

JETLİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN

TEORİK MODELLENMESİ

SABAN UNAL

Ç.U.

FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

MASTER TEZİ

T. C.

Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi

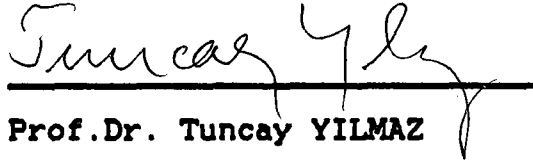
ADANA

EYLÜL - 1991

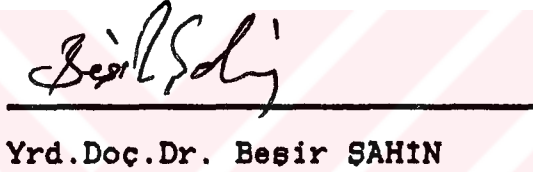
Ç.U. Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Mühendisliği
Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul
edilmiştir.

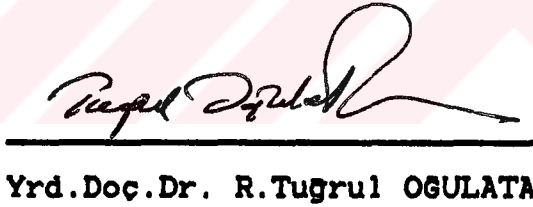
Başkan


Prof.Dr. Tuncay YILMAZ

Uye

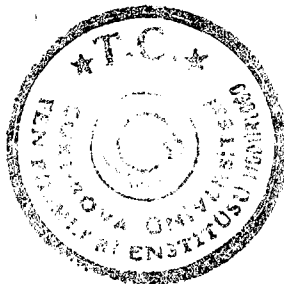

Yrd.Doç.Dr. Besir SAHİN

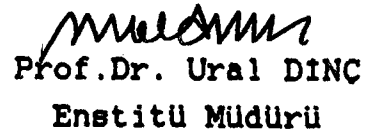
Uye


Yrd.Doç.Dr. R.Tugrul OGULATA

Kod No: 501

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait
olduğunu onaylarım.




Prof.Dr. Ural DINC
Enstitü Müdürü

İÇİNDEKİLER	I
ŞEKİL LİSTESİ	IV
SEMBOLLER	VII
ÖZ	VIII
ABSTRACT	IX
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	5
3. MATERYAL VE METOD	9
3.1 Ejektörün incelenmesi	9
3.1.1 Lüledeki Akışın incelenmesi	10
3.1.2 Karışım Bölgesindeki Akışın incelenmesi	12
3.1.3 Difüzördeki Akışın incelenmesi	17
3.2 Buharlaştırıcının incelenmesi	19
3.3 Yoğusturucunun incelenmesi	20
3.4 Kazanın incelenmesi	22
3.5 Sistemin Soğutma Etkinliğinin Belirlenmesi	23
3.6 Ses Hızının ve Mach Sayısının Hesabı	24
3.7 Suyun Termodinamik Özellikleri için	
Basit Eşitlikler	25
3.7.1 Doyma Basıncı-Sıcaklık ilişkisi	25
3.7.2 Doymuş Suyun Termodinamik Özellikleri	
için Eşitlikler	26
3.7.2.1 Özgül Hacim-Sıcaklık ilişkisi	26
3.7.2.2 Entalpi Sıcaklık ilişkisi	27
3.7.2.3 Entropi-Sıcaklık ilişkisi	27

3.7.3	Doymuş Su Buharının Termodinamik Özellikleri için Eşitlikler	28
3.7.3.1	Özgül Hacim-Sıcaklık ilişkisi	28
3.7.3.2	Entalpi Sıcaklık ilişkisi	29
3.7.3.3	Entropi-Sıcaklık ilişkisi	29
3.7.4	Kızgın Su Buharının Termodinamik Özellikleri için Eşitlikler	30
3.7.4.1	Kızgın Su Buharının Özgül Hacmi ..	31
3.7.4.2	Kızgın Su Buharının Entalpisi	32
3.7.4.3	Kızgın Su Buharının Entropisi	34
4.	ARASTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMALAR	36
4.1	Sogutma Etkinliği ve Kütle Oranının A* ile Değişimi	36
4.2	Lüle Çıkış Hızı ve Mach Sayısının A* ile Değişimi	46
4.3	Karışım Hızı ve Mach Sayısının A* ile Değişimi	50
4.4	Difüzör Çıkış Hızı ve Mach Sayısının A* ile Değişimi	56
4.5	Kazan Basıncı ve Sıcaklığının A* ile Değişimi ...	56
4.6	Difüzör Giriş Basıncının A* ile Değişimi	63
4.7	Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A* ile Değişimi	63
5.	SONUÇ VE ÖNERİLER	74
	ÖZET	76
	SUMMARY	78

EK-1	80
EK-2	81
EK-3	82
EK-4	83
EK-5	84
EK-6	85
EK-7	86
EK-8	87
EK-9	89
EK-10	91
EK-11	93
KAYNAKLAR	105
TESEKKÜR	110
ÖZGEÇMİŞ	111

Sekil No.

Sayfa

1. Jetli Soğutma Sistemi	2
2. Jetli Soğutma Çevrimine Ait T-S Diyagramı	2
3. Güneş Enerjisi ile Çalışan Jetli Soğutma Sistemi	6
4. Jetli Soğutma Sisteminde Kullanılan Bir Ejektör	9
5. Entalpi-Entropi Diyagramı	10
6. Buharlaştırıcıdaki Sıcaklık Dağılımı	19
7. Yoğusturucudaki Sıcaklık Dağılımı	20
8. T-S Diyagramı	31
9. T-S Diyagramı	32
10. T-S Diyagramı	34
11. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi.	37
13. " " " " " "	38
15. " " " " " "	39
17. " " " " " "	40
19. " " " " " "	41
21. " " " " " "	42
23. " " " " " "	43
25. " " " " " "	44
27. " " " " " "	45
12. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi	37
14. " " " " " "	38
16. " " " " " "	39
18. " " " " " "	40
20. " " " " " "	41
22. " " " " " "	42
24. " " " " " "	43
26. " " " " " "	44
28. " " " " " "	45
29. Lüle Çıkış Hızının A^* ile Değişimi	47
31. " " " " " "	48
33. " " " " " "	49

30. Lüle Çıkışı Mach Sayısının A^* ile Değişimi	47
32. " " " " " "	48
34. " " " " " "	49
35. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi	51
36. " " " " " "	51
37. " " " " " "	52
38. " " " " " "	52
39. " " " " " "	53
40. " " " " " "	53
41. " " " " " "	54
42. " " " " " "	54
43. " " " " " "	55
44. Difüzör Giriş Hızının A^* ile Değişimi	57
46. " " " " " "	58
48. " " " " " "	59
45. Difüzör Giriş Mach Sayısının A^* ile Değişimi	57
47. " " " " " "	58
49. " " " " " "	59
50. Kazan Basıncının A^* ile Değişimi	60
52. " " " " " "	61
54. " " " " " "	62
51. Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi	60
53. " " " " " "	61
55. " " " " " "	62
56. Difüzör Giriş ve Çıkış Basınçlarının A^* ile Değişimi ..	65
58. " " " " " " ..	66
60. " " " " " " ..	67
62. " " " " " " ..	68
64. " " " " " " ..	69
66. " " " " " " ..	70
68. " " " " " " ..	71
70. " " " " " " ..	72
72. " " " " " " ..	73

57.	Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A* ile Değişimi	65
59.	" " " " " "	66
61.	" " " " " "	67
63.	" " " " " "	68
65.	" " " " " "	69
67.	" " " " " "	70
69.	" " " " " "	71
71.	" " " " " "	72
73.	" " " " " "	73



SEMBOLLER

A	Kesit alan	$[m^2]$
A^*	Alan oranı (A_{10}/A_5)	
C	Ses hızı	$[m/s]$
h	Entalpi	$[J/kg]$
$\dot{M}$	Kütle debisi	$[kg/s]$
m^*	Kütle oranı ($\dot{M}_{10}/\dot{M}_5$)	
P	Basınc	$[N/m^2]$
$\dot{Q}$	Sogutucu akışkana transfer edilen ısı	$[W]$
S	Entropi	$[J/kg \cdot K]$
T	Sıcaklık	$[^\circ C]$
ΔT_m	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı	$[^\circ C]$
U	Sogutucu akışkan hızı	$[m/s]$
x	Kuruluk derecesi	
V	Özgöl hacim	$[m^3/kg]$
W_p	Pompaya verilen iş	$[W]$
ϵ_s	Sogutma etkinliği	
η_L	Lüle verimi	
η_D	Difüzör verimi	
ρ		

İNDİSLER

1	Yoguşturucu çıkışı
2	Pompa çıkışı
3	Kazan
4	Lüle girişi
5	Lüle çıkışı
6	Karışım noktası
7	Difüzör girişi
8	Difüzör çıkışı
9	Yoguşturucu
10	Buharlaştırıcı çıkışı
11	Buharlaştırıcı girişi
b	Doymuş buhar
s	Doymuş sıvı
kb	Kızgın buhar
kr	Kritik nokta

ÖZ

Bu çalışmada, jetli soğutma sistemlerinin teorik modellenmesi yapılarak diğer sistemlere göre avantaj ve dezavantajları tartışılmış, teorik modelleme yapılırken termodinamik ve ısı transferi kanunlarından yararlanılmıştır. Sistemin en önemli parçasını oluşturan ejektördeki akış olayları ele alınmış; ejektörü oluşturan lüle, karışım bölgesi ve difüzördeki akışların incelenmesinde süreklilik, enerji ve momentum denklemleri kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak su seçilmiş ve suyun doymuş sıvı, doymuş buhar ve kızgın buhar hallerine ait termodinamik özelliklerinin eşitlikleri çıkarılmıştır. Çeşitli yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında, sistemin soğutma etkinliği ve gerekli kazan sıcaklığı hesaplanmış, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı arasındaki sıcaklık farkının, sistemin soğutma etkinliğini ve gerekli kazan sıcaklığını önemli derecede etkilediği görülmüştür.

ABSTRACT

In this work, a theoretical model of the ejector refrigeration system has been built up by using the laws of thermodynamic and heat transfer. The advantages and disadvantages of the system have been discussed by means of computed results of the model. The flow phenomena in the ejector; which is the most important part of the system, has been surveyed. Continuity, energy and momentum equations have been used to explore the flow in the ejector parts; which can be put in order as nozzle, mixing section and diffuser. In addition, water is chosen as a refrigerant, and the equation of thermodynamic properties for its three states; saturated liquid, saturated vapour and superheated vapour, are developed. Finally, at different levels of condensation and evaporation temperatures, the required boiler temperature and the coefficient of performance (COP) of the system have been calculated. As a result of this study, it has been understood that the COP of the system and the required boiler temperature has been effected considerably, because of the difference between evaporator and condenser temperatures.

1. GİRİŞ

Klima sistemleri, günümüzde lüks olmaktan çıkarak modern insan yaşamının doğal bir gereği olma yönünde önemli mesafeler katetmiştir. Bununla birlikte insanların kendilerini rahat hissedebilecekleri konfor şartlarının sağlanması için geliştirilen soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin harcadığı enerjinin fazlalığı da çözülmesi gereken bir problem olarak ortaya çıkmaktadır.

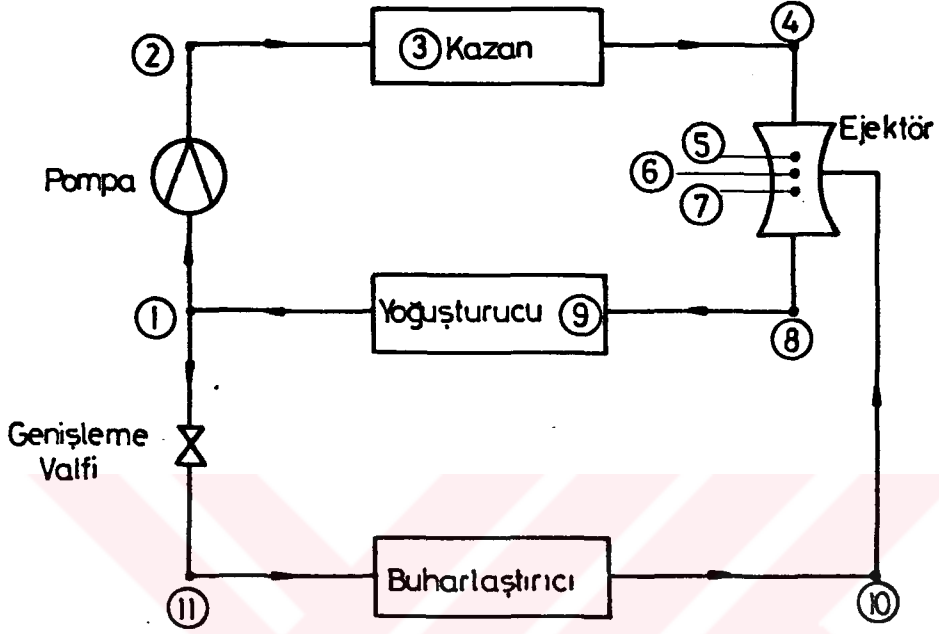
Günümüz enerji tasarruf politikası doğrultusunda, soğutma sistemlerinin iyileştirilmesi ve mevcut sistemlere alternatif olabilecek sistemlerin geliştirilmesi için yoğun çalışmalar yapılmaktadır.

Düşük sıcaklıktaki enerji kaynaklarının jetli soğutma sistemleriyle değerlendirilebileceği bundan önceki çalışmalarla ortaya konmuştur. Bu çalışmada jetli soğutma sistemlerinin teorik modellenmesi yapılarak, mevcut sistemlere göre avantaj ve dezavantajları tartışılacaktır.

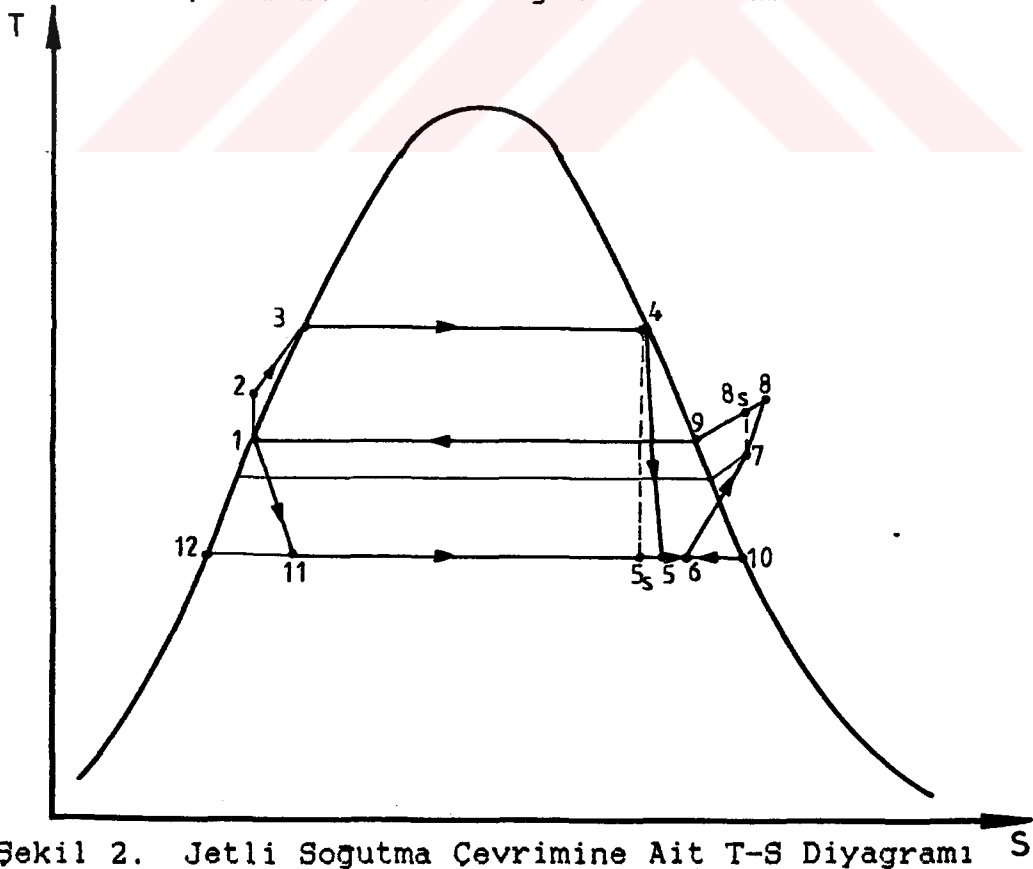
Sistemin ana elemanları kazan, yoğusturucu, buharlaştırıcı, ejektör, pompa ve genişleme valfi olarak sıralanabilir. Soğutucu akışkanı buharlaştırıcı basıncından yoğusturucu basıncına sıkıştırma işlemi, jetli soğutma sistemlerinde ejektör, diğer buhar sıkıştırmalı sistemlerde ise bir kompresör ile gerçekleştirilmektedir. Ejektörün herhangi bir hareketli parçası olmadığından kompresörlerde meydana gelen arızaların ejektörde oluşması söz konusu değildir. Bunun yanında ejektörü oluşturan lüle, difüzör ve karışım bölgesinin hassas bir şekilde imal edilmesi gerekmektedir,

Sistemde freon türü soğutucu akışkan kullanılması durumunda, kaçakların önlenmesi için, hermetik tipte bir pompa kullanılmalıdır.

Jetli soğutma sistemi sematik olarak şekil 1'de ve çevrime ait T-S diyagramı da şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Jetli Soğutma Sistemi



Şekil 2. Jetli Soğutma Çevrimine Ait T-S Diyagramı

Sistemin çalışması şu şekilde özetlenebilir. Kazana ısı verilerek soğutucu akışkanın buharlaşması sağlanır. Kazana verilen bu ısı güneş, jeotermal veya atık ısı gibi; enerji kaynaklarından sağlanabilir. Kazandan doymuş buhar halinde çıkan soğutucu akışkan bir sesüstü lülesinden geçer. Burada soğutucu akışkanın hızı artırılarak basıncı düşürülür. Kazandan gelen buhar ile buharlaştırıcıdan gelen buhar, karışım bölgesinde sabit basınç altında karışarak difüzöre doğru gider. Difüzör girişinden önce karışım bölgesinde şok meydana gelir. Şoktan önce sesüstü hıza sahip olan karışım difüzör girişinde sesaltı hıza ulaşmıştır. Karışım bölgesinde, sabit buharlaştırıcı basıncı altında elde edilen karışım, difüzör çıkışında yoğunlaştırucu basıncına kadar sıkıştırılır. Karışım, buharlaştırıcıda aldığı ısıyı, yoğunlaştırucuda dışarıya atar ve yoğunlaştırucu çıkışında doymuş sıvı haline gelir. Doymuş sıvı durumundaki akışkanın bir kısmı genişleme valfinden geçerek buharlaştırıcıya, geri kalanı da bir pompa yardımıyla kazana gider.

Jetli soğutma sisteminde; yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının, lüle ve difüzör verimlerinin, karışım bölgesi ve lüle çıkışı kesit alanının bilinmesi durumunda gerekli kazan sıcaklığı, çevrimin tüm noktalarına ait termodinamik özellikler ve sistemin soğutma etkinliği hesaplanabilir.

Sistemin modellenmesinde termodinamik ve ısı transferi kanunlarından yararlanılacaktır. Jetli- soğutma sisteminde; lüle, karışım bölgesi ve difüzörden oluşan, bir tür kompresör olarak çalışan elemana ejektör denmektedir. Sistemin tamamına ait özelliklerin belirlenmesi için öncelikle ejektördeki akışın incelenmesi gerekmektedir. Kazandan gelen buhar ile buharlaştırıcıdan gelen buharın karışması çok komplike olduğundan ejektör performansını tam

olarak hesaplamak için teorik bir model geliştirmek imkansızdır (HESS, 1972), (HUANG ve ark., 1985). Bunun için de aşağıdaki kabuller yapılacaktır.

- 1- Ejektörde bir boyutlu akış vardır.
- 2- Sürtünme kayıpları ihmal edilmektedir.
- 3- Kazandan ve buharlaştırıcıdan gelen akışkanların akışı durma noktası şartlarından başlar.
- 4- Difüzör çıkışında akışkan yine durma noktası şartlarına sahiptir.
- 5- Kazandan ve buharlaştırıcıdan gelen akışkanların karışması sabit basınç altında gerçekleşmektedir.
- 6- Soğutucu akışkanın pompa tarafından sıkıştırılması işlemi izentropiktir.
- 7- Soğutucu akışkanın yoğunlaştırıcı basıncından buharlaştırıcı basıncına genişlemesi olayı sabit entalpide gerçekleşmektedir.

Ejektörün incelenmesinde lüle, karışım bölgesi ve difüzör için yazılacak süreklilik, enerji ve momentum denklemlerinin birlikte çözülmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak su seçilmiş ve bu akışkana ait termodinamik özellikleri veren eşitlikler doymuş sıvı, doymuş buhar ve kızgın buhar halleri için ayrı ayrı çıkarılmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Günümüzde evlerde, işyerlerinde, araçlarda ve endüstride insanların kendilerini rahat hissedebilecekleri konfor şartlarının sağlanması konusu üzerinde birçok çalışma yapılmaktadır.

İnsanların bulunduğu ortamların konfor şartlarının iyileştirilmesi, verimliliği artıracığından dolayı ülke ekonomisine katkı sağlayacaktır. Bununla birlikte, soğutma sistemlerinin harcadığı enerjinin fazlalığı da çözülmesi gereken bir problem olarak ortaya çıkmaktadır. Buna bağlı olarak soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin iyileştirilmesi, güneş, jeotermal ve atık ısı gibi enerji kaynaklarının kullanıldığı sistemlerin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

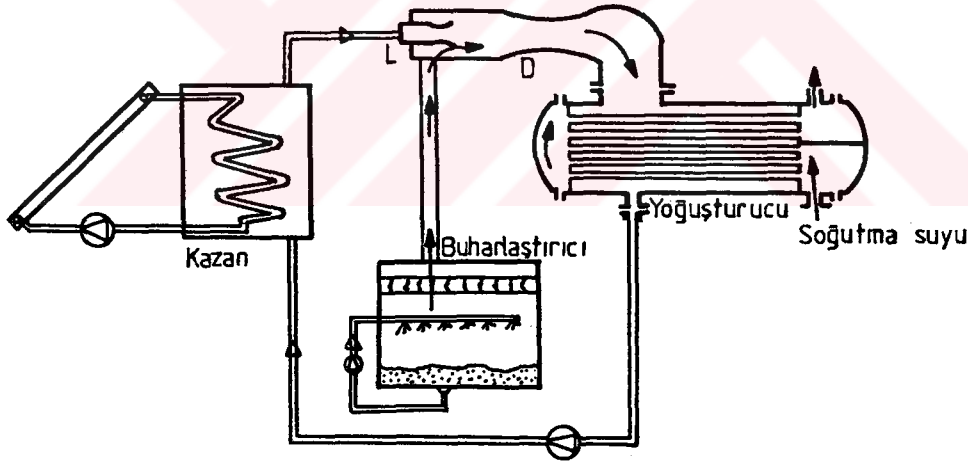
Düşük sıcaklıktaki enerji kaynaklarının değerlendirilmesinde, mevcut sistemlere alternatif olarak jetli soğutma sistemleri önerilebilir. Jetli soğutma sistemlerinin yapısı klasik buhar sıkıştırmalı sistemlere benzer. Burada mekanik kompresörün yerini, genellikle ejektör diye adlandırılan bir termal kompresör almıştır.

Jetli soğutma çevrimi, 1901 yılının başlarında Le Blane ve Parsons tarafından geliştirilmiştir. (ASHRAE Equipment Handbook, 1979). Martynowsky jetli soğutma sistemlerinin boyutlarını küçültmek için Freon-11 veya Freon-12 kullanılmasını önerdi (MARTYNOWSKY, 1954). Bu fikir Mizrahi ve arkadaşları tarafından geliştirildi. Mizrahi ve arkadaşları, atık buhar veya güneş kolektörlerinden elde edilen düşük sıcaklıktaki enerji kaynağıyla çalışan jetli soğutma sisteminin uygulanabilirliğini belirlemek için teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneylerde soğutucu akışkan olarak propan, Freon-12 ve Freon-22 kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlardan, düşük sıcaklıktaki

enerji kaynaklarının, jetli soğutma sistemlerinde kullanılmasıyla soğutma işleminin gerçekleştirilebileceği ve seçilen soğutucu akışkanın jetli soğutma sisteminin performansını önemli derecede etkilediği görülmüştür. (MIZRAHI ve ark., 1957).

Munday ve Bagster tarafından ise, soğutucu akışkan olarak su kullanılan ejektörlü soğutma sistemlerinin avantaj ve dezavantajları üzerine bir çalışma yapılmıştır (MUNDAY, BAGSTER, 1974), (MUNDAY, BAGSTER, 1976), (MUNDAY, BAGSTER, 1977).

Soğutucu akışkanların geliştirilmesi ve jetli soğutma sistemi boyutlarının küçültülmesiyle, jetli soğutma sistemlerinin klasik soğutma ve iklimlendirme sistemlerine alternatif olabileceği düşünüldü (WÖHLK, 1969), (OPHIR ve diğerleri, 1975), (CHEN, 1978). Daha sonra Wali güneş enerjisi ile soğutma sistemini önerdi (WALI, 1980).



Sekil 3. Güneş Enerjisi ile Çalışan Jetli Soğutma Sistemi

Güneş enerjisinden yararlanılarak çalışan bir jetli soğutma sistemi şekil 3'te gösterilmiştir. Bu sistem çok düşük sıcaklık şartı istenmeyen ve küçük soğutma yükleri için uygulanabilir. Sistemdeki basınçlar, atmosfer basıncından düşük olduğu için sızmaların önlenmesi çok

zordur. Kazan ve buharlaştırıcıdaki ısı yükleri toplamı, yoğunlaştırıcıda dışarı atılması gerektiğinden soğutma suyu sarfiyatı da fazladır (UYAREL, ÖZ, 1990).

Bu gelişmelere rağmen jetli soğutma sistemleri yaygın olarak kullanılmamaktadır. Kompresör performans ve fiyatındaki iyileştirmeler, jetli soğutma sistemlerinin ikinci alternatif olmasına neden olmaktadır (SOKOLOV, HERSHGAL, 1990).

Ejektör, jetli soğutma sisteminin kalbidir. Bu yüzyılın başlarında ejektörün geliştirilmesiyle, soğutucu akışkan olarak su kullanılan jetli soğutma sistemleri endüstride uygulama alanı bulmuştur. Daha sonraki yıllarda, jetli soğutma sistemlerinde freon kullanılması üzerinde yapılan araştırmalar, bu sistemi düşük dereceli enerji kaynaklarının değerlendirilmesinde ilginç hale getirmiştir (HUANG ve ark., 1985).

Ejektörler üzerine ilk çalışmalar Keenan, Neumann ve Lustwork tarafından yapılmıştır. Onlar süreklilik, enerji, momentum ve ideal gaz denklemlerini esas alarak bir boyutlu akış için ejektör teorisini geliştirmişlerdir. Burada ejektördeki ısı ve sürtünme kayıplarının ihmal edilebileceği, kazandan ve buharlaştırıcıdan gelen akışkanın sabit basınç altında karıştığı kabul edilmiştir (KEENAN, NEUMANN, 1942), (KEENAN ve ark., 1950).

Work, Haedrich ve Holton çeşitli akışkanlar kullanarak ejektör performansını belirlemek amacıyla deneysel çalışmalar yapmışlardır (WORK, HAEDRICH, 1939), (HOLTON, 1951). Çeşitli sıcaklıklarda, çeşitli akışkanlarla yapılan çalışmalarda elde edilen performans eğrilerinin birbirine çok benzediği görülmüştür (HOLTON, SCHULZ, 1951).

De Frate ve Hoerl, Keenan ve Neumann tarafından geliştirilen teori ve Work ve Haedrich tarafından elde edilen deneysel sonuçlardan yararlanarak, ejektör

performansını hesaplayan bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir (DE FRATE, HOERL, 1959). Khoury, Heyman ve Resnick bütün ve hegzan kullanarak bir deney yapmışlar ve De Frate'in çalışmasından elde edilen teorik sonuçlarla karşılaştırmışlardır (KHOURY ve ark., 1967), (HEYMANN, RESNICK, 1964). Benzer bir çalışma Emanuel ve Chen tarafından yapılmıştır (EMANUEL, 1976), (CHEN, 1977), (CHEN, 1978).

Daha sonra Elrod tarafından, Keenan ve Chen'in çalışmasına benzer şekilde, otomobillerin egzozundan çıkan enerjinin jetli sistemlerle değerlendirilmesi üzerine bir çalışma yapılmış, fakat bir deney düzeneği kurulamamıştır (ELROD, 1945).

Jeelani ve diğerleri, hava ve su buharı ile çalışan ejektörlerin pratik olarak tasarımı için bazı tablolar ve grafikler oluşturmuşlardır (JEELANI ve ark., 1978), (JEELANI ve ark., 1979). Stoecker, Zeren ve diğerleri tarafından yapılan çalışmalarda ise, ejektörde su buharı veya freon kullanılması durumunda, ideal gaz varsayımından kaynaklanan hataları ortadan kaldırmak için, doğrudan bu akışkanlara ait termodinamik özellikler kullanılarak ejektör performansı hesaplanmıştır. Her iki çalışmada da bir boyutlu akış ve karışım bölgesindeki basıncın sabit olduğu kabul edilmiştir (STOECKER, 1958), (ZEREN ve ark., 1979), (ZEREN, 1982).

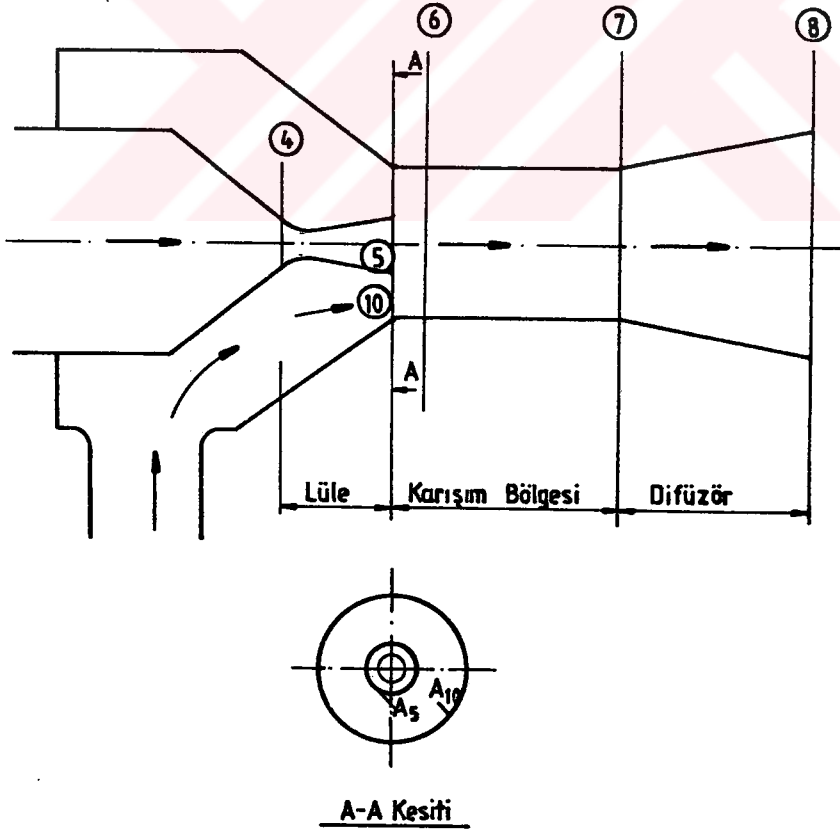
Huang ve diğerleri tarafından, jetli soğutma sistemlerinin kalbi sayılan ejektörün performans karakteristikleri ve tasarım analizi yapılmıştır. Bu çalışmada teorik ve deneysel neticelerden, ejektördeki şok olayının ejektör performansını önemli derecede etkilediği görülmüştür (HUANG ve ark., 1985).

3. MATERYAL VE METOD

Jetli soğutma sisteminde yoğusturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının, lüle ve difüzör verimlerinin, lüle çıkış ve karışım bölgesi kesit alanlarının bilindiği kabul edilerek gerekli kazan sıcaklığı, sistemin her noktasındaki termodinamik özellikler ve sistemin soğutma etkinliği hesaplanabilir. Bunun için öncelikle ejektörün incelenmesi gerekmektedir.

3.1 Ejektörün incelenmesi

Jetli soğutma sistemine ait bir ejektör şematik olarak şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. Jetli Soğutma Sisteminde Kullanılan Bir Ejektör

noktasındaki termodinamik özellikleri eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir. (4) noktasındaki akışkan hızının sıfır olduğu kabul edilerek (4) ile (5) noktaları arasında enerji denklemi yazılırsa

$$h_4 = h_5 + U_5^2/2 \quad (3.1)$$

eşitliği elde edilir. Burada

$$\dot{M}_4 = \dot{M}_5 \quad (3.2)$$

olduğu dikkate alınmalıdır.

Lüle verimi η_L .

$$\eta_L = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (3.3)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Buradan h_5 için

$$h_5 = h_4 - \eta_L \cdot (h_4 - h_{5s}) \quad (3.4)$$

eşitliği yazılabilir. Görüldüğü gibi h_5 'in hesaplanabilmesi için h_{5s} entalpisinin ve dolayısı ile X_{5s} kurulum derecesinin bilinmesi gerekmektedir. Bunun için de

$$S_{5s} = S_4 \quad (3.5)$$

olduğu dikkate alınırsa

$$X_{5s} = \frac{S_4 - S_{12}}{S_{10} - S_{12}} \quad (3.6)$$

eşitliği yazılır ve

$$h_{5s} = h_{11} + X_{5s} \cdot (h_{10} - h_{12}) \quad (3.7)$$

eşitliğinden de (5s) noktasındaki entalpi hesaplanır.

Lüle verimi verildiğinde (3.4) eşitliğinden h_5 entalpisi ve (3.1) eşitliğinden de U_5 hızı

$$U_5 = [2 \cdot (h_4 - h_5)]^{1/2} \quad (3.8)$$

şeklinde bulunur. Buharlaştırıcı sıcaklığı ve h_5 entalpisi bilindiğinden (5) noktasındaki soğutucu akışkanın kuruluk derecesi x_5 ,

$$x_5 = \frac{h_5 - h_{12}}{h_{10} - h_{12}} \quad (3.9)$$

özellik hacmi v_5 ,

$$v_5 = v_{12} + x_5 \cdot (v_{10} - v_{12}) \quad (3.10)$$

ve entropisi S_5 ,

$$S_5 = S_{12} + x_5 \cdot (S_{10} - S_{12}) \quad (3.11)$$

eşitliklerinden hesaplanabilir. Böylece (5) noktasına ait tüm termodinamik özellikler belirlenmiş olur.

3.1.2 Karışım Bölgesindeki Akışın İncelenmesi

Karışım bölgesinin incelenmesinde (5) ile (6) ve (6) ile (7) noktaları arasında süreklilik, enerji ve momentum denklemleri yazılmalıdır.

(5) ile (6) noktaları arasında süreklilik denklemi

$$\dot{M}_5 + \dot{M}_{10} = \dot{M}_6 \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edilebilir. Şekil 4'ten de

$$A_5 + A_{10} = A_6 \quad (3.13)$$

olduğu görülmektedir.

Buharlastırıcıdan gelen akışkanın durma noktası şartlarına sahip olduğu, (5) ve (6) noktalarındaki basınçların eşit olduğu ve sürtünme kayıplarının ihmal edildiği dikkate alındığında (5) ile (6) noktaları arasındaki momentum denklemi

$$\dot{M}_5 U_5 = \dot{M}_6 U_6 \quad (3.14)$$

olarak yazılabilir. (5) ile (6) noktaları arasındaki enerji denklemi $U_{10}=0$ kabulü ile

$$\dot{M}_5 \cdot (h_5 + U_5^2/2) + \dot{M}_{10} h_{10} = \dot{M}_6 \cdot (h_6 + U_6^2/2) \quad (3.15)$$

şeklinde yazılabilir. (3.1) eşitliği dikkate alındığında (3.15) eşitliği

$$\dot{M}_5 h_4 + \dot{M}_{10} h_{10} = \dot{M}_6 \cdot (h_6 + U_6^2/2) \quad (3.16)$$

şekline gelir. Bu durumda

$$m^* = \dot{M}_{10} / \dot{M}_5 \quad (3.17)$$

$$A^* = A_{10} / A_5 \quad (3.18)$$

tanımlamaları yapılarak (3.12) eşitliğinden

$$\dot{M}_6 = (1 + m^*) \cdot \dot{M}_5 \quad (3.19)$$

elde edilir. (3.12), (3.13) ve (3.14) eşitliklerinden de

$$m^* = \left[\frac{v_5}{v_6} \cdot (1+A^*) \right]^{1/2} - 1 \quad (3.20)$$

bağıntısı bulunur. (3.19) eşitliği, (3.16) eşitliğinde yerine konup elde edilen eşitlikten h_6 çekilirse

$$h_6 = \frac{h_4 + m^* h_{10}}{1 + m^*} - \frac{1}{2} \left[\frac{U_5}{1+m^*} \right]^2 \quad (3.21)$$

elde edilir. (3.20) ve (3.21) eşitliklerinden oluşan iki bilinmeyenli lineer olmayan denklem sistemi iteratif yöntemlerle çözülebilir (AKTAS, ÖNCÜL, URAL, 1984). Sistemin çözümünde basit iterasyon yöntemi kullanıldığında, çözüm şu şekilde özetlenebilir.

(6) noktasına ait kuruluk derecesi

$$x_6 = \frac{h_6 - h_{12}}{h_{10} - h_{12}} = \frac{v_6 - v_{12}}{v_{10} - v_{12}} \quad (3.22)$$

şeklinde ifade edilebilir. Önce kuruluk derecesi tahmin edilerek

$$v_6 = v_{12} + x_6 \cdot (v_{10} - v_{12}) \quad (3.23)$$

eşitliğinden v_6 hesaplanır. Daha sonra bu değer est.(3.20)'de yerine konarak m^* değeri bulunur ve (3.21) eşitliğinden de h_6 hesaplanır. Son olarak hesaplanan h_6 değeri (3.22) eşitliğinde yerine konarak x_6 kuruluk derecesi tekrar hesaplanır. Kabul edilen ve hesaplanan kuruluk dereceleri arasındaki fark belli bir değerden küçük olana kadar iterasyona devam edilir. İterasyon sonucunda m^* ve (6) noktasına ait termodinamik özellikler belirlenmiş olur.

Difüzör girişindeki akışkanın özelliklerinin belirlenmesi için (6) ile (7) noktaları arasında süreklilik, enerji ve momentum denklemleri yazılmalıdır. Süreklilik denklemi,

$$\dot{M}_6 = \dot{M}_7 \quad (3.24)$$

enerji denklemi,

$$\dot{M}_6 \cdot (h_6 + U_6^2/2) = \dot{M}_7 \cdot (h_7 + U_7^2/2) \quad (3.25)$$

ve momentum denklemi de

$$P_6 A_6 + \dot{M}_6 U_6 = P_7 A_7 + \dot{M}_7 U_7 \quad (3.26)$$

şeklindedir. (3.24) eşitliğinden

$$\frac{U_7}{v_7} = \frac{U_6}{v_6} \quad (3.27)$$

yazılabilir. (3.26) ve (3.27) eşitliklerinden ise

$$P_7 = P_6 + (U_6 - U_7) \cdot \frac{U_6}{v_6} \quad (3.28)$$

eşitliği elde edilir. (3.25) eşitliğinden de h_7 çekilirse

$$h_7 = h_6 + \frac{U_6^2 - U_7^2}{2} \quad (3.29)$$

olarak bulunur. (3.25) ve (3.26) eşitliklerinde h_7 ve p_7 bilinmemektedir. Bu değerler yine iteratif yöntemlerle bulunabilir.

Bunun için önce U_7 'ye bir başlangıç değeri verilir. Bu değer (3.28) ve (3.29) eşitliklerinde yerine konarak P_7 ve

h_7 hesaplanır. Hesaplanan P_7 basıncından T_{7d} doyma sıcaklığı ve bu sıcaklıktaki doymuş buhar entalpisi bulunur. h_7 ve h_{7d} değerleri karşılaştırılarak (7) noktasının kızgın buhar veya ıslak buhar bölgelerinden hangisinde yer aldığı belirlenir.

Eğer (7) noktası ıslak buhar bölgesinde ise T_7 sıcaklığının T_{7d} sıcaklığına eşit olacağı açıktır. Bu durumda T_7 sıcaklığındaki doymuş sıvı ve doymuş buhar hallerine ait termodinamik özellikler bulunur ve daha önce belirlenen h_7 değeri kullanılarak (7) noktasının kuruluk derecesi, özgül hacmi ve entropisi hesaplanabilir.

(7) noktasının kızgın buhar bölgesinde olması durumunda ise T_7 sıcaklığının belirlenmesi için kızgın buhar bölgesinde geçerli olan eşitlikler kullanılır. (7) noktasında kızgın buhar bölgesinde bulunan soğutucu akışkanın basıncı (3.28) eşitliğinden, entalpisi de (3.29) eşitliğinden hesaplanır. Bu değerler ileride verilecek olan (3.84) eşitliğinde yerine yazılmasıyla T_7 sıcaklığı için

$$T_7 = T_{7d} + \frac{-k_1 + (k_1^2 - 4 \cdot k_2 \cdot \Delta h)^{1/2}}{2 \cdot k_2} \quad (3.30)$$

bağıntısı elde edilir. Buradaki k_1 ve k_2 değerleri kızgın su buharı için

$$k_1 = 1.85 + 5.6 \cdot P_7^{*0.67} \quad (3.31)$$

$$k_2 = (0.226 + 34 \cdot P_7^{*0.85}) \cdot 10^{-3} \quad (3.32)$$

esitliklerinden hesaplanabilir. (3.30) esitliğinde

$$P_7^* = P_7 / P_{kr} \quad (3.33)$$

$$\Delta h = h_7 - h_{7d} \quad (3.34)$$

şeklinde tanımlanmıştır. T_{7d} , P_7 basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı, h_{7d} ise T_{7d} sıcaklığındaki doymuş buhar entalpisidir. Esitliklerde T_{7d} [$^{\circ}\text{C}$] ve h_{7d} [kJ/kg] olarak alınmalıdır.

Bu şekilde T_7 sıcaklığı belirlendikten sonra, P_7 basıncı ve T_7 sıcaklığındaki soğutucu akışkanın özgül hacim, entalpi ve entropi değerleri hesaplanır. (7) noktasının ıslak buhar veya kızgın buhar bölgesinde bulunması durumuna göre hesaplanan v_7 özgül hacmi est.(3.27)'de yerine konarak U_7 hızı hesaplanır. Başta kabul edilen ve hesaplanan U_7 hızları arasındaki fark belli bir değerden küçük olana kadar iterasyona devam edilir.

3.1.3 Difüzördeki Akışın İncelenmesi

Bundan önceki bölümde, (7) noktasındaki yani difüzör girişindeki soğutucu akışkanın özellikleri belirlenmiştir. (7) ile (8) noktaları arasında yazılacak süreklilik ve enerji denklemleri yardımıyla difüzör çıkışındaki soğutucu akışkanın özellikleri bulunabilir.

Süreklilik denklemi,

$$\dot{M}_7 = \dot{M}_8 \quad (3.35)$$

enerji denklemi,

$$\dot{M}_7 \cdot (h_7 + U_7^2/2) = \dot{M}_8 h_8 \quad (3.36)$$

şeklindedir. Burada (8) noktasında akışkanın durma noktası

sartlarına sahip olduğu ve dolayısı ile $U_8=0$ olduğu dikkate alınmalıdır.

Difüzör verimi,

$$\eta_D = \frac{h_{8s} - h_7}{h_8 - h_7} \quad (3.37)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Bu eşitlikten

$$h_8 = h_7 + (h_{8s} - h_7)/\eta_D \quad (3.38)$$

olarak yazılabilir. P_{8s} ve S_{8s} değerleri bilindiğinden h_{8s} entalpisi de bu değerlere bağlı olarak bulunabilir. (7) ile (8s) noktaları arasında izentropik sıkıştırma işlemi olduğu kabul edildiğinden

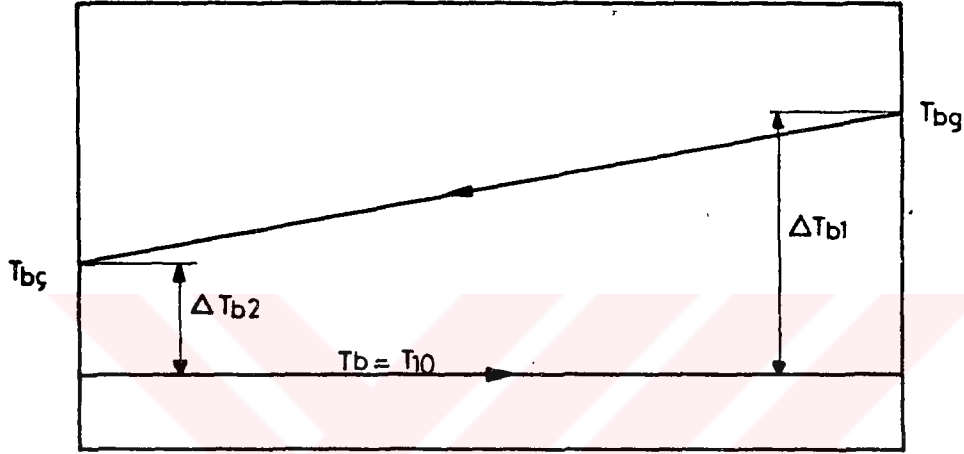
$$S_{8s} = S_7 \quad (3.39)$$

olacağı açıktır.

(7) noktasının ıslak buhar ya da kızgın buhar bölgelerinden hangisinde yer aldığı belirlenmesi için yapılan işlemler, (8s) noktasının yerini belirlemek için de yapılır. (8s) noktasının ıslak buhar ya da kızgın buhar bölgesinde bulunması durumuna göre belirlenen T_{8s} sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan h_{8s} entalpisi (3.38) eşitliğinde yerine konarak h_8 bulunur. h_8 için (3.36) ve (3.38) eşitliklerinden elde edilen değerler arasındaki fark belli bir değerden küçük olana kadar iterasyona devam edilir. Iterasyon sonucunda (8) noktasına ait termodinamik özellikler bulunmuş olur.

3.2 Buharlaştırıcının incelenmesi

Sogutulacak ortamdan ısı çekilmesi amacıyla, soğutucu akışkanın buharlaşmasını sağlayan elemana buharlaştırıcı denmektedir. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık dağılımı şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 6. Buharlaştırıcıdaki Sıcaklık Dağılımı

Buharlaştırıcıda soğutucu akışkana transfer edilen ısı

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (3.40)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Buharlaştırıcının boyutlandırılması ise

$$(kF)_b = \frac{\dot{Q}_b}{\Delta T_{mb}} \quad (3.41)$$

eşitliğinden elde edilen $(kF)_b$ değerine göre yapılabilir.

Buharlaştırıcıdaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı

$$\Delta T_{mb} = \frac{\Delta T_{b1} - \Delta T_{b2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{b1}}{\Delta T_{b2}}\right)} \quad (3.42)$$

şeklinde hesaplanır. Burada

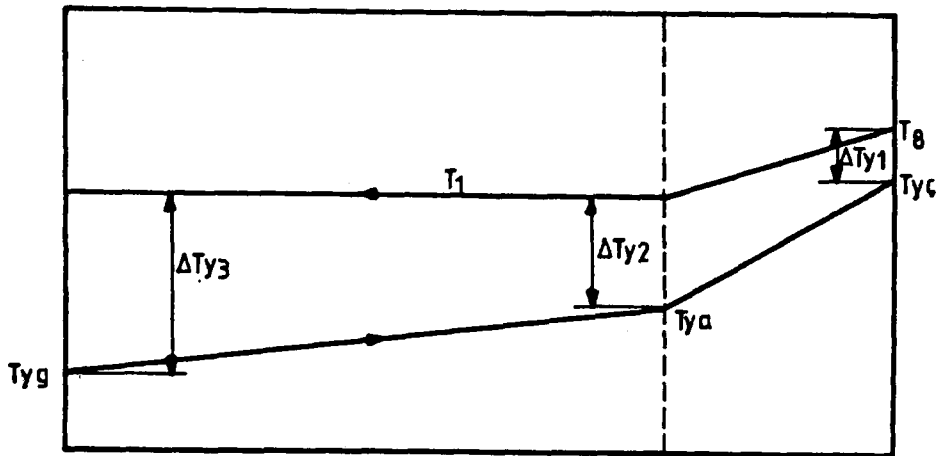
$$\Delta T_{b1} = T_{bg} - T_{10} \quad (3.43)$$

$$\Delta T_{b2} = T_{bc} - T_{10} \quad (3.44)$$

olarak tanımlanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısını gösteren k , buharlaştırıcının konstrüksiyonuna göre farklı değerler alacaktır.

3.3 Yoğusturucunun İncelenmesi

Kızgın buhar halinde yoğusturucuya giren soğutucu akışkan önce doymuş buhar, daha sonra da doymuş sıvı haline geldiğinden, yoğusturucuyu iki ayrı ısı değıştiricisi olarak ele almak mümkündür (AYDIN, 1986). Yoğusturucudaki sıcaklık dağılımı şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 7. Yoğusturucudaki Sıcaklık Dağılımı

Sekil 7'den görüldüğü gibi yoğusturucuda ısıtılan akışkan, yoğusturucuya T_{yg} sıcaklığında girip T_{yc} sıcaklığında çıkmaktadır.

Yoğusturucunun birinci kısmından transfer edilen ısı

$$\dot{Q}_{y1} = \dot{M}_6 \cdot (h_8 - h_9) \quad (3.45)$$

ve ikinci kısmından transfer edilen ısı da

$$\dot{Q}_{y2} = \dot{M}_6 \cdot (h_9 - h_1) \quad (3.46)$$

şeklinde hesaplanır. Yoğusturucunun boyutlandırılması ise

$$(kF)_{y1} = \frac{\dot{Q}_{y1}}{\Delta T_{my1}} \quad (3.47)$$

$$(kF)_{y2} = \frac{\dot{Q}_{y2}}{\Delta T_{my2}} \quad (3.48)$$

esitliklerinden elde edilecek $(kF)_{y1}$ ve $(kF)_{y2}$ değerlerine göre yapılmalıdır. Bu esitliklerdeki logaritmik ortalama sıcaklık farkları ΔT_{my1} ve ΔT_{my2}

$$\Delta T_{my1} = \frac{\Delta T_{y2} - \Delta T_{y1}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{y2}}{\Delta T_{y1}}\right)} \quad (3.49)$$

$$\Delta T_{my2} = \frac{\Delta T_{y3} - \Delta T_{y2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{y3}}{\Delta T_{y2}}\right)} \quad (3.50)$$

olarak hesaplanabilir. Burada

$$\Delta T_{y1} = T_8 - T_{yc} \quad (3.51)$$

$$\Delta T_{y2} = T_1 - T_{ya} \quad (3.52)$$

$$\Delta T_{y3} = T_1 - T_{yg} \quad (3.53)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Toplam ısı transfer katsayısını gösteren k ise yoğunlaştırıcunun konstrüksiyonuna göre farklı değerler alabilir.

3.4 Kazanın incelenmesi

Jetli soğutma sisteminde, soğutucu akışkanı sıvı halden doymuş buhar haline getiren elemana kazan denmektedir. Bir sesüştü lülesinden geçirilerek basıncı düşürülüp hızı artırılan soğutucu akışkanın, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan üzerinde sürükleyici etki yaratabilmesi için, kazandaki soğutucu akışkana ısı verilmesi yüksek basınç altında gerçekleştirilir.

Soğutucu akışkana kazanda verilmesi gereken ısı

$$\dot{Q}_k = \dot{M}_5 \cdot (h_4 - h_2) \quad (3.54)$$

şeklinde bulunur. Kazana güneş, jeotermal veya atık ısı gibi enerji kaynaklarından ısı verilebileceğinden, kazan konstrüksiyonu da farklı olacaktır.

3.5 Sistemin Soğutma Etkinliğinin Belirlenmesi

Jetli soğutma sisteminin soğutma etkinliği

$$\epsilon_s = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_k + W_p} \quad (3.55)$$

olarak tanımlanmıştır. Burada $\dot{Q}_b$ buharlaştırıcıda, $\dot{Q}_k$ da kazanda soğutucu akışkana transfer edilen ısıyı, W_p ise soğutucu akışkanı yoğusturucu basıncından kazan basıncına çıkarmak için pompaya verilen işi göstermektedir. $\dot{Q}_b$ est.(3.40), $\dot{Q}_k$ da est.(3.54)'ten bulunur. Pompaya verilen iş

$$W_p = \dot{M}_5 \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.56)$$

eşitliğinden elde edilebilir. Bu durumda soğutma etkinliği

$$\epsilon_s = \frac{h_{10} - h_{11}}{h_4 - h_1} \cdot m^* \quad (3.57)$$

olarak bulunur. Soğutucu akışkanın (1) noktasından (11) noktasına genişlemesi sabit entalpide olduğu kabul edilirse (3.57) eşitliği

$$\epsilon_s = \frac{h_{10} - h_1}{h_4 - h_1} \cdot m^* \quad (3.58)$$

şekline gelir.

3.6 Ses Hızı ve Mach Sayısının Hesabı

Sıkıştırılabilir akışkanlarla ilgili akış olaylarında, sesin ortam içinde yayılma hızı önemli bir parametre oluşturur (BUYUKTUR, 1985).

Ejektördeki karışım bölgesinde meydana gelen şok olayının izentropik olduğu kabul edilebilir. İzentropik durum değişiminde, sesin yayılma hızı

$$c = \left[\frac{dP}{d\rho} \right]^{1/2} \quad (3.59)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Burada C ses hızını, P basıncı, ρ da yoğunluğu göstermektedir.

Gerçekte ses hızının (3.59) eşitliği ile hesaplanması gerekir. Akışkan ideal gaz kabul edilerek ses hızı

$$c = \left[\frac{P}{\rho} \right]^{1/2} \quad (3.60)$$

eşitliğinden de bulunabilir. Bu çalışmada yaklaşık olarak bir fikir vermesi ve daha basit olması nedeniyle, ses hızı (3.60) eşitliğine göre hesaplanacaktır.

Akışın sesüstü ya da sesaltı akış olduğunu belirlemek amacıyla tanımlanan Mach sayısı da

$$\text{Mach} = \frac{U}{c} \quad (3.61)$$

eşitliğinden bulunur. Mach sayısı 1'den büyükse sesüstü, küçükse sesaltı akış var demektir.

3.7 Suyun Termodinamik Özellikleri İçin Basit Eşitlikler

Jetli soğutma sisteminin modellenmesinde çeşitli soğutucu akışkanlar seçilebilir. Seçilen soğutucu akışkanın doymuş sıvı, doymuş buhar ve kızgın buhar hallerine ait termodinamik özelliklerin bilinmesi gereklidir. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri sıcaklığa bağlı olarak tablolar halinde verilmiştir. Bilgisayar uygulamalarında bu özelliklerin eşitlikler haline getirilmesi büyük kolaylık sağlayacaktır (YILMAZ,1978), (YILMAZ, OĞULATA, 1989).

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak su seçilmiş ve suyun doymuş sıvı, doymuş buhar ve kızgın buhar hallerine ait termodinamik özelliklerini veren eşitlikler çıkarılmıştır. Eşitliklerin çıkarılmasında kullanılan tablo değerleri (BÜYÜKTÜRK, 1986)'den alınmıştır.

3.7.1 Doyma Basıncı - Sıcaklık İlişkisi

Doyma basıncı, doyma sıcaklığına bağlı olarak su şeklinde verilmiştir (ESİN, 1988).

$$P = a \cdot \exp[b + c/(T + d)] \quad (3.62)$$

Buradaki katsayılar aşağıdaki gibidir.

a	b	c	d
0,1329	18,3038	-3816,4	227,12

Bu eşitlikte, T[°C] ve P[kPa] olarak alınmalıdır. Eşitlik 0-300 [°C] sıcaklık aralığında rahatlıkla kullanılabilir. Gerçek ve est.(3.62)'ye göre hesaplanan basınç değerleri Ek-1'de karşılaştırılmıştır.

3.7.2 Doymuş Suyun Termodinamik Özellikleri İçin Eşitlikler

Doymuş suyun termodinamik özelliklerini veren aşağıdaki eşitlikler boyutsuz parametrelerle verilmiştir. Bütün eşitlikler

$$T^* = (T + 273) / (T_{kr} + 273) \quad (3.63)$$

şeklinde tanımlanan boyutsuz sıcaklığa bağlı olarak çıkarılmıştır. Burada T [$^{\circ}\text{C}$] ve $T_{kr} = 374,15$ [$^{\circ}\text{C}$] olarak alınmalıdır.

3.7.2.1 Özgül Hacim - Sıcaklık İlişkisi

Doymuş suyun özgül hacminin sıcaklık ile değişimini veren bir bağıntı

$$v_s^* = 1 + a \cdot (1 - T^*)^n \cdot [1 + b \cdot (1 - T^*)^m + c \cdot T^{*k}] \quad (3.64)$$

şeklinde çıkarılmıştır. Buradaki katsayılar aşağıdaki gibidir.

a	b	c	n	m	k
-0.7700	-2.8500	0.2455	0.2248	8.8600	2.6250

Bu eşitlikte

$$v_s^* = v_s / v_{kr} \quad (3.65)$$

olarak tanımlanmıştır. Eşit.(3.64)'ten elde edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılması Ek-2'de verilmiştir. Eşit.(3.65)'de $v_{kr} = 0.00317$ [m^3/kg] olarak alınmalıdır.

3.7.2.2 Entalpi - Sıcaklık ilişkisi

Doymuş suyun entalpisinin sıcaklık ile değişimini veren bir bağıntı

$$h_s^* = 1 + a \cdot (1 + b \cdot T^*) \cdot (1 + c \cdot T^{*n}) \quad (3.66)$$

şeklinde çıkarılmıştır. Buradaki katsayılar aşağıdaki gibidir.

a	b	c	n
-0.5420	-0.83325	-0.4550	11.65

Bu eşitlikte

$$h_s^* = h_s / h_{kr} \quad (3.67)$$

olarak tanımlanmıştır. Est.(3.66)'dan elde edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılması Ek-3'te verilmiştir. Est.(3.67)'de $h_{kr} = 2107.4$ [kJ/kg] olarak alınmalıdır.

3.7.2.3 Entropi - Sıcaklık ilişkisi

Doymuş suyun entropisinin sıcaklık ile değişimini veren bir bağıntı

$$S_s^* = 1 + a \cdot (1 - T^*)^n \cdot [1 + b \cdot (1 - T^*)^m + c \cdot (1 - T^*)^k] \quad (3.68)$$

şeklinde çıkarılmıştır. Buradaki katsayılar aşağıdaki gibidir.

a	b	c	n	m	k
-0.5238	2.2217	2.9268	0.4004	1.0871	5.3812

Bu eşitlikte

$$S_s^* = S_s / S_{kr} \quad (3.69)$$

olarak tanımlanmıştır. Est.(3.68)'den elde edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılması Ek-4'te verilmiştir. Est.(3.69)'da $S_{kr} = 4.4429$ [kJ/kg·K] olarak alınmalıdır.

3.7.3 Doymuş Su Buharının Termodinamik Özellikleri için Eşitlikler

3.7.3.1 Özgül Hacim - Sıcaklık İlişkisi

Doymuş su buharı özgül hacminin sıcaklık ile değişimini veren bir bağıntı

$$v_b^* = R^* \cdot T^* / P^* \quad (3.70)$$

$$R^* = 1 + a \cdot (1 - T^*)^n \cdot [1 + b \cdot (1 - T^*)^m + c \cdot T^{*k}] \quad (3.71)$$

şeklinde çıkarılmıştır. Buradaki katsayılar aşağıdaki gibidir.

a	b	c	n	m	k
5.7350	-1.5000	3.5000	0.4860	2.5000	6.0000

Bu eşitlikte

$$v_b^* = v_b / v_{kr} \quad (3.72)$$

$$P^* = P / P_{kr} \quad (3.73)$$

olarak tanımlanmıştır. Est.(3.70)'den elde edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılması Ek-5'de verilmiştir. Est.(3.72)'de $v_{kr} = 0.00317 \text{ [m}^3/\text{kg]}$ ve est.(3.73)'te de $P_{kr} = 22120 \text{ [kPa]}$ olarak alınmalıdır.

3.7.3.2 Entalpi - Sıcaklık ilişkisi

Doymuş su buharı entalpisinin sıcaklık ile değişimini veren bir bağıntı

$$h_b^* = a \cdot T^{*n} [1 + b \cdot T^{*m} + c \cdot T^{*k}] \quad (3.74)$$

şeklinde çıkarılmıştır. Buradaki katsayılar aşağıdaki gibidir.

a	b	c	n	m	k
1.4250	-0.2200	-0.00012	0.2028	10.85	-2.15

Bu eşitlikte

$$h_b^* = h_b / h_{kr} \quad (3.75)$$

olarak tanımlanmıştır. Est.(3.74)'ten elde edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılması Ek-6'da verilmiştir. Est.(3.75)'te $h_{kr} = 2107.4 \text{ [kJ/kg]}$ olarak alınmalıdır.

3.7.3.3 Entropi - Sıcaklık ilişkisi

Doymuş su buharı entropisinin sıcaklık ile değişimini veren bir bağıntı

$$S_b^* = 1 + a \cdot (1 - T^*)^n \cdot [1 + b \cdot (1 - T^*)^m + c \cdot (1 - T^*)^k] \quad (3.76)$$

şeklinde çıkarılmıştır. Buradaki katsayılar aşağıdaki gibidir.

a	b	c	n	m	k
0.6932	2.0600	7.8000	0.4185	2.2200	5.8850

Bu eşitlikte

$$S_b^* = S_b / S_{kr} \quad (3.77)$$

olarak tanımlanmıştır. Eş.(3.76)'dan elde edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılması Ek-7'de verilmiştir. Eş.(3.77)'de $S_{kr} = 4.4429$ [kJ/kg°K] olarak alınmalıdır.

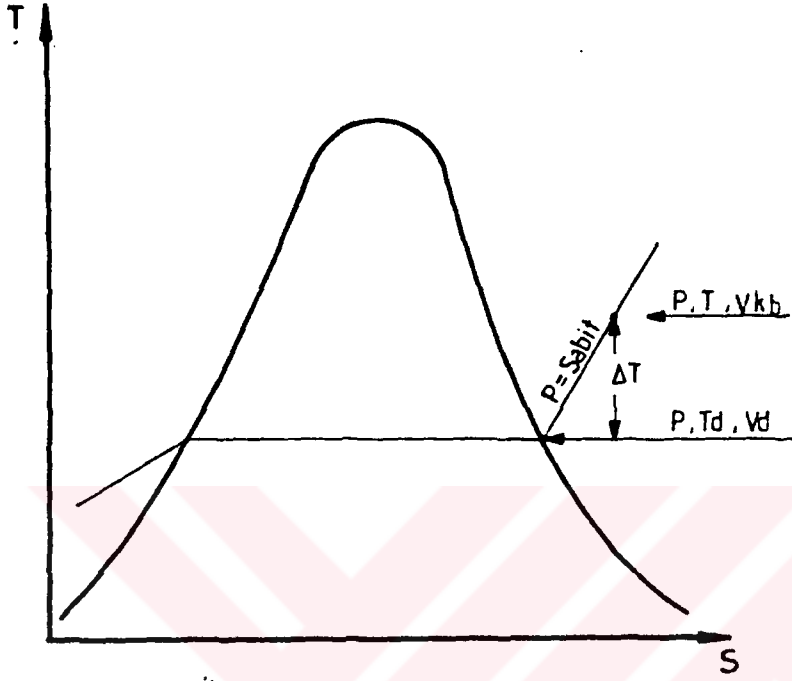
3.7.4 Kızgın Su Buharının Termodinamik Özellikleri için Eşitlikler

Kızgın su buharının termodinamik özelliklerini basınç ve sıcaklığa bağlı olarak veren eşitlikler aşağıdaki bölümlerde verilmiştir. Bu eşitliklerde

$$P^* = P / P_{kr} \quad (3.78)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Kızgın su buharı için verilen bu eşitlikler 0.05 ile 20 [bar] ve 40 ile 300 [°C] aralığında geçerlidir.

3.7.4.1 Kızgın Su Buharı Özgül Hacmi



Sekil 8. T-S Diyagramı

Kızgın su buharının özgül hacmi için

$$v^* = 1 + A \cdot (T^* - 1)^n \quad (3.79)$$

şeklinde basınç ve sıcaklığa bağlı bir eşitlik geliştirilmiştir. Bu eşitlikte

$$A = 1 + k_1 \cdot P^{*m} \quad (3.80)$$

$$n = 1 + k_2 \cdot P^{*k} \quad (3.81)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Buradaki katsayılar da aşağıda verilmiştir.

k_1	k_2	m	k
1.9785	-0.1485	0.7750	0.4250

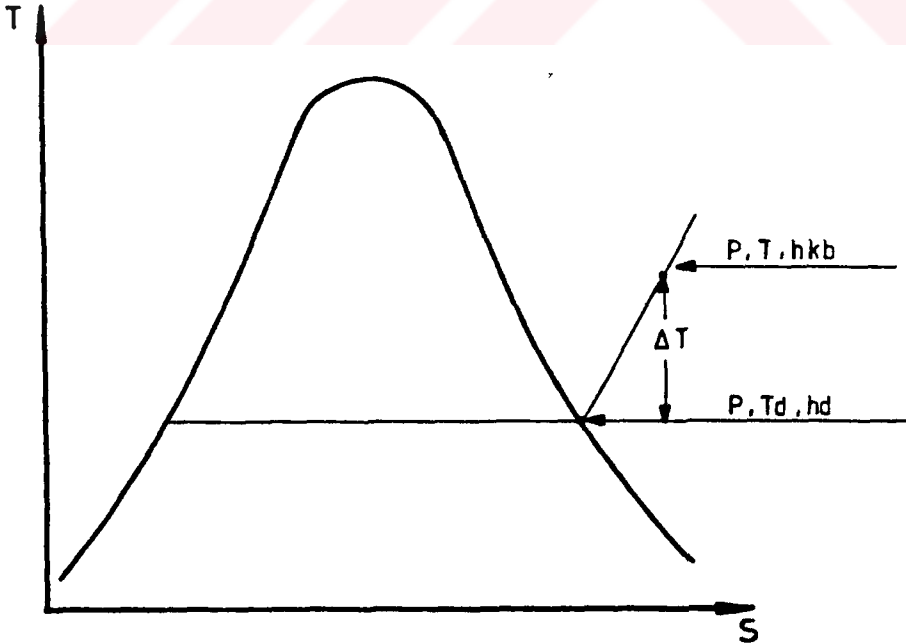
Est.(3.79)'daki v^* ve T^*

$$v^* = v_{kb} / v_d \quad (3.82)$$

$$T^* = (T+273)/(T_d+273) \quad (3.83)$$

olarak tanımlanmıştır. Buradaki T_d [$^{\circ}\text{C}$], P basıncındaki kızgın su buharının doyma sıcaklığı ve v_d de bu sıcaklıktaki doymuş su buharının özgül hacmidir. Est.(3.79)'dan elde edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılması Ek-8'de verilmiştir.

3.7.4.2 Kızgın Su Buharı Entalpisi



Şekil 9. T-S Diyagramı

Kızgın su buharının özgül ısısı için

$$C_p = k_1 + k_2 \cdot \Delta T \quad (3.84)$$

şeklinde basınç ve sıcaklığa bağlı bir eşitlik geliştirilmiştir. Bu eşitlikte

$$k_1 = a + b \cdot P^{*n} \quad (3.85)$$

$$k_2 = (c + d \cdot P^{*m}) \cdot 10^{-3} \quad (3.86)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Buradaki katsayılar da aşağıda verilmiştir.

a	b	c	d	n	m
1.8500	5.6000	0.2260	-34.00	0.6700	0.8500

$$C_p = \frac{\Delta h}{\Delta T} \quad (3.87)$$

$$\Delta h = h_{kb} - h_d \quad (3.88)$$

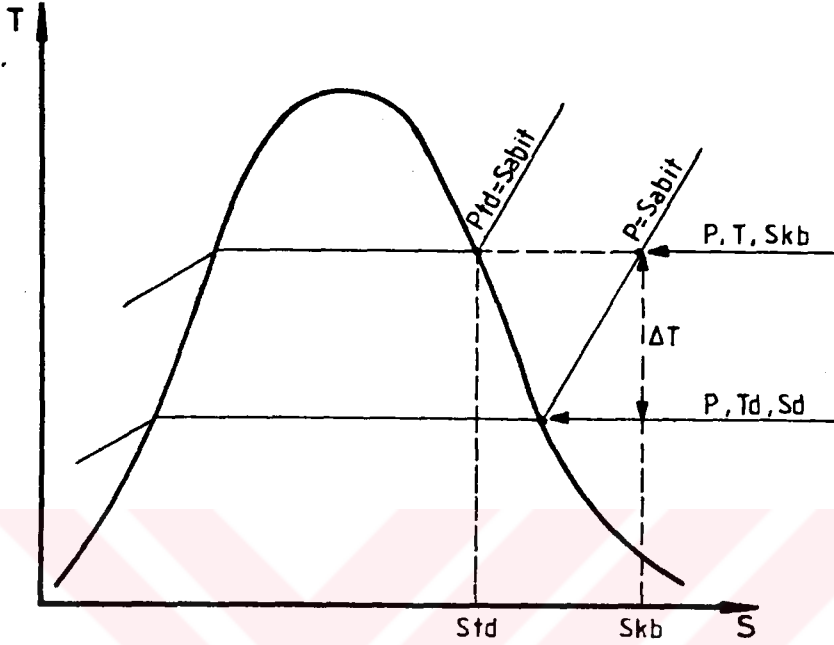
$$\Delta T = T_{kb} - T_d \quad (3.89)$$

şeklindedir. Bu eşitliklerden kızgın buhar bölgesindeki entalpi için

$$h_{kb} = h_d + C_p \cdot \Delta T \quad (3.90)$$

eşitliği yazılabilir. Est.(3.84)'ten elde edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılması Ek-9'da verilmiştir.

3.7.4.3 Kızgın Su Buharı Entropisi



Şekil 10. T-S Diyagramı

Kızgın su buharı entropisi için

$$S_{kb} = S_{td} + A \cdot \ln\left(\frac{P_{td}}{P}\right) \quad (3.91)$$

şeklinde basınç ve sıcaklığa bağlı bir eşitlik geliştirilmiştir. Bu eşitlikte

$$A = k_1 + k_2 \cdot \Delta T \quad (3.92)$$

$$k_1 = a + b \cdot P^{*n} \quad (3.93)$$

$$k_2 = c \cdot P^{*m} \cdot 10^{-3} \quad (3.94)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Buradaki katsayılar da aşağıda verilmiştir.

a	b	c	n	m
0.4550	1.1400	1.0500	0.7000	0.1950

Bu eşitlikteki P_{td} ve S_{td} değerleri, T sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncı ve bu sıcaklıktaki doymuş buhar entropisidir. Eş.(3.91)'den elde edilen değerler ile gerçek değerlerin karşılaştırılması Ek-10'da verilmiştir.

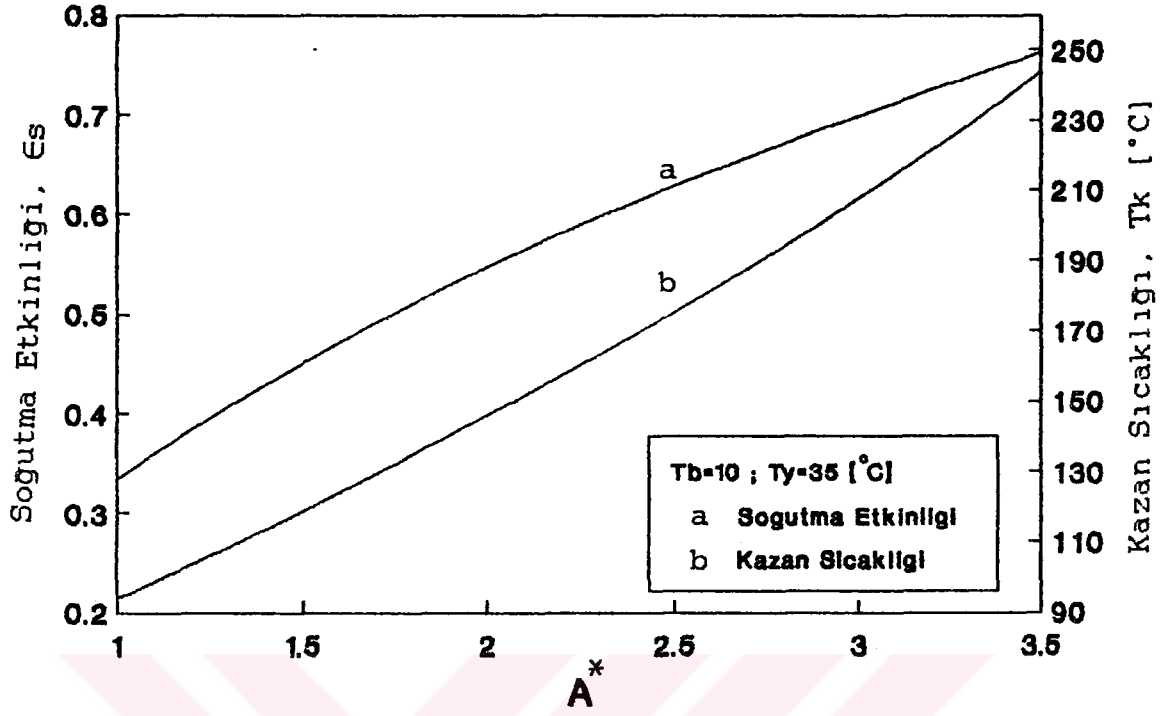
4. ARASTIRMA BULGULARI VE TARTISMALAR

Bundan önceki bölümde jetli soğutma sisteminin teorik modellenmesine ait esaslar verilmiştir. Bu bölümde, belirli lüle ve difüzör verimleri ile yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında, sistemin soğutma etkinliği ve soğutucu akışkanın çeşitli noktalardaki özelliklerinin değişimi A^* değerine bağlı olarak grafikler halinde gösterilmiştir.

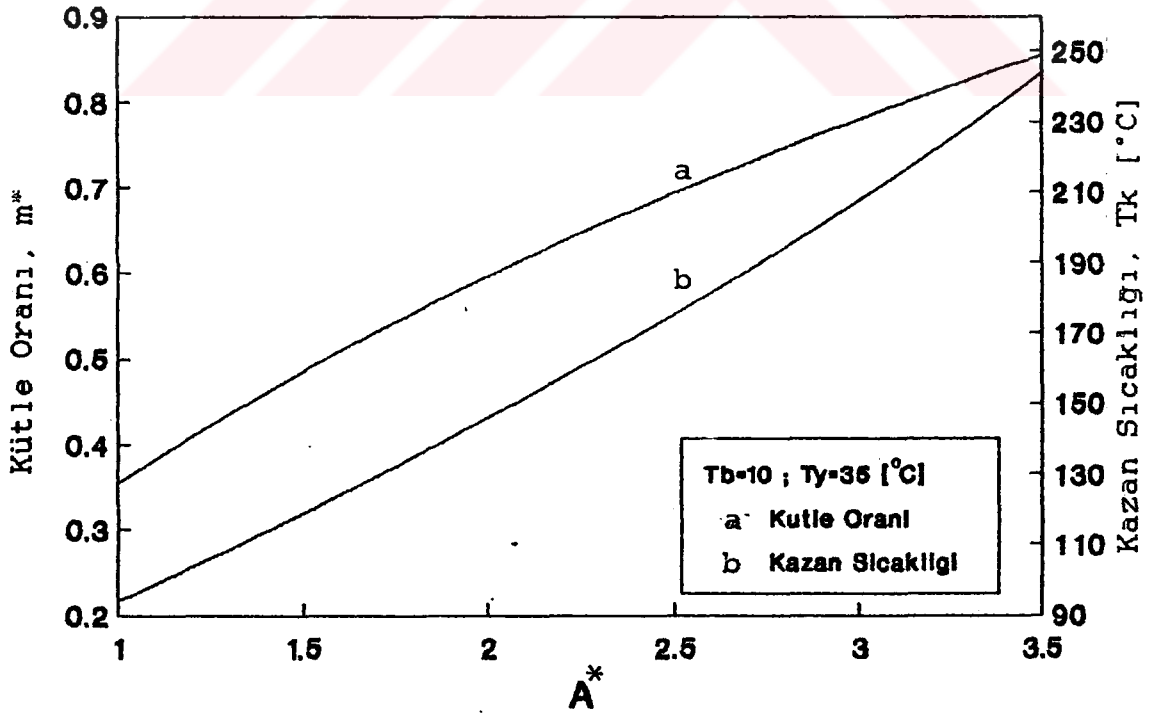
Hesaplarda lüle verimi $\eta_L = 0,90$ ve difüzör verimi $\eta_D = 0,70$ olarak alınmış, buna karşılık çeşitli yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında sistemin özellikleri belirlenmiştir. Yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıkları yaz çalışması durumuna göre seçilmiştir. Buna göre yoğunlaştırıcı sıcaklıkları 35, 40 ve 45 °C, buharlaştırıcı sıcaklıkları da 10, 15 ve 20 °C alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

4.1 Soğutma Etkinliği ve Kütle Oranının A^* ile Değişimi

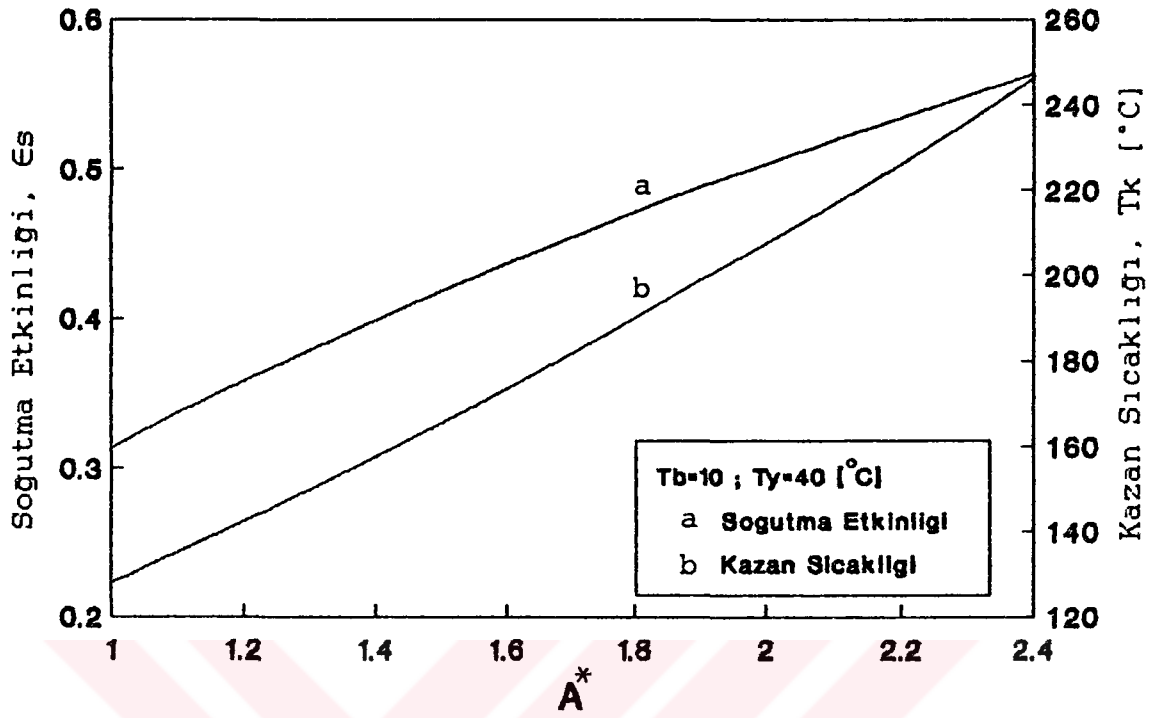
Soğutma etkinliğinin A^* ile değişimi, şekil 11, 13, 15, 17, 19, 21, 23, 25 ve 27'de çeşitli yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında verilmiştir. Bu şekillerden A^* değerinin artmasıyla soğutma etkinliğinin de arttığı görülmektedir. Yüksek soğutma etkinliği elde edebilmek için gerekli kazan sıcaklığının da yüksek olması gerektiği aynı grafiklerden görülebilir. Böylece bizim için önemli olan soğutma etkinliği ve kazan sıcaklığı değerlerini aynı anda görme olanakı elde etmekteyiz. Aynı buharlaştırıcı sıcaklığı ve A^* değerinde, yoğunlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla soğutma etkinliğinin azaldığı, gerekli kazan sıcaklığının ise arttığı, buna karşılık aynı yoğunlaştırıcı sıcaklığında ve A^*



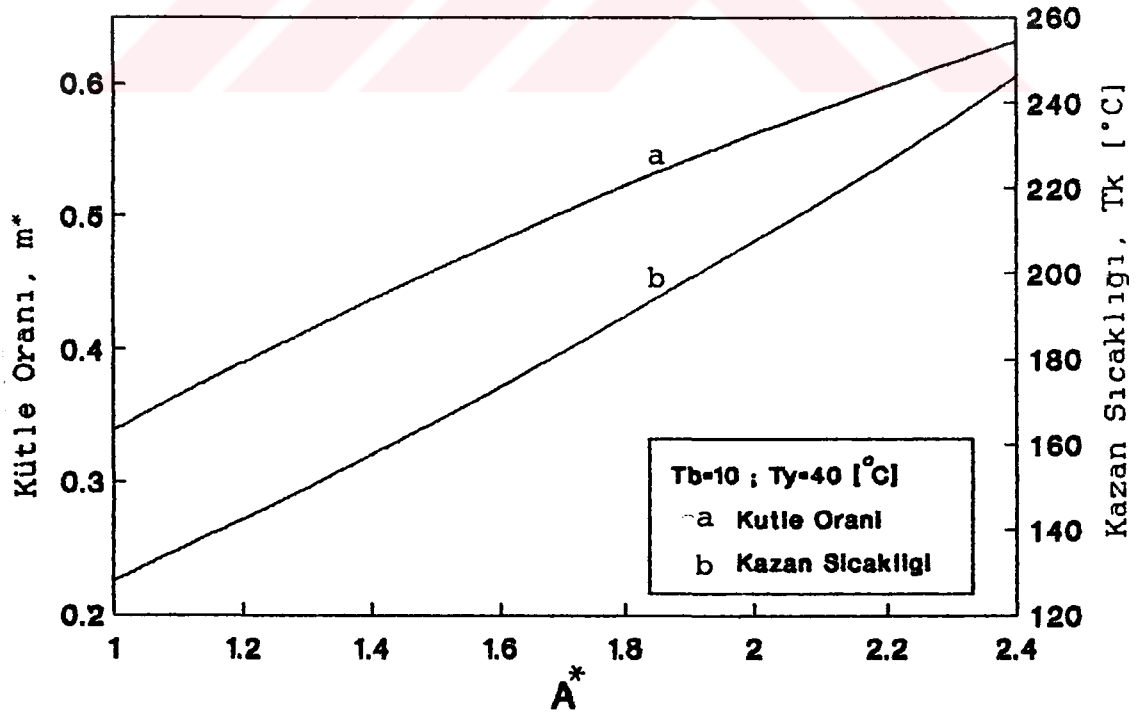
Sekil 11. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



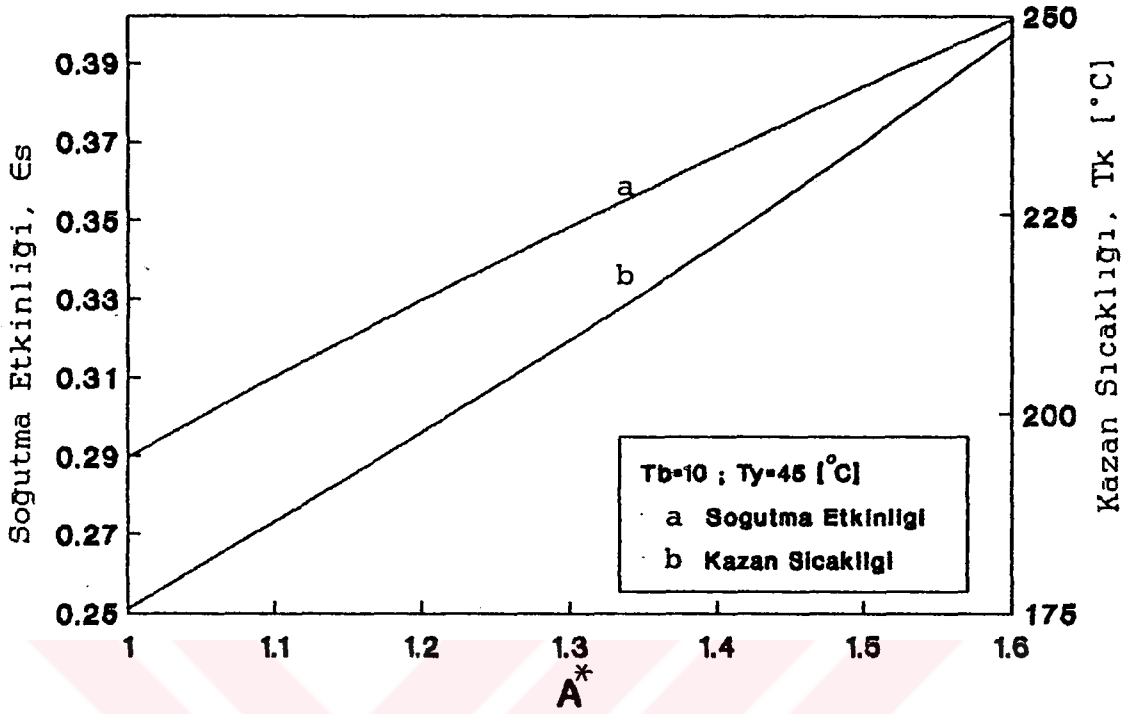
Sekil 12. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



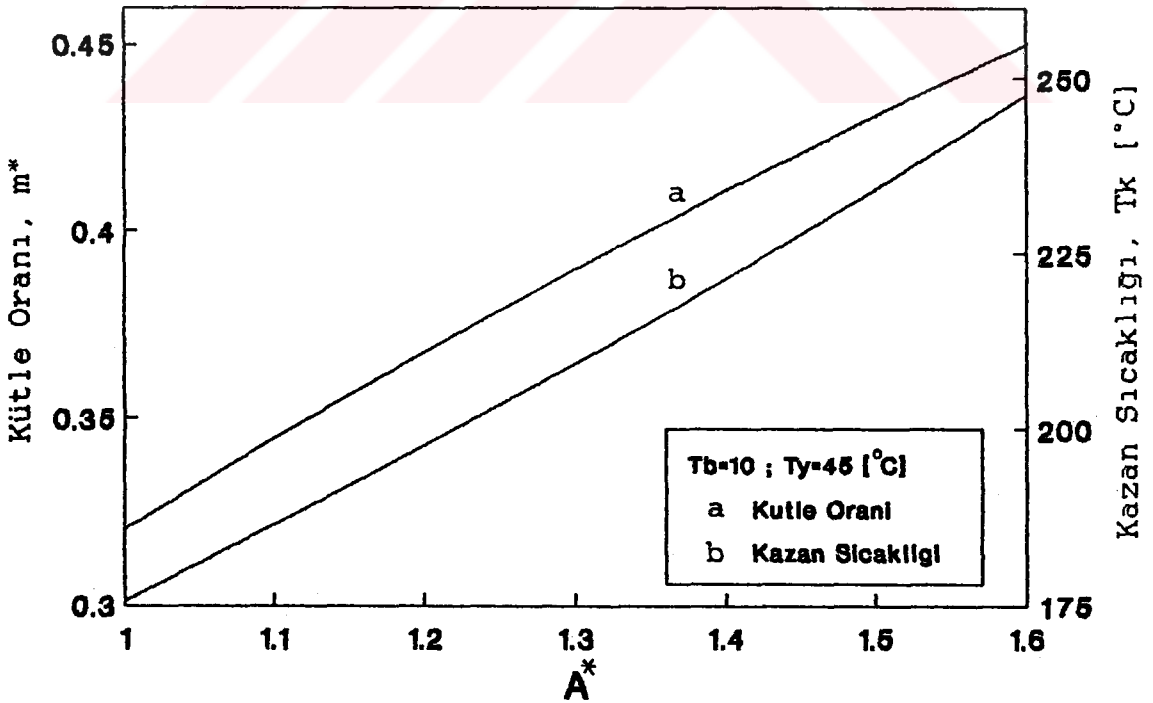
Sekil 13. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



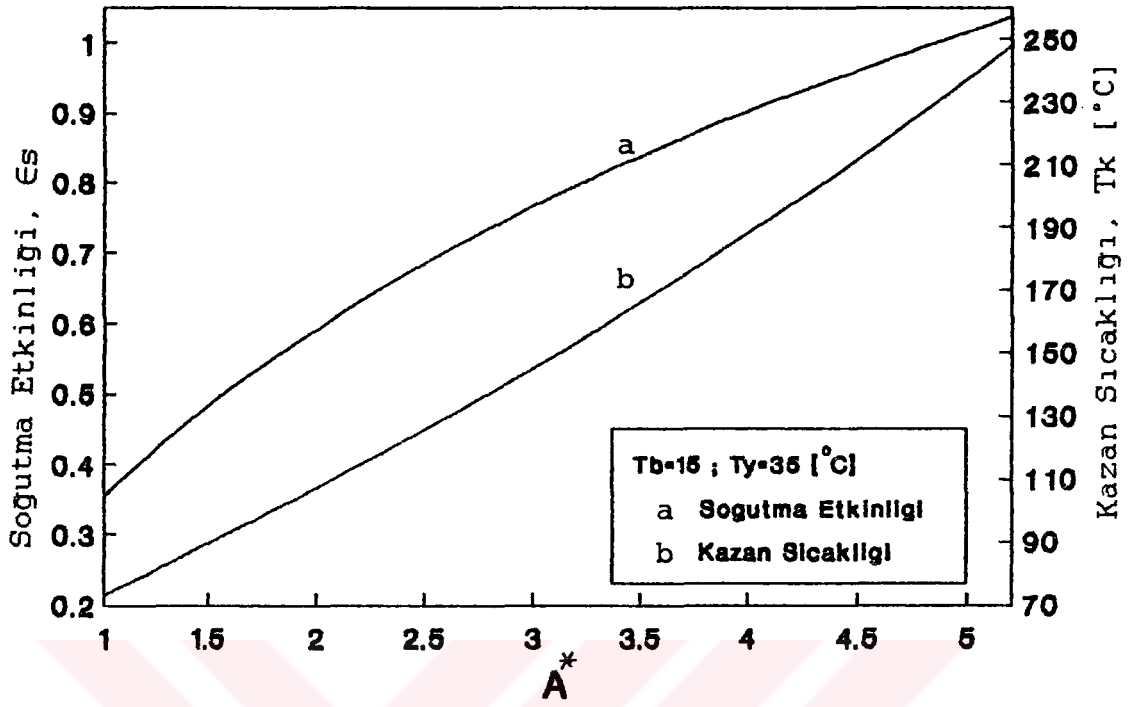
Sekil 14. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



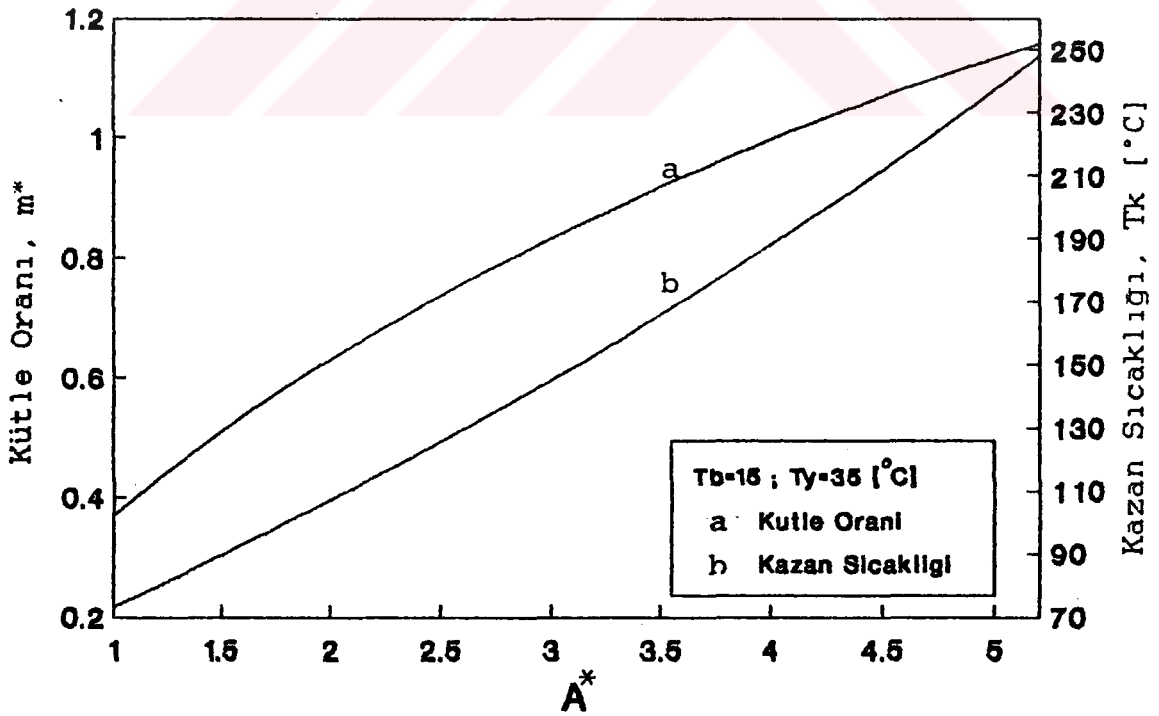
Sekil 15. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



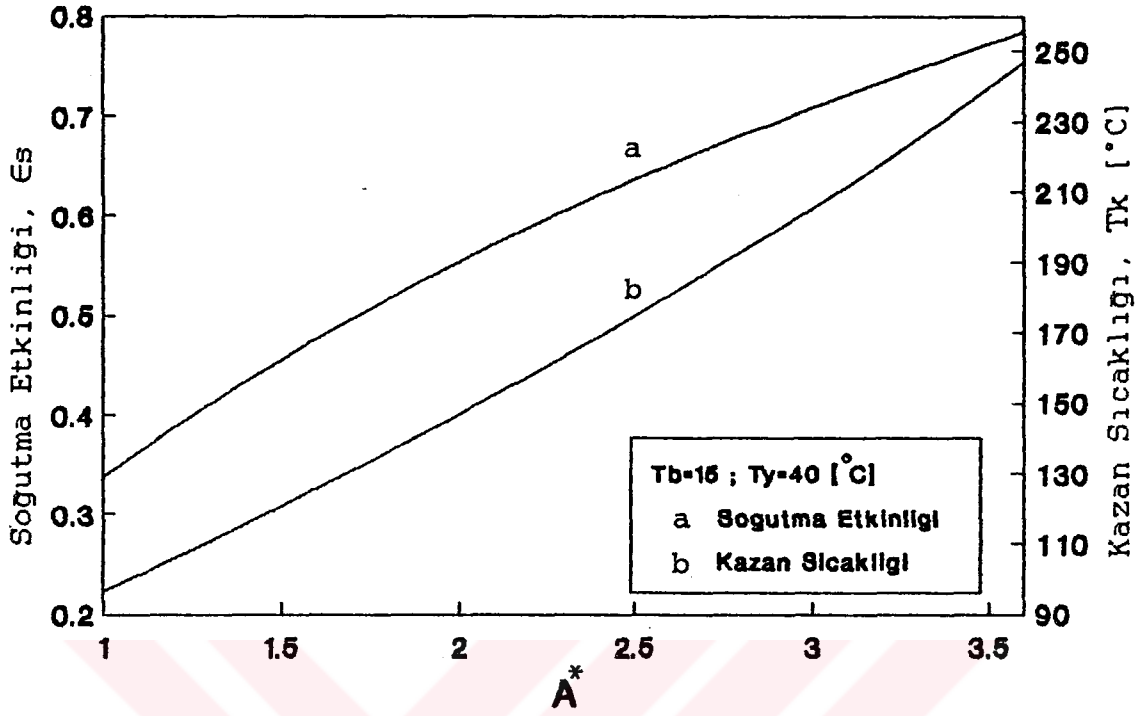
Sekil 16. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



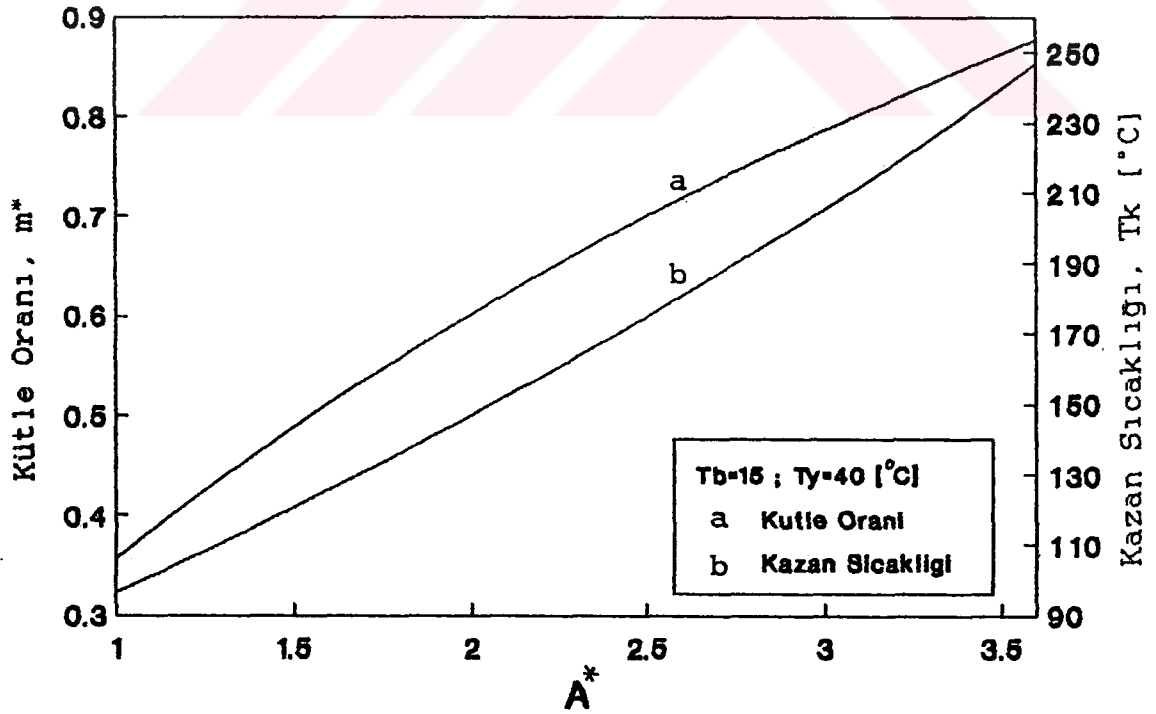
Sekil 17. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



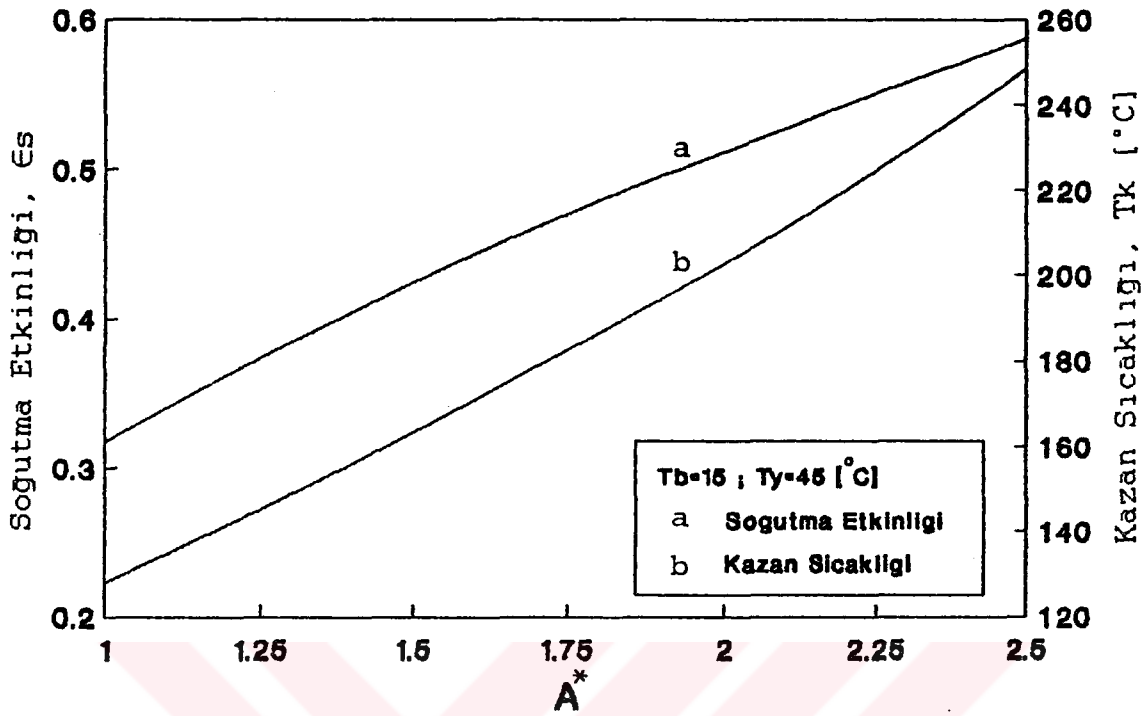
Sekil 18. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



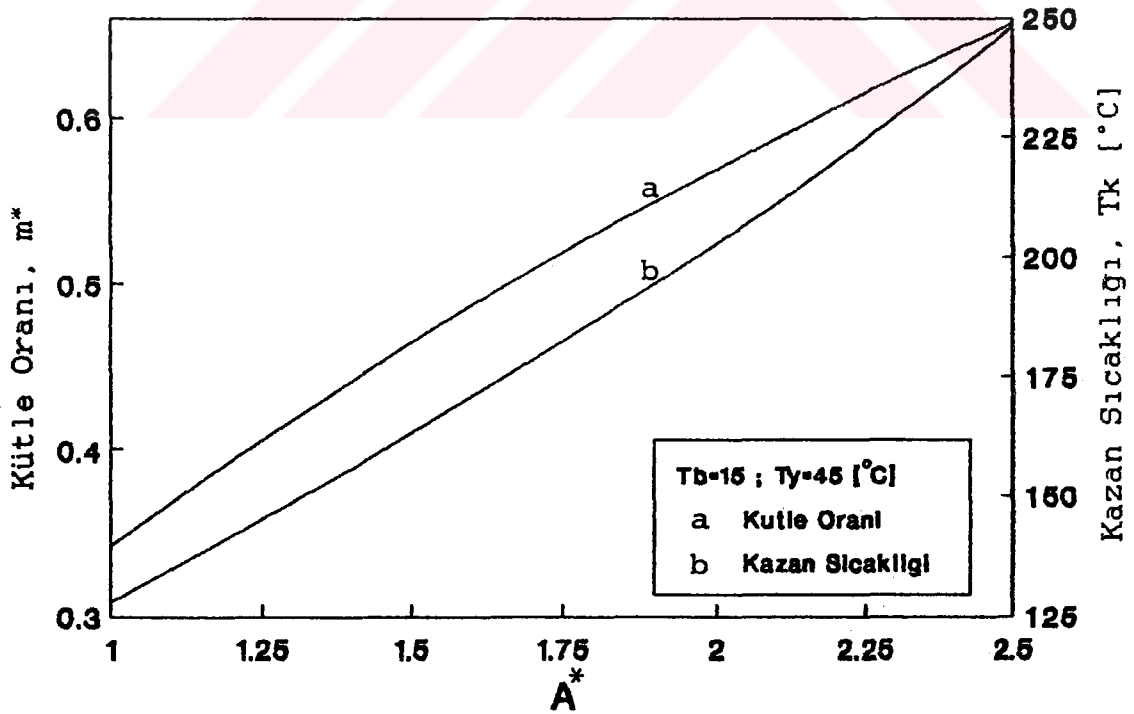
Sekil 19. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



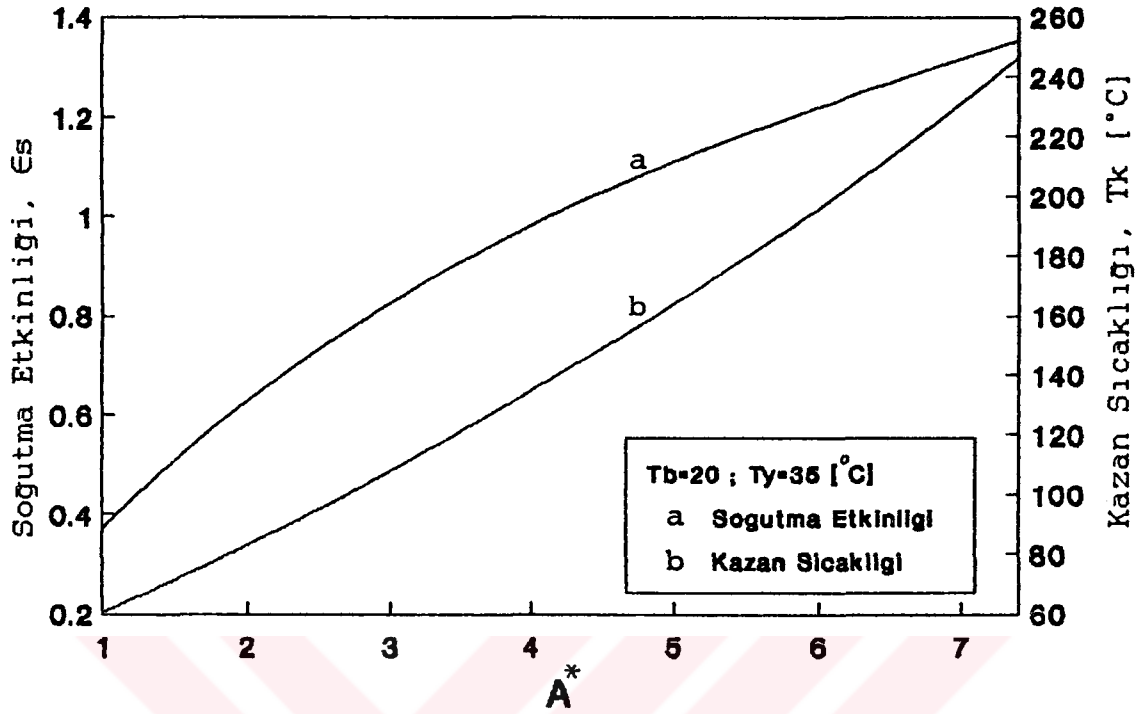
Sekil 20. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



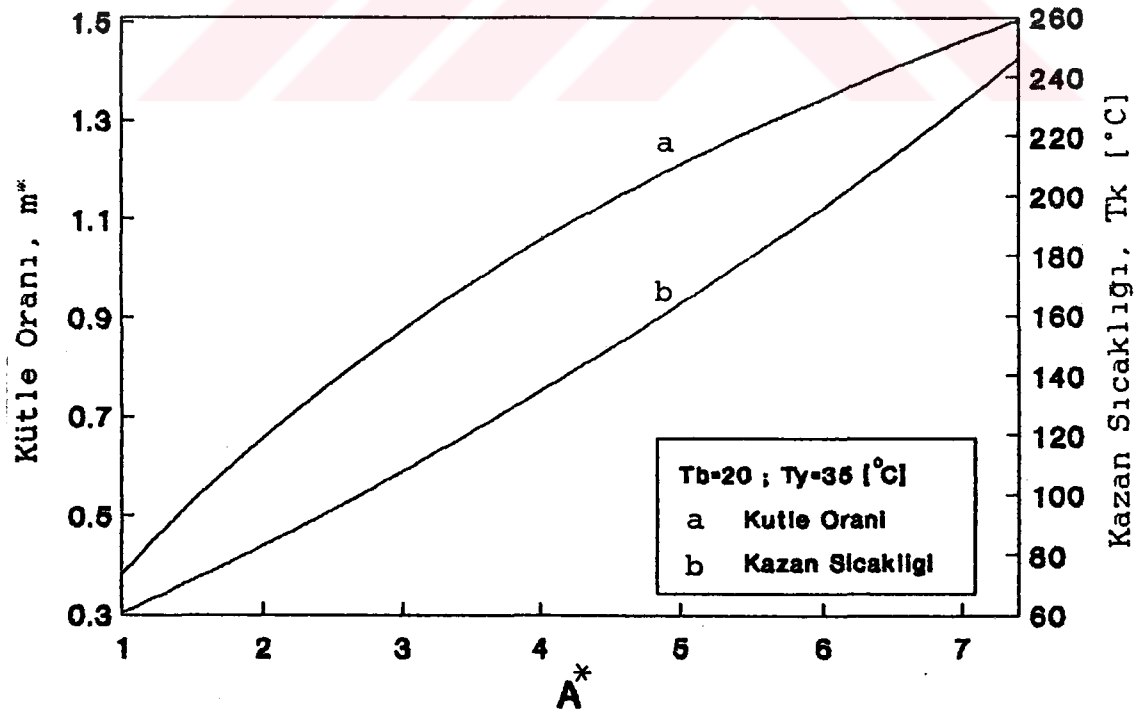
Sekil 21. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



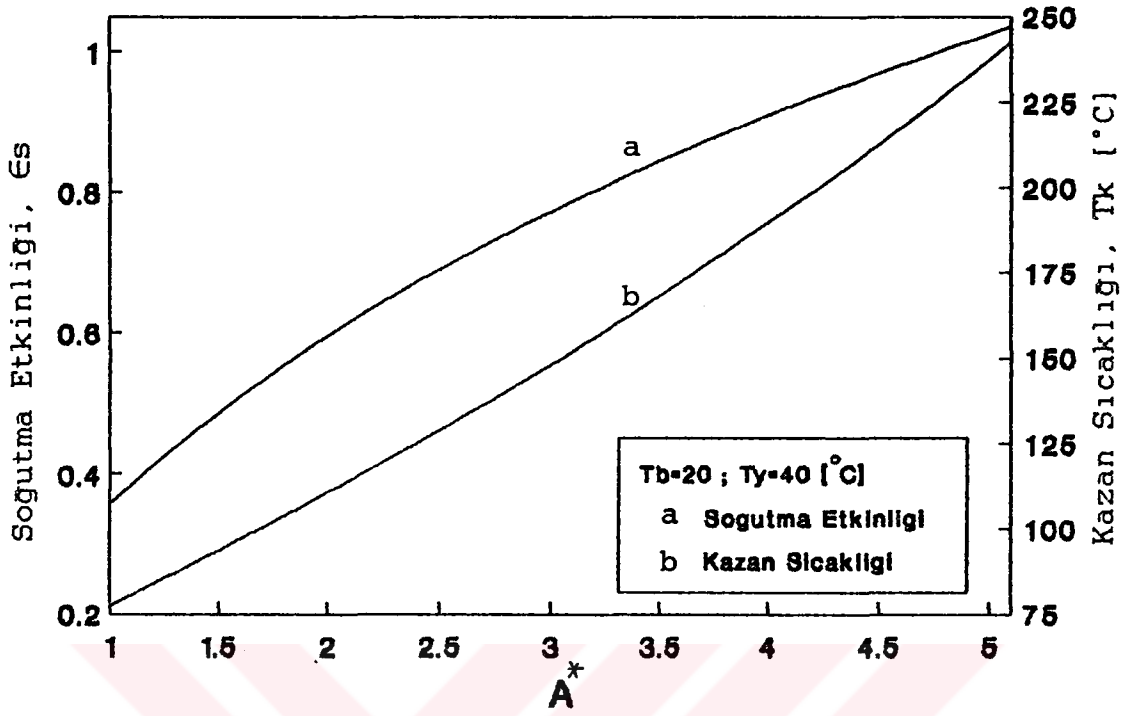
Sekil 22. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



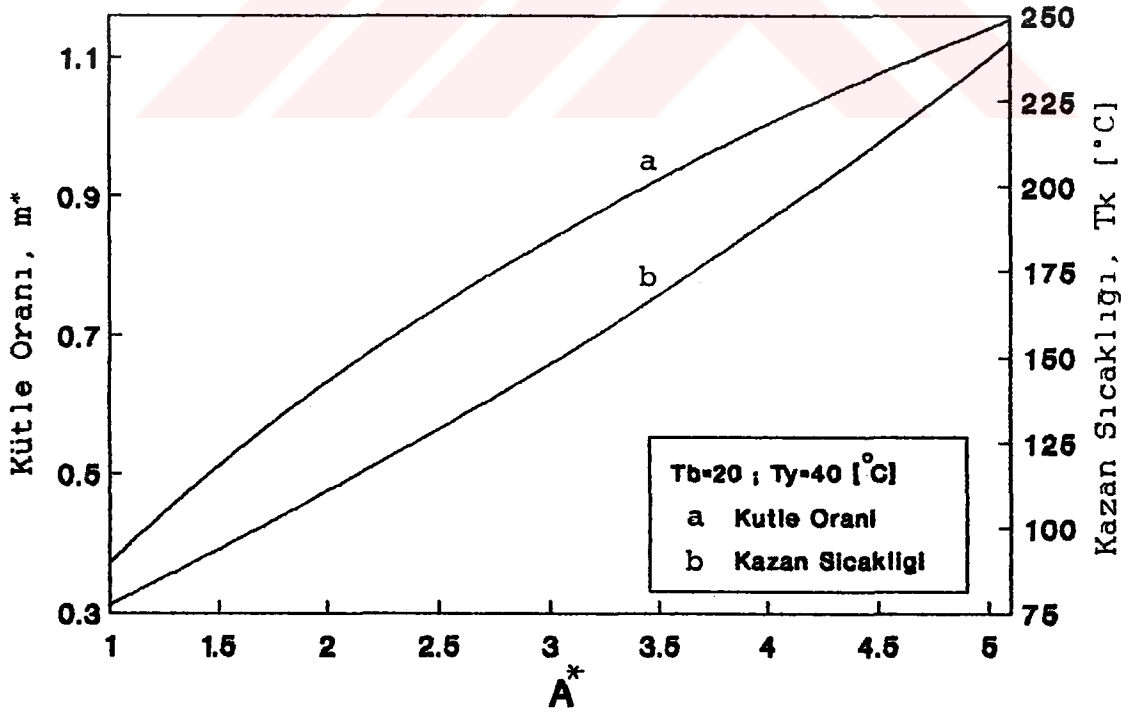
Şekil 23. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



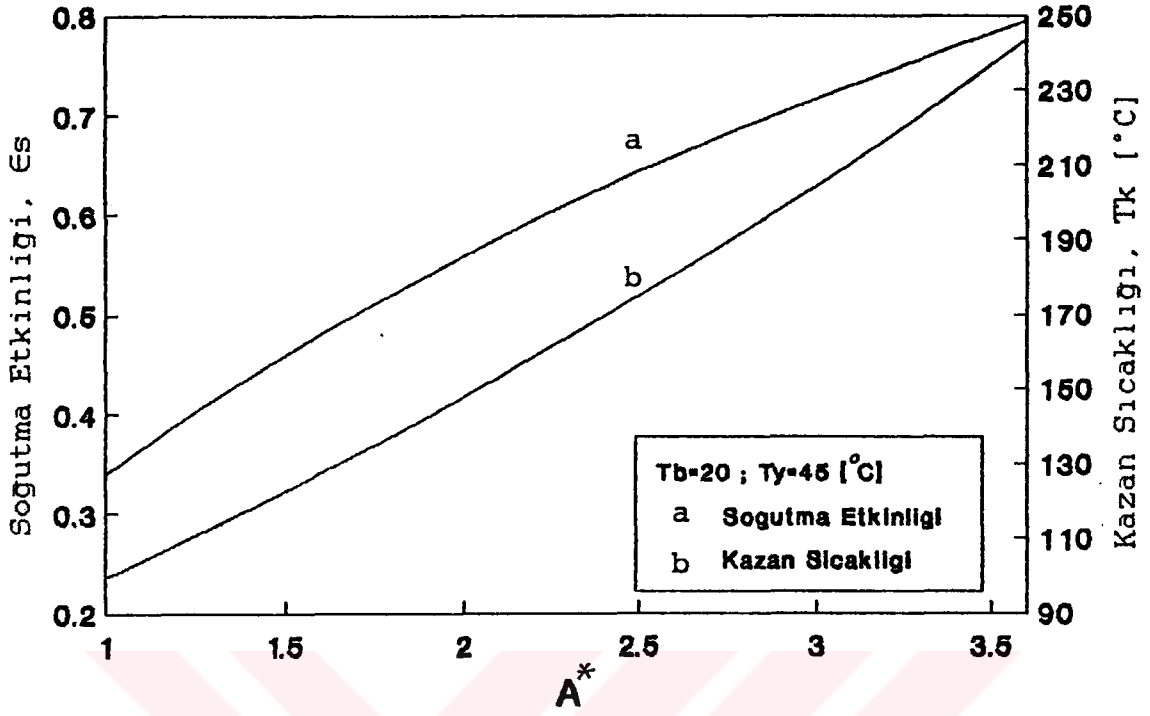
Şekil 24. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



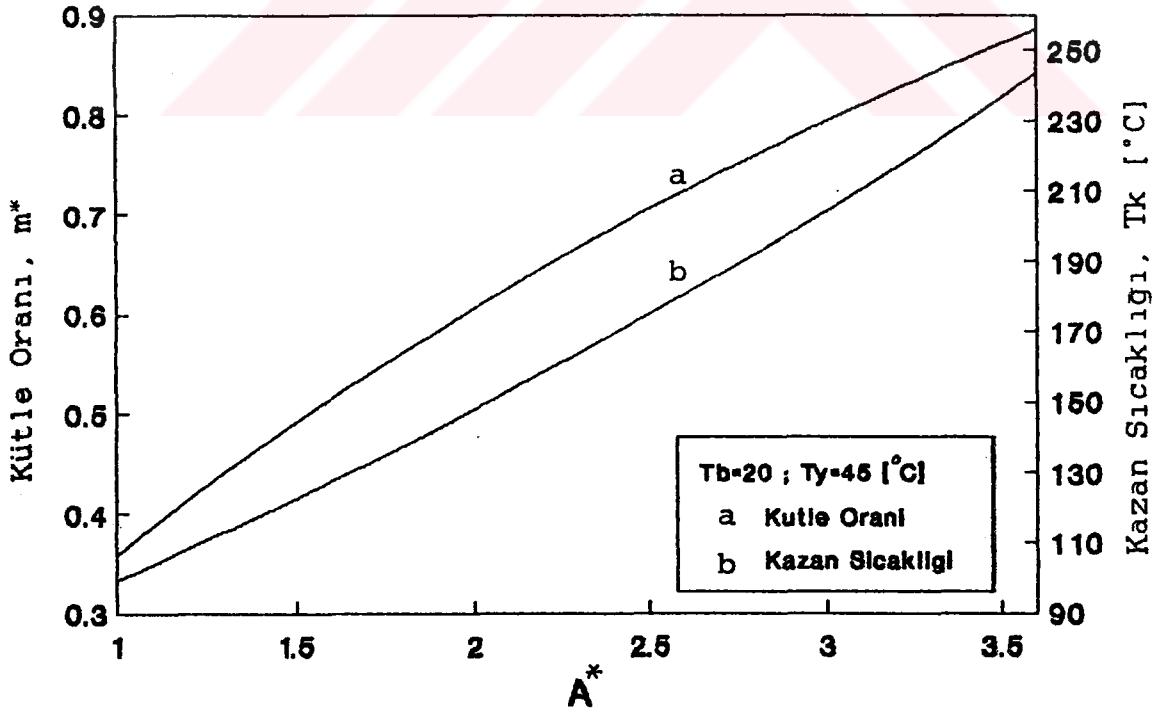
Şekil 25. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



Şekil 26. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



Sekil 27. Soğutma Etkinliği ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



Sekil 28. Kütle Oranı ve Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi

değerinde, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla soğutma etkinliğinin arttığı ve kazan sıcaklığının azaldığı görülmektedir.

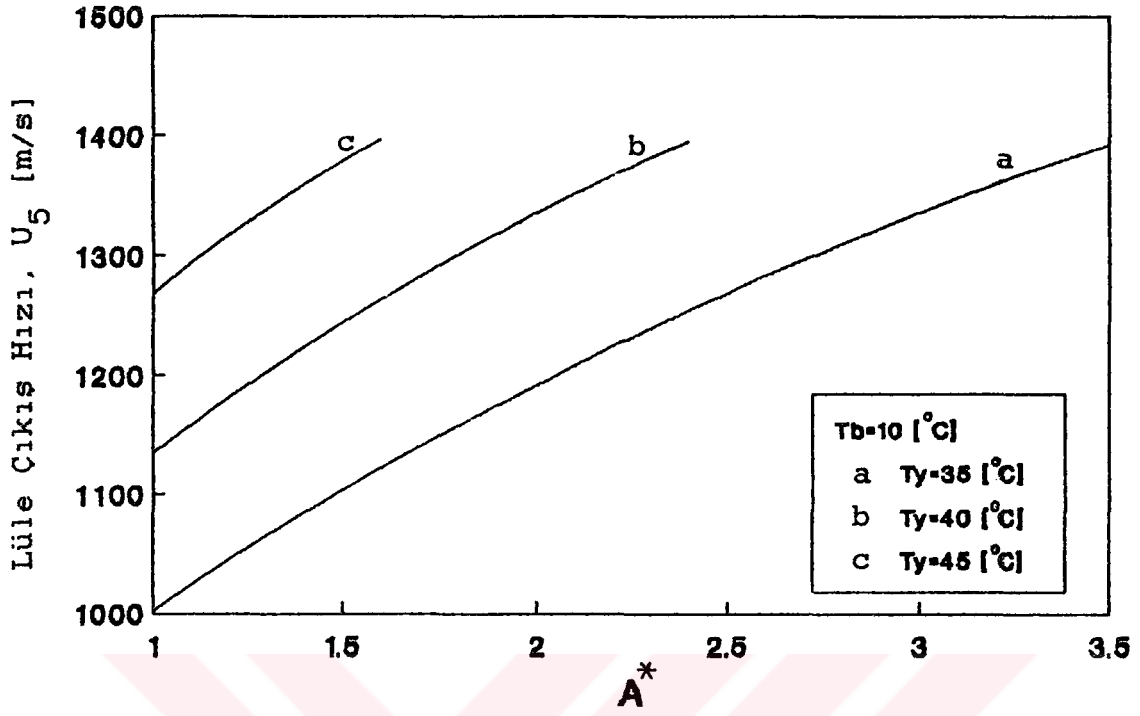
Güneş, jeotermal ve atık ısı gibi enerji kaynaklarından, 80 °C ile 150 °C sıcaklığında enerji elde edilebilir. Şekillerden bu sıcaklık aralığında soğutma etkinliğinin 1'den daha küçük değerler aldığı görülmektedir. Soğutma etkinliğinin 1'den büyük olduğu durumlarda kazan sıcaklığı çok artmaktadır.

Buharlaştırıcıdan gelen buhar ile kazandan gelen buharın oranı olarak tarif edilen m^* değerinin A^* ile değişimi şekil 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26 ve 28'de verilmiştir. Bu şekillerden soğutma etkinliğinin m^* ile orantılı olduğu görülmektedir. Kazan sıcaklığının düşük olduğu durumlarda kütle oranı 1'den daha küçük değerler almakta, bu da kazanda ısı verilerek buharlaştırılması gereken suyun, buharlaştırıcıdan emilen suya oranla daha fazla olması gerektiğini göstermektedir. Bu ise kazana verilmesi gereken ısının artması, dolayısıyla soğutma etkinliğinin azalması demektir.

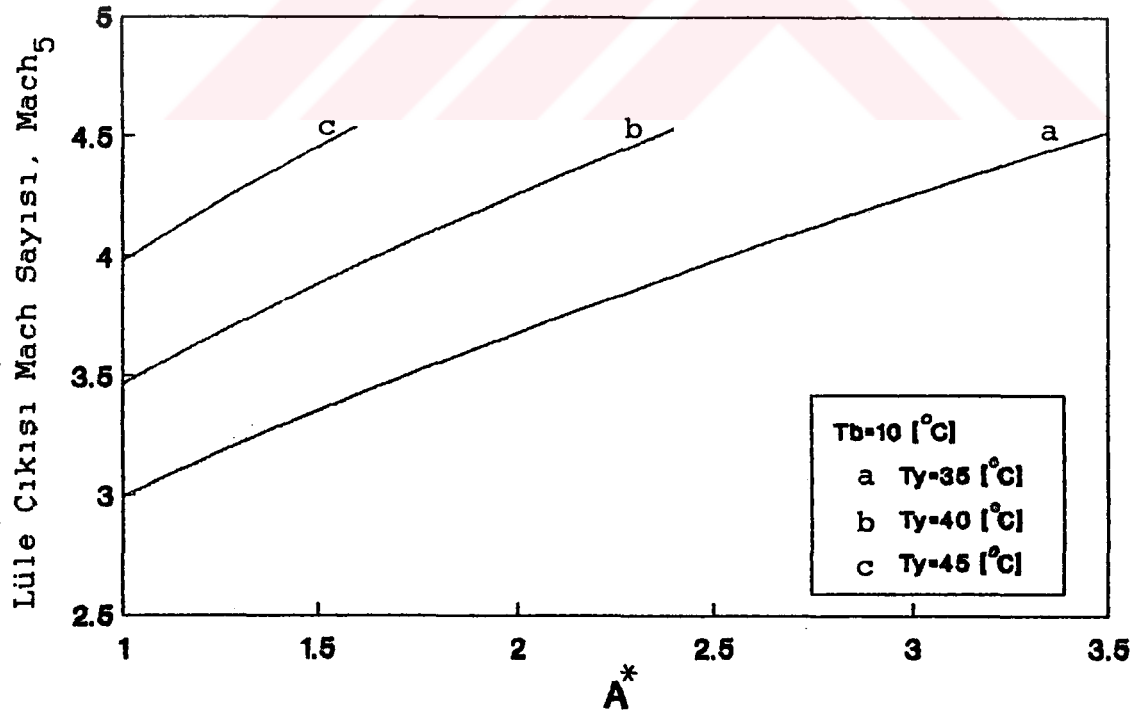
4.2 Lüle Çıkış Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi

Lüle çıkış hızının, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak A^* ile değişimi şekil 29,31 ve 33'te verilmiştir. Ayrıca lüle çıkışındaki Mach sayısının A^* ile değişimi ise şekil 30,32 ve 34'te gösterilmiştir.

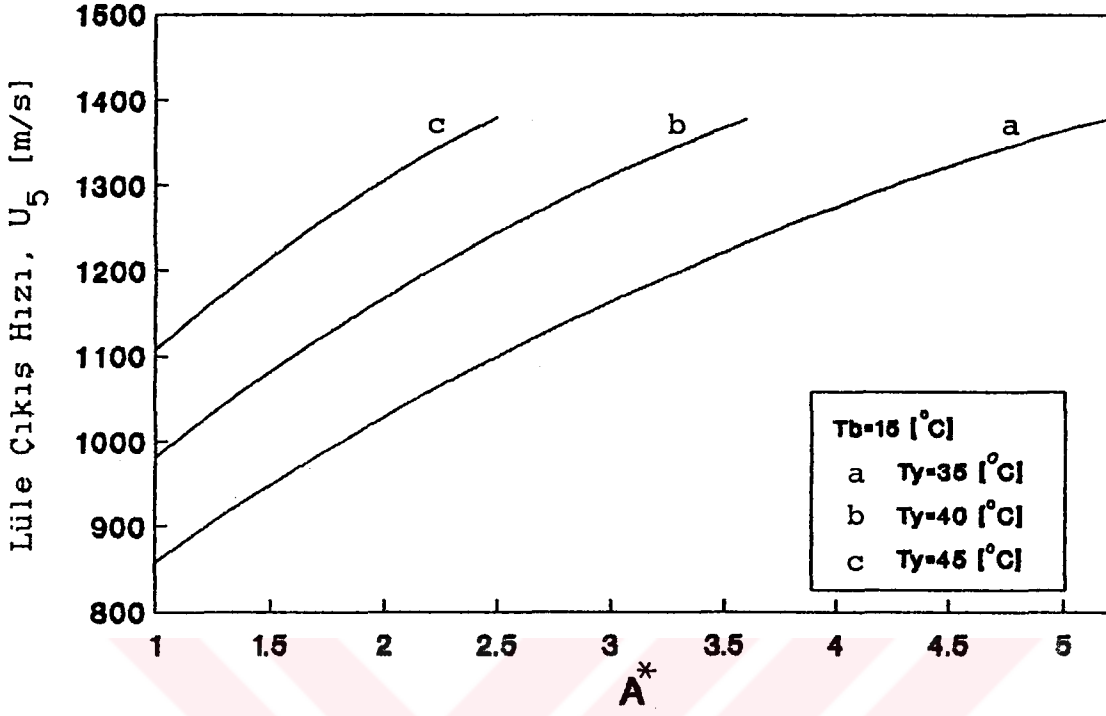
Bu şekillerden A^* değerinin artmasıyla lüle çıkış hızının da arttığı görülmektedir. Aynı buharlaştırıcı sıcaklığı ve A^* değerinde, yoğunlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla daha yüksek lüle çıkış hızı elde edilmektedir.



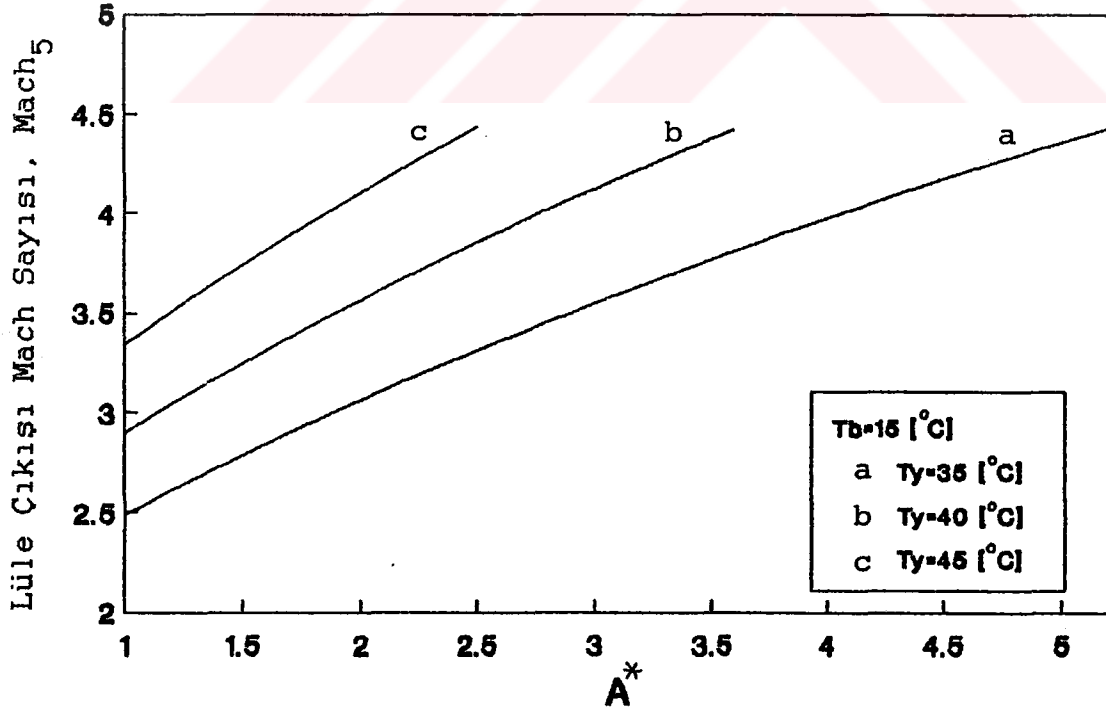
Sekil 29. Lüle Çıkış Hızının A^* ile Değişimi



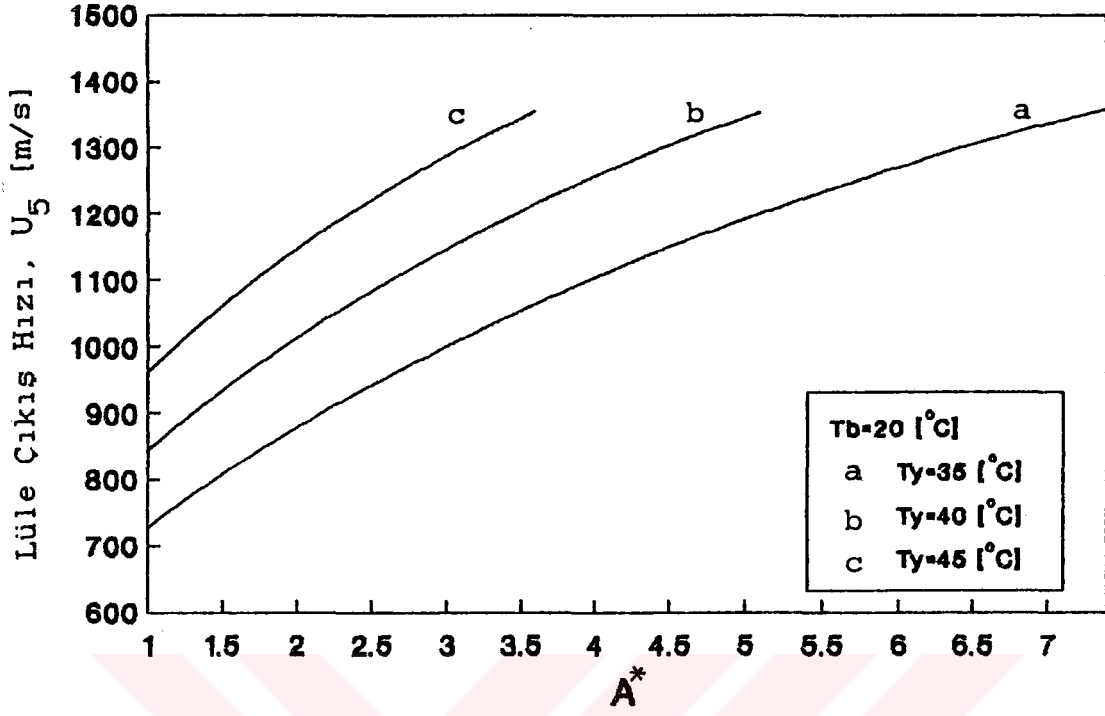
Sekil 30. Lüle Çıkışı Mach Sayısının A^* ile Değişimi



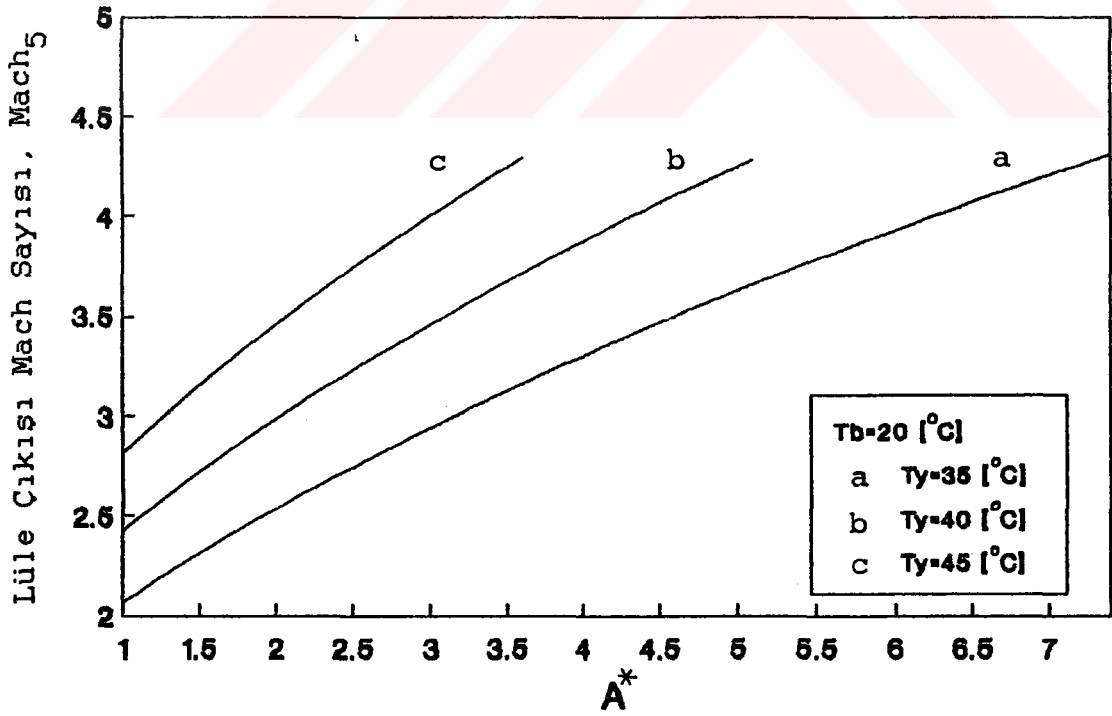
Sekil 31. Lüle Çıkış Hızının A^* ile Değişimi



Sekil 32. Lüle Çıkışı Mach Sayısının A^* ile Değişimi



Sekil 33. Lüle Çıkış Hızının A^* ile Değişimi



Sekil 34. Lüle Çıkışı Mach Sayısının A^* ile Değişimi

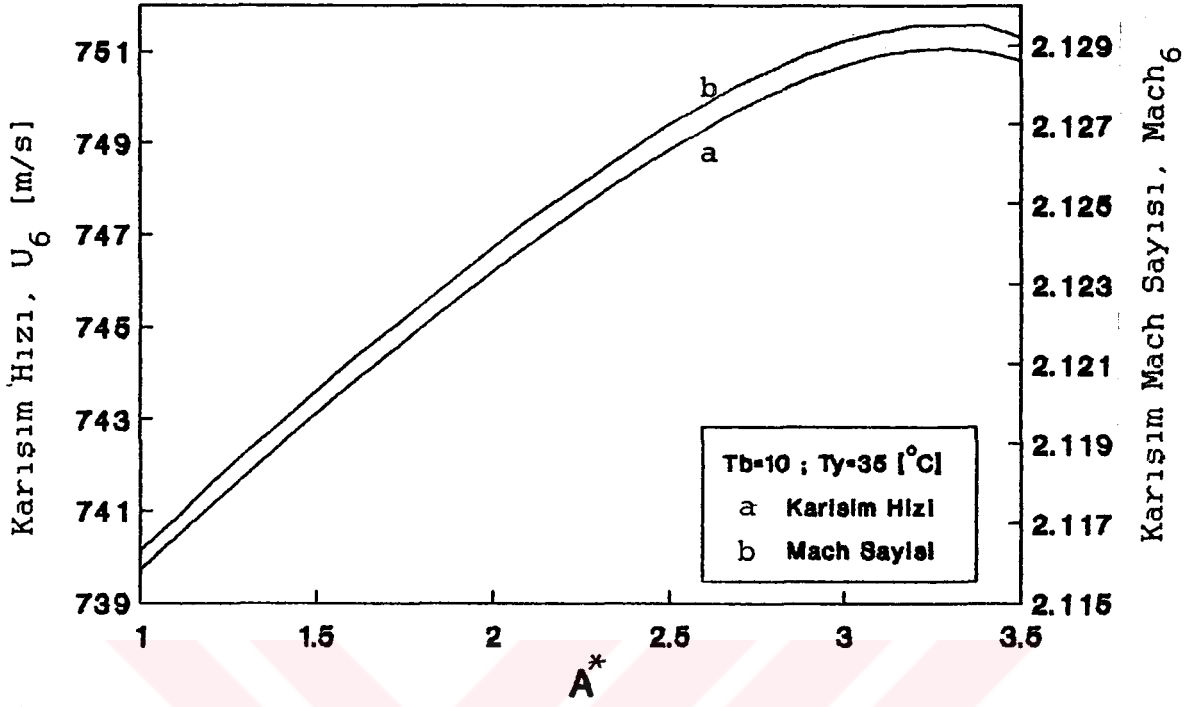
Buna karşılık aynı yoğunlaştırucu sıcaklığı ve A^* değerinde, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla daha düşük lüle çıkış hızı oluşmaktadır. Şekil 11'den şekil 34'e kadar olan grafikler gözönüne alındığında, lüle çıkış hızının artması sebebiyle, buharlaştırıcıdan emilen kütle miktarının arttığı dolayısıyla soğutma etkinliğinin büyüdüğü görülür. Lüle çıkışı Mach sayısı tüm çalışma şartlarında 1'den daha büyük değerler almaktadır. Bu da akışın sesüstü akış olduğunu ve burada bir sesüstü lülesi kullanılması gerektiğini göstermektedir.

4.3 Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi

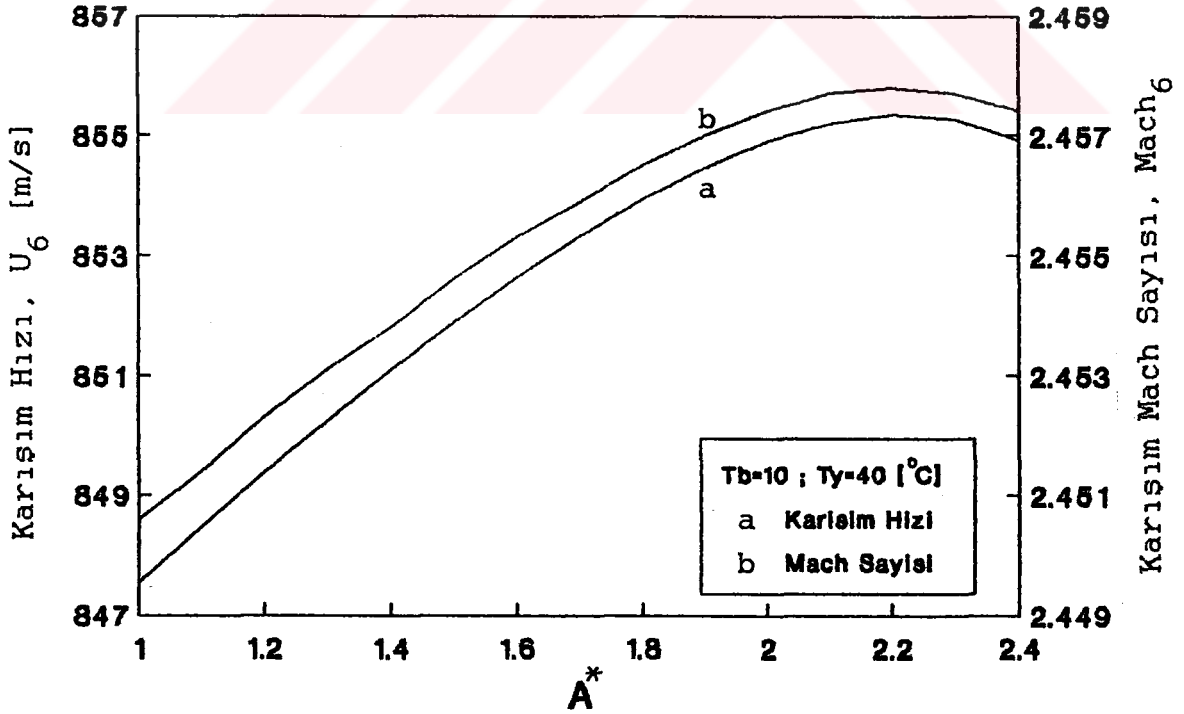
Karışım hızı ve Mach sayısının, yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak A^* ile değişimi şekil 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42 ve 43'te verilmiştir. şekillerden karışım hızının ve Mach sayısının A^* ile arttığı görülmektedir. Aynı buharlaştırıcı sıcaklığı ve A^* değerinde, yoğunlaştırucu sıcaklığının artmasıyla karışım hızı ve Mach sayısı artmakta, buna karşılık aynı yoğunlaştırucu sıcaklığı ve A^* değerinde, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla karışım hızı ve Mach sayısı azalmaktadır. Karışım hızı ve Mach sayısı belli bir A^* değerinde maksimum değerine ulaşmakta daha sonra azalmaya başlamaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığının 20 °C ve yoğunlaştırucu sıcaklığının 35 °C olduğu durumda belli bir A^* değerine kadar karışım hızı çok az artmakta, burada difüzör girişindeki soğutucu akışkanın ıslak buhar bölgesinde olduğu görülmektedir.

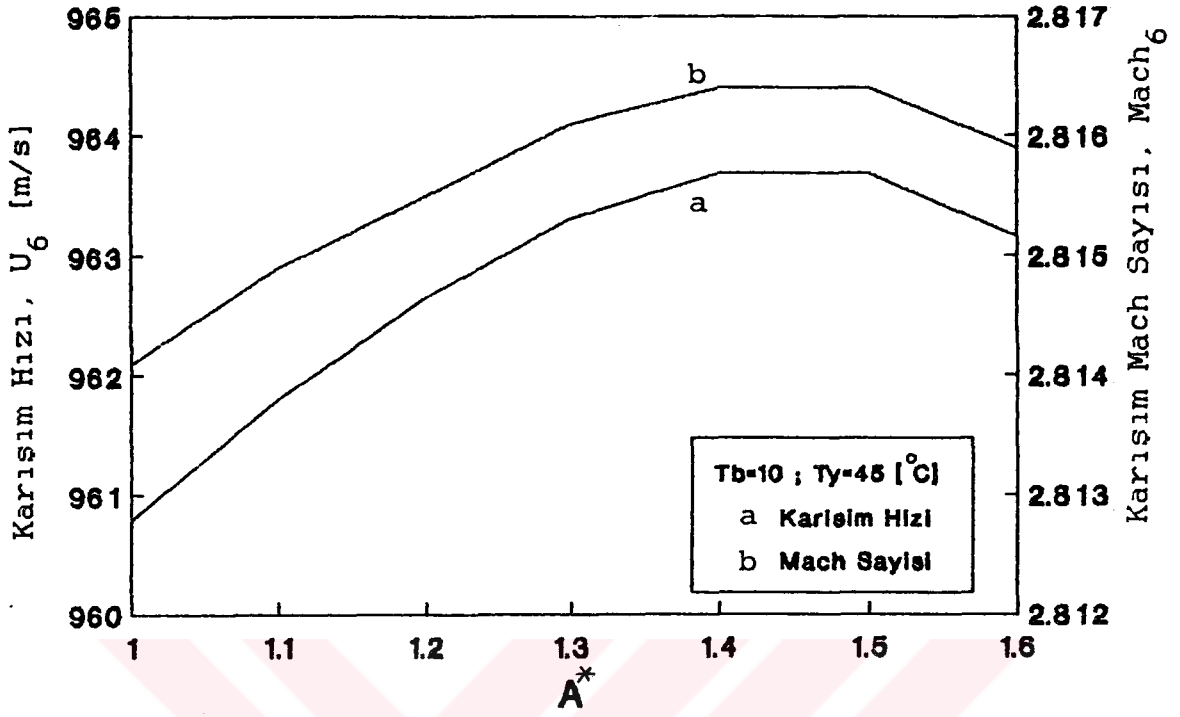
Karışım noktasındaki Mach sayısı 1'den büyük değerler almaktadır. Bu da akışın sesüstü akış olduğunu göstermektedir.



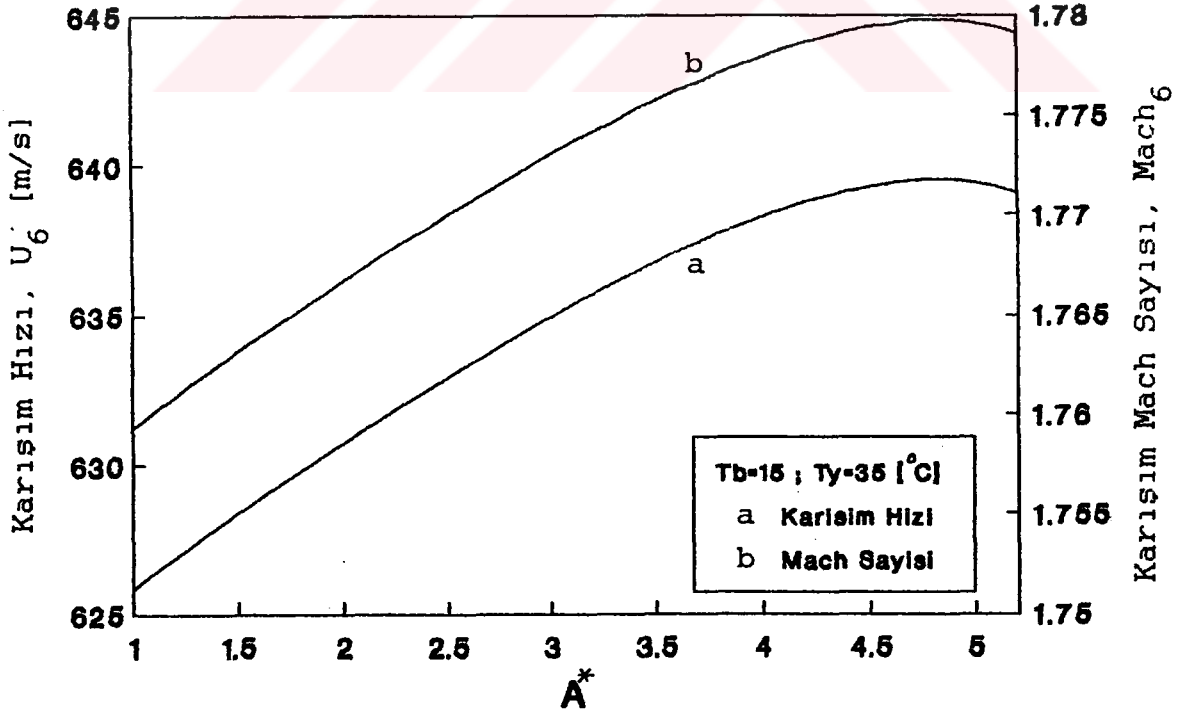
Sekil 35. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi



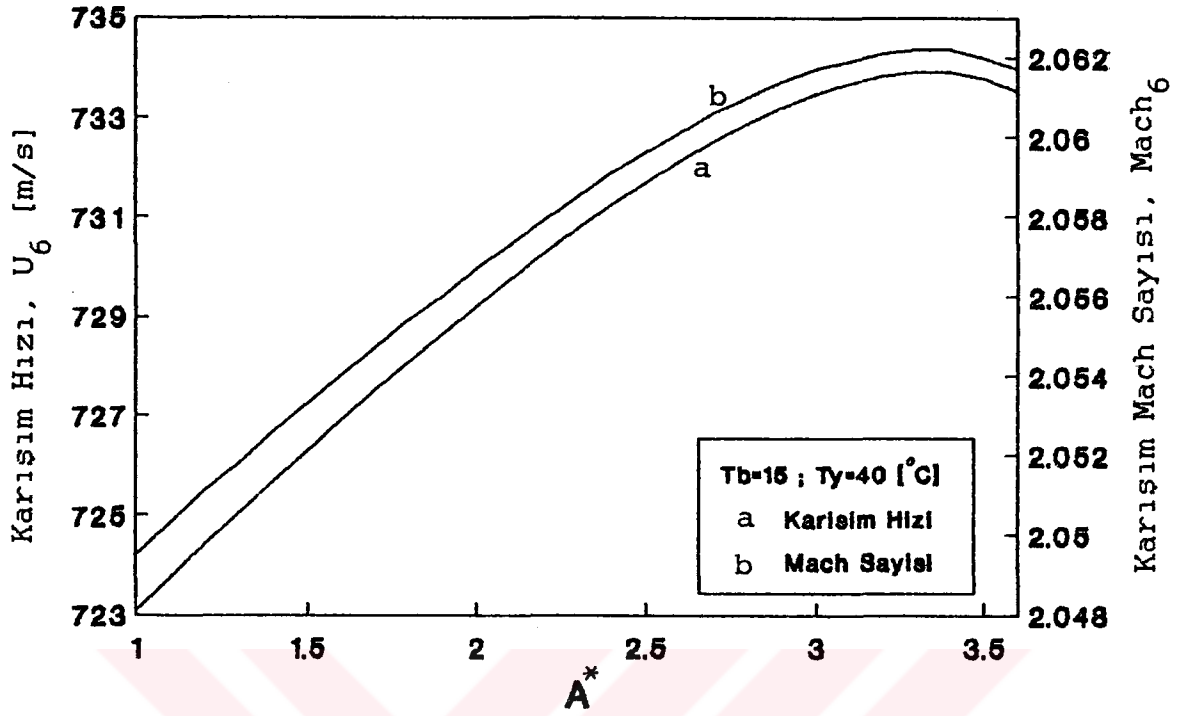
Sekil 36. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi



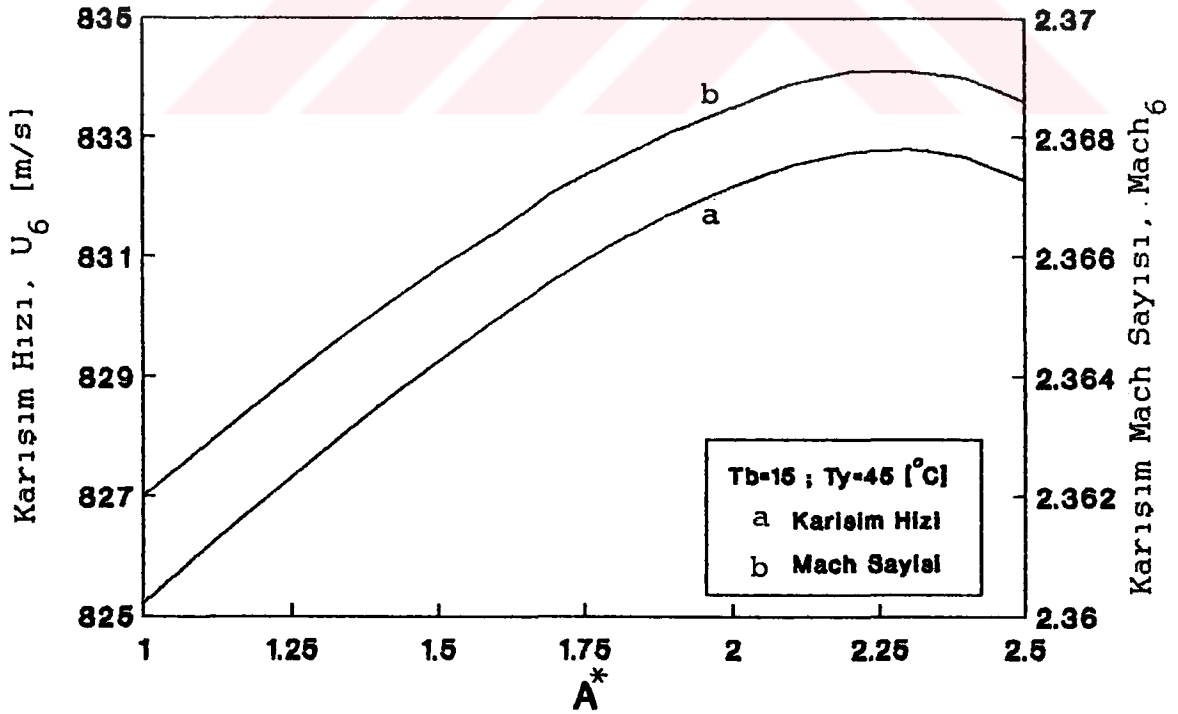
Sekil 37. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi



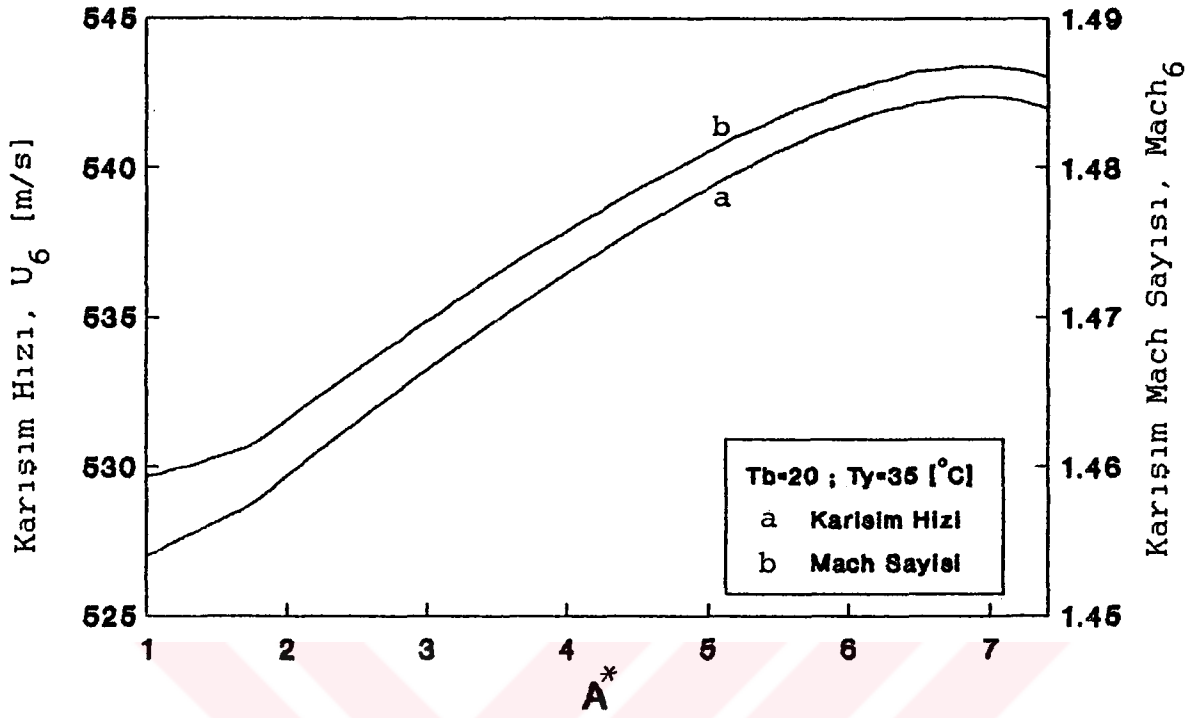
Sekil 38. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi



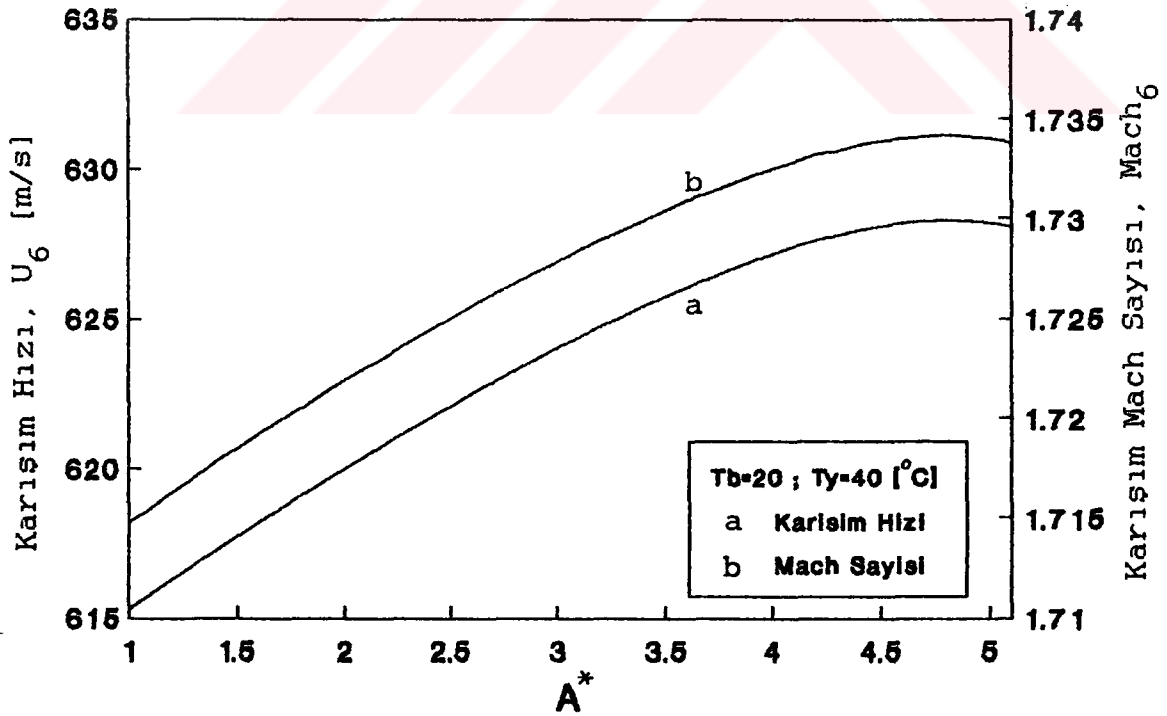
Şekil 39. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi



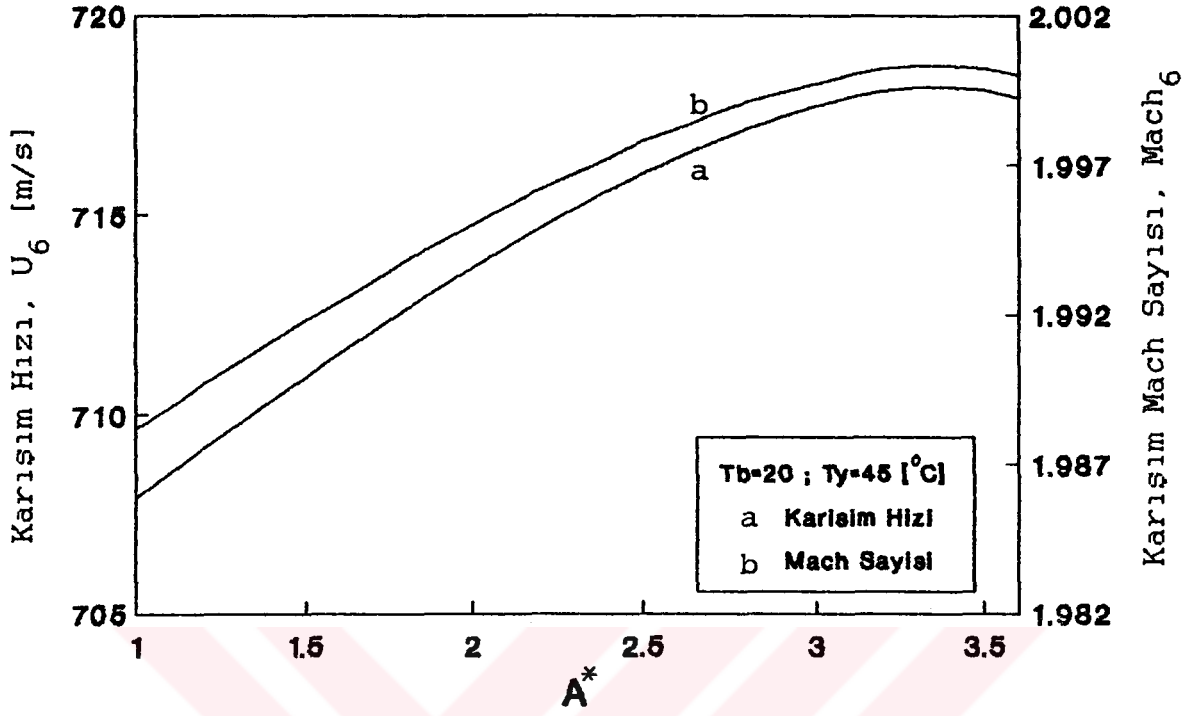
Şekil 40. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi



Şekil 41. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi



Şekil 42. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi



Sekil 43. Karışım Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi

4.4 Difüzör Giriş Hızı ve Mach Sayısının A^* ile Değişimi

Difüzör giriş hızının A^* ile değişimi, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak şekil 44, 46 ve 48'de, difüzör girişindeki Mach sayısının değişimi ise şekil 45, 47 ve 49'da verilmiştir.

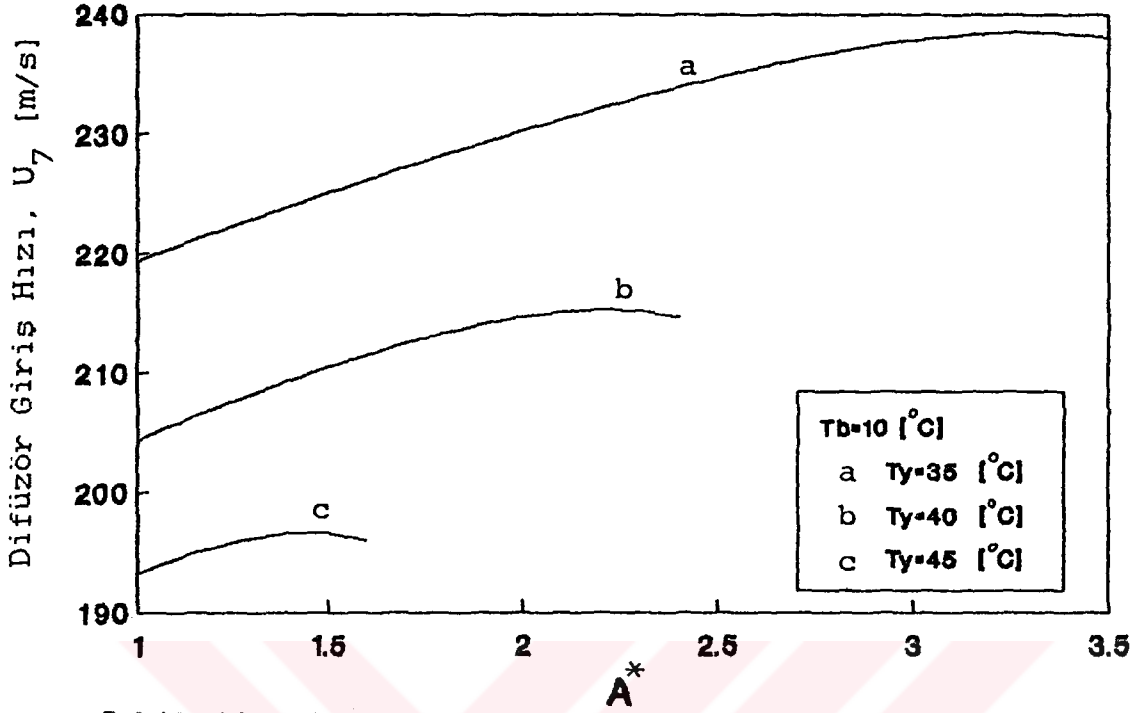
A^* değerinin artmasıyla difüzör giriş hızı ve Mach sayısı da artmaktadır. Yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı arasındaki sıcaklık farkının artmasıyla da difüzör giriş hızı ve Mach sayısının azaldığı görülmektedir. Bütün bu grafiklerde difüzör giriş hızı ve Mach sayısının belli bir A^* değerinde maksimum değere ulaştığı ve daha sonra azalmaya başladığı görülmektedir.

Mach sayısı bütün çalışma şartlarında 1'den küçük değerler almakta, bu da akışın sesaltı akışa geçtiğini göstermektedir. (6) noktasında sesüstü hıza sahip olan soğutucu akışkan, (6) ile (7) noktaları arasında şok meydana gelmesinden dolayı, (7) noktasında sesaltı hıza ulaşmaktadır.

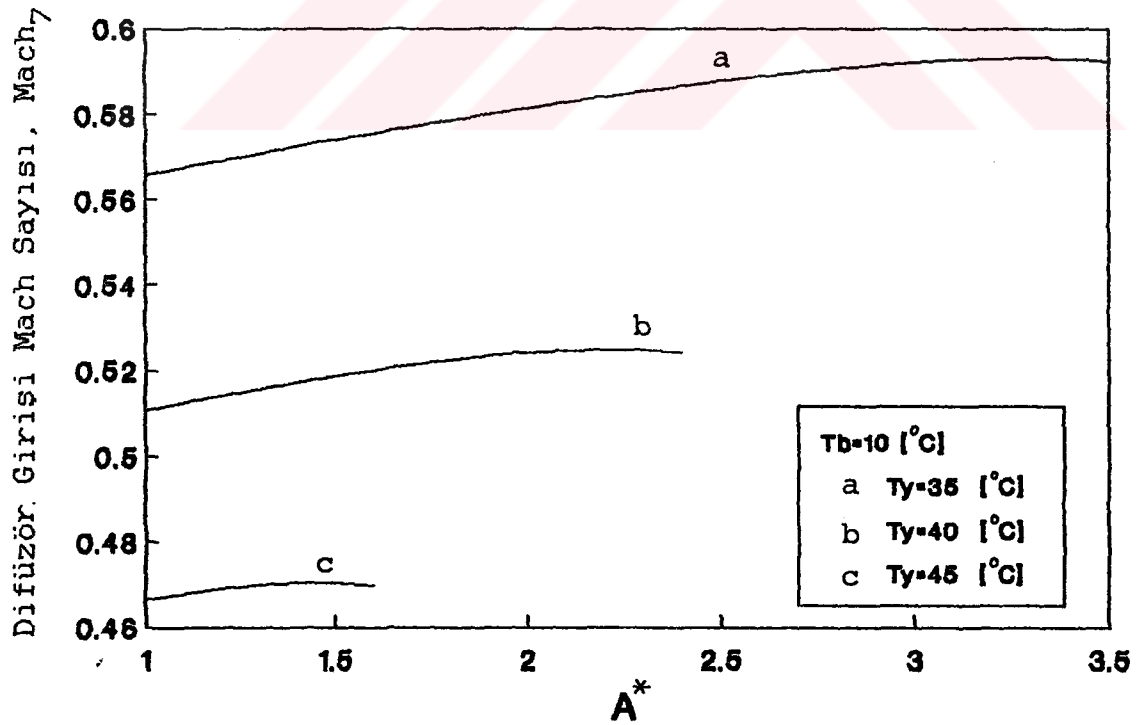
4.5 Kazan Basıncı ve Sıcaklığının A^* ile Değişimi

Kazan basıncının, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak A^* ile değişimi şekil 50, 52 ve 54'te, kazan sıcaklığının A^* ile değişimi ise şekil 51, 53 ve 55'te verilmiştir.

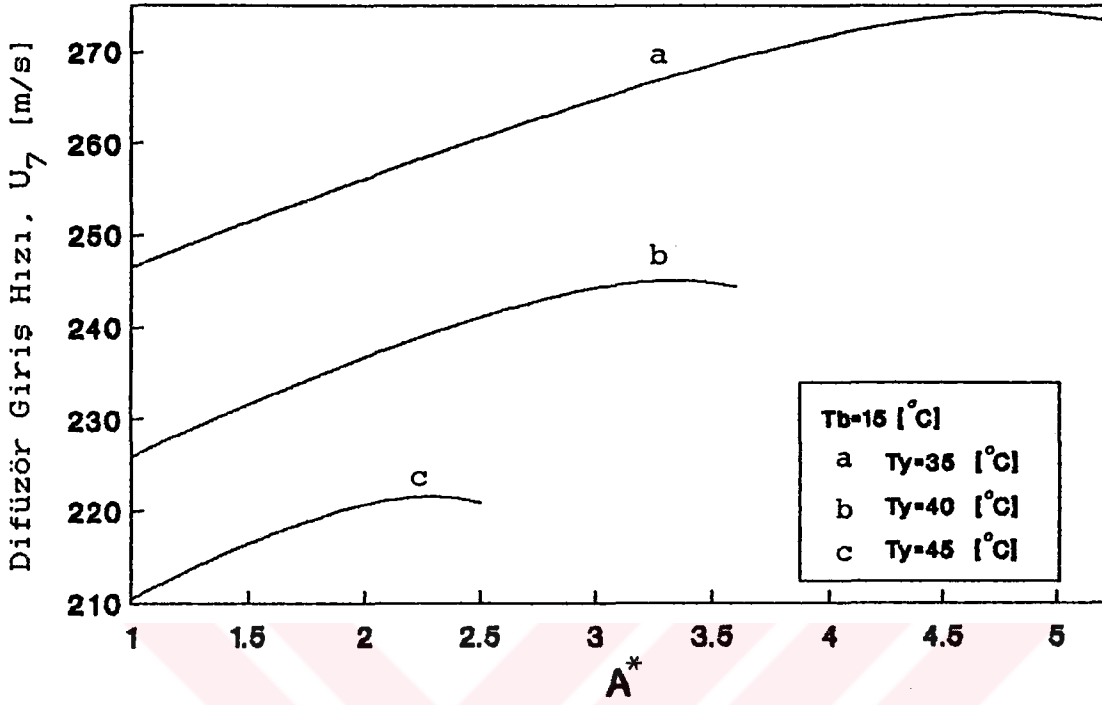
A^* değerinin artmasıyla kazan basıncı ve sıcaklığı da artmaktadır. Aynı A^* değerinde yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıkları arasındaki fark arttıkça kazan sıcaklığı ve basıncı da artmaktadır. Kazan sıcaklığının



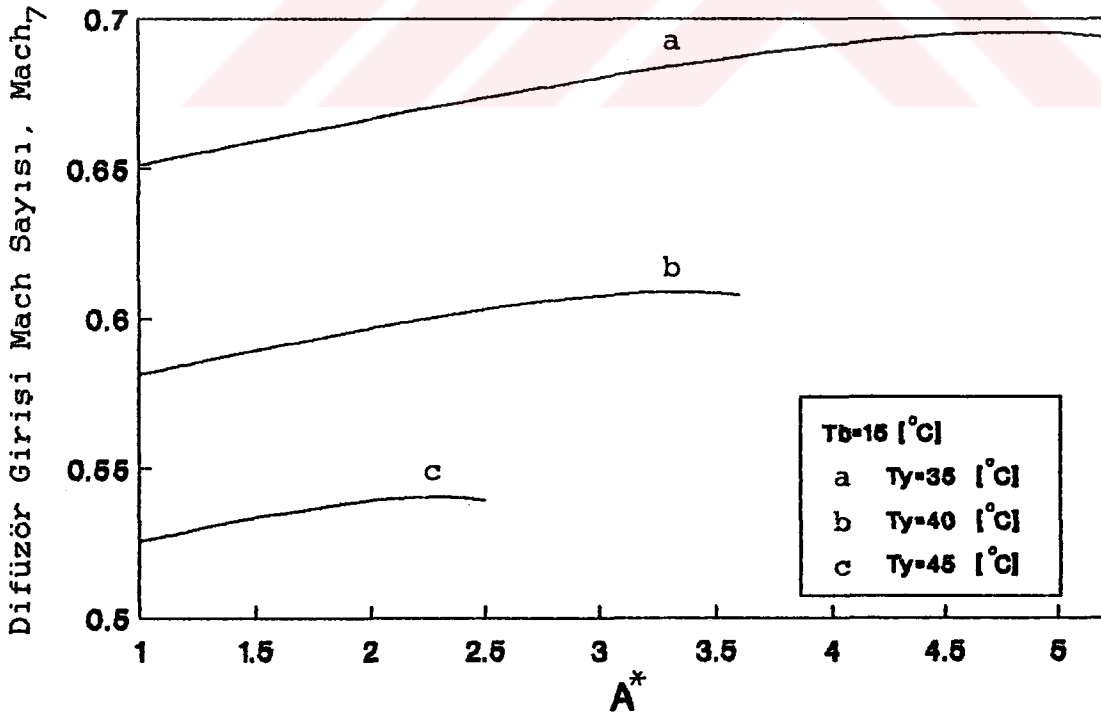
Şekil 44. Difüzör Giriş Hızının A^* ile Değişimi



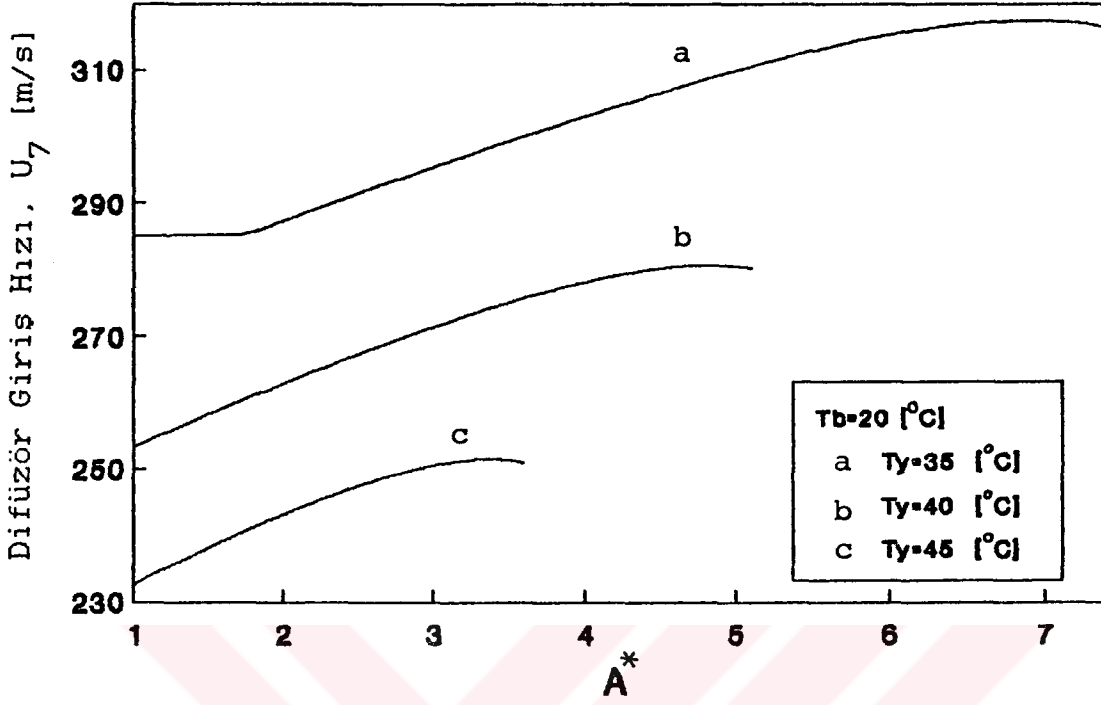
Şekil 45. Difüzör Giriş Mach Sayısının A^* ile Değişimi



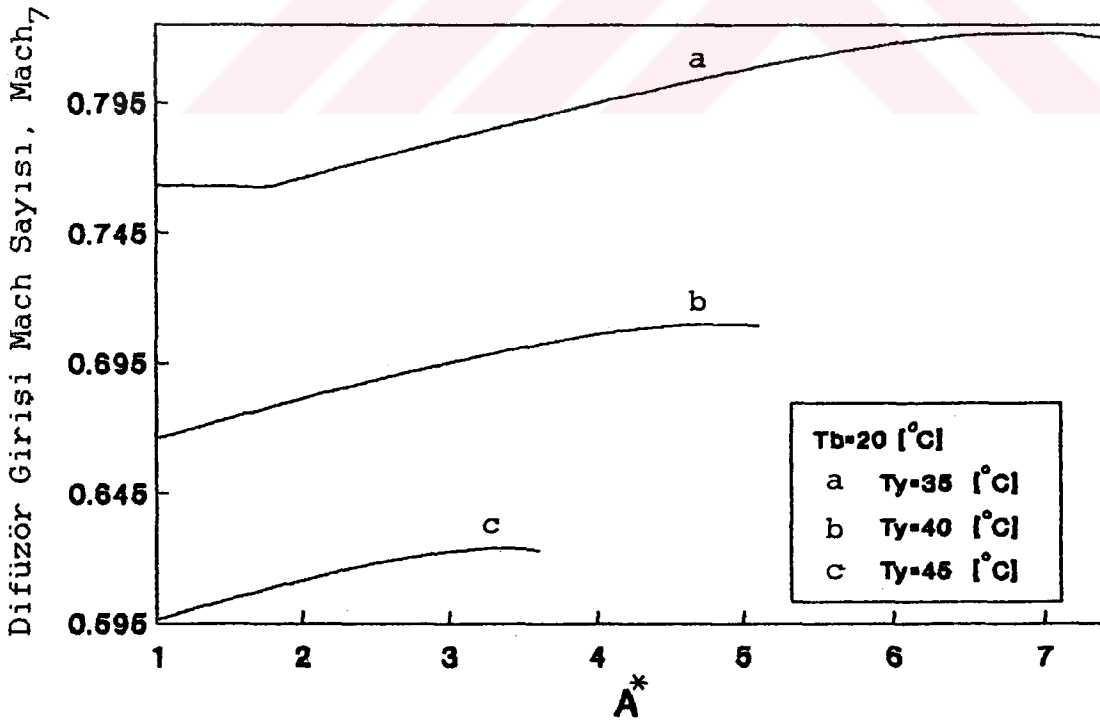
Sekil 46. Difüzör Giriş Hızının A^* ile Değişimi



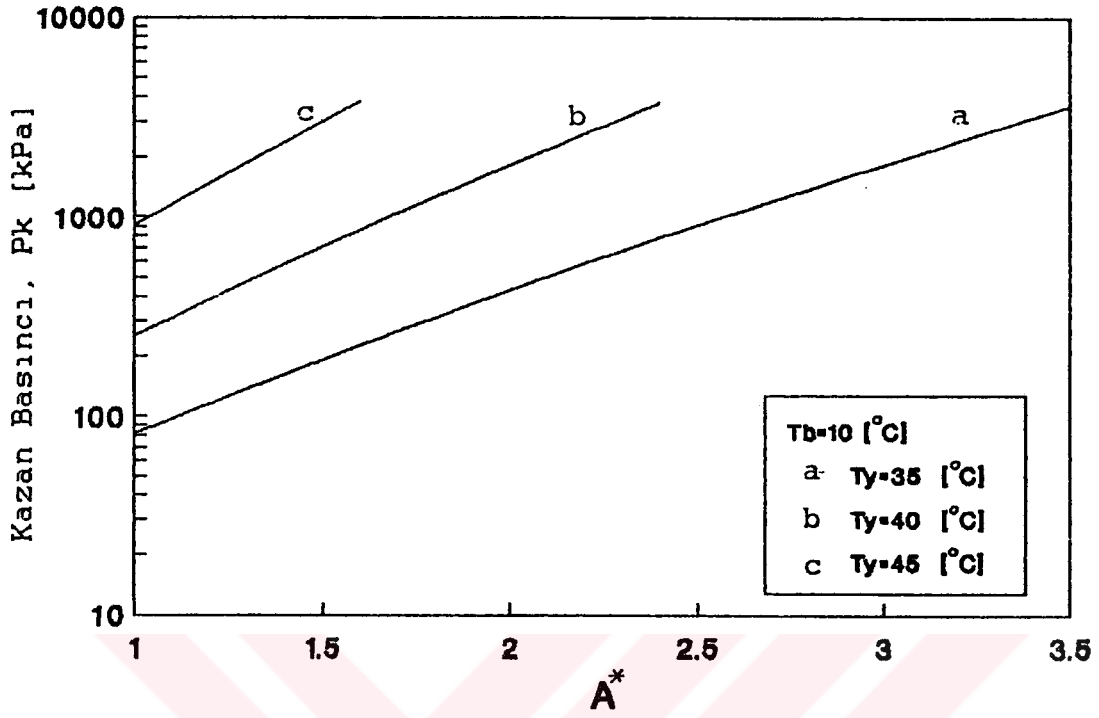
Sekil 47. Difüzör Giriş Mach Sayısının A^* ile Değişimi



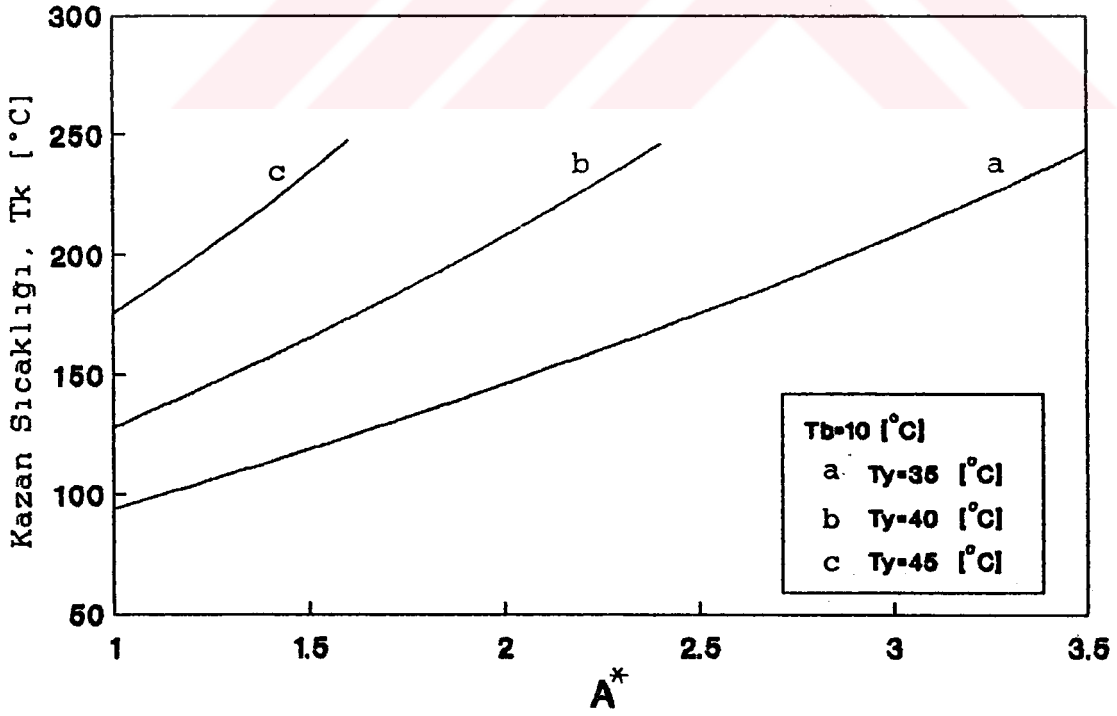
Sekil 48. Difüzör Giriş Hızının A^* ile Değişimi



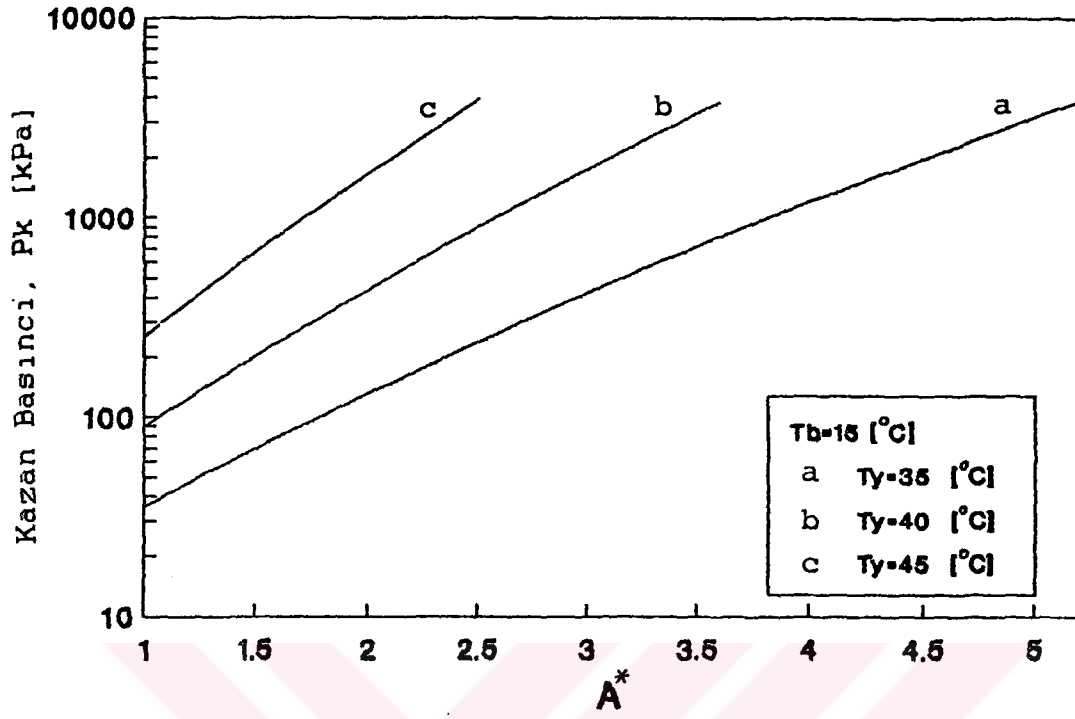
Sekil 49. Difüzör Giriş Mach Sayısının A^* ile Değişimi



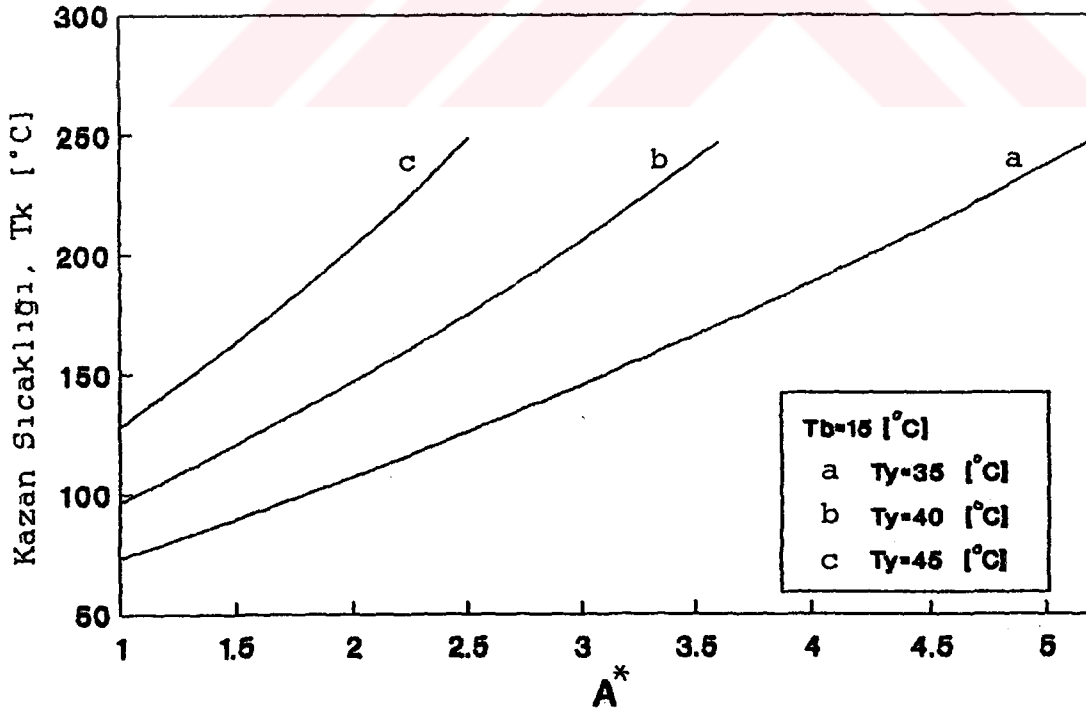
Sekil 50. Kazan Basıncının A^* ile Değişimi



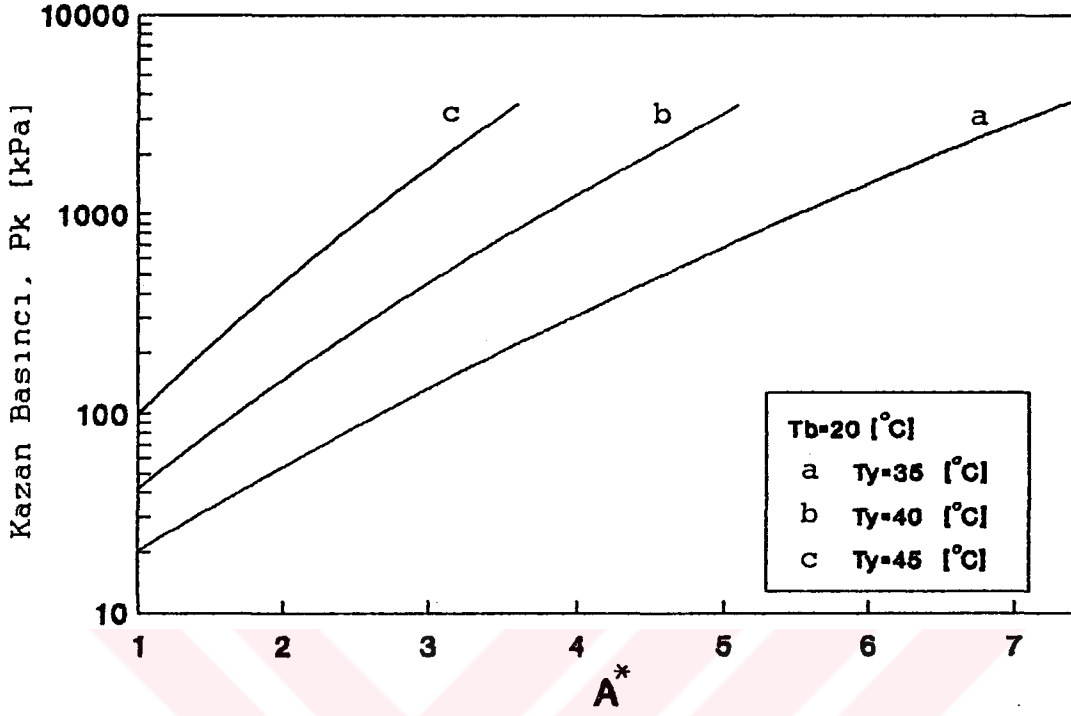
Sekil 51. Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



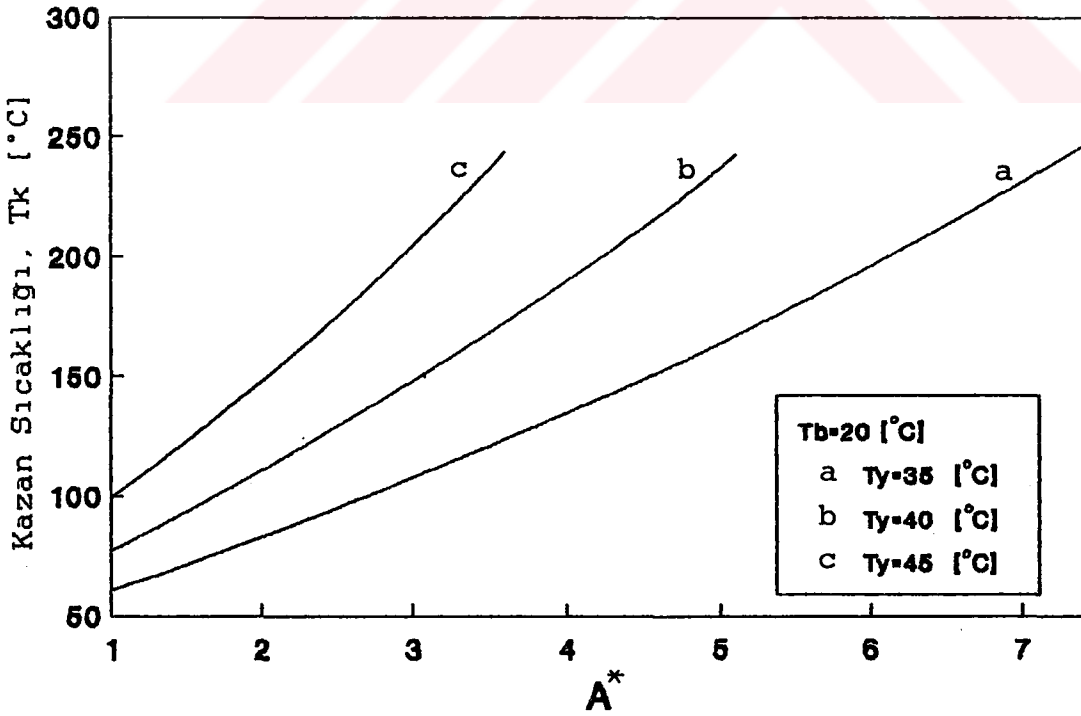
Sekil 52. Kazan Basıncının A^* ile Değişimi



Sekil 53. Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi



Sekil 54. Kazan Basıncının A^* ile Değişimi



Sekil 55. Kazan Sıcaklığının A^* ile Değişimi

100 °C'den küçük olması durumunda, kazanda vakum altında buhar üretilmesi söz konusudur. Bu durumda sistemin soğutma etkinliği de düşük olmaktadır. Böyle bir sistemde sıcaklığı 100 °C ile 150 °C arasında olan enerji kaynaklarının kullanılması sistemin çalışma kolaylığı ve elde edilecek soğutma etkinliği yönünden daha avantajlı olacaktır.

4.6 Difüzör Giriş Basıncının A^* ile Değişimi

Difüzör giriş basıncının, çeşitli yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında, A^* ile değişimi şekil 56, 58, 60, 62, 64, 66, 68, 70 ve 72'de verilmiştir. Aynı grafiklerde difüzör çıkış basıncı da gösterilmiştir.

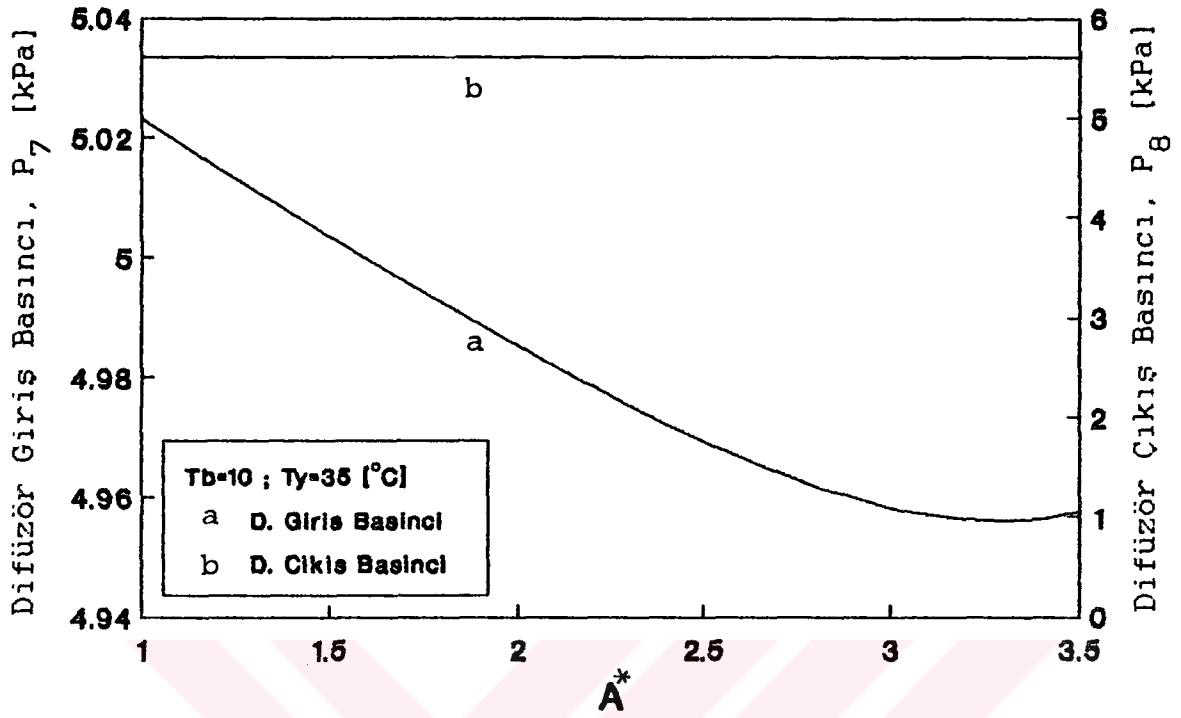
Bu grafiklerden, A^* değerinin artmasıyla difüzör giriş basıncının azaldığı, belli bir A^* değerinde minimum değere ulaştığı ve daha sonra tekrar artmaya başladığı görülmektedir. Difüzör girişinde, soğutucu akışkan kızgın buhar bölgesinde bulunmaktadır. Şekillerden, kızgın buhar bölgesindeki soğutucu akışkanın basıncının azalıp sıcaklığının artmasıyla, daha iyi bir soğutma etkinliği elde edilebileceği, bununla birlikte daha yüksek kazan sıcaklığı gerektiği görülmektedir.

4.7 Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi

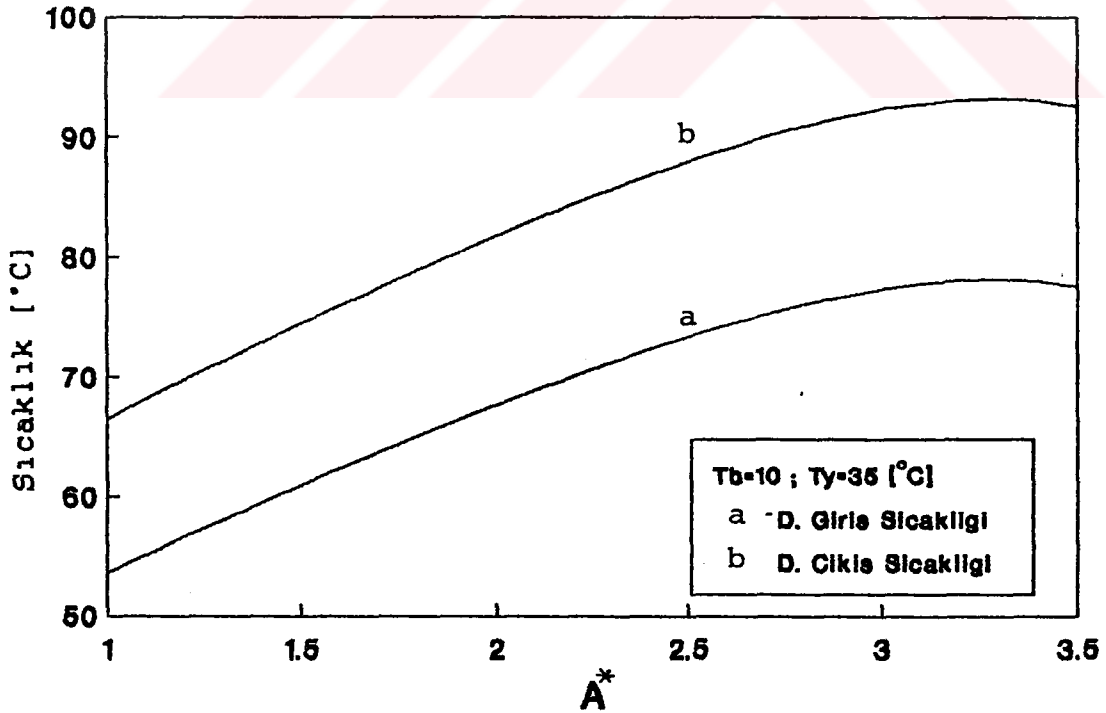
Difüzör giriş ve çıkış sıcaklıklarının, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak A^* ile değişimi şekil 57, 59, 61, 63, 65, 67, 69, 71 ve 73'te verilmiştir.

Bu grafiklerden difüzör giriş ve çıkış sıcaklıklarının A^* ile arttığı ve belli bir A^* değerinde maksimum değere ulaştıktan sonra azalmaya başladığı görülmektedir. Soğutucu

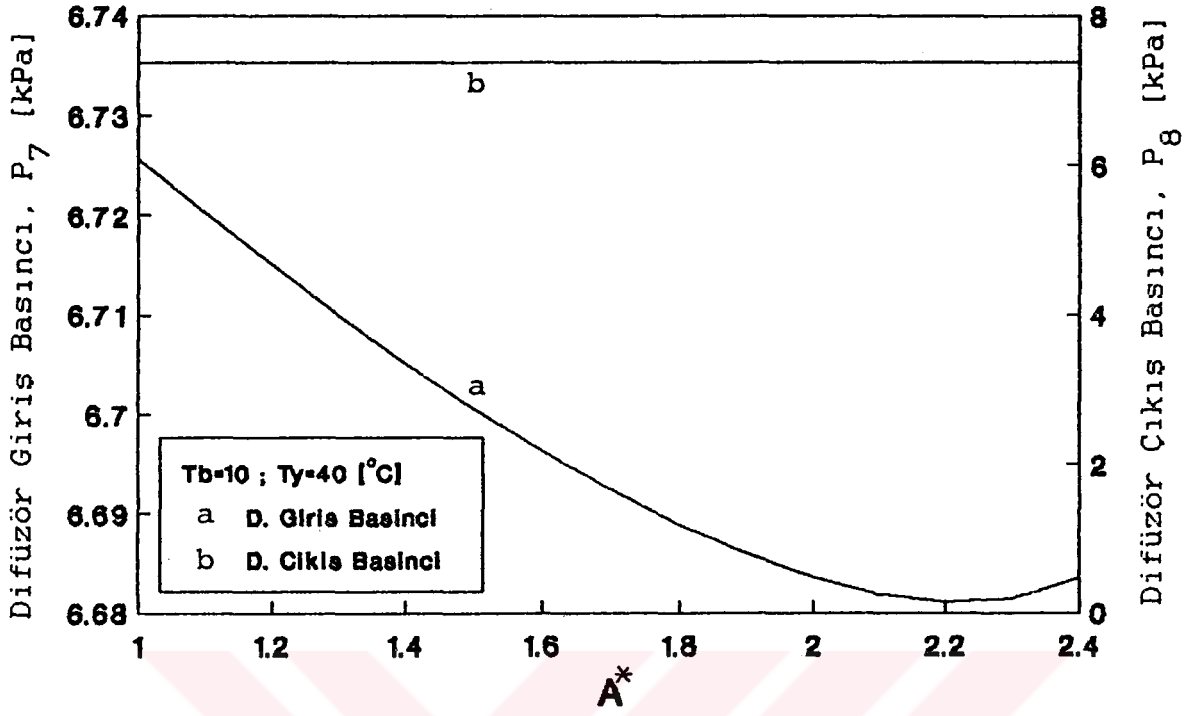
akışkanın difüzör girişinde ıslak buhar bölgesinde olduğu $T_b=20$ °C ve $T_y=35$ °C şartlarında, difüzör giriş basıncı belli bir A^* değerine kadar artmakta olduğu daha sonra azalmaya başladığı ve bu arada difüzör giriş sıcaklığının sabit kaldığı görülmektedir.



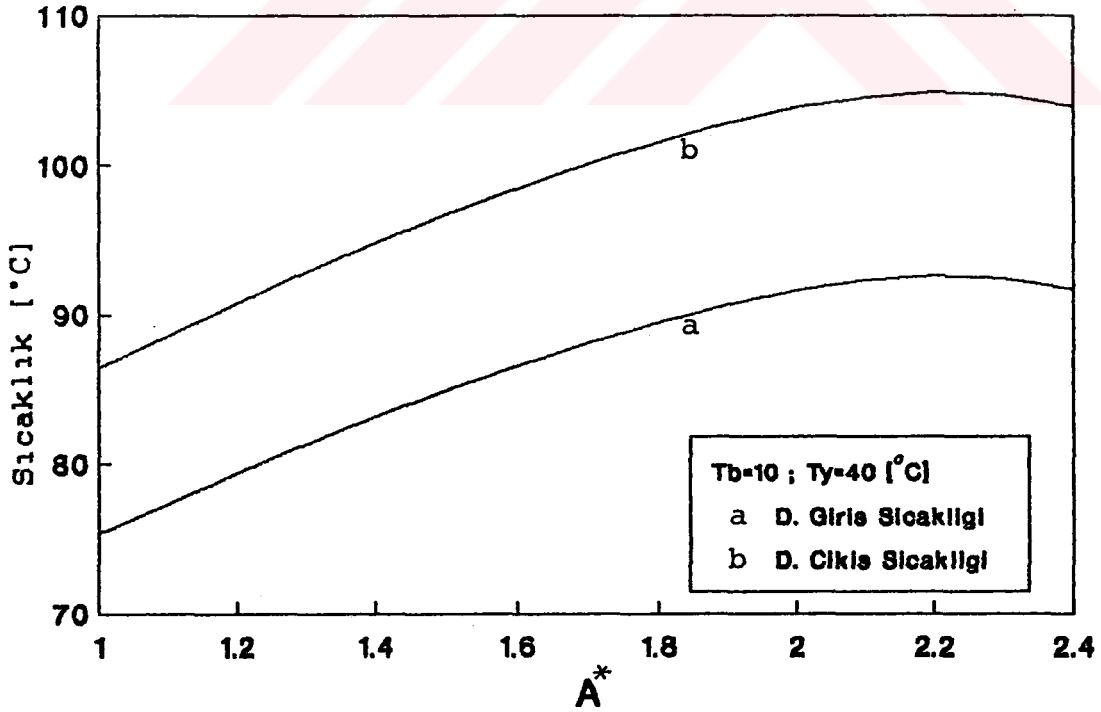
Sekil 56. Difüzör Giriş ve Çıkış Basınçlarının A^* ile Değişimi



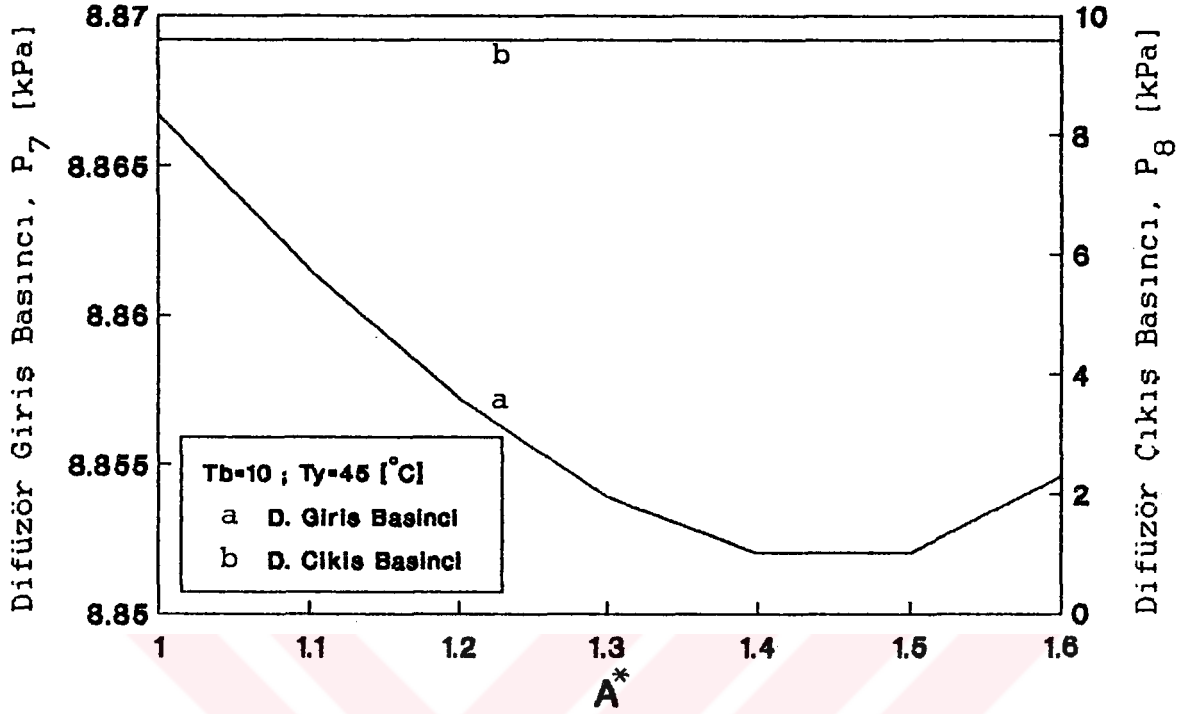
Sekil 57. Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi



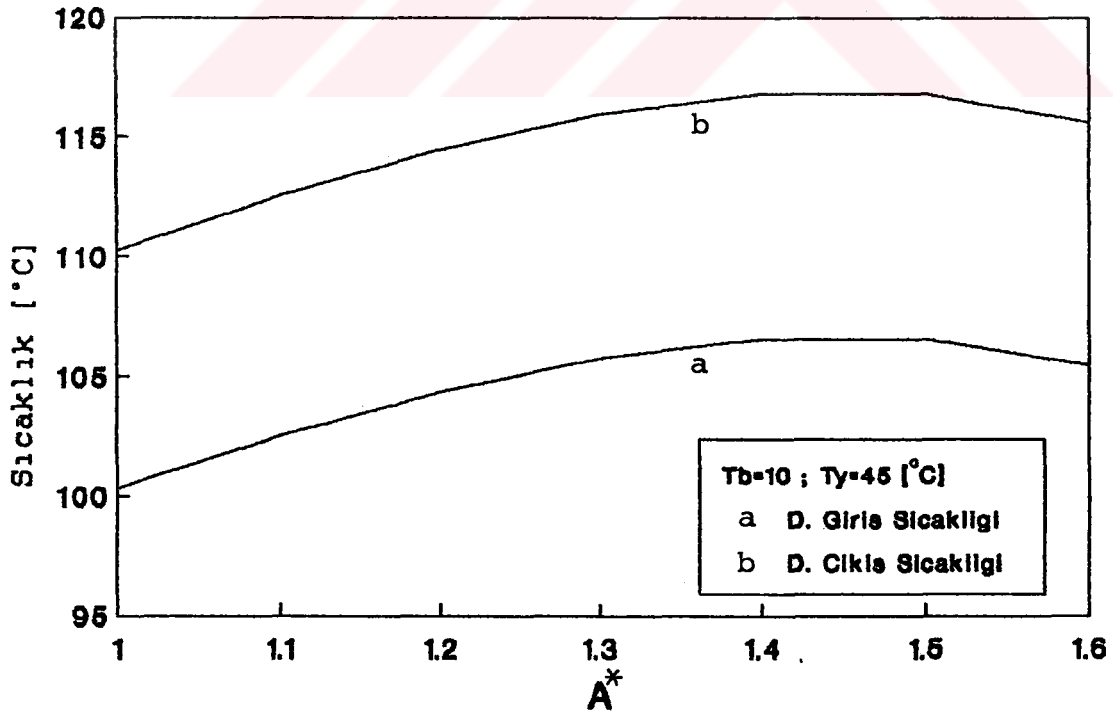
Sekil 58. Difüzör Giriş ve Çıkış Basınçlarının A^* ile Değişimi



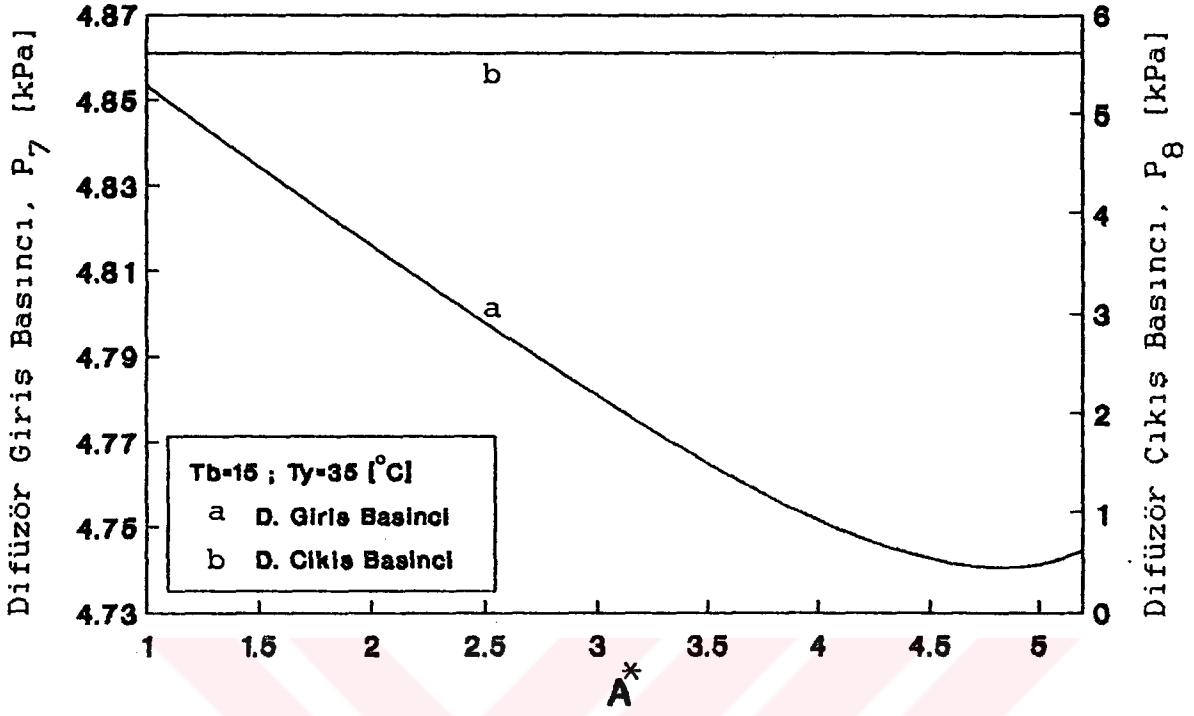
Sekil 59. Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi



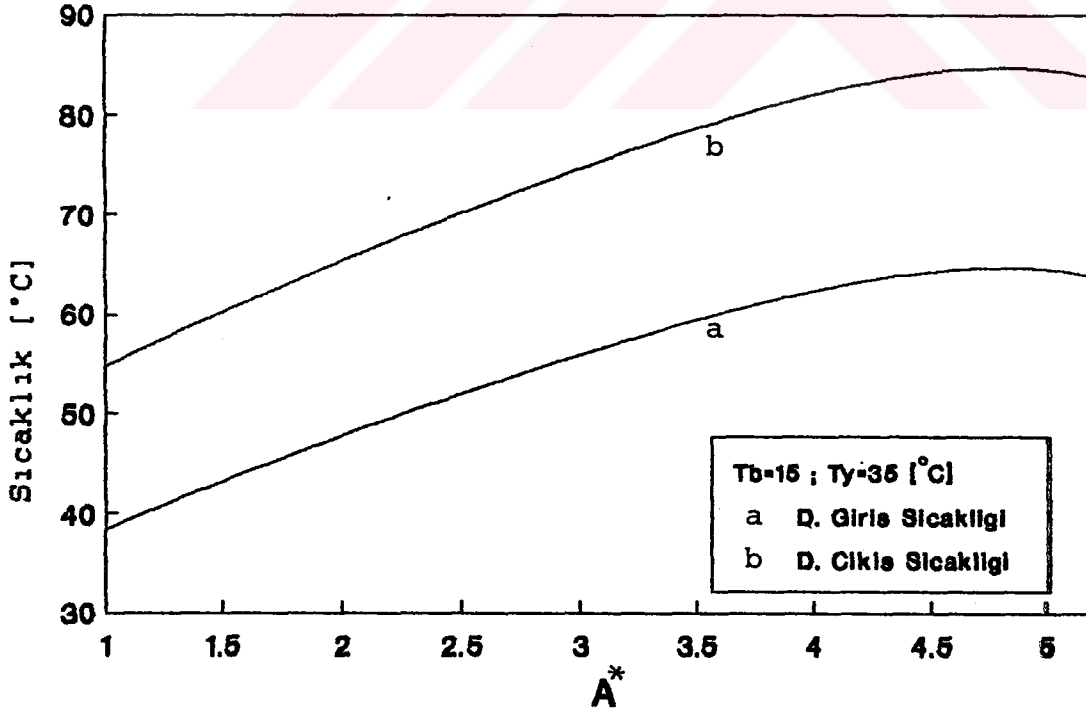
Sekil 60. Difüzör Giriş ve Çıkış Basınçlarının A^* ile Değişimi



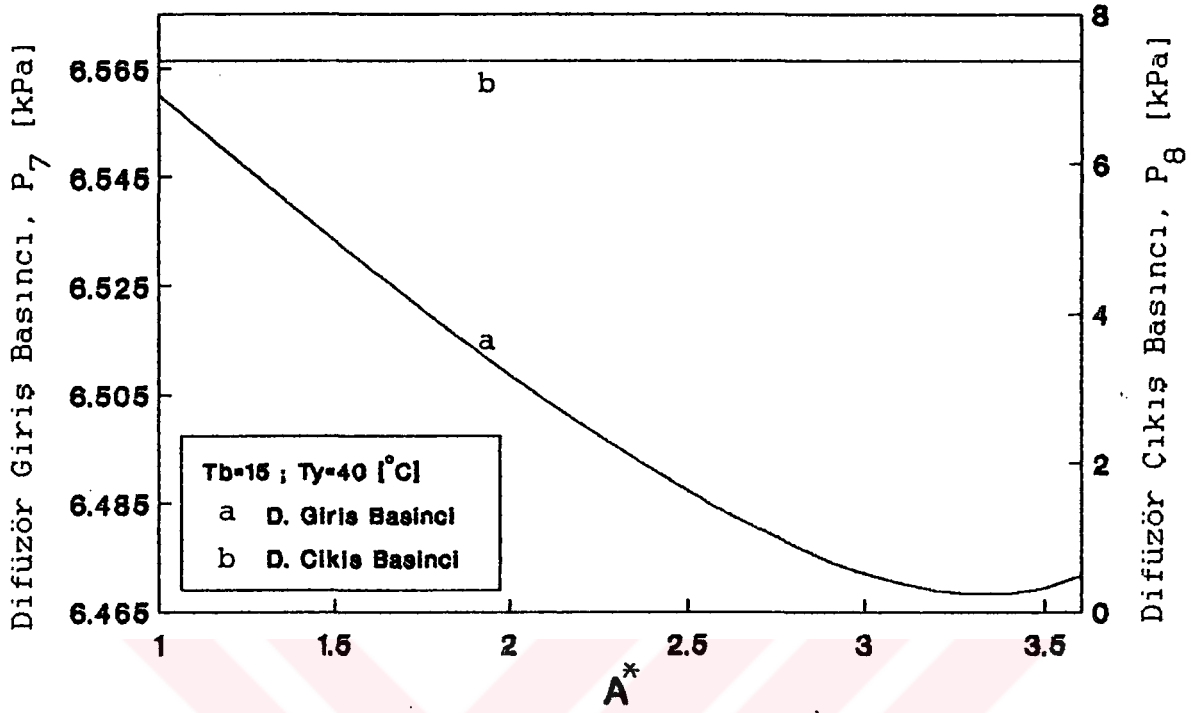
Sekil 61. Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi



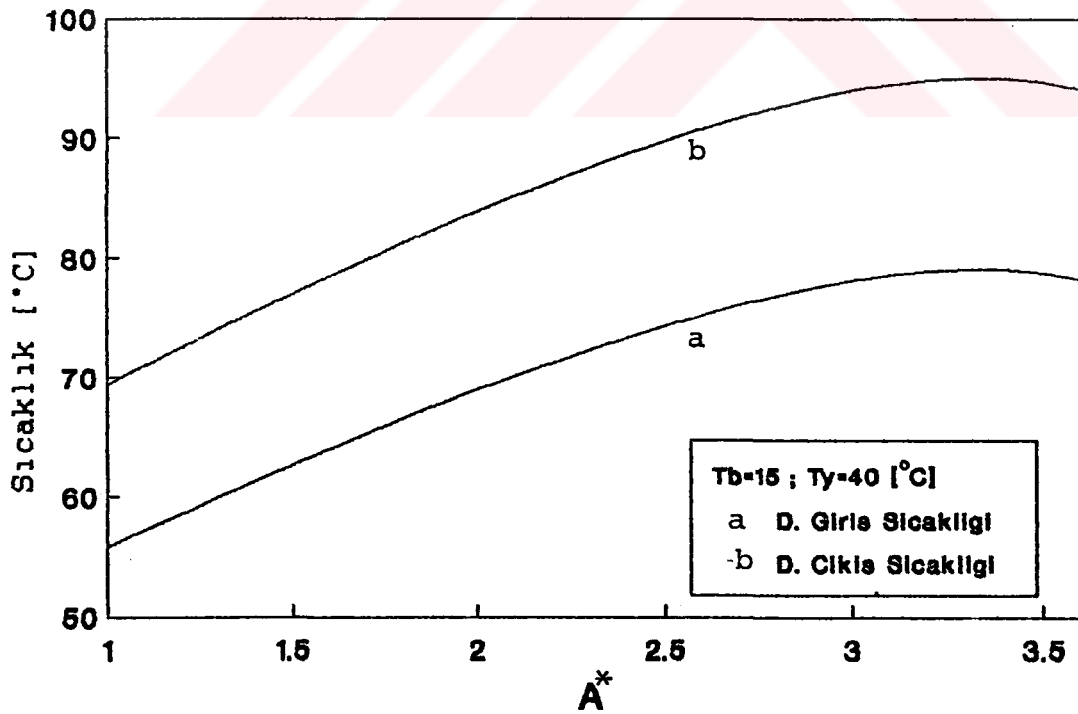
Sekil 62. Difüzör Giriş ve Çıkış Basınçlarının A^* ile Değişimi



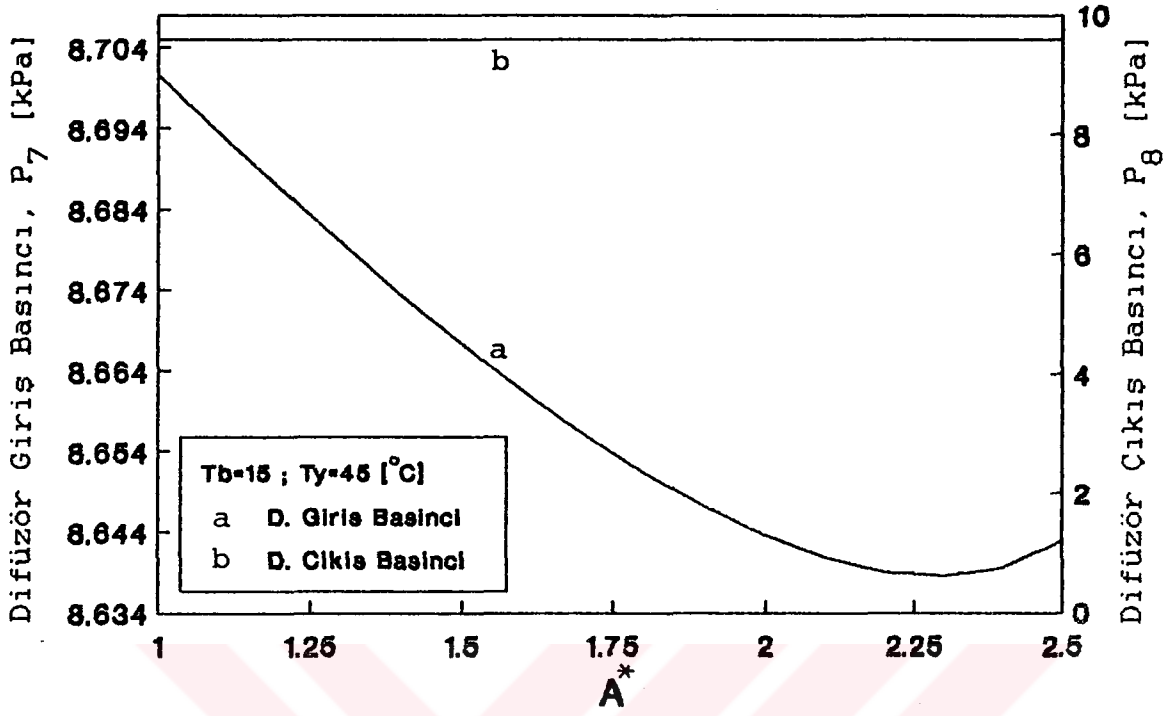
Sekil 63. Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi



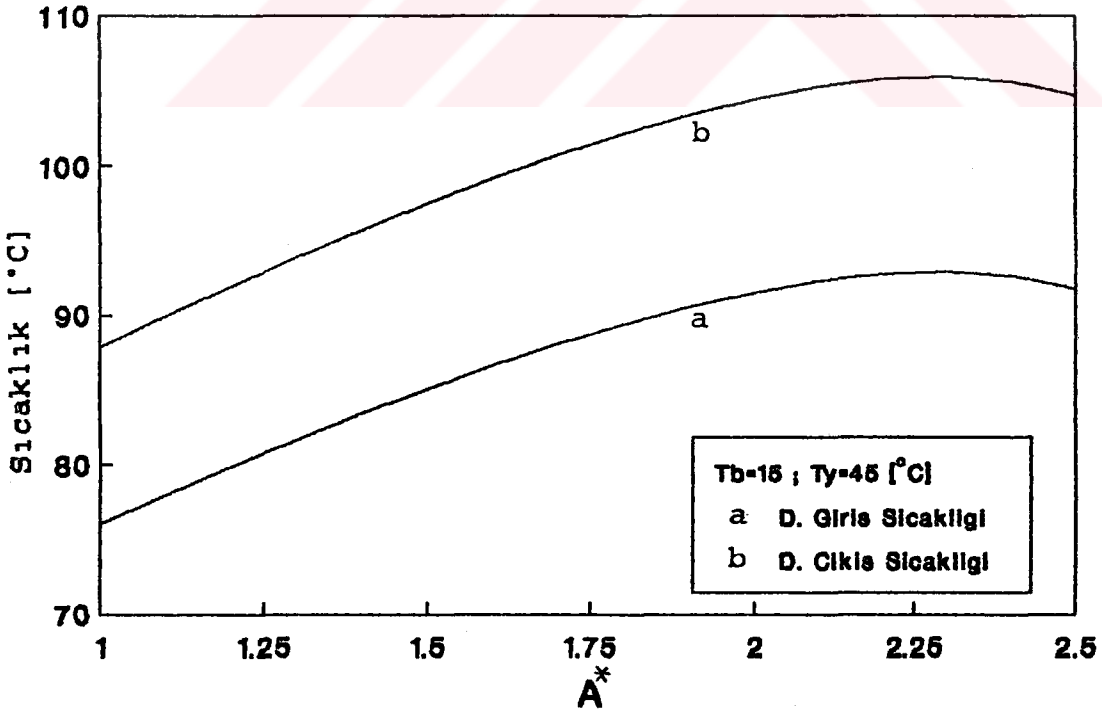
Sekil 64. Difüzör Giriş ve Çıkış Basınçlarının A^* ile Değişimi



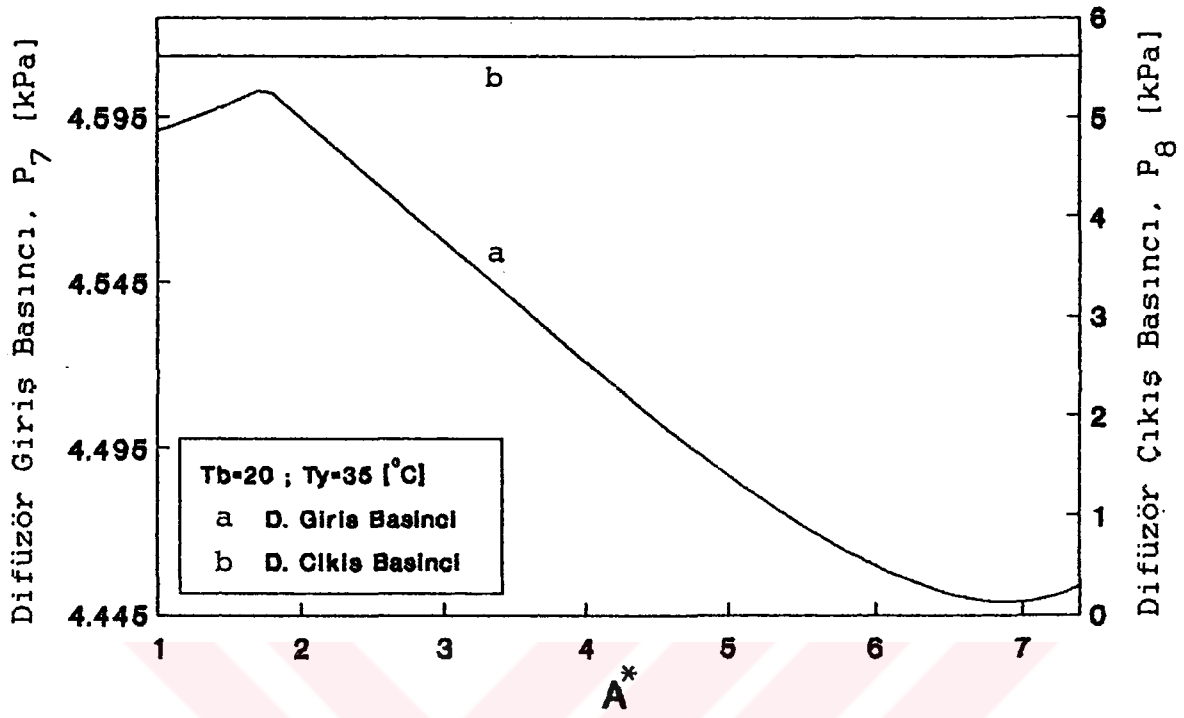
Sekil 65. Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi



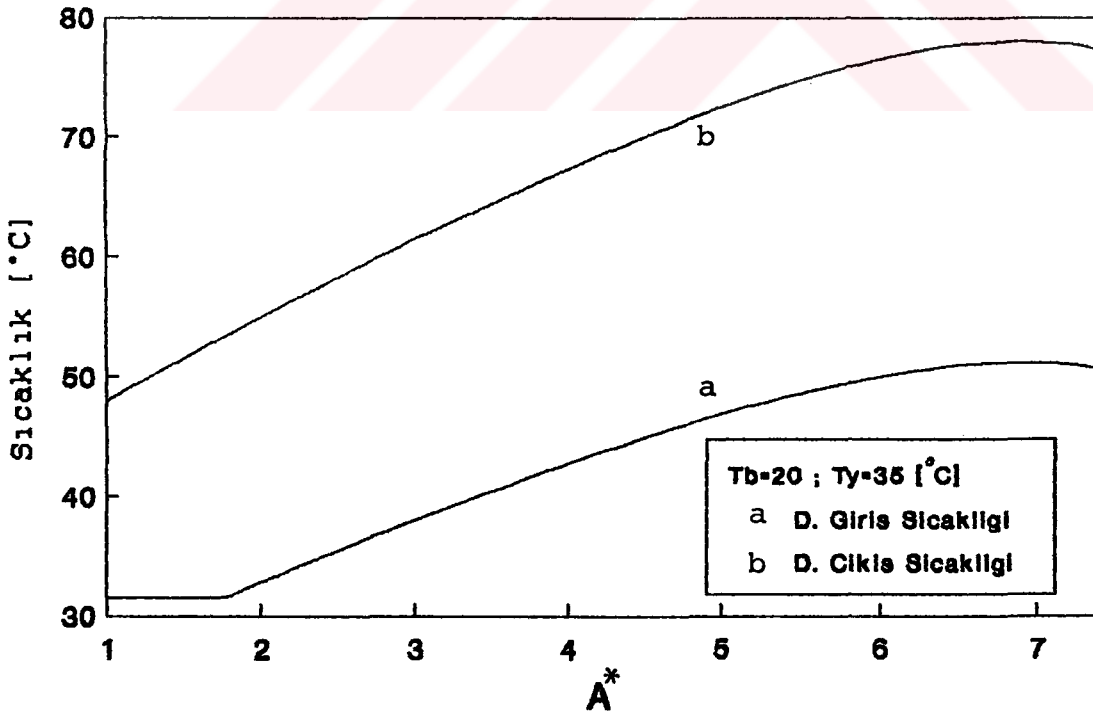
Sekil 66. Difüzör Giriş ve Çıkış Basınçlarının A^* ile Değişimi



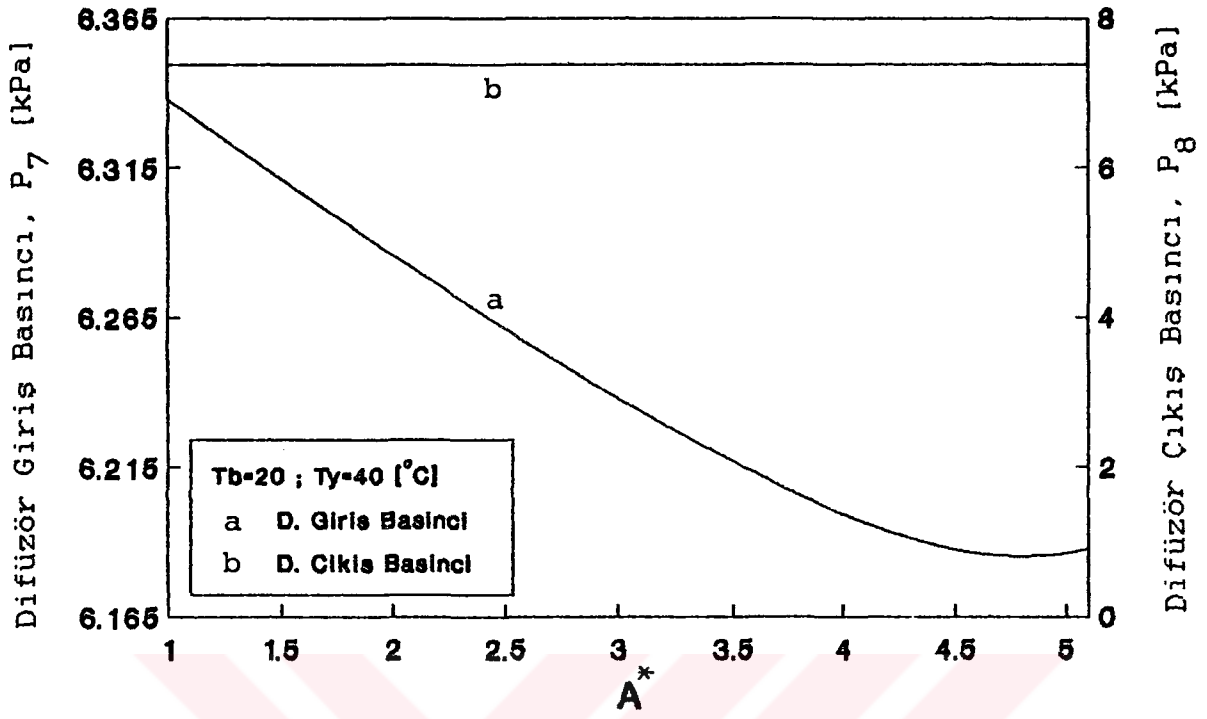
Sekil 67. Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi



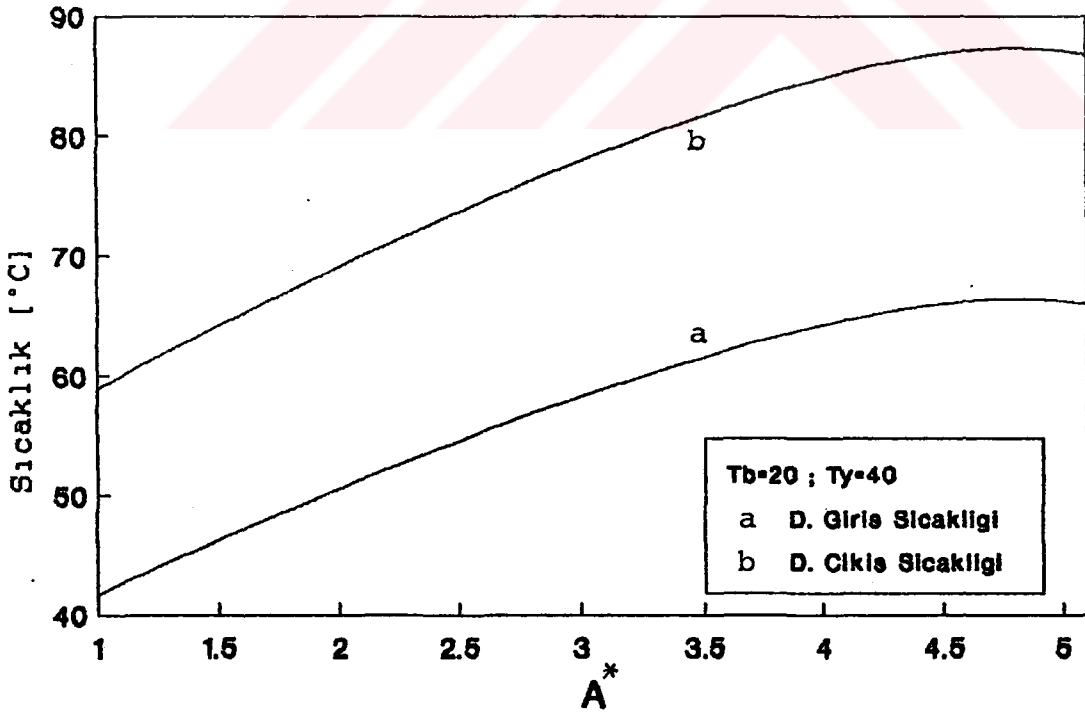
Şekil 68. Difüzör Giriş ve Çıkış Basınçlarının A^* ile Değişimi



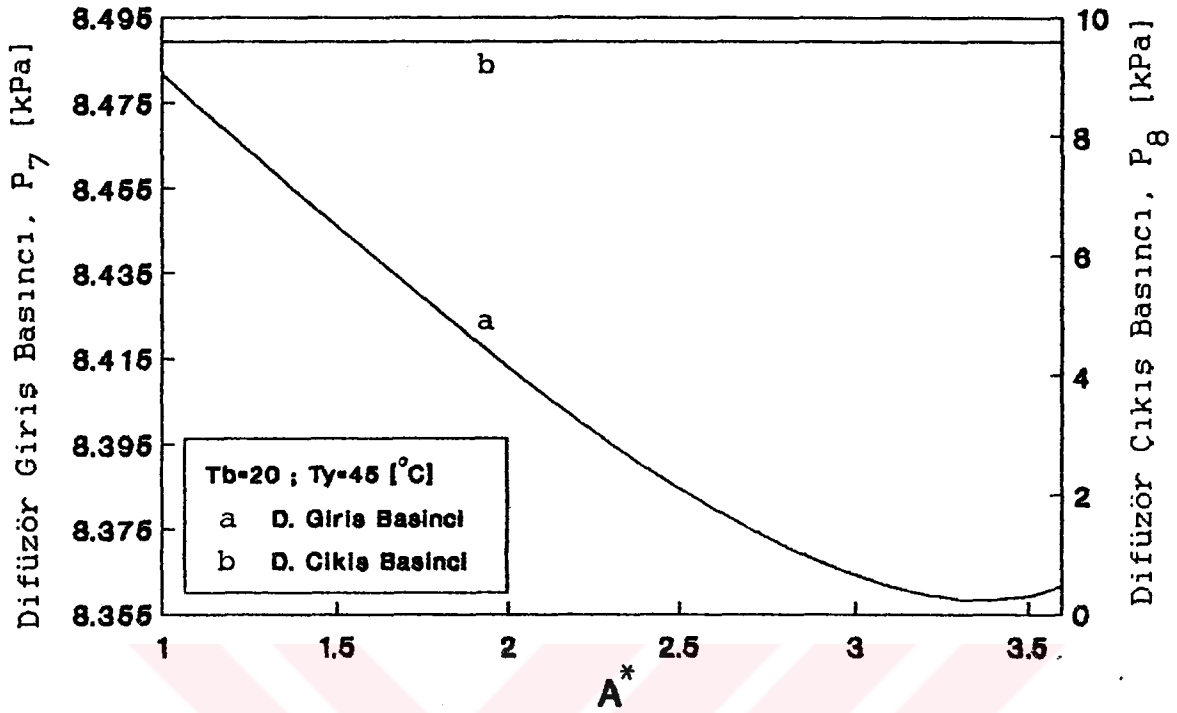
Şekil 69. Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi



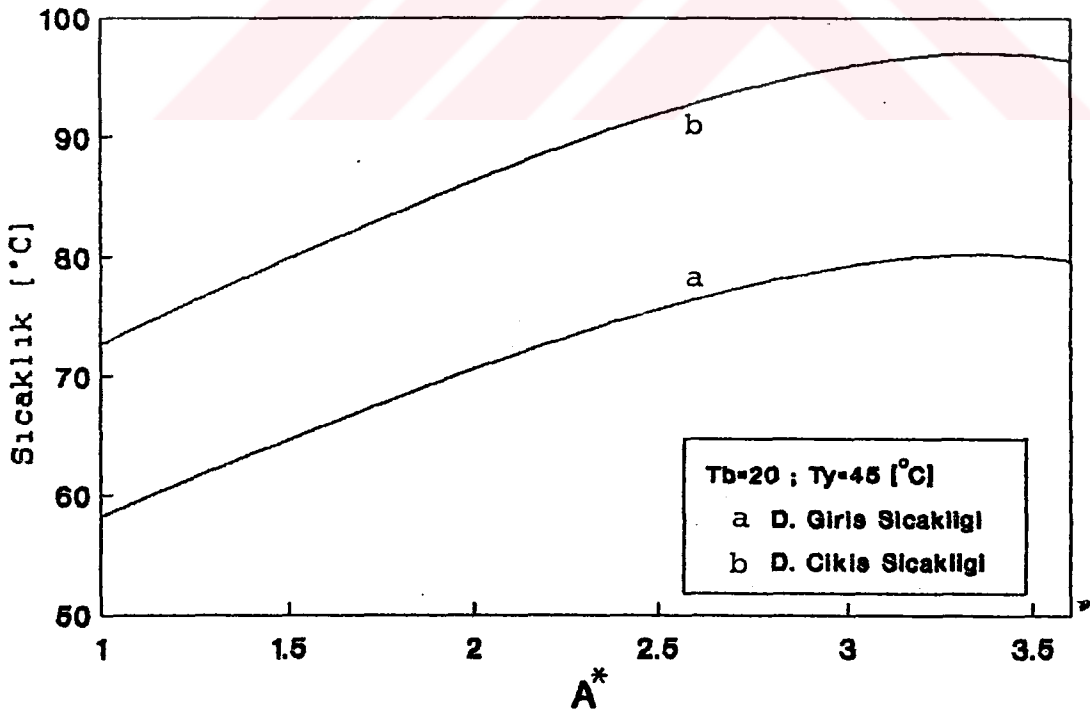
Sekil 70. Difüzör Giriş ve Çıkış Basınçlarının A^* ile Değişimi



Sekil 71. Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi



Sekil 72. Difüzör Giriş ve Çıkış Basıncılarının A^* ile Değişimi



Sekil 73. Difüzör Giriş ve Çıkış Sıcaklıklarının A^* ile Değişimi

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, jetli soğutma sisteminin teorik modellenmesi yapılarak, diğer sistemlere göre avantaj ve dezavantajlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Burada soğutucu akışkan olarak su seçilmiş, sistemin karakteristikleri buna göre belirlenmiştir.

Sistemin avantajları şu şekilde sıralanabilir:

1- Güneş, jeotermal ve atık ısı gibi düşük sıcaklıktaki enerji kaynakları bu sistem sayesinde soğutma amacıyla kullanılabilir.

2- Sistemin soğutma etkinliği, bir anlamda sistemin ekonomikliğini göstermektedir. Atık ısının bol ve ucuz olduğu yerlerde sistem daha ekonomik olacaktır.

3- Sistemde soğutucu akışkanı buharlaştırıcı basıncından yoğunlaştırıcı basıncına sıkıştırma işlemi bir ejektör ile gerçekleştirilmektedir. Dolayısıyla, diğer buhar sıkıştırmalı sistemlerde, soğutucu akışkanı buharlaştırıcı basıncından yoğunlaştırıcı basıncına sıkıştırma işlemini yerine getiren kompresörde meydana gelen arızaların ejektörde görülmesi söz konusu değildir ve bundan dolayı sistem güvenilirdir.

4- Ejektörün herhangi bir hareketli parçası olmadığından aylık, yıllık gibi periyodik bakımının yapılması gerekli değildir.

Sistemin dezavantajları ise su şekilde sıralanabilir:

1- Sistemde soğutucu akışkan olarak su kullanılması durumunda buharlaştırıcı sıcaklığı yaklaşık 5 °C ile sınırlıdır. Fakat klima sistemlerinde bu sıcaklık dahi fazlasıyla yeterlidir. Daha düşük sıcaklıkta soğutma istenen durumlarda freon türü soğutucu akışkan kullanılmalıdır.

2- Yine soğutucu akışkan olarak su kullanıldığında ve kazan sıcaklığının 100 °C'nin altında olması durumunda kazanda vakum altında buhar üretilmesi söz konusudur. Yoğusturucu ve buharlaştırıcı basınçları atmosfer basıncının altında olduğundan sızmaların önlenmesi zordur.

3- Diğer buhar sıkıştırmalı sistemlere göre soğutma etkinliği daha düşüktür.

4- Sistemde freon türü soğutucu akışkan kullanılması durumunda, sıvı haldeki soğutucu akışkanı yoğusturucu basıncından kazan basıncına sıkıştırma işini yapacak olan pompanın hermetik tipte olması gerekir.

5- Ejektörü oluşturan lüle, karışım bölgesi ve difüzör hassas bir şekilde imal edilmelidir.

Sistemde freon türü soğutucu akışkan kullanıldığında daha iyi sonuçlar elde edilebilir. Freon türü soğutucu akışkan kullanılan jetli soğutma sisteminde, yoğusturucu ve buharlaştırıcı basınçları da atmosfer basıncından yüksek olacaktır.

Sistemin avantaj ve dezavantajları gözönüne alındığında, düşük sıcaklıktaki enerji kaynaklarının değerlendirilmesinde jetli soğutma sistemlerinin kullanılması önerilebilir.

ÖZET

Bu çalışmada jetli soğutma sistemlerinin teorik modellenmesi, termodinamik ve ısı transferi kanunlarından yararlanılarak yapılmıştır. Sistemin çözümüne ait algoritma, Turbo Basic programlama dili kullanılarak bilgisayar programı haline getirilmiştir. Gelistirilen program ile çeşitli parametrelerin sistemi ne şekilde etkiledikleri belirlenmiş, sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

Sistemin ana elemanları kazan, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı, ejektör, pompa ve genişleme valfi olarak sıralanabilir. Sistemin tamamına ait özelliklerin belirlenebilmesi için öncelikle ejektördeki akış olayları ele alınmış, bu kapsamda ejektörü oluşturan lüle, karışım bölgesi ve difüzördeki akışların incelenmesinde süreklilik, enerji ve momentum denklemleri birlikte çözülmüştür. Burada soğutucu akışkan olarak su seçilmiş ve suyun doymuş sıvı, doymuş buhar ve kızgın buhar hallerine ait, sıcaklık ve basınca bağlı olarak tablolar halinde verilen termodinamik özellikleri için eşitlikler çıkarılmış, eşitliklerden elde edilen sonuçlar ile gerçek değerlerin karşılaştırılması ise ekte sunulmuştur.

Sistemde kullanılacak kazan, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcının boyutlandırılmasına ait esaslar verilmiş, bunların konstrüksiyonlarının çeşitli şekillerde olabileceği belirtilmiştir. Yoğusturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları yaz çalışması durumuna göre seçilmiş, lüle ve difüzör verimleri ise sabit tutulmuştur.

Lüle çıkışı, karışım bölgesi ve difüzör girişindeki akışların sesüstü ya da sesaltı akış olduklarının belirlenmesi amacıyla (3.61) eşitliği, bu eşitlikteki ses

hızının hesaplanması için ise yaklaşık olarak bir fikir vermesi ve basit olması nedeniyle (3.60) eşitliği kullanılmıştır.

Seçilen çalışma şartlarına göre elde edilen sonuçlar irdelenmiş, sistemin avantaj ve dezavantajları belirlenmiş ve düşük sıcaklıktaki enerji kaynaklarının jetli soğutma sistemleriyle güvenilir bir şekilde değerlendirilebileceği sonucuna varılmıştır.

SUMMARY

In the present work, theoretical modelling of the ejector refrigeration system has been built up by the using thermodynamic and heat transfer laws. Firstly, mathematical model has been established by using Turbo Basic Computer Programme. In the program many parameters have been changed in order to find out how the system can be effected. Finally, the results have been plotted.

The main components of the system can be classified as boiler, condenser, evaporator, ejector, pump and expansion valve. To specify the properties about the complete system, firstly the flow phenomena in the ejector part has been examined. Continuity, energy and momentum equations are solved together for the flow in the ejector which consists of nozzle, mixing section and diffuzzor. Water has been chosen as a refrigerant. The tabulated thermodynamic properties of refrigerant; saturated liquid, saturated vapour and superheated vapour, depending on temperature and pressure, are used for evaluated equations. After solution of the equations, the comparison between the real and calculated values have been made and given in the appendix.

The developing criterias are given for the determination of dimensions of components such as boiler, condenser and evaporator. Depending on this criteria, it is stated that any type of construction routines can be applied to these components. Also condenser and evaporator temperatures are adjusted for summer, and efficiency of nozzle and diffuzzor are set to be constant.

The equation for Mach number has been used to specify whether the flow, on the exit of nozzle, mixing section and the entrance of diffuzzor, is a supersonic or subsonic. In

addition, the equation for velocity of sound has been used, since it is simple and it can give an approximate idea for the evaluation of velocity of sound in the equation.

Finally, the results obtained, for the present working conditions have been discussed, and the advantages and disadvantages of the system have been found. As a result of this study, it can be said that energy sources at low temperature, can be appreciated by the use of ejector refrigeration systems.

EK-1

T [°C]	P [kPa]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
0.00	0.6108	0.5958	0.0150	2.4519
10.00	1.2270	1.2103	0.0167	1.3641
20.00	2.3370	2.3213	0.0157	0.6713
30.00	4.2410	4.2324	0.0086	0.2030
40.00	7.3750	7.3775	0.0025	-0.0334
50.00	12.3350	12.3541	0.0191	-0.1551
60.00	19.9200	19.9582	0.0382	-0.1916
70.00	31.1600	31.2182	0.0582	-0.1866
80.00	47.3600	47.4287	0.0687	-0.1452
90.00	70.1100	70.1812	0.0712	-0.1016
100.00	101.3300	101.3901	0.0601	-0.0593
110.00	143.2700	143.3148	0.0448	-0.0313
120.00	198.5400	198.5762	0.0362	-0.0182
130.00	270.1300	270.1663	0.0363	-0.0134
140.00	361.4000	361.4525	0.0525	-0.0145
150.00	476.0000	476.1752	0.1752	-0.0368
160.00	618.1000	618.4398	0.3398	-0.0550
170.00	792.0000	792.7027	0.7027	-0.0887
180.00	1002.7000	1003.7531	1.0531	-0.1050
190.00	1255.1000	1256.6896	1.5896	-0.1267
200.00	1554.9000	1556.8936	1.9936	-0.1282
210.00	1907.7000	1909.9997	2.2997	-0.1205
220.00	2319.8000	2321.8638	2.0638	-0.0890
230.00	2797.6000	2798.5291	0.9291	-0.0332
240.00	3347.8000	3346.1922	1.6078	0.0480
250.00	3977.6000	3971.1674	6.4326	0.1617
260.00	4694.3000	4679.8525	14.4475	0.3078
270.00	5505.8000	5478.6941	27.1059	0.4923
280.00	6420.2000	6374.1545	46.0455	0.7172
290.00	7446.1000	7372.6795	73.4205	0.9860
300.00	8592.7000	8480.6685	112.0315	1.3038
310.00	9870.0000	9704.4453	165.5547	1.6774
320.00	11289.0000	11050.2318	238.7682	2.1151
330.00	12863.0000	12524.1234	338.8766	2.6345
340.00	14605.0000	14132.0664	472.9336	3.2382
350.00	16535.0000	15879.8380	655.1620	3.9623
360.00	18675.0000	17773.0279	901.9721	4.8298
370.00	21054.0000	19817.0224	1236.9776	5.8753
374.15	22120.0000	20710.7878	1409.2122	6.3708

EK-2

T [°C]	Vs·10 ³ Gerçek	[m ³ /kg] Hesap	Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
0.00	1.0002	1.0049	0.0047	-0.4727
10.00	1.0003	1.0025	0.0022	-0.2196
20.00	1.0017	1.0022	0.0005	-0.0485
30.00	1.0043	1.0036	0.0007	0.0659
40.00	1.0078	1.0066	0.0012	0.1232
50.00	1.0121	1.0107	0.0014	0.1379
60.00	1.0171	1.0159	0.0012	0.1200
70.00	1.0228	1.0219	0.0009	0.0855
80.00	1.0292	1.0287	0.0005	0.0465
90.00	1.0361	1.0362	0.0001	-0.0074
100.00	1.0437	1.0442	0.0005	-0.0502
110.00	1.0519	1.0528	0.0009	-0.0876
120.00	1.0606	1.0619	0.0013	-0.1271
130.00	1.0700	1.0716	0.0016	-0.1496
140.00	1.0801	1.0818	0.0017	-0.1567
150.00	1.0908	1.0926	0.0018	-0.1606
160.00	1.1022	1.1039	0.0017	-0.1564
170.00	1.1145	1.1160	0.0015	-0.1317
180.00	1.1275	1.1288	0.0013	-0.1116
190.00	1.1415	1.1424	0.0009	-0.0776
200.00	1.1565	1.1570	0.0005	-0.0397
210.00	1.1726	1.1726	0.0000	-0.0009
220.00	1.1900	1.1895	0.0005	0.0425
230.00	1.2087	1.2078	0.0009	0.0749
240.00	1.2291	1.2277	0.0014	0.1110
250.00	1.2513	1.2496	0.0017	0.1371
260.00	1.2756	1.2737	0.0019	0.1510
270.00	1.3025	1.3004	0.0021	0.1600
280.00	1.3324	1.3303	0.0021	0.1550
290.00	1.3659	1.3641	0.0018	0.1307
300.00	1.4041	1.4027	0.0014	0.1021
310.00	1.4480	1.4473	0.0007	0.0509
320.00	1.4995	1.4997	0.0002	-0.0166
330.00	1.5615	1.5630	0.0015	-0.0950
340.00	1.6387	1.6418	0.0031	-0.1892
350.00	1.7411	1.7455	0.0044	-0.2552
360.00	1.8959	1.8970	0.0011	-0.0599
370.00	2.2136	2.1962	0.0174	0.7872
374.15	3.1700	3.1700	0.0000	0.0000

EK-3

T [°C]	hs [kJ/kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata (%)
	Gerçek	Hesap		
0.00	0.04	0.08	0.0423	-105.6762
10.00	41.99	41.94	0.0494	0.1176
20.00	83.86	83.81	0.0535	0.0638
30.00	125.66	125.68	0.0227	-0.0180
40.00	167.45	167.57	0.1228	-0.0733
50.00	209.26	209.48	0.2215	-0.1059
60.00	251.09	251.41	0.3249	-0.1294
70.00	292.97	293.38	0.4106	-0.1402
80.00	334.92	335.39	0.4682	-0.1398
90.00	376.94	377.45	0.5095	-0.1352
100.00	419.06	419.58	0.5192	-0.1239
110.00	461.32	461.80	0.4753	-0.1030
120.00	503.72	504.12	0.3994	-0.0793
130.00	546.31	546.58	0.2676	-0.0490
140.00	589.10	589.20	0.1011	-0.0172
150.00	632.15	632.03	0.1235	0.0195
160.00	675.47	675.10	0.3731	0.0552
170.00	719.12	718.46	0.6574	0.0914
180.00	763.12	762.18	0.9389	0.1230
190.00	807.52	806.32	1.2014	0.1488
200.00	852.37	850.95	1.4201	0.1666
210.00	897.74	896.16	1.5811	0.1761
220.00	943.67	942.04	1.6312	0.1729
230.00	990.26	988.69	1.5679	0.1583
240.00	1037.60	1036.23	1.3702	0.1321
250.00	1085.80	1084.77	1.0294	0.0948
260.00	1134.90	1134.44	0.4606	0.0406
270.00	1185.20	1185.36	0.1649	-0.0139
280.00	1236.80	1237.68	0.8764	-0.0709
290.00	1290.00	1291.50	1.4990	-0.1162
300.00	1345.00	1346.95	1.9488	-0.1449
310.00	1402.40	1404.12	1.7244	-0.1230
320.00	1462.60	1463.10	0.4985	-0.0341
330.00	1526.50	1523.91	2.5943	0.1699
340.00	1595.50	1586.53	8.9714	0.5623
350.00	1671.90	1650.88	21.0202	1.2573
360.00	1764.20	1716.78	47.4187	2.6878
370.00	1890.20	1783.94	106.2613	5.6217
374.15	2107.40	1812.08	295.3206	14.0135

EK-4

T [°C]	Ss [kJ/kg·K]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
0.00	-0.0002	-0.0011	0.0009	-439.15
10.00	0.1510	0.1510	0.0000	-0.0251
20.00	0.2963	0.2972	0.0009	-0.2945
30.00	0.4365	0.4378	0.0013	-0.3059
40.00	0.5721	0.5735	0.0014	-0.2440
50.00	0.7035	0.7046	0.0011	-0.1548
60.00	0.8310	0.8315	0.0005	-0.0621
70.00	0.9548	0.9546	0.0002	0.0164
80.00	1.0753	1.0743	0.0010	0.0920
90.00	1.1925	1.1908	0.0017	0.1404
100.00	1.3069	1.3045	0.0024	0.1859
110.00	1.4185	1.4155	0.0030	0.2113
120.00	1.5276	1.5242	0.0034	0.2252
130.00	1.6344	1.6307	0.0037	0.2294
140.00	1.7390	1.7352	0.0038	0.2200
150.00	1.8416	1.8379	0.0037	0.2007
160.00	1.9425	1.9390	0.0035	0.1800
170.00	2.0416	2.0386	0.0030	0.1459
180.00	2.1393	2.1369	0.0024	0.1126
190.00	2.2356	2.2339	0.0017	0.0741
200.00	2.3307	2.3299	0.0008	0.0344
210.00	2.4247	2.4249	0.0002	-0.0072
220.00	2.5178	2.5190	0.0012	-0.0472
230.00	2.6102	2.6124	0.0022	-0.0828
240.00	2.7020	2.7051	0.0031	-0.1156
250.00	2.7935	2.7974	0.0039	-0.1403
260.00	2.8848	2.8894	0.0046	-0.1599
270.00	2.9763	2.9813	0.0050	-0.1684
280.00	3.0683	3.0734	0.0051	-0.1651
290.00	3.1611	3.1659	0.0048	-0.1521
300.00	3.2552	3.2594	0.0042	-0.1285
310.00	3.3512	3.3544	0.0032	-0.0961
320.00	3.4500	3.4519	0.0019	-0.0565
330.00	3.5528	3.5534	0.0006	-0.0172
340.00	3.6616	3.6613	0.0003	0.0088
350.00	3.7800	3.7803	0.0003	-0.0077
360.00	3.9210	3.9218	0.0008	-0.0200
370.00	4.1108	4.1319	0.0211	-0.5136
374.15	4.4429	4.4429	0.0000	0.0000

EK-5

T [°C]	Vb [m ³ /kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata (%)
	Gerçek	Hesap		
0.00	206.300000	207.923296	1.623296	-0.7869
10.00	106.400000	106.799363	0.399363	-0.3753
20.00	57.840000	57.855636	0.015636	-0.0270
30.00	32.930000	32.885883	0.044117	0.1340
40.00	19.550000	19.497616	0.052384	0.2679
50.00	12.050000	12.011058	0.038942	0.3232
60.00	7.679000	7.656785	0.022215	0.2893
70.00	5.046000	5.034171	0.011829	0.2344
80.00	3.409000	3.402680	0.006320	0.1854
90.00	2.361000	2.358460	0.002540	0.1076
100.00	1.673000	1.672136	0.000864	0.0516
110.00	1.210000	1.210161	0.000161	-0.0133
120.00	0.891500	0.892266	0.000766	-0.0859
130.00	0.668100	0.669019	0.000919	-0.1375
140.00	0.508500	0.509320	0.000820	-0.1613
150.00	0.392400	0.393200	0.000800	-0.2039
160.00	0.306800	0.307365	0.000565	-0.1840
170.00	0.242600	0.243055	0.000455	-0.1877
180.00	0.193800	0.194168	0.000368	-0.1901
190.00	0.156300	0.156590	0.000290	-0.1858
200.00	0.127200	0.127344	0.000144	-0.1132
210.00	0.104200	0.104356	0.000156	-0.1497
220.00	0.086040	0.086097	0.000057	-0.0667
230.00	0.071450	0.071464	0.000014	-0.0191
240.00	0.059650	0.059634	0.000016	0.0264
250.00	0.050040	0.049992	0.000048	0.0969
260.00	0.042130	0.042072	0.000058	0.1388
270.00	0.035590	0.035517	0.000073	0.2054
280.00	0.030130	0.030053	0.000077	0.2541
290.00	0.025540	0.025467	0.000073	0.2869
300.00	0.021650	0.021588	0.000062	0.2878
310.00	0.018330	0.018281	0.000049	0.2662
320.00	0.015480	0.015438	0.000042	0.2728
330.00	0.012990	0.012965	0.000025	0.1911
340.00	0.010780	0.010785	0.000005	-0.0467
350.00	0.008799	0.008816	0.000017	-0.1989
360.00	0.006940	0.006958	0.000018	-0.2605
370.00	0.004973	0.004940	0.000033	0.6595
374.15	0.003170	0.003170	0.000000	0.0000

EK-6

T [°C]	hb [kJ/kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
0.00	2501.60	2501.44	0.1640	0.0066
10.00	2519.90	2521.18	1.2804	-0.0508
20.00	2538.20	2540.27	2.0724	-0.0817
30.00	2556.40	2558.76	2.3563	-0.0922
40.00	2574.40	2576.67	2.2693	-0.0881
50.00	2592.20	2594.04	1.8428	-0.0711
60.00	2609.70	2610.90	1.2025	-0.0461
70.00	2626.90	2627.27	0.3683	-0.0140
80.00	2643.80	2643.15	0.6457	0.0244
90.00	2660.10	2658.57	1.5314	0.0576
100.00	2676.00	2673.51	2.4872	0.0929
110.00	2691.30	2687.98	3.3187	0.1233
120.00	2706.00	2701.96	4.0396	0.1493
130.00	2719.90	2715.43	4.4726	0.1644
140.00	2733.10	2728.35	4.7510	0.1738
150.00	2745.40	2740.68	4.7200	0.1719
160.00	2756.70	2752.36	4.3390	0.1574
170.00	2767.10	2763.32	3.7835	0.1367
180.00	2776.30	2773.45	2.8481	0.1026
190.00	2784.30	2782.65	1.6490	0.0592
200.00	2790.90	2790.77	0.1284	0.0046
210.00	2796.20	2797.64	1.4426	-0.0516
220.00	2799.90	2803.06	3.1582	-0.1128
230.00	2802.00	2806.77	4.7735	-0.1704
240.00	2802.20	2808.50	6.2981	-0.2248
250.00	2800.40	2807.89	7.4893	-0.2674
260.00	2796.40	2804.54	8.1447	-0.2913
270.00	2789.90	2797.99	8.0932	-0.2901
280.00	2780.40	2787.69	7.2857	-0.2620
290.00	2767.60	2772.98	5.3840	-0.1945
300.00	2751.00	2753.15	2.1484	-0.0781
310.00	2730.00	2727.32	2.6751	0.0980
320.00	2703.70	2694.53	9.1707	0.3392
330.00	2670.20	2653.63	16.5692	0.6205
340.00	2626.20	2603.33	22.8667	0.8707
350.00	2567.70	2542.15	25.5452	0.9949
360.00	2485.40	2468.40	16.9956	0.6838
370.00	2342.80	2380.16	37.3574	-1.5946
374.15	2107.40	2338.77	231.3714	-10.9790

EK-7

T [°C]	Sb [kJ/kg·K]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
0.00	9.1577	9.1460	0.0117	0.1282
10.00	8.9020	8.8960	0.0060	0.0675
20.00	8.6684	8.6663	0.0021	0.0246
30.00	8.4546	8.4549	0.0003	-0.0033
40.00	8.2583	8.2601	0.0018	-0.0212
50.00	8.0776	8.0802	0.0026	-0.0319
60.00	7.9108	7.9138	0.0030	-0.0375
70.00	7.7565	7.7595	0.0030	-0.0386
80.00	7.6132	7.6161	0.0029	-0.0383
90.00	7.4799	7.4825	0.0026	-0.0352
100.00	7.3554	7.3577	0.0023	-0.0315
110.00	7.2388	7.2408	0.0020	-0.0271
120.00	7.1293	7.1308	0.0015	-0.0214
130.00	7.0261	7.0271	0.0010	-0.0149
140.00	6.9284	6.9290	0.0006	-0.0093
150.00	6.8358	6.8359	0.0001	-0.0013
160.00	6.7475	6.7471	0.0004	0.0059
170.00	6.6630	6.6622	0.0008	0.0124
180.00	6.5819	6.5806	0.0013	0.0196
190.00	6.5036	6.5020	0.0016	0.0252
200.00	6.4278	6.4258	0.0020	0.0311
210.00	6.3539	6.3517	0.0022	0.0343
220.00	6.2817	6.2793	0.0024	0.0378
230.00	6.2107	6.2082	0.0025	0.0399
240.00	6.1406	6.1380	0.0026	0.0423
250.00	6.0708	6.0682	0.0026	0.0422
260.00	6.0010	5.9985	0.0025	0.0421
270.00	5.9304	5.9282	0.0022	0.0372
280.00	5.8586	5.8568	0.0018	0.0307
290.00	5.7848	5.7836	0.0012	0.0210
300.00	5.7081	5.7076	0.0005	0.0080
310.00	5.6278	5.6278	0.0000	-0.0004
320.00	5.5423	5.5425	0.0002	-0.0041
330.00	5.4490	5.4494	0.0004	-0.0078
340.00	5.3427	5.3448	0.0021	-0.0388
350.00	5.2177	5.2218	0.0041	-0.0783
360.00	5.0600	5.0651	0.0051	-0.0998
370.00	4.8144	4.8151	0.0007	-0.0147
374.15	4.4429	4.4429	0.0000	0.0000

EK-8

P=0.05 [bar]; T _d =32.90 [°C]; V _d =28.1900 [m ³ /kg]				
T [°C]	V [m ³ /kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
40.00	28.8500	28.8567	0.0067	-0.0231
60.00	30.7100	30.7203	0.0103	-0.0337
80.00	32.5600	32.5776	0.0176	-0.0540
100.00	34.4200	34.4314	0.0114	-0.0331
120.00	36.2700	36.2829	0.0129	-0.0355
140.00	38.1200	38.1325	0.0125	-0.0329
160.00	39.9700	39.9808	0.0108	-0.0269
180.00	41.8100	41.8278	0.0178	-0.0425
200.00	43.6600	43.6737	0.0137	-0.0314
220.00	45.5100	45.5187	0.0087	-0.0191
240.00	47.3600	47.3629	0.0029	-0.0061
260.00	49.2000	49.2063	0.0063	-0.0129
280.00	51.0500	51.0491	0.0009	0.0018
300.00	52.9000	52.8912	0.0088	0.0166

P=0.50 [bar]; T _d =81.35 [°C]; V _d =3.240 [m ³ /kg]				
T [°C]	V [m ³ /kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
100.00	3.4180	3.4193	0.0013	-0.0387
120.00	3.6070	3.6086	0.0016	-0.0448
140.00	3.7960	3.7968	0.0008	-0.0202
160.00	3.9830	3.9842	0.0012	-0.0298
180.00	4.1700	4.1711	0.0011	-0.0257
200.00	4.3560	4.3575	0.0015	-0.0352
220.00	4.5420	4.5436	0.0016	-0.0362
240.00	4.7280	4.7295	0.0015	-0.0307
260.00	4.9130	4.9150	0.0020	-0.0407
280.00	5.0990	5.1003	0.0013	-0.0258
300.00	5.2840	5.2854	0.0014	-0.0269

P=1.00 [bar]; T _d =99.63 [°C]; V _d =1.694 [m ³ /kg]				
T [°C]	V [m ³ /kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
100.00	1.6960	1.6959	0.0001	0.0046
120.00	1.7930	1.7936	0.0006	-0.0355
140.00	1.8890	1.8895	0.0005	-0.0239
160.00	1.9840	1.9845	0.0005	-0.0265
180.00	2.0780	2.0791	0.0011	-0.0540
200.00	2.1720	2.1734	0.0014	-0.0627
220.00	2.2660	2.2673	0.0013	-0.0582
240.00	2.3590	2.3610	0.0020	-0.0865
260.00	2.4530	2.4546	0.0016	-0.0637
280.00	2.5460	2.5479	0.0019	-0.0751
300.00	2.6390	2.6411	0.0021	-0.0797

P=5.0 [bar]; T _d =151.84 [°C]; V _d =0.3747 [m ³ /kg]				
T [°C]	V [m ³ /kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata (%)
	Gerçek	Hesap		
160.00	0.3835	0.3836	0.0001	-0.0368
180.00	0.4045	0.4044	0.0001	0.0141
200.00	0.4250	0.4248	0.0002	0.0556
220.00	0.4450	0.4448	0.0002	0.0387
240.00	0.4647	0.4647	0.0000	-0.0034
260.00	0.4841	0.4845	0.0004	-0.0762
280.00	0.5034	0.5041	0.0007	-0.1417
300.00	0.5226	0.5237	0.0011	-0.2041

P=10.0 [bar]; T _d =179.88 [°C]; V _d =0.1943 [m ³ /kg]				
T [°C]	V [m ³ /kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata (%)
	Gerçek	Hesap		
180.00	0.1944	0.1944	0.0000	0.0081
200.00	0.2059	0.2058	0.0001	0.0358
220.00	0.2169	0.2167	0.0002	0.1104
240.00	0.2276	0.2273	0.0003	0.1441
260.00	0.2379	0.2377	0.0002	0.0669
280.00	0.2480	0.2481	0.0001	-0.0424
300.00	0.2580	0.2584	0.0004	-0.1499

P=20.0 [bar]; T _d =212.37 [°C]; V _d =0.0995 [m ³ /kg]				
T [°C]	V [m ³ /kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata (%)
	Gerçek	Hesap		
220.00	0.1021	0.1021	0.0000	0.0058
240.00	0.1084	0.1082	0.0002	0.2086
260.00	0.1144	0.1140	0.0004	0.3528
280.00	0.1200	0.1197	0.0003	0.2622
300.00	0.1255	0.1253	0.0002	0.1722

EK-9

P=0.05 [bar]; T _d =32.90 [°C]; h _d =2561.60 [kJ/kg]				
T [°C]	h [kJ/kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
40.00	2574.90	2574.89	0.0115	0.0004
60.00	2612.60	2612.43	0.1713	0.0066
80.00	2650.30	2650.13	0.1720	0.0065
100.00	2688.10	2687.99	0.1135	0.0042
120.00	2726.10	2726.00	0.0959	0.0035
140.00	2764.30	2764.18	0.1191	0.0043
160.00	2802.60	2802.52	0.0832	0.0030
180.00	2841.20	2841.01	0.1882	0.0066
200.00	2879.90	2879.67	0.2340	0.0081
220.00	2918.80	2918.48	0.3206	0.0110
240.00	2957.90	2957.45	0.4482	0.0152
260.00	2997.30	2996.58	0.7166	0.0239
280.00	3036.90	3035.87	1.0258	0.0338
300.00	3076.70	3075.32	1.3759	0.0447

P=0.50 [bar]; T _d =81.35 [°C]; h _d =2646.0 [kJ/kg]				
T [°C]	h [kJ/kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
100.00	2682.60	2682.28	0.3229	0.0120
120.00	2721.60	2721.21	0.3933	0.0145
140.00	2760.60	2760.16	0.4362	0.0158
160.00	2799.60	2799.15	0.4516	0.0161
180.00	2838.60	2838.16	0.4396	0.0155
200.00	2877.70	2877.20	0.5001	0.0174
220.00	2917.00	2916.27	0.7332	0.0251
240.00	2956.40	2955.36	1.0387	0.0351
260.00	2995.90	2994.48	1.4168	0.0473
280.00	3035.70	3033.63	2.0674	0.0681
300.00	3075.70	3072.81	2.8906	0.0940

P=1.00 [bar]; T _d =99.63 [°C]; h _d =2675.40 [kJ/kg]				
T [°C]	h [kJ/kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
100.00	2676.20	2676.14	0.0599	0.0022
120.00	2716.50	2716.10	0.4019	0.0148
140.00	2756.40	2755.96	0.4395	0.0159
160.00	2796.20	2795.73	0.4726	0.0169
180.00	2835.80	2835.40	0.4014	0.0142
200.00	2875.40	2874.97	0.4257	0.0148
220.00	2915.00	2914.45	0.5456	0.0187
240.00	2954.60	2953.84	0.7611	0.0258
260.00	2994.40	2993.13	1.2721	0.0425
280.00	3034.40	3032.32	2.0788	0.0685
300.00	3074.50	3071.42	3.0810	0.1002

P=5.0 [bar]; T _d =151.84 [°C]; h _d =2747.50 [kJ/kg]				
T [°C]	h [kJ/kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
160.00	2766.40	2766.13	0.2720	0.0098
180.00	2811.40	2811.15	0.2520	0.0090
200.00	2855.10	2855.26	0.1632	-0.0057
220.00	2898.00	2898.47	0.4738	-0.0163
240.00	2940.10	2940.78	0.6797	-0.0231
260.00	2981.90	2982.18	0.2809	-0.0094
280.00	3023.40	3022.68	0.7226	0.0239
300.00	3064.80	3062.27	2.5308	0.0826

P=10.0 [bar]; T _d =179.88 [°C]; h _d = 2776.2 [kJ/kg]				
T [°C]	h [kJ/kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
180.00	2776.50	2776.51	0.0064	-0.0002
200.00	2826.80	2826.68	0.1248	0.0044
220.00	2874.60	2875.07	0.4681	-0.0163
240.00	2920.60	2921.69	1.0853	-0.0372
260.00	2965.20	2966.53	1.3267	-0.0447
280.00	3009.00	3009.59	0.5923	-0.0197
300.00	3052.10	3050.88	1.2179	0.0399

P=20.0 [bar]; T _d =212.37 [°C]; h _d =2797.2 [kJ/kg]				
T [°C]	h [kJ/kg]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
220.00	2819.90	2819.61	0.2892	0.0103
240.00	2875.90	2876.04	0.1435	-0.0050
260.00	2928.10	2929.13	1.0302	-0.0352
280.00	2977.50	2978.87	1.3710	-0.0460
300.00	3025.00	3025.27	0.2658	-0.0088

EK-10

P=0.05 [bar]; T _d =32.90 [°C]; S _d =8.396 [kJ/kg·K]				
T [°C]	S [kJ/kg·K] Gerçek	Hesap	Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
40.00	8.4390	8.4366	0.0024	0.0289
60.00	8.5555	8.5504	0.0051	0.0592
80.00	8.6655	8.6628	0.0027	0.0315
100.00	8.7698	8.7723	0.0025	-0.0288
120.00	8.8690	8.8780	0.0090	-0.1016
140.00	8.9636	8.9791	0.0155	-0.1731
160.00	9.0542	9.0750	0.0208	-0.2297
180.00	9.1412	9.1648	0.0236	-0.2583
200.00	9.2248	9.2479	0.0231	-0.2507
220.00	9.3054	9.3235	0.0181	-0.1944
240.00	9.3832	9.3907	0.0075	-0.0800
260.00	9.4584	9.4479	0.0105	0.1108
280.00	9.5313	9.4924	0.0389	0.4077
300.00	9.6021	9.5204	0.0817	0.8514

P=0.50 [bar]; T _d =81.35 [°C]; S _d =7.5947 [kJ/kg·K]				
T [°C]	S [kJ/kg·K] Gerçek	Hesap	Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
100.00	7.6953	7.6916	0.0037	0.0478
120.00	7.7972	7.7945	0.0027	0.0345
140.00	7.8940	7.8952	0.0012	-0.0155
160.00	7.9861	7.9927	0.0066	0.0832
180.00	8.0742	8.0859	0.0117	0.1451
200.00	8.1587	8.1739	0.0152	-0.1861
220.00	8.2399	8.2556	0.0157	-0.1903
240.00	8.3182	8.3301	0.0119	-0.1429
260.00	8.3939	8.3956	0.0017	-0.0205
280.00	8.4671	8.4494	0.0177	0.2094
300.00	8.5380	8.4873	0.0507	0.5933

P=1.0 [bar]; T _d =100.61 [°C]; S _d =7.7450 [kJ/kg·K]				
T [°C]	S [kJ/kg·K] Gerçek	Hesap	Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
100.00	7.3618	7.3617	0.0001	0.0008
120.00	7.4670	7.4636	0.0034	0.0450
140.00	7.5662	7.5642	0.0020	0.0250
160.00	7.6601	7.6622	0.0021	-0.0269
180.00	7.7495	7.7564	0.0069	-0.0890
200.00	7.8349	7.8459	0.0110	-0.1407
220.00	7.9169	7.9296	0.0127	-0.1607
240.00	7.9958	8.0065	0.0107	-0.1341
260.00	8.0719	8.0748	0.0029	-0.0357
280.00	8.1454	8.1316	0.0138	0.1697
300.00	8.2166	8.1729	0.0437	0.5320

P=5.0[bar]; T _d =151.84[°C]; S _d = 6.8192[kJ/kg·K]				
T [°C]	S [kJ/kg·K]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
160.00	6.8631	6.8617	0.0014	0.0209
180.00	6.9647	6.9635	0.0012	0.0168
200.00	7.0592	7.0614	0.0022	-0.0315
220.00	7.1478	7.1541	0.0063	-0.0887
240.00	7.2317	7.2407	0.0090	-0.1238
260.00	7.3115	7.3191	0.0076	-0.1037
280.00	7.3879	7.3866	0.0013	0.0181
300.00	7.4614	7.4391	0.0223	0.2995

P=10.0[bar]; T _d =179.88[°C]; S _d =6.5828[kJ/kg·K]				
T [°C]	S [kJ/kg·K]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
180.00	6.5835	6.5835	0.0000	0.0004
200.00	6.6922	6.6909	0.0013	0.0195
220.00	6.7911	6.7929	0.0018	-0.0267
240.00	6.8825	6.8885	0.0060	-0.0877
260.00	6.9680	6.9759	0.0079	-0.1139
280.00	7.0485	7.0523	0.0038	-0.0538
300.00	7.1251	7.1136	0.0115	0.1615

P=20.0[bar]; T _d =212.37[°C]; S _d =6.3366[kJ/kg·K]				
T [°C]	S [kJ/kg·K]		Mutlak Hata	Bağıl Hata(%)
	Gerçek	Hesap		
220.00	6.3829	6.3812	0.0017	0.0262
240.00	6.4943	6.4930	0.0013	0.0195
260.00	6.5941	6.5959	0.0018	-0.0275
280.00	6.6852	6.6872	0.0020	-0.0293
300.00	6.7696	6.7629	0.0067	0.0993

Ek-11

Yoğusturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları, lüle ve difüzör verimleri programın başında verilmekte, bir döngü ile de A* değeri artırılarak gerekli kazan sıcaklığı, soğutma etkinliği, çevrimin çeşitli noktalarındaki soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri hesaplanmakta, kazan sıcaklığı 250 °C'yi geçince programın çalışması durdurulmaktadır. Program listesi ve programdan elde edilen sonuçlara ait örnekler bu ekte verilmiştir.

PROGRAM LİSTESİ

```
cls : defdbl a-z
dim t(5),tkazan(100),etad(100)
dim p(5),hs(5),hb(5)
dim vs(5),vb(5),ss(5),sb(5)
pi=4*atn(1) : pr$=chr$(61)
for ay=1 to 100 step .1
rem =====
tyogusturucu=45 : t(1)=tyogusturucu
tbuharlastirici=20: t(3)=tbuharlastirici
d5=10e-2 : a5=(pi*d5^2)/4
etalule=.9 : etadifuzor=.7
rem =====
pkr=22120 : tkr=647.15 : skr=4.4429
tk1=200 : tk2=100 : j=1
tkazan(1)=tk1 : tkazan(2)=tk2
10 tkazan=tkazan(j) : t(2)=tkazan
if tkazan>250 then
locate 24,15:
print"*****KAZAN SICAKLIGI YUKSEK*****":end
end if
```

```
for i=1 to 3
t=t(i)
CALL DHTSU(t,p,vs,vb,hs,hb,ss,sb)
p(i)=p
vs(i)=vs : vb(i)=vb
hs(i)=hs : hb(i)=hb
ss(i)=ss : sb(i)=sb
next i
p1=p(1) : p9=p(1) : p8=p(1) : p8s=p(1)
p2=p(2) : p3=p(2) : p4=p(2)
p5=p(3) : p6=p(3) : p5s=p(3)
p10=p(3) : p11=p(3) : p12=p(3)
t1=t(1) : t9=t(1) : t3=t(2) : t4=t(2)
t5=t(3) : t5s=t(3) : t10=t(3)
t11=t(3) : t12=t(3) : t6=t(3)
v1=vs(1) : v9=vb(1)
v3=vs(2) : v4=vb(2)
v12=vs(3) : v10=vb(3)
h1=hs(1) : h9=hb(1)
h3=hs(2) : h4=hb(2)
h12=hs(3) : h10=hb(3) : h11=h1
s1=ss(1) : s9=sb(1)
s3=ss(2) : s4=sb(2)
s12=ss(3) : s10=sb(3)
a6=(1+ay)*a5
s5s=s4
x5s=(s5s-s12)/(s10-s12)
h5s=h12+x5s*(h10-h12)
v5s=v12+x5s*(v10-v12)
h5=h4-etale*(h4-h5s)
if h5>h10 then
print " 5 Noktasi Kizgin Buhar Bolgesinde":end
else
x5=(h5-h12)/(h10-h12)
end if
```

```
s5=s12+x5*(s10-s12)
v5=v12+x5*(v10-v12)
ro5=1/v5
ro10=1/v10
x5$=str$(x5) : x5s$=str$(x5s)
x1$="0.00000" : x3$="0.00000" : x4$="1.00000"
x9$="1.00000" : x10$="1.00000" : x12$="0.00000"
x1$=left$(x1$,7) : x3$=left$(x3$,7)
x9$=left$(x9$,7) : x10$=left$(x10$,7)
x5$=left$(x5$,7) : x5s$=left$(x5s$,7)
x4$=left$(x4$,7) : x12$=left$(x12$,7)
u5=sqr(2*(h4-h5)*1000)
m5=ro5*a5*u5
locate 1,1:print"Tkazan=";:print using"####.##";tkazan;
print" Tyogusturucu=";:print using"###.##";tyogusturucu;
print" Tbuharlastirici=";
print using"###.##";tbuharlastirici
locate 2,1:print"Eta_Lule=";:print using"##.##";etalule;
print" Eta_Difuzor=";:print using"##.###";etadifuzor;
print" A*=";:print using"##.####";ay
locate 3,1:call yazb(pr$)
locate 6,1:print"3 :";:call yaz1(t3,p3,v3,h3,s3,x3$)
locate 7,1:print"4 :";:call yaz1(t4,p4,v4,h4,s4,x4$)
locate 8,1:print"1 :";:call yaz1(t1,p1,v1,h1,s1,x4$)
locate 9,1:print"9 :";:call yaz1(t9,p9,v9,h9,s9,x4$)
locate 10,1:print"12:";:call yaz1(t12,p12,v12,h12,s12,x12$)
locate 11,1:print"10:";:call yaz1(t10,p10,v10,h10,s10,x10$)
locate 12,1:print"5s:";:call yaz1(t5s,p5s,v5s,h5s,s5s,x5s$)
locate 13,1:print"5 :";:call yaz1(t5,p5,v5,h5,s5,x5$)
n=0 : ro6=(ro5+ro10)/2 : my=.5
20 n=n+1
myy=sqr((ro6/ro5)*(1+ay))-1
bhmy=abs((myy-my)/myy)
```

```

h6t1=(h4+my*h10)/(1+my)
h6t2=((1+my)/(1+ay)*(ro5/ro6)*u5)^2)/2000
h6=h6t1-h6t2
if h6>h10 then
p6b=p6/pkr
call cpk12su(p6b,cpdk1,cpdk2)
t6k1=cpdk1 : t6k2=cpdk2
deltah6=h6-h10
deltat6=(-t6k1+sqr(t6k1^2+4*t6k2*deltah6))/(2*t6k2)
t6y=t10+deltat6
call KBTSU(t6y,p6,vkb,hkb,skb)
v6=vkb : ro6y=1/v6 : s6=skb
x6$="K.Buhar" : x6$=left$(x6$,7)
bhro6=abs((ro6y-ro6)/ro6y)
if bhmy<1e-6 and bhro6<1e-6 then goto 30
my=myy : ro6=ro6y : goto 20
else
x6=(h6-h12)/(h10-h12)
v6=v12+x6*(v10-v12)
s6=s12+x6*(s10-s12)
ro6y=1/v6
t6y=t6
x6$=str$(x6) : x6$=left$(x6$,7)
bhro6=abs((ro6y-ro6)/ro6y)
end if
if bhmy<1e-6 and bhro6<1e-6 then goto 30
my=myy : ro6=ro6y : goto 20
30 my=myy : ro6=ro6y : v6=1/ro6 : t6=t6y
u6=(ro5/ro6)*((1+my)/(1+ay))*u5
print"6 : ";call yaz1(t6,p6,v6,h6,s6,x6$)

```

```
u7=200
itrs=0
40  itrs=itrs+1
    p7=p6+(u6/v6)*(u6-u7)/1000
    h7=h6+(u6*u6-u7*u7)/2000
    call TDSSU(p7,tds)
    tyd=tds
    CALL DHTSU(tyd,p,vs,vb,hs,hb,ss,sb)
    v7ds=vs : v7db=vb
    h7ds=hs : h7db=hb
    s7ds=ss : s7db=sb
    if h7>h7db then goto 50
    x7=(h7-h7ds)/(h7db-h7ds)
    v7=v7ds+x7*(v7db-v7ds)
    s7=s7ds+x7*(s7db-s7ds)
    t7=tyd
    x7$=str$(x7) : x7$=left$(x7$,7)
    goto 60
50  rem "7 noktasi kizgin buhar bolgesinde"
    p7y=p7/pkr
    call CPK12SU(p7y,cpdk1,cpdk2)
    t7k1=cpdk1 : t7k2=cpdk2
    deltah=-(h7-h7db)
    deltad=t7k1^2-4*t7k2*deltah
    if deltad<0 then print deltad : end
    t7=tyd+(-t7k1+sqr(deltad))/(2*t7k2)
    call KBTSU(t7,p7,vkb,hkb,skb)
    v7=vkb : s7=skb
    x7$="K.Buhar" : x7$=left$(x7$,7)
    goto 60
60  u7y=(v7/v6)*u6
    bhu7=abs((u7y-u7)/u7y)
    if bhu7<1e-6 then goto 70
    u7=u7y : goto 40
```

```
70  locate 15,1:print"7 :";:call yaz1(t7,p7,v7,h7,s7,x7$)
    u7=u7y
    c5=sqr(p5*v5*1000) : mach5=u5/c5
    c6=sqr(p6*v6*1000) : mach6=u6/c6
    c7=sqr(p7*v7*1000) : mach7=u7/c7
    locate 19,1 : print"      U      C      Mach"
    locate 20,1 : print"===== "
    locate 21,1:print"5:":print using"#####.##";u5
    locate 22,1:print"6:":print using"#####.##";u6
    locate 23,1:print"7:":print using"#####.##";u7
    locate 21,12:print using"#####.##";C5
    locate 22,12:print using"#####.##";C6
    locate 23,12:print using"#####.##";C7
    locate 21,21:print using"###.####";mach5
    locate 22,21:print using"###.####";mach6
    locate 23,21:print using"###.####";mach7
    locate 20,40:print"m* (M10/M5)=";:print using"###.####";my
    s8s=s7
    if s8s>s9 then goto 75
    x8s=(s8s-s1)/(s9-s1)
    v8s=v1+x8s*(v9-v1)
    h8s=h1+x8s*(h9-h1)
    t8s=t9
    x8s$=str$(x8s) : x8s$=left$(x8s$,7)
    goto 90
75  t8s=t9+5 : s8s=s7
    x8s$="K.Buhar" : x8s$=left$(x8s$,7)
    itr8s=0 : p8sy=p8s/pkr
    rem "8s Noktasi Kizgin Buhar Bolgesinde"
80  itr8s=itr8s+1
    call AK12SU(p8sy,ak1,ak2)
    t8sk1=ak1 : t8sk2=ak2
    ta=t8sk1+t8sk2*(t8s-t9)
```

```
call DHTSU(t8s,p,vs,vb,hs,hb,ss,sb)
sb8sd=sb
call t8sh(sb8sd,s8s,ta,p8s,t8syh)
t8sy=t8syh
bht8s=abs((t8sy-t8s)/t8sy)
if bht8s<1e-6 then goto 85
t8s=t8sy : goto 80
85 t8s=t8sy
call KBTSU(t8s,p8s,vkb,hkb,skb)
v8s=vkb : h8s=hkb : s8s=skb
90 locate 16,1:print"8s:":call yaz1(t8s,p8s,v8s,h8s,s8s,x8s$)
h8=h7+u7*u7/2000
if h8>h9 then
p8y=p8/pkr
call CPK12SU(p8y,cpdk1,cpdk2)
t8k1=cpdk1 : t8k2=cpdk2
deltah8=-(h8-h9)
deltad8=t8k1^2-4*t8k2*deltah8
if deltad8<0 then print deltad8 : end
t8=t9+(-t8k1+sqr(deltad8))/(2*t8k2)
call KBTSU(t8,p8,vkb,hkb,skb)
v8=vkb : s8=s8s
x8$="K.Buhar" : x8$=left$(x8$,7)
else
t8=t9
x8=(h8-h1)/(h9-h1)
v8=v1+x8*(v9-v1)
s8=s1+x8*(v9-v1)
x8$=str$(x8) : x8$=left$(x8$,7)
end if
etad=(h8s-h7)/(h8-h7)
etad(j)=etad
if j>=2 then goto 100
j=j+1 : goto 10
```

```
100  etad1=etad(j-1) : etad2=etad(j)
      tk1=tkazan(j-1) : tk2=tkazan(j)
      j=j+1
      bhed=abs((etadifuzor-etad)/etadifuzor)
      locate 17,1:print"8 :";:call yaz1(t8,p8,v8,h8,s8,x8$)
      if bhed<1e-6 then goto 110
      tkazan(j)=tk1+((etad1-etadifuzor)/(etad1-etad2))*(tk2-tk1)
      if tkazan(j)<0 then print tkazan(j) : end
      goto 10
110  tkazan=tkazan(j-1)
      eps=((h10-h11)/(h4-h1))*my
      epi=((h8-h1)/(h4-h1))*(1+my)
      locate 21,40:print"Eta_Difuzor=";:print using"##.####";etad
      locate 22,40:print"Ezogutma   =";:print using"##.####";eps
      locate 23,40:print"Eisitma    =";:print using"##.####";epi
      next ay
      end
      SUB DHTSU(t,p,vs,vb,hs,hb,ss,sb)
      skr=4.4429 : hkr=2107.4 : vkr=.00317
      tkrm=647.15 : pkr=22120
      tm=t+273 : ty=tm/tkrm : tyd=1-ty
      pa=.1329 : pb=18.3038
      pc=-3816.4 : pd=227.12
      hsa=-1.542 : hsb=-.83325 : hsc=.455 : hsn=11.85
      hba1=1.425 : hba2=-.22 : hba3=-1.2e-3
      hbn1=.2028 : hbn2=10.85 : hbn3=-2.15
      ssa1=-.5238 : ssa2=2.2217 : ssa3=2.9268
      ssn1=0.4004 : ssn2=1.0871 : ssn3=5.3812
      sba1=.6932 : sba2=2.06 : sba3=7.8
      sbn1=.4185 : sbn2=2.22 : sbn3=5.885
      vsa1=-.77 : vsa2=-2.85 : vsa3=.2455
      vsn1=.2248 : vsn2=8.86 : vsn3=2.625
      vba1=5.735 : vba2=-1.5 : vba3=3.5
      vbn1=.486 : vbn2=2.5 : vbn3=6
```

```
p=pa*exp(pb+pc/(t+pd))
vs=(1+vsa1*tyd^vsn1*(1+vsa2*tyd^vsn2+vsa3*tyd^vsn3))*vkr
vba=(1+vba1*tyd^vbn1*(1+vba2*tyd^vbn2+vba3*tyd^vbn3))*vkr
py=p/pkr
vb=vba*ty/py
hs=(1+hsa*(1+hsb*ty)*(1+hsc*ty^hsn))*hkr
hb=hba1*(ty^hbn1)*(1+hba2*(ty^hbn2)+hba3*ty^hbn3)*hkr
ss=(1+ssa1*tyd^ssn1*(1+ssa2*tyd^ssn2+ssa3*tyd^ssn3))*skr
sb=(1+sba1*tyd^sbn1*(1+sba2*tyd^sbn2+sba3*tyd^sbn3))*skr
END SUB
SUB KBTSU(tkb,pkb,vkb,hkb,skb)
pkr=22120 : pykb=pkb/pkr
td=3816.4/(log(.1329/pkb)+18.3038)-227.12
call DHTSU(td,p,vs,vb,hs,hb,ss,sb)
vd=vb : hd=hb : sd=sb
tykb=(tkb+273)/(td+273)
vya=1+1.9785*pykb^.775
vyn=1-.1485*pykb^.425
vy=1+vya*(tykb-1)^vyn
vkb=vd*vy
call DHTSU(tkb,p,vs,vb,hs,hb,ss,sb)
stkbd=sb : ptkbd=p
akbk1=.455+1.14*pykb^.7
akbk2=(1.05*pykb^.195)*1e-3
akb=akbk1+akbk2*(tkb-td)
skb=stkbd+akb*log(ptkbd/pkb)
cpk1=1.85+5.6*pykb^.67
cpk2=(.226-34*pykb^.85)*1e-3
cpkb=cpk1+cpk2*(tkb-td)
hkb=hd+cpkb*(tkb-td)
END SUB
```

```
sub TDSSU(pdd,tds)
tds=3816.4/(log(.1329/pdd)+18.3038)-227.12
end sub
sub CPK12SU(py,cpdk1,cpdk2)
cpdk1=1.85+5.6*py^.67
cpdk2=(.226-34*py^.85)*1e-3
end sub
sub AK12SU(py,ak1,ak2)
ak1=.455+1.14*py^.7
ak2=(1.05*py^.195)*1e-3
end sub
sub T8SH(sb8sd,s8s,ta,p8s,t8syh)
t8syh=3816.4/(18.3038+(sb8sd-s8s)/ta+log(.1329/p8s))-227.12
end sub
sub yazb(pr$)
for k=1 to 60 : print pr$; : next k : print
print"      T      P      V      ";
print"h      S      x"
for k=1 to 60 : print pr$; : next k : print
end sub
sub yaz1(t,p,v,h,s,x$)
print using"####.##";t;
print using"#####.####";p;
print using"####.####";v;
print using"#####.##";h;
print using"#####.####";s;
print using"    &";x$
end sub
```

PROGRAMDAN ELDE EDİLEN SONUÇLAR

Tyogusturucu=40.0 [°C];Tbuharlastirici=15.0 [°C]
Eta_Lule= 0.90 Eta_Difuzor= 0.700 A*= 1.0000

	T	P	V	h	S	x
3 :	96.40	89.0504	0.0010	402.39	1.2639	0.00000
4 :	96.40	89.0504	1.8864	2668.19	7.4017	1.00000
1 :	40.00	7.3775	0.0010	167.25	0.5735	1.00000
9 :	40.00	7.3775	19.4911	2576.67	8.2601	1.00000
12:	15.00	1.6874	0.0010	62.75	0.2248	0.00000
10:	15.00	1.6874	78.8843	2530.81	8.7787	1.00000
5s:	15.00	1.6874	66.1854	2133.49	7.4017	.83901
5 :	15.00	1.6874	67.8944	2186.96	7.5870	.86068
6 :	15.00	1.6874	73.7652	2370.64	8.2236	.93510
7 :	55.78	6.5601	23.0549	2606.53	8.4055	K.Buhar
8s:	65.38	7.3775	21.0975	2624.40	8.4055	K.Buhar
8 :	69.44	7.3775	21.3532	2632.06	8.4283	K.Buhar

	U	C	Mach	
5:	981.05	338.48	2.8984	m* (M10/M5)= 0.3568
6:	723.08	352.81	2.0495	Eta_Difuzor= 0.7000
7:	225.99	388.90	0.5811	Esogutma = 0.3372
				Tkazan = 96.400

Tyogusturucu=40.0 [°C];Tbuharlastirici=15.0 [°C]
Eta_Lule= 0.90 Eta_Difuzor= 0.700 A*= 1.5000

	T	P	V	h	S	x
3 :	120.59	202.2848	0.0011	502.58	1.5304	0.00000
4 :	120.59	202.2848	0.8768	2702.76	7.1246	1.00000
1 :	40.00	7.3775	0.0010	167.25	0.5735	1.00000
9 :	40.00	7.3775	19.4911	2576.67	8.2601	1.00000
12:	15.00	1.6874	0.0010	62.75	0.2248	0.00000
10:	15.00	1.6874	78.8843	2530.81	8.7787	1.00000
5s:	15.00	1.6874	63.6300	2053.54	7.1246	.80662
5 :	15.00	1.6874	65.7051	2118.46	7.3496	.83292
6 :	15.00	1.6874	74.1470	2382.59	8.2650	.93994
7 :	62.68	6.5334	23.6403	2619.53	8.4467	K.Buhar
8s:	72.74	7.3775	21.5608	2638.29	8.4467	K.Buhar
8 :	76.99	7.3775	21.8285	2646.34	8.4704	K.Buhar

	U	C	Mach	
5:	1081.02	332.98	3.2465	m* (M10/M5)= 0.4884
6:	726.29	353.72	2.0533	Eta_Difuzor= 0.7000
7:	231.56	393.00	0.5892	Esogutma = 0.4553
				Tkazan = 120.59

Tyogusturucu=40.0[°C];Tbuharlastirici=15.0 [°C]
Eta_Lule= 0.90 Eta_Difuzor= 0.700 A*= 2.0000

	T	P	V	h	S	x
3 :	146.64	434.7338	0.0011	609.58	1.8035	0.00000
4 :	146.64	434.7338	0.4282	2736.60	6.8667	1.00000
1 :	40.00	7.3775	0.0010	167.25	0.5735	1.00000
9 :	40.00	7.3775	19.4911	2576.67	8.2601	1.00000
12:	15.00	1.6874	0.0010	62.75	0.2248	0.00000
10:	15.00	1.6874	78.8843	2530.81	8.7787	1.00000
5s:	15.00	1.6874	61.2517	1979.13	6.8667	.77647
5 :	15.00	1.6874	63.6728	2054.88	7.1292	.80716
6 :	15.00	1.6874	74.4945	2393.46	8.3027	.94435
7 :	68.93	6.5087	24.1765	2631.32	8.4838	K.Buhar
8s:	79.42	7.3775	21.9810	2650.92	8.4838	K.Buhar
8 :	83.86	7.3775	22.2601	2659.32	8.5082	K.Buhar

	U	C	Mach	
				m* (M10/M5)= 0.6013
5:	1167.67	327.79	3.5623	Eta_Difuzor= 0.7000
6:	729.20	354.55	2.0567	Esogutma = 0.5531
7:	236.65	396.68	0.5966	Tkazan = 146.64

Tyogusturucu=40.0[°C];Tbuharlastirici=15.0 [°C]
Eta_Lule= 0.90 Eta_Difuzor= 0.700 A*= 2.5000

	T	P	V	h	S	x
3 :	174.77	888.3822	0.0011	723.32	2.0856	0.00000
4 :	174.77	888.3822	0.2179	2768.26	6.6229	1.00000
1 :	40.00	7.3775	0.0010	167.25	0.5735	1.00000
9 :	40.00	7.3775	19.4911	2576.67	8.2601	1.00000
12:	15.00	1.6874	0.0010	62.75	0.2248	0.00000
10:	15.00	1.6874	78.8843	2530.81	8.7787	1.00000
5s:	15.00	1.6874	59.0036	1908.79	6.6229	.74797
5 :	15.00	1.6874	61.7506	1994.74	6.9208	.78279
6 :	15.00	1.6874	74.7932	2402.80	8.3351	.94813
7 :	74.29	6.4873	24.6397	2641.44	8.5153	K.Buhar
8s:	85.15	7.3775	22.3414	2661.77	8.5153	K.Buhar
8 :	89.26	7.3775	22.6101	2670.49	8.5404	K.Buhar

	U	C	Mach	
				m* (M10/M5)= 0.6999
5:	1243.80	322.80	3.8532	Eta_Difuzor= 0.7000
6:	731.69	355.26	2.0596	Esogutma = 0.6360
7:	241.05	399.81	0.6029	Tkazan = 174.77

KAYNAKLAR

AKTAS, Z., ÖNCÜL, H., URAL, S., (1984). Sayısal Çözümleme, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Cilt 1, (413s).

ASHRAE Equipment Handbook, (1979). Steam Jet Refrigeration Equipment, ASHRAE, Atlanta, GA Ch.13.

AYDIN, K., (1986). Isı Pompalarının Teorik Modellenmesi, Ç.U. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Kod No:101

BUYUKTUR, A.R., (1985). Termodinamik, Uygulama Esasları Uludağ Üniversitesi Basımevi, Cilt 2, (402s).

BUYUKTUR, A.R., (1986). Termodinamik, Termodinamiğin Temel Yasaları, Uludağ Üniversitesi Basımevi, Cilt 1, (293s).

CHEN, L.T., (1977). A Heat Driven Mobile Refrigeration Cycle Analysis, Energy Conversion, Vol.18, pp.25-29.

CHEN, L.T., (1978). On The Design Theory of Constant Area Mixing Type Jet Compressors, J. Chinese Inst. of Eng., pp.53-59.

De FRATE, L.A., HOERL, A.E., (1959). Optimum Design of Ejector Using Digital Computers, Chemical Eng. Progr. Symp. Ser.55, No.21, pp.43-51.

ELROD, H.G., (1945). The Theory of Ejectors, J. Applied Mechanics, pp.A170-174.

EMANUEL, G., (1976). Optimum Design for a Single-Stage Gaseous Ejector, AIAA Journal, Vol.14, No.9, pp.1292-1296.

ESİN, A., (1988). Su Buharının Termodinamik Özellikleri İçin Denklemler, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, Cilt 11, Sayı 2, Sayfa 50-54.

HESS, F., (1972). The Efficiency of Motive Nozzles in Steam Jet Pumps, Symposium on Jet Pumps and Ejectors, BHRA Fluid Eng., Proceedings, pp.121-144.

HEYMANN, M., RESNICK, W., (1964). Optimum Ejector Design for Ejector-Operated Refrigeration Cycles, Israel Journal of Technology, Vol.2, pp.242-247.

HOLTON, W.C., (1951). Effect of Molecular Weight of Entrained Fluid on the Performance of Steam-Jet Ejectors, Trans. ASME, pp.905-910.

HOLTON, W.C., SCHULZ, E.J., (1951). Effect of Temperature of Entrained Fluid on the Performance of Steam-Jet Ejectors, Trans. ASME, pp.911-913.

HUANG, B.J., JIANG, C.B., HU, F.L., (1985). Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.107, pp.792-802.

JEELANI, S.A.K., RAJKUMAR, A., KASIPATHI RAO, K.V., (1978). Designing Air-Jet Ejectors, Chem.Eng., pp.135-136.

JEELANI, S.A.K., KASIPATHI RAO, K.V., BALASUBRAMANIAN, G.R., (1979). Designing Steam-Jet Ejectors, Chem.Eng., pp.135-136.

KEENAN, J.H.; NEUMANN, E.P., (1942). A Simple Air Ejector, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol.64, pp.A75-78.

KEENAN, J.H., NEUMANN, E.P., LUSTWERK, F., (1950). An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment, ASME Journal of Applied Mechanics, pp.299-309.

KHOURY, F., HEYMAN, M., RESNICK, W., (1967). Performance Characteristics of Self-Entrainment Ejectors, I&EC Process Design and Development, Vol.6, No.3, pp.293-302.

MARTYNOWSKY, W., (1954). Use of Waste Heat for Refrigeration, Ref. Eng., Vol.62, p.51.

MIZRAHI, J., SOLOMIANSKY, M., ZISNER, T., RESNICK, W., (1957). Ejector Refrigeration From Low Temperature Energy Sources, Bull. Res. Counc. of Israel, Vol.6C, pp.1-8.

MUNDAY, J.T., BAGSTER, D.F., (1974). Design and Performance of a Steam Jet Refrigeration System, Thermofluid Conference of Inst. of Eng. Australia, Melbourne, pp.57-61.

MUNDAY, J.T., BAGSTER, D.F., (1976). The Choking Phenomena in Ejector With Particular Reference to Steam Jet Refrigeration, Thermal Fluids Conference of Inst. of Eng. Australia, Hobart, National Conference Publication, pp.84-88.

MUNDAY, J.T., BAGSTER, D.F., (1977). A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration, Ind.Eng.Chem., Vol.16, No.4, pp.442-449.

OPHIR, A., ve ark., (1975). US Patent No.3,922,877.

SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., (1990). Enhanced Ejector Refrigeration Cycles Powered by Low Grade Heat, Part 1. Systems Characterization, Int. J. of Refrigeration, Vol.13, pp.351-356.

SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., (1990). Enhanced Ejector Refrigeration Cycles Powered by Low Grade Heat, Part 2. Design Procedures, Int.J. of Refrig., Vol.13, pp.357-363.

SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., (1990). Enhanced Ejector Refrigeration Cycles Powered by Low Grade Heat, Part 3. Experimental Results, Int.J. of Refrig., Vol.14, pp.24-31.

STOECKER, W.F., (1958). Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill, (443 s.).

UYAREL, A.Y., ÖZ, E.S., (1990). Güneş Enerjisi ve Uygulamaları, Birsen Yayınevi, (239s).

WALI, E., (1980). Optimum Working Fluids for Solar Powered Rankine Cycle Cooling of Buildings, Solar Energy, Vol.25, pp.235-241.

WORK, L.T., HAEDRICH, V.W., (1939). Performance of Ejector as a Function of the Molecular Weights of Vapors, Ind. and Eng. Chemistry, Vol.31, No.4, pp.464-477.

WÖHLK, W., (1969). Steam Jet Refrigeration Plants and Their Range of Application, British Chemical Engineering, Vol.14, No.3, pp.309-313.

YILMAZ, T., (1978).Transfer Proseslerinde Deneyisel ve Teorik Bulguların Yaklaşık Eşitliklerle İfadesinde Genel Esaslar, Isı Bilimi ve Tekniği, Cilt 2, Sayfa 41-46.

YILMAZ, T., OGULATA, R.T., (1989). Doymuş Su ve Su Buharının Termodinamik Özellikleri İçin Basit Eşitlikler, Mühendis ve Makina, Sayı 356, Sayfa 26-28.

ZEREN, F., HOLMES, R.E., JENKINS, P.E., (1979). Design of Freon Jet Pump for Use in a Solar Cooling System, ASME, Paper No.78-WA/SOL-15.

ZEREN, F., (1982). Freon-12 Vapor Compression Jet Pump Solar Cooling System. Ph.D. Dissertation, Texas A&M University, Texas.