

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**İKİ PARALEL LEVHA ARASINDAKİ LAMİNER AKIŞTA DEĞİŞKEN DUVAR
KALINLIĞININ ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL ANALİZİ**

127508

Makina Mühendisi Birol ŞAHİN

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde

“Makina Yüksek Mühendisi”

Ünvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 04.01.2002

Tezin Savunma Tarihi : 07.02.2002

127508

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Mehmet Emin ARICI

Jüri Üyesi : Doç. Dr. Alican DALOĞLU

Jüri Üyesi : Doç. Dr. Yusuf AYVAZ

Enstitü Müdürü : Prof. Dr. Asım KADIOĞLU

Trabzon 2002

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında sonsuz derinlikli iki paralel levha arasındaki laminer akışta alt tarafta bulunan levha profilinin değiştirilmesinin ısı transfer karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Böylece akışın alt tarafında bulunan levha profilinin ısı transferi açısından en uygun geometrisi bulunmuş ve çeşitli geometrilerle karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışma amacıyla iki boyutlu akış ve ısı transferi problemini çözebilen FORTRAN dilinde hazırlanan bilgisayar programı istenilen geometriye uygulanmıştır.

Tez çalışması süresince yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Yrd.Doç.Dr. Mehmet Emin ARICI' ya ve Mak. Müh. Ali Oğuzhan YILDIZ' a teşekkürü bir borç bilirim.

Biol ŞAHİN

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET	IV
SUMMARY.....	V
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VI
TABLolar DİZİNİ.....	IX
SEMBOLLER DİZİNİ.....	X
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş	1
1.2. Tez Çalışmasının Konusu ve Amacı.....	4
1.3. Literatür Araştırması.....	5
1.4. İki Paralel Levha Arasındaki Akışta Isı Transferi Problemleri İçin Hareket ve Enerji Denklemleri	10
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR	11
2.1. Problem Geometrisi ve Sınır Koşulları.....	11
2.2. Değişken Duvar Profillerinin Belirlenmesi	12
2.3. Temel Eşitliklerin Ayrıklaştırılması	17
2.4. Çözüm Algoritması	21
3. BULGULAR.....	23
4. İRDELEMELER.....	44
5. SONUÇLAR.....	52
6. ÖNERİLER.....	54
7. KAYNAKLAR.....	55
8. ÖZGEÇMİŞ.....	58

ÖZET

Bu tez çalışmasında, sonsuz derinliğe sahip paralel iki levha arasındaki laminar akışta ısı transferi probleminin sayısal analizi yapılmıştır. Sayısal analiz, hidrodinamik olarak tam gelişmiş ve ısı olarak gelişmekte olan akış koşullarında yapılmış olup, kanal duvarlarından birinin dışarıdan tamamen yalıtılmış olduğu, sonlu kalınlığa sahip olan diğer duvarın dış yüzeyinde sıcaklığın sabit olduğu kabul edilmiştir.

Sonlu kalınlığa sahip olan sabit dış yüzey sıcaklıklı duvardaki ısı iletimi ile kanaldaki akış ve ısı transferi problemi birlikte ele alınmış ve böylece probleme birleşik (conjugate) ısı transferi olarak yaklaşmıştır.

Sayısal analiz için iki boyutlu akış ve ısı transferi problemini çözen eliptik bilgisayar programı tez çalışması için tanımlanan probleme uyarlanmıştır. Duvar kalınlıklarının akış yönündeki değişimine göre; negatif eğimli duvar, pozitif eğimli duvar ve duvardan akışkana geçen ısı miktarını minimum yapan duvar profilleri belirlenmiştir. Belirlenen duvar profillerinin ısı transferine etkisi sabit kalınlıktaki düz duvar profili ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Sayısal bulgular, lineer değişen duvar profillerinin duvardan akışkana transfer edilen toplam ısı miktarında önemli bir değişiklik yapmadığını göstermektedir. Diğer taraftan literatürde önerilen optimum duvar profilinin probleme uygulanması sonucunda ise duvardan akışkana geçen ısı miktarının minimize olduğu görülmektedir. Bu durum, Reynolds sayısına bağlı olarak artan duvar ısı iletim katsayısı ile daha belirgin olmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Birleşik ısı transferi, Sayısal analiz, Değişken duvar kalınlığı

SUMMARY

Numerical Analysis of the Effect of Variable Wall Thickness on Heat Transfer for Laminar Flow between Two Parallel Plates

A numerical analysis of heat transfer for laminar flow between two parallel plates channel has been performed. The numerical analysis has been carried out under hydrodynamically fully developed and thermally developing boundary conditions. It is assumed that one of the channel walls is perfectly insulated while the other wall has the finite thickness with constant surface temperature at the outer side.

Heat conduction within the finite thickness wall is evaluated together with flow and heat convection of the fluid and then, the problem is considered as a conjugate heat transfer problem.

An existing computer based two dimensional elliptic code has been modified for the defined problem. Wall profiles have been prescribed according to the variation of wall thickness as follows; negative slope, positive slope, optimum wall to minimize heat transfer from wall to flowing fluid and the constant thickness wall. The effect of the prescribed variable wall profiles on heat transfer characteristics was investigated and compared with the constant thickness wall. Numerical results show that the effect of variation of wall profile in linear manner on heat transfer is not significant. On the other hand, the optimum wall profile which suggested by literature minimizes the heat gain of the fluid. Depending on Reynolds number, this fact becomes distinct with increasing wall thermal conductivity.

Key Words: Conjugate heat transfer, Numerical analysis, Variable wall thickness

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1. İki paralel levha arasındaki akışta birleşik ısı transferi problemi için şematik resim	12
Şekil 2. Pozitif eğimli duvar profili.....	12
Şekil 3. Negatif eğimli duvar profili	13
Şekil 4. Optimum duvar profili.....	13
Şekil 5. İki boyutlu durum için kontrol hacmi.....	19
Şekil 6. $Re=10$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	25
Şekil 7. $Re=10$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	25
Şekil 8. $Re=10$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* ' ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	26
Şekil 9. $Re=10$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* ' ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	26
Şekil 10. $Re=10$, $k_{sf}=5$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	27
Şekil 11. $Re=10$, $k_{sf}=5$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi.....	27
Şekil 12. $Re=10$, $k_{sf}=5$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* ' ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	28
Şekil 13. $Re=10$, $k_{sf}=5$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* ' ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	28
Şekil 14. $Re=10$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	29
Şekil 15. $Re=10$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	29
Şekil 16. $Re=10$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* ' ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	30

Şekil 17. $Re=10, k_{sf}=10$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* ' in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	30
Şekil 18. $Re=10, k_{sf}=20$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	31
Şekil 19. $Re=10, k_{sf}=20$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	31
Şekil 20. $Re=10, k_{sf}=20$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* ' ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	32
Şekil 21. $Re=10, k_{sf}=20$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* ' in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	32
Şekil 22. $Re=20, k_{sf}=2$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	33
Şekil 23. $Re=20, k_{sf}=2$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	33
Şekil 24. $Re=20, k_{sf}=2$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* ' ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	34
Şekil 25. $Re=20, k_{sf}=2$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* ' in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	34
Şekil 26. $Re=20, k_{sf}=5$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	35
Şekil 27. $Re=20, k_{sf}=5$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	35
Şekil 28. $Re=20, k_{sf}=5$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* ' ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	36
Şekil 29. $Re=20, k_{sf}=5$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* ' in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	36
Şekil 30. $Re=20, k_{sf}=10$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	37
Şekil 31. $Re=20, k_{sf}=10$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	37

Şekil 32. $Re=20$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	38
Şekil 33. $Re=20$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	38
Şekil 34. $Re=20$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	39
Şekil 35. $Re=20$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	39
Şekil 36. $Re=20$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	40
Şekil 37. $Re=20$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi	40
Şekil 38. Farklı k_{sf} değerlerinde Reynolds sayısının optimum duvar kalınlığı üzerine etkisi.....	41
Şekil 39. Farklı Reynolds sayılarında k_{sf} 'nin optimum duvar kalınlığı üzerine etkisi	42
Şekil 40. $Re=10$ için akışkanın aldığı ısının k_{sf} ile değişimi	43
Şekil 41. $Re=20$ için akışkanın aldığı ısının k_{sf} ile değişimi	43

TABLULAR DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 1. Temel denklemlerle ilgili katsayılar.....	18
Tablo 2. Farklı çözüm yöntemleri için $A(Pe)$ fonksiyonu.....	21



SEMBOLLER DİZİNİ

- A : Taşınım-difüzyon direnci
b : Ayrık eşitlikteki sabit terim
 c_p : Özgül ısı
D : Difüzyon direnci
E : Pozitif x yönündeki komşuluk, doğu yönü
e : P ve E arasındaki kontrol hacmi yüzeyi
F : Taşınım direnci
 F_m : Ara yüzey üzerindeki hücre yüksekliğiyle ilgili faktör
 F_p : Ara yüzey altındaki hücre yüksekliğiyle ilgili faktör
h : Kanal ekseninden olan uzaklık
 $h(x)$: x' e bağlı ısı taşınım katsayısı
H : Kanal eksenini ile levha arasındaki uzaklık
k : Isı iletim katsayısı
 k_f : Akışkan için ısı iletim katsayısı
 k_w : Duvar için ısı iletim katsayısı
 k_{sf} : Isı iletim katsayısı oranı
L : Kanal boyu
N : Pozitif Y yönündeki komşuluk, kuzey yönü
n : P ve N arasındaki kontrol hacmi yüzeyi
 Nu : Nusselt sayısı = $2h(x)H/k_f$
 Nu_x : Değişken duvar profili yerel Nusselt sayısı
 Nu_o : Sabit kesitli duvar profili için Nusselt sayısı
 Nu^* : İndirgenmiş Nusselt sayısı = Nu_x/Nu_o
P : Mutlak basınç
 P' : Basınç doğrultmanı
P : Kontrol hacmi için merkez noktası
 Pe : Peclet sayısı
q : Isı akısı = $h(x)(T_i - T_a)$
 q_o : Sabit kesitli duvar profili için ısı akısı
 q_x : Değişken kesitli duvar profili için ısı akısı

- q^* : Boyutsuz ısı akısı = q_x / q_o
 q_{PE} : Pozitif eğimli duvar profili için ısı akısı
 q_{NE} : Negatif eğimli duvar profili için ısı akısı
 q_{op} : Optimum duvar profili için ısı akısı
 Re : Reynolds sayısı = $2\rho u_m H / \mu$
 S : Genel kaynak terim
 S : Negatif y yönündeki komşuluk, güney yönü
 s : P ve S arasındaki kontrol hacmi yüzeyi
 T : Mutlak sıcaklık
 T_o : Kanal girişindeki akışkan sıcaklığı
 T_i : Ara yüzey iç sıcaklığı
 T_a : Yerel ortalama akışkan sıcaklığı
 T_w : Duvar sıcaklığı
 T_∞ : Ortam sıcaklığı
 T_a^* : Boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı = $(T_a - T_\infty) / (T_w - T_\infty)$
 T_i^* : Boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı = $(T_i - T_\infty) / (T_w - T_\infty)$
 u : x yönündeki hız bileşeni
 u_m : Ortalama hız bileşeni
 v : y yönündeki hız bileşeni
 W : Negatif x yönündeki komşuluk, batı yönü
 w : P ve W arasındaki kontrol hacmi yüzeyi
 x : Yatay yöndeki koordinat eksenini
 x^* : Boyutsuz uzunluk = x/L
 y : Düşey yöndeki koordinat eksenini
 δ : Değişken olan duvarın kalınlığı
 $\bar{\delta}$: L uzunluğu boyunca ortalama duvar kalınlığı
 δ_o : Sabit duvar kalınlığı
 δ_x : x' e bağlı değişken kalınlıklı duvar
 δ^* : Boyutsuz duvar kalınlığı = δ_x / δ_o
 δx : x yönündeki iki komşu nokta arasındaki uzaklık
 δy : y yönündeki iki komşu nokta arasındaki uzaklık
 Δx : x yönündeki kontrol hacmi genişliği

- Δy : y yönündeki kontrol hacmi genişliği
 Δy_m : Ara yüzey komşuluğundaki katı tarafı ağ yüksekliği
 Δy_p : Ara yüzey komşuluğundaki akışkan tarafı ağ yüksekliği
 ϕ : Koordinata bağımlı değişken
 μ : Dinamik viskozite
 λ : Lagrange çarpanı
 ρ : Yoğunluk
 Γ : Genel difüzyon katsayısı



1. GENEL BİLGİLER

1.1.Giriş

Termodinamikte ısı, sistemin sınırından akan enerji şekillerinden biri olarak tarif edilir. Bu enerji akışı sistem ile başka bir sistem veya sistemle çevresi arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanmaktadır. Isı transferi, aralarında sıcaklık farkı olan ortamlar arasında ısı akışını inceleyen bir bilim dalıdır. Ortamlar arasında ısı transferi çeşitli şekillerde meydana gelebilir. Katı bir duvar ve bu duvarla temas halinde olan akışkan arasındaki taşınım ile ısı transferi, *Newton' un Soğuma Kanunu* ile ifade edilir. Bu kanuna göre söz konusu olan duvar ile akışkan arasındaki ısı transferi; duvar ve akışkan arasındaki sıcaklık farkına, duvarın ısı transfer edilen yüzeyinin büyüklüğüne ve ısı transfer katsayısına bağlıdır. Taşınım ile ısı transferi problemlerinin çözümünde katı duvardaki sınır şartı ile birlikte akışkanın sıcaklık dağılımının da bilinmesi gerekir. Sıcaklık dağılımının hesaplanması, enerji denkleminin çözümüne ve dolayısı ile hız alanının bilinmesine; yani momentum denklemlerinin de çözümüne ihtiyaç gösterir. Bu nedenle, taşınım ile ısı transferi problemi akış problemi ile birlikte ele alınır. Böylece, herhangi bir ısı transferi problemi ortaya koyulurken akış koşullarının da belirlenmesi gerekir.

Taşınım ile ısı transferinin, taşınımın meydana geldiği ortamın temasta bulunduğu duvardaki ısı iletimi ile birlikte ele alan çalışma alanına birleşik (conjugate) ısı transferi denir. Yani akışı çevreleyen katı duvardaki ısı transferi ile ilgili sınır koşulu sabit ve belli bir sınır koşulu olmayıp duvardaki ısı iletimi ile doğrudan ilişkili bir sınır koşuludur. Katı bir duvarla bir akışkan arasındaki bütün taşınım problemleri aslında birleşik ısı transferini içermektedir. Bu tür bir problemin çözümü yapılırken duvarın ısıl direnci ihmal edilmektedir. Eğer duvarın ısıl direnci küçük değilse elde edilen sonuç hatalı olacaktır.

Mühendislik uygulamalarında birleşik ısı transferi ile ilgili problemlerle sıkça karşılaşmaktadır. Elektronik aygıtların soğutulması, ısı değiştiricileri, güneş toplayıcıları, bina ve bina elemanlarında ısı yalıtımı birleşik ısı transferine verilebilecek örneklerden bazılarıdır.

Birleşik ısı transferi probleminin çözümü için kanal içerisindeki akış özelliklerinin bilinmesi gerekir. Sabit kesit alanına sahip bir kanalda, sabit akışkan özellikleri için hız dağılımı, kanal girişinden yeterli bir mesafeden sonra akış yönündeki koordinattan bağımsız olur. Akış yönünde değişmeyen hız dağılımına sahip akışa, hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış denir. Sıcaklık alanı için tam gelişmişlik, hız alanında olduğu gibi kolayca tanımlanamaz. Gerçekte, bazı özel durumlar dışında sıcaklık dağılımı akış yönündeki koordinattan bağımsız olamaz. Isıl olarak tam gelişmiş bir akışın bilinen tanımı şudur; bir bölgede ardışık olarak seçilen istasyonlardaki sıcaklık dağılımlarının şekli birbirlerinin aynısı ise, akış olarak tam gelişmiş demektir. Isıl olarak tam gelişmiş olan böyle bir akışta ısı taşınım katsayısı akış yönündeki koordinattan bağımsızdır.

Hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş bir akışın yukarıda bahsedilen özellikleri kullanılarak momentum ve enerji korunum denklemleri önemli ölçüde sadeleştirilebilir. Sadeleştirmenin amacı, giriş bölgesi probleminin çözümünde ortaya çıkan zorlukları ortadan kaldırarak Nusselt sayılarının belirlenebilmesidir [1].

Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerini çözmek için iki değişik çalışma düşünülebilir. Bunlar teorik çalışmalar ve deneysel çalışmalardır. Teorik çalışma da analitik ve sayısal (CFD) olmak üzere iki değişik şekilde olabilir. Deneysel çalışmalarda, incelenmesi istenilen fiziksel bir olay hakkındaki bilimsel veriler, laboratuvar ortamında aynı fiziksel koşulları sağlayan bir deney düzeneği üzerinde yapılan ölçümler ve gözlemler neticesinde elde edilebilir. Fakat, fiziksel bir olayı modelleyen bir deney düzeneğinde gerçek fiziksel olaydaki yanma, kaynama v.s. gibi tüm özelliklerin bir bileşimi her zaman sağlanamaz ve ihmal edilmesi gerekir. Ayrıca deneysel çalışmalarda, birçok durum için ölçme güçlükleri vardır ve ölçüm aletlerindeki hata paylarından kaynaklanan dezavantajlar vardır. Teorik bir çalışmada ise fiziksel bir model yerine fiziksel olayın matematiksel modelinden yararlanılır. İncelenmesi istenilen fiziksel olay için matematiksel model bir takım diferansiyel denklemlerden oluşur. Fiziksel bir olayı matematiksel olarak modelleyen diferansiyel denklemlerin analitik çözümleri ise bazı durumlarda imkansız veya çözümlerinde özel fonksiyonlar, sonsuz seriler gibi kapalı formda ifade edilemeyen eşitlikler içerirler[2]. Fiziksel olayı modelleyen matematiksel ifadelerin analitik olarak çözülmesi zor veya imkansız olan bir yola başvurmak yerine, bu ifadelere sayısal çözüm metotları uygulayarak incelemekte olduğumuz fiziksel olay hakkında önemli bilimsel

bulgular elde edebiliriz. Özellikle son zamanlarda bilgisayar teknolojisindeki ilerlemeler ve buna paralel olarak sayısal yöntemlerdeki gelişme ve iyileştirmeler, sayısal yöntemlerin kullanımını artırmıştır. Sayısal yöntemlerde, fiziksel olayı modelleyen diferansiyel denklemler bilgisayarda ifade edilebilen cebrik denklemler haline getirilir. Bu denklemlerin çözümü ile de fiziksel olayda istenilen özelliklerin birçok noktadaki sayısal değerleri elde edilerek çözüm bölgesine ait hız, sıcaklık ve basınç dağılımları gibi birçok sonuç elde edilebilir. Sayısal yöntemlerin deneysel çalışmalara göre en önemli avantajı düşük maliyetli olmalarıdır. Birçok uygulamada sayısal çalışma için kullanılan bilgisayar maliyeti deneysel araştırmaya ait düzeneklerin maliyetinden düşüktür. Bu avantaj özellikle çok kapsamlı ve karmaşık deneysel çalışmalarda önem kazanmaktadır. Sayısal çalışmanın bir diğer avantajı ise hızlı olmasıdır. Deneysel çalışmada değişik konfigürasyonların denenmesi aylar sürerken sayısal çalışmada aynı işlem birkaç gün içerisinde yapıp istenilen bulgular elde edilebilir. Ayrıca bir problemin bilgisayarda elde edilen sayısal sonuçları ilgilenilen çözüm alanı hakkında hız, sıcaklık, basınç gibi deneysel çalışmada elde edilmesi zor olan tüm bilgileri içerebilir. Bir bilgisayar programı için geometrinin çok büyük veya küçük olması, yüksek sıcaklık değerleri, zehirleyici veya yanıcı maddeler, fiziksel olayın çok hızlı veya çok yavaş gerçekleşmesinin bir önemi yoktur ve bu nedenle sayısal çalışma ile fiziksel olayın tam bir benzeşimi kurulabilir. Bir çalışmada fiziksel olaydaki temel birkaç parametre üzerine yoğunlaşmak için ilgisiz diğer tüm fiziksel özellikler göz ardı edilebilir. Örneğin iki boyutluluk, sabit yoğunluk veya adyabatik bir yüzey gibi. Bu tür koşullar sayısal çalışmada tam olarak kolaylıkla sağlanabilir. Sayısal çalışmaların, deneysel çalışmalara göre olan bu avantajlarına karşın dezavantajları ve sınırlamaları vardır. Daha önceden de bahsedildiği gibi, sayısal çalışmadaki bir bilgisayar analizi, bir matematiksel model üzerinde çalışır. Matematiksel modeli tam olarak ortaya konulamamış fiziksel bir olayın çözümünde, bazı araştırmacılar tarafından günümüze kadar yapılmış çalışmalardan elde edilen tecrübe ve birikimlerle ortaya konulmuş ampirik modeller kullanılır. Sayısal çalışmalarda söylenebilecek bir diğer dezavantaj ise sayısal yöntemlerden gelen kesme ve bilgisayarlardan kaynaklanan yuvarlatma hatalarıdır.

1.2. Tez Çalışmasının Konusu ve Amacı

Bu tez çalışmasında sonsuz derinliğe sahip yatay bir kanaldaki laminar akışta (iki paralel levha arasındaki akış) ısı transferi probleminin sayısal analizi yapılmıştır. Kanal duvarlarından birinin dışarıdan tamamen yalıtılmış, sonlu kalınlığa sahip olan diğer duvarın dış yüzeyinde sıcaklığın sabit olduğu kabul edilmiştir. Dış yüzey sıcaklığı sabit olan sonlu kalınlığa sahip duvardaki ısı iletimi ile kanaldaki akış ve ısı transferi problemi birlikte ele alınmış ve böylece probleme birleşik (conjugate) ısı transferi problemi olarak yaklaşmıştır.

