi şematik olarak görülmektedir.



Şekil 4.7 : Kuru Yüzey Isı Transferi

Kuru yüzey için toplam ısı transferi katsayısı yazılırsa,

$$\frac{1}{K_{hs}} = \frac{1}{\alpha_{hk}} + \frac{\lambda}{k_s} + \frac{A_k}{A_{s,k} \alpha_{cs}} \quad (4.1)$$

Burada,

K_{hs} : Hava su arasındaki toplam ısı transfer katsayısı ($\text{kJ} / ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}$)

α_{hk} : Havanın kuru yüzeydeki ısı taşınım katsayısı ($\text{kJ} / ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}$)

k_s : Cidar ısı iletim katsayısı ($\text{kJ} / ^\circ\text{C} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$)

α_{cs} : Cidar su arasındaki ısı taşınımı katsayısı ($\text{kJ} / ^\circ\text{C} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$)

$A_{s,k}$: Serpantin kuru yüzeydeki toplam iç alanı (m^2)

A_k : Kuru yüzeydeki serpantin toplam dış alanı kanatçıklar dahil (m^2)

λ : Cidar kalınlığı (m)

Kuru yüzey ısı transferi aşağıdaki formlarda yazılabilir,

$$Q_k = K_{hs} A_k \frac{(t_{hg} - t_{sg}) - (t_{h1} - t_{s1})}{\ln[(t_{hg} - t_{sg}) / (t_{h1} - t_{s1})]} \quad (4.2)$$

$$= \dot{m}_h c_{p_h} (t_{hg} - t_{h1}) \quad (4.3)$$

$$= \dot{m}_s c_{p_s} (t_{sg} - t_{s1}) \quad (4.4)$$

$$= \dot{m}_h (h_{hg} - h_{h1}) \quad (4.5)$$

Yukarıdaki denklemlerde,

Q_k : Kuru yüzey ısı transferi (kW)

t_{hg} : Havanın serpantine girişte kuru termometre sıcaklığı (°C)

$t_{sç}$: Suyun serpantine giriş (chillerden çıkış) sıcaklığı (°C)

t_{s1} : Kuru yüzeyin sonundaki su sıcaklığı (°C)

$\dot{m}_h$: Havanın kütle debisi (kg/s)

$\dot{m}_s$: Suyun kütle debisi (kg/s)

h_{hg} : Havanın serpantine girişteki entalpisi (kJ / kg)

h_{h1} : Havanın yaş yüzeyin başlangıcındaki entalpisi (kJ / kg)

c_{ph} : Havanın özgül ısısı (kJ /kg°K)

C_{ps} : Suyun özgül ısısı (kJ /kg°K)

Bilgisayar programında $C_{ph} = 1.0035 \text{ kJ / kg}^\circ\text{K}$ ve $C_{ps} = 4.18 \text{ kJ / kg}^\circ\text{K}$ alındı.

4.4. Yaş Yüzey Isı Transferi

Modelin tanımlanmasında da bahsedildiği gibi yüzey üzerinde ince su ve doymuş hava filmleri teşekkül edecektir. Yaş yüzeydeki ısı transferinde öncelikle ısı nemli havadan yüzeydeki doymuş hava filmine, hava filminden su filmine ve su filminden de yüzeye konveksiyon yoluyla geçecektir. Aynı zamanda konsantrasyon farkı nedeniyle doymuş hava filmine kütle transferi olacak ve geçen su buharı yüzeyde yoğunlaşarak ayrılacaktır[9]. Şekil 4.8' de yaş yüzey ısı transferi şematik olarak görülmektedir.

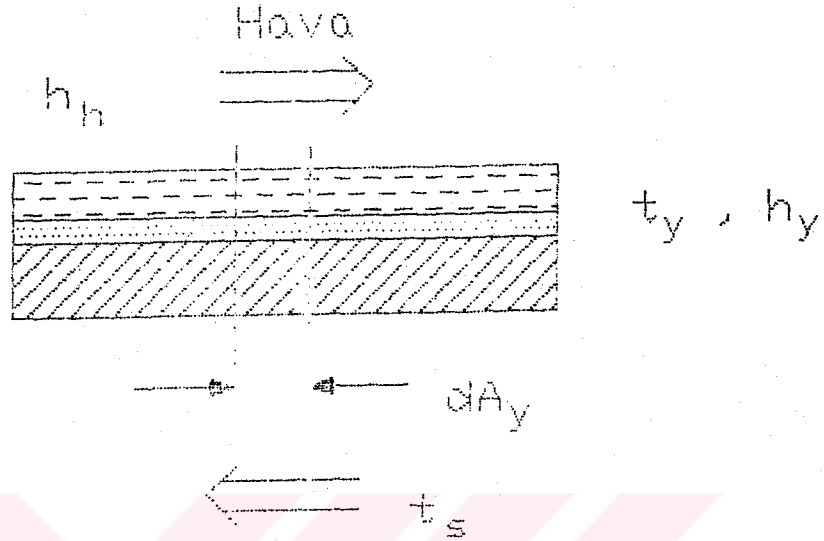
$$\frac{1}{K_{ys}} = \frac{\lambda}{k_s} + \frac{A_y}{A_{s,jy} \alpha_{cs}} \quad (4.6)$$

K_{ys} : yüzey ile serpantindeki su arasındaki toplam ısı transferi katsayısı
(kJ / °C.m².s)

A_y : Yaş yüzeydeki serpantin toplam dış alanı kanatçıklar dahil (m²)

α_{cs} : Su filmi ile cidar arasındaki konveksiyon ısı transferi katsayısı
(kJ / °C.m².s)

$A_{s,jy}$: Serpantin yaş yüzeydeki toplam iç alanı (m²)



Şekil 4-8: Yaş Yüzey Isı Transferi

Yaş yüzey ısı transferi hava, su ve yüzey parametreleri cinsinden ifade edilirse;

$$dQ_y = \frac{\alpha_{hy}}{C_{pnh}} (h_h - h_y) dA_y \quad (4.7)$$

$$= K_{ys} (t_y - t_s) dA_y \quad (4.8)$$

$$= -\dot{m}_h dh_h \quad (4.9)$$

$$= -\dot{m}_s C_{ps} dt_s \quad (4.10)$$

Denklemlerde,

Q_y : Yaş yüzey ısı transferi (kW)

α_{hy} : Havanın yaş yüzeydeki ısı taşınım katsayısı ($\text{kJ}/^\circ\text{Cm}^2\text{s}$)

h_y : Havanın entalpisi (kJ / kg)

t_h : Havanın sıcaklığı (°C)

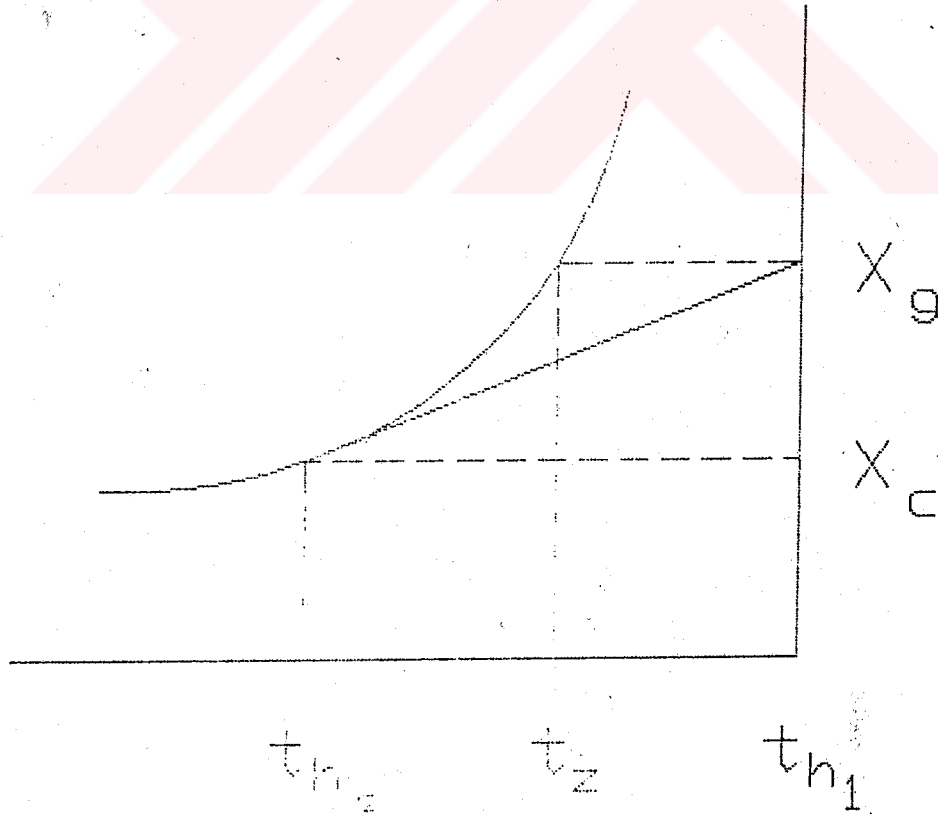
t_y : Yüzeyin sıcaklığı (°C)

$C_{p_{nh}}$: Nemli havanın özgül ısısı (kJ/kg°K)

Hesaplamalarda $C_{p_{nh}} \approx C_{p_n}$ alındı.

4.5. Yaş Yüzey Isı Transferinin Gizli ve Duyulur Isı Olarak İfadesi

Yaş yüzey ısı transferinde, havadan yaş yüzeye giriş ve çıkış sıcaklık farkından dolayı duyulur ısı, yüzeye giriş ve çıkış özgül nem farkından dolayı gizli ısı transfer edilmektedir. Daha önce bahsedildiği gibi havanın yaş yüzey sonunda doymuş olduğu kabul edilmiştir. Havanın yaş yüzeyde uğradığı psikometrik değişim Şekil 4.9' da görülmektedir.



Şekil 4-9: Yaş Yüzey Boyunca Havanın Uğradığı Psikometrik Değişim

$$Q_g = \dot{m}_h h_{sb_z} (X_g - X_c) \quad (4.11)$$

$$Q_d = \dot{m}_h C_{p_h} (t_{h1} - t_{hc}) \quad (4.12)$$

$$Q_y = Q_g + Q_d \quad (4.13)$$

$$Q_y = \dot{m}_h [h_{sb_z} (X_g - X_c) + C_{p_h} (t_{h1} - t_{hc})] \quad (4.14)$$

Burada,

Q_d : Havadan çekilen duyulur ısı miktarı (kW)

Q_g : Havadan çekilen gizli ısı miktarı (kW)

X_g : Havanın yaş yüzeye girişteki özgül nemi (kg su buharı / kg kuru hava)

X_c : Havanın yaş yüzeyin çıkışındaki özgül nemi (kg su buharı / kg kuru hava)

t_{hc} : Havanın yaş yüzeyin çıkışındaki kuru termometre sıcaklığı (°C)

h_{sb_z} : Havanın giriş şartlarındaki çiğ noktası sıcaklığında su buharının gizli buharlaşma ısısı (kJ / kg)

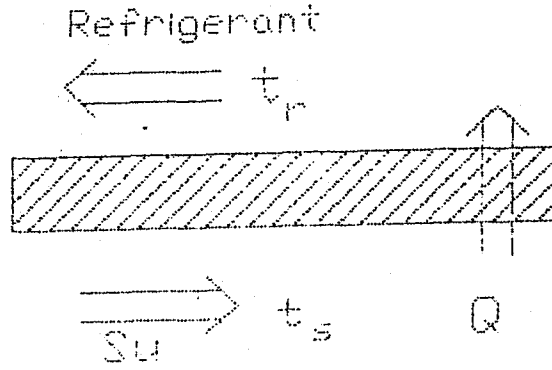
Bilgisayar programında $h_{sb_z} = 2464$ kJ / kg su buharı olarak alınmıştır.

4.6. Evaporatör-Chiller Isı Transferi

Evaporatörde sabit sıcaklıkta buharlaşan soğutucu akışkan buharlaşması için gerekli olan ısıyı soğutucu ve nem alıcı serpantinde dolaşan sudan çekmektedir. Bu yolla suyun soğutulması sağlanmaktadır. Şekil 4-10' da sudan ısı çekilmesi görülmektedir.

Toplam ısı transferi katsayısı ifade edilirse;

$$\frac{1}{K_{sr}} = \frac{1}{h_{cs}} + \frac{\lambda_e}{k_b} + \frac{1A_{b,d}}{h_{tc}xA_{b,l}} \quad (4.15)$$



Şekil 4-10: Evaporatör-Chiller Isı Transferi

Burada,

- K_{sr} : Refrigerant-su arasındaki toplam ısı katsayısı ($\text{kJ} / ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}$)
- h_{rc} : Refrigerant-cidar arasındaki ısı taşınım katsayısı ($\text{kJ} / ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}$)
- k_b : Cidar ısı iletim katsayısı ($\text{kJ} / ^\circ\text{C} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$)
- h_{cs} : Cidar-chiller suyu ısı taşınım katsayısı ($\text{kJ} / ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}$)
- $A_{b,d}$: Buharlaştırıcıdaki toplam dış alan (kanatçıklar dahil) (m^2)
- $A_{b,i}$: Buharlaştırıcıdaki toplam iç alan (m^2)
- λ_e : Evaporatör cidar kalınlığı (m)

$$Q = K_{sr} \times A_{b,d} \frac{(t_{sg} - t_{sc})}{\ln \left[(t_{sg} - t_r) / (t_{sc} - t_r) \right]} \quad (4.16)$$

$$Q = m_s c_{p_s} (t_{sg} - t_{sc}) \quad (4.17)$$

Denklemden,

t_r : Evaporatör sıcaklığı ($^\circ\text{C}$)

Q : Toplam ısı transferi (kW)

4.7. Kuru Yüzeyle Yaş Yüzeyin Kesiştiği Noktada Isı Transferi

Yaş yüzeyin başladığı noktadaki yüzey sıcaklığı ve entalpi değerleri, havanın giriş şartlarındaki çığ noktası değerlerine eşittir.

$$t_{y_1} = t''_{hg} \quad (4.18)$$

$$h_{y_1} = h''_{hg} \quad (4.19)$$

(4.7) ve (4.8) denklemleri, kuru yüzeyin bittiği yaş yüzeyin başladığı nokta için yazılır ve (4.4), (4.5) denklemleriyle birleştirilirse;

$$h_{h_1} = \frac{t''_{hg} - t_{sg} + \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_s C_{ps}} \right) h_{hg} + \frac{\alpha_{hy}}{C_{ph} K_{ys}} h''_{hg}}{\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_s C_{ps}} + \frac{\alpha_{hy}}{C_{ph} K_{ys}}} \quad (4.20)$$

Birim kuru yüzey için kuru yüzeyin sonundaki ısı transferi yazılırsa,

$$dQ_k = \alpha_{hk} (t_{h1} - t''_{hg}) dA_k \quad (4.21)$$

$$= K_{cs} (t''_{hg} - t_{s1}) dA_k \quad (4.22)$$

(4.3), (4.4) ve (4.21), (4.22) birleştirildiğinde, benzer şekilde;

$$t_{h1} = \frac{\left(1 + \frac{K_{cs}}{\alpha_{hk}}\right) t''_{hg} + \frac{\dot{m}_h C_{ph} K_{cs}}{\dot{m}_s C_{ps} \alpha_{hk}} t_{hg} - \frac{K_{cs}}{\alpha_{hk}} t_{sg}}{\left(1 + \frac{\dot{m}_h C_{ph} K_{cs}}{\dot{m}_s C_{ps} \alpha_{hk}}\right)} \quad (4.23)$$

$$\frac{1}{K_{cs}} = \frac{\lambda}{k_s} + \frac{A_k}{A_{s,k} \alpha_{cs}} \quad (4.24)$$

