



T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**İKİ PARALEL PLAKA ARASINA
YERLEŞTİRİLEN DİKDÖRTGEN KESİTLİ
ENGELLEYİCİLERİN ISI TRANSFERİ VE
AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİLERİ**

İlker GÖKTEPELİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Ocak-2018
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

İlker GÖKTEPELİ tarafından hazırlanan “İki Paralel Plaka Arasına Yerleştirilen Dikdörtgen Kesitli Engelleyicilerin Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerine Etkileri” adlı tez çalışması 22/01/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof. Dr. Rafet YAPICI

Danışman

Yrd. Doç. Dr. Şükrü Ulaş ATMACA

Üye

Yrd. Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN

İmza

.....

.....

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

.....
Prof. Dr. Mustafa YILMAZ
FBE Müdürü

Bu tez çalışması Öğretim Üyesi Yetiştirme Programı (ÖYP) tarafından 2015-ÖYP-007 nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.



İlker GÖKTEPELİ

Tarih: 27.12.2017

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İKİ PARALEL PLAKA ARASINA YERLEŞTİRİLEN DİKDÖRTGEN KESİTLİ ENGELLEYİCİLERİN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİLERİ

İlker GÖKTEPELİ

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Şükrü Ulaş ATMACA

2018, 177 Sayfa

Jüri

Yrd. Doç. Dr. Şükrü Ulaş ATMACA
Prof. Dr. Rafet YAPICI
Yrd. Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN

Yatay paralel iki plakanın 400 K'deki alt ve üst cidarlarının iç kısımlarına dikdörtgen kesitli engelleyiciler simetrik olarak yerleştirilmiştir. Akışkanın 300 K'de sisteme girdiği kabul edilmiştir. Engelleyicilerin akış yönündeki genişliği $w' = 0.1$ sabit olmak kaydıyla, yükseklik değerleri ve diziliş mesafeleri sırasıyla $0.1 \leq h' \leq 0.3$ ve $0.5 \leq S' \leq 1$ aralıklarında değiştirilerek, Reynolds sayısının 10000, 15000 ve 20000 değerleri için sayısal ve deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir ve bu sonuçlar düz plaka ile karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışmada Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kapsamında analiz programı kullanılmıştır ve sayısal çalışma iki aşamada tamamlanmıştır. Enerji denklemi ilk aşamada, ısı transferi ve akış karakteristiklerini elde etmek üzere süreklilik, momentum ve $k-\omega$ Shear Stress Transport türbülans modelinin ilave denklemleri ile birlikte çözülmüştür. İkinci aşamada ise enerji denklemi çözülmeden bahsedilen denklemlerle yalnızca akış karakteristikleri saptanmıştır. Deneysel çalışmada ise su tüneline Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yöntemi ile akış karakteristikleri elde edilmiştir. Reynolds sayısının artışı ile birlikte ısı transferi artmıştır. Engelleyici kullanılarak, düz plaka durumuna göre ısı transferinde iyileşme sağlanmıştır. Engelleyici yüksekliği ve engelleyiciler arasındaki diziliş mesafesi artırıldığında ısı transferinde artış gözlemlenmiştir. Reynolds sayısının artışı ile yüzey sürtünme katsayısı değerlerinin azaldığı saptanmıştır. Ancak kare kesitli engelleyici kullanıldığında düz plakaya göre daha düşük yüzey sürtünme katsayısı elde edilmiş olmasına rağmen dikdörtgen kesitli engelleyicilerin varlığında yüzey sürtünme katsayısı artış göstermiştir. Engelleyicilerin arasındaki diziliş mesafesi arttığında, yüzey sürtünme katsayısı artma eğilimi göstermesine rağmen en düşük yükseklikteki engelleyiciler için bu durumun tam tersinin geçerli olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Engelleyici, HAD, Isı transferi, Nusselt sayısı, Paralel plaka, PIV, Reynolds sayısı, Türbülanslı akış

ABSTRACT

MS THESIS

THE EFFECTS OF RECTANGULAR SHAPED BLOCKAGES PLACED BETWEEN TWO PARALLEL PLATES ON HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW CHARACTERISTICS

Ilker GOKTEPELI

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Asst. Prof. Dr. Sukru Ulas ATMACA

2018, 177 Pages

Jury

Asst. Prof. Dr. Sukru Ulas ATMACA

Prof. Dr. Rafet YAPICI

Asst. Prof. Dr. Dilek Nur OZEN

The blockages with rectangular cross-section have been symmetrically mounted on the internal surfaces of bottom and top walls of horizontal parallel plates at 400 K. The fluid has been assumed to enter the system at 300 K. Numerical and experimental studies have been carried out at the Reynolds numbers of 10000, 15000 and 20000 for the constant streamwise blockage width of $w' = 0.1$ by changing the height and the spacing distances as $0.1 \leq h' \leq 0.3$ and $0.5 \leq S' \leq 1$, respectively and these results have been compared with the smooth plate. In the numerical study, the software has been used in terms of Computational Fluid Dynamics and the numerical study has been completed in two stages. In the first stage, energy equation has been solved together with continuity, momentum and the additional equations of $k-\omega$ Shear Stress Transport turbulence model to obtain the heat transfer and flow characteristics. In the second stage, only flow characteristics have been determined via these equations without the energy equation. Flow characteristics have also been attained from the experiments via Particle Image Velocimetry method in the water tunnel. Heat transfer has been increased with increasing Reynolds number. By using the blockages, heat transfer has been enhanced with respect to the smooth plate. Increase of heat transfer has been observed by increasing the blockage height and the spacing distances. It has been verified that the skin friction coefficients decreased for ascending Reynolds number. However, it has increased for the rectangular cross-sectional blockages, even though the square ones had lower values than the smooth plate. Although the skin friction coefficient tended to increase when the spacing distances increased, the exact opposite has been seen for the blockages with the lowest height.

Keywords: Blockage, CFD, Heat transfer, Nusselt number, Parallel plate, PIV, Reynolds number, Turbulent flow

ÖNSÖZ

Yapmış olduğum yüksek lisans tez çalışmasının her aşamasında bilgi birikimi ile bana her zaman yol gösteren ve beni her konuda destekleyen saygıdeğer tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Şükrü Ulaş ATMACA'ya sonsuz teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Bilhassa deneysel çalışmanın yürütülmesinde yadsınamaz yardımının yanı sıra her konuda desteğini esirgemeyen Arş. Gör. Sercan YAĞMUR'a ve tez kapsamında fikir alışverişinde bulunarak bana yardımcı olan Arş. Gör. Sercan DOĞAN'a son derece müteşekkir olduğumu belirtmek isterim.

Yaşamımda her zaman yanımda olan ve bana her konuda destekte bulunan sevgili aileme teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca tez çalışmasını 2015-ÖYP-007 nolu proje ile destekleyen Selçuk Üniversitesi Öğretim Üyesi Yetiştirme Programı (ÖYP) Koordinatörlüğü'ne de teşekkür ederim.

İlker GÖKTEPELİ
KONYA-2018

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Akış Ayrılması.....	2
1.2. Basamak Akışları.....	3
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	21
3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.....	22
3.2. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü.....	29
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	35
4.1. Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı HAD Sonuçları	36
4.1.1. Sıcaklık dağılımı grafikleri	36
4.1.2. Basınç dağılımı grafikleri	41
4.1.3. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri.....	45
4.1.4. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri.....	49
4.1.5. Akış yönündeki hız çalkantı grafikleri.....	53
4.1.6. Akışa dik yöndeki hız çalkantı grafikleri.....	56
4.1.7. Vortisite grafikleri.....	61
4.1.8. Türbülans kinetik enerjisi grafikleri	65
4.1.9. Akım çizgisi grafikleri	69
4.1.10. Nusselt sayısı (Nu) grafikleri	73
4.1.11. Yüzey sürtünme katsayısı (C_f) grafikleri	85
4.1.12. Basınç katsayısı (C_p) grafikleri	97
4.2. Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı HAD Sonuçları	108
4.2.1. Basınç dağılımı grafikleri	109
4.2.2. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri.....	112
4.2.3. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri.....	115
4.2.4. Akış yönündeki hız çalkantı grafikleri.....	118
4.2.5. Akışa dik yöndeki hız çalkantı grafikleri.....	121
4.2.6. Vortisite grafikleri.....	124
4.2.7. Türbülans kinetik enerjisi grafikleri	127
4.2.8. Akım çizgisi grafikleri	130
4.3. Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı PIV Sonuçları.....	133
4.3.1. Hız vektörü grafikleri.....	133

4.3.2. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri.....	137
4.3.3. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri.....	141
4.3.4. Vortisite grafikleri.....	145
4.3.5. Akım çizgisi grafikleri	149
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	153
KAYNAKLAR	155
ÖZGEÇMİŞ	162



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

C_f	:	Yüzey sürtünme katsayısı
C_p	:	Basınç katsayısı
C_p	:	Sabit basınçtaki özgül ısı [J/kgK]
D_H	:	Hidrolik çap [m]
D_ω	:	Çapraz difüzyon terimi
E	:	Enerji [J]
G_b	:	Kaldırma kaynaklı türbülans kinetik enerjisi üretimi
G_k	:	Ortalama hız gradyanı kaynaklı türbülans kinetik enerjisi üretimi
G_ω	:	Özgül yitim oranı üretimi
h	:	Yükseklik, engelleyici yüksekliği [m]
h'	:	Boyutsuz engelleyici yüksekliği ($=h/H$)
H	:	Plakalar arası mesafe [m]
k	:	Isıl iletkenlik katsayısı [W/mK], türbülans kinetik enerjisi [m^2/s^2]
L	:	Uzunluk [m]
L'	:	Boyutsuz uzunluk ($=L/H$)
Nu	:	Nusselt sayısı
P	:	Basınç [Pa]
Pe	:	Peclet sayısı
Pr	:	Prandtl sayısı
Ra	:	Rayleigh sayısı
Re	:	Reynolds sayısı
S	:	Engelleyicilerin diziliş mesafesi [m], kullanıcı tanımlı kaynak terim
S'	:	Boyutsuz engelleyici diziliş mesafesi ($=S/H$)
t	:	Zaman [s]
T	:	Sıcaklık [K]
u	:	Akış yönündeki hız bileşeni [m/s]
u_{rms}	:	Akış yönündeki hız bileşeninin çalkantısı [m/s]
U_∞	:	Serbest akış hızı [m/s]
v	:	Akış yönüne dik hız bileşeni [m/s]
v_{rms}	:	Akış yönüne dik hız bileşeninin çalkantısı [m/s]
V	:	Hız vektörü
w	:	Genişlik, engelleyici genişliği [m]
w'	:	Boyutsuz engelleyici genişliği ($=w/H$)
W	:	Genişlik, plaka genişliği [m]
y^+	:	Boyutsuz duvar mesafesi
Y	:	Türbülans dolaylı yitim
Y_M	:	Sıkıştırılabilir türbülanstaki kararsız genleşmenin enerji yitimine katkısı
Γ	:	Efektif difüzivite
ε	:	Türbülans kinetik enerjisi yitim oranı
μ	:	Dinamik (mutlak) viskozite [Pas]
ν	:	Kinematik viskozite [m^2/s]
ρ	:	Yoğunluk [kg/m^3]
σ	:	Türbülans Prandtl sayısı
τ	:	Gerilme [Pa]
Ψ	:	Akım çizgisi
ω	:	Vortisite [s^{-1}], özgül yitim oranı

Kısaltmalar

2D-PIV	:	Two-Dimensional Particle Image Velocimetry
CFD	:	Computational Fluid Dynamics
CMOS	:	Complementary Metal Oxide Semiconductor
DNS	:	Direct Numerical Simulation
DP	:	Düz Plaka
EYP	:	Engelleyici Yerleştirilmiş Plaka
HAD	:	Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
LDV	:	Lazer Doppler Velocimetry
LES	:	Large Eddy Simulation
Nd:YAG	:	Neodymium-Doped Yttrium Aluminium Garnet
PIV	:	Particle Image Velocimetry
RANS	:	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RNG	:	Re-Normalisation Group
RSM	:	Reynolds Stress Model
SIMPLE	:	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SST	:	Shear Stress Transport
TKE	:	Türbülans Kinetik Enerjisi

1. GİRİŞ

Çeşitli proseslerde, ısı transferini artırmak amacıyla farklı tipte yöntemler kullanılmaktadır. En genel anlamda bu metotları, aktif ve pasif yöntemler olarak iki grupta toplamak mümkündür. Isı transferinin artırılması amacıyla uygulanan aktif yöntemlerde enerji harcanması söz konusudur. Ancak herhangi bir enerji kaynağına ihtiyaç duyulmadan pasif yöntemlerin tercih edilmesi ile de ısı transferi artışı sağlanabilmektedir. Bunun yanı sıra aktif ve pasif yöntemlerin birlikte kullanıldığı durumlar da mevcuttur. Özellikle küresel anlamda enerjinin verimli kullanılmasına yönelik artan bilincin etkisinde, ısı transferinin artırılmasında pasif yöntemler daha önemli bir yere sahiptir. Bu anlamıyla pasif olarak uygulanan yöntemler literatürde daha geniş bir yer tutmaktadır.

Isı transferini artırmak için uygulanan başlıca pasif yöntemlere ısı transferi alanının artırılması, akışın bozularak daha türbülanslı bir akış yapısının elde edilmesi örnek verilebilir. Isı transferini artırmak için akışın olduğu kanallar içerisine engelleyiciler yerleştirilerek hem ısı transferi alanı genişletilmektedir hem de akış bozularak türbülansın artırılması ile akışın daha iyi oranda karışımı sağlanarak ısı taşınımı artırılmaktadır. Isı transferinin akışın ayrılma ve yeniden tutunma bölgelerinden önemli ölçüde etkilendiği gözlemlenmektedir ve çalışmalarda sıkça yer bulmaktadır. Isı transferini arttırma mekanizmalarından birisi de kanatçık, türbülator gibi akışı engelleyen elemanlarla akışın bozulmasını sağlamaktır. Isı değiştiricilerinde, güneş kollektörlerinde, elektronik cihazların soğutucu kısımlarında, gaz türbinin kanatlarının iç soğutma pasajlarında ve kimyasal bazı proseslerde ısı transferini artırmak için akış engelleyicileri veya kanatçıklar yerleştirilmektedir. Kanallar içerisinde engelleyicilerin kullanılması ısı transferini arttırırken basınç kaybının da artmasına neden olmaktadır. Bu sebeple ısı transferinin maksimum derecede fayda sağlayacak şekilde artırılması amaçlanırken, tasarımda basınç kaybının da azaltılmasına yönelik optimizasyonun gerçekleştirilmesi önemli bir hale gelmektedir.

Tez çalışmasında, paralel iki plakanın 400 K'deki cidarlarının iç kısımlarına dikdörtgen kesitli engelleyiciler yerleştirilmiştir. Akışkanın 300 K'de sisteme girdiği kabul edilmiştir. Engelleyicilerin akış yönündeki genişliği $w' = 0.1$ sabit olmak kaydıyla, yükseklik değerleri ve diziliş mesafeleri sırasıyla $0.1 \leq h' \leq 0.3$ ve $0.5 \leq S' \leq 1$ değiştirilerek, Reynolds sayısının $Re = 10000, 15000$ ve 20000 değerleri için sayısal ve deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir ve bu sonuçlar düz plaka ile karşılaştırılmıştır.

1.1. Akış Ayrılması

Göreceli olarak hızı yüksek olan bir akışkanın, basamaklı veya eğrisel bir yüzeyde akmaya zorlandığı takdirde, yüzey çizgisini takip etmesi zorlaşmaktadır. Yeteri kadar yüksek hızda akış, cismin yüzeyinden kendisini ayırmaktadır. Bu durum literatürde akış ayrılması olarak tarif edilmektedir. Sıvı veya gaz ortamına tamamen daldırılmış yüzeylerde bile akış ayrılması görülebilmektedir. Akış ayrılmasının gerçekleştiği noktanın konumu; Reynolds sayısı, yüzey pürüzlülüğü ve serbest akımdaki çalkantıların düzeyi gibi birçok etkene bağlıdır ve katı yüzeyin geometrisinde keskin köşeler ve ani değişimler bulunmuyorsa, akış ayrılmasının tam olarak nerede gerçekleşeceğinin kestirilmesi çoğunlukla zordur (Çengel ve Cimbala, 2008).

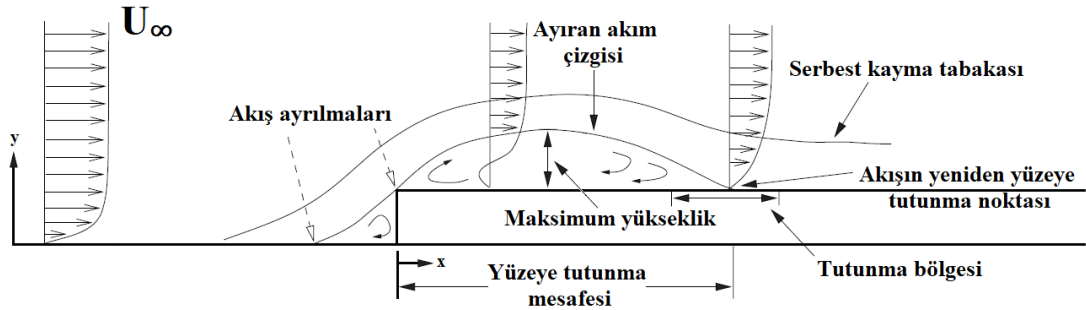
Bir akışkan cisimden ayrıldığında, cisim ile akışkan akışı arasında ayrılmış bölge oluşmaktadır. Sürekli dolalımlı ve geriye doğru akışların meydana geldiği bu düşük basınç bölgesine ayrılmış bölge denmektedir. Ayrılmış bölgenin büyüklüğüne göre basınç direnci de aynı oranda artmaktadır. Akış ayrılmasının etkileri, aşağı akımın uzağında, yukarı akım hızına göre azalmış hız biçiminde hissedilmektedir. Cismin hız üzerindeki etkilerinin hissedildiği, cismin ardında uzayan akış bölgesine art izi denir. İki akış tekrar birleştiğinde ayrılma bölgesi de sona erer. Dolayısı ile ayrılmış bölge kapalı bir hacimdir. Ancak art izi cismin arkasında büyümeye devam eder. Bu büyüme, art izi bölgesindeki akışkan kendi hızını yeniden kazanıncaya kadar ve hız profili neredeyse tekrar düz oluncaya kadar devam eder. Viskoz ve dönel etkiler; sınır tabakada, ayrılmış bölgede ve art izinde büyük önem taşır (Çengel ve Cimbala, 2008).

Viskoz yapıda olan bir akışkan, hareketi esnasında çoğunlukla katı yüzeyler ile temasta bulunmaktadır. Söz konusu katı yüzeylerin üzerinde, yüzeye bitişik halde bulunan ince bir bölge içerisinde, bir sınır tabaka gelişmektedir. Sınır tabakanın dışarısında kalan bölgede, akışın büyük ölçüde sürtünmesiz ve ideal şartlarda olduğu gözlemlenmektedir. Sınır tabakasının iç kısmında, akışkan parçacıklarının yüzey çizgisini takip edemeyerek, yüzeyden sapma göstermesi sınır tabaka ayrılması diye isimlendirilmektedir. Akış boyunca negatif basınç gradyanlarının olduğu bölgelerde, enerji kaybının bir sonucu olarak akış yüzeyde tutunamamaktadır ve yüzeyden ayrılmaktadır. Ayrılma noktası ile birlikte artmaya başlayan basınç, net değerdeki basınç kuvvetinin sınır tabaka içerisinde akışa karşı etki etmesine, dolayısı ile cidar yakınlarında kinetik enerjinin azalmasına ve geriye doğru ters akışa sebep olmaktadır. Ayrılma bölgesinde hız gradyanı ve akabinde yüzeydeki kayma gerilmesi sıfır

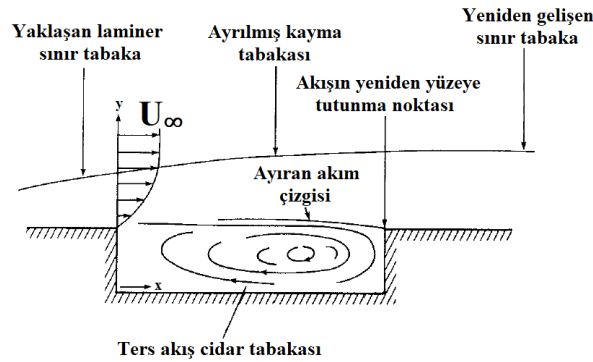
olmaktadır. Laminer ve türbülanslı akış şartlarında, aynı sebeplerin sonucu olarak meydana gelen ters akış, sürüklenme katsayısını ve sürüklenme kuvvetini artırıcı yönde bir etki teşkil etmektedir. Katı cidar ile akışkanın sıcaklığı birbirinden farklı ise yüzeye bitişik ısıl sınır tabaka bulunmaktadır. Sınır tabakanın ayrılması hız alanını değiştirmektedir, ilave olarak da ısıl sınır tabaka içerisindeki sıcaklık dağılımını ve yüzeydeki ısı akısını da etkilemektedir. Böylelikle, ayrılma çizgisinin altında gelişen kararsız girdaplar, ısı enerjisinin artışında önemli rol oynamaktadır (Yemenici, 2010).

1.2. Basamak Akışları

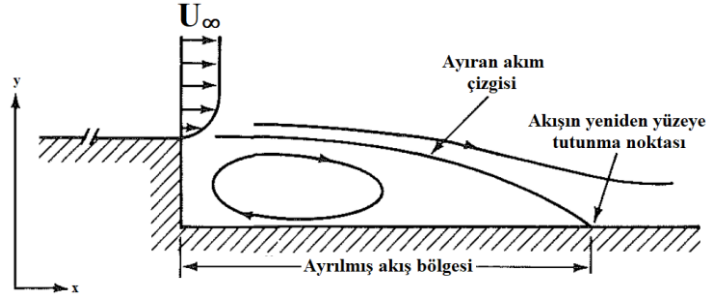
Basamak akışları, ayrılan ve sonrasında yeniden birleşen akışların meydana geldiği en basit kayma akışlarıdır (Yemenici, 2010). Genel anlamda basamak akışlarını; Şekil 1.1’de olduğu gibi ileri basamak akışı, Şekil 1.2’deki kavite akış ve Şekil 1.3’te verildiği üzere geri basamak akışı olarak sınıflandırmak mümkündür. Bu akışların her biri ayrı ayrı gerçekleşeceği gibi, birkaçının veya tamamının aynı anda ele alındığı durumlar da mevcuttur.



Şekil 1.1. İleri basamak akışı (Sherry ve ark., 2009)



Şekil 1.2. Kavite akış (Aung, 1983a)



Şekil 1.3. Geri basamak akışı (Aung, 1983b)

Bahsi geçen basamak akışları ayrı ayrı olarak da literatürde işlenmiştir. Ancak genel anlamda tek bir engelleyicinin üzerinden gerçekleşen akışlarda, aynı anda hem ileri basamak akışını hem de geri basamak akışını gözlemlemek olası hale gelmektedir. Bu çalışmada olduğu haliyle, çok sayıda engelleyiciden oluşan sistemlerdeki akışlarda, tek seferde ileri basamak akışı, kavite akış ve geri basamak akışı meydana gelmektedir.

Bir dizi halinde yerleştirilmiş engelleyicilerin üzerindeki akışlarda, girdaplardan dolayı oluşan ölü bölgeler ile akış ayrılması bölgeleri dolayısı ile oldukça karmaşık bir yapı hâkimdir. Engelleyicilerin etkisinde akış çizgileri bozulmaktadır, akış yüzeyden ayrılma göstermektedir ve sonrasında yüzey ile yeniden birleşmektedir. Tekrardan birleşmeyle beraber ayrılmış akışın varlığı sürekli rejimden sapmaya, basınç salınımlarına, titreşime ve gürültüye sebep olmaktadır. Ancak aynı zamanda akışkanın karışımı sağlanarak, ısı ve kütle transferinin de artışı sağlanmaktadır. Suni olarak, engelleyiciler vasıtasıyla oluşturulan bu yüzey pürüzlülüğü, akışın tedirgin edilmesiyle türbülans karışımını artırmaktadır. Neticede de ısıl sınır tabakayı bozmak suretiyle, ısı transfer yüzey alanını arttırarak ısı transferinin artışına neden olmaktadır. Fakat bu durum, sürtünme artışını da tetiklemektedir. Isı transferindeki artış, basınç düşüşündeki artışla birlikte gerçekleştiğinden, bazı durumlarda ısı transfer artışıyla sağlanan bu enerji kazancı, basınç düşüşündeki artış ile etkisini yitirebilir. Bundan dolayı engelleyicilerin kullanılması ile pürüzlendirilmiş yüzey şeklinin, ısıl performans analizi ile optimizasyonu gerçekleştirilmelidir (Yemenici, 2010).

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Konu ile ilgili olarak literatürde yayımlanmış olan çok sayıda çalışma mevcut durumdadır. Bu bölümde söz konusu çalışmalar kronolojik sıraya göre sunulmuştur. Öncelikli olarak düz plaka ile alakalı olarak sunulan çalışmalar verilmiştir.

Kakac (1968) hava ortamındaki iki paralel plaka arasındaki zorlanmış taşınım ile ısı transferini Reynolds sayısının 9370 ve 17100 değerleri için sayısal olarak çözmüştür. Kanal kesiti boyunca hava hızının ve efektif difüzyonun değişimini göz önünde bulundurmıştır. Havanın tamamen gelişmiş türbülanslı hız profiline sahip olduğunu kabul ederek, Nusselt sayısının zamana bağlı değişimini bölgesel olarak elde etmiştir.

Shibani ve Özisik (1977) üniform cidar sıcaklığındaki paralel plakalar arasındaki ısı transferi için çözüm elde etmişlerdir. Nusselt sayılarını ve ısı girişi uzunluklarını, farklı Prandtl ve Reynolds sayıları için saptamışlardır.

Dean (1978) en-boy oranının yüksek olmasından dolayı dikdörtgen kanal akışını iki boyutlu olarak ele almıştır. Sayısal yöntemin kullanıldığı çalışmada $6000 \leq Re \leq 6 \times 10^5$ değer aralığında, kanalın merkez hattı boyunca hız değişimi ve yüzey sürtünme katsayısı için korelasyon önerilmiştir.

Sakakibara (1982) $0.01 \leq Pr \leq 10$ aralığındaki farklı akışkanları kullanarak, paralel plakalar arasındaki akışkana olan ısı transferini ya da bir başka deyişle Graetz problemini tarif eden denklemi sayısal olarak çözmüştür. Birisi yalıtılmışken diğeri için sabit ısı akısının uygulandığı plakalar ile her iki plakanın sabit ısı akısında olduğu durumları, $10000 \leq Re \leq 5 \times 10^5$ aralığında ele almıştır. Elde edilen bulgular, farklı modellerle ve deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır.

Osborne ve Incropera (1985) geçiş bölgesinde ve türbülanslı bölgede olmak üzere yatay paralel plakalar arasındaki akışta, kaldırmanın ısı taşınımına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler, simetrik ve asimetrik ısıtılmış plakalar için su tüneline $1400 < Re < 6500$ aralığı için gerçekleştirilmiştir. Türbülanslı akış için $Re > 5000$ için, üst plakadaki Nusselt sayılarının ısı akısından bağımsız olduğunu vurgulamışlardır. Geçiş bölgesi için $1400 < Re < 5000$, üst plakadaki artan ısı akısı ile birlikte Nusselt sayıları düştüğünü gözlemlemişlerdir. Reynolds sayısından bağımsız olarak, kaldırma etkisindeki alt plakadaki Nusselt sayıları, artan ısı akısı ile birlikte artmıştır.

Cotta ve Kim (1989) türbülanslı akıştaki zorlanmış taşınımına ait ısı girişi bölgesindeki ısı transferini analitik olarak değerlendirmişlerdir. Newtonyen olmayan bir

akışkanı ve üniform sıcaklıktaki paralel plaka kanalını kullanmışlardır. Girişe yakın bölgeye kadar yerel Nusselt sayısı değerlerini belirlemişlerdir.

Bejan ve Sciubba (1992) sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada, $0.72 \leq Pr \leq 1000$ aralığındaki farklı akışkanları kullanmışlardır. İki farklı durum olarak sabit ısı akısındaki ve sabit sıcaklıktaki plakaları ele almışlardır. Sonuç olarak akışkan seçiminin plakalar arası mesafeyi ve ısı transferi miktarını, ısıl sınır koşullardan daha çok etkilediğini tespit etmişlerdir. Ayrıca plakalar arası mesafe arttıkça, toplam ısı transferi miktarının pompalama gücüne oranının monoton olarak azaldığını görmüşlerdir.

Özsunar (2001) kare kesite sahip yatay bir kanal içerisindeki laminar birleşik taşınım problemini Reynolds sayısının 500 ve 1000 değerlerine göre sayısal olarak incelemiştir. Ele aldığı sistemde, kanalın alt yüzeyi üniform ısı akısının etkisindeyken, yan yüzeyler ise yalıtılmıştır. Üst yüzeyde ise dış ortam sınır şartı kabul edilmiştir. Hesaplamalar sonucunda elde edilen sıcaklık değerleri ile birlikte ortalama Nusselt sayısı dağılımı saptanmıştır. Laminar birleşik taşınım durumundaki ısı transferinin, zorlanmış taşınım ile kıyas edildiğinde % 240 olarak arttığını ve nümerik sonuçların deneysel değerlerle uyum gösterdiğini gözlemlemiştir.

Yang ve ark. (2001) iki paralel plakanın arasındaki ısı akışkan kararsızlığını, yönetici denklemlerin sayısal olarak çözülmesi ile incelemiştir. Çalışmada alt plakanın ısıtılması, üst plakanın ısıtılması ve her iki plakanın da ısıtılması olmak üzere üç farklı senaryo ele alınmıştır. Akışkan olarak havanın tercih edildiği inceleme, $2.87 \times 10^3 < Ra < 9.11 \times 10^4$ değer aralığını kapsamıştır. Üst plakanın ısıtılması durumunda toplam kinetik enerji, sonuçta adım adım azalan duruma yaklaşmıştır. Alt plakanın ısıtılması durumunda, toplam kinetik enerji üstel olarak artıp, kararsız akış elde etmişlerdir.

Mahmud ve Fraser (2002) iki paralel plaka arasındaki akış koşullarındaki ısı transferini ele almışlardır. Newtonyen olmayan akışkan için tam gelişmiş akıştaki zorlanmış taşınımı incelemiştir.

Weigand ve ark. (2002) kanallardaki türbülanslı akışta, düşük Prandtl sayısına sahip sıvı metaller için akış yönündeki ısı iletiminin önemli olduğunu vurgulayıp, bu yönde sayısal bir çalışma hazırlamışlardır. Hesaplamalar $1 \leq Pe \leq 10^3$ aralığında, yarı sonsuz ısıtılmış bölgelerde olduğu gibi sonlu ısıtılmış bölgelerde de gerçekleştirilmiştir. Düşük Peclet sayılarında etkili olan akış içerisindeki eksenel ısı iletimin, kısa mesafeli ısıtılmış bölgeler için ısı transferini etkilediğini belirtmişlerdir.

Vijayan ve Balaji (2004) içerisinde türbülanslı akışın, dış kısmında ise doğal taşınımın geçerli olduğu paralel plakadaki ısı transferini analiz etmişlerdir. Sayısal çalışmada su, freon, karbondioksit ve oksijen gibi akışkanlara ait $0.7 \leq Pr \leq 5$ ve $3 \times 10^3 \leq Re \leq 1.3 \times 10^4$ aralıklarını kullanmışlardır. Parametrik çalışmanın neticesinde, yüzeylerden olan ısı transferini etkileyen değişkenlerin fonksiyonu olarak, toplam ısı transferi miktarı için korelasyon geliştirilmiştir.

Turgut ve Onur (2007) yatay paralel plakalar arasındaki doğal taşınım üzerine $1108 \leq Ra \leq 2.339 \times 10^5$ aralığında çalışmışlardır. Plakalar arası mesafenin ve sıcaklık farkının ısı transferi üzerine etkisinin araştırılmasında, akışkan olarak havayı tercih etmişlerdir. Deneysel ve sayısal çalışmanın sonucunda, plakalar arası mesafe artırıldığı takdirde ısı transferinin artacağını vurgulamışlardır.

Silin ve ark. (2012) sabit ısı akısına sahip ve içerisinden su akmakta olan paralel plakayı deneysel olarak $1.9 \times 10^3 \leq Re \leq 10^4$ için ele almışlardır. Giriş sıcaklığı ve cidardaki ısı akısı göz önüne alınmıştır. Giriş etkilerinin ısı taşınım performansı üzerinde olumsuz bir etkisi olduğunu belirtmişlerdir. Elde edilen deneysel sonuçlar, $Re = 5 \times 10^3$ 'ten sonra literatür ile daha uyumlu bulunmuştur.

Aksoy (2016) gerilmeler etkisindeki paralel plakalardaki akış ve ısı transferi karakteristiklerini $Pe \leq 70$ için incelemiştir. Alt plakanın yalıtıldığı ve buna karşın üst plakanın sabit ısı akısına sahip olduğu şartlarda sıkıştırılamaz, daimi ve tam gelişmiş akışı ele almıştır. Sıcak duvarda, artan Brinkmann sayısından dolayı Nusselt sayısındaki azalma, akışkan sıcaklığını artırmıştır.

Düz plaka durumu için literatürden alınan bazı çalışmalar Çizelge 2.1'de de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Düz plaka durumu için literatürden örnek çalışmalar

Yazar	Değişken	Yöntem
Dean (1978)	➤ $6 \times 10^3 \leq Re \leq 6 \times 10^5$	➤ Sayısal çalışma
Sakakibara (1982)	➤ Farklı akışkanlar ($0.01 \leq Pr \leq 10$) ➤ $10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^5$	➤ Sayısal çalışma ➤ Tek plakada sabit ısı akısı ➤ Çift plakada sabit ısı akısı
Osborne ve Incropera (1985)	➤ Su ➤ $1400 < Re < 6500$	➤ Deneysel çalışma ➤ Simetrik ısıtma ➤ Asimetrik ısıtma
Bejan ve Sciubba (1992)	➤ Farklı akışkanlar ($0.72 \leq Pr \leq 1000$)	➤ Sayısal çalışma ➤ Sabit sıcaklıktaki plakalar ➤ Sabit ısı akısındaki plakalar
Yang ve ark. (2001)	➤ Hava ($Pr = 0.73$)	➤ Sayısal çalışma

	➤ $2.87 \times 10^3 < Ra < 9.11 \times 10^4$	➤ Alt plaka ısıtması ➤ Üst plaka ısıtması ➤ Her iki plakanın ısıtılması
Weigand ve ark. (2002)	➤ Sıvı metaller ($1 \leq Pe \leq 10^3$)	➤ Sayısal çalışma ➤ Sonlu ısıtılmış bölge ➤ Yarı sonsuz ısıtılmış bölge
Vijayan ve Balaji (2004)	➤ Farklı akışkanlar ($0.7 \leq Pr \leq 5$) Su Freon Karbondiyoksit Oksijen ➤ $3 \times 10^3 \leq Re \leq 1.3 \times 10^4$	➤ Sayısal çalışma
Turgut ve Onur (2007)	➤ Hava ➤ $1108 \leq Ra \leq 2.339 \times 10^5$	➤ Deneysel çalışma ➤ Sayısal çalışma ➤ Alt plaka izotermal olarak ısıtılmış, üst plaka dışarıdan yalıtımlı
Silin ve ark. (2012)	➤ Su ➤ $1.9 \times 10^3 \leq Re \leq 10^4$	➤ Deneysel çalışma ➤ Sabit ısı akısındaki paralel plakalar
Aksoy (2016)	➤ Viskoz akışkan ➤ $Pe \leq 70$	➤ Sayısal çalışma ➤ Sabit ısı akısındaki üst plaka ve adyabatik alt plaka

Kanal sisteminde alt ve üst cidarlara yerleştirilen engelleyicilerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisinin araştırıldığı çalışmalar ile diğer benzer durumlar literatürde yer almaktadır.

Webb ve Ramadhyani (1985) her iki cidarında da sabit ısı akısı olan paralel plakalara çapraz olarak yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli engelleyicilerin etkisindeki laminar akışkan akışı ve ısı transferi karakteristiklerini incelemişlerdir. Çalışmalarında, $Pr = 0.7$ ve $Pr = 7$ için $340 \leq Re \leq 2000$ aralığını ele almışlardır. Sonuç olarak, $L/D = 0.25$ ve $S/D = 1.5$ durumu, daha yüksek Nusselt sayısı değeri ve göreceli olarak düşük sürtünme faktörü sunmuştur. Ancak bu durumun Prandtl sayısı değerinin yüksek olduğunda geçerli olduğunu vurgulamışlardır.

Davalath ve Bayazitoglu (1987) paralel plakalar arasında iki boyutlu birleşik ısı transferini alt tabakaya dizilmiş dikdörtgen bloklar için ele almışlardır. Çözümde sıkıştırılamaz akış için Navier-Stokes denklemlerinden faydalanmışlardır. Kıyaslama yapabilmek için plakaların ilk durumda yalıtılmış olduğu ve ikinci durumda ise ısı kaynağı olması göz önüne alınmıştır. Sonuç olarak, bloklar arasındaki resirkülasyon bölgelerinde girişteki parabolik hız profilinin bloklar dolayısı ile değiştiği gözlemlenmiştir. Çözümde bloklar sabit ısı kaynağı olarak ele alındığında, blokların sağ, sol ve üst yüzeylerindeki ısı akısının akışa bağlı olarak değiştiği saptanmıştır.

Kelkar ve Patankar (1987) iki boyutlu paralel plakalar arasındaki kanatçıklı bölmeler içindeki laminar akışı ve ısı transferini Reynolds sayısının 100 ila 500

değerleri için analiz etmişlerdir. Sabit sıcaklıkta tutulan paralel plakalara çapraz dağılımla yerleştirilen kanatçıkların etkisi, farklı değerlerdeki Reynolds sayıları, Prandtl sayıları, geometrik değişkenler ve kanatçığın ısı iletkenlik değerleri için araştırılmıştır. Kanatçıkların önemli ölçüde akışı saptırdığı gözlemlenmiş ve kanalın karşı tarafında ısı transferini artırıcı bir etki oluşturduğu belirlenmiştir. Çalışmanın sonucunda yüksek Prandtl sayısının ısı transferini artırdığı, kısa kanatçık uygulaması durumunda düşük Prandtl sayılı akış söz konusu ise ısı transferinin azaldığı görülmüştür.

Chin-Hsiang ve Wen-Hsiung (1991) paralel plakalarda laminar, zorlanmış taşınımı Reynolds sayısının 100 ila 500 aralığında sayısal olarak ele almışlardır. Alt ve üst kanatçıklar arasındaki en kısa yatay uzaklığın kanal yüksekliğine oranının ve yükseklik (kanatçık yüksekliğinin kanal yüksekliğine) oranının değişmesine bağlı olarak elde edilen durumların, ısı taşınım katsayısına ve sürtünme faktörüne etkileri farklı hızlarda değerlendirilmiştir. Çalışmanın sonucunda alt ve üst kanatçıklar arasındaki yatay uzaklığın olmadığı (alt ve üst kanatçıkların aynı hizada olduğu) durumda, ikincil akışlarının azaldığı belirtilmiştir.

Mayle (1991) alt ve üst cidarına çapraz olarak engelleyici yerleştirilen ve cidarları sabit sıcaklıkta tutulan bir kanal içerisindeki ısı transferini ve basınç kaybını sayısal olarak incelemiştir. Dikdörtgen kesitli engelleyicilerin incelenen karakteristiklere etkisi $1.5 \times 10^4 \leq Re \leq 10^5$ aralığında ele alınmıştır. Sonuçlar elde edilen korelasyonlar ile verilmiştir.

Acharya ve ark. (1993) alt cidarına blok engeller yerleştirilmiş kanal içerisindeki havanın akış karakteristiklerini ve ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler Lazer Doppler Hız Ölçümü (LDV) sistemi ile gerçekleştirilmişken, sayısal analizlerde de lineer olmayan ve standart k-ε türbülans modellerinden faydalanmışlardır. Sayısal olarak elde edilmiş resirkülasyon uzunlukları ile maksimum Nusselt sayısı bölgeleri, deneylerde ölçülen değerlerle uyum göstermiştir. Ancak engellerin arkasındaki ayrılmış akış bölgesinde iki model de yetersiz kalmıştır.

Abe ve ark. (1994) ayrılan ve yüzeye tutunan akışlar içerisindeki akış karakteristiklerini ve ısı transferini çözmeye yönelik türbülans modeli önermişlerdir. Bu modeli, düşük Reynolds sayılarında geçerli k-ε türbülans modelini verilen şartlara uyarlayarak elde etmişlerdir. Akışın yeniden yüzeye tutunma mesafesi bakımından, önerilen modelin sonuçları ile deneysel değerler arasında uyum sağlanmıştır. Akışın yeniden yüzeye tutunduğu nokta civarında ısı transfer katsayısının maksimum olduğunu

ve buradaki ısı alanının belirlenmesinde çevrinti viskozitesinin gelişiminin önemini vurgulamışlardır.

Hwang ve Liou (1995) sabit ısı akısındaki dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine simetrik yerleştirilen dikdörtgen kesite sahip olan engelleyicileri, ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri açısından ele almışlardır. Engelleyicilere, hava akışına paralel olarak çok sayıda delik açılarak, bu durumun $5000 \leq Re \leq 50000$ aralığında oluşturduğu etki incelenmiştir. Orta seviyede ısı transferi katsayısına ve düşük basınç kaybı değerine sahip olan delikli alan arttıkça, daha yüksek ısı performans sağlanmıştır.

Lopez ve ark. (1996) üç boyutlu kanal içerisindeki laminar akıştaki zorlanmış taşınım ısı transferini sayısal olarak araştırmışlardır. Kanalin alt ve üst plakalarının sabit ısı akısına sahip olduğu, diğer cidarların da adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Alt ve üst plakalara yerleştirilen dikdörtgen kesitli engelleyicilerin, $150 \leq Re \leq 450$ ve $0.7 \leq Pr \leq 10$ aralıklarında ele alındığı çalışmada; blokaj oranı arttıkça, ısı transferinin de arttığı görülmüştür. Ancak yüksek Prandtl sayısındaki akışkanlarda, blokaj oranının 0.7 değerinden sonra pek bir değişimin gözlemlenemediği belirtilmiştir.

Kilicaslan ve Sarac (1998) kompakt bir ısı değiştiricisinde ısı transferi artırılırken, basınç düşüşünün verilen aralıkta sabit tutulduğu deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Dairesel ve üçgen kesitli engelleyicilerin oluşturduğu etki, herhangi bir engelleyicinin kullanılmadığı durumla kıyaslanmıştır. Havanın kullanıldığı deneyler, $250 \leq Re \leq 7 \times 10^3$ aralığında sabit cidar sıcaklığında tamamlanmıştır. Dairesel kesitli engelleyici, ısı transferi ve basınç düşüşü açısından optimum durumu teşkil etmiştir.

Young ve Vafai (1998) iki paralel plakadan oluşan kanalın alt cidarına yerleştirilen ısıtılmış bir engelin farklı genişlik ve yükseklik değerlerine sahip olduğu durumlarda zorlanmış ısı taşınımıyla soğutulmasını amaçlamışlardır. İletken malzemeye ve dikdörtgen kesite sahip engelin etrafındaki akış alanını sayısal olarak, Reynolds sayısının 200 ila 2000 aralığı için Navier-Stokes denklemleriyle çözmüşlerdir. Ayrıca her bir yüzeye ait yerel ve ortalama Nusselt sayılarını da elde etmişlerdir. Çalışmada, engelin geometrik şeklinin ve malzemesinin, akış karakteristiklerine ve ısı transferine doğrudan tesirinin olduğunu saptamışlardır.

Wu ve Perng (1999) yatay kanalın alt kısmındaki ısıtılmış bloklara etkiyen birleşik taşınım ısı transferine, yalıtımlı eğik plakanın etkisini sayısal yöntemle araştırmışlardır. Girdap saçıntısının sağlanması için yalıtılmış eğik plakaya $30^\circ \leq \omega \leq 90^\circ$ açılarını vermişlerdir ve bu durumu da ısı transferi performansı bakımından Reynolds sayısının

260 ila 530 ve Grasshoff sayısının 0 ila 3.2×10^6 değerleri için incelemiştir. Sonuçta, yalıtımlı eğik plakanın kullanılması ısı transferini artırmıştır.

Ooi ve ark. (2002) cidarına belirli aralıklarla yerleştirilmiş blokların bulunduğu kanal içerisinde akış karakteristiklerini ve ısı transferini Reynolds-ortalama simülasyonlar yardımıyla çözmüşlerdir. İki ve üç boyutlu olarak v^2 -f, Spalart–Allmaras ve iki-tabaka k - ε türbülans modellerini kullanmışlardır. Farklı geometrik parametrelerin sonuca etkisinin araştırıldığı çalışmada, deneysel sonuçlara en yakın sonucu v^2 -f türbülans modeli ile elde etmişlerdir.

Sara (2003) alt cidarına kare kesitli dik kanatçıkları çapraz olarak yerleştirdiği dikdörtgen kesitli bir kanal boyunca gerçekleşen taşınım ısı transferinin sürtünme karakteristiklerini ve performans analizini deneysel olarak sunan bir çalışma hazırlamıştır. Yüksekliği H olan kanatçıkla üst cidar arasındaki mesafe C olmak üzere, farklı açıklık oranlarını (C/H) ve kanatçık arası yatay mesafenin kanatçık kenarına oranıyla edilen farklı oransal mesafelerini (S_x/D) parametre olarak değerlendirmiştir. Düşük Reynolds sayıları için düşük C/H ve S_x/D oranlarında yüksek ısı performansın elde edilebileceğini göstermiştir.

Tsay ve ark. (2003) sayısal bir çalışma gerçekleştirerek, yatay bir kanalın içerisindeki birleşik taşınımın performansına alt cidara yerleştirilen iki adet ısıtılmış bloğun ve üst kısma yerleştirilmiş iki tane tamponun etkisini Reynolds sayısının 100 ila 1000 ve Grasshoff sayısının Reynolds sayısının karesine oranının 0 ila 10 olduğu aralıklar için irdelemiştir. Üst cidardaki tamponların yalıtılmasının, ana akışın ısıtılmış blokların üst yüzeyinde ayrılmasını ve ısı transferini olumsuz etkilediğini görmüşlerdir.

Bazdidi-Tehrani ve Naderi-Abadi (2004) belirli aralıklarla içerisine karşılıklı olarak kanatçık yerleştirilmiş yatay bir kanalın giriş bölgesindeki laminar ısı transferinin iki boyutlu sayısal analizini yapmışlardır. Farklı blokaj oranları ($h/H = 0.1, 0.2$ ve 0.3) için alt ve üst yüzeyleri sabit sıcaklık sınır şartında tutulan kanatçıklar için simülasyonları Reynolds sayısının 100 ila 500 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Kanatçıklardan ötürü ayrılan akışın tekrar cidara temasa ettiği bölgelerde yerel Nusselt sayılarında artma meydana geldiğini belirtmişlerdir. Birbirine komşu kanatçıklar arasındaki güçlü ve geniş resirkülasyon bölgelerinde ise yerel Nusselt sayılarını düşürücü bir etki oluştuğunu ve bunun da kanatçığın kullanılmasını bir şekilde etkisiz kıldığını ifade etmişlerdir.

Arquis ve Rady (2005) alt yüzeyine aralıklı şekilde kanatçık yerleştirilmiş akışkan tabakasındaki doğal taşınım ile ısı transferini ve akış karakteristiklerini ele almışlardır. Sayısal olarak çözdükleri problemde, tabaka yüksekliği H olmak üzere, oransal kanatçık yüksekliğinin $(0.25 \leq L/H \leq 0.75)$ ve kanatçık arası oransal mesafenin $(0.125 \leq H/S \leq 2.0)$ ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Ayrıca çalışmada kanatçıklı yüzey ile kanatçıksız yüzeyin de karşılaştırılması verilmiştir. Isı iletebilen kanatçıkların kullanılması sonrasında, kanatçık yüzeyinden üst kısma doğru akışkan hareketi meydana gelmiştir.

Korichi ve Oufer (2005) dikdörtgen kesitli kanalın alt ve üst cidarlarına yerleştirdikleri üniform ısı akısı ile ısıtılan blok engellerin taşınım ile ısı transferini Reynolds sayısının 400 ile 2000 aralığında sayısal yöntemle çalışmışlardır. Üst cidara bir blok ve alt cidara ise iki blok yerleştirilerek oluşturulan kanalda, Reynolds sayısının, bloklar arası mesafenin, boyutların ve katı ile akışkan arasındaki ısıl iletkenlik katsayısı oranının ısı transferine etkileri üzerine çalışmışlardır. Saptanan sonuçlara göre, Reynolds sayısı arttığında blok engellerden ısı transferinin arttığı gösterilmiştir. Atılan ısıya büyük bir kısmının blokların köşelerinden kaynaklandığı belirtilmiştir. Ayrıca Reynolds sayısı arttıkça paralel blok engeller arasındaki sıcaklık farkının da azaldığı belirtilmiştir.

Premachandran ve Balaji (2005) dört adet engel biçiminde ısı kaynağına sahip iki boyutlu yatay kanaldaki birleşik taşınım ile ısı transferini akışkan olarak su ve FC70 için Reynolds sayısının 200 ile 1000 aralığında sayısal olarak çalışmışlardır. Alt ve üst cidarlar arası mesafe, dikdörtgen kesitli ısı kaynaklarının boyutları ve iki blok arası uzaklık ile cidar kalınlığı değişken olarak ele alınmıştır. Reynolds sayısının 200 değeri için cidarlardaki ısı kaynaklarının sahip olduğu ısıl iletkenlik değerlerinin, maksimum sıcaklığı % 40 oranında etkilediği saptanmıştır.

Tafti (2005) sabit ısı akısındaki kare kesitli kanal içerisine dikdörtgen kesitli engelleyicileri simetrik olarak yerleştirmişlerdir. $Re = 20000$ 'de farklı ağ yapılarında, farklı türbülans modellerini karşılaştırmışlardır. LES türbülans modeli daha başarılı bulunmuştur.

Bakkas ve ark. (2006) iki boyutlu yatay kanalın alt cidarına periyodik olarak yerleştirilmiş sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı ile ısıtılan dikdörtgen kesitli blokların sürekli rejim doğal taşınım ısı transferini sayısal olarak araştırmışlardır. Adyabatik yüzeylere tutturulan bloklar, sabit sıcaklık olan T'_H değerinde ısıtılmıştır. Kanalın üst cidarı ise daha düşük bir sıcaklıkta tutulmuştur. Çalışmada değişken olarak farklı

Rayleigh sayıları ($10^2 \leq Ra \leq 2 \times 10^6$), bağıl yükseklik oranı, blok yüksekliğinin kanalın yüksekliğine oranı $1/8 \leq B = h'/H' \leq 1/2$ ve geometrik parametre olarak $0.25 \leq C = l'/H' \leq 0.75$ aralığı kullanılmıştır. Hava için çözümlerin yapıldığı çalışmanın neticesinde, B ve C parametrelerinin akış ve sıcaklık alanlarına doğrudan etkisinin olduğu belirlenmiştir.

Icoz ve Jaluria (2006) iki boyutlu yatay kanaldaki dikdörtgen kesitli ısı kaynaklarının soğutulması üzerine çalışmışlardır. Farklı girdap üreteçlerinin boyut ve geometri yönünden optimizasyonunu araştırmışlardır. Hazırladıkları çalışmanın deneysel kısmında kare, daire ve altıgen kesitlerindeki girdap üreteçlerini test etmişlerdir. Çalışmanın sayısal kısmında ise yalnızca kare kesitin etkisini Reynolds sayısının 1500'den küçük değerleri için ele almışlardır. Sonuçta, ısı transferi açısından kare ve altıgen kesitli engellerin benzer davranış gösterdiğini ancak altıgen kesitli engelleyici durumunda basınç farkının daha yüksek olduğunu görmüşlerdir. Ancak tasarımda öncelikli hedefin düşük basınç kaybı olması durumunda, dairesel kesitli girdap üretecinin de tercih edilebileceğini vurgulamışlardır. Girdap üreteçlerinin varlığıyla ısı transferinde % 27'den % 50'ye kadar değişen aralıkta artış saptamışlardır.

Korichi ve Oufer (2007) periyodik olarak alt ve üst cidarlarına blok eklenmiş bir kanal içerisindeki salınımlı akış şartlarında ısı transferini araştırmışlardır. Gerçekleştirdikleri zamana bağlı ve iki boyutlu sayısal analizlerde, laminar akış şartlarında sabit termofiziksel özelliklere sahip havayı ele almışlardır. Reynolds sayısı 50'den 500'e artırıldığında, ısı transferinde % 123.1 oranında bir artış gözlemlenmiştir. Benzer şekilde, Reynolds sayısı 500'den 1000'e artırıldığında ise ısı transferi iyileşmesi % 48.5 olarak bulunmuştur.

Onur ve ark. (2007) giriş kısmından başlanarak çapraz olarak yerleştirilmiş engellere sahip paralel iki levha arasındaki laminar zorlanmış taşınım problemini çözmüşlerdir. Problemde akış karakteristiklerini ve ısı transferini iki boyutlu olarak ele almışlardır. Engel adedinin ve Reynolds sayısının akış karakteristiklerine ve ısı transferine etkilerini saptamışlardır. Reynolds sayısının ve engel adedinin artışına göre ortalama Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün de artma eğilimi gösterdiğini belirtmişlerdir.

Bakkas ve ark. (2008) iki boyutlu yatay kanal içerisindeki alt cidara yerleştirilmiş üniform ısı akısı sınır şartında dikdörtgen kesitli blokların doğal taşınım ile ısı transferini ele almışlardır. İçerisinde hava olan kanalın üst cidarı ise daha düşük bir sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Çalışmada bloklar arası mesafe sabitken, değişken olarak farklı Rayleigh

sayıları ve bağıl yükseklik oranları ele alınmıştır Çalışmanın neticesinde, ardışık iki blok arasında sıcaklığın önemli ölçüde değişme gösterdiği gözlemlenmiştir.

Promvonge ve Thianpong (2008) engelleyici yerleştirilmiş sabit ısı akısındaki kanaldaki türbülanslı hava akışından kaynaklı zorlanmış taşınım ve sürtünme kaybı davranışlarını deneysel olarak çalışmışlardır. Farklı şekillerdeki engelleyiciler, simetrik veya çapraz olarak dizilmiştir. Deneylerde $4 \times 10^3 \leq Re \leq 1.6 \times 10^4$ aralığı kullanılmış olup, sonuç olarak simetrik dizilim, daha yüksek ısı transferi ve sürtünme kaybı sunmuştur. Üçgen kesite sahip engelleyiciler daha avantajlı bulunmuştur. Tüm engelleyiciler için en iyi çalışma rejimi düşük Reynolds sayılarında elde edilmiştir.

Oztop ve ark. (2009) içerisine sabit yüzey sıcaklığına sahip üç bloğun yerleştirildiği yatay kanaldaki ısı transferinin ve akışkan akışının kontrolünü sayısal olarak çözmüşlerdir. Sayısal çalışmanın içerisinde dik üçgen iki farklı pozisyona yerleştirilmiştir ve üçgenin kullanılmadığı durumla karşılaştırılmıştır. Netice olarak dik üçgenin kullanıldığı durumlarda ısı transferi artmıştır ve en verimli iyileştirme için optimum üçgen boyutu önerilmiştir.

Sripattanapipat ve Promvonge (2009) cidarları sabit sıcaklıkta tutulan iki boyutlu yatay kanal içerisindeki laminar hava akışını ve ısı transferini araştırmışlardır. Sayısal analiz vasıtası ile $100 \leq Re \leq 600$ aralığında yapılan incelemede, elmas şeklindeki engelleyiciler çapraz olarak sisteme yerleştirilmiştir. Engelleyicinin uç açısının azaltılması ile birlikte Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri artmıştır.

Bakkas ve ark. (2010) iki boyutlu yatay kanalın alt cidarına periyodik olarak yerleştirilmiş dikdörtgen şeklinde ısıtılmış bloklar için laminar doğal taşınım için sayısal bir çalışma yapmışlardır. Değişken olarak bloklar arası mesafe, blok yüksekliği ve blok genişliği kullanılmıştır. Kanal içerisindeki blokların sıcaklığı, üst cidar sıcaklığından daha düşük bir değerde tutulmuştur. Bloklar arası mesafe artırıldığı takdirde ısı transferinde azalma görülmüştür.

Liu ve Wang (2011) çapraz olarak dizilmiş farklı tipteki engelleyicilerin ısı transferi performansına etkisini sayısal bir çalışmayla ele almışlardır. Özellikle iki yan kanal duvarı arasında akışa dik olarak boydan boya yerleştirilen engelleyiciler, sürtünmeden dolayı kayıp meydana getirmiştir. Bu sebeple yan duvarlarla ve taban ile temas alanını azaltan yarı bitişik engelleyicileri, bitişik engelleyiciler ile $10^4 \leq Re \leq 2.5 \times 10^4$ aralığı için karşılaştırmışlardır. Yarı bitişik engelleyicilerin yerel ısı transferini ve akış performansını iyileştirdiğini gözlemlemişlerdir.

Wongcharee ve ark. (2011) engelleyici yerleştirilmiş iki boyutlu kanala sabit sıcaklık sınır şartını uygulamışlardır. Farklı şekillerdeki engelleyicilerin çapraz olarak dizildiği sayısal analizler $3 \times 10^3 \leq Re \leq 7 \times 10^3$ aralığında hava için gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, k- ω SST türbülans modeli, k- ϵ RNG modeline göre daha başarılı bulunmuştur. En yüksek Nusselt sayısı değeri üçgen kesitli engelleyicide, en yüksek sürtünme dış bükey-dış bükey engelleyicide ve en yüksek ısı performans ise silindirik kesitlide elde edilmiştir.

Desrues ve ark. (2012) üç boyutlu kanal içerisine çapraz olarak yerleştirilen dikdörtgen kesitli engelleyicilerin sabit ısı akısında analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Argon için $75 \leq Re \leq 2 \times 10^3$ değer aralığını kullanmışlardır. Sonuç olarak, düz kanallardan oluşan ısı değiştiricilerine göre, engelleyiciler kullanılarak aynı performansın boyutların % 35 azaltılması ile de sağlanabildiğini göstermişlerdir.

Mouhtadi ve ark. (2012) ısı üreten blokların bulunduğu yatay bir kanal içerisindeki havanın doğal taşınım konusunu ele almışlardır. Sayısal olarak gerçekleştirdikleri çalışmada, kanalın üst duvarının daha düşük sıcaklığa sahip olduğu kabul edilmiştir ve iki farklı durumu göz önünde bulundurmuşlardır. İlkinde, blokların sabit ısı akısı üretimine sahip olduğu düşünülmüştür. İkinci durumda da blokların, sabit yüzey sıcaklığına sahip olduğu varsayılmıştır. Çalışmada değişken olarak, katı bloğun ısı iletim katsayısının akışkanınkine oranı, $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ değer aralığında ele alınmıştır. İzotermal modele ait bazı çözümlerin, yüksek iletkenlik oranlarında bile hacimsel ısı üretimine sahip model durumundaki sonuçları veremediği gözlemlenmiştir.

Ahmed ve ark. (2013) bakır-su nanoakışkanı için laminar akıştaki zorlanmış taşınım ile ısı transferini, trapez kesitli engelleyicilerin yerleştirildiği iki boyutlu kanalda çalışmışlardır. Engelleyicilerin simetrik şekilde yerleştirildiği bölge ısıtılmış durumdayken, diğer bölgelerde ısıtma söz konusu değildir. Sayısal çalışma için $100 \leq Re \leq 700$ değerleri kullanılmış olup sonuçta hacim fraksiyonu, Reynolds sayısı ve trapezin yüksekliği değerleri artırıldıkça Nusselt sayısı artmıştır. Aynı zamanda bu artışlarla birlikte basınç düşmesi de artmıştır.

Pehlivan ve ark. (2013) farklı üçgen kesitlerine sahip engelleyicilerin simetrik olarak yerleştirildiği kanal içerisindeki hava akışını ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmanın sonucu olarak, üçgen kesitin tepe açısının artışına bağlı olarak $1.5 \times 10^3 \leq Re \leq 8 \times 10^3$ için ısı transferinde iyileşme sağlanmıştır.

Ramadhan ve ark. (2013) cidarına belirli aralıklarla yiv açılmış bir kanal içerisinde zorlanmış taşınım ile ısı transferini iki boyutlu olarak analiz etmişlerdir. Dairesel,

dikdörtgen, ikizkenar yamuk ve üçgen kesitlere sahip farklı yiv tiplerini iki farklı boyutsuz derinlik oranı için $10000 \leq Re \leq 20000$ aralığında ele almışlardır. En iyi performans değerini düşük derinlik oranına haiz olan üçgen kesitli yiv yapısında % 64.4 ısı transfer artışı ile sağlamışlardır.

Xie ve ark. (2013) bir kanalın alt ve üst cidarlarına, akışa dik olacak şekilde boydan boya veya bir ucu kesilmiş olmak üzere yerleştirdikleri engelleyicilerin ısı transferine etkisini sayısal olarak ele almışlardır. Kuru havanın kullanıldığı çalışmada sabit ısı akısındaki dikdörtgen kesitli engelleyiciler, $1.2 \times 10^4 \leq Re \leq 6 \times 10^4$ aralığı için çapraz olarak konumlandırılmıştır. Boydan boya engelleyicinin tercih edildiği durumda, ısı performans daha yüksek bulunmuştur ancak aynı zamanda daha fazla sürtünme meydana gelmiştir. Bir ucu kesilmiş olan engelleyicinin kullanıldığı durumda, sürtünme faktörü daha düşük olarak saptanmıştır.

Dogan ve ark. (2014) yatay plaka üzerine yerleştirilen farklı şekillere sahip kanatçık dizilerinden doğal taşınım ve ışınlım ile gerçekleşen ısı transferini hava için ele almışlardır. Sayısal çalışmanın sonucu olarak bazı önemli geometrik faktörlerin kanatçık dizilerinin tasarımını etkilediği ortaya çıkmıştır. Bu faktörler göz önüne alınarak en yüksek değere sahip ortalama ısı taşınım katsayısını veren optimum kanatçık şekli elde edilmiştir.

Gong ve ark. (2015) içerisinde dairesel boru demeti geçen dikdörtgen kesitli plakalardan oluşan bir ısı değiştiricisine ait ısı transferi karakteristiklerini $800 \leq Re \leq 3000$ değer aralığında ele almışlardır. Ele aldıkları farklı durumları karşılaştırdıklarında, ısı transferi açısından en verimli halin iki kanatçık arasındaki mesafenin boru dış çapının 0.239 katı olduğu durum olduğunu vurgulamışlardır.

Kalbasi ve Salimpour (2015) faz değiştiren madde içeren ısı havuzunun verimliliğinin artırılması amacıyla ilave edilen yatay kanatçıkların etkisinin belirlenmesi üzerine çalışma hazırlamışlardır. Elde edilen sonuçlara göre, yatay kanatçık sayısı için optimum değer belirlenmiştir. İki kanatçık arası bölge dar olduğunda yüksek en-boy oranının veya bu bölge genişletildiğinde de düşük en-boy oranının tercih edilmesinin performans bakımından daha başarılı olduğunu saptamışlardır.

Skullong ve ark. (2015) dikdörtgen kesitli engelleyicilerin ısı transferi ve türbülanslı akış karakteristiklerine etkisini sabit ısı akısında deneysel olarak incelemişlerdir. Engelleyiciler, üst cidara veya her iki cidara da dizilmiştir. Engelleyiciler, her iki cidara çapraz veya simetrik olarak yerleştirilmiştir. Çalışmada $5 \times 10^3 \leq Re \leq 2.4 \times 10^4$ aralığı için hava akışı ele alınmıştır.

Vanaki ve Mohammed (2015) sabit ısı akısı için dikdörtgen kesitli kanal içindeki farklı şekillere sahip engelleyicilerin çapraz veya simetrik yerleştirilmesi ile oluşan sonuçları sunmuşlardır. Ayrıca farklı nanoakışkanlar kullanmışlardır. Çalışmada $5 \times 10^3 \leq Re \leq 2 \times 10^4$ aralığı için en iyi performans, üçgen engelleyicilerin simetrik diziliminde sağlanmıştır. Su ve SiO_2 karışımı ise en iyi ısı transferin artışını sunmuştur.

Altac ve Ugurlubilek (2016) incelik oranları açısından farklı iki ve üç boyutlu dikdörtgen kesitli bölgelerdeki daimi olmayan doğal taşınım ile ısı transferini $10^8 < Ra < 10^{13}$ değer aralığını göz önüne alarak, farklı türdeki türbülans modellerinden faydalanarak analiz etmişlerdir. Sonuç olarak, söz konusu Rayleigh sayısı aralığı için ortalama Nusselt sayısı değerlerini elde etmişlerdir.

Aslan ve ark. (2016) taşınım ile ısı transferi karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Hava akışı ($Pr = 0.7$) için gerçekleştirilen çalışmada, sabit ısı akısı uygulanmış olup, $2 \times 10^3 \leq Re \leq 1.1 \times 10^4$ aralığında simetrik olarak dizilmiş üçgen kesitli ve sinüs dalgalı elemanların sonuçlara etkisi araştırılmıştır. Sonuçta, minimum kanal yüksekliği azaldıkça, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü artmıştır. Reynolds sayısının artışı ile Colburn faktörü azalmıştır. Keskin köşeli üçgen durumunda Nusselt sayısı artış göstermiştir ancak en düşük sürtünme faktörü sinüs dalgalı durumda sağlanmıştır.

Ayli ve ark. (2016) dikdörtgen profile sahip kanatçıkları kare kesitli bir kanal içerisinde zorlanmış taşınım rejiminde deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmanın sonucunda geliştirilmiş deneysel bir bağıntı geliştirmişlerdir.

Huang ve ark. (2016) akışa dik olarak cidar boyunca aralıklı şekilde uzatılmış sütun dizisi içeren kanaldaki ısı performansını ölçmek amacıyla deneyler yapmışlardır. Sütunlar arasında jet akışı sağlamak için dizilim, akışa dik olacak şekilde parçalı ve çapraz olarak düşünülmüştür. Isı taşınım katsayısı değerleri, farklı en-boy oranları için $6000 \leq Re \leq 25000$ aralığında elde edilmiştir. Netice itibarı ile söz konusu uygulama ile ısı transferinde artış sağlanmıştır. Ayrıca sütun dizisi boyunca da bir hayli yüksek derecede basınç düşüşü gözlemlenmiştir.

Lu ve Lu (2016) yapmış oldukları sayısal çalışmada, dikdörtgen kesitli engelleyici yerleştirilmiş iki boyutlu kanal içerisindeki türbülanslı hava akışını ele almışlardır. Yüzeydeki engelleyici yerleşiminin farklı çaplardaki parçacıkların birikimine etkisini HAD ile Reynolds sayısının 7534 değerinde incelemişlerdir ve engelleyicinin olmadığı durum ile kıyaslamışlardır. Kullanıcı tanımlı fonksiyon adapte ettikleri Reynolds

Gerilmesi Modeli (RSM) sayesinde, çapı küçük parçacıklarının birikiminde simetrik şekilde yerleştirilen engelleyicilerin daha etkili olduğu görülmüştür.

Marocco ve Franco (2017) çapraz olarak yerleştirilen dikdörtgen kesitli engelleyicilerin bulunduğu yüksek blokaja sahip kanaldaki sıkıştırılamaz akışkana ait türbülanslı taşınım akışını DNS ve RANS teknikleri ile sayısal olarak ele almışlardır. Çalışmada, DNS referans çözüm olarak alınmış olup, RANS türbülans modelleri $Re = 4200$ değerinde karşılaştırılmıştır. Türbülans modelleri karşılaştırılması neticesinde, çalışmadaki en uygun sonucu v^2 -f modeli sunmuştur.

Tokgoz ve ark. (2017) amacı farklı kanal geometrilerindeki akış karakteristiklerinin ve ısı etkenliğinin araştırılması olan bir çalışma hazırlamışlardır. Çalışmanın deneysel ayağında modellerin sadece akış karakteristikleri ele alınmışken, sayısal modelleme ile de hem akış karakteristikleri hem de ısı performans belirlenmiştir. Akışkan olarak suyun kullanıldığı çalışma kapsamında, $3 \times 10^3 \leq Re \leq 6 \times 10^3$ değer aralığı referans alınmıştır. Dikdörtgen kesite sahip engelleyiciler, simetrik olarak hizalanmıştır ve sayısal analizlerde cidarlara sabit sıcaklık sınır şartı uygulanmıştır. Netice itibarıyla ısı transferinde artış sağlanırken, basınç kaybında da artış meydana gelmiştir. Isı performans açısından optimum sonuçlar en düşük Reynolds sayısında elde edilmiştir.

Yang ve ark. (2017) karşılıklı iki cidarına dikdörtgen kesitli engelleyicilerin yerleştirildiği kare kesitli kanal içerisindeki ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerini deneysel ve sayısal olarak irdelemişlerdir. Çalışmada engelleyicilerin çapraz ve simetrik olmak üzere farklı dizilimleri ile farklı boyutları $1.4 \times 10^3 \leq Re \leq 9 \times 10^3$ aralığındaki değerler için denenmiştir. Üniform ısı akışının alt cidara uygulandığı sistem şartlarında çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır.

Literatürden örnek olarak sunulan, alt ve üst plakalara yerleştirilen engelleyicilerin araştırıldığı çalışmalar ile diğer benzer çalışmalar Çizelge 2.2’de de verilmiştir. Ancak kullanılan akışkan ve Reynolds sayısı aralığı açısından olduğu gibi parametreler açısından da doğrudan karşılaştırılma yapılabilecek bir çalışma literatürde bulunamamıştır.