Tez çalışmasında, yalıtılmamış duvarın duvar kalınlığının akış yönünde değişiminin ısı transferine etkisinin sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla iki boyutlu akış ve ısı transferi problemini çözen eliptik bilgisayar programı tez çalışması için düşünülen probleme uyarlanmıştır. Bu uyarlama yapılırken literatürde geçerli olan ve yaygın olarak kullanılan yöntemlere bağlı kalınmış ve böylece program birleşik ısı transferi problemini çözecek şekilde geliştirilmiştir. Duvar kalınlığının akış yönünde değişimi için duvar (katı) hacmi sabit kalmak üzere; kalınlığın lineer azalması, lineer artması ve optimum değişimi (akışkana geçen ısıyı minimum yapan duvar profili) durumları belirlenmiştir. Optimum duvar profili duvarla akışkan arasındaki yerel ısı taşınım katsayısına bağlıdır. Böylece optimum duvar profili enerji ve momentum denklemlerinin çözümü ile eş zamanlı olarak hesaplanan profil, lineer profiller ise çözüm algoritmasından bağımsız hesaplanan profiller olmaktadır.

Belirlenen duvar profillerinin ısı transferine etkisi sabit kalınlıktaki duvardaki ısı transferi ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Belirli Reynolds sayıları için duvar ısı iletim katsayısının akışkan ısı iletim katsayısına oranının farklı değerlerinde elde edilen optimum duvar profillerinin diğer profillerle karşılaştırılması yapılmış ve ısı transferi karakteristikleri irdelenmiştir.

1.3. Literatür Araştırması

Literatürde “conjugate” ısı transferi olarak bilinen birleşik ısı transferi ile ilgili birçok çalışma yer almaktadır. Bunlardan çoğu paralel iki levha arasındaki akış üzerine çeşitli geometrilerin yerleştirilmesinin akışı ve ısı transferini nasıl etkilediği üzerinedir.

Kennedy ve Zebib [3], hazırlamış olduğu teknik notta dikkatleri ısı transfer karakteristiklerine ve dört belirli yerel ısı kaynağı konfigürasyonundan sonuçlanan akış şekilleri üzerine çekmiştir. Bu koşullar için kullanılan formül şekilleri örneklenmiştir. Daha önceden yapılan sayısal sonuçlarla karşılaştırma yapılırken zorluklarla karşılaşmıştır.

Wijesundera [4], boru duvarında aksel iletim ve boru cidarı dış yüzeyindeki taşınım dairesel ve düzlemsel borularda zorlanmış laminar taşınım için analitik çözüm elde etmiştir. Sabit sıcaklık sınır koşulu kullanılarak problemin öz değerleri belirlenmiştir. Isı transferi sonuçları dört boyutsuz sayıya bağlıdır. Duvar ve akışkan sıcaklıkları büyük oranda duvar iletim parametrelerine bağlıdır. Duvar iletiminden dolayı boru içinden küçük aralıklarda ısı akışı artışı büyüktür.

Campo ve Schuler [5], kalın duvarlı dairesel boru boyunca laminar akış için sonlu ısıtılmış uzunluğun ısı transfer karakteristiklerine etkisini incelemiştir. Sabit sıcaklık özellikleri kabulü altında bu birleşik problem türü; ısıtılmış bölge uzunluğu, Peclet sayısı, katı-sıvı ısı iletim oranı, katı cidar görünüm oranı olarak dört boyutsuz grupta toplanabilir. Duvar için bir boyutlu iletim eşitliği üzerine kurulu sonlu kesin çözüm detaylı olarak açıklanmıştır.

Nguyen ve diğerleri [6] çalışmasında içten pürüzlendirilmiş dairesel bir borudaki ısı transferi ve akışkan akışı üzerine sayısal bir çalışma yapmıştır. Sabit duvar sıcaklığında laminar akış düşünülmüş ve boru duvarında etkili ısı iletimi analize dahil edilmiştir. Bu çalışma, ısı transferinin duvarın ısı iletim katsayısından etkilendiğini ve pürüzlü boruda ısı transferindeki belirgin artışların yalnızca yüksek Prandtl sayılı akışkanlarla elde edildiğini ortaya koymuştur.

Lim ve diğerleri [7], bir tarafında sınır tabaka bulunan değişken kalınlıkta bir duvar boyunca birleşik ısı transferini araştırmıştır. Hesaplar sonucu elde edilen toplam ısı transfer oranları grafiksel olarak verilmiştir. Akış boyunca duvar kalınlığının azalmasından dolayı duvar profili incelendiğinde toplam ısı transfer oranı azalmaktadır.

Rizk ve diğerleri [8], iki boyutlu laminar akışta dikdörtgen bir blok boyunca sabit ısı kaynaklı birleşik ısı transferi, üstten zorlanmış konveksiyon, kenarlarda farklı sınır koşulları ve altta adyabatik durum için bir analitik çözüm geliştirmişlerdir. Burada ilgilenilen asıl konu bir blok etrafındaki soğutmadır.

Nguyen [9], dairesel cidarlar ve paralel levhalarda giriş bölgesindeki laminar ısı transferini incelemiştir. Hız profili tam gelişmiş ve sıcaklık akışa karşı üniform kabul edilmiştir. Burada sabit duvar sıcaklığı ve sabit duvar ısı akısı sınır koşulları için yerel Nusselt sayısı, artan ısı transfer sayısı ve termal giriş uzunluğu $Pe=1-1000$ aralığı için verilmiştir. Peclet sayısının bu aralıktaki etkileri için kesin mühendislik bağıntıları elde edilmiştir.

Nigen ve Amon [10], zamana bağlı birleşik ısı transferini dört pürüzlü konfigürasyonda direkt nümerik simülasyonunu laminar ve geçişli oluklu kanal akışları için farklı malzeme yapılarında ve iç ısı üretim dağılımında araştırmıştır. Sonuçta iç sıcaklık üretiminin dağılımı engel içindeki katı-sıvı taşınım direncini büyük oranda etkilemektedir. Yerel ısı üretimi konfigürasyonu ile elde edilen parametre dizileri için Reynolds sayısı ve taşınım ile ısı geçişi arasındaki ilişkinin tek düze olduğu bulunmuştur.

Sugavanam ve diğerleri [11], iki boyutlu iletken üzerine kurulu üniform etkili ısı kaynağı şeridinden olan ısı transferini nümerik olarak incelemiştir. İki boyutlu, zamandan bağımsız ve sabit özelliklerdeki laminar akış yardımıyla ısıtılan şerit üst ve alt kısımlardan soğutulmuştur. Düzlemsel paralel levhada gelişmekte olan ve tam gelişmiş laminar akış hızının 1 m/s ve Reynolds sayısının $100-1000$, katı-akışkan iletim oranının $k_s/k_f=0,1-100$ arasında olması durumu için sonuçlar verilmiştir.

Vynnycyk ve Kimura [12], yaptığı çalışmada belirli uzunlukta düz bir levhaya bitişik yarı sonsuz akış bölgesinden olan iki boyutlu birleşik doğal taşınım olayını analitik ve

sayısal olarak araştırmıştır. Bu çalışmada ısı ve momentum eşitlilerinden geliştirilerek elde edilen ozmler büyük oranda boyutsuz parametrelere bağlıdır: Rayleigh sayısı, Ra , Prandtl sayısı, Pr , levha ile akışkan arasındaki ısı iletim oranı, k , levha görünüş oranı, λ .

Choi ve Kim [13], dikdörtgen bir kanalda üç boyutlu karışık taşınım olayını nümerik olarak incelemiştir. Çalışmada odak noktası termal iletim olan levha üzerine monte edilmiş ısı kaynağıyla elde edilen kaldırma kuvvetidir. Önerilen kural, levhanın ısı iletiminin ısı transfer türünün belirlenmesinde önemli rol oynadığı birleşik ısı transfer problemleri için uygundur.

Higuera [14], farklı sıcaklıklarda akışkanla ısıtılmış iki gözenekli yapıya ayrılmış yatay ince bir cidar boyunca birleşik ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Bütün Nusselt sayıları $\alpha \rightarrow 0$ için α' 'nin artan fonksiyonları olduğunu göstermiştir.

Cole [15], düzlem bir levhada ısıtılmış bir şerit üzerindeki sabit akış kuralların uygulanması açısından çalıştığı konu elektronik soğutma problemi olup basit bir birleşik ısı transfer problemini içermektedir. Sonuçlar modifiye edilmiş olup Nusselt sayısı ve birleştirilmiş parametre olan $(k_f/k_s)Pe^{1/3}$ terimlerinin basit bir şekli olarak ifade edilmiştir. Nümerik sonuçlar akışkan akışı, termal ısı iletimi, düzlem levhanın kalınlığı gibi geniş bir değerler dizisi için ifade edilmiştir. Elde edilen sonuçlar basit bağıntı modellerini de içermektedir.

Vynnycky ve diğerleri [16], üniform bir akışa konulmuş büyük yassı bir iletken üzerinden zorlanmış taşınım akışıyla birleştirilmiş ısı transferini analitik ve sayısal olarak araştırmıştır. $Re \gg 1$ için sınır tabaka teorisi sonuçlarının tam sayısal ozmlerle karşılaştırılması için iki zm metodu kullanılmıştır.

Chen ve Wang [17], bir kanaldaki temel bir duvar üzerine monte edilmiş art arda ısıtılmış iki blok üzerinden zorlanmış taşınım ile olan akışı deneysel olarak araştırmıştır. Elde edilen sonuçlara göre Sherwood sayısının blok yüzeyleri boyunca tek düze artışı veya azalışı laminer taşınım olayı, Sherwood sayısının tümsek şeklinde ve belirgin artışı türbülanslı taşınım olarak bulunmuştur.

Young ve Vafai [18], bir kanal üzerine monte edilmiş ısıtılmış bir engeldeki zorlanmış taşınım ile olan soğutma olayı ayrıntılarıyla araştırılmıştır. Kanaldaki gelişmiş termal akış için analitik çözümle karşılaştırma sonucunda uygun Nusselt sayıları uygun uzunluk oranları seçilerek elde edilmiştir. Bu da gösteriyor ki engelin boyutu, şekli ve ısı iletimi akış ve ısı transfer karakteristikleri üzerinde belirgin etkiler üretebilir.

Young ve Vafai [19], bir duvara art arda yerleştirilmiş ısıtılmış engeller bulunan bir kanalda sıkıştırılmaz akış için nümerik zorlanmış taşınım ayrıntılarıyla vermiştir. Sıralı şekildeki bütün engeller için ortalama Nusselt sayısı değerlendirmeleri geniş bir şekilde sunulmuştur.

El Shaarawi ve diğerleri [20], izotropik gözenekli yapıya sahip kalın cidarlı halkaların termal giriş bölgesinde olan geçici rejimdeki zorlanmış birleşik taşınım olayını sonlu farklar tekniği kullanarak araştırmıştır. Akış hidrodinamik olarak tam gelişmiş ve zamandan bağımsız, fakat termal olarak gelişmekte olan geçici akıştır. Parametrik çalışmada atalet terimlerinden Darcy sayısının etkileri bulunmuş, Peclet sayısı ve halkalarda geçici termal hareketlerde gözenekli yapının ısı kapasite oranı verilmiştir.

Tsai ve diğerleri [21], birleşik ısı eşanjörlerinde üç boyutlu sayısal çalışma yapmıştır. Bu çalışmada yüzey boyunca ısı transferi artışı özellikle dikkat çekicidir. Bu çalışmada akış alanı içindeki zorlanmış taşınımın sonlu hacim metodu kullanılarak bulunması strateji olarak kabul edilmiştir. Bu amaçla *SIMPLE* tabanlı çözüm algoritması kullanılmıştır. Buradaki birleşik ısı transferi problemini göstermek amacıyla nümerik model düşünülmüştür. Önceden elde edilen sonuçlarla karşılaştırma amacıyla ısı eşanjörünün kanatçıklı bir yüzeye sahip olduğu düşünülmüştür.

Mendez ve Trevino [22], çok ince bir levhada ısı üretimi olması durumunda zamandan bağımsız ısı transfer karakteristiklerini incelemiştir. Boyutsuz sıcaklık dağılımı; yoğunluk ve iç sıcaklık dağılımı, levha görünüş oranı, levha boyunca ısı iletimi, akışkanın Prandtl sayısı parametreleri yardımıyla elde edilmiştir.

Chen ve Han [23], iletim ve taşınım ile olan birleşik ısı transferi problemini *SIMPLE* benzeri algoritmaya göre çözmüştür.

Hribersek ve Kuhn [24], birleşik ısı transferinin nümerik simülasyonunu Novel yaklaşımıyla yapmıştır. Yapılan çalışmanın asıl avantajı katı-sıvı yüzeyleri arasındaki ısı transfer durumlarının kapalı kullanılmasıdır.

Al-Zaharah ve diğerleri [25], borularda birleşik ısı transferinden dolayı olan termal gerilmelerin mühendislik uygulamalarında önemli rol oynadığını vurgulamaktadır. Yapılan çalışmada bir boru boyunca tam gelişmiş laminer akış düşünülmüştür. Borunun dış yüzeyinden olan üniform ısı akısı hakkında bilgi verilmiş, birleşik ısıtmadan dolayı gelişen termal gerilmeler analiz edilmiştir. Sonuçta düşük Prandtl sayısı ve düşük termal iletim oranlarında üniform sıcaklıklar ve düşük etkili radyal gerilmeler oluşmaktadır.

Chida [26], çalışmasında düzlem levhanın uzunluğu boyunca yüzey sıcaklığı gelişimini klasik bir birleşik problem olarak kabul etmiştir. Düzlem levhanın yüzey sıcaklığı gelişimini boyutsuz gruplara ayırdıktan sonra düzlem levhadaki yüzey sıcaklığını nümerik olarak hesaplamıştır.

Fu ve diğerleri [27], ısıtılmış bir yüzey üzerinde izole edilmiş hareketli bir blokla kanal içerisindeki ısı transfer oranını nümerik olarak araştırmıştır. Çalışmanın sonucu hareketli sınır problemlerine bağlıdır ve bu konunun çözülmesinde en uygun metot düzenlenmiş keyfi Langrange-Eulerian metodudur. Sonuçlar göstermektedir ki bu çalışmada maksimum ısı transfer oranı artışı %98 dir.

Alkam ve diğerleri [28], paralel levha duvarları arasında gelişmiş bölgede geçici rejimde zorlanmış taşınımı sayısal olarak incelemiştir. Yapılan çalışma göstermiştir ki, gelişme bölgesinde Darcy sayısı ve mikroskobik atalet katsayıları termal ve hidrodinamik akış davranışlarına tam gelişmiş bölgedekinden daha çok etkilemektedir.

Arıcı [29], çalışmasında Kaynak [4] deki çalışmada analitik olarak çözülen probleme benzer geometriler için yarı analitik sayısal çözüm önermiştir. Basit ve oldukça genel olan yöntemle borularda birleşik ısı transferi problemi farklı sınır koşulları için çözülebilmektedir.

1.4. İki Paralel Levha Arasındaki Akışta Isı Transferi Problemleri İçin Hareket ve Enerji Denklemleri

Akış ve ısı transferi problemlerinin sayısal çözümü, bu problemleri ifade eden ve genellikle diferansiyel denklemler şeklinde olan matematiksel formdaki kanunlardan başlar. Bu diferansiyel denklemler, bir kontrol hacmi boyunca ilgili büyüklüğün korunumu ilkesine dayanır. Akışkanlar mekaniği ve ısı transferinde kullanılan denklemler, kütle korunumu ilkesine bir başka deyişle sürekliliğe, momentumun korunumu ilkesine ve termodinamiğin birinci kanununa yani enerjinin korunumu ilkesine dayanır. Bu temel korunum ilkelerine dayanılarak elde edilen süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin değişik şekillerine hemen hemen her klasik akışkanlar mekaniği ve ısı transferi kitabında rastlamak mümkündür.

Yukarıda bahsedilen eşitlikler kartezyen koordinatlarda termal özellikler, viskozite ve akışkanın yoğunluğu sabit kabul edilerek yazılırsa aşağıdaki eşitlikler elde edilir:

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

momentum denklemleri;

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad \text{ve} \quad (3)$$

kartezyen koordinatlarda enerji denklemi;

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

şeklinde verilmektedir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Problem Geometrisi ve Sınır Koşulları

Yapılan sayısal çalışmada laminar akış için sonsuz derinliğe sahip iki paralel levha arasındaki ısı transfer karakteristiklerinin değişimi, değişik duvar geometrilerinde incelenmiştir. Bu geometriler ise sabit kesitli duvar profili (bkz. Şekil 1), kanal uzunluğu boyunca duvar kalınlığı azalan pozitif eğimli duvar geometrisi (bkz. Şekil 2), kanal uzunluğu boyunca duvar kalınlığı artan negatif eğimli duvar geometrisi (bkz. Şekil 3) ve elde edilmesi düşünülen optimum duvar profilidir (bkz. Şekil 4). Bu amaçla üst tarafta bulunan levhanın yalıtılmış olduğu, alt tarafta bulunan levhanın ise dış yüzey sıcaklığının sabit olduğu kabul edilmiştir.

Şekil 1 de şematik resmi verilen problem geometrisi için sayısal çözüm bölgesi akış doğrultusunda $x=0$ dan $x=L$ ye kadar, akışa dik doğrultuda ise $y=0$ dan $y=\delta_o+2H$ ya kadardır. Şekil üzerinde de belirtildiği gibi akış için sınır koşulları

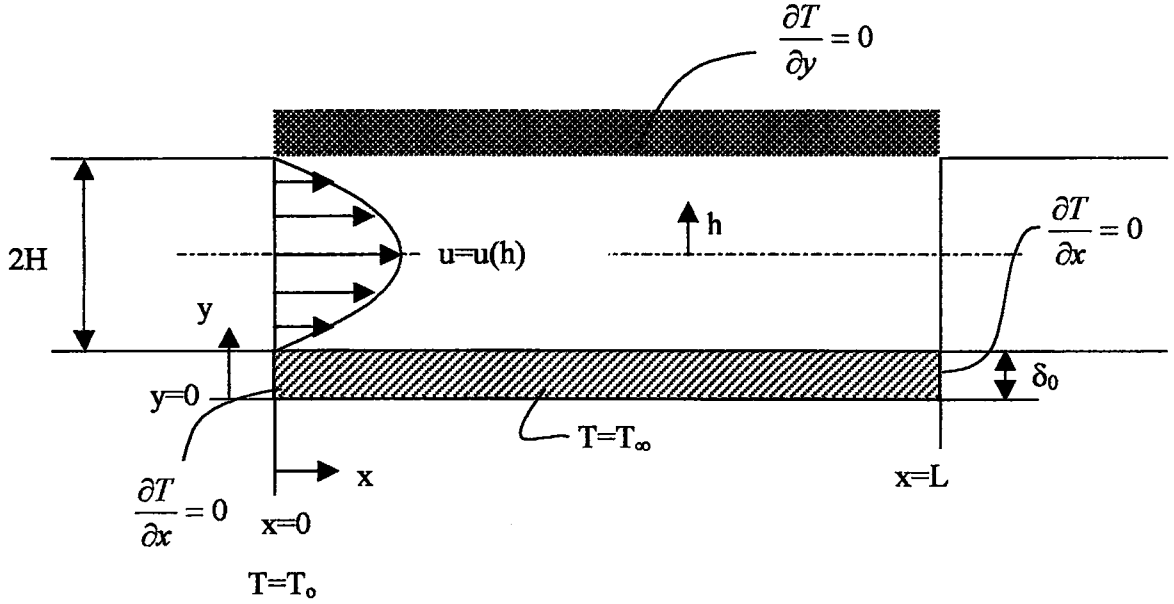
$x=0$ da $T=T_o$ = sabit

$$u(h) = \frac{3}{2} u_m \left[1 - \left(\frac{h}{H} \right)^2 \right] \text{ tam gelişmiş hız profili} \quad (5)$$

$y=0$ da $T=T_w$, sabit sıcaklık sınır koşulu

$$y=\delta_x+2H \text{ da } \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \text{ yalıtılmış duvar sınır koşulu}$$

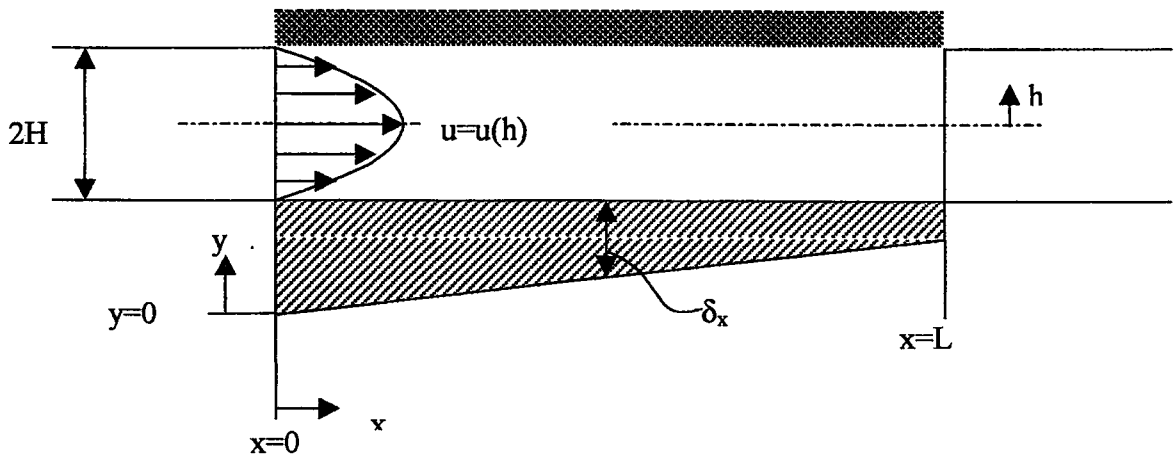
şeklinde verilmiş olup bu sınır koşulları altında sayısal çalışma yapılmıştır.