(4.18) ile başlayan (4.24) ile biten denklem takımında,

K_{cs} : Yüzey-serpantinde dolaşan su arasındaki toplam ısı transfer katsayısı
(kj / °C.m².s)

t_{y1} : Yaş yüzeyin başlangıcında yüzey sıcaklığı (°C)

t''_{hg} : Havanın giriş şartlarındaki çiğ noktası sıcaklığı (°C)

h_{y1} : Yaş yüzeyin başlangıcında yüzey entalpisi (kj / kg)

h''_{hg} : Havanın çiğ noktası sıcaklığındaki entalpisi (kj / kg)

4.8. Modellemede Etkili Olan Yardımcı Denklemlerin Çıkarılışı

(4.7) ifadesi logaritmik entalpi ve (4.8) ifadesi logaritmik sıcaklık cinsinden yazılabilir.

$$Q_y = \frac{\alpha_{hy}}{C_{ph}} \frac{(h_{h1} - h_{y1})(h_{hg} - h_{y2})}{\ln[(h_{h1} - h_{y1}) / (h_{hg} - h_{y2})]} A_y \quad (4.25)$$

$$= K_{ys} \frac{(t_{y1} - t_{s1}) - (t_{y2} - t_{s2})}{\ln[(t_{y1} - t_{s1}) / (t_{y2} - t_{s2})]} A_y \quad (4.26)$$

(4.7) ve (4.8) birbirine eşitlenirse;

$$\frac{\alpha_{hy}}{C_{pnh}} (h_h - h_y) dA_y = K_{ys} (t_y - t_s) dA_y$$

$$\frac{t_y - t_s}{h_h - h_y} = \frac{\alpha_{hy}}{C_{pnh} K_{ys}}$$

Verilen belli bir serpantin için $\left(\frac{\alpha_{hy}}{C_{pnh} K_{ys}} \right)$ değeri sabittir ve $\left(\frac{\text{kg}^\circ\text{C}}{\text{kJ}} \right)$ boyutundadır.

$$\frac{t_y - t_s}{h_h - h_y} = \frac{\alpha_{hy}}{C_{pnh} K_{ys}} = \bar{S} \quad (4.27)$$

(4.27) denklemini havanın geçirdiği psikometrik değişim boyunca yaş yüzey boyunca bütün noktalar için yazılabilir. Yaş yüzeyin başlangıç ve bitiş noktaları için,

$$\frac{t_{y1} - t_{s1}}{h_{h1} - h_{y1}} = \frac{t_{y2} - t_{s2}}{h_{h2} - h_{y2}} = \bar{S} \quad (4.28)$$

(4.9(ve (4.10) denklemini integre edilip birbirine eşitlendiğinde,

$$\dot{m}_h (h_{h1} - h_{h2}) = \dot{m}_s C_{ps} (t_{s1} - t_{s2})$$

$$\frac{t_{s1} - t_{s2}}{h_{h1} - h_{h2}} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_s C_{ps}} = N \quad (4.29)$$

N değeri $\left(\frac{\text{kg}^\circ\text{C}}{\text{kJ}} \right)$ boyutunda olup havanın ve suyun kütle debisine göre değişmektedir.

(4.17) denkleminde t_{sg} ifadesi çekilirse,

$$t_{sg} = t_{sç} + \frac{Q}{\dot{m}_s C_{ps}} \quad (4.30)$$

Evaporatörde logaritmik ortalama sıcaklık farkı 5°C alınabilir.

$$\frac{(t_{sg} - t_{sç})}{\ln\left[\frac{(t_{sg} - t_r)}{(t_{sç} - t_r)}\right]} = 5^\circ\text{C} \quad (4.31)$$

(4.16) denkleminde $A_{b,d}$ ifadesi çekilirse,

$$A_{b,d} = \frac{Q}{5K_{sr}} \quad (4.32)$$

$A_{b,d}$ ifadesi tekrar (4.16) denkleminde yerine konur ve (4.17) denkleminde eşitlenirse,

$$K_{sr} \frac{Q(t_{sg} - t_{sç})}{5K_{sr} \ln\left[\frac{(t_{sg} - t_r)}{(t_{sç} - t_r)}\right]} = \dot{m}_s C_{ps} (t_{sg} - t_{sç})$$

$$t_r = \frac{t_{sç} e^{\frac{Q}{\dot{m}_s C_{ps}}} - t_{sg}}{e^{\frac{Q}{\dot{m}_s C_{ps}}} - 1} \quad (4.33)$$

Modellemede etkili olan yardımcı denklemler,

h_{h_1} : Havanın yaş yüzey başlangıcındaki entalpisi (kJ/kg)

$h_{hç}$: Havanın yaş yüzey çıkışındaki entalpisi (kJ/kg)

h_{y_2} : Yaş yüzeyin sonundaki yüzey entalpisi (kJ/kg)

t_{y_2} : Yaş yüzeyin sonundaki yüzey sıcaklığı ($^\circ\text{C}$)

5. BÖLÜM

SİSTEME VERİLEN ENERJİ MİKTARLARININ HESAPLANMASI

5.1. Kompresöre Verilmesi Gerekli Enerji Miktarı

Chiller grubunda kompresöre verilmesi gerekli enerji miktarını bulmak için daha gerçekçi olması açısından katalog bilgilerinden elde edilen verilere göre performans grafiği çizilen kompresör modelinden yararlanılmıştır. Şekil 5-1. deki grafiğin üst tarafındaki eğriler soğutma kapasite eğrilerini göstermektedir. Kompresör tek başına soğutma kapasitesini sağlayamaz fakat evaporatörde verilen soğutma kapasitesini sağlamak için gerekli refrigerantı sıkıştırma kapasitesine sahiptir. Evaporatör sıcaklığındaki artma yada kondenser sıcaklığındaki azalma sonucunda soğutma kapasitesi azalacaktır[11].

Şekil 5-1' de alt taraftaki eğri kümeleri kompresöre verilmesi gerekli güç miktarını göstermektedir. Şekil 5-1' deki performans bilgilerinden soğutma kapasitesini ve kompresöre verilmesi gerekli enerji miktarını ifade etmek için bir seçim, aşağıdaki şekilde matematiksel denklemler oluşturmaktadır.

$$q = c_1 + c_2 t_r + c_3 t_r^2 + c_4 t_c + c_5 t_c^2 + c_6 t_r t_c + c_7 t_r^2 t_c + c_8 t_r t_c^2 + c_9 t_r^2 t_c^2 \quad (5.1)$$

$$P_k = d_1 + d_2 t_r + d_3 t_r^2 + d_4 t_c + d_5 t_c^2 + d_6 t_r t_c + d_7 t_r^2 t_c + d_8 t_r t_c^2 + d_9 t_r^2 t_c^2 \quad (5.2)$$

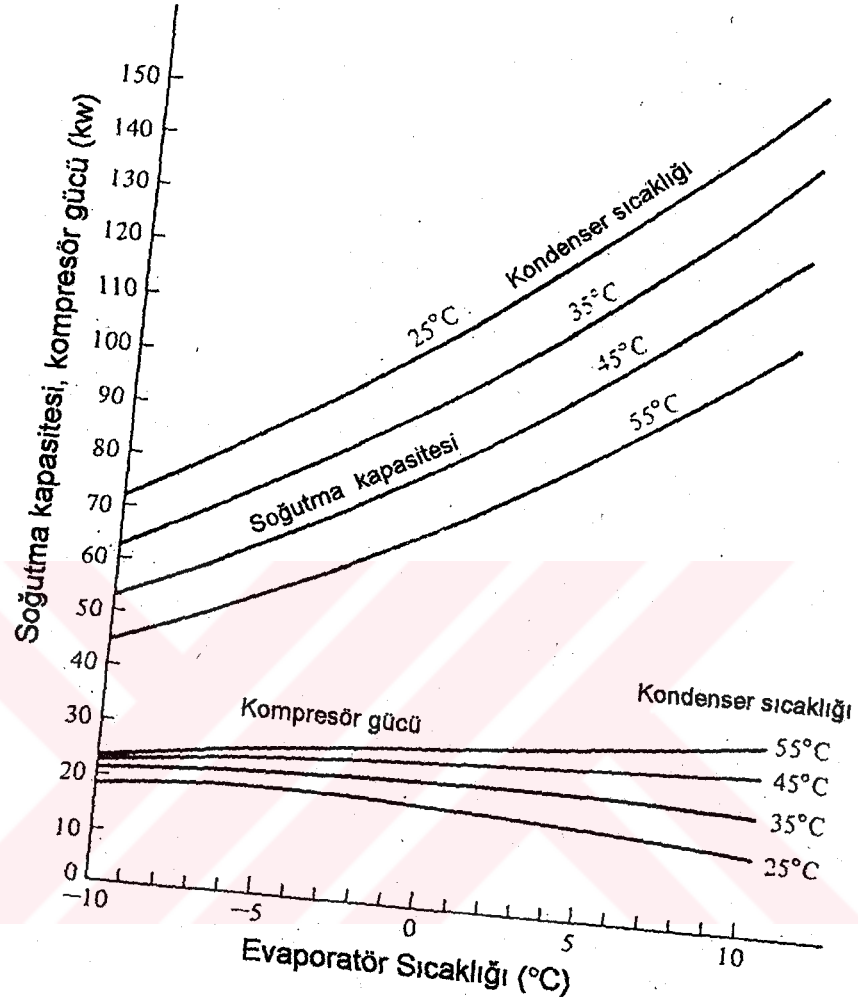
Burada,

q : Soğutma kapasitesi (kW)

P_k : Kompresöre verilmesi gereken güç (kW)

t_r : Evaporatör sıcaklığı (°C)

t_c : Kondenser sıcaklığı (°C)



Şekil 5-1: Refrigerant-22 kullanan, hızı 1750 d/dak hermetik pistonlu kompresörün performans grafiği

Şekil 5-1' deki kompresör için (5.1) ve (5.2) nolu denklemlerde kullanılan sabitler denklem uydurma teknikleriyle belirlenir. Örneğin en küçük kareler metodu yada grafik üzerinde seçilen dokuz tane nokta (5.1) ve (5.2) nolu denklemlerde yerine konduğunda oluşturulan dokuz denklemden c ve d sabitleri bulunur. Sabitlerin sayısal değerleri aşağıda tablo 5-1' de gösterilmiştir[11].

Tablo 5-1: (5.1) ve (5.2) nolu denklemlerde kullanılan sabitlerin değerleri

C ₁	137.402	d ₁	1.00618
C ₂	4.60437	d ₂	-0.893222
C ₃	0.061652	d ₃	-0.01426
C ₄	-1.118157	d ₄	0.870024
C ₅	-0.001525	d ₅	-0.0063397
C ₆	-0.0109119	d ₆	0.033889
C ₇	-0.00040148	d ₇	-0.00023875
C ₈	-0.00026682	d ₈	-0.00014746
C ₉	0.000003873	d ₉	0.0000067962

Soğutma yükü ve kompresöre verilmesi gerekli enerji miktarı biliniyorsa çevrimin soğutma tesir katsayısı bulunabilir.

$$STK = \frac{q}{P_k} \quad (5.3)$$

Burada,

STK : Soğutma tesir katsayısı

5.2. Fana Verilmesi Gerekli Enerji Miktarı

Fana verilen elektrik enerjisi aşağıdaki formül kullanarak yaklaşık olarak hesaplanabilir,

$$\bar{P} = 9768.12 \frac{\bar{V} \cdot h_s}{n_s} \quad (5.4)$$

Burada,

h_s : Fanın statik basıncı (mSS)

n_s : Fanın statik verimi

$\bar{P}$: Fana verilen elektrik enerjisi (W)

h_s , değeri hava dağıtım sistemindeki kanallar, dirsekler ve diğer elemanlar kullanarak hesaplanır.

n_s değeri hesaplamalarda ortalama olarak 0.60 alınabilir.

$$\bar{V} = \dot{m}_h V_g \quad (5.5)$$

$$\bar{P} = 9768.12 \frac{\dot{m}_h \times V_g \times h_s}{n_s} \quad (5.6)$$

5.3. Optimum Su Sıcaklığının Bulunması

Optimum su sıcaklığı, fana ve kompresöre verilen enerji miktarlarının toplamının minimum olmasını sağlayan su sıcaklığıdır. Kompresöre verilmesi gereken enerji miktarı değişen su sıcaklıklarına göre (5.2) denklemi kullanarak hesaplanır. Değişen su sıcaklıklarında fana verilen enerji miktarının değişken olması için fandan geçen havanın kütle debisinin değişken olması lazımdır. Değişen su sıcaklıklarında fandan geçen havanın kütledebisini bulmak için daha önceden bulunan (4.27) ve (4.28) denklemlerine

$$\frac{t_{y1} - t_{s1}}{h_{h1} - h_{y1}} = \bar{S}$$

$$\frac{t_{s1} - t_{sg}}{h_{h1} - h_{hg}} = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_s c_{ps}}$$

ek olarak (4.4) ve (4.5) denklemleri birbirine eşitlenirse,

$$\dot{m}_s c_{ps} (t_{sg} - t_{s1}) = \dot{m}_h (h_{hg} - h_{h1}) \quad (5.7)$$

ve son olarak (4.9) denklemi integre edilip (4.4) denklemiyle toplanırsa toplam soğutma yükünü veren denklem elde edilir.

$$\dot{m}_s c_{p_s} (t_{sg} - t_{s_1}) + \dot{m}_h (h_{h_1} - h_{h_c}) = Q \quad (5.8)$$

(4.27), (4.28) ve (5.6) denklemlerinden t_{s_1} , $\dot{m}_h$ ve h_{h_c} değerleri ifade edilebilir.

$$t_{s_1} = t_{y_1} - \bar{s}h_{h_1} + \bar{s}h_{y_1} \quad (5.9)$$

$$\dot{m}_h = \dot{m}_s c_{p_s} \frac{(t_{sg} - t_{y_1} + \bar{s}h_{h_1} - \bar{s}h_{y_1})}{(h_{hg} - h_{h_1})} \quad (5.10)$$

$$h_{h_c} = h_{h_1} - (h_{hg} - h_{h_1}) \frac{(t_{y_1} - \bar{s}h_{h_1} + \bar{s}h_{y_1} - t_{s_c})}{(t_{sg} - t_{y_1} + \bar{s}h_{h_1} - \bar{s}h_{y_1})} \quad (5.11)$$

t_{s_1} , $\dot{m}_h$ ve h_{h_c} ifadeleri (5.7) denkleminde yerine konduğunda lineer olmayan bir denklem elde edilir.