Çizelge 2.2. Alt ve üst plakalardaki engelleyiciler için literatürden örnek çalışmalar

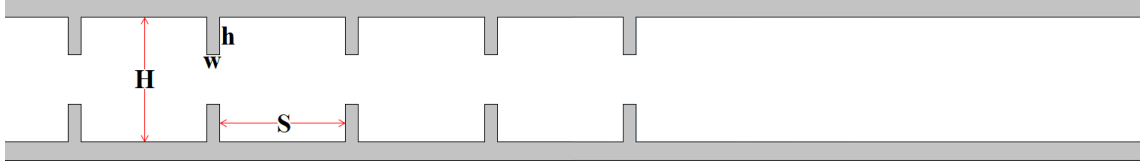
Yazar	Değişken	Yöntem
Webb ve Ramadhyani (1985)	➤ $Pr = 0.7$ ve $Pr = 7$ ➤ $340 \leq Re \leq 2000$	➤ Sayısal çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Çapraz dizilim

Mayle (1991)	➤ Hava ➤ $10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^5$	➤ Sayısal çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Çapraz dizilim ➤ Sabit sıcaklık
Hwang ve Liou (1995)	➤ Hava ➤ $5000 \leq Re \leq 50000$	➤ Deneyisel çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici (Kıatı veya delikli) ➤ Simetrik dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Lopez ve ark. (1996)	➤ $0.7 \leq Pr \leq 10$ ➤ $150 \leq Re \leq 450$	➤ Sayısal çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Simetrik dizilim ➤ Sabit ısı akılı alt ve üst cidar
Kilicaslan ve Sarac (1998)	➤ Hava ➤ $250 \leq Re \leq 7 \times 10^3$	➤ Deneyisel çalışma ➤ Yarım dairesel kesitli engelleyici ➤ Üçgen kesitli engelleyici ➤ Düz plaka ➤ Çapraz dizilim ➤ Sabit sıcaklık
Tafti (2005)	➤ Soğutucu akışkan ➤ $Re = 20000$	➤ Sayısal çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Simetrik dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Promvong ve Thianpong (2008)	➤ Hava ➤ $4 \times 10^3 \leq Re \leq 1.6 \times 10^4$	➤ Deneyisel çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Üçgen kesitli engelleyici ➤ Farklı yönelimli dik üçgen kesitli engelleyici ➤ Simetrik dizilim ➤ Çapraz dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Sripattanapipat ve Promvong (2009)	➤ Hava ➤ $100 \leq Re \leq 600$	➤ Sayısal çalışma ➤ Elmas kesiti şeklinde engelleyici ➤ Çapraz dizilim ➤ Sabit sıcaklık
Liu ve Wang (2011)	➤ Hava ➤ $10^4 \leq Re \leq 2.5 \times 10^4$	➤ Sayısal çalışma ➤ Bitişik dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Yarı bitişik dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Çapraz dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Wongcharee ve ark. (2011)	➤ Hava ➤ $3 \times 10^3 \leq Re \leq 7 \times 10^3$	➤ Sayısal çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Üçgen kesitli engelleyici ➤ Yarım dairesel kesitli engelleyici ➤ İçbükey engelleyici ➤ Dışbükey engelleyici ➤ Çapraz dizilim ➤ Sabit sıcaklık
Desruet ve ark. (2012)	➤ Argon ➤ $75 \leq Re \leq 2 \times 10^3$	➤ Sayısal çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Çapraz dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Ahmed ve ark. (2013)	➤ Bakır-su nanoakışkan ➤ $100 \leq Re \leq 700$	➤ Sayısal çalışma ➤ Trapez şeklinde engelleyici ➤ Simetrik dizilim
Pehlivan ve ark. (2013)	➤ Hava ➤ $1.5 \times 10^3 \leq Re \leq 8 \times 10^3$	➤ Deneyisel çalışma ➤ Farklı üçgen kesitli engelleyiciler ➤ Simetrik dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Xie ve ark. (2013)	➤ Kuru hava	➤ Sayısal çalışma

	➤ $1.2 \times 10^4 \leq Re \leq 6 \times 10^4$	➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Çapraz dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Skullong ve ark. (2015)	➤ Hava ➤ $5 \times 10^3 \leq Re \leq 2.4 \times 10^4$	➤ Deneysel çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Çapraz dizilim ➤ Simetrik dizilim ➤ Tek plakaya dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Vanaki ve Mohammed (2015)	➤ Nanoakışkanlar ➤ $5 \times 10^3 \leq Re \leq 2 \times 10^4$	➤ Sayısal çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Üçgen kesitli engelleyici ➤ Farklı yönelimli dik üçgen kesitli engelleyici ➤ Çapraz dizilim ➤ Simetrik dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Aslan ve ark. (2016)	➤ Hava ($Pr = 0.7$) ➤ $2 \times 10^3 \leq Re \leq 1.1 \times 10^4$	➤ Deneysel çalışma ➤ Sayısal çalışma ➤ Üçgen kesitli engelleyici ➤ Sinüs dalgası şeklinde engelleyici ➤ Simetrik dizilim ➤ Sabit ısı akısı
Marocco ve Franco (2017)	➤ $Re = 4200$	➤ Sayısal çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Çapraz dizilim
Tokgoz ve ark. (2017)	➤ Su ➤ $3 \times 10^3 \leq Re \leq 6 \times 10^3$	➤ Deneysel çalışma (Akış karakteristikleri) ➤ Sayısal çalışma (Isı transferi ve akış karakteristikleri) ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Simetrik dizilim ➤ Sabit sıcaklık
Yang ve ark. (2017)	➤ Hava ➤ $1.4 \times 10^3 \leq Re \leq 9 \times 10^3$	➤ Deneysel çalışma ➤ Sayısal çalışma ➤ Dikdörtgen kesitli engelleyici ➤ Çapraz dizilim ➤ Simetrik dizilim ➤ Sabit ısı akısı

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tez çalışmasında, yatay pozisyonundaki birbirine paralel iki plakanın iç kısımlarına simetrik olarak yerleştirilen dikdörtgen kesitli engelleyicilerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisi araştırılmıştır.



Şekil 3.1. Örnek bir modelin $9.5 \leq L' \leq 18.5$ aralığı için iki boyutlu gösterimi

Ele alınan modellerin oluşturulmasında kullanılan şematik Şekil 3.1’de verilmiştir. Şekle göre plakalar arasındaki yükseklik değeri $H = 0.05$ m, akış boyunca da uzunluğu $L = 1$ m olan modeller kullanılmıştır. Her bir engelleyicinin akış boyunca genişliği, tüm modeller için sabit $w = 0.005$ m değerindedir. Yükseklik değerleri için $h = 0.005$ m, 0.01 m ve 0.015 m olmak üzere üç farklı değer kullanılmıştır. Engelleyiciler, tam gelişmiş akışın sağlanması için hidrodinamik gelişme bölgesinden itibaren dizilmiştir ve bu mesafe $10H$ olarak verilmiştir (Çengel ve Cimbala, 2008). Ayrıca engelleyiciler belirli aralıklarla yerleştirilmiştir ve engelleyiciler arası mesafe için $S = 0.025$ m, 0.0375 m ve 0.05 m olmak üzere üç farklı değer kullanılmıştır. Her plakaya beşer tane engelleyici yerleştirmek suretiyle, toplamda on adet engelleyici konumlandırılmıştır ve bu sayı çalışmada sabit tutulmuştur. Literatür ile karşılaştırma yapılabilmesi açısından, tüm uzunluk değerlerinin boyutsuz getirilmesi önemlidir. Dolayısı ile bahsi geçen uzunluk değerleri plakalar arasındaki yükseklik ifadesini veren H ile boyutsuz duruma indirgenmiştir. Böylelikle $L' = L/H$, $w' = w/H$, $h' = h/H$ ve $S' = S/H$ ifadeleri elde edilmiştir. Sonuç olarak, $L' = 20$ değeri plakalar için boyutsuz uzunluğa karşılık gelmiştir ve engelleyicilerin dizilmeye başlandığı mesafe de $L' = 10$ olmuştur. Ek olarak, $w' = 0.1$ boyutsuz genişliğine sahip engelleyiciler için boyutsuz yükseklik değerleri $h' = 0.1$, 0.2 ve 0.3 olarak ifade edilmiştir ve engelleyiciler boyutsuz halde $S' = 0.5$, 0.75 ve 1 mesafeleriyle yerleştirilmiştir. Hidrolik çap değeri $D_H = 2H$ olarak verilmiştir (Dean, 1978). Literatürde genel olarak bu değer seçildiği görülmüştür. Çalışmadaki diğer parametre de serbest akış hızı olup, $U_\infty = 0.1$ m/s, 0.15 m/s ve 0.2 m/s değerleri alınmıştır ve akışkan olarak su seçilmiştir. Çalışmada, $\rho =$

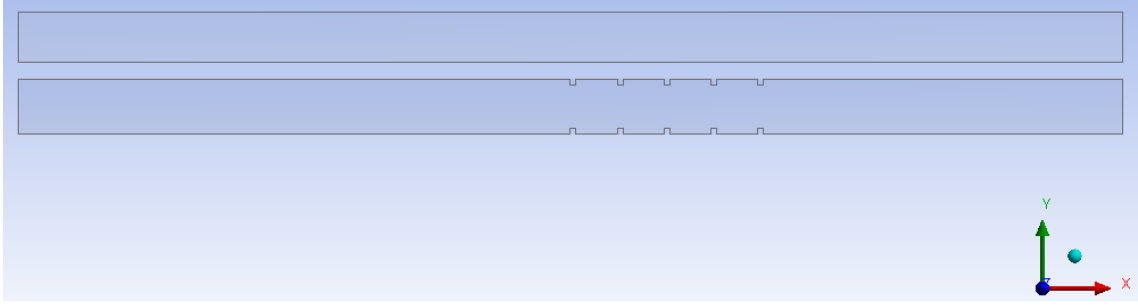
997.3 kg/m³, $\mu = 0.924 \times 10^{-3}$ Pas, $C_p = 4180.6$ J/kgK ve $k = 0.604$ W/mK olarak sabit termofiziksel özellikler kullanılmıştır (Çengel ve Cimbala, 2008). Uzunluk değerlerinin boyutsuzlaştırılmasında olduğu gibi, akış hızının yerine Reynolds sayısı kullanılmıştır. Reynolds sayısı, $Re = U_{\infty} D_H / \nu$, olarak ifade edilmektedir ve burada, ν , akışkana ait kinematik viskozite değeridir. Bu sayede, çalışmada $Re = 10000$, 15000 ve 20000 değerleri türbülanslı akışta kalmaktadır.

3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Akışkan akışı modellemelerinde kullanılan bir yöntem olan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, geniş bir kullanım alanına sahiptir. Başta akışkanlar mekaniği olmak üzere, ısı transferi ve termodinamik konularını içeren durumların sayısal modellenmesinde kullanılmaktadır. Yapısında bulunan çeşitli denklem sistemleri ile gerçeğe en yakın simülasyonun yapılmasına çalışılmaktadır.

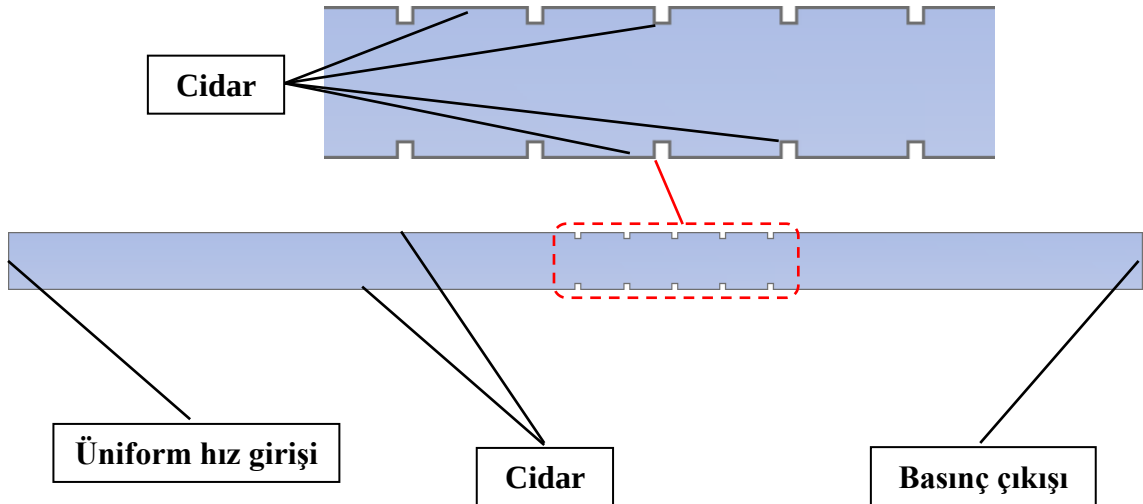
Bu çalışmada Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programı olan ANSYS-Fluent 18.0, ele alınan konunun iki boyutlu modelinin sayısal incelenmesinde kullanılmıştır. Sayısal çalışma iki adımda gerçekleştirilmiştir. İlk olarak ısı transferini de içeren akışkan akışının modellenmesinde süreklilik, momentum ve ilave türbülans modeli denklemlerinin yanı sıra ısı transferi çözümlerinin yapılabilmesi açısından enerji denklemi de aktif hale getirilmiştir. Böylelikle ısı transferi ve akış karakteristikleri birlikte elde edilmiştir. İkinci kısımda ise sadece akış karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla süreklilik, momentum ve ilave türbülans modeli denklemleri ile çözülmüştür. Sayısal çalışmanın, bahsedildiği haliyle iki farklı adımda gerçekleştirilmesinin sebebi, tez çalışmasının diğer ayağı olan deneysel çalışmada Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PIV) metodunun kullanılmasıdır. Mevcut Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü sistemi ile yalnızca akış karakteristikleri ölçülebilmektedir. Dolayısı ile HAD ve PIV sonuçlarının karşılaştırılması için bu yöntem izlenmiştir.

Sayısal analizlerin gerçekleştirilmesi için on farklı modele ait akış hacimleri iki boyutlu olarak çizilmiştir. Örnek olarak Şekil 3.2’de, üstteki düz plakayı ve alttaki de engelleyici yerleştirilmiş plakayı temsil eden akış hacimleri verilmiştir. Sayısal çalışmada model iki boyutlu olarak analiz edilmiştir. Çözümlerin iki boyutlu olarak yapılmasının nedeni, deneylerde tek kamera sistemine sahip iki boyutlu olan 2D-PIV yönteminin ve $W/H = 6$ oranına sahip paralel plakaların kullanılmasıdır.



Şekil 3.2. Analiz programında modellenmiş düz ve engelleyici yerleştirilmiş plakalar için akış hacimleri

Akış hacimleri oluşturulduktan sonraki adım, çözüm için ağ yapısının hazırlanmasıdır. Aynı zamanda bu kısım içerisinde, ele alınan akış hacmi için sınır koşullarının belirlenmesi de yapılmaktadır. Sınır koşullarının temsil ettiği bölgeler Şekil 3.3'te sunulmuştur. Giriş kısmında üniform hız girişi (velocity inlet) ve çıkış kısmında ise basınç çıkışı (pressure outlet) tanımlanmıştır. Akışkanın paralel plakalarla temas ettiği bölgelerde ise cidar (wall) sınır koşulu kullanılmıştır. Engelleyicinin kullanılmadığı düz plaka durumunda, alt ve üst plakalar için cidar sınır koşulu oluşturulmuştur. Engelleyicilerin de ele alındığı çözümlerde ise akışkan temas ettiği engelleyiciler de dâhil olmak üzere tüm cidar yüzeyleri için aynı şekilde cidar sınır koşulu uygulanmıştır.



Şekil 3.3. Sınır koşullarının temsil ettiği bölgelerin gösterimi

Ağ yapısı oluşturulması birçok parametreye bağlı olarak gerçekleştirilebilen bir durumdur. Çözüm yapılırken, çözümün ağ yapısından bağımsız hale getirilmesi

gerekmektedir. Bu amaçla, literatürde Matsubara ve ark. (2016) tarafından düz paralel plaka için önerilen ve Denklem 3.1’de verilen korelasyon,

$$Nu = 0.021 Pr^{0.5} Re^{0.8} \quad (3.1)$$

kıyaslama maksadıyla kullanılmıştır. Türbülanslı akışta $Re = 10000$ için de geçerli olan bu korelasyonla, $Nu = 84.19$ değeri saptanmıştır. Burada $Pr = C_p \mu / k = 6.398$ ’dir. Öncelikle farklı türbülans modelleri ile elde edilen düz plakaya ait sonuçlar önerilen korelasyon ile $Re = 10000$ ’de karşılaştırılmıştır. Burada farklı türbülans modelleri, farklı ağ yapıları için kıyaslandığından, Çizelge 3.1’de tüm analizlerde de kullanılan ağ yapısı sayısı için geçerli olan durum örnek olarak sunulmuştur. Buna göre, $k-\omega$ Shear Stress Transport (SST) türbülans modeli literatürdeki korelasyona en yakın sonucu vermiştir. En yakın ikinci sonuç da standard $k-\omega$ türbülans modeli ile elde edilmiştir. Netice itibari ile $k-\omega$ türbülans modelleri kendi içerisinde yakın sonuçları sunmuştur. Tüm analizlerde kullanılmak üzere $k-\omega$ SST türbülans modeli tercih edilmiştir.

Çizelge 3.1. $Re = 10000$ ’de Nusselt sayısı değerlerinin farklı türbülans modelleri için değişimi

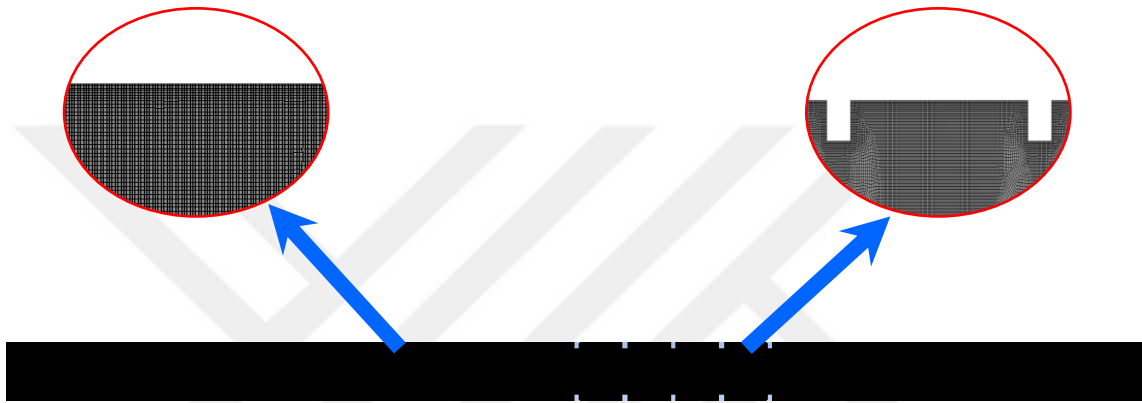
Türbülans modeli	Nu
k-ε Realizable	97.63
k-ε Re-Normalisation Group (RNG)	115.37
k-ω Shear Stress Transport (SST)	86.43
k-ω Standard	87.55

Sayısal analizlerde, $k-\omega$ SST türbülans modeliyle bulunan düz plakaya ait Nusselt sayısı değerlerinin farklı çözüm ağı sayısına göre değişimi Çizelge 3.2’de sunulmuştur. Ele alınan tüm durumlar için Nusselt sayısının oldukça yakın değerlerde seyrettiği görülmektedir. Ancak korelasyondan elde edilen sonuca en yakın değer 6.6×10^5 çözüm ağı elemanının kullanıldığı durumda saptanmıştır.

Çizelge 3.2. $Re = 10000$ ’de Nusselt sayısının $k-\omega$ SST türbülans modelinde farklı ağ sayılarındaki değişimi

Çözüm ağı sayısı	Nu
3×10^5	87.01
4.3×10^5	86.46
6.6×10^5	86.43
8.6×10^5	86.52
1.16×10^6	86.53

Tüm ağ sayıları için ağ elemanlarının çarpıklık değerleri (maksimum değer ≤ 0.95) ve ortogonal kalite değerleri (minimum değer ≥ 0.1) önerilen aralıklar içerisinde elde edilmiştir (Anonim, 2017). Cidar ve blok yüzeylerinin olduğu bölgelerde sınır tabakanın daha iyi bir şekilde çözülmesi amacıyla daha ince ağ yapısı elemanı kullanılmıştır. Kenarlar için ağ yapısı boyutlandırma uygulanmıştır ve 10 tabaka için toplam kalınlık inflasyonu kullanılmıştır. Örnek olarak, ağ yapısı oluşturulmuş akış hacmi Şekil 3.4'te detay gösterimleri ile birlikte verilmiştir.



Şekil 3.4. Ağ yapısı oluşturulmuş model örneği

Uygun çözüm ağı eleman sayısının ve türbülans modelinin belirlenmesinden sonra analiz programının çözücü kısmında çözüm yapılmaktadır. Ancak çözüm işleminin arka planında denklemler önemli bir yer tutmaktadır. Türbülanslı akışların modellenmesi aşamasında süreklilik ve momentum denklemlerinden yararlanılmaktadır. Türbülanslı akış durumunda söz konusu denklemlerin zaman ortalaması ile Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri elde edilmektedir. Sıkıştırılamaz akış durumu için süreklilik ve momentum denklemleri sırasıyla Denklem 3.2 ve 3.3'te verilmiştir (Anonim, 2017):

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.3)$$

şeklinde verilmektedir. Burada u_i ve u_j , sırasıyla x_i ve x_j kartezyen koordinatları boyunca hız bileşenlerini, p akışkanın basıncını, ρ akışkanın yoğunluğunu, ν akışkanın kinematik viskozitesini ve τ_{ij} türbülans gerilmesini göstermektedir.

Isı transferinin çözümü için ise enerji denkleminin kullanılması gerekmektedir ve Denklem 3.4'te sunulmuştur (Anonim, 2017):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (3.4)$$

Enerji denkleminde, k , ısı iletkenlik katsayısı olup, E , toplam enerjiyi göstermektedir. Ayrıca $(\tau_{ij})_{eff}$, gerilme tensörünü ifade etmektedir.

Bu denklemlerdeki ilave terimler, türbülans gerilmeleri olarak ifade edilmektedir ve bu terimlerin de çözüme dâhil edilmesi gerekmektedir. Türbülans modelleri bu kısımda devreye girmiştir. Bu çalışmada iki boyutlu analizlerde, dört farklı türbülans modeli denenmiştir. Söz konusu türbülans modellerinin içerisindeki denklemler sırasıyla verilmiştir.

Bu modellerden, k - ε Realizable türbülans modelinin denklemleri, Denklem 3.5 ve 3.6 ile belirtilmiştir (Anonim, 2017):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3.6)$$

$$C_1 = \text{maksimum} \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

Bu denklemlerde, k , türbülans kinetik enerjisi olarak ifade edilmektedir ve ε ise türbülans kinetik enerjisinin yitim oranıdır. G_k , ortalama hız gradyanı kaynaklı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimidir. G_b ise kaldırma dolaylı türbülans kinetik enerjisi üretimidir. Y_M , sıkıştırılabilir türbülanstaki kararsız genişlemenin enerji yitim oranına katkısını belirtmektedir. C_2 ve $C_{1\varepsilon}$ sabit değerlerdir. Türbülans Prandtl sayıları da k ve ε için sırasıyla σ_k ve σ_ε olarak verilmektedir. S_k ve S_ε kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

Bu modellerden, k - ε RNG türbülans modelinin denklemleri, Denklem 3.7 ve 3.8'de sunulmuştur (Anonim, 2017):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3.8)$$

Bu denklemlerde, k , türbülans kinetik enerjisi olarak ifade edilmektedir ve ε ise türbülans kinetik enerjisinin yitim oranıdır. G_k , ortalama hız gradyanı kaynaklı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimidir. G_b ise kaldırmadan dolayı olan türbülans kinetik enerjisi üretimidir. Y_M , sıkıştırılabilir türbülanstaki kararsız genişlemenin enerji yitim oranına katkısını belirtmektedir. C_2 ve $C_{1\varepsilon}$ sabit değerlerdir. Nicelik olarak σ_k ve σ_ε , k ve ε için sırasıyla ters efektif Prandtl sayıları olarak verilmektedir. S_k ve S_ε kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

Bu modellerden, standard k - ω türbülans modelinin denklemleri, Denklem 3.9 ve 3.10 ile verilmiştir (Anonim, 2017):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (3.10)$$

Bu denklemlerde, k , türbülans kinetik enerjisi olarak ifade edilmektedir ve ω ise özgül yitim oranıdır. G_k , ortalama hız gradyanı kaynaklı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimidir. G_ω ise özgül yitim oranının üretimidir. Γ_k ve Γ_ω ise k ve ω için sırasıyla efektif difüzyon katsayısını temsil etmektedir. Y_k ve Y_ω , sırasıyla k ve ω değerlerinin türbülanstaki dolaylı yitimini vermektedir. D_ω çapraz difüzyon terimidir. S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

Bu modellerden, k - ω SST türbülans modelinin denklemleri, Denklem 3.11 ve 3.12'de sunulmuştur (Anonim, 2017):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.12)$$

Bu denklemlerde, k , türbülans kinetik enerjisi olarak ifade edilmektedir ve ω ise özgül yitim oranıdır. G_k , ortalama hız gradyanı kaynaklı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimidir. G_ω ise özgül yitim oranının üretimidir. Γ_k ve Γ_ω ise k ve ω için sırasıyla efektif difüziviteyi temsil etmektedir. Y_k ve Y_ω , sırasıyla k ve ω değerlerinin türbülansan dolay yitimini vermektedir. D_ω çapraz difüzyon terimidir. S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

Zamana bağlı olarak yapılan analizlerde, düz plaka durumu için Denklem 3.1’de verilen Nusselt sayısı korelasyonundan elde edilen değere en yakın sonucu verdiği için k - ω SST türbülans modeli kullanılmıştır. İki boyutlu olarak gerçekleştirilen analizlerde, 6.6×10^5 çözüm ağı elemanı, ağıdan bağımsız çözüm çalışması sonrasında tercih edilmiştir. Zamana bağlı olarak yapılan ve varsayılan ön ayarların kullanıldığı analizlerde, basınç tabanlı çözücü ile mutlak hız formülasyonu kullanılmıştır ve yerçekimi etkisi göz önünde bulundurulmuştur. Akış hacmi içerisinde akışkan olarak su kullanılmıştır ve akışkanın termofiziksel özellikleri için referans olarak minimum sıcaklık ile deneylerin gerçekleştirildiği ortamın sıcaklığını ortalaması alınmıştır. Bunun nedeni deneylerin yapıldığı laboratuvar şartlarının minimum sıcaklık değerine oldukça yakın olmasıdır. Türbülans yoğunluğu deney düzeneğine bağlı olarak, % 3 olarak alınmıştır. Basınç-hız bağlantısında, SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) olarak kısaltılmış olan Basınç-Bağılantılı Denklemler İçin Yarı-Kapalı Metot algoritması kullanılmıştır. Ayırıklaştırmada, Green-Gauss hücre temelli gradyan kullanılmıştır. Ayırıklaştırma işleminde tüm bileşenler için ikinci mertebe uygulanmıştır. Standart başlatma ile giriş değerleri referans alınmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan lazer düzeneği 15 Hz özelliğinde olduğundan (yaklaşık olarak 0.068 s), sayısal analizlerdeki zaman adımı belirlenirken, deneysel çalışmadaki bu değer de on ile bölünerek 0.0068 s değeri kullanılmıştır. Ayrıca her bir zaman adımı için maksimum 20 iterasyon yapılmıştır. Ancak toplam iterasyon sayısı, yakınsama kriterine ulaşılma süresine göre değişme göstermektedir. Çözüm aşamasında süreklilik, enerji (ısı transferi analizleri durumunda), türbülans modeline ait denklemler ile x ve y yönündeki momentum denklemleri için yakınsama kriteri olarak 10^{-8} değeri alınmıştır. Süreklilik ve enerji denklemlerinin sağlandığı görülmüştür. Sonuç olarak, boyutsuz duvar mesafesi olarak verilen $y^+ = u_* y / \nu \cong 1$ olarak elde edilmiştir.

3.2. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü

Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PIV) yöntemi akışkanlar mekaniği kapsamındaki çeşitli aerodinamik ve hidrodinamik araştırmalarında kullanılan optik bir akış hızı ölçüm tekniğidir. Temel olarak, içerisine mikroskobik parçacıklar atılmış bir akış alanının ince bir lazer düzlemi tarafından kısa zaman aralıkları ile art arda iki defa aydınlatılması ve her aydınlatma anında oluşan anlık görüntülerin kameralar aracılığıyla bir görüntü çifti olarak kaydedilmesi prensibine dayanan bir tekniktir. Akımın içine atılan parçacıkların akışı etkilememesi ve hız alanını takip etmesi beklenir. Elde edilen sonuçlar küçük alanlara bölünerek her alan içerisindeki parçacıkların zaman içerisinde hareketleri çapraz korelasyon teknikleri ile belirlenir. Böylece iki boyutlu ölçüm düzlemi üzerinde iki hız bileşeninin anlık dağılımları elde edilir. Sonuçta elde edilen veriler, iki boyutlu ölçüm alanları üzerindeki anlık hız vektörü dağılımları olmaktadır (Çıray, 2013).

Türbülanslı akış araştırmalarında PIV yöntemi yeni bir dönem başlatmıştır. İki boyutlu bir alan üzerinde anlık hız dağılımlarının ölçülebilmesi, daha önce noktasal ölçüm teknikleri kullanılarak direkt olarak gözlenemeyen ve ölçülemeyen bütünsel akım yapılarının karakteristikleri hakkında çok detaylı bilgi edinilmesini olanaklı kılmıştır. Birden fazla birbirine yakın lazer düzlemi kullanılarak anlık hız gradyanının tüm bileşenleri de ölçülebilir. Benzer şekilde yine anlık çevrinti vektörü dağılımları da elde edilebilmektedir ve bütünsel yapılar detaylıca incelenebilmektedir. Türbülanslı akışların modellenmesinde esas olan yapı fonksiyonlarının deneysel olarak belirlenmesinde, uzaysal çapraz/oto korelasyonlar ise türbülansın çeşitli uzaysal ölçeklerinin belirlenmesinde kullanılır. Bu ölçeklerin ve çeşitli ölçek seviyeleri arasındaki fiziksel ilişkilerin deneysel olarak belirlenmesi önemlidir (Çıray, 2013).

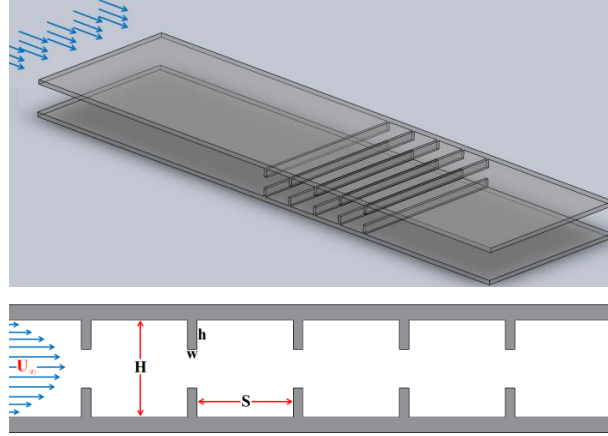
Deneyler, Selçuk Üniversitesi İleri Teknoloji Araştırma ve Uygulama Merkezi Hidrolik-PIV Laboratuvarı'nda gerçekleştirilmiştir. Boyutları 6 x 0.77 x 0.6 m (uzunluk x genişlik x yükseklik) olan dikdörtgen kesitli açık su kanalı Şekil 3.5'te verilmiştir. Lazer ışığının kırılmadan geçebilmesi ve akış görüntülemesinin yapılabilmesi için su kanalında, 15 mm kalınlığında lazer ışığını tamamen geçiren ışık kırılma katsayısı düşük camlar kullanılmıştır. Kanal, $h_{su} = 0.47$ m yüksekliğine kadar su ile doldurulmuştur. Kanal içerisindeki su, santrifüj pompa aracılığıyla deney setine pompalanmaktadır ve santrifüj pompanın hız değeri bir frekans dönüştürücü yardımı ile kontrol edilmektedir. Kanaldaki suyun sirkülasyonu, iki geniş su tankı arasında gerçekleşmektedir ve su test

alanına ulaşmadan önce bal peteği formundaki akış düzenleyicisinden geçmektedir. Yaklaşık 1 mm kalınlık değerine sahip lazer perdesi oluşturulması için maksimum 15 Hz değerine sahip Nd:YAG lazer cihazından yararlanılmaktadır. Deneylerde lazer ışığında parlayan 10 μm çaplı ve yoğunluğu suyun yoğunluk değerine yakın olan gümüş kaplı içi boş küresel partiküller kullanılmıştır. Görüntüler çözünürlüğü 1632 piksel x 1200 piksel olan yüksek hızlı CMOS kamera ile alınmıştır. Lazer huzmesiyle aydınlatılan bu bölgede hareket eden parçacıkların arka arkaya iki adet dijital fotoğrafı milisaniye mertebesindeki zaman aralığında (Δt), dijital kamera ile yüksek hızda çekilmiştir ve bilgisayar ortamındaki Dantec DynamicStudio yazılımına aktarılmıştır. Bilgisayara aktarılan bu imajlar 32 x 32 piksel ebatlarındaki ağ olarak adlandırılan küçük bölgelere ayrılmıştır ve her bir bölge içerisinde yaklaşık olarak 20-30 gümüş kaplı parçacık bulunmasına özen gösterilmiştir. Her iki resim arasındaki Δt zaman aralığı ve parçacıkların bu zaman diliminde kat ettikleri mesafe bilindiğinden göz önüne alınan ağ bölgelerindeki hız vektörleri hesaplanabilmektedir. Hesaplama sonucunda elde edilen ham vektör haritaları her bir zaman adımı için sağlanmıştır. Bununla beraber görüntü çekimlerinde oluşan yansılardan dolayı akış alanında hatalı hız vektörleri de oluşabilmektedir. Söz konusu hatalı hız vektörlerinin temizlenmesi için yazılımda hazır bulunan çeşitli matematiksel filtreler uygulanmıştır. PIV sisteminde hız alanlarının hesaplanmasında Dantec Dynamics tarafından geliştirilen, deneysel sonuçları veren denklemler mevcuttur (Yağmur, 2016).



Şekil 3.5. PIV deney düzeneği (Yağmur, 2016)

Deneyler esnasında modelin içerisinde lazerin rahatça geçebilmesi açısından şeffaf bir malzeme olan pleksiglas tercih edilmiştir ve model Şekil 3.6'da verilen örnek çizime göre imal ettirilmiştir.



Şekil 3.6. PIV deneylerinde kullanılan modelin çizimi

İki yatay paralel plaka arasında mesafe $H = 0.05$ m'dir. Bu mesafenin sağlanması için iki paralel plaka, simetrik şekilde ilk dördü modelin girişi ile engelleyiciler arasında olmak üzere toplam altı adet cıvata-somun bağlantısı ile birleştirilmiştir. Her bir cıvata-somun bağlantısının merkeziyle en yakın kenar arasında 0.03 m pay bırakılmıştır. Bu yeterli mesafe belirlenirken, bağlantı aparatlarının akışı bozmaması göz önüne alınmıştır. Deneylerde kullanılan modelin akış yönündeki uzunluğu $L = 20H = 1$ m ile genişliği $W = 6H = 0.3$ m'dir ve boyutsuzlaştırma sonrasında sırasıyla $L' = L/H = 20$ ve $W' = 6$ değerleri kullanılmıştır. Her bir plakanın kalınlığı ise lazerin geçişini kolaylaştırmak üzere en düşük değer olan 0.008 m olarak belirlenmiştir. Öncelikle Şekil 3.7'de verilen düz plaka durumu için deneyler tamamlanmıştır.



Şekil 3.7. PIV deneylerinde kullanılan düz plaka modeli

Sonrasında, engelleyiciler plaka üzerine silikonla yapıştırılmıştır ve Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Tam gelişmiş akışın sağlanması için paralel plakaların girişinden itibaren $0.5 \text{ m} = 10H$ mesafe bırakıldıktan sonra dikdörtgen kesitli engelleyiciler belirli aralıklarla $0.025 \text{ m} \leq S \leq 0.05 \text{ m}$, boyutsuzlaştırılmış aralık olarak $0.5 \leq S' = S/H \leq 1$ için simetrik olarak yerleştirilmiştir. Her bir engelleyicinin yüksekliği $0.005 \text{ m} \leq h \leq 0.015 \text{ m}$ aralığında veya boyutsuzlaştırılmış $0.1 \leq h' = h/H \leq 0.3$ aralığında değişmektedir. Engelleyicinin genişlik değeri tüm durumlarda sabit ve $w = 0.005 \text{ m}$ olup, boyutsuzlaştırılma ile birlikte $w' = w/H = 0.1$ olarak ifade edilmiştir. Engelleyicinin akış yönüne dik genişliği ise her bir plakanın genişlik değeri olan $W = 6H = 0.3 \text{ m}$ ile aynı olup, boyutsuzlaştırılarak $W' = W/H = 6$ ile gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Engelleyicilerin plakalar üzerine yapıştırılması

Örnek olarak engelleyici yerleştirilmiş plakalar Şekil 3.9’da gösterilmiştir. Serbest su yüzeyinin ve kanal tabanındaki sınır tabakanın deneylerdeki etkisinin minimum seviyede olması için model üniform akış şartlarında konumlandırılmıştır. Modelin su kanalı içerisinde istenen konumda tutabilmesi ve üniform akış şartlarına maruz bırakılabilmesi için Şekil 3.10’da gösterilen bir düzenek tasarlanmıştır. Bağlantı elemanları ölçüm kısmındaki akış karakteristiğini etkilemeyecek şekilde konumlandırılmıştır ve deneyler Şekil 3.11’deki gibi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.9. Engelleyici yerleştirilmiş model örnekleri



Şekil 3.10. Kanal içerisine yerleştirilmiş modeller

Her bir deney için 15 Hz için 1024 adet anlık hız alanı ölçülmüştür. Her iki resim arasındaki $\Delta t = 0.00175$ s zaman aralığında ve 1024 görüntü ile parçacıkların aldıkları mesafe bilindiğinden göz önüne alınan ağ bölgelerindeki x ve y yönünde (101 x 74) adet hız vektörü hesaplanmıştır.



Şekil 3.11. Deneyler esnasındaki sistem

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerinin sonuçları iki alt başlık altında, enerji denkleminin aktif veya pasif durumda olmasına göre verilmiştir. Enerji denkleminin aktif olduğu durumda, elde edilen sonuçlar ısı transferi ve akış karakteristiklerini birlikte içermekteyken; söz konusu denklemin pasif olarak ele alındığı halde ise saptanan bulgular yalnızca akış karakteristiklerini vermektedir. Ayrıca çalışmanın diğer kısmında ise Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PIV) yönteminin kullanıldığı deneylere ait sonuçlar sunulmuştur. Çalışma kapsamında $Re = 10000$, $Re = 15000$ ve 20000 değerleri için sonuçlar, düz plaka (DP) modeli ve dokuz farklı engelleyici yerleştirilmiş plaka (EYP) modeli için bulunmuştur. Engelleyicilerin simetrik olarak yerleştirildiği modeller, engelleyiciler arası mesafenin ($0.5 \leq S' \leq 1$) ve engelleyici yüksekliğinin ($0.1 \leq h' \leq 0.3$) varyasyonlarına bağlı olarak elde edilmiştir. Sonuçlar aynı sütunda aşağıda belirtildiği sırayla verilmiştir:

- Düz plaka
- $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$
- $S' = 0.5$ ve $h' = 0.2$
- $S' = 0.5$ ve $h' = 0.3$
- $S' = 0.75$ ve $h' = 0.1$
- $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$
- $S' = 0.75$ ve $h' = 0.3$
- $S' = 1$ ve $h' = 0.1$
- $S' = 1$ ve $h' = 0.2$
- $S' = 1$ ve $h' = 0.3$

İncelenen durumlar için $9.5 \leq L' \leq 18.5$ aralığını kapsayan kontur grafiklerindeki skala değerleri 50 eşit bölüntü ile gösterilmiştir. Genel değişimin gözlemlenmesi adına yalnızca en yüksek ve en düşük değerlere skalalarda yer verilmiştir. Minimum değerler skalanın en alt kısmında mavi renkle sembolize edilirken, maksimum değerler ise skalanın en üstünde kırmızı renkle ifade edilmiştir. Skalanın orta kısmında ise ele alınan karakteristiğin SI birimi sunulmuştur.

4.1. Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı HAD Sonuçları

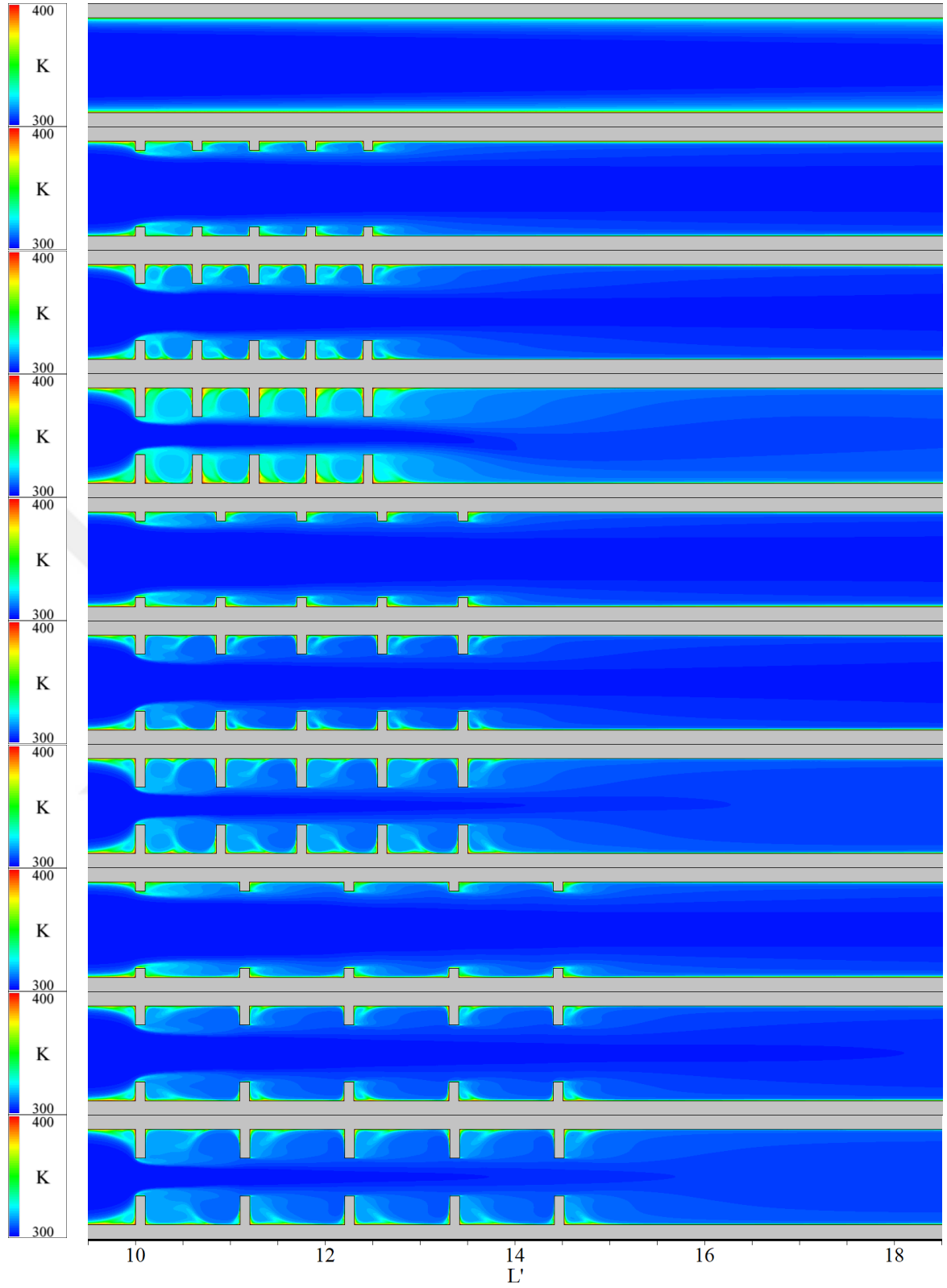
Enerji denkleminin süreklilik, momentum ve ilave türbülans modeli denklemleri ile çözüldüğü analizlerden elde edilen zaman ortalamalı sonuçlar, $L' = 20$ boyutsuz uzunluğuna sahip iki boyutlu kanalın $9.5 \leq L' \leq 18.5$ aralığı için verilmiştir. Bu şekiller, sıcaklık $\langle T \rangle$ ve basınç $\langle P \rangle$ dağılımlarını, akış yönündeki $\langle u \rangle$ ve akışa dik yöndeki $\langle v \rangle$ hız bileşenleri ile bu bileşenlerin çalkantılarını $\langle u_{rms} \rangle$ $\langle v_{rms} \rangle$, vortisite $\langle \omega \rangle$, türbülans kinetik enerjisi $\langle TKE \rangle$ ve akım çizgisi $\langle \Psi \rangle$ grafiklerini içermektedir. Ayrıca Nusselt sayısının (Nu) ve yüzey sürtünme katsayısının (C_f) ortalama değerleri için blok grafikleri sunulmuştur. İlave olarak, Nusselt sayısının (Nu), yüzey sürtünme katsayısının (C_f) ve basınç katsayısının (C_p) tüm kanal boyunca değişimini gösteren grafikler de verilmiştir. Düz plakanın Nusselt sayısı değerleri, literatürden alınan korelasyonla kıyaslanmıştır ve sonuçların doğruluğu gösterilmiştir.

4.1.1. Sıcaklık dağılımı grafikleri

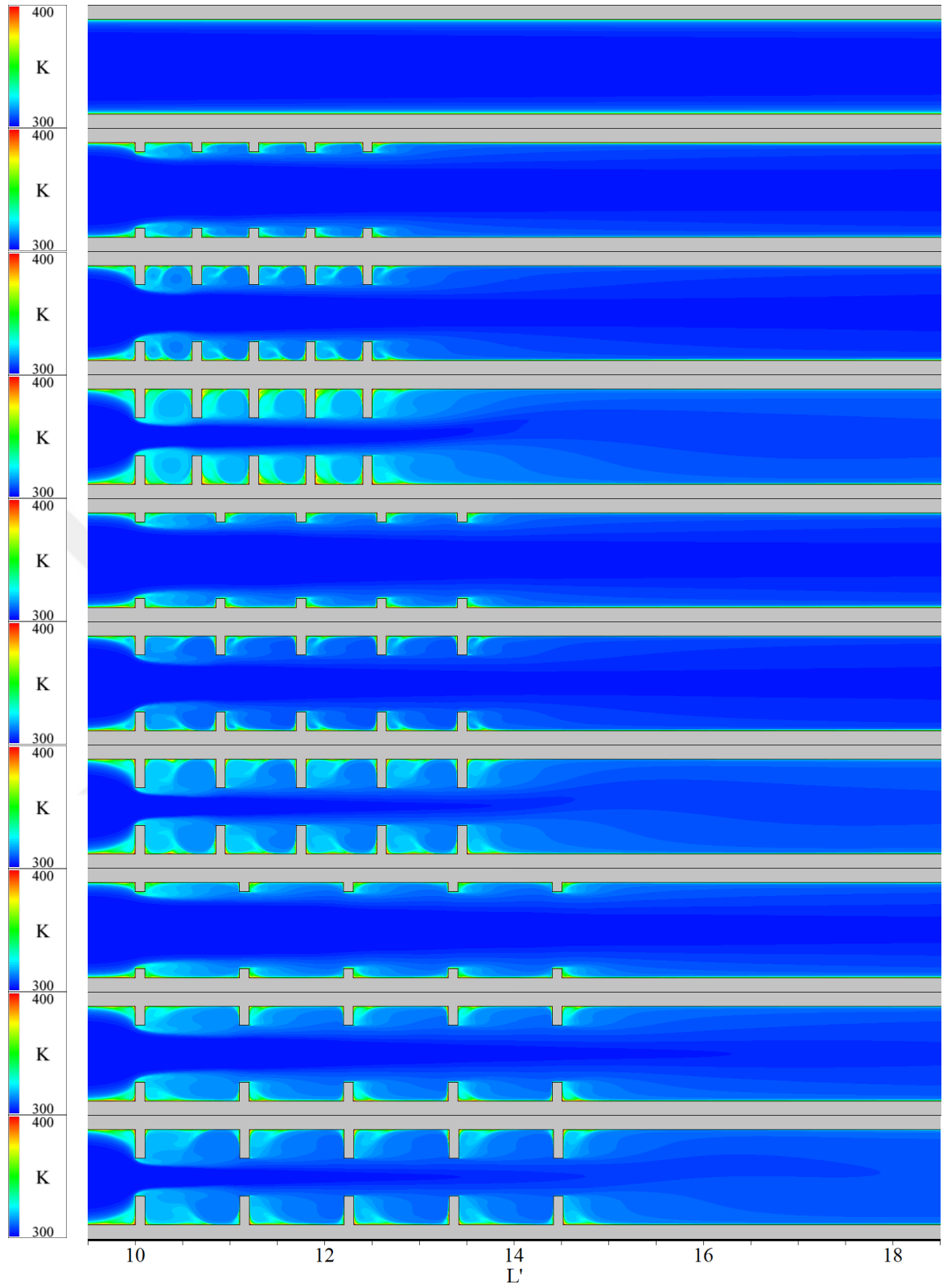
Zaman ortalamalı sıcaklık dağılımına ait sonuçlar HAD analizleri ile saptanmıştır. Tüm modeller kullanılarak elde edilmiş sıcaklık dağılımı grafikleri Şekil 4.1'de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.2'de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.3'te ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur. Suyun paralel plaka sistemine 300 K ile girdiği ve cidarların 400 K sabit sıcaklık şartında tutulduğu kabul edilmiştir. Problem, tek fazlı akış için çözülmüştür. Dolayısıyla elde edilen grafiklerde en yüksek ve en düşük değerler sırasıyla 400 K ve 300 K olmuştur. Plaka modelinin etkisine göre ısı transferi ve akış karakteristiklerinde değişimler görülmektedir.

Düz plakada etki çok az olmak üzere sadece cidara yakın bölgelerde sıcaklık değişimleri gözlemlenmektedir. Bu durumda ısı transferini artıran tek etken, beklenildiği üzere Reynolds sayısının artması olmaktadır. Bilhassa ısı taşınım katsayısı, akış hızının artması ile artmaktadır. Isı transferinin artırılması için engelleyiciler kullanılmaktadır. Bu haliyle düz plaka ile karşılaştırıldığında, engelleyici yerleştirilmiş tüm modellerde ısı transferinde artış sağlandığı sıcaklık değişimlerinden anlaşılmaktadır. Bunun nedeni sistem içerisindeki akışın, engelleyiciler vasıtasıyla bozularak daha karmaşık bir akış yapısının elde edilmesidir. Özellikle hem üst hem de alt plakalardaki ilk engelleyiciler akış ayrılmasını tetiklemektedir. Art izi bölgelerinde

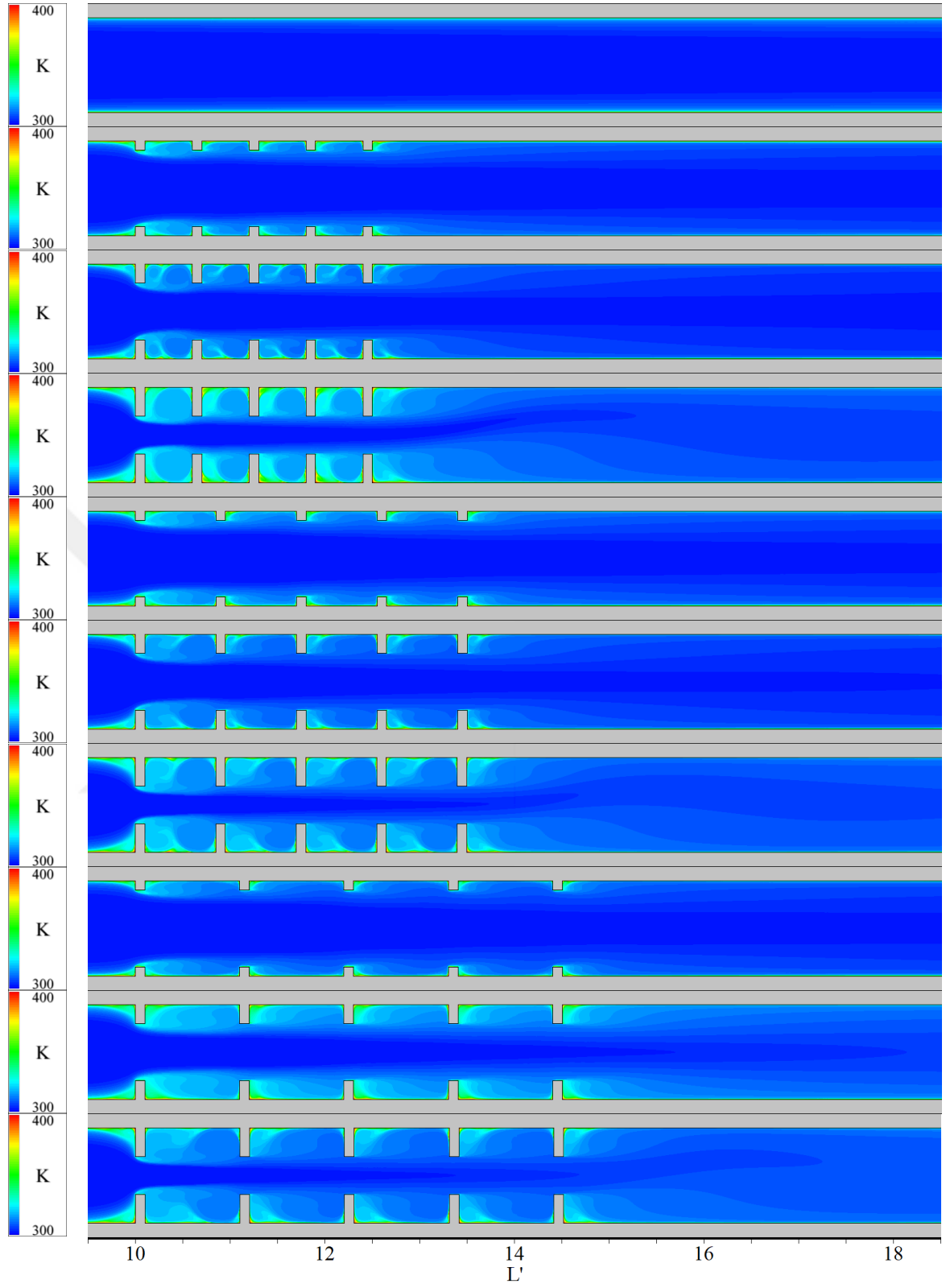
dönümlü akışların oluşumuna neden olmaktadır. Bu durum da bilhassa engelleyicilerin arasında kalan bölgede hidrodinamik ve ısı sınır tabaka kalınlıklarının bozulmasına yol açmaktadır. Böylelikle de sıcaklık değerlerinde ani değişimler meydana gelmektedir. Söz konusu ani değişimlerden de görüleceği üzere, düz plakaya oranla ısı transferinde artış yakalanmaktadır. Ancak en düşük engelleyici yüksekliği olan $h' = 0.1$ için sıcaklık değişimi daha azdır. Bir başka deyişle, engelleyici yüksekliğinin artışı ile bölgesel olarak kanal yüksekliği daraldığından, akış ayrılmaları daha etkili hale gelmektedir. Bu durumda yerel sıcaklık değişimi daha fazla olmaktadır. Akış kesit alanının daralması ile birlikte kanalın merkez hattı boyunca akışkanın sıcaklık değeri de artmaktadır. İlave olarak, engelleyici yüksekliği değerinin artırılması ile ilk engelleyicinin üst akım bölgesinde ısı transferinde artış sağlanmaktadır. Özellikle bu artışın meydana gelmesinde literatürde ileri basamak akışı olarak tabir edilen durum meydana gelmektedir (Yemenici, 2010). Akış plakadan ayrıldıktan sonra engelleyicinin üst akım yönüne bakan köşesine ulaşmaktadır ve burada tekrardan ayrılma göstermektedir. Akış ayrılmasının gözlemlendiği iki nokta arasında ve bilhassa engelleyicinin ön yüzeyiyle plaka kesişim bölgesinde girdaplar oluşmaktadır. Bu sayede de ısı transferi önemli ölçüde artmaktadır. Ayrıca engelleyicinin yüksekliğindeki artma ile ısı transferi yüzey alanı genişletilmiş olduğundan ısı transferi yerel olarak artmaktadır. Isı transferinin artırılmasına yönelik akış ayrılmasını artıran ve yüksekliği daha fazla olan akış engelleyicilerinin yerleştirilmesi problemin çözümünde etkili gibi gözükse de yükseklik değerinin ulaşabileceği değer kanal yüksekliği ile sınırlıdır. Bu durumda bir diğer parametre olan engelleyicilerin hangi mesafe ile yerleştirileceği önemli hale gelmektedir. Elde edilen sonuçlar ışığında, engelleyiciler arası mesafe artırıldığında, akışkan engelleyiciler arasına daha rahat bir şekilde girip cidarla temas edebildiğinden ısı transferi de artış göstermektedir ve bu durum sıcaklık değişimlerinden de anlaşılabilir. Bunun sebebi, engelleyiciler arasındaki mesafenin artışı ile akışın yeniden yüzeye tutunduktan sonra temas alanını artırmasıdır. Engelleyiciler nispeten birbirine daha yakın olduğunda, akışkanın engelleyiciler arasına akış ayrılması vasıtası ile girmesi ve sonrasında yüzeye yeniden tutunması zorlaşmaktadır. Isı transferinde sağlanan artış, Reynolds sayısındaki artmaya da bağlıdır. Bu durum akış karakteristiklerinin değiştirmektedir. Özellikle de akışın türbülans seviyesi bu yolla daha da artarak akışın daha iyi oranda karışımı sağlanmaktadır ve bu şekliyle ısı taşınım katsayısında artış gözlemlenmektedir.



Şekil 4.1. $Re = 10000$ için sıcaklık $\langle T \rangle$ dağılımları



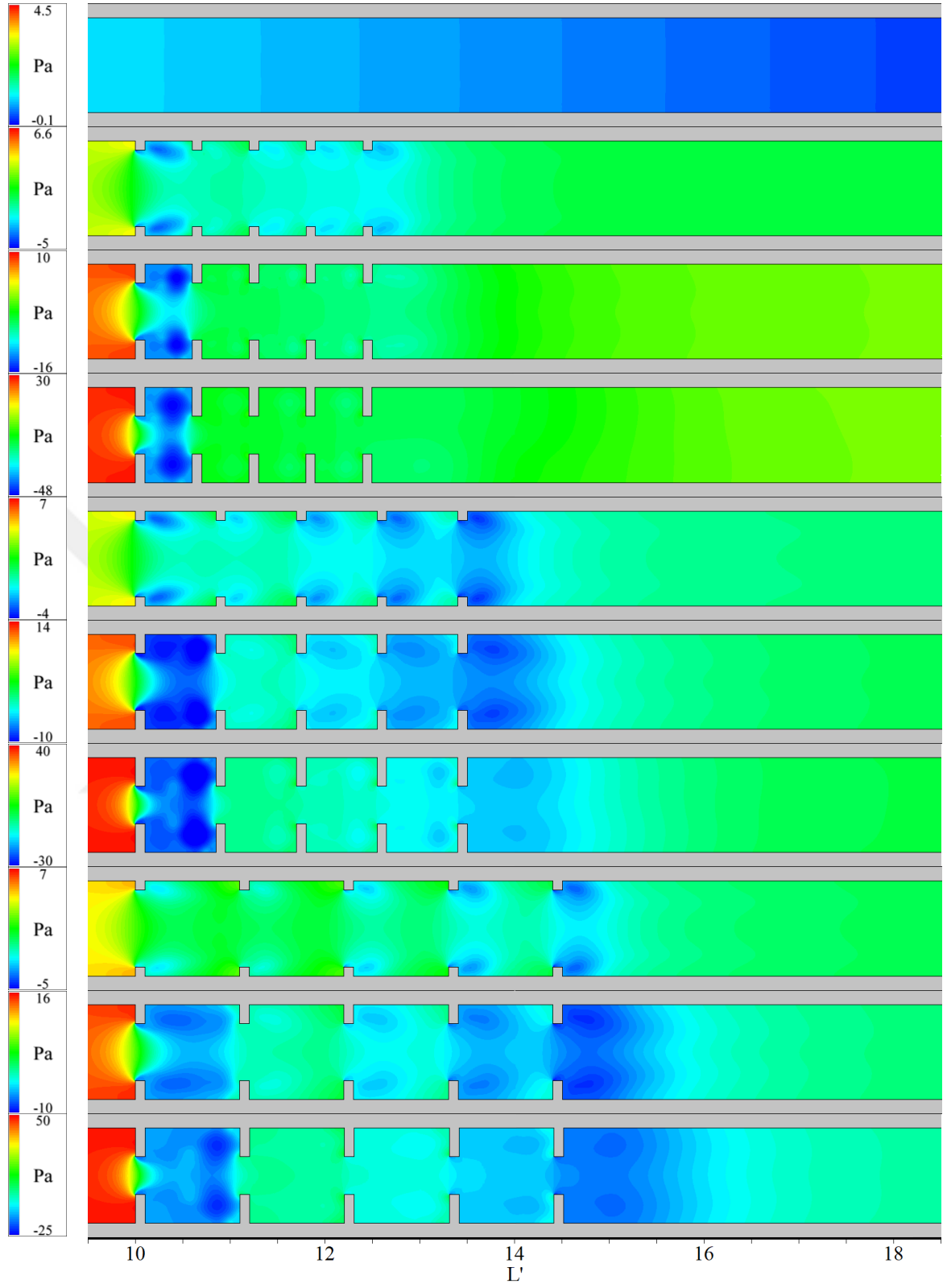
Şekil 4.2. $Re = 15000$ için sıcaklık $\langle T \rangle$ dağılımları



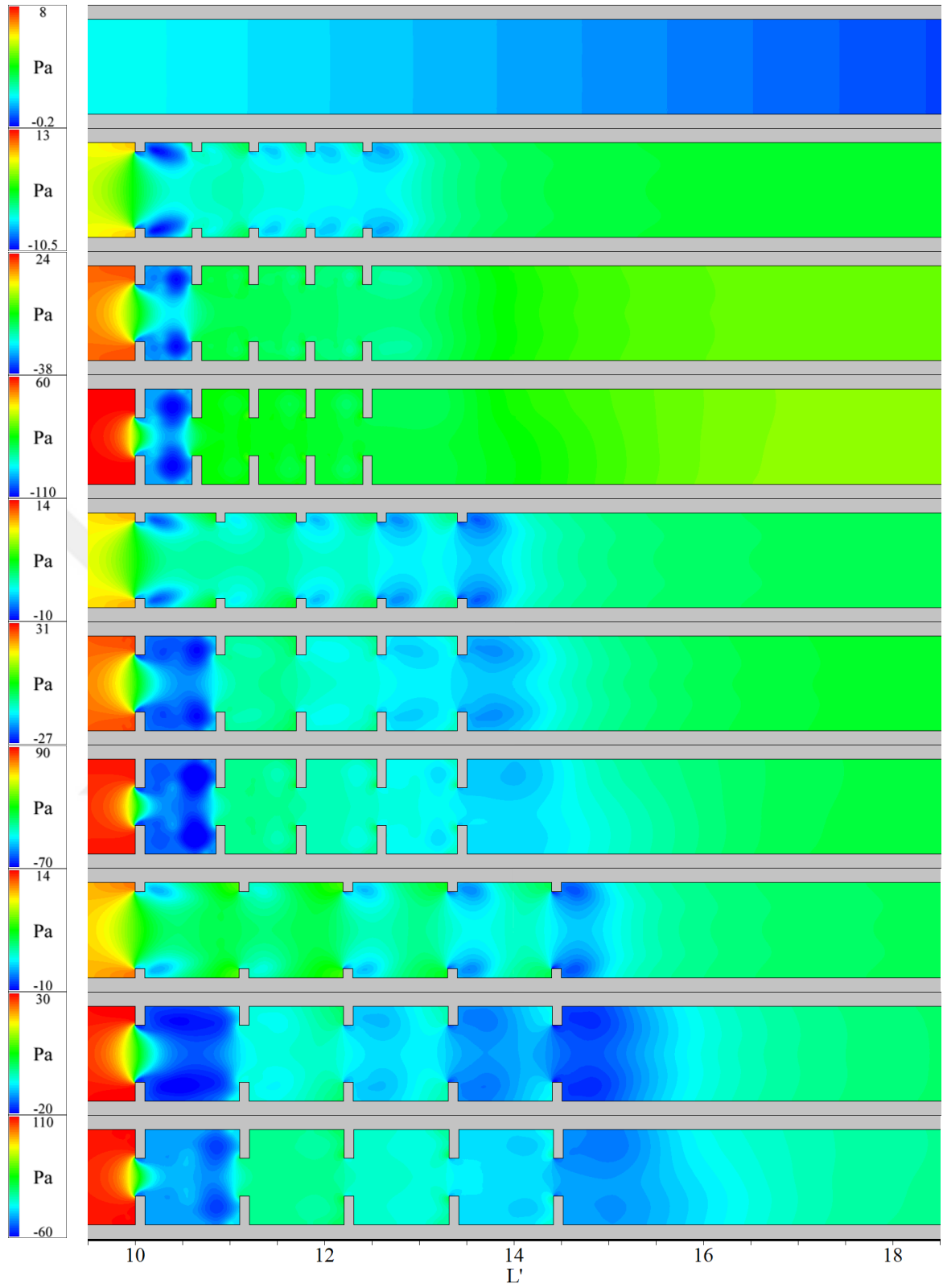
Şekil 4.3. $Re = 20000$ için sıcaklık $\langle T \rangle$ dağılımları

4.1.2. Basınç dağılımı grafikleri

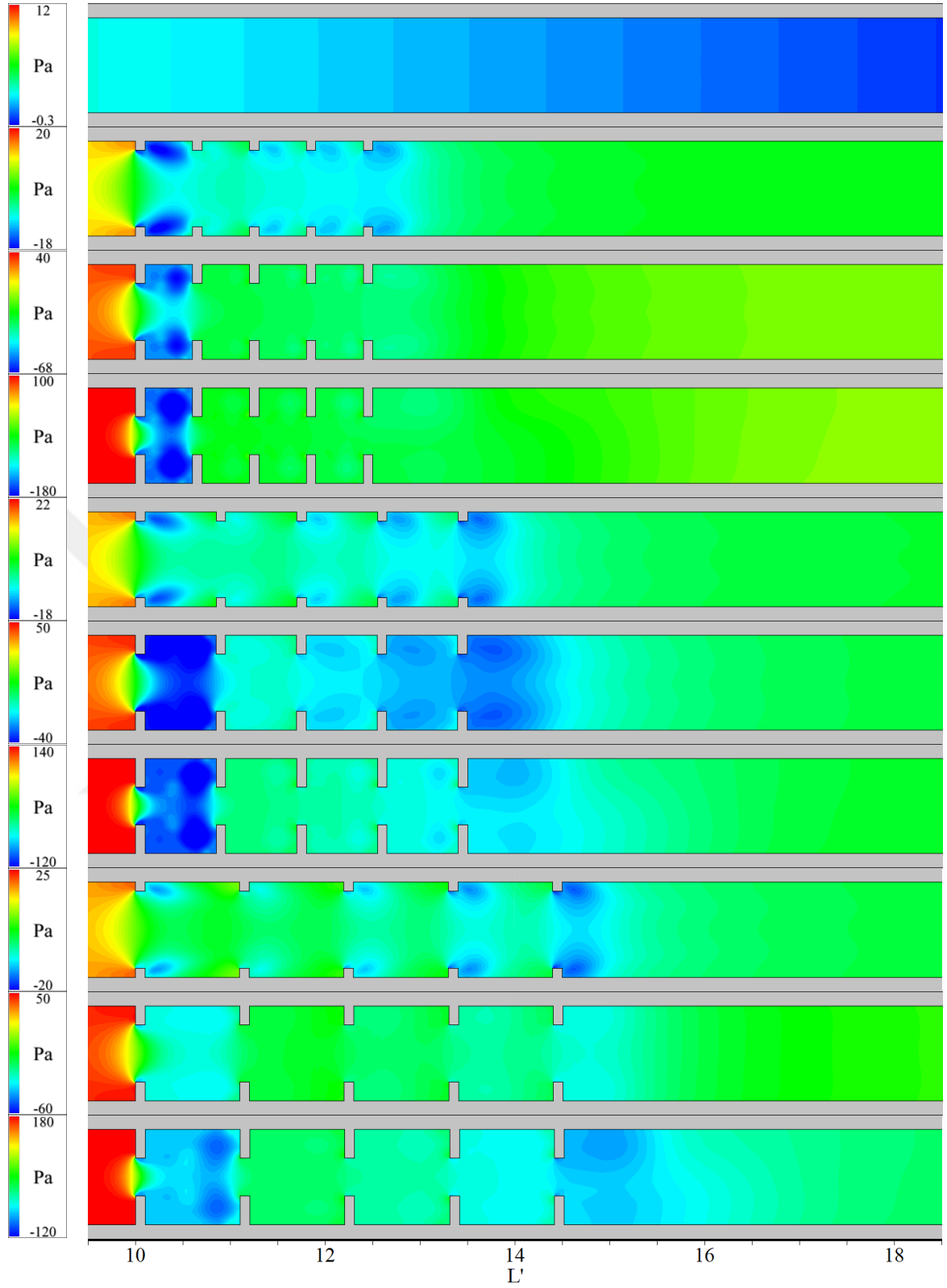
Zaman ortalama basınç dağılımları Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri ile elde edilmiştir. Basınç dağılımı grafikleri, Reynolds sayısının 10000, 15000 ve 20000 değerleri için sırasıyla Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da verilmiştir. Beklenildiği gibi tüm Reynolds sayıları için düz plakadaki basınç kaybı diğer modellere oranla en düşüktür. Düz plakadaki basınç kademeli olarak kanal boyunca azalma göstermektedir. Reynolds sayısındaki artış ile birlikte basınç kaybı da artmaktadır. Ayrıca engelleyici yerleştirilmesi de basınç kaybına neden olmaktadır. Engelleyiciler arasındaki mesafenin ve Reynolds sayısının sabit tutulduğu herhangi bir durumda, engelleyicinin yüksekliğine bağlı olarak basınç düşüşünde artış gözlemlenmektedir. Özellikle engelleyici yüksekliğinin $h' = 0.2$ 'den $h' = 0.3$ 'e artırılması ile basınç düşüşü değerlerinde hızlı bir tırmanma meydana gelmektedir. Engelleyici yüksekliği değerinin $h' = 0.1$ 'den $h' = 0.2$ 'ye artırılması sırasında basınç düşüşü değerleri için elde edilen artış daha az olarak saptanmaktadır. Benzer şekilde engelleyici yüksekliği ve Reynolds sayısı değeri kontrol amaçlı olarak sabit olarak düşünüldüğünde, Reynolds sayısının 10000 değeri için ele alınan modeller için engelleyiciler arası mesafenin $S' = 0.75$ olduğu durumlarda nispeten basınç düşüşü $S' = 0.5$ ve $S = 1$ değerlerine göre daha azdır. Ancak bu çıkarım, Reynolds sayısının 15000 ve 20000 değerlerindeki bazı durumlarda geçerliliğini yitirmektedir. Basıncın ani olarak düşüşünün gözlemlendiği bölge genel olarak ilk engelleyicinin art izi bölgesidir. Reynolds sayısının ve engelleyiciler arasındaki mesafenin artışına bağlı olarak bazı durumlarda en son engelleyicinin art izine kadar kaydığı görülmektedir. Ancak ilk engelleyicinin üst akım ve alt akım bölgeleri ele alındığında, bu iki bölge arasındaki ani basınç kayıpları engelleyicinin yüksekliğindeki artışla beraber artmaktadır. Bu durumun sebebi de keskin bir şekilde akış kesit alanının daralması ve sonrasında elde edilen hız artışlarıdır. Öte yandan ani basınç kayıplarının gözlemlendiği ilk engelleyicinin art izi bölgesinin sonrasında, basınç değerleri ikinci engelleyiciden itibaren ortalama değere dönmektedir ve toparlanma başlamaktadır. Bunun sebebi ilk engelleyicide daralan akış alanı ile artan akış hızının ikinci engelleyicide biraz azalmasıdır. Bu toparlanma, engelleyiciler arası mesafenin en dar olduğu durum olan $S' = 0.5$ 'te daha erken gerçekleşmektedir ve çıkışa kadar sürmektedir. Diğer durumlarda ise engelleyiciler arası mesafenin artışı ile basınç düşüşü son engelleyiciden sonra tekrar görülmektedir. Bu durum da Reynolds sayısındaki artış ile bir miktar toparlanma göstermektedir.



Şekil 4.4. $Re = 10000$ için basınç $\langle P \rangle$ dağılımları



Şekil 4.5. $Re = 15000$ için basınç $\langle P \rangle$ dağılımları



Şekil 4.6. $Re = 20000$ için basınç $\langle P \rangle$ dağılımları

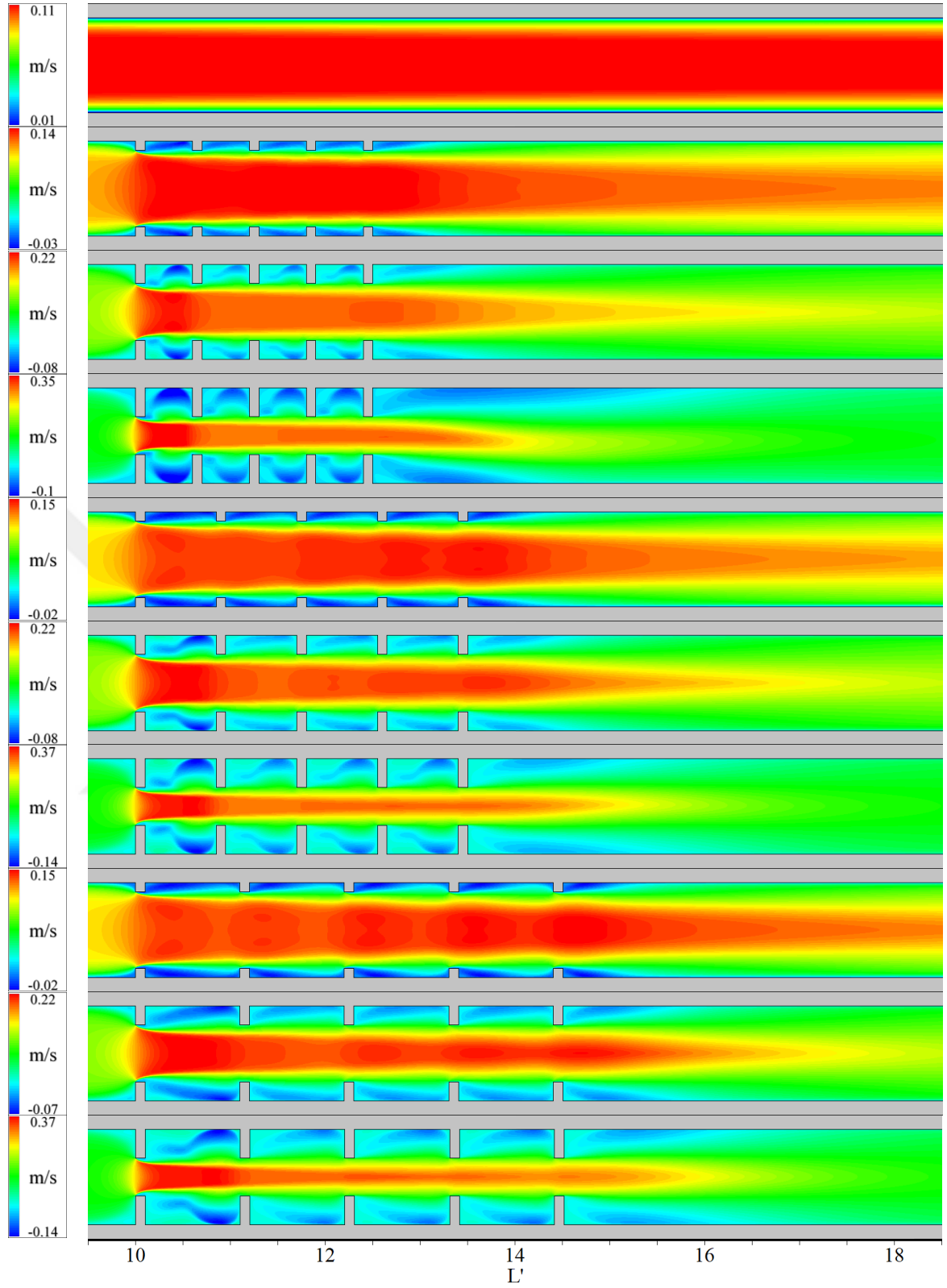
4.1.3. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri

Zaman ortalama akış yönündeki hız bileşenleri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri kullanılarak elde edilmiştir. Tüm modellere ait söz konusu grafikler Şekil 4.7’de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.8’de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.9’da ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur.

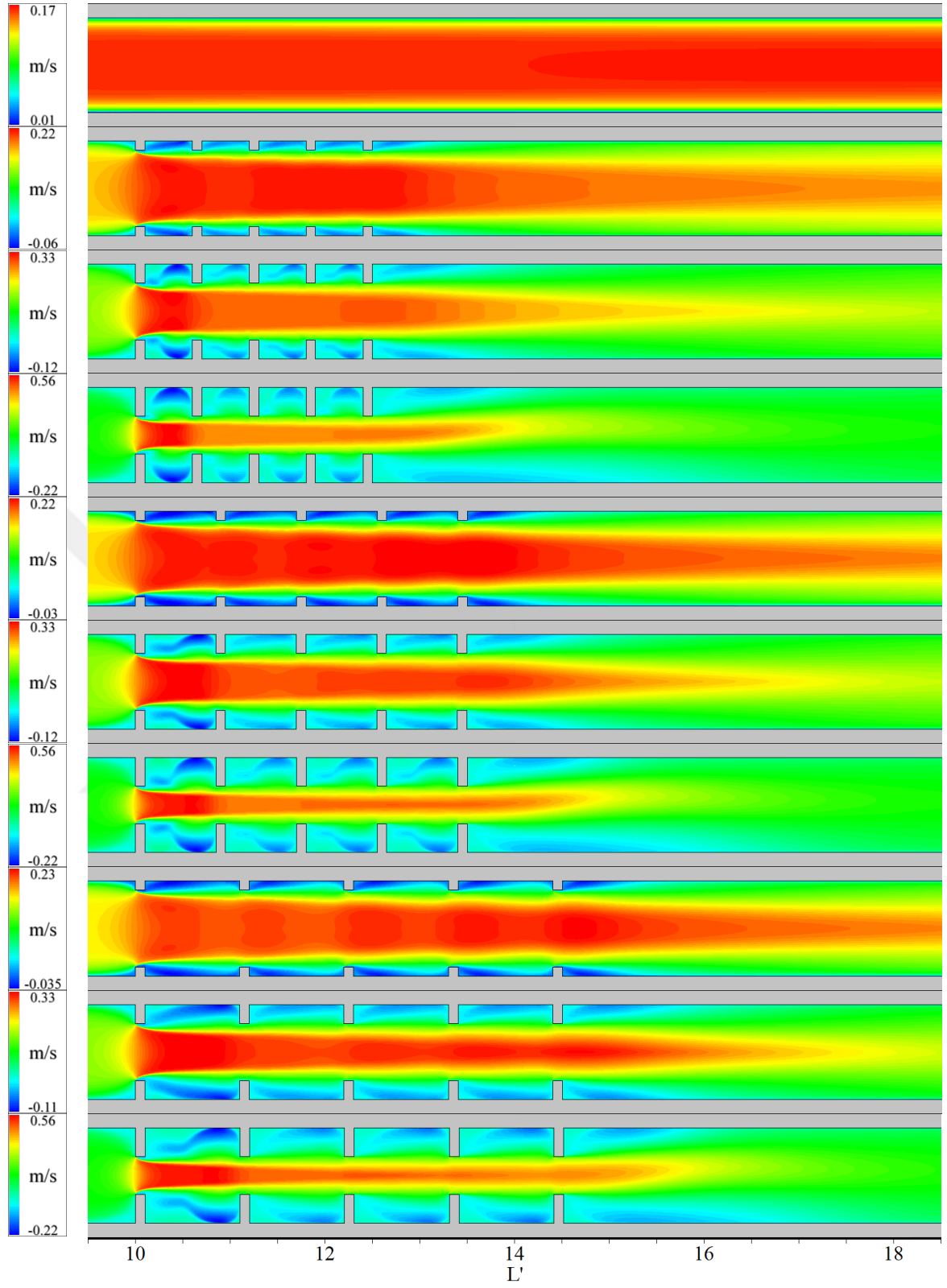
Düz plakadaki maksimum hız değeri, akışkanın kanala giriş hızının % 10 fazlasıdır. Akış kanal içerisinde herhangi bir engelleyici ile karşılaşmadığından akışta bir bozulma gözlemlenmemektedir. Hız değerleri sınır tabakanın etkisi ile plaka cidarında kaymama koşulunun bir sonucu olarak azalmaktadır. Reynolds sayısının artışı ile birlikte hidrodinamik sınır tabaka kalınlığı incelmektedir.

Engelleyici yerleştirilerek oluşturulan modellerde, akış kesit alanı engelleyici yüksekliğinin artırılması ile daralmaktadır. Sonuç olarak, hız değerlerinde artış sağlanabilmektedir. Engelleyici yüksekliğinin artması aynı zamanda akışın daha fazla oranda bozulmasına ve daha fazla akış ayrılmasının meydana gelmesine neden olmaktadır. Oluşan akış ayrılmasının sonucu olarak ters akışlar gözlemlenmektedir ve bu tip akışların etkisi engelleyici yüksekliğinin artışı ile beraber artmaktadır. Bilhassa bu ikincil akışlar ilk iki engelleyicinin arasında daha güçlü bir şekilde görülmektedir. Bu durumun ortaya çıkmasında ilk engelleyicinin üst akım yönünde ileri basamak akışının, iki engelleyici arasında kavite akışın ve son engelleyicinin art izi bölgesinde ise geri basamak akışının oluşmasının etkisi oldukça fazladır (Yemenici, 2010). İlk iki engelleyici arasındaki dönümlü akış daha kuvvetli olmaktadır ve diğer engelleyicilerin arasında da nispeten bu etkide azalma görülmektedir. Sonraki engelleyiciler arasında güçlü ikincil akışların meydana gelmesi ile kavite akışın burada önemli bir yer tuttuğu aşikârdır. Zira genel itibarla birçok durum için hız değerlerinin maksimum olduğu noktalar da ilk iki engelleyici ile sınırlanan kısımla kanalın merkezinde olmaktadır.

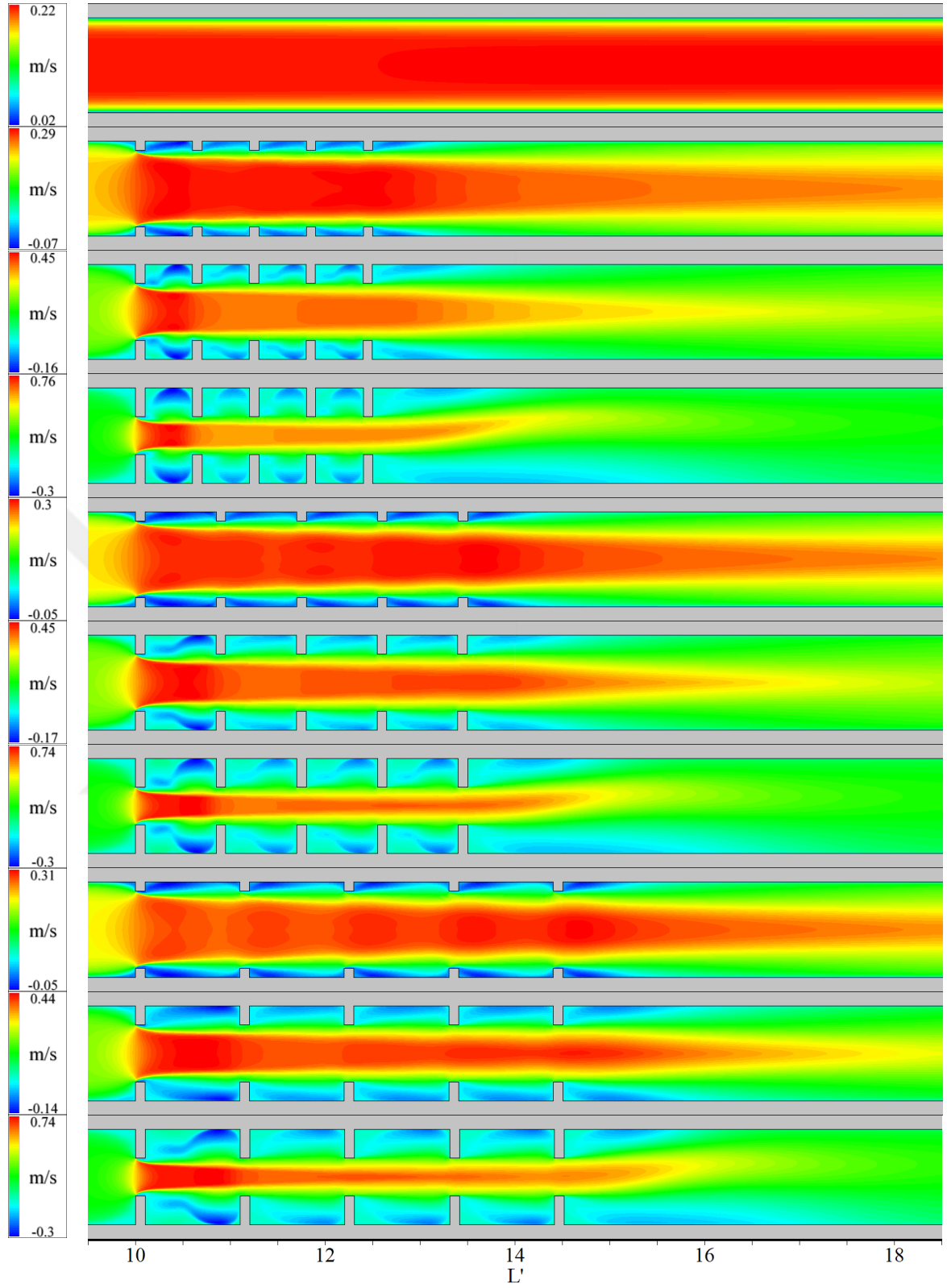
Engelleyiciler arası mesafenin artırılması birlikte hız değerlerinde küçük artışlar yakalanmaktadır. Ancak bu hız artışları, engelleyici yüksekliğinin artırılması bir başka deyişle kesit alanının daraltılması elde edilen artışların yanında oldukça etkisiz kalmaktadır. Ayrıca en düşük yüksekliğe sahip engelleyicilerin kullanılması ile engelleyiciler arası mesafe artırıldığında maksimum hız değerinin yakalandığı bölge sonuncu engelleyicinin civarına kaymaktadır.



Şekil 4.7. $Re = 10000$ için akış yönündeki hız bileşenleri $\langle u \rangle$



Şekil 4.8. $Re = 15000$ için akış yönündeki hız bileşenleri $\langle u \rangle$



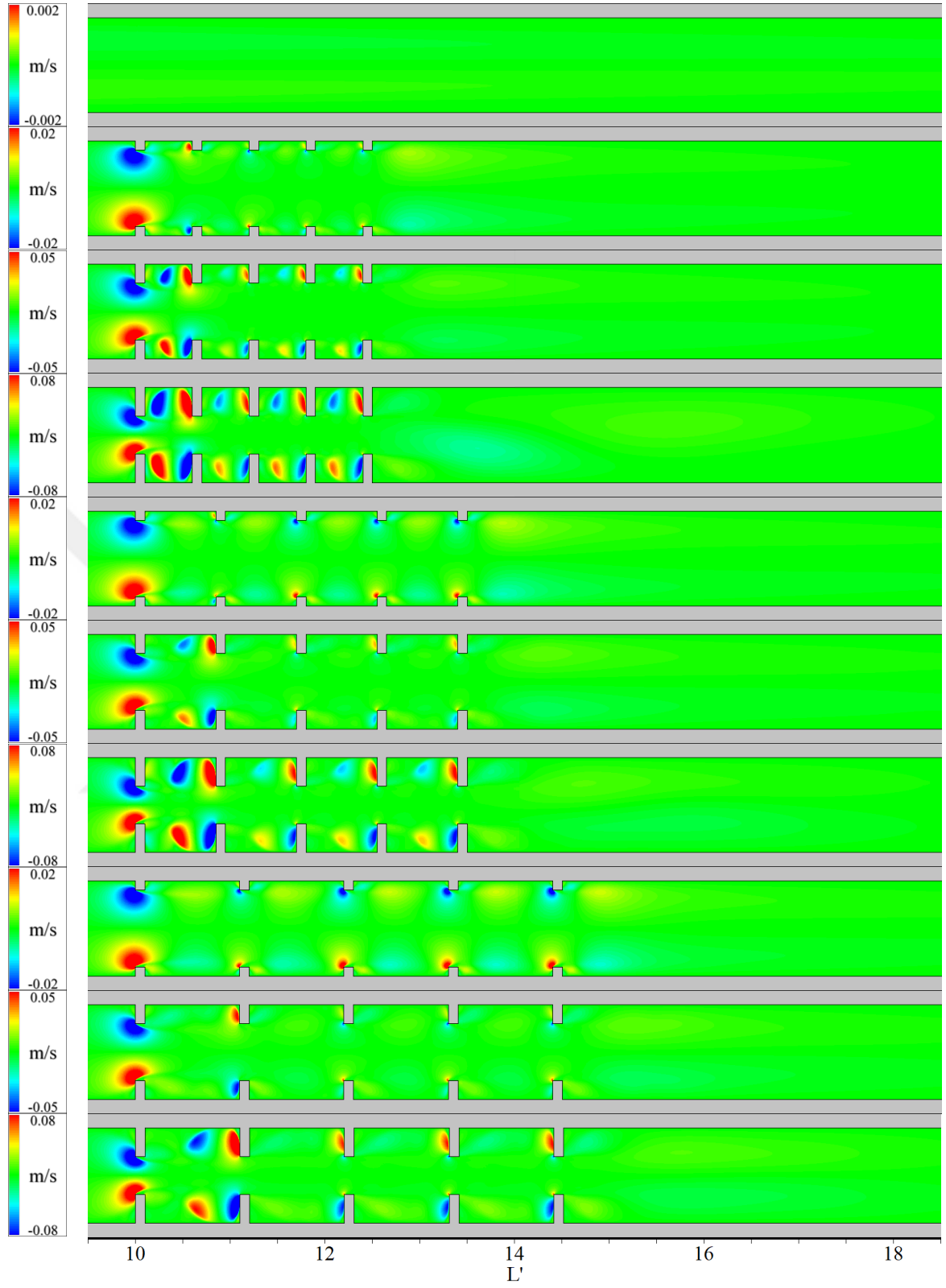
Şekil 4.9. $Re = 20000$ için akış yönündeki hız bileşenleri $\langle u \rangle$

4.1.4. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri

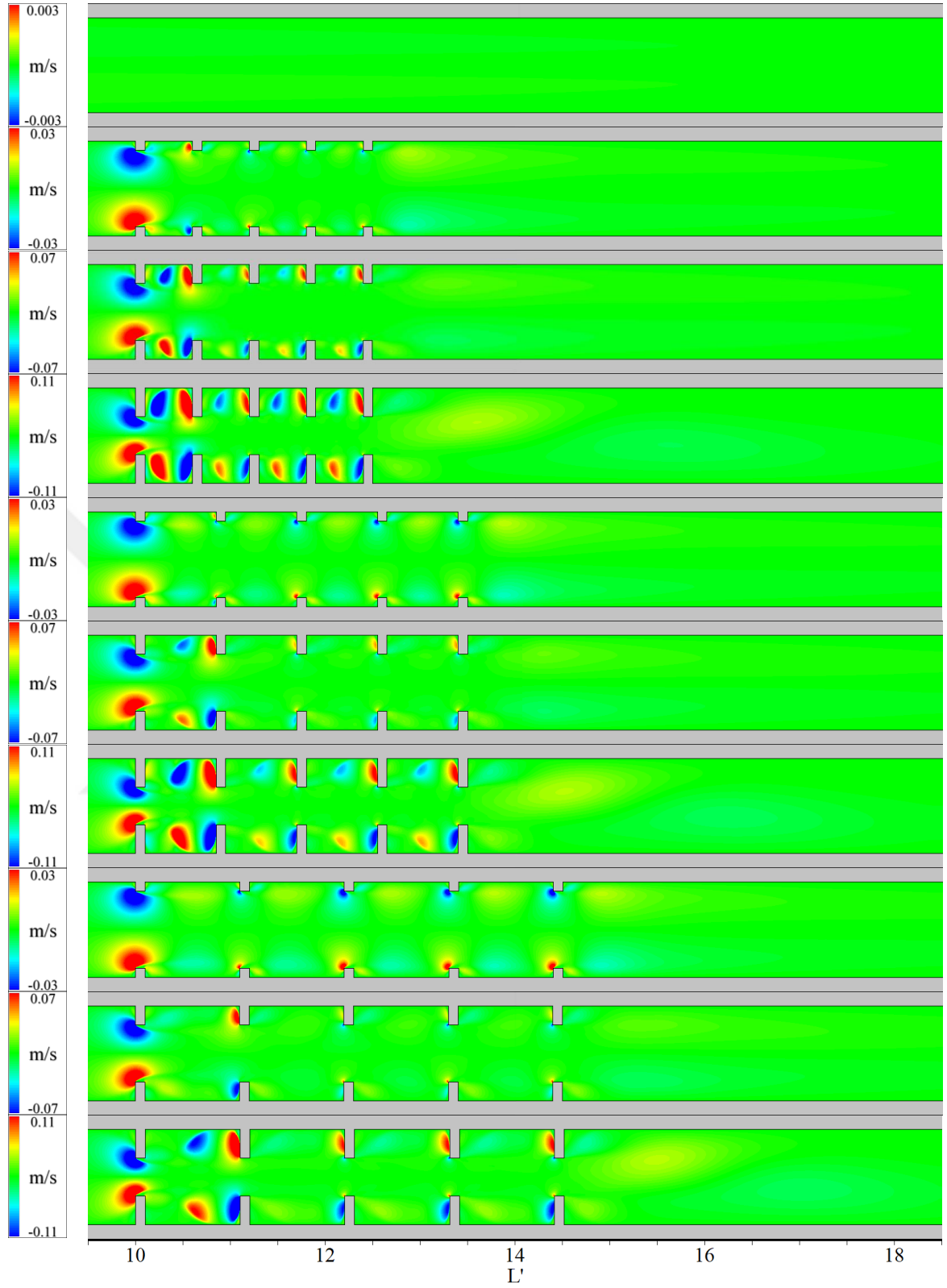
Zaman ortalaması alınarak elde edilmiş akışa dik yöndeki hız bileşenleri, HAD analizlerinin sonucu olarak verilmiştir. Ele alınan bütün modellere ait kontur grafikleri Şekil 4.10'da Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.11'de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.12'de ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur.

Verilen grafikler hidrodinamik olarak tam gelişmenin sağlandığı bölgede olduğundan, düz plaka durumunda görüntülenen kesitte akışı bozacak herhangi bir etki bulunmamaktadır. Bunun sonucu olarak, akışa dik yöndeki hız bileşenleri tespit edilememektedir. Grafiklerde verilen maksimum ve minimum değerler de kanalın giriş bölgesine aittir.

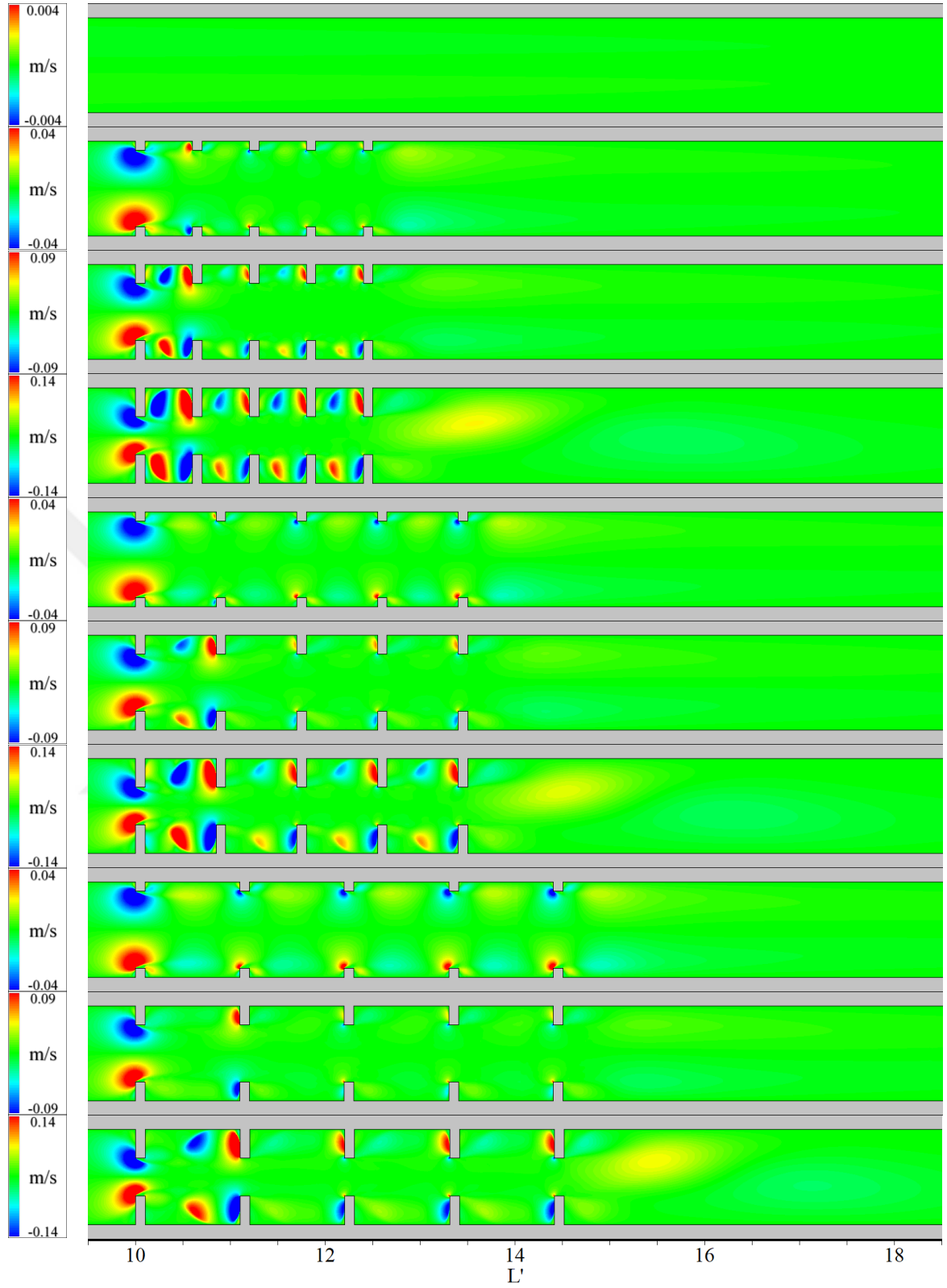
Engelleyici yerleştirilmesi ile birlikte tüm durumlarda akışa dik yönde hız bileşenleri simetrik bir şekilde dağılım göstermektedir. İlk engelleyicinin üst akım yönündeki köşesi akış ayrılmasını büyük oranda tetiklemektedir. Engelleyicilerin bulunduğu tüm modellerde ilk engelleyicinin bahsi geçen köşesinde, engelleyicinin yerleştirildiği plakanın konumuna göre maksimum ve minimum değerler belirlenmektedir. Bu değerler, üst plakadaki ilk engelleyicide minimum değerleri, alt plakada ise maksimum değerleri vermektedir. İkinci engelleyicinin üst akım yönündeki köşesine gelindiğinde ise hız öbeğinin işareti değişmektedir ve birinci engelleyicideki durumun tam tersi gözlemlenmektedir. Ancak üçüncü engelleyici ve sonrasında durum değişme göstermemektedir. Zira engelleyici yüksekliği $h' = 0.1$ iken minimum değerlere sahip hız öbekleri üst plakada meydana gelirken, maksimum değerler de alt plakada izlenmektedir. Engelleyici yüksekliği $h' = 0.2$ olduğunda hız öbeklerinin işaret bakımından gidişatını engelleyiciler arası mesafe tayin etmektedir. Ancak $h' = 0.3$ durumuna gelindiğinde, ikinci engelleyici ve sonrasında hız öbeğinin işareti sabit kalmaktadır ve bu öbek üst plakada maksimum değerlerde seyretmektedir. İlave olarak, engelleyici yüksekliğine ve Reynolds sayısına bağlı olarak, ilk engelleyicinin art izinde hız öbeği oluşmaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla, akışa dik yöndeki hız bileşenlerine ait değerler de artış göstermektedir. Genel olarak, engelleyiciler arasındaki mesafe arttıkça maksimum ve minimum hız değerleri etkilenmemektedir ancak hız öbekleri daha belirgin hale gelmektedir.



Şekil 4.10. $Re = 10000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri $\langle v \rangle$



Şekil 4.11. $Re = 15000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri $\langle v \rangle$



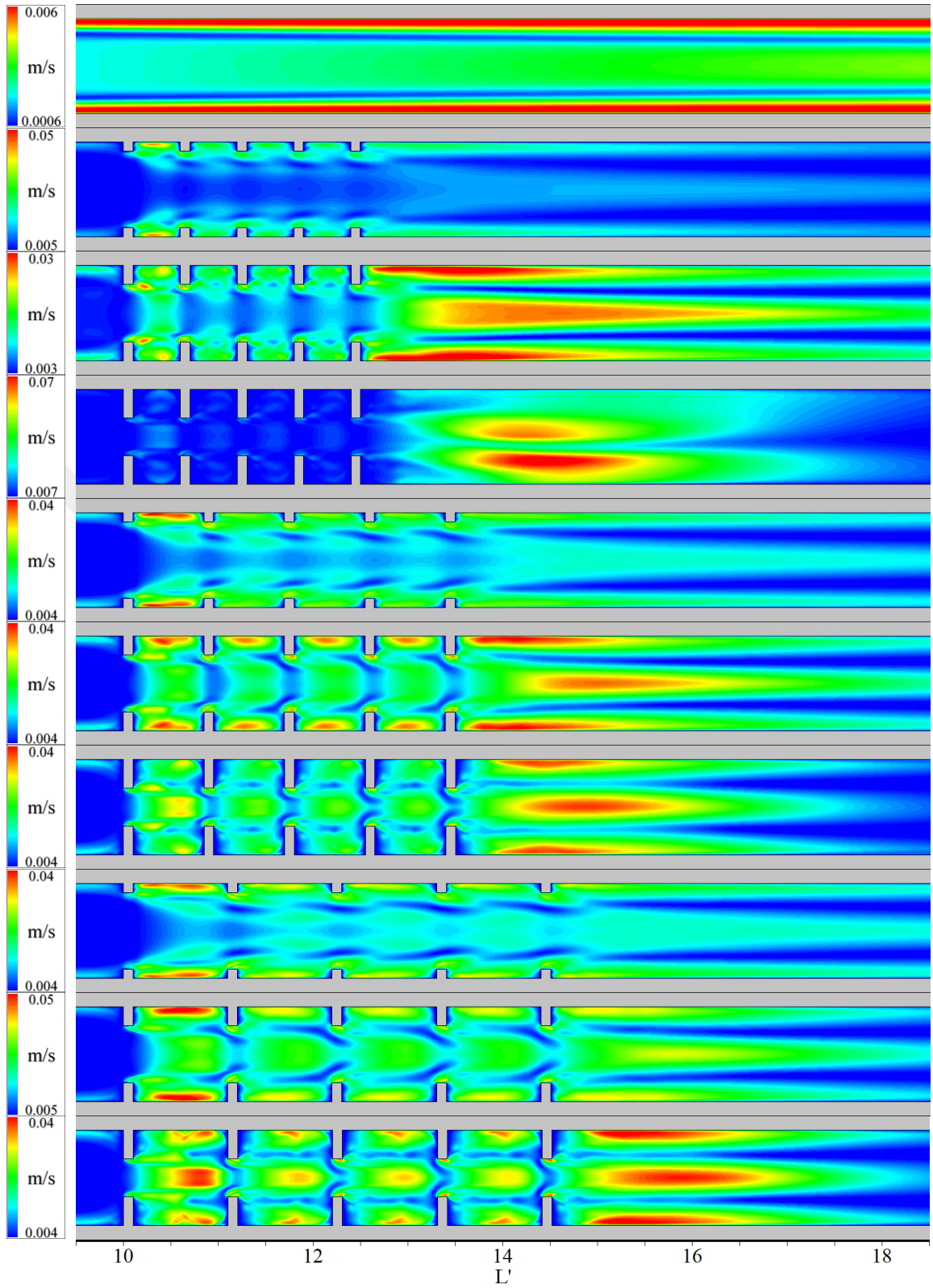
Şekil 4.12. $Re = 20000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri $\langle v \rangle$

4.1.5. Akış yönündeki hız çalkantı grafikleri

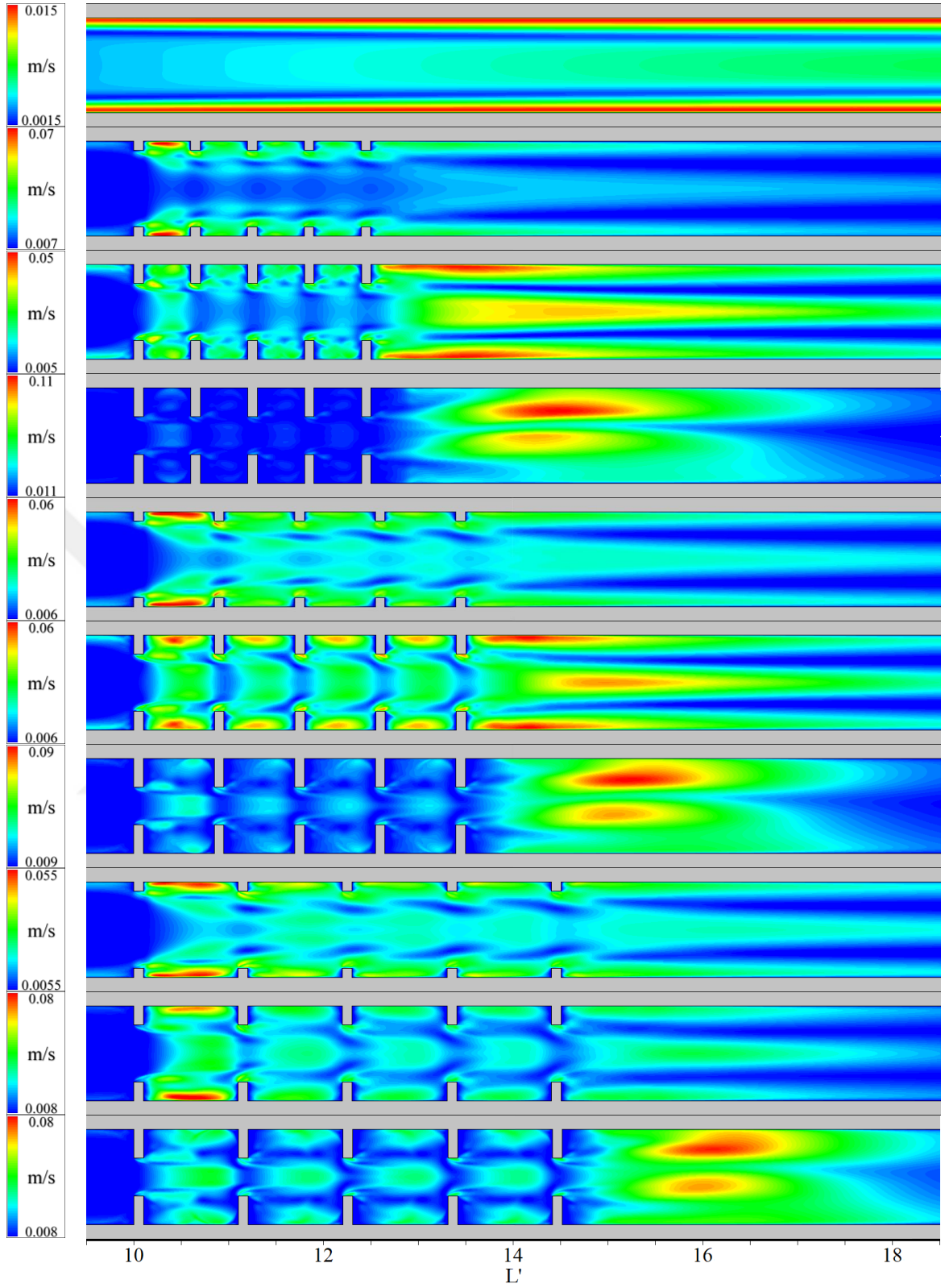
Zaman ortalama akış yönündeki hız çalkantılarına ait grafikler Şekil 4.13'te Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.14'te Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.15'de ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur.

Düz plakada oluşan akış yönündeki hız çalkantısı değerleri oldukça düşük mertebededir ve genel olarak en yüksek değerler her iki plaka için de cidara yakın bölge boyunca seyretmektedir. En düşük değerler ise cidar ile merkez hat arasında plakalara daha yakın kısımlarda meydana gelmektedir. Ayrıca Reynolds sayısındaki artışla birlikte değerlerde de bir artış söz konusu olmaktadır.

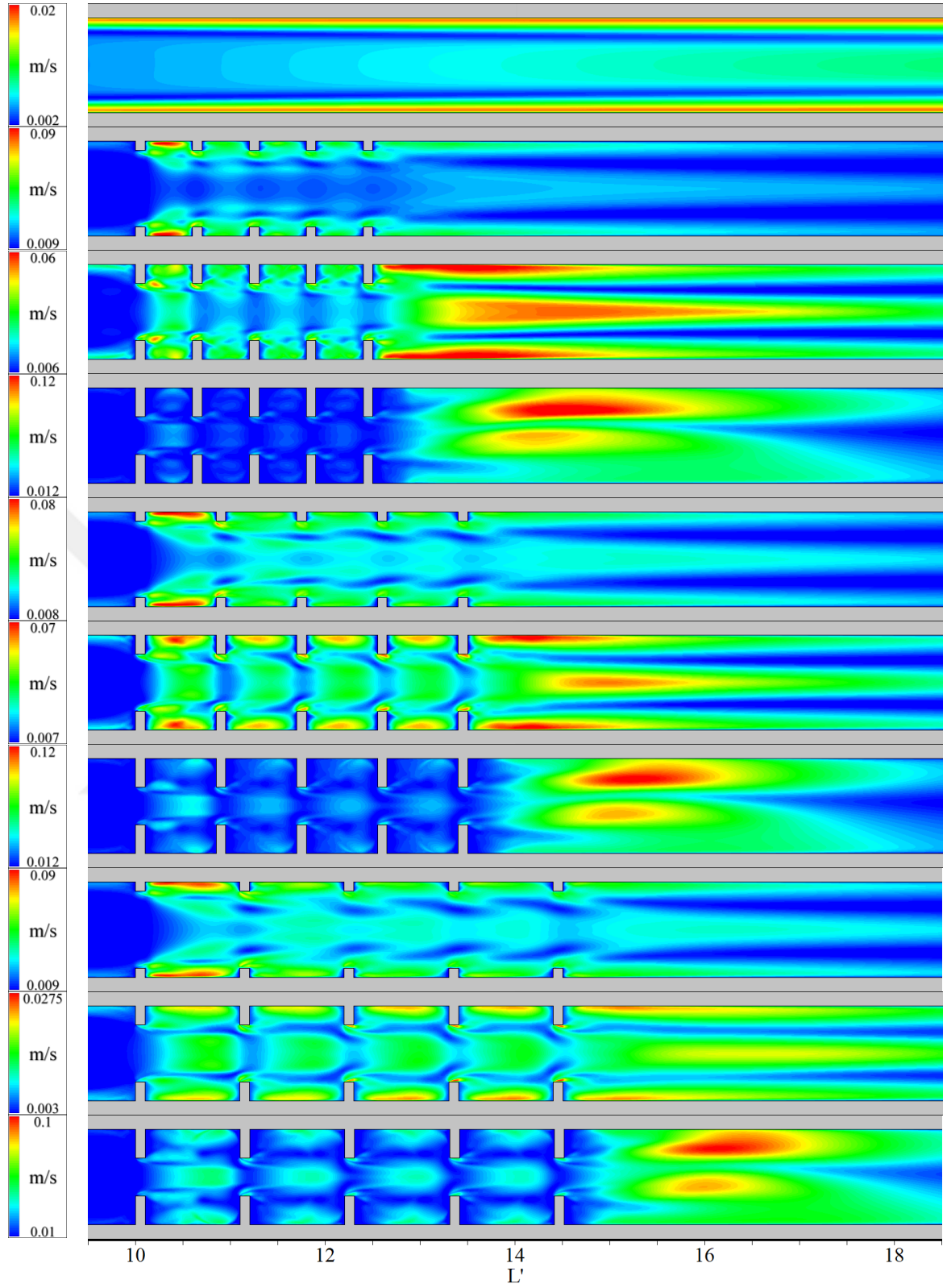
Engelleyicilerin bulunduğu plakalarda, hız çalkantısı değerleri düz plakadaki değerler ile kıyaslandığında artma göstermektedir. Reynolds sayısından ve engelleyiciler arası mesafeden bağımsız olarak engelleyici yüksekliğinin $h' = 0.1$ olduğu tüm durumlarda, maksimum çalkantı değeri ilk iki engelleyicinin arasında gözlemlenmektedir. Aynı durum için çalkantı değerleri genel itibarla engelleyicilerin bulunmadığı bölgelerde ve cidardan uzaklaştıkça skaladaki minimum değere yaklaşmaktadır. Ancak engelleyici yüksekliği $h' = 0.2$ 'ye artırıldığı takdirde, birçok farklı noktada maksimum değer yakalanmaktadır. Ele alınan durumlar içerisindeki en yüksek değer olan $h' = 0.3$ için ise maksimum çalkantı değeri son engelleyiciden hemen sonra art izi bölgesinde elde edilmektedir. Ek olarak, çalkantı değerlerinin oluşturduğu dağılım simetrik olmayan bir yapıya doğru kaymaktadır. Bu durumun ortaya çıkmasında, kesit alanının daralması sonrası son engelleyicilerden itibaren başlayan jet akışının etkisi olduğu şekilden görülmektedir. Bunun yanı sıra engelleyiciler arası mesafenin artırılması sonrası çalkantı değerleri ile dağılımlar açısından kayda değer farklar meydana gelmemektedir ancak münferit azalmalar yer yer görülmektedir. Düz plaka durumunda olduğu üzere, Reynolds sayısının artması sonrası bütün modeller için hız çalkantısı değerlerinde genel bir artış eğilimi gözlemlenmektedir. Bilhassa bu durumun ortaya çıkışında, Reynolds sayısının artışına bağlı olarak artan türbülans seviyesinin etkisi bulunmaktadır.



Şekil 4.13. $Re = 10000$ için akış yönündeki hız çalkantıları $\langle u_{rms} \rangle$



Şekil 4.14. $Re = 15000$ için akış yönündeki hız çalkantıları $\langle u_{rms} \rangle$



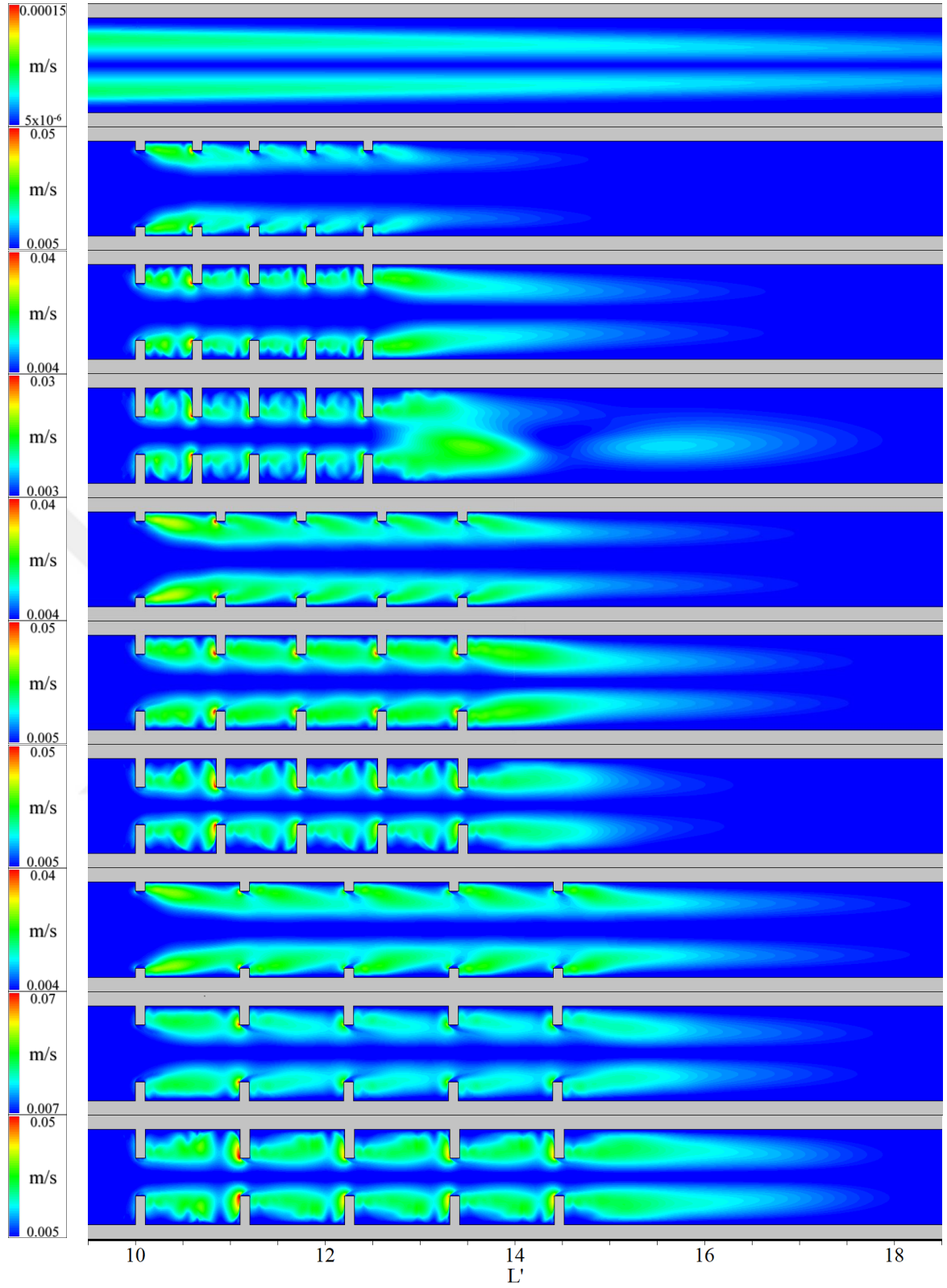
Şekil 4.15. $Re = 20000$ için akış yönündeki hız çalkantıları $\langle u_{rms} \rangle$

4.1.6. Akışa dik yöndeki hız çalkantı grafikleri

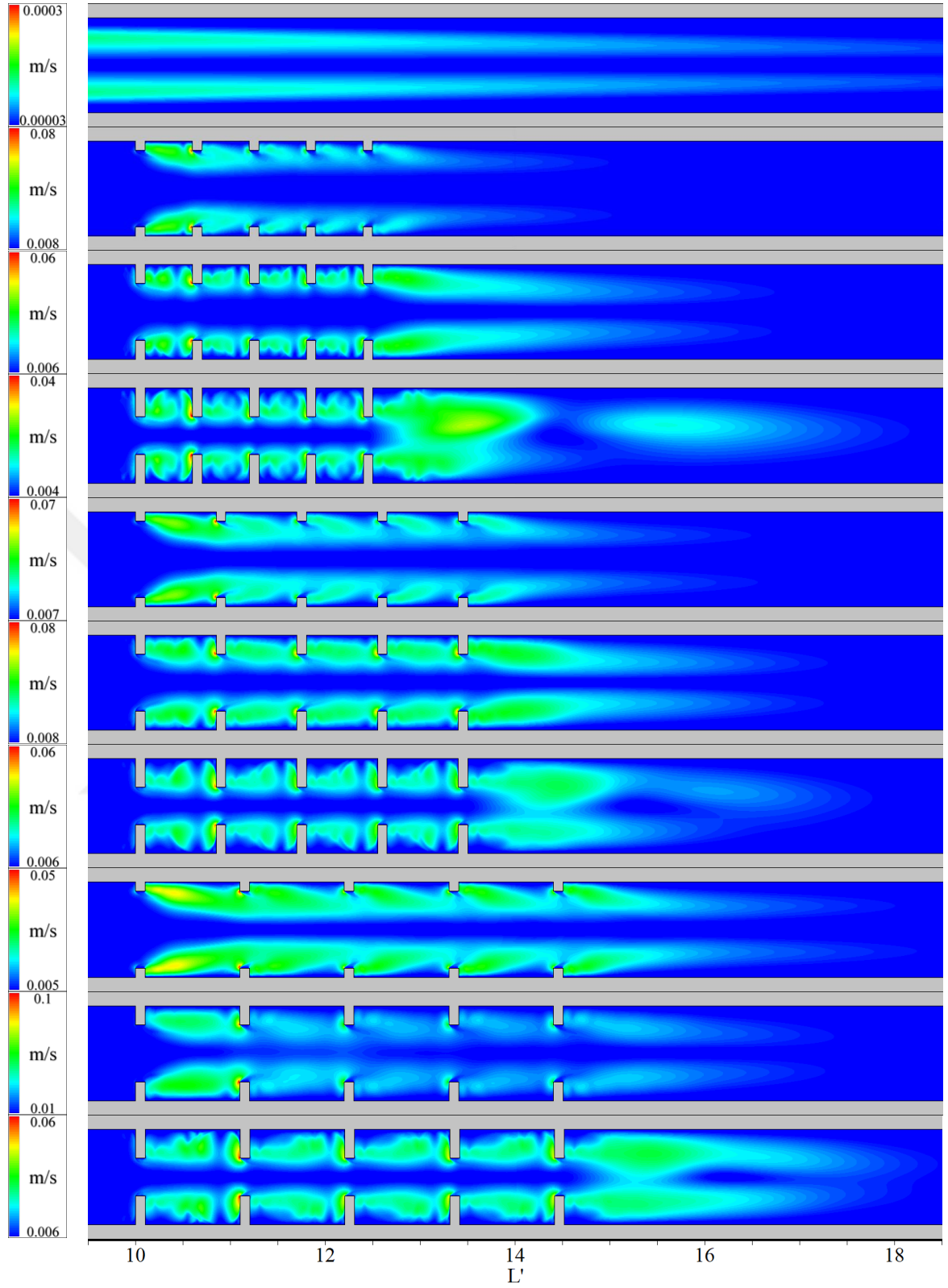
Zaman ortalaması alınmış akışa dik yöndeki hız çalkantı değerleri için grafikler Şekil 4.16'da Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.17'de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.18'de ise Reynolds sayısının 20000 değeri için verilmiştir.

Düz plaka için elde edilen sonuçlara göre, akışa dik yöndeki hız çalkantısı değerleri engelleyicilerin olduğu durumlara göre bir hayli düşük kalmaktadır. Fakat en yüksek değerlerin bulunduğu bölgeler, kanalın girişine doğrudur. Ele alınan kesit içerisinde çıkışa doğru çalkantı değerleri azalma kaydetmektedir. Ayrıca Reynolds sayısında meydana gelen artışın sonucu olarak değerler için de bir artış sağlanmaktadır.

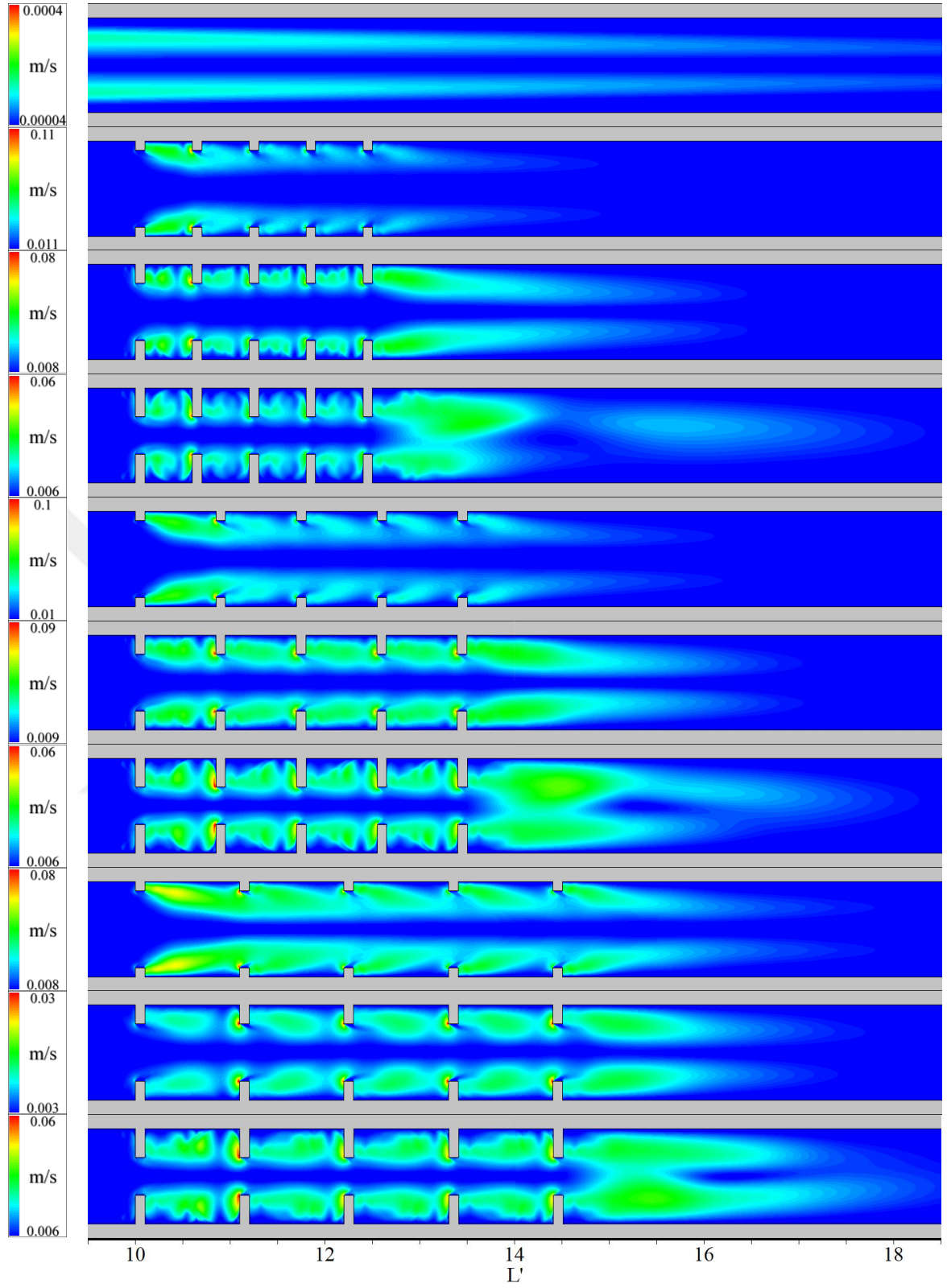
Akışa dik yöndeki hız çalkantısı değerleri, düz plaka ile karşılaştırıldığında engelleyicilerin yerleştirildiği plakalarda daha fazladır. Engelleyici yüksekliğinin ve Reynolds sayısının etkisine bakılmaksızın, engelleyiciler arasındaki mesafenin $S' = 0.5$ olduğu tüm durumlarda, akışa dik yöndeki hız çalkantısı değerlerinin en yüksek olduğu nokta ikinci engelleyicinin üst akım yönündeki köşesidir. Yine aynı durum için engelleyici yüksekliği ve Reynolds sayısı değerleri artmasına rağmen akışa dik yöndeki hız çalkantılarında azalma görülmektedir. Genel olarak çalkantı değerleri engelleyicilerin bulunduğu bölgelerde skala için ortalama seviyededir. Engelleyicilerin etkisinin ortadan kalktığı bölgelerde ise oldukça düşük değerler saptanmıştır. Engelleyici yüksekliği değerlerinin $h' = 0.1$ ve $h' = 0.2$ durumları için hız çalkantılarının dağılımı bakımından büyük oranda simetri söz konusudur. Ancak engelleyici yüksekliği artırıldığı takdirde simetrik yapının jet akışının etkisiyle bozulduğu görülmektedir. Düz plaka şartlarında saptandığı haliyle Reynolds sayısının artışı ile birlikte bütün modeller için akışa dik yöndeki hız çalkantısı değerlerinde genel bir artış olmaktadır. Bu durum akış yönündeki hız çalkantıları için de geçerli olup, Reynolds sayısındaki artışla doğrudan artmakta olan türbülans seviyesi ile olan ilişkisi sayesinde açıklanmaktadır.



Şekil 4.16. $Re = 10000$ için akışa dik yöndeki hız çalkantıları $\langle v_{rms} \rangle$



Şekil 4.17. $Re = 15000$ için akışa dik yöndeki hız çalkantıları $\langle v_{rms} \rangle$



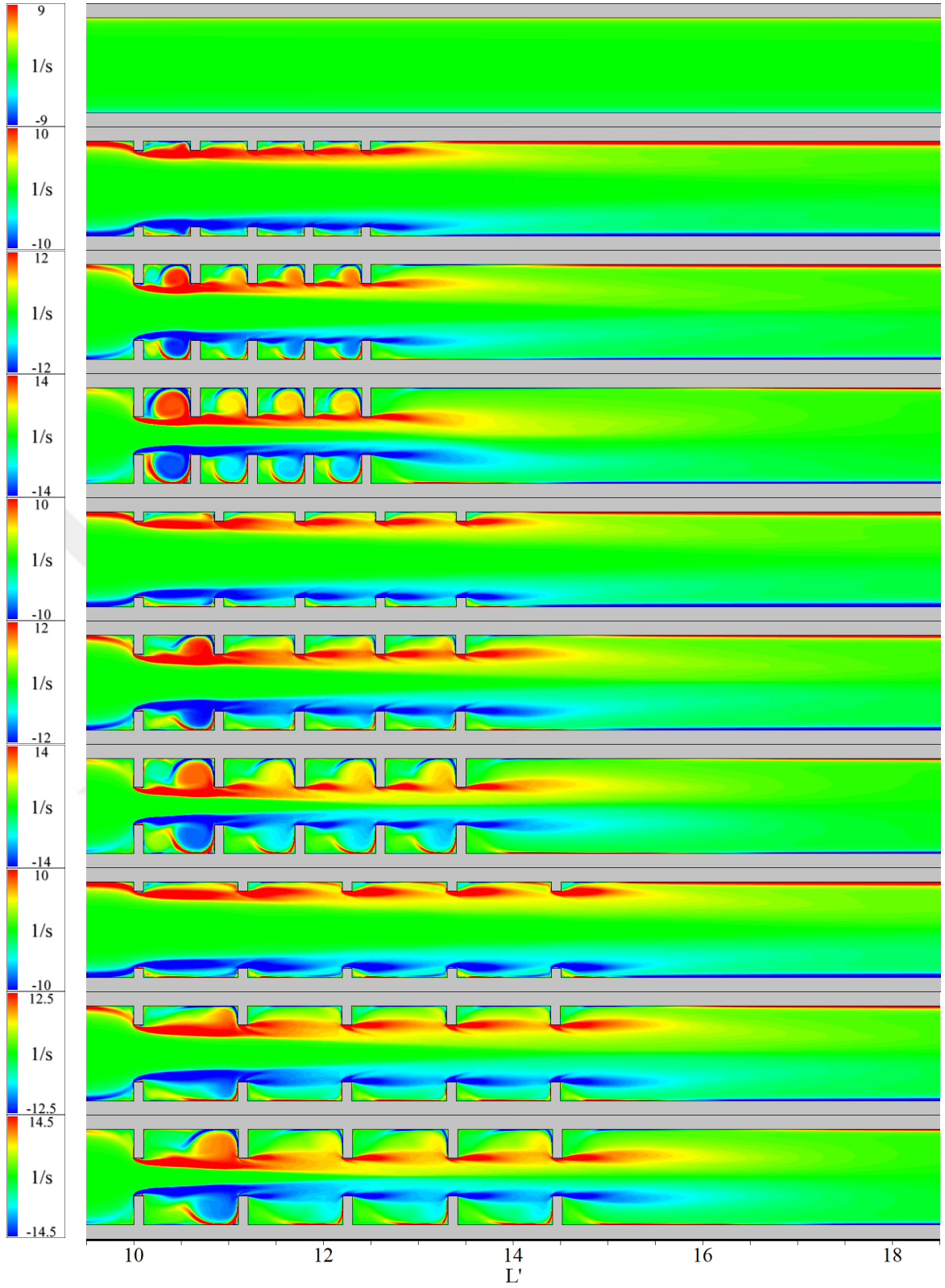
Şekil 4.18. $Re = 20000$ için akışa dik yöndeki hız çalkantıları $\langle v_{rms} \rangle$

4.1.7. Vortisite grafikleri

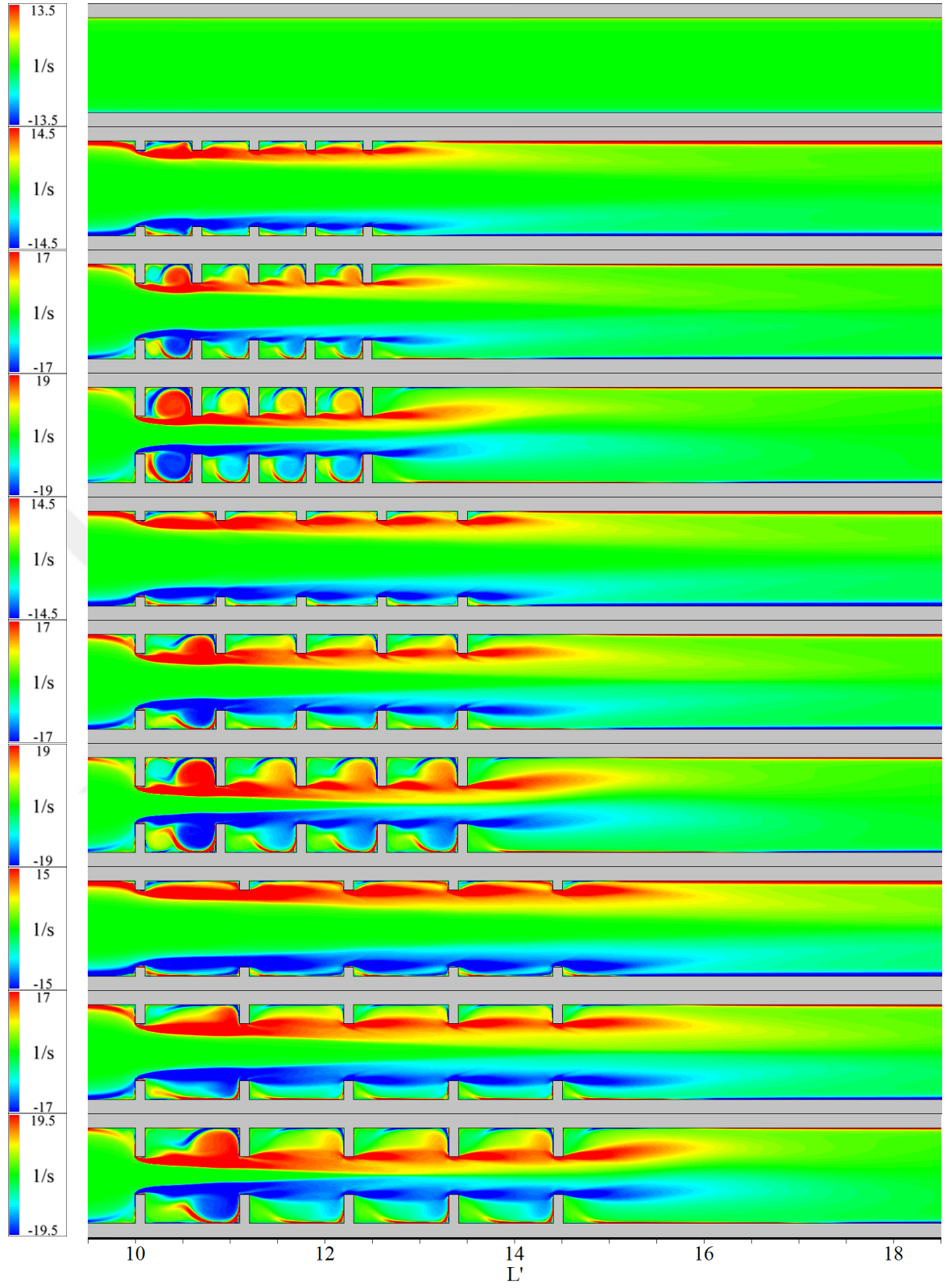
Zaman ortalama vortisite, $\omega = (\delta u / \delta y) - (\delta v / \delta x)$, konturları, tüm modeller için grafikler Şekil 4.19'da Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.20'de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.21'de ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur.

Düz plaka için ele alınan kısımda akışı bozacak herhangi bir faktör olmadığından vortisite bileşenleri tespit edilememektedir. Her ne kadar kanalın girişi değeri alınan aralığın dışında kalıyor olsa da giriş kısmında oluşan vortisite değerleri, genel anlamda ölçeklerde sunulan maksimum ve minimum değerleri teşkil etmektedir.

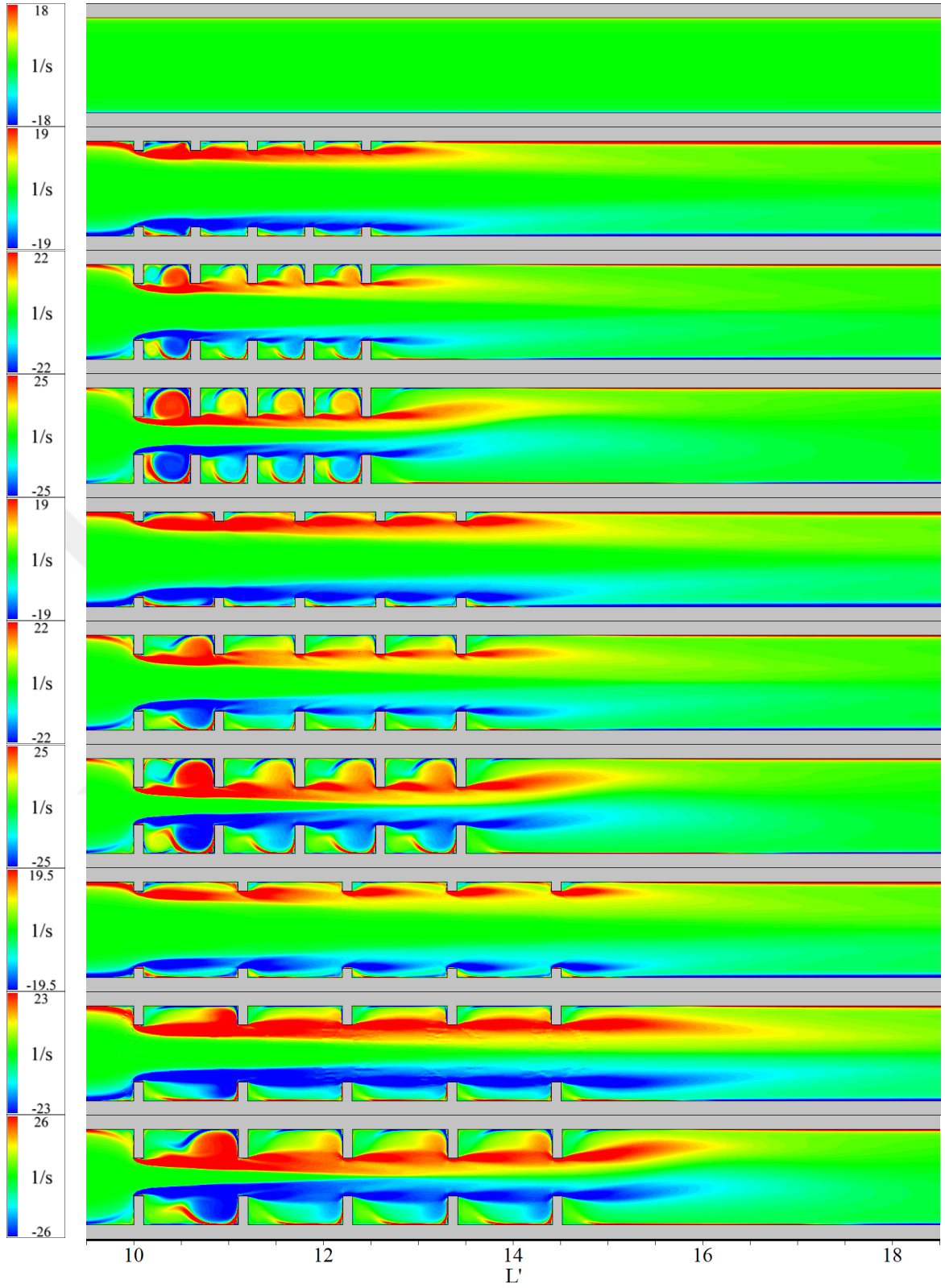
Engelleyici yerleştirilmesinin sonucu olarak bütün durumlarda neredeyse simetrik bir şekilde dağılım gözlemlenmektedir. İlk engelleyicinin üst akım yönündeki köşesi akış ayrılmasını büyük ölçüde artırmaktadır. Engelleyicilerin bulunduğu tüm modellerde ilk engelleyicinin bahsi geçen köşesinde, engelleyicinin yerleştirildiği plakanın konumuna göre en yüksek ve en düşük değerler sağlanmaktadır. Söz konusu değerler, üst plakadaki ilk engelleyicide maksimum değerleri, alt plakada ise bu durumun tersi olarak minimum değerleri vermektedir. Ancak ilk iki engelleyicinin arasında plaka bazında hâkim olan durumun tersi de gözlemlenmektedir. Örneğin, üst plakada pozitif değerler hâkim olmasına rağmen ilk iki engelleyicinin arasında plaka cidarına yakın bölgede negatif değerli vortisite de oluşmaktadır. Bu durumun tam tersinin de alt plakada aynen geçerli olduğu görülmektedir. Söz konusu bu halin ortaya çıkması, akış ayrılması neticesinde meydana gelen vortisitelerin dönüş yönü ile ilgilidir. Bahsi geçen durum ilk iki engelleyici arasında kuvvetli olmasına rağmen sonraki engelleyicilerde akışta periyodik halin yakalanması ile vortisitelerin bölgesel dağılımında küçülmeler meydana gelmiştir. Ancak en son engelleyici ile birlikte akıştaki kısa süreli periyodik halin ortadan kalkması ile birlikte, akış bozulmalarının bir sonucu olarak oluşan vortisiteler grafiklerden de görüldüğü üzere akış yönü boyunca uzama ve akış yönüne dik olarak da daralma sergilemektedir. Uzama ve daralma durumu Reynolds sayısının artışı ile daha belirgin hale gelmektedir. Ayrıca Reynolds sayısının artışı hız kaynaklı olduğundan, bu değer artışı ile skaladaki değerler de artma göstermektedir. Tüm durumlar için son engelleyiciden 1L' ila 1.5L' mesafe sonrasında bu etki gözlemlenmektedir. Bu bölgede, engelleyiciler arası mesafenin etkisi nispeten daha azdır. Zira oluşan durum akış ayrılmasının artması ile alakalı olduğundan, engelleyici yüksekliği biraz daha etkilidir.



Şekil 4.19. $Re = 10000$ için vortisite $\langle \omega \rangle$ konturları



Şekil 4.20. $Re = 15000$ için vortisite $\langle \omega \rangle$ konturları



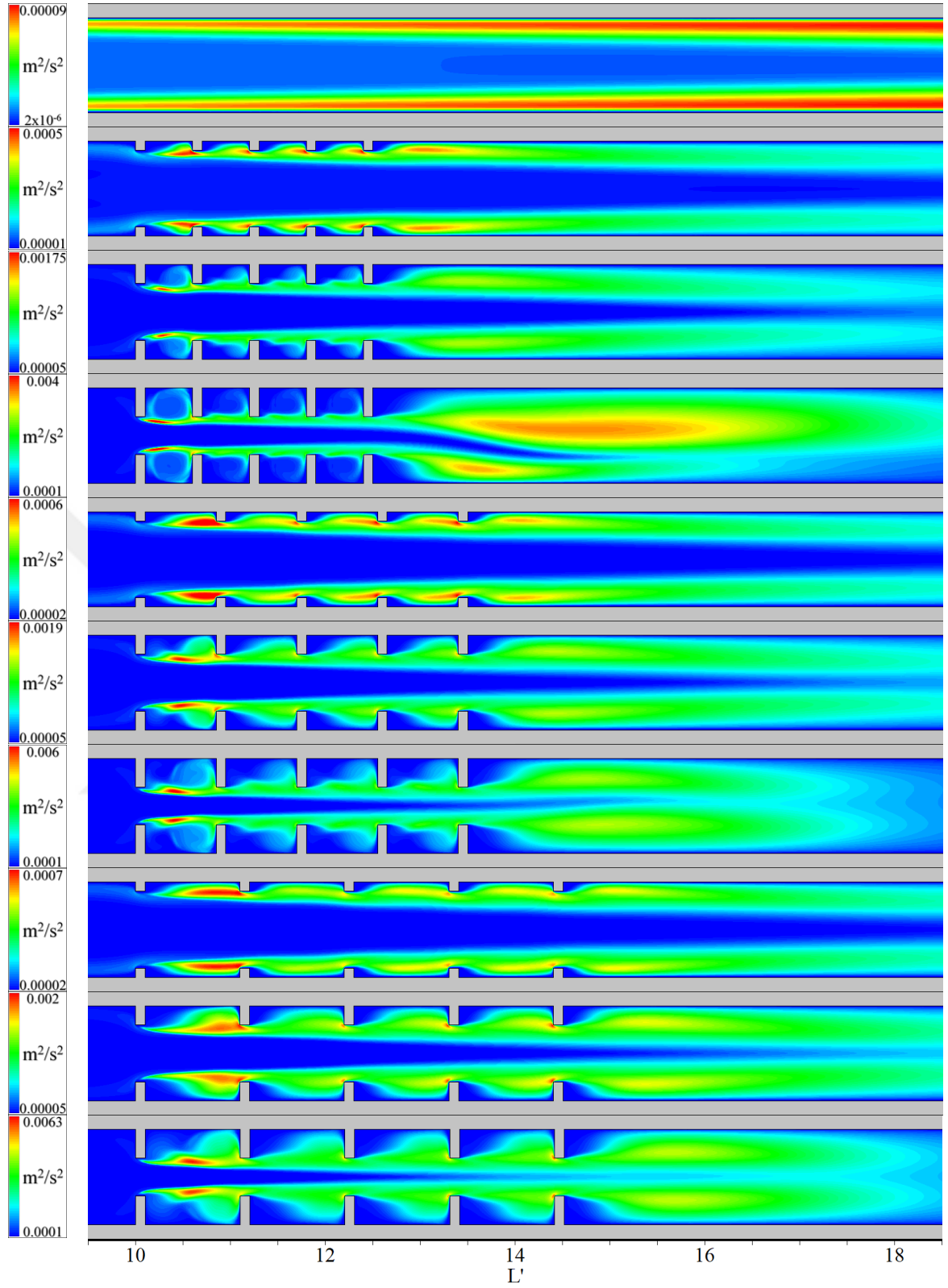
Şekil 4.21. $Re = 20000$ için vortisite $\langle \omega \rangle$ konturları

4.1.8. Türbülans kinetik enerjisi grafikleri

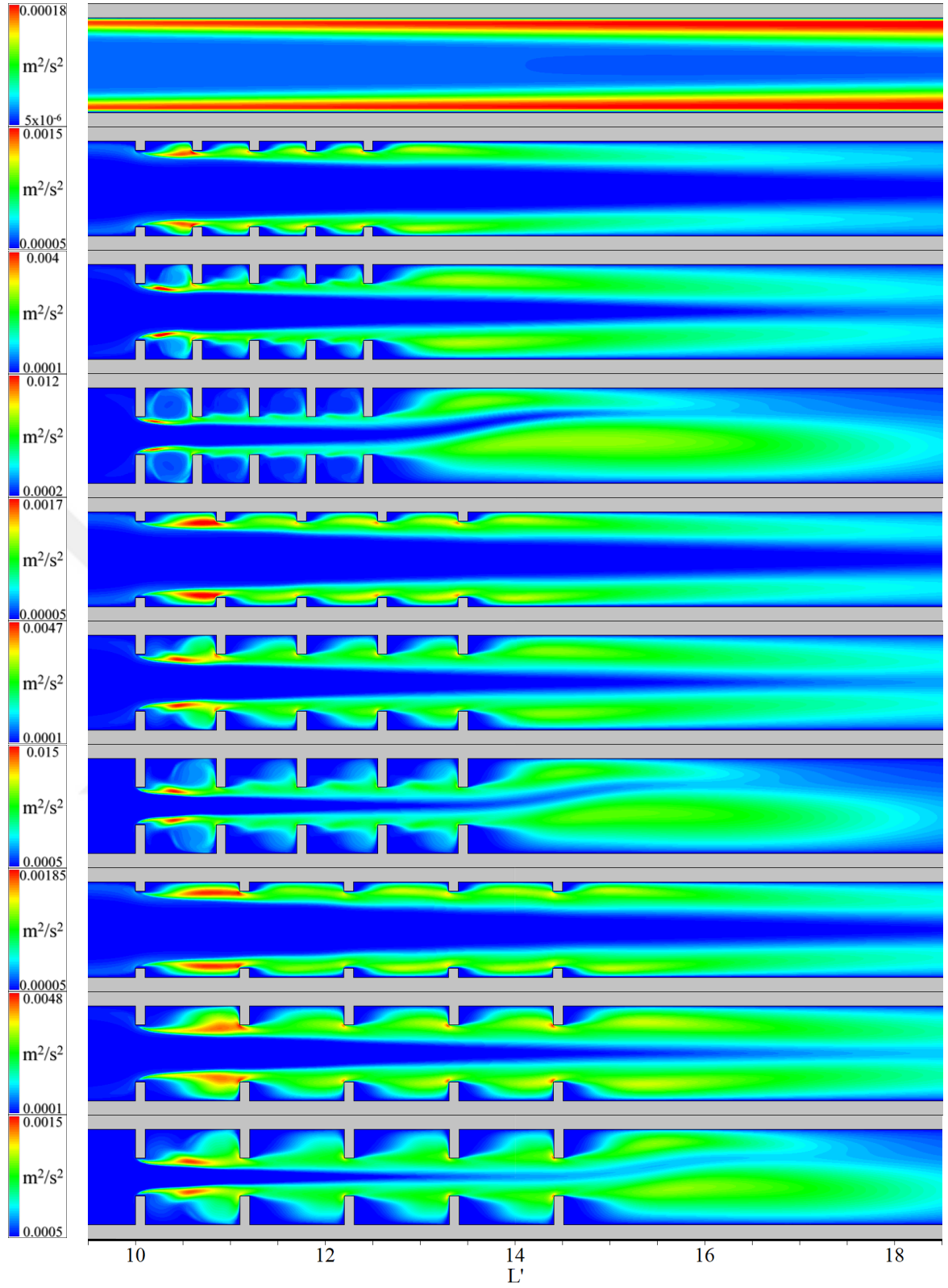
Türbülans kinetik enerjisi grafikleri, zaman ortalama HAD analizlerine ait sonuçların bir parçası olarak verilmiştir. Ele alınan bütün durumlar için grafikler Şekil 4.22’de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.23’te Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.24’te ise Reynolds sayısının 20000 değeri için verilmiştir.

Kinetik enerji ortalama akış için geçerli bir durumdur. Akışın türbülanslı bölgesine ait kinetik enerji değeri elde edilirken, türbülans kinetik enerjisi ifadesi kullanılmaktadır ve bu terim doğrudan akış şartlarındaki türbülans yoğunluğu ile ilgilidir. Düz plaka için görüntülenen alanda, her ne kadar akışı bozacak ya da türbülans yoğunluğunu artıracak bir durum olmasa da sınır tabakasının etkili olduğu cidara yakın bölgelerde skaladaki maksimum değerler saptanmıştır. Yine de bu değerler engelleyicilerin kullanıldığı durumlar ile kıyaslandığı oldukça düşük değerlerdedir. Minimum değerler ise kanalın merkez hattında baskın olan çekirdek akışının etkisindedir.

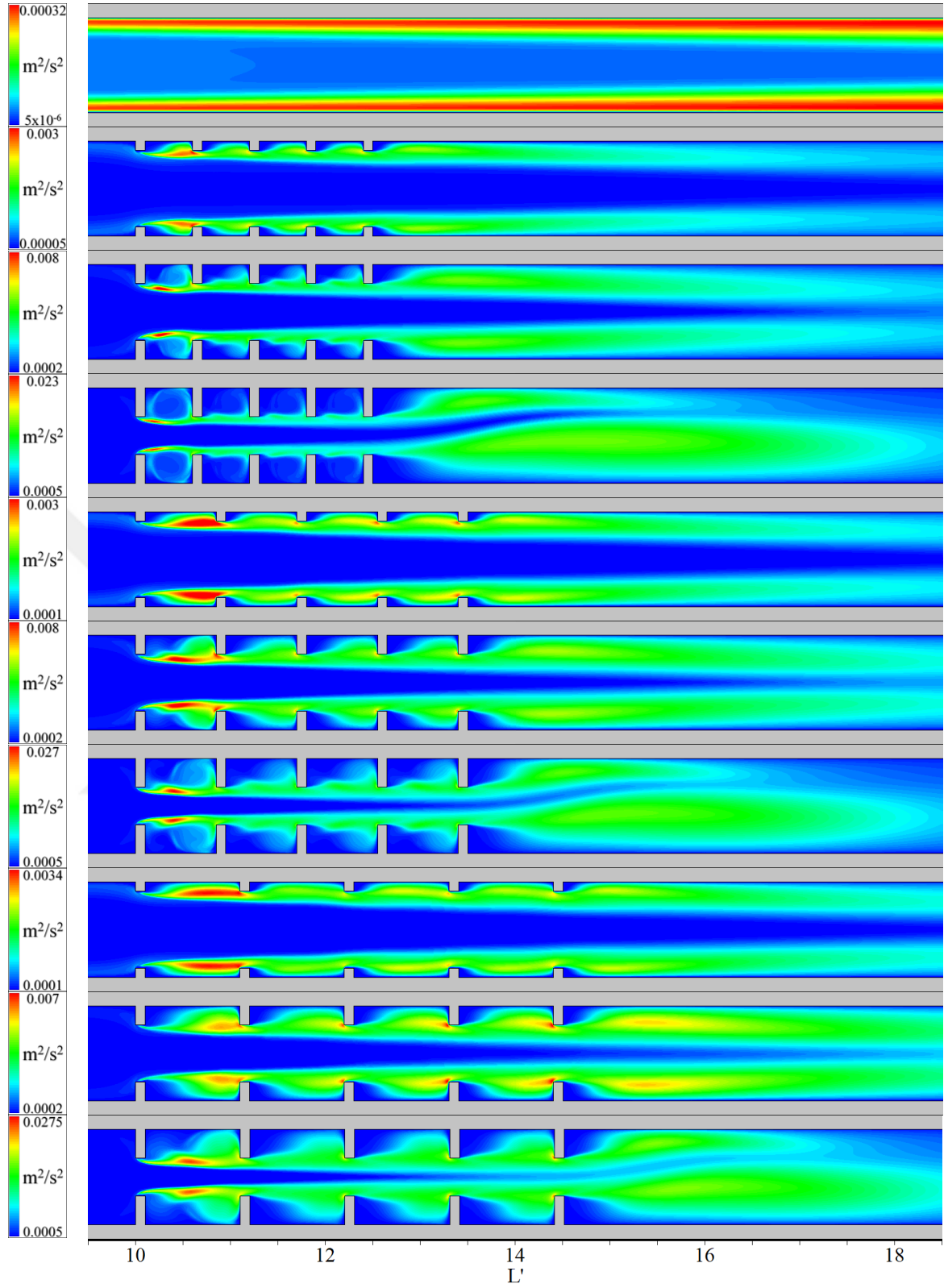
Engelleyicilerin etkisinin araştırıldığı durumlarda ise engelleyici yüksekliğine, engelleyiciler arası mesafeye ve Reynolds sayısına bağlı olarak farklı durumlar gözlemlenmektedir. Akış ayrılmasının oluşturduğu türbülansın etkisi ile ilk engelleyicinin art izi bölgesinde genel itibar ile en yüksek değerler elde edilmektedir. Ancak engelleyiciler dizisinin devamı ile kısa süreli periyodik akış sağlandığından, maksimum türbülans yoğunluğunun ilk engelleyiciden sonraki etkisi, her bir engelleyiciden sonra azalmaktadır. Azalan bir eğilim gösteren bu etki, engelleyici yüksekliğinin artışı ile daha kısa sürede ortadan kalkmaktadır ve skaladaki ortalama değerlere doğru bir kayış sergilemektedir. Sonrasında da bu akım, merkez hattaki çekirdek akışını etkisi altına almaktadır. Ayrıca engelleyici yüksekliğinin artışı sonrasında jet akışı etkisinin artışının bir sonucu olarak, en son engelleyiciden sonra simetrik olmayan akış yapısı oluşmaktadır. Reynolds sayısının artışı, akış hızının artmasından dolayı gerçekleştiğinden, hız ile doğrudan ilişkili olan türbülans kinetik enerjisi değerleri de artış göstermektedir. Ancak genel anlamda, akış desenleri bakımından benzerlik görülmektedir. Engelleyiciler arasındaki mesafe artışının sonucu olarak türbülans kinetik enerjisi değerlerinde de artış gözlemlenmektedir ancak genel anlamda dağılım açısından pek fazla farklılık meydana gelmemektedir.



Şekil 4.22. $Re = 10000$ için türbülans kinetik enerjisi $\langle TKE \rangle$ konturları



Şekil 4.23. $Re = 15000$ için türbülans kinetik enerjisi $\langle TKE \rangle$ konturları



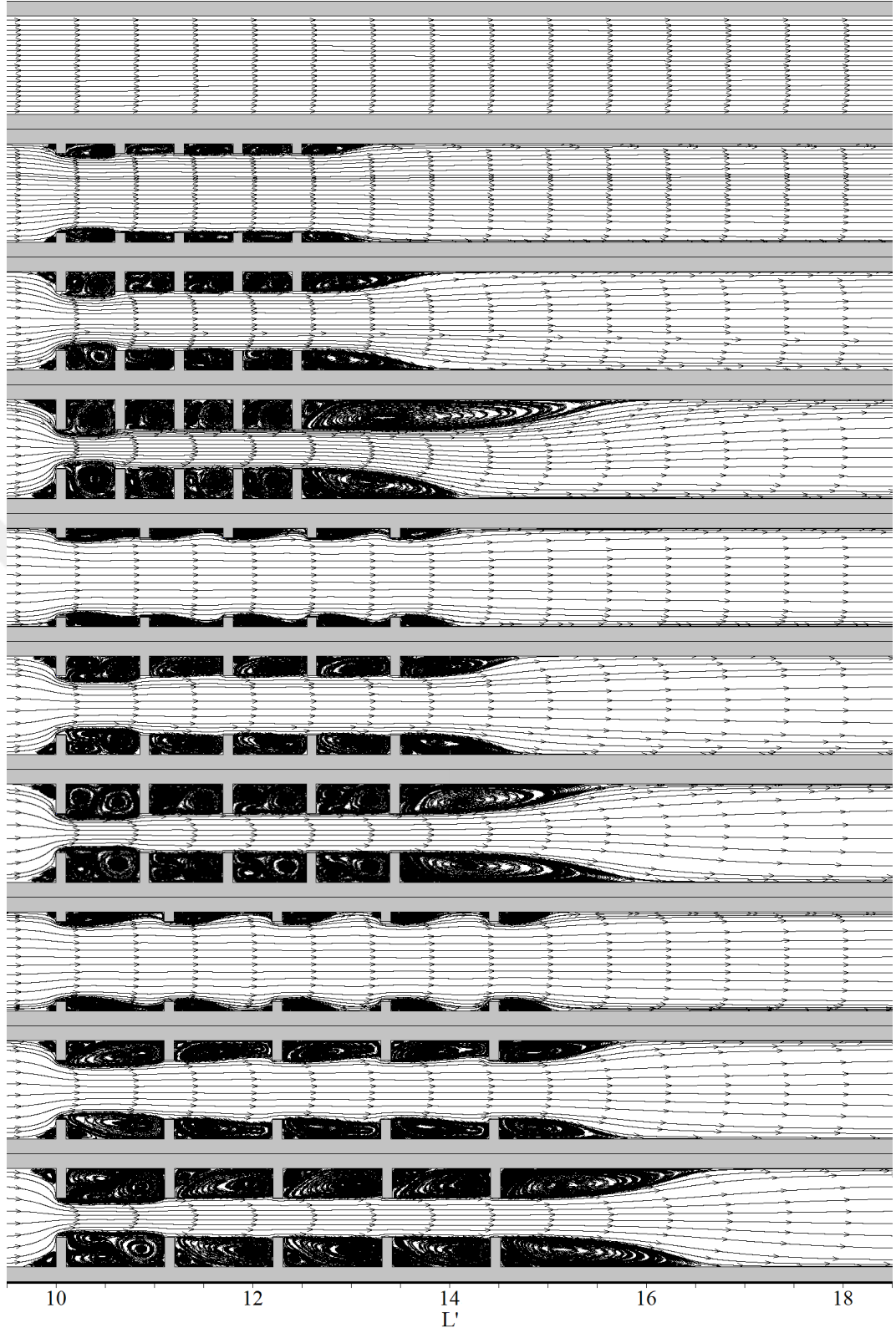
Şekil 4.24. $Re = 20000$ için türbülans kinetik enerjisi $\langle TKE \rangle$ konturları

4.1.9. Akım çizgisi grafikleri

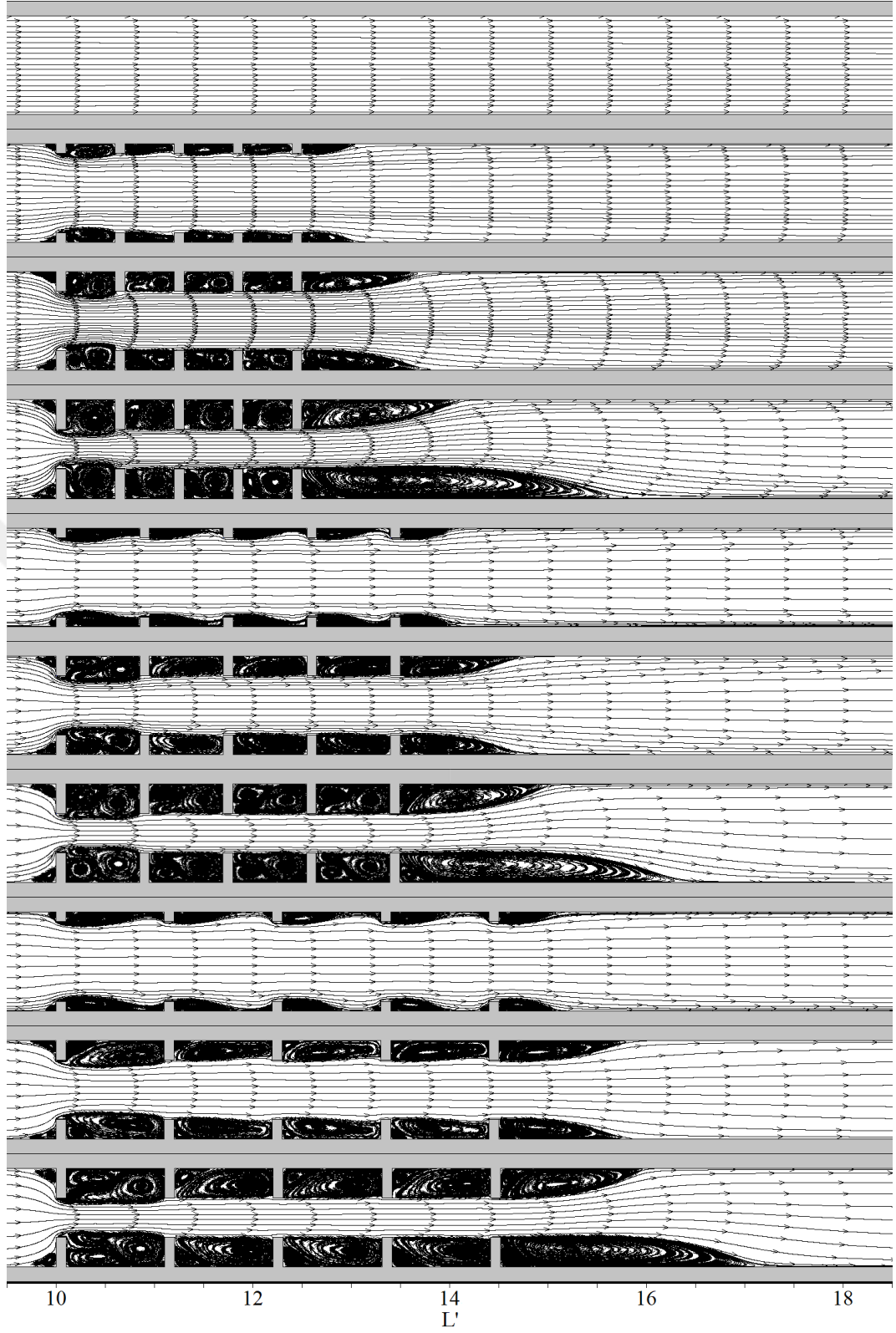
Zaman ortalama HAD analizleri ile elde edilen akım çizgisi grafikleri verilmiştir. Ele alınan tüm durumlar için grafikler, Şekil 4.25'te Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.26'da Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.27'de ise Reynolds sayısının 20000 değeri içindir.

Düz plaka durumu için tüm Reynolds sayısı değerlerinde oldukça düzgün bir akım çizgisi dağılımı elde edilmektedir. Bu halin ortaya çıkmasında, akışın herhangi bir faktör tarafından bozulmaması etkilidir. Dolayısı ile de tabakalar halinde, düzgün bir hız profili görülmektedir. Türbülanslı akışın karakteristik hız profili sınır tabaka etkisinde gözlemlenmektedir.

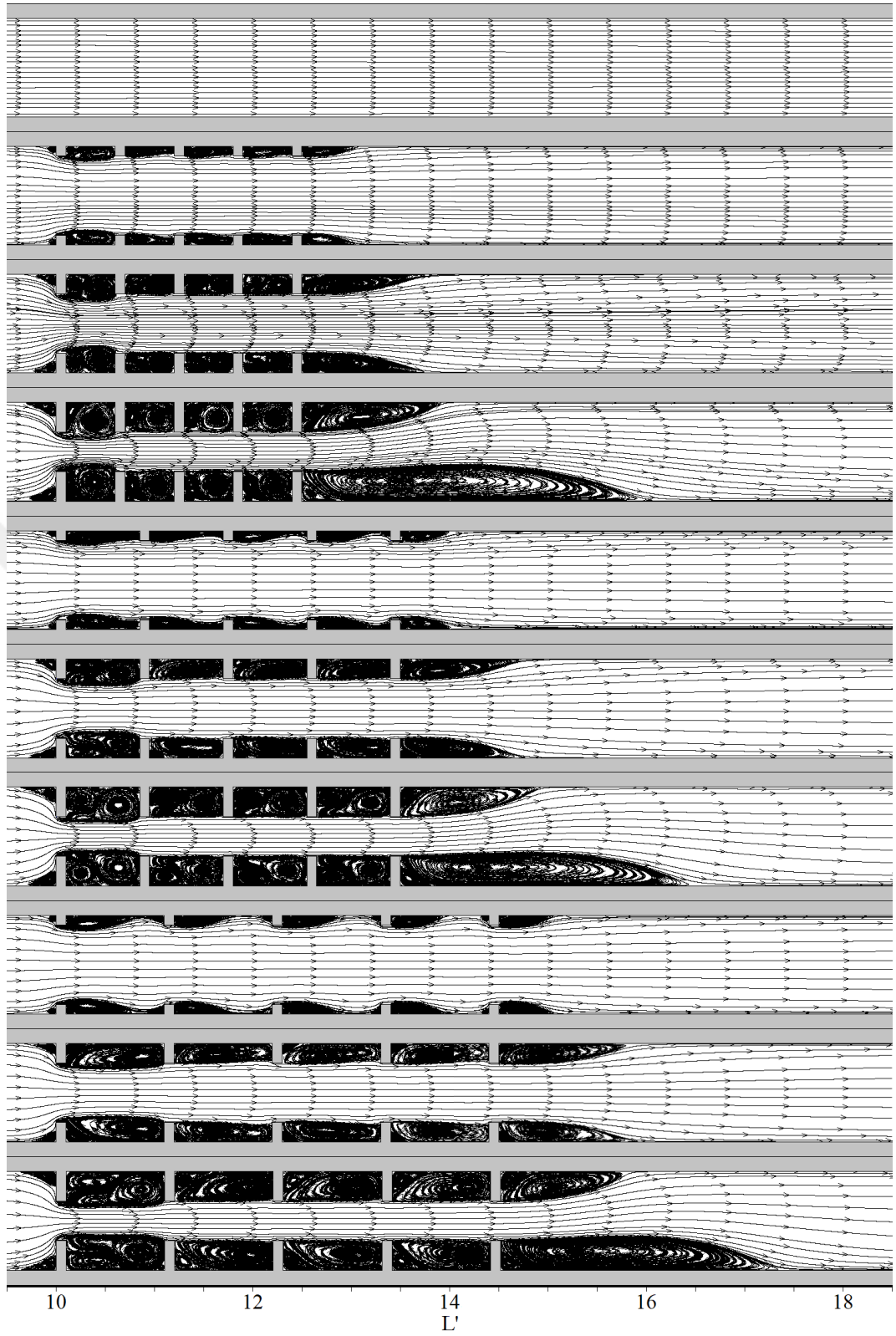
Akışı bozmak amacıyla yerleştirilen engelleyicilerin varlığında ise karmaşık bir akış yapısı elde edilmektedir. Ancak akış alanının karmaşıklığı yerleştirilen engelleyicilerin yükseklik değerlerine göre artma sergilemektedir. Özellikle ilk engelleyicinin etkisinde akış ayrılmasının meydana gelmesi ile engelleyiciler arasında dönmümlü akışlar elde edilmektedir. Dolayısı ile akışı bozan öncü eleman ilk engelleyici olduğundan, bu cismin art izinde daha geniş girdaplar meydana gelmektedir. Sonraki engelleyiciler belirli aralıklarla yerleştirildiğinden kısmi olarak periyodik akış sağlanmaktadır ve diğer engelleyicilerin arasındaki girdap yoğunluğu ilkinde oranla biraz daha az olarak gözlemlenmektedir. Ancak son engelleyiciden sonra akış kesit alanının artmasına bağlı olarak yeniden basınç farkı oluşmaktadır. Bunun neticesinde son engelleyicinin art izi bölgesi boyunca uzayan girdap bölgeleri tespit edilmektedir. Son engelleyicinin yüksekliğine bağlı olarak art izi bölgesi de genişleme gösterdiğinden, girdapların etki alanı da artmaktadır ve ayrıca çalışmadaki en yüksek engelleyicide jet akışının da etkisiyle simetrik olmayan bir dağılım ortaya çıkmaktadır. İlaveten engelleyici yüksekliğinin artışı ile birlikte akışın toparlanması için gerekli mesafe de artmaktadır. Ancak engelleyiciler arası mesafenin artışına bağlı olarak son engelleyicinin art izi, toparlanma ve bir miktar küçülme göstermektedir. Ancak engelleyiciler arasındaki bölgede girdapların şekilleri değişmeye başlamaktadır. Reynolds sayısının artışı ile birlikte, ayrılmış akışın yeniden yüzeye tutunması ve akışın yeniden toparlanması için gerekli mesafe de artış göstermektedir.



Şekil 4.25. $Re = 10000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.26. $Re = 15000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.27. $Re = 20000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri

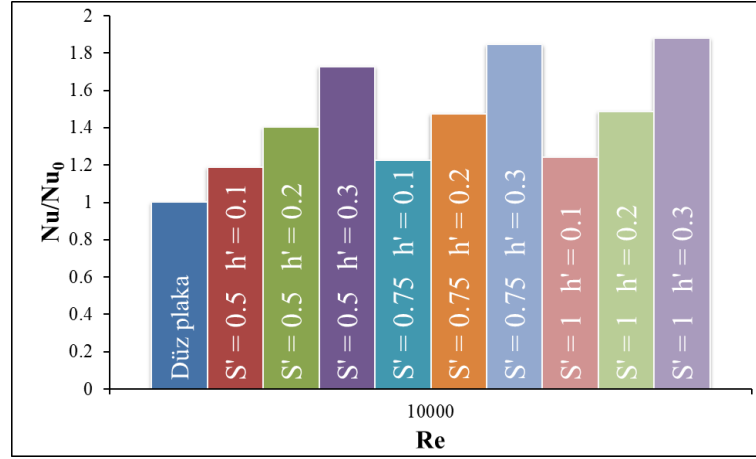
4.1.10. Nusselt sayısı (Nu) grafikleri

Zaman ortalama analizlerden engelleyici yerleştirilmiş plakalar için elde edilen ortalama Nusselt sayısı değerleri, $Nu = h D_H / k$, düz plakadaki değerler ile normalleştirilerek Şekil 4.28’de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.29’da Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.30’da ise Reynolds sayısının 20000 değeri için verilmiştir. İlave olarak, Nusselt sayısının kanal boyunca değişim grafikleri bazı durumlar için Şekil 4.31 ile Şekil 4.39 arasında verilmiştir. Çalışmadaki tüm Reynolds sayısı değerlerini kapsayan bu değişim grafikleri, bütün modellerin üst ve alt plakaları için sunulmuştur. Söz konusu grafiklerde, yerleştirilen engelleyicilerin Nusselt sayısının değişimine etkisinin görülebilmesi için düz plakaya ait değişimler ile birlikte verilmiştir. Grafiklerde engelleyici yerleştirilmiş plaka “EYP” ile düz plaka ise “DP” ile kısaltılmıştır. Üç farklı engelleyici yüksekliği h' için ve üç farklı Reynolds sayısında verilen değişim grafikleri tüm kanal boyu olan $L' = 20$ ’yi kapsamaktadır. Engelleyiciler arası mesafe $S' = 0.5$ için engelleyicilerin yerleştirildiği aralık $10 \leq L' \leq 12.5$; $S' = 0.75$ için $10 \leq L' \leq 13.5$ ve $S' = 1$ için ise $10 \leq L' \leq 14.5$ olmaktadır. Ayrıca bu aralıklar için daha detaylı değişim durumları da verilmiştir.

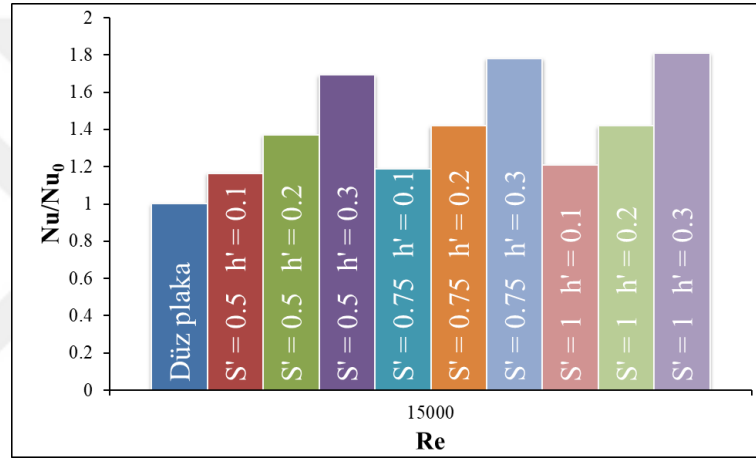
Ortalama değerlerin verildiği Şekil 4.28, Şekil 4.29 ve 4.30’a göre, engelleyici yerleştirilmesi sonrasında Nusselt sayısı düz plakaya göre artmaktadır. Fakat değerlerinin hangi oranda artış gösterdiği, engelleyicilerin yüksekliğine ve engelleyiciler arası mesafeye bağlı olarak değişmektedir. Engelleyici yüksekliği arttıkça, Nusselt sayısı değerleri de artmaktadır ancak göreceli olarak en büyük artış h' değeri 0.2’den 0.3’e arttığında gözlemlenmektedir. Ek olarak, engelleyici yüksekliğinin artışı ile sağlanan Nusselt sayısı artışı, Reynolds sayısının 10000 değerinde daha belirgindir. Bunun sebebi, Reynolds sayısı artışının değer olarak Nusselt sayısını da artırmasıdır. O halde mevcut şartlar altında, plakalar üzerine akışı bozmak üzere yerleştirilecek engelleyici yüksekliğine ait ardışık iki durum arasında göreceli en çok artışın sağlanması için bir aralık belirlenebilir. Mevcut şartlarda, engelleyici yüksekliği açısından, ardışık iki durum için değerlerde en fazla sıçramanın görüldüğü $0.2 \leq h' \leq 0.3$ aralığı düşük Reynolds sayısında önerilebilir. Engelleyiciler arası mesafe arttıkça da Nusselt sayısı değerleri artmaktadır fakat bu artış engelleyici yüksekliğinin artışından kaynaklı olana göre daha düşük seviyede kalmaktadır. Engelleyiciler arası mesafenin, Nusselt sayısı değerlerinin artışına etkisi, S' değeri 0.5’ten 0.75’e artarken daha aşikârdır. Bu durum düşük Reynolds sayısında daha iyi bir şekilde ortaya çıkmaktadır.

Engelleyici yüksekliği bakımından aralık verildiği gibi, benzer şekilde engelleyiciler arası mesafenin artması ile değerlerde ardışık iki durum için en fazla sıçramanın görüldüğü aralık için de $0.5 \leq S' \leq 0.75$ düşük Reynolds sayısında tavsiye edilebilir. Elde edilen bulgulara göre, düz plaka kıyaslandığında en fazla artış, engelleyici yüksekliğinin en fazla olduğu durum $h' = 0.3$ 'te ve engelleyiciler arası mesafenin en fazla olduğu $S' = 1$ için Reynolds sayısı değeri 10000 iken saptanmaktadır. Benzer biçimde, düz plaka referans alındığında en düşük artış ise engelleyici yüksekliğinin en az olduğu durum $h' = 0.1$ 'te ve engelleyiciler arası mesafenin en az olduğu $S' = 0.5$ için Reynolds sayısı değeri 20000'de elde edilmektedir. Buradan Reynolds sayısı düşük olduğu, Nusselt sayısında daha büyük bir artışın sağlandığı sonucu çıkarılabilir.

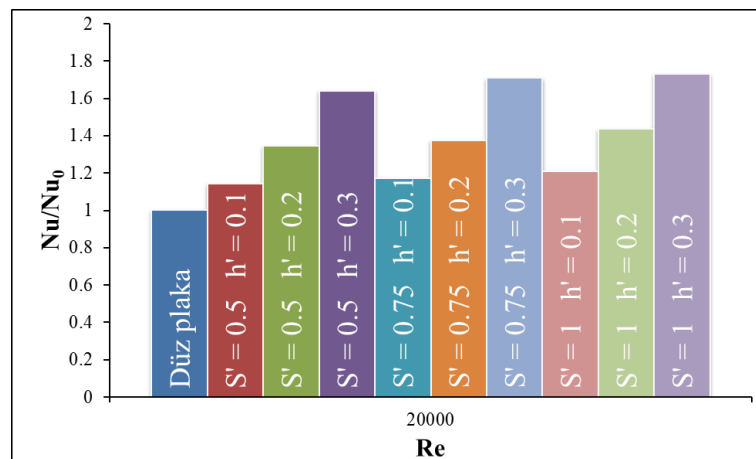
Kanal boyunca Nusselt sayısının yerel olarak değişimini veren ve Şekil 4.31 ile Şekil 4.39 arasında sunulan grafiklere göre, engelleyicilerden önce herhangi bir cisim olmadığından düz plaka durumu geçerlidir. Bir başka deyişle, her iki duruma ait değerlerin beklendiği gibi çakışık olduğu görülmektedir. Engelleyicilere doğru akışın yaklaşması ile birlikte $9 \leq L' \leq 10$ aralığında Nusselt sayısı değerleri düşmeye başlamaktadır. Reynolds sayısı arttıkça değerlerin düşmeye başladığı bu nokta girişe doğru kaymaktadır. İlk engelleyici ile birlikte Nusselt sayısı değerleri yerel olarak sıçrama göstermektedir. Fakat bu sıçrama diğer engelleyicilere oranla daha düşük kalmaktadır. Daha ziyade çıkışa doğru gidildikçe, her bir engelleyicinin ulaştığı maksimum değer bir öncekini geride bırakmaktadır. Ancak iki engelleyici arasında değerler anlık düşme göstermektedir. Netice itibari ile yerel olarak ani değer artışları ortalama Nusselt sayısı değerlerini daha yukarıya çekmektedir ve böylelikle ısı transferinde iyileşme sağlanmaktadır. Son engelleyiciden sonra Nusselt sayısı değerleri bir anlık düşme gösterip, son bir defa daha artmaktadır. Sonrasında çıkışa doğru düz plaka değerlerine doğru toparlanma başlamaktadır. Bu toparlanma Reynolds sayısı, engelleyici yüksekliği ve engelleyiciler arası mesafe arttıkça gecikmektedir. Reynolds sayısı, engelleyici yüksekliği ve ara mesafe arttıkça Nusselt sayısı da artmaktadır. Ancak engelleyici yüksekliği arttıkça, alt ve üst plaka için simetri bozulmaktadır ve bu durum $h' = 0.3$ 'te daha belirgindir.



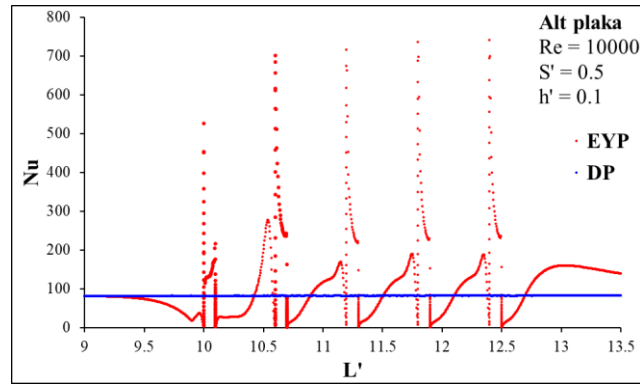
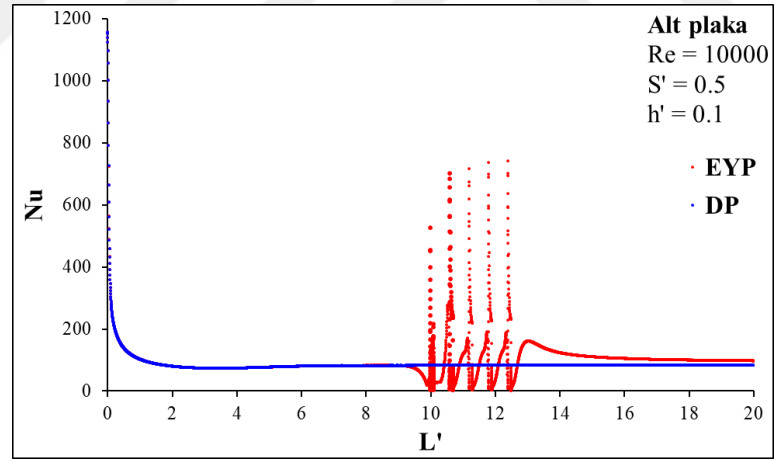
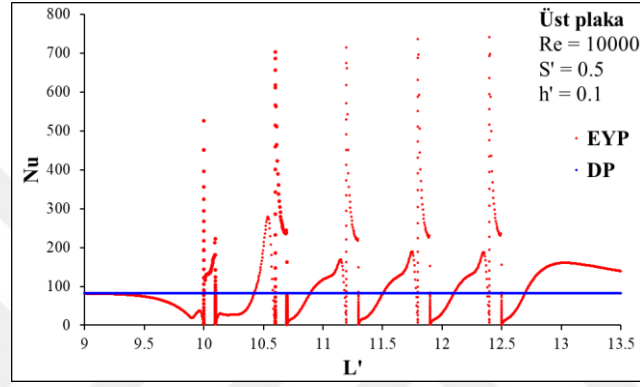
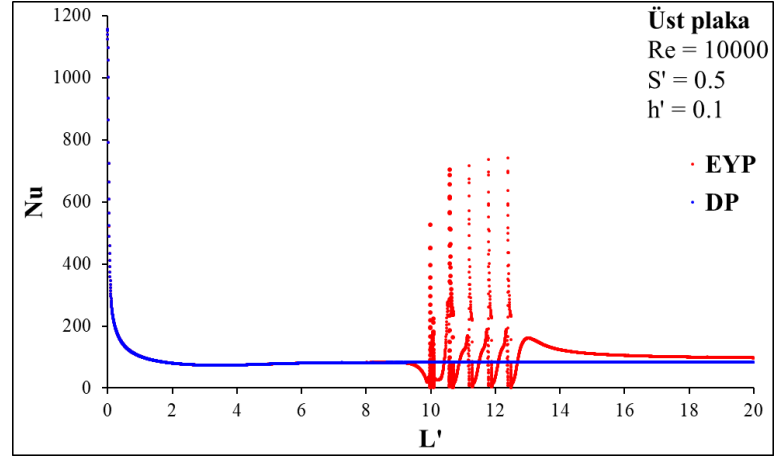
Şekil 4.28. $Re = 10000$ 'de düz plaka değerleri ile normalleştirilmiş Nusselt sayısı değerleri



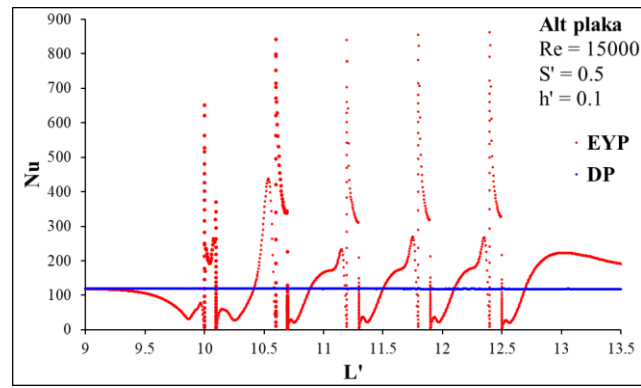
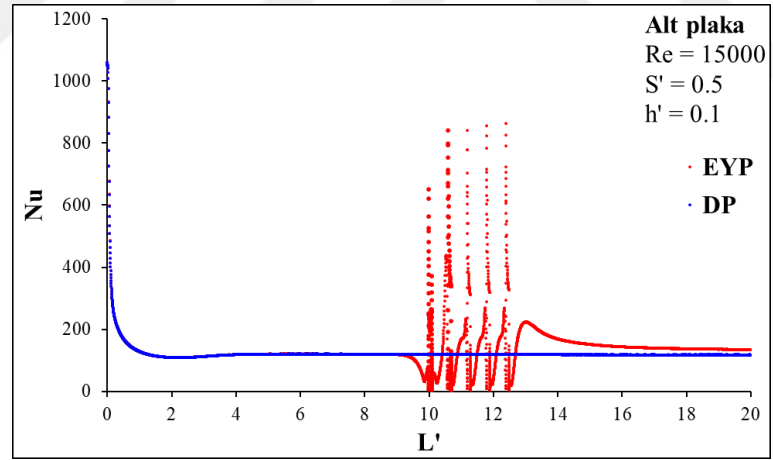
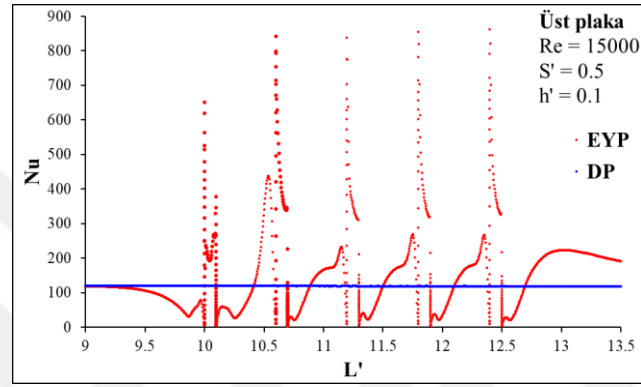
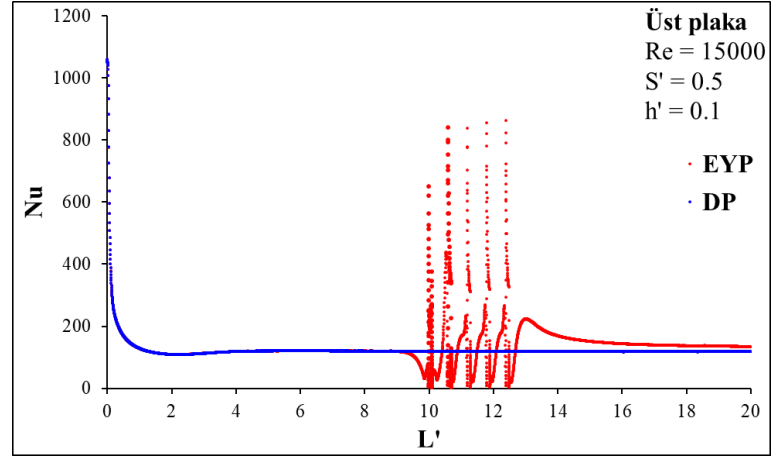
Şekil 4.29. $Re = 15000$ 'de düz plaka değerleri ile normalleştirilmiş Nusselt sayısı değerleri



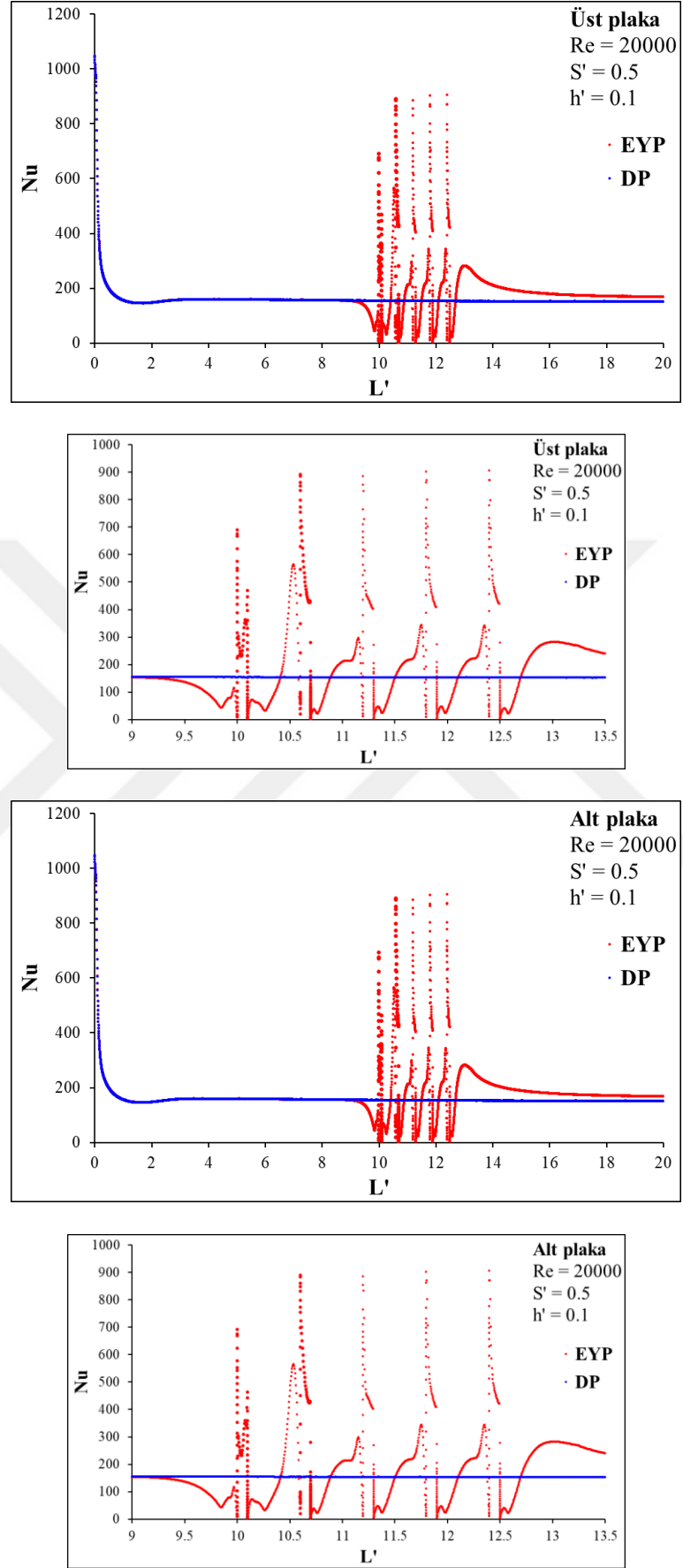
Şekil 4.30. $Re = 20000$ 'de düz plaka değerleri ile normalleştirilmiş Nusselt sayısı değerleri



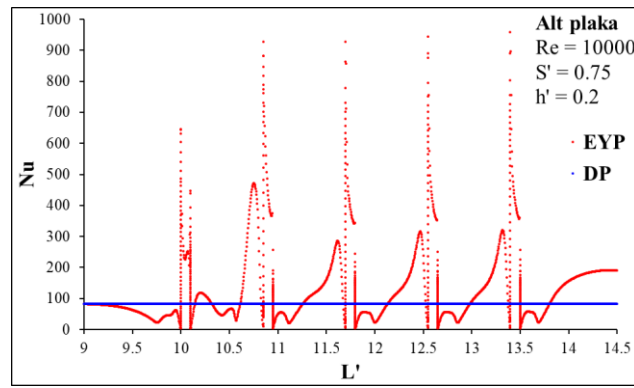
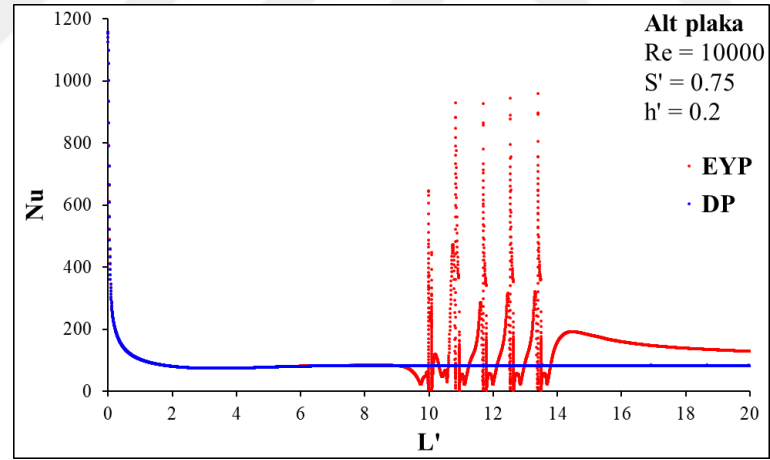
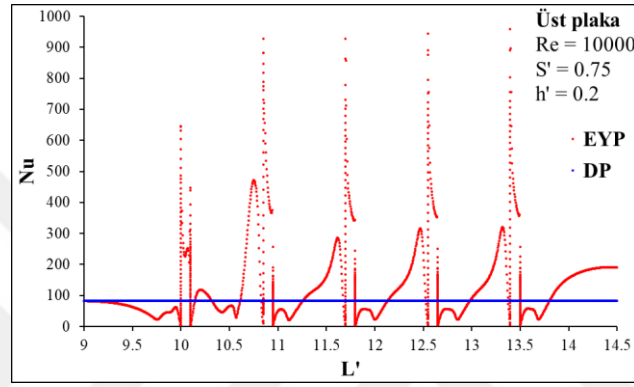
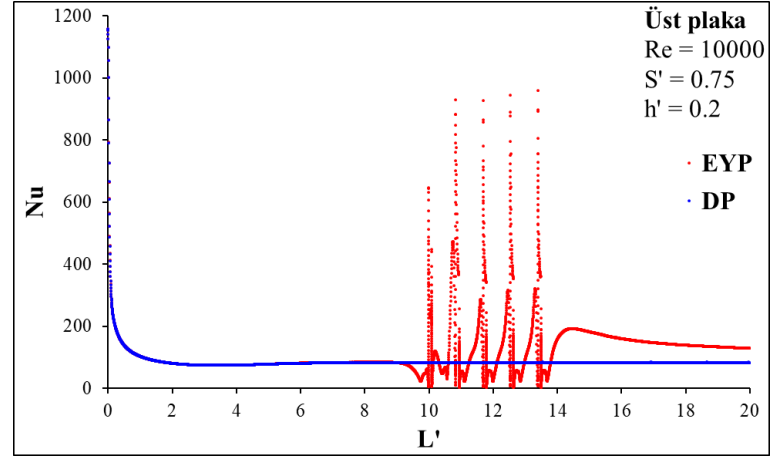
Şekil 4.31. $Re = 10000$ 'de $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$ için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



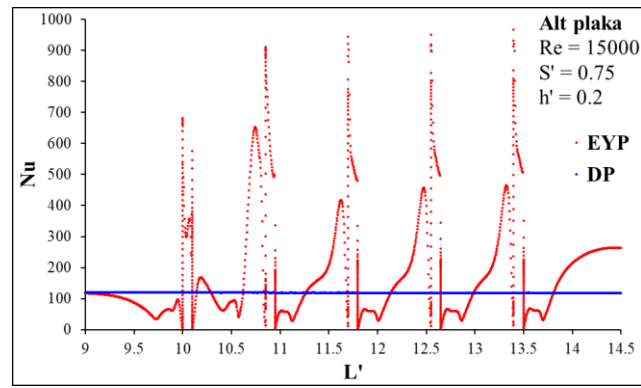
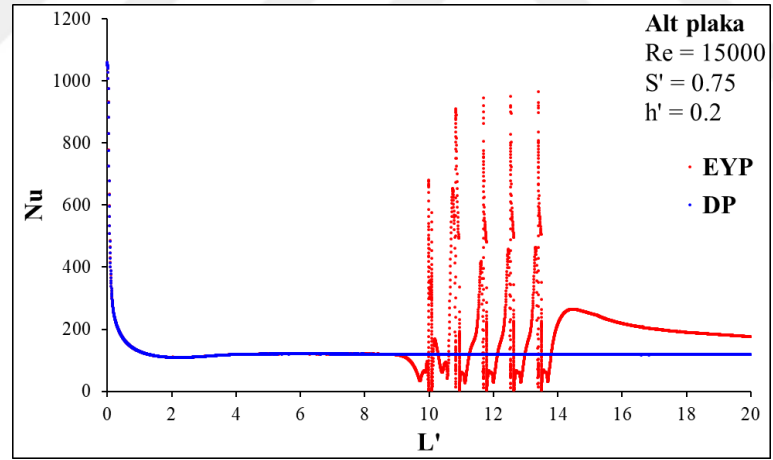
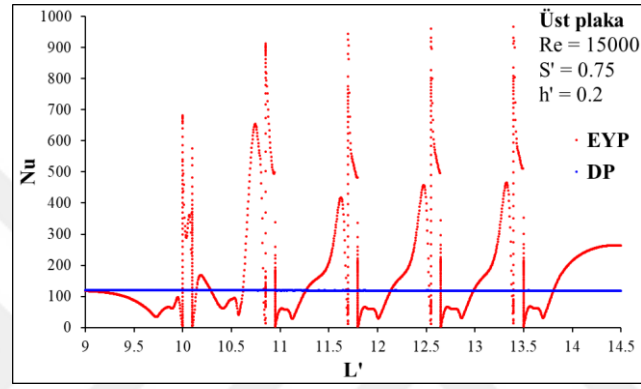
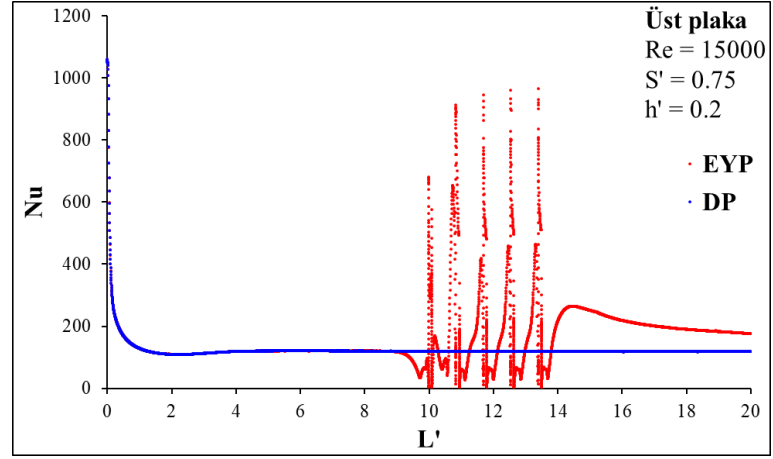
Şekil 4.32. $Re = 15000$ 'de $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$ için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



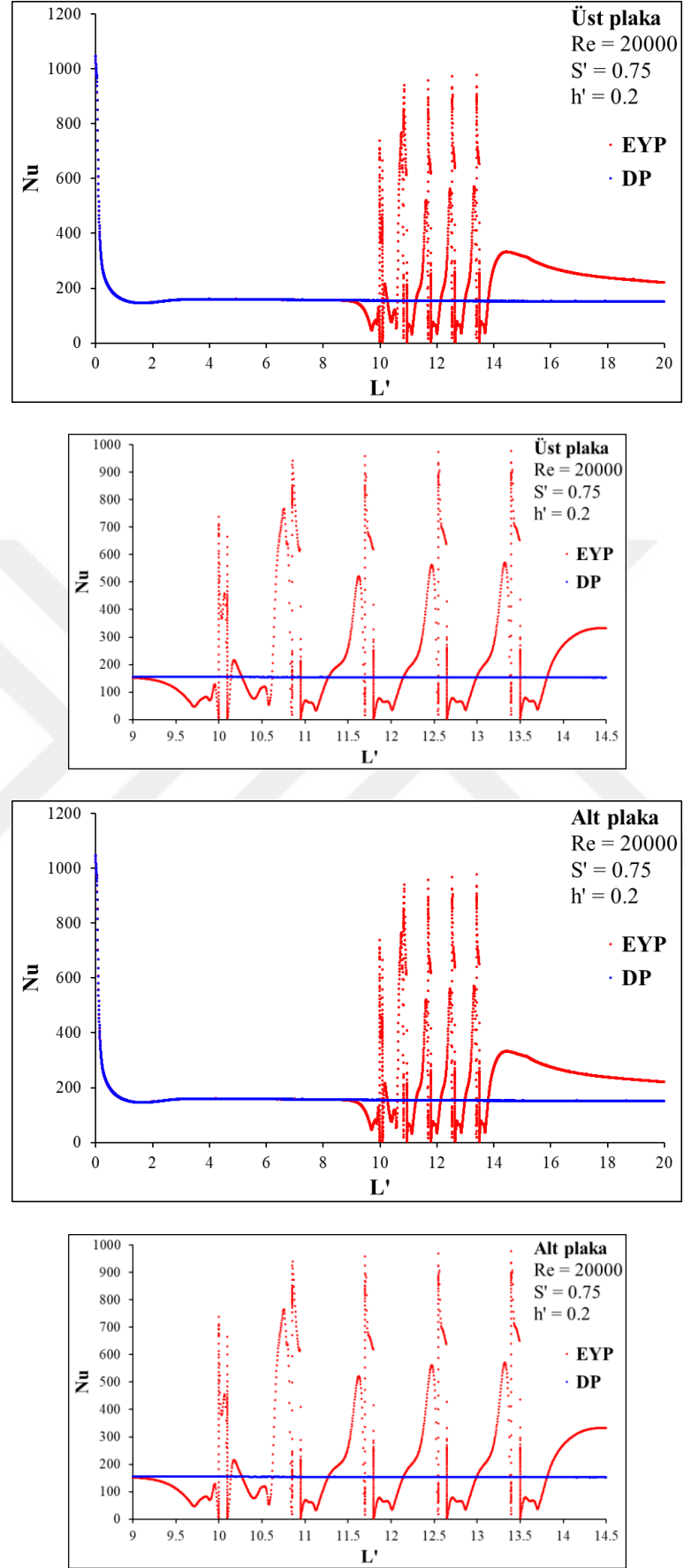
Şekil 4.33. $Re = 20000$ 'de $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$ için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



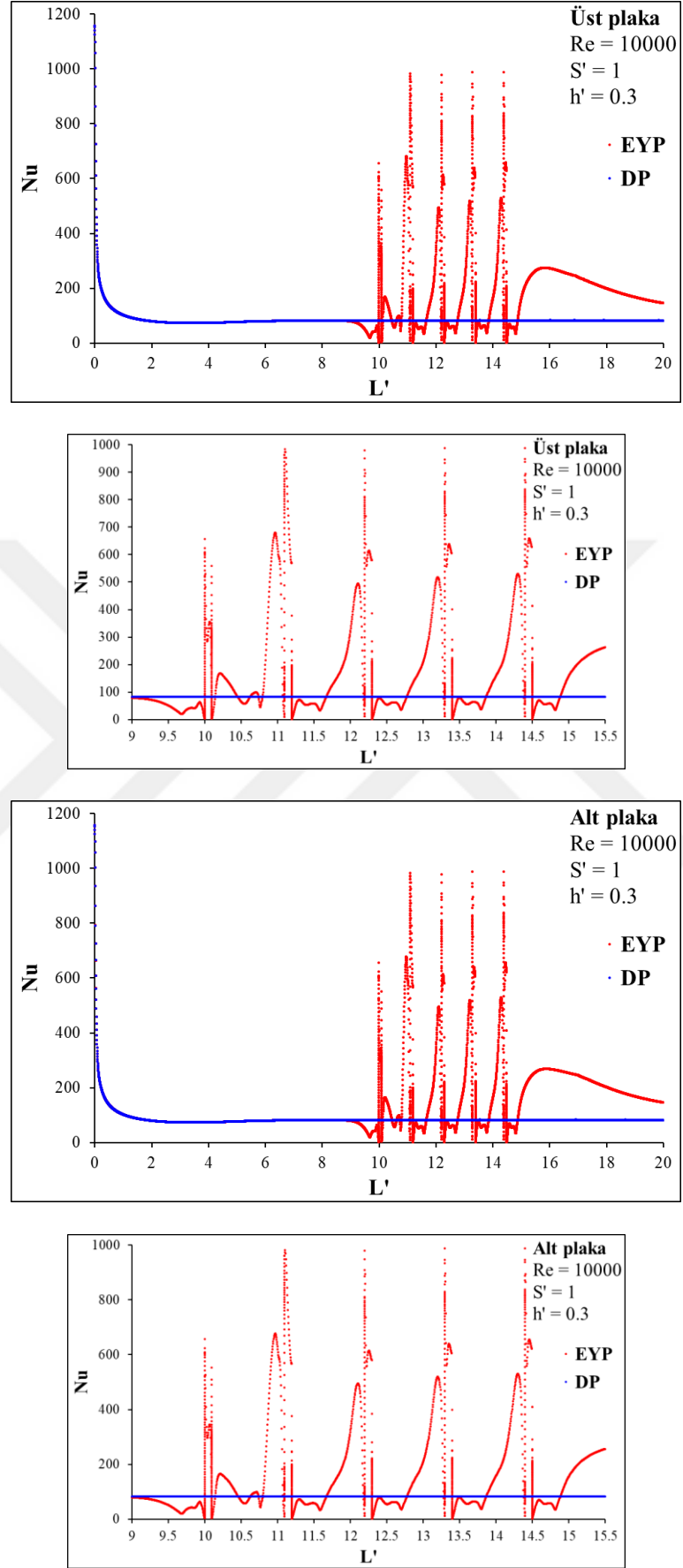
Şekil 4.34. $Re = 10000$ 'de $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$ için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



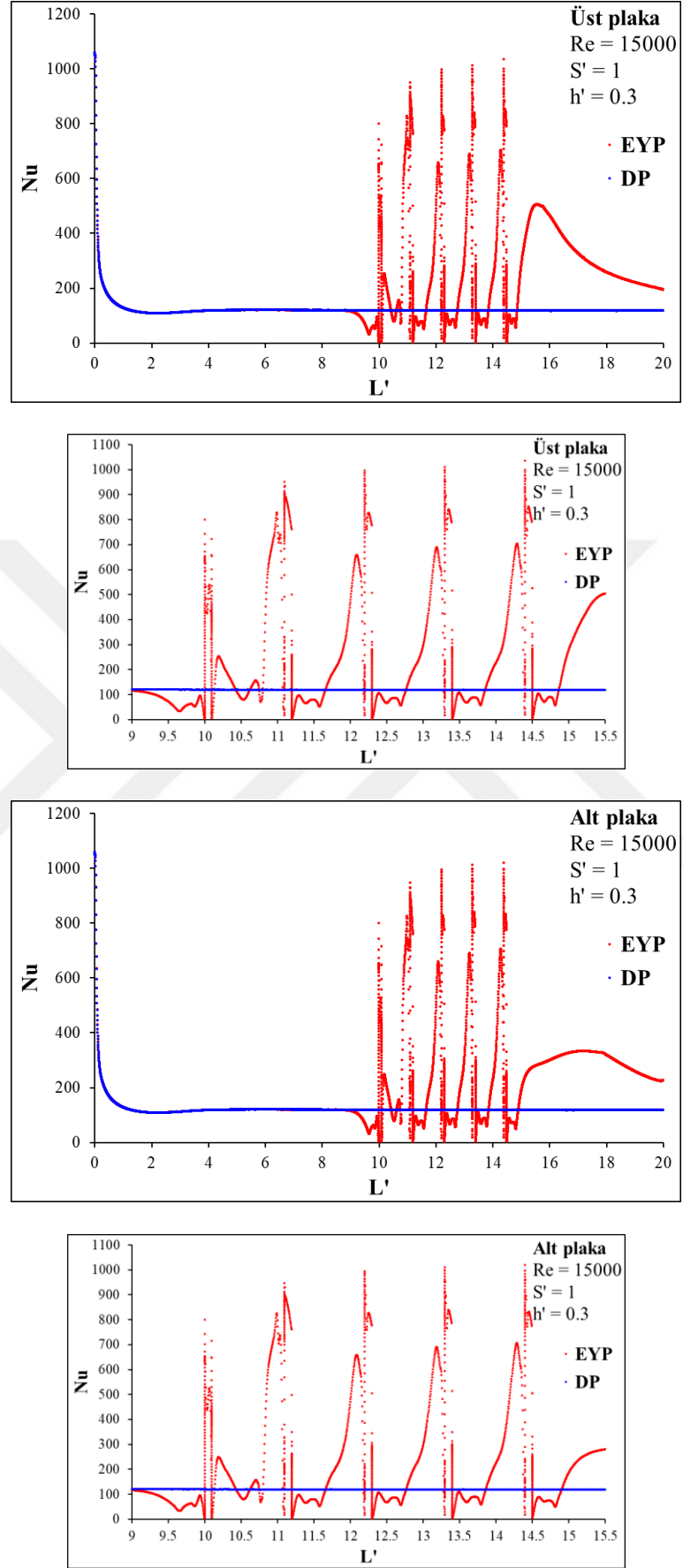
Şekil 4.35. $Re = 15000$ 'de $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$ için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



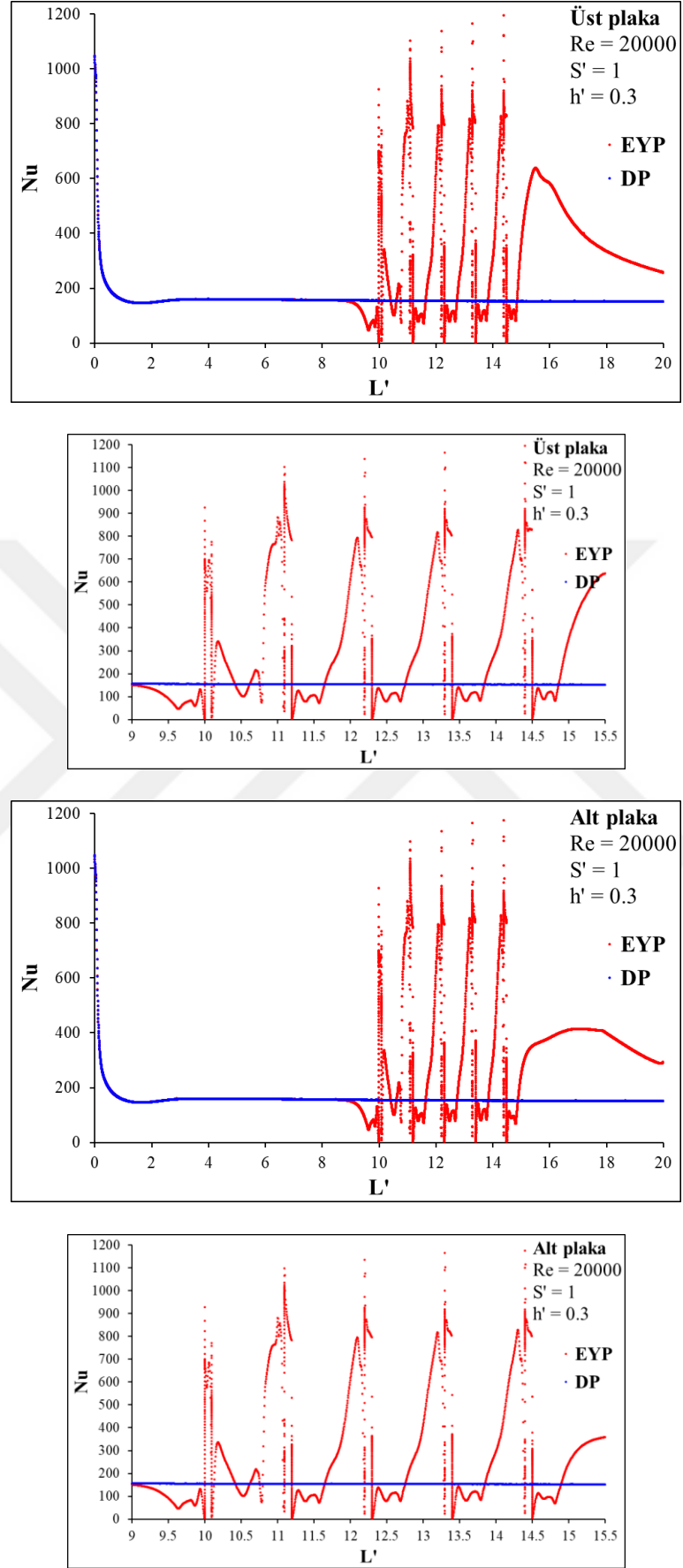
Şekil 4.36. $Re = 20000$ 'de $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$ için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



Şekil 4.37. $Re = 10000$ 'de $S' = 1$ ve $h' = 0.3$ için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



Şekil 4.38. $Re = 15000$ 'de $S' = 1$ ve $h' = 0.3$ için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi



Şekil 4.39. $Re = 20000$ 'de $S' = 1$ ve $h' = 0.3$ için üst ve alt plaka boyunca Nusselt sayısının değişimi

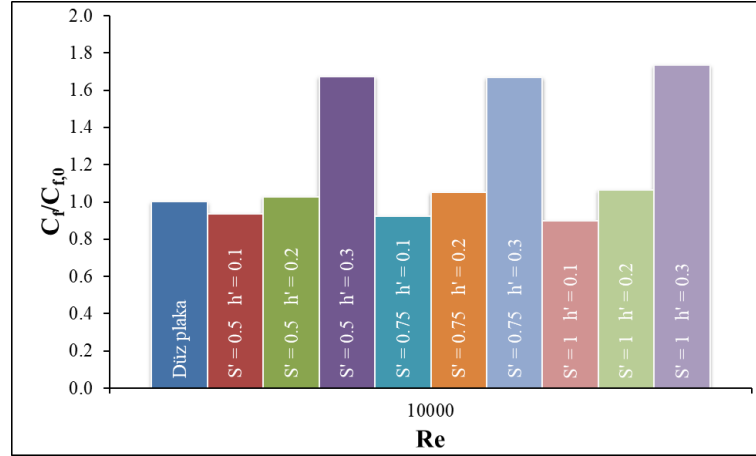
4.1.11. Yüzey sürtünme katsayısı (C_f) grafikleri

Zaman ortalama analizlerin sonucu olarak, engelleyici yerleştirilmiş plakalara ait olarak elde edilen ortalama yüzey sürtünme katsayısı değerleri $C_f = 2 \tau_w / (\rho U_\infty^2)$, düz plakanın değerleriyle normalleştirilerek Şekil 4.40, Şekil 4.41 ve Şekil 4.42’de sırasıyla Reynolds sayısının 10000, 15000 ve 20000 değerleri için sunulmuştur. Ayrıca, yüzey sürtünme katsayısının kanal boyunca değişimini gösteren grafikler bazı durumlar için Şekil 4.43 ile Şekil 4.51 arasında verilmiştir. Çalışma için bütün Reynolds sayısı değerlerini kapsayan bu değişim grafikleri, tüm modellerin üst ve alt plakaları içindir. Bu grafiklerde, yerleştirilen engelleyicilerin yüzey sürtünme katsayısına etkisinin daha net bir biçimde görülebilmesi için düz plakaya ait değişimler ile beraber verilmiştir. Grafiklerde engelleyici yerleştirilmiş plaka “EYP” ile düz plaka ise “DP” ile kısaltılmıştır. Üç farklı engelleyici yüksekliği h' için ve üç farklı Reynolds sayısında verilen değişim grafikleri tüm kanal boyu olan $L' = 20$ ’yi kapsamaktadır. Engelleyiciler arası mesafe $S' = 0.5$ için engelleyicilerin yerleştirildiği aralık $10 \leq L' \leq 12.5$; $S' = 0.75$ için $10 \leq L' \leq 13.5$ ve $S' = 1$ için ise $10 \leq L' \leq 14.5$ olmaktadır. Ayrıca bu aralıklar için daha detaylı değişim durumları da verilmiştir.

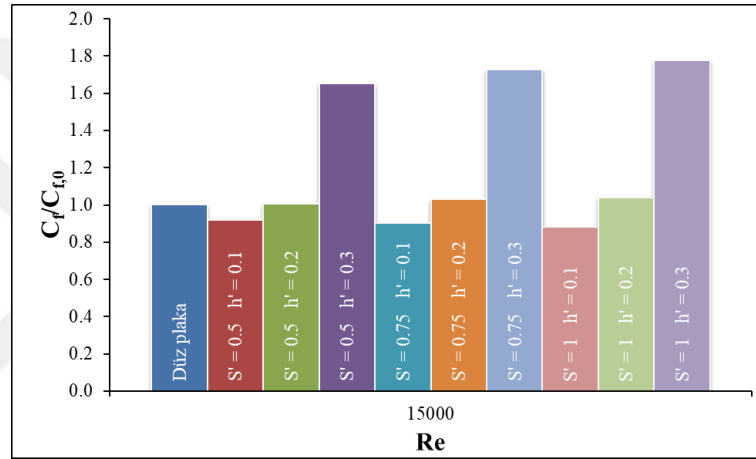
Ortalama değerlerin gösterildiği Şekil 4.40, Şekil 4.41 ve 4.42’ye göre, engelleyiciler yerleştirilerek, yüzey sürtünme katsayısı engelleyici yüksekliğine göre değişim göstermektedir. Ancak bu değerlerinin hangi oranda arttığı ya da azaldığı, engelleyicilerin yüksekliğine ve engelleyiciler arası mesafeye bağlı olarak değişmektedir. Genel olarak belirtilebilecek durum, Reynolds sayısının artışı ile yüzey sürtünme katsayısının azaldığıdır. Özel bir hal olarak, çalışmadaki en düşük engelleyici yüksekliği olan $h' = 0.1$ için düz plakaya göre daha düşük yüzey sürtünme katsayısı değerleri sağlanmaktadır. Benzer şekilde, Sayed Ahmed ve ark. (2015) çalışmalarında yüksekliği düşük engelleyicilerle daha dar bir art izi bölgesi oluştuğunu ve böylelikle düz plakaya göre daha düşük yüzey sürtünme katsayısı elde ettiklerini vurgulamışlardır. Bu durum, bir golf topunun üzerindeki küçük çukurlarla yüzey alanı artırılmasına rağmen pürüzsüz olana oranla daha düşük sürtünmeye maruz kalmasına benzetilebilir. Bir başka özel durum olarak $S' = 0.5$ ve $h' = 0.2$ için düz plakadan daha düşük sürtünme sağlanabilmektedir. Ayrıca engelleyiciler arası mesafenin artışının bir sonucu olarak, yüzey sürtünme katsayıları artma eğilimi göstermesine rağmen en düşük yükseklikteki engelleyiciler için bu durumun tam tersi geçerlidir. Engelleyici yüksekliği arttıkça da yüzey sürtünme katsayısı değerleri artmaktadır. Fakat engelleyici yüksekliği h' değeri

0.2'den 0.3'e artırıldığında, yüzey sürtünme katsayısı çok keskin bir şekilde yükselmektedir. Daha düşük yüzey sürtünmesi için en düşük engelleyici yüksekliği ve en yüksek engelleyiciler arası mesafe $Re = 20000$ 'de önerilmektedir.

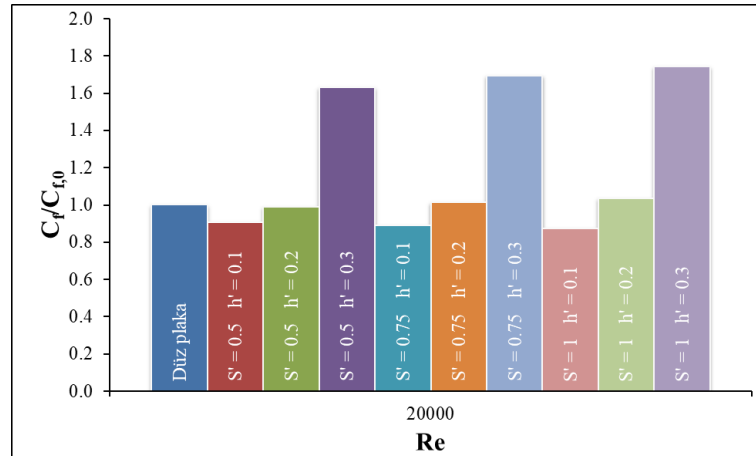
Ele alınan paralel plaka sistemi boyunca yüzey sürtüne katsayısının yerel olarak değişimini gösteren ve Şekil 4.43 ile Şekil 4.51 arasında verilen grafiklere göre, engelleyicilerden önce herhangi bir cisim bulunmadığından düz plaka durumu geçerlidir. Bir başka deyişle, her iki duruma ait değerlerin beklendiği üzere üst üste çakışmış halde olduğu gözlemlenmektedir. Sistemin girişinde ele alınan şartların ortalama değerlerine oranla oldukça yüksek yerel değerler elde edilmektedir. Fakat bu değerlerin girişten itibaren $2 \leq L' \leq 4$ aralığı içerisinde düzenli rejime geçtiği saptanmaktadır. Akışın, engelleyicilerin konumlandırıldığı bölgeye doğru yaklaşması ile $9 \leq L' \leq 10$ aralığında yüzey sürtünme katsayısı değerleri düşmektedir. Reynolds sayısının artmasıyla beraber bu değerlerin düşmeye başladığı söz konusu nokta giriş kısmına doğru yaklaşmaktadır. Daha sonrasında ilk engelleyici ile yüzey sürtünme katsayısı değerleri yerel olarak keskin bir artış göstermektedir. Değer olarak bu sıçrama, diğer engelleyicilerle kıyaslandığında daha yüksek olmaktadır. En düşük engelleyici yüksekliği durumu olan $h' = 0.1$ 'de, diğer engelleyiciler ile karşılaştırıldığında ikinci engelleyicide en düşük yüzey sürtünme katsayısı değeri yakalanmaktadır. Üçüncü engelleyicide bu değer biraz daha artmaktadır. Dördüncü ve beşinci engelleyicilerde de hemen hemen sabit değerde seyretmektedir. Bu sebeple, ortalama olarak düz plakadan daha düşük değerlerin en düşük engelleyici yüksekliğinde elde edilmesi olası hale gelmektedir. Ancak engelleyici yüksekliği arttığında, ikinci engelleyicide en yüksek ikinci değer elde edilmektedir ve üçüncü engelleyici ile birlikte bu değer düşerek, diğer engelleyicilerde de büyük oranda sabit kalmaktadır. Ancak iki engelleyici arasında değerler anlık düşüş göstermektedir. Netice itibari ile $h' = 0.2$ ve 0.3 durumlarında, yerel olarak ani ve daha fazla değer artışları ile ortalama yüzey sürtüne katsayısı değerleri artmaktadır. Son engelleyiciden sonra değerler bir anlık düşme gösterip, bir defa daha artıp tekrar düştükten sonra çıkışa doğru düz plaka değerlerine doğru toparlanma başlamaktadır. Bu toparlanma Reynolds sayısı, engelleyici yüksekliği ve engelleyiciler arası mesafe arttıkça gecikmektedir. Ancak engelleyici yüksekliği arttıkça, alt ve üst plakadaki değerler için asimetric dağılıma doğru bir eğilim görülmektedir.



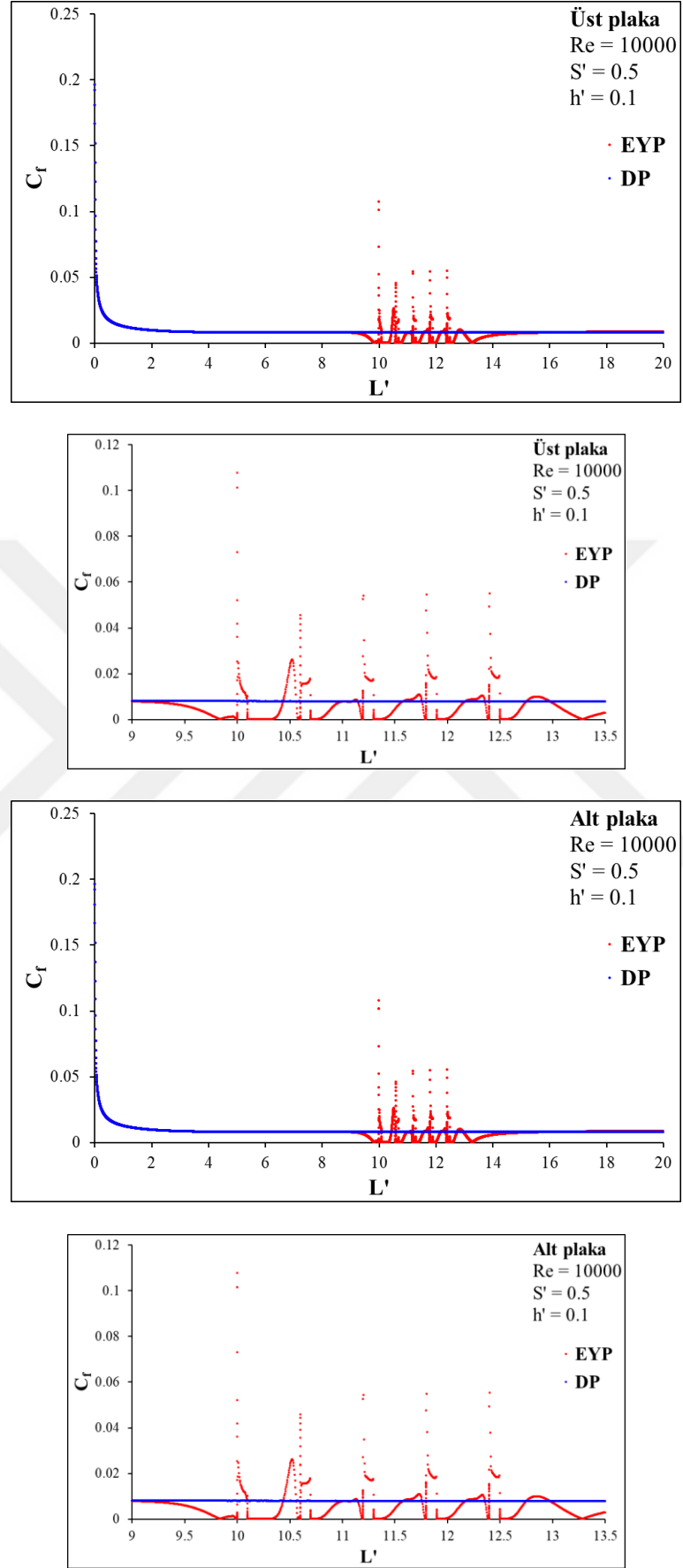
Şekil 4.40. $Re = 10000$ 'de düz plaka değerleri ile normalleştirilmiş yüzey sürtünme katsayısı değerleri



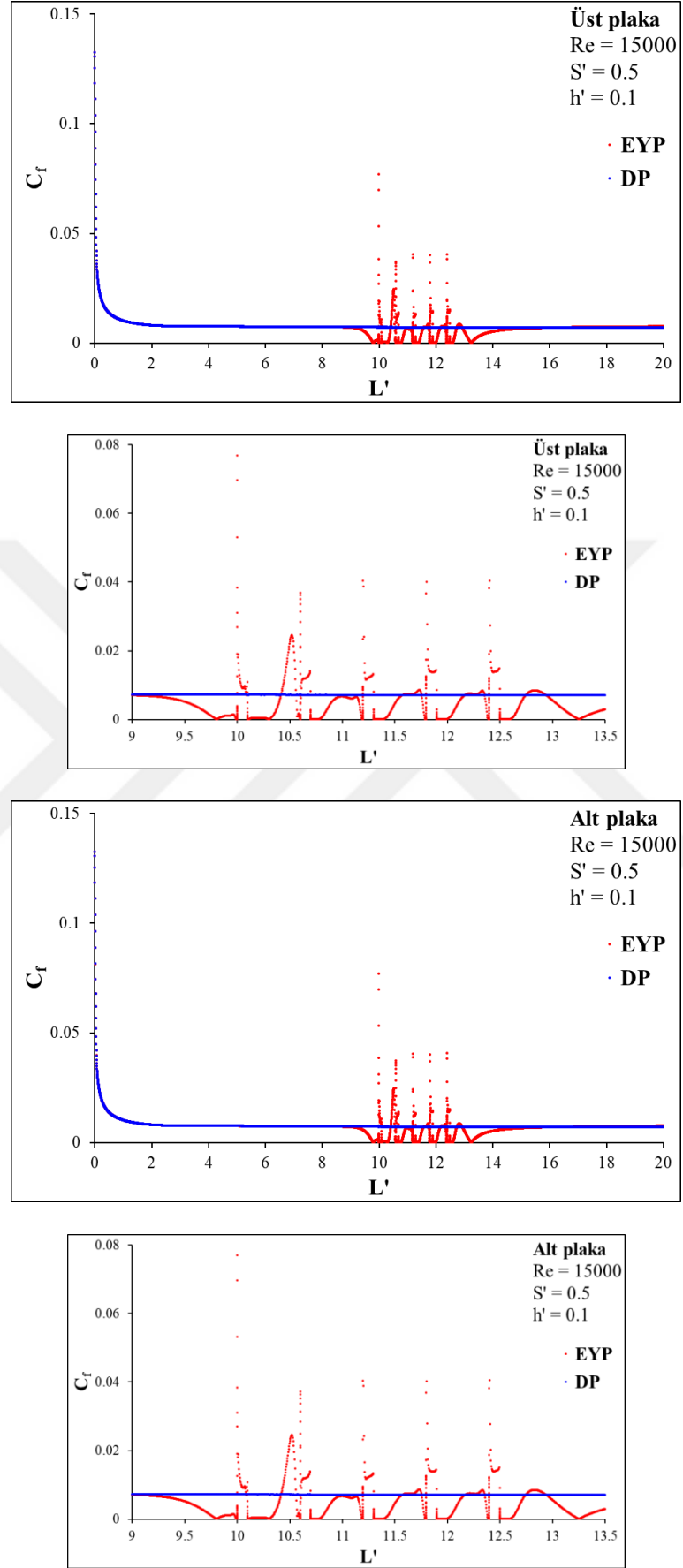
Şekil 4.41. $Re = 15000$ 'de düz plaka değerleri ile normalleştirilmiş yüzey sürtünme katsayısı değerleri



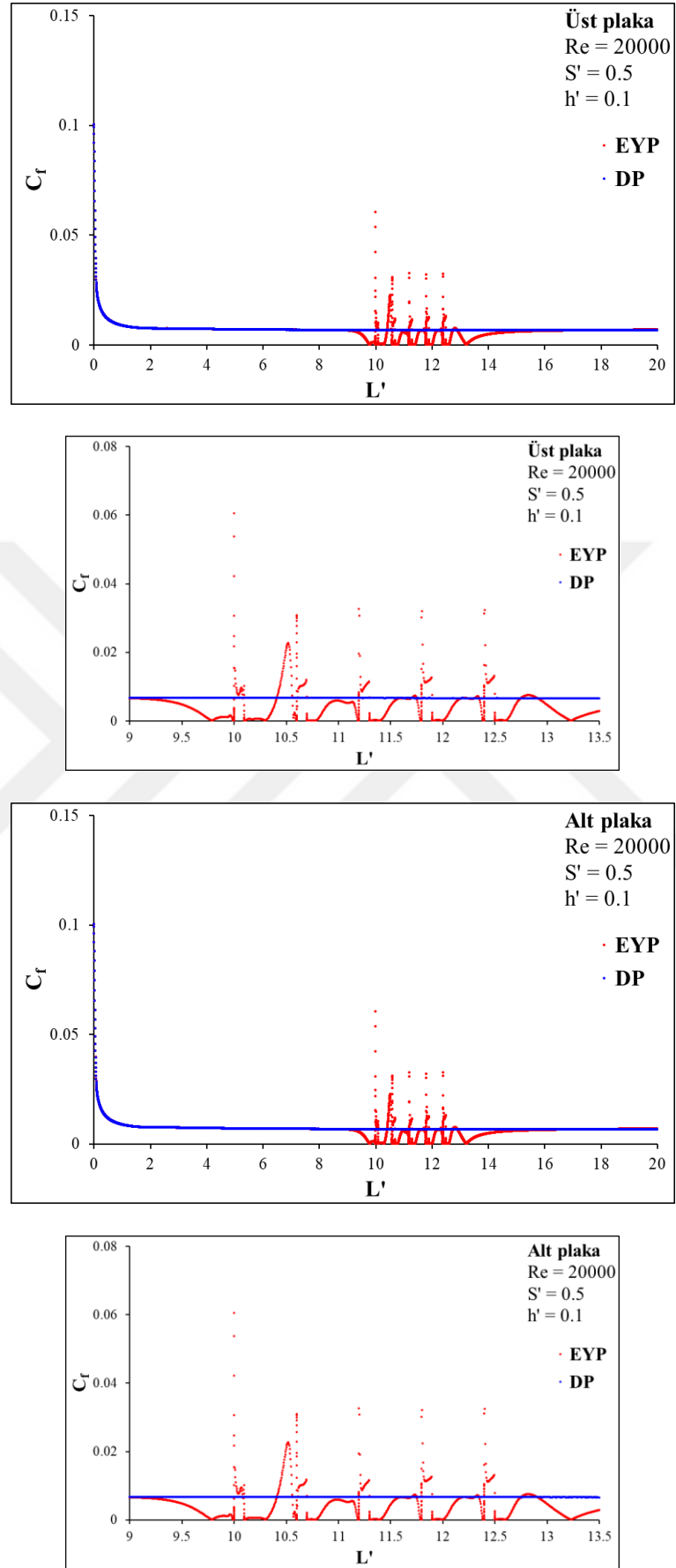
Şekil 4.42. $Re = 20000$ 'de düz plaka değerleri ile normalleştirilmiş yüzey sürtünme katsayısı değerleri



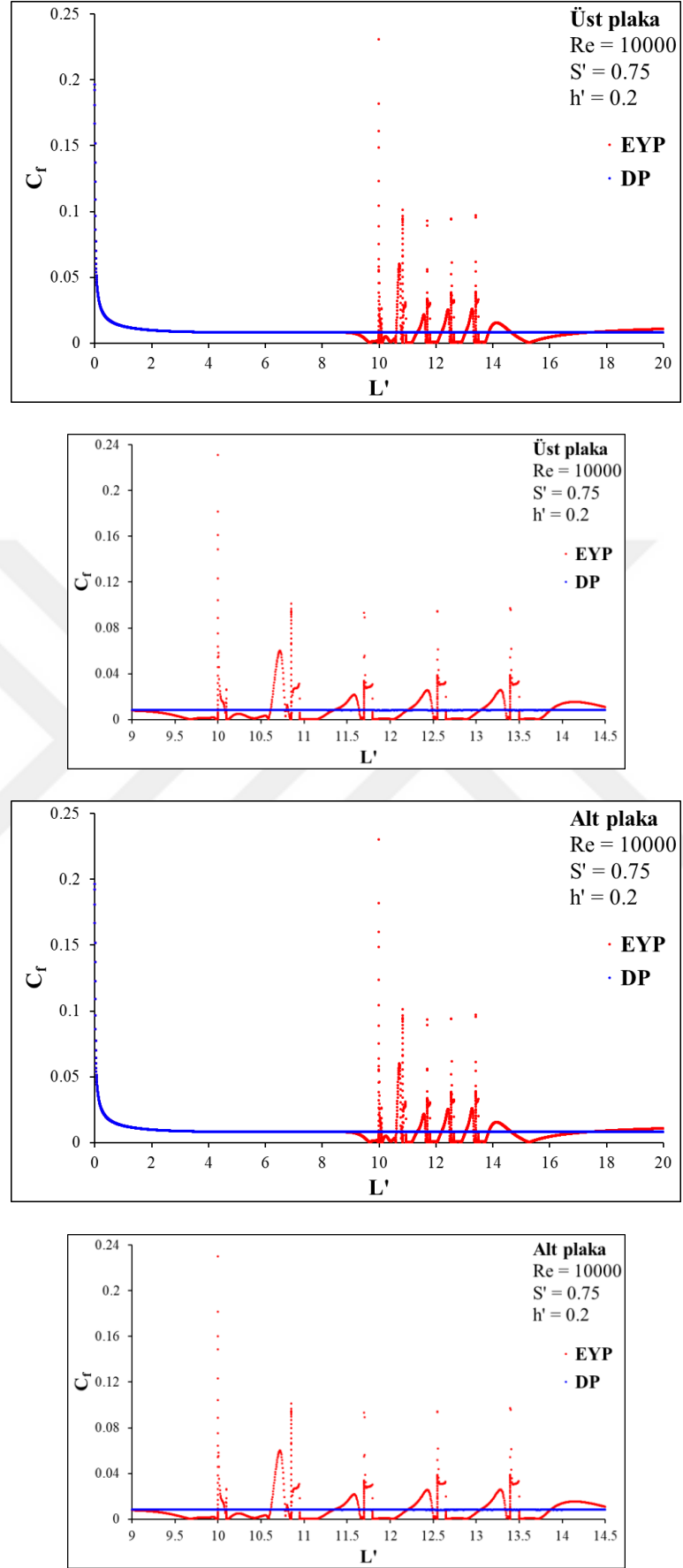
Şekil 4.43. $Re = 10000$ 'de $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$ için plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



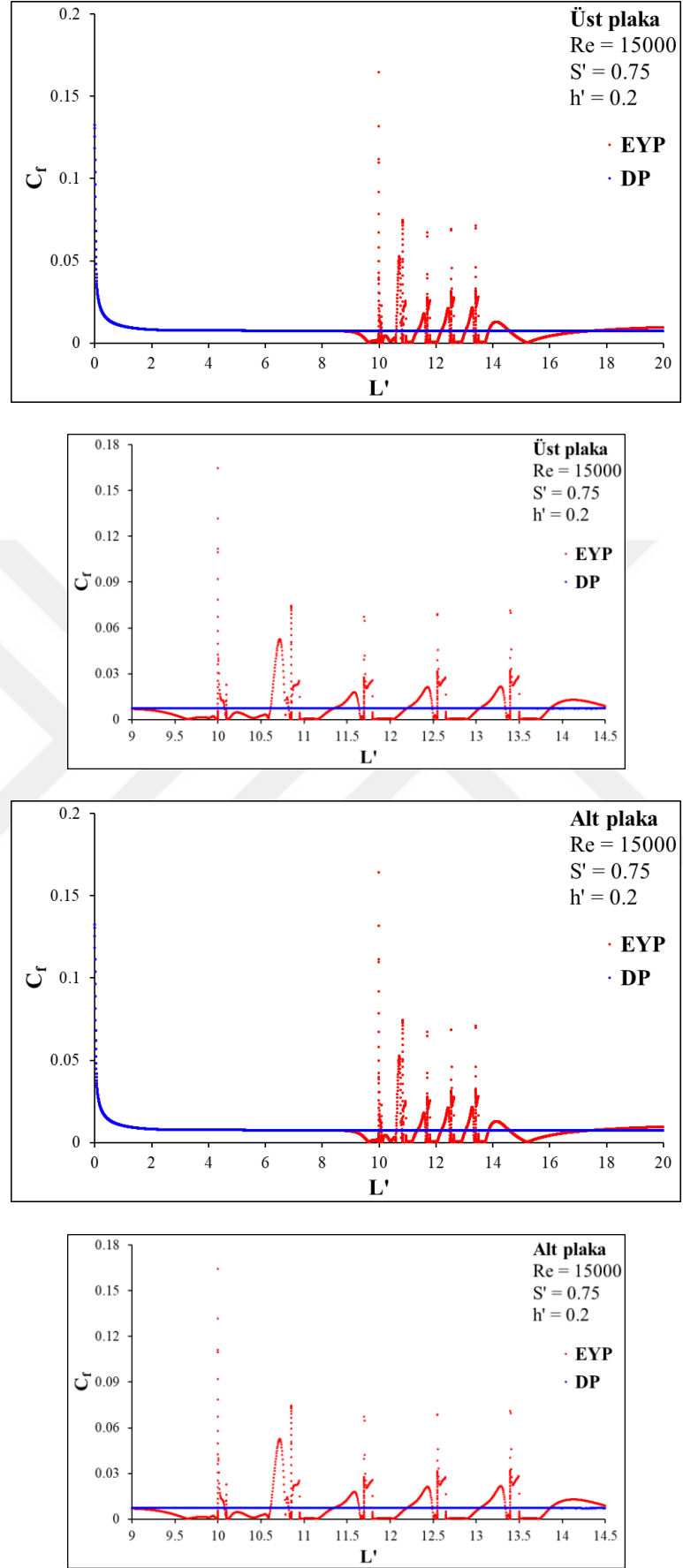
Şekil 4.44. $Re = 15000$ 'de $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$ için plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



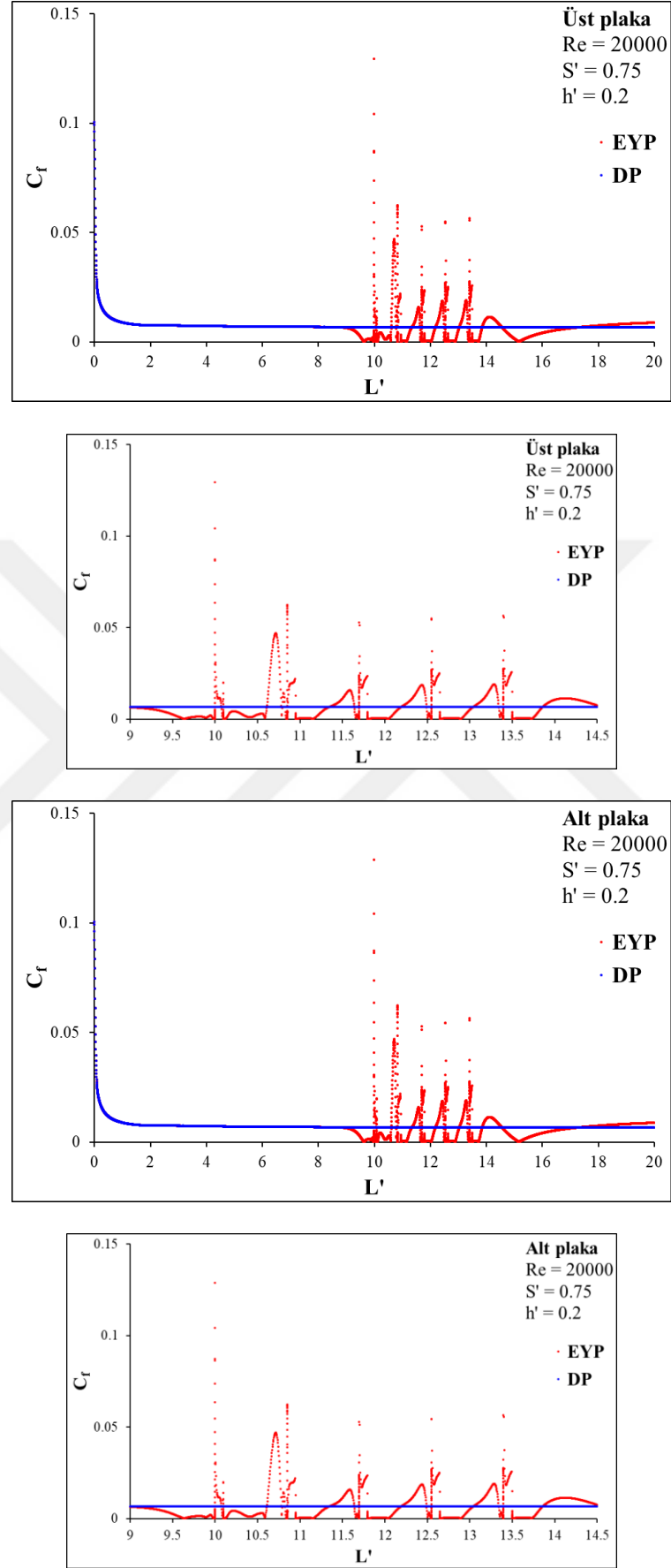
Şekil 4.45. $Re = 20000$ 'de $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$ için plakalar boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



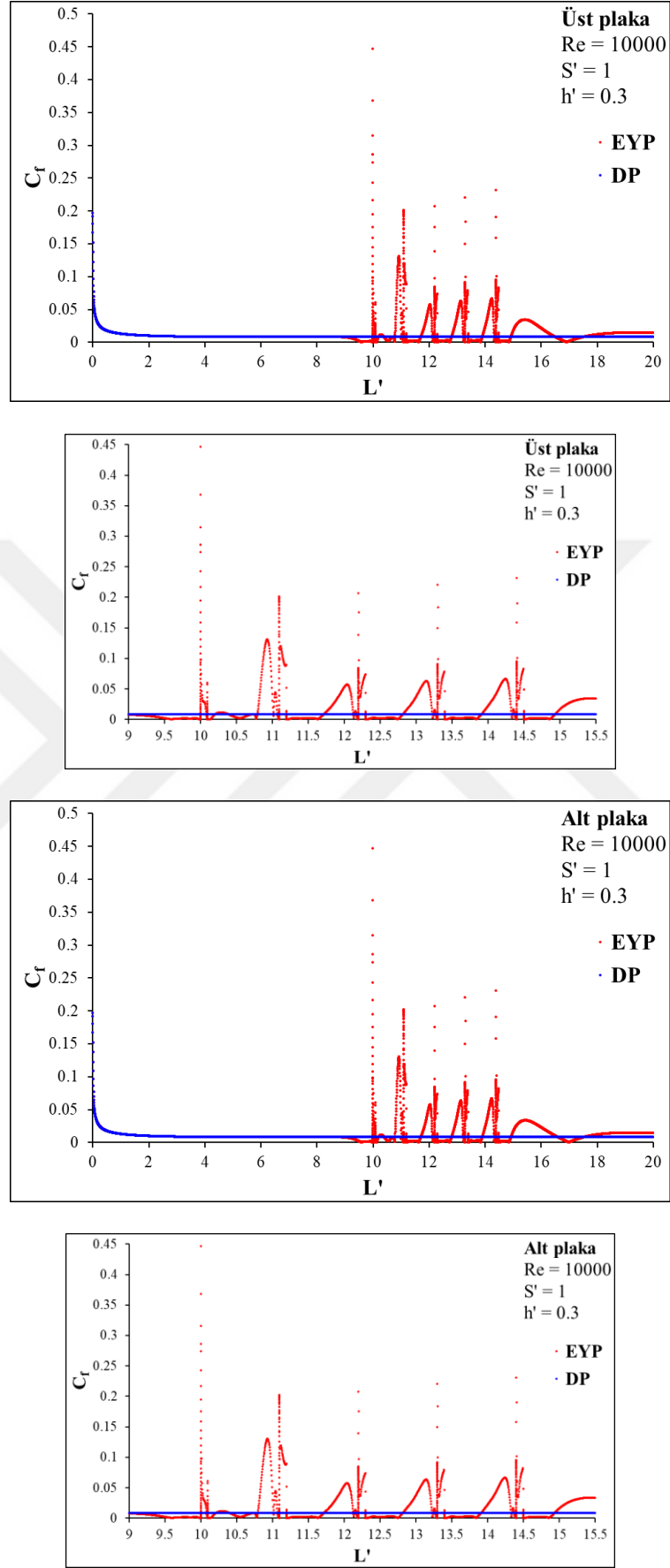
Şekil 4.46. $Re = 10000$ 'de $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$ için plaka boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



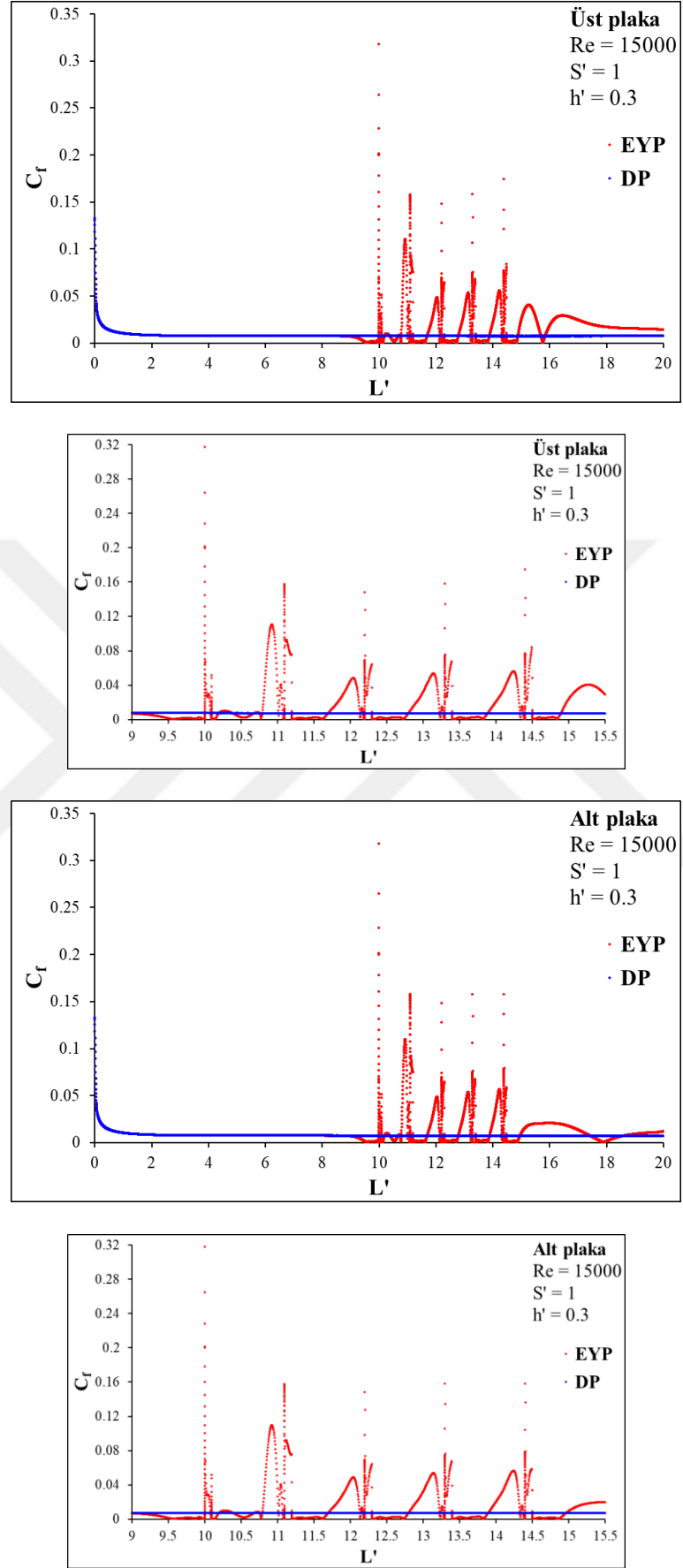
Şekil 4.47. $Re = 15000$ 'de $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$ için plaka boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



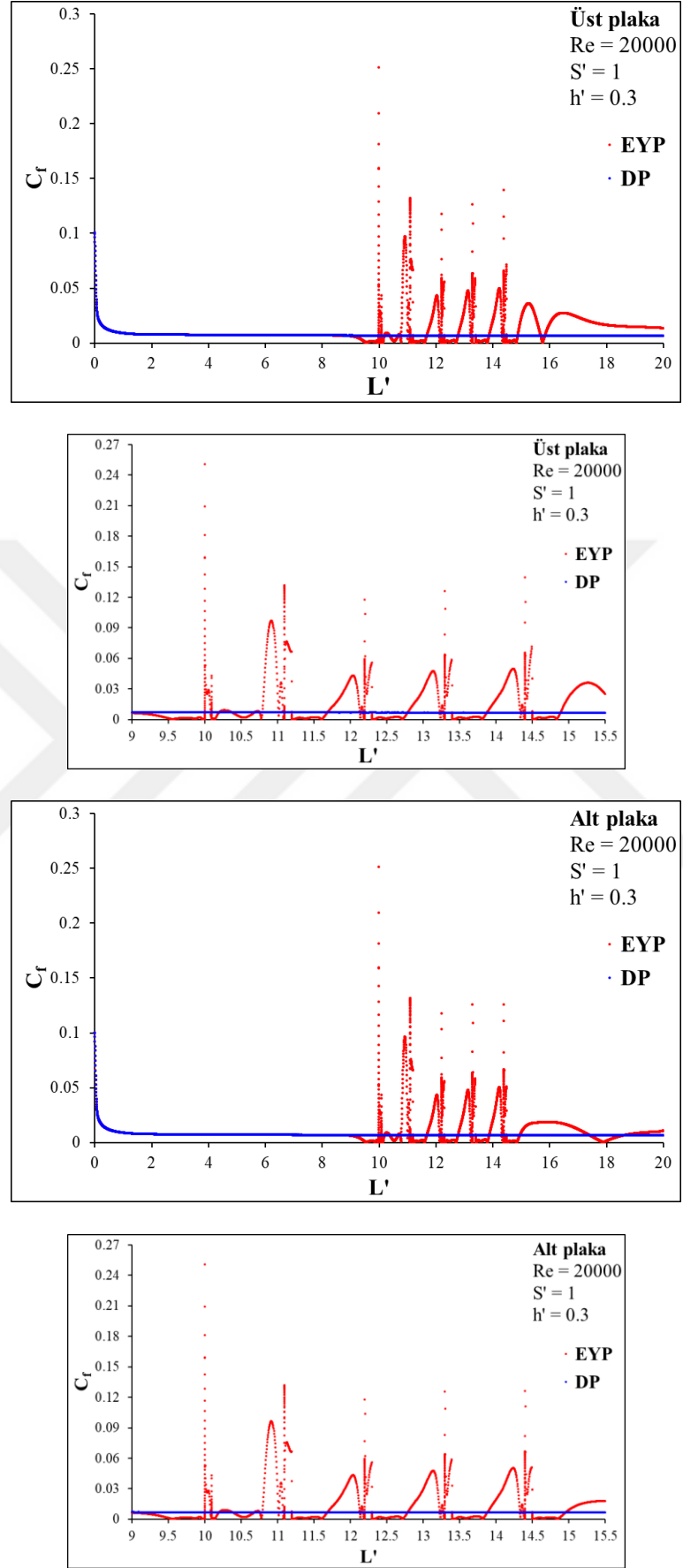
Şekil 4.48. $Re = 20000$ 'de $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$ için plaka boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



Şekil 4.49. $Re = 10000$ 'de $S' = 1$ ve $h' = 0.3$ için plaka boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



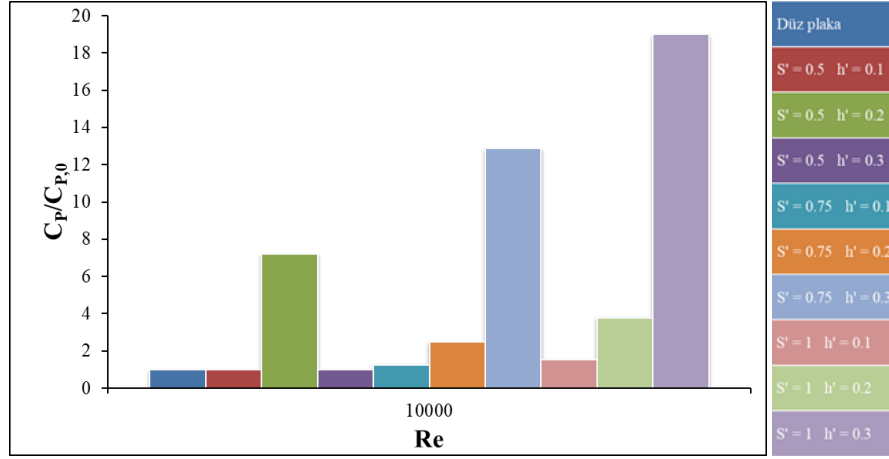
Şekil 4.50. $Re = 15000$ 'de $S' = 1$ ve $h' = 0.3$ için plaka boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi



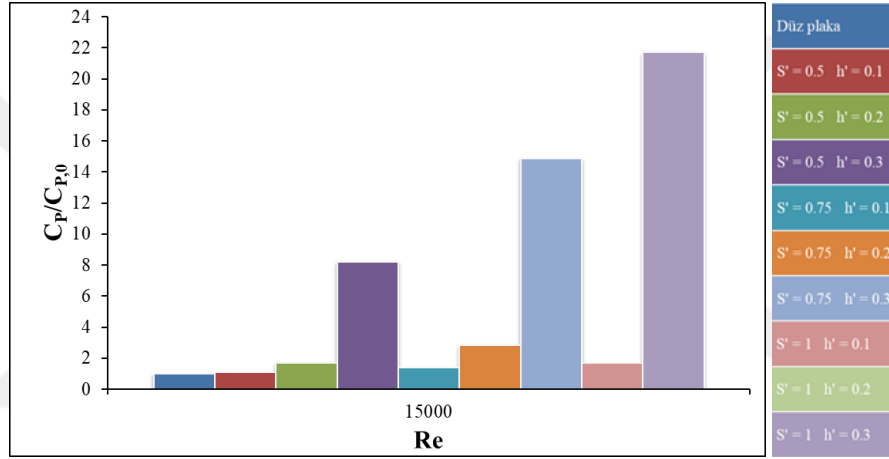
Şekil 4.51. $Re = 20000$ 'de $S' = 1$ ve $h' = 0.3$ için plaka boyunca yüzey sürtünme katsayısının değişimi

4.1.12. Basınç katsayısı (C_p) grafikleri

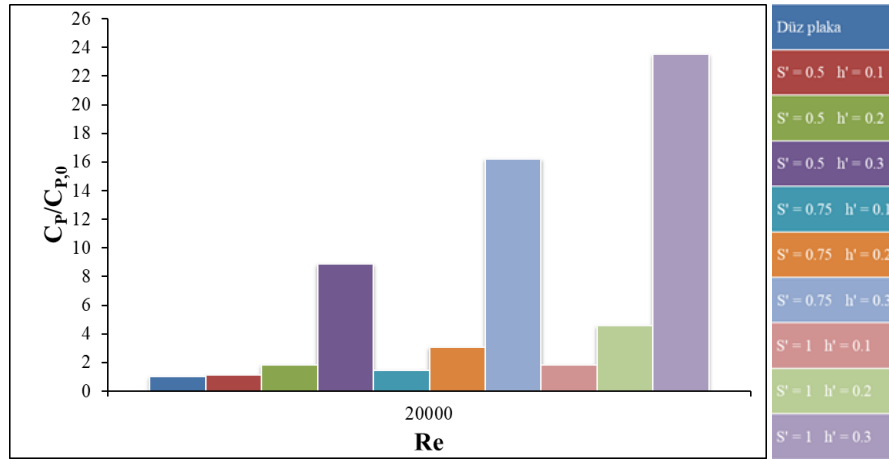
Elde edilen engelleyicili plakalara ait ortalama basınç katsayısı değerleri, $C_p = 2 \Delta P / (\rho U_\infty^2)$, düz plakadaki değerler ile normalleştirilmiştir. Şekil 4.52’de $Re = 10000$ için, Şekil 4.53’te $Re = 15000$ için ve Şekil 4.54’te ise $Re = 20000$ için sonuçlar verilmiştir. Bazı durumlardaki, alt ve üst plaka boyunca değişimleri gösteren grafikler Şekil 4.55 ile Şekil 4.63 arasında sunulmuştur. Grafiklerde, engelleyicilerin etkisinin daha iyi görülebilmesi açısından düz plakaya ait basınç katsayısı değerleri de verilmiştir. Grafiklerde, “EYP” engelleyici yerleştirilmiş plakayı ve “DP” de düz plakayı temsil etmektedir. Yerel değişim grafikleri tüm kanal boyu olan $L' = 20$ ’yi kapsamaktadır. Ortalama değerlerinin gösterildiği Şekil 4.52, Şekil 4.53 ve 4.54’e göre, engelleyici yerleştirilmesiyle, basınç katsayısı değerlerinde artış görülmektedir. Reynolds sayısının artışı ile basınç katsayısı artmaktadır. Çalışmada, $h' = 0.1$ için düz plakaya oldukça yakın değerler elde edilmektedir. Engelleyici yüksekliğinin artışı basınç katsayısını yükseltmektedir. Ancak h' değeri 0.2’den 0.3’e artırıldığında, değerler çok keskin şekilde yükselmektedir. Ayrıca engelleyiciler arası mesafenin artışıyla, değerler de artmaktadır. Daha düşük basınç katsayısı için çalışmadaki ana parametrelerin tümünün minimum olması önerilmektedir. Basınç katsayısının yerel olarak değişimini gösteren, Şekil 4.55 ile Şekil 4.63 arasındaki grafiklere göre, engelleyicilerden önce herhangi bir cisim bulunmamasına rağmen giriş değerleri düz plakadan farklıdır. Engelleyicilerin basınç kaybına etkisi önemli olduğundan bu değerler verilmiştir. Girişte maksimum değerler görülmektedir ve girişten çıkışa doğru değerler düşmektedir. Düşüşteki fark, engelleyicilerin öncesinde $0 \leq L' \leq 9$ aralığında düz plakayla aynıdır. Akışın, engelleyicilere doğru yaklaşması ile $9 \leq L' \leq 10$ aralığında basınç katsayısı değerlerinde artış görülmektedir. Bunun sonrasında ilk engelleyici ile basınç katsayısı değerleri yerel olarak keskin bir biçimde düşmektedir. Bu düşüş, diğer engelleyicilere göre daha yüksektir ve ele alınan durumdaki minimum değerdir. İkinci engelleyici ile basınç katsayısı değerleri artmaktadır ve ara mesafe arttıkça düz plakanın üzerinde bir değere ulaşılmaktadır. Sonrasında üçüncü engelleyici ile başlayan düşüş son engelleyiciye kadar sürdükten sonra, tekrar artarak düz plaka durumuna doğru toparlanma görülmektedir. Bu toparlanma engelleyici yüksekliği, ara mesafe ve Reynolds sayısı arttıkça daha geç olmaktadır. Basınç katsayıları üzerindeki en büyük etki engelleyici yüksekliğinden kaynaklanmaktadır. Reynolds sayısı ve ara mesafe bu anlamda göreceli olarak daha etkisizdir.



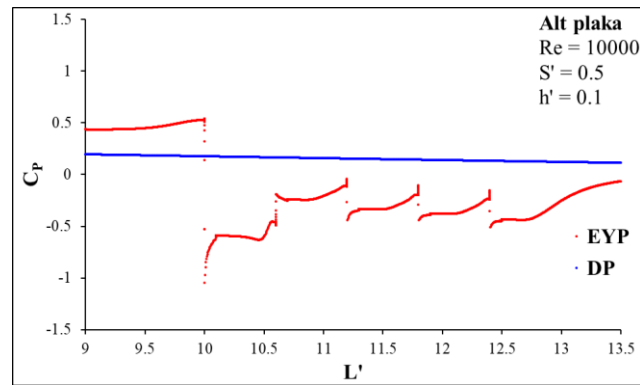
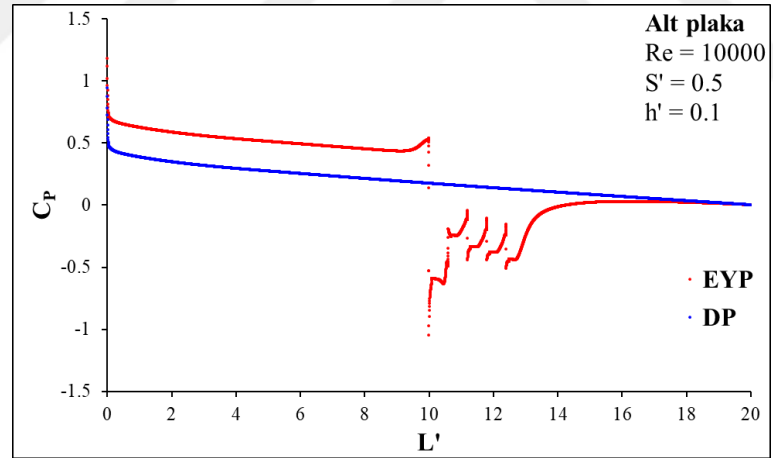
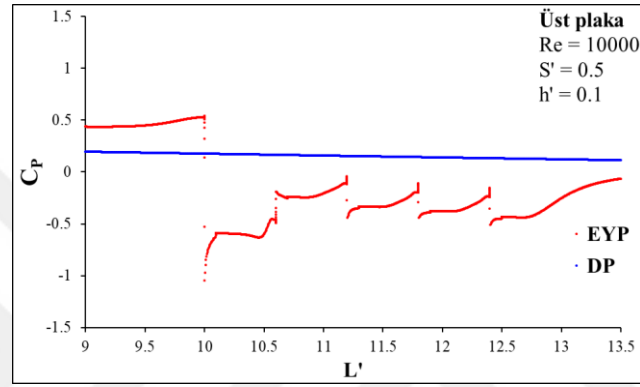
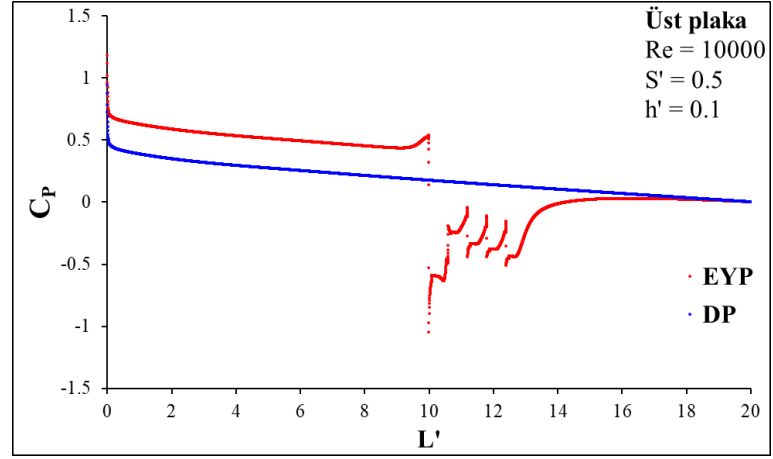
Şekil 4.52. $Re = 10000$ 'de düz plaka değerleri ile normalleştirilmiş basınç katsayısı değerleri



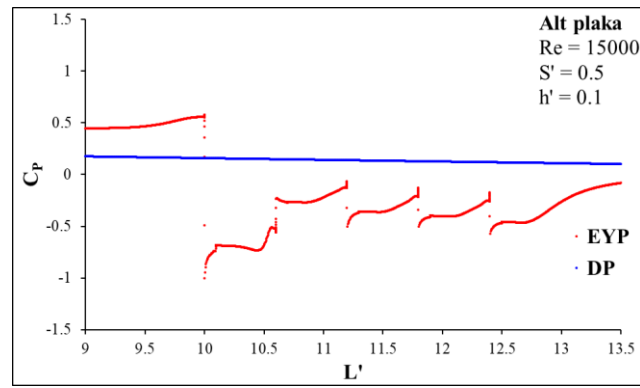
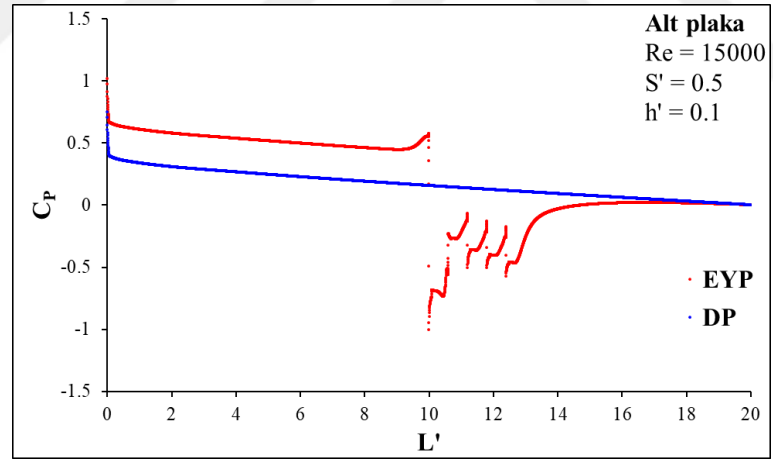
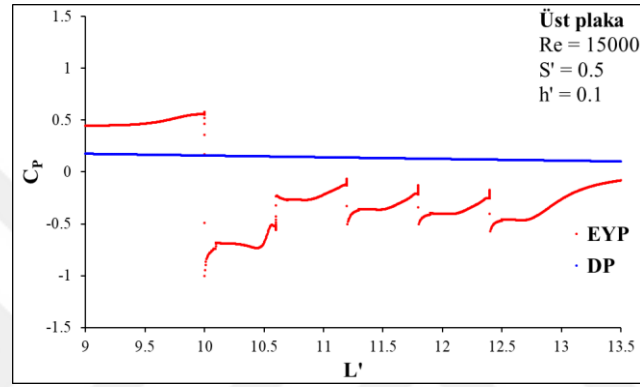
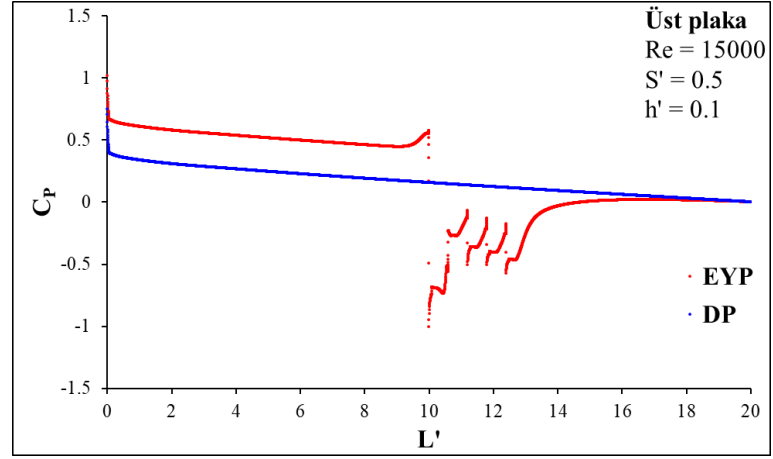
Şekil 4.53. $Re = 15000$ 'de düz plaka değerleri ile normalleştirilmiş basınç katsayısı değerleri



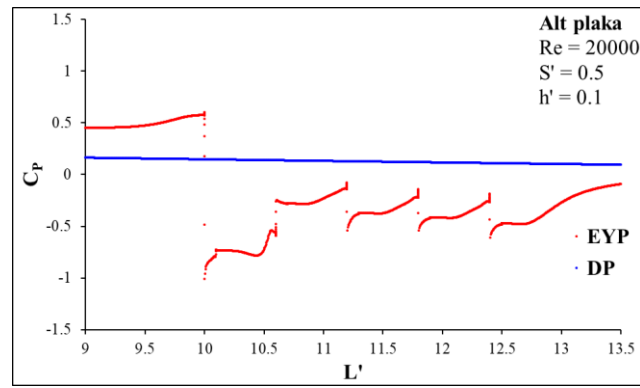
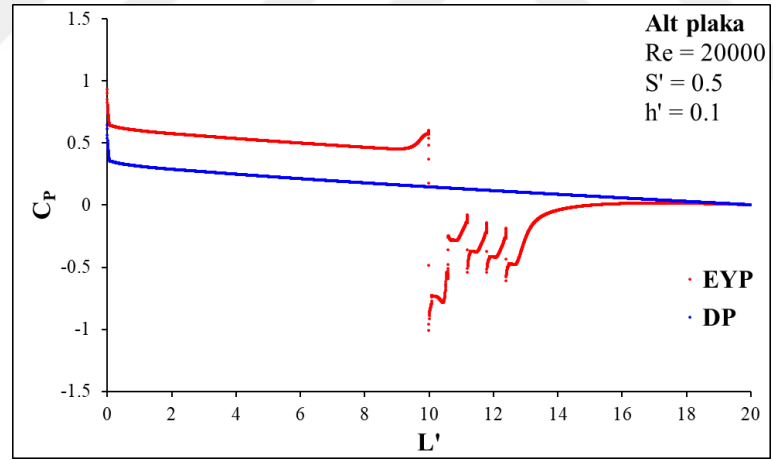
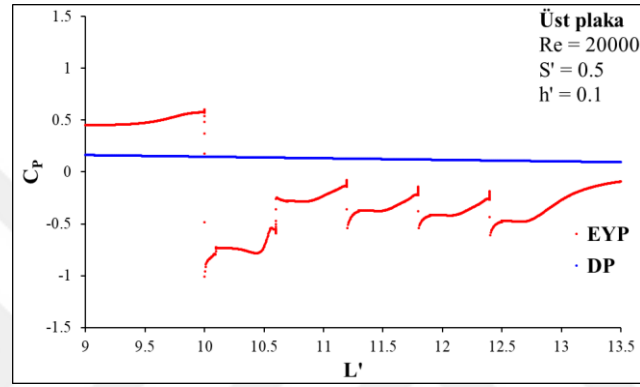
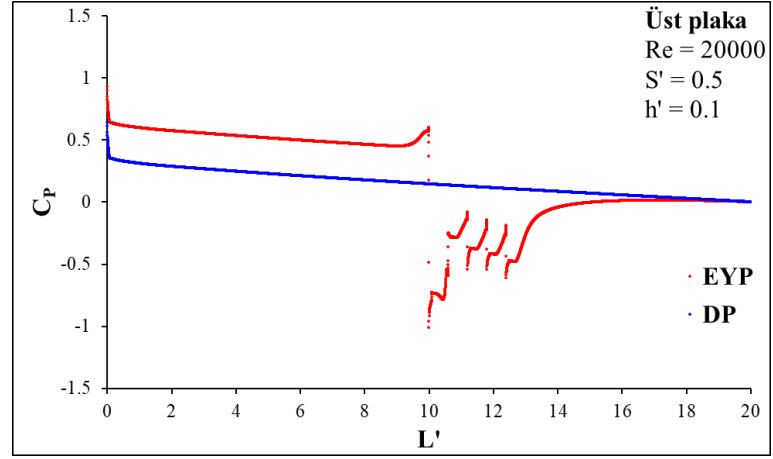
Şekil 4.54. $Re = 20000$ 'de düz plaka değerleri ile normalleştirilmiş basınç katsayısı değerleri



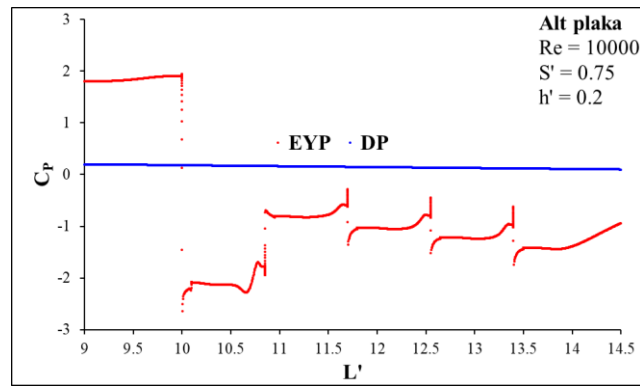
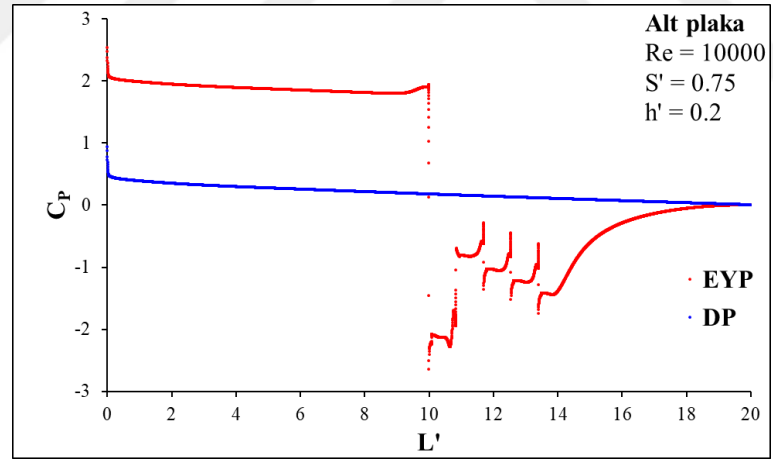
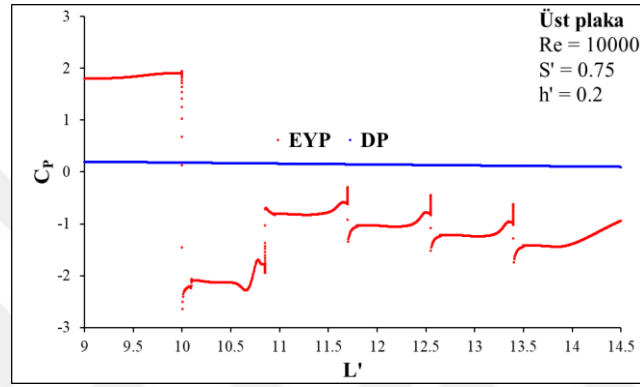
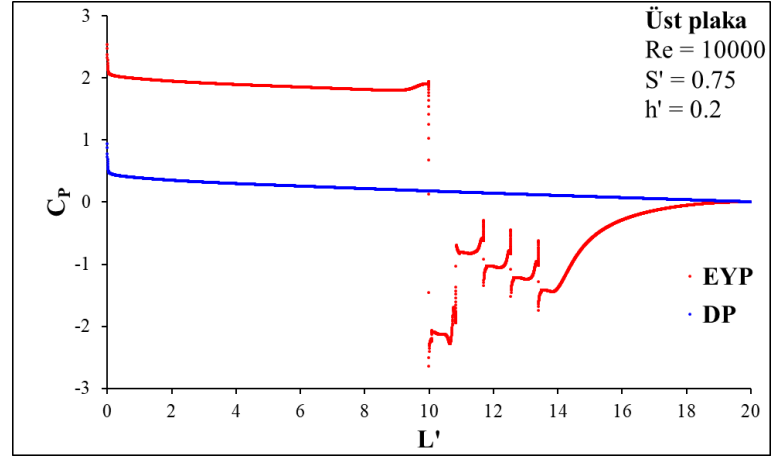
Şekil 4.55. $Re = 10000$ 'de $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



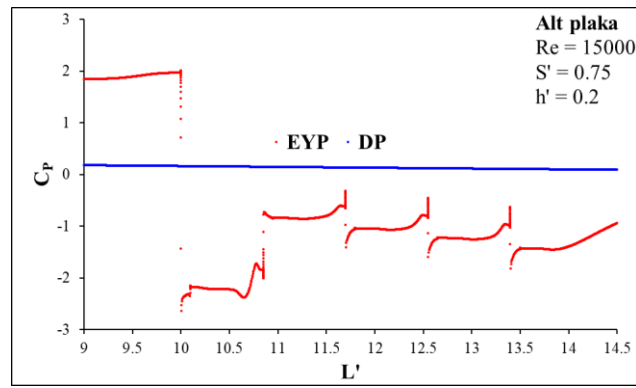
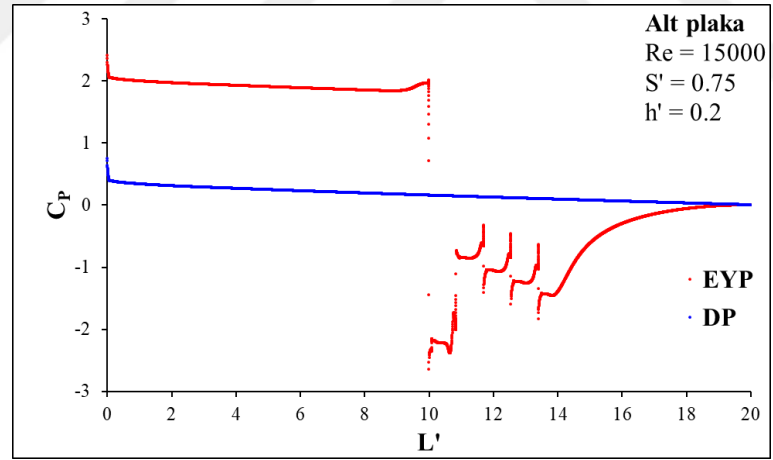
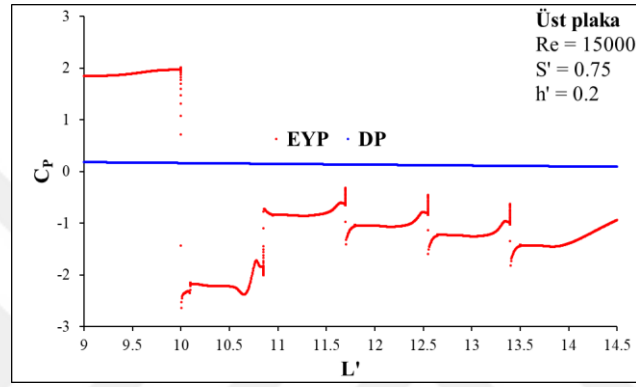
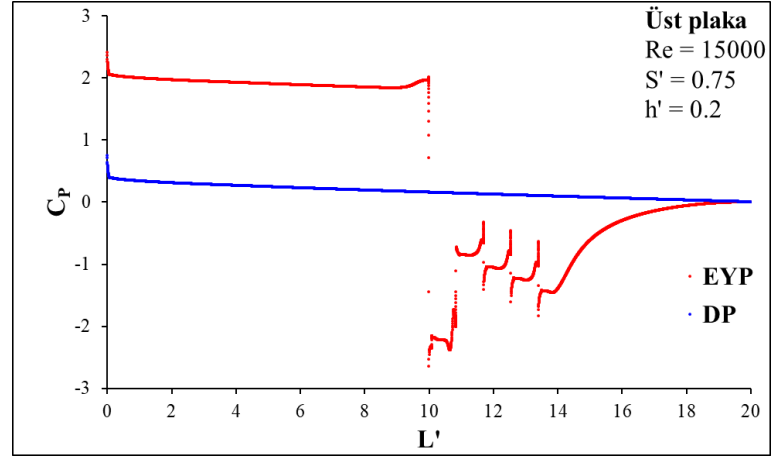
Şekil 4.56. $Re = 15000$ 'de $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



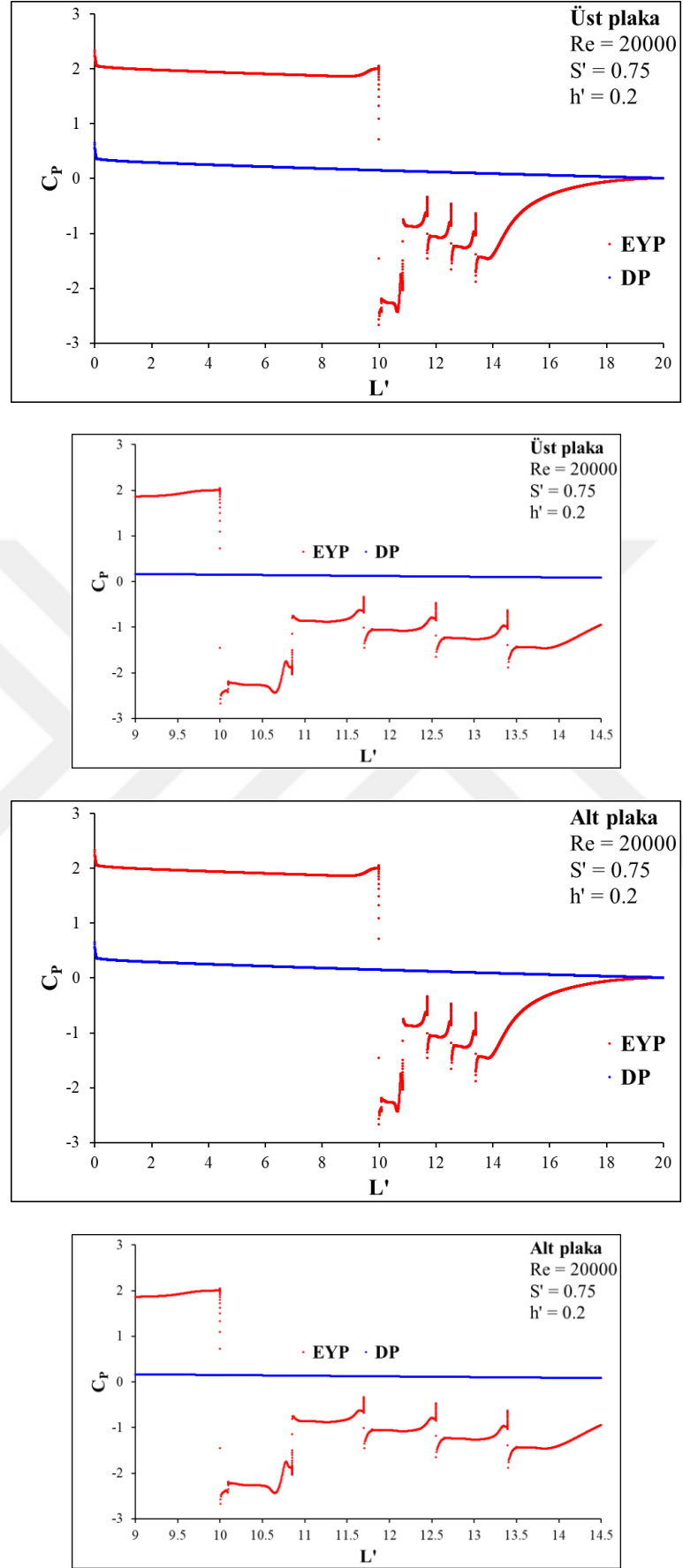
Şekil 4.57. $Re = 20000$ 'de $S' = 0.5$ ve $h' = 0.1$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



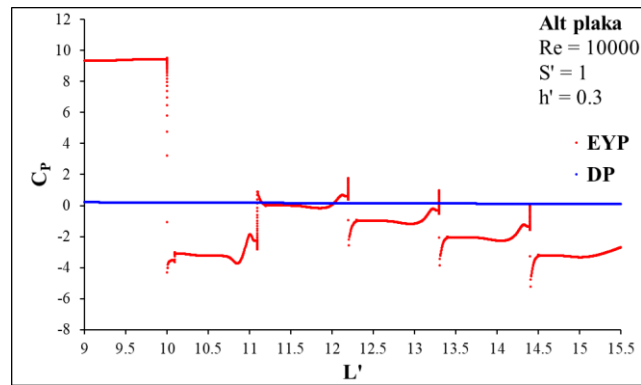
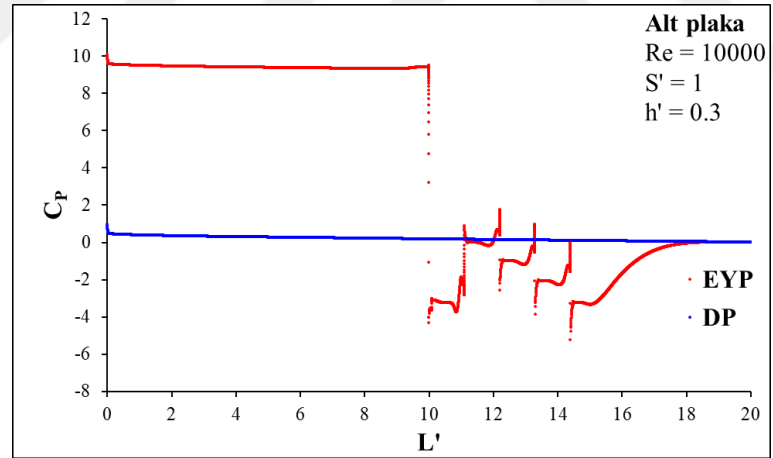
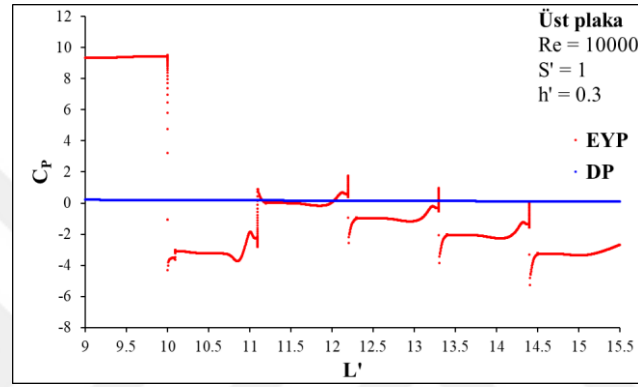
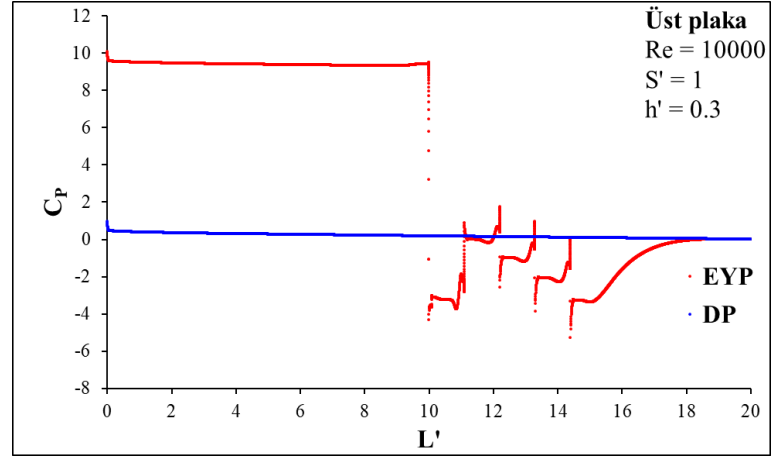
Şekil 4.58. $Re = 10000$ 'de $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



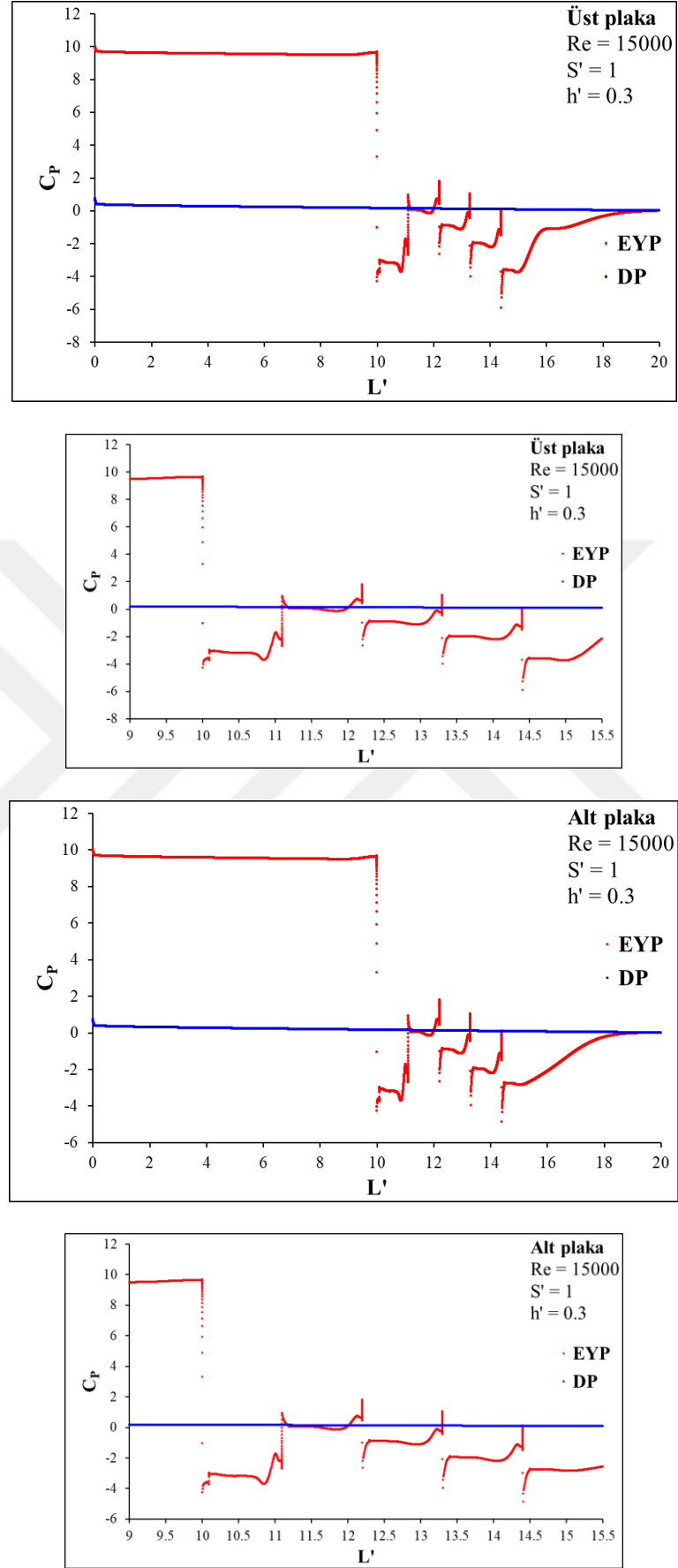
Şekil 4.59. $Re = 15000$ 'de $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



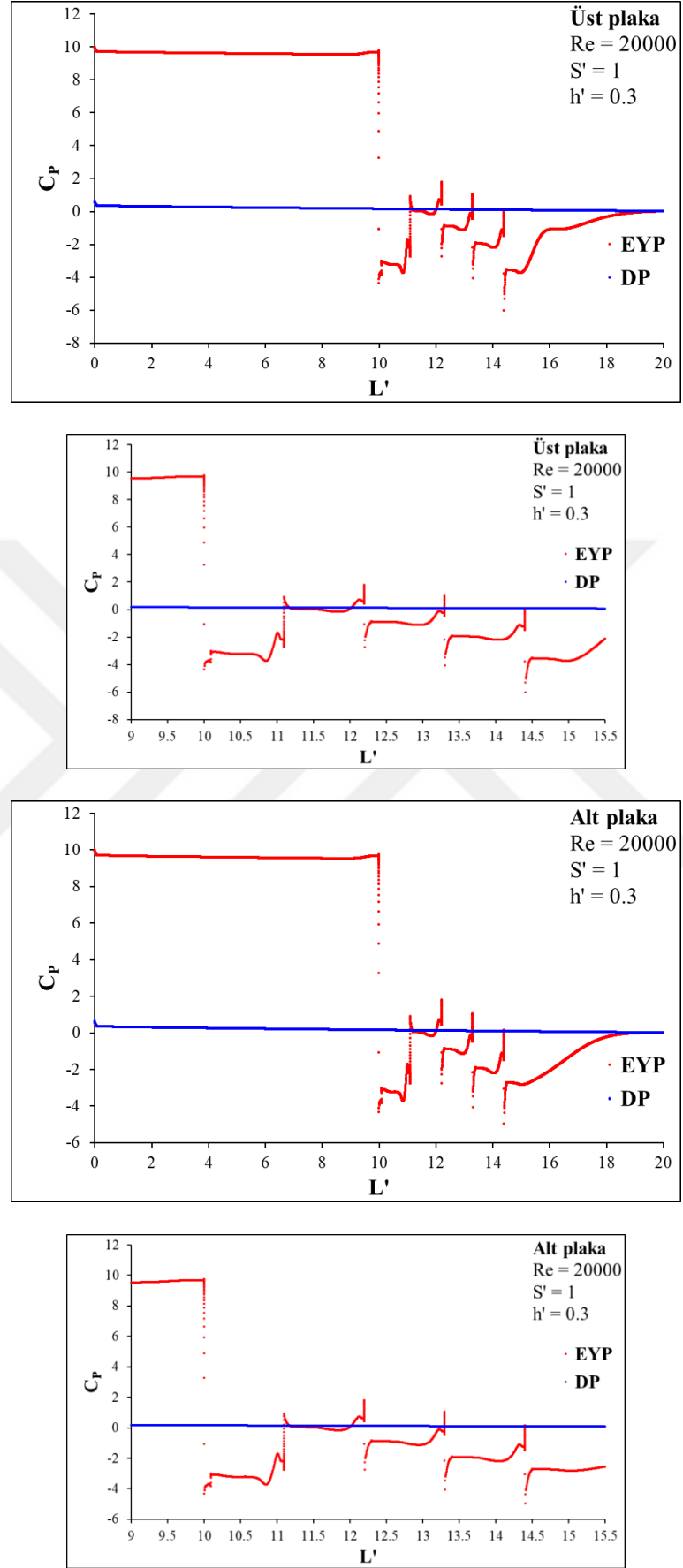
Şekil 4.60. $Re = 20000$ 'de $S' = 0.75$ ve $h' = 0.2$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



Şekil 4.61. $Re = 10000$ 'de $S' = 1$ ve $h' = 0.3$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



Şekil 4.62. $Re = 15000$ 'de $S' = 1$ ve $h' = 0.3$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi



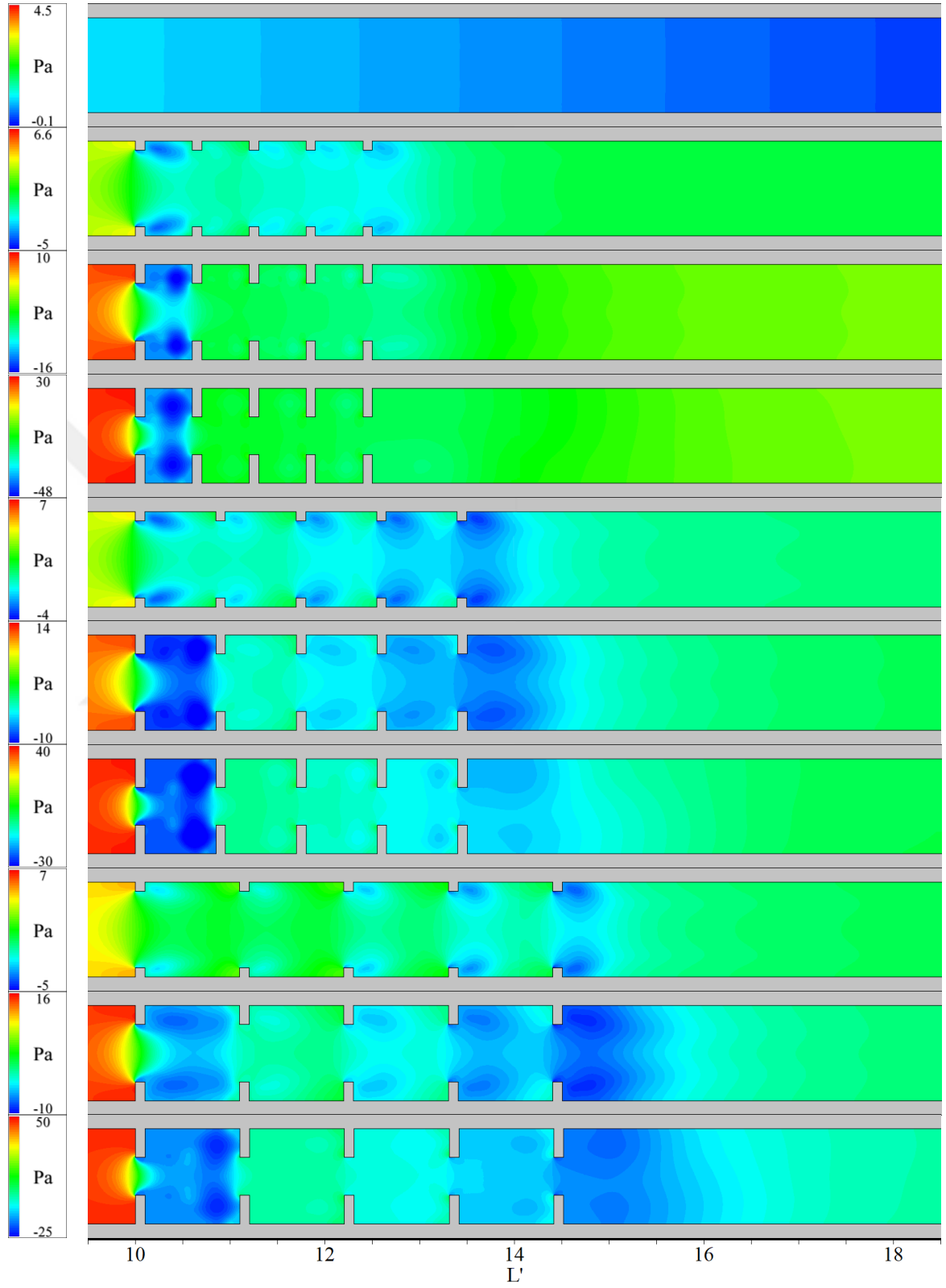
Şekil 4.63. $Re = 20000$ 'de $S' = 1$ ve $h' = 0.3$ için plaka boyunca basınç katsayısının değişimi

4.2. Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı HAD Sonuçları

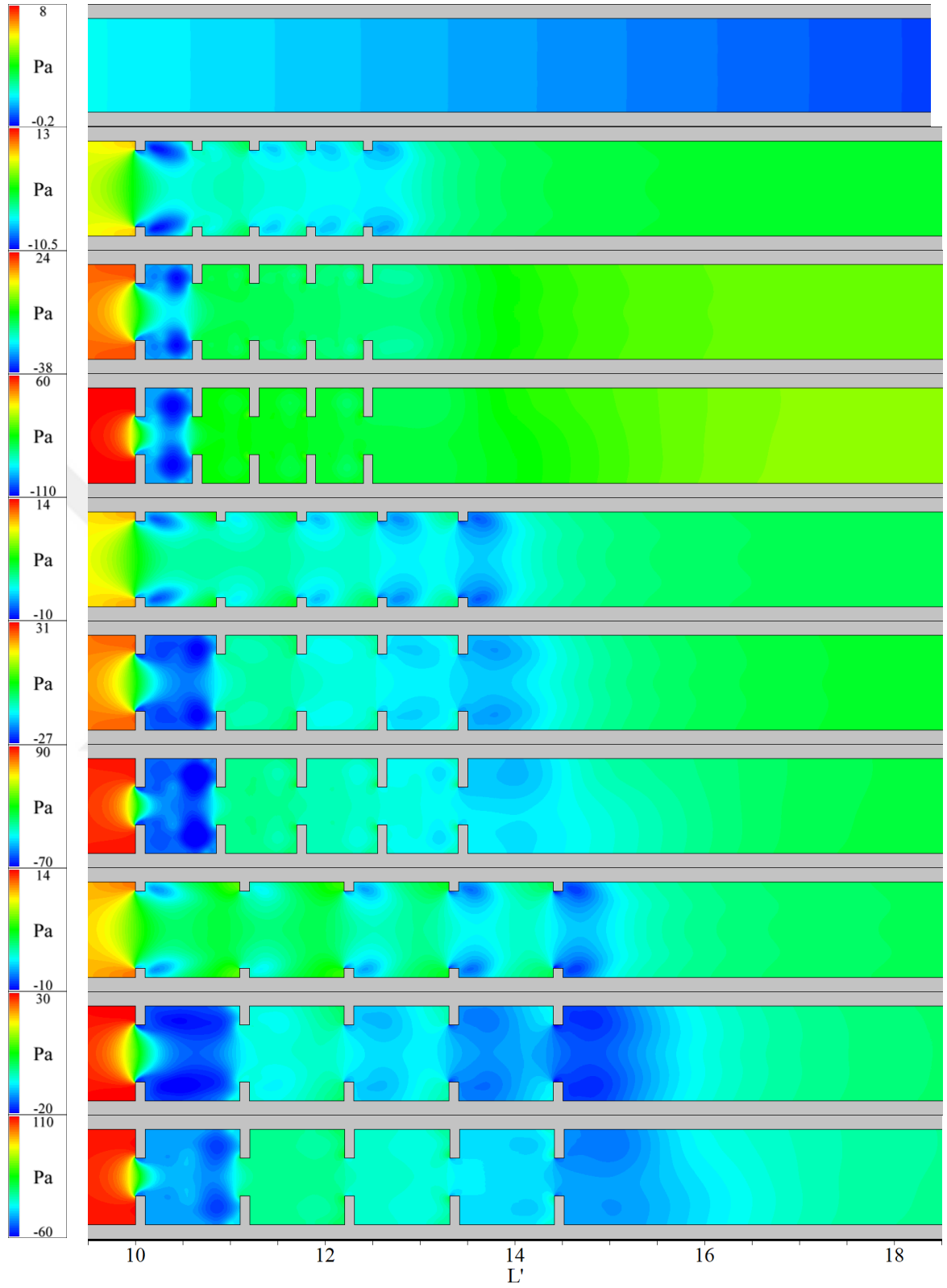
Enerji denkleminin çözümediği durumda, HAD analizleri ile süreklilik, momentum ve ilave türbülans modeli denklemleriyle yalnızca akış karakteristikleri saptanmıştır. Burada, $L' = 20$ boyutsuz uzunluğundaki iki boyutlu sistemin $9.5 \leq L' \leq 18.5$ aralığı için sırasıyla basınç $\langle P \rangle$ dağılımı, akış yönündeki $\langle u \rangle$ ve akışa dik yöndeki $\langle v \rangle$ hız bileşenleri ile bu bileşenlerin çalkantıları $\langle u_{rms} \rangle$ ve $\langle v_{rms} \rangle$, vortisite $\langle \omega \rangle$, türbülans kinetik enerjisi $\langle TKE \rangle$ ve akım çizgisi $\langle \Psi \rangle$ grafikleri bulunmaktadır. Enerji denkleminin pasif olduğu analizlerle sadece akış karakteristikleri elde edilebildiğinden, bu analizlere ait sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılmasının yapılması hedeflenmiştir. Bu türde bir yolun izlenmesindeki amaç, ısı transferi karakteristiklerinin de elde edildiği enerji denkleminin aktif olduğu HAD analizleri ile PIV yöntemi kullanılarak saptanan deneysel sonuçların direkt olarak karşılaştırılmasındansa, ortaya çıkabilecek olası farklılığın önüne geçebilmek amacıyla bir de enerji denkleminin pasif olduğu HAD analizlerinin doğrudan PIV sonuçlarının kıyaslanabilmesine ortam sağlamaktır. Zira mevcut PIV deney sisteminde ısı transferi karakteristiklerinin elde edilmesine imkân sağlayacak bir düzenek bulunmamaktadır.

Sayısal analizlerden elde edilen sonuçlarda, enerji denkleminin aktif ya da pasif olmasına göre farklılık olma ihtimaline karşı analizler, iki aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir. Ancak yapılan karşılaştırma sonrasında elde edilmiş olan bulgulara göre, enerji denkleminin aktif veya pasif olmasının, bu problemin sonuçlarına etkisinin neredeyse olmadığı gözlemlenmektedir. Dolayısı ile “Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı HAD Sonuçları” başlığında da verilen basınç $\langle P \rangle$ dağılımı, akış yönündeki $\langle u \rangle$ ve akışa dik yöndeki $\langle v \rangle$ hız bileşenleri ile bu bileşenlerin çalkantıları $\langle u_{rms} \rangle$ ve $\langle v_{rms} \rangle$, vortisite $\langle \omega \rangle$, türbülans kinetik enerjisi $\langle TKE \rangle$ ve akım çizgisi $\langle \Psi \rangle$ grafiklerine ait yorumlar bu başlık altında grafikler için de geçerlidir. Bu yönüyle ele alınan söz konusu problem açısından, bir sağlama yapılmış olup, ortaya çıkabilecek muhtemel bir farklılığın önüne geçilmiştir.

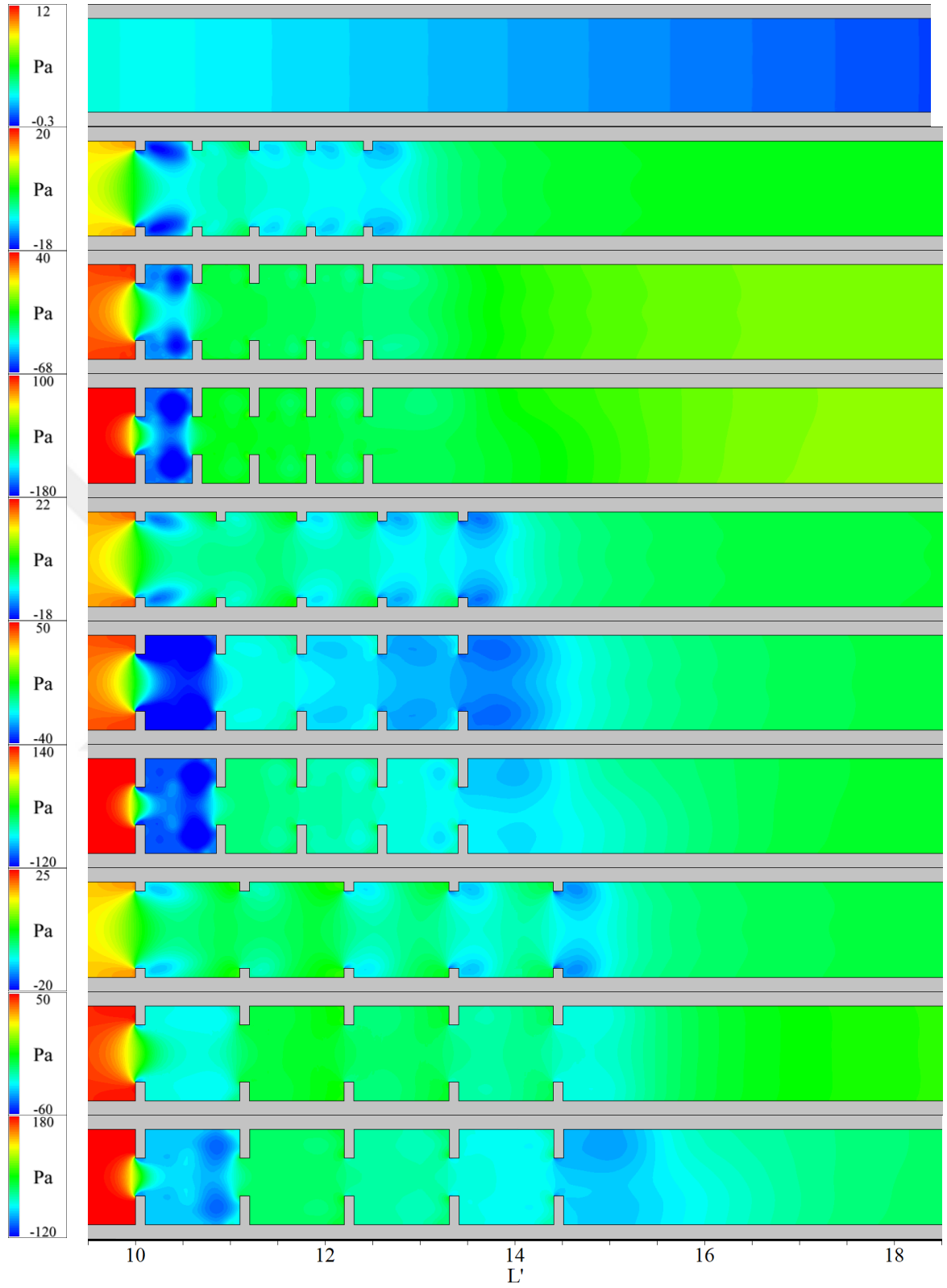
4.2.1. Basınç dağılımı grafikleri



Şekil 4.64. $Re = 10000$ için basınç $\langle P \rangle$ dağılımları

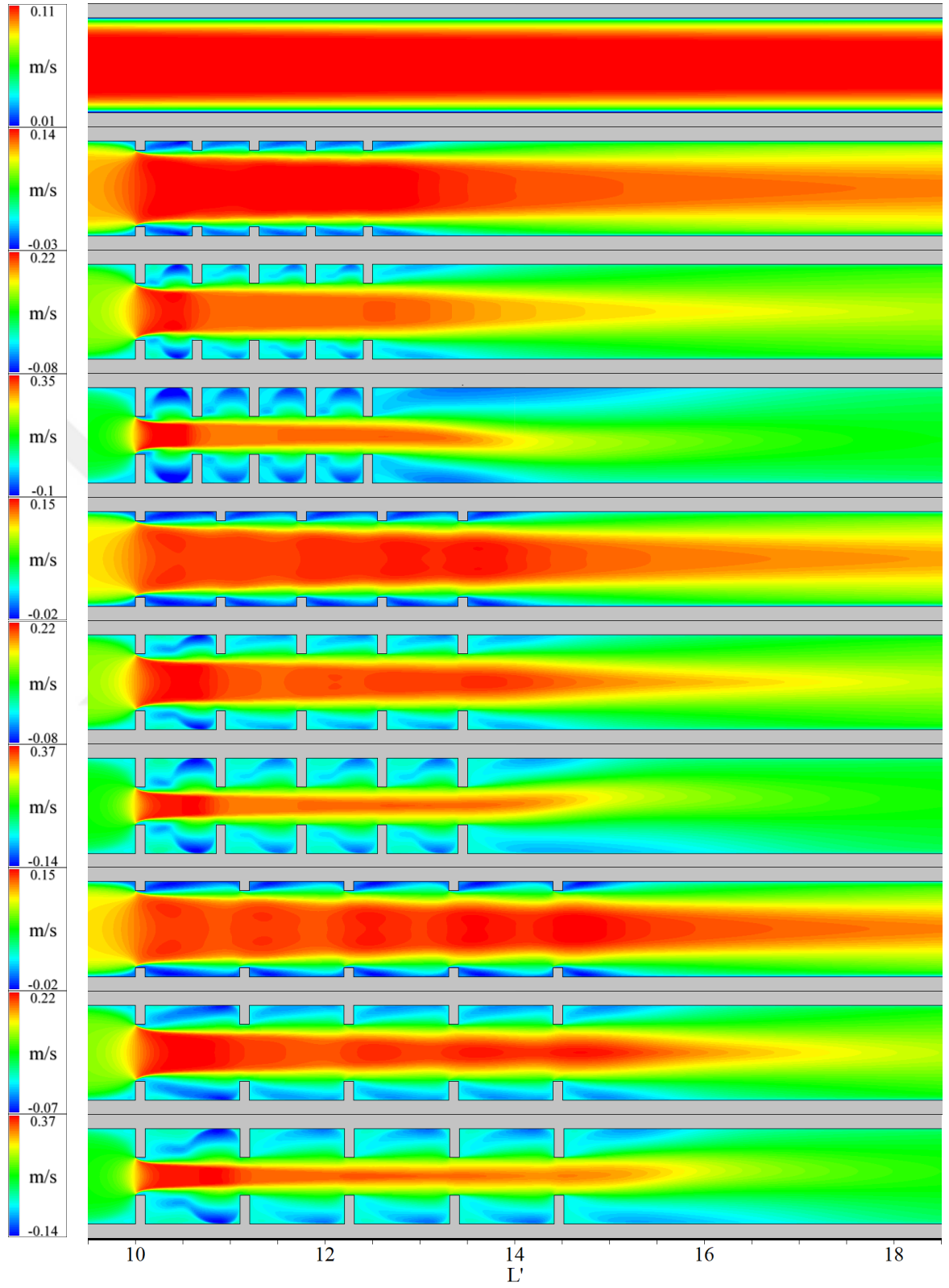


Şekil 4.65. $Re = 15000$ için basınç $\langle P \rangle$ dağılımları

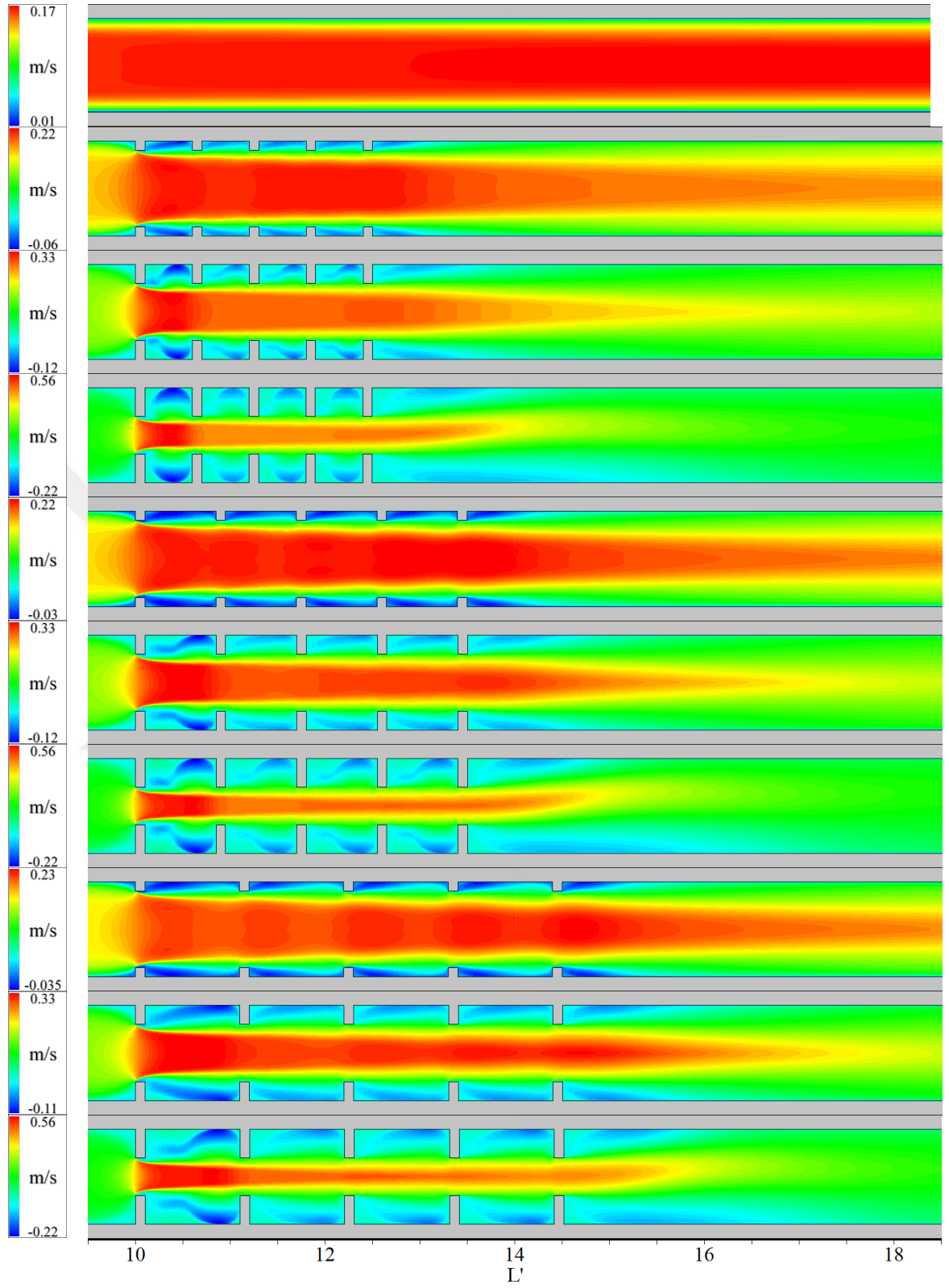


Şekil 4.66. $Re = 20000$ için basınç $\langle P \rangle$ dağılımları

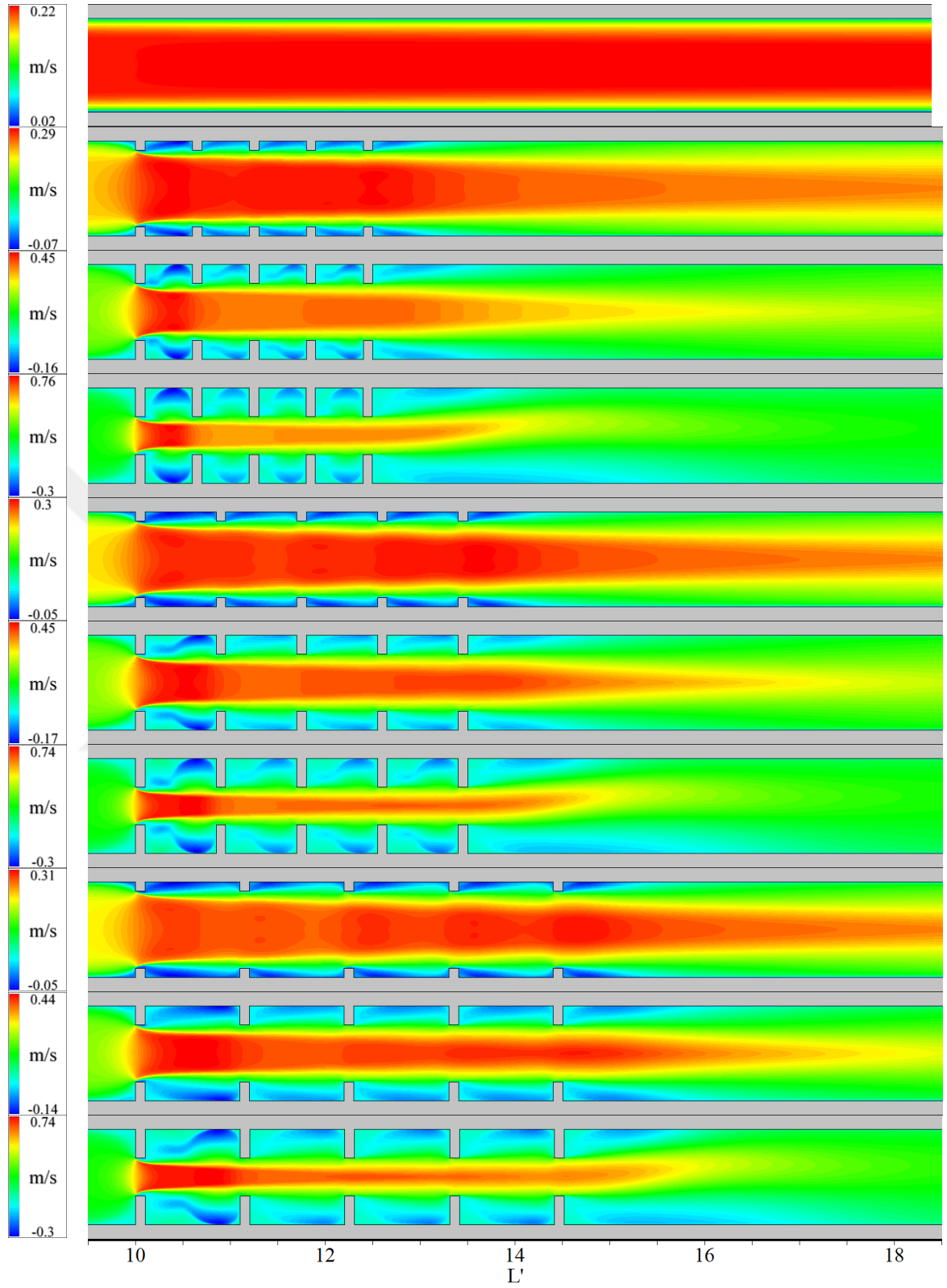
4.2.2. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri



Şekil 4.67. $Re = 10000$ için akış yönündeki hız bileşenleri $\langle u \rangle$

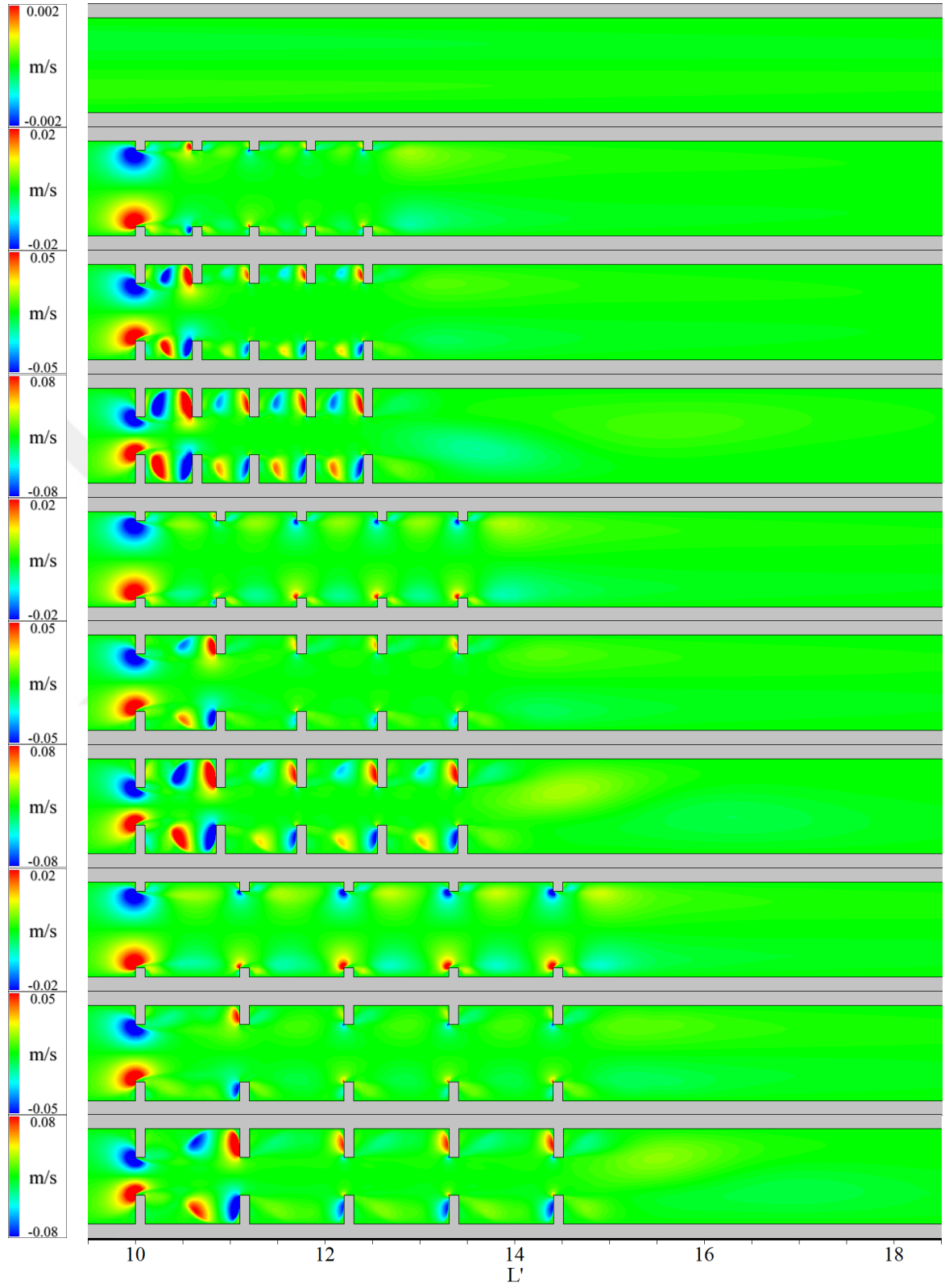


Şekil 4.68. $Re = 15000$ için akış yönündeki hız bileşenleri $\langle u \rangle$

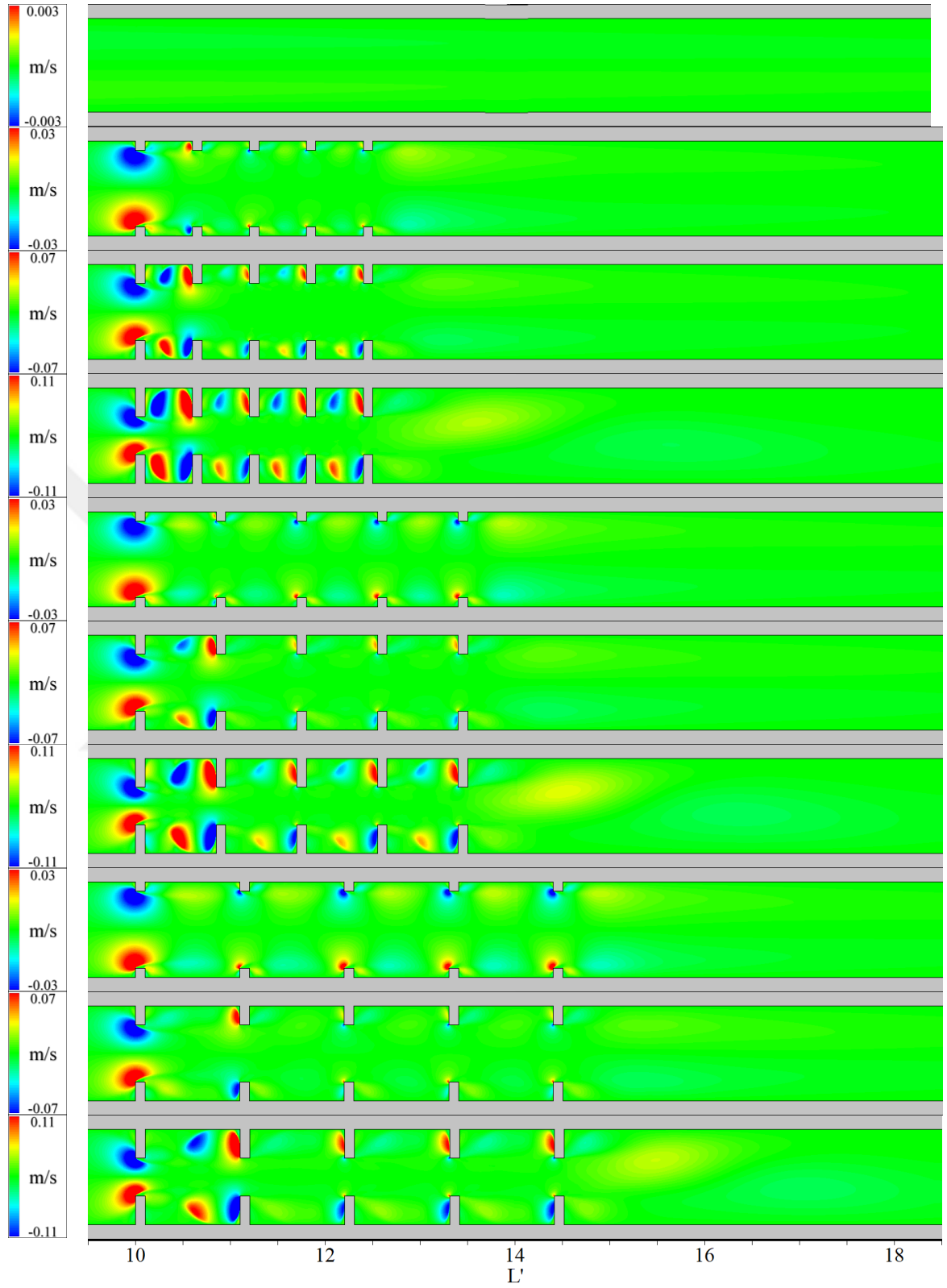


Şekil 4.69. $Re = 20000$ için akış yönündeki hız bileşenleri $\langle u \rangle$

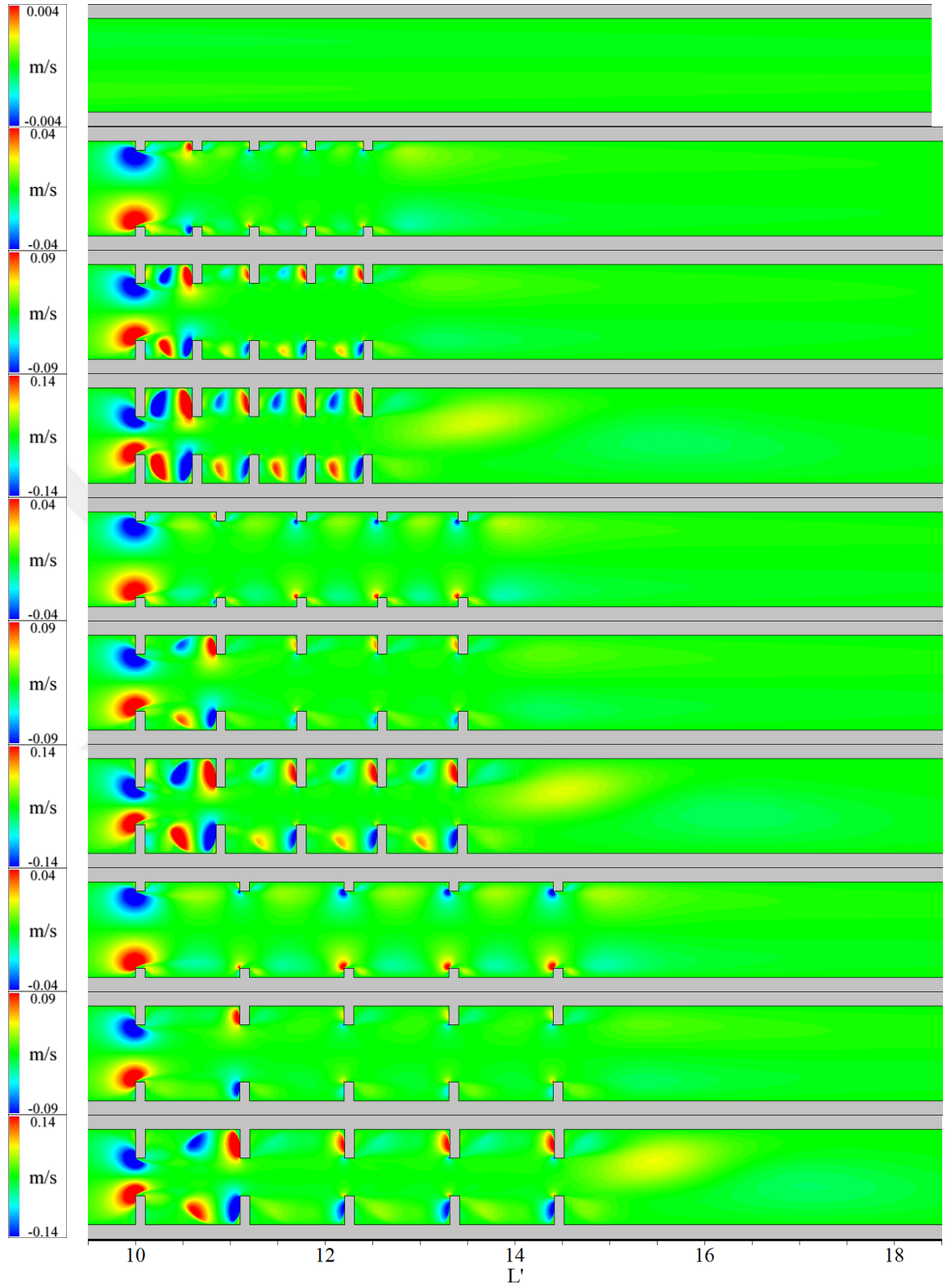
4.2.3. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri



Şekil 4.70. $Re = 10000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri $\langle v \rangle$

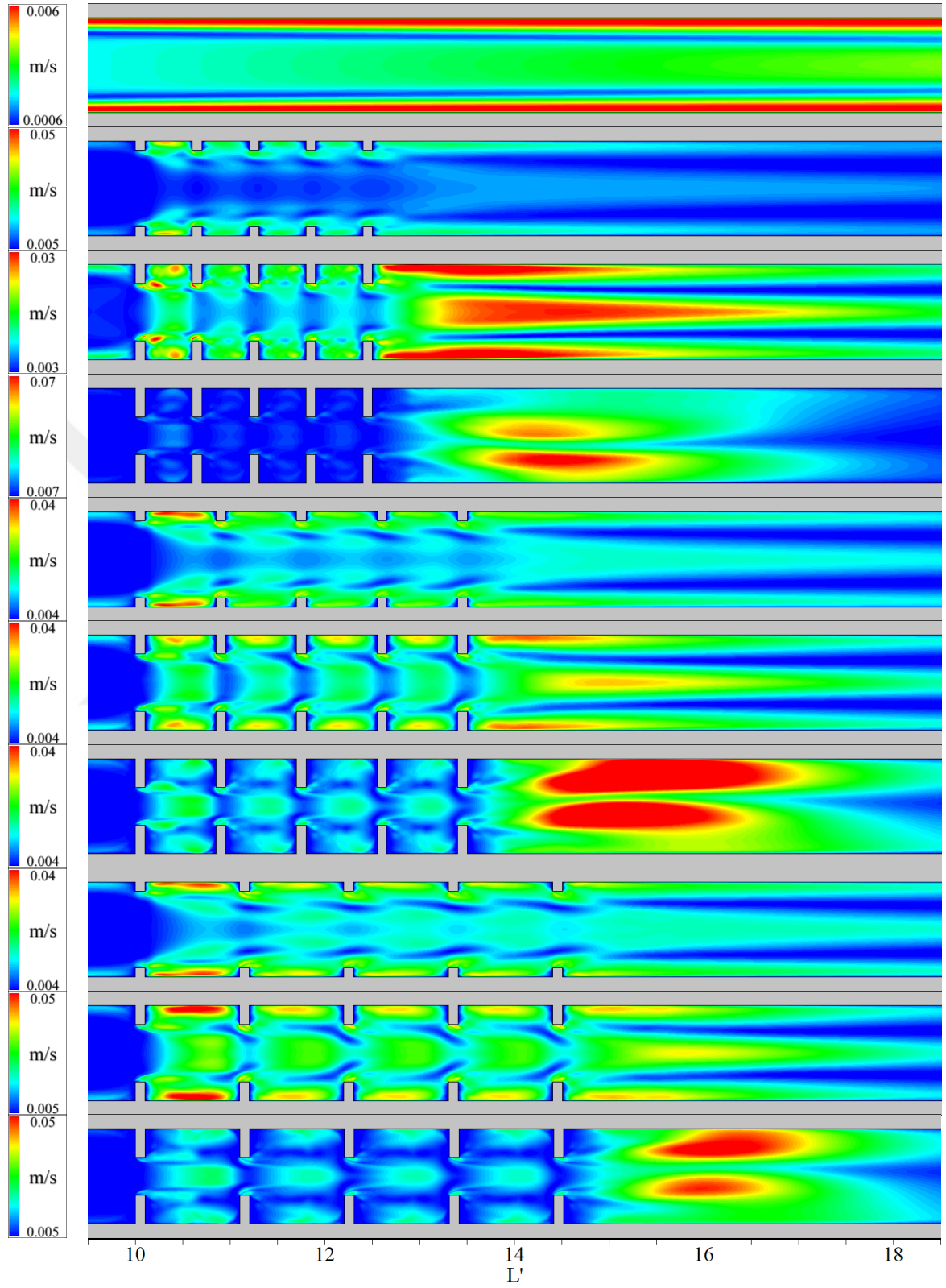


Şekil 4.71. $Re = 15000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri $\langle v \rangle$

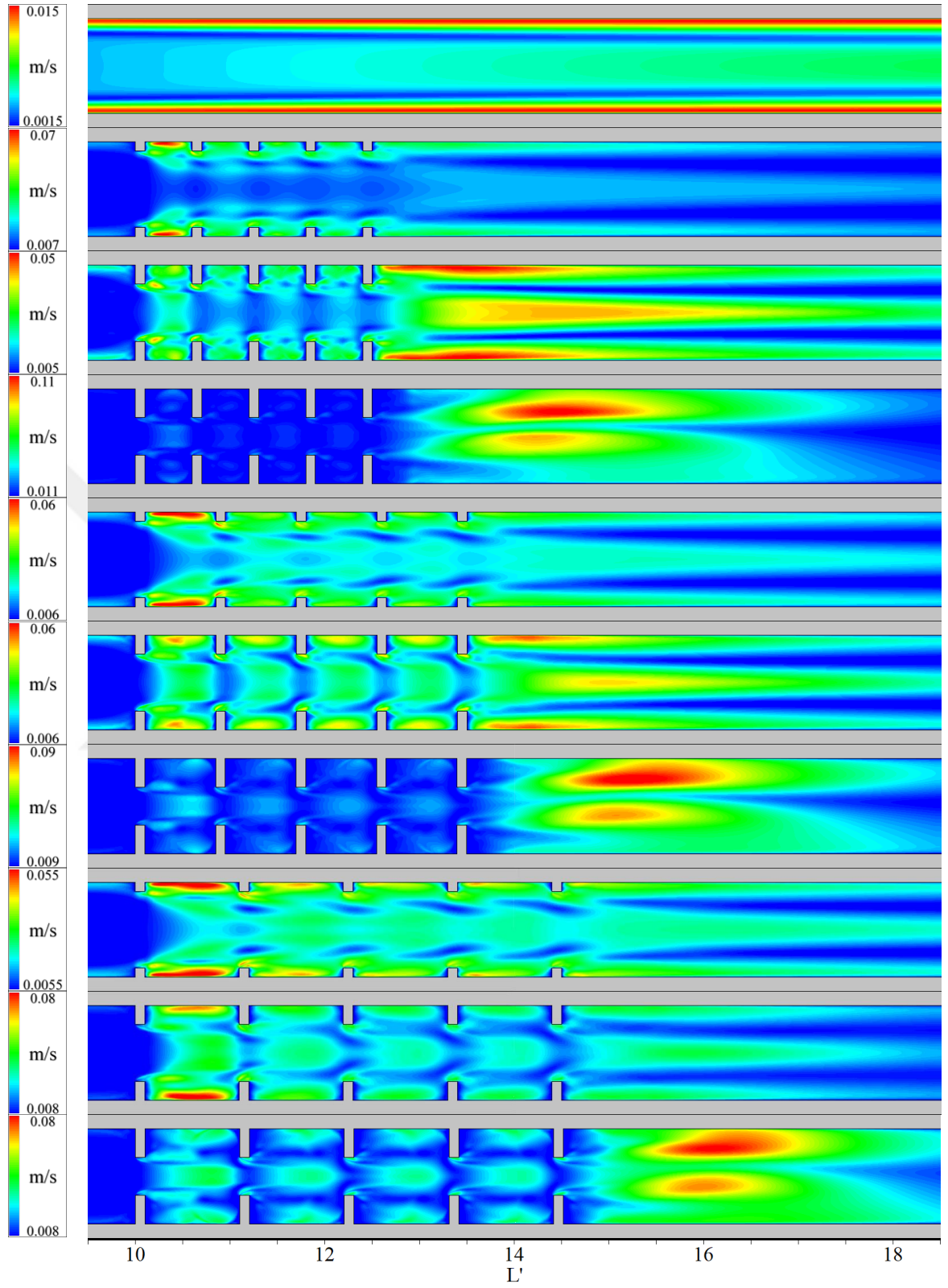


Şekil 4.72. $Re = 20000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri $\langle v \rangle$

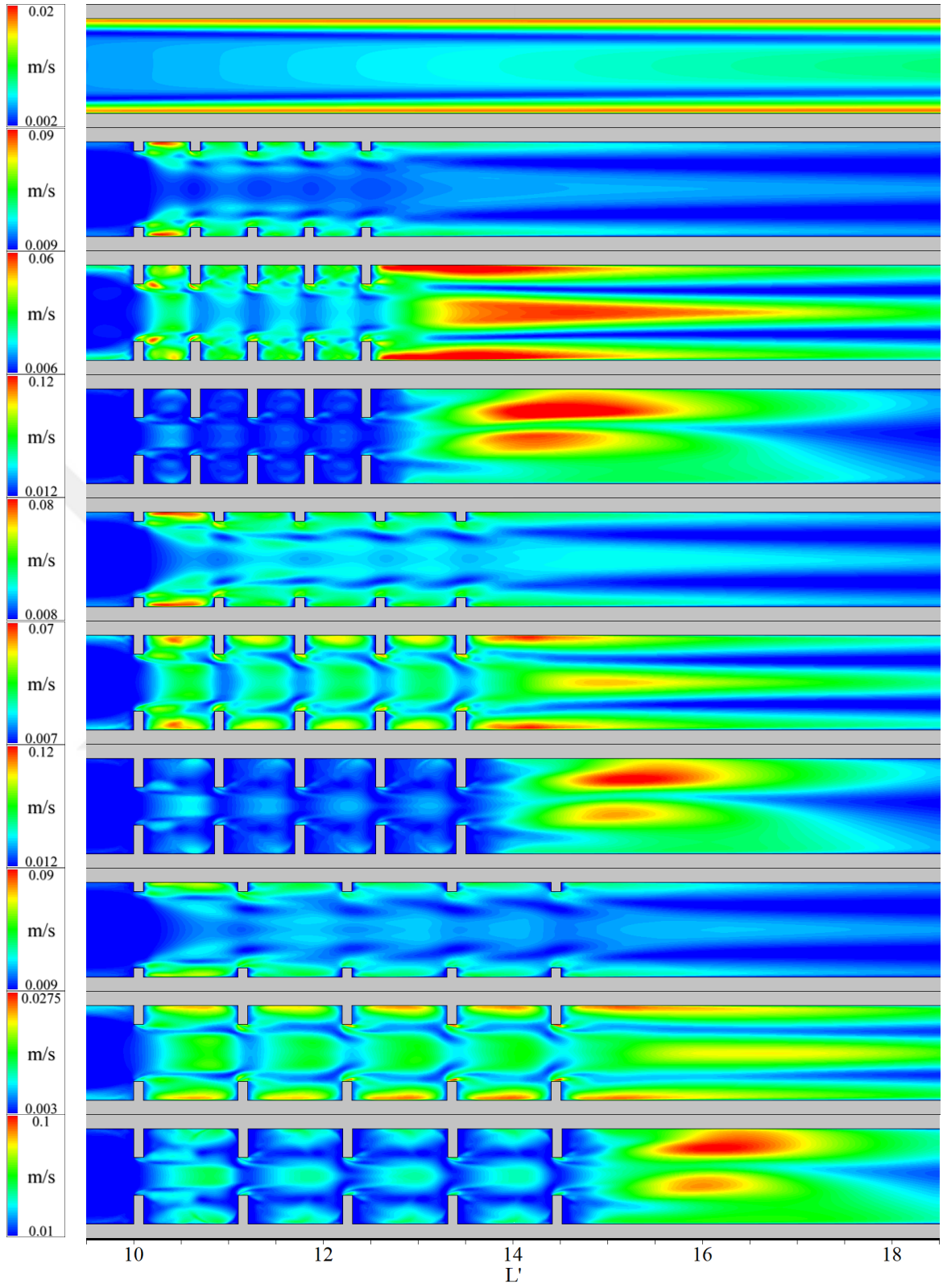
4.2.4. Akış yönündeki hız çalkantı grafikleri



Şekil 4.73. $Re = 10000$ için akış yönündeki hız çalkantıları $\langle u_{rms} \rangle$

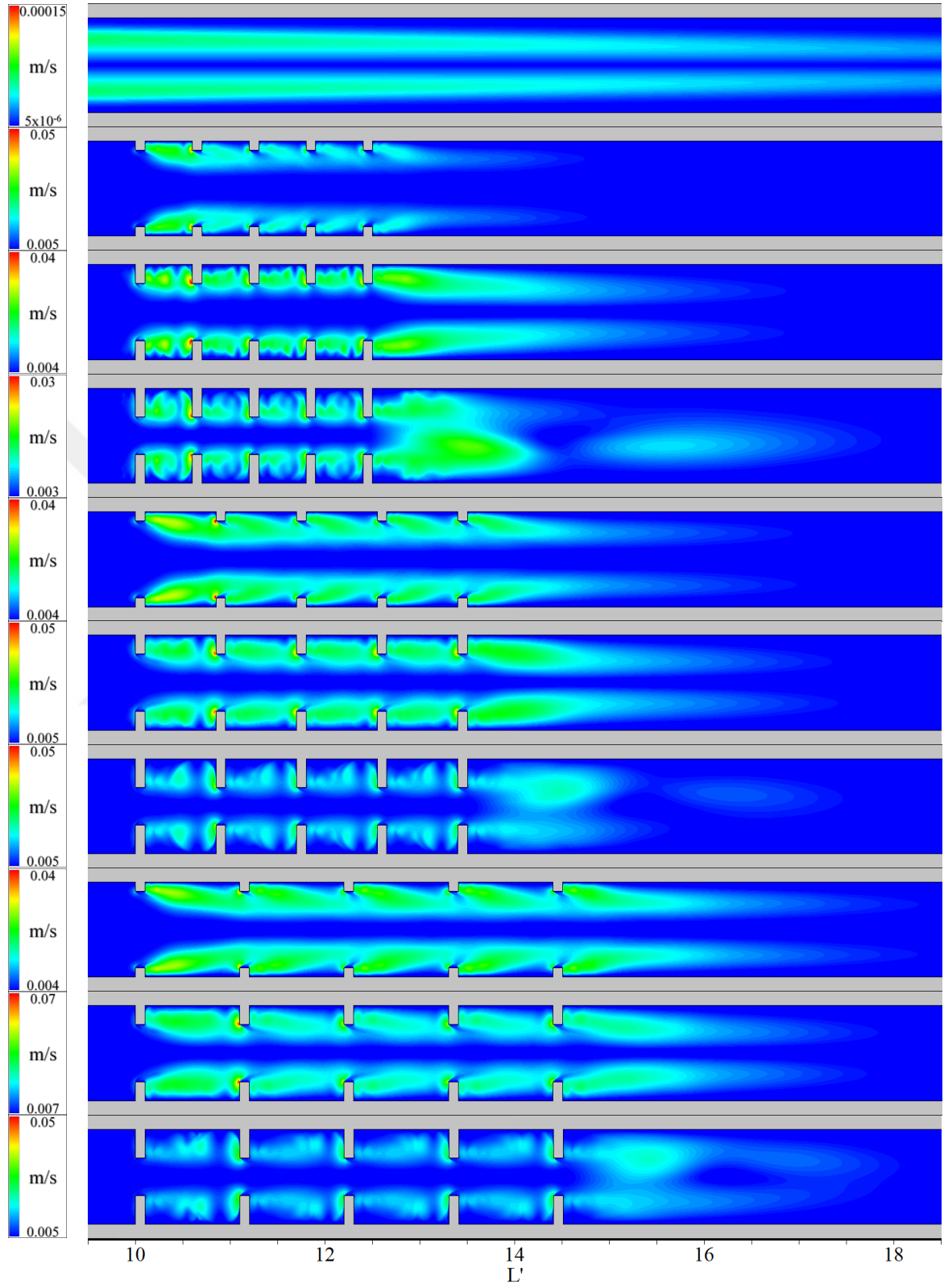


Şekil 4.74. $Re = 15000$ için akış yönündeki hız çalkantıları $\langle u_{rms} \rangle$

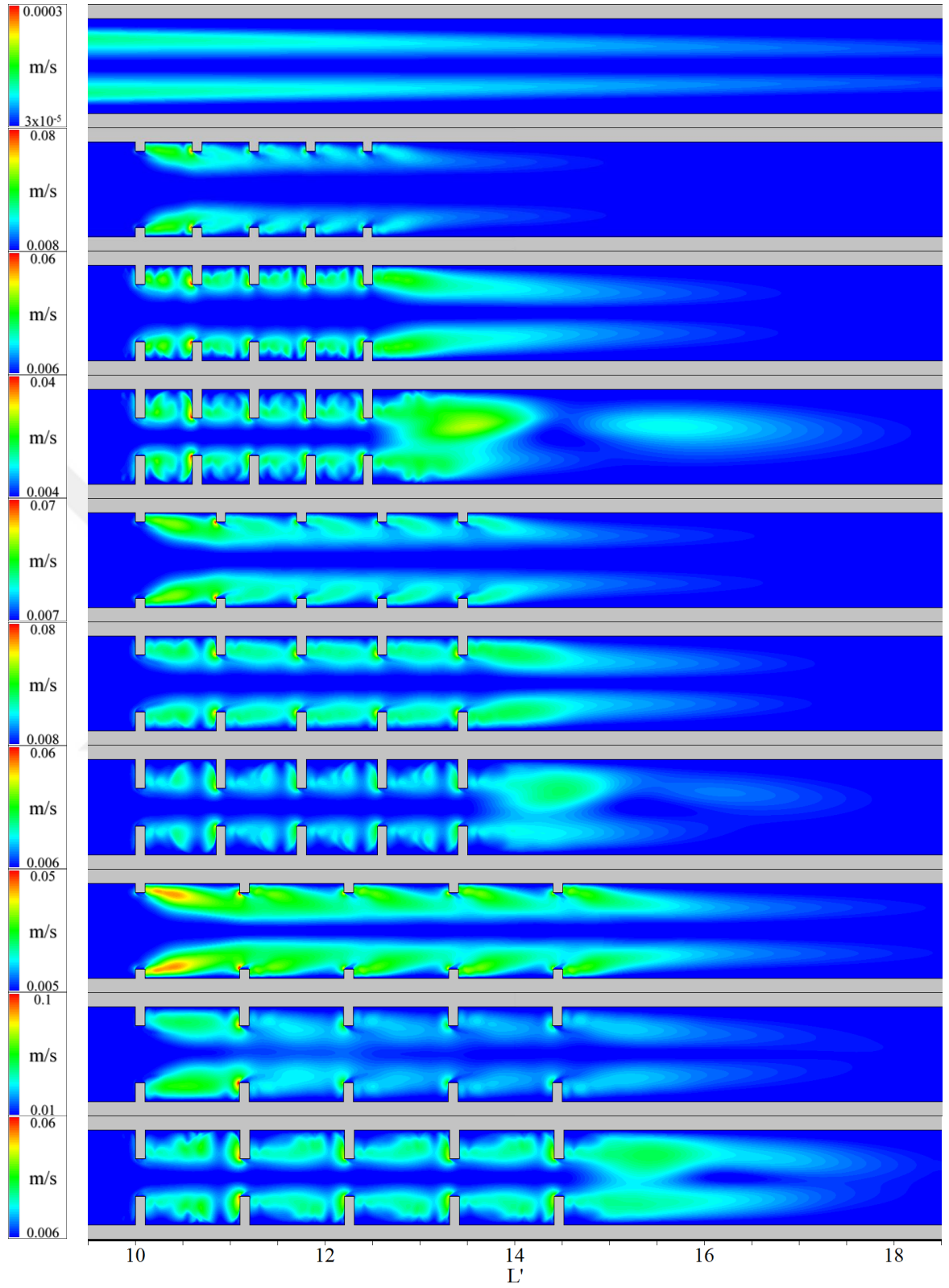


Şekil 4.75. $Re = 20000$ için akış yönündeki hız çalkantıları $\langle u_{rms} \rangle$

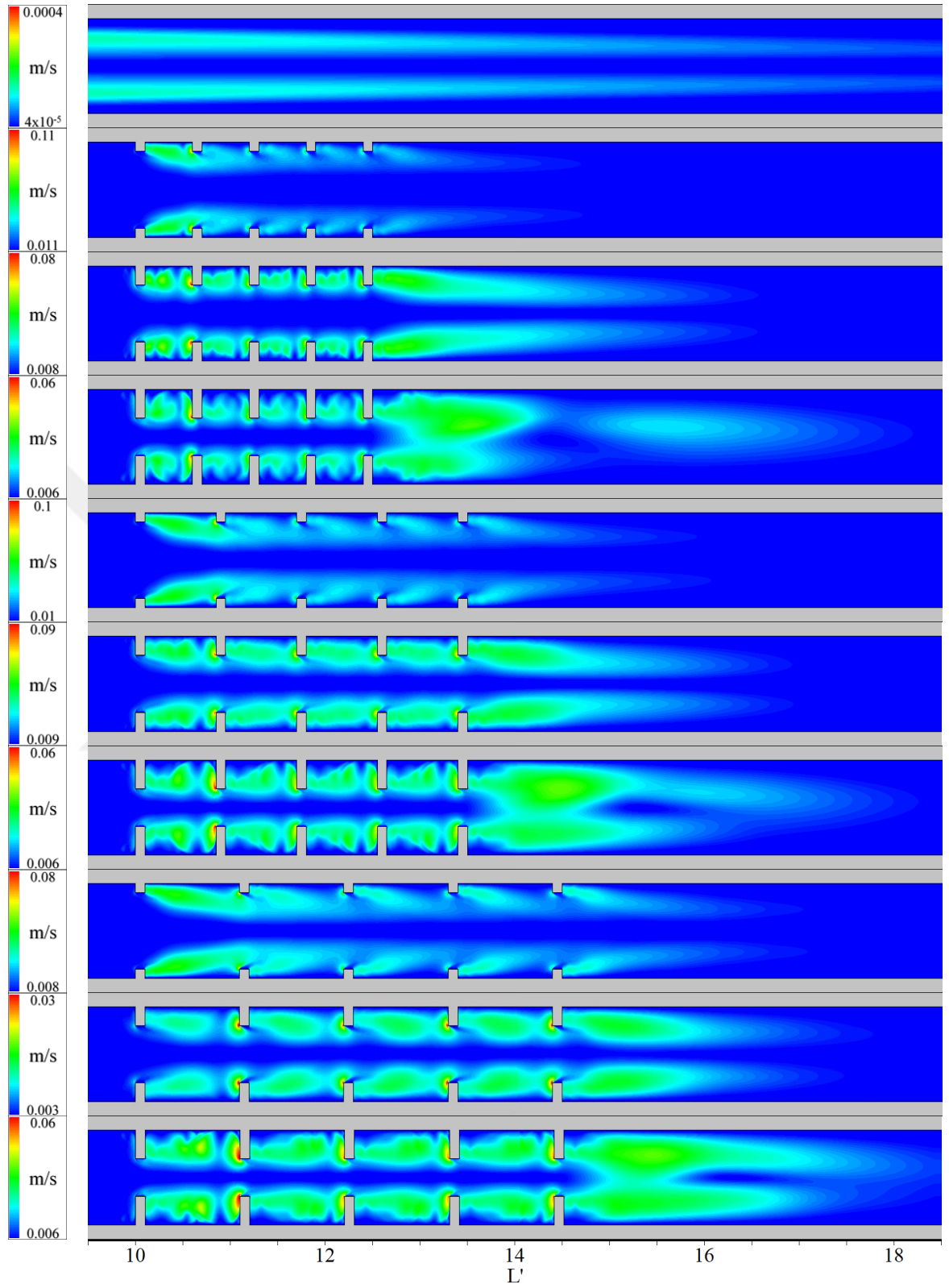
4.2.5. Akışa dik yöndeki hız çalkantı grafikleri



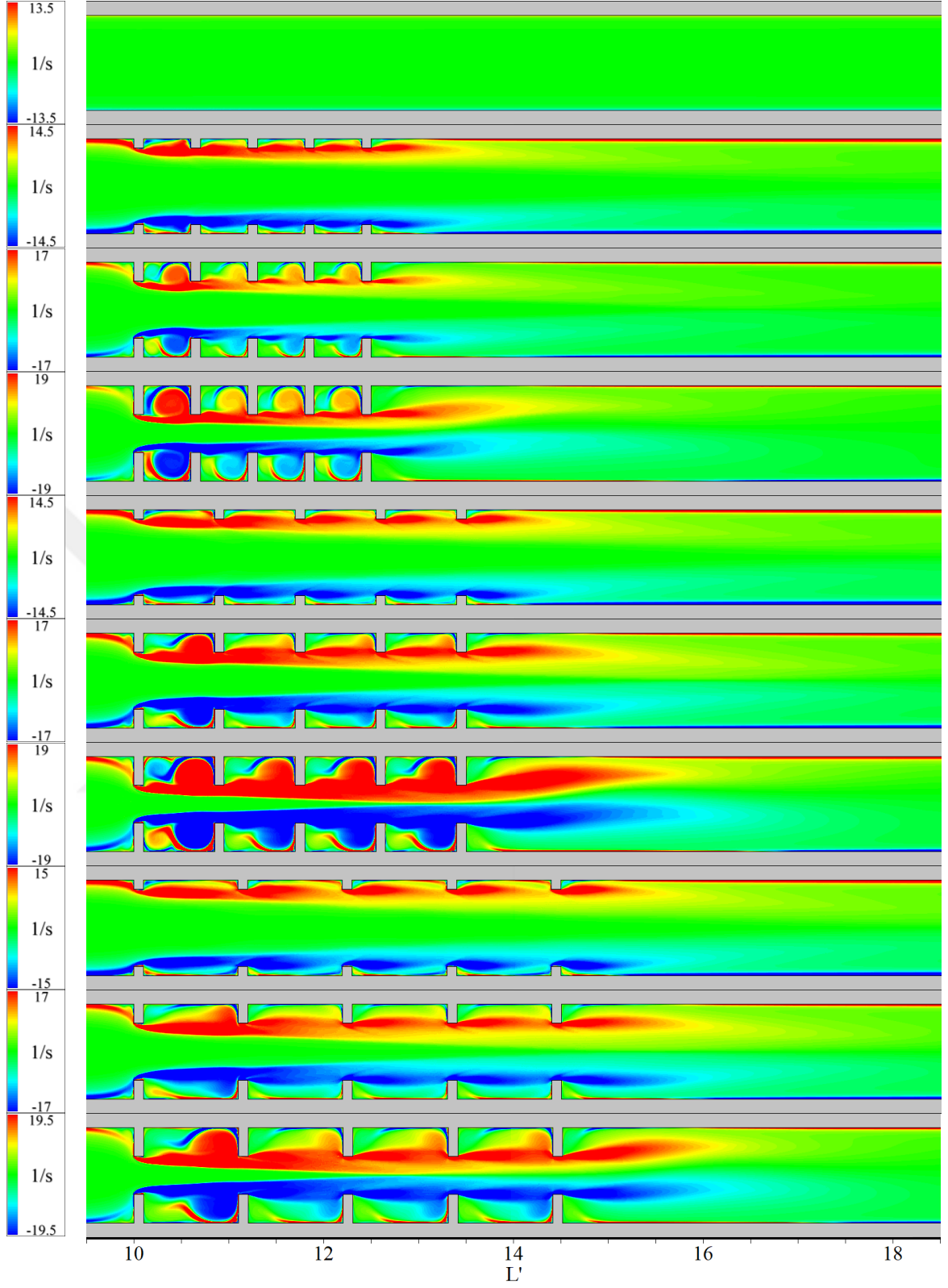
Şekil 4.76. $Re = 10000$ için akışa dik yöndeki hız çalkantıları $\langle v_{rms} \rangle$



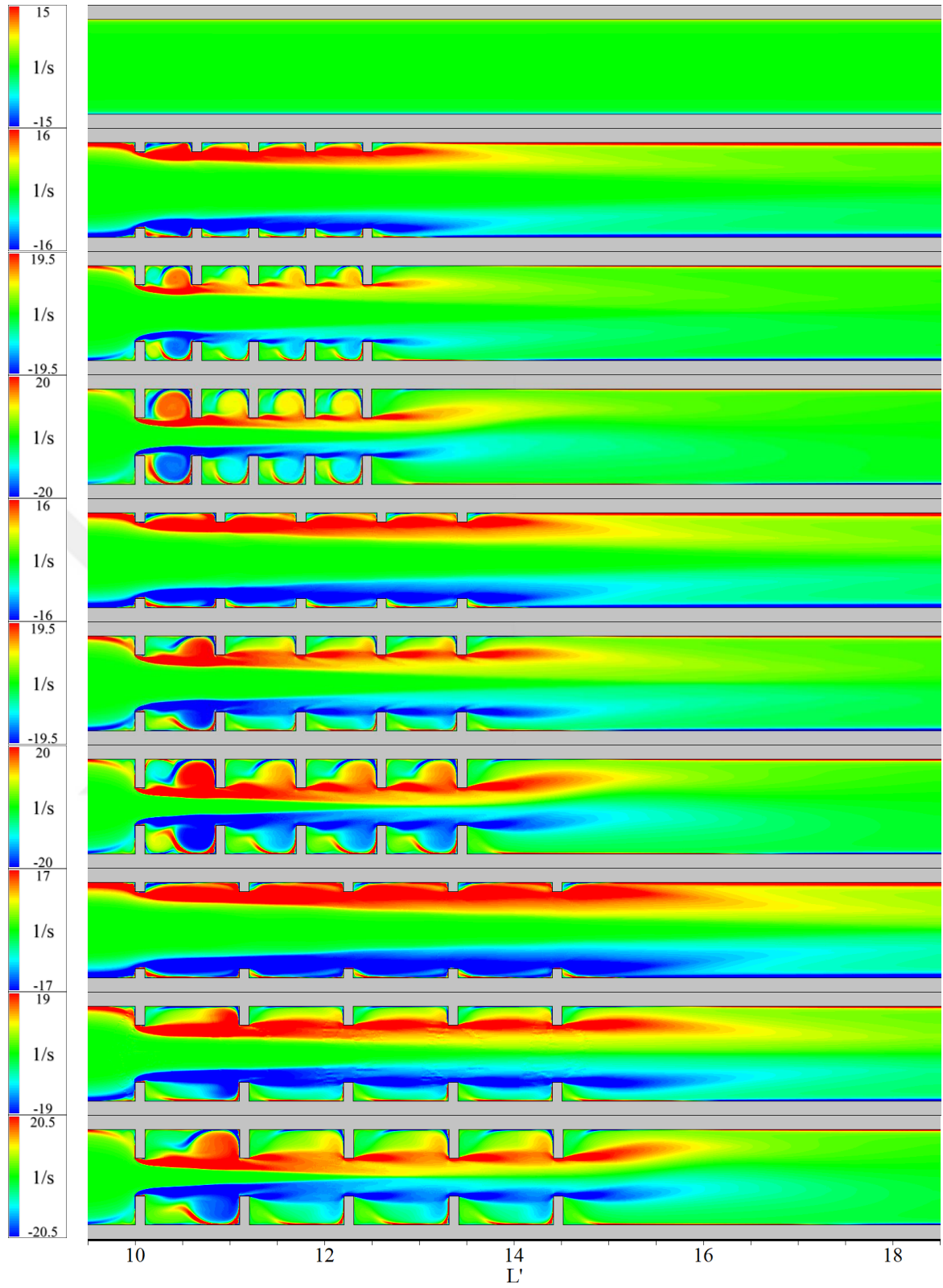
Şekil 4.77. $Re = 15000$ için akışa dik yöndeki hız çalkantıları $\langle v_{rms} \rangle$



Şekil 4.78. $Re = 20000$ için akışa dik yöndeki hız çalkantıları $\langle v_{rms} \rangle$

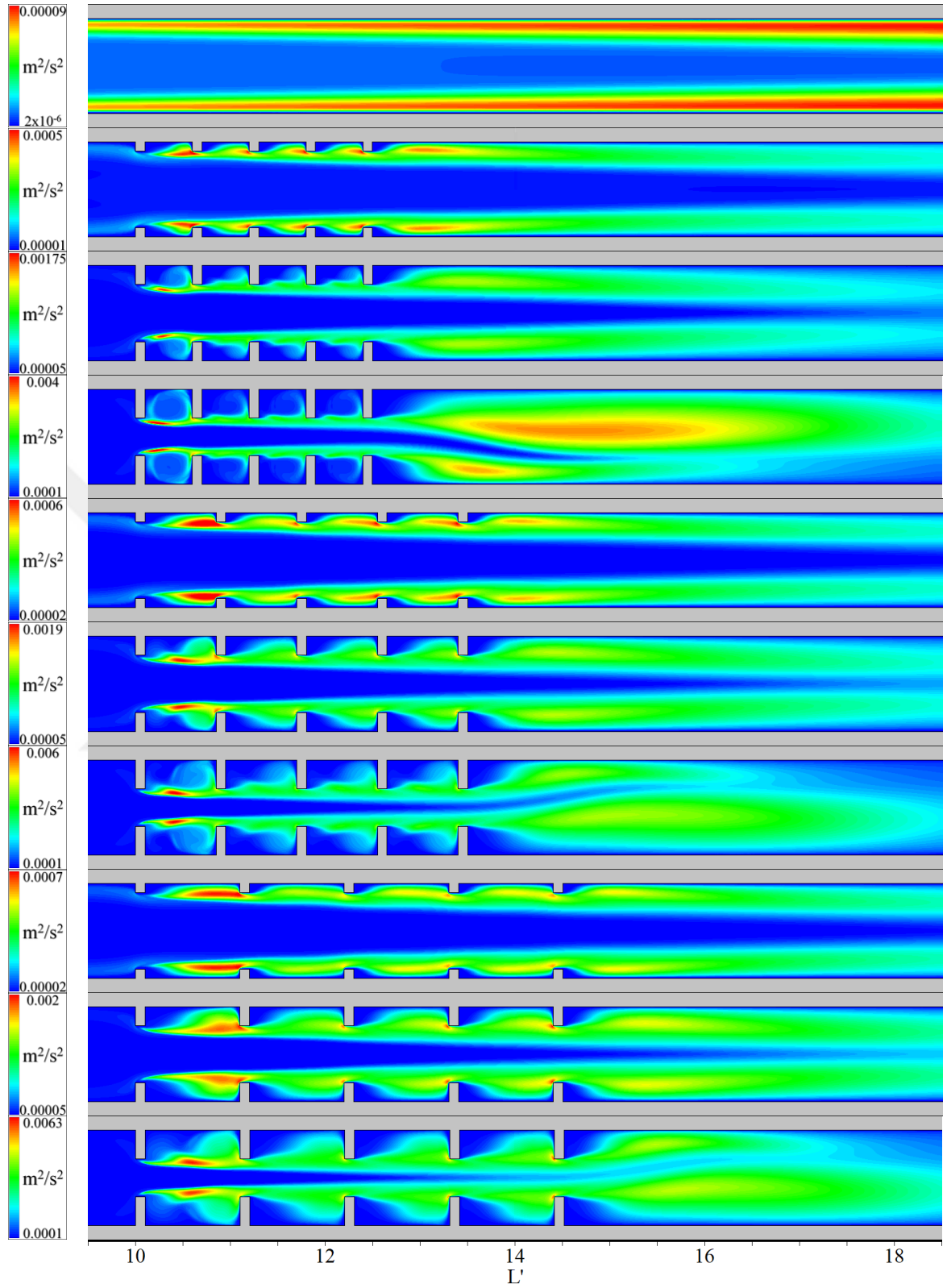


Şekil 4.80. $Re = 15000$ için vortisite $\langle \omega \rangle$ konturları

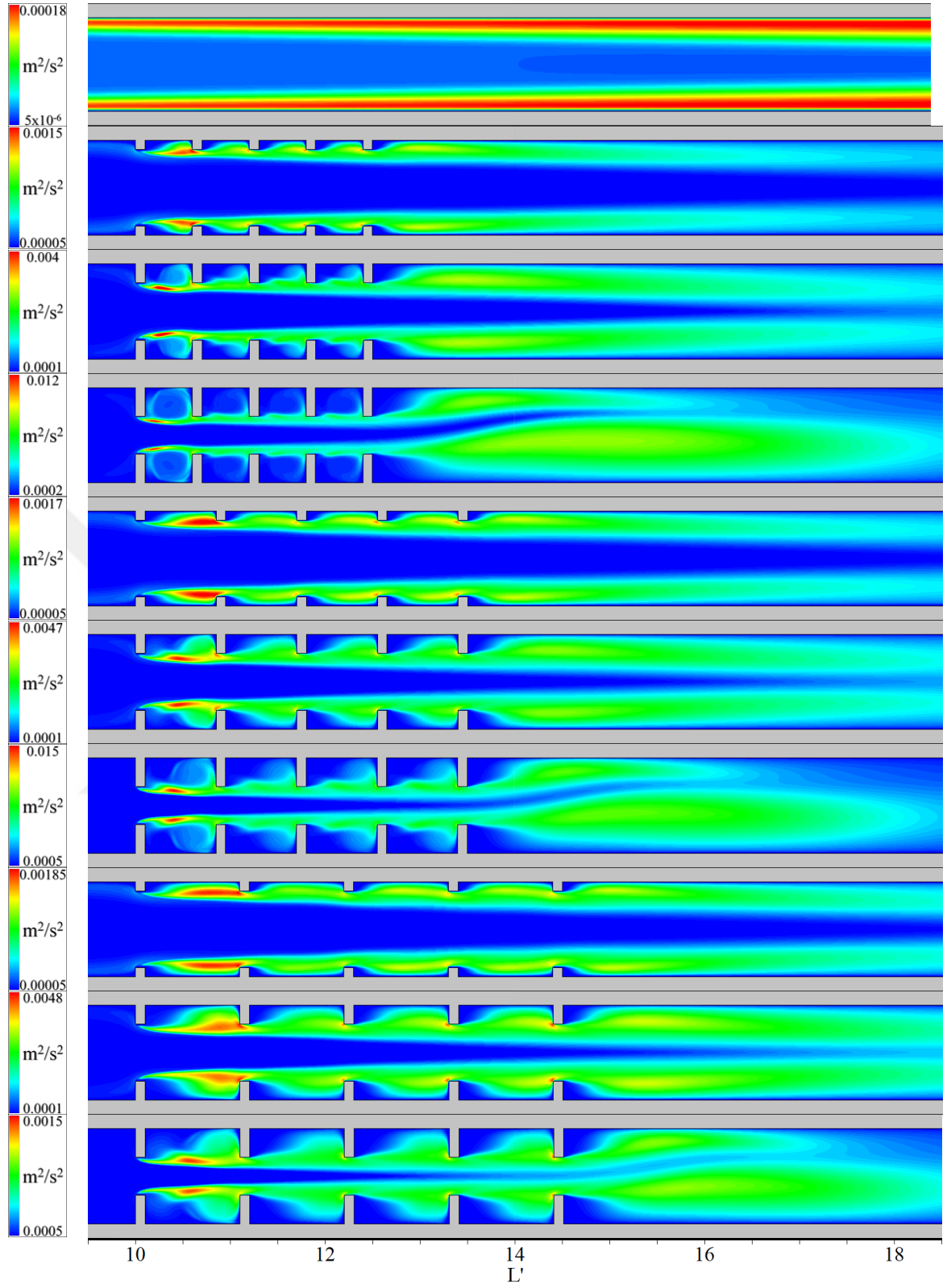


Şekil 4.81. $Re = 20000$ için vortisite $\langle \omega \rangle$ konturları

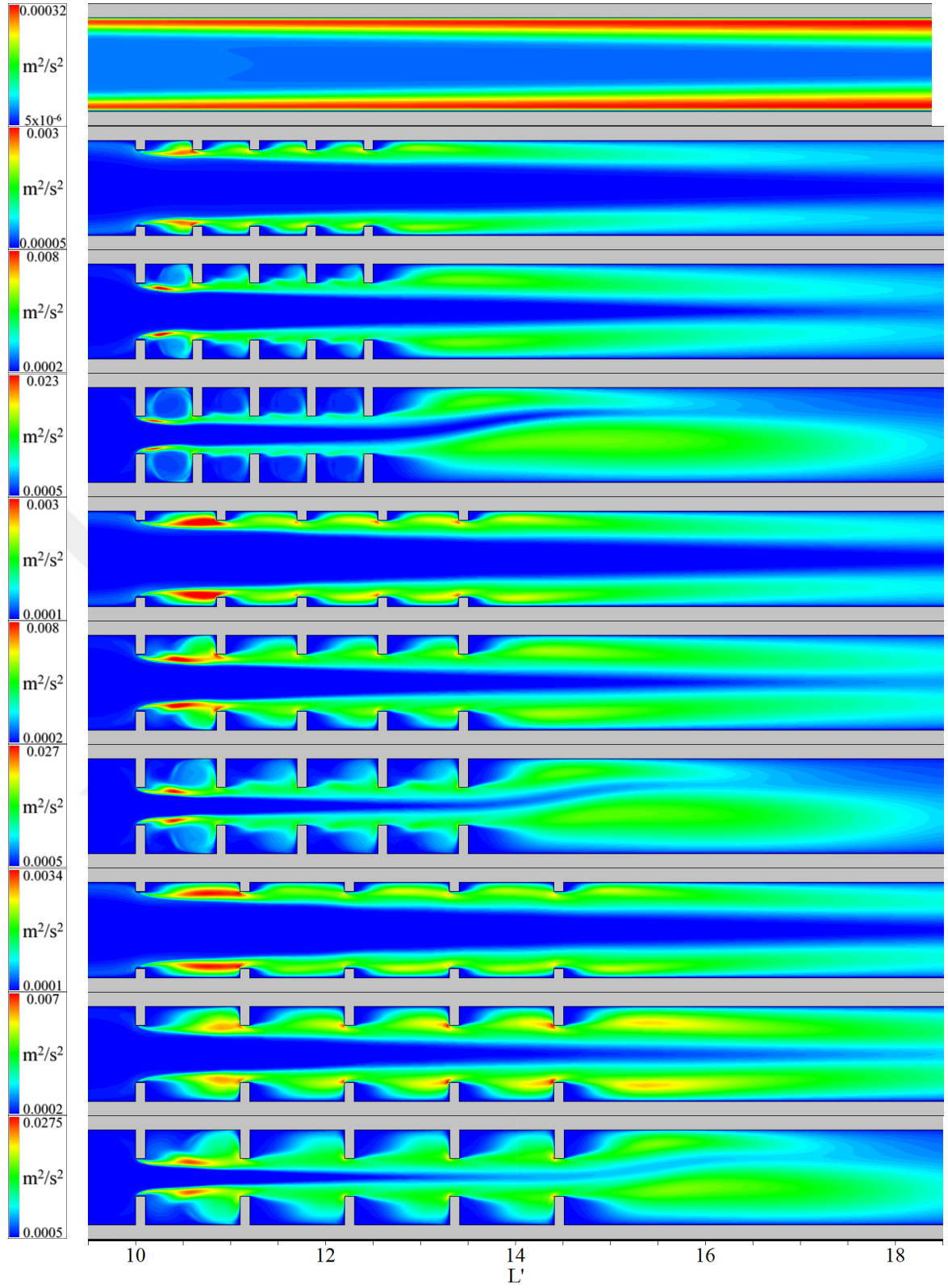
4.2.7. Türbülans kinetik enerjisi grafikleri



Şekil 4.82. $Re = 10000$ için türbülans kinetik enerjisi $\langle TKE \rangle$ konturları

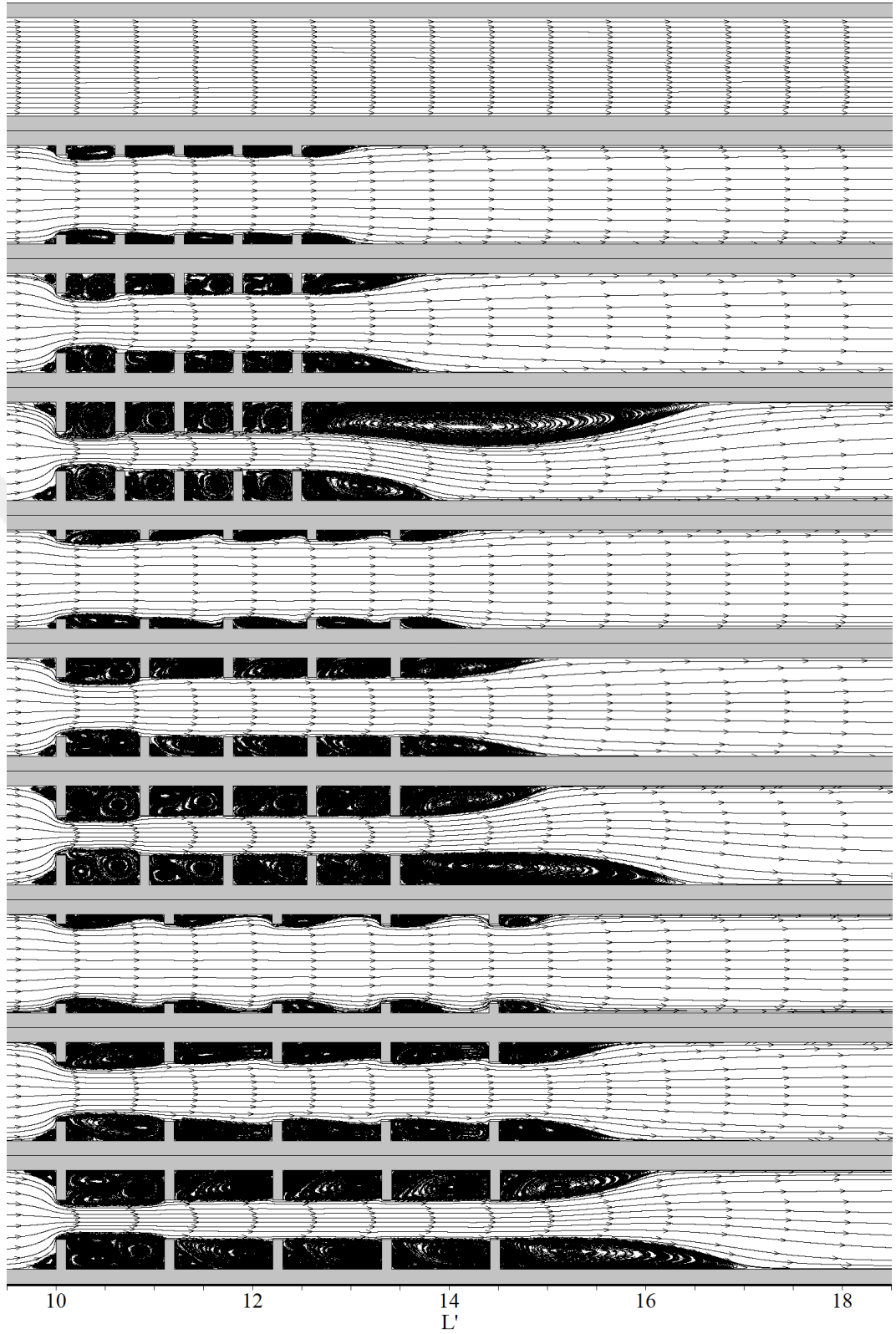


Şekil 4.83. $Re = 15000$ için türbülans kinetik enerjisi $\langle TKE \rangle$ konturları

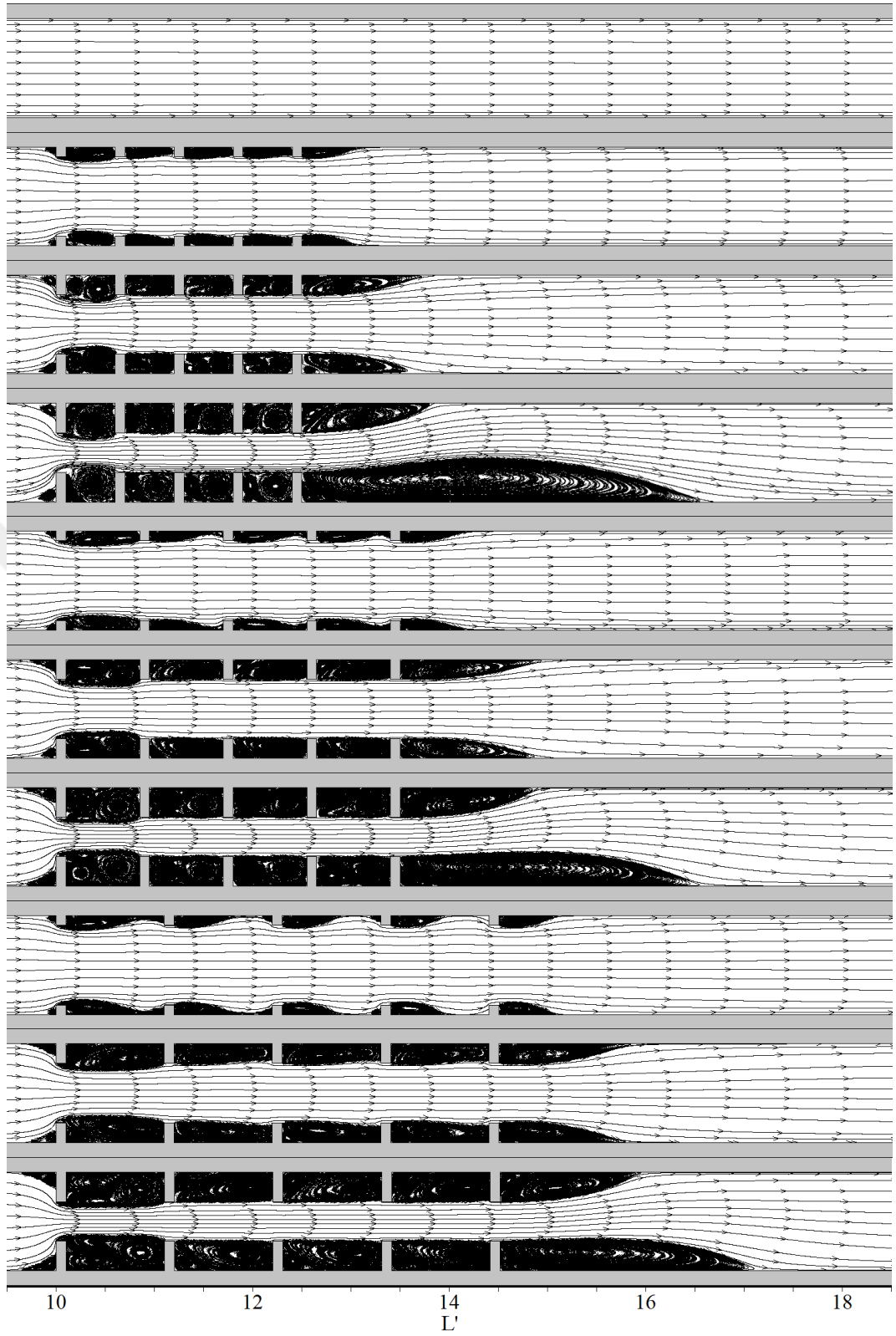


Şekil 4.84. $Re = 20000$ için türbülans kinetik enerjisi $\langle TKE \rangle$ konturları

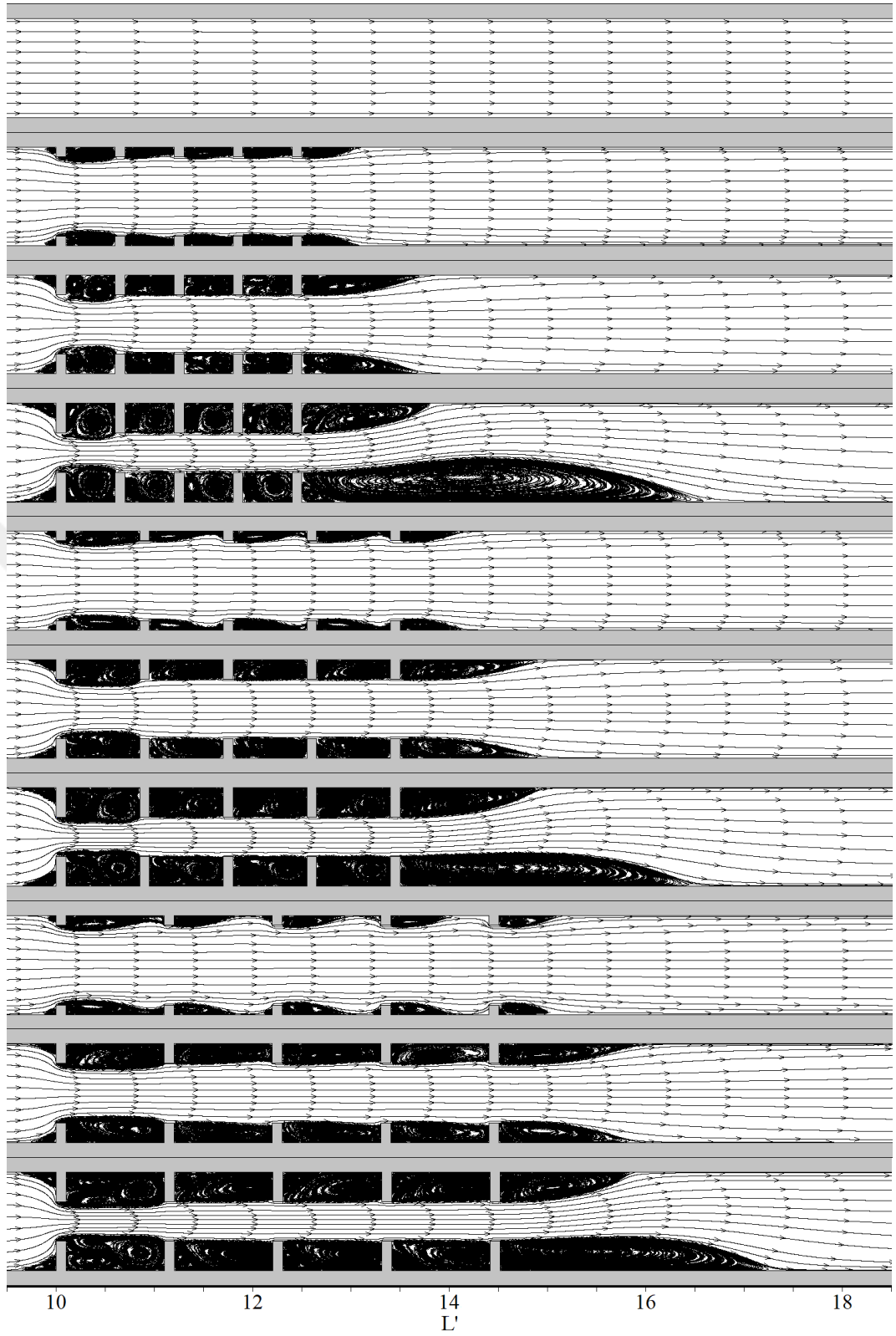
4.2.8. Akım çizgisi grafikleri



Şekil 4.85. $Re = 10000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.86. $Re = 15000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.87. $Re = 20000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri

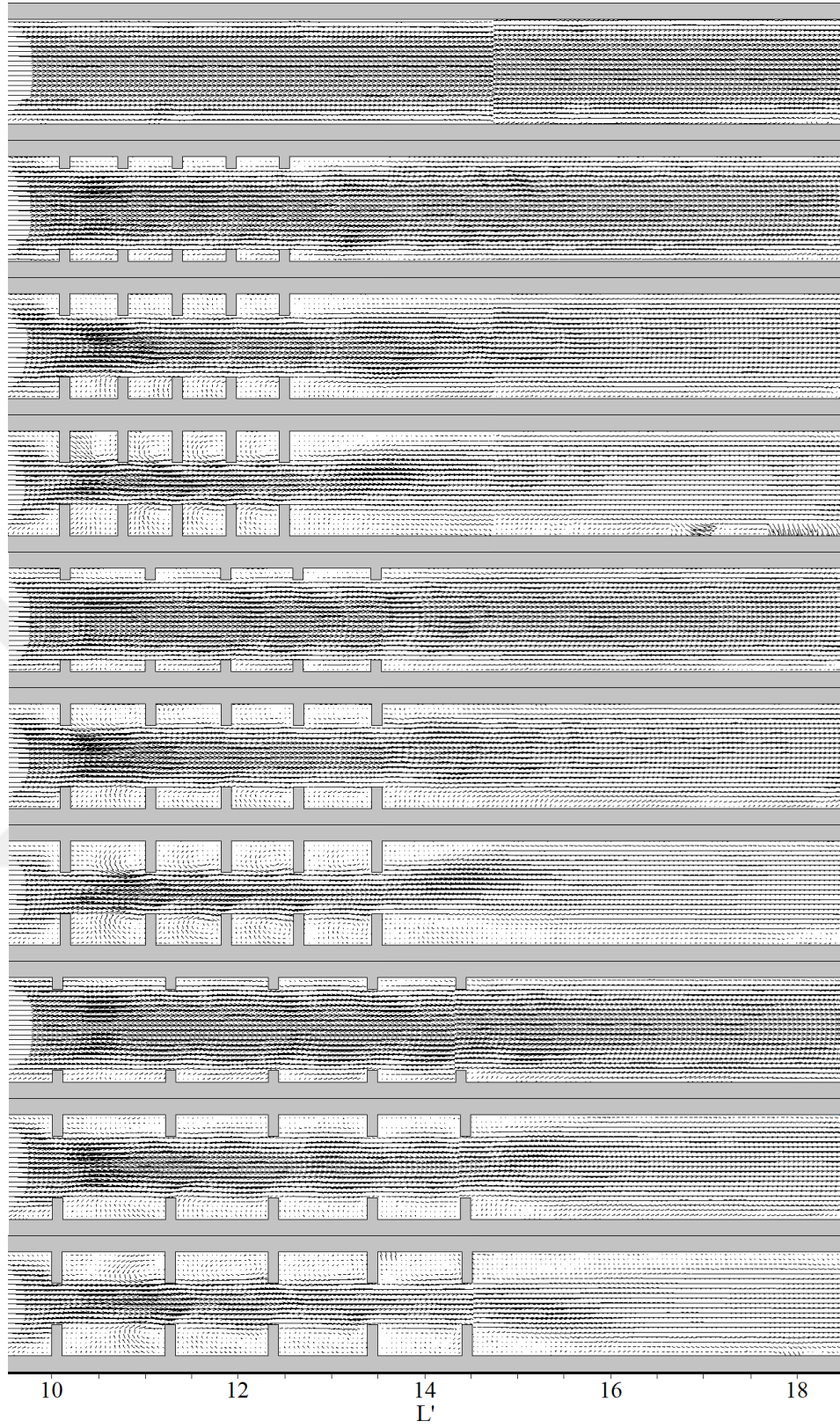
4.3. Akış Karakteristiklerinin Zaman Ortalamalı PIV Sonuçları

Deneysel kısımda, Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yöntemi kullanılarak elde edilen akış karakteristiklerini içeren sonuçlar $L' = 20$ boyutsuz uzunluğuna sahip paralel plakaların $9.5 \leq L' \leq 18.5$ aralığı için sunulmuştur. Bu sonuçlar sırasıyla hız vektörü $\langle V \rangle$, akış yönündeki $\langle u \rangle$ ve akışa dik yöndeki $\langle v \rangle$ hız bileşenleri, vortisite $\langle \omega \rangle$ ve akım çizgisi $\langle \Psi \rangle$ grafiklerin içermektedir.

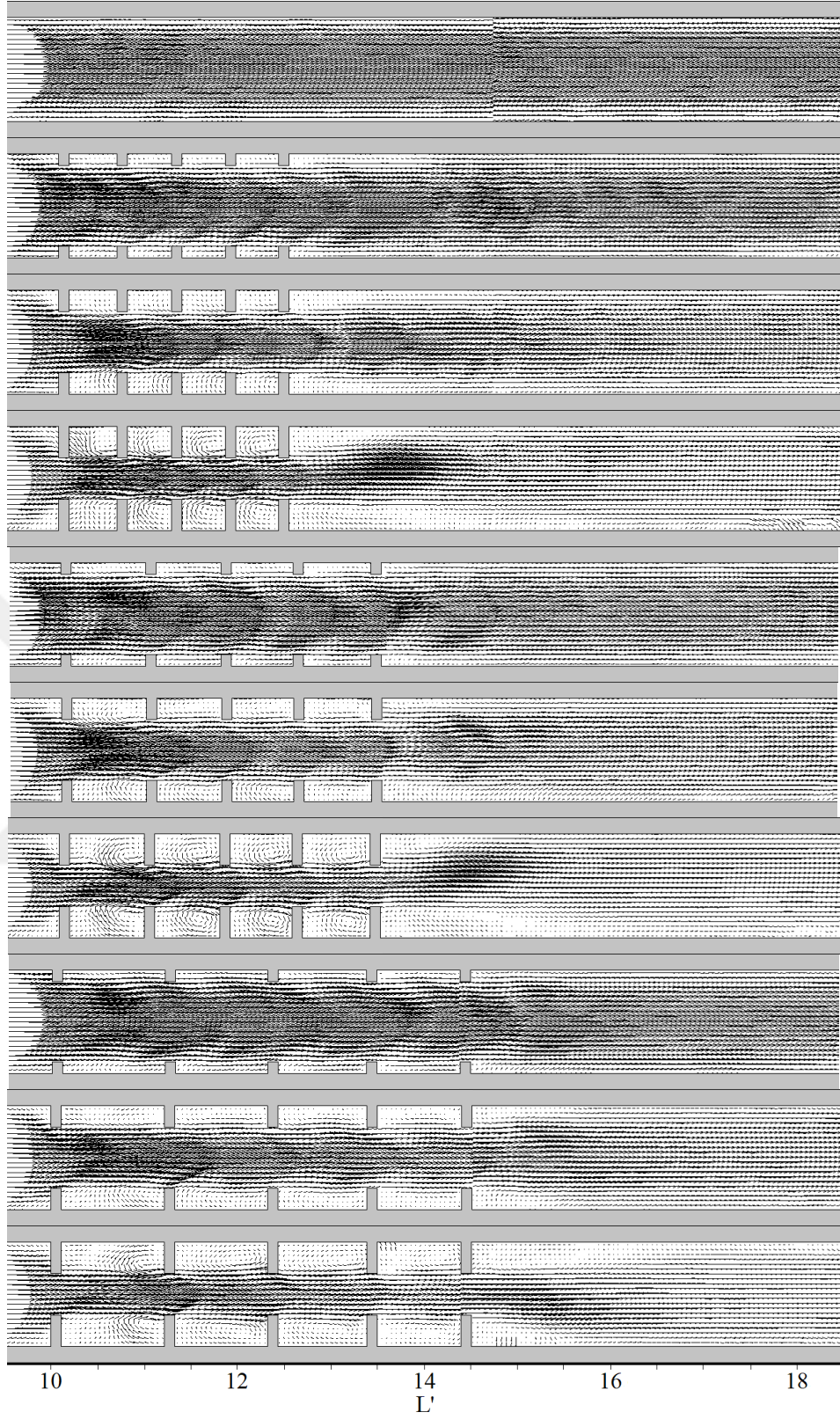
4.3.1. Hız vektörü grafikleri

Zaman ortalamalı hız vektörü grafikleri, Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yöntemi ile elde edilmiştir. Bütün modellere ait grafikler Şekil 4.88'de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.89'da Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.90'da ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur.

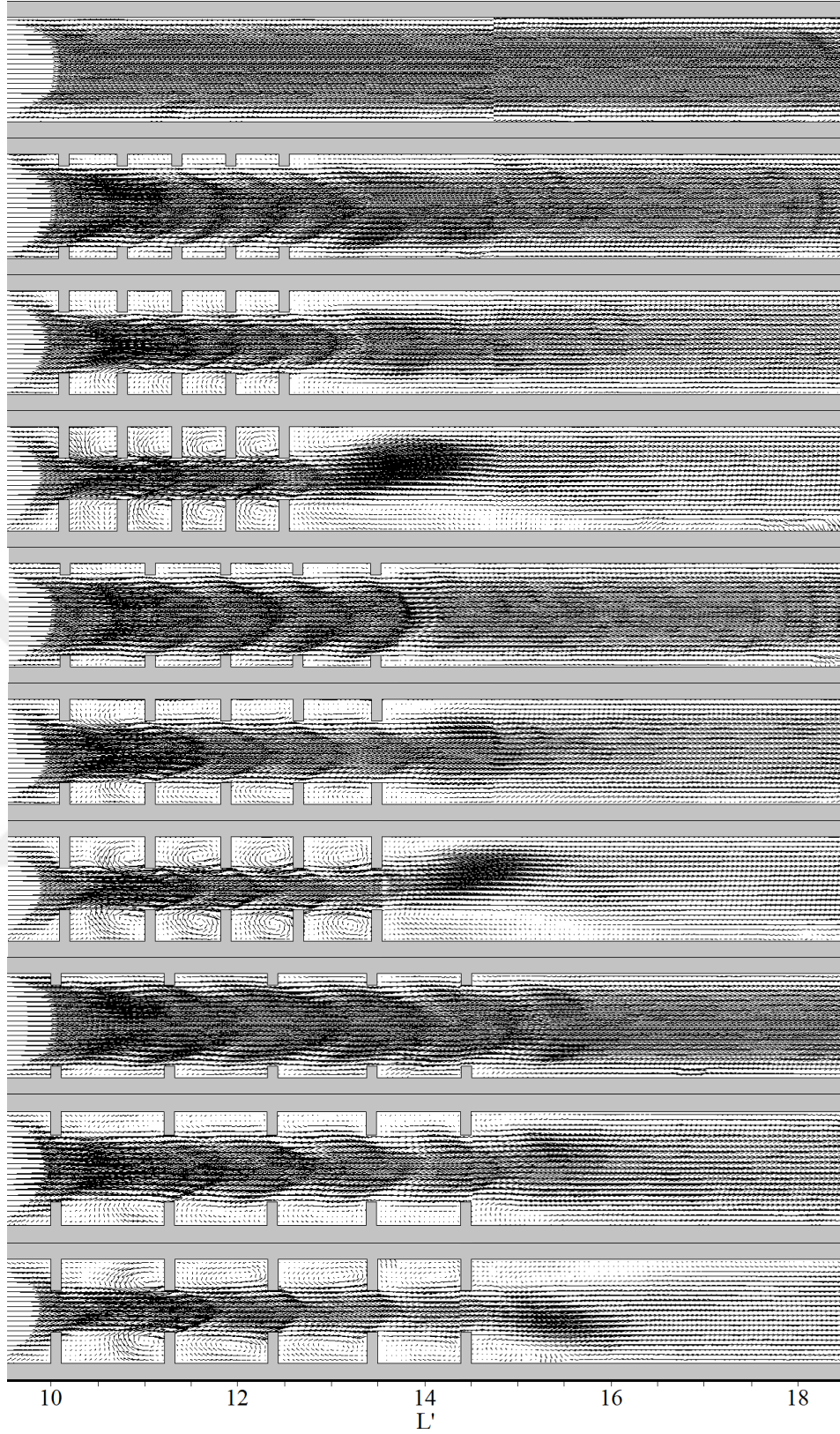
Düz plakadaki akışta, kanal içerisinde herhangi bir engelleyici olmadığından akışta bir bozulma görülmemektedir. Dolayısı ile son derece düzgün bir akış yapısı gözlemlenmektedir. Engelleyici yerleştirilmiş modellerde, akış kesit alanı engelleyici yüksekliğinin $h' = 0.1$ 'den $h' = 0.2$ 'ye ve $h' = 0.2$ 'den de $h' = 0.3$ 'e artırılması ile daralmaktadır. Sonuç olarak, hız vektörleri daralan kesitte ($10 \leq L' \leq 11.5$) yoğunlaşmaktadır. Engelleyici yüksekliğinin artışı ile akış daha fazla bozulmaya başlamaktadır ve akış ayrılmaları daha net bir şekilde görülmektedir. Oluşan akış ayrılmaları ile birlikte ters akışlar gözlemlenmektedir. Bu durumun meydana gelmesinde ilk engelleyicinin üst akım yönünde ileri basamak akışının, iki engelleyici arasında kavite akışın ve son engelleyicinin art izi bölgesinde ise geri basamak akışının etkisi vardır (Yemenici, 2010). İlk iki engelleyici arasında dönümlü akış daha güçlü olmaktadır. Akabinde diğer engelleyicilerin arasında bu etki göreceli olarak azalmaktadır. Engelleyiciler arasında ikincil akışların oluşmasında, kavite akış önemli bir yer tutmaktadır. Engelleyici yüksekliği olan h' değerleri artırıldıkça, akışın simetrik yapısı artan jet akışı etkisi ile bozulmaktadır. Ek olarak, engelleyiciler arası mesafe olan S' artırıldığında hız vektörlerinin yoğunlaşma gösterdiği bölge, çıkışa doğru ara mesafe boyunca uzamaktadır. Reynolds sayısının artışı ile birlikte de akıştaki türbülans seviyesi arttığından, hız vektörleri daha yoğun ve daha karmaşık bir akış yapısını işaret etmektedir.



Şekil 4.88. $Re = 10000$ için hız vektörü (V) grafikleri



Şekil 4.89. $Re = 15000$ için hız vektörü (V) grafikleri



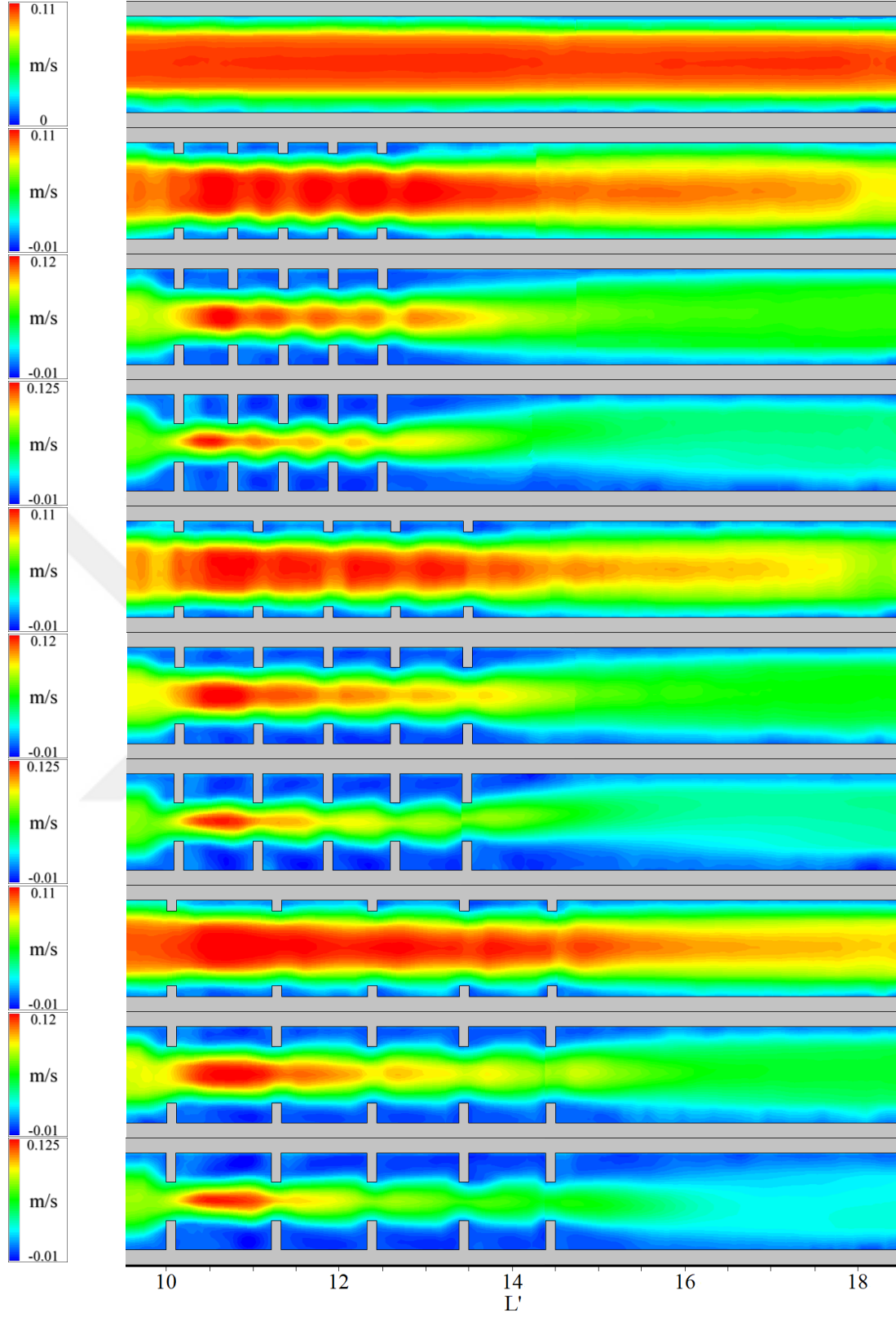
Şekil 4.90. $Re = 20000$ için hız vektörü (V) grafikleri

4.3.2. Akış yönündeki hız bileşeni grafikleri

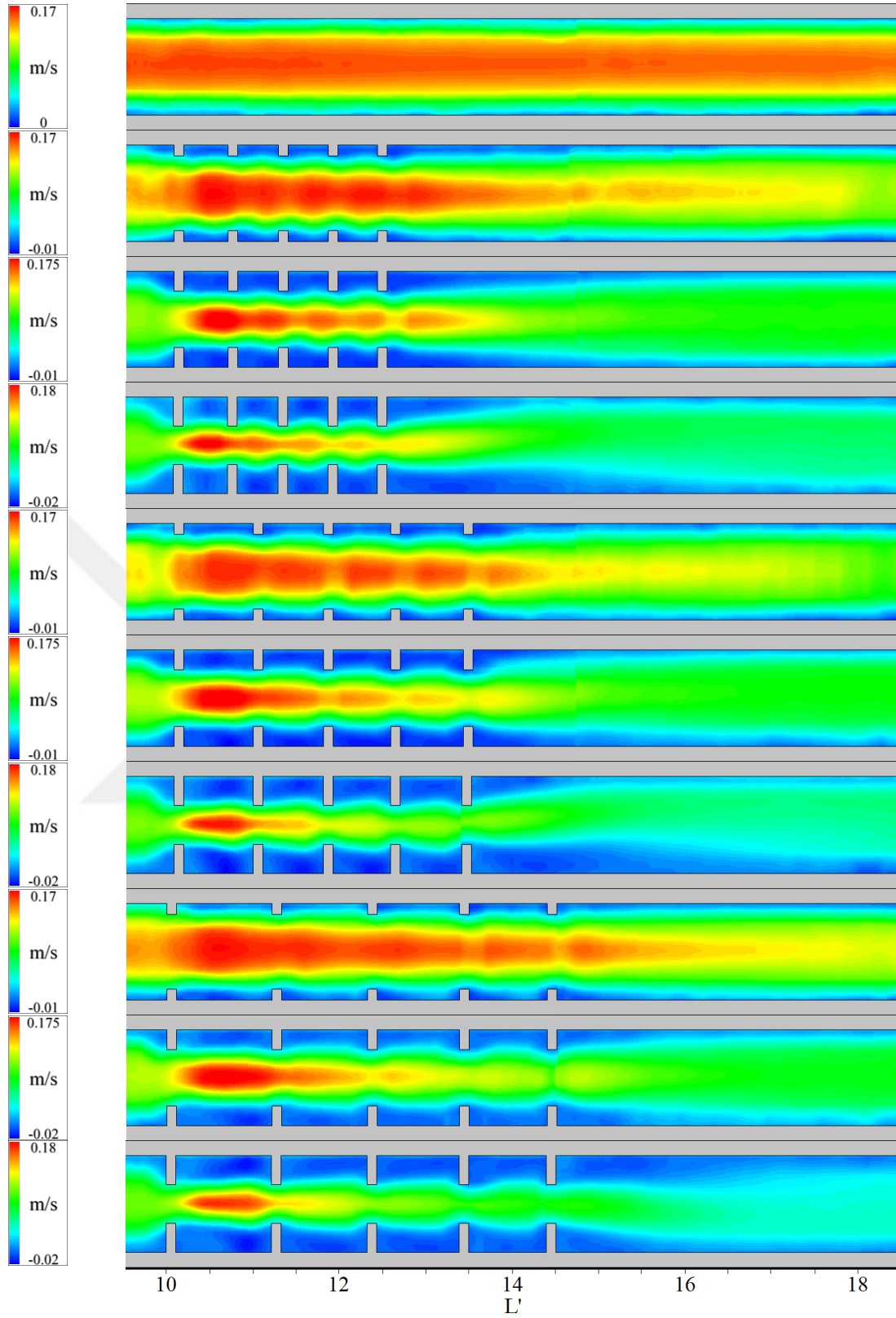
Zaman ortalamalı akış yönündeki hız bileşenlerine ait grafikler, Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yönteminin kullanıldığı deneylerle elde edilmiştir. Bu grafikler Şekil 4.91’de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.92’de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.93’te ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur.

Düz plakada sağlanan maksimum hız değeri, akışkanın giriş hızının % 10 daha fazlasıdır. Kanal içerisinde herhangi bir engelleyici bulunmadığından, akışta bir bozulma görülmemektedir. Hız değerleri sınır tabakanın etkisi ile plaka cidarında kaymama koşulunun bir sonucu olarak azalmaktadır.

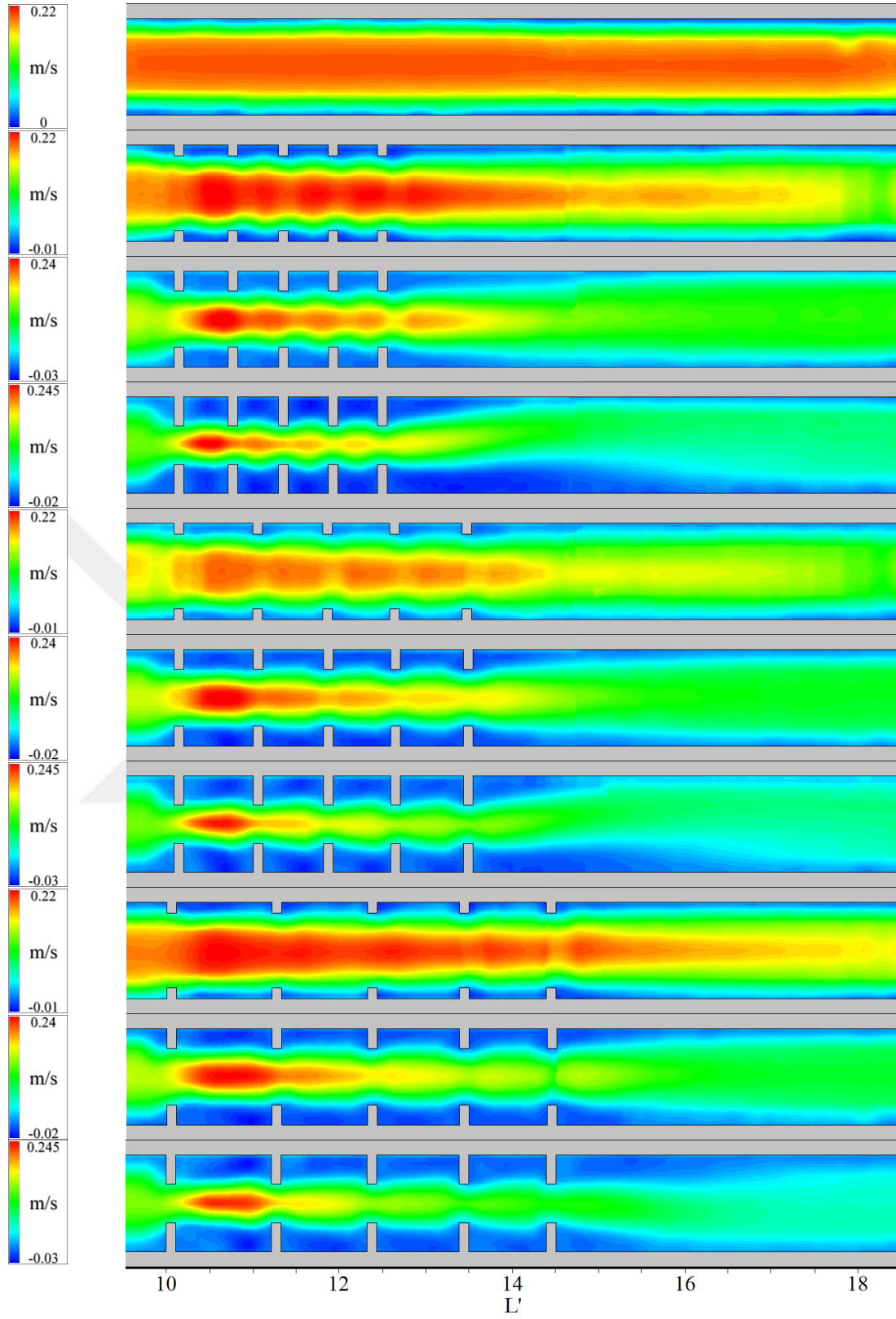
Engelleyici yerleştirilmiş modellerde, akıştaki kesit alanı engelleyici yüksekliğinin artırılması sonucu daralmaktadır. Sonuçta da hız değerleri artmaktadır. Engelleyici yüksekliğinin artışı ile akış daha çok bozulmaktadır ve akış ayrılmaları da artmaktadır. Akış ayrılmalarının etkisi ile ters akışlar oluşmaktadır ve bu akışların etkisi engelleyici yüksekliğine bağlı olarak artma eğilimi göstermektedir. Özellikle ikincil akışlar, ilk iki engelleyicinin arasında kalan bölgede daha kuvvetlidir. Bu durum, ilk engelleyicinin üst akım yönündeki ileri basamak akışı, iki engelleyici arasında kavite akış ve son engelleyicinin art izi bölgesinde ise geri basamak akışı ile açıklanmaktadır (Yemenici, 2010). İlk iki engelleyici arasında daha çok etki gösteren dönümlü akışlar, diğer engelleyicilerin arasında nispeten etkisini yitirmektedir. Zira genel itibarla birçok durum için hız değerlerinin maksimum olduğu noktalar da ilk iki engelleyici ile sınırlanan kısımla kanalın merkezinde olmaktadır. Ancak deneylerin yapıldığı kanaldaki hız değeri veya engelleyici yüksekliği arttıkça, netice itibari ile maksimum hız değerlerinin yakalandığı bölge küçülmektedir ve ilk iki engelleyici arasına hapsolmektedir. Bu durumun oluşmasında, kanaldaki hız çalkantılarının artışı ile ölçümün zorlaşmasının ve engelleyici yüksekliğinin artışı ile lazer yansımalarının da artışının etkisi görülmektedir. Ek olarak simetrik akış yapısında da bozulmalar meydana gelmektedir. Engelleyiciler arası mesafenin artırılmasıyla beraber hız değerlerinde meydana gelen değişiklikler yok denecek kadar az olmaktadır.



Şekil 4.91. $Re = 10000$ için akış yönündeki hız bileşenleri $\langle u \rangle$



Şekil 4.92. $Re = 15000$ için akış yönündeki hız bileşenleri $\langle u \rangle$



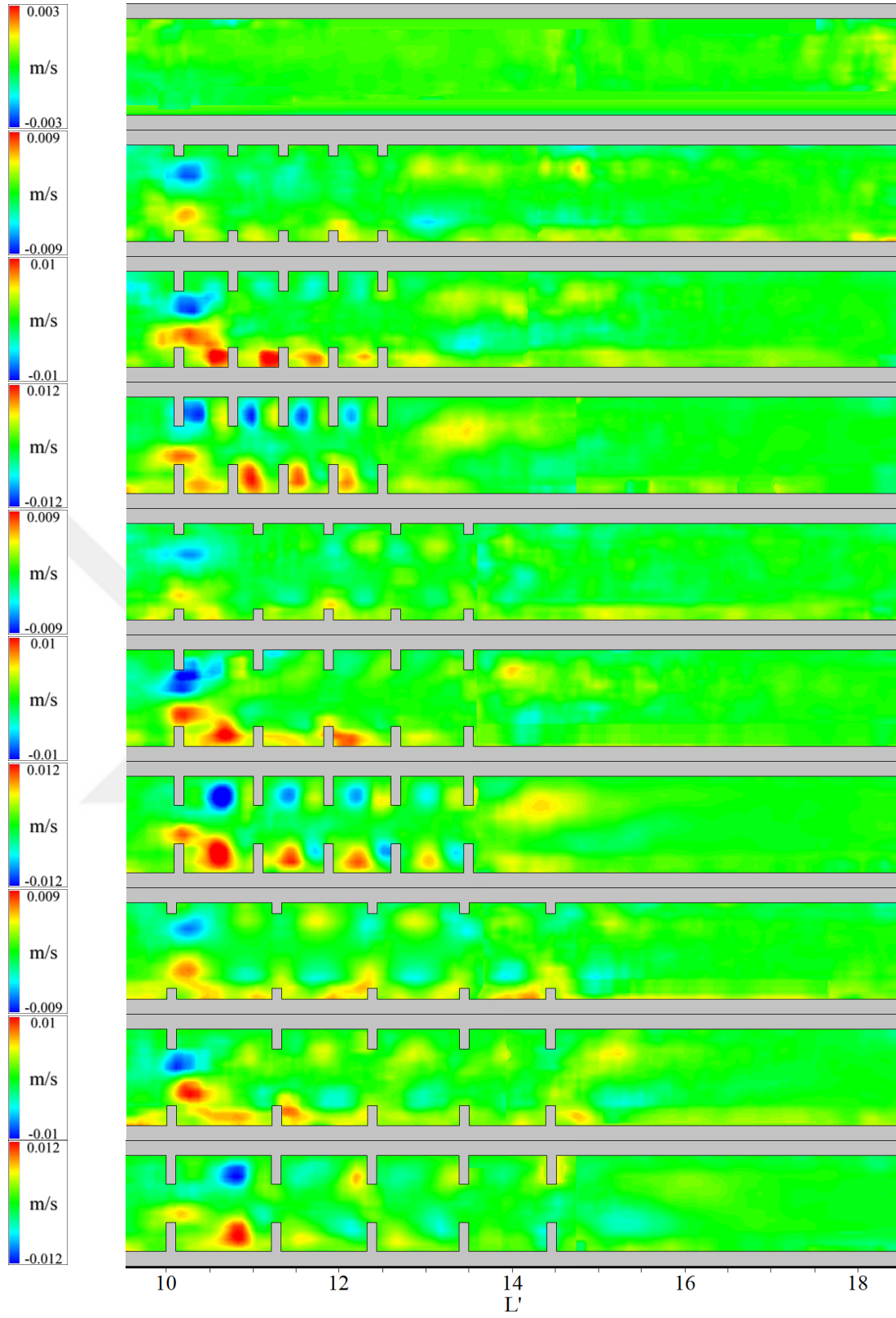
Şekil 4.93. $Re = 20000$ için akış yönündeki hız bileşenleri $\langle u \rangle$

4.3.3. Akışa dik yöndeki hız bileşeni grafikleri

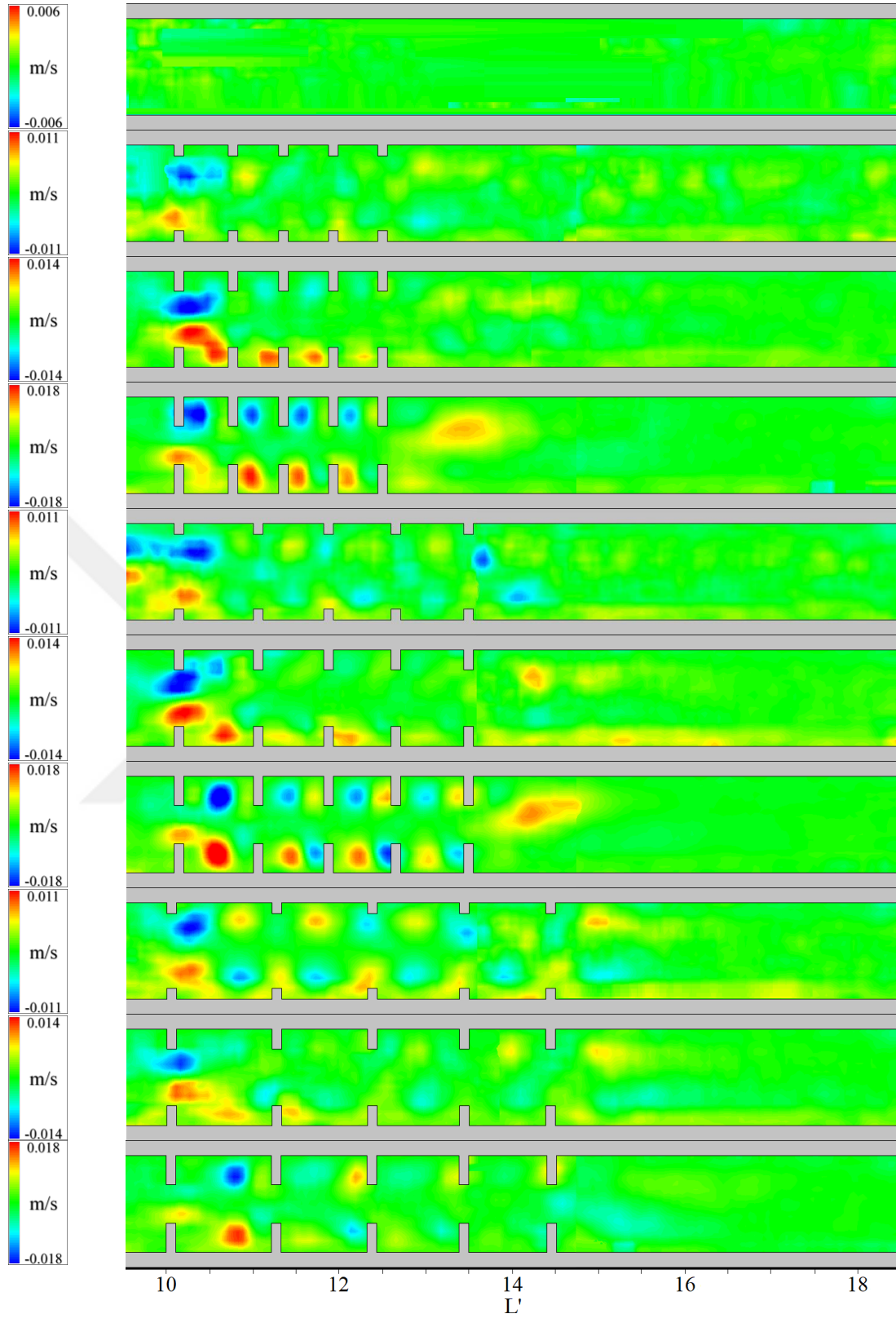
Zaman ortalaması alınmış akışa dik yöndeki hız bileşenleri, PIV metodunun kullanıldığı deneylerde elde edilmiştir. Ele alınan tüm modellere ait kontur grafikleri Şekil 4.94'te Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.95'te Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.96'da ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur.

Düz plakaya ait grafikler, hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış bölgesini içerdiğinden, görüntüleme alanında akışı bozan herhangi bir etki yoktur. Bu durumun bir sonucu olarak, akışa dik yöndeki hız bileşenleri tespit edilememektedir. Grafiklerdeki en yüksek ve en düşük değerler de kanalın girişindeki bölgeye aittir.

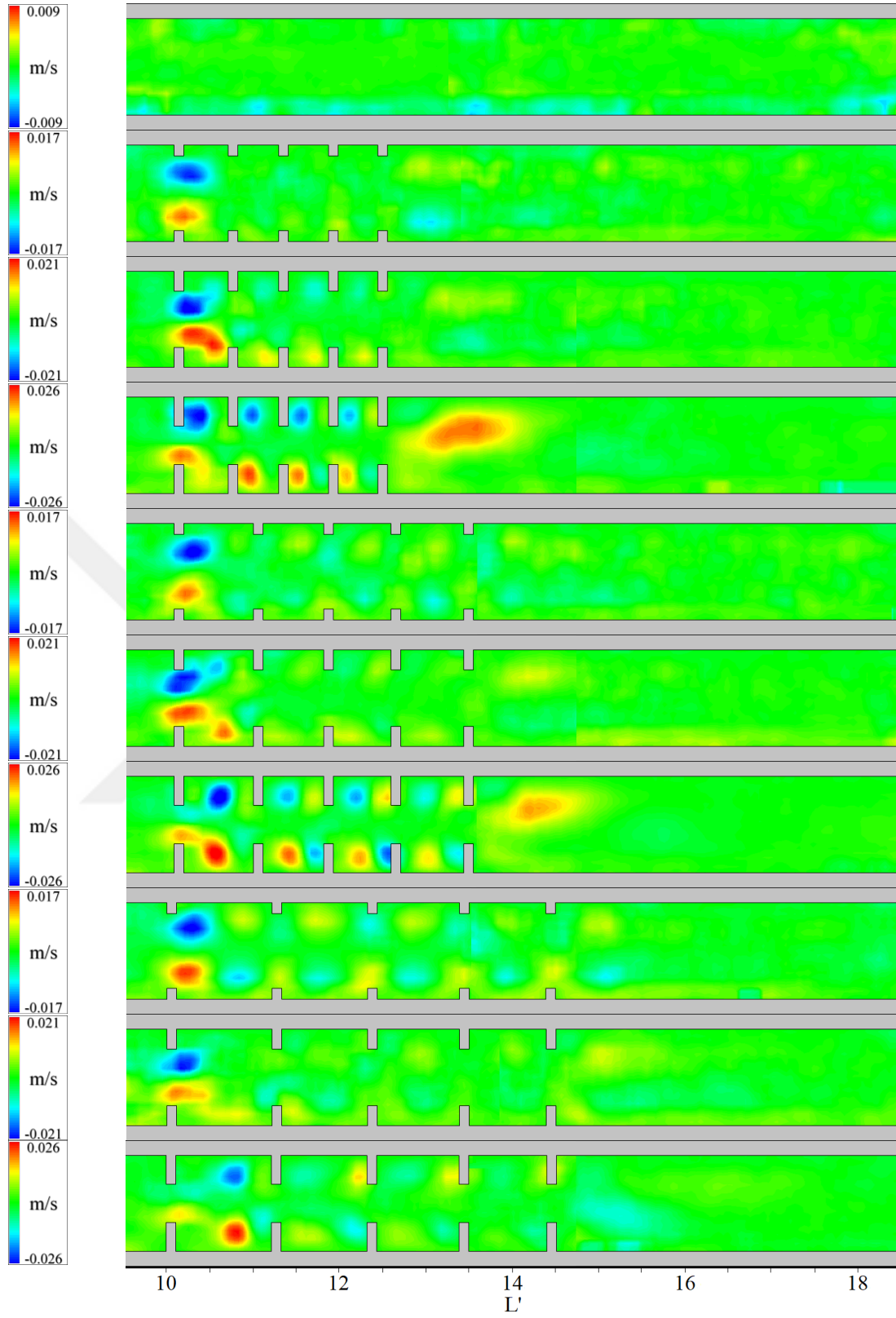
Engelleyici yerleştirilmiş tüm durumlarda akışa dik yöndeki hız bileşenleri için tam bir simetri yoktur. Ancak lazer yansımalarının olumsuz etkisine rağmen neredeyse simetrik bir dağılım gözlemlenmektedir. Tam bir simetrinin sağlanamamasında, akış alanının görüntülenmesinde yararlanılan lazerin bazı bölgelerde yansımaya neden olması etkilidir. Ayrıca engelleyici yüksekliği arttıkça da simetri yavaş yavaş bozulmaktadır. İlk engelleyicinin üst akım yönündeki köşesi akış ayrılmasını büyük oranda tetiklemektedir. Engelleyicilerin bulunduğu yaklaşık olarak bütün modellerde, ilk engelleyicinin bahsi geçen köşesinde, engelleyicinin yerleştirildiği plakanın konumuna göre en yüksek veya en düşük değerler belirlenmektedir. Bu değerler, üst plakadaki ilk engelleyicide minimum değerleri, alt plakada ise maksimum değerleri vermektedir. İkinci engelleyicinin üst akım yönündeki köşesine gelindiğinde ise hız öbekleri düşük yükseklikteki engelleyicide görülememektedir. Engelleyici yüksekliği arttıkça belirgin hale gelenlerin de işareti değişmektedir ve birinci engelleyici için belirtilen durumun tam tersi gözlemlenmektedir. Zira engelleyici yüksekliği $h' = 0.1$ iken minimum değerlere sahip hız öbekleri üst plakada meydana gelirken, maksimum değerler de alt plakada izlenmektedir. Engelleyici yüksekliği $h' = 0.2$ olduğunda hız öbekleri, yavaş yavaş gözle seçilebilir hale gelmektedir. Ayrıca $h' = 0.3$ durumuna gelindiğinde, engelleyicilerin sonrasında hız öbeklerinin işaretleri ve hâkim oldukları bölgeler sabit kalmaktadır. İlave olarak, engelleyiciler arasındaki mesafenin artırılması ile hız öbekleri belirginleşmektedir. Ara mesafenin değerler üzerine etkisi yok denecek kadar azdır. Reynolds sayısının artmasıyla, akışa dik yöndeki hız bileşenlerine ait değerler de artış göstermektedir.



Şekil 4.94. $Re = 10000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri $\langle v \rangle$



Şekil 4.95. $Re = 15000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri $\langle v \rangle$



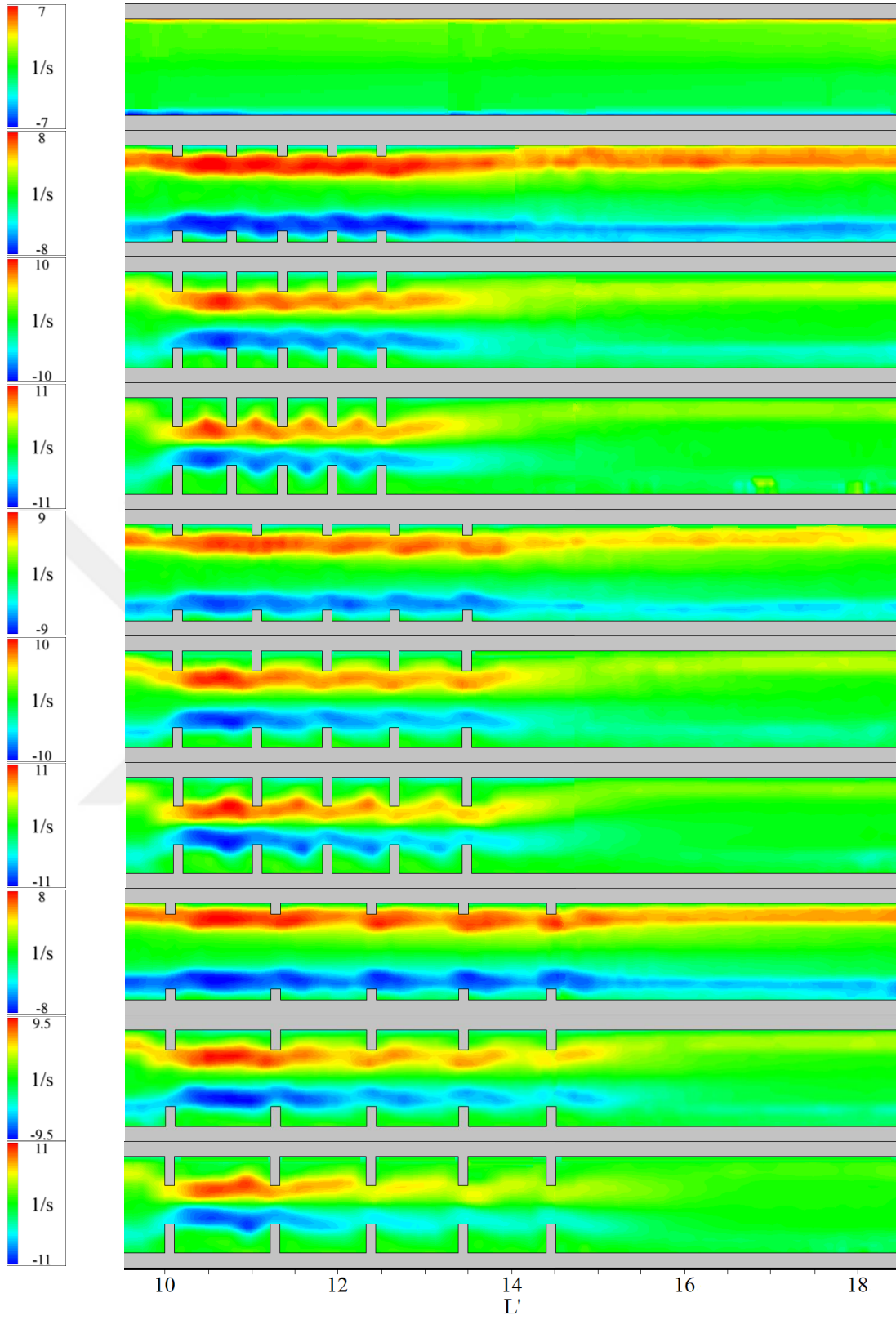
Şekil 4.96. $Re = 20000$ için akışa dik yöndeki hız bileşenleri $\langle v \rangle$

4.3.4. Vortisite grafikleri

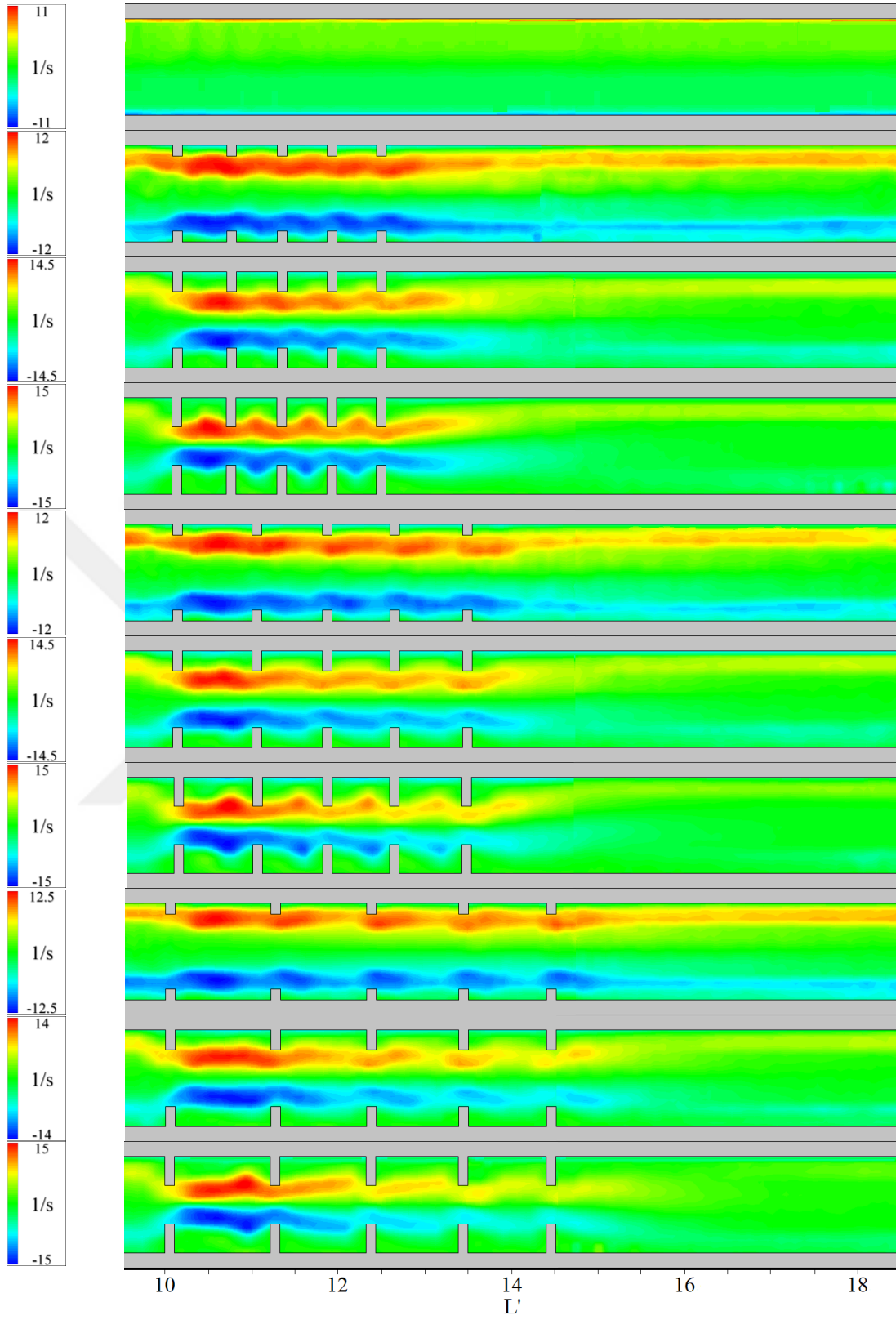
Zaman ortalama vortisite, $\omega = (\delta u / \delta y) - (\delta v / \delta x)$, konturları, deneysel olarak PIV tekniği ile elde edilmiştir. Bütün modellere ait grafikler Şekil 4.97’de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.98’de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.99’da ise Reynolds sayısının 20000 değeri için sunulmuştur.

Düz plaka durumunda, ele alınan kısımda akışı bozacak herhangi bir etki olmadığından dolayı, vortisite bileşenleri tespit edilememektedir. Her ne kadar kanalın giriş kısmı değer alınan kısmın dışarısında kalıyor olsa da giriş kısmında oluşan vortisite değerleri, genel anlamda ölçeklerdeki maksimum ve minimum değerleri göstermektedir.

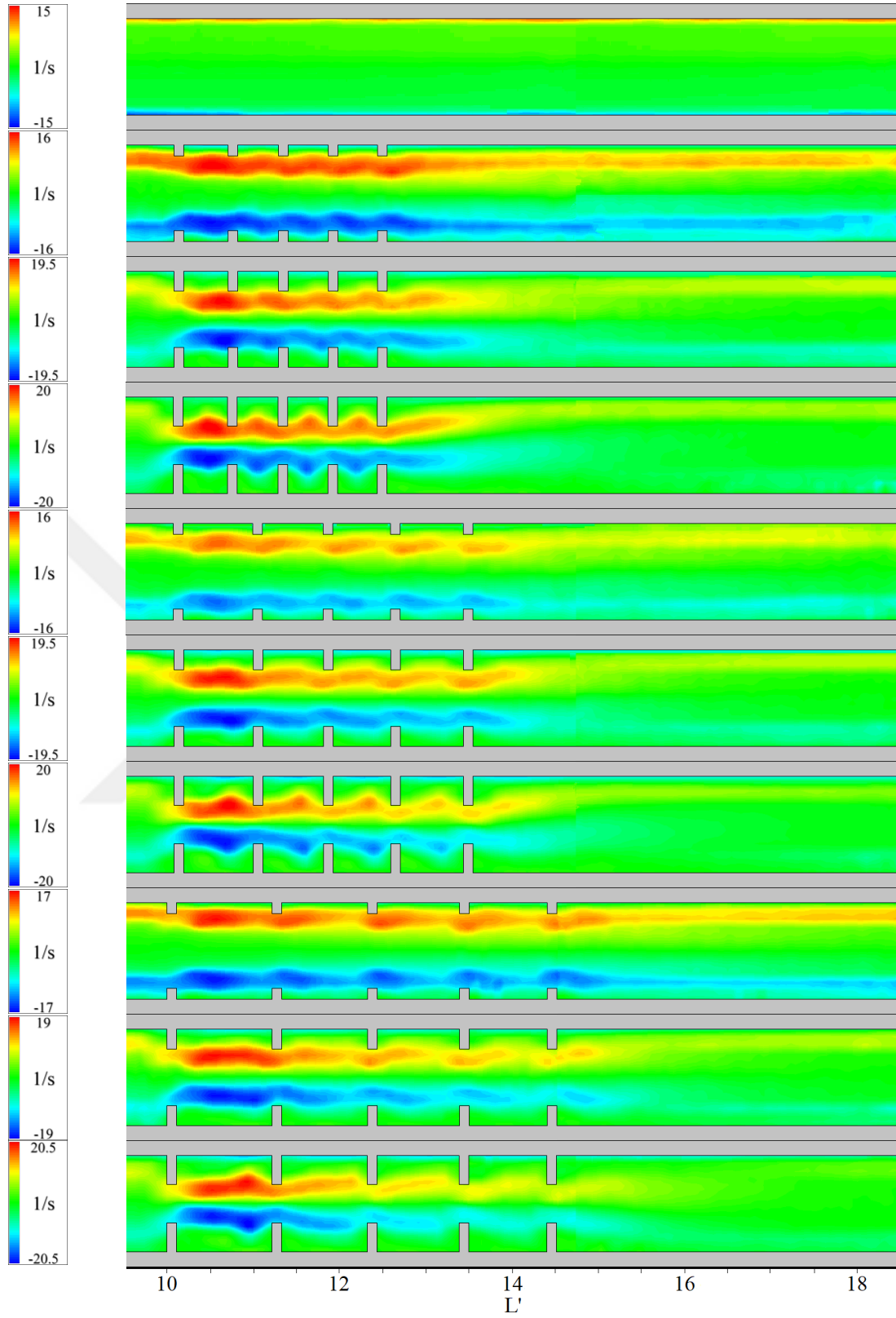
Engelleyici yerleştirilmesi ile birlikte tüm durumlarda, neredeyse simetrik bir dağılım gözlemlenmektedir. İlk engelleyicinin üst akım yönünde bulunan köşesi akış ayrılmasını büyük oranda artırmaktadır. Engelleyicilerin bulunduğu tüm modellerde ilk engelleyicinin bahsi geçen köşesinde, engelleyicinin yerleştirildiği plakanın konumuna göre maksimum veya minimum değerler elde edilmektedir. Söz konusu olan bu değerler, üst plakadaki engelleyiciler için maksimum değerleri, alt plakada ise bu durumun tersi olarak minimum değerleri vermektedir. Belirtilen bu durumun ortaya çıkması, akış ayrılması sonrasında meydana gelen vortisitelerin dönüş yönü ile alakalıdır. Buradaki durum ilk iki engelleyici arasında daha kuvvetli olmasına rağmen sonraki engelleyicilerde akışın periyodikleşmesi ile vortisitelerin bölgesel dağılımında az da olsa küçülmeler meydana gelmiştir. Ancak en son engelleyici ile birlikte akıştaki kısa süreli periyodik halin ortadan kalkması ile birlikte, akış bozulmalarının bir sonucu olarak oluşan vortisiteler akış yönü boyunca zamanla uzama ve akış yönüne dik olarak da daralma sergilemektedir. Uzama ve daralma durumu Reynolds sayısının artışı ile daha belirgin hale gelmektedir. Bütün durumlar göz önüne alındığında, son engelleyiciden sonra $1L'$ ile $1.5L'$ mesafe sonrasında bu etki gözlemlenmektedir. Ayrıca Reynolds sayısı değerleri arttıkça, vortisite değerlerinde de artma meydana gelmektedir. Bu durumda, engelleyiciler arası mesafenin etkisi nispeten daha azdır. Zira oluşan durum akış ayrılmasının artması ile alakalı olduğundan, engelleyici yüksekliği biraz daha baskın görünmektedir.



Şekil 4.97. $Re = 10000$ için vortisite $\langle \omega \rangle$ konturları



Şekil 4.98. $Re = 15000$ için vortisite $\langle \omega \rangle$ konturları



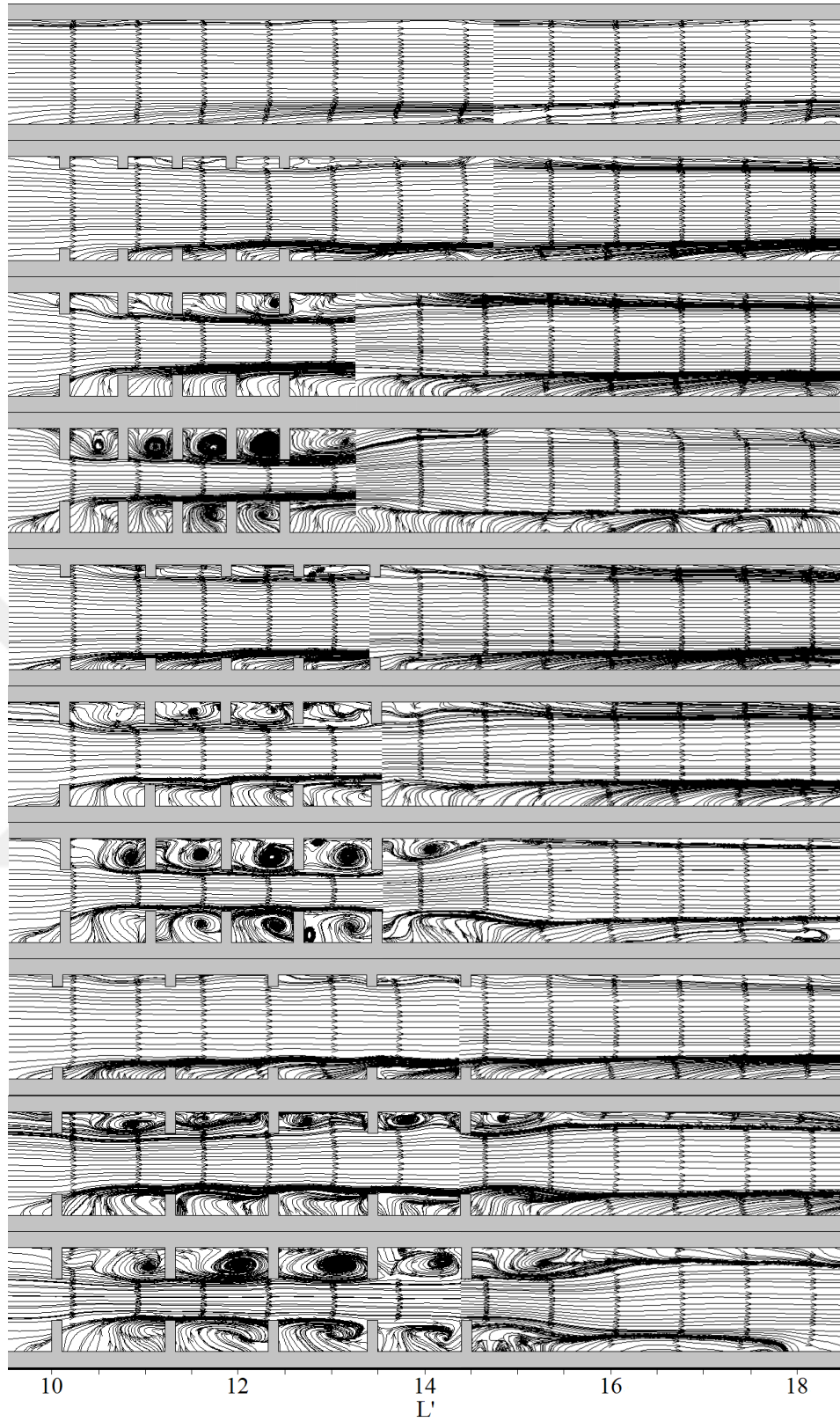
Şekil 4.99. $Re = 20000$ için vortisite $\langle \omega \rangle$ konturları

4.3.5. Akım çizgisi grafikleri

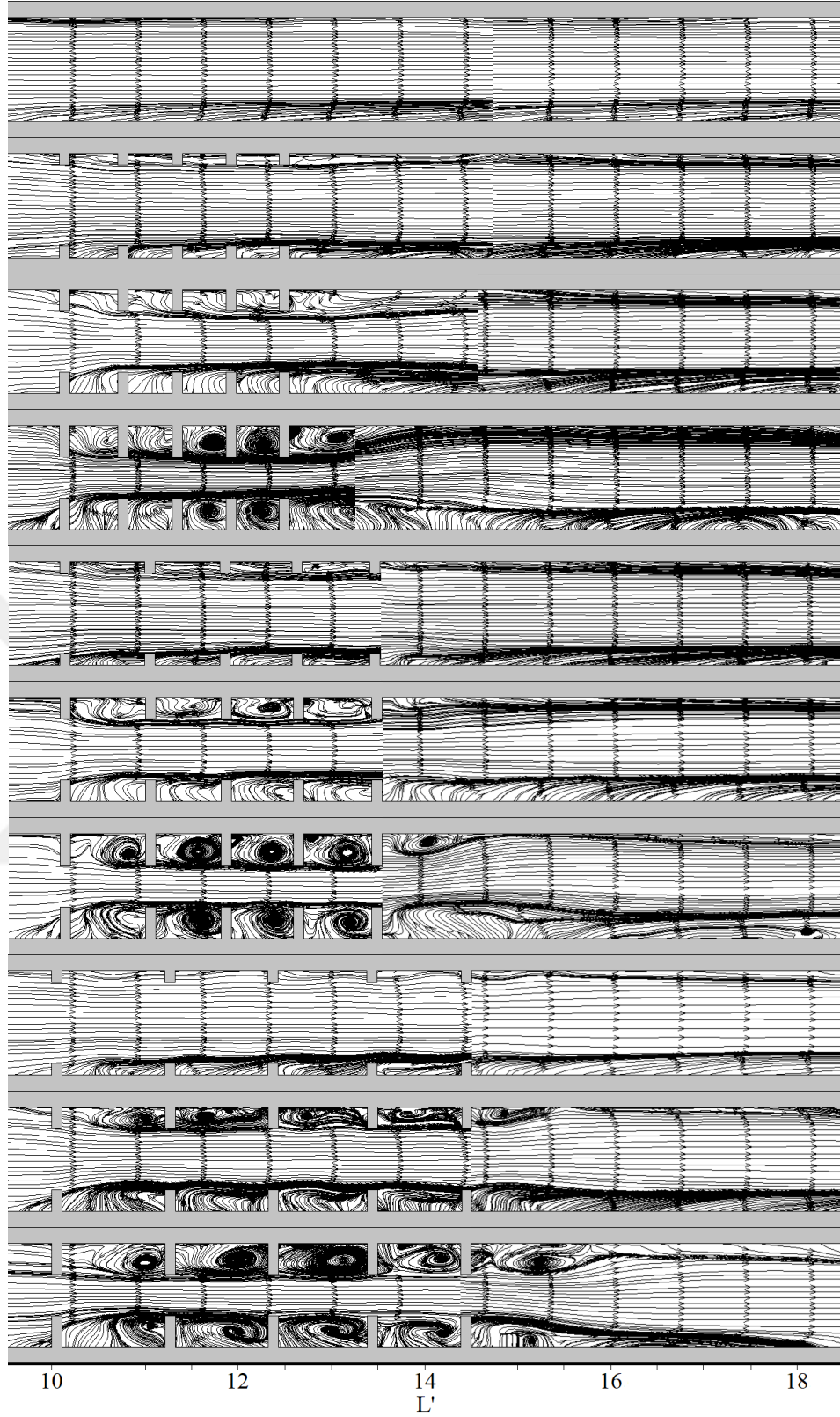
Zaman ortalama PIV sonuçlarından ile elde edilen akım çizgisi grafikleri bu başlıkta sunulmuştur. Ele alınan farklı durumlar için grafikler, Şekil 4.100'de Reynolds sayısının 10000 değeri için, Şekil 4.101'de Reynolds sayısının 15000 değeri için ve Şekil 4.102'de ise Reynolds sayısının 20000 değeri içindir.

Düz plaka durumu için tüm Reynolds sayısı değerlerinde neredeyse düzgüne yakın bir akım çizgisi dağılımı elde edilmektedir. Bu halin meydana gelmesine neden olarak, akışın herhangi bir faktör tarafından bozulmaması gösterilebilmektedir. Ancak akış alanının aydınlatılmasında kullanılan lazerin bazı bölgelerde yansımaya neden oluşu, tam bir simetrinin sağlanamamasının önündeki en büyük engeldir. Dolayısı ile tabakalar halinde, düzgün bir hız profili büyük oranda gözlemlenmektedir. Türbülanslı akışa ait olan karakteristik hız profili sınır tabaka etkisinde görülmektedir.

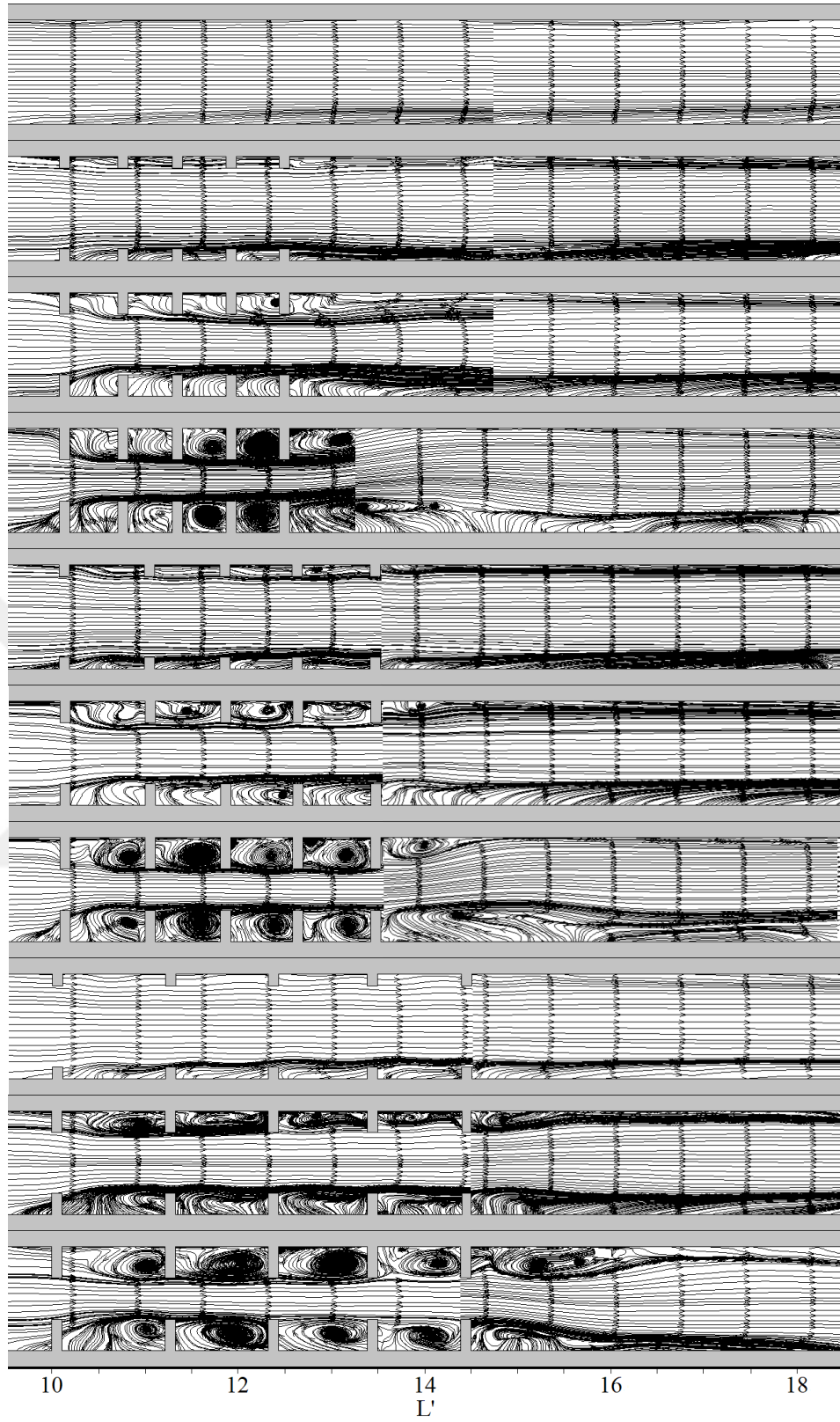
Akışın bozularak daha karmaşık bir akış yapısının sağlanması amacıyla engelleyiciler yerleştirilmektedir. Ancak akış alanının karmaşıklığı yerleştirilen engelleyicilerin yükseklik değerlerine bağlı olarak değişim göstermektedir. Özellikle ilk engelleyicinin etkisinde akış ayrılmasının meydana gelmesi ile engelleyiciler arasında dönümlü akışlar elde edilmektedir. Ancak engelleyici yüksekliğinin artışı ile bu dönümlü akışlar daha kolay bir şekilde gözlemlenmektedir. Sonraki engelleyiciler belirli aralıklarla yerleştirildiğinden kısmi olarak periyodik akış sağlanmaktadır ve diğer engelleyicilerin arasındaki girdap yoğunluğu benzerlik göstermektedir. Ancak son engelleyiciden sonra akış kesit alanının artmasına bağlı olarak yeniden basınç farkı oluşmaktadır. Bunun neticesinde son engelleyicinin art izi bölgesi boyunca uzayan girdap bölgeleri tespit edilmektedir. Fakat burada da engelleyici yüksekliği ile durumun gözlenmesi daha netleşmektedir. Son engelleyicinin yüksekliğine bağlı olarak art izi bölgesi de genişleme gösterdiğinden, girdapların etki alanı da artmaktadır ve ayrıca çalışmadaki en yüksek engelleyicide jet akışının da etkisiyle simetrik olmayan bir dağılım ortaya çıkmaktadır. Ayrıca engelleyici yüksekliğinin artışı ile birlikte akışın toparlanması için gerekli mesafe de artmaktadır. Ancak engelleyiciler arası mesafenin artışına bağlı olarak son engelleyicinin art izi, toparlanma ve bir miktar küçülme göstermektedir. Ancak engelleyiciler arasındaki bölgede girdapların şekilleri değişmeye başlamaktadır. Reynolds sayısının artışı ile birlikte, ayrılmış akışın yeniden yüzeye tutunması ve akışın yeniden toparlanması için gerekli mesafe de artış göstermektedir.



Şekil 4.100. $Re = 10000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.101. $Re = 15000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri



Şekil 4.102. $Re = 20000$ için akım çizgisi (Ψ) grafikleri

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında, yatay olarak ele alınan paralel iki plakanın 400 K'deki alt ve üst cidarlarının iç kısımlarına dikdörtgen kesitli engelleyiciler yerleştirilmiştir. Akışkanın 300 K'de sisteme girdiği kabul edilmiştir. Engelleyicilerin akış yönündeki genişliği $w' = 0.1$ sabit olmak kaydıyla, yükseklik değerleri ve diziliş mesafeleri sırasıyla $0.1 \leq h' \leq 0.3$ ve $0.5 \leq S' \leq 1$ aralıklarında değiştirilerek, Reynolds sayısının $Re = 10000, 15000$ ve 20000 değerleri için sayısal ve deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir ve bu sonuçlar düz plaka ile karşılaştırılmıştır. Sayısal çalışmada Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kapsamında analiz programı kullanılmıştır ve sayısal çalışma iki aşamada tamamlanmıştır. Enerji denklemi ilk aşamada, ısı transferi ve akış karakteristiklerini elde etmek üzere süreklilik denklemi, momentum denklemleri ve ilave türbülans modeli denklemleri ile birlikte çözülmüştür. İkinci aşamada ise enerji denklemi dışında süreklilik denklemi, momentum denklemleri ve ilave türbülans modeli denklemleri kullanılarak yalnızca akış karakteristikleri saptanmıştır. Deneysel çalışmada ise Parçacık Görüntülemeli Akış Ölçümü yöntemi ile akış karakteristikleri elde edilmiştir. Elde edilen bulgular, kaynak araştırmasında da belirtilen benzer çalışmalara uyumlu olarak saptanmıştır.

Çalışmanın neticesinde elde edilen bulgulara göre:

- Herhangi bir engelleyicinin bulunmadığı düz plaka durumunda, ısı transferinde artış yalnızca Reynolds sayısının artırılması ile yakalanmaktadır. Burada yükseltelen türbülans seviyesi sayesinde ısı taşınım katsayısı artırılmaktadır.
- Düz plaka ile kıyaslandığında engelleyicilerin yerleştirilmesi ile akış yapısı bozularak daha türbülanslı bir akış elde edilmektedir. Böylelikle ısı taşınım katsayısı ve dolayısı ile Nusselt sayısı artırılmış olduğundan ısı transferinde iyileşme sağlanmaktadır.
- Yerleştirilen engelleyici yüksekliği arttıkça, akış ayrılmaları ile daha karmaşık bir akış yapısı oluşmaktadır. Isı taşınım katsayısının ve sonuç olarak Nusselt sayısının artışıyla ısı transferinde artış görülmektedir. Ancak engelleyici yüksekliği açısından, ardışık iki durum için değerlerde en fazla sıçramanın görüldüğü aralık $0.2 \leq h' \leq 0.3$ olmaktadır.

- Engelleyicilerin arasındaki diziliş mesafesi arttıkça bilhassa dönümlü akışların etki alanı da arttığından, akışın karışımı ile ısı transferinde artış olmaktadır. Ancak diziliş mesafesi bakımından, ardışık iki durum için değerlerde en fazla artışın sağlandığı aralık $0.5 \leq S' \leq 0.75$ olmaktadır. Fakat bu artış engelleyici yüksekliğinin artışından kaynaklı olan artışa göre daha düşük seviyede kalmaktadır.
- Reynolds sayısının artışının bir sonucu olarak, sonuç olarak daha düşük yüzey sürtünme katsayısı değerleri görülmektedir.
- Engelleyicilerin kullanılması ile yükseklik değerlerinin $0.2 \leq h' \leq 0.3$ aralığında yüzey sürtünme katsayısı değerlerinde düz plakaya oranla artış gözlemlenmektedir. Bu durumda basınç kaybının da etkisi bulunmaktadır. Ancak özel bir durum olarak $h = 0.1'$ için, düz plakadan daha düşük yüzey sürtünme katsayısı değerleri elde edilmektedir. İlave olarak, $S' = 0.5$ ve $h' = 0.2$ için düz plakadan daha düşük sürtünme elde edilmesi söz konusudur.
- Engelleyicilerin arasındaki diziliş mesafesi arttığında, yüzey sürtünme katsayısı artma eğilimi göstermesine rağmen en düşük yükseklikteki engelleyiciler için bu durumun tam tersi geçerlidir.
- PIV deney sonuçlarından elde edilen akış karakteristikleri ile HAD analiz sonuçları arasında değer bazında bazı farklılıklar oluşmuştur ve PIV metodu dış akış problemlerinde gösterdiği performansı, iç akış probleminde lazer yansımalarının bir hayli artması sonrasında tam olarak sağlayamamıştır. Ancak akış desenleri açısından PIV ve HAD sonuçları uyumlu bulunmuştur.

KAYNAKLAR

- Abe, K., Kondoh, T. ve Nagano, Y., 1994, A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows—I. Flow field calculations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37 (1), 139-151.
- Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T. ve Baker, R., 1993, Periodically developed flow and heat transfer in a ribbed duct, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36 (8), 2069-2082.
- Ahmed, M., Yusoff, M. ve Shuaib, N., 2013, Effects of geometrical parameters on the flow and heat transfer characteristics in trapezoidal-corrugated channel using nanofluid, *International communications in heat and mass transfer*, 42, 69-74.
- Aksoy, Y., 2016, Effects of couple stresses on the heat transfer and entropy generation rates for a flow between parallel plates with constant heat flux, *International Journal of Thermal Sciences*, 107, 1-12.
- Altac, Z. ve Ugurlubilek, N., 2016, Assessment of turbulence models in natural convection from two-and three-dimensional rectangular enclosures, *International Journal of Thermal Sciences*, 107, 237-246.
- Anonim, 2017, ANSYS-Fluent 18.0 Theory Guide, ANSYS Inc., 868.
- Arquis, E. ve Rady, M., 2005, Study of natural convection heat transfer in a finned horizontal fluid layer, *International Journal of Thermal Sciences*, 44 (1), 43-52.
- Aslan, E., Taymaz, I. ve Islamoglu, Y., 2016, Finite volume simulation for convective heat transfer in wavy channels, *Heat and Mass Transfer*, 52 (3), 483-497.
- Aung, W., 1983a, An interferometric investigation of separated forced convection in laminar flow past cavities, *ASME, Transactions, Journal of Heat Transfer*(ISSN 0022-1481), 105, 505-512.
- Aung, W., 1983b, An experimental study of laminar heat transfer downstream of backsteps, *J. Heat Transfer*, 105 (4), 823-829.
- Ayli, E., Bayer, O. ve Aradag, S., 2016, Experimental investigation and CFD analysis of rectangular profile FINS in a square channel for forced convection regimes, *International Journal of Thermal Sciences*, 109, 279-290.
- Bakkas, M., Amahmid, A. ve Hasnaoui, M., 2006, Steady natural convection in a horizontal channel containing heated rectangular blocks periodically mounted on its lower wall, *Energy Conversion and Management*, 47 (5), 509-528.

- Bakkas, M., Amahmid, A. ve Hasnaoui, M., 2008, Numerical study of natural convection heat transfer in a horizontal channel provided with rectangular blocks releasing uniform heat flux and mounted on its lower wall, *Energy Conversion and Management*, 49 (10), 2757-2766.
- Bakkas, M., Hasnaoui, M. ve Amahmid, A., 2010, Natural convective flows in a horizontal channel provided with heating isothermal blocks: Effect of the inter blocks spacing, *Energy Conversion and Management*, 51 (2), 296-304.
- Bazdidi-Tehrani, F. ve Naderi-Abadi, M., 2004, Numerical analysis of laminar heat transfer in entrance region of a horizontal channel with transverse fins, *International communications in heat and mass transfer*, 31 (2), 211-220.
- Bejan, A. ve Sciubba, E., 1992, The optimal spacing of parallel plates cooled by forced convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35 (12), 3259-3264.
- Chin-Hsiang, C. ve Wen-Hsiung, H., 1991, Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34 (11), 2739-2749.
- Cotta, R. ve Kim, W., 1989, Heat transfer in turbulent forced convection between parallel-plates, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 67 (5), 771-776.
- Çengel, Y. ve Cimbala, J., 2008, Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel, p.
- Çıray, C., 2013, Akışkanlar Mekaniğine Giriş (Mühendislik Yaklaşımı - 3. Kitap), Ankara, p. 564.
- Davalath, J. ve Bayazitoglu, Y., 1987, Forced convection cooling across rectangular blocks, *Journal of heat transfer*, 109 (2), 321-328.
- Dean, R., 1978, Reynolds number dependence of skin friction and other bulk flow variables in two-dimensional rectangular duct flow, *Journal of Fluids Engineering*, 100 (2), 215-223.
- Desrues, T., Marty, P. ve Fourmigué, J., 2012, Numerical prediction of heat transfer and pressure drop in three-dimensional channels with alternated opposed ribs, *Applied Thermal Engineering*, 45, 52-63.
- Dogan, M., Sivrioglu, M. ve Yilmaz, O., 2014, Numerical analysis of natural convection and radiation heat transfer from various shaped thin fin-arrays placed

- on a horizontal plate-a conjugate analysis, *Energy Conversion and Management*, 77, 78-88.
- Gong, B., Wang, L.-B. ve Lin, Z.-M., 2015, Heat transfer characteristics of a circular tube bank fin heat exchanger with fins punched curve rectangular vortex generators in the wake regions of the tubes, *Applied Thermal Engineering*, 75, 224-238.
- Huang, S., Maltson, J. ve Yan, Y., 2016, Experimental study on heat transfer improvement structures with staggered transverse elongated pedestal array, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 97, 502-510.
- Hwang, J.-J. ve Liou, T.-M., 1995, Effect of Permeable Ribs on Heat Transfer and Friction in a Rectangular Channel, *Journal of Turbomachinery*, 117 (2), 265-271.
- Icoz, T. ve Jaluria, Y., 2006, Design optimization of size and geometry of vortex promoter in a two-dimensional channel, *Journal of heat transfer*, 128 (10), 1081-1092.
- Kakac, S., 1968, Transient forced convection heat transfer in a channel, *Heat and Mass Transfer*, 1 (3), 169-176.
- Kalbasi, R. ve Salimpour, M. R., 2015, Constructal design of horizontal fins to improve the performance of phase change material rectangular enclosures, *Applied Thermal Engineering*, 91, 234-244.
- Kelkar, K. M. ve Patankar, S., 1987, Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins, *Journal of heat transfer*, 109 (1), 25-30.
- Kilicaslan, I. ve Sarac, H. I., 1998, Enhancement of heat transfer in compact heat exchanger by different type of rib with holographic interferometry, *Experimental thermal and fluid science*, 17 (4), 339-346.
- Korichi, A. ve Oufer, L., 2005, Numerical heat transfer in a rectangular channel with mounted obstacles on upper and lower walls, *International Journal of Thermal Sciences*, 44 (7), 644-655.
- Korichi, A. ve Oufer, L., 2007, Heat transfer enhancement in oscillatory flow in channel with periodically upper and lower walls mounted obstacles, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (5), 1003-1012.

- Liu, H. ve Wang, J., 2011, Numerical investigation on synthetical performances of fluid flow and heat transfer of semiattached rib-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (1), 575-583.
- Lopez, J., Anand, N. ve Fletcher, L., 1996, Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles, *Numerical Heat Transfer, Part A Applications*, 30 (2), 189-205.
- Lu, H. ve Lu, L., 2016, CFD investigation on particle deposition in aligned and staggered ribbed duct air flows, *Applied Thermal Engineering*, 93, 697-706.
- Mahmud, S. ve Fraser, R. A., 2002, Thermodynamic analysis of flow and heat transfer inside channel with two parallel plates, *Exergy, an International Journal*, 2 (3), 140-146.
- Marocco, L. ve Franco, A., 2017, Direct Numerical Simulation and RANS Comparison of Turbulent Convective Heat Transfer in a Staggered Ribbed Channel With High Blockage, *Journal of heat transfer*, 139 (2), 021701.
- Matsubara, K., Ohta, H. ve Miura, T., 2016, Entrance Region Heat Transfer in a Channel With a Ribbed Wall, *Journal of heat transfer*, 138 (12), 122001.
- Mayle, R. E., 1991, Pressure Loss and Heat Transfer in Channels Roughened on Two Opposed Walls, *Journal of Turbomachinery*, 113 (1), 60-66.
- Mouhtadi, D., Amahmid, A., Hasnaoui, M. ve Bennacer, R., 2012, Natural convection in a horizontal channel provided with heat generating blocks: Discussion of the isothermal blocks validity, *Energy Conversion and Management*, 53 (1), 45-54.
- Onur, N., Turgut, O. ve Demirel, D., 2007, Laminer zorlanmış konveksiyon şartında iki paralel levha arasına yerleştirilen engellerin akış ve ısı transferine etkisinin sayısal olarak incelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 27 (2), 7-13.
- Ooi, A., Iaccarino, G., Durbin, P. ve Behnia, M., 2002, Reynolds averaged simulation of flow and heat transfer in ribbed ducts, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23 (6), 750-757.
- Osborne, D. ve Incropera, F., 1985, Experimental study of mixed convection heat transfer for transitional and turbulent flow between horizontal, parallel plates, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28 (7), 1337-1344.
- Oztop, H. F., Varol, Y. ve Alnak, D. E., 2009, Control of heat transfer and fluid flow using a triangular bar in heated blocks located in a channel, *International communications in heat and mass transfer*, 36 (8), 878-885.
- Özsunar, A., 2001, Kare kesitli yatay bir kanalda laminar karışık konveksiyon akışının incelenmesi, *Teknoloji*, 1-2, 149-158.

- Pehlivan, H., Taymaz, I. ve Islamoglu, Y., 2013, Experimental study of forced convective heat transfer in a different arranged corrugated channel, *International communications in heat and mass transfer*, 46, 106-111.
- Premachandran, B. ve Balaji, C., 2005, Mixed convection heat transfer from a horizontal channel with protruding heat sources, *Heat and Mass Transfer*, 41 (6), 510-518.
- Promvonge, P. ve Thianpong, C., 2008, Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs, *International communications in heat and mass transfer*, 35 (10), 1327-1334.
- Ramadhan, A. A., Al Anii, Y. T. ve Shareef, A. J., 2013, Groove geometry effects on turbulent heat transfer and fluid flow, *Heat and Mass Transfer*, 49 (2), 185-195.
- Sakakibara, M., 1982, Analysis of Heat Transfer in the Entrance Region with Fully Developed Turbulent Flow between Parallel Plates-The Case of Uniform Wall Heat Flux.
- Sara, O., 2003, Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins, *Energy Conversion and Management*, 44 (11), 1787-1803.
- Sayed Ahmed, S. A. E., Mesalhy, O. M. ve Abdelatif, M. A., 2015, Effect of longitudinal-external-fins on fluid flow characteristics for wing-shaped tubes bundle in crossflow, *Journal of Thermodynamics*, 2015.
- Sherry, M. J., Jacono, D. L., Sheridan, J., Mathis, R. ve Marusic, I., 2009, Flow separation characterisation of a forward facing step immersed in a turbulent boundary layer, *TSFP DIGITAL LIBRARY ONLINE*.
- Shibani, A. A. ve Özisik, M., 1977, A solution to heat transfer in turbulent flow between parallel plates, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 20 (5), 565-573.
- Silin, N., Masson, V. ve Marino, R., 2012, Heat transfer in a short parallel-plate channel in the transition regime, *Experimental Heat Transfer*, 25 (1), 12-29.
- Skullong, S., Thianpong, C. ve Promvonge, P., 2015, Effects of rib size and arrangement on forced convective heat transfer in a solar air heater channel, *Heat and Mass Transfer*, 51 (10), 1475-1485.
- Sripattanapipat, S. ve Promvonge, P., 2009, Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles, *International communications in heat and mass transfer*, 36 (1), 32-38.

- Tafti, D., 2005, Evaluating the role of subgrid stress modeling in a ribbed duct for the internal cooling of turbine blades, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26 (1), 92-104.
- Tokgoz, N., Aksoy, M. ve Sahin, B., 2017, Investigation of flow characteristics and heat transfer enhancement of corrugated duct geometries, *Applied Thermal Engineering*, 118, 518-530.
- Tsay, Y.-L., Cheng, J.-C. ve Chang, T.-S., 2003, Enhancement of Heat Transfer from Surface-Mounted Block Heat Sources in a Duct with Baffles, *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 43 (8), 827-841.
- Turgut, O. ve Onur, N., 2007, An experimental and three-dimensional numerical study of natural convection heat transfer between two horizontal parallel plates, *International communications in heat and mass transfer*, 34 (5), 644-652.
- Vanaki, S. M. ve Mohammed, H., 2015, Numerical study of nanofluid forced convection flow in channels using different shaped transverse ribs, *International communications in heat and mass transfer*, 67, 176-188.
- Vijayan, P. ve Balaji, C., 2004, Turbulent forced convection in a parallel plate channel with natural convection on the outside, *International communications in heat and mass transfer*, 31 (7), 1027-1036.
- Webb, B. ve Ramadhyani, S., 1985, Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28 (9), 1679-1687.
- Weigand, B., Schwartzkopff, T. ve Sommer, T., 2002, A numerical investigation of the heat transfer in a parallel plate channel with piecewise constant wall temperature boundary conditions, *Journal of heat transfer*, 124 (4), 626-634.
- Wongcharee, K., Changcharoen, W. ve Eiamsa-ard, S., 2011, Numerical investigation of flow friction and heat transfer in a channel with various shaped ribs mounted on two opposite ribbed walls, *International Journal of Chemical Reactor Engineering*, 9 (1).
- Wu, H.-W. ve Perng, S.-W., 1999, Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a horizontal channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (7), 1217-1235.
- Xie, G., Li, S., Zhang, W. ve Sunden, B., 2013, Computational fluid dynamics modeling flow field and side-wall heat transfer in rectangular rib-roughened passages, *Journal of Energy Resources Technology*, 135 (4), 042001.

- Yağmur, S., 2016, Torpido benzeri geometri çevresindeki akış yapısının araştırılması, Yüksek lisans tezi, *Selçuk Üniversitesi*, Konya, 154.
- Yang, H., Zhu, Z. ve Gilleard, J., 2001, Numerical simulation of thermal fluid instability between two horizontal parallel plates, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (8), 1485-1493.
- Yang, W., Xue, S., He, Y. ve Li, W., 2017, Experimental study on the heat transfer characteristics of high blockage ribs channel, *Experimental thermal and fluid science*, 83, 248-259.
- Yemenici, O., 2010, Bloklü yüzeylerde akış ve ısı transferi karakteristiklerinin incelenmesi, Doktora tezi, *Uludağ Üniversitesi*, Bursa, 261.
- Young, T. J. ve Vafai, K., 1998, Convective cooling of a heated obstacle in a channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41 (20), 3131-3148.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : İlker GÖKTEPELİ
Uyruğu : T. C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Eskişehir – 23.07.1991
Telefon : 0506 853 60 43 – 0332 223 27 20
e-mail : ilker goktepel@selcuk.edu.tr

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Prof. Dr. Orhan Oğuz Anadolu Lisesi, Tepebaşı, Eskişehir	2009
İngilizce Hazırlık	: Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Yabancı Diller Bölümü, Odunpazarı, Eskişehir	2010
Üniversite	: Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, M.M.F. Makine Mühendisliği, Odunpazarı, Eskişehir	2014
Yüksek Lisans	: Selçuk Üniversitesi, F.B.E. Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Selçuklu, Konya	

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2012	NSK Armatür Öznur Pres Mak. Met. San. Tic. A.Ş., E.O.S.B., Odunpazarı, Eskişehir	Stajyer
2013	Türkiye Şeker Fabrikaları A.Ş., Eskişehir Makine Fabrikası, Tepebaşı, Eskişehir	Stajyer
2013	Eczacıbaşı Y. G. San. ve Tic. A.Ş., Vitra İnovasyon Merkezi, Bozüyük, Bilecik	Proje stajyeri
2015-	Selçuk Üniversitesi, Müh. Fak. Mak. Müh. Enerji A.B.D., Selçuklu, Konya	Araştırma görevlisi

UZMANLIK ALANI

Makine Mühendisliği (Akışkanlar Mekaniği, Enerji, HAD, Isı Transferi, PIV)

YABANCI DİLLER

İngilizce
 75/100 (YDS Bahar-2014)
 77.5/100 (YDS Bahar-2015)

YAYINLAR

SCIENCE CITATION INDEX (SCI) TARAFINDAN TARANAN ULUSLARARASI HAKEMLİ DERGİLERDE YAYIMLANAN MAKALELER

1) S. Yagmur, S. Dogan, M. H. Aksoy, **I. Goktepelı**, M. Ozgoren, "Comparsion of Flow Characteristics Around an Equilateral Triangular Cylinder via PIV and Large Eddy Simulation Methods", Flow Measurement and Instrumentation, vol. 55, pp. 23-36, June 2017.

DİĞER ULUSLARARASI HAKEMLİ DERGİLERDE YAYIMLANAN MAKALELER

1) Y. Ozdemir, M. Ozgoren, **I. Goktepelı**, "Energy Analysis for an Air-Conditioning System of a Commercial Aircraft: Case study for Airbus A330", International Journal of Energy Applications and Technologies, vol. 3(2), pp. 60-67, December 2016.

2) S. Dogan, S. Yagmur, **I. Goktepelı**, M. Ozgoren, "Assessment of Turbulence Models for Flow around a Surface-Mounted Cube", International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, vol. 6(3), pp. 237-241, May 2017.

ULUSLARARASI BİLİMSEL TOPLANTILARDA SUNULAN VE BİLDİRİ KİTABINDA BASILAN BİLDİRİLER

1) M. Ozgoren, S. Yagmur, S. Dogan, M. H. Aksoy, E. Canli, **I. Goktepelı**, "Flow Characteristics around a Vortex Flow Meter via CFD and PIV Methods", 10th Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing (PSFVIP-10), pp. 1-16 (Paper 245), 15-18 June 2015, Naples/Italy.

2) **I. Goktepelı**, S. Yagmur, M. Ozgoren, F. Kose, L. A. Kavurmacioglu, "Experimental and Numerical Investigation of Flow Characteristics of a Torpedo-Like Geometry", 8th International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE8), pp. 606-611, 11-13 May 2016, Afyonkarahisar/Turkey.

- 3) S. Yagmur, **I. Goktepel**i, M. Ozgoren, F. Kose, L. A. Kavurmacioglu, "Experimental Investigation of Attack Angle Effect on a Torpedo-Like Geometry via PIV", 8th International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE8), pp. 601-605, 11-13 May 2016, Afyonkarahisar/Turkey.

- 4) **I. Goktepel**i, S. Yagmur, M. Ozgoren, F. Kose, L. A. Kavurmacioglu, "Experimental Determination of Drag Coefficients for Torpedo-Like Geometries in an Open Wind Tunnel", 3rd International Conference on Advanced Technology and Sciences (ICAT'16), pp. 949-955, 1-3 September 2016, Konya/Turkey.

- 5) Y. Ozdemir, M. Ozgoren, **I. Goktepel**i, "Energy Analysis for an Air-Conditioning System of a Commercial Aircraft: Case study for Airbus A330", 3rd International Conference on Advanced Technology and Sciences (ICAT'16), pp. 973-979, 1-3 September 2016, Konya/Turkey.

- 6) S. Yagmur, **I. Goktepel**i, M. Ozgoren, F. Kose, L. A. Kavurmacioglu, "Experimental Investigation of Attack Angle Effect on Flow Structure around Leading and Trailing Edges of a Torpedo-Like Geometry", 2nd Global International Conference on Innovation in Marine Technology and the Future of Maritime Transportation (GMC2016), pp. 57-66, 24-25 October 2016, Bodrum-Mugla/Turkey.

- 7) M. A. H. Hayder, **I. Goktepel**i, S. Yagmur, M. Ozgoren, F. Kose, L. A. Kavurmacioglu, "Experimental Investigation of Flow Structures around a Torpedo-Like Geometry Placed in a Boundary Layer Flow", 2nd Global International Conference on Innovation in Marine Technology and the Future of Maritime Transportation (GMC2016), pp. 639-649, 24-25 October 2016, Bodrum-Mugla/Turkey.

- 8) S. Yagmur, **I. Goktepel**i, M. Ozgoren, F. Kose, L. A. Kavurmacioglu, M. Kaynarcalioglu, "Investigation of Flow Characteristics around a Semi-Elliptical Nose Shaped Cylindrical Geometry at Lower Reynolds Numbers and Different Angles of Attack", 2nd Global International Conference on Innovation in Marine Technology and the Future of Maritime Transportation (GMC2016), pp. 650-659, 24-25 October 2016, Bodrum-Mugla/Turkey.

- 9) S. Yagmur, **I. Goktepelı**, M. Ozgoren, F. Kose, L. A. Kavurmacıoglu, "Investigation on Hydrodynamic Characteristics of a Torpedo-Like Geometry via Different Turbulence Models and PIV", 2nd Global International Conference on Innovation in Marine Technology and the Future of Maritime Transportation (GMC2016), pp. 660-673, 24-25 October 2016, Bodrum-Mugla/Turkey.
- 10) **I. Goktepelı**, S. Yagmur, M. Ozgoren, F. Kose, L. A. Kavurmacıoglu, "Comparison of Elliptical Cross-Sectional Torpedo-Like Geometries with Three-Appendaged and Bare Hulls via PIV", 1st International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2016), pp. 4900-4906, 26-28 October 2016, Adana/Turkey.
- 11) S. Yagmur, **I. Goktepelı**, M. Ozgoren, F. Kose, L. A. Kavurmacıoglu, "Numerical Investigation of Attack Angle Effect on a Torpedo-Like Geometry", 1st International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2016), pp. 4907-4915, 26-28 October 2016, Adana/Turkey.
- 12) S. Dogan, S. Yagmur, **I. Goktepelı**, M. Ozgoren, "Assessment of Turbulence Models for Flow around a Surface-Mounted Cube", 5th International Conference on Power Science and Engineering (ICPSE 2016), pp. 1-5 (Paper P59), 14-17 December 2016, Venice/Italy.
- 13) **I. Goktepelı**, S. Yagmur, M. Ozgoren, F. Kose, "Numerical Investigation of Flow over Elliptical Torpedo-Like Geometries with Three-Appendaged and Bare Hulls", 2nd International Conference on Energy Systems (ICES-2016), pp. 137-143, 21-23 December 2016, Istanbul/Turkey.
- 14) S. Yagmur, **I. Goktepelı**, M. Ozgoren, F. Kose, "Numerical Examination of O-Ring Effect on Passive Flow Control for a Torpedo-Like Geometry", 2nd International Conference on Energy Systems (ICES-2016), pp. 166-172, 21-23 December 2016, Istanbul/Turkey.

15) **I. Goktepelı**, U. Atmaca, "Numerical Investigation of Heat Transfer Characteristics Between Horizontal Parallel Plates for Turbulent Flow", 2nd International Defence Industry Symposium (IDEFIS 2017), pp. 199-206, 6-8 April 2017, Kirikkale/Turkey.

(Yüksek lisans tezinden yapılmıştır.)

16) **I. Goktepelı**, U. Atmaca, "Evaluation of Turbulence Models for Heat Transfer in Horizontal Parallel Plates", International Workshop on Mathematical Methods in Engineering (MME 2017), pp. 1-10, 27-29 April 2017, Ankara/Turkey.

(Yüksek lisans tezinden yapılmıştır.)

17) **I. Goktepelı**, U. Atmaca, "Numerical Study on Heat Transfer Enhancement with Fins Between Horizontal Plates", International Conference on Advances and Innovations in Engineering (ICAIE 2017), pp. 510-516, 10-12 May 2017, Elazig/Turkey.

(Yüksek lisans tezinden yapılmıştır.)

18) **I. Goktepelı**, U. Atmaca, "Numerical Investigation of the Flow Characteristics Between the Finned Plates", International Conference on Energy Systems Engineering (ICESE'17), pp. 471-475, 2-4 November 2017, Karabuk/Turkey.

(Yüksek lisans tezinden yapılmıştır.)

ULUSAL BİLİMSSEL TOPLANTILARDA SUNULAN VE BİLDİRİ KİTABINDA BASILAN BİLDİRİLER

1) **İ. Göktepelı**, S. Yağmur, M. Özgören, F. Köse, L. A. Kavurmacıoğlu, "Eliptik Kesitli Torpido Benzeri Geometrinin Serbest Yüzey Etkisi Altında Akış Yapısının Deneysel Olarak Araştırılması", 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'15), s. 1368-1376, 2-5 Eylül 2015, Balıkesir/Türkiye.

2) S. Yağmur, **İ. Göktepelı**, M. Özgören, F. Köse, L. A. Kavurmacıoğlu, "Torpido Benzeri Geometri Çevresindeki Akış Yapısının Sayısal Olarak İncelenmesi", 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'15), s. 794-805, 2-5 Eylül 2015, Balıkesir/Türkiye.

3) İ. Göktepeli, U. Atmaca, S. Yağmur, "Yatay Plakalar Arasındaki Engelleyicilerin Akış Karakteristiklerine Etkisi", 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'17), s. 68-76, 13-16 Eylül 2017, Çorum/Türkiye.

(Yüksek lisans tezinden yapılmıştır.)