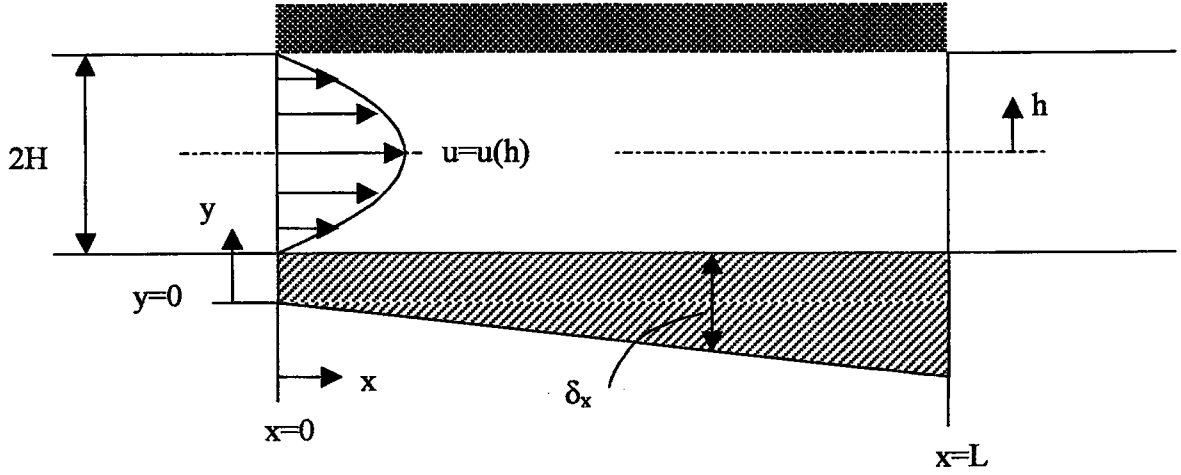
Şekil 1. İki paralel levha arasındaki birleşik ısı transferi problemi için şematik resim.

2.2. Değişken Duvar Profillerinin Belirlenmesi

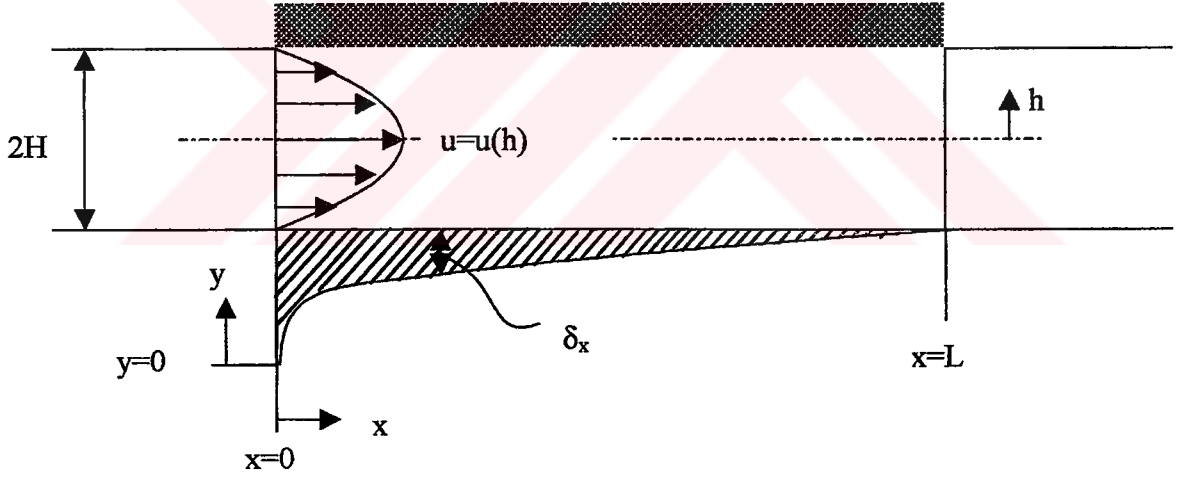
Sayısal çalışma yapılırken yalnızca sabit kesitli ve optimum duvar profilleri göz önüne alınmayıp değişik geometriler üzerinde de çalışılmıştır. Duvar geometrileri belirlenirken ele alınan sabit kesitli duvar profili (bkz. Şekil 1), pozitif eğimli duvar profili (bkz. Şekil 2), negatif eğimli duvar profili (bkz. Şekil 3) ve optimum duvar profilinde (bkz. Şekil 4) duvar kalınlığı (δ_x) değişken olan levhaların hacimlerinin eşit olduğu göz önünde bulundurulmuştur.



Şekil 2. Pozitif eğimli duvar profili



Şekil 3. Negatif eğimli duvar profili



Şekil 4. Optimum duvar profili

Taşınım ile ısı transferi uygulamalarının çoğunda akış yönü x boyunca ısı transfer katsayısının değişimi önemli bir karakteristiktir. Örneğin, bir düzlem levha üzerinde zorlanmış taşınımlı laminer sınır tabakada h , $x^{-1/2}$ ile azalmaktadır. Doğal taşınımlı laminer sınır tabakada ise h , $x^{-1/4}$ ile azalmaktadır. Sonlu kalınlığa ve ısı iletkenliğe sahip akış boyunca uzayan duvarlarda duvarın ısı direnci sınır tabakanın ısı direncine eklenir. Duvar

bölgesindeki taşınım ile ısı transfer katsayısı büyük olacağından daha geniş duvar kalınlığı en büyük yalıtım etkisine sahip olacaktır. Şekil 4 teki değişken kalınlıklı duvar geometrisi göz önüne alınır, yüzey sıcaklığı T_0 üniform olması için duvarın bir yüzeyinde ısı transfer katsayısı yeterli büyüklükte seçilmiştir. Diğer yüzey ise farklı sıcaklıktaki ($T_0 + \Delta T$) bir akışa maruz bırakılmıştır. Duvar uzunluğu boyunca ısı taşınım katsayısı $h(x)$ belirlidir. Duvar uzunluğu L belirtilmiştir.

Bir uçtan bir uca sabit sıcaklık farkında (ΔT) geçen ısı akısı,

$$q'' = \frac{\Delta T}{\frac{1}{h} + \frac{\delta}{k_w}} \quad (6)$$

Şekil 4 te birim uzunluk için düşey yönde bütün L uzunluğu boyunca Eşitlik (6) integre edilerek toplam ısı transfer oranı elde edilir. Böylece (6) eşitliği

$$q' = \int_0^L \frac{\Delta T dx}{\frac{1}{h} + \frac{\delta}{k_w}} \quad (7)$$

halini alır. Eşitlik (7) deki q' ısı değerini minimum yapan optimum duvar kalınlığının ($\delta(x)$) bulunabilmesi için duvar malzemesinin hacminin sabit olması gerekir. Birim uzunluk için hacim yazılırsa,

$$\int_0^L \delta dx = \bar{\delta} L \quad (\text{sabit}) \quad (8)$$

eşitliği elde edilir. Buradaki $\bar{\delta}$, L -ortalama duvar kalınlığıdır.

Eşitlik (7) deki integral ile (8) eşitliğindeki integral bir araya getirilip küçültülürse,

$$\Phi = \int_0^L \left(\frac{\Delta t}{\frac{1}{h} + \frac{1}{k_w}} + \lambda \delta(x) \right) dx = \int_0^L F dx \quad (9)$$

eşitliği elde edilir. Buradaki λ , Langrange çarpanıdır. Optimum duvar kalınlığı Euler eşitliğinin çözümünden belirlenir.

$$\frac{\partial F}{\partial \delta} - \frac{d}{dx} \left[\frac{\partial F}{\partial (d\delta/dx)} \right] = 0 \quad (10)$$

Buradaki F, (9) eşitliğindeki Φ nin kısaltılmış halidir. Problemdeki (10) eşitliği $\partial F / \partial \delta = 0$ için sadeleştirilirse optimum duvar kalınlığı,

$$\delta_{opt}(x) = \lambda^{-1/2} (k_w \Delta T)^{1/2} - \frac{k_w}{h(x)} \quad (11)$$

olarak elde edilir. Langrange çarpanı (8) eşitliğindeki sabit hacim ile yer değiştirilip değerlendirildiğinde

$$\lambda^{-1/2} (k_w \Delta T)^{1/2} = \bar{\delta} + \frac{1}{L} \int_0^L \frac{k_w}{h(x)} dx \quad (12)$$

eşitliği elde edilir. Sonuç olarak optimum duvar kalınlığı dağılımı tekrar yazılırsa,

$$\delta_{opt}(x) = \bar{\delta} + \frac{1}{L} \int_0^L \frac{k_w}{h(x)} dx - \frac{k_w}{h(x)} \quad (13)$$

eşitliği elde edilir. (13) eşitliği yardımıyla optimum duvar kalınlığı hesaplanır [7].

Kaynak [7] de levha üzerindeki akış için hesaplanan $\delta_{opt}(x)$ mevcut problem için de uygulandı. Ancak denklem (13) de yer alan $h(x)$, düz bir levha üzerindeki akış için $h(x)$ olmayıp sonsuz uzunluğa sahip iki paralel levha arasındaki akış için olan $h(x)$ dir. Bu $h(x)$

sayısal çözüm algoritmasında problemin bağımlı değişkeni olup her iterasyonda $h(x)$ in değeri değişmektedir. Problem yakınsadığında $h(x)$ artık değişmemekte ve $\delta_{opt}(x)$ istenilen değeri almaktadır. Bu $h(x)$ değeri sabit ısı akısı sınır şartından yararlanılarak

$$h(x) = -k \frac{T_w(y) - T_i}{\Delta x} \cdot \frac{1}{T_i - T_m} \quad (14)$$

formülü yardımıyla hesaplanır.

Şekil 2 de yer alan pozitif eğimli duvar profili hesaplanırken duvar kalınlığının lineer olarak azaldığı göz önünde bulundurulursa aşağıdaki eşitlik yardımıyla pozitif eğimli duvar geometrisi belirlenir.

$$\delta(x) = 2\delta_o - \frac{3}{2}\delta_o \frac{x}{L} \quad (15)$$

Şekil 3 te yer alan negatif eğimli duvar profili hesaplanırken duvar kalınlığının lineer olarak arttığı göz önünde bulundurulursa aşağıdaki eşitlik yardımıyla negatif eğimli duvar geometrisi belirlenir.

$$\delta(x) = \frac{1}{2}\delta_o + \frac{3}{2}\delta_o \frac{x}{L} \quad (16)$$

Problemin sayısal analizi yapılırken değişken kesite sahip levha profilindeki iletim ile taşınım olayı birlikte ele alınarak birleşik (conjugate) ısı transferi yaklaşımı yapılmıştır. Burada akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş, ısı olarak gelişmekte olduğu kabul edilmiştir. Problemden sırasıyla u ve v hızları hesaplandıktan sonra sıcaklık değerleri hesaplanır. Sıcaklık değerleri yukarıda belirtilen sınır koşulları dikkate alınarak hesaplanır. Optimum duvar profilinin bulunacağı alttaki levhada duvar sıcaklık değerlerinin başlangıçtakine eşit olduğu eş sıcaklık değerleri yardımıyla duvar sınırları belirlenir. Katı sınır indeksi bulunurken akışın ısı olarak gelişmekte olduğu kabulü yapıldığından dolayı levha uzunluğu boyunca akışkanın ısı taşınım katsayısının değiştiği kabul edilmiştir ($h(x)$). Daha sonra Kaynak [2] de bahsedilen *SIMPLE* algoritması yardımıyla basınç düzeltme faktörü hesaplanır. Simple algoritmasına göre işlem sırası şu şekildedir:

1. Basınç alanı p^* tahmin edilir.
2. Aşağıdaki eşitliklerden u^* ve v^* elde edilerek momentum eşitlikleri çözülür.

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + (p_P^* - p_E^*) A_e \quad (17)$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + (p_P^* - p_N^*) A_n \quad (18)$$

3. p' eşitliği çözülür.

$$4. \quad p = p^* + p' \quad (19)$$

formülünde p' ve p^* eklenerek p hesaplanır.

5. u ve v aşağıdaki hız düzeltme formüllerinde yıldızlı değerleri kullanılarak elde edilir.

$$u_e = u_e^* + d_e (p'_P - p'_E) \quad (20)$$

$$v_n = v_n^* + d_n (p'_P - p'_N) \quad (21)$$

6. Eğer akış özellikleri, kaynak terimi, v.s. den akış alanı etkileniyorsa diğer ϕ ler için (sıcaklık, yoğunluk, türbülans miktarları gibi) eşitlikler çözülür. Belirli bir ϕ akış alanından etkilenmiyorsa akış alanı için yakınsama çözüm elde edildikten sonra hesaplamak daha iyi olur.

Ele alınan düzeltilmiş basınç p yeni tahmin edilmiş p^* basıncıymış gibi 2. basamağa dönülür ve yakınsama çözümü elde edilinceye kadar bütün işlem tekrar edilir.

2.3. Temel Eşitliklerin Ayrıklaştırılması

Genel bilgiler bölümünde ifade edilen süreklilik denklemi, momentum denklemleri ve enerji denklemi ilgili bağımlı değişkenlerin (yoğunluk, hızlar ve sıcaklık) korunumu ilkesine dayanır. Böylece bu eşitlikleri tek bir diferansiyel denklemle ifade etmek

mümkündür. Böyle bir genel diferansiyel denklem kartezyen koordinatlarda bağımlı değişken ϕ olmak üzere

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial X_j} \right) + S \quad (22)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu durumda süreklilik denklemi

$$\frac{\partial}{\partial X_j}(\rho U_j) = 0 \quad (23)$$

olur. Bu duruma göre (22) numaralı genel diferansiyel denklemdeki bağımlı değişken ϕ , difüzyon katsayısı Γ ve kaynak terimi S , momentum ve enerji denklemleri için Tablo 1. deki değerleri alır.

Tablo 1. Temel denklemlerle ilgili katsayılar

ϕ	Γ	S
U	μ	$-\frac{\partial P}{\partial x}$
V	μ	$-\frac{\partial P}{\partial y}$
T	k/c_p	$-\rho c_p u$

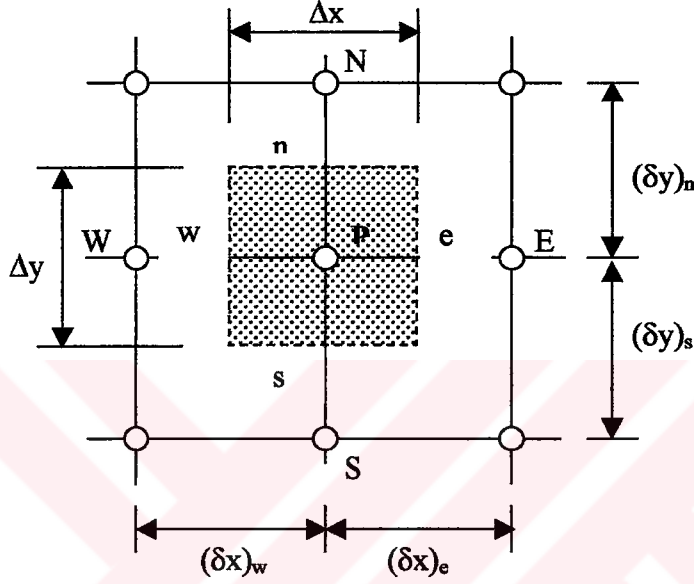
Burada, (22) ve (23) nolu denklemlerin ayrıştırılması Kaynak [2] nin 2. bölümünde anlatıldığı şekilde yapılabilir.

Bir diferansiyel denklemin sayısal çözümü için önce çözüm bölgesine ait sonlu sayıda düğüm noktalarından oluşan bir ağ elde edilir. Daha sonra, ilgili diferansiyel denklem düğüm noktalarındaki bilinmeyenleri içeren basit cebirsel denklemlere dönüştürülerek ayrıştırılır. Bu ayrışma işlemi değişik yöntemlerle yapılabilir. Bu çalışmada, hesaplamalarda kullanılan cebirsel denklemler kontrol hacmi yöntemi ile elde edilmiştir[2].

Buna göre (22) ve (23) nolu denklemlerin ayrılaştırılmış cebirsel formdaki şekli aşağıdaki gibidir:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (24)$$

İlgili kontrol hacmi ise Şekil 5 teki gibidir.



Şekil 5. İki boyutlu durum için kontrol hacmi

Denklem (24) e ait katsayılar aşağıdaki gibidir:

$$a_E = D_e A(Pe_e) + [-F_e, 0] \quad (25)$$

$$a_W = D_w A(Pe_w) + [F_w, 0] \quad (26)$$

$$a_N = D_n A(Pe_n) + [-F_n, 0] \quad (27)$$

$$a_S = D_s A(Pe_s) + [F_s, 0] \quad (28)$$

$$b = S_C \Delta x \Delta y. \quad (29)$$

$$a_p = a_E + a_w + a_N + a_S - S_p \Delta x \Delta y \quad (30)$$

Buradaki F değerleri kontrol hacminin yüzeyindeki akış debisini ifade eder ve aşağıdaki gibidirler;

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \quad (31)$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \quad (32)$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta x \quad (33)$$

$$F_s = (\rho v)_s \Delta x . \quad (34)$$

Cebirsel denklemin katsayılarında yer alan D değerleri ise kontrol hacmi yüzeyindeki difüzyon miktarıdır ve aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır;

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y}{(\delta x)_e} \quad (35)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y}{(\delta x)_w} \quad (36)$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x}{(\delta y)_n} \quad (37)$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x}{(\delta y)_s} . \quad (38)$$

Peclet sayıları ise $Pe = F/D$ şeklinde tanımlıdır ve 25-28 nolu denklemlerde görülen $A(|Pe|)$ fonksiyonu istenilen çözüm yöntemine göre Tablo 2' den seçilmektedir. Bu çalışmada *Hybrid* yöntem kullanılmıştır. Kaynak terim S ise kaynak [2]' de ifade edildiği şekilde lineerleştirilmiştir ve aşağıdaki gibidir,

$$S = S_C + S_P \phi_P . \quad (39)$$

Tablo 2. Farklı çözüm yöntemleri için $A(|Pe|)$ fonksiyonu.

Yöntemin adı	$A(Pe)$ fonksiyonu
Merkezi fark	$1-0.5 Pe $
Upwind	1
Hybrid	$[[0,1-0.5 Pe]]$
Üslü kuvvet	$[[0,1-0.5 Pe ^5]]$
Üstel	$ Pe /[\exp(Pe)-1]$

2.4. Çözüm Algoritması

Genel bilgiler bölümü altında yer alan tez çalışmasının konusu ve amacı alt başlıklı açıklamada belirtilen problem geometrisi Şekil 1,2,3 ve 4' te verilmişti. Şekillerde sunulan iki paralel levha arasındaki birleşik ısı transferi probleminin hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış için hız profili Bölüm 2' de verilmişti(bkz. Denklem 5). Bu sınır koşullarına ilave olarak birleşik ısı transferi problemi için uygulanan ve geçerli olan yöntemlere göre $y=\delta_o$, yani katı-akışkan ara yüzeyindeki fiziksel özellikler ve ara yüzey sıcaklığı aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır. Burada fiziksel özellik olarak Γ , $k/\rho c_p$ yani ısı yayılım katsayısı α olup katı-akışkan ara yüzeyi için Kaynak [2] de tavsiye edildiği şekilde harmonik ortalama,

$$\Gamma = \frac{2\Gamma_s \Gamma_f}{\Gamma_s + \Gamma_f} \quad (40)$$

şeklinde olup Γ_s ve Γ_f sırasıyla katı ve akışkan bölgeler için kontrol hacmi metodu $k/\rho c_p$ değerleridir.

Ara yüzey sıcaklığı,

$$T_i = \frac{F_m T_m + F_p T_p}{T_m + T_p} \quad (41)$$

şeklinde hesaplanır. Burada F_m ve F_p ara yüzey üstünde ve altındaki hücre yüksekliğiyle ilgili faktörler olup aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır;

$$F_m = \frac{1}{2} \frac{k_d}{\Delta y_m} \quad (42)$$

$$F_p = \frac{1}{2} \frac{k_a}{\Delta y_p} \quad (43)$$

Burada Δy_m ve Δy_p sırasıyla ara yüzey komşuluğundaki katı tarafı ve akışkan tarafı ağ yüksekliğidir.



3. BULGULAR

Burada, bir önceki bölümde ayrıntısı verilen çözüm algoritmasına dayanan bilgisayar programından üretilen sayısal bulgular sunulmuştur. İki paralel levha arasındaki laminar akışta değişken duvar kalınlığının ısı transferine etkisini irdelemek amacıyla sunulan bulgular grafik olarak temsil edilmiştir. Boyutsuz duvar kalınlığı, indirgenmiş Nusselt sayısı, yerel ara yüzey sıcaklığı ve yerel ortalama akışkan sıcaklığı gibi ısı transferi karakteristiklerinin akış doğrultusunda değişimi Reynolds sayısının iki ayrı değeri ($Re=10$ ve $Re=20$) ve dört ayrı duvar/akışkan ısı iletim katsayısı için ($k_{sf}=2,5,10$ ve 20) sunulmuştur(bkz.Şekil 6-37). Sunulan grafiklerde boyutsuz duvar kalınlığı, indirgenmiş Nusselt sayısı ve sıcaklıklar aşağıdaki şekilde tanımlanmışlardır:

$$\delta^* = \frac{\delta_x}{\delta_o} \quad (44)$$

$$Nu^* = \frac{Nu_x}{Nu_o} \quad (45)$$

$$T_i^* = \frac{T_i - T_\infty}{T_w - T_\infty} \quad (46)$$

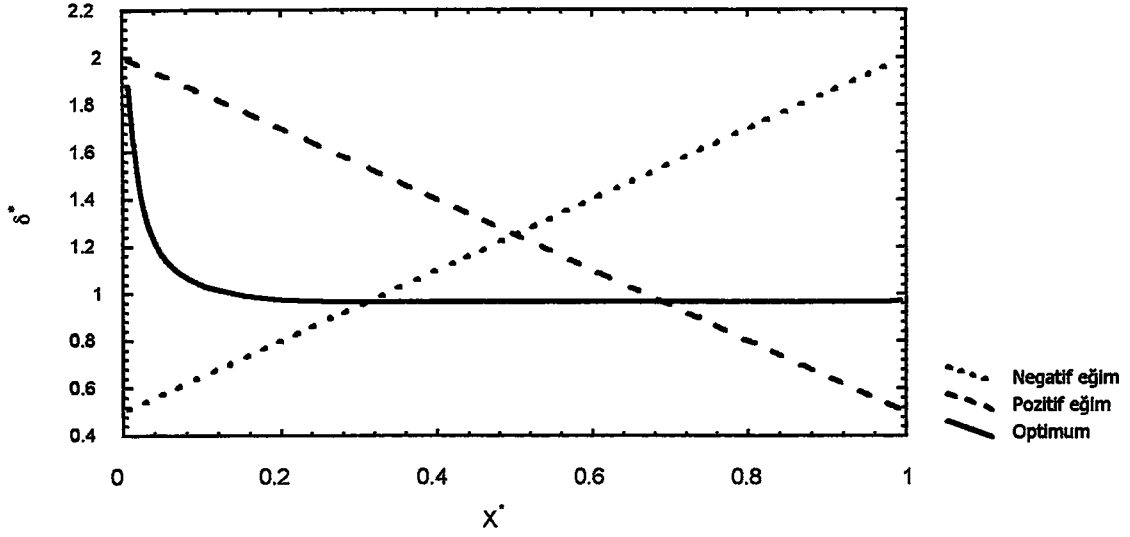
$$T_a^* = \frac{T_a - T_\infty}{T_w - T_\infty} \quad (47)$$

$$x^* = x/L \quad (48)$$

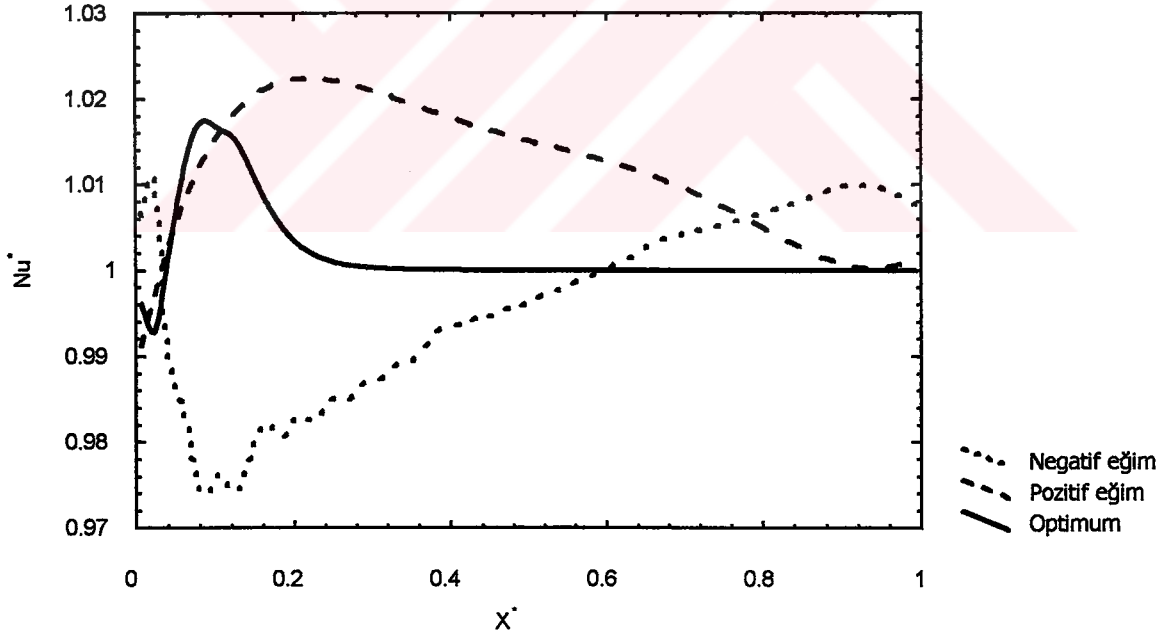
$$k_{sf} = \frac{k_w}{k_f} \quad (49)$$

Ayrıca farklı Reynolds sayılarının ve farklı k_{sf} oranlarının optimum duvar profili üzerindeki etkileri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur(bkz.Şekil 38-39).

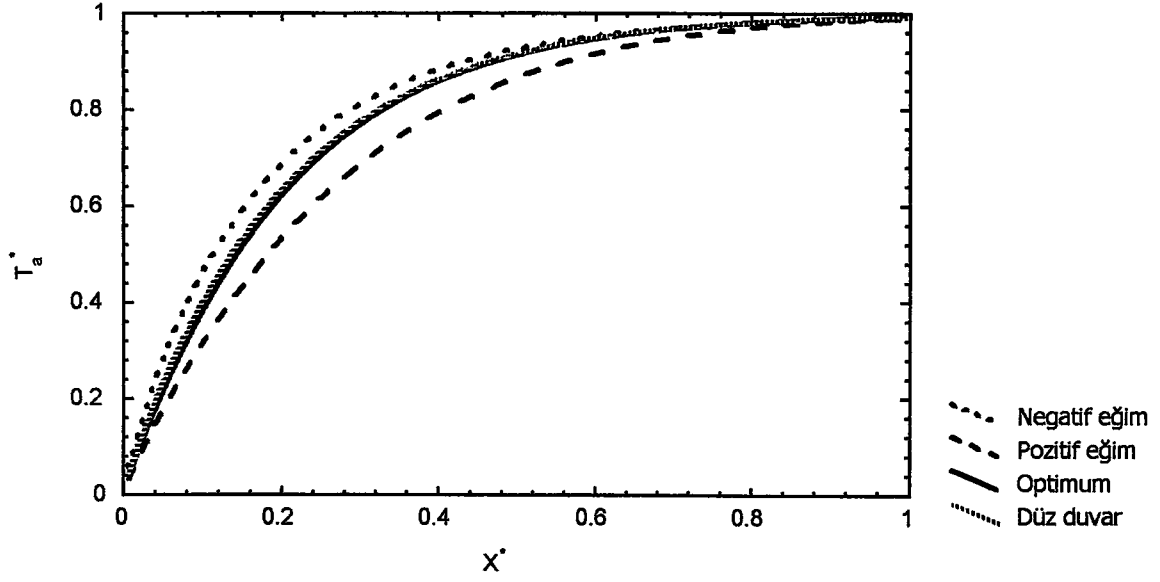
Son olarak, optimum duvar profilinin akışkana geçen ısıyı hangi ölçüde minimize ettiğini izlemek amacıyla iki ayrı Reynolds sayısı için ($Re=10$ ve $Re=20$) q/q_o oranının k_{sf} ile değişim grafikleri sunulmuştur(bkz.Şekil 40-41). Burada q ve q_o sırasıyla değişken kalınlıklı ve sabit kalınlıklı duvar durumlarında akışkanın aldığı ısılar olup $\dot{m}c_p(T_{a,s} - T_{a,g})$ şeklinde tanımlanmışlardır.



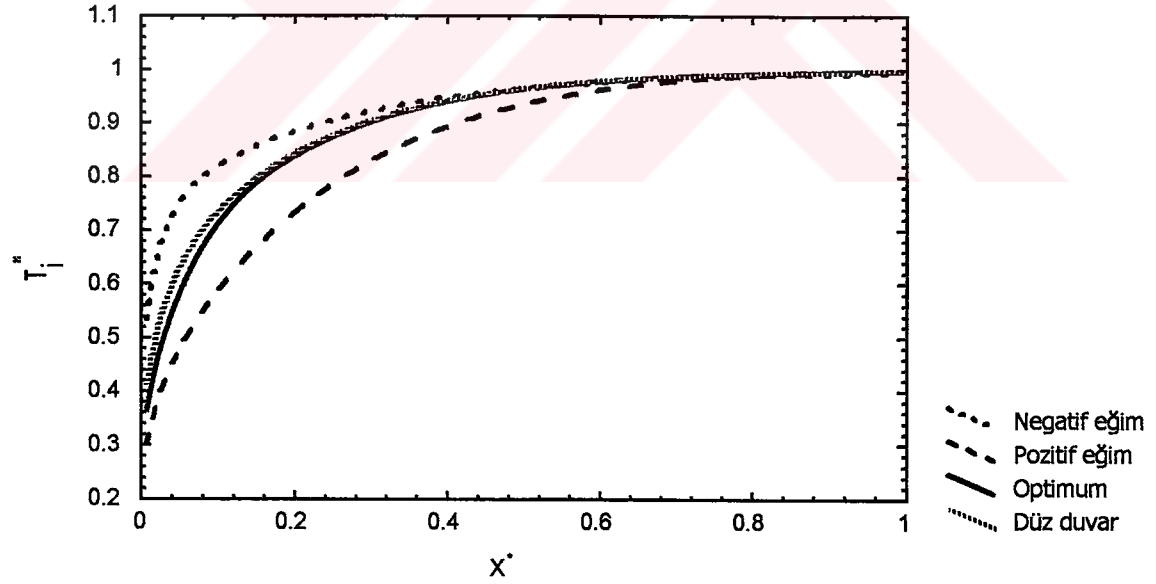
Şekil 6. Re=10, $k_{sf}=2$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



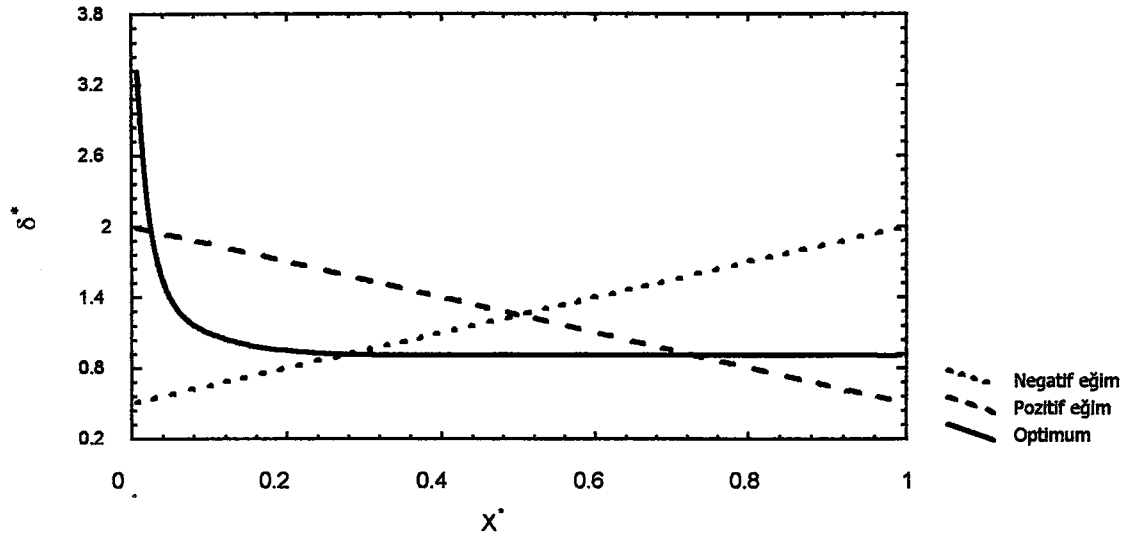
Şekil 7. Re=10, $k_{sf}=2$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



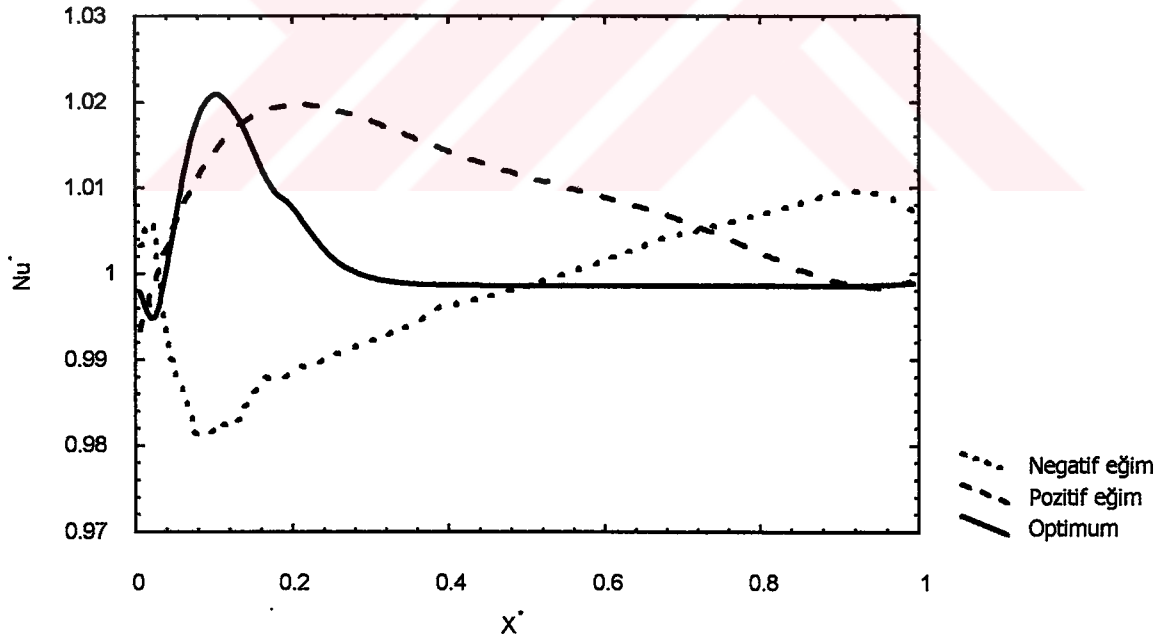
Şekil 8. $Re=10$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



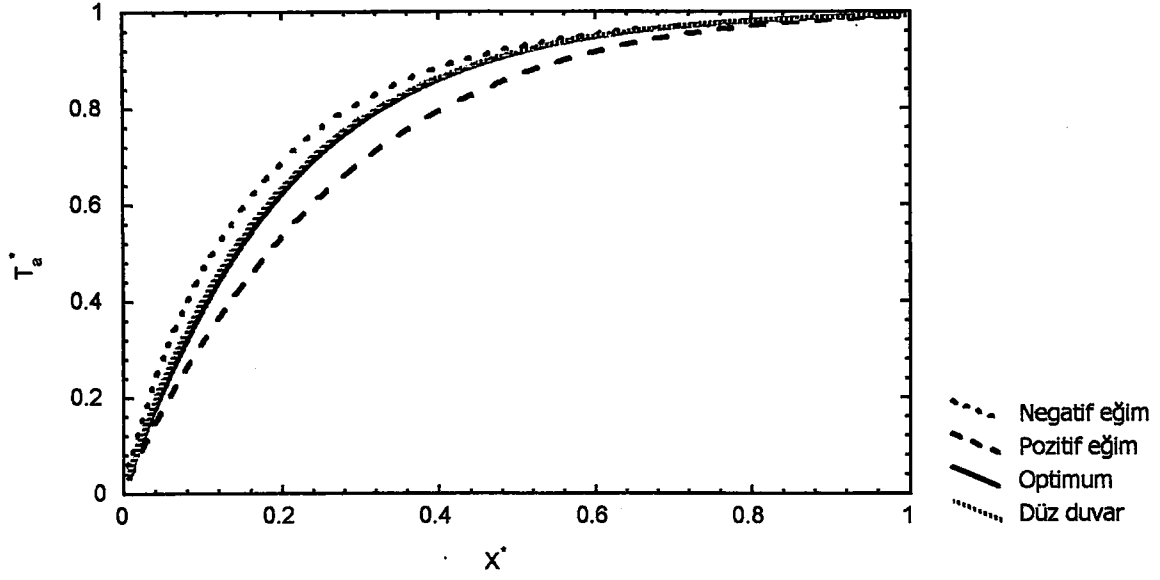
Şekil 9. $Re=10$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



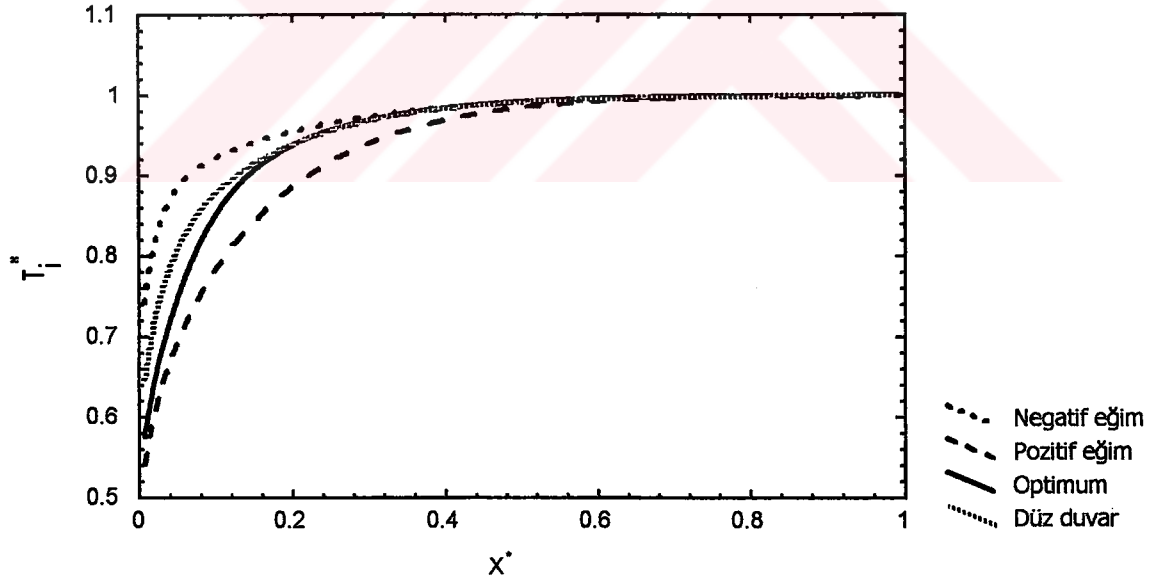
Şekil 10. $Re=10$, $k_{sf}=5$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi.



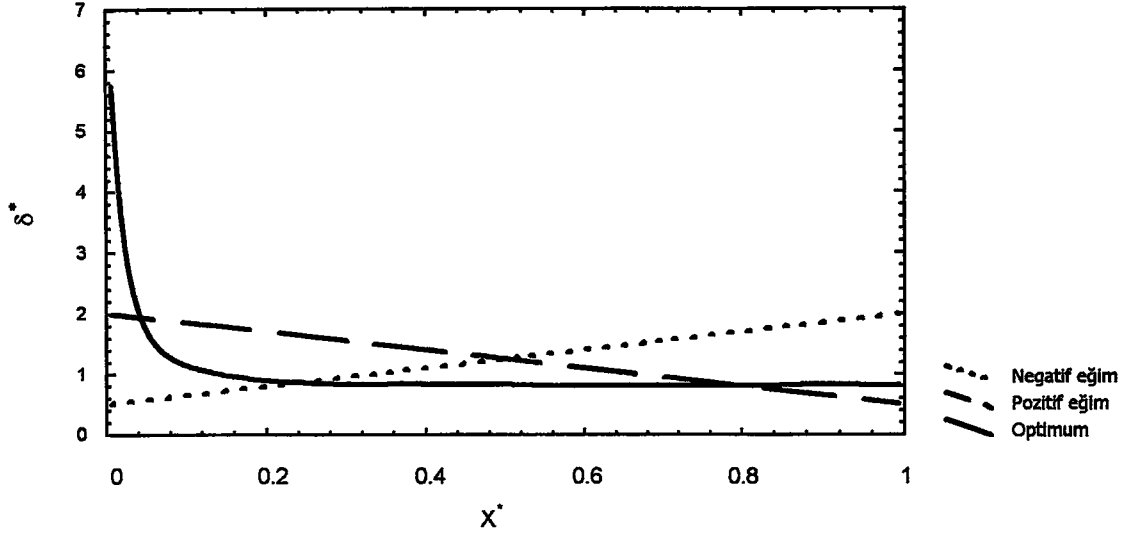
Şekil 11. $Re=10$, $k_{sf}=5$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



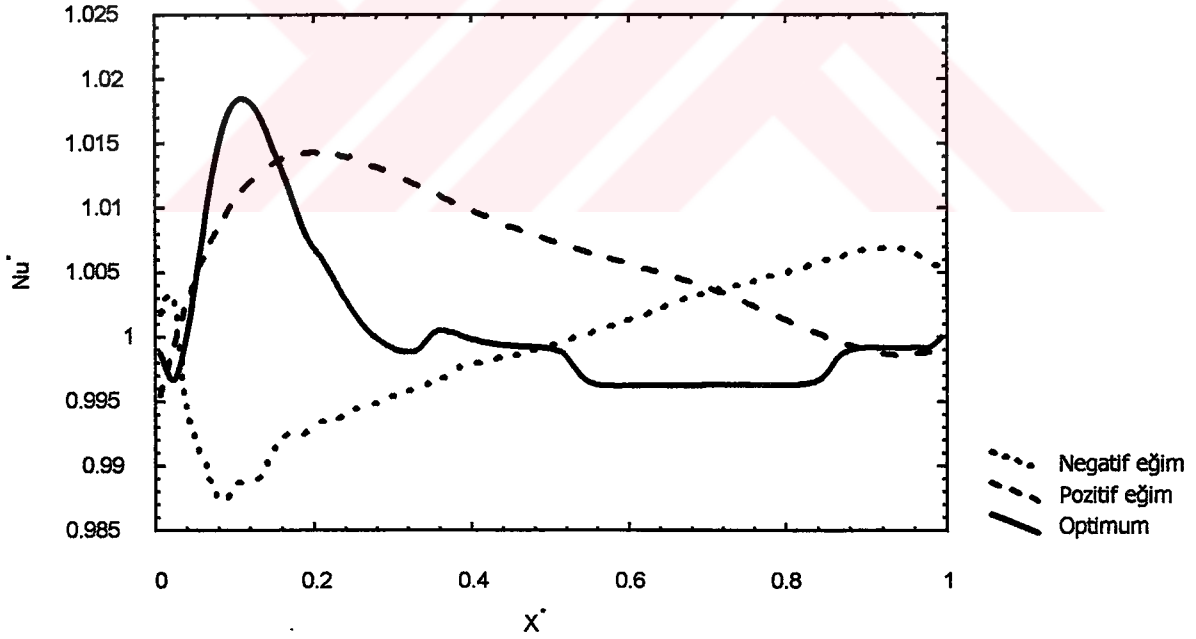
Şekil 12. Re=10, $k_{sf}=5$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^{*} ' in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



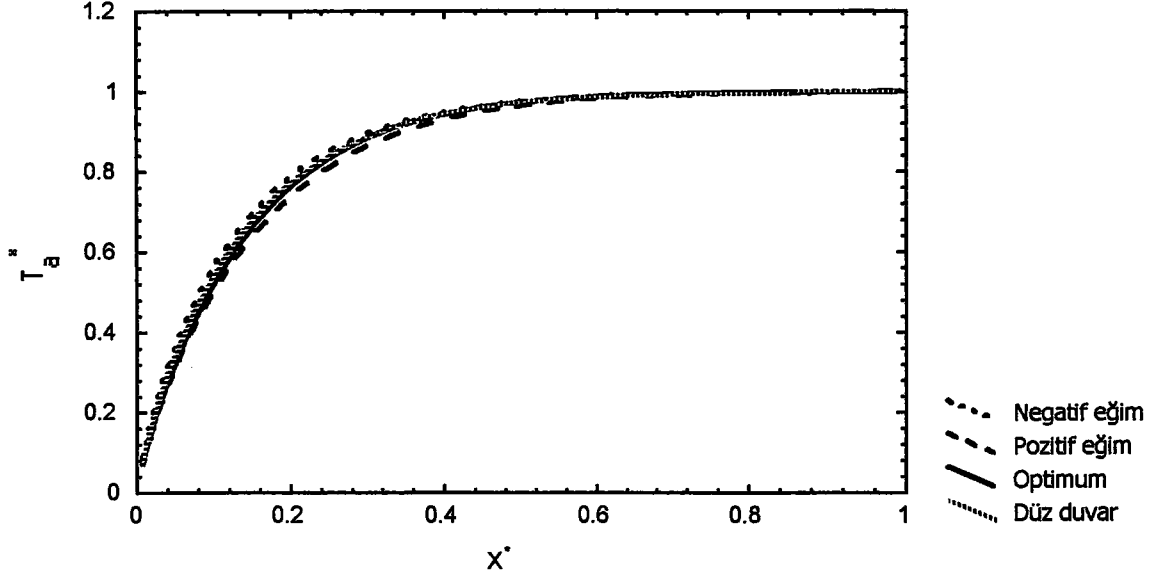
Şekil 13. Re=10, $k_{sf}=5$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^{*} ' in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



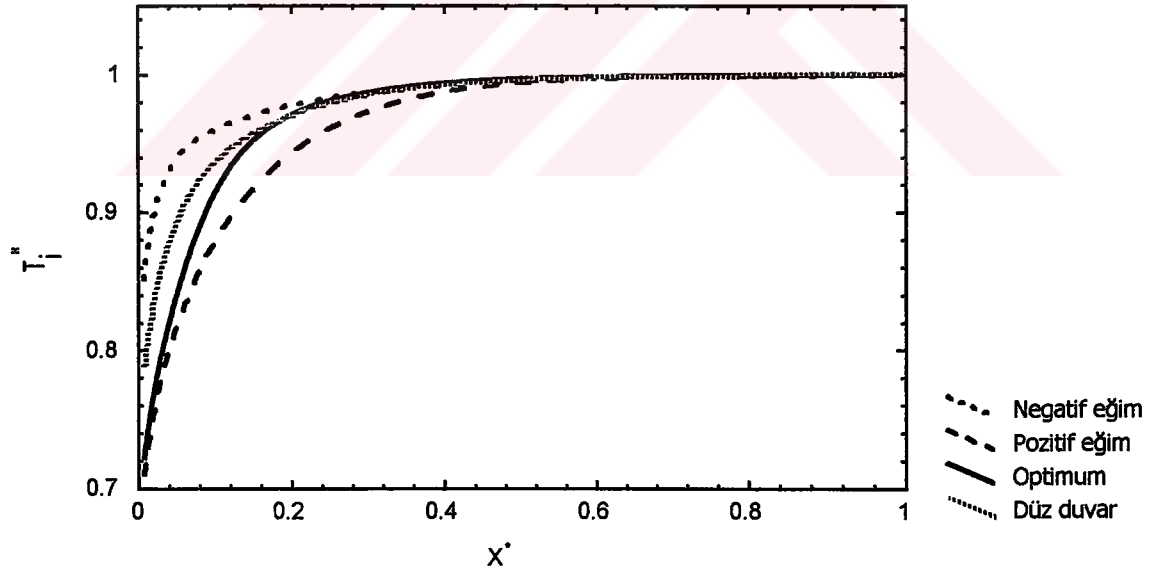
Şekil 14. $Re=10$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



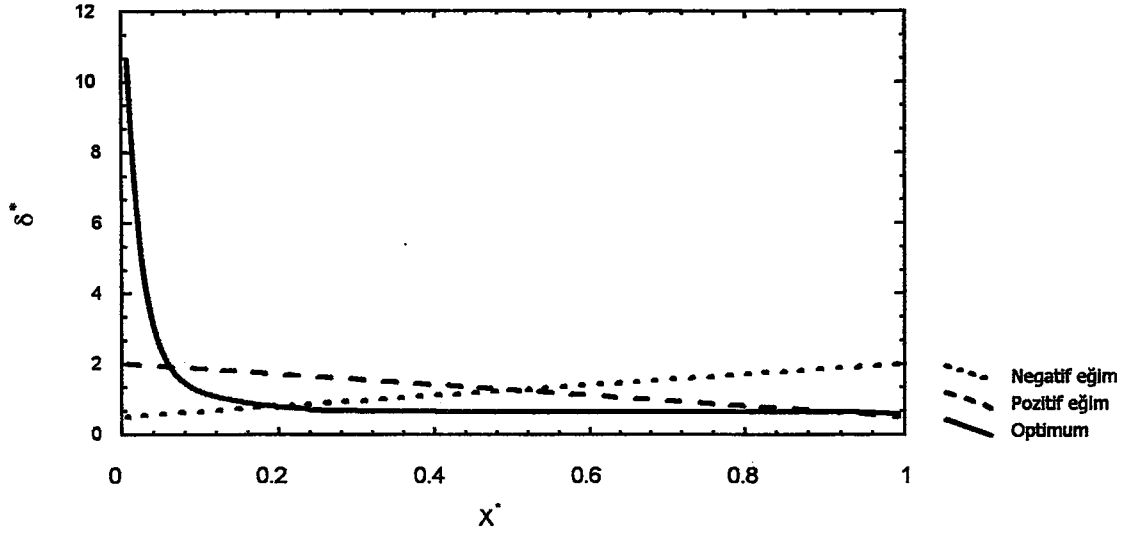
Şekil 15. $Re=10$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



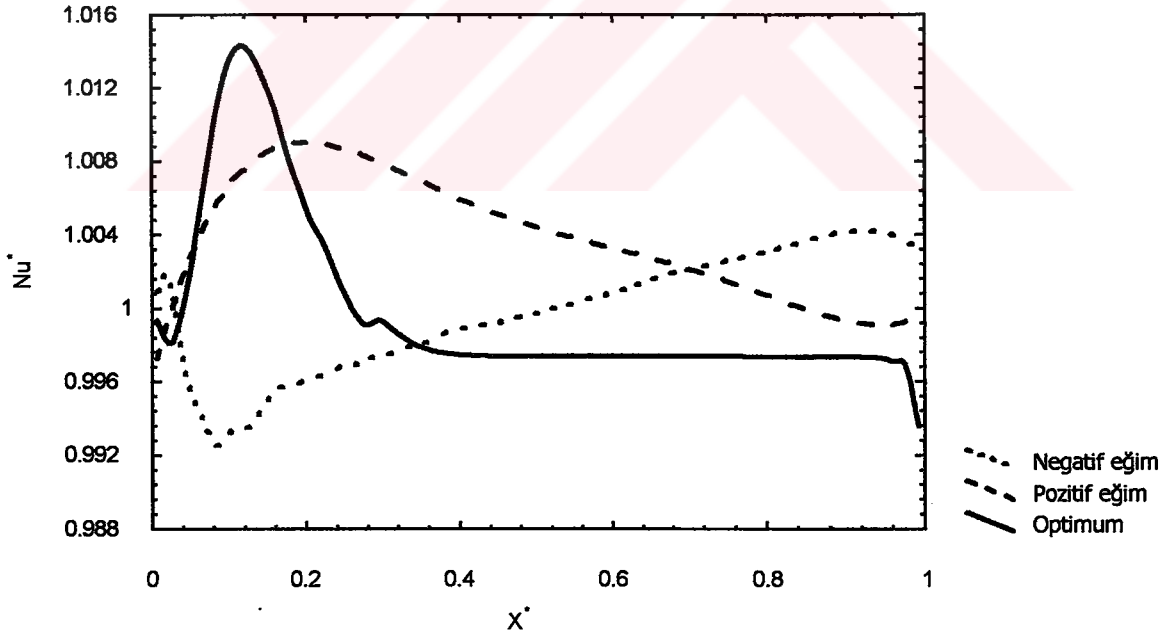
Şekil 16. $Re=10$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* ' in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



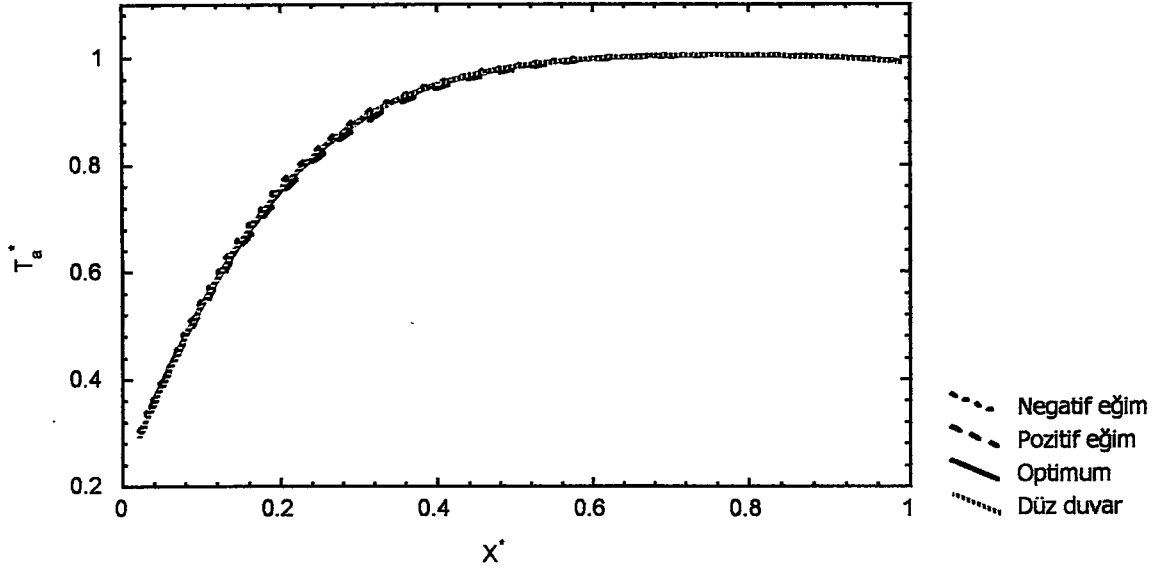
Şekil 17. $Re=10$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* ' in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



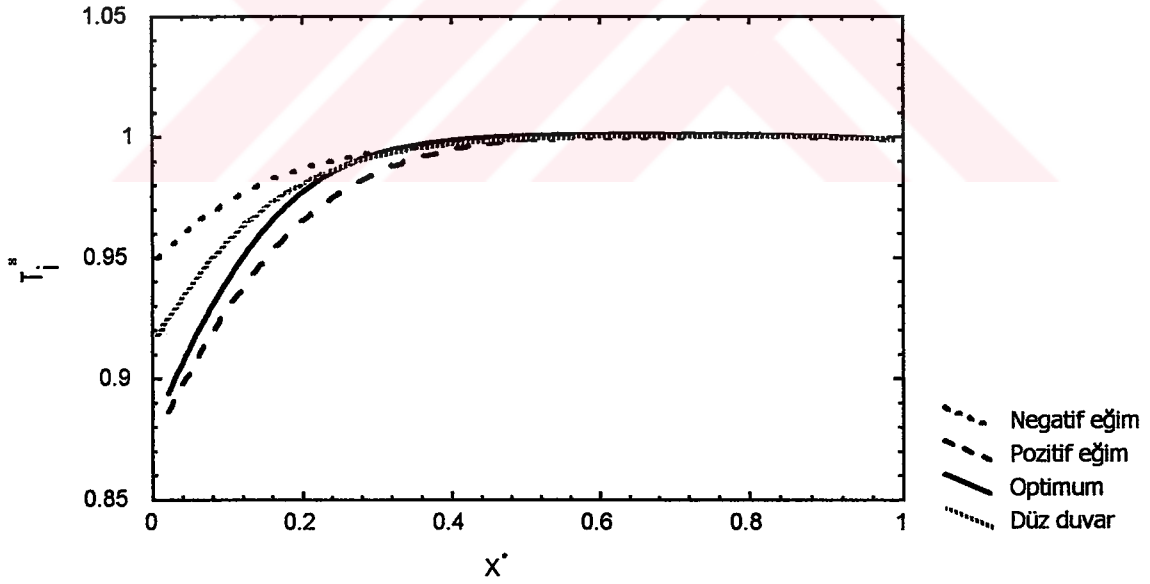
Şekil 18. $Re=10$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



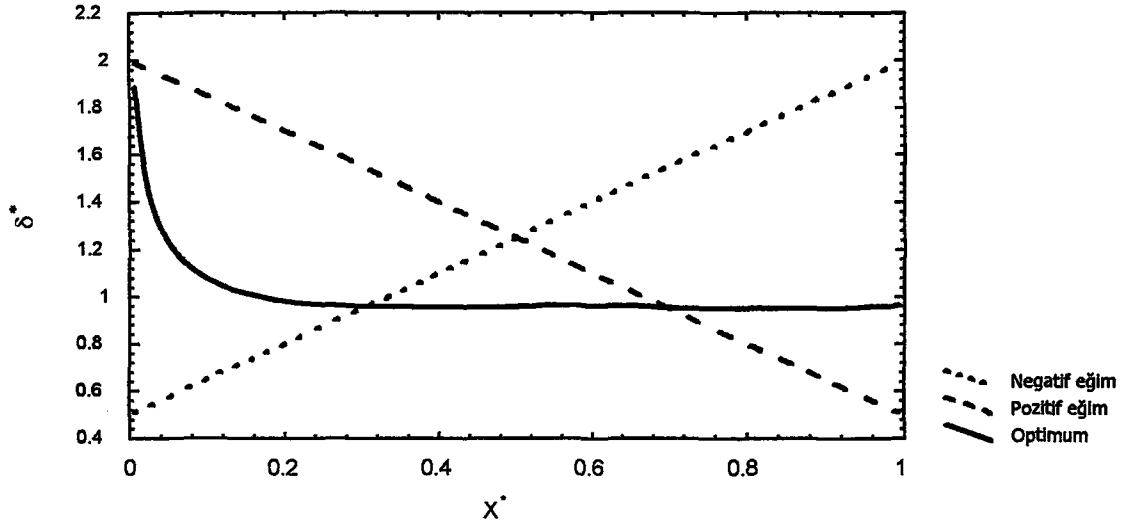
Şekil 19. $Re=10$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



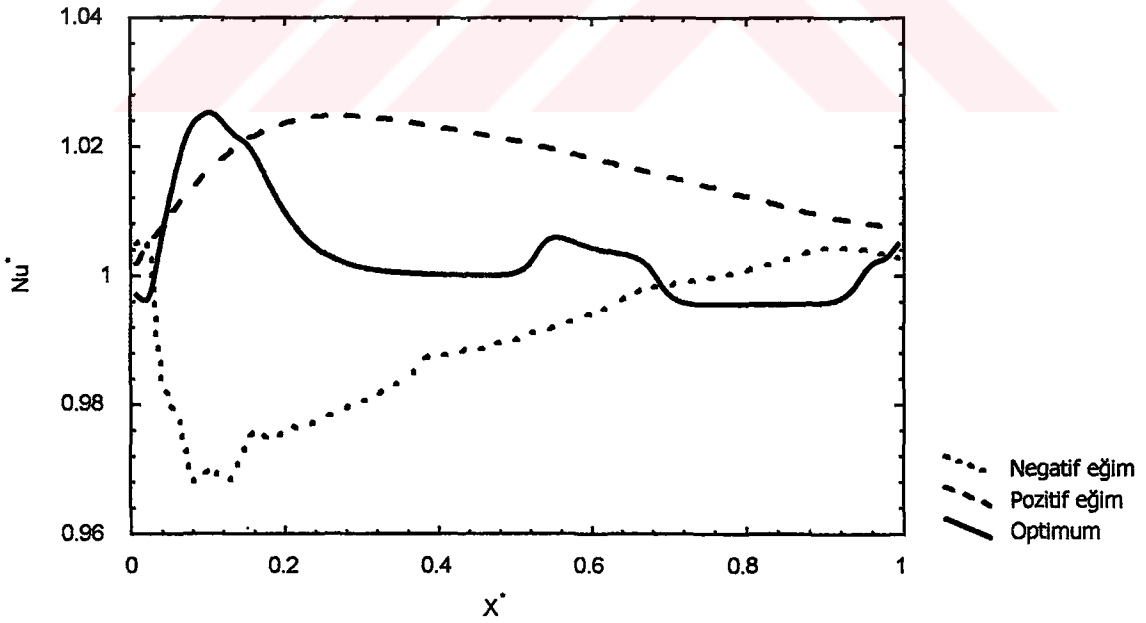
Şekil 20. $Re=10$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



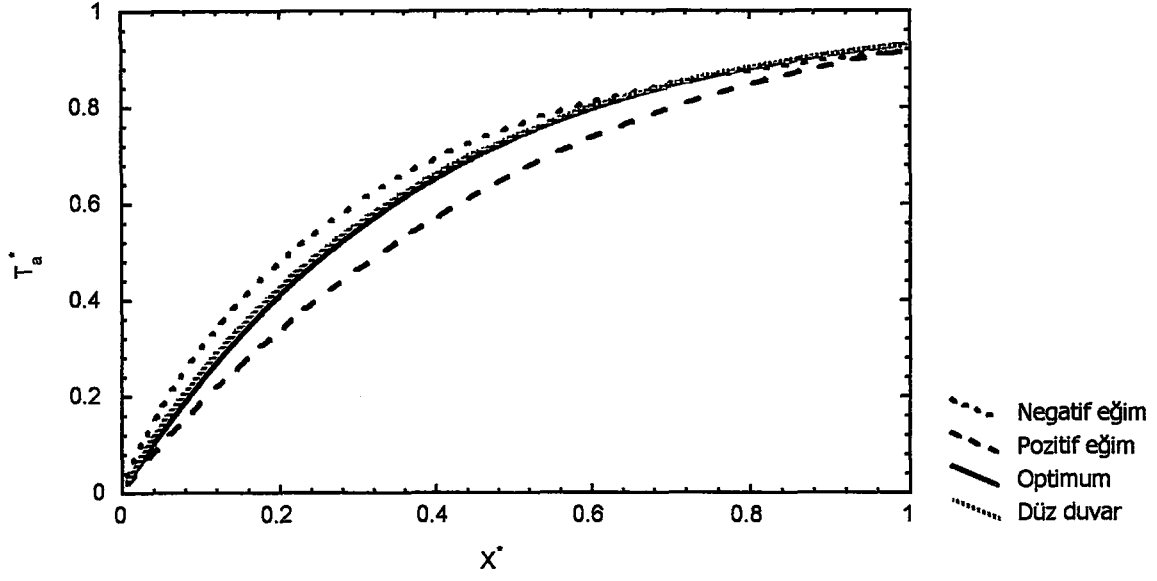
Şekil 21. $Re=10$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



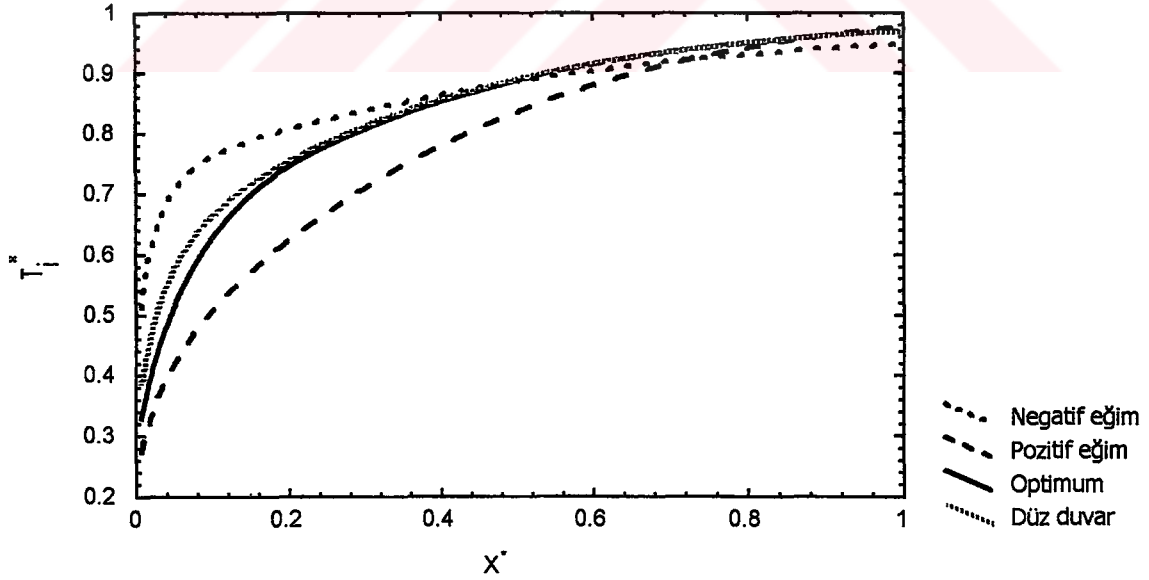
Şekil 22. $Re=20$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



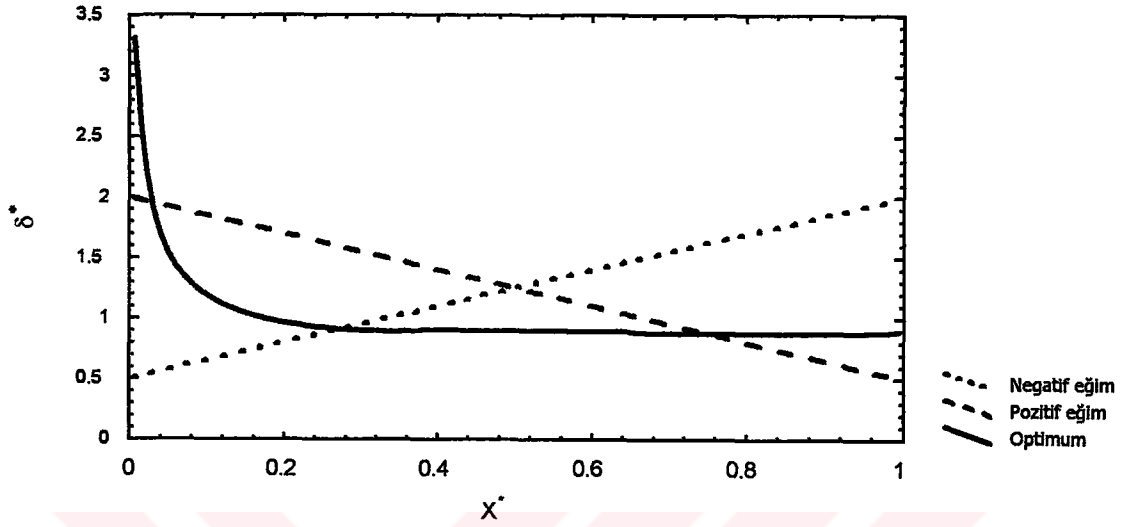
Şekil 23. $Re=20$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



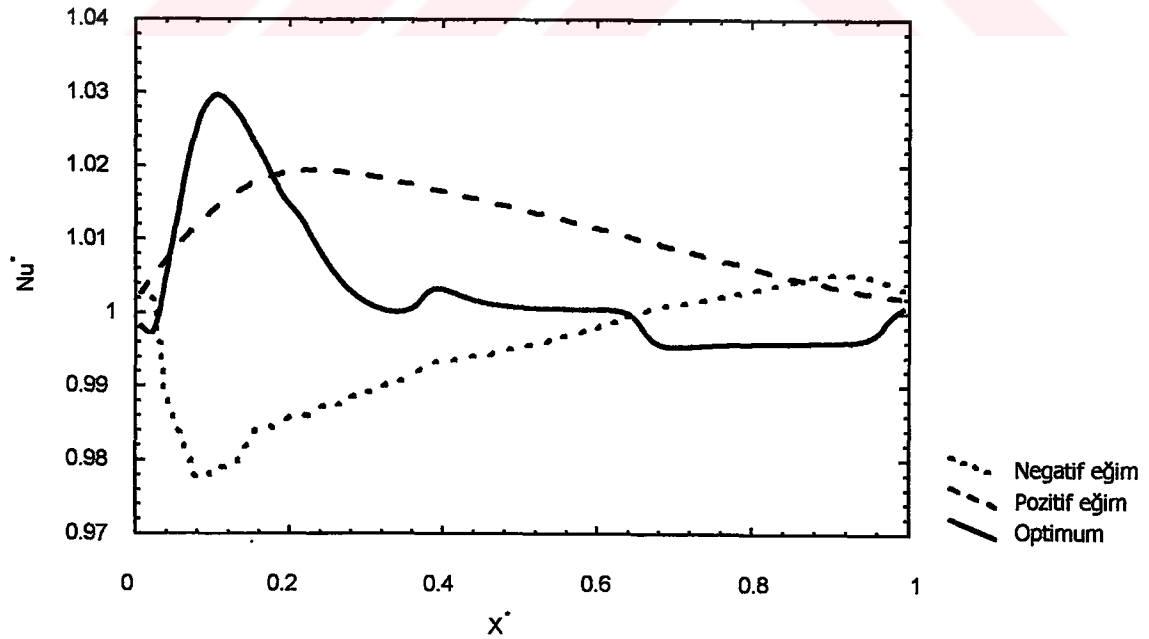
Şekil 24. $Re=20$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



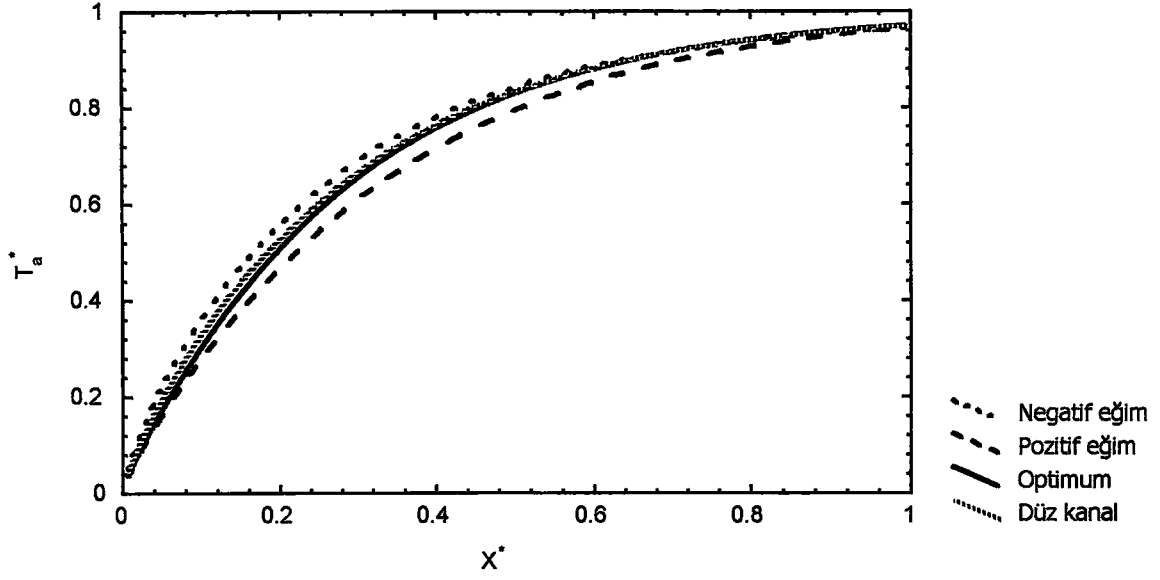
Şekil 25. $Re=20$, $k_{sf}=2$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



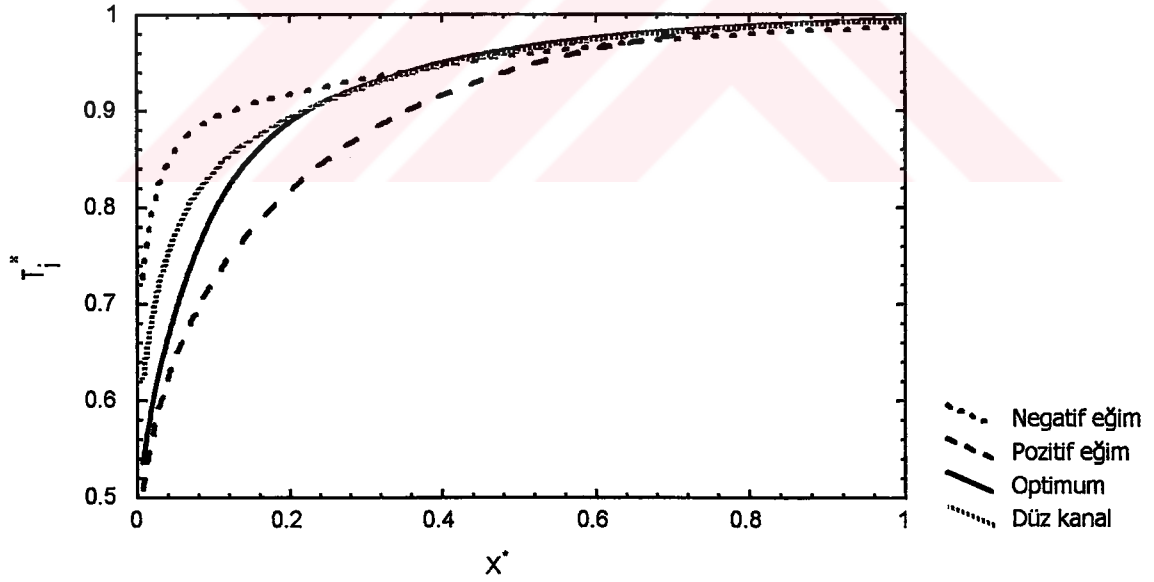
Şekil 26. Re=20, $k_{sf}=5$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



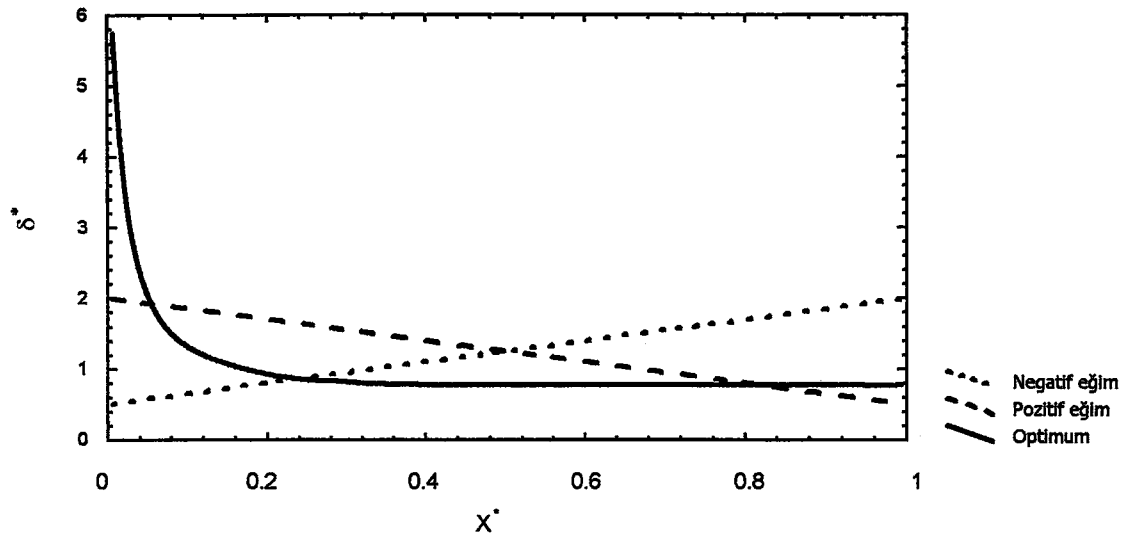
Şekil 27. Re=20, $k_{sf}=5$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



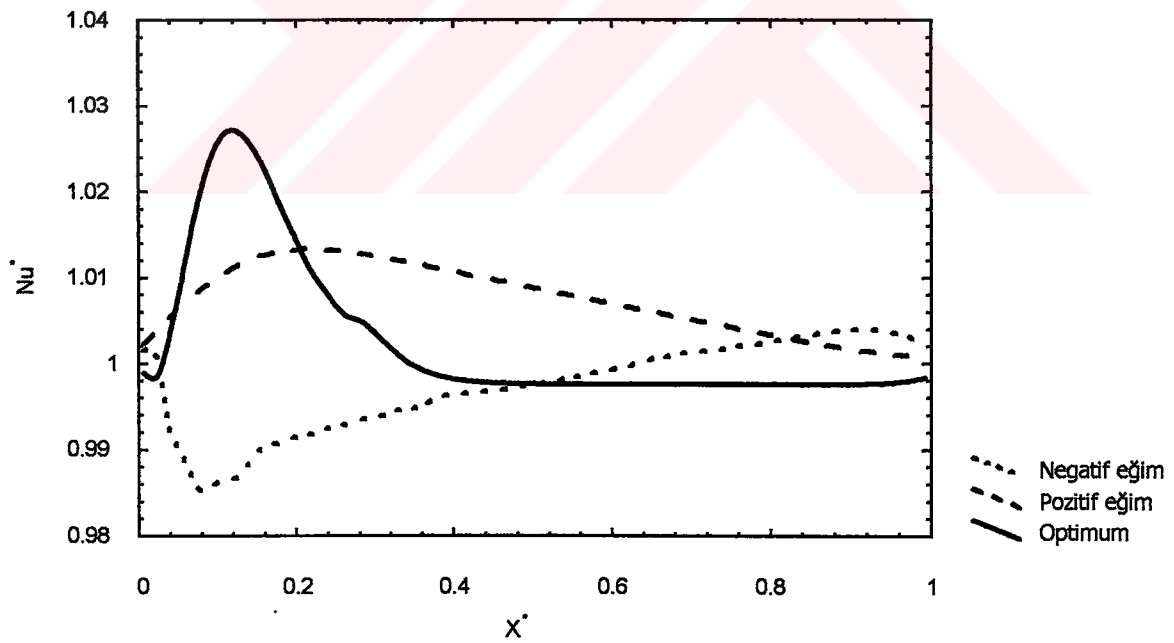
Şekil 28. $Re=20$, $k_{sf}=5$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



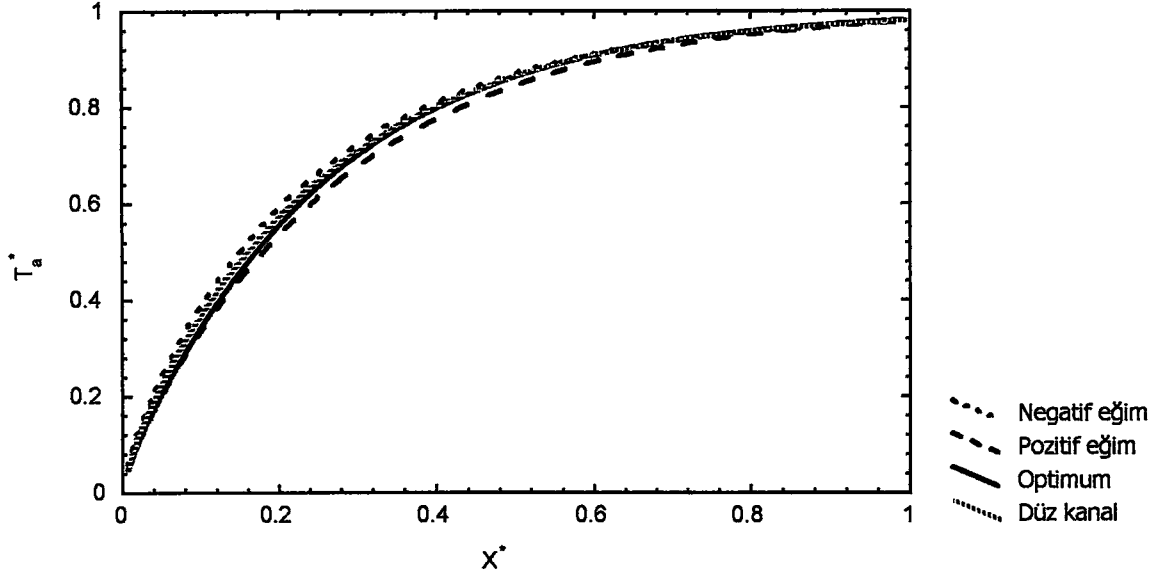
Şekil 29. $Re=20$, $k_{sf}=5$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



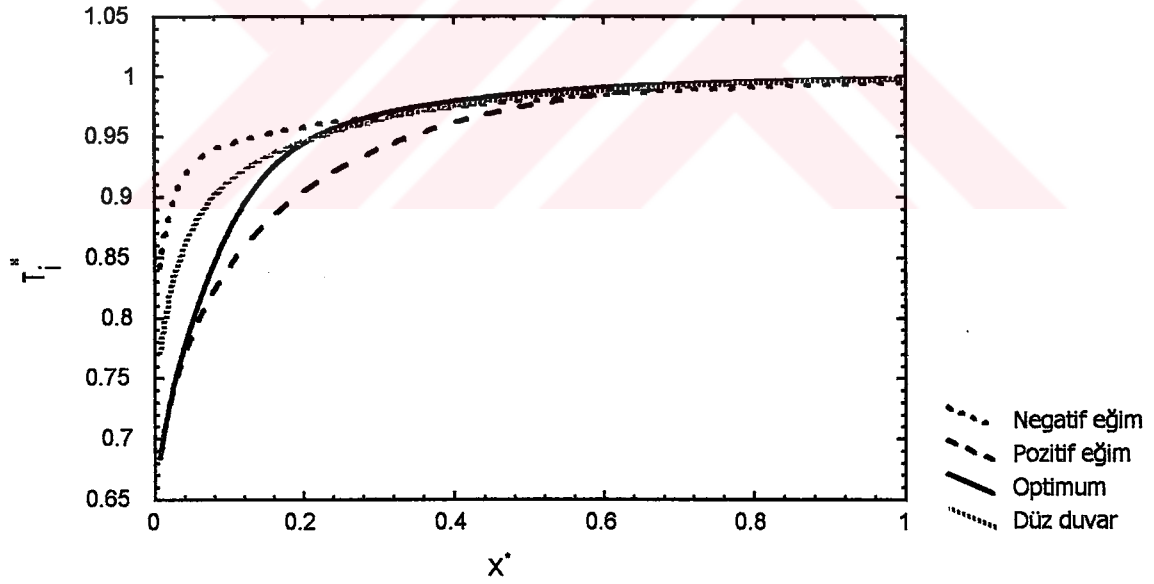
Şekil 30. $Re=20$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



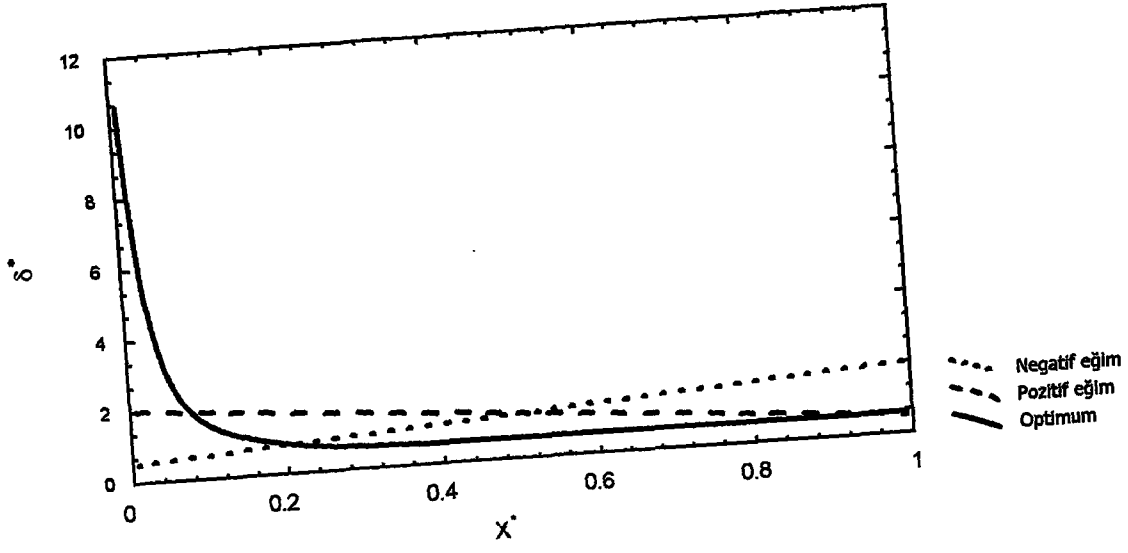
Şekil 31. $Re=20$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



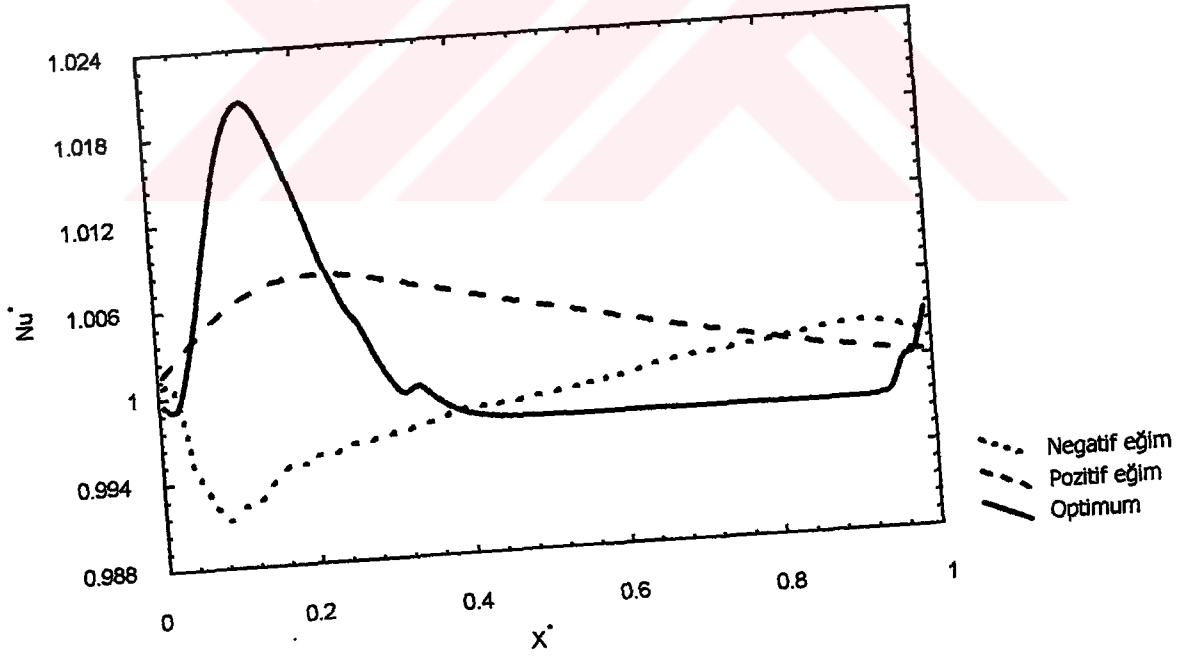
Şekil 32. $Re=20$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* 'nin boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



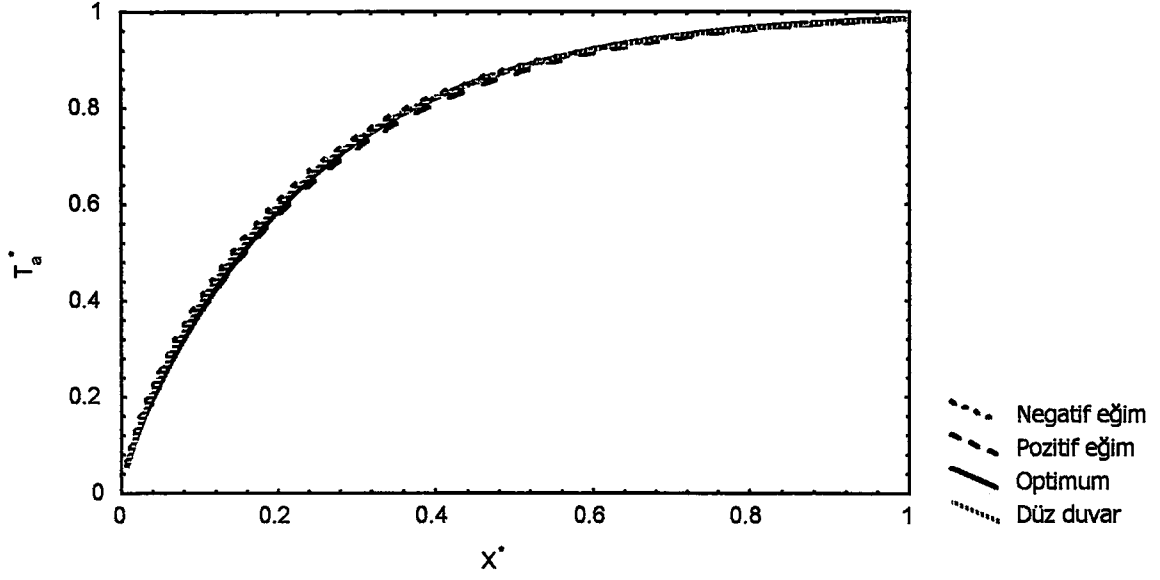
Şekil 33. $Re=20$, $k_{sf}=10$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* 'nin boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



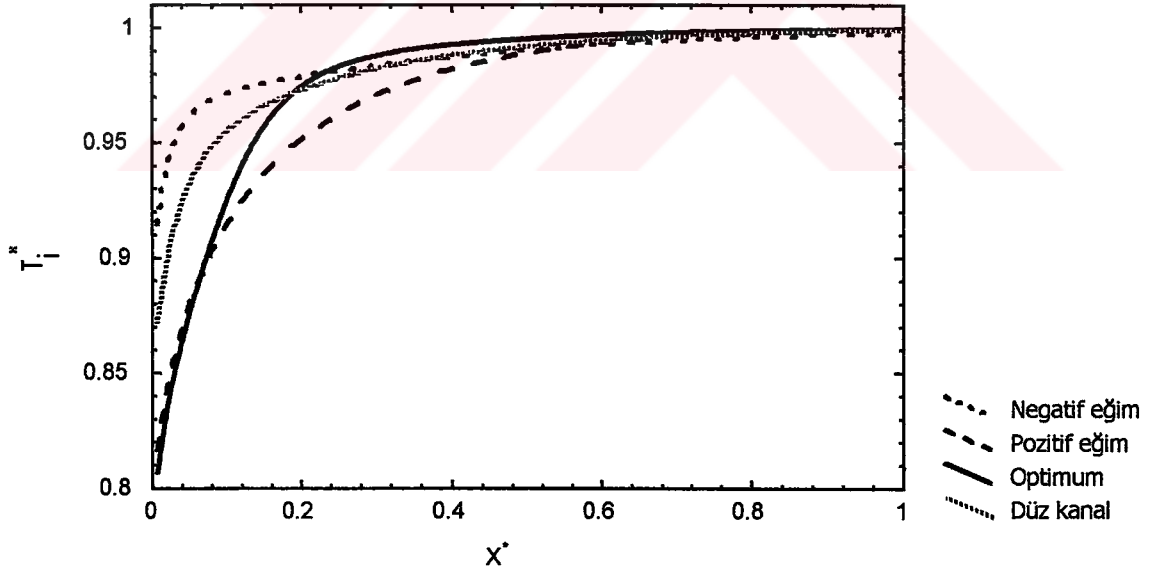
Şekil 34. $Re=20$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz duvar kalınlıklarının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



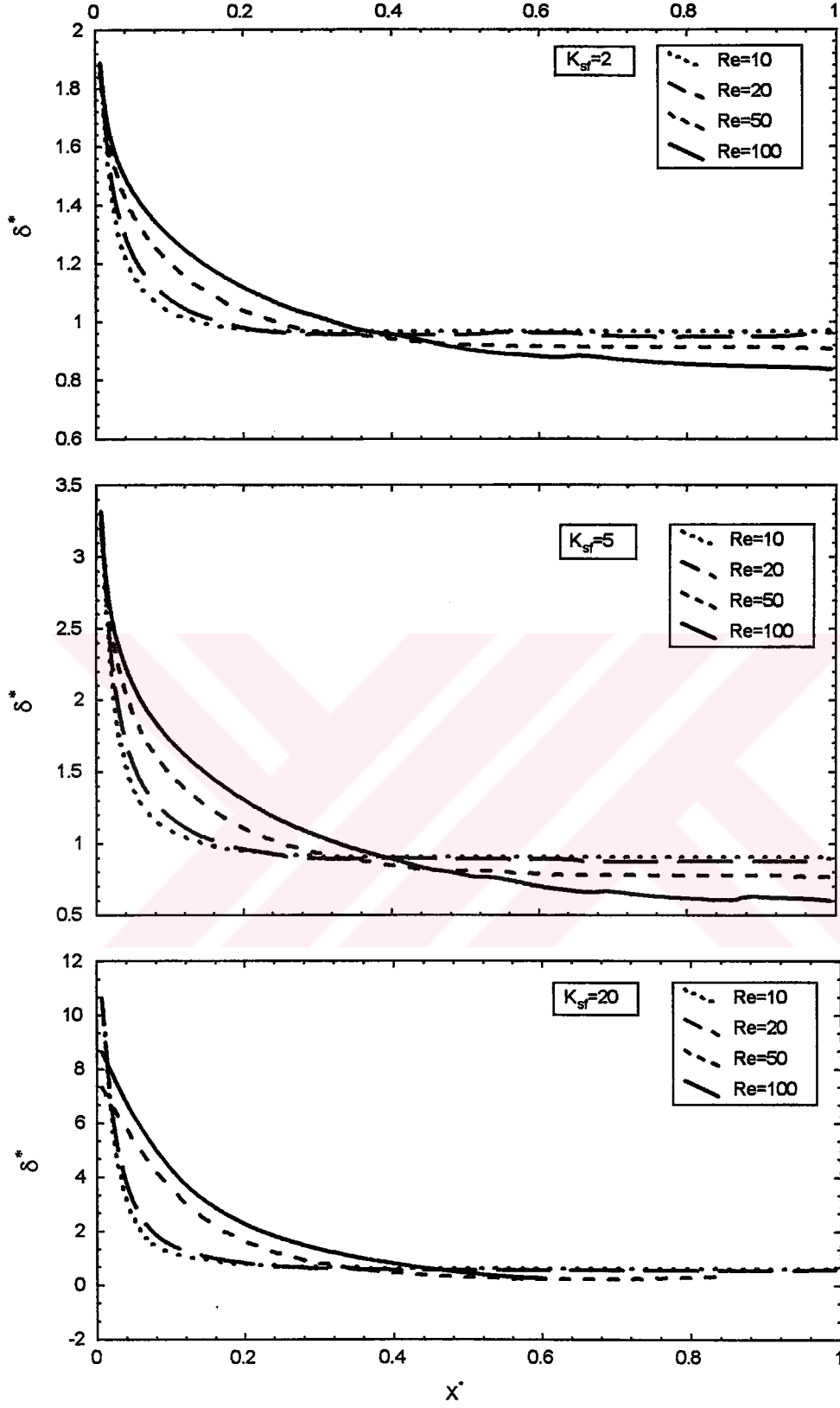
Şekil 35. $Re=20$, $k_{sf}=20$ için boyutsuz Nusselt sayısının boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



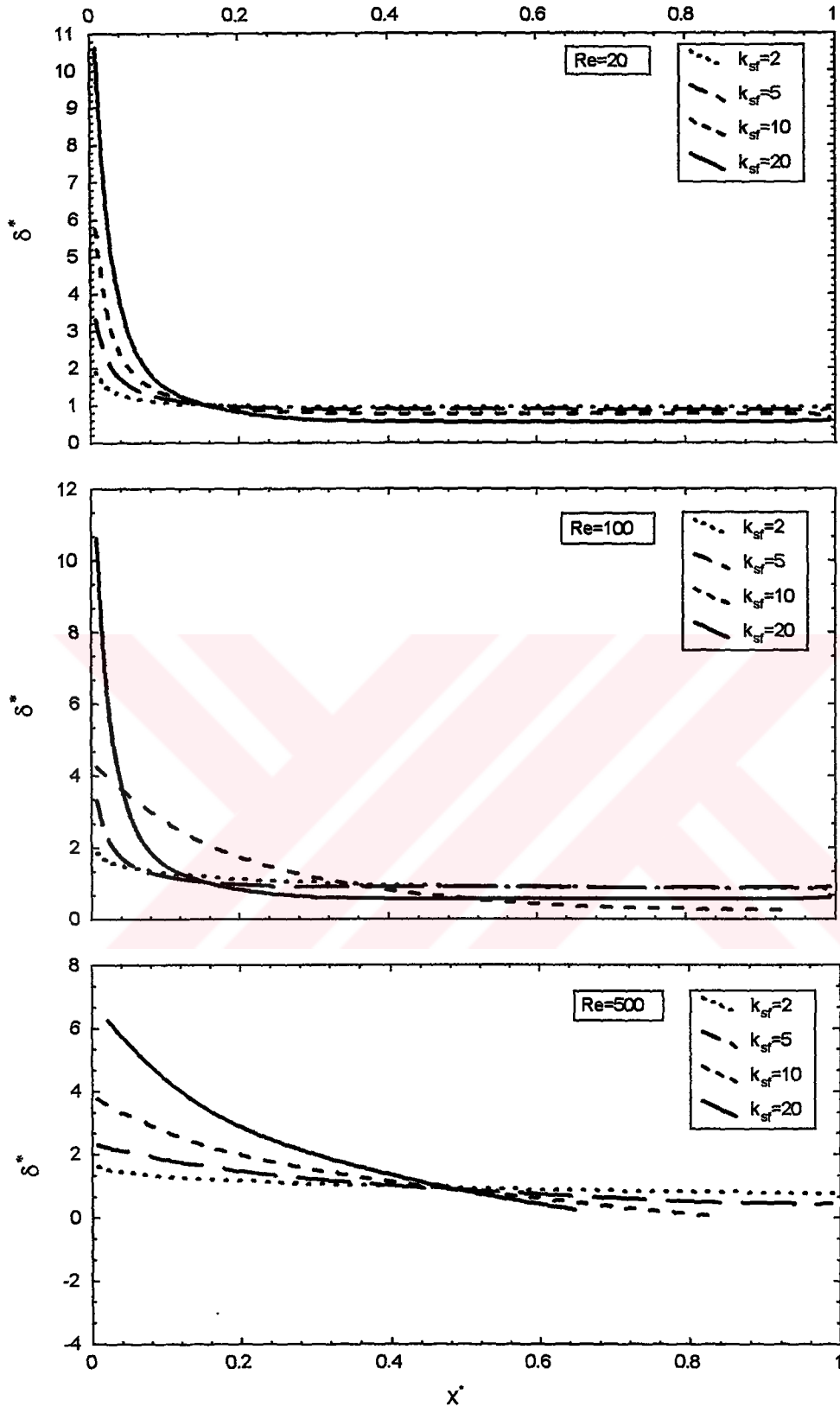
Şekil 36. Re=20, $k_{sf}=20$ için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



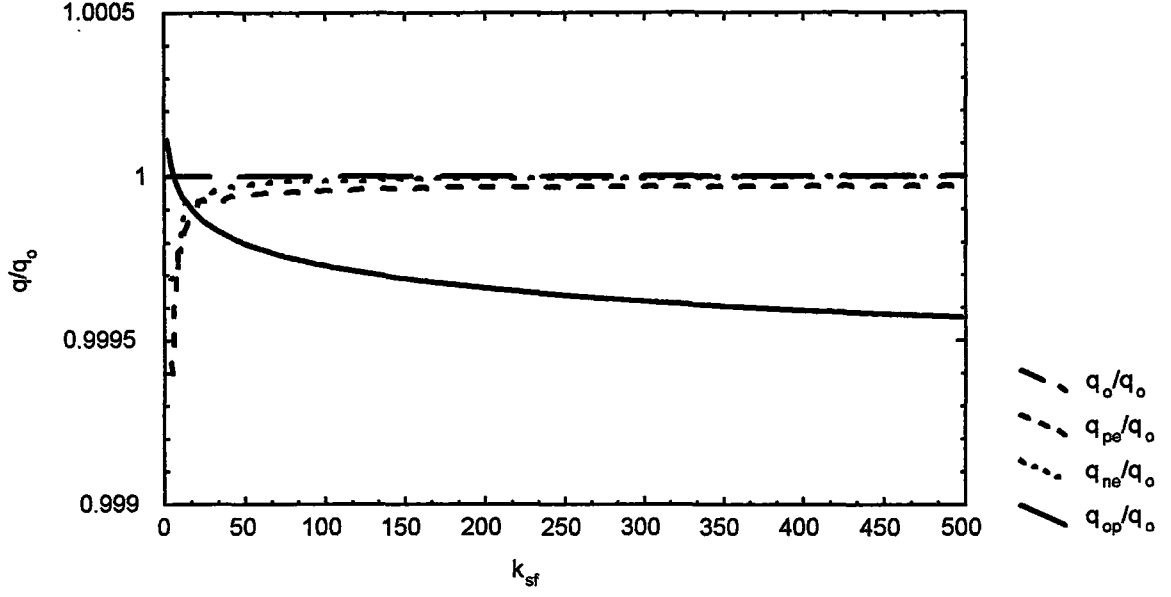
Şekil 37. Re=20, $k_{sf}=20$ için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi



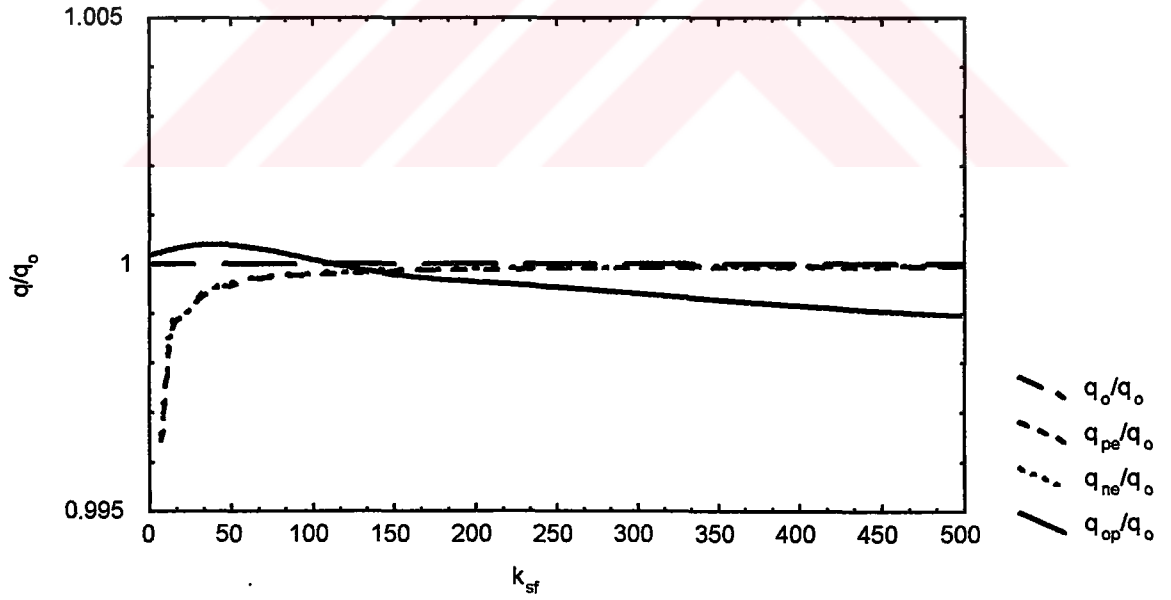
Şekil 38. Farklı k_{sf} değerlerinde Reynolds sayısının optimum duvar kalınlığı üzerine etkisi



Şekil 39. Farklı Reynolds sayılarında k_{sf} 'nin optimum duvar kalınlığı üzerine etkisi



Şekil 40. $Re=10$ için akışkanın aldığı ısının k_{sf} ile değişimi



Şekil 41. $Re=20$ için akışkanın aldığı ısının k_{sf} ile değişimi

4. İRDELEMELER

Belirli Reynolds sayısı ve duvar ısı iletim katsayısı için ($Re=10$, $k_{sf}=2$) değişik duvar kalınlıklarının ısı transferi karakteristiklerine etkisi incelendiğinde Şekil 6 da boyutsuz uzunluk X^* boyunca duvar kalınlığı lineer olarak azalan pozitif eğimli duvar profili, duvar kalınlığı lineer olarak artan negatif eğimli duvar profili ve yapılan çalışma sonucunda elde edilen optimum duvar profili görülmektedir. Şekil 6 da görüldüğü gibi boyutsuz uzunluk $X^* \approx 0.2$ değerine kadar optimum duvar kalınlığı azalmakta, bu değerden sonra ise önemli bir değişim göstermemektedir.

Şekil 7 de boyutsuz Nu^* sayısının boyutsuz uzunluk X^* a göre değişimi görülmektedir. Şekil 7 den görüldüğü gibi pozitif eğimli duvar profilinde Nu^* sayısı başlangıçta $X^* \approx 0.02$ değerine kadar azalmakta; $X^* \approx 0.02-0.2$ değerleri arasında artmakta, bu değerden sonra ise tekrar azalmaktadır. Negatif eğimli duvar profilinde ise $X^* \approx 0.02$ değerine kadar Nu^* sayısı artmakta, bu değerden $X^* \approx 0.12$ değerine kadar azalmakta; $X^* \approx 0.12-0.92$ değerleri arasında artma eğilimi göstermekte, $X^* \approx 0.92$ değerinden sonra ise Nu^* sayısı tekrar azalmaktadır. Optimum duvar profilinde de Nu^* sayısı $X^* \approx 0.02$ değerine kadar azalmakta, bu değerden $X^* \approx 0.08$ değerine kadar artmakta, $X^* \approx 0.08-0.3$ değerleri arasında tekrar azalmakta olup $X^* \approx 0.3$ değerinden sonra önemli bir değişim göstermemektedir.

Şekil 8 de görüldüğü gibi boyutsuz akışkan sıcaklığı T_a^* pozitif eğimli duvar profili, negatif eğimli duvar profili, optimum duvar profili ve sabit kalınlıktaki duvar profilinde boyutsuz uzunluk X^* boyunca artmaktadır. Yine Şekil 7 den görüleceği üzere optimum duvar profilindeki boyutsuz akışkan sıcaklığının değişimi sabit kalınlıktaki duvar profilinin boyutsuz akışkan sıcaklığı değişimi ile büyük oranda benzerlik göstermektedir.

Şekil 9 da boyutsuz iç sıcaklığın (T_i^*) boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi görülmektedir. Burada da boyutsuz akışkan sıcaklığında olduğu gibi ele alınan duvar profillerinde boyutsuz iç sıcaklık T_i^* , boyutsuz uzunluk X^* boyunca artmadır. Boyutsuz iç sıcaklık T_i^* ile boyutsuz akışkan sıcaklığı T_a^* arasındaki fark, boyutsuz iç sıcaklık

değişiminde artışın $X^* \approx 0.8$ değerine kadar sürmesidir. $X^* \approx 0.8$ değerinden sonra ele alınan duvar profilleri için boyutsuz iç sıcaklık T_i^* , boyutsuz uzunluk X^* a göre lineer bir değişim göstermektedir.

Belirli Reynolds sayısı ve duvar ısı iletim katsayısı için ($Re=10$, $k_{sf}=5$) değişik duvar kalınlıklarının ısı transferi karakteristiklerine etkisi incelendiğinde Şekil 10 da boyutsuz uzunluk X^* boyunca duvar kalınlığı lineer olarak azalan pozitif eğimli duvar profili, duvar kalınlığı lineer olarak artan negatif eğimli duvar profili ve yapılan çalışma sonucunda elde edilen optimum duvar profili görülmektedir. Şekil 10 da görüldüğü gibi optimum duvar profili $X^* \approx 0.8$ değerine kadar azalmakta, bu değerden sonra ise önemli bir değişim göstermemektedir.

Boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimini gösteren Şekil 11 den de görüldüğü gibi pozitif eğimli duvar profilinde boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* başlangıçta $X^* \approx 0.02$ değerine kadar azalmakta; $X^* \approx 0.02-0.16$ değerleri arasında artmakta, $X^* \approx 0.16$ değerinden sonra ise tekrar azalmaktadır. Negatif eğimli duvar profilinde boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* , $X^* \approx 0.02$ değerine kadar artmakta, $X^* \approx 0.02-0.08$ değerleri arasında azalmakta, $X^* \approx 0.08$ değerinden $X^* \approx 0.92$ değerine kadar tekrar artmakta, bu değerden sonra ise tekrar artma eğilimi göstermektedir. Optimum duvar profili için boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* incelendiğinde $X^* \approx 0.02$ değerine kadar boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* azalmakta, bu değerden $X^* \approx 0.11$ değerine kadar artmakta, $X^* \approx 0.11 - 0.4$ aralığında tekrar azalmakta, bu değerden sonra ise önemli bir değişim göstermemektedir.

Boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimini gösteren Şekil 12 den görüldüğü gibi boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* ele alınan bütün duvar profillerinde boyutsuz uzunluk X^* boyunca artmaktadır. Yine şekilden görüleceği üzere sabit kalınlıktaki duvar profilinin boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı ile optimum duvar profilinin boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı büyük oranda benzerlik göstermektedir.

Şekil 13 te boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi verilmektedir. Burada da boyutsuz ara yüzey sıcaklığı T_i^* , boyutsuz uzunluk X^* a göre

artmaktadır. Şekil 13 ten görüldüğü gibi $X^* \approx 0.2$ değerinden sonra sabit kalınlıktaki duvar profilinin boyutsuz ara yüzey sıcaklığıyla optimum duvar profilinin boyutsuz ara yüzey sıcaklığı büyük oranda benzemektedir.

Reynold sayısı $Re=10$ ve duvar ısı iletim katsayısı $k_{sf}=10$ olduğu durum incelendiğinde Şekil 14 te boyutsuz uzunluk X^* boyunca duvar kalınlığı lineer olarak azalan pozitif eğimli duvar profili, duvar kalınlığı lineer olarak artan negatif eğimli duvar profili ve yapılan çalışma sonucu elde edilen optimum duvar profili görülmektedir. $X^* \approx 0.26$ değerine kadar optimum duvar profilinin duvar kalınlığı azalmakta, bu değerden sonra ise önemli bir değişim göstermemektedir.

Şekil 15 te boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* in boyutsuz uzunluk X^* a göre değişimi verilmektedir. Pozitif eğimli duvar profilinde boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* , $X^* \approx 0.02$ değerine kadar azalmakta; $X^* \approx 0.02 - 0.16$ değerleri arasında artmakta, $X^* \approx 0.16$ değerinden sonra ise tekrar azalmaktadır. Negatif eğimli duvar profilinde ise boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* başlangıçta $X^* \approx 0.02$ değerine artmakta; $X^* \approx 0.02 - 0.08$ değerleri arasında azalmakta, $X^* \approx 0.08 - 0.92$ değerleri arasında artmakta, bu değerden sonra ise tekrar azalmaktadır. Optimum duvar profilinde de pozitif eğimli duvar profilinde olduğu gibi boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* başlangıçta $X^* \approx 0.02$ değerine kadar azalmakta; $X^* \approx 0.02 - 0.11$ değerleri arasında artmakta, $X^* \approx 0.11$ değerinden $X^* \approx 0.32$ değerine kadar tekrar azalmakta, bu değerden $X^* \approx 0.36$ değerine kadar olan küçük bir aralıkta tekrar artmakta, $X^* \approx 0.36 - 0.56$ değerleri arasında önemli bir değişim göstermedikten sonra $X^* \approx 0.82$ değeri itibariyle tekrar artma eğilimine girmektedir.

Şekil 16 da boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* in boyutsuz uzunluk X^* a göre değişimi verilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* , ele alınan bütün duvar profilleri için boyutsuz uzunluk X^* boyunca artmaktadır. Burada ele alınan duvar profilleri için boyutsuz yerer ortalama akışkan sıcaklıkları arasında önemli bir fark görülmemektedir.

Şekil 17 de boyutsuz uzunluk X^* a göre boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* in değişimi verilmektedir. Burada da boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı ele alınan bütün duvar profilleri

için $X^* \approx 0.6$ değerine kadar artmakta, bu değerden sonra önemli bir değişim göstermemektedir. Yine şekilden görüleceği üzere optimum duvar profilindeki boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı $X^* \approx 0.18$ değerinden sonra sabit kalınlıktaki duvar profilinin boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı ile büyük oranda benzerlik göstermektedir.

Belirli Reynold sayısı ve duvar ısı iletim katsayısı için ($Re=10$, $K_{sr}=20$) değişken duvar kalınlıklarının ısı transferine etkisi incelendiğinde Şekil 18 de boyutsuz uzunluk X^* boyunca duvar kalınlığı lineer olarak artan negatif eğimli duvar profili, duvar kalınlığı lineer olarak azalan pozitif eğimli duvar profili ve yapılan çalışma sonucu elde edilen optimum duvar profili görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi optimum duvar profilinde duvar kalınlığı $X^* \approx 0.28$ değerine kadar azalmakta, bu değerden sonra önemli bir değişim göstermemektedir.

Şekil 19 da boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* in boyutsuz uzunluk X^* a göre değişimi verilmektedir. Şekilden de görüleceği üzere pozitif eğimli duvar profilinde boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* , $X^* \approx 0.02$ değerine kadar azalmakta, $X^* \approx 0.02 - 0.18$ aralığında artmakta, bu değerden sonra ise tekrar azalma eğilimine girmektedir. Negatif eğimli duvar profilinde boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* başlangıçta $X^* \approx 0.02$ değerine kadar artmakta, $X^* \approx 0.02 - 0.08$ değerleri arasında azalmakta, $X^* \approx 0.08$ değerinden $X^* \approx 0.92$ değerine kadar arttıktan sonra tekrar azalma eğilimi göstermektedir. Optimum duvar profilinde $X^* \approx 0.02$ değerine kadar boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* azalmakta, $X^* \approx 0.02 - 0.12$ değerleri arasında arttıktan sonra tekrar azalmaktadır.

Boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* in boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişiminin verildiği Şekil 20 den görüleceği üzere ele alınan bütün duvar profilleri için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklıkları T_a^* , boyutsuz uzunluk X^* a göre artmakta ve elde edilen bu değerler büyük oranda benzerlik göstermektedir.

Şekil 21 de boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* in boyutsuz uzunluk X^* a göre değişimi verilmektedir. Şekilden görüleceği üzere boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* negatif eğimli duvar profilinde, pozitif eğimli duvar profilinde, optimum duvar profilinde ve sabit kalınlıktaki duvar profilinde boyutsuz uzunluk X^* boyunca $X^* \approx 0.52$ değerine kadar

artmakta, bu değerden sonra önemli bir değişim göstermemektedir. Yine şekilden görüldüğü gibi $X^* \approx 0.24$ değerinden sonra optimum duvar profili ara yüzey iç sıcaklığı ile sabit kalınlıktaki duvar profili ara yüzey iç sıcaklığı büyük oranda benzerdir.

Belirli Reynolds sayısı ve duvar ısı iletim katsayısı için ($Re=20$, $k_{sf}=2$) değişken duvar kalınlıklarının ısı transferi karakteristiklerine etkisi incelendiğinde Şekil 22 de görüldüğü gibi optimum duvar kalınlığı $X^* \approx 0.28$ değerine kadar azalmakta, bu değerden sonra önemli bir değişim göstermemektedir.

Boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* 'ın boyutsuz uzunluk X^* boyunca değişimi incelendiğinde Şekil 23 te görüldüğü gibi pozitif eğimli duvar profilinde Nu^* sayısı $X^* \approx 0.24$ değerine kadar artmakta, bu değerden sonra azalmaktadır. Negatif eğimli duvar profilinde boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* , $X^* \approx 0.1$ değerine kadar azalmakta, bu değerden $X^* \approx 0.94$ değerine kadar artmakta, $X^* \approx 0.94$ değerinden sonra ise tekrar azalmaktadır. Optimum duvar profilinde Nu^* , $X^* \approx 0.1$ değerine kadar artmakta, $X^* \approx 0.1-0.94$ aralığında azalmakta, $X^* \approx 0.94$ değerinden sonra ise tekrar artmaktadır.

Boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* in boyutsuz uzunluk X^* a göre değişimi Şekil 24 te verilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi ele alınan bütün duvar profillerinde T_a^* , X^* a göre artmaktadır. Burada da optimum duvar profili boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı ile sabit kesitli (düz duvar) duvar profili yerel ortalama akışkan sıcaklıkları büyük oranda benzerlik göstermektedir.

Şekil 25 te boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* nin boyutsuz uzunluk X^* a göre değişimi görülmektedir. Ele alınan bütün duvar profillerinde boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı değerleri boyutsuz uzunluk X^* boyunca artmaktadır. Şekilden de görüleceği üzere boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* , $X^* \approx 0.24$ değerinden sonra optimum duvar profili ve sabit kesitli duvar profili için büyük oranda benzerlik göstermektedir.

Belirli Reynolds sayısı ve duvar ısı iletim katsayısı için ($Re=20$, $k_{sf}=5$) değişken duvar kalınlıklarının ısı transfer karakteristiklerine etkisinin incelendiği Şekil 26 da boyutsuz duvar kalınlığı δ^* ve boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* in boyutsuz uzunluk X^* a göre değişimi

görülmektedir. Boyutsuz duvar kalınlığı δ^* , optimum duvar profilinde $X^* \approx 0.25$ değerine kadar azalmakta, bu değerden sonra önemli bir değişim göstermemektedir.

Boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* incelendiğinde (bkz.Şekil27) pozitif eğimli duvar profilinde Nu^* değeri $X^* \approx 0.22$ değerine kadar artmakta, bu değerden sonra azalmaktadır. Negatif eğimli duvar profilinde Nu^* değeri $X^* \approx 0.08$ değerine kadar azalmakta, $X^* \approx 0.08-0.94$ aralığında artmakta, $X^* \approx 0.94$ değerinden sonra tekrar azalmaktadır. Optimum duvar profilinde Nu^* değeri $X^* \approx 0.1$ değerine kadar artmakta, $X^* \approx 0.1-0.94$ aralığında azalmakta, $X^* \approx 0.94$ değerinden sonra ise tekrar artmaktadır.

Şekil 28 de boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı T_a^* in boyutsuz uzunluk X^* a göre değişimi verilmektedir. Şekilde ele alınan bütün duvar profilleri için boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığı boyutsuz uzunluk boyunca artmaktadır.

Boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığının boyutsuz uzunluk boyunca değişiminin verildiği Şekil 29 dan da görüldüğü üzere boyutsuz ara yüzey iç sıcaklıkları ele alınan duvar profillerinde artmaktadır.

Reynolds sayısının $Re=20$ ve ısı iletim katsayısının $k_{sf}=10$ olduğu durum incelendiğinde Şekil 30 da boyutsuz duvar kalınlığı için optimum duvar kalınlığının $X^* \approx 0.28$ değerine kadar azaldığı görülmektedir.

Boyutsuz Nusselt sayısı için pozitif eğimli duvar profilinde Nu^* değeri $X^* \approx 0.2$ değerine kadar artmakta, bu değerden sonra azalmaktadır(bkz.Şekil31). Negatif eğimli duvar profilinde boyutsuz Nusselt sayısı Nu^* , $X^* \approx 0.08$ değerine kadar azalmakta, $X^* \approx 0.08-0.94$ aralığında artmakta, daha sonra tekrar azalmaktadır. Optimum duvar profili için Nu^* değeri $X^* \approx 0.07$ değerine kadar artmakta, $X^* \approx 0.07-0.5$ değerine kadar azalmakta, $X^* \approx 0.5$ değerinden sonra önemli bir değişim göstermemektedir.

Boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığının boyutsuz uzunluğa göre değişimi Şekil 32 de verilmektedir. Şekilden de görüleceği üzere ele alınan duvar profillerinde T_a^* değeri X^* boyunca artmakta olup bu değerler büyük oranda benzerlik göstermektedir.

Şekil 33 te boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığının değişimi görülmektedir. Burada da ele alınan duvar profillerinde boyutsuz ara yüzey iç sıcaklık değerleri boyutsuz uzunluk boyunca artmaktadır.

$Re=20$, $k_{sf}=20$ için ısı transferi karakteristiklerinin değişimi Şekil 34 te görülmektedir. Boyutsuz duvar kalınlığının boyutsuz uzunluğa göre değişimi incelendiğinde optimum duvar kalınlığı $X^* \approx 0.32$ değerine kadar azalmakta, bu değerden sonra önemli bir değişim göstermemektedir.

Boyutsuz Nusselt sayısının değişiminin incelendiği Şekil 35 te pozitif eğimli duvar profili için Nu^* değeri $X^* \approx 0.2$ değerine kadar artmakta, bu değerden sonra azalmaktadır. Negatif eğimli duvar profilinde Nu^* ; $X^* \approx 0.08$ e kadar azalmakta, $X^* \approx 0.8-0.92$ aralığında artmakta, daha sonra ise tekrar azalmaktadır. Optimum duvar profilinde boyutsuz Nusselt sayısı $X^* \approx 0.12$ değerine kadar artmakta, $X^* \approx 0.12-0.92$ aralığında azalmakta, $X^* \approx 0.92$ değerinden sonra tekrar artmaktadır.

Şekil 36 da boyutsuz yerel ortalama akışkan sıcaklığının boyutsuz uzunluğa göre değişimi görülmektedir. Şekilde ele alınan duvar profilleri için yerel ortalama akışkan sıcaklık değerleri X^* boyunca artmakta olup bu değerler büyük oranda benzerlik göstermektedirler.

Boyutsuz ara yüzey iç sıcaklığı T_i^* in X^* a göre değişiminin incelendiği Şekil 37 de ele alınan duvar profilleri için boyutsuz ara yüzey iç sıcaklıklarının boyutsuz uzunluğa göre arttığı görülmektedir.

Farklı k_{sf} değerlerinde Reynolds sayısının optimum duvar kalınlığı üzerine etkisinin incelendiği Şekil 38 de görüldüğü gibi Reynolds sayısının artmasıyla optimum duvar kalınlığı X^* boyunca azalmaktadır. Isı iletim katsayısının $k_{sf}=20$ olması durumunda $Re=50$ ve $Re=100$ değerleri için optimum duvar kalınlığının $X^*=1$ değerine gelmeden $\delta^*=0$ olmaktadır.

Şekil 39 da ise farklı Reynolds sayılarında k_{sf} nin optimum duvar kalınlığı üzerine etkisi incelenmiştir. Şekilden de görüleceği üzere sabit bir Reynolds sayısı için k_{sf} nin artması durumunda optimum duvar kalınlığı azalmaktadır. Reynolds sayısının $Re=500$ olması halinde $k_{sf}=10$ ve $k_{sf}=20$ değerlerinde optimum duvar kalınlığının ele alınan boyutsuz uzunluk $X^*=1$ değerine gelmeden $\delta^*=0$ olduğu görülmektedir.

Şekil 40 ta sabit bir Reynolds sayısında ($Re=10$) artan duvar ısı iletim katsayısının akışkanın aldığı ısıya etkisi görülmektedir. Optimum duvar profilinde duvar kalınlığı kanal boyunca azaldığı için optimum duvar profiline sahip duvar için akışkanın aldığı ısı değeri artan duvar ısı iletim katsayısıyla birlikte azalmaktadır. Ele alınan diğer profillerde ise akışkanın aldığı ısı değeri artan duvar ısı iletim katsayısıyla beraber azalmaktadır.

Şekil 41 de sabit bir Reynolds sayısı için ($Re=20$) artan duvar ısı iletim katsayısının akışkanın aldığı ısıya etkisi görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi optimum duvar profiline sahip duvar için akışkanın aldığı ısı değeri artan duvar ısı iletim katsayısıyla birlikte azalmaktadır. Başlangıçta optimum duvar profili duvar kalınlığı ele alınan diğer duvar profillerinin duvar kalınlığından fazla olduğu için akışkanın aldığı ısı değeri artmakta, daha sonra optimum duvar profili duvar kalınlığı azaldıkça akışkanın aldığı ısı değeri azalmaktadır.

5. SONUÇLAR

İki paralel levha arasındaki laminer akışta değişken duvar kalınlığının ısı transferine etkisinin sayısal analizinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

1. Lineer profiller için elde edilen yerel Nusselt sayıları giriş bölgesinden uzaklaştıkça optimum duvar profili için elde edilmiş olan yerel Nusselt sayılarından daha büyük olmaktadır.
2. İlk sonuçtan da anlaşılacağı gibi optimum duvar profilleri, duvardan akışkana geçen ısıyı minimize etmektedir.
3. Optimum duvar profilinin hızlı değiştiği bölgede yerel Nusselt sayısı en büyük değerini almaktadır.
4. Sabit k_{sf} değerleri için artan Reynolds sayısı ile optimum duvar profil kalınlığı akış doğrultusunda daha hızlı bir şekilde azalmaktadır.
5. Sabit Reynolds sayısı için artan k_{sf} ile optimum duvar profil kalınlığı akış doğrultusunda daha hızlı bir şekilde azalmaktadır.
6. k_{sf} oranının 20 değerinde optimum duvar profili $Re=50$ için $x^*=0.84$ ve $Re=100$ için $x^*=0.6$ da sıfır kalınlığa ulaşmaktadır.
7. Reynolds sayısının 500 değerinde optimum duvar profili $k_{sf}=10$ için $x^*=0.84$ ve $k_{sf}=20$ için $x^*=0.66$ değerinde sıfır kalınlığa ulaşmaktadır.
8. Duvardan akışkana geçen ısı lineer profillerde artma eğiliminde iken optimum profiller için artan k_{sf} ile birlikte azalmaktadır.

6. ÖNERİLER

1. Yerel Nusselt sayıları ve yerel ısı akılarının daha yüksek Reynolds sayılarında ve k_{sf} oranlarında davranışını inceleyebilmek için program bu Reynolds sayılarında ve k_{sf} oranlarında yakınsayabilecek biçimde geliştirilmelidir.
2. Lineer duvar profilleri yerine, sayısal çalışmada ortaya çıkan optimum profile benzeyen, örneğin üstel olarak değişen duvar profilleri ile sonuçlar elde edilerek karşılaştırma yapılabilir.
3. Duvar dış yüzeyinde sabit sıcaklık sınır koşulu yerine diğer sınır koşulları için yeni çözümler düşünülebilir.



7. KAYNAKLAR

1. İğci, A.A., Kesit Alanı Periyodik Olarak Değişen Borularda Akış ve Isı Transferi Probleminin Kontrol Hacmi Yöntemi ile Çözümü, Yüksek Lisans Tezi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 1997
2. Patankar, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, 1980
3. Kennedy, K.J., Zebib, A., Combined Free and Forced Convection Between Horizontal Parallel Planes: Some Case Studies, Int. J. Heat Mass Transfer, 26,3 (1983) 471-474
4. Wijesundera, N.E., Laminar Forced Convection in Circular and Flat Ducts with Axial Conduction and External Convection, Int. J. Heat Mass Transfer, 29,5 (1986) 797-807
5. Campo, A., Schuler, C., Heat Transfer in Laminar Flow through Circular Tubes Accounting For Two-Dimensional Wall Conduction, Int. J. Heat Mass Transfer 31,11 (1988) 2251-2259
6. Nguyen, T.M., Khodadadi, J.M., Vlachos, N.S., Laminar Flow and Conjugate Heat Transfer in Rib Roughened Tubes, Numerical Heat Transfer, A,18(1989)165-179
7. Lim, J.S., Bejan, A., Kim, J.H., The Optimal Thickness of A Wall with Convection on One Side, Int. J. Heat Mass Transfer, 35,7 (1992) 1673-1679
8. Rizk, T.A., Kleinstreuer, C., Özişik, M.N., Analytic Solution to The Conjugate Heat Transfer Problem of Flow Past A Heated Block, Int. J. Heat Mass Transfer, 35,6 (1992) 1519-1525
9. Nguyen, T.V., Laminar Heat Transfer for Thermally Developing Flow in Ducts, Int. J. Heat Mass Transfer, 35,7 (1992) 1733-1741
10. Nigen, J.S., Amon, C.H., Effect of Material Composition and Localized Heat Generation on Time-Dependent Conjugate Heat Transport, Int. J. Heat Mass Transfer, 38,9 (1995) 1565-1576
11. Sugavanam, R., Ortega, A., Choi, C.Y., A Numerical Investigation of Conjugate Heat Transfer from A Flush Heat Source on A Conductive Board in Laminar Channel Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 38,16 (1995) 2969-2984

12. Vynnycky, M., Kimura, S., Conjugate Free Convection due to A Heated Vertical Plate, Int. J. Heat Mass Transfer, 39,5 (1996) 1067-1080
13. Choi, C.Y., Kim, S.J., Conjugate Mixed Convection in A Channel: Modified Five Percent Deviation Rule, Int. J. Heat Mass Transfer, 39,6 (1996) 1223-1234
14. Higuera, F.J., Conjugate Natural Convection Heat Transfer between Two Porous Media Separated by A Horizontal Wall, Int. J. Heat Mass Transfer, 40,13 (1997) 3157-3161
15. Cole K.D., Conjugate Heat Transfer from A Small Heated Strip, Int. J. Heat Mass Transfer, 40,11 (1997) 2709-2719
16. Vynnycky, M., Kimura, S., Kanev, K., Forced Convection Heat Transfer From A Flat Plate: The Conjugate Problem, Int. J. Heat Mass Transfer, 41,1 (1998) 45-59
17. Chen, Y.M., Wang, K.C., Experimental Study on The Forced Convective Flow in A Channel with Heated Blocks in Tandem, Experimental Thermal and Fluid Science, 16 (1998) 286-298
18. Young, T.J., Vafai, K., Convective Cooling of A Heated Obstacle in A Channel, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41 (1998) 3131-3148
19. Young, T.J., Vafai, K., Convective Flow and Heat Transfer in A Channel Containing Multiple Heated Obstacles, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41 (1998) 3279-3298
20. El-Shaarawi, M.A.I., Al-Nimr, M.A., Al Yah, M.M.K., Transient Conjugate Heat Transfer in A Porous Medium in Concentric Annuli, International Journal of Numerical Methods for Heat & Mass Transfer, 9,4 (1999) 444-460
21. Tsai, S.F., Sheu, T.W.H., Lee, S.M., Heat Transfer in A Conjugate Heat Exchanger with a Wavy Fin Surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42 (1999) 1735-1745
22. Mendez, F., Trevino, C., The Conjugate Conduction-Natural Convection Heat Transfer along A Thin Vertical Plate with Non-Uniform Internal Heat Generation, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43 (2000) 2739-2748
23. Chen, X., Han, P., A Note on The Solution of Conjugate Heat Transfer Problems Using Simple-Like Algorithms, International Journal of Heat and Fluid Flow, 21 (2000) 463-467

24. Hribersek, M., Kuhn, G., Conjugate Heat Transfer by Boundary-Domain Integral Method, Engineering Analysis with Boundary Elements, 24 (2000) 297-305
25. Al-Zaharnah, I.T., Yilbas, B.S., Hashmi, M.S.J., Conjugate Heat Transfer in Fully Developed Laminar Pipe Flow and Thermally Induced Stresses, Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. ,190 (2000) 1091,1104
26. Chida, K., Surface Temperature of A Flat Plate of Finite Thickness Under Conjugate Laminar Forced Convection Heat Transfer Condition, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43 (2000) 639-642
27. Fu, W.S., Ke, W.W., Wang, K.N., Laminar Forced Convection in A Channel with A Moving Block, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44 (2001) 2385-2394
28. Alkam, M.K., Al-Nimr, M.A. Hamdan, M.O., Enhancing Heat Transfer in Parallel-Plate Channels by Using Porous Inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44 (2001) 931-938
29. Arici, M.E., Analysis of The Conjugate Effect of Wall and Flow Parameters on Pipe Flow Heat Transfer, Proc. Instn. Mech. Engrs.,215,C (2001) 307-313

8. ÖZGEÇMİŞ

Birol ŞAHİN, 1977 yılında Trabzon ilinin Arsin ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Erzurum ilinde, lise öğrenimini Denizli ilinde tamamladıktan sonra 1994 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü' nü kazandı. 1998 yılında bu bölümü bitirdikten sonra aynı yıl K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı' nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 2000 yılında K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü' ne Araştırma Görevlisi olarak atandı. Halen aynı görevine devam etmekte olup İngilizce bilmektedir.



**TC YÜSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**