$$\dot{m}_s c_{p_s} a_x^2 (a_y + 1) + a_y^2 (a_z - a_x Q) = 0 \quad (5.12)$$

Burada,

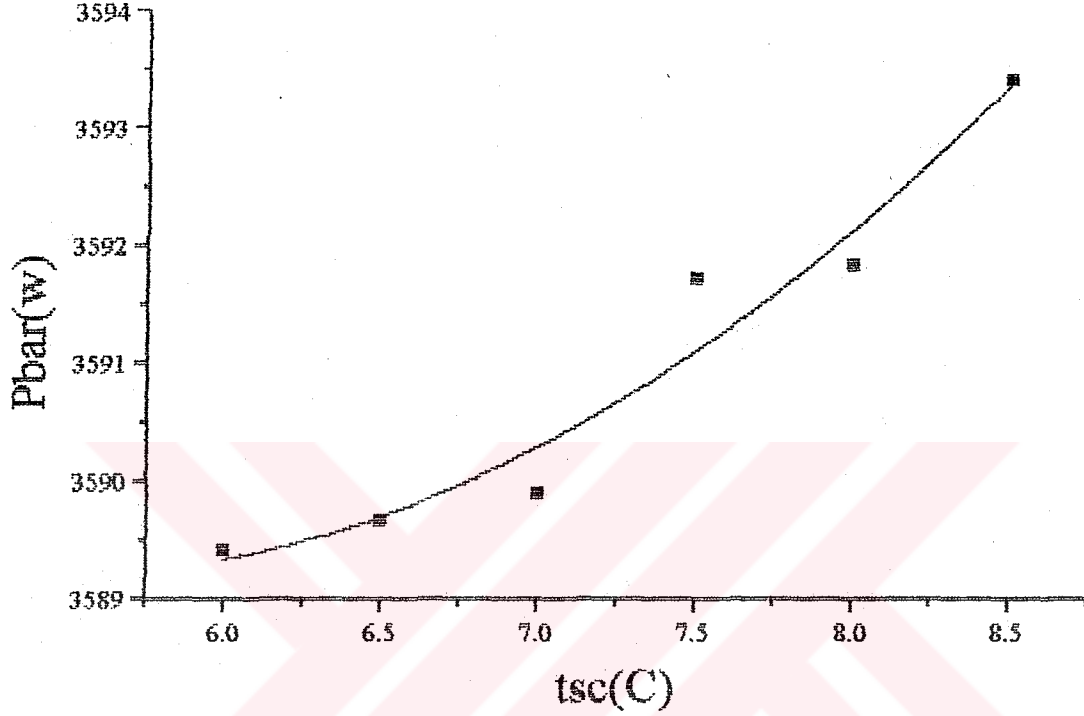
$$a_x = t_{sg} - t_{y_1} + \bar{s}h_{h_1} - \bar{s}h_{y_1}$$

$$a_y = h_{hg} - h_{h_1}$$

$$a_z = t_{y_1} - \bar{s}h_{h_1} + \bar{s}h_{y_1} - t_{s_c}$$

Değişen t_{s_c} değerlerine karşılık t_{sg} değerleri (4.29) denklemine göre değişmekte ve h_{h_1} değeri de (5.11) denklemine göre değişmektedir. t_{y_1} , $\bar{s}$, h_{h_1} ve q değerleri sabit olarak kullanılmaktadır. Lineer olmayan (5.11) denklemi Ek-A' daki bilgisayar programındaki alt programlarda kullanılan yöntemle çözülmekte ve bulunan h_{h_1} değerleri (5.9) denkleminde yerine konularak su sıcaklığına göre

değişen havanın kütleli debisi bulunmaktadır. Sonuçta (5.5) denklemini kullanarak su sıcaklığına göre değişen fana verilmesi gereken enerji miktarları elde edilmektedir. Şekil 5.2' de değişen su sıcaklıklarına göre fana verilmesi



Şekil 5-2: Serpantine giren su sıcaklığına göre değişken hava kütlesi durumunda fana verilmesi gereken enerjinin değişimi

Optimum su sıcaklığını bulmak için sisteme verilen optimum enerji miktarının bulmak gereklidir. Optimum enerji miktarı Tablo 5-2' deki su sıcaklığına göre değişen toplam enerji miktarları incelenerek bulunabilir.

Tablo 5-2: Serpantine giren su sıcaklığına göre sisteme verilen toplam enerji miktarlarının bulunuşu

$t_{sc}(^{\circ}\text{C})$	$P_k(\text{kW})$	$P_{bar}(\text{kW})$	P_k+P_{bar}
6	23.90	3.589416	27.4894
6.5	23.91	3.589668	27.4996
7	23.908	3.589894	27.4978
7.5	23.899	3.591716	27.4907
8	23.883	3.591828	27.4748
8.5	23.859	3.593407	27.4524

Tablo 5-2' den görüldüğü gibi sisteme verilen optimum enerji miktarı 27.4524 kW' dır. Optimum enerji miktarını sağlayan sı sıcaklığı ise 8.5 °C dir.

6. BÖLÜM

MODELİ OLUŞTURAN DENKLEMLERİN BİLGİSAYARLA ÇÖZÜMÜ

6.1. Bilgisayar Programının İşletilmesi ve Sonuçların Alınması

Bilgisayar programı bir ana ve iki tane alt programdan oluşmaktadır. Ana programda lineer olan denklemler alt programlarda ise lineer olmayan denklemler çözülmektedir. Ana programda giriş ve çıkış dosyaları bulunmaktadır. Giriş dosyasındaki verilerin bir kısmı program esnasında değiştirilmiş, bir kısmı sabit tutulmuştur. Kabul edilen hava hızına göre seçilen ısı transfer katsayıları program esnasında değiştirilmemiştir. Bu katsayılar;

$$\begin{aligned}f_{kys} &= 0.1 \text{ Kj} / ^\circ\text{Cm}^2\text{s} \\f_{khs} &= 0.045 \text{ Kj} / ^\circ\text{Cm}^2\text{s} \\f_{kcs} &= 0.16 \text{ Kj} / ^\circ\text{Cm}^2\text{s} \\alphk &= 0.08 \text{ Kj} / ^\circ\text{Cm}^2\text{s} \\alphy &= 0.086 \text{ Kj} / ^\circ\text{Cm}^2\text{s}\end{aligned}$$

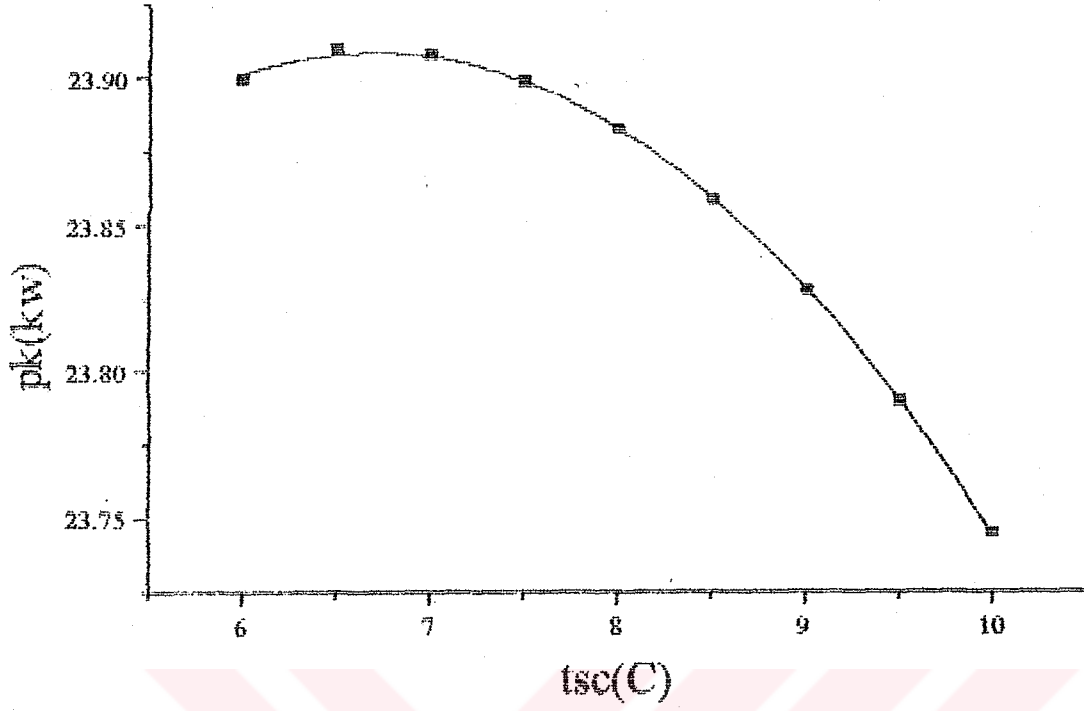
Giriş dosyasındaki diğer parametreler q , (thg) , X_g , $vbar$, f_s , f_{ms} program esnasında değiştirilebilir. Ayrıca ana programın içinde olan t_{sc} değeri giriş dosyasındaki parametrelere bağlı olmaksızın sürekli olarak belli aralıklarla otomatik olarak artmaktadır. Chill alt programında lineer olmayan denklem takımından t_{y_2} ve h_{y_2} değerleri, ler alt programında ise X_c değeri bulunarak ana programa gönderilmektedir. Ayrıca program esnasında değiştirilebilecek bazı değerlerde sabit alınmıştır. Bu değerler,

$$\begin{aligned}t_{hg} &= 27^\circ\text{C} \\X_g &= 0.010 \text{ kg su buharı} / \text{kg kuru hava} \\f_s &= 0.25 \\f_{ms} &= 2.5 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

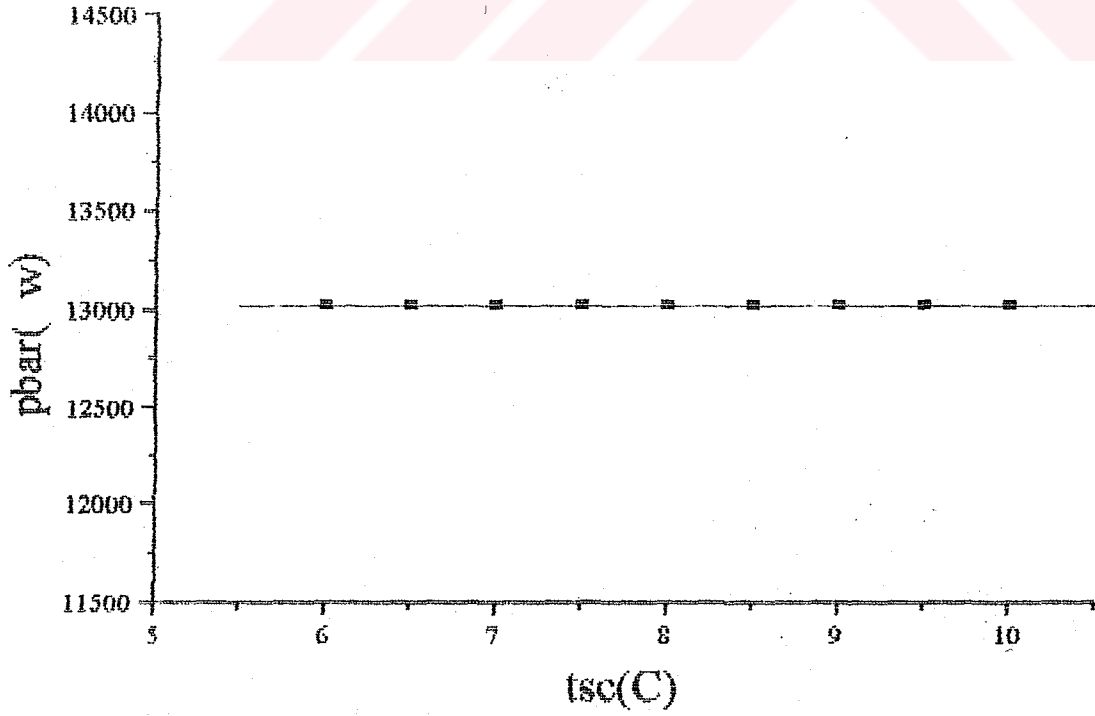
Bilgisayar programında q , $vbar$ ve t_{sc} değerleri değiştiğinde diğer parametrelerin nasıl değiştiği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, grafikler

halinde sunulmuştur Şekil 6-1 ile Şekil 6-8 arası grafiklerde q , thg , Xg , $vbar$, fs ve fms değerleri sabit tutularak, serpantine giren su sıcaklığının belirli aralıklarla değiştirildiğinde sisteme etki eden parametrelerin nasıl değiştiği görülmektedir. Şekil 6-9 ile Şekil 6-14 arası ikinci grup grafiklerde, tsc , thg , Xg , $Vbar$, fs ve fms değerleri sabit tutularak soğutma yükü belirli aralıklarla değiştirildiğinde, sisteme etki eden parametrelerin nasıl değiştiği görülmektedir. Şekil 6-15 ile Şekil 6-22 arasında değişen son grup grafiklerde tsc , q , thg , Xg , fs ve fms değerleri sabit tutularak havanın hacimsel debisi belirli aralıklarla değiştirildiğinde, modelde etkili olan diğer parametrelerin nasıl değiştiği görülmektedir.

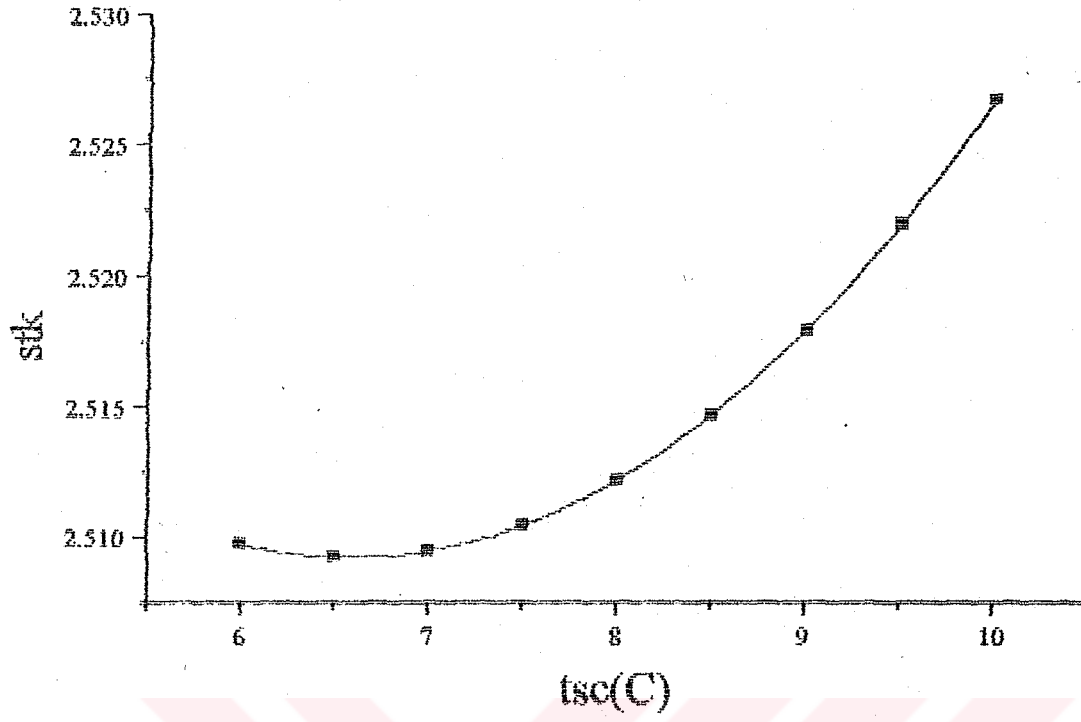




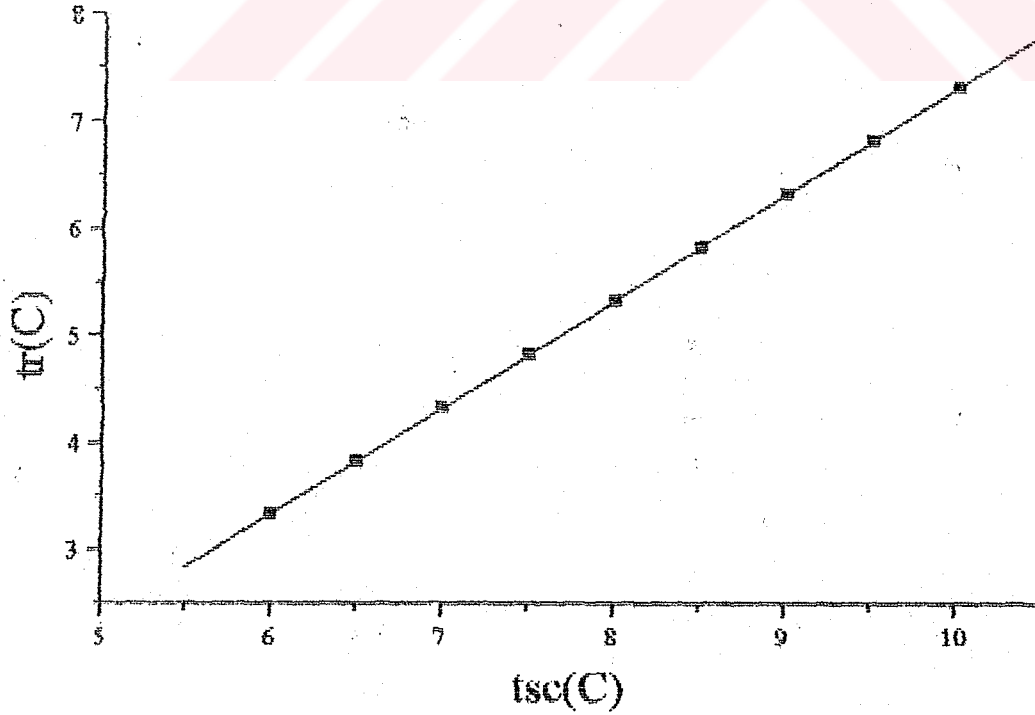
Şekil 6-1: Serpantine giren su sıcaklığına göre kompresöre verilmesi gerekli enerjinin değişimi



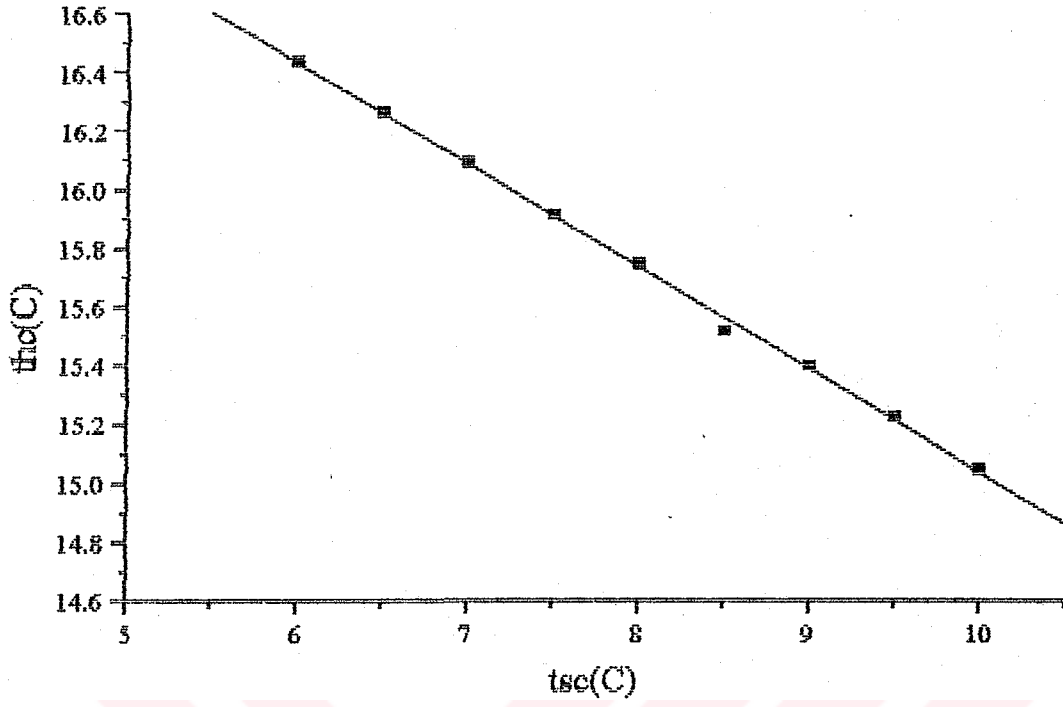
Şekil 6-2: Serpantine giren su sıcaklığına göre fana verilmesi gerekli enerjinin değişimi



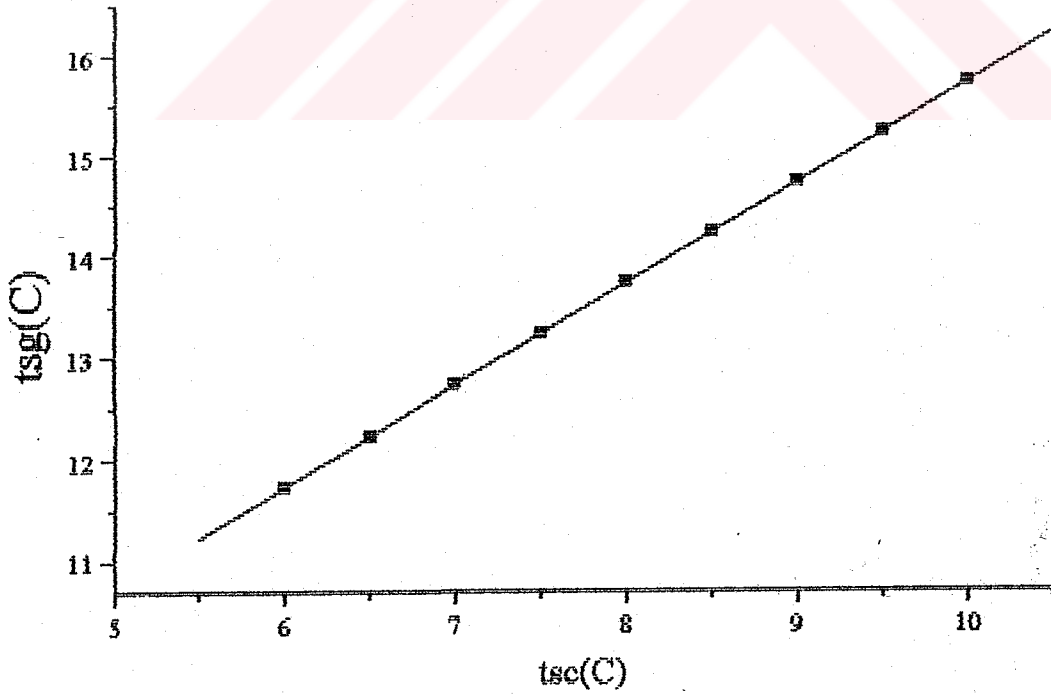
Şekil 6-3: Serpantine giren su sıcaklığına göre soğutma tesir katsayısının değişimi



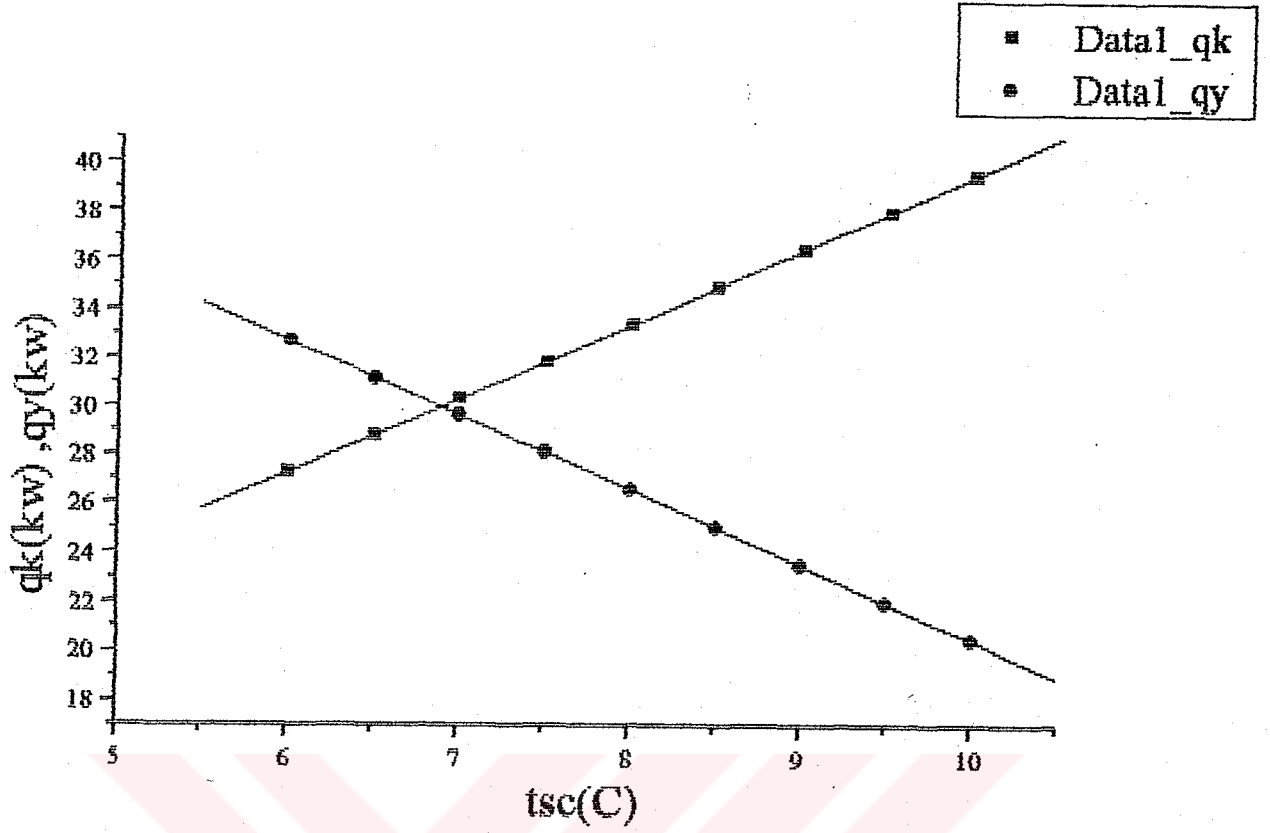
Şekil 6-4: Serpantine giren su sıcaklığına göre evaporatör sıcaklığının değişimi



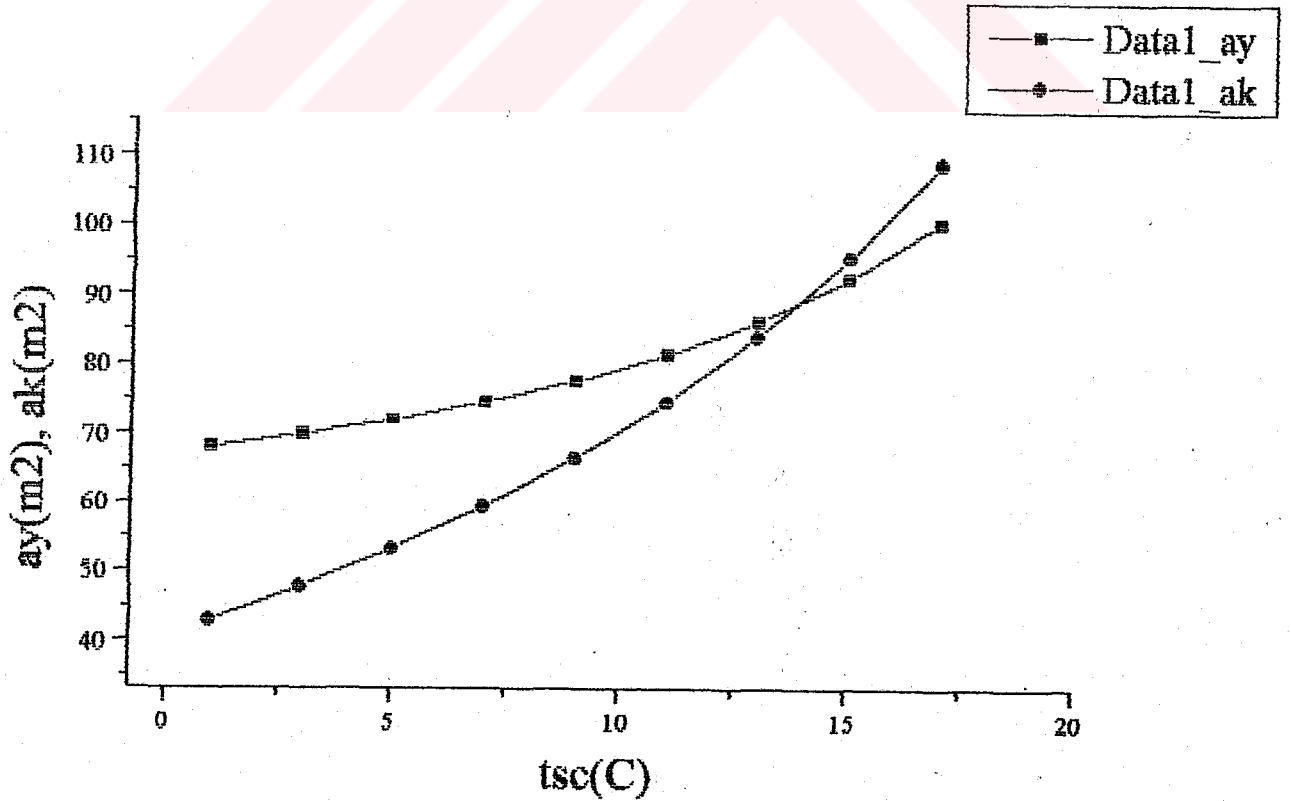
Şekil 6-5: Serpantine giren su sıcaklığına göre havanın serpantinden çıkış sıcaklığının değişimi



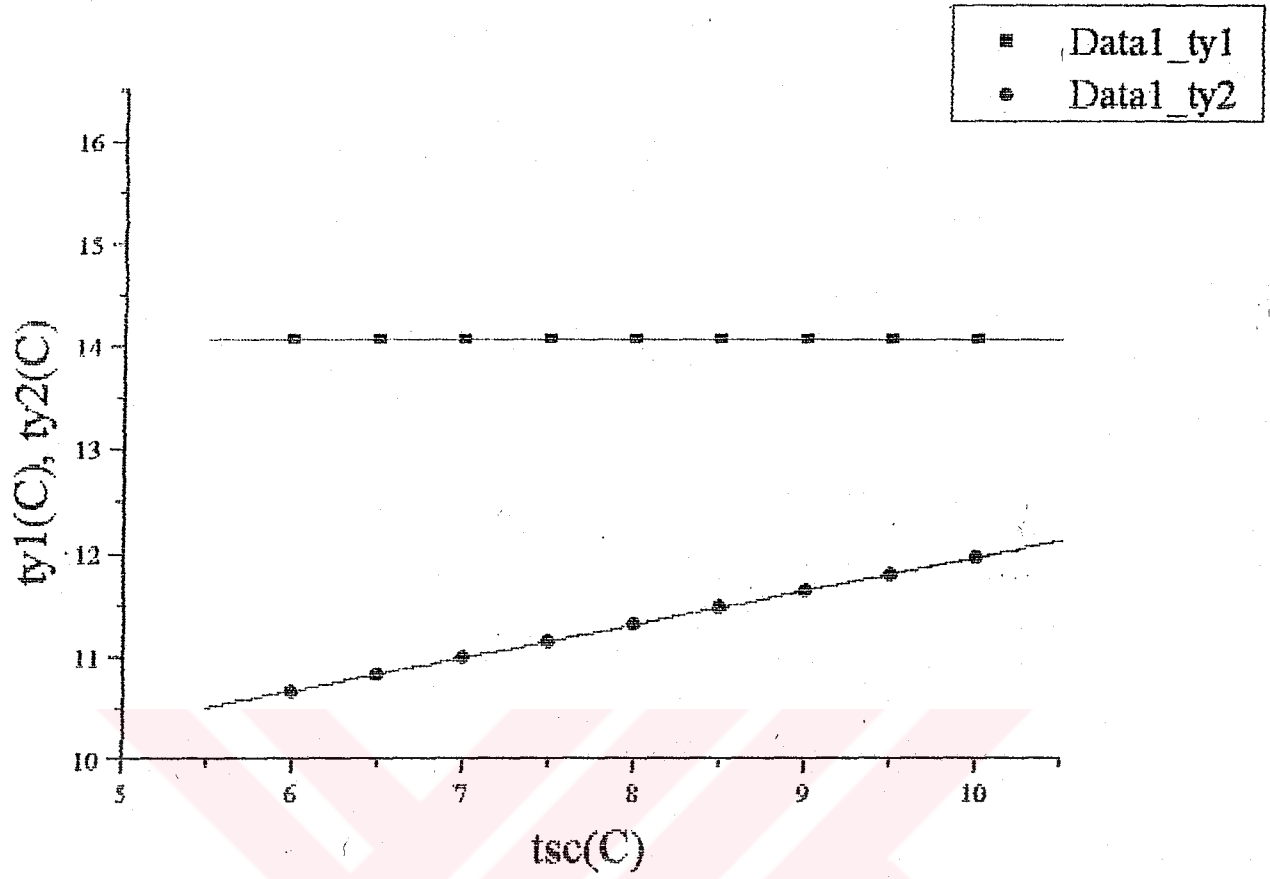
Şekil 6-6: Serpantine giren su sıcaklığına göre serpantinden çıkan su sıcaklığının değişimi



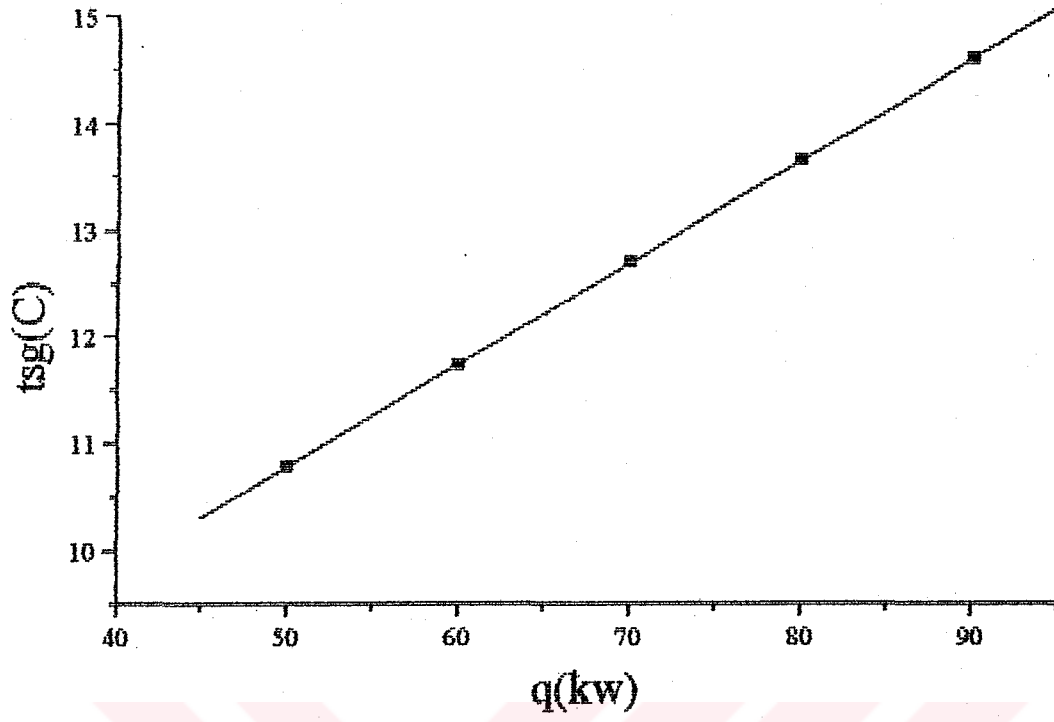
Şekil 6-7: Serpantine giren su sıcaklığına göre kuru ve yaş yüzey ısı transferlerinin değişimi



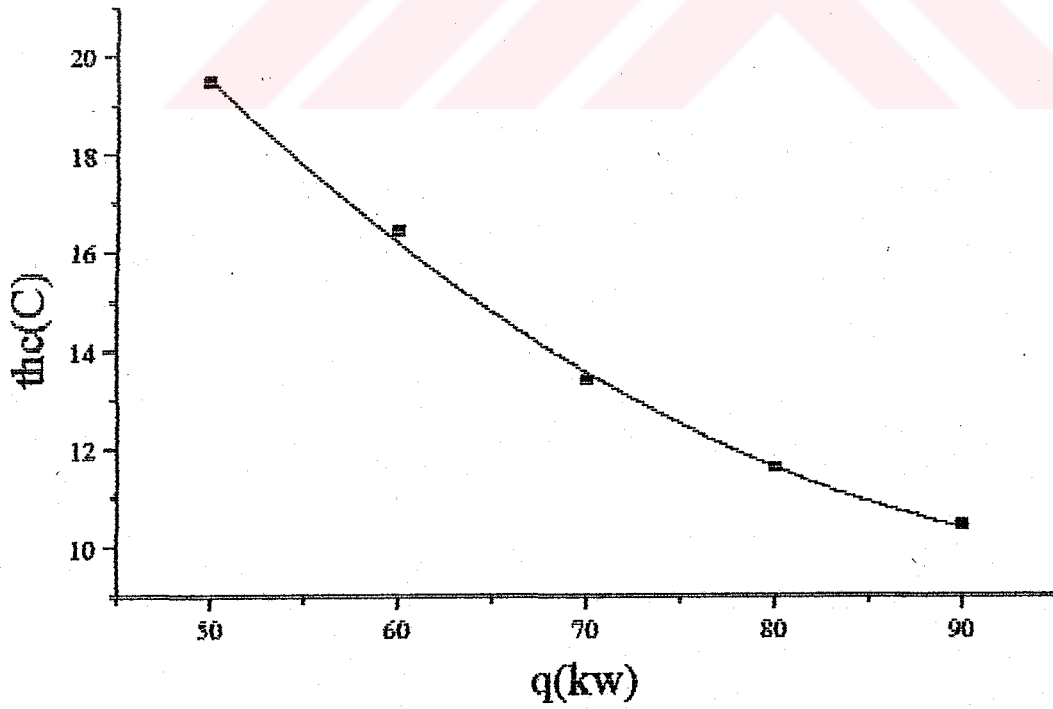
Şekil 6-8: Serpantine giren su sıcaklığına göre kuru ve yaş yüzey alanların değişimi



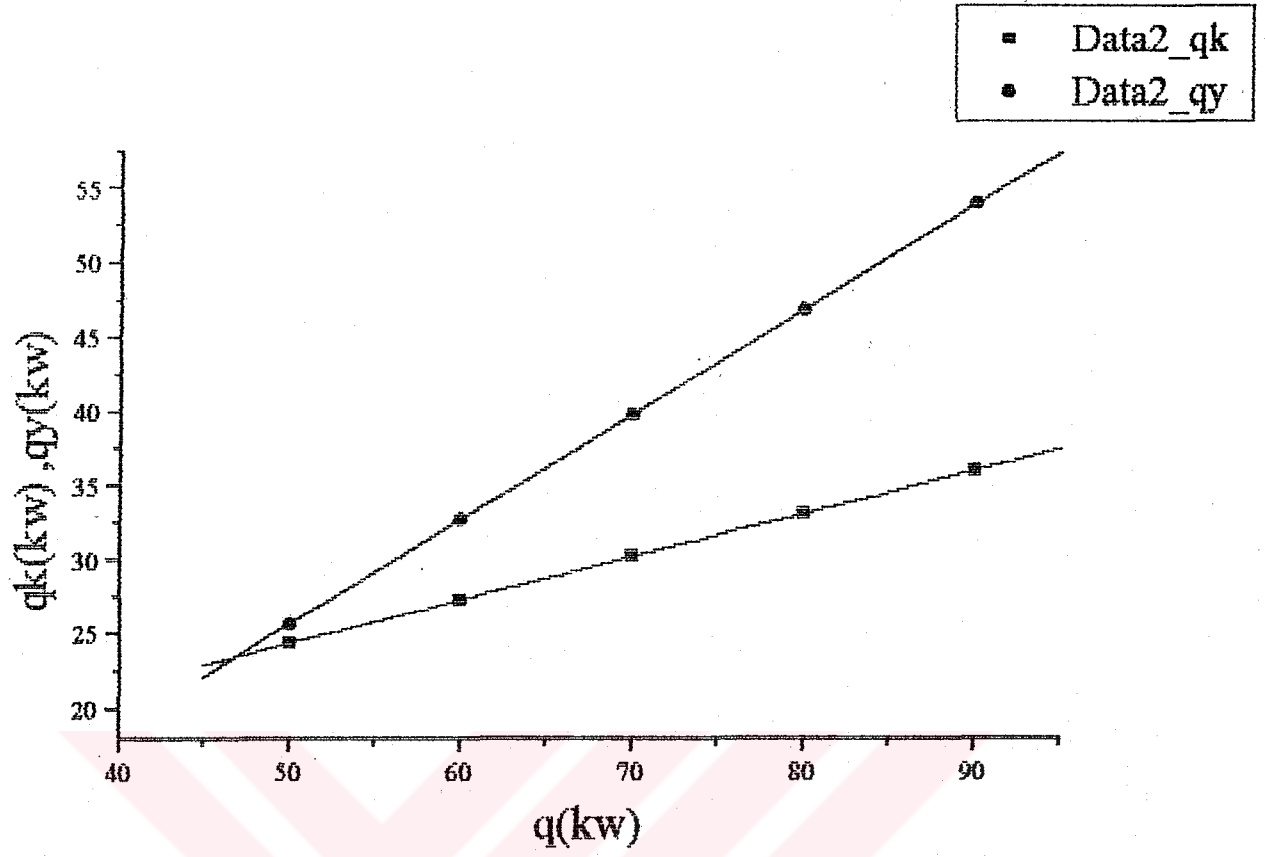
Şekil 6-9: Serpantine giren su sıcaklığına göre yüzey sıcaklıklarının değişimi



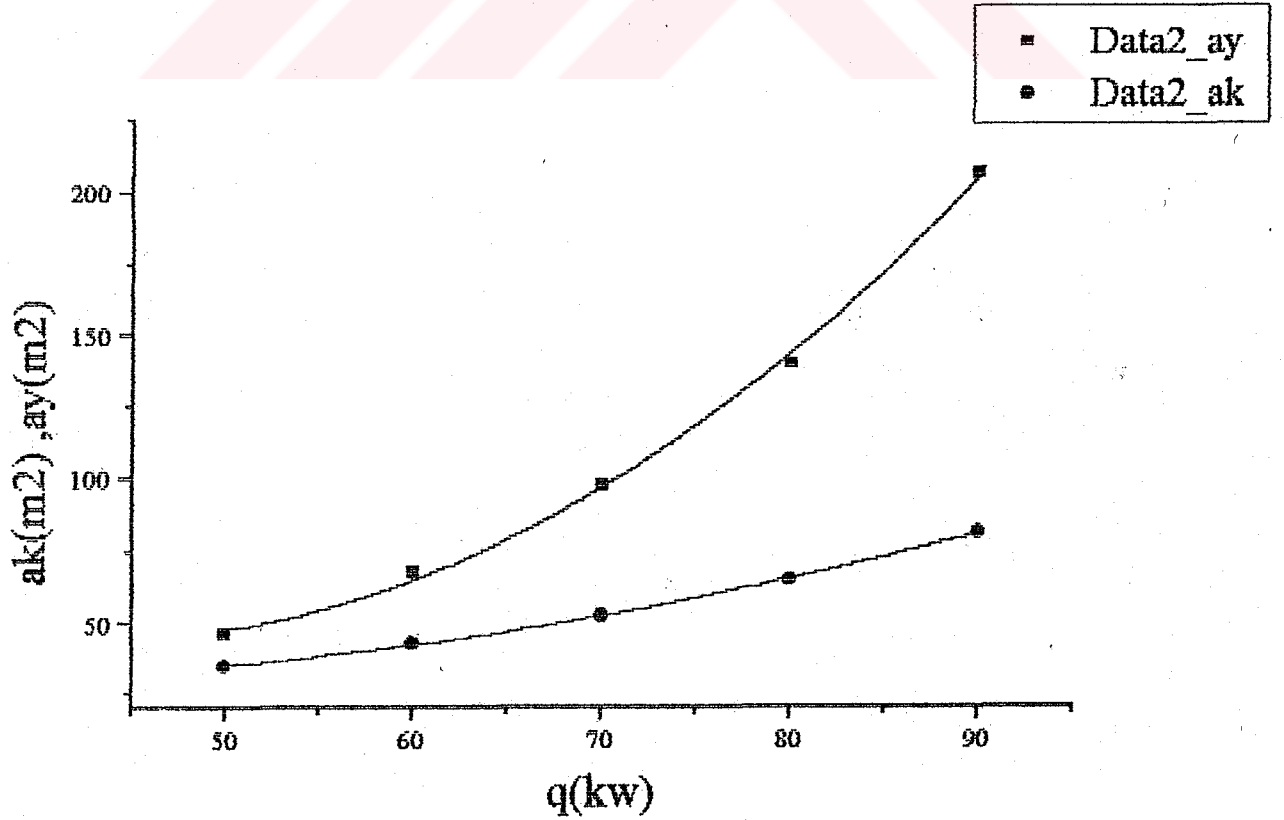
Şekil 6-10: Soğutma yüküne göre serpantinden çıkan su sıcaklığının değişimi



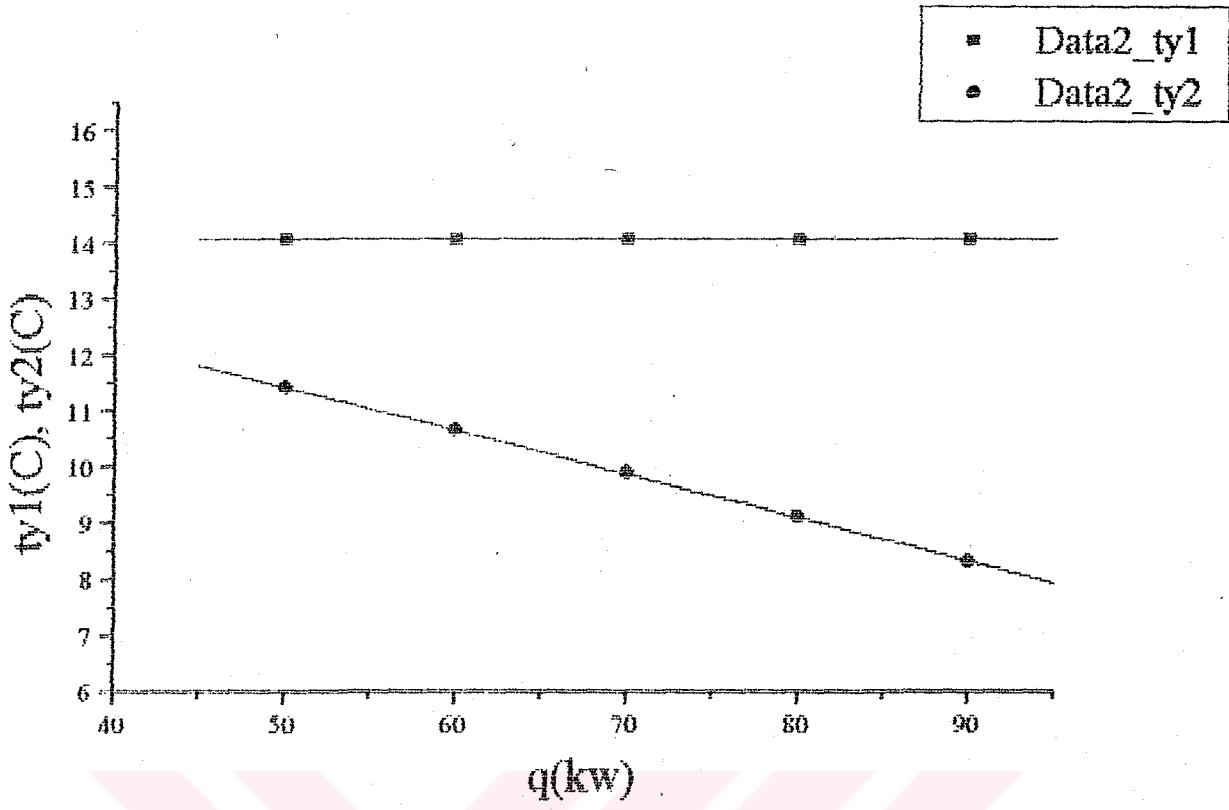
Şekil 6-11: Soğutma yüküne göre serpantinden çıkan hava sıcaklığının değişimi



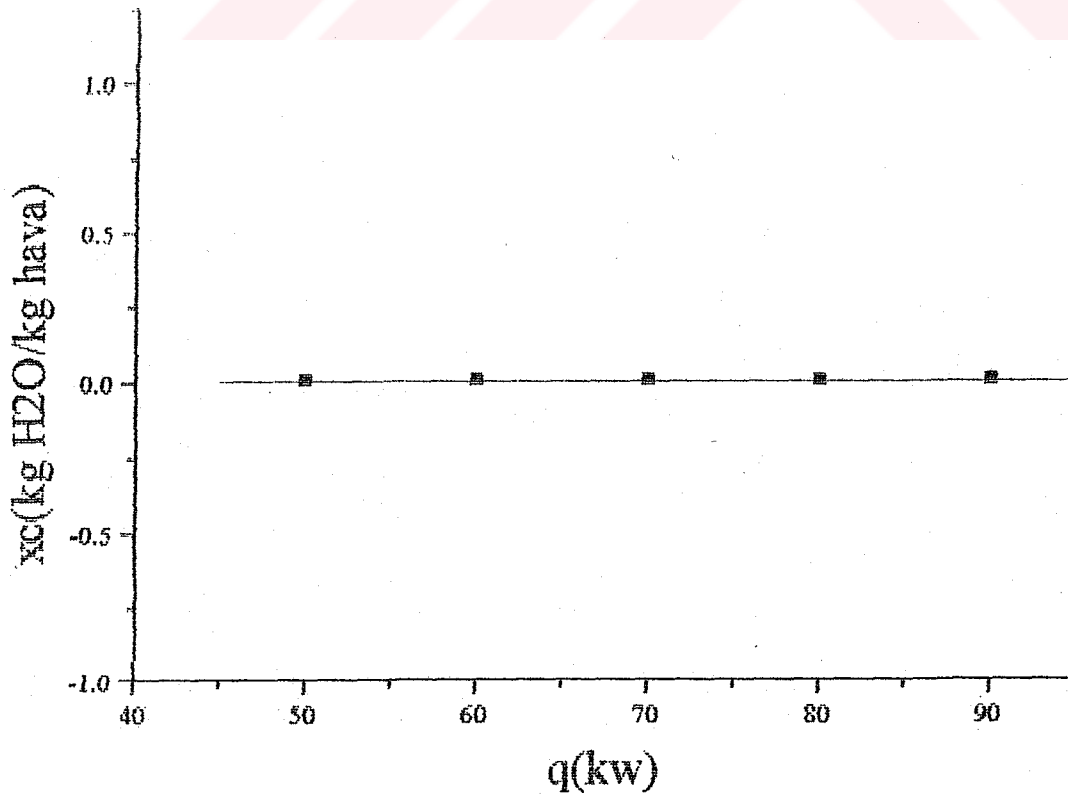
Şekil 6-12 Soğutma yüküne göre kuru ve yaş yüzey ısı transferlerinin değişimi



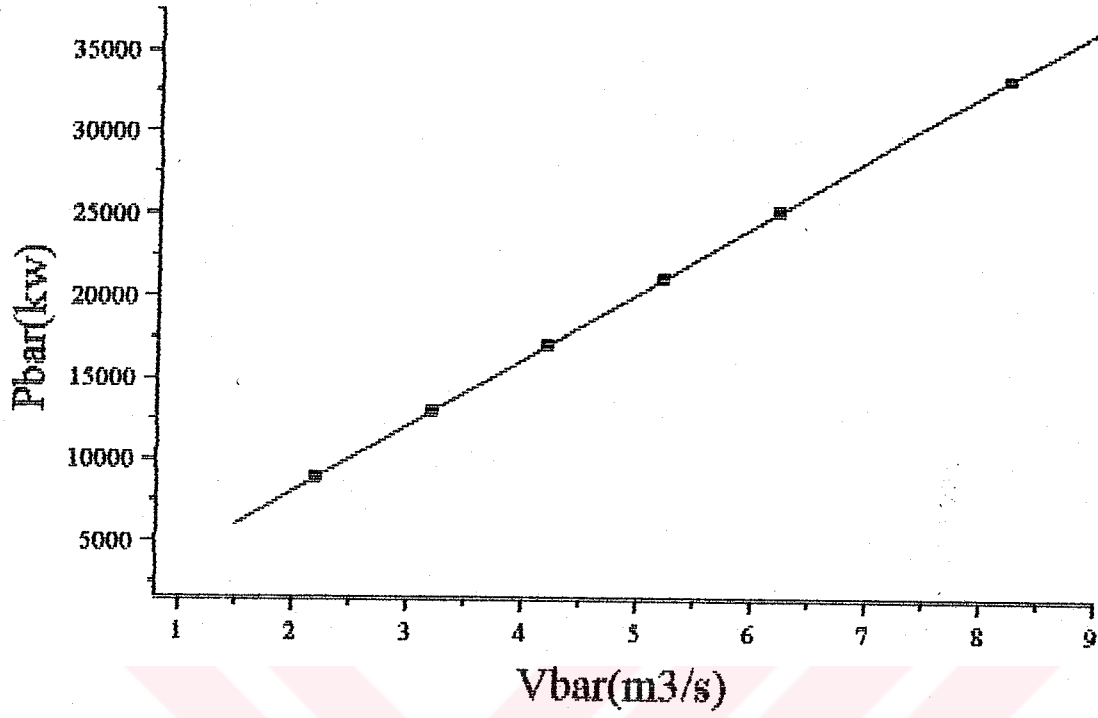
Şekil 6-13: Soğutma yüküne göre kuru ve yaş yüzey alanlarının değişimi



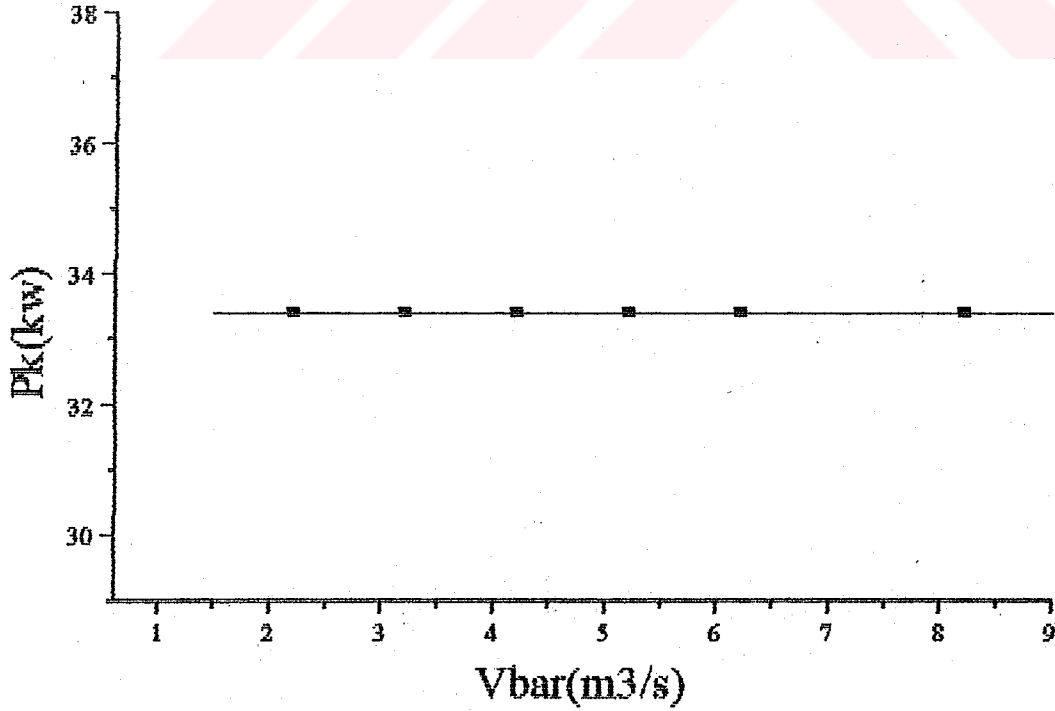
Şekil 6-14: Soğutma yüküne göre yüzey sıcaklıklarının değişimi



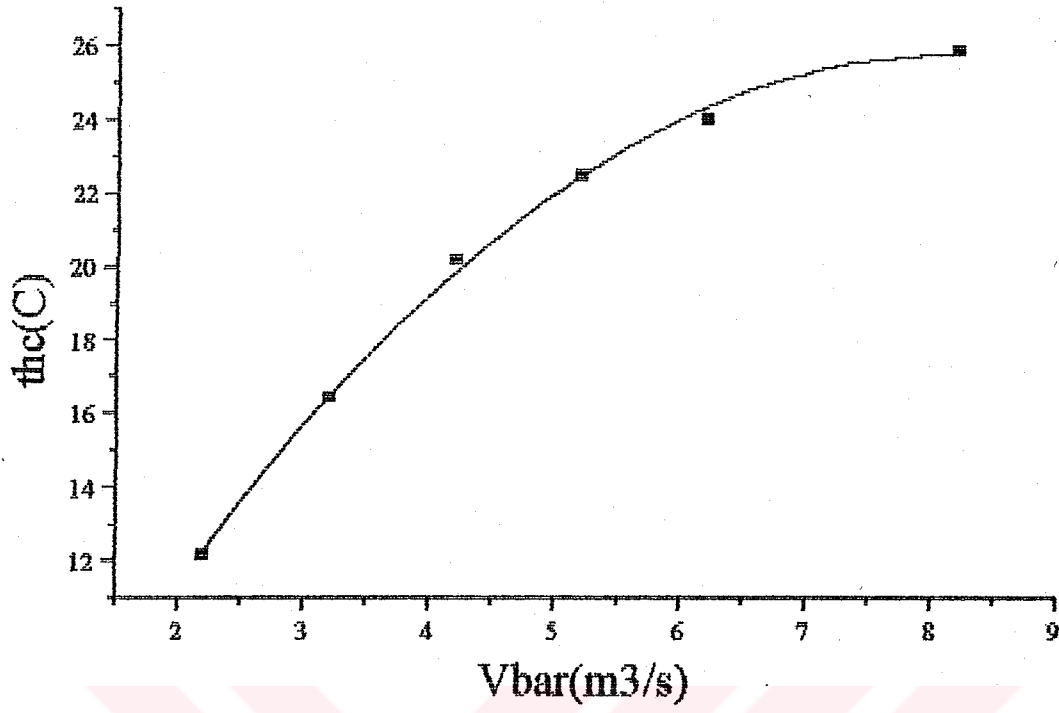
Şekil 6-15: Soğutma yüküne göre havanın serpantinden çıkış özgül neminin değişimi



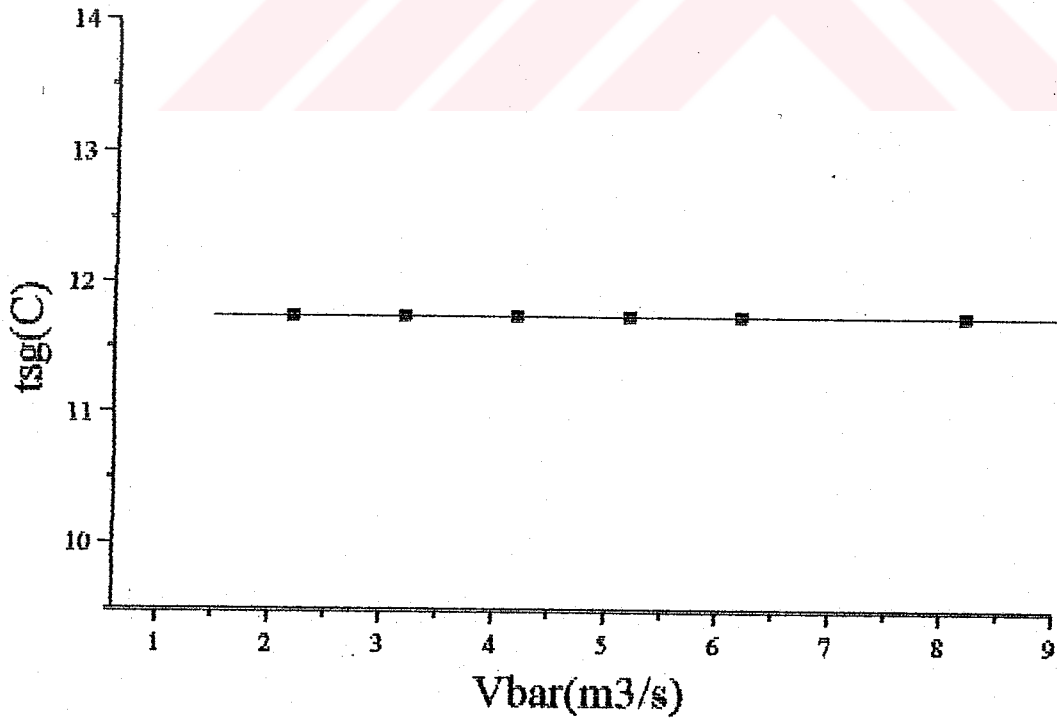
Şekil 6-16: Havanın hacimsel debisine göre fana verilmesi gerekli enerjinin değişimi



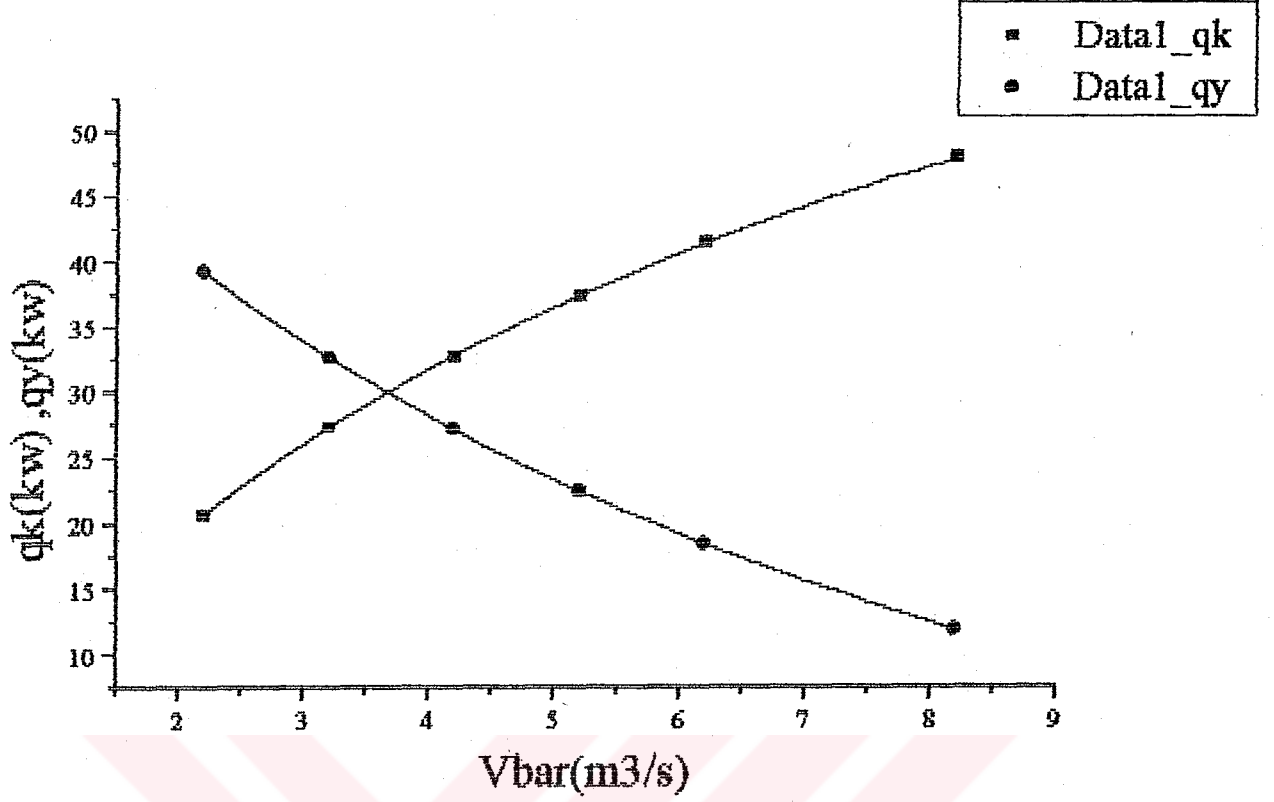
Şekil 6-17: Havanın hacimsel debisine göre kompresöre verilmesi gerekli enerjinin değişimi



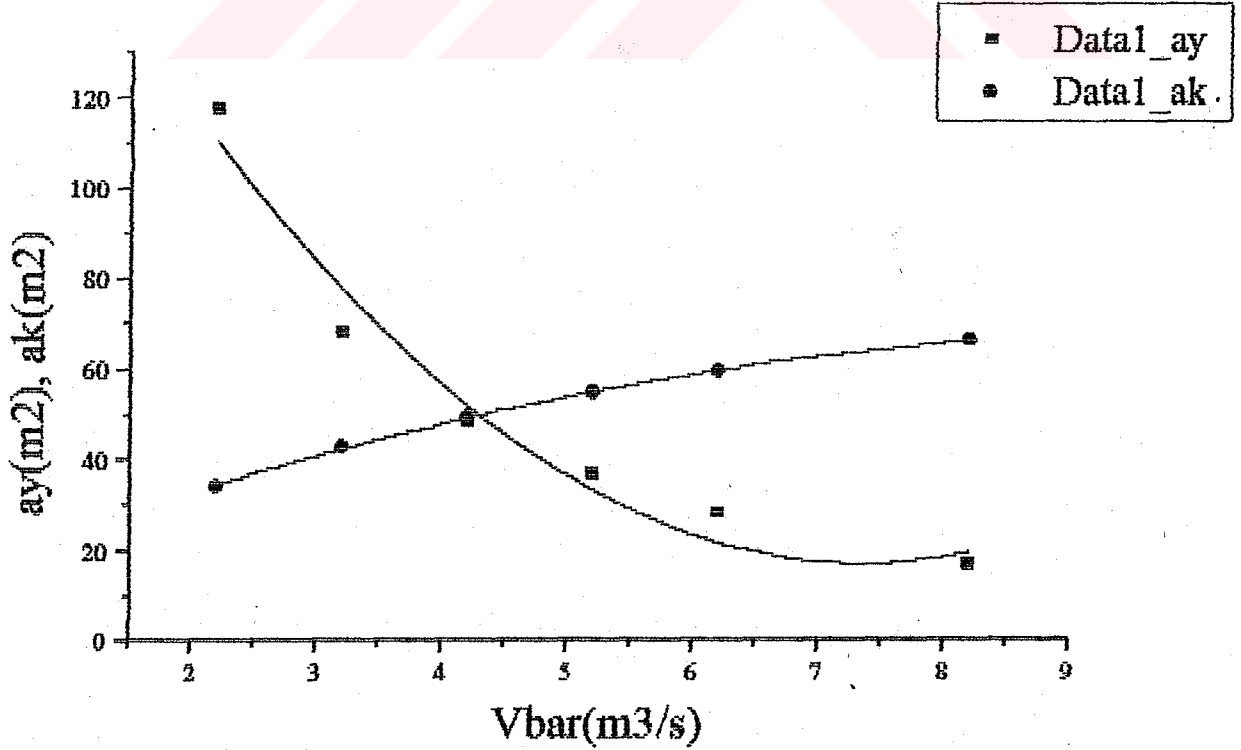
Şekil 6-18: Havanın hacimsel debisine göre havanın serpantinden çıkış sıcaklığının değişimi



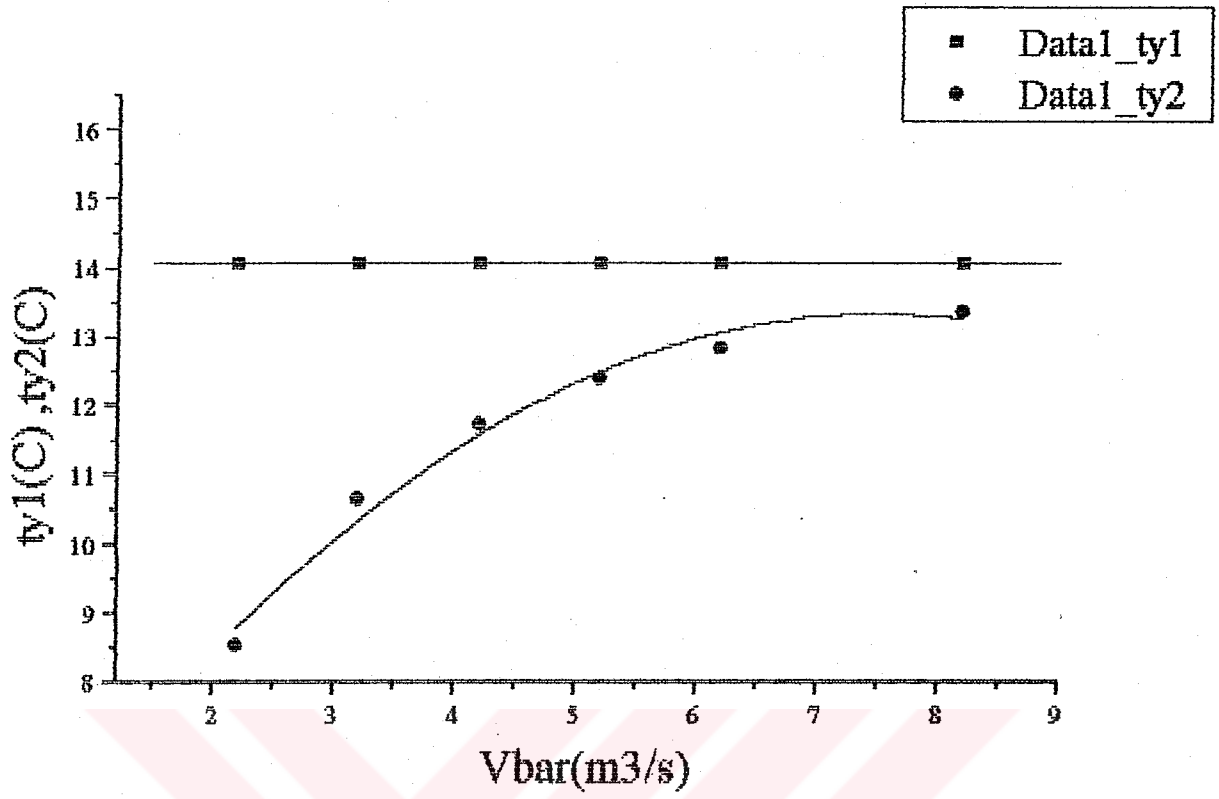
Şekil 6-19: Havanın hacimsel debisine göre serpantinden çıkan su sıcaklığının değişimi



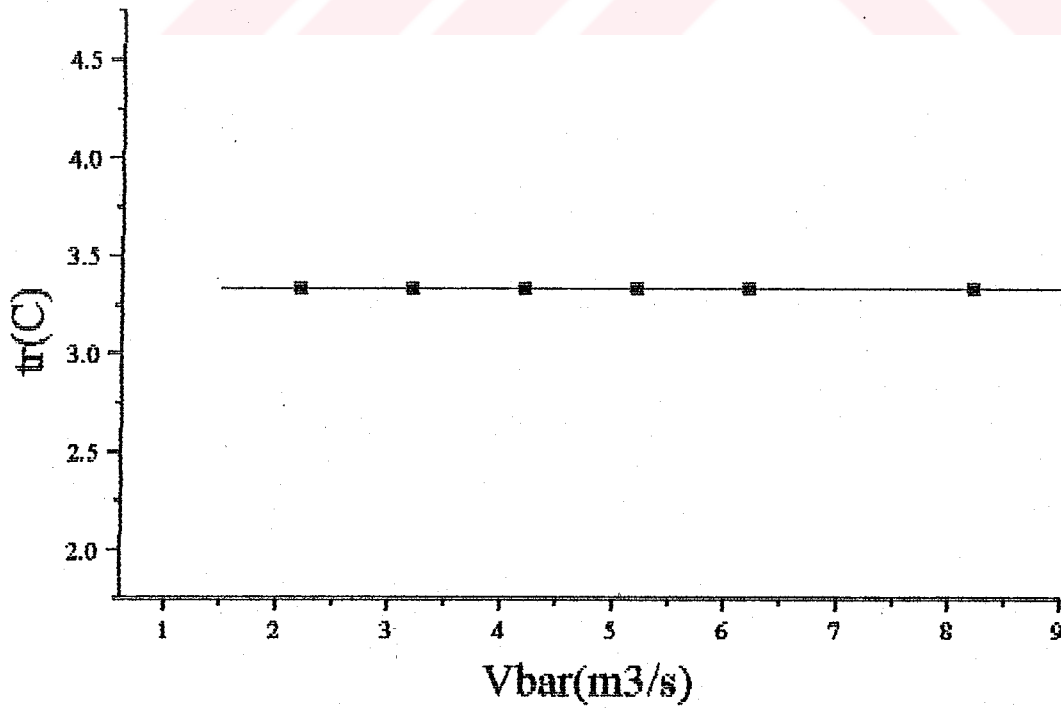
Şekil 6-20: Havanın hacimsel debisine göre kuru ve yaş yüzey ısı transferlerinin değişimi



Şekil 6-21: Havanın hacimsel debisine göre kuru ve yaş yüzeyin değişimi



Şekil 6-22: Havanın hacimsel debisine göre yüzey sıcaklıklarının değişimi



Şekil 6-23: Havanın hacimsel debisine göre evaporatör sıcaklığının değişimi

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma sonucunda, ilk olarak ters akımlı soğutucu ve nem alıcı serpantinde dolaşan soğutucu akışkanın soğutucu ve nem alıcı serpantine giriş sıcaklığının, havanın neminin ve sıcaklığının düşürülmesi esnasında hava-yüzey, yüzey-soğutucu akışkan ve hava-soğutucu akışkan arasında olan ısı transferinde etkili olan parametrelere etkisi incelendi. İkinci olarak, suyun serpantine giriş sıcaklığının ve soğutma yükünün sabit tutulması halinde sistemde dolaşan havanın hacimsel debisinin, sistemdeki diğer parametrelere etkisi incelendi. Son olarak, havanın hacimsel debisinin ve suyun serpantine giriş sıcaklığının sabit tutulması halinde soğutma yükünün, sistemin etkili olan diğer parametrelerine etkisi ayrıca chillerde etkili olan parametrelerle soğutucu ve nem alıcı serpantinde etkili olan parametreler arasındaki ilişkiler bilgisayar programı sonucunda çıkan değerlerden elde edilen grafikler yardımıyla incelenmiştir.

İlk olarak havanın soğutucu-nem alıcı serpantine giriş sıcaklığının ve özgül neminin, soğutma yükünün ve havanın hacimsel debisinin sabit olması durumunda, chillerden gelen soğutma suyunun soğutucu serpantine giriş sıcaklığının belirli aralıklarla artırılmasıyla sistemin diğer parametrelerinin nasıl değiştiği incelenmiştir. Grafikler incelendiğinde suyun sıcaklığı arttırıldığında; havanın serpantinden çıkış (ortama giriş) sıcaklığının, serpantinin yaş yüzeyindeki ısı transferinin ve kompresöre verilmesi gerekli enerji miktarının azaldığı görülmüştür. Buna karşılık suyun soğutucu serpantinden çıkış (chillere giriş), evaporatör, yaş yüzeyin sonundaki sıcaklıkların ve serpantin kuru yüzeyinde olan ısı transferinin suyun soğutucu ve nem alıcı serpantine giriş sıcaklığının artmasına paralel olarak arttığı, fana verilen elektrik enerjisi sadece havanın kütle debisine bağlı olduğundan dolayı ve yaş yüzeyin başlangıcındaki yüzey sıcaklığının sabit olduğu, kuru ve yaş yüzey için gerekli alanların eğrisel bir şekilde arttığı fakat yaş yüzey alanının kuru yüzeye göre daha fazla arttığı görülmüştür. Ayrıca su sıcaklığı arttığına soğutma çevriminde dolaşan refrigerant sıcaklığı artacak dolayısıyla sabit soğutma yükü ve kondenser sıcaklığı düşünüldüğünde kompresöre daha az enerji verilmesi gerekecektir. Dolayısıyla soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı artacaktır. Bu durum yine grafiklerde görülmektedir. Ayrıca sistemde dolaşan havanın kütle debisinin değişken olması durumunda, sisteme verilen toplam enerjinin minimum olmasını

saglayan su sıcaklığı araştırılmış ve bu çalışma için optimum su sıcaklığı 8.5 C civarında bulunmuştur. Chillerden çıkan su sıcaklığındaki yarım derecelik artma sonucunda, ortalama olarak kompresöre verilmesi gereken enerji miktarı %0.037 azalmakta ve fana verilmesi gereken enerji miktarı ise %0.027 artmaktadır.

ikinci olarak, havanın soğutucu-nem alıcı serpantine giriş sıcaklığının, özgül neminin, hacimsel debisinin ve soğutucu akışkanın soğutucu-nem alıcı serpantine giriş sıcaklığının sabit tutulması durumunda soğutma yükünün belirli aralıklarla artırılmasının sistemin diğer parametrelerini nasıl etkilediği ilgili grafikler yardımıyla incelenmiştir. Soğutma yükü belirli aralıklarla artırıldığında, suyun serpantinden çıkış sıcaklığının, kuru ve yaş yüzey ısı transferinin arttığı, kuru yüzey ısı transferinin artma hızının yaş yüzey ısı transferinin artma hızına göre daha yavaş olduğu, yaş yüzey için gerekli ısı transfer alanının kuru yüzey ısı transfer alanına nispeten daha fazla arttığı görülmüştür. Ayrıca, havanın serpantin çıkışındaki kuru termometre sıcaklığının artan bir hızla azaldığı, havanın serpantin çıkışındaki özgül neminin azalma miktarının çok küçük olduğu ve havanın serpantine girişteki özgül nemi sabit olduğundan yaş yüzeyin başlangıcındaki yüzey sıcaklığının sabit olduğu ve yaş yüzeyin sonundaki yüzey sıcaklığının soğutma yükünün artmasına paralel olarak azaldığı görülmüştür.

Son olarak, havanın soğutucu-nem alıcı serpantine giriş sıcaklığının ve özgül neminin, soğutma yükünün ve soğutucu akışkanın soğutucu-nem alıcı serpantine giriş sıcaklığının sabit tutulması durumunda sistemde dolaşan havanın hacimsel debisi artırıldığında; fana verilmesi gerekli elektrik enerjisinin, havanın serpantinden çıkış sıcaklığının belli bir değere kadar havanın hacimsel debisine paralel olarak arttığı, serpantin kuru yüzeyinde olan ısı transferinin ve kuru yüzey için gerekli olan ısı transferi alanının artma hızının havanın hacimsel debisindeki artma hızına göre daha yavaş olduğu görülmüştür. Buna karşılık, serpantin yaş yüzeyinde olan ısı transferinin ve yaş yüzey için gerekli olan alanın artan bir hızla azaldığı, suyun serpantinden çıkış (chillere giriş) ve evaporatör sıcaklıklarının değişmediği görülmüştür.

Şekil 6-8' de görüldüğü gibi suyun serpantine giriş sıcaklığı artırıldığında, Şekil 6-21' de görüldüğü gibi havanın hacimsel debisi artırıldığında, yaş yüzeyin sonundaki yüzey sıcaklığının yaş yüzeyin başlangıcındaki yüzey sıcaklığına hızla yaklaştığı görülmüştür. Şekil 6-13' de ise artan soğutma yükünü karşılamak

için serpantinin yaş yüzeyinin sonundaki yüzey sıcaklığının yaş yüzeyin başlangıcındaki yüzey sıcaklığından uzaklaştığı görülmektedir. Bunlar beklenen sonuçlardır.

Soğutucu ve nem alıcı serpantin yüzeyine giren havanın hacimsel debisi artırıldığı zaman serpantinde oluşan yaş yüzey alanı dolayısıyla yaş yüzey ısı transferi azalacaktır. Soğutma yükünün sabit olduğu düşünüldüğünde kuru yüzey ısı transferi artacaktır. Bu durum Şekil 6-19 ve Şekil 6-20' de görülmektedir. Eğer havanın hacimsel debisi belirli maksimum değere kadar artırılırsa hemen hemen havadan hiç nem alınması söz konusu olmayacak, dolayısıyla yaş yüzey oluşmayacaktır. Yukarıdaki sonuçlar Şekil 6-19 ve Şekil 6-20' den çıkarılmaktadır. Yaş yüzeyin azalması sonucu havanın serpantin çıkışındaki sıcaklık, havanın giriş sıcaklığına yaklaşacaktır. Bu beklenen sonuçta Şekil 6-18 de görülmektedir.

Grafikler birleştirilerek incelendiğinde uygulamada faydalı olabilecek bilgiler elde edilmektedir. Örneğin serpantin kuru yüzeyini dolayısıyla kuru yüzey ısı transferi arttırmak isteniyor, aynı zamanda serpantinden çıkan havanın sıcaklığını düşürülmek isteniyorsa serpantinde dolaşan soğutma suyunun sıcaklığını arttırmak gereklidir. Şekil 6-7 ve Şekil 6-5 birleştirildiğinde bu sonuç çıkarılabilir.

Havanın serpantine girişindeki belirli yaş ve kuru termometre sıcaklıkları ve serpantine giren belirli bir su sıcaklığı için, hesaplanan serpantin su çıkış sıcaklığı ile üretici firmanın katalog değerleri arasında ortalama %10 farkla uyum olduğu görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] ASHRAE, 1992. ASHRAE HANDBOOK 1992-HVAC Systems and Equipment Chapter 21, pp 21.9-21.14. Atlanta, American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. I.P. Edition.
- [2] W.J. Wepfer, S.V. Shelton "Chilled-Water Loop Optimization", ASHRAE Transactions Volume 90 Part 6-4, pp. 656-661.
- [3] Show Rady, ASHRAE Transactions, Volume 89, part 5, pp.170-174.
- [4] J.E.Braun, J.W.Mitchell, S.A. Klein, W.A.Beckman "Models for Variable Speed Centrifugal Chillers", ASHRAE Transactions, Volume 87, Part 22-2, pp.1794-1802.
- [5] S.V. Shelton, E.D. Weber "Modelling and Optimization of Commercial Building Chiller / Cooling Tower Systems" ASHRAE Transactions, Volume 91, Part 21-2, pp. 1209-1216.
- [6] W.L. Jackson, F.C. Chen, P.E., B, C. Hwang, "The Simulation and Performance of Centrifugal Chiller" ASHRAE Transactions, Volume 87, Part 17-1, pp. 1751-1770.
- [7] R.H. Howell, R. Ganesh, H.J. Saver, "Comparison of Two Control Strategies to Simulate Part-Load Performance of a Simple Air-Conditioning System", ASHRAE Transactions, Volume 87, Part 17-2, pp 1768-1836.
- [8] ASHRAE 1989-ASHRAE HANDBOOK-1989 FUNDAMENTALS. Chapter 6, pp.6-9. Atlanta, American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. S.I. Edition.
- [9] Prof.Dr. Kemal Onat, "İklimlendirme Ders Notları", İTÜ 1971.
- [10] George Clifford, "Modern Heating, Ventilating and Air Conditioning", Chapter 4, pp. 105, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey 07632.
- [11] Wilbert F. Stoecker, Jerold W. Jones, "Refrigeration and Air-Conditioning", Chapter 14, pp.282-283, Mc Graw Hill International Editions, 1982.

C Bilgisayar Programı

C

C *****

```

program main
implicit real (a-z)
common/chi/ sbar,ty1,ts1,tsc,hh1,hy1,hhc,aa,bb,b1,b2,b3,ty2,hy2
common/lcl/ xg,th1,qy,fmh,hsbz,cph,a,b,c,d,e,xc,xcc
open(unit=1,file='aliy2in.dat')
open(unit=2,file='aliy2out.dat')
write(*,10)
10 format(5x,'q,thg,xg,vbar,fs,fms,fkys,fkhs,fkcs,alphk,alphy')
read(1,*) q,thg,xg,vbar,fs,fms,fkys,fkhs,fkcs,alphk,alphy
cps=4.18
cph=1.0035
hsbz=2464
a=6.54
b=14.526
c=0.7389
d=0.09486
e=0.4569
b1=9.6186
b2=1.6017
b3=0.03638
p=101.325
r=0.287
pw=xg*p/(0.62198+xg)
gamm=alog(pw)
do 5 k=12,20
tsc=k/2.
write(2,197) tsc
197 format(//,20x,'***',1x,'tsc=',1x,f6.3,1x,'***'/)
t1lhg=a+b*gamm+c*gamm*gamm+d*gamm**3+e*(pw)**(0.1984)
ty1=t1lhg
hy1=b1+b2*ty1+b3*ty1*ty1
h1lhg=hy1
tmhg=273.2+thg
vg=r*tmhg*(1+1.6078*xg)/p
fmh=vbar/vg
n=fmh/(fms*cps)
sbar=alphy/(cph*fkys)
hhg=thg+xg*(1.805*thg+2501)
tsg=tsc+q/(fms*cps)
hh1=(t1lhg-tsg+n*hhg+sbar*h1lhg)/(n+sbar)
dumm=fmh*cph*fkcs/(fms*cps*alphk)
th1=((1+fkcs/alphk)*t1lhg+dumm*thg-fkcs*tsg/alphk)/(1+dumm)
ts1=ty1-sbar*(hh1-hy1)
hhc=hh1-(ts1-tsc)/n

call chil

qk=fms*cps*(tsg-ts1)
ak=qk*alog((thg-tsg)/(th1-ts1))/(fkhs*((thg-tsg)-(th1-ts1)))
qy=q-qk
ay=qy*alog((ty1-ts1)/(ty2-tsc))/(fkys*((ty1-ts1)-(ty2-tsc)))

call ler

```

c

```

thc=(hsbz*(xg-xc)+cph*th1-qy/fmh)/cph
es=2.7182818
eus=es**(q/(5*fms*cps))
tr=(tsc*eus-tsg)/(eus-1)

```

c

```
tc=35
```

c

```

d1=1.00618
d2=0.893222
d3=0.01426
d4=0.870024
d5=0.0063397
d6=0.033889
d7=0.00023875
d8=0.00014746
d9=0.0000067962
pk=d1-d2*tr-d3*tr**2+d4*tc-d5*tc**2+d6*tr*tc-d7*tr**2*tc-d8*tr*
* tc**2+d9*tr**2*tc**2

```

c

```
stk=q/pk
```

c

```

ns=0.6
pbar=9768.12*fmh*vg*fs/ns

```

c

```

write(2,89) q
write(2,90) thg
write(2,91) xg
write(2,92) vbar
write(2,93) fs
write(2,94) fms
write(2,95) fkhs
write(2,96) fkys
write(2,97) fkcs
write(2,98) alphk
write(2,99) alphy
write(2,100) th1
write(2,101) thc
write(2,102) ty1
write(2,103) ty2
write(2,110) tsg
write(2,111) ts1
write(2,112) tr
write(2,113) tc
write(2,120) hh1
write(2,121) hhc
write(2,122) hy1
write(2,130) hy2
write(2,131) qy
write(2,132) qk
write(2,140) ay
write(2,142) ak
write(2,143) pk
write(2,144) stk
write(2,145) xc
write(2,146) pbar
go to 5

```

9

```
format(5x,'q      =',f12.5,2x,' toplam sogutma yükü')
```



```

0 format(5x,'thg   =',f12.5,2x,' havan ser gir kuru ter sıcaklığı')
1 format(5x,'xg    =',f12.5,2x,' havanın ser gir özgül nemi')
2 format(5x,'vbar  =',f12.5,2x,' sistemde dol hava hacimsel debisi')
3 format(5x,'fs     =',f12.5,2x,' fanın statik basıncı')
4 format(5x,'fms    =',f12.5,2x,' serpantinde dolafan su miktarı')
5 format(5x,'fkhs   =',f12.5,2x,' ser hav ile su ar top ısı tr kat')
6 format(5x,'fkys   =',f12.5,2x,' su fil ser su ara top ısı tr kat')
7 format(5x,'fkcs   =',f12.5,2x,' yü ile ser do su ar top ısı tr kat')
8 format(5x,'alphk  =',f12.5,2x,' hava kuru yüz konv ısı trans kat')
9 format(5x,'alphy  =',f12.5,2x,' hava yaf yüz konv ısı trans kat')

00 format(5x,'th1   =',f12.5,2x,' havanın yas yüzeye girif sıcaklığı')
01 format(5x,'thc   =',f12.5,2x,' havanın yaf yüzey sonund sıcaklığı')
02 format(5x,'ty1   =',f12.5,2x,' yaf yüzeyin baflan yüzey sıcaklığı')
03 format(5x,'ty2   =',f12.5,2x,' yaf yüzeyin sonun yüzey sıcaklığı')
0 format(5x,'tsg    =',f12.5,2x,' suyun chillere girif sıcaklığı')
1 format(5x,'ts1    =',f12.5,2x,' kuru yüzeyin sonundaki su sıcaklığı')
2 format(5x,'tr     =',f12.5,2x,' soğutucu aklfkanlı chillerdeki sıcak')
3 format(5x,'tc     =',f12.5,2x,' soğutucu akışkanın condenser sıcak')
0 format(5x,'hh1    =',f12.5,2x,' havanın yaf yüzey baflang entalpisi')
1 format(5x,'hhc    =',f12.5,2x,' havanın cikis entalpisi')
2 format(5x,'hy1    =',f12.5,2x,' havanın yaf yüzey baflang entalpisi')
0 format(5x,'hy2    =',f12.5,2x,' yaf yüzeyin sonunda yüzey entalpisi')
1 format(5x,'qy     =',f12.5,2x,' yas yuzey ısı transferi')
2 format(5x,'qk     =',f12.5,2x,' kuru yuzey ısı transfere')
0 format(5x,'ay     =',f12.5,2x,' yaf yüzey ısı transfer alanı')
2 format(5x,'ak     =',f12.5,2x,' kuru yuzey ısı transfer alanı')
3 format(5x,'pk     =',f12.5,2x,' kompresore verilmesi gerek.enerji')
4 format(5x,'stk    =',f12.5,2x,' soğutma tesir katsayısı')
5 format(5x,'xc     =',f12.5,2x,' havanın cikiftaki özgül nemi')
6 format(5x,'pbar   =',f12.5,2x,' fana verilmesi gereken elekt enerji')
write(2,30)
format(5x,'cozum yok - ')
continue
stop
end

```

```

subroutine chil
common/chi/ sbar,ty1,ts1,tsc,hh1,hy1,hhc,aa,bb,b1,b2,b3,ty2,hy2
b1=9.6186
b2=1.6017
b3=0.03638
eps=1.E-3
aa=tsc+eps
bb=(-b2+sqrt(b2**2-4*b3*(b1-hhc)))/(2*b3)-eps
NN=0
continue
NN=NN+1
c=(aa+bb)/2
if((bb-aa).lt.eps) go to 30
if(f(c)*f(aa))20,30,40
bb=c
go to 10
aa=c
go to 10
ty2=c
hy2=b1+b2*c+b3*c**2
return

```

```

end

function f(x)
common/chi/sbar,ty1,ts1,tsc,hh1,hy1,hhc,aa,bb,b1,b2,b3,ty2,hy2
hy2=b1+b2*x+b3*x**2
f=sbar* log( (ty1-ts1) /(x-tsc) )*(hh1-hy1-hhc+hy2)/
* (log((hh1-hy1)/(hhc-hy2))*(ty1-ts1-x+tsc))-1.
return
end

```

```

subroutine ler
common/lel/xg,th1,qy,fmh,hsbz,cph,a,b,c,d,e,xc,xcc
a=6.54
b=14.526
c=0.7389
d=0.09486
e=0.4569
eps=1.E-3
aaa=0+eps
bbb=xg-eps
NNN=0
continue
NNN=NNN+1
ccc=(aaa+bbb)/2
if((bbb-aaa).lt.eps) go to 31
if(g(ccc)*g(aaa))21,31,41
bbb=ccc
go to 11
aaa=ccc
go to 11
xc=ccc
return
end

```

```

function g(z)
common/lel/xg,th1,qy,fmh,hsbz,cph,a,b,c,d,e,xc,xcc
xcc=101.325*z/(z+0.62198)
g=a+b*alog(xcc)+c*alog(xcc**2)+d*alog(xcc**3)+e*(xcc**0.1984)
* -(hsbz*(xg-z)+cph*th1-qy/fmh)/cph
return
end

```