

**DELTA-KANATLARIN OPTİMUM
ÖZELLİKLERİNİN ENERJİ ETKİNLİĞİ
KAPSAMINDA ÜÇ BOYUTLU NÜMERİK ANALİZ
(CFD) YÖNTEMİYLE BELİRLENMESİ**

CENAP ÖZGÜN

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE EĞİTİMİ
ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**MERSİN
TEMMUZ – 2014**

**DELTA-KANATLARIN OPTİMUM
ÖZELLİKLERİNİN ENERJİ ETKİNLİĞİ
KAPSAMINDA ÜÇ BOYUTLU NÜMERİK ANALİZ
(CFD) YÖNTEMİYLE BELİRLENMESİ**

CENAP ÖZGÜN

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE EĞİTİMİ
ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Danışman
Doç. Dr. Azize AKÇAYOĞLU**

**MERSİN
TEMMUZ – 2014**

Cenap ÖZGÜN tarafından Doç. Dr. Azize AKÇAYOĞLU danışmanlığında hazırlanan “ Delta-Kanatların Optimum Özelliklerinin Enerji Etkinliği Kapsamında Üç Boyutlu Nümerik Analiz Yöntemiyle Belirlenmesi ” başlıklı bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

İmza

Doç. Dr. Azize AKÇAYOĞLU

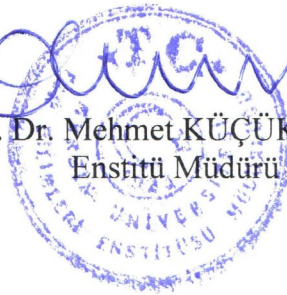
Yrd. Doç. Dr. İlker SUGÖZÜ

Yrd. Doç. Dr. Ercan KÖSE



Yukarıdaki Jüri kararı Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 16/07/2016 tarih ve 2016.16/4.75 sayılı kararıyla onaylanmıştır.


Doç. Dr. Mehmet KÜÇÜKASLAN
Enstitü Müdürü



Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.

DELTA-KANATLARIN OPTİMUM ÖZELLİKLERİNİN ENERJİ ETKİNLİĞİ KAPSAMINDA ÜÇ BOYUTLU NÜMERİK ANALİZ (CFD) YÖNTEMİYLE BELİRLENMESİ

Cenap ÖZGÜN

ÖZ

Delta-kanat tipi girdap üreticiler, akım alanında karışım, boylamsal girdaplar ve türbülans yaratma özelliklerine sahip olduğundan dolayı, 3-boyutlu karmaşık akış yapıları ve buna bağlı olarak daha etkin ısı transfer özellikleri sağladığından, çevrelerinde oluşan akım-sıcaklık alanı etkileşimi üzerinde pozitif yönde etkili olmaktadır. Bu tip girdap üreticiler, bir üçgen kanalın ısı transfer yüzeylerine uygun şekilde monte edildiğinde, bu yüzeylerden istenen ısı performansı beklemek mümkündür. Isıl performans, en yüksek ısı transfer özelliklerini en düşük basınç kayıpları ile sağlayabilen optimum koşulların en ekonomik ve en etkin şekilde sağlanmasını gerektirir. Günümüzde özellikle elektronik, mekanik, biyomedikal, nükleer, denizcilik, havacılık ve uzay gibi endüstri alanlarında karşılaşılan ısı/kütle transferi uygulamalarında, daha üstün özelliklerinden dolayı, çoğunlukla üçgen kesitli kanallar kullanılmaktadır. Bunun sebebi; üçgen kanalların sıralı olarak dizilmeleri sonucunda boyut ve hacim yönünden daha kompakt bir yapı meydana getirmeleri, bu sayede daha az yer kaplamaları ve daha büyük ısı transfer yüzey alanları sağlamalarıdır. Bu tip kanallar; üretimlerinin kolay olması ve çok ince malzemelerden kolayca üretilmelerine rağmen mekanik dayanımlarının oldukça yüksek olması yönlerinden diğer kanallara göre daha üstün özelliklere sahiptir. Bu tip girdap üreticiler kanallara iki farklı pozisyonda yerleştirilebilmektedir. Bu pozisyonlardan ilkinde girdap üreticiler gelen akımı daraltacak şekilde, ikincisinde ise gelen akımı genişletecek şekilde yerleştirilmektedir. Birinci durumdaki delta-kanat çiftine “Common-Flow-Down, CFD”, ikincisine ise “Common-Flow-Up, CFU” adı verilmektedir. Bu araştırmada Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) sayısal yöntemi kullanılarak, içinde delta-kanat tipi girdap üreticilerin farklı konfigürasyonlarda yerleştirildiği üçgen kanallar bir bilgisayar destekli tasarım (CAD) programı ile çizilmiş, bu geometrik yapıların ağ donanımları ANSYS MESH PLATFORM ile oluşturulmuş, sayısal çözümleme işlemi ANSYS CFD araştırma paketi içerisindeki FLUENT çözücüsü kullanılarak yönetici denklemler çözülmüş ve kanalda meydana gelen akış yapıları ve ısı transfer verileri 3-boyutlu olarak detaylıca araştırıldıktan sonra, elde edilen sonuçlar ANSYS CFD POST yardımıyla görselleştirilmiş ve bu sonuçlar enerji etkinliği kapsamında yorumlanmıştır. CFD-CFU konfigürasyonunun beraber kullanıldığı sistemlerde delta-kanatçıkların arasındaki mesafenin, kanatçık boyunun 0.5 katı olması durumunda enerji etkinliği kapsamında optimum koşullar elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Delta-kanat, Girdap üretici, Üçgen kanal, Isı transferini iyileştirme.

Danışman: Doç. Dr. Azize AKÇAYOĞLU, Mersin Üniversitesi, Tarsus Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü

Optimal Properties of Delta-Wings for the Scope of Energy Efficiency with Determination of Three Dimensional Numerical Analysis Method (CFD)

Cenap ÖZGÜN

ABSTRACT

Delta-wings type vortex generators can generate mixing together with longitudinal vortices and as a result a 3-dimensional turbulence in the flow field. Due to their influence on flow and thermal fields, they are capable of creating complexitiy and as a result an effective heat transfer in the flow field. In this numerical study it is aimed to model the flow and temperature fields around delta-wing type vortex generators mounted on the slant surfaces of triangular channels. Increased efforts have been made to obtain more efficient heat transfer surfaces for non-circular flow passages encountered in many industrial areas such as electronics, gas turbines, aerospace, nuclear, biomedical, aerospace and ships. Triangular channels are preferred due to their compactness in terms size and volume. Another benefit with this configuration is that it is easy to construct with very thin materials and the mechanical strength is rather high with even very thin foils. Among the triangular configurations, equilateral triangular ducts give the best convective heat transfer performance. Two different vortex generator configurations are used in this study-namely Common Flow Up (CFU) and Common Flow Down (CFD) – if the distance between leading edges of the winglet pair is more than that of the trailing edges, then the configuration is called CFU. Conversely, if it is less, then it is called CFD. After the experimental verification, the flow and the temperature field calculations are performed in the side, plan and end-view planes so that interaction between the flow and the temperature fields to be investigated extensively by a 3-dimensional modeling technique. In the first stage, the model geometry and the mesh distribution have been constructed using a computer-aided design (CAD) software and an ANSYS MESH PLATFORM software, respectively. The numerical modeling has been performed by ANSYS FLUENT softwares and the results have been presented using ANSYS CFD POST software available in the ANSYS FLUENT CFD package. The computed results have been demonstrated in the context of energy efficiency. It is found that when CFD-CFU configuration is used, the optimum energy efficiency is obtained with 0.5 times the delta-wing length.

Key Words: Computational Fluid Dynamics (CFD), Delta-wing, Vortex generator, Triangular channel, Heat transfer enhancement.

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Azize AKÇAYOĞLU, Mersin University Tarsus Technological Faculty, Department of Automotive Engineering

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması TÜBİTAK tarafından desteklenen 111M726 numaralı proje kapsamında tamamlanmıştır. Tezin tamamlanması için sağladığı yazılım ve donanım desteğinden dolayı TÜBİTAK' a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu tezin yürütüldüğü proje çalışması Mersin Üniversitesi BAP birimi tarafından BAP-FBE MEB (ES) 2102-3 YL numaralı proje kapsamında da desteklenmiş olup desteklerinden ötürü Mersin Üniversitesi BAP birimine teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam süresince değerli yardım ve katkılarıyla bana rehberlik eden yüksek lisans tez danışmanım ve proje çalışmasının yürütücüsü Doç. Dr. Azize AKÇAYOĞLU' na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans öğrenimim sürecinde derslerinden aldığım bilgilerden ve her türlü desteğinden dolayı Sayın Prof. Dr. Mustafa Kemal KÜLEKÇİ' ye teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım için teknik desteğini esirgemeyen proje çalışanı yüksek lisans öğrencisi Celal NAZLI' ya teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan ve hayatımın her döneminde bana destek olan çok değerli ailemle beraber eşim Sueda ÖZGÜN' e teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZ	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI	3
2.1. ÜÇGEN KANALLARDA AKIŞ VE ÜÇGEN KANALLARIN KULLANIM ALANLARI	3
2.2. ÜÇGEN KESİTLİ DELTA-KANATLAR KULLANILARAK ISI TRANSFERİNİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ.....	4
3. MATERYAL ve YÖNTEM	14
3.1. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)	14
3.2. TAŞINIMLA (KONVEKSİYONLA) ISI TRANSFERİ	18
3.2.1. Doğal Taşınım, Zorlanmış Ve Karışık Taşınım	18
3.3. AKIŞKAN HAREKETİNİN TANIMI	19
3.3.1. Akışkan Hareketinin Gösterilmesi	20
3.3.1.1. Yörüngenin	20
3.3.1.2. Akım filamentleri	20
3.3.1.3. Akım çizgisi	21
3.4. AKIŞKAN İÇERİSİNDEKİ KUVVETLER	21
3.5. AKIŞKAN HAREKETİNİN SINIFLANDIRILMASI	21
3.5.1. Sıkıştırılabilir ve Sıkıştırılamaz Akışlar	21
3.5.2. Viskoz Ve Viskoz Olmayan Akışlar	22
3.5.3. Laminar ve Türbülanslı Akışlar	22
3.5.4. Laminar ve Türbülanslı Sınır Tabaka, Geçiş Bölgesi	23
3.5.5. Dahili ve Harici Akışlar	24
3.6. KAYMAMA KOŞULU	24

3.7. SINIR TABAKA.....	24
3.8. REYNOLDS SAYISI.....	25
3.9. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNDE KULLANILAN AKIŞ DENKLEMLERİ	27
3.10. AKIŞIN SINIR ŞARTLARININ BELİRLENMESİ	28
3.11. SÜRTÜNMELELER	29
3.12. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNDE KULLANILAN TÜRBÜLANS MODELLERİ.....	29
3.12.1. k-ε Türbülans Modelleri	30
3.12.1.1. Standart k-ε türbülans modeli	30
3.12.1.2. RNG k-ε türbülans modeli	32
3.12.1.3. Realizable k-ε türbülans modeli.....	33
3.12.2. Reynolds Gerilme Türbülans Modeli (RSTM)	35
3.12.3. k-ω Standart ve SST k- ω Türbülans Modelleri.....	37
3.12.3.1. k-ω standart türbülans modeli	37
3.12.3.2. k- ω SST türbülans modeli.....	38
3.12.4. Duvar Fonksiyonları.....	40
3.12.4.1. Standart duvar fonksiyonu	40
3.12.4.2. Nonequilibrium duvar fonksiyonu	41
3.12.4.3. Enhanced duvar fonksiyonu.....	42
3.13. SONLU HACİMLER YÖNTEMİ	43
3.14. DENKLEMLERİN ÇÖZÜMÜ	46
3.15. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARININ DOĞRULANMASI	49
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	51
4.1. ANSYS MESH PLATFORM İLE AĞ DONANIMLARININ OLUŞTURULMASI VE SINIR ŞARTLARININ BELİRLENMESİ.....	51
4.1.1. Ansys Mesh Platform İle Ağ Yapısının Oluşturulması	61
4.2. EN İYİ TÜRBÜLANS MODELİNİN BELİRLENMESİ	67
4.2.1. Re=5000 Değeri İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları	69
4.2.2. Re=1000 Değeri İçin Sayısal Çözümün Doğrulanması	78
4.2.2.1. Re=1000 değeri İçin P7 düzleminde elde edilen sayısal çözüm sonuçları	83

4.3. OTUZİKİ FARKLI GEOMETRİK KONFIGÜRASYON İÇİN GERÇEKLEŞTİRİLEN OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI (Re=5000)	84
4.4. TERMO-HİDROLİK PERFORMANS (THP)	116
4.5. OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARINDAN ELDE EDİLEN SONUÇLAR	118
4.5.1. CFD Konfigürasyonu İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları	119
4.5.2. CFU Konfigürasyonu İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları	126
4.5.3. CFD-CFU Konfigürasyonu İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları	132
4.5.4. CFU-CFD Konfigürasyonu İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları	138
4.6. TERMO-HİDROLİK PERFORMANS (THP) SONUÇLARI	143
4.7. KANAL BOYUNCA ELDE EDİLEN ISI TRANSFERİ VE SICAKLIK VERİLERİ	152
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	166
KAYNAKLAR	170
ÖZGEÇMİŞ.....	177

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1. Standart k-ε türbülans modelinde kullanılan katsayıların değerleri	31
Çizelge 4.1. Re=5000 değeri için gerçekleştirilen bazı sayısal çözümlerin detayları.....	68
Çizelge 4.2. Re=1000 değeri için Model adları ve var ise duvar fonksiyonları	78
Çizelge 4.3. 1, 2 ve 3 numaralı modellerin P7 düzleminde y=36,744 mm çizgisi üzerinde elde edilen “v” hızı değerleri.....	79
Çizelge 4.4. Konfigürasyona ve kanatçık sayısına bağlı oluşan ağ eleman sayıları	118
Çizelge 4.5. P düzlemleri ile üçgen kanalın giriş düzlemi arasındaki “z” yönündeki uzaklıklar	118
Çizelge 4.6. Kanatçıklar arası uzaklıklar ve kanal içerisindeki toplam kanatçık sayıları	119
Çizelge 4.7. CFU konfigürasyonu için hesaplanan THP, f / f_s , Nu/Nu_s , f ve Nu değerleri (KS=Kanatçık Sayısı)	143
Çizelge 4.8. CFD konfigürasyonu için THP- f / f_s - Nu/Nu_s - f - Nu değerleri	145
Çizelge 4.9. CFD_CFU konfigürasyonu için THP- f / f_s - Nu/Nu_s - f ve Nu değerleri.....	146
Çizelge 4.10. CFU_CFD konfigürasyonu için THP- f / f_s - Nu/Nu_s - f ve Nu değerleri.....	148

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Gaz türbin kanatlarının delta kanatlarda soğutulması işlemi.....	3
Şekil 2.2. Çapraz-oluklu yan yana dizilmiş üçgen kanalların kullanıldığı membran bazlı havadan havaya ısı kütle değiştiriciler	4
Şekil 2.3. CFD ve CFU delta-kanat konfigürasyonları	6
Şekil 2.4. Üçgen biçimli delta-kanat tip modelleri	6
Şekil 2.5. Parçacık görüntülemeli hız ölçüm tekniği deney modeli.....	12
Şekil 2.6. Girdap üreticilerin üst ve yan görünüşleri	13
Şekil 3.1. Deney modelinin çizimi, geometrik detaylar, üçgen kanalın ön ve yan görünüşü (mm)	16
Şekil 3.2. Giriş parametreleri w:Üçgen kanalın kenar uzunluğu, θ : Üçgenin taban açısı, h: Kanat yüksekliği, L: Kanat uzunluğu	17
Şekil 3.3. Giriş parametreleri y:Üçgen kanalın tabanı ile kanadın tabanı arasındaki mesafe, a: Giriş ile ilk kanat arasındaki x-uzaklığı, b: kanatlar arası x-uzaklığı, x: üçgen kanalın akış yönündeki uzunluğu (1500mm).....	17
Şekil 3.4. Giriş parametreleri: β : Hücüm açısı.....	17
Şekil 3.5. Kanatçıkların geometrik boyutları (x: kanal uzunluğu).....	18
Şekil 3.6. Akım çizgisi.....	21
Şekil 3.7. Düz levha üzeri (laminar) akışta sınır tabakanın gelişimi	22
Şekil 3.8. Laminar ve türbülanslı akışlarda akım çizgileri ve hız-zaman grafikleri.....	23
Şekil 3.9. İterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri	47
Şekil 4.1. Cidara yakın bölgelerdeki ağ yapısı ve y^+ değerinin hesabı	51
Şekil 4.2. Re=1000, RSM, (x=50 mm, y=42 mm, z=398 mm) noktasındaki hız değeri grafiği ($y^+=0.42$).....	52
Şekil 4.3. Re=5000, k- ϵ RNG yan duvarlardaki y^+ değerinin değişimi (“inflation” özelliğinin olduğu durum), (ayrıklaştırılma yöntemleri varsayılan)	52
Şekil 4.4. Re=5000, k- ϵ RNG yan duvarlardaki y^+ değerinin değişimi (inflation var)(ayrıklaştırılma yöntemleri değiştirilmiş).....	53
Şekil 4.5. Re=1000, RSM türbülans modeli, Lineer Pressure-Strain, kanalın orta noktasındaki (x=50 mm, y=42 mm, z=398 mm) hız değeri.....	53
Şekil 4.6. Re=5000, k- ϵ RNG türbülans modeli, yan duvarlardaki y^+ değerinin değişimi (“inflation” özelliğinin olmadığı durum)	54
Şekil 4.7. Re=5000, k- ϵ RNG, seçilen discretization (ayrıklaştırma) yöntemleri....	55
Şekil 4.8. Re=1000, k- ϵ RNG türbülans modeli, kanalın orta noktasındaki (x=50 mm, y=42 mm, z=398 mm) hız değeri.....	55
Şekil 4.9. Re=5000, k- ω SST, (x=25 mm, y=20 mm, z=500 mm) noktadaki hız değeri.....	56
Şekil 4.10. Re=1000, Transition-SST, kanalın orta noktasındaki(x=50 mm, y=42 mm, z=398 mm) hız değeri	56
Şekil 4.11. Re=5000, k- ϵ standart, (x=50 mm, y=42 mm, z=398mm) hız değeri ...	57
Şekil 4.12. Re=5000, k- ω SST,(x=50 mm, y=42 mm, z=398 mm) noktadaki hız değeri.....	57

Şekil 4.13. $Re=5000$, $k-\epsilon$ RNG, ($x=25$ mm, $y=20$ mm, $z=500$ mm) noktadaki hız değeri	58
Şekil 4.14. $Re=5000$, $k-\epsilon$ RNG, ($x=50$ mm, $y=42$ mm, $z=398$ mm) hız değeri grafiği	58
Şekil 4.15. $Re=1000$, Transition $k-kl-\omega$ modeli, yakınsama grafiği	59
Şekil 4.16. $Re=5000$, $k-\epsilon$ RNG, yakınsama grafiği.....	59
Şekil 4.17. Model geometri, Sınır şartları, P düzlemleri.....	61
Şekil 4.18. (a) Kanatçıkların uzun kenarlarının “edge size” özelliği ile bölümlere ayrılması, (b) Kanatçıkların kısa kenarlarının “edge size” özelliği ile bölümlere ayrılması.....	61
Şekil 4.19. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırıldığı L20 çizgisi ve ilgili düzlemler	63
Şekil 4.20. Sayısal sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılması	64
Şekil 4.21. Kanalın ve kanatçıkların kenarlarında “sınır tabaka (inflation)” özelliği ile oluşturulan ağ yapısı	64
Şekil 4.22. “Assembly Tetrahedrons” metot ile oluşturulan ağ donanımları; (a) 287379 eleman sayılı ağ donanımı, (b) 907947 eleman sayılı ağ donanımı, (c) 3187501 eleman sