

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖNER TİP REJENERATÖRLERİN ETKİNLİĞİNİN
SONLU FARKLAR YÖNTEMİYLE HESAPLANMASI

116626

Fehmi DEMİRALP

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

116626

Bu tez, ..10...01..2003.. tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği /~~oyçokluğu~~ ile başarılı / ~~başarısız~~ olarak değerlendirilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Yasin VAROL

Üye : Doç. Dr. Cengiz YILDIZ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Celal SARSILMAZ

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..15.../...01.../2003.. tarih ve.....3/10..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenmesi, tez çalışmamın yürütülmesi ve tamamlanmasında değerli bilgi ve tecrübeleri ile katkılarını esirgemeyen, çalışmalarım süresince yakından ilgilenen danışman hocam sayın Doç. Dr. Yasin VAROL'a teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmalarım süresince beni destekleyen ve değerli bilgilerini esirgemeyen Arş. Gör. Ahmet KOCA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Öğrenimim boyunca maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman benden esirgemeyen başta annem olmak üzere tüm aileme çok teşekkür ederim. Ayrıca , bana devlet, millet ve Türk dili sevgilerini aşılayan, ilmin değerini ilk öğreten sevgili ve vefakar merhum babamı sevgi ve özlemle anıyorum.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
İÇİNDEKİLER	I
ŞEKİLLER	III
ÇİZELGELER	IV
SİMGELER	V
KISALTMALAR	VII
ÖZET	VIII
ABSTRACT	IX
1.GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	5
3. DÖNER TİP REJENERATÖRLER	10
4. MATEMATİKSEL MODELLEME	19
4.1. Rejeneratör Diferansiyel Denklemlerinin Çıkarılması	19
4.2. Rejeneratör Diferansiyel Denklemlerinin Boyutsuz Hale Getirilmesi	22
4.3. Paralel Akış Durumunda Başlangıç ve Sınır Şartları	23
4.4. Karşıt Akış Durumunda Başlangıç ve Sınır Şartları	25
4.5. Rejeneratör Diferansiyel Denklemlerinin Sonlu Farklarla İfade Edilmesi	26
4.5.1. Akışkan Sıcaklığının Bütün Düğüm Noktalarında Hesaplanması	28
4.5.2. Duvar Sıcaklığının Bütün Düğüm Noktalarında Hesaplanması	30
5. BULGULAR VE İRDELEME	33

5.1. Rejeneratörde Paralel Akış Durumunun İncelenmesi	33
5.1.1. Akışkan Ve Duvar Sıcaklıklarının Rejeneratör	
Boyunca Değişimi	33
5.1.2 Akışkan Ve Duvar Sıcaklıklarının Zamanla Değişimi	50
5.2. Rejeneratörde Karşıt Akış Durumunun İncelenmesi	53
5.2.1. Akışkan Ve Duvar Sıcaklıklarının Rejeneratör	
Boyunca Değişimi	54
5.2.2 Akışkan Ve Duvar Sıcaklıklarının Zamanla Değişimi	70
5.3. Paralel Ve Karşıt Akış Durumlarında Rejeneratör	
Etkinliğinin İncelenmesi	73
SONUÇLAR	79
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	86

ŞEKİLLER

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1 Döner tip rejeneratörün perspektif görünüşü	10
Şekil 3.2 Döner tip rejeneratörlerde kullanılan kanal geometrileri.....	11
Şekil 3.3 Döner tip rejeneratörlerde temizleme bölgesi	12
Şekil 3.4 Nem almasız rejeneratörlerde havanın durum değişimlerinin psikrometrik diyagramda gösterilişi	13
Şekil 3.5 Nem almalı rejeneratörde havanın durum değişimlerinin psikrometrik diyagramda gösterilişi	14
Şekil 3.6 Rejeneratörün klima sistemine bağlantısı	15
Şekil 4.1 Rejeneratörde paralel ve karşıt akış durumları	19
Şekil 4.2 Rejeneratör birim hacim elemanındaki enerji dengesi	20
Şekil 4.3 Paralel akış durumunda akış bölgesi	23
Şekil 4.4 Karşıt akış durumunda akış bölgesi	25
Şekil 4.5 Akış bölgesindeki sonlu farklar ağı	27
Şekil 5.1 –	
Şekil 5.32 Paralel akışta akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi	34-49
Şekil 5.33 –	
Şekil 5.38 Paralel akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi	50-52
Şekil 5.39 –	
Şekil 5.70 Karşıt akışta akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi	54-69
Şekil 5.71 –	
Şekil 5.76 Karşıt akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi	70-73
Şekil 5.77 Paralel akışta rejeneratör etkinliğinin Ntu ile değişimi	74
Şekil 5.78 Paralel akışta rejeneratör etkinliğinin Cr* ile değişimi	76
Şekil 5.79 Karşıt akışta rejeneratör etkinliğinin Ntu ile değişimi	77

ÇİZELGELER

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 5.1 Paralel akış durumunda nümerik olarak elde edilen etkinlik değerleri ($M^*=500$, $ Fo_a=0.01$, $ Fo_d=0$, için)	75
Çizelge 5.2 Paralel akış durumunda nümerik olarak elde edilen etkinlik değerleri ile eşitlik (45)'in karşılaştırılması ($M^*=500$, $ Fo_a=0.01$, $ Fo_d=0$, için)	76
Çizelge 5.3 Karşıt akış durumunda nümerik olarak elde edilen etkinlik değerleri ($M^*=500$, $ Fo_a=0.01$, $ Fo_d=0$, için)	78



SİMGELER

A	:Kesit alan (m^2)
C_{pa}	:Akışkanın özgül ısı kapasitesi (J/kgK)
C_{pd}	:Duvarın özgül ısı kapasitesi (J/kgK)
C_r^*	:Matris ısı kapasite oranı (-)
$\dot{C}$	:Matris kanalının çevresi (m)
h	:Isı transfer katsayısı (W/m^2K)
Fo_a	:Akışkanın Fourier sayısı (-)
Fo_d	:Duvarın Fourier sayısı (-)
i	: x^* yönündeki nokta koordinat
j	: t^* yönündeki nokta koordinat
k	:Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	:Rejeneratör uzunluğu (m)
m	: t^* yönündeki adım sayısı
$\dot{m}$	:Akışkanın kütleli debisi (kg/s)
M^*	:Kütle oranı (-)
n	: x^* yönündeki adım sayısı
Ntu	:Transfer birimi sayısı (-)
T	:Sıcaklık ($^{\circ}C$)
$\bar{T}$	:Ortalama sıcaklık ($^{\circ}C$)
t	:Zaman (s)
t_0	:Toplam periyot (sıcak + soğuk) (s)
x	:Akış yönündeki koordinat (m)
α	:Isıl yayılım katsayısı (m^2/s)
ε	:Rejeneratör etkinliği (-)
ρ	:Yoğunluk (kg/m^3)
δ	: x^* ve t^* için genel koordinat(-)
σ	:Crank-Nicholson sabiti (-)

Alt İndisler

a :Akışkan
c :Soğuk
d :Duvar
H :Sıcak

Üst İndisler

* :Boyutsuz sayı



KISALTMALAR

SFD_{τ}^* : T^* için sonlu farklar denklemi

$\left. \begin{array}{l} AF \\ BF \\ CF \\ DF \end{array} \right\}$ Akışkan sıcaklığının hesaplanmasında kullanılan katsayılar

$\left. \begin{array}{l} AW \\ BW \\ CW \\ DW \end{array} \right\}$ Duvar sıcaklığının hesaplanmasında kullanılan katsayılar



ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

DÖNER TİP REJENERATÖRLERİN ETKİNLİĞİNİN SONLU FARKLAR YÖNTEMİYLE HESAPLANMASI

Fehmi DEMİRALP

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

2002, Sayfa : 86

Bu çalışmada, döner tip rejeneratörlerin etkinliği nümerik olarak hesaplanmıştır. Rejeneratör diferansiyel denklemleri termodinamiğin birinci kanunu dikkate alınarak çıkarılmıştır. Rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklıklarını hesaplamaya yarayan diferansiyel denklemler sonlu farklar yöntemlerinden biri olan İmplicit Değişen Yönler metoduyla çözülerek rejeneratördeki sıcaklık dağılımları hesaplanmıştır. Bu sıcaklık dağılımlarından da döner tip rejeneratör etkinliği hesaplanmıştır. Elde edilen sıcaklık dağılımları ve rejeneratör etkinliğinin çeşitli boyutsuz parametrelerle değişimi grafiklerle gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler : Isı Değiştirici, Sonlu Farklar, Etkinlik.

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

CALCULATION OF ROTARY REGENERATORS OF EFFECTIVENESS BY FINITE DIFFERENCE METHOD

Fehmi DEMİRALP

Firat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Education

2002, Page: 86

In this study, the effectiveness of rotary regenerators has been calculated numerically. Regenerator differential equations have been written using the first law of thermodynamics. Two differential equations have been used for calculation of fluid and wall temperature from finite difference methods that which the Alternating Direction Implicit Method (ADIM) in the regenerator. This effectiveness of the rotary type regenerator has been calculated from the temperature distributions. The temperature distributions and have the regenerator effectiveness have been to demonstrate by graphics the different non- dimensional parameters the variation.

Key Words: Heat Exchanger, Finite Difference, Effectiveness.

1.GİRİŞ

Başlıca bilinen enerji kaynaklarından olan; petrol, doğal gaz, kömür, hidrolik, nükleer, güneş ve rüzgar vb. bunlardan bazılarının sınırlı ve birçoğunun da insanların kullanabileceği duruma getirilmesinin oldukça pahalı olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla bu enerji kaynakları mümkün olduğu kadar verimli kullanılarak enerji tasarrufuna büyük önem verilmesi gereklidir. Tasarruf edilen enerjinin en ucuz enerji olduğu bilincine varmak ve her alanda kullandığımız enerjiden tasarruf etmek ülke ekonomisine büyük katkılar sağlayacak ve endüstriyel gelişim için olması gereken üretim artışının önünü açacaktır.

Endüstriyel gelişimin olduğu ülkelerde ülke ekonomisine katkı sağlayabilecek enerji tasarrufunu gerçekleştirebilmek amacıyla birçok sistem üzerinde çalışmalar yapılmış ve oldukça başarılı ve verimli sonuçlara varılmıştır. Sınırlı enerji kaynaklarının verimli kullanımını teşvik eden çalışmalardan biride ısı enerjisinin geri kazanılmasıdır. Isı enerjisinin geri kazanılması da atık ısının değerlendirildiği ısı eşanjörleri ile sağlanmaktadır. Bu tip ısı eşanjörleri sanayisi gelişmiş bir çok ülkede yaygın olarak kullanılmaktadır.

İklimlendirilmesi gereken bir ortamın konfor şartlarına getirilebilmesi için ortamdaki iç havanın tamamının ya da bir bölümünün dışarı atılması ve yerine taze dış havanın verilmesi gerekmektedir. Dışarıya atılan kirli havanın sıcaklığı yaklaşık konfor şartlarında iken, dışarıdan alınan havanın sıcaklığı konfor şartlarından uzaktır. Dışarıdan alınan havanın iklimlendirilen ortama gönderilmeden önce, sıcaklık ve nem olarak konfor şartlarına uygun hale getirilmesi gerekmektedir. İklimlendirme sistemlerinde atık ısıdan yararlanma şu şekilde olur; kışın ısıtılan ortamdaki atılan sıcak havadan yararlanılarak dışarıdan alınan taze hava ısıtılır ve yazın da soğutulan ortamdaki dışarıya atılan soğuk hava ile dış ortamdaki alınan sıcak havayı soğutmak şeklinde gerçekleştirilir. Böylece dışarıya atılan havanın duyulur ve gizli ısısından yararlanılarak %80'lere varan enerji tasarrufu sağlanması mümkün olmaktadır.

Atık ısının geri kazanılmasında reküperatif ve rejeneratif olmak üzere iki ana gruba ayrılan ısı eşanjörleri kullanılmaktadır. Reküperatif ısı eşanjörlerinde farklı sıcaklıklardaki iki akışkan , ince bir boru veya levha yüzeyi ile ayrılırlar ve ısı değiştiricisi içerisinde karışmadan hareket ederler. Bu tip ısı değiştiricisinde akışkanları birbirinden ayıran yüzeyler hareketsizdir ve buradaki ısı transferi dolaylı olarak gerçekleşmektedir. Sıcak akışkanın geçtiği kanallarda, ısı önce konveksiyonla kanal duvarlarına, daha sonra iletimle kanal duvarının bir yüzeyinden diğer

yüzeyine ve buradan da yine konveksiyonla soğuk akışkana aktarılır. Rejeneratif ısı eşanjörlerinde ise ısının depolanarak bir akışkandan diğerine aktarılması söz konusudur. Bunlarda önce sıcak akışkan belirli bir zaman süresince bir yüzey üzerinden geçirilerek bu yüzey ısıtılır. Daha sonra ısınan bu yüzey üzerinden soğuk akışkan geçirilerek , soğuk akışkanın ısınması sağlanır. Bu tür ısı değiştiricilerine rejeneratör adı da verilmektedir. Rejeneratif ısı eşanjörleri sabit ve döner matrisli olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Döner tip rejeneratörler de disk ve tambur şeklinde sınıflandırılabilir. Sabit matrisli rejeneratörlerde, sıcak ve soğuk akışkan ardışık olarak rejeneratör kanallarından geçer. Belli bir süre sıcak akışkan rejeneratör kanallarından geçtikten sonra, sıcak akışkanın geçişi kesilir ve aynı kanallardan soğuk akışkan gönderilir. Böylece sıcak akışkandan rejeneratör duvarlarına depolanan ısı, tekrar rejeneratör duvarından soğuk akışkana aktarılır. Döner tip rejeneratörlerde ise ısının depolandığı matris dönmektedir. Matrisin bir bölümünden sıcak akışkan, bir bölümünden de soğuk akışkan geçmektedir. Matris içindeki her kanal önce belirli bir süre sıcak akışkan bölgesinde kalmakta, daha sonra soğuk akışkan bölgesine geçmektedir. Böylece matriste depolanan ısı periyodik olarak sıcak akışkandan soğuk akışkana aktarılmış olmaktadır.

Rekuperatif tip ısı eşanjörlerinde verim, rejeneratif ısı eşanjörlerine göre daha düşüktür. Rejeneratif ısı eşanjörlerinin daha kompakt olarak imal edilmesi, nem alma özelliğinin bulunabilmesi ve dolayısıyla daha yüksek etkinlik değerine ulaşılabilmesi avantajlarından dolayı iklimlendirme sistemleri gibi düşük sıcaklık uygulamalarında, döner tip rejeneratif ısı eşanjörleri tercih edilmektedir. Ayrıca rekuperatif ısı eşanjörlerinde kirli ve temiz akışkan hep aynı kanallardan akmakta ve dolayısıyla sürekli kirli akışkanın geçtiği kanallarda zamanla kirlenme problemleri ortaya çıkmaktadır. Buna karşılık rejeneratif ısı eşanjörlerinde her kanaldan periyodik olarak önce kirli akışkan daha sonra da temiz akışkan geçmekte ve böylece kanallardaki kirlenme problemi ortadan kalkmaktadır. Bu da rejeneratif ısı eşanjörlerine bir üstünlük kazandırmaktadır.

1920'li yıllarda rejeneratörler üzerine ilk çalışma yapılmıştır. Önceleri baca gazlarının ısısından yararlanmak amacıyla sanayi tesislerinde kullanılmış ve daha sonra konfor klimalarında ortaya çıkan atık ısının değerlendirilmesi amacıyla iklimlendirme sistemlerinde uygulanmaya başlanmıştır. Rejeneratörler önceleri yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılmıştır Romie [1], Skiepk [2]. Daha sonraları etkinlik değeri yüksek, daha kompakt rejeneratörlerin imal edilmesiyle gelişmiş ülkelerde kullanımı yaygınlaşmıştır Scaricabarozzi [3]. Ülkemizde de bu tip ısı eşanjörleri büyük otel ve hastane gibi yerlerde kullanılmaya başlanmış, fakat şu an bu tip ısı eşanjörleri ithal edilmektedir.

Rejeneratörlerdeki ısı transferi geçici rejimde olmaktadır. Dolayısıyla rejeneratördeki ısı transferinin doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için buna uygun kabullerin yapılması gerekir. Literatürde yer alan birçok önceki çalışmada, rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çıkarılmasında genellikle aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Sıcak periyottan soğuk periyoda ya da soğuk periyottan sıcak periyoda geçiş noktalarında, sıcak ve soğuk akışkan birbirine karışmamaktadır.
2. Akışkanda akış yönündeki ısı iletimi ihmal edilebilecek düzeydedir.
3. Akışkan giriş sıcaklığı sabit ve üniformdur.
4. Akışkanın hızı sabit ve üniformdur
5. Matrisin ısı iletim katsayısı akış yönünde sıfırdır.
6. Akışkanın ısıl kapasitesi matrisin ısıl kapasitesine göre ihmal edilebilecek mertebededir.
7. Matris ve akışkanın ısıl özellikleri sıcaklıkla değişmemektedir.
8. Matrisin ısı iletim katsayısı akışa dik yönde sonsuzdur.

Bu kabuller altında elde edilen rejeneratör diferansiyel denklemleri, analitik ve nümerik olarak birçok araştırmacı tarafından çözülmüştür. Rejeneratör diferansiyel denklemlerinin elde edilmesi için basitleştirici bazı kabullerin yapılması gerekir. Kabullerin yapılmaması durumunda, analitik çözüme ulaşmak mümkün olmamaktadır. Basitleştirici kabullerle elde edilen rejeneratör diferansiyel denklemleri serilerle analitik olarak çözülmüş, akışkan ve duvar sıcaklıkları için kapalı fonksiyonlar elde edilmiştir. Analitik olarak çözülemeyen problemler ise bilgisayarların gelişimine paralel olarak nümerik yöntemlerle çözülebilir hale gelmiştir. Bu tip problemlerin çözümünde de, nümerik yöntem olarak genellikle sonlu farklar yöntemi kullanılmıştır. Sonlu farklar yöntemi uygulanırken elde edilen lineer denklem takımlarının çözümünde iteratif yöntemler kullanılmış ve bunların bazılarında yakınsama problemleri ortaya çıkmıştır.

Bu çalışmada, rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çıkarılmasında, akışkanın ısıl kapasitesi, akışkan ve duvarın ısı iletim katsayıları dikkate alınmıştır. Dolayısıyla burada yapılan kabullerle elde edilen, rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklıklarını hesaplamaya yarayan diferansiyel denklemlerin de analitik çözümünü elde etmek mümkün değildir. Bu denklemlerin çözümü için nümerik yöntemlerden sonlu farklar yöntemi kullanılmıştır. Elde edilen rejeneratör diferansiyel denklemleri önce boyutsuz hale getirilerek daha sonra da bu denklemler sonlu farklarla ifade edilmiştir. Yine aynı şekilde sınır şartları da boyutsuz halde

yazılarak, daha sonra rejeneratör diferansiyel denklemleri paralel ve karşıt akış durumları için ayrı ayrı çözülmüştür. Elde edilen sonuçlar kullanarak rejeneratördeki sıcaklık dağılımları grafiklerle ifade edilmiş ve bu sıcaklıklardan paralel ve karşıt akışlı rejeneratör etkinlikleri hesaplanmıştır. Paralel ve karşıt akış durumlarında rejeneratör etkinliklerinin çeşitli boyutsuz parametrelerle değişimi araştırılmış, elde edilen sonuçlar grafiklerle gösterilmiştir.



2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Nusselt (1927), Hausen (1929) ve Schumann [4] tarafından rejeneratörler hakkında ilk teorik çalışmalar yapılmıştır. Daha sonraları Hausen (1942) rejeneratör teorisini genişletmiştir. Dussinberre [5] çapraz akışlı ısı eşanjörlerinde geçici rejimde sıcaklık dağılımını nümerik olarak hesaplamıştır. Yang ve diğ. [6] yapmış oldukları çalışma da ise, içinde, ısı üretimi olan ısı eşanjörlerinde geçici rejimdeki ısı transferi incelenmiş ve Laplace transformasyonu kullanılarak analitik çözüm yapılmıştır. Myers ve diğ. [7] tarafından yapılan çalışmada ise, geçici rejimde çalışan ısı eşanjörlerini giriş sıcaklığındaki değişimlerin ne şekilde etkilediği araştırılmıştır. Çözümde analitik ve nümerik yöntemler kullanılmış ve sonuçta boyutlandırma yapabilmek için bazı değerler verilmiştir. Willmott ve Hinchcliffe [8] rejeneratörün periyot geçişinde kanalların içinde kalan gazın, rejeneratörün çalışmasını nasıl etkilediğini araştırmışlardır.

Burns ve Willmott [9] tarafından yapılan çalışmada rejeneratör diferansiyel denklemleri bazı kabuller yapılarak basitleştirilip, analitik olarak çözülmüş ve çeşitli parametrelerin rejeneratör etkinliğini nasıl etkilediği araştırılmıştır. Çapraz akışlı rejeneratörlerin etkinliğinin hesaplanabilmesi için Baclic [10] tarafından yapılan bir çalışmada ise basit bir eşitlik verilmiştir. Razelos ve Benjamin [11] tarafından duvar ve akışkanın fiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınarak oluşturulan lineer olmayan rejeneratör diferansiyel denklemleri, sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Bütün rejeneratör tipleri için bu çözüm yönteminin geçerli olduğu belirtilmiştir.

İklimlendirme tesislerinde kullanılan ve nem alma özelliğine de sahip olan döner tip rejeneratörleri Holmberg [12] incelemiştir. Rejeneratör duvarında akış yönündeki ısı iletimi de dikkate alınarak elde edilen diferansiyel denklemler sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Smith [13] tarafından yapılan bir çalışmada ise çözüm için bazı basitleştirici kabuller yapılarak, Rejeneratör duvarında akış yönünde ısı iletiminin sıfır olması durumunda integral yöntemi kullanılarak analitik bir çözüm yöntemi geliştirilmiştir. Romie [14] tarafından yapılan çalışmada rejeneratörler genel olarak tanıtılmış ve rejeneratörlerin ısı depolama özellikleri vurgulanmıştır. Daha önce belirtilen kabuller altında elde edilen diferansiyel denklemler serilerle analitik olarak çözülmüş ve çeşitli parametrelerin rejeneratör etkinliğini nasıl etkilediği incelenmiş; ancak bu çalışmada ısı transferinin sürekli rejimde gerçekleştiği kabulü yapılmıştır.

Willmott ve Duggan [15] ise yaptıkları çalışmada, karşıt akışlı rejeneratörler için verilen kısmi türevli diferansiyel denklemlerin çözümünden elde edilen kapalı formdaki eşitliklerin kullanışlı olmadıklarını vurgulamış ve karşıt akışlı rejeneratörlerin hızlı bir şekilde boyutlandırılabilmesi için analitik çözüm yöntemi önermişlerdir. MacLaine-Cross [16] sıcak ve soğuk akışkanın çeşitli nedenlerle birbirine karışması durumunda rejeneratör etkinliğini nasıl değiştireceğini incelemiş ve nümerik çözümlerden elde edilen sonuçları kullanarak ampirik eşitlikler çıkarmıştır.

Li [17] tarafından da döner tip rejeneratörlerin etkinliğinin nümerik yöntemlerle hesaplanması konusunda bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada duvarın akış yönündeki ısı iletim katsayısı da dikkate alınmış ve bunun rejeneratör etkinliğini nasıl değiştirdiği araştırılmıştır. Söz konusu çalışmada bazı kabuller yapılmıştır. Bunlar, akışkan ve duvarın ısı özelliklerinin sabit kaldığı ve sıcaklıkla değiştiği kabul edilerek rejeneratör diferansiyel denklemleri çözülmüştür.

Banks [18] tarafından yapılan bir çalışmada rejeneratörlerde bir periyottan diğer periyoda geçerken kanallar içinde kalan akışkanın rejeneratör etkinliğini nasıl değiştirdiğini incelemiştir. Ayrıca Romie [19] tarafından yapılan bir başka çalışmada da, geçici rejimde çalışan karşıt akışlı ısı eşanjörlerinde, gaz giriş sıcaklığındaki değişimlerin çıkış sıcaklığını nasıl etkilediği araştırılmıştır. Ortaya çıkan diferansiyel denklemler sonlu farklar yöntemi kullanılarak çözülmüş ve elde edilen sonuçlardan ampirik eşitlikler çıkarılmıştır.

Banks [20, 21] tarafından rejeneratörlerdeki ısı ve kütle transferi incelenmiş, bu yöntemin literatürdeki diğer yöntemlerle karşılaştırması yapılarak bunun için yeni çözüm yöntemi önerilmiştir. Wozniak [22] tarafından geçici rejimde çalışan karşıt akışlı ısı eşanjörlerinde gaz ve duvar sıcaklıklarının hızlı ve doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için yeni bir yöntem önerilmiştir. Baclic [23] tarafından ise karşıt akışlı rejeneratör problemi Galerkin yöntemi kullanılarak çözülmüş, elde edilen sonuçlar literatürdeki diğer sonuçlarla karşılaştırılmış ve bunların büyük bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Romie [24] tarafından paralel akışlı ısı eşanjörlerinde giriş sıcaklığındaki değişimin, eşanjör etkinliğini nasıl değiştirdiği incelenmiştir. İlgili diferansiyel denklemler Laplace transformasyonu kullanılarak çözülmüştür.

San ve diğ. [25] tarafından yapılan çalışmada iki boyutlu sabit rejeneratörler, termodinamiğin ikinci kanunu dikkate alınarak incelenmiş ve optimum tasarım parametreleri belirlenmeye çalışılmıştır. Rejeneratörlerin boyutlandırılmasında kullanılabilecek bir yöntemde

Hill ve Willmott [26] tarafından önerilmiştir. Rejeneratörler için elde edilen basitleştirilmiş diferansiyel denklemler Anzelius - Schumann fonksiyonları kullanılarak Romie [27] tarafından analitik olarak çözülmüştür. Romie [28] bir başka çalışmada ise karşıt akışlı rejeneratörlerde akışkanın ısı kapasitesinin rejeneratör etkinliğini ne şekilde etkilediğini, Laplace transformasyonunu kullanarak analitik olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçların literatürdeki değerlerle uyum içinde olduğu görülmüştür.

Romie ve Baclic [29] tarafından yapılan çalışmalarda, karşıt akışlı rejeneratörlerde akışkan ve duvar sıcaklıklarının hızlı bir şekilde hesaplanabilmesi için integral yöntemi önerilmiştir. Döner tip rejeneratörlerde gaz çıkış sıcaklığının giriş sıcaklığı ile değişimi Romie [1] tarafından incelenmiştir. Çeşitli kabuller altında elde edilen rejeneratör diferansiyel denklemleri analitik olarak çözülmüş ve çeşitli parametrelerin gaz çıkış sıcaklığını nasıl değiştirdiği araştırılmıştır. Anand ve diğ. [30] tarafından yapılan bir çalışmada rejeneratör duvarında ve akışkanda iki boyutlu sıcaklık dağılımı olduğu kabul edilerek rejeneratör problemi incelenmiş ve ilgili diferansiyel denklemler sonlu farklar yöntemi ile çözülmüştür. Döner tip ısı eşanjörlerindeki ısı transferi, duvardaki ısı iletiminin dikkate alınması ve alınmaması durumlarına göre Skiepko [2] tarafından incelenmiş ve elde edilen diferansiyel denklemler analitik olarak çözülmüştür. Bu çalışmalarda esas olarak rejeneratör duvarında akış yönündeki ısı iletiminin gaz çıkış sıcaklığını nasıl etkilediği araştırılmıştır. Atthey [31] tarafından rejeneratif ısı değişimlerinin ısı analizi için yaklaşık bir yöntem önerilmiştir. Bu yöntemden elde edilen sonuçlar, nümerik yöntemlerden elde edilenlerle karşılaştırılmıştır.

Skiepko [2] da döner tip rejeneratörlerle ilgili diferansiyel denklemleri , gaz ve duvar sıcaklıklarının çeşitli parametrelerle nasıl değiştiğini göz önünde bulundurup, analitik olarak çözüp incelemiştir. Bu çalışmada duvarda akış yönünde ısı iletiminin olması ve olmaması durumlarına göre ayrı ayrı çözümler yapılmıştır. Rejeneratörlerdeki sıcaklık dağılımlarının hızlı ve doğru bir şekilde hesaplanabilmesi konusunda Hill ve Willmott (1988) tarafından da başka bir yöntem önerilmiştir. Burada Richardson ekstrapolasyon yöntemi kullanıldığında problemin oldukça hızlı bir şekilde çözüldüğü görülmüştür. Çeşitli kabuller altında elde edilen basit rejeneratör diferansiyel denklemi, Scaricabarozzi [3] tarafından değişkenlere ayırma yöntemiyle analitik olarak çözülmüş ve bunun daha hızlı ve kabul edilebilir bir yöntem olduğu belirtilmiştir.

Romie [32] tarafından yapılan bir çalışmada, karşıt akışlı rejeneratörlerin etkinliğini bulmak için dört ayrı parametreye bağlı bir tablo verilmiştir. Rejeneratör etkinliği hesaplanırken. tabloda olmayan ara değerler lineer interpolasyon yardımıyla bulunabilmekte ve

böylece rejeneratör etkinliği hesaplanabilmektedir. Döner tip rejeneratörlerde akışkan debisindeki küçük değişimlerin, gaz çıkış sıcaklığına etkisi Romie [33] tarafından incelenmiştir.

Das ve Sahoo [34] rejeneratörlerin termodinamik açıdan optimum tasarımının yapılabilmesi için araştırma yapmışlardır. Worsoe-Schmidt [35] tarafından ise döner tip rejeneratörde temizleme bölgesinin rejeneratör etkinliğini nasıl etkilediği araştırılmıştır. Sonlu farklar yöntemi kullanılarak elde edilen sonuçlarda ampirik eşitlikler çıkarılmıştır. Romie [36] de rejeneratör duvarında akış yönündeki ve akışa dik yöndeki ısı iletim katsayısının rejeneratör etkinliğini nasıl değiştirdiğini incelemiş; rejeneratör duvar elemanında akış yönündeki ısı iletim katsayısının rejeneratör etkinliğini önemli derecede etkilediğini görmüştür.

Shen ve Worek [37] rejeneratörlerde duvarın akış yönündeki ve akışa dik yöndeki ısı iletim katsayısının rejeneratör etkinliğini nasıl etkilediğini araştırmıştır. İlgili diferansiyel denklemler sonlu farklar yöntemi ile nümerik olarak çözülmüş ve sonuçlar grafiklerle ifade edilmiştir. Bu grafiklerden duvarın akış yönündeki akışa dik yöndeki ısı iletim katsayılarının rejeneratör etkinliğini önemli derecede etkilediği görülmüştür. Yine Romie [38] tarafından, rejeneratörde paralel akış olması durumunda rejeneratör etkinliği Anzelius-Schumann fonksiyonları kullanılarak hesaplanmış, rejeneratör etkinliğinin ısı kapasite oranı ile değişimi için grafikler ve çizelgeler verilmiştir.

Yılmaz ve Cihan [39] tarafından yapılan çalışmada ise döner tip rejeneratörlerin boyutlandırma esasları üzerinde durulmuş ve rejeneratör etkinliği için ampirik eşitlikler verilmiştir. Karşıt akışlı rejeneratör etkinliğinin hesaplanması için verilen eşitlikler de rejeneratörlerde temizleme bölgesindeki kayıplar ve ısı kapasite oranı da dikkate alınmıştır.

Aly ve Fathalah [40] yaptıkları çalışmada nem almalı döner tip rejeneratörlerin teorik analizini nümerik olarak sonlu farklar yöntemiyle çözmüşlerdir. Nem almalı rejeneratörlerin iklimlendirme tesislerinde ve kurutma sistemlerinde etkin bir şekilde kullanılabileceğini göstermişlerdir.

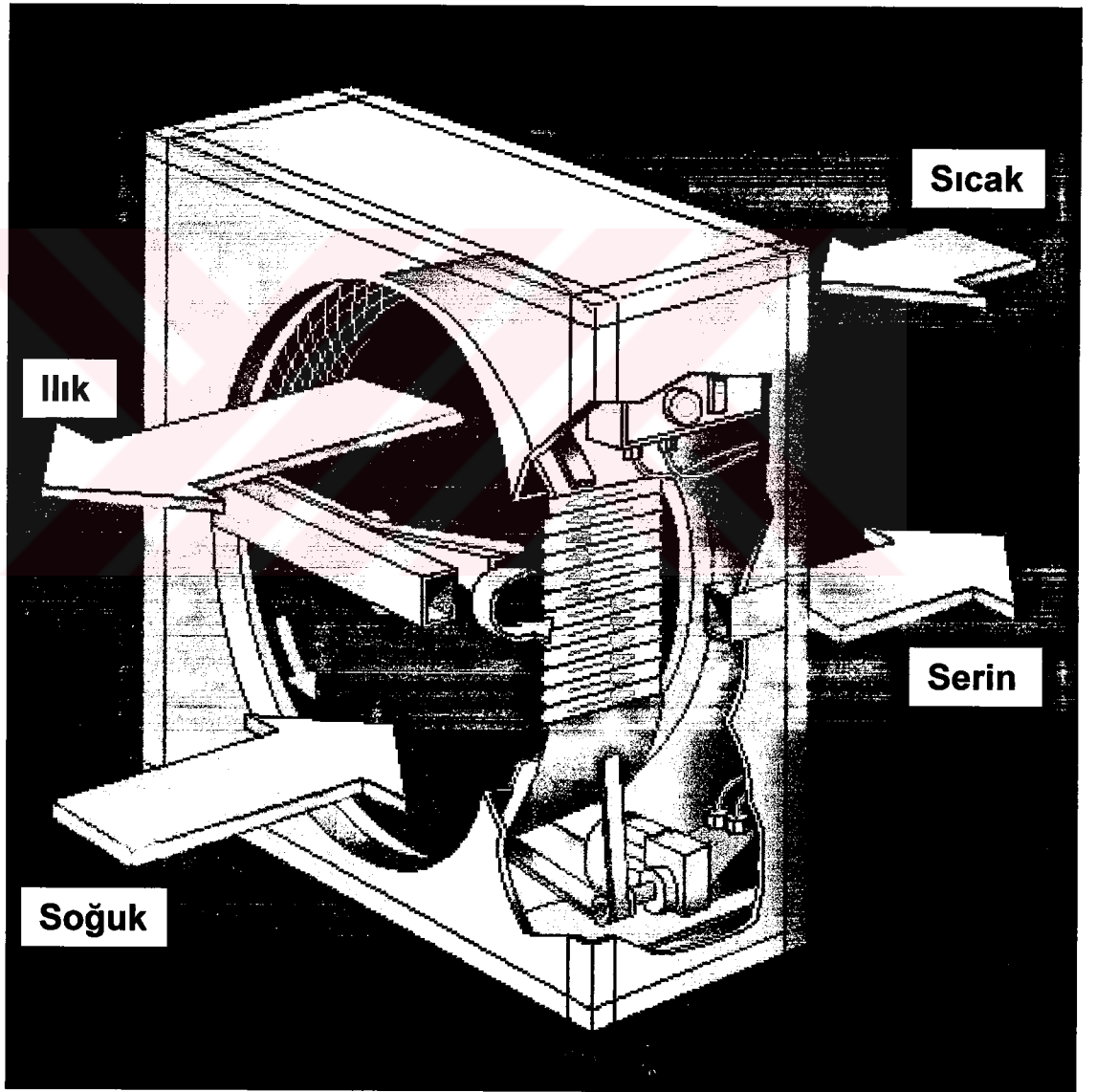
Ünsal [41] tarafından yapılan çalışmada paralel akışlı rejeneratörler için, akışkan ısı kapasitesinin etkisi de dikkate alınarak elde edilen rejeneratör diferansiyel denklemleri sonlu kompleks Fourier dönüşümü tekniği uygulanarak analitik olarak çözülmüştür. Söz konusu çalışmada akışkan ve duvar sıcaklıkları için kapalı analitik eşitlikler verilmiş ve rejeneratör etkinliği de bu eşitlikler yardımıyla hesaplanmış; sınır şartı olarak verilen akışkan giriş

sıcaklığının kare profili veya başka bir şekilde olması durumlarında da aynı çözüm yönteminin geçerli olduğu belirtilmiştir.



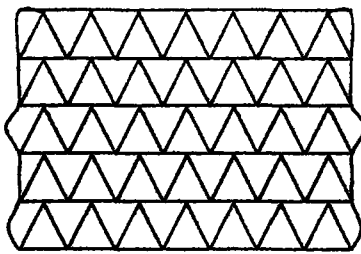
3. DÖNER TİP REJENERATÖRLER

Döner tip rejeneratörler uzun yıllardan beri büyük güç tesislerinde, endüstride ve iklimlendirme tesislerinde kullanılmaktadır. Son zamanlarda ise özellikle iklimlendirme sistemlerindeki kullanımı artmıştır. Bu tip ısı eşanjörlerinin üretimi ülkemizde yapılmamakta, fakat bu ısı eşanjörlerini ithal eden firmalar mevcut olup, rejeneratörlerin ülkemizde de özellikle büyük otel ve hastanelerin iklimlendirme sistemlerinde kullanıldığı görülmektedir.

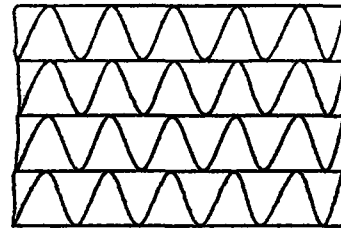


Şekil 3.1 Döner tip rejeneratörün perspektif görünüşü

Bu çalışmada , döner tip rejeneratörler incelenmiştir. Döner tip rejeneratörler kompakt ısı transfer cihazlarıdır. Isı tekerleği, döner hava ön ısıtıcısı, Munters tekerleği veya Ljungstrom tekerleği olarak da adlandırılırlar. İklimlendirme sistemlerinde kullanılan döner tip bir rejeneratör Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Döner tip rejeneratörler gövde, disk ve bu diski döndüren motordan oluşmuştur. Disk, matris olarak adlandırılan, çok sayıda küçük kanalların bulunduğu oluklu levhalardan meydana gelmiştir. Küçük kanallardan oluşan rejeneratör matrisi metalik malzemeden genellikle de alüminyumdan imal edilir. 800 °C üzerindeki akışkan sıcaklıklarında matris malzemesi olarak paslanmaz çelik kullanılmalıdır. Daha yüksek sıcaklıklarda da rejenerasyon sistemi gerekmektedir (gaz türbinlerinde ve çelik üretim tesislerinde). Yüksek sıcaklığı bulunan uygulamalarda dolgu malzemesi olarak cam seramikler ve silisyum nitrürler kullanılmaktadır. Bunun dışında nem alma özelliğine sahip matris malzemeleri de kullanılmaktadır. Rejeneratör matrisinde birim hacimde mümkün olduğu kadar fazla ısı transfer edebilecek yüzey yaratılmaya çalışılır. Bu tip ısı eşanjörlerinde ısı transfer yüzey alanı yoğunluğu 800 ile 7000 m²/m³ arasında değişmektedir. Döner tip rejeneratörlerde basınç kayıplarının fazla artmaması için ısı transfer yüzey alanı yoğunluğu 5000 m² /m³ civarında seçilmelidir Kays ve London [42]. Bugün çok değişik kapasitelerde döner tip ısı eşanjörleri üretilmektedir. Bunların çapları yaklaşık 0.6m ile 5m arasında olabilmektedir. Disk veya tambur şeklindeki rejeneratör matrisi ana gövdeye rulmanlar üzerinde dönecek şekilde yerleştirilir. Matris daha sonra yine gövde üzerine yerleştirilen bir elektrik motoruna kayış kasnak mekanizması ile bağlanır. Rejeneratör matrisinin dönmesini sağlayan elektrik motorunun gücü oldukça düşüktür.



a)



b)

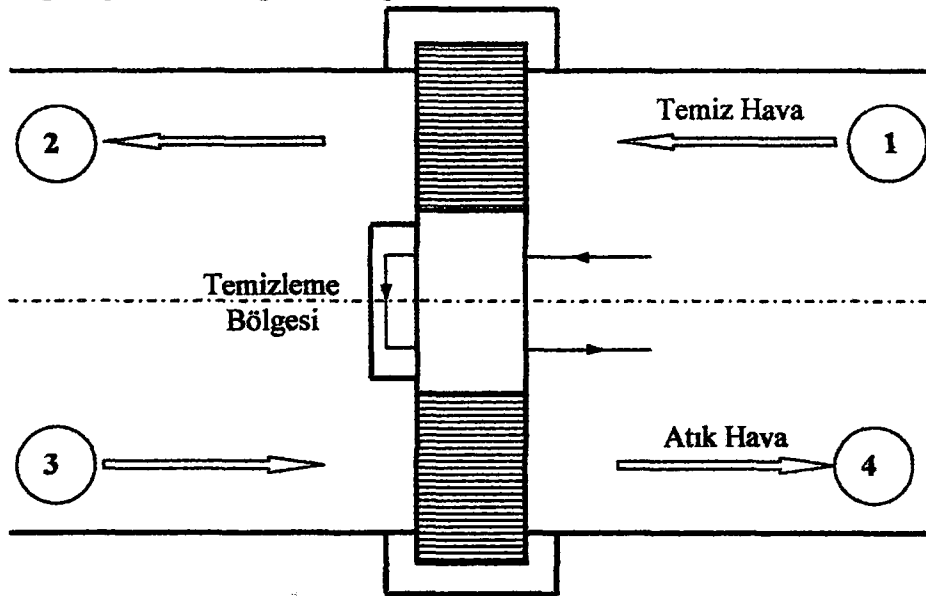
Şekil 3.2 Döner tip rejeneratörlerde kullanılan kanal geometrileri

Döner tip rejeneratörün çalışma düzeneği Şekil 3.1’de görülmektedir. Rejeneratör matrisi iki bitişik kanalı karşılamaktadır. Bu kanallardan biri sıcak akışkanı taşımakta, diğeri ise ısıtılması gereken soğuk akışkanı taşımaktadır. Akışkan akışları ters yönlüdür. Matris döndükçe,

içerisinden geçen sıcak akışkandan ısı absorbe eder ve bu ısıyı daha soğuk olan akışkana transfer eder. Son zamanlardaki bir gelişme ile de higroskopik matris, iki kanal arasındaki rutubeti de transfer edebilmektedir. Döner tip rejeneratörler, sıcak iklimlerde büyük binaların iklimlendirilebilmesi için kullanılan havanın binaya giriş sıcaklığını önceden soğutarak konfor şartlarına yaklaştırıp enerji tasarrufu sağlanması amacıyla kullanılabilir Reay [43].

Matrislerde kullanılan kanal geometrileri Şekil 3.2’de görülmektedir. Genellikle firmalar üç çeşit döner tip rejeneratör üretmektedir. Birincisi, örülmüş bir alüminyum veya paslanmaz çelik tel matristen yapılan bir tekerlekten oluşur. Bu matris tipi hem ucuz ve hem de ısı transfer yüzeyinin büyük olmasından dolayı tel elek şeklinde imal edilen matrislerde yüksek etkinlik değerlerine ulaşılabilir. Ancak bu tip geometrilerde basınç kaybı çok fazla olduğundan matrisi döndürecek fan motor gücünün fazla olması gerekecek ve dolayısıyla da sistemin elektrik sarfiyatının artmasına sebep olacaktır. Günümüzde daha çok düz alüminyum saca üçgen veya buna benzer profiller verilerek imal edilen kanallardan oluşan matrisler kullanılmaktadır. Bunlarda da oldukça yüksek etkinlik değerlerine ulaşılmaktadır. Düz saca profil verilerek imal edilen matrislerdeki kirlenme problemi, tel elek şeklindeki matrislere göre daha kolay giderilebilmektedir ve basınç kayıpları da hafifletilmiştir.

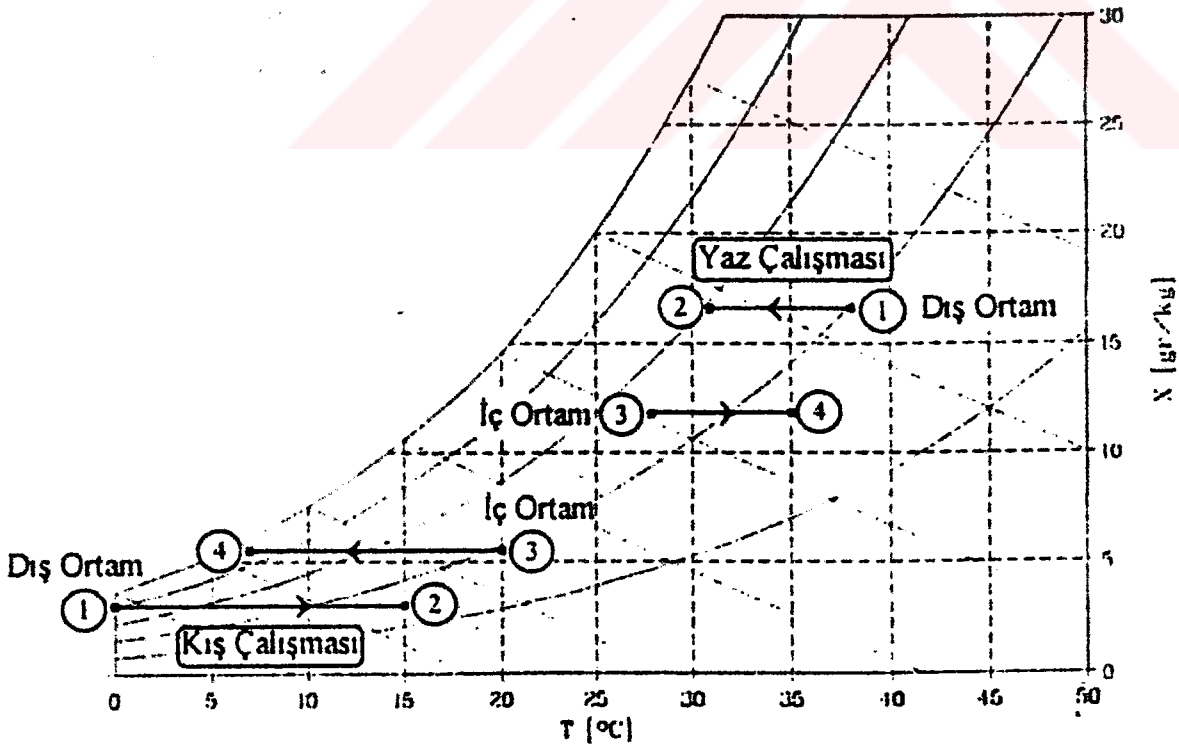
Döner tip rejeneratörlerde kullanılan üçüncü tür bir matriste metalik olmayan higroskopik matrislerdir. Bu tip matrisler nem de transfer edebilme özelliğine sahiptirler. Özellikle ısıtma ve havalandırma sistemlerinde daha elverişli olarak kullanılırlar. Higroskopik matrisler diğer tip matrislere göre daha pahalıdır.



Şekil 3.3 Döner tip rejeneratörlerde temizleme bölgesi

İklimlendirilmesi gereken bir ortama gönderilecek havanın mümkün olduğu kadar temiz olması istenir. Bu nedenle döner tip rejeneratörlerde, atık akışkanın kanallardan geçmesi sonucunda kanallarda kirlilik meydana gelecektir. Atık akışkan tarafındaki periyodunu tamamlayan kanallar, temiz akışkan periyoduna gelecektir. Atık akışkanın kanallarda meydana getirdiği kirliliğin temiz hava ile karışmaması için bazı önlemler alınmıştır. Bu önlemlerden biri de matrisin bir bölümünün temizleme bölgesi olarak kullanılmasıdır. Bu işlemin nasıl yapıldığı Şekil 3.3'te görülmektedir.

Atık akışkan bölgesindeki periyodunu tamamlayan kanalların içi kirli akışkan ile doludur. Temizleme bölgesinde bu kanallara temiz hava verilir ve temiz hava yardımıyla kanallardaki kirli akışkanın sürüklenerek dışarı atılması sağlanır. Böylece temizleme bölgesindeki periyodunu tamamlayan kanalların içi temiz akışkanla dolar. Temizleme bölgesinde kirli akışkandan arındırılan rejeneratör kanalları temiz akışkan bölgesine geçer ve iklimlendirilen ortama kirli hava girişi büyük oranda önlenmiş olur. Bütün bu tedbirlere rağmen çeşitli sızıntılardan dolayı kirli akışkanın temiz akışkana karışmasını tamamen önlemek çok zordur.

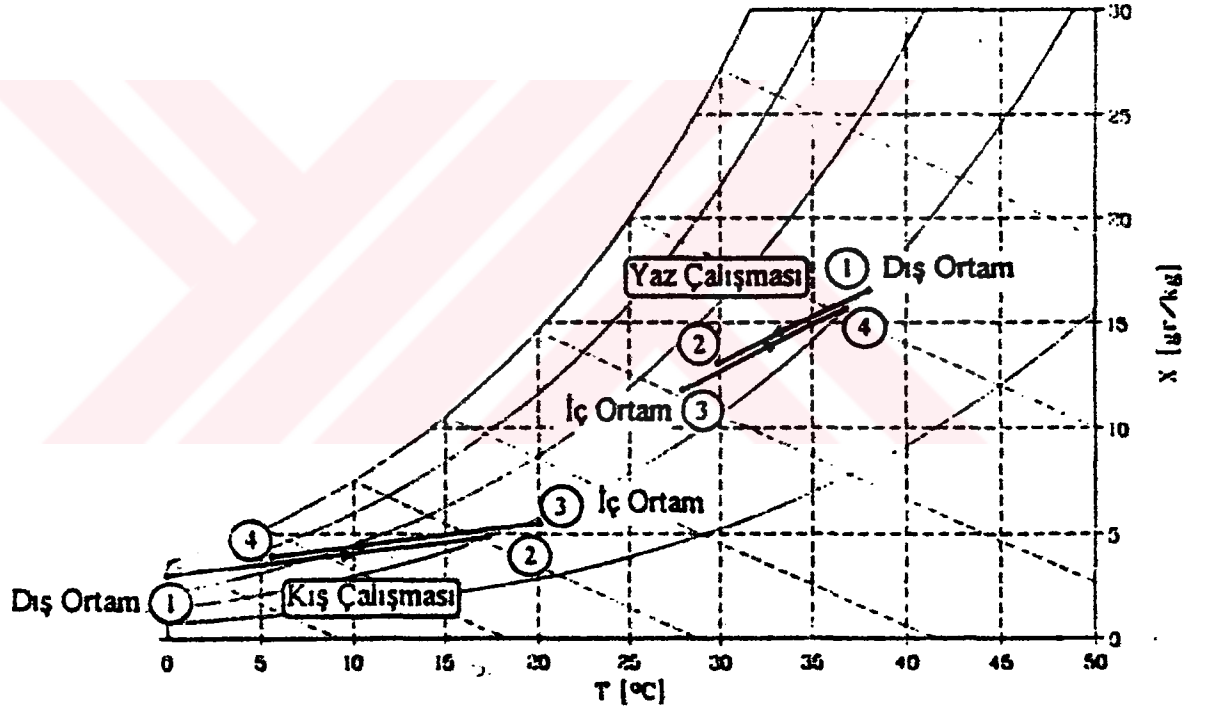


Şekil 3.4 Nem almasız rejeneratörlerde havanın durum değişimlerinin

Psikrometrik diyagramda gösterilişi

Döner tip rejeneratörlerin çalışması yaz ve kış durumlarına göre Şekil 3.4'te psikrometrik diyagramda verilmiştir. Şekil 3.4'teki durum değişimleri rejeneratör matrisinin nem alma özelliğinin olmadan çalışma durumunu göstermektedir. Yaz çalışması durumunda rejeneratöre (1) noktasında giren dış hava rejeneratörde sabit nemde soğutulur (2) noktasında rejeneratörde çıkmaktadır.

Benzer şekilde (3) noktasında iç ortamdan rejeneratöre giren hava yine sabit nemde ısıtarak (4) noktasında rejeneratörden çıkmaktadır. Rejeneratördeki durum değişimleri (1) ve (2) noktaları arasında soğuma, (3) ve (4) noktaları arasında ise ısınma şeklinde gerçekleşmektedir. Kış çalışması durumunda ise (1) ve (2) noktaları arasında ısınma, (3) ve (4) noktaları arasında soğuma olmaktadır.



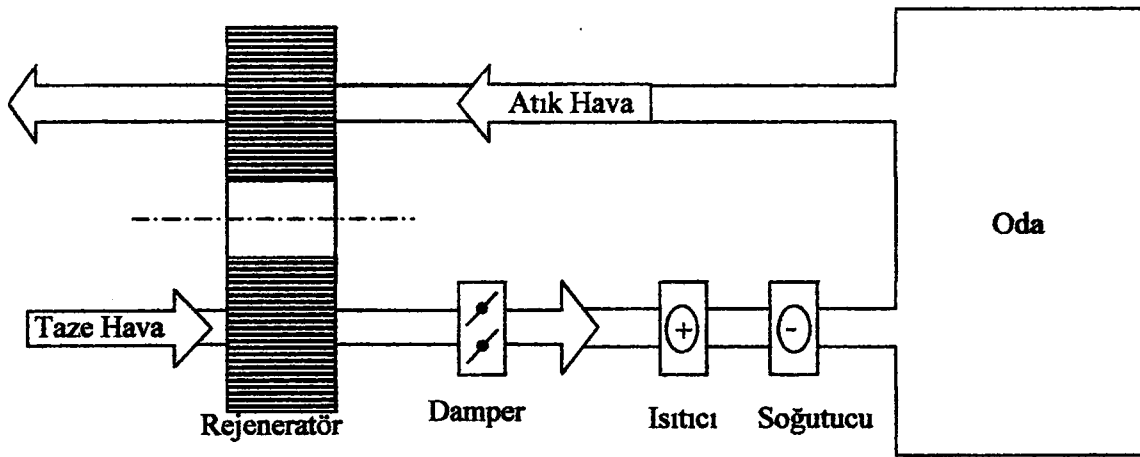
Şekil 3.5 Nem almalı rejeneratörde havanın durum değişimlerinin Psikrometrik diyagramda gösterilişi

Rejeneratör matrisinin nem alma özelliğinin olması durumunda, yaz ve kış çalışmaları için rejeneratördeki havanın durum değişimleri Şekil 3.5'te gösterilmiştir. Buna göre yaz çalışması durumunda, rejeneratör matrisi havayı (1) ve (2) noktaları arasında hem soğutmakta hem de havanın nemini almaktadır. İç ortamdan alınan soğuk hava ise (3) noktasında rejeneratöre girmektedir. Dış ortam havasının etkisiyle ısınan ve üzerinde depolanan rejeneratör

matrisinden bu kez, dış ortam havasına göre daha soğuk ve daha az nemli olan iç ortam havası geçerek (4) noktasında rejeneratörden ısınmış olarak çıkmaktadır. Aynı zamanda (3) ve (4) noktaları arasında rejeneratör matrisindeki nem iç ortam havasına aktarılmaktadır.

Kış çalışması durumunda da, iç ortamdan alınan kirli hava (3) noktasında rejeneratöre girmekte ve üzerindeki ısı ve nem rejeneratör matrisine depolanarak (4) noktasında rejeneratörden çıkmaktadır. İklimlendirilen ortama gönderilen temiz hava (1) noktasında rejeneratöre girmektedir. Bir önceki periyotta rejeneratör tarafından depolanan ısı ve nem, sıcaklığı ve nemi daha düşük olan dış ortam havasına aktarılmakta ve temiz akışkan rejeneratörden (2) noktasında çıkmaktadır.

Döner tip bir rejeneratörün klima sistemlerine bağlantısı ise Şekil 3.6'daki gibidir. İklimlendirilen bir ortamda, yazın dış ortam havasına göre daha soğuk olan iç ortam havası, dışarıya atılmadan önce rejeneratörden geçirilerek rejeneratör matrisinin soğuması sağlanır. Sigara dumanı, ter kokusu, nefes alıp vermekle oluşan karbondioksit ve toz gibi nedenlerle kirlenen iç ortam havasının tamamının ya da bir bölümünün dışarı atılarak yerine taze dış havanın verilmesi gerekir. Dış ortam havası klima santraline girmeden önce, iç ortam havası ile soğutulan rejeneratör kanallarından geçirilir. Bu şekilde dış ortam havasının sıcaklığı düşürülür ve daha sonra klima santraline gönderilir. Bir miktar da klima santralinde soğutulduktan sonra iç ortama verilir. Böylece daha küçük kapasiteli klima santrali kullanarak daha büyük bir rejeneratörsüz klima santralinin yapacağı iş yapılabilir ve böylece de büyük bir enerji tasarrufu sağlanmış olur.



Şekil 3.6 Rejeneratörün klima sistemine bağlantısı

Bir iklimlendirme sisteminde kış çalışması durumunda da rejeneratörlerden

yararlanılarak enerji tasarrufu sağlamak mümkündür. Kışın dış ortama göre daha sıcak olan iç ortam havasının, yine yukarıda sözü edilen nedenlerden dolayı dışarı atılması gerekir. İç ortam havası dışarı atılmadan önce rejeneratörden geçirilerek rejeneratör matrisinin ısınması sağlanır.

İç ortamda kirlenen havanın yerine dışarıdan alınan taze hava klima santraline gönderilmeden önce, iç ortam havası ile ısıtılmış olan rejeneratör kanallarından geçirilerek temiz havanın sıcaklığı artırılmış olur. Daha sonra da klima santralinden geçirilir ve iç ortama verilir. Bu şekilde iklimlendirme sistemlerinde dış ortamdan alınan taze havanın ön ısıtılması veya soğutulmasında rejeneratörlerin kullanılmasıyla, %75-%80'lere varan enerji tasarrufu sağlanması mümkün olmaktadır.

Performans ve İşletme:

Döner tip bir rejeneratörün performans ve çalışma karakteristiklerinin belirlenmesinde aşağıdaki faktörlerin dikkate alınması gerekir Reay [43].

1)Çalışma sıcaklığı: Metalik veya seramik olsun, kullanılan matrisin tipi, uygulamada karşılaşılabilecek çalışma sıcaklığına bağlıdır.

2)Çalışma basıncı: Genel olarak rejeneratörler; eksoz ve aktif gaz akışlarının yaklaşık olarak eşit basınçlara sahip olduğu yerlerde kullanılır. Matris için örülmüş elek kullanılmış ise, basınçlar eşitlenmediği takdirde elekten geçebilen büyük bir kaçak gaz potansiyeli mevcut olacaktır. Bir akışkandan diğer akışkana gaz kaçağının en asgari seviyeye indirilmesi için, eksoz akışının aktif gaz akışından çok az basınç farkıyla ve daha düşük bir basınçta çalıştırılması tercih edilebilir.

3)Gaz kirlenmesi: Temiz (aktif) gazın kirlenmemesi için rejeneratörlerde temizleme bölümü dizayn edilmelidir. Temiz gazın bir kısmını eksoz kanalına bırakarak aktif gazın kirlenmeden korunması mümkündür.

4)Sürtünme kayıpları: Rejeneratörden geçerken oluşan basınç kaybı, gaz hızı ve matris geometrisinin fonksiyonudur. Bazı üreticiler iki tip matris sunmaktadırlar. Birinci tip matris, optimum ısı transfer kabiliyeti için tasarlanmıştır. Ancak bu tiplerin yüzeyleri büyük olduğundan büyük sürtünme kayıpları olabilir. Daha büyük gözeneklere sahip olan matrisler de daha düşük bir basınç kaybı elde edilir.

5)Kontrol: Çoğu döner tip rejeneratörler (yüksek sıcaklıklı seramik tipleri hariç) en büyük tekerlek çaplarında ve güçleri 0.5 KW' a yaklaşan elektrik motorlarıyla tahrik edilmektedir. Optimum ısı transferi için, dönme hızı tipik olarak 10-20 devir/dakika' dır. Bu hız azaldıkça, ısıtıl etkinlik düşmektedir. Değişken ısı yükü olan uygulamalarda hız kontrolü kullanılmalıdır. Döner tip rejeneratörlerin diğer tip rejeneratörlere nazaran üç temel avantajı vardır Kays ve London (1964).

1. Daha kompakt bir ısı yüzeyi mevcuttur.
2. Isı değiştiricisi, birim ısı transferi alanı daha ucuzdur.
3. Periyodik akış değişimlerinden dolayı yüzeyler, kendi kendini temizleme kabiliyetine sahiptir.

Rekuperatif ısı değiştiricilerinde, akışkanlar ayrı kanallarda ve daima aynı yönde akar. Böylece bazı atıklar birikerek ısı transferinin azalmasına ve basınç kaybının artmasına sebep olabilirler.

Döner tip rejeneratörlerin dezavantajları da aşağıdaki gibidir.

1. Sızıntılardan dolayı sıcak ve soğuk akışkanlar azda olsa birbiriyle karışabilirler. Eğer temizleme bölümü kullanılmıyorsa, akışkanların az miktarda karışmasını önlemek zordur. Çünkü matrisin dönmesi esnasında, kanallarda sıkışan sıcak akışkan soğuk tarafa taşınabilir. Diğer kanallardaki soğuk akışkan da sıcak tarafa geçebilir. Bu tip sızıntıya “taşma sızıntısı” denir. Sızıntılar rejeneratör etkinliğini azaltır. Sızıntı istenmiyorsa temizleme bölümünün ilavesiyle ortadan kaldırılabilir. Temizleme bölümünde az miktarda temiz hava kanallara doğru üflenir ve dışarıya atılır.
2. Akışkanlar farklı basınçlarda ise sızıntı problemi önem kazanır. Kazan ve fırınların ön ısıtıcılarında kullanılan rejeneratörler için, kaçak problemi o kadar önemli değildir, çünkü sıcak ve soğuk akışkanlar (yanma havası ve baca gazları) yaklaşık olarak aynı basınçtadır.
3. Fazla kompaktlıktan dolayı, basınç kayıpları rekuperatörlerden daha büyüktür.

Rejeneratörlerden en iyi şekilde yararlanabilmek için öncelikle rejeneratör etkinliğinin

yüksek olması gerekir. Rejeneratör etkinliğinin hangi parametrelerle ne şekilde değiştiğinin bilinmesi halinde, tasarım ve imalat aşamalarında bunlar dikkate alınır. Rejeneratördeki sıcaklık dağılımını etkileyen birçok parametre vardır. Bu parametreler matris malzemesi ısı iletim katsayısı, özgül ısı kapasitesi, kanal geometrisi, rejeneratör uzunluğu, akışkan ısıl kapasitesi, akışkan debisi, rejeneratör devir sayısı şeklinde sıralanabilir.

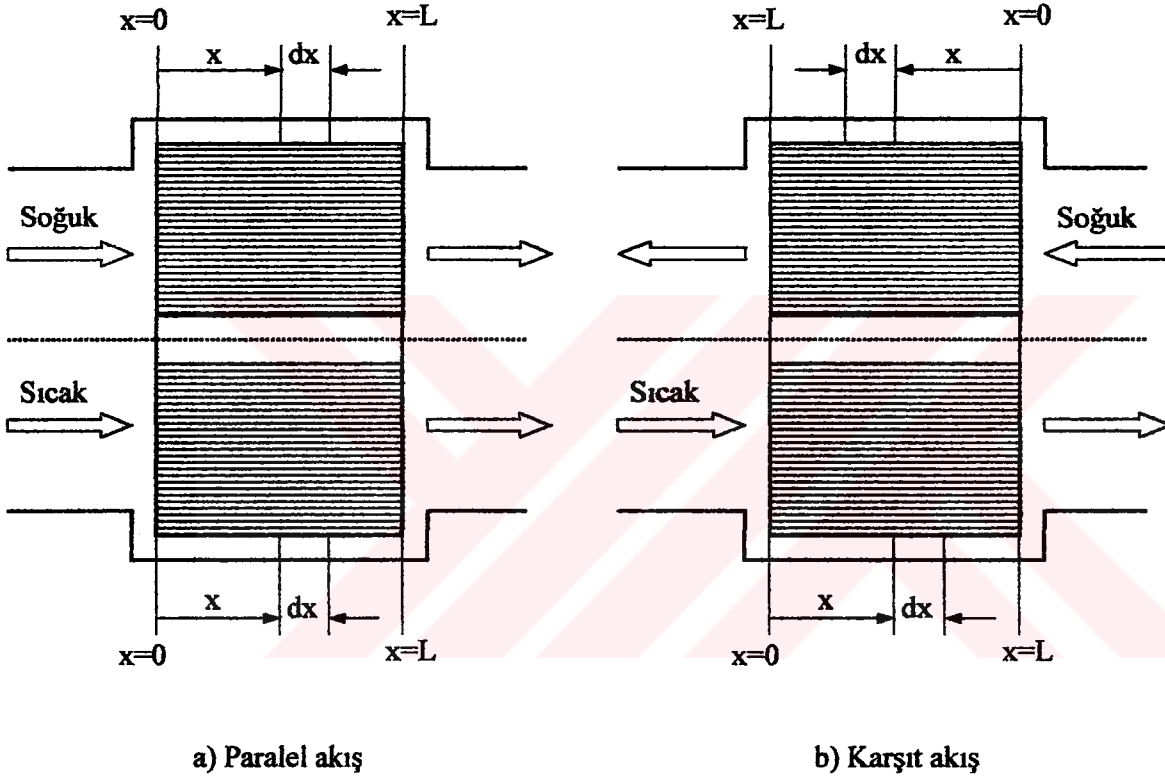
Rejeneratör etkinliğinin hesaplanabilmesi için, rejeneratördeki sıcaklık dağılımının bilinmesi gerekir. Rejeneratördeki sıcaklık dağılımı zamanla ve rejeneratör uzunluğu ile değişmektedir. Rejeneratör etkinliğinin doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için, matematiksel modelin oluşturulmasında yapılan kabullerin fiziki duruma uygun olması gerekir.



4. MATEMATİKSEL MODELLEME

4.1. Rejeneratör Diferansiyel Denklemlerinin Çıkarılması

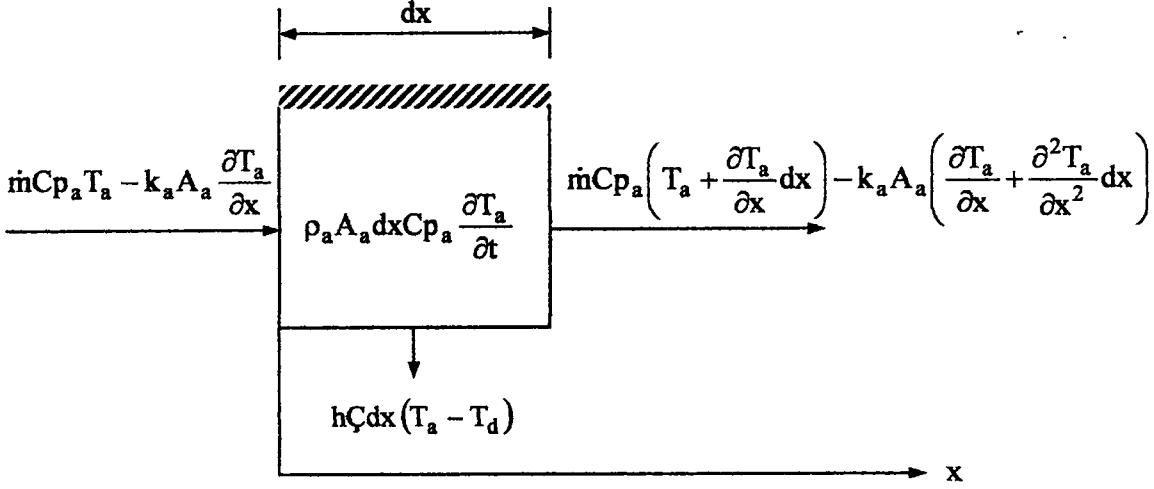
Döner tip rejeneratörlerdeki duvar ve akışkan sıcaklıklarının hesaplanabilmesi için öncelikle duvar ve akışkan sıcaklıklarıyla ilgili matematiksel modellerin oluşturulması gerekir. Şekil 4.1'de görülen sistem dikkate alınarak matematiksel modeller oluşturulabilir.



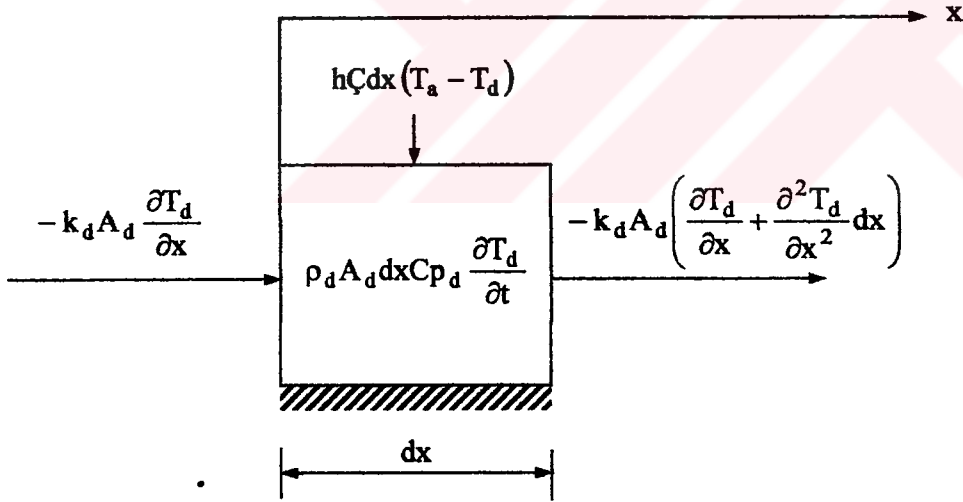
Şekil 4.1 Rejeneratörde paralel ve karşıt akış durumları

Rejeneratördeki akışkan ve matris sıcaklıklarının zamanla ve akış yönünde değiştiği kabulleri yapılarak, yukarı şekilde oluşturulan sistem dikkate alınıp paralel ve karşıt akış durumları için kullanılacak bir matematiksel model çıkarılmıştır. Paralel ve karşıt akış durumları için sıcak veya soğuk akışkanın rejeneratöre girdiği nokta x 'in başlangıç noktası yani $x=0$ olarak ve x 'in akış yönünde pozitif olduğu kabulleri yapılmıştır. Dolayısıyla da paralel akışın olduğu rejeneratörlerde sıcak ve soğuk periyotlarda x 'in başlangıç noktasında değişme olmayacak, fakat karşıt akış durumunda ise sıcak periyot tamamlandıktan sonra, soğuk periyoda geçildiğinde x 'in başlangıç noktasında değişme olacaktır. Sıcak periyotta $x=L$ olduğu noktada, soğuk periyotta $x=0$ noktası olmaktadır. Dolayısıyla da sıcak ve soğuk periyotlarda

aynı diferansiyel denklemlerin kullanılması mümkündür. Karşıt akış durumunda x 'in başlangıç noktasının değiştirilmemesi halinde, sıcak ve soğuk periyotlar için kullanılan her iki diferansiyel denklemde de işaret farklılığı olacaktır. İşaret farklılığından ötürü diferansiyel denklemlerin bilgisayar programı haline getirilmesi zorlaşacaktır.



a) Akışkan



b) Duvar

Şekil 4.2 Rejeneratör birim hacim elemanındaki enerji dengesi

Şekil 4.2'de rejeneratörün birim hacim elemanındaki enerji dengesi gösterilmiştir. Rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklıklarının hesaplanmasını sağlayan diferansiyel denklemlerin bulunmasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Rejeneratörün dış yüzeyi tamamen yalıtılmıştır.
2. Duvarın ısı özellikleri sabittir.
3. Rejeneratördeki akışkanın fiziksel ve ısı özellikleri rejeneratör boyunca değişmemektedir.
4. Akışa dik yönde duvarın ısı direnci ihmal edilmiştir.
5. Soğuk ve sıcak tarafta akışkan ile duvar arasındaki ısı transfer katsayısı sabit ve üniformdur.
6. Soğuk ve sıcak taraftaki akışkanın, ısı kapasiteleri birbirine eşittir.
7. Bir periyottan diğer periyoda geçildiğinde akışkanlar birbirine karışmamaktadır.
8. Sıcak ve soğuk periyotlarda akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı zamanla değişmemektedir.
9. Sıcak ve soğuk periyotlarda rejeneratörden geçen akışkanın kütle debisi sabit ve matris kanallarına eşit olarak dağılmaktadır.

Rejeneratördeki akışkanın ve duvarın geçici rejimde sıcaklık dağılımını hesaplamaya yarayan diferansiyel denklemleri çıkarmak için, Şekil 4.2’de görülen rejeneratörün birim hacim elemanına termodinamiğin birinci kanunu uygulanacak olursa, hem akışkan için ve hem de duvar için enerji dengeleri yazılabilir. Akışkan için enerji dengesi:

$$\begin{aligned} \dot{m}C_p T_a - k_a A_a \frac{\partial T_a}{\partial x} = \rho_a A_a dx C_p \frac{\partial T_a}{\partial t} + \dot{m}C_p \left(T_a + \frac{\partial T_a}{\partial x} dx \right) - \\ k_a A_a \left(\frac{\partial T_a}{\partial x} + \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} dx \right) + hC dx (T_a - T_d) \end{aligned} \quad (1)$$

yazılır. Gerekli sadeleştirmeler ve düzenlemeler yapılarak,

$$\rho_a A_a C_p \frac{\partial T_a}{\partial t} + \dot{m}C_p \frac{\partial T_a}{\partial x} - k_a A_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2} + hC(T_a - T_d) = 0 \quad (2)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlik rejeneratördeki akışkanın geçici rejimde sıcaklık dağılımını hesaplamaya yarayan diferansiyel denklemdir.

Termodinamiğin birinci kanunu aynı şekilde rejeneratör duvar elemanına uygulandığında enerji dengesi için;

$$-k_d A_d \frac{\partial T_d}{\partial x} + hC dx (T_a - T_d) = \rho_d A_d dx C p_d \frac{\partial T_d}{\partial t} - k_d A_d \left(\frac{\partial T_d}{\partial x} + \frac{\partial^2 T_d}{\partial x^2} dx \right) \quad (3)$$

yazılır. Bu eşitlikte gerekli düzenlemeler ve sadeleştirmeler yapılarak,

$$\rho_d A_d C p_d \frac{\partial T_d}{\partial t} - k_d A_d \frac{\partial^2 T_d}{\partial x^2} + hC (T_d - T_a) = 0 \quad (4)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlik rejeneratördeki duvar sıcaklığını hesaplamaya yarayan diferansiyel denklemdir. Eşitlik (2) ve eşitlik (4) ile ifade edilen diferansiyel denklemlerin çözülmesiyle rejeneratörde geçici rejimde akışkan ve duvar sıcaklıkları hesaplanabilir.

4.2. Rejeneratör Diferansiyel Denklemlerinin Boyutsuz Hale Getirilmesi

(2) ve (4) nolu diferansiyel denklemleri boyutsuz hale getirmek için aşağıdaki boyutsuz değişken ve parametreler tanımlanmıştır.

$$x^* = \frac{x}{L} \quad t^* = \frac{t}{t_0} \quad T_a^* = \frac{T_a - T_{g \min}}{T_{g \max} - T_{g \min}} \quad T_d^* = \frac{T_d - T_{g \min}}{T_{g \max} - T_{g \min}}$$

$$M^* = \frac{\dot{m} t_0}{\rho_a A_a L} \quad Ntu = \frac{hCL}{\dot{m} C p_a} \quad Cr^* = \frac{\rho_d A_d C p_d L}{\dot{m} C p_a t_0}$$

$$Fo_a = \frac{\alpha_a t_0}{L^2} \quad Fo_d = \frac{\alpha_d t_0}{L^2} \quad \alpha_a = \frac{k_a}{\rho_a C p_a} \quad \alpha_d = \frac{k_d}{\rho_d C p_d}$$

Yukarıdaki boyutsuz büyüklükler kullanılarak (2) diferansiyel denklemi,

$$\frac{\partial T_a^*}{\partial t^*} + M^* \frac{\partial T_a^*}{\partial x^*} - Fo_a \frac{\partial^2 T_a^*}{\partial x^{*2}} + M^* Ntu (T_a^* - T_d^*) = 0 \quad (5)$$

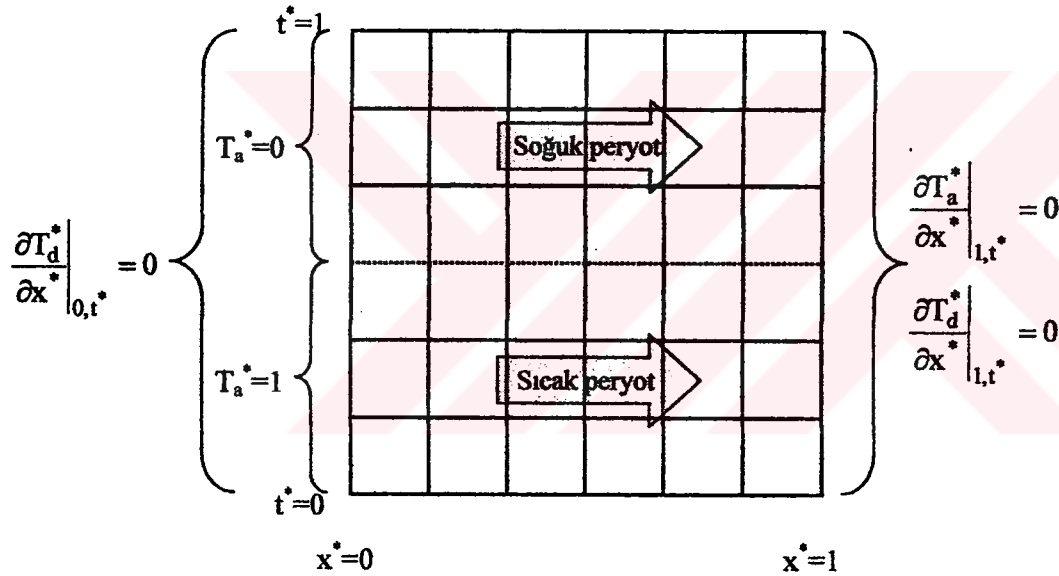
şeklinde ve (4) diferansiyel denklemi de,

$$\frac{\partial T_d^*}{\partial t^*} - Fo_d \frac{\partial^2 T_d^*}{\partial x^{*2}} + \frac{Ntu}{Cr^*} (T_d^* - T_a^*) = 0 \quad (6)$$

şeklinde boyutsuz olarak ifade edilebilir. Bu diferansiyel denklemler rejeneratörde paralel veya karşıt akış olması ve aynı zamanda sıcak ve soğuk periyotlar için geçerlidir.

4.3. Paralel Akış Durumunda Başlangıç ve Sınır Şartları

Rejeneratörde paralel akış olması durumunda (5) ve (6) eşitlikleriyle verilen diferansiyel denklemlerin çözümü için gerekli sınır şartları aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.3 Paralel akış durumunda akış bölgesi

Şekil 4.3 deki akış bölgesinde akışkan ve duvar için x^* yönündeki sınır şartları :

- Rejeneratör girişinde sıcak periyotta akışkanın giriş sıcaklığı; sabit, üniform ve aynı zamanda maksimumdur.

$$x^* = 0 \text{ da } T_a^*|_{0,t_H^*} = 1 \quad (7)$$

- Rejeneratör girişinde soğuk periyotta akışkanın giriş sıcaklığı; sabit, üniform ve aynı zamanda minimumdur.

$$x^* = 0 \text{ da } T_a^* \Big|_{0, t_c^*} = 0 \quad (8)$$

- Rejeneratör girişinde sıcak ve soğuk periyotların geçiş noktalarında akışkanın giriş sıcaklığı; maksimum ve minimum sıcaklıkların ortalamasıdır.

$$x^* = 0 \text{ da } T_a^* \Big|_{0, \frac{t_H^* + t_c^*}{2}} = 0.5 \quad (9)$$

- Rejeneratör girişinde sıcak ve soğuk periyotların her ikisinde duvarda akış yönünde iletimle ısı transferi sıfırdır.

$$x^* = 0 \text{ da } \frac{\partial T_d^*}{\partial x^*} \Big|_{0, t^*} = 0 \quad (10)$$

- Rejeneratör çıkışında sıcak ve soğuk periyotların her ikisinde akışkanda ve duvarda akış yönünde iletimle ısı transferi yoktur.

$$x^* = 1 \text{ de } \frac{\partial T_a^*}{\partial x^*} \Big|_{1, t^*} = 0 \quad (11)$$

$$x^* = 1 \text{ de } \frac{\partial T_d^*}{\partial x^*} \Big|_{1, t^*} = 0 \quad (12)$$

Şekil 4.3 deki akış bölgesinde akışkan ve duvar için t^* yönündeki sınır şartları :

- Rejeneratör boyunca sıcak periyodun başlangıcı ile soğuk periyodun bitişindeki akışkan ve duvar sıcaklıkları birbirine eşittir.

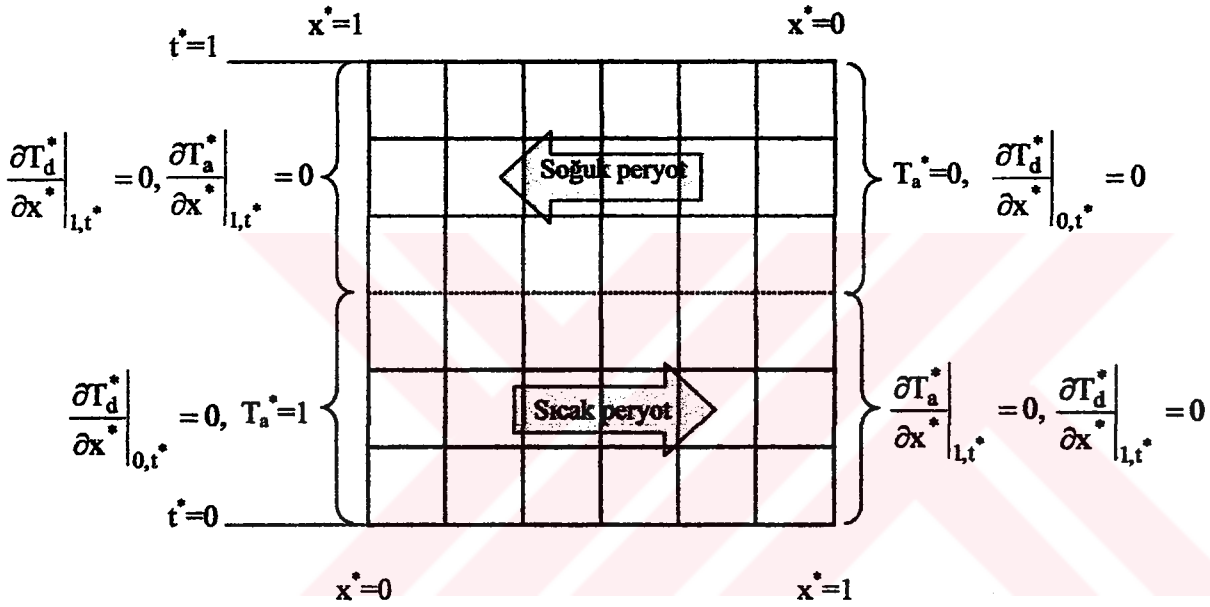
$$T_a^* \Big|_{t_H^* = 0} = T_a^* \Big|_{t_c^* = 1} \quad (13)$$

$$T_d^* \Big|_{t_H^* = 0} = T_d^* \Big|_{t_c^* = 1} \quad (14)$$

Paralel akış durumunda akışkan ve duvar için verilen yukarıdaki sınır şartları rejeneratörün bir periyodu için verilmiştir. Diğer periyotlarda bunun tekrarı şeklindedir.

4.4. Karşıt Akış Durumunda Başlangıç ve Sınır Şartları

Rejeneratörde karşıt akış olması durumunda (5) ve (6) eşitlikleriyle verilen diferansiyel denklemlerin çözümü için gerekli sınır şartları aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.4 Karşıt akış durumunda akış bölgesi

Şekil 4.4 deki akış bölgesinde akışkan ve duvar için x^* yönündeki sınır şartları:

- Sıcak periyot girişinde akışkanın giriş sıcaklığı; sabit, üniform ve aynı zamanda maksimumdur.

$$x^* = 0 \text{ da } T_a^* \Big|_{0,t_H^*} = 1 \quad (15)$$

- Soğuk periyot girişinde akışkanın giriş sıcaklığı; sabit, üniform ve aynı zamanda minimumdur.

$$x^* = 0 \text{ da } T_a^* \Big|_{0,t_C^*} = 0 \quad (16)$$

- Sıcak ve soğuk periyotların girişinde duvarda akış yönünde iletimle ısı transferi sıfırdır.

$$x^* = 0 \text{ da } \left. \frac{\partial T_d^*}{\partial x^*} \right|_{0,t^*} = 0 \quad (17)$$

- Sıcak ve soğuk periyotların çıkışında akışkanda ve duvarda akış yönünde iletimle ısı transferi yoktur.

$$x^* = 1 \text{ de } \left. \frac{\partial T_a^*}{\partial x^*} \right|_{1,t^*} = 0 \quad (18)$$

$$x^* = 1 \text{ de } \left. \frac{\partial T_d^*}{\partial x^*} \right|_{1,t^*} = 0 \quad (19)$$

Şekil 4.4 deki akış bölgesinde akışkan ve duvar için t^* yönündeki sınır şartları:

- Rejeneratör boyunca sıcak periyodun başlangıcı ile soğuk periyodun bitişindeki akışkan ve duvar sıcaklıkları birbirine eşittir.

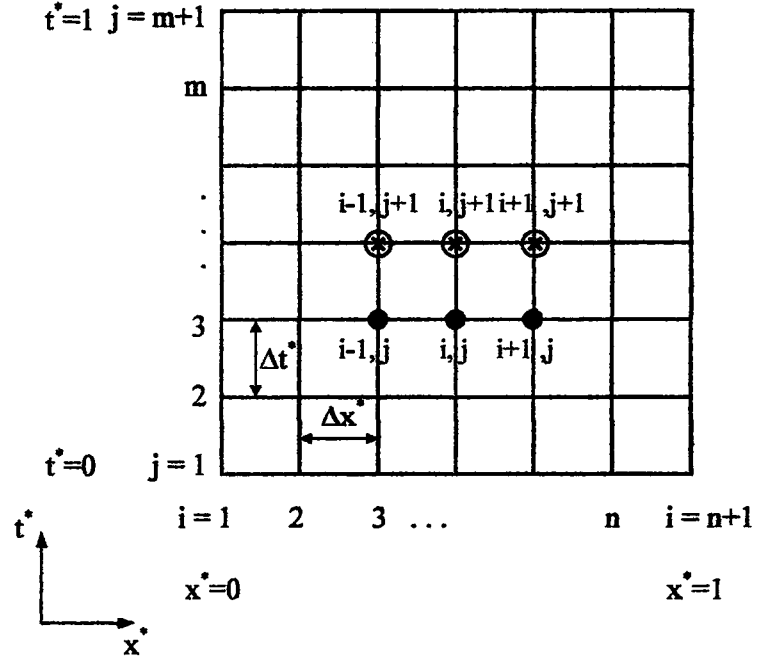
$$T_a^*|_{t_H^*=0} = T_a^*|_{t_c^*=1} \quad (20)$$

$$T_d^*|_{t_H^*=0} = T_d^*|_{t_c^*=1} \quad (21)$$

Karşıt akış durumunda akışkan ve duvar için verilen yukarıdaki sınır şartları rejeneratörün bir periyodu için verilmiştir. Diğer periyotlar da bunun tekrarı şeklindedir. Şekil 4.4 de görüldüğü gibi sıcak periyottan soğuk periyoda geçildiğinde akış yönünü gösteren x^* 'in başlangıç noktası değişmektedir. Sıcak periyodun $x^*=1$ noktası soğuk periyodun $x^*=0$ noktası olarak kabul edilmiştir.

4.5. Rejeneratör Diferansiyel Denklemlerinin Sonlu Farklarla İfade Edilmesi

Diferansiyel denklemlerin nümerik çözümü için (5) ve (6) denklemlerindeki diferansiyel büyüklükler, sonlu farklarla ifade edilecektir. Bunun için hesaplanacak bölge Şekil 4.5'te gösterildiği gibi kenarları Δx^* ve Δt^* olan dikdörtgenlerden meydana gelen ağlara bölünür. Bu ağların her noktasına diferansiyel denklem uygulanır.



Şekil 4.5 Akış bölgesindeki sonlu farklar ağı

Akışkan ve duvar sıcaklığı için verilen (5) ve (6) diferansiyel denklemlerdeki türev ifadeleri;

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} = \delta_t T^* = \frac{T^*(i, j+1) - T^*(i, j)}{\Delta t^*} \quad (22)$$

$$\frac{\partial T^*}{\partial x^*} = \delta_x T^* = \frac{T^*(i+1, j) - T^*(i-1, j)}{2\Delta x^*} \quad (23)$$

$$\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} = \delta_x^2 T^* = \frac{T^*(i+1, j) - 2T^*(i, j) + T^*(i-1, j)}{\Delta x^{*2}} \quad (24)$$

şeklinde sonlu farklarla ifade etmek mümkündür.

Bu çalışmada diferansiyel denklemlerin çözümü için “Alternating Direction Implicit Method” İmplicit Değişen Yönler Metodu kullanılmıştır. Bu metot ile parabolik denklem türlerinde stabilizeye daha çabuk erişilmektedir Varol [44].

Sonlu farkların hesaplanması için gerekli olan ağı; x^* ve t^* koordinatları için Şekil 4.5 de gösterilmiştir. Bilinmeyenler $t^* + \Delta t^*$ düzleminde şekilde gösterilen $\otimes$ üç ağ noktasıdır. Bu

noktalar (5) ve (6) denklemlerindeki $\frac{\partial T^*}{\partial t^*}$ kısmından doğar. Bu ortalama türevler Crank-Nicolson yöntemine benzer bir şekilde yapılır. t^* ve $t^* + \Delta t^*$ düzlemindeki türevler $(1-\sigma)$ ve σ faktörleriyle çarpılır. σ 'nın değeri 0 ile 1 arasında değişir. İzah edilen ortalama türevlerle cebirsel denklemler şu şekilde değişirler:

$$\delta_t T^* + \sigma [SFD_{T^*}]^{t^* + \Delta t^*} + (1 - \sigma) [SFD_{T^*}]^{t^*} = 0 \quad (25)$$

Burada;

akışkan için:

$$SFD_{T^*} = M^* \delta_x T_a^* - Fo_a \delta_x^2 T_a^* + M^* Ntu (T_a^* - T_d^*) \quad (26)$$

duvar için:

$$SFD_{T^*} = -Fo_d \delta_x^2 T_d^* + \frac{Ntu}{Cr_*} (T_d^* - T_a^*) \quad (27)$$

şeklinde dir. SFD_{T^*} (T_a^* veya T_d^* için sonlu farklar denklemi) bir kısaltma kullanılmıştır.

4.5.1. Akışkan Sıcaklığının Bütün Düğüm Noktalarında Hesaplanması

(25) diferansiyel denklemi yardımıyla bütün düğüm noktalarında akışkan sıcaklığı hesaplanabilir. (22), (23) ve (24) eşitlikleriyle verilen türev ifadeleri ve SFD_{T^*} 'nin (26) eşitliğindeki değeri (25) diferansiyel denkleminde yerine yazılarak;

$$\frac{T_a^*(i, j+1) - T_a^*(i, j)}{\Delta t^*} + \sigma \left[\begin{aligned} & M^* \frac{(T_a^*(i+1, j+1) - T_a^*(i-1, j+1))}{2\Delta x^*} \\ & - Fo_a \frac{(T_a^*(i+1, j+1) - 2T_a^*(i, j+1) + T_a^*(i-1, j+1))}{\Delta x^{*2}} \\ & + M^* Ntu (T_a^*(i, j+1) - T_d^*(i, j+1)) \end{aligned} \right] + (1 - \sigma) [SFD_{T^*}]^{t^*} = 0 \quad (28)$$

eşitliği elde edilir.

$$CF = -\sigma \left(\frac{M^*}{2\Delta x^*} + \frac{Fo_a}{\Delta x^{*2}} \right) \quad (29)$$

$$AF = \frac{1}{\Delta t^*} + \frac{2\sigma Fo_a}{\Delta x^{*2}} + \sigma M^* Ntu \quad (30)$$

$$BF = \sigma \left(\frac{M^*}{2\Delta x^*} - \frac{Fo_a}{\Delta x^{*2}} \right) \quad (31)$$

$$DF = \frac{T_a^{*t}}{\Delta t^*} + \sigma M^* Ntu T_d^{*t+\Delta t^*} - (1-\sigma) [SFD_T^*]^t \quad (32)$$

Katsayıları tanımlanarak en genel biçimde sonlu farklar eşitliği aşağıdaki şekli alır.

$$CFT_a^*(i-1, j+1) + AFT_a^*(i, j+1) + BFT_a^*(i+1, j+1) = DF \quad (33)$$

(33) denklemi x^* yönündeki bütün düğüm noktalarında ($i=2$ 'den $i=n$ 'ye kadar) yazılmasıyla $(n+1)$ bilinmeyenli $(n-1)$ denklem elde edilir. İki fazla bilinmeyen (7), (8), (9) ve (11) sınır şartlarının kullanılmasıyla elenir. Böylece bu $(n-1)$ denklemler, $(n-1)$ bilinmeyen ihtiva eden üç bantlı matris meydana getirirler. Bu matris aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} AF(2) & BF(2) & & & 0 \\ CF(3) & AF(3) & BF(3) & & \\ & CF(4) & AF(4) & BF(4) & \\ & & \cdot & \cdot & \cdot \\ & & \cdot & \cdot & \cdot \\ & & & CF(n-1) & AF(n-1) & BF(n-1) \\ 0 & & & CF(n) & AF(n) & \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_a^*(2) \\ T_a^*(3) \\ T_a^*(4) \\ \cdot \\ \cdot \\ T_a^*(n-1) \\ T_a^*(n) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} DF(2) \\ DF(3) \\ DF(4) \\ \cdot \\ \cdot \\ DF(n-1) \\ DF(n) \end{bmatrix} \quad (34)$$

Elde edilen denklem takımı Gauss-Eliminasyon yöntemi ile çözülür. Böylece x^* yönünde ilerlerken $t^* + \Delta t^*$ düzlemindeki akışkan sıcaklığı değerleri hesaplanmış olur.

4.5.2. Duvar Sıcaklığının Bütün Düğüm Noktalarında Hesaplanması

(25) diferansiyel denklemi yardımıyla bütün düğüm noktalarında duvar sıcaklığı hesaplanabilir. (22), (23) ve (24) eşitlikleriyle verilen türev ifadeleri ve SFD_{T^*} 'nin (27) eşitliğindeki değeri (25) diferansiyel denkleminde yerine yazılarak;

$$\begin{aligned} \frac{T_d^*(i, j+1) - T_d^*(i, j)}{\Delta t^*} + \sigma \left[\frac{-Fo_d (T_d^*(i+1, j+1) - 2T_d^*(i, j+1) + T_d^*(i-1, j+1))}{\Delta x^{*2}} \right. \\ \left. + \frac{Ntu}{Cr^*} (T_d^*(i, j+1) - T_a^*(i, j+1)) \right] \\ + (1 - \sigma) [SFD_{T^*}]^k = 0 \end{aligned} \quad (35)$$

eşitliği elde edilir.

$$CW = -\sigma \frac{Fo_d}{\Delta x^{*2}} \quad (36)$$

$$AW = \frac{1}{\Delta t^*} + \frac{2\sigma Fo_d}{\Delta x^{*2}} + \frac{\sigma Ntu}{Cr^*} \quad (37)$$

$$BW = -\sigma \frac{Fo_d}{\Delta x^{*2}} \quad (38)$$

$$DW = \frac{T_d^{*t}}{\Delta t^*} + \sigma \frac{Ntu}{Cr^*} T_a^{*t+\Delta t^*} - (1 - \sigma) [SFD_{T^*}]^k \quad (39)$$

Katsayıları tanımlanarak en genel biçimde sonlu farklar eşitliği aşağıdaki şekli alır.

$$CWT_d^*(i-1, j+1) + AWT_d^*(i, j+1) + BWT_d^*(i+1, j+1) = DW \quad (40)$$

(40) denklemi x^* yönündeki bütün düğüm noktalarında ($i=2$ 'den $i=n$ 'ye kadar) yazılmasıyla $(n+1)$ bilinmeyenli $(n-1)$ denklem elde edilir. İki fazla bilinmeyen (10) ve (12)

sınır şartlarının kullanılmasıyla elenir. Böylece bu (n-1) denklemler, (n-1) bilinmeyen ihtiva eden üç banthlı matris meydana getirirler. Bu matris aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} AW(2) & BW(2) & & & & 0 \\ CW(3) & AW(3) & BW(3) & & & \\ & CW(4) & AW(4) & BW(4) & & \\ & & \cdot & \cdot & \cdot & \\ & & \cdot & \cdot & \cdot & \\ & & \cdot & \cdot & \cdot & \\ & & & CW(n-1) & AW(n-1) & BW(n-1) \\ 0 & & & CW(n) & AW(n) & \end{bmatrix} \cdot x = \begin{bmatrix} T_d^*(2) \\ T_d^*(3) \\ T_d^*(4) \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ T_d^*(n-1) \\ T_d^*(n) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} DW(2) \\ DW(3) \\ DW(4) \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ DW(n-1) \\ DW(n) \end{bmatrix} \quad (41)$$

Elde edilen denklem takımı Gauss-Eliminasyon yöntemi ile çözülür. Böylece x^* yönünde ilerken $t^* + \Delta t^*$ düzlemindeki duvar sıcaklığı değerleri hesaplanmış olur.

Bu şekilde ağ üzerindeki bütün noktalarda akışkan ve duvar sıcaklıkları hesaplanmış olmaktadır. Hesaplanan bu sıcaklık değerleri ile başlangıçta kabul edilen sıcaklık değerleri arasındaki bağıl hata hesaplanmakta ve ağ üzerindeki en büyük bağıl hata 10^{-5} 'ten küçük olana kadar hesaplama işlemine devam edilmektedir. Eğer bağıl hata verilen bu şart sağlanmamış ise bir sonraki adımda, hesaplanan bu sıcaklıklar başlangıç değeri olarak alınmaktadır. Ağ üzerindeki bütün noktalarda bağıl hata için verilen şart sağlandıktan sonra hesaplama işlemleri bitirilmekte, sıcak ve soğuk periyotlar için ayrı ayrı etkinlik değerleri bulunmaktadır. Sıcak ve soğuk periyotlar için hesaplanan etkinlik değerlerinin birbirine eşit olup olmadığına bakılarak hesapların doğruluğu kontrol edilmektedir. Etkinlik değerleri rejeneratör çıkışında $i=n+1$ düzlemindeki sıcaklıkların zamana göre ortalaması alınarak bulunmaktadır. Rejeneratör çıkışındaki akışkanın zamana göre ortalama sıcaklığı aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir.

$$\bar{T}_q^* = \frac{1}{0.5} \int_{t^*=0}^{t^*=0.5} T_a^*(x^*=1, t^*) dt^* \quad (42)$$

Buna göre rejeneratör çıkışındaki akışkanın zamana göre ortalama sıcaklığı nümerik integral yöntemlerinden Simpson kuralı kullanılarak hesaplanmıştır. Sıcak akışkanın zamana göre ortalama çıkış sıcaklığı boyutsuz olarak;

$$\overline{T}_{\phi H}^* = \frac{\Delta t^*}{3} \left[T_a^*(1,1) + 4T_a^*(1,2) + 2T_a^*(1,3) + \dots \right. \\ \left. + 2T_a^*(1, \frac{m}{2} - 1) + 4T_a^*(1, \frac{m}{2}) + T_a^*(1, \frac{m}{2} + 1) \right] / 0.5 \quad (43)$$

eşitliğinden ve soğuk akışkanın zamana göre ortalama çıkış sıcaklığı da yine boyutsuz olarak;

$$\overline{T}_{\phi c}^* = \frac{\Delta t^*}{3} \left[T_a^*(1, \frac{m}{2} + 1) + 4T_a^*(1, \frac{m}{2} + 2) + 2T_a^*(1, \frac{m}{2} + 3) + \dots \right. \\ \left. + 2T_a^*(1, m - 1) + 4T_a^*(1, m) + T_a^*(1, m + 1) \right] / 0.5 \quad (44)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır.

5. BULGULAR VE İRDELEME

5.1. Rejeneratörde Paralel Akış Durumunun İncelenmesi

Bu bölümde rejeneratörde paralel akış olması durumunda, eşitlik (5) ve (6) ile verilen diferansiyel denklemler çeşitli parametreler için çözülecektir. Eşitlik (5) ve (6) ile verilen rejeneratör diferansiyel denklemlerinde Ntu , Cr^* , Fo_a , Fo_d ve M^* olarak tanımlanan beş adet boyutsuz parametre vardır. Söz konusu diferansiyel denklemler bu parametrelerin çeşitli değerleri için çözülmüştür. Sıcaklık dağılımları ve bu sıcaklık dağılımlarından hesaplanan etkinlik değerleri grafiklerle ifade edilmiştir. Elde edilen etkinlik değerleri, paralel akışlı ısı eşanjörlerinin etkinliğini hesaplamak için verilen

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-Ntu}}{2} \quad (45)$$

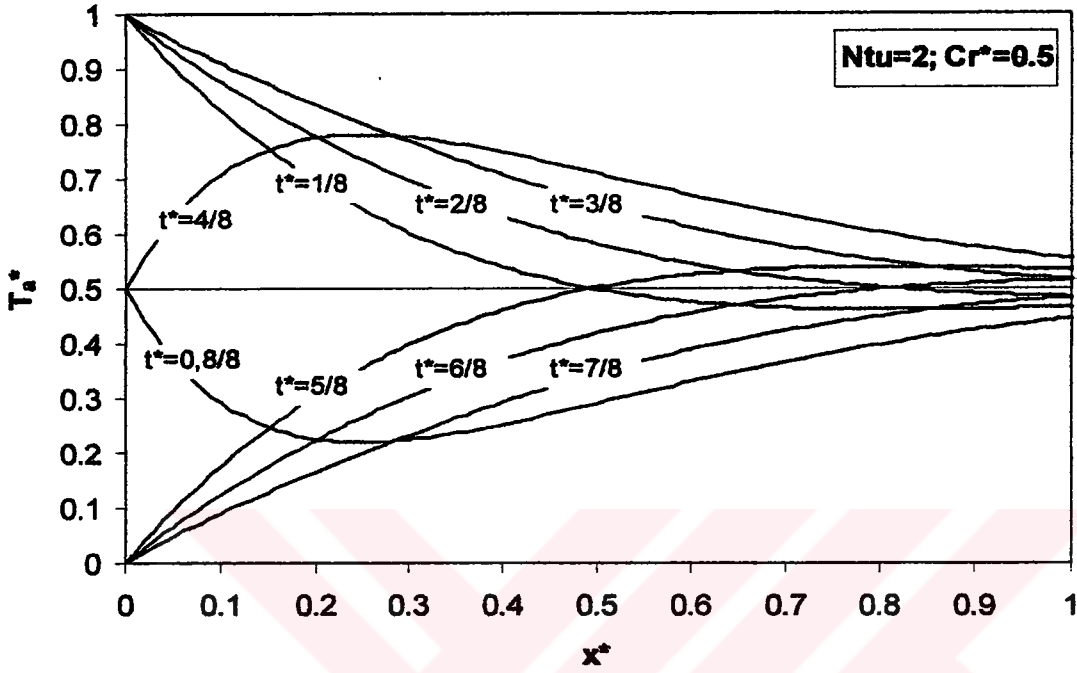
eşitliği ile karşılaştırılmıştır. Etkinliğin çeşitli parametrelerle değişimi için verilen grafiklerden, rejeneratörün hangi durumlarda paralel akışlı ısı eşanjörü gibi çalıştığı açıkça görülebilir.

Paralel akış durumunda rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çözülmesiyle elde edilen sonuçların doğruluğunu kontrol etmek amacıyla sıcaklık dağılımları grafiklerle gösterilmiştir. Sıcaklık dağılımlarının çeşitli parametrelerle nasıl değiştiği bu grafiklerden açıkça görülmektedir. Grafiklerde önce akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi verilmiştir. Bu grafiklerde Ntu ve Cr^* parametrelerinin sıcaklık dağılımlarını nasıl etkiledikleri incelenmiştir. Daha sonra da soğuk ve sıcak akışkanın rejeneratör çıkış sıcaklığının zamanla değişimi grafiklerle ifade edilmiştir. Bu grafiklerin oluşturulmasında, eşitlik (5) ve (6)'nın paralel akış durumu için $Fo_d=0$, $Fo_a=0.01$ ve $M^*=500$ olarak alınması ile elde edilen sonuçlar kullanılmıştır.

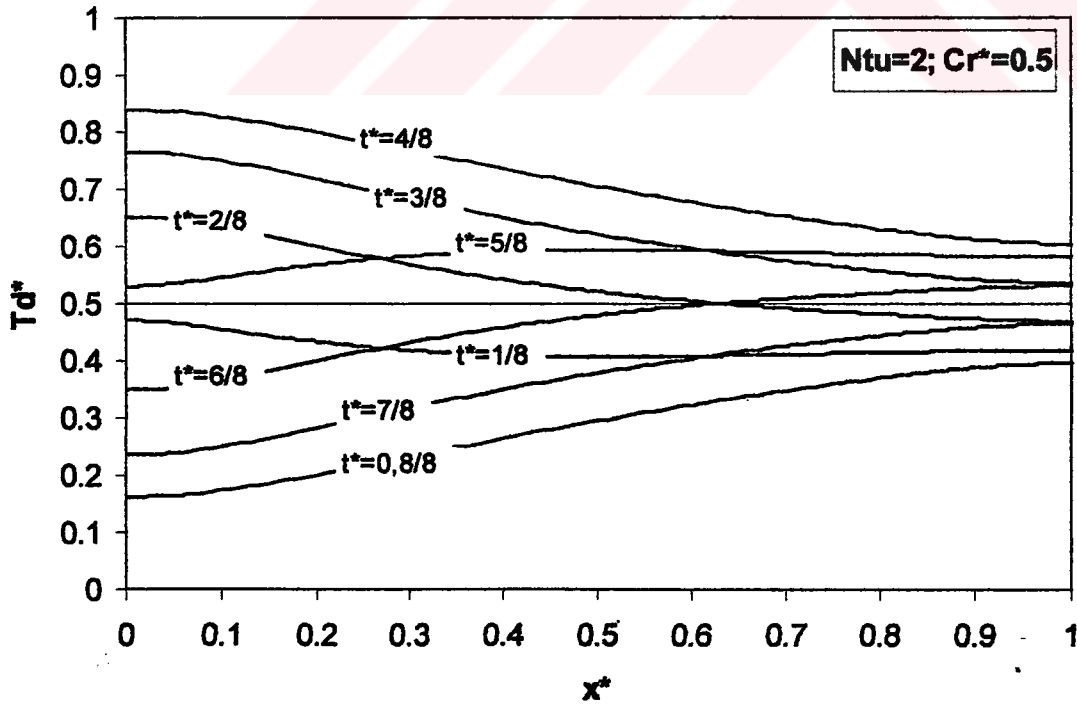
5.1.1. Akışkan Ve Duvar Sıcaklıklarının Rejeneratör Boyunca Değişimi

Şekil 5.1'de akışkan sıcaklığının Şekil 5.2'de de duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi verilmiştir. Sıcak peryot bölgesinde akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı $T_a^*=1$ 'dir. $t^*=1/8$ için çıkış sıcaklığı $T_a^*=0.48$ olmaktadır. Bu değer $t^*=2/8$, $t^*=3/8$, $t^*=4/8$ için gittikçe artmaktadır. Bunun nedeni de Şekil 5.2'de verilen duvar sıcaklığındaki artmadan kaynaklanmaktadır. Sıcak peryot bölgesinde akışkandan rejeneratör duvarına ısı transfer

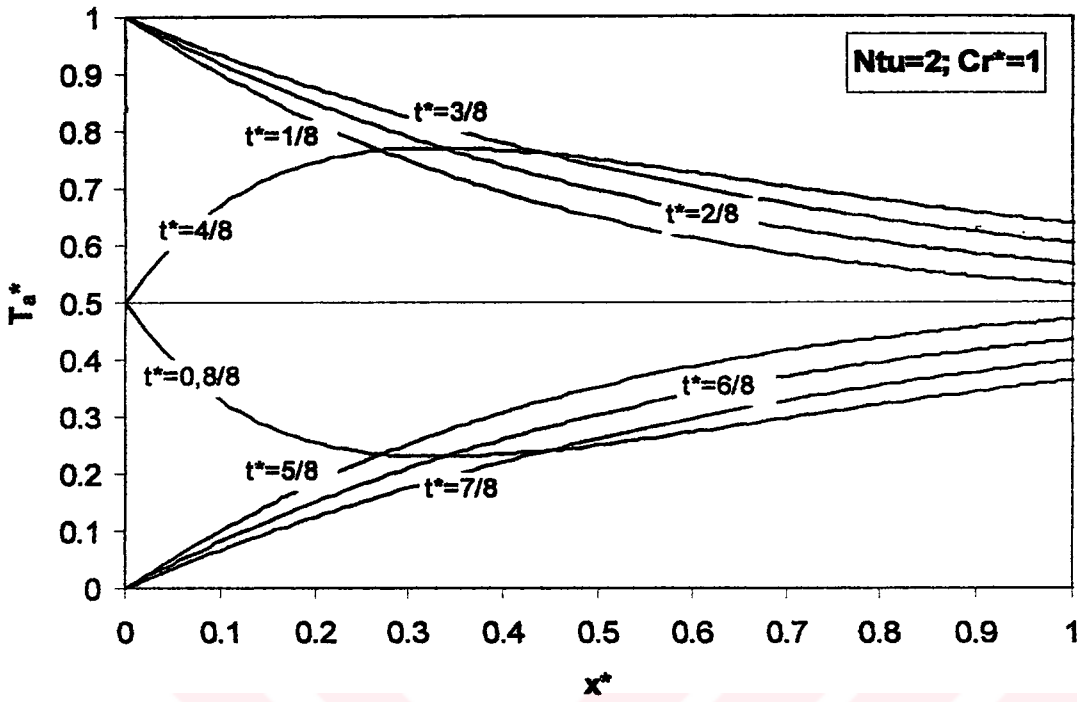
edilmekte ve duvar sıcaklığı artmaktadır. Zaman ilerledikçe duvar sıcaklığı artmakta ve akışkan ile duvar arasındaki sıcaklık farkı azalmaktadır. Bu da ısı transferini kötüleştirmekte ve dolayısıyla akışkanın rejeneratörden daha yüksek sıcaklıkta çıkmasına neden olmaktadır.



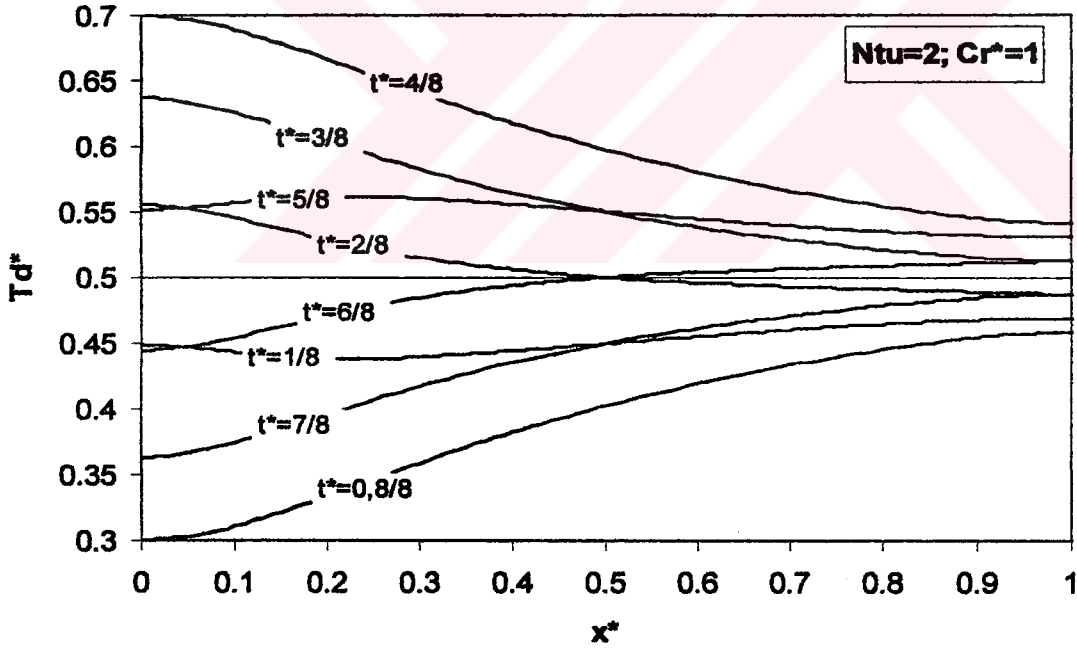
Şekil 5.1 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



Şekil 5.2 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

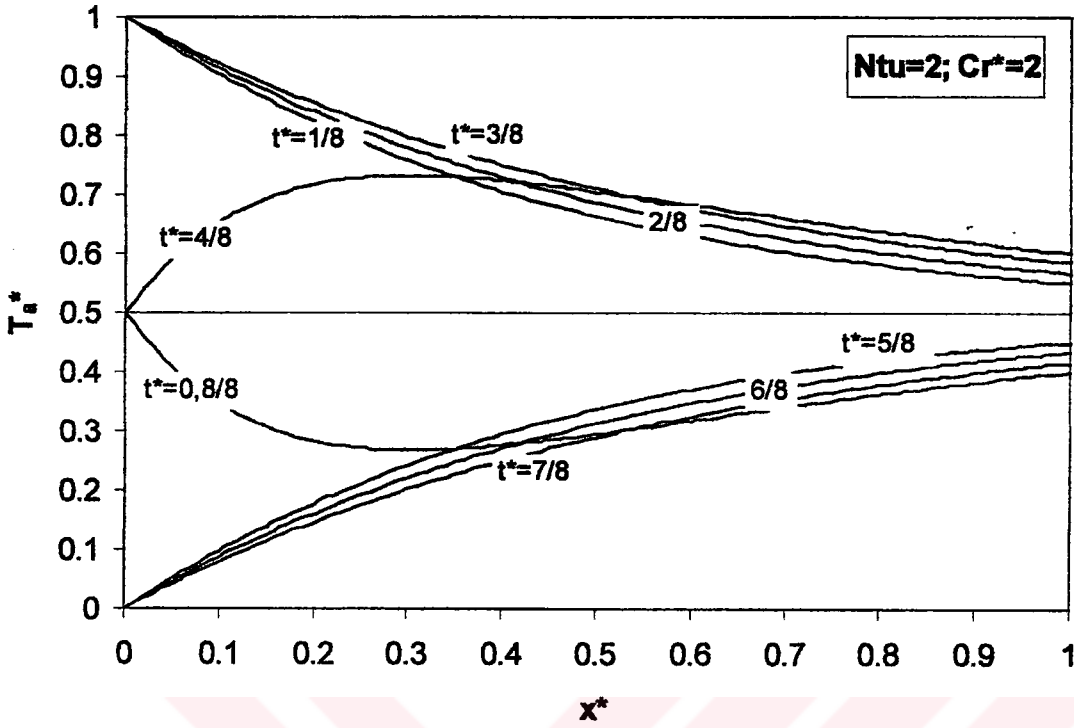


Şekil 5.3 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

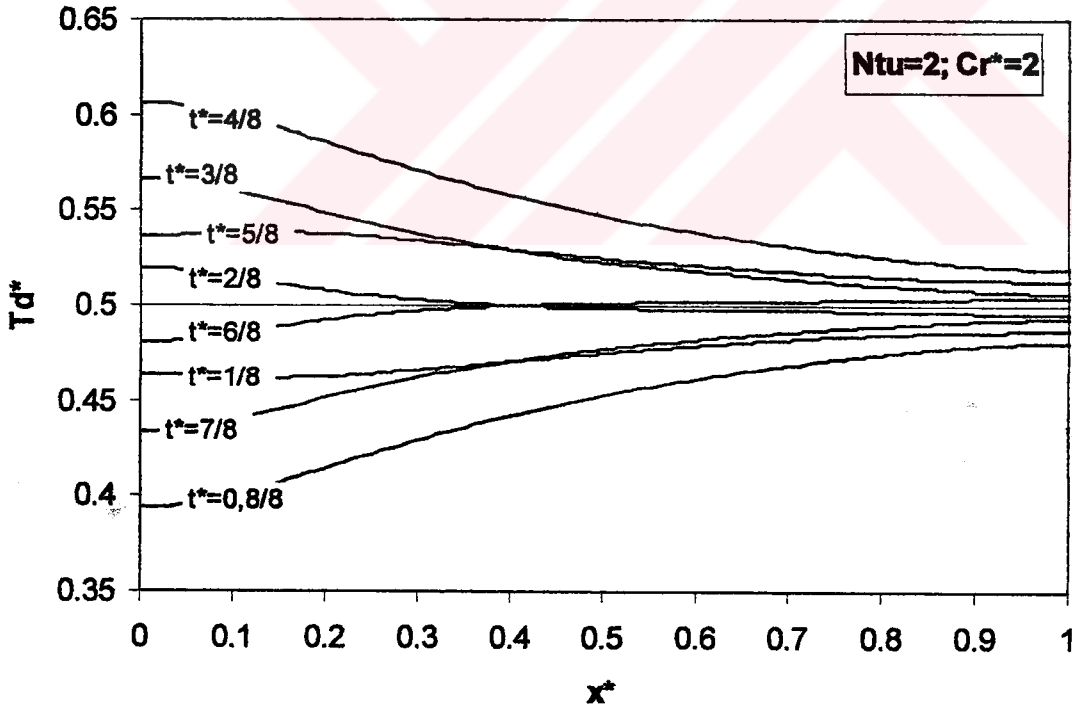


Şekil 5.4 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

$Ntu=2$ ve $Cr^*=1$ için akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.3'te, duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi de Şekil 5.4'te verilmiştir. $Cr^*=1$ için yani matris malzemesi ısı kapasitesi ile akışkanın ısı kapasitesinin eşit olması durumunda sıcaklıkların zamanla değişimi daha az olmaktadır.

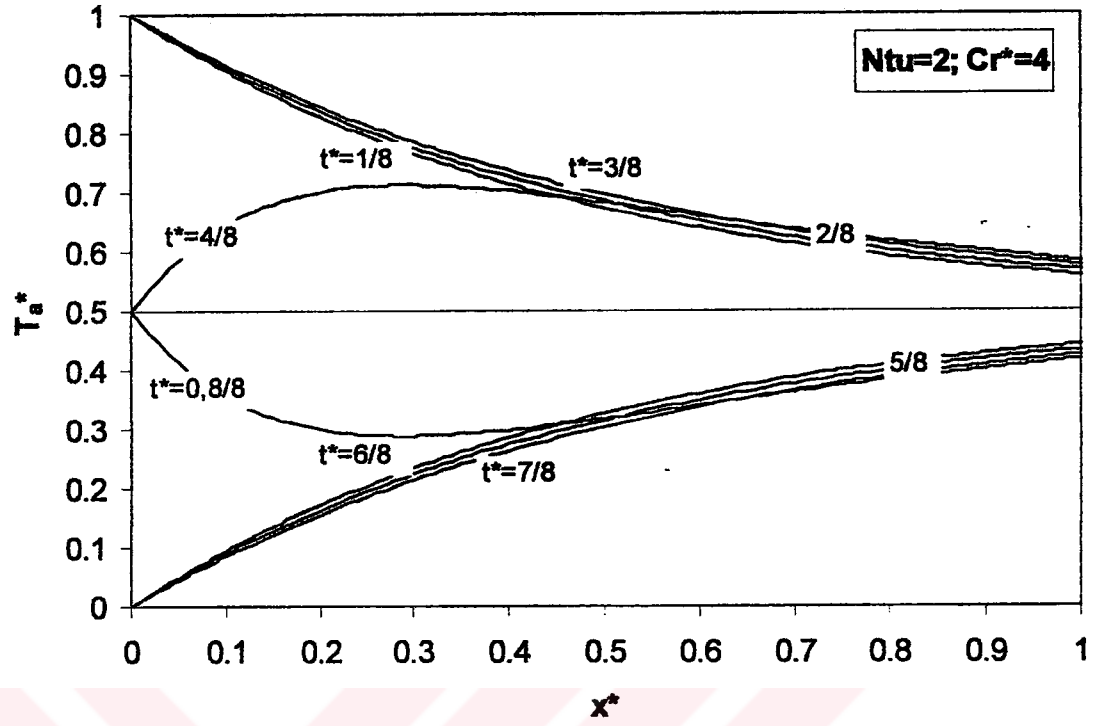


Şekil 5.5 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

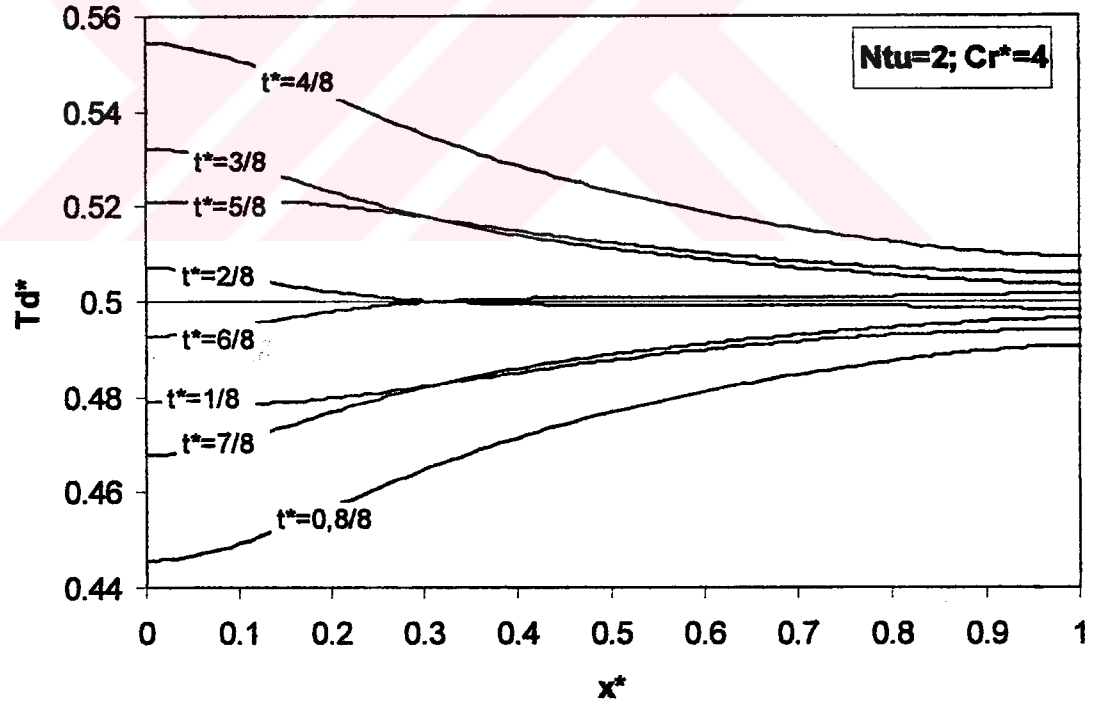


Şekil 5.6 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Ntu=2 ve Cr*=2 için akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da gösterilmiştir. Duvarın ısı kapasitesinin artmasıyla sıcak ve soğuk peryot süresince sıcaklıklarda zamanla değişim daha da az olmaktadır.



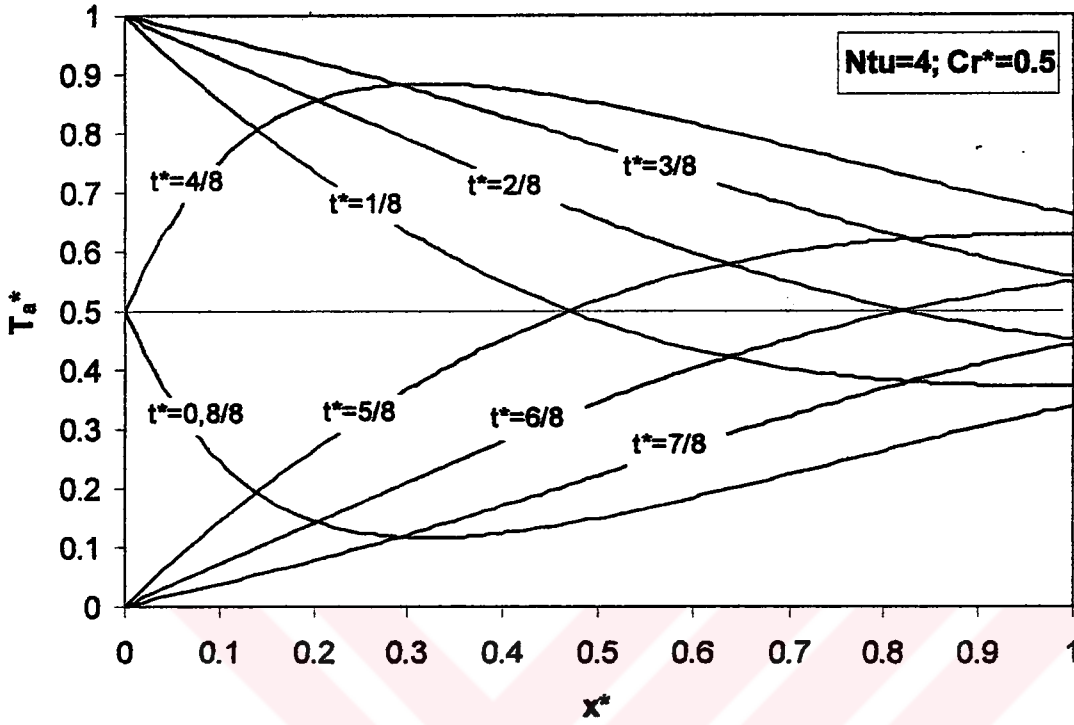
Şekil 5.7 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



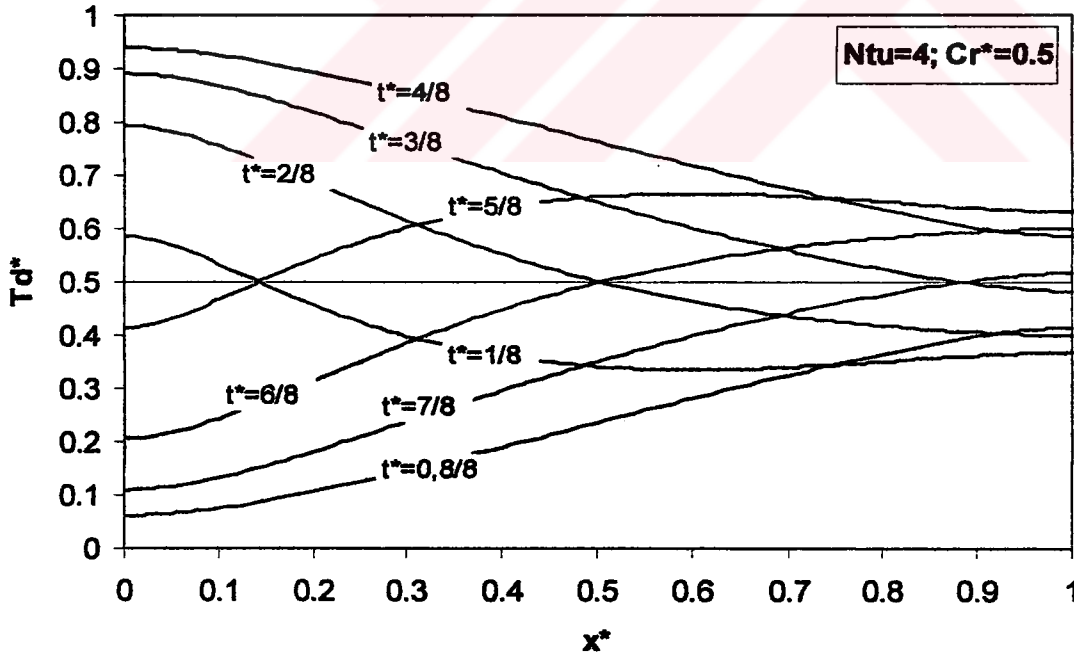
Şekil 5.8 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.7'de yine $Ntu=2$ için, fakat $Cr^*=4$ olması durumunda akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi görülmektedir. Sıcaklıkların zamanla değişimi burada

kaybolmaktadır. Akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı $T_a^*=1$ ve çıkış sıcaklığı da $T_a^*=0.57$ olmaktadır. Şekil 5.8’de de duvar sıcaklığının değişimi verilmiştir.



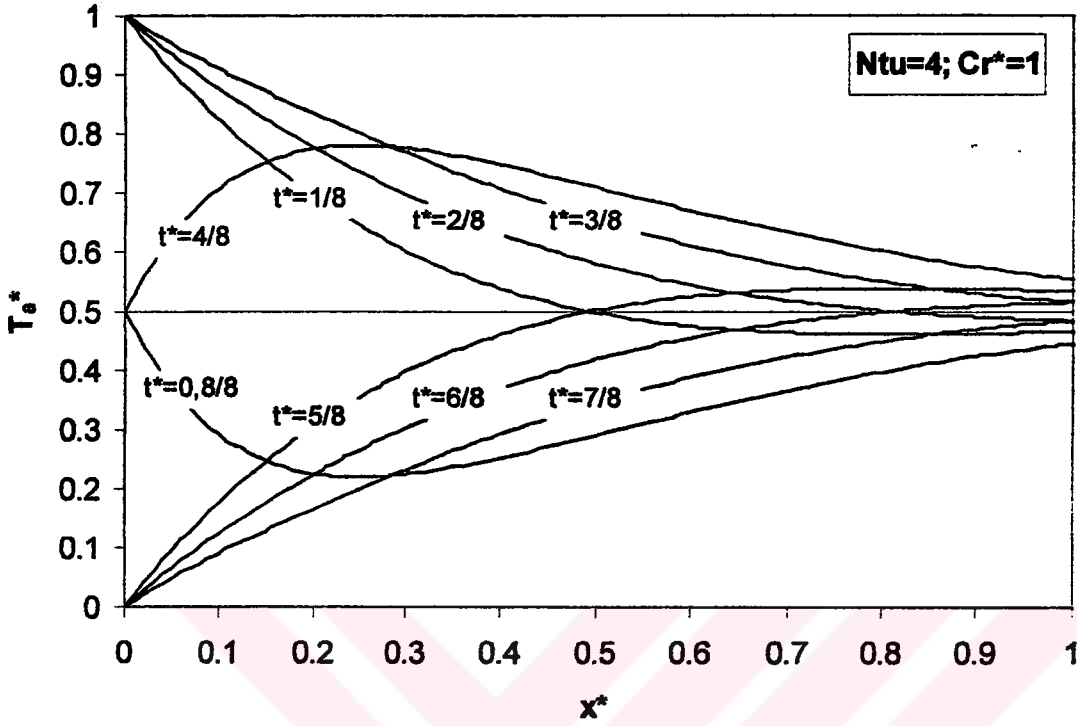
Şekil 5.9 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



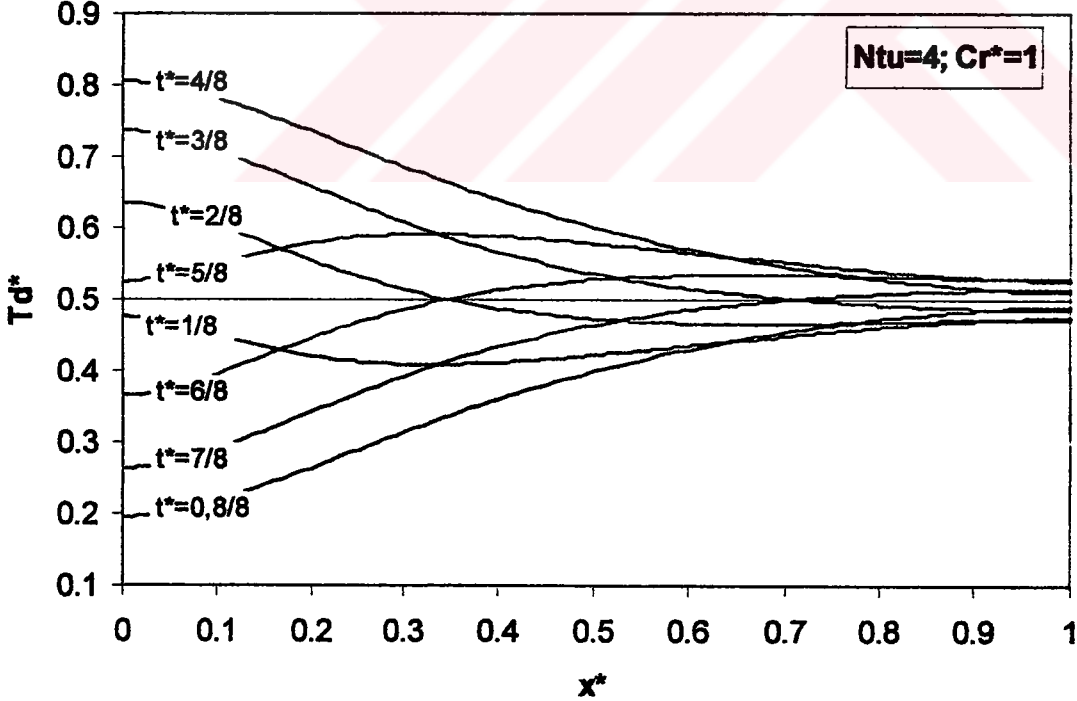
Şekil 5.10 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

$Ntu=4$ ve $Cr^*=0.5$ için akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.9’da, duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi de Şekil 5.10’da verilmiştir. Sıcaklık

dağılımlarından anlaşılabacağı gibi Ntu değerinin artmasıyla ısı transferi iyileşmekte ve dolayısıyla etkinlik değeri de artmaktadır.

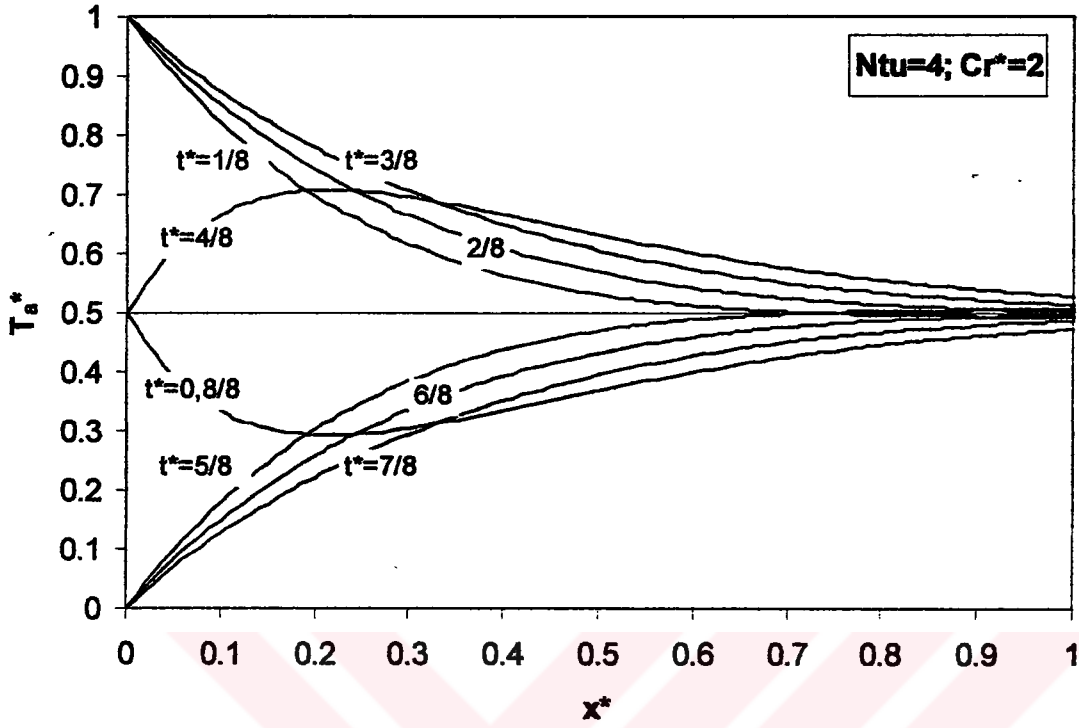


Şekil 5.11 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

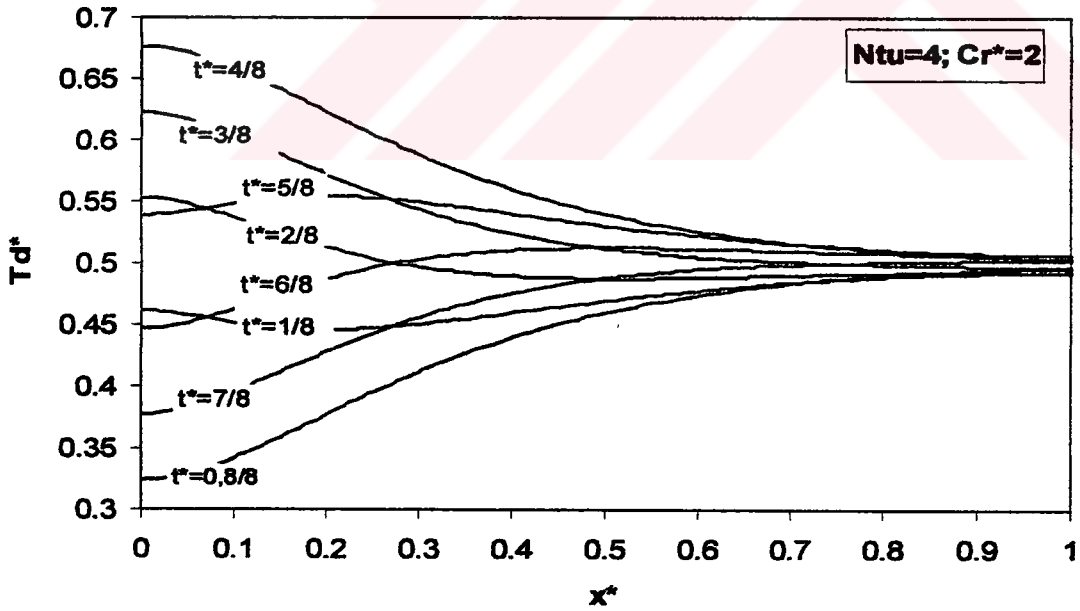


Şekil 5.12 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.11 ve Şekil 5.12'de yine akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi $Ntu=4$ ve $Cr^*=1$ verilmiştir. Cr^* 'ın 0.5'ten 1'e artmasıyla akışkan ve duvar sıcaklıkları rejeneratör çıkışında 0.5'e doğru yaklaşmaktadır.

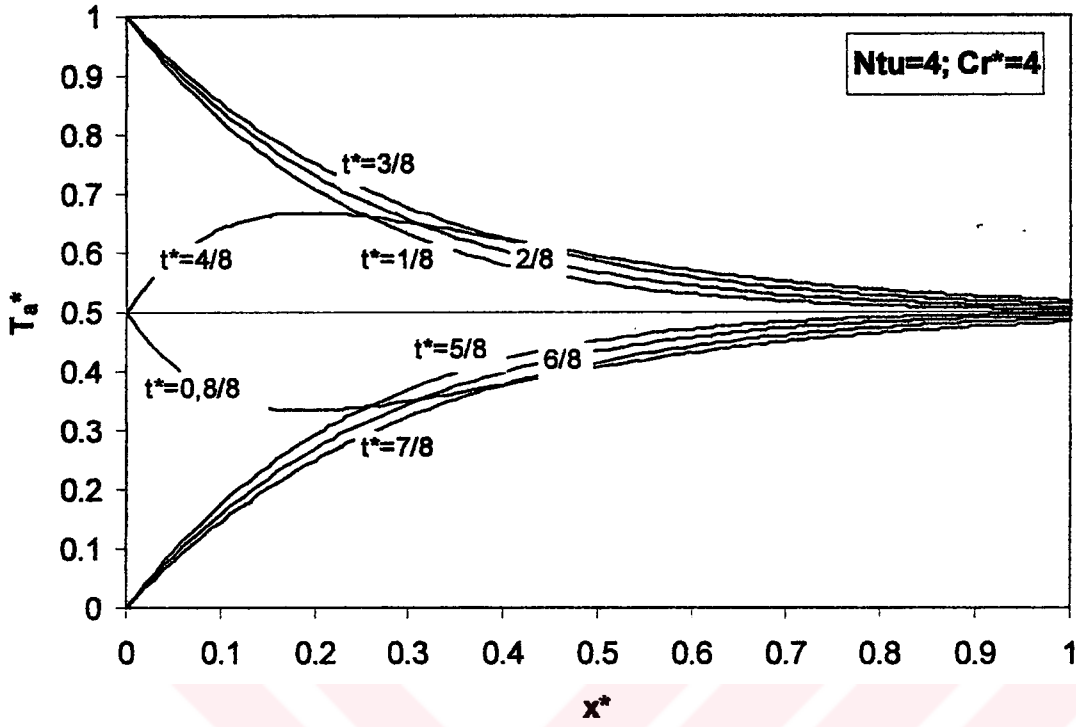


Şekil 5.13 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

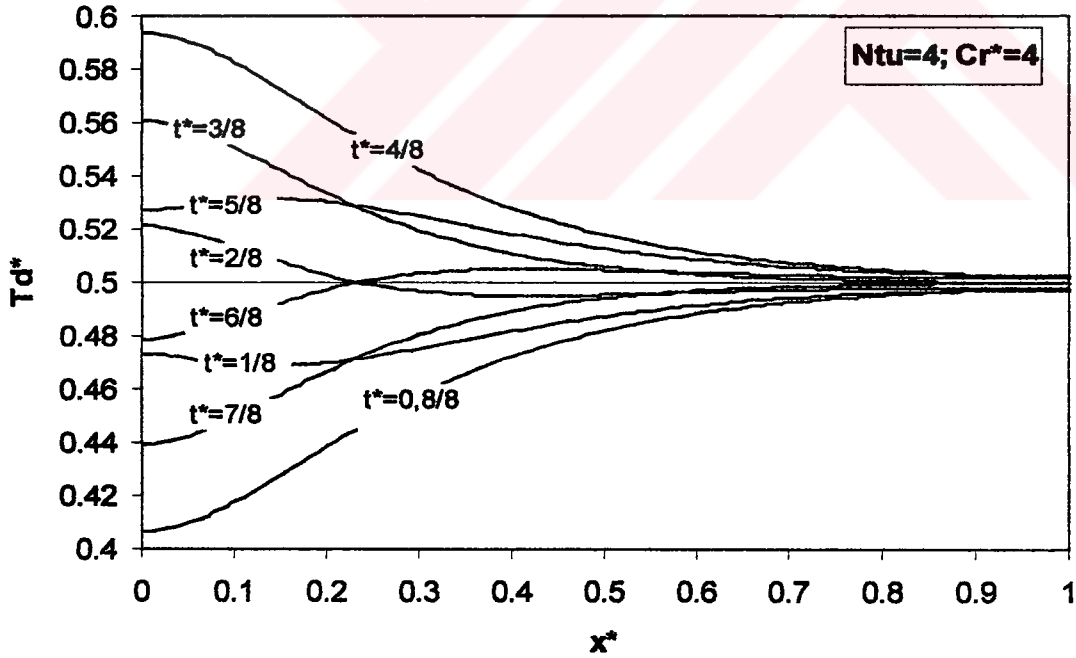


Şekil 5.14 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'ten görüldüğü gibi akışkan ve duvar sıcaklıkları $Ntu=4$ ve $Cr^*=2$ değerleri için rejeneratör çıkışında 0,5'e doğru yaklaşmaya devam etmektedir.

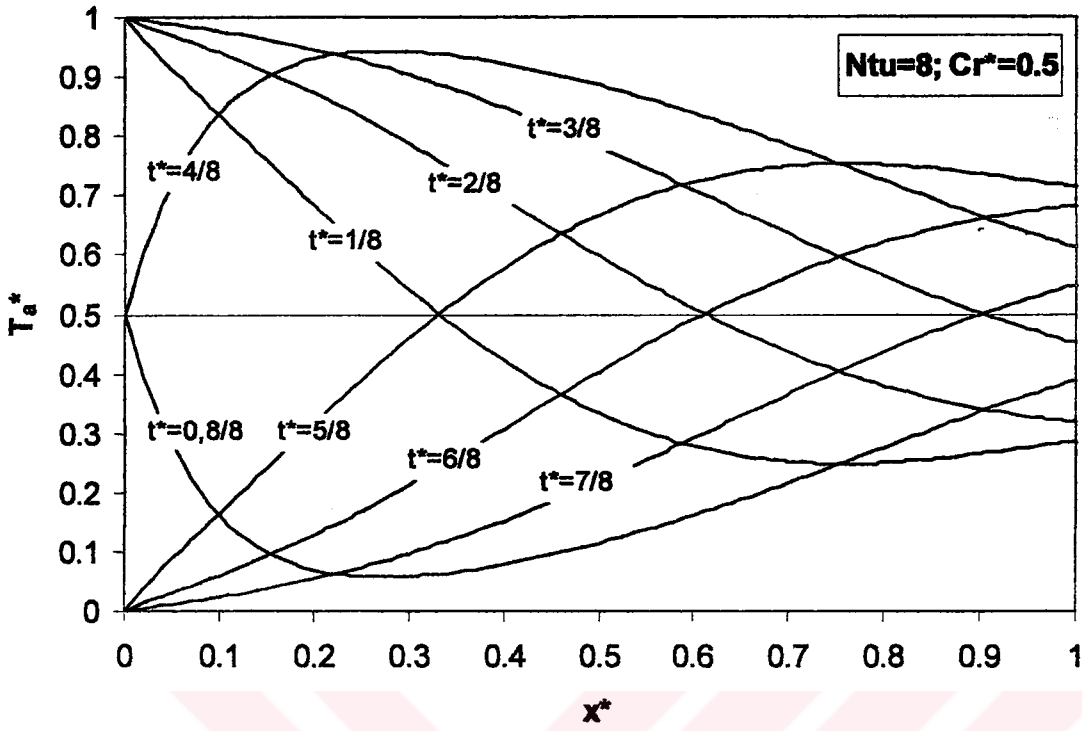


Şekil 5.15 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

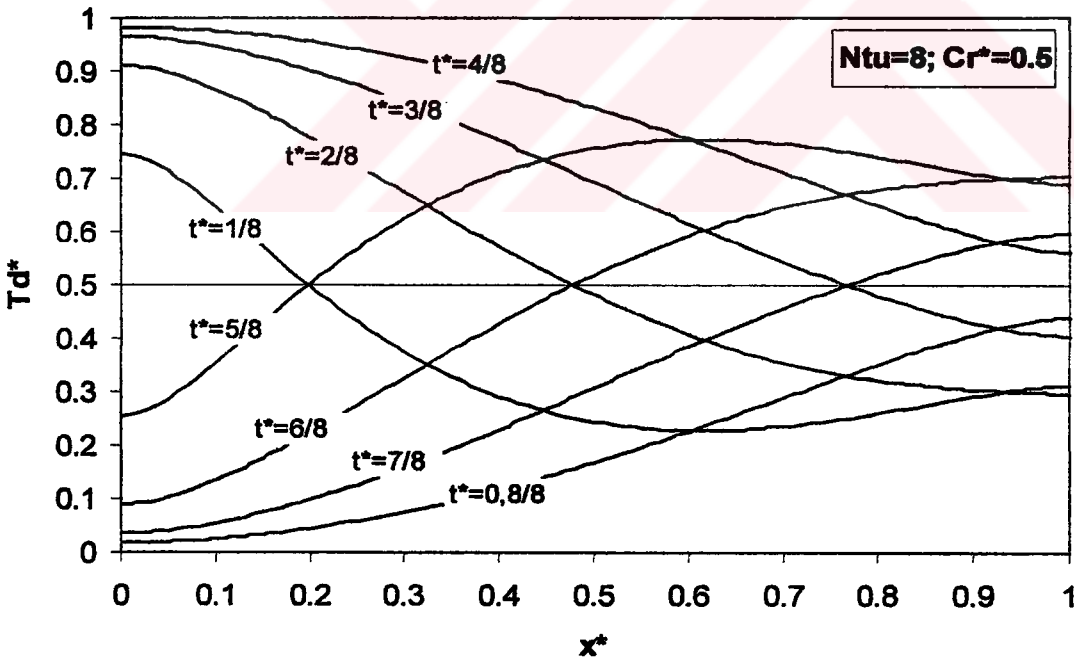


Şekil 5.16 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.15'te Ntu=4 ve Cr*=4 için akışkan sıcaklığının, Şekil 5.16'da da duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi görülmektedir. Cr*'ın artmasından dolayı rejeneratör çıkışındaki akışkan ve duvar sıcaklıkları hemen hemen 0,5 olarak kabul edilebilir.

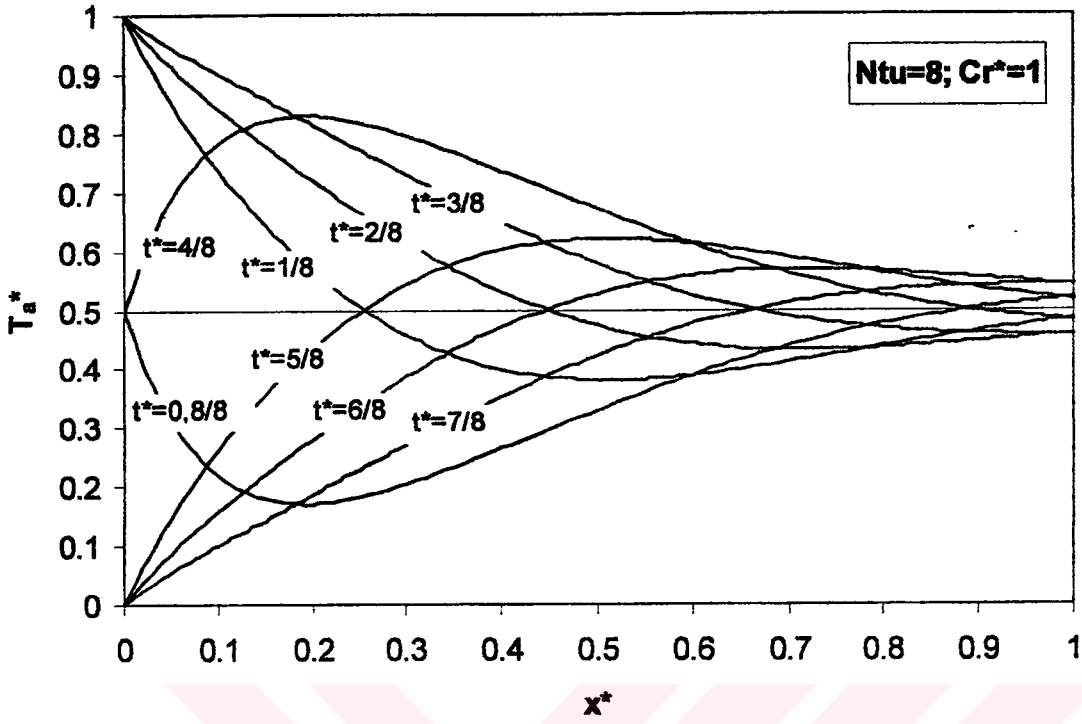


Şekil 5.17 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

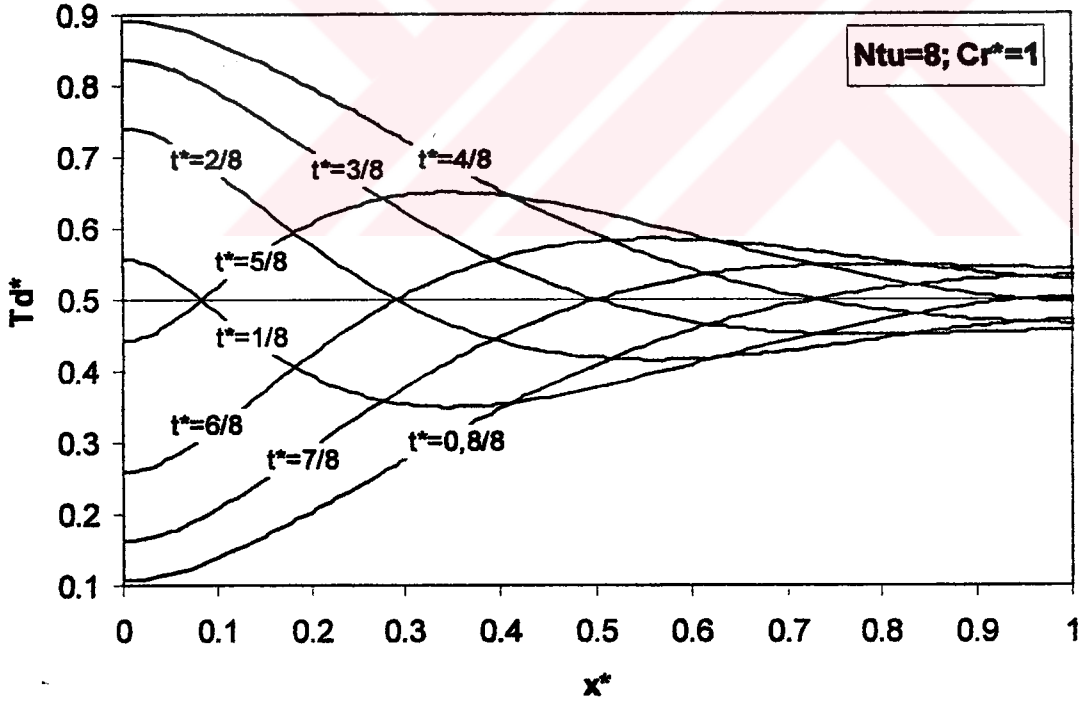


Şekil 5.18 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'de $Ntu=8$ ve $Cr^*=0.5$ için akışkan ve duvar sıcaklıklarının değişimi verilmiştir. Ntu değerinin artmasıyla $Cr^*=0.5$ için elde edilen sıcaklık dağılımları etkinliğin daha iyi olduğunu göstermektedir.



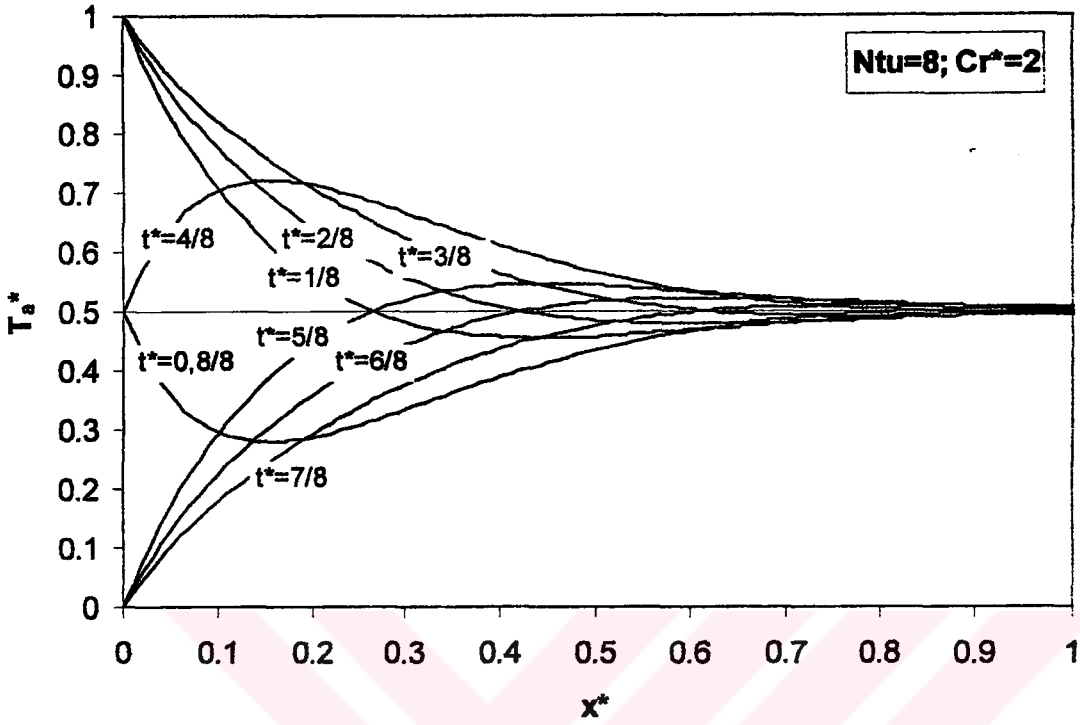
Şekil 5.19 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



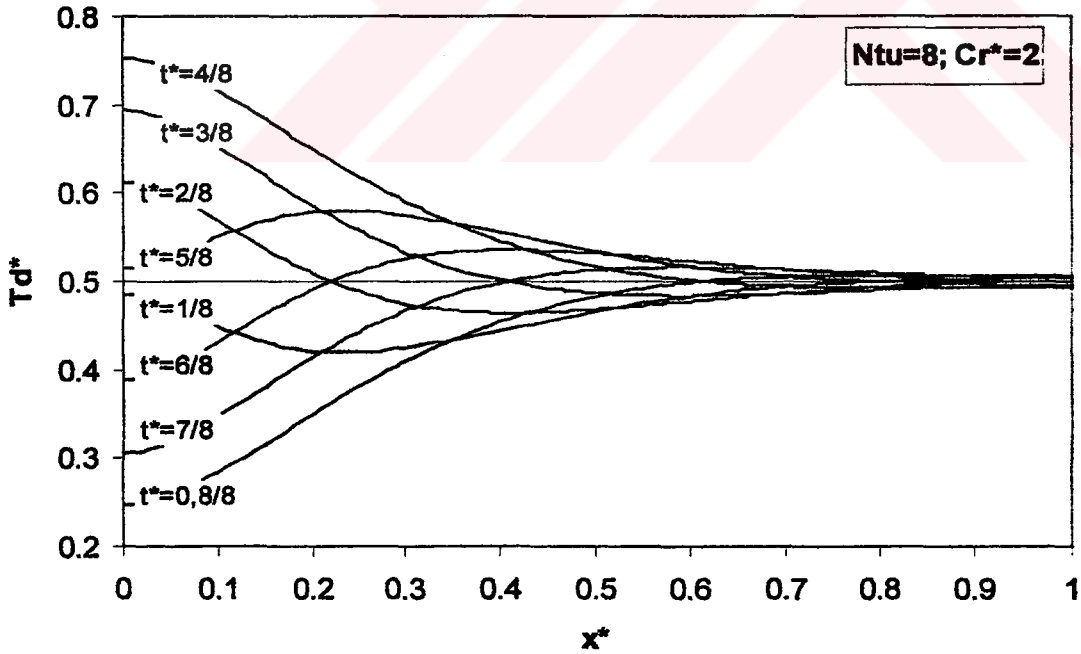
Şekil 5.20 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.19'da $Ntu=8$ ve $Cr^*=1$ için akışkan sıcaklığının, Şekil 5.20'de de duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi görülmektedir. $Ntu=8$ olmasına rağmen $Cr^*=1$

olduğundan sıcak ve soğuk akışkanın rejeneratör çıkışındaki sıcaklıkları $T_a^*=0.5$ 'e doğru yaklaşmaktadır.

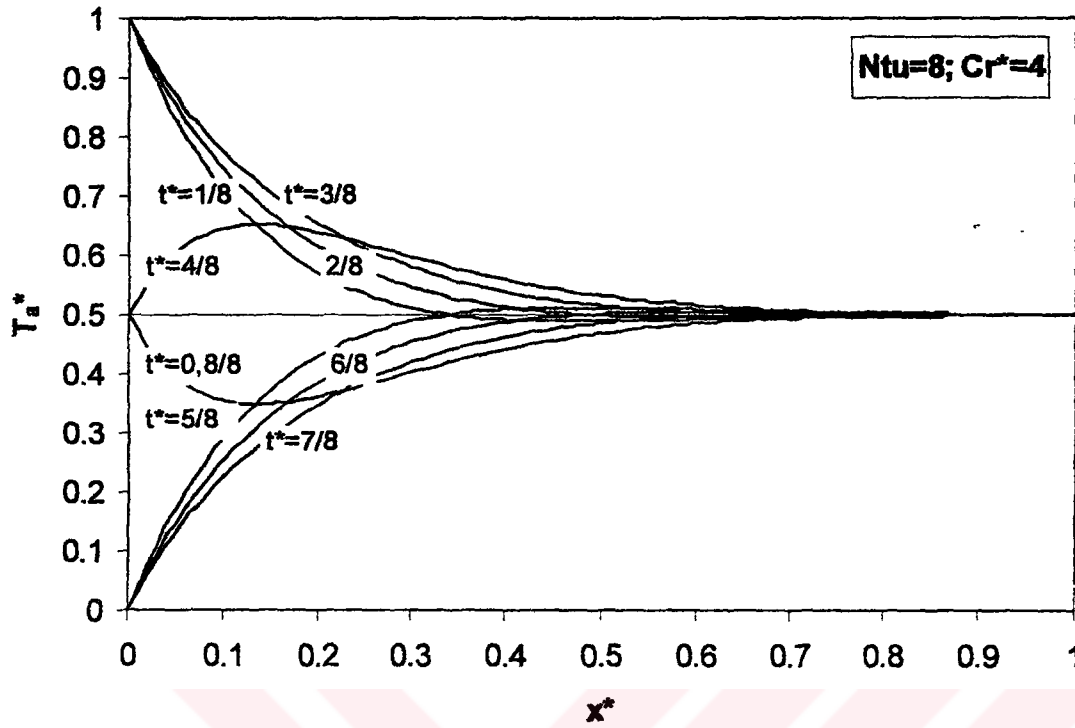


Şekil 5.21 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

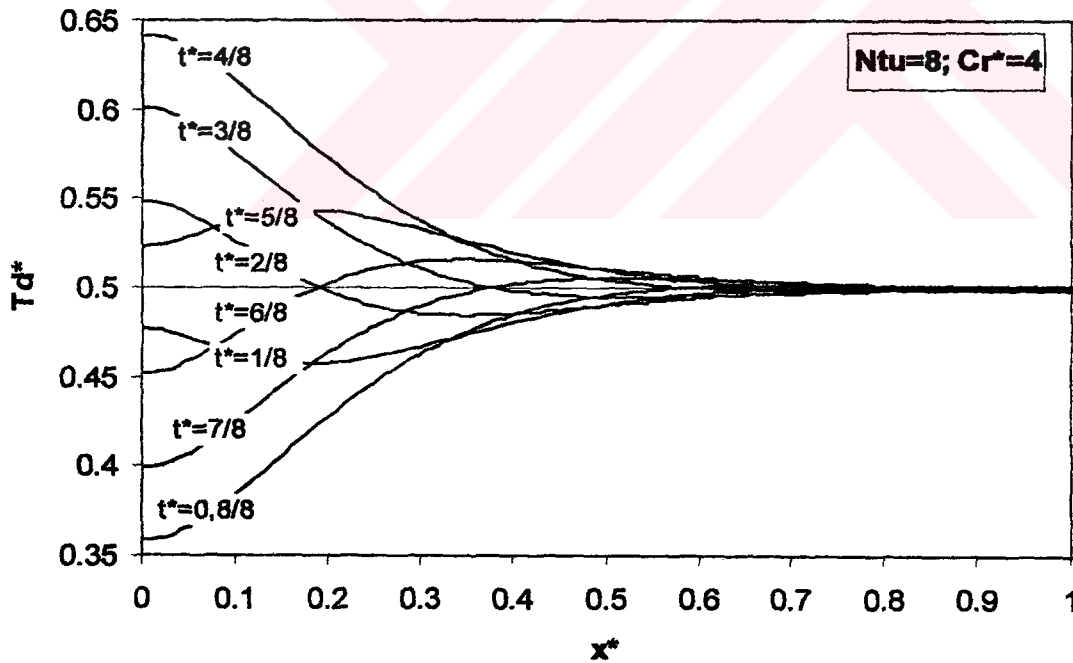


Şekil 5.22 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.21 ve Şekil 5.22'de akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi akışkan ve duvar sıcaklıkları $Cr^*=2$ olması durumunda rejeneratör çıkışında yaklaşık 0.5 olmaktadır.



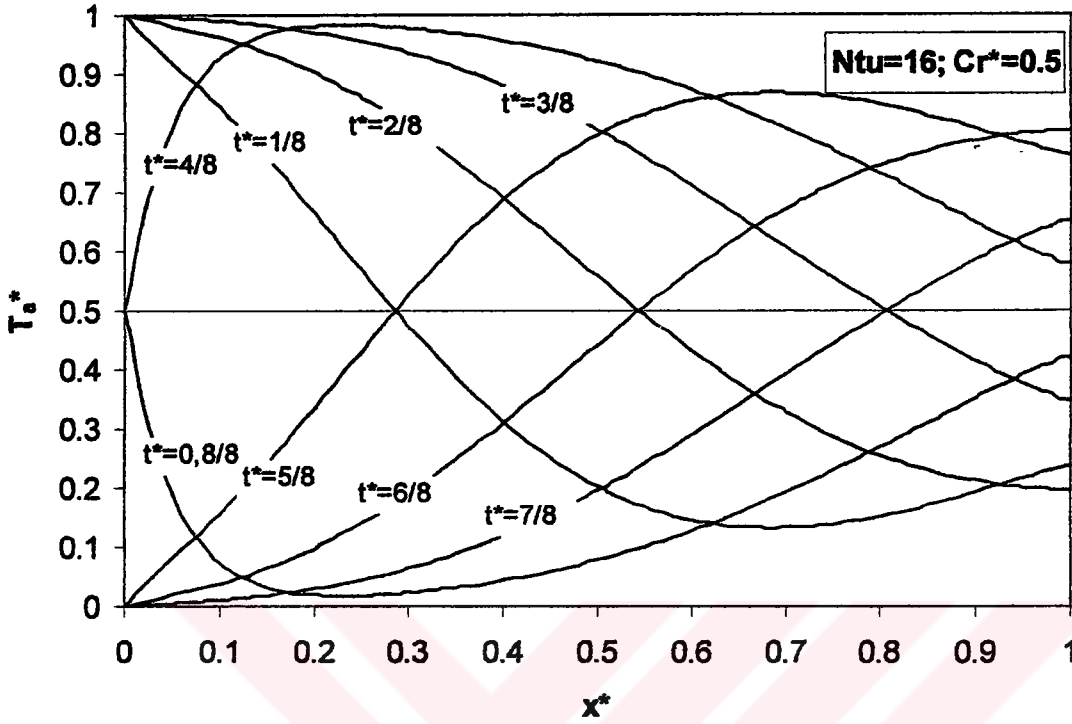
Şekil 5.23 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



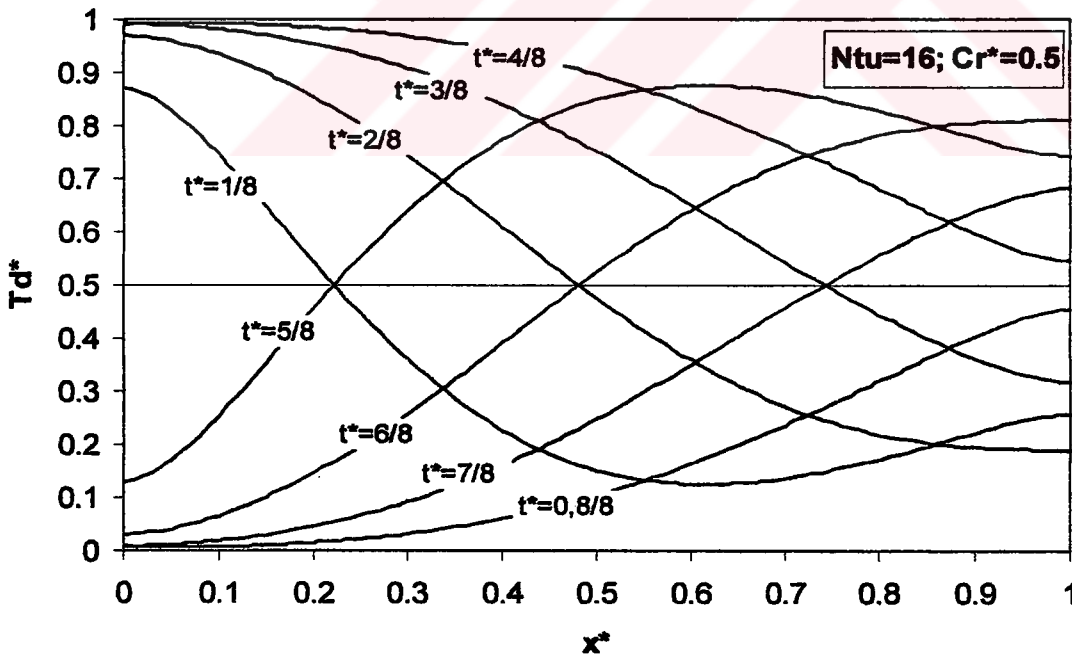
Şekil 5.24 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Cr*=4 olması durumunda rejeneratör çıkışındaki akışkan ve duvar sıcaklıklarının artık 0.5 olduğu Şekil 5.23 ve Şekil 5.24'te görülmektedir. Ntu parametresinin pratikte 5~10 arasında

ve Cr^* 'ın 4 civarında olduğu dikkate alınır, paralel akış için elde edilebilecek en büyük etkinliğin %50 olabileceği görülür.



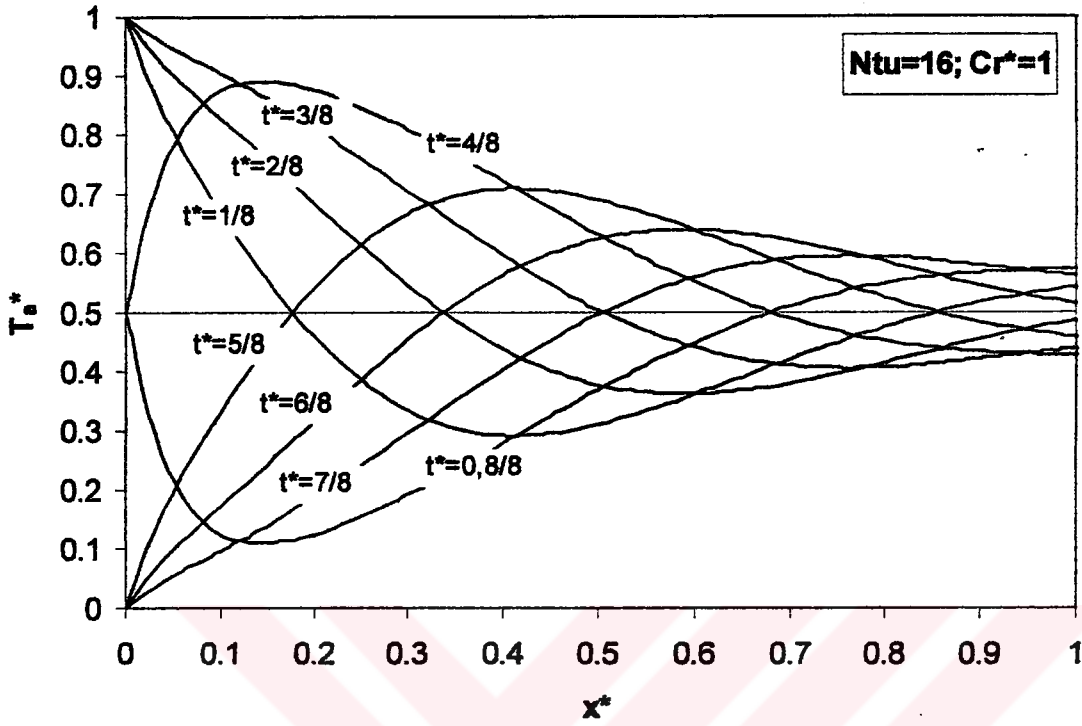
Şekil 5.25 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



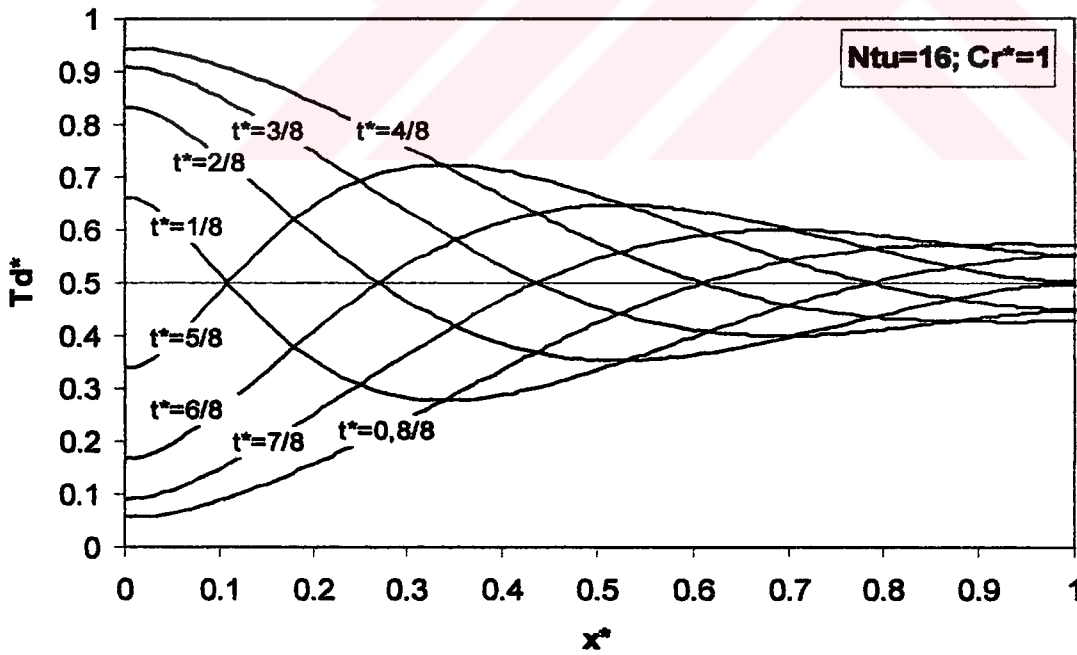
Şekil 5.26 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

$Ntu=16$ ve $Cr^*=0.5$ için akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.25'te, duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi de Şekil 5.26'da verilmiştir. Sıcak akışkanın

rejeneratöre giriş sıcaklığı $T_a^*=1$ iken çıkışta $T_a^*=0.23$ olmaktadır. Aynı şekilde soğuk akışkan sıcaklığı da rejeneratöre girişte $T_a^*=0$ olmasına rağmen çıkıştaki sıcaklığı $T_a^*=0.77$ olmaktadır.

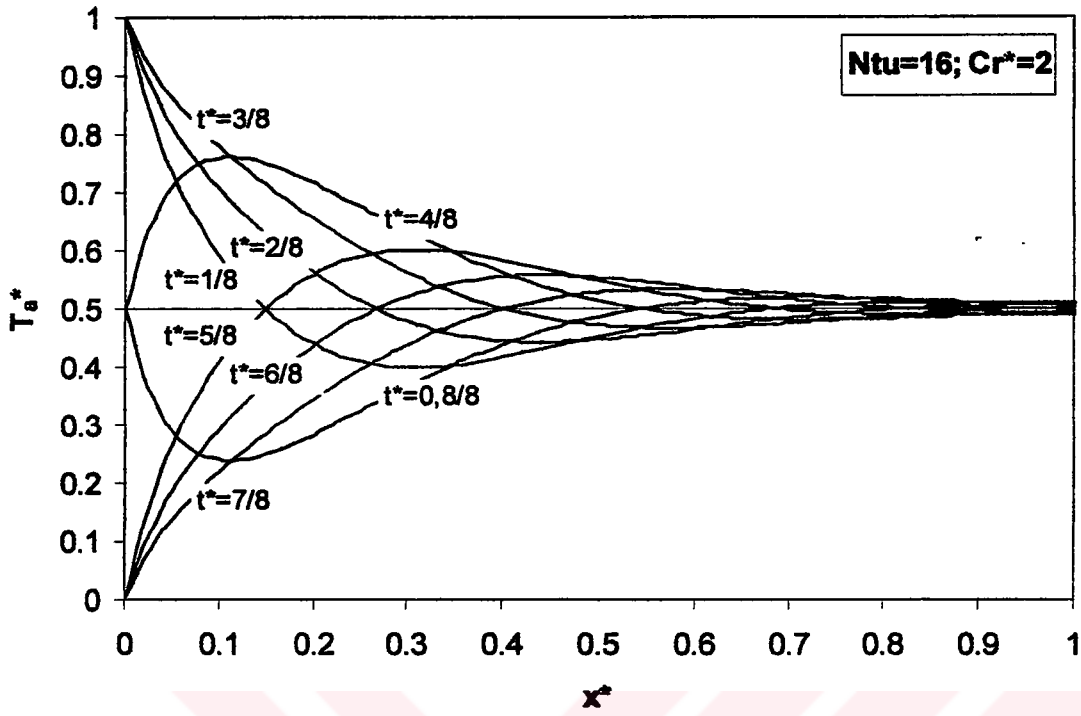


Şekil 5.27 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

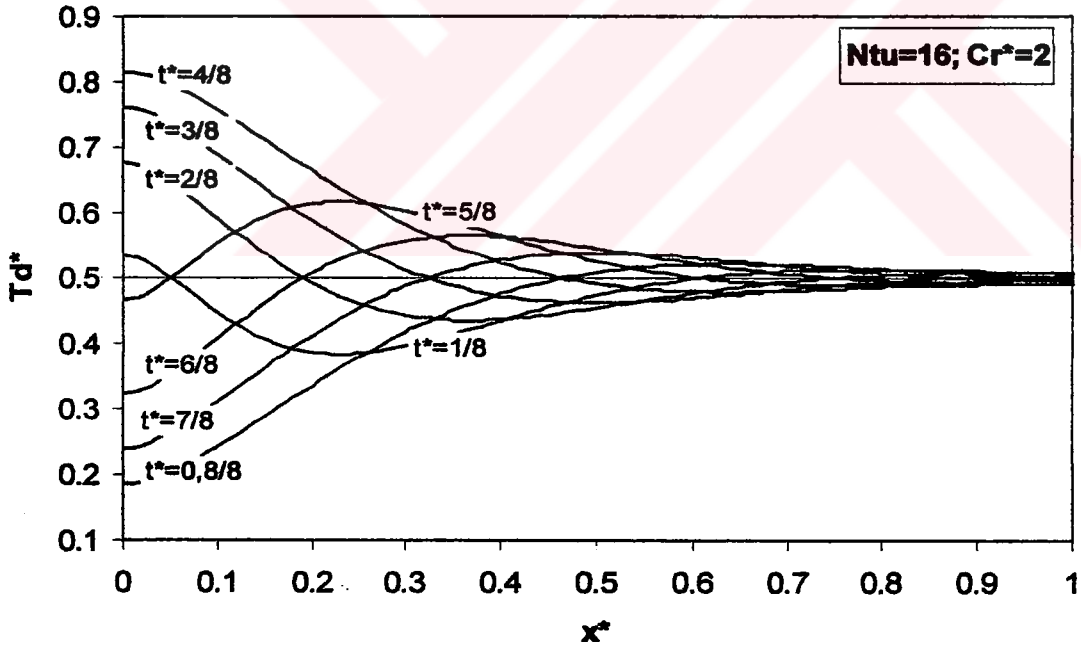


Şekil 5.28 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.27 ve Şekil 5.28'de $Ntu=16$ ve $Cr^*=1$ için elde edilen sıcaklık dağılımları görülmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanın rejeneratör çıkışındaki sıcaklıkları $T_a^*=0.5$ 'e doğru gitmektedir. Bu da etkinliğin %50 civarında olması demektir.

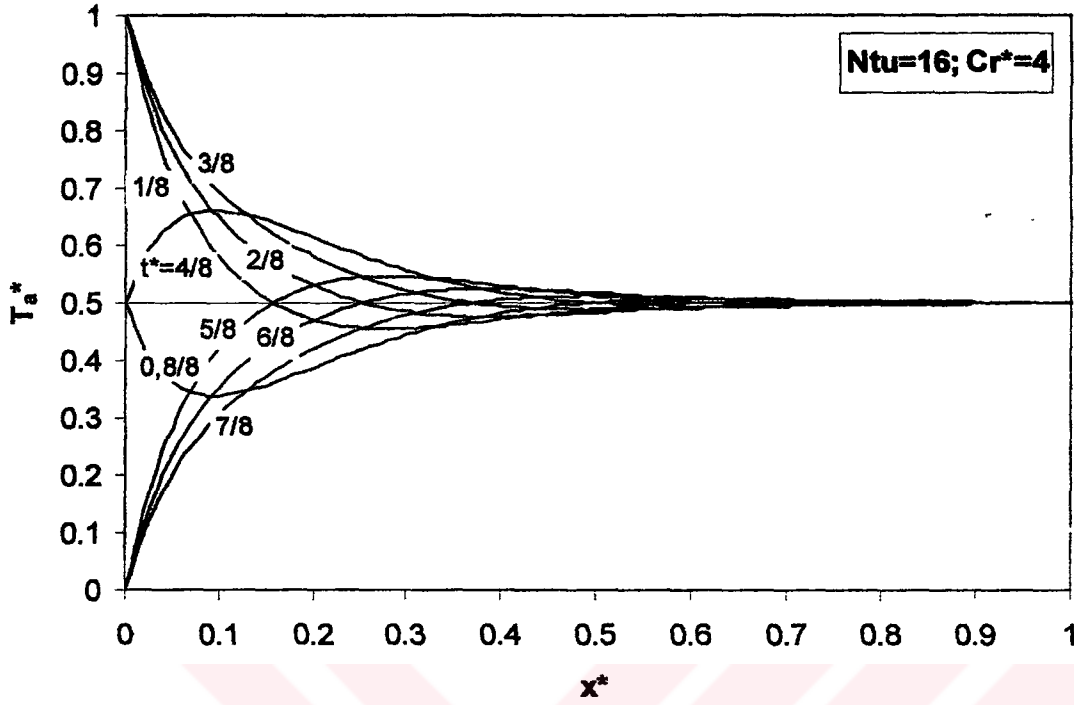


Şekil 5.29 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

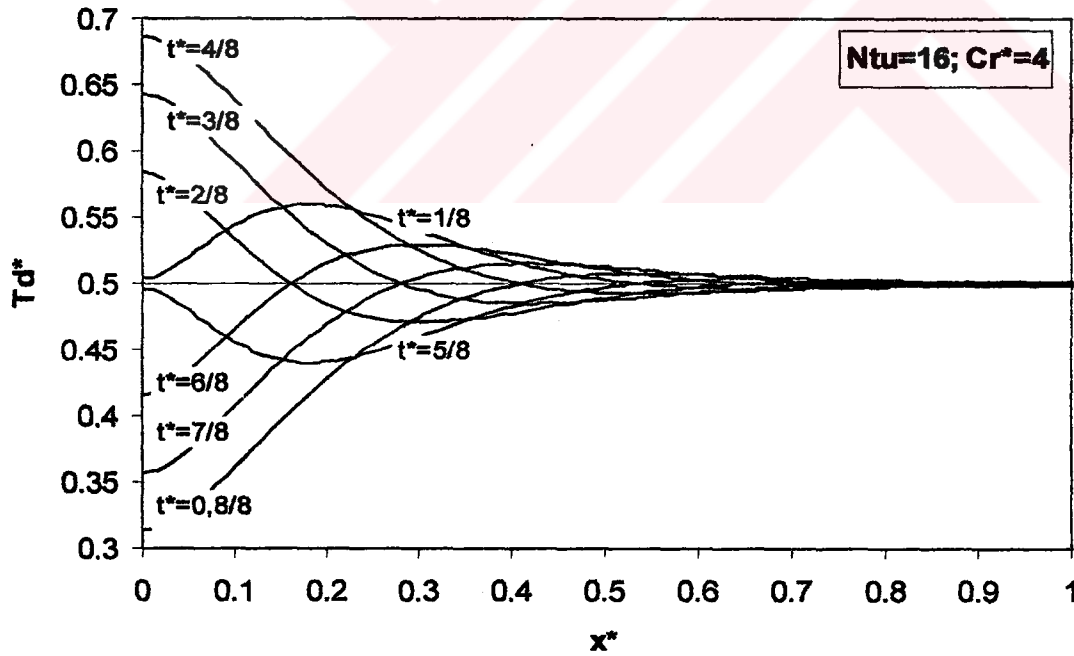


Şekil 5.30 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.29'da akışkan sıcaklığının ve Şekil 5.30'da da duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi verilmiştir. $Ntu=16$ ve $Cr^*=2$ durumunda sıcak ve soğuk akışkanın rejeneratör çıkışındaki sıcaklıkları 0.5'e doğru yaklaşmaktadır.



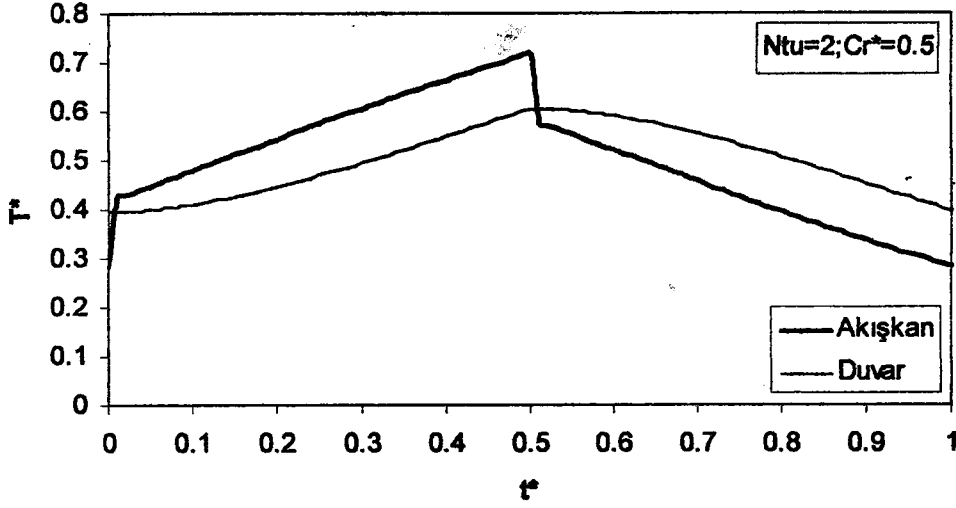
Şekil 5.31 Paralel akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



Şekil 5.32 Paralel akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

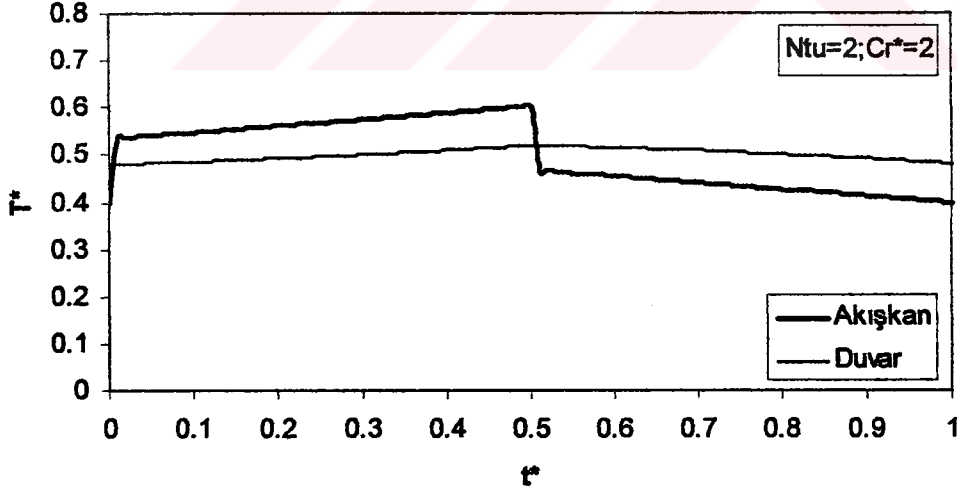
$Ntu=16$ ve $Cr^*=4$ olması durumunda rejeneratör çıkışındaki akışkan ve duvar sıcaklıklarının 0.5 olduğu Şekil 5.31 ve Şekil 5.32'den görülmektedir.

5.1.2 Akışkan Ve Duvar Sıcaklıklarının Zamanla Değişimi



Şekil 5.33 Paralel akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

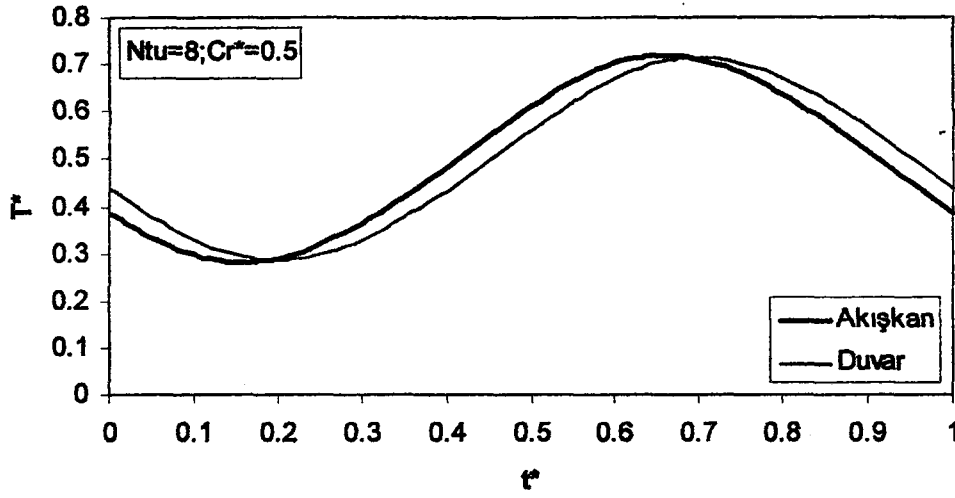
Şekil 5.33'te akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi $Ntu=2$ durumunda ve $Cr^*=0.5$ değeri için verilmiştir. $0 < t^* < 0.5$ sıcak peryot bölgesini, $0.5 < t^* < 1$ ise soğuk peryot bölgesini göstermektedir. Sıcak akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı $T_a^*=1$ iken çıkış sıcaklığı yaklaşık $T_a^*=0.7$ olmaktadır.



Şekil 5.34 Paralel akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

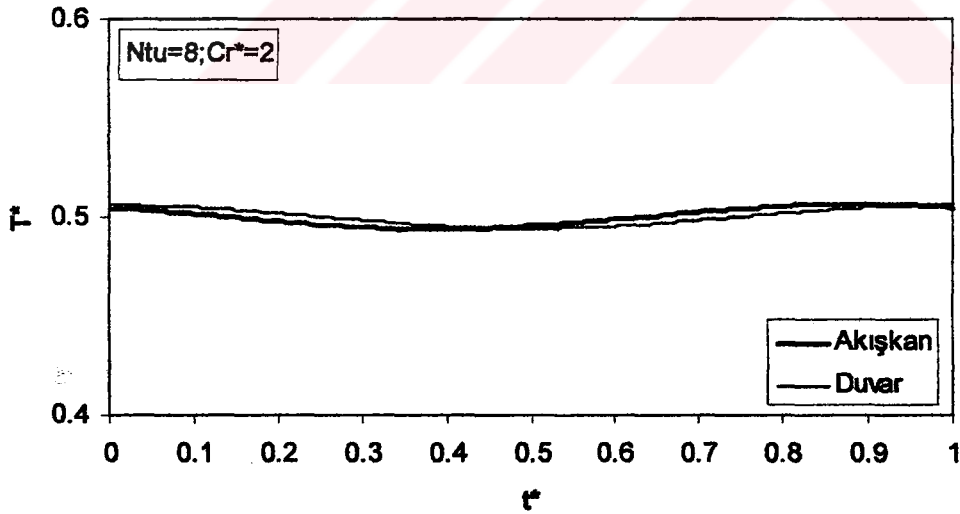
Şekil 5.34'te $Ntu=2$ ve $Cr^*=2$ için akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi verilmiştir. Cr^* parametresinin artmasıyla verimin azaldığı, sıcak ve soğuk

akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı ile rejeneratörden çıkış sıcaklığı arasındaki farkın azalmasından anlaşılmaktadır.



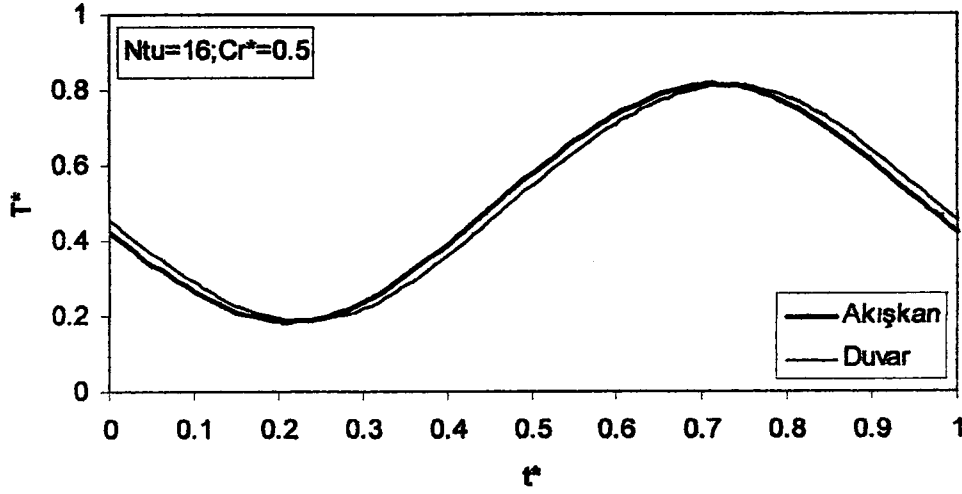
Şekil 5.35 Paralel akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

Şekil 5.35'te akışkan ve duvar sıcaklıklarının zamanla değişimi görülmektedir. $Ntu=8$ ve $Cr^*=0.5$ değerleri için Ntu parametresinin artmasıyla sıcak ve soğuk akışkanın rejeneratöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark da artmıştır.



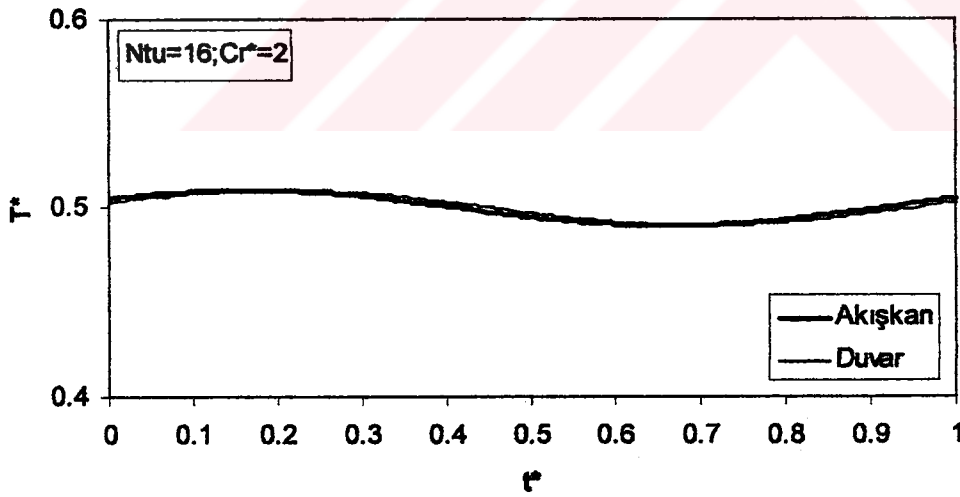
Şekil 5.36 Paralel akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

Şekil 5.36'da yine akışkan ve duvar sıcaklıklarının zamanla değişimi görülmektedir. Cr^* parametresinin 0.5'ten 2 değerine artırılmasıyla, sıcak ve soğuk akışkanların rejeneratöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark azalmakta ve verim kötüleşmektedir.



Şekil 5.37 Paralel akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

Şekil 5.37’de akışkan ve duvar sıcaklıklarının zamanla değişimi görülmektedir. Ntu parametresinin artmasıyla verimin artacağı, sıcak ve soğuk akışkanların rejeneratöre giriş sıcaklıkları ile rejeneratörden çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın artmasından anlaşılmaktadır.



Şekil 5.38 Paralel akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

$Ntu=16$ ve $Cr^*=2$ için akışkan ve duvar sıcaklıklarının zamanla değişimi Şekil 5.38’de görüldüğü gibidir. Her iki akışkanın rejeneratöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark azalmıştır.

5.2. Rejeneratörde Karşıt Akış Durumunun İncelenmesi

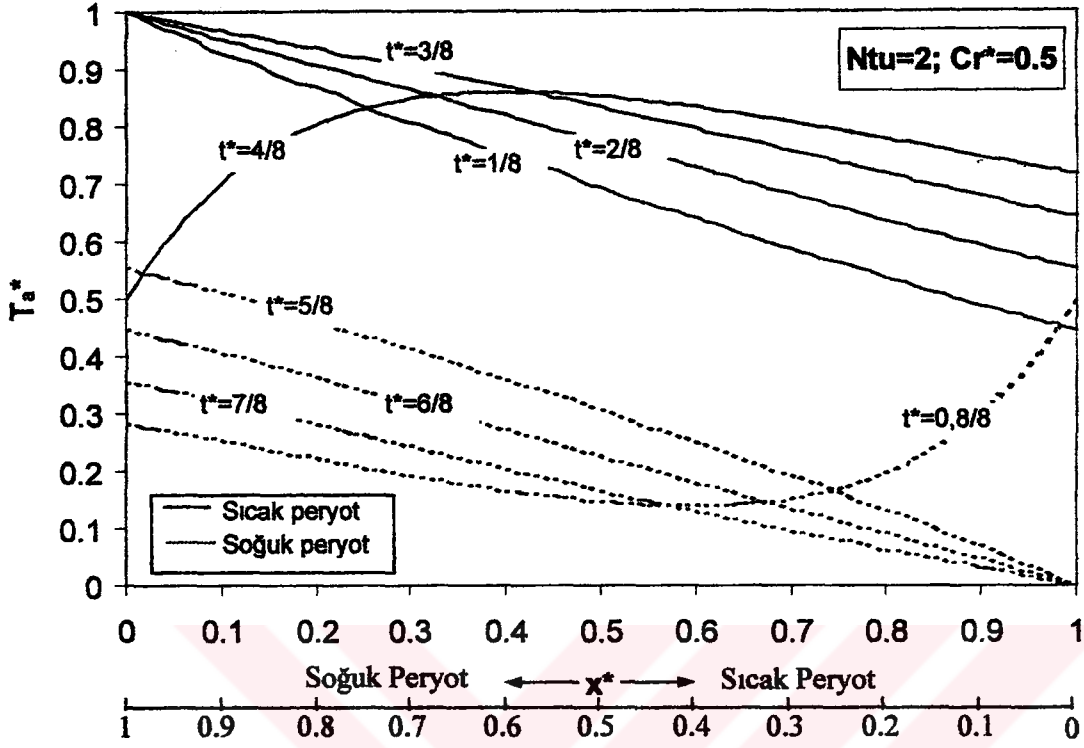
Bu bölümde, eşitlik (5) ve (6) ile verilen diferansiyel denklemler rejeneratörde karşıt akış olması durumu için çözülmüştür. Çözümler sonunda elde edilen sıcaklık dağılımlarından yararlanılarak rejeneratör etkinliği hesaplanmıştır. Rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklıklarının çeşitli parametrelerle değişimi incelenmiş ve sonuçlar grafiklerle gösterilmiştir. Akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca ve zamanla değişimi Ntu ve Cr^* parametrelerine bağlı olarak incelenmiştir. Sıcaklık dağılımları ve bu sıcaklık dağılımlarından hesaplanan etkinlik değerleri grafiklerle ifade edilmiştir. Elde edilen etkinlik değerleri, karşıt akışlı ısı eşanjörlerinin etkinliğini hesaplamak için verilen (Hocman 1981)

$$\varepsilon = \frac{Ntu}{2 + Ntu} \quad (46)$$

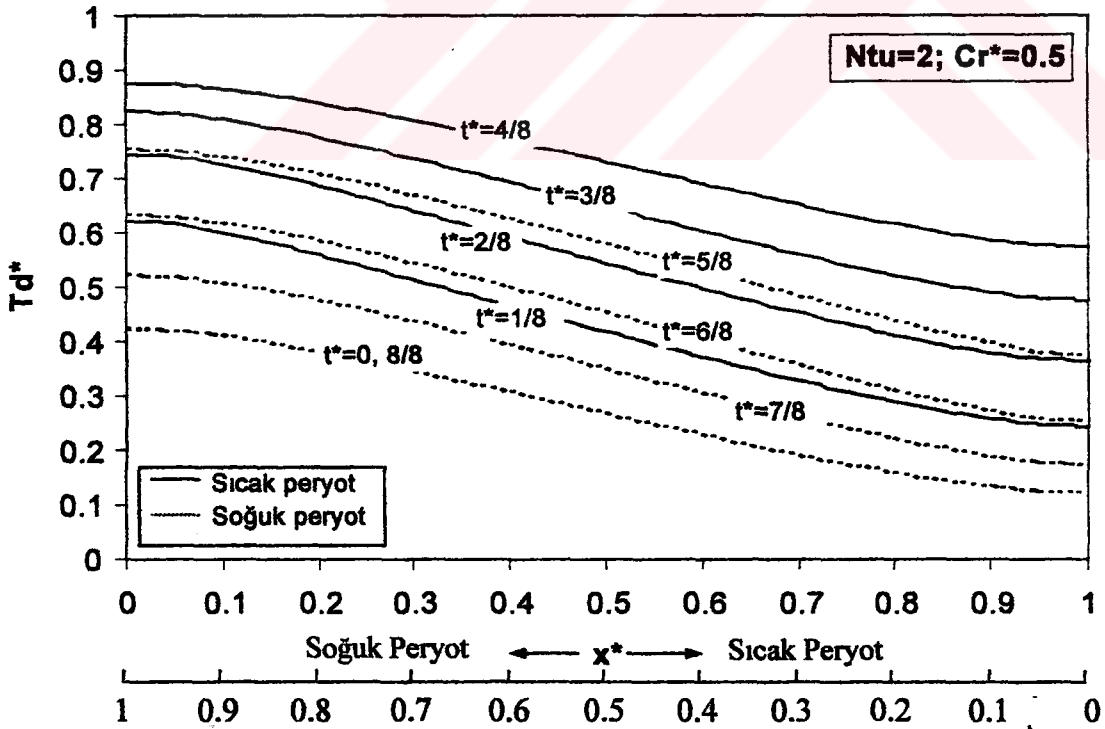
eşitlik ile karşılaştırılmıştır. Etkinliğin çeşitli parametrelerle değişimi için verilen grafiklerden, rejeneratörün hangi durumlarda karşıt akışlı ısı eşanjörü gibi çalıştığı açıkça görülebilir.

Karşıt akış durumunda rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çözülmesiyle elde edilen sonuçların doğruluğunu kontrol etmek amacıyla sıcaklık dağılımları grafiklerle gösterilmiştir. Sıcaklık dağılımlarının çeşitli parametrelerle nasıl değiştiği bu grafiklerden açıkça görülmektedir. Grafiklerde önce akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi verilmiştir. Bu grafiklerde Ntu ve Cr^* parametrelerinin sıcaklık dağılımlarını nasıl etkiledikleri incelenmiştir. Daha sonra da soğuk ve sıcak akışkanın rejeneratör çıkış sıcaklığının zamanla değişimi grafiklerle ifade edilmiştir. Bu grafiklerin oluşturulmasında, eşitlik (5) ve (6)'nın karşıt akış durumu için $Fo_a=0$, $Fo_a=0.01$ ve $M^*=500$ olarak alınması ile elde edilen sonuçlar kullanılmıştır. Akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör uzunluğu ile değişimini gösteren grafiklerde iki ayrı x^* koordinatı kullanılmıştır. Sıcak ve soğuk peryotların her ikisinde de $x^*=0$ rejeneratör girişini, $x^*=1$ ise rejeneratör çıkışını göstermektedir. Sıcak peryot için rejeneratör çıkışını gösteren $x^*=1$ noktası, soğuk peryot için durumunda $x^*=0$ olmakta yani soğuk peryot bölgesi için rejeneratör girişini ifade etmektedir. Ayrıca grafiklerde sıcak peryot bölgesindeki sıcaklık dağılımları düz çizgilerle, soğuk peryot bölgesindeki sıcaklık dağılımları da kesikli çizgilerle gösterilmiştir.

5.2.1. Akışkan Ve Duvar Sıcaklıklarının Rejeneratör Boyunca Değişimi



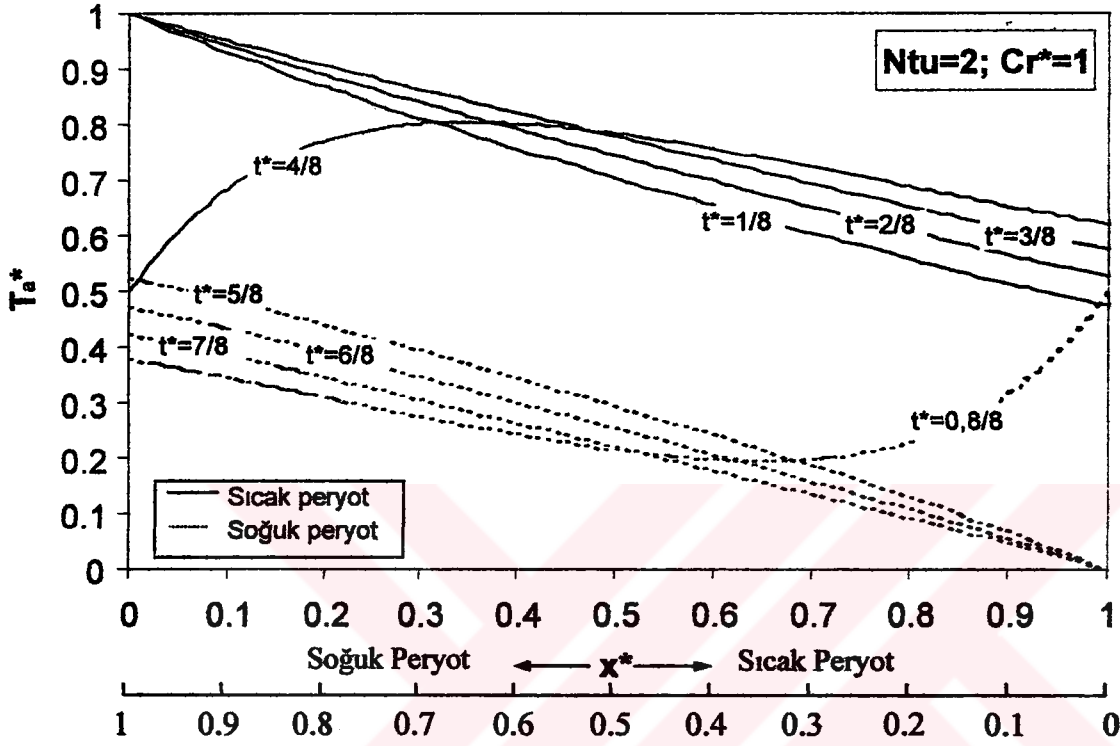
Şekil 5.39 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



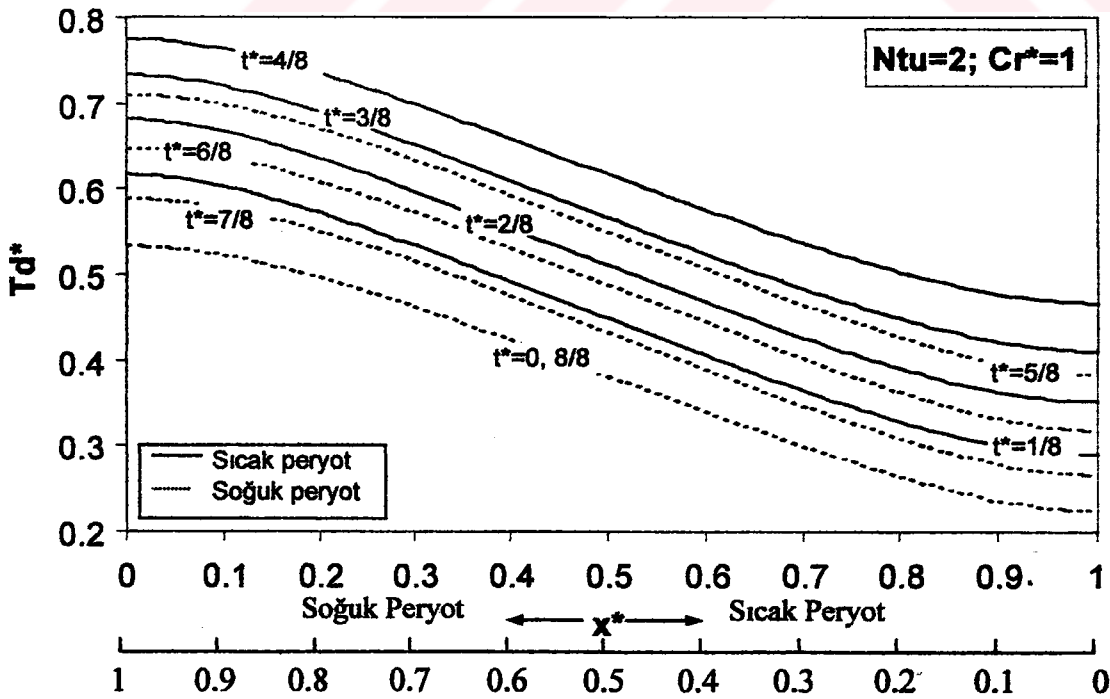
Şekil 5.40 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.39 ve 5.40'ta akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi $Ntu=2$ ve $Cr^*=0.5$ için verilmiştir. Sıcak akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı $T_{a^*}=1$ iken

çıkışta $T_a^*=0.7$, soğuk akışkanın sıcaklığı ise rejeneratöre girişte $T_a^*=0$ iken çıkışta $T_a^*=0.3$ olmaktadır. Sıcak peryot süresince duvar sıcaklığı zamanla artmakta, ancak rejeneratör boyunca azalmaktadır. Ayrıca soğuk peryot süresince duvar sıcaklığı zamanla düşmekte, ancak rejeneratör boyunca artmaktadır.

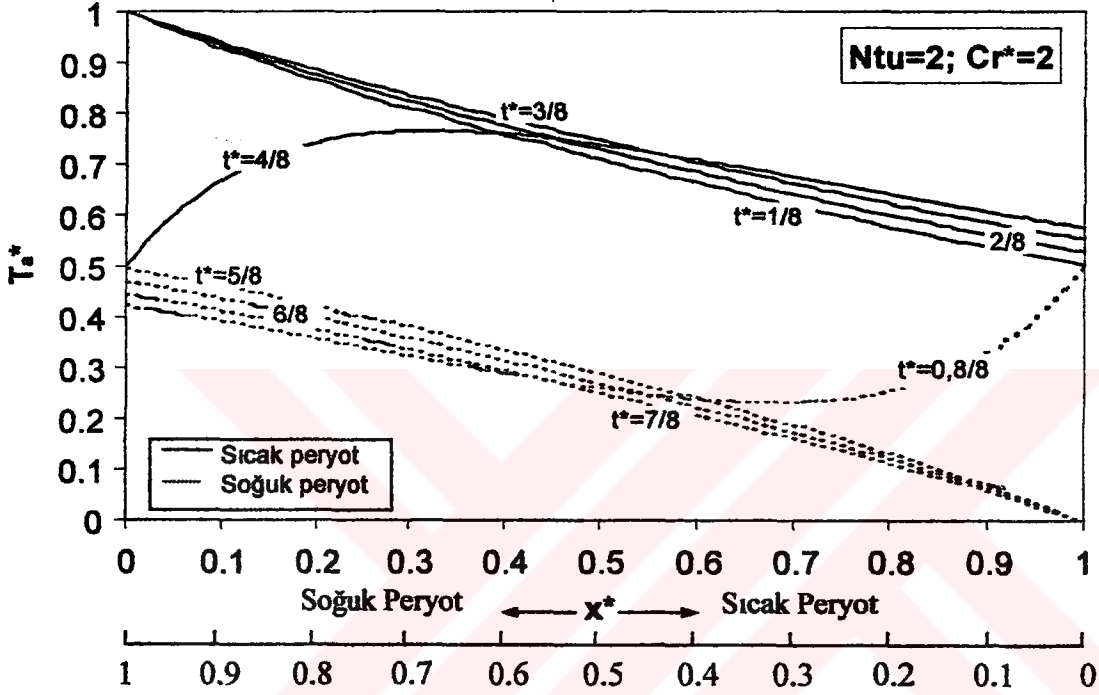


Şekil 5.41 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

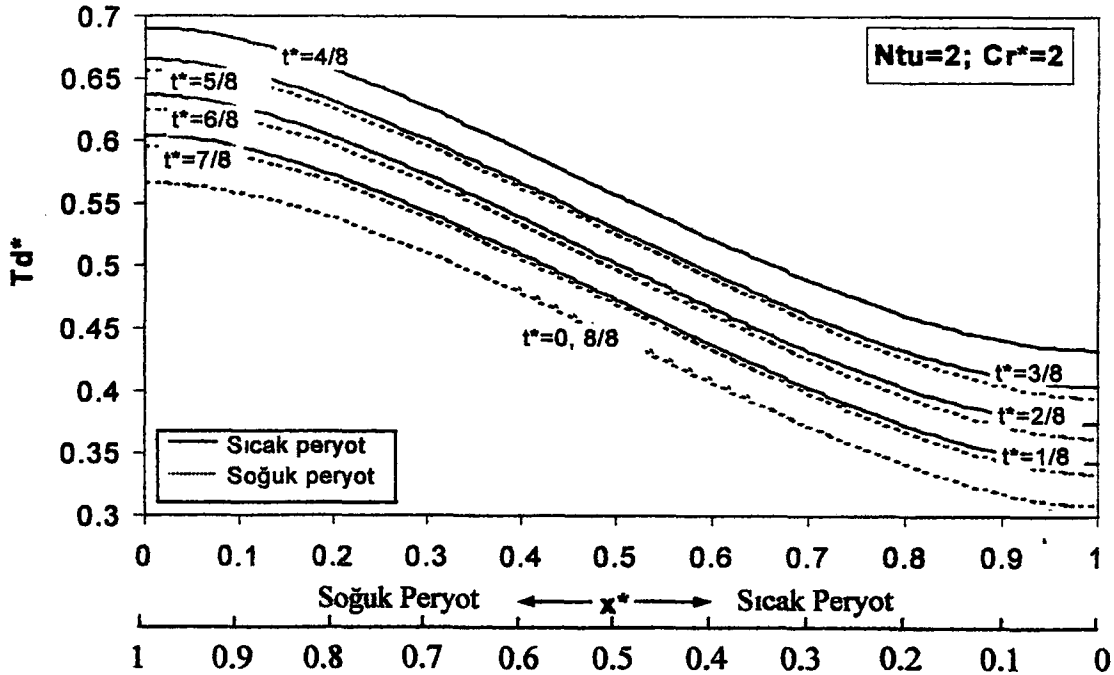


Şekil 5.42 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.41 ve 5.42’de $Ntu=2$ ve $Cr^*=1$ durumunda akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi çeşitli zamanlar için verilmiştir. Sıcak peryot bölgesinde rejeneratöre $Ta^*=1$ sıcaklığında giren akışkan rejeneratörden $Ta^*=0.6$ sıcaklığında çıkmaktadır. Soğuk akışkan da rejeneratöre $Ta^*=0$ sıcaklığında girmekte ve yaklaşık $Ta^*=0.4$ sıcaklığında çıkmaktadır. Duvar sıcaklığı da zamana bağlı olarak sıcak peryot süresince artmakta, soğuk peryot süresince de azalmaktadır.

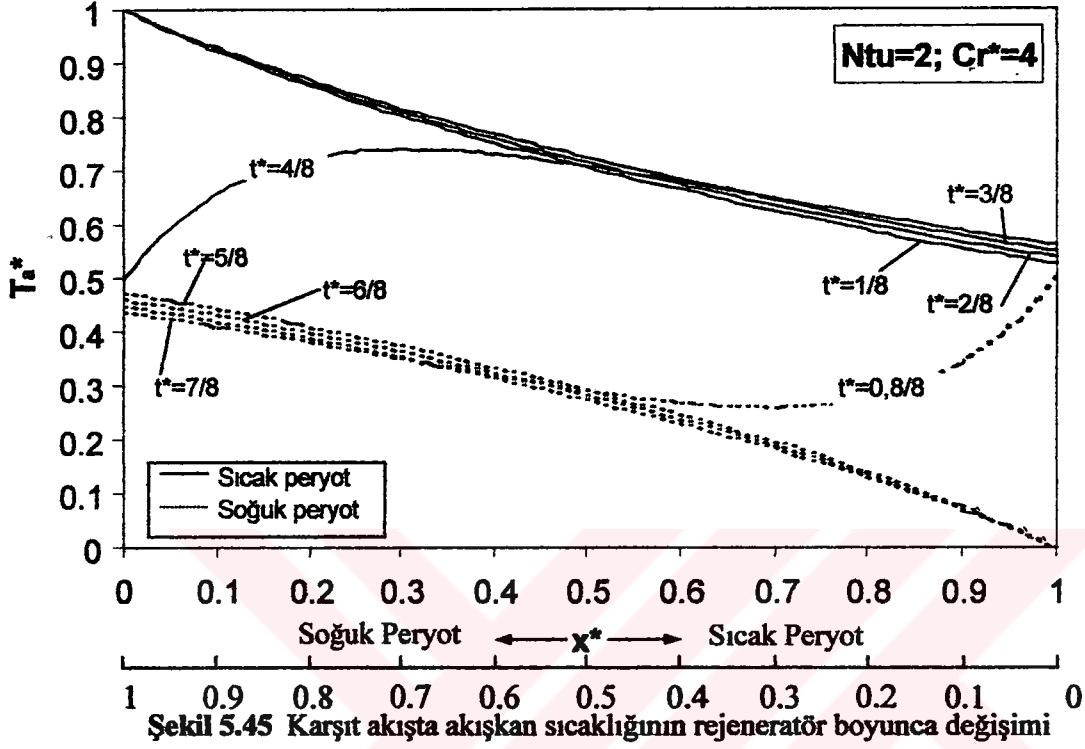


Şekil 5.43 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

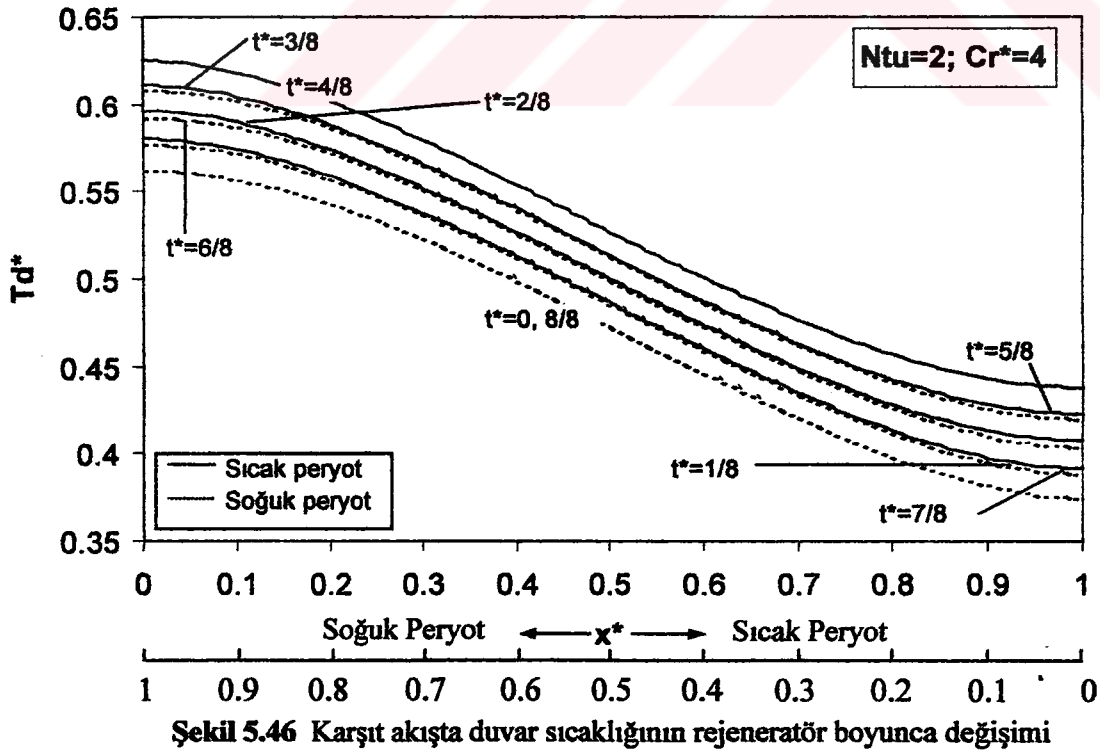


Şekil 5.44 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

$Ntu=2$ ve $Cr^*=2$ durumunda çeşitli zamanlardaki akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca zamanla değişimi Şekil 5.43'te ve yine $Ntu=2$ ve $Cr^*=2$ için duvar sıcaklığının rejeneratör değişimi de Şekil 5.44'te verilmiştir.

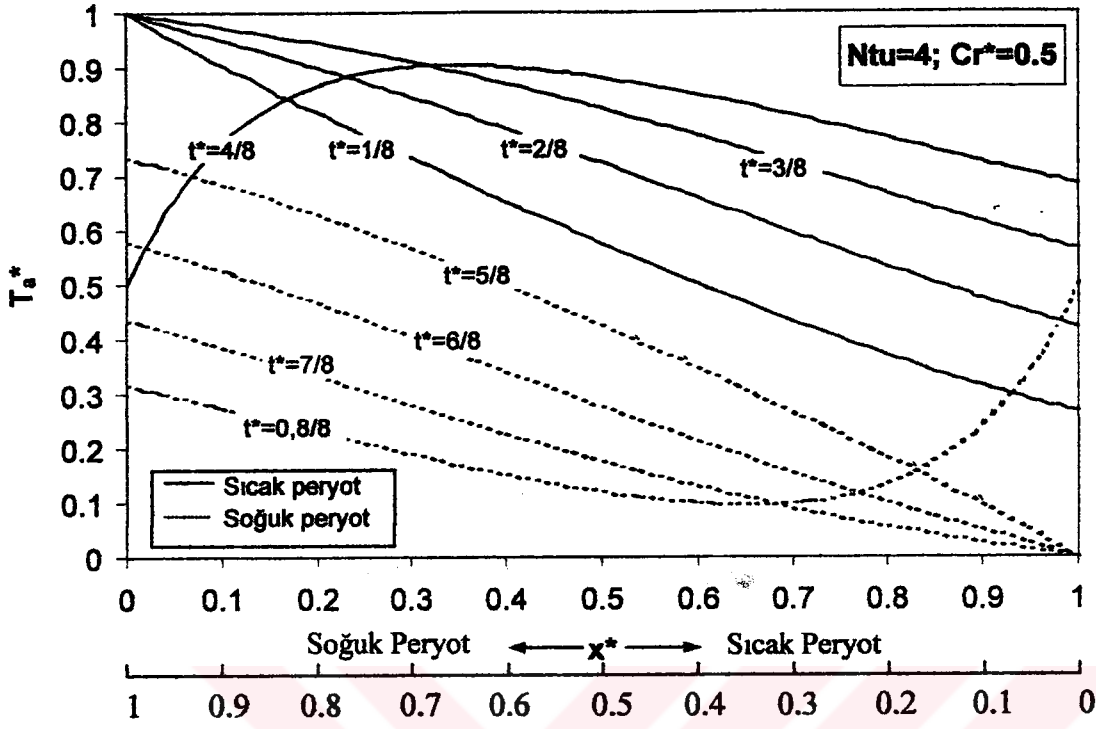


Şekil 5.45 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

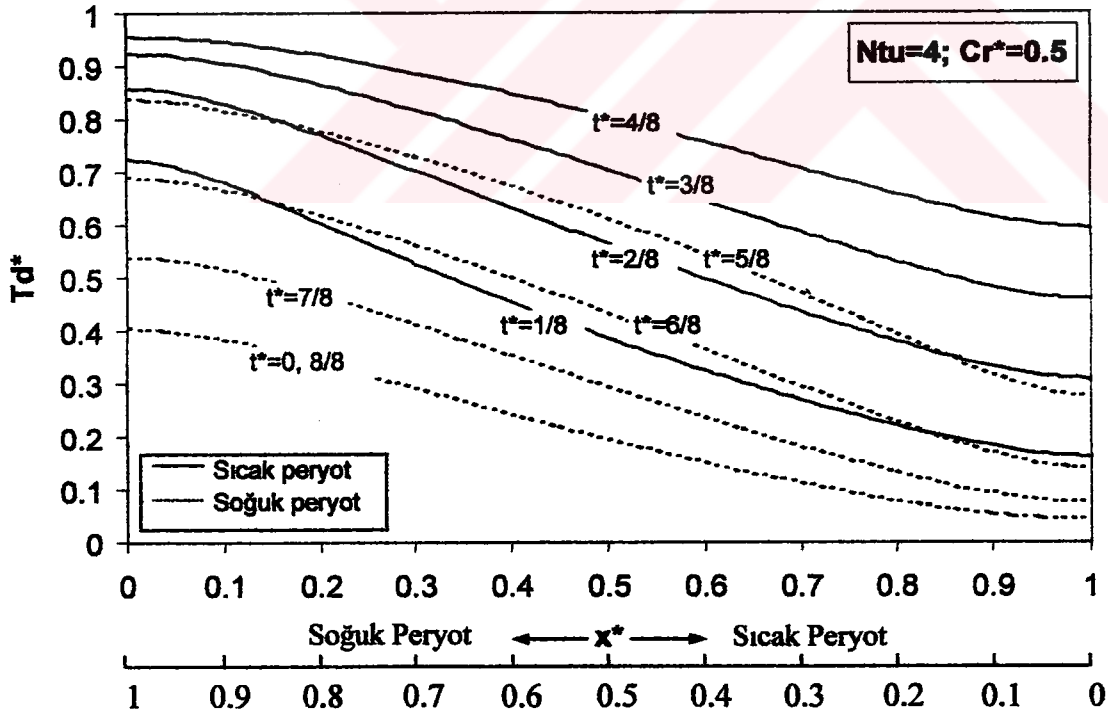


Şekil 5.46 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.45 ve Şekil 5.46'da $Ntu=2$ ve $Cr^*=4$ için akışkan ve duvar sıcaklıklarının t^* 'a bağlı olarak rejeneratör boyunca değişimi görülmektedir.



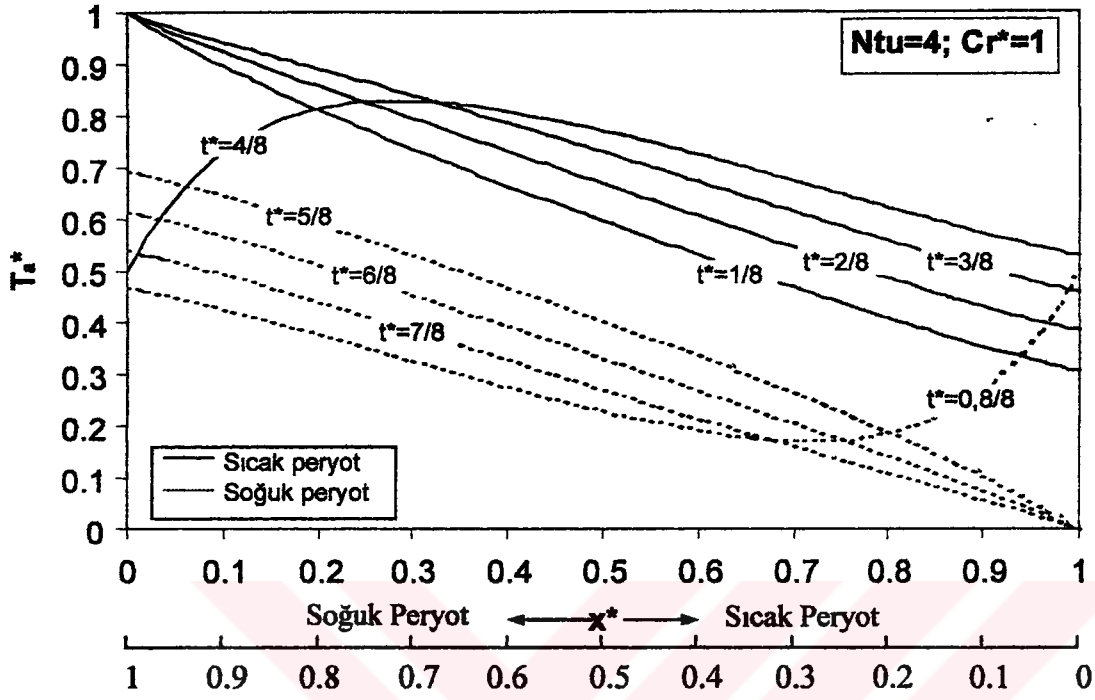
Şekil 5.47 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



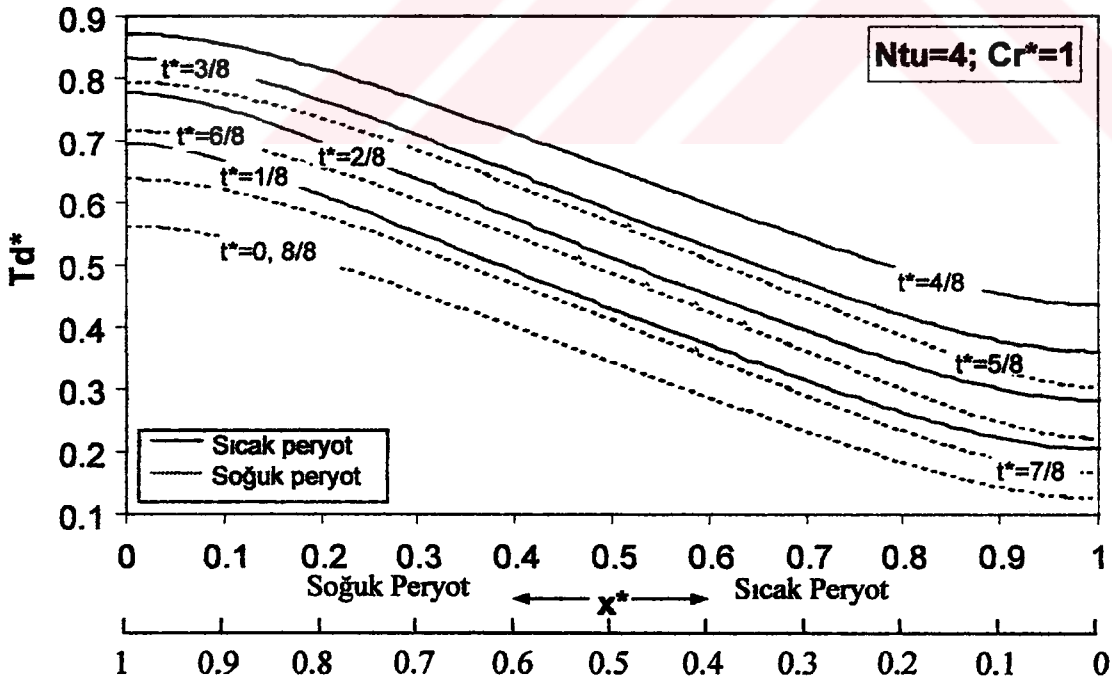
Şekil 5.48 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.47 ve Şekil 5.48'de yine akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi $Ntu=4$ ve $Cr^*=0.5$ için verilmiştir. Ntu 'nun artmasıyla akışkanın her iki peryot bölgesinde rejeneratöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark da artmaktadır. Duvar sıcaklığı

da sıcak periyot süresince daha fazla artmakta, soğuk periyot süresince de daha fazla azalmaktadır.

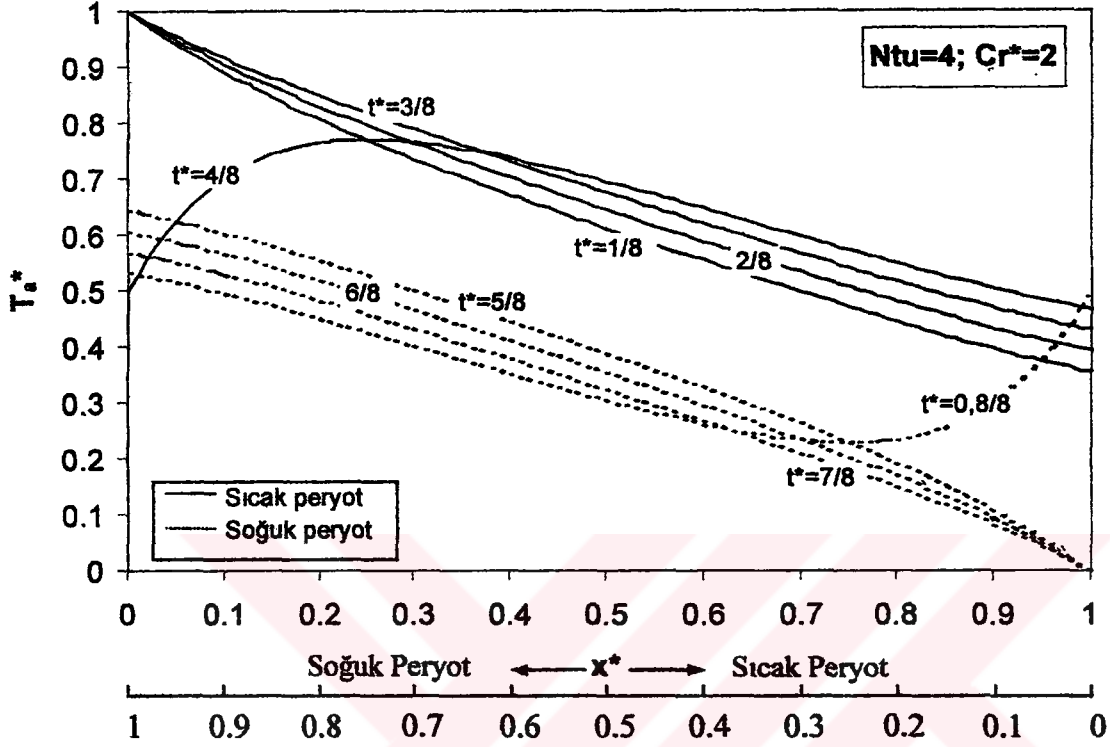


Şekil 5.49 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

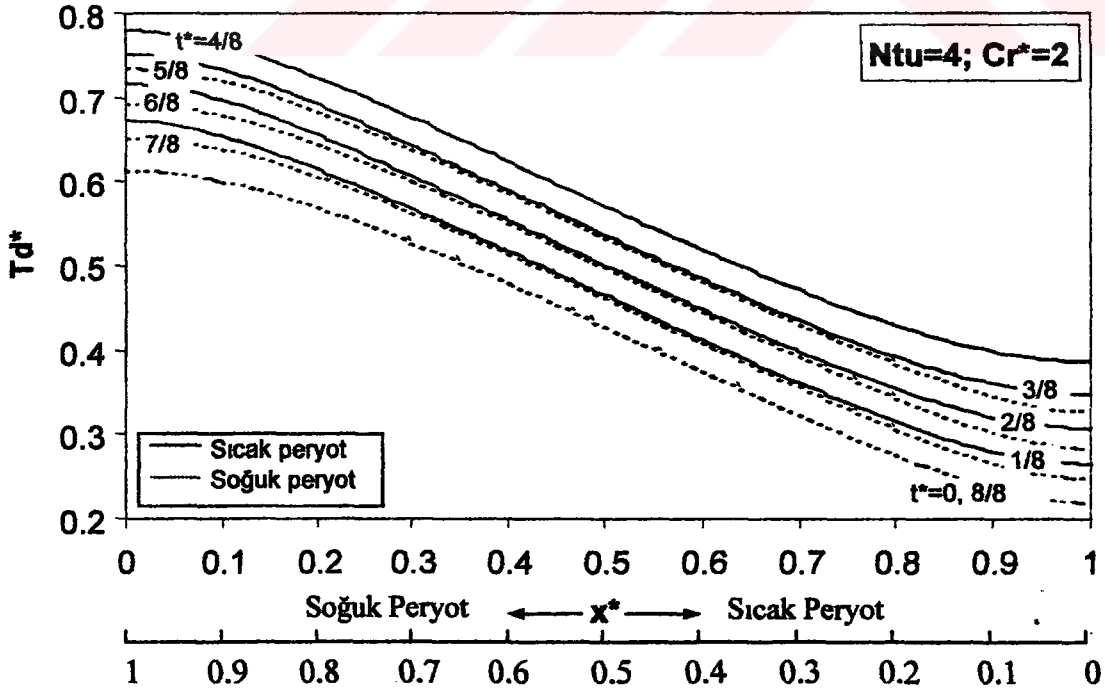


Şekil 5.50 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.49 ve Şekil 5.50'de yine akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi $Ntu=4$ ve $Cr^*=1$ verilmiştir. Burada sıcak ve soğuk akışkanın rejeneratöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark, $Ntu=4$ ve $Cr^*=0.5$ durumuna göre daha azdır.

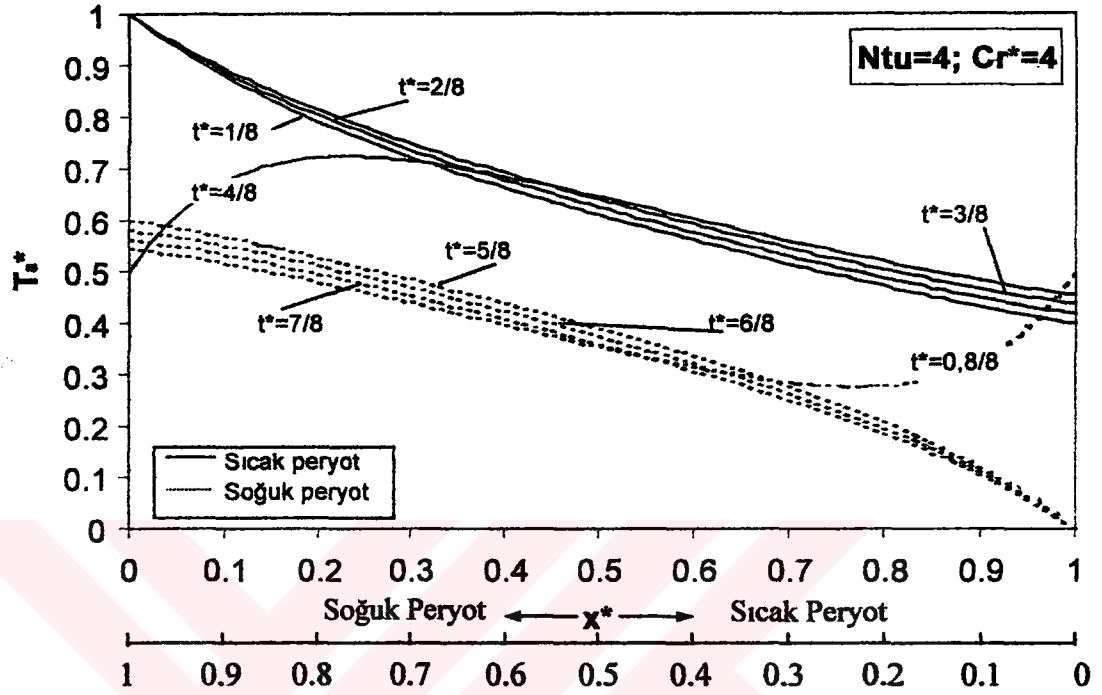


Şekil 5.51 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

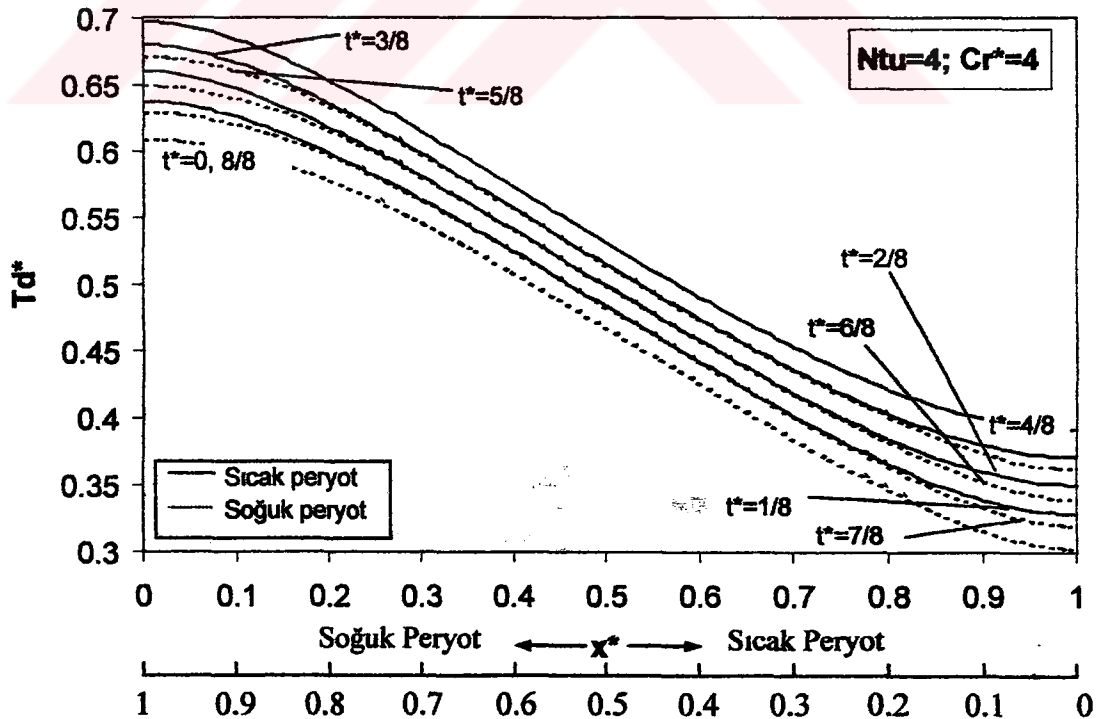


Şekil 5.52 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

$Ntu=4$ ve $Cr^*=2$ durumunda çeşitli zamanlardaki akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.51 ve yine $Ntu=4$ ve $Cr^*=2$ için duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi de Şekil 5.52'de verilmiştir.

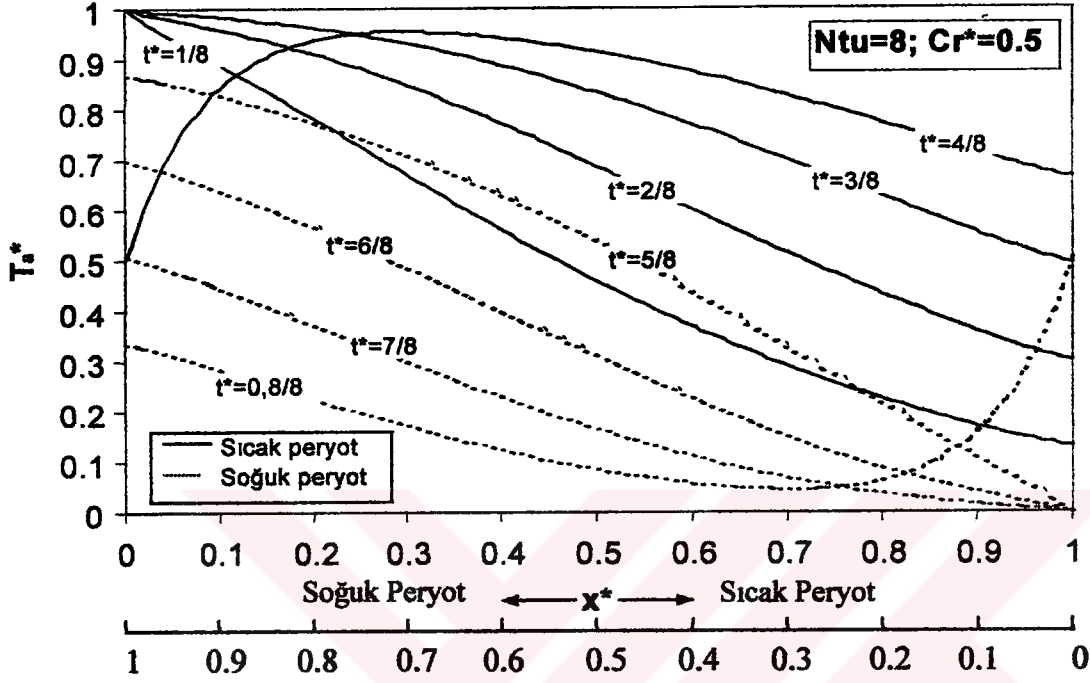


Şekil 5.53 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

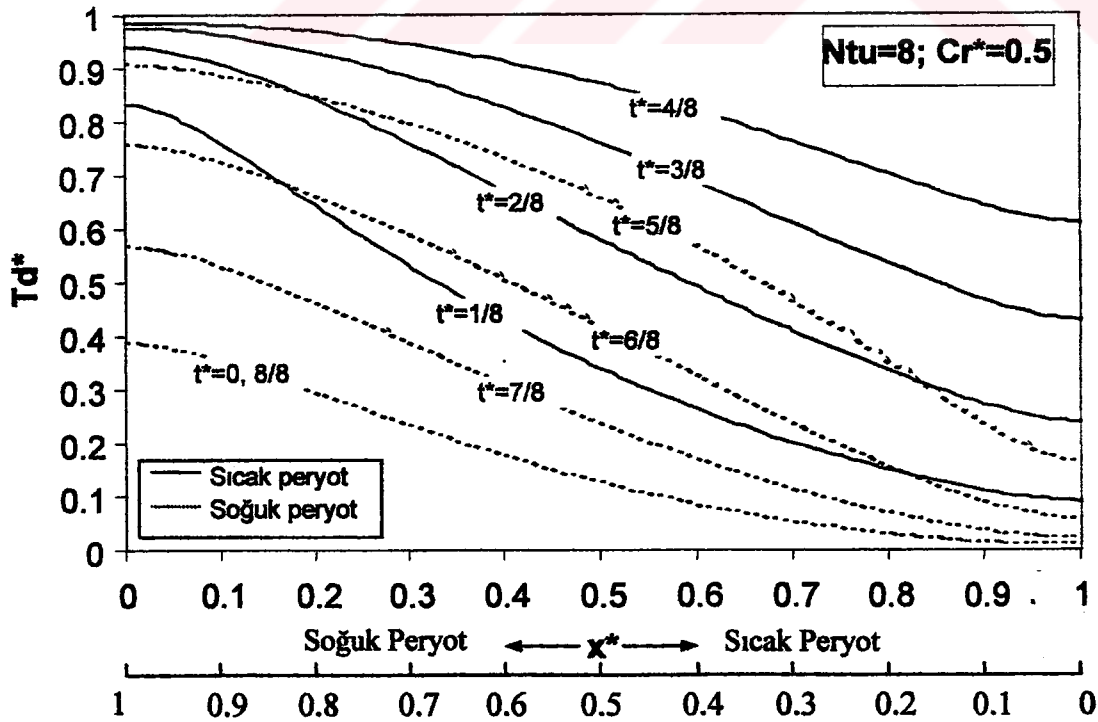


Şekil 5.54 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.53 ve Şekil 5.54'te $Ntu=4$ ve $Cr^*=4$ için akışkan ve duvar sıcaklıklarının t^* bağlı olarak rejeneratör boyunca değişimi görülmektedir. Duvar sıcaklığında rejeneratör boyunca önemli değişiklik olmasına rağmen t^* 'a bağlı olarak fazla bir değişim görülmemektedir. Bu da ısı kapasite oranının artmasından kaynaklanmaktadır.

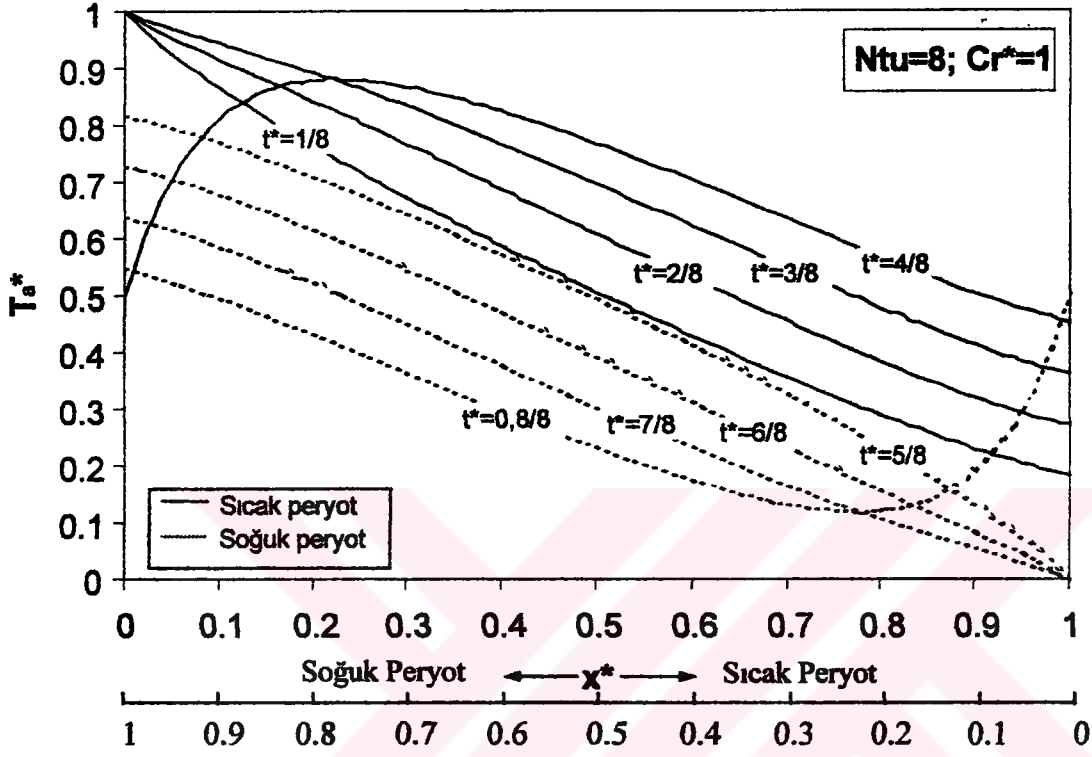


Şekil 5.55 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

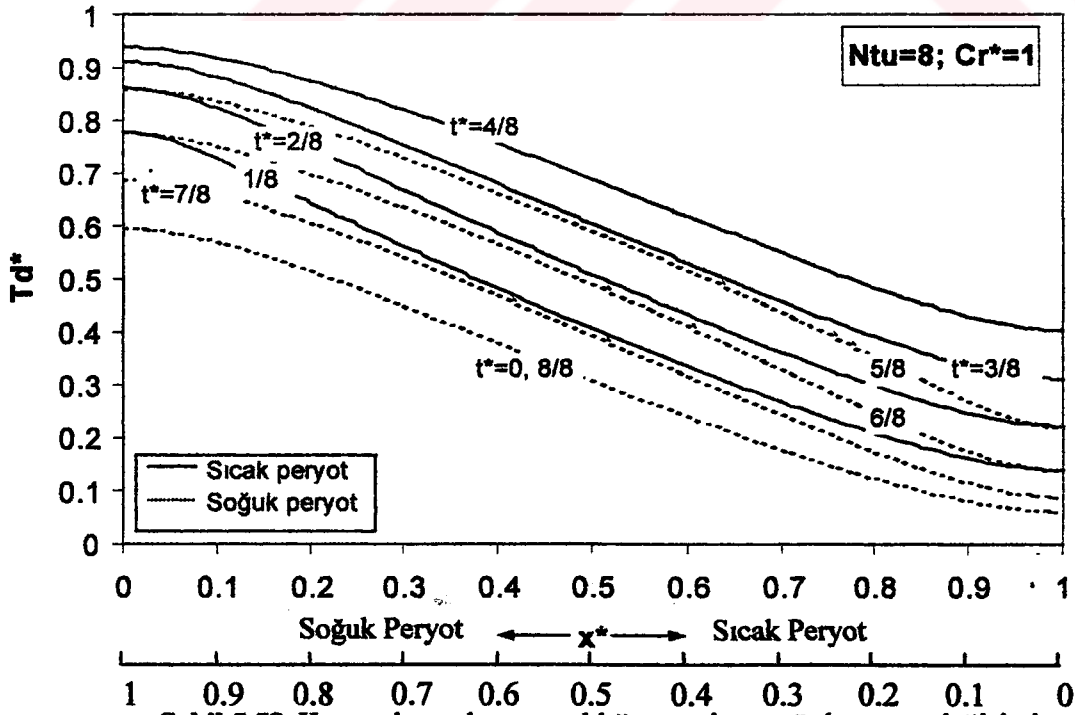


Şekil 5.56 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

$Ntu=8$ ve $Cr^*=0.5$ için elde edilen akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi görülmektedir. $Ntu=8$ durumunda sıcak ve soğuk akışkanın rejeneratöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkı arttırmıştır. Dolayısıyla rejeneratörün etkinliğinde de artma beklenmelidir.

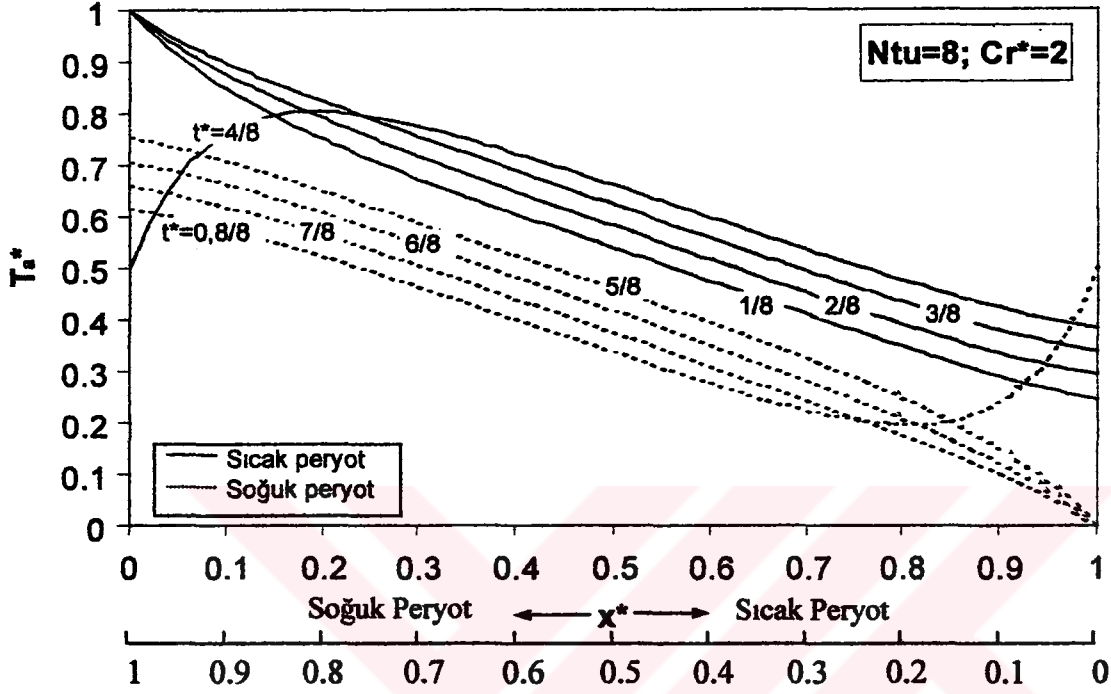


Şekil 5.57 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

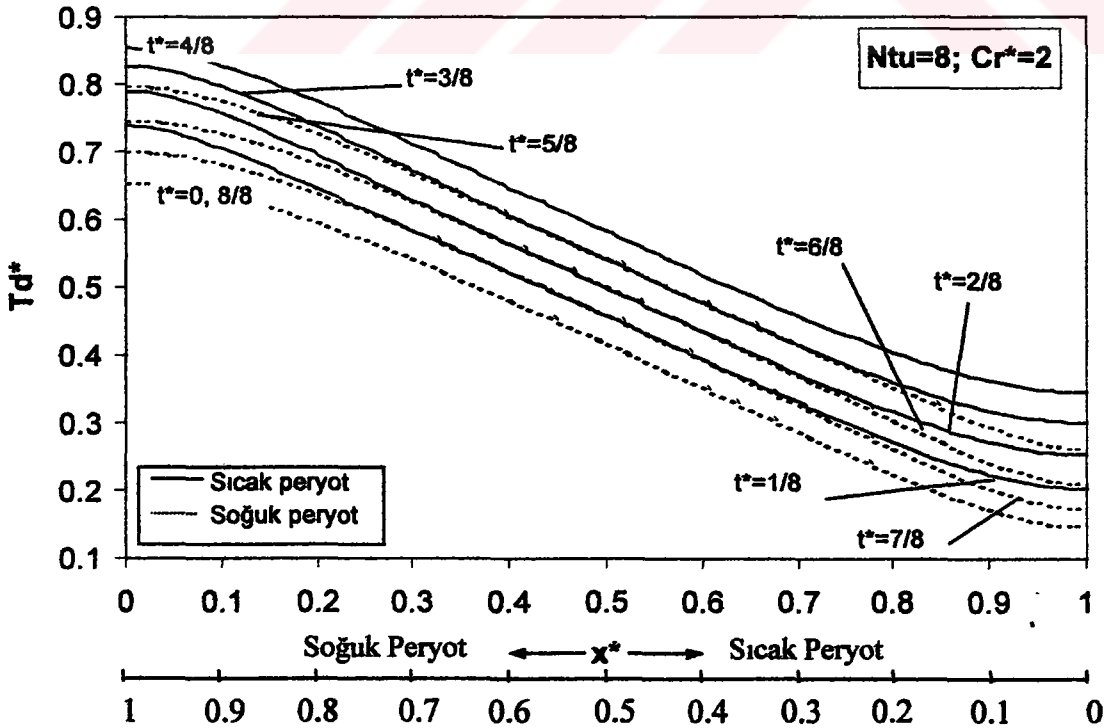


Şekil 5.58 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

$Ntu=8$ ve $Cr^*=1$ için akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.57 ve Şekil 5.58'de verilmiştir. Burada soğuk ve sıcak akışkanın rejeneratöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark, $Ntu=8$ ve $Cr^*=0.5$ durumuna göre daha fazladır. Dolayısıyla $Cr^*=1$ değeri için etkinlik daha iyidir.

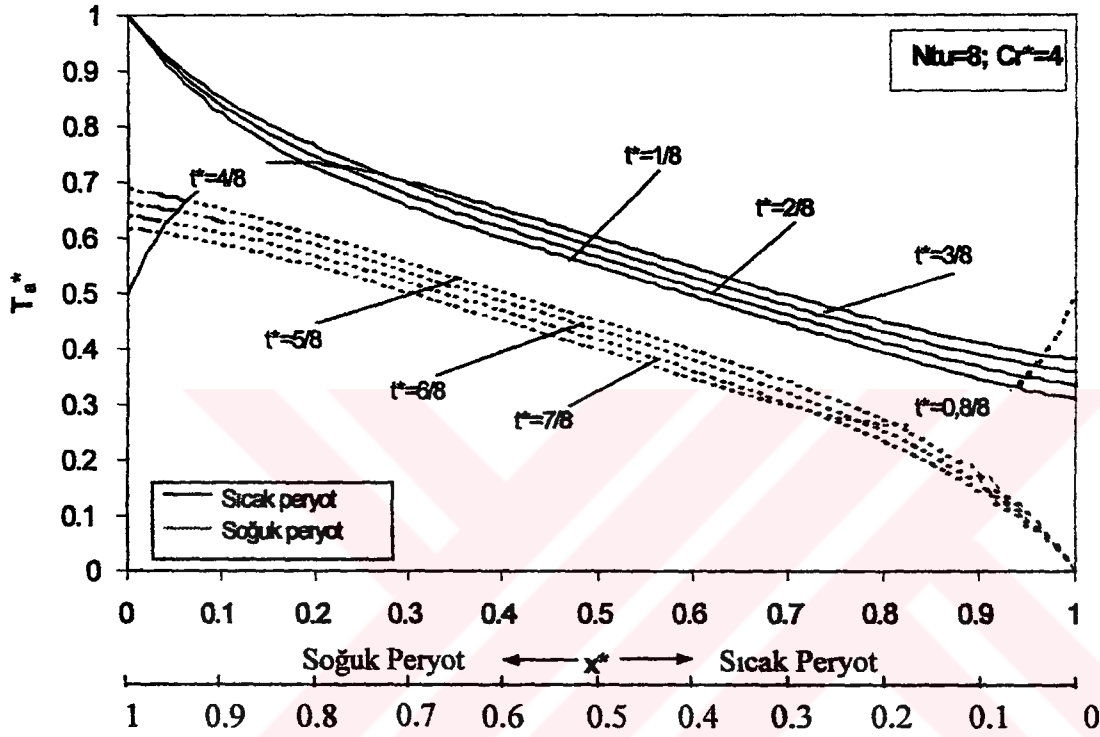


Şekil 5.59 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

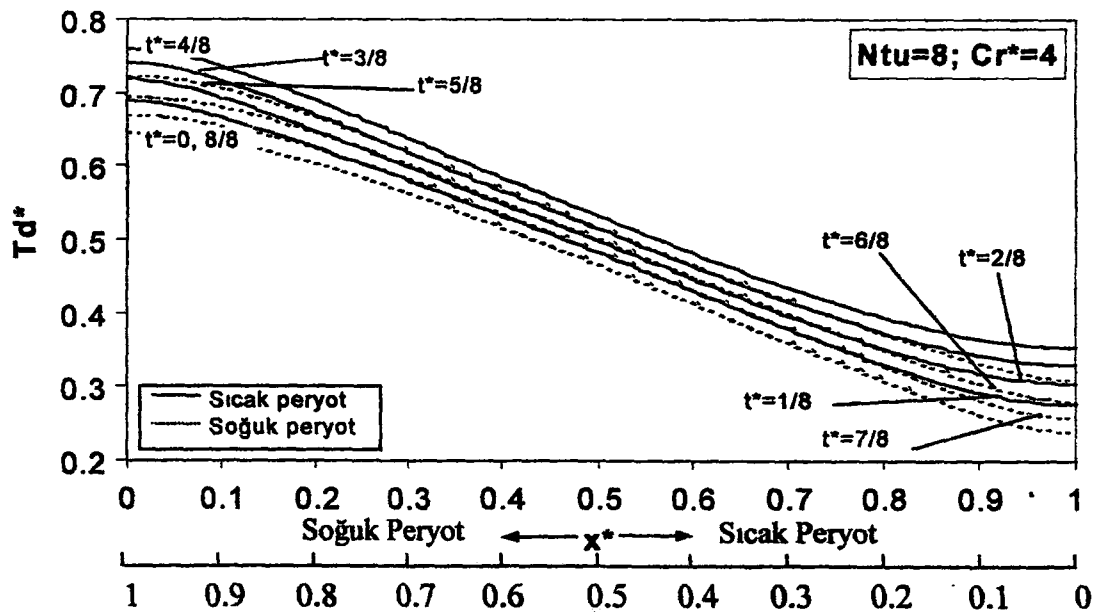


Şekil 5.60 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.59 ve Şekil 5.60'ta da $Ntu=8$ ve $Cr^*=2$ için elde edilen akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi görülmektedir. Sıcak peryot bölgesinde rejeneratöre $Ta^*=1$ noktasında giren akışkan rejeneratörden $Ta^*=0.4$ civarında çıkmaktadır. Soğuk akışkanda rejeneratöre $Ta^*=0$ sıcaklığında girip $Ta^*=0.6$ civarında çıkmaktadır. Duvar sıcaklığı da zamana bağlı olarak sıcak peryot süresince artmakta, soğuk peryot süresince de azalmaktadır.

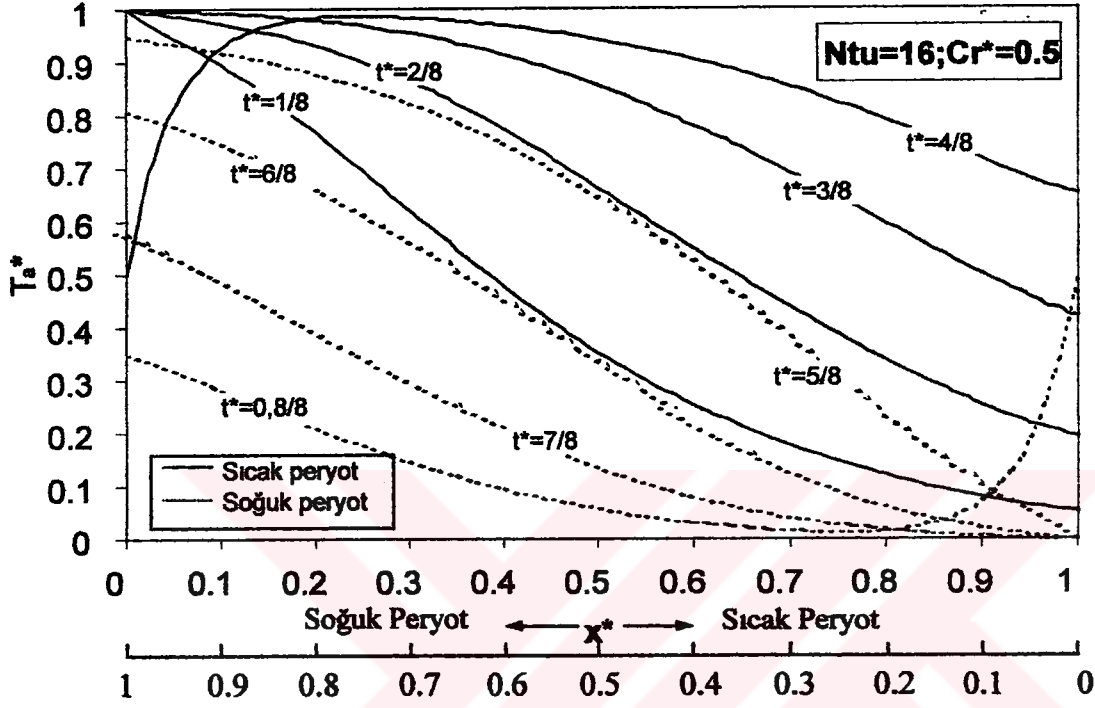


Şekil 5.61 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

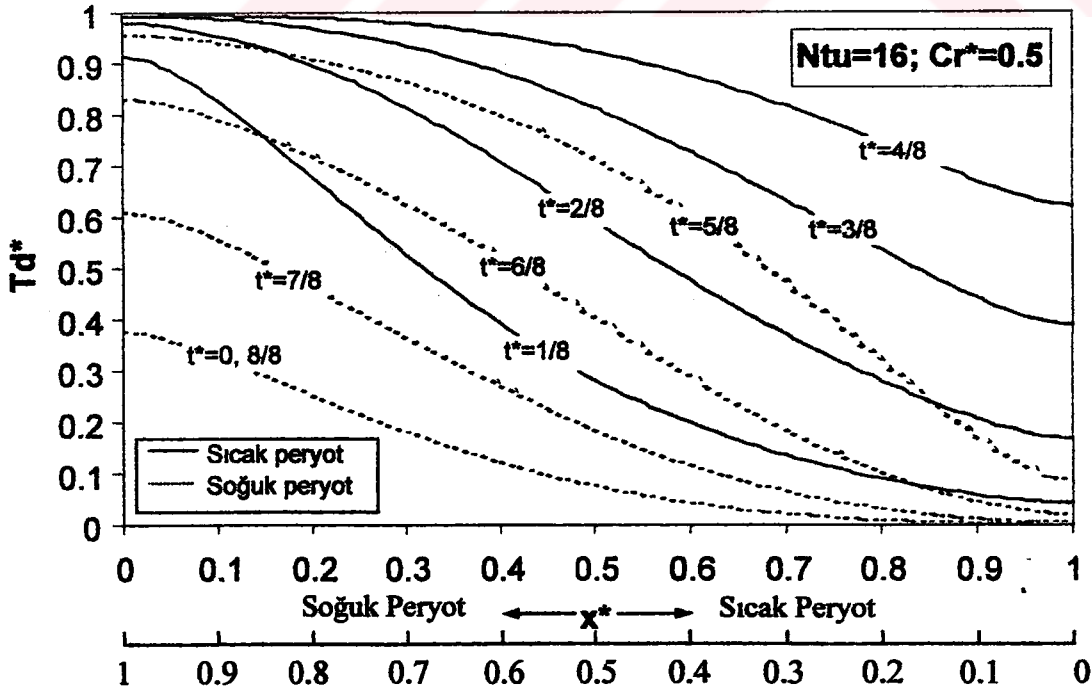


Şekil 5.62 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

$Ntu=8$ ve $Cr^*=4$ durumunda akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.61 ve Şekil 5.62’de verilmiştir. Akışkan ve duvar sıcaklıklarında rejeneratör boyunca önemli değişiklik olmasına rağmen t^* ’a bağlı olarak fazla bir değişim görülmektedir. Bu da ısıl kapasite oranının artmasından kaynaklanmaktadır.

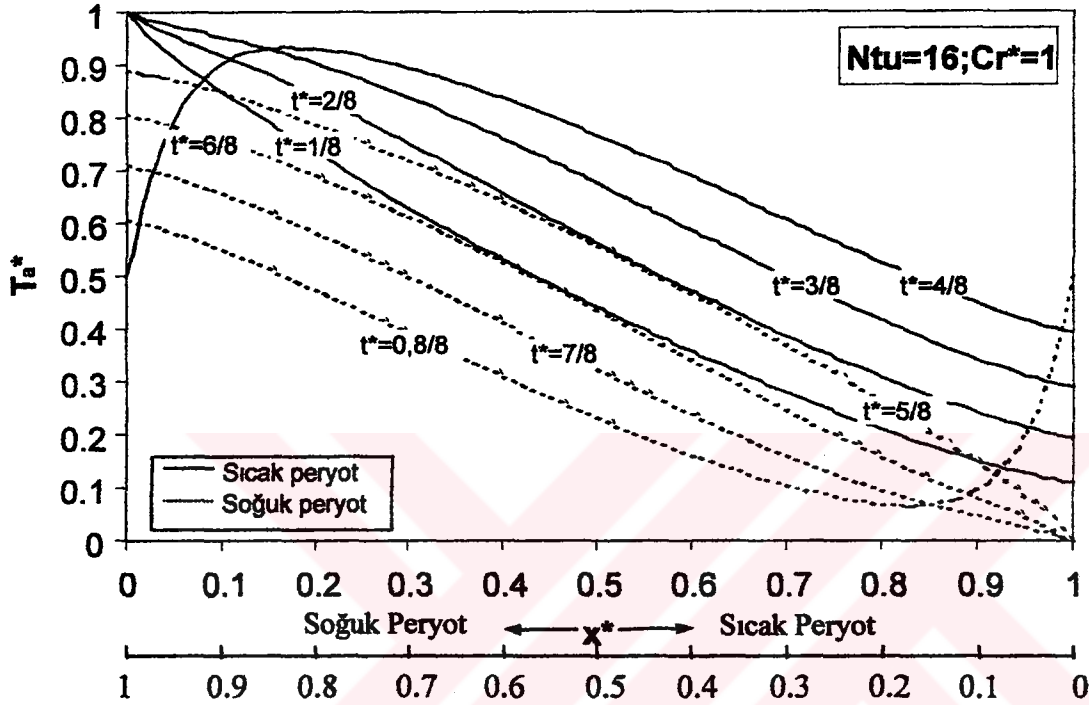


Şekil 5.63 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

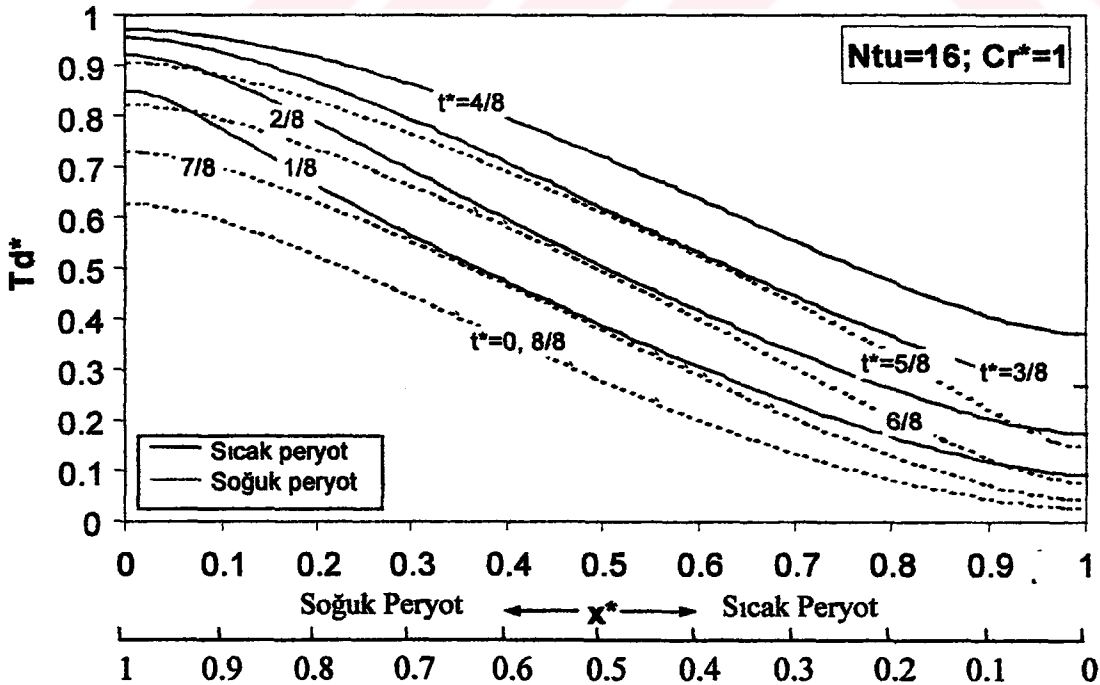


Şekil 5.64 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

$Ntu=16$ ve $Cr^*=0.5$ durumunda akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.63'te ve duvar sıcaklığının da yine rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.64'te görülmektedir. Akışkan ve duvar arasındaki ısı transfer katsayısının artmasıyla ısı transferi artmış ve dolayısıyla rejeneratör etkinliği de iyileşmiştir. Akışkan ve duvar sıcaklıklarının değişiminden de anlaşılmaktadır.

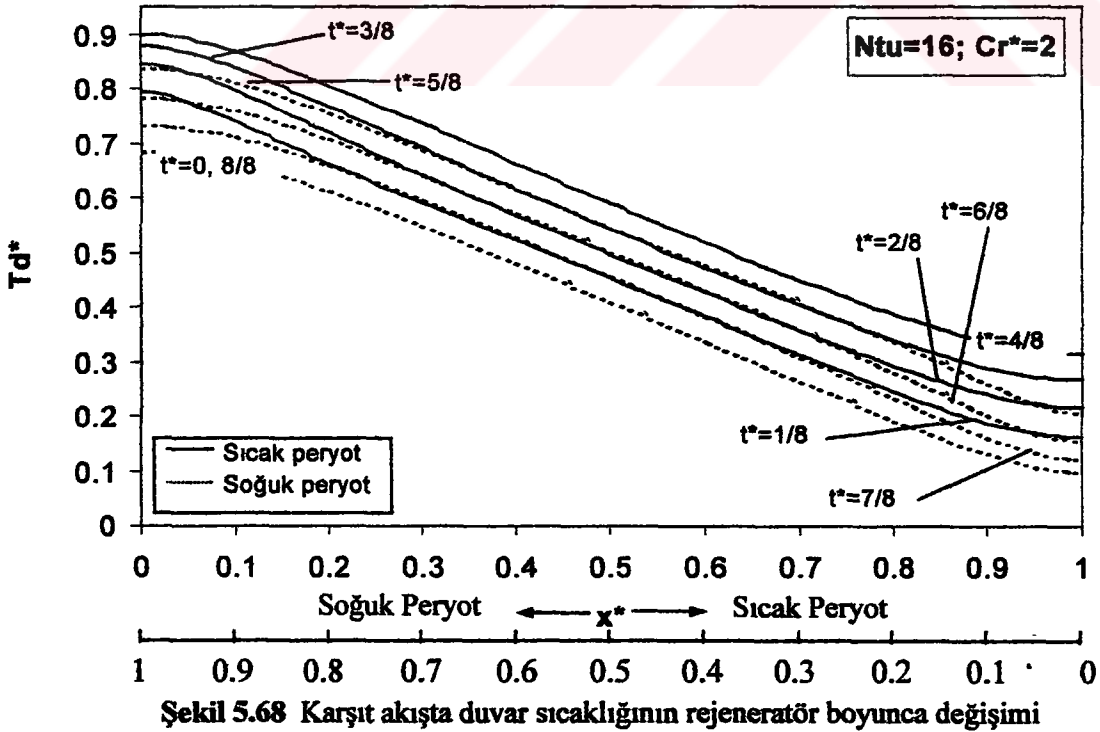
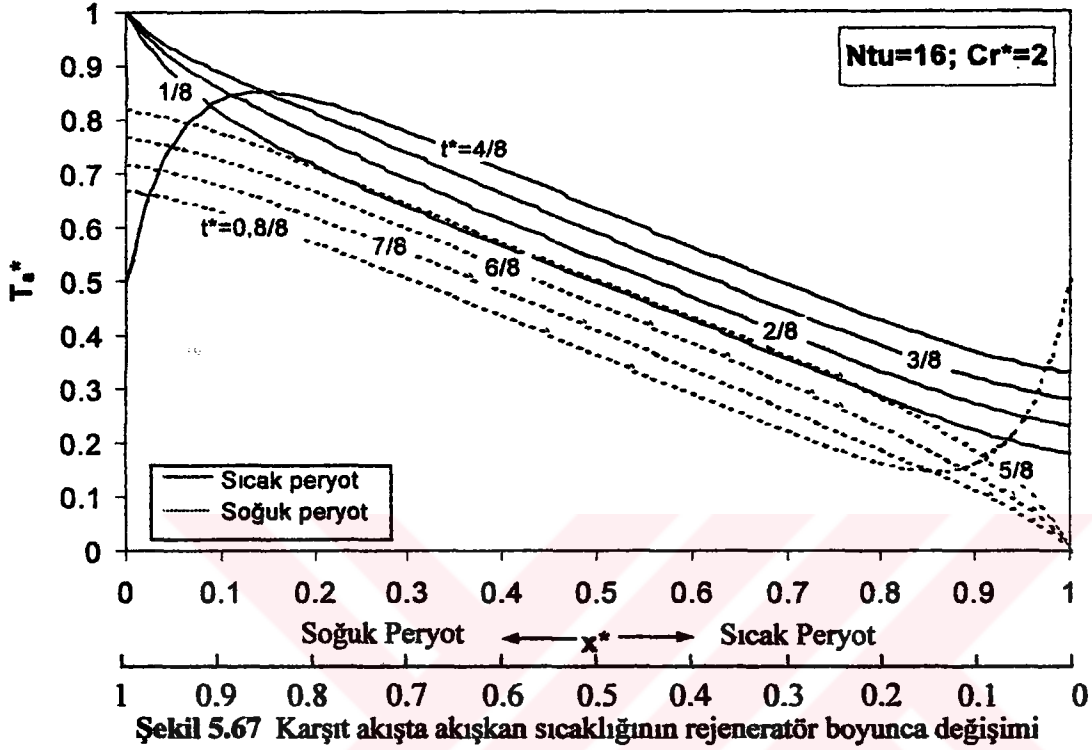


Şekil 5.65 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



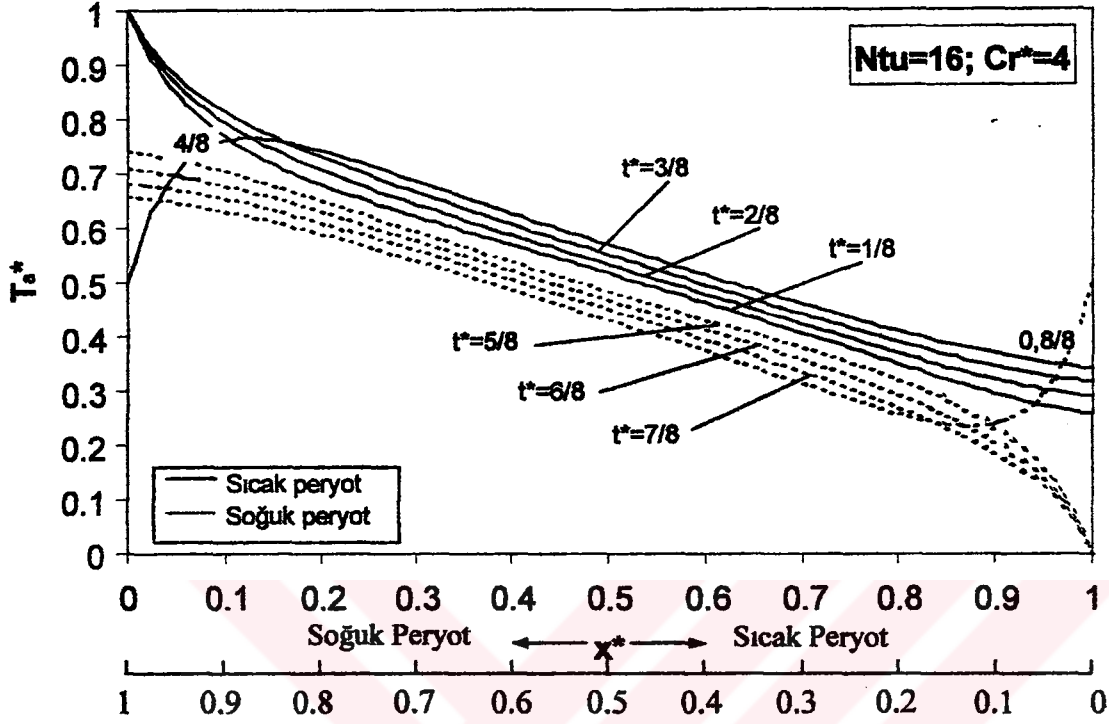
Şekil 5.66 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.65 ve Şekil 5.66'da da $Ntu=16$ ve $Cr^*=1$ için elde edilen akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimi görülmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanın rejeneratöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark azalmıştır.

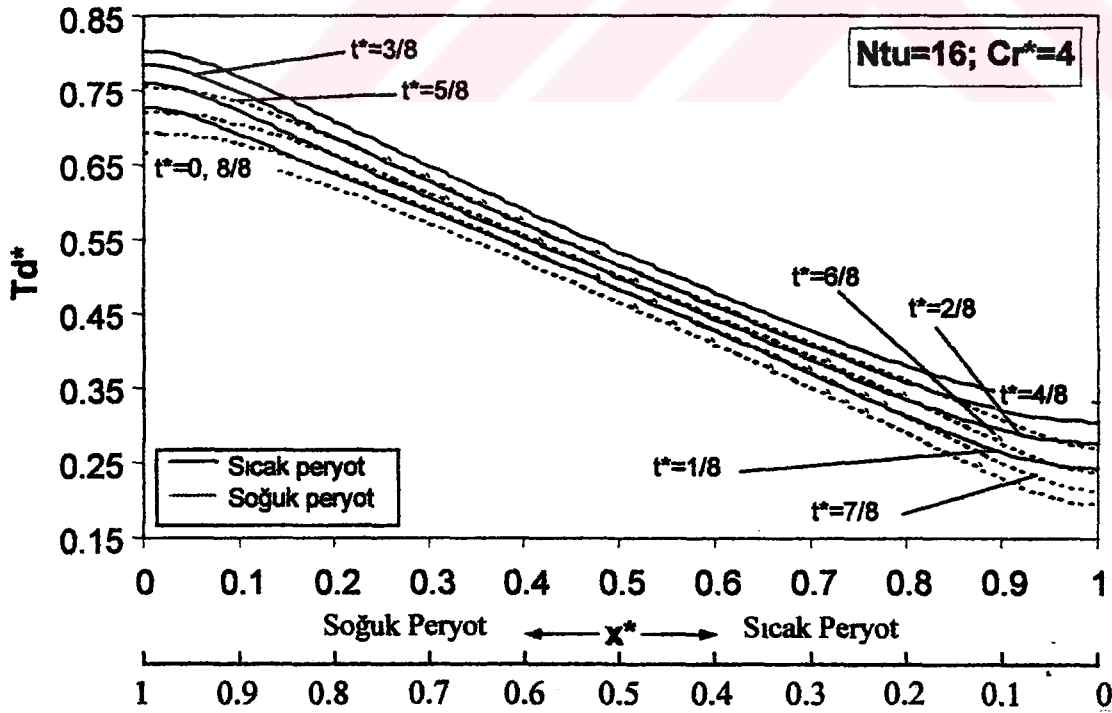


$Ntu=16$ ve $Cr^*=2$ durumunda çeşitli zamanlardaki akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi Şekil 5.67'de ve $Ntu=16$ ve $Cr^*=2$ için duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca

değişimi de Şekil 5.68'de verilmiştir. Akışkan ve duvar sıcaklıklarında rejeneratör boyunca büyük değişiklik olmasına rağmen t^* 'a bağlı olarak fazla bir değişim görülmemektedir.



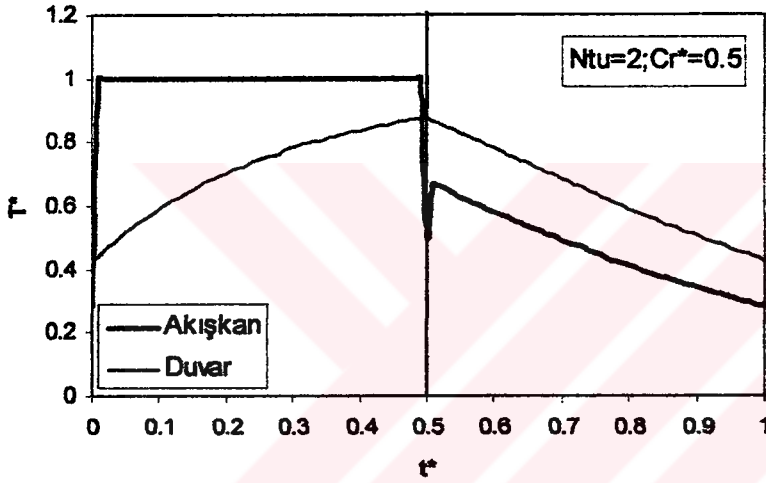
Şekil 5.69 Karşıt akışta akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi



Şekil 5.70 Karşıt akışta duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi

Şekil 5.69'da $Ntu=16$ ve $Cr^*=4$ için elde edilen akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi görülmektedir. Sıcak peryot bölgesindeki akışkan giriş sıcaklığı $T_a^*=1$ iken çıkıştaki sıcaklık $T_a^*=0.3$ civarında olmaktadır. Aynı şekilde soğuk akışkanın da rejeneratöre giriş sıcaklığı $T_a^*=0$ iken çıkıştaki sıcaklığı $T_a^*=0.7$ civarındadır. Şekil 5.70'te verilen duvar sıcaklığında da yine rejeneratör boyunca önemli değişiklik olmasına rağmen t^* 'a bağlı olarak fazla bir değişiklik olmamaktadır. Bunun nedeni de ısı kapasite oranının artmasıdır.

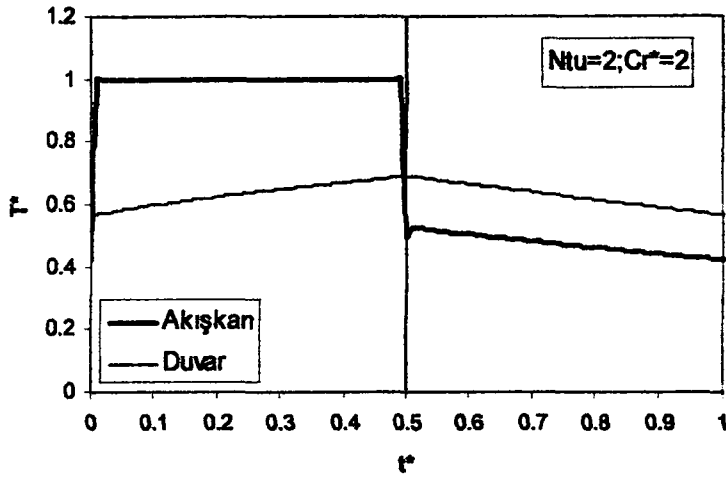
5.2.2 Akışkan Ve Duvar Sıcaklıklarının Zamanla Değişimi



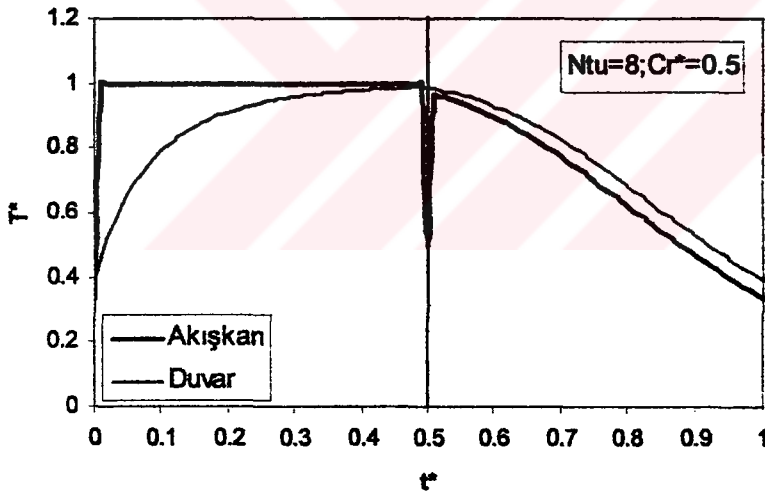
Şekil 5.71 Karşıt akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

Şekil 5.71' de akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi $Ntu=2$ durumunda ve $Cr^*=0.5$ değeri için verilmiştir. $0 < t^* < 0.5$ sıcak peryot bölgesini, $0.5 < t^* < 1$ ise soğuk peryot bölgesini göstermektedir. Sıcak peryot bölgesinde akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı $T_a^*=1$ iken çıkış sıcaklığı yaklaşık $T_a^*=0.7$ civarında olmaktadır. Soğuk peryot bölgesinde de akışkanın rejeneratöre giriş sıcaklığı $T_a^*=0$ ve çıkış sıcaklığı da yaklaşık $T_a^*=0.3$ olmaktadır.

Yine $Ntu=2$ durumunda elde edilen akışkan ve duvar sıcaklığının $Cr^*=2$ değerleri rejeneratör çıkışında için zamanla değişimi Şekil 5.72'de görüldüğü gibidir. Ntu değerinin artması ısı transferini iyileştirmiştir. Bu da etkinliğin artması demektir.

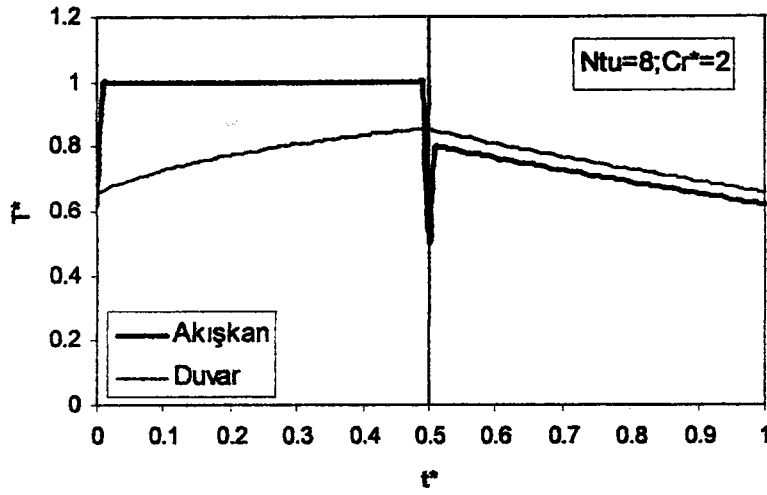


Şekil 5.72 Karşıt akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi



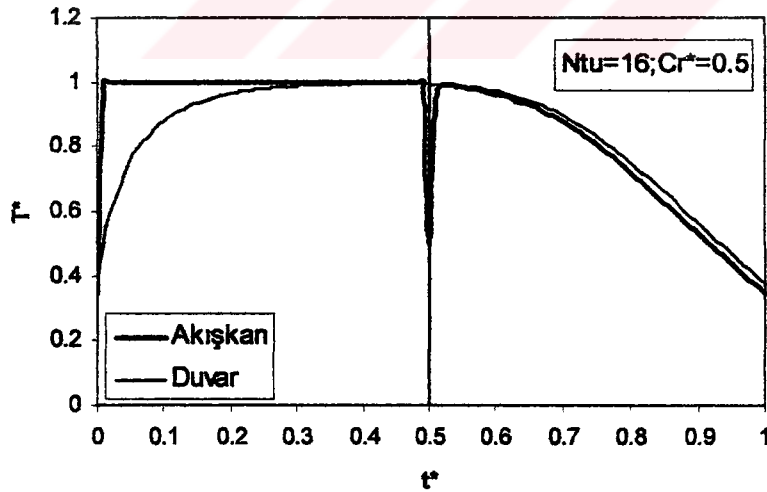
Şekil 5.73 Karşıt akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

Şekil 5.73'te yine $Ntu=8$ ve $Cr^*=0.5$ durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının zamanla değişimi verilmiştir. Ntu parametresinin artmasıyla akışkan ve duvarın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark da artmıştır.



Şekil 5.74 Karşıt akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

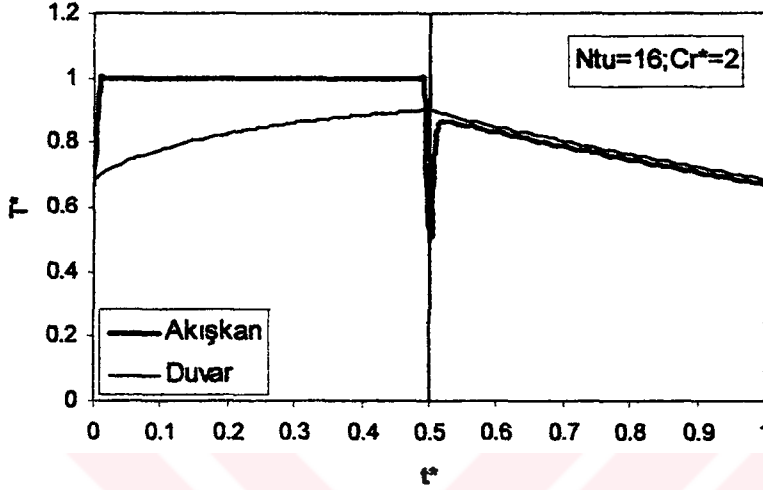
Şekil 5.74'te $Ntu=8$ ve $Cr^*=2$ için akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi verilmiştir. Isıl kapasite oranının artması akışkan ve duvarın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkı azaltmıştır. Bu da verimi kötüleştirmektedir.



Şekil 5.75 Karşıt akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

Şekil 5.75'te $Ntu=16$ ve $Cr^*=0.5$ durumunda akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör çıkışında zamana göre değişimi verilmiştir. Ntu parametresinin artmasıyla sıcak ve

soğuk periyotlarda ki akışkan ve duvarın giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark da artmıştır. Duvar sıcaklığındaki hızlı değişim akışkanın ısı kapasitesinin duvarın ısı kapasitesine göre daha büyük olmasından kaynaklanmaktadır.



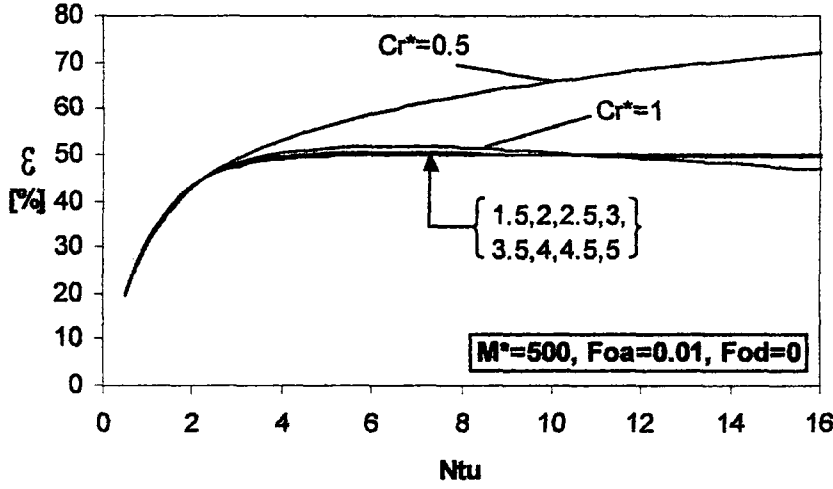
Şekil 5.76 Karşıt akış durumunda akışkan ve duvar sıcaklığının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi

Şekil 5.76'da akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratör çıkışında zamanla değişimi $Ntu=16$ durumunda ve $Cr^*=2$ değeri için verilmiştir. Isıl kapasite oranının artmasından dolayı akışkan ve duvarın rejeneratör çıkışındaki sıcaklıklarında değişim az olmaktadır. Yine de $Ntu=2$ ve $Cr^*=2$ değerlerine göre sıcaklık farkları arttığından etkinlik de iyileşmiştir. Ntu 'nun artan değerleri için $Cr^*>0.5$ değerlerinde ısı transferi iyileşmiştir. Bu da etkinliğin artması demektir.

5.3. Paralel Ve Karşıt Akış Durumlarında Rejeneratör Etkinliğinin İncelenmesi

Bu bölümde paralel ve karşıt akış durumlarında rejeneratör etkinliğinin Transfer Birimi Sayısı (Ntu) ve Isıl Kapasite Oranı (Cr^*) boyutsuz parametreleri ile değişimi incelenecektir. Rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çözümünü kolaylaştırmak amacıyla kullanılan boyutsuz parametreler içerisinde Ntu ve Cr^* parametrelerinin rejeneratör etkinliğini önemli derecede değiştirdiği görülmüştür.

5.3.1. Paralel Akış Durumunda Rejeneratör Etkinliğinin Transfer Birimi Sayısı (Ntu) İle Değişimi



Şekil 5.77 Paralel akışta rejeneratör etkinliğinin Ntu ile değişimi

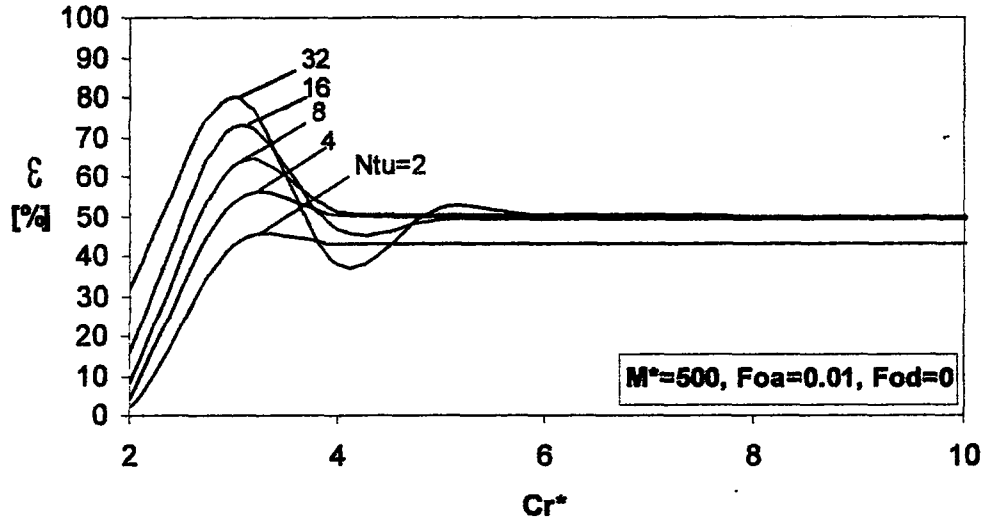
Şekil 5.77’de paralel akış durumunda rejeneratör etkinliğinin Ntu ile değişimi çeşitli Cr^* değerleri için verilmiştir. Çizelge 5.1’de de paralel akışta rejeneratör etkinliğinin Ntu’nun ve Cr^* ’ın çeşitli değerleri için elde edilen etkinlik değerleri verilmiştir. Burada $M^*=500$, $F_{oa}=0.01$, $F_{od}=0$ değerleri için nümerik çözümler yapılmıştır. Şekil 5.77’de verilen şartlar altında ve Çizelge 5.1’de elde edilen etkinlik değerleri göz önünde bulundurulacak olursa paralel akış için en büyük etkinliğin $Cr^*=0.5$ değerinde elde edildiği görülür. Yani akışkanın bir periyot süresince sahip olduğu ısı kapasitenin duvarın ısı kapasitesine göre iki kat büyük olması durumunda etkinlik diğer durumlara göre daha iyi olmaktadır. Isıl kapasite oranı Cr^* arttıkça etkinlik azalmaktadır. Doğal olarak ta $Cr^*=0.5$ ’ten küçük değerleri içinde azalacaktır. Çünkü akışkanın ısı kapasitesi duvarın ısı kapasitesinden çok büyük olacağından, ancak ısıнын belirli bir miktarı duvarda depolanacaktır. Dolayısıyla da akışkan rejeneratörden daha yüksek sıcaklıkta çıkacaktır. Bu da etkinliğin düşmesine neden olur.

Çizelge 5.1 Paralel akış durumunda nümerik olarak elde edilen etkinlik değerleri
($M^*=500$, $Fo_a=0.01$, $Fo_d=0$, için)

NTU	Cr*									
	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
0.5	19.6138	19.7738	19.8015	19.8105	19.8143	19.8162	19.8172	19.8178	19.8182	19.8184
1.0	30.9433	31.4863	31.5811	31.6122	31.6259	31.6327	31.6366	31.6389	31.6404	31.6414
1.5	37.978	38.665	38.7664	38.7981	38.8111	38.8175	38.8209	38.8227	38.824	38.8246
2.0	42.7498	43.2005	43.2131	43.2088	43.2044	43.2017	43.1993	43.1975	43.196	43.1948
2.5	46.2548	46.1571	46.0049	45.9396	45.9061	45.8863	45.8746	45.8663	45.8608	45.8566
3.0	48.9922	48.1312	47.7747	47.6385	47.5727	47.5352	47.5111	47.4971	47.4863	47.4782
3.5	51.231	49.4669	48.8988	48.6937	48.5987	48.5469	48.5141	48.4912	48.4779	48.4666
4.0	53.1267	50.3709	49.6053	49.3441	49.2265	49.1627	49.1246	49.0991	49.0798	49.0675
4.5	54.775	50.9722	50.0356	49.7354	49.603	49.5337	49.4923	49.4653	49.4468	49.4314
5.0	56.2374	51.3557	50.2817	49.9604	49.823	49.7529	49.7104	49.6841	49.6649	49.6519
5.5	57.5551	51.5787	50.4034	50.079	49.9447	49.8755	49.8368	49.8112	49.7951	49.781
6.0	58.7567	51.6809	50.442	50.1298	50.0049	49.9416	49.9069	49.8831	49.868	49.8578
6.5	59.8626	51.6911	50.4243	50.1384	50.0281	49.9725	49.9406	49.9224	49.9087	49.9001
7.0	60.8878	51.6302	50.3709	50.122	50.0294	49.9832	49.9563	49.9397	49.9301	49.9225
7.5	61.8434	51.5137	50.2947	50.0921	50.0188	49.9825	49.9607	49.9474	49.9404	49.9335
8.0	62.7382	51.3534	50.2058	50.0553	50.0027	49.9758	49.9589	49.9488	49.9421	49.9389
8.5	63.5792	51.1585	50.111	50.0177	49.9848	49.9664	49.9555	49.9472	49.9423	49.9406
9.0	64.3718	50.936	50.0152	49.9813	49.9671	49.9575	49.9505	49.9439	49.9408	49.9385
9.5	65.1207	50.6915	49.9221	49.9484	49.9531	49.9491	49.9445	49.9413	49.939	49.9374
10.0	65.8299	50.4294	49.834	49.9204	49.9401	49.9417	49.9399	49.939	49.9363	49.9361
10.5	66.5027	50.1532	49.7527	49.8975	49.9297	49.9357	49.9372	49.9368	49.9345	49.9348
11.0	67.1419	49.8659	49.6793	49.88	49.9229	49.9313	49.9346	49.9334	49.934	49.9337
11.5	67.7502	49.5697	49.6145	49.8678	49.9183	49.9308	49.9324	49.9321	49.9333	49.9317
12.0	68.3298	49.2666	49.5586	49.8602	49.9158	49.9288	49.9308	49.9321	49.9324	49.9311
12.5	68.8828	48.9582	49.5121	49.8573	49.9151	49.9274	49.9294	49.9317	49.9308	49.9317
13.0	69.4109	48.6457	49.4746	49.8586	49.9157	49.9283	49.9296	49.9316	49.9303	49.9321
13.5	69.9159	48.3304	49.4464	49.8632	49.9177	49.9288	49.9322	49.9309	49.9311	49.9317
14.0	70.3992	48.0131	49.4271	49.871	49.9205	49.9298	49.9325	49.9305	49.9317	49.9304
14.5	70.8621	47.6946	49.4164	49.8815	49.9237	49.9308	49.932	49.9298	49.9322	49.9298
15.0	71.3061	47.3756	49.414	49.8942	49.9276	49.932	49.9337	49.9341	49.9318	49.9307
15.5	71.7321	47.0567	49.4197	49.9086	49.9313	49.9332	49.9341	49.9344	49.9316	49.9318
16.0	72.1414	46.7383	49.4331	49.9244	49.9353	49.9341	49.9348	49.934	49.9308	49.9318

5.3.2. Paralel Akış Durumunda Rejeneratör Etkinliğinin Isıl Kapasite Oranı (Cr*) İle Değişimi

Şekil 5.78’de rejeneratörde paralel akış olması durumunda etkinliğin Cr* ile değişimi çeşitli Ntu değerleri için verilmiştir. Ntu değeri arttıkça Cr*=0.5 için etkinliğinde arttığı görülmektedir. Ntu’nun küçük değerlerinde etkinlikte küçük olmaktadır. Bu da akışkan ile duvar arasındaki ısı transfer katsayısının küçük olmasından kaynaklanmaktadır. $Ntu > 4$ ve $Cr^* > 1$ için paralel akışlı rejeneratör etkinliği %50 olmaktadır. Çizelge 5.2’de verilen etkinlik değerleri ile analitik olarak elde edilen değerlerin karşılaştırması yapılacak olursa, bunun paralel akışlı rejeneratörlerden elde edilebilecek en büyük etkinlik değeri olduğu görülür.

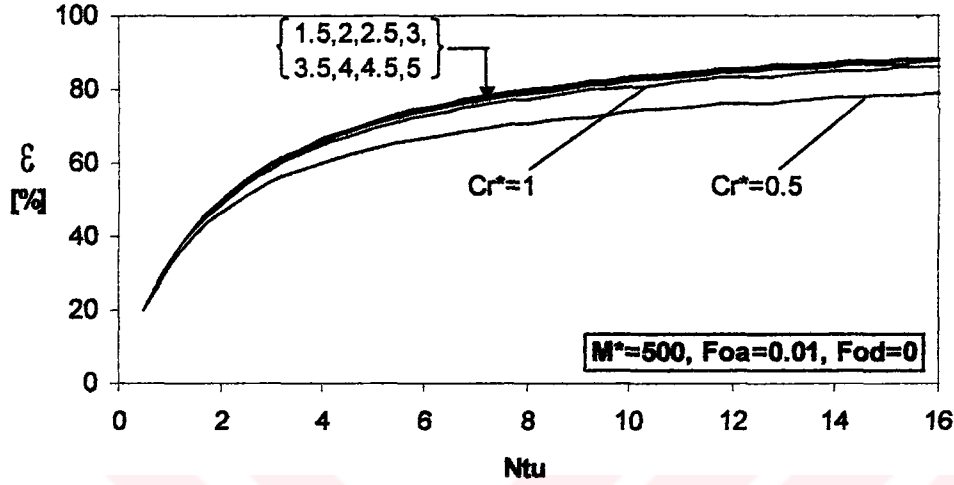


Şekil 5.78 Paralel akışta rejeneratör etkinliğinin Cr^* ile değişimi

Çizelge 5.2 Paralel akış durumunda nümerik olarak elde edilen etkinlik değerleri ile eşitlik (45)'in karşılaştırılması ($M^*=500$, $Fo_a=0.01$, $Fo_d=0$, için)

Cr^*	NTU				
	2	4	8	16	32
0.50	42.7501	53.1284	62.7456	72.1497	80.0525
1.00	43.2014	50.3714	51.3527	46.7345	37.8989
1.50	43.2138	49.6060	50.2054	49.4334	52.2213
2.00	43.2108	49.3449	50.0551	49.9246	49.9958
2.50	43.2075	49.2255	50.0035	49.9351	49.8550
3.00	43.2043	49.1616	49.9773	49.9327	49.9316
3.50	43.2022	49.1230	49.9624	49.9314	49.9338
4.00	43.2004	49.0987	49.9519	49.9322	49.9346
4.50	43.1991	49.0836	49.9446	49.9355	49.9352
5.00	43.1980	49.0714	49.9375	49.9344	49.9331

5.3.3. Karşıt Akış Durumunda Rejeneratör Etkinliğinin Transfer Birimi Sayısı (Ntu) İle Değişimi



Şekil 5.79 Karşıt akışta rejeneratör etkinliğinin Ntu ile değişimi

Şekil 5.79'da karşıt akış durumunda rejeneratör etkinliğinin Ntu ile değişimi görülmektedir. Etkinliğin Ntu ile değişimi Cr^* parametresine bağlı olarak verilmiştir. Sıcaklık dağılımları ve etkinliklerin çeşitli parametrelerle değişimi için verilen şekillerden de anlaşılacağı gibi, karşıt akışta en önemli iki parametre ısıl kapasite oranını gösteren Cr^* ve transfer birimi sayısı olarak adlandırılan Ntu parametreleridir. Ntu'nun artan değerleri için $Cr^* = 0.5$ değerinde en küçük etkinlik değerini vermektedir. Bu da akışkanın ısıl kapasite oranının duvarın ısıl kapasite oranına nazaran iki kat büyük olduğu anlamına gelir ki karşıt akış durumunda rejeneratörün depolayabileceği ısı miktarına az gelecektir. Karşıt akışta duvar ve akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca değişimi grafiklerinden görüldüğü gibi transfer birimi sayısı (Ntu) ve ısıl kapasite oranı (Cr^*) değerlerinin doğru orantılı bir şekilde artması neticesinde, rejeneratörde her iki periyotta da akışkan ve duvar sıcaklıkları arasındaki farkı arttırmakta bu da rejeneratör etkinliğini arttırmaktadır. Çizelge 5.3'te karşıt akış durumunda nümerik olarak elde edilen etkinlik değerlerinden de görüldüğü gibi Ntu ve Cr^* değerlerinin artmasıyla etkinlik artmıştır, fakat dikkat edilirse Ntu ve Cr^* 'ın artan değerlerinde akışkan ve duvar sıcaklıklarının rejeneratöre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın artmasına rağmen, sıcaklıklarda rejeneratör boyunca fazla bir değişiklik olmamaktadır. Bu da ısı transferini kötüleştirmektedir.

Çizelge 5.3 Karşıt akış durumunda nümerik olarak elde edilen etkinlik değerleri
($M^*=500$, $F_{o_a}=0.01$, $F_{o_d}=0$, için)

NTU	Cr*									
	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
0.5	20.0141	20.1893	20.2196	20.2294	20.2335	20.2356	20.2367	20.2373	20.2377	20.2379
1.0	32.3924	33.1857	33.332	33.3816	33.4037	33.4153	33.4219	33.4261	33.4288	33.4307
1.5	40.7517	42.3471	42.6502	42.7548	42.8021	42.8273	42.842	42.8513	42.8575	42.8618
2.0	46.7487	49.1497	49.6125	49.7734	49.8469	49.886	49.909	49.9237	49.9336	49.9405
2.5	51.2712	54.4066	55.0156	55.2287	55.3262	55.3785	55.4096	55.4294	55.4427	55.4521
3.0	54.8233	58.5918	59.3332	59.5917	59.7104	59.7743	59.8123	59.8367	59.8531	59.8646
3.5	57.7014	62.0062	62.8629	63.1626	63.2997	63.3735	63.4176	63.4459	63.465	63.4785
4.0	60.092	64.8516	65.7989	66.137	66.2927	66.3751	66.4244	66.456	66.4775	66.4927
4.5	62.1177	67.2621	68.2844	68.6505	68.8216	68.9152	68.9706	69.0052	69.0287	69.0453
5.0	63.8563	69.3332	70.417	70.8064	70.9889	71.0886	71.1489	71.1885	71.2155	71.2348
5.5	65.3727	71.1333	72.2674	72.676	72.8682	72.9735	73.0373	73.0788	73.1073	73.1277
6.0	66.7117	72.713	73.8885	74.3134	74.5135	74.6237	74.6905	74.734	74.7639	74.7853
6.5	67.9024	74.1072	75.3216	75.7596	75.9665	76.0803	76.1499	76.1951	76.2264	76.2487
7.0	68.9721	75.3519	76.5933	77.0463	77.259	77.3762	77.4476	77.4948	77.5269	77.55
7.5	69.9401	76.4709	77.7317	78.1948	78.4165	78.5366	78.6098	78.6578	78.6908	78.7152
8.0	70.8205	77.4821	78.7582	79.2283	79.4543	79.5802	79.6567	79.7057	79.7395	79.7639
8.5	71.6269	78.3987	79.6889	80.1643	80.3936	80.5216	80.6004	80.6525	80.6886	80.714
9.0	72.3684	79.2362	80.5364	81.0162	81.2479	81.3778	81.458	81.5108	81.5475	81.5746
9.5	73.0537	80.0049	81.309	81.7953	82.0291	82.1603	82.2414	82.2951	82.3324	82.3594
10.0	73.6896	80.7112	82.0188	82.5079	82.7456	82.8781	82.96	83.0144	83.0522	83.0797
10.5	74.2813	81.364	82.6734	83.1631	83.4035	83.5389	83.6216	83.6764	83.7149	83.7427
11.0	74.8342	81.9696	83.2788	83.7692	84.01	84.1466	84.2325	84.2881	84.3269	84.3549
11.5	75.3523	82.5322	83.8386	84.3309	84.5721	84.7095	84.7952	84.8531	84.8936	84.9222
12.0	75.8387	83.0568	84.3598	84.8529	85.0946	85.2325	85.3186	85.3767	85.4172	85.4472
12.5	76.297	83.5476	84.8463	85.3377	85.582	85.7195	85.8062	85.8645	85.9053	85.9351
13.0	76.7297	84.0072	85.3007	85.791	86.0349	86.175	86.2618	86.3198	86.361	86.391
13.5	77.1387	84.4389	85.7259	86.2157	86.4588	86.5992	86.6881	86.7464	86.7876	86.8178
14.0	77.5265	84.8455	86.1256	86.614	86.8569	86.9969	87.0856	87.1458	87.1878	87.2181
14.5	77.8948	85.2288	86.5021	86.9875	87.2312	87.3709	87.4597	87.5195	87.5624	87.5939
15.0	78.2451	85.5909	86.856	87.3396	87.5828	87.7232	87.8115	87.8719	87.9146	87.9461
15.5	78.5788	85.9339	87.1906	87.6722	87.9141	88.0551	88.1439	88.2036	88.2468	88.2783
16.0	78.8971	86.259	87.5074	87.9863	88.2272	88.3678	88.4577	88.5179	88.5603	88.5923

SONUÇLAR

Döner tip rejeneratörler enerji tasarrufu sağlamak amacıyla ülkemizde büyük hastane ve otellerin iklimlendirme tesislerinde kullanılmaktadır. Döner tip rejeneratörlerin imalatı henüz ülkemizde yapılmamaktadır. Fakat çeşitli firmalar ithal etmektedir.

Rejeneratör imalatı için gerekli parametrelerden en önemlisi rejeneratör etkinliğidir. Rejeneratör etkinliğinin hesaplanması için literatürde yapılan birçok çalışma sonucunda fiziki duruma uygun olmayan matematiksel modeller çıkarılmıştır. Dolayısıyla hesaplanan rejeneratör etkinliği gerçek değerleri yansıtmamaktadır. Bu çalışmada ise fiziki duruma uygun matematiksel modellemeler yapılmış ve rejeneratör etkinliğinin gerçekte elde edilebilecek etkinlik değerlerine ulaşılmıştır.

Rejeneratör etkinliği birçok parametreye bağlıdır. Bu çalışmada Ntu , Cr^* , R , Fo_a ve Fo_d şeklinde beş adet boyutsuz parametre tanımlanmıştır. Bu boyutsuz parametrelerle birlikte x^* ve t^* olarak tanımlanan boyutsuz değişkenler kullanılarak rejeneratör diferansiyel denklemleri boyutsuz olarak ifade edilmiştir. Dolayısıyla rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çözümünde ve sonuçların değerlendirilmesinde kolaylıklar sağlanmıştır.

Rejeneratör diferansiyel denklemleri Termodinamiğin birinci kanundan yararlanılarak çıkarılmıştır. Rejeneratördeki sıcaklıklarının hesaplanmasına yarayan iki adet diferansiyel denklem elde edilmiştir. Eşitlik (5)'de boyutsuz olarak ifade edilen diferansiyel denklem akışkan sıcaklığının rejeneratör boyunca ve zamanla değişimi dikkate alınarak hesaplanmasında kullanılmaktadır. Eşitlik (6)'da ise boyutsuz olarak ifade edilen diferansiyel denklem de duvar sıcaklığının rejeneratör boyunca ve zamanla değişimi dikkate alınarak hesaplanmasında kullanılmaktadır. Elde edilen döner tip rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çözümü için x^* 'a göre iki, t^* 'a göre ise bir adet sınır şartı gerekir. Boyutsuz rejeneratör uzunluğuna göre verilmesi gereken sınır şartlarından biri rejeneratör girişinde diğeri ise rejeneratör çıkışında verilmiştir.

Boyutsuz olarak ifade edilen rejeneratör diferansiyel denklemlerinin çözümü için verilmiş olan sınır şartlarının da boyutsuz olarak ifade edilmesi gerektiğinden, akışkan ve duvar için verilen sınır şartları da boyutsuz olarak yazılmıştır.

Bu çalışmada yapılan kabuller neticesinde elde edilmiş olan rejeneratör diferansiyel denklemlerinin analitik çözümü mümkün olmadığından dolayı, rejeneratör diferansiyel

denklemlerinin çözümünde sonlu farklar yöntemi kullanılmıştır. Bunun içinde eşitlik (5) ve (6) ile elde edilen diferansiyel denklemler sonlu farklarla ifade edilmiştir. Sonlu farklarla ifade edilen eşitlikler sonlu farklar ağı üzerine yazıldığında karşımıza lineer denklem takımları çıkmaktadır. Bu lineer denklem takımları çözülerek rejeneratördeki akışkan ve duvar sıcaklıkları hesaplanmıştır. Sonlu farklar ağındaki x^* yönündeki adım sayısı $n=100$ olarak ve t^* yönündeki adım sayısı da $m=1000$ olarak alınmıştır. Paralel ve karşıt akışlı rejeneratördeki sıcaklıklarının hesaplanmasında, hem sıcak peryotta hem de soğuk peryotta aynı diferansiyel denklemler kullanılmıştır.

Bu çalışmada eşitlik (5) ve (6) ile verilen diferansiyel denklemler, paralel ve karşıt akış için ayrı ayrı çözülmüştür. Çözümler sonucunda elde edilen sıcak peryot ve soğuk peryot bölgeleri için sıcaklık dağılımları grafiklerle gösterilmiştir. Bu grafikler de akışkan ve duvar sıcaklıkları rejeneratör boyunca ve zamanla değişimi incelenmiştir. Bütün bu çalışmalar paralel ve karşıt akış durumları için ayrı ayrı yapılmıştır. Karşıt akış durumunda sıcaklıklarının rejeneratör boyunca değişimini gösteren grafiklerde iki farklı x^* koordinatı kullanılarak grafiklerin daha anlaşılır olması sağlanmıştır.

Paralel ve karşıt akışta rejeneratör etkinliğinin Ntu ve Cr^* ile değişimi grafiklerle ifade edilmiştir. Transfer birimi sayısı Ntu 'nun ve ısı kapasite oranı Cr^* 'ın rejeneratör etkinliği üzerinde etkili olduğu elde edilen grafiklerden açıkça görülmektedir.

Analitik olarak çözülmesi mümkün olmayan diferansiyel denklemlerin nümerik yöntemlerle çözülebilir olmasının bilim dünyasına önemli katkılar sağladığı görülmüştür. Ancak nümerik yöntemlerle çözülen diferansiyel denklemlerin sonuçlarının doğruluk kontrollünün yapılması gerektiği bir kez daha ortaya konmuştur.

KAYNAKLAR

- [1] Romie, F. E., 1988, "Transient response of rotary regenerators", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 110, pp. 836-840.
- [2] Skiepko, T., 1988, "The effect of matrix longitudinal heat conduction on the temperature fields in the rotary heat exchanger", *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 31, No. 11, pp. 2227-2238.
- [3] Scaricabarozzi, R., 1989, "Simple particular solutions and speed calculation of regenerator", *Heat Recovery Systems and CHP*, Vol. 9, No. 5, pp. 421-432.
- [4] Schumann, T. E. W., 1929, "A liquid flowing through a porous prism", *Heat Transfer, J. Franklin Inst.*, pp. 405-416.
- [5] Dusenberre, G. M., 1959, "Calculation of transient in a crossflow heat exchanger", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 81, pp. 61-67.
- [6] Yang, W. J., Clark, J. A. and Arpacı, V. S., 1961, "Dynamic response of heat exchanger having internal heat sources-Part IV", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 83, pp. 321-338.
- [7] Myers, G. E., Mitchell, J. W. and Lindeman, C. F., 1970, "The transient response of heat exchangers having an infinite capacitance rate fluid", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 92, pp. 572-574.
- [8] Willmott, A. J. and Hinchliffe, C., 1976, "The effect of gas heat storage upon the performance of the thermal regenerator", *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 821-826.
- [9] Burns, A. and Willmott A.J., 1978, "Transient performance of periodic flow regenerators", *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 623-627.
- [10] Baclic, B. S., 1978, "A simplified formula for cross-flow heat exchanger effectiveness", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 100, pp. 746-747.

- [11] Razelos, P. and Benjamin, M. K., 1978, "Computer model of thermal regenerators with variable mass flow rates", *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 735-743.
- [12] Holmberg, R. B., 1979, "Combined heat and mass transfer in regenerators with hygroscopic materials", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 101, pp. 205-210.
- [13] Smith, E. M., 1979, "General integral solution of the regenerator transient test equations for zero longitudinal conduction", *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 1, No. 2, pp. 71-75.
- [14] Romie, F. E., 1979, "Periodic thermal storage: The regenerator", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 101, pp. 726-731.
- [15] Willmott, A. J. and Duggan, R. C., 1980, "Refined closed methods for the contra-flow thermal regenerator problem", *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 655-662.
- [16] Maclaine- Cross, I. L., 1980, "Effect of inter stitial fluid heat capacity on regenerator performance", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 102, pp. 572-574.
- [17] Li, C. H., 1983, "A numerical finite difference method for performance evaluation of a periodic-flow heat exchanger", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 105, pp. 611-617.
- [18] Banks, P. J., 1984, "The representation of regenerator fluid carryover by bypass flows", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 106, pp. 210-220.
- [19] Romie, F. E., 1984, "Transient response of the counterflow heat exchanger", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 106, pp. 620-626.
- [20] Banks, P. J., 1985, "Prediction of heat and mass regenerator performance using nonlinear analogy method: Part 1- Basic", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 107, pp. 222-229.
- [21] Banks, P. J., 1985, "Prediction of heat and mass regenerator performance using nonlinear

analogy method: Part 2- Comparison of methods", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 107, pp. 230-238.

- [22] Wozniak, Z., 1985, "Dynamics of transient states of the counterflow heat regenerator", *Numerical Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 751-760.
- [23] Baclic, B. S., 1985, "The application of the Galerkin method to the solution of the symmetric and balanced counterflow regenerator problem", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 107, pp. 214-221.
- [24] Romie, F. E., 1985, "Transient response of the parallel-flow heat exchanger", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 107, pp. 727-730.
- [25] San, J. Y., Worek, W. M. and Lavan, Z., 1987, "Second law analysis of a two-dimensional regenerator", *Energy*, Vol. 12, pp. 485-496.
- [26] Hill, A. and Willmott, A. J., 1987, "A robust method for regenerative heat exchanger calculations", *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 2, pp. 241-249.
- [27] Romie, F. E., 1987, "Two functions used in the analysis of crossflow exchangers, regenerators, and related equipment", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 109, pp. 518-521.
- [28] Romie, F. E., 1987, "Effect of the thermal capacitance of contained fluid on performance of symmetric regenerators", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 109, pp. 563-568.
- [29] Romie, F. E. and Baclic, B. S., 1988, "Methods for rapid calculation of the operation of asymmetric counterflow regenerators", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 110, pp. 785-788.
- [30] Anand, N. K., Husain, S. R. and Viskanta, R. V., 1988, "Transient conjugate heat transfer in the matrix of a thermal regenerator", *Numerical Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 167-187.
- [31] Atthey, D. R., 1988, "An approximate thermal analysis for a regenerative heat exchanger", *Int. Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 31, No. 7, pp. 1431-1441.

- [32] Romie, F. E., 1990, "Response of rotary regenerators to step changes in mass rates", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 112, pp. 43-48.
- [33] Romie, F. E., 1990, "A table of regenerator effectiveness", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 112, pp. 497-499.
- [34] Das, S. K. and Sahoo, R. K., 1991, "Thermodynamic optimization of regenerators", *Cryogenics*, Vol. 31, pp. 862-868.
- [35] Worsch-Schmidt, P., 1991, "Effect of fresh air purging on the efficiency of energy recovery from exhaust air in rotary regenerators", *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 14, pp. 233-239.
- [36] Romie, F. E., 1991, "Treatment of transverse and longitudinal heat conduction in regenerators", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 113, pp. 247-249.
- [37] Shen, C. M. and Worek, W. M., 1992, "The effect of wall conduction on the performance of regenerative heat exchanger", *Energy*, Vol. 17, No. 12, pp. 1199-1213.
- [38] Romie, F. E., 1992, "A solution for the parallel-flow regenerator", *Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME*, Vol. 114, pp. 278-280.
- [39] Yılmaz, T. ve Cihan, E., 1993, "Enerji geri kazanımında etkin bir araç: Döner Tip Rejeneratörler", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Cilt 1, Sayı 10, s. 29-33.
- [40] Aly, S. E. and Fathalah, K. A., 1994, "Waste heat driven radially cooled rotary dehumidifier (RCRD)", *Energy Convers. Mgmt*, Vol. 35, No. 10, pp. 887-907.
- [41] Ünsal, M., 1996, "Paralel akışlı rejeneratörlerde geçici rejim ısı aktarım probleminin kapalı analitik çözümü", *Dördüncü Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı*, 10-12 Nisan 1996, Adana.
- [42] Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3rd Edition, McGraw-Hill Book Company, New-York.

- [43] Reay, D. A., 1981, "A Review of Gas-Gas Heat Recovery Systems". Journal of Heat Recovery System, Vol. 1, pp. 3-11.
- [44] Varol, Y., 1991, "Rejeneratif ısı değiştirgeçleri yardımıyla enerji geri kazanımı", Yüksek Lisans Tezi, Fırat üniversitesi, Elazığ.



ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Elazığ'da doğmuştur. İlk, orta ve lise öğrenimini Elazığ'da tamamlamıştır. 1996 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Öğretmenliği Programında Lisans öğrenimine başlamış ve 2000 yılında aynı bölümden mezun olmuştur. Aynı yıl Milli Eğitim Bakanlığına bağlı Bayramiç Mesleki Eğitim Merkezinde Motor Öğretmeni olarak göreve başlamış ve halen bu bölümde çalışmaktadır. 2001 yılında Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Ana Bilim Dalında Yüksek Lisans öğrenimine başlamıştır. Halen bu Ana Bilim dalında öğrenimine devam etmektedir.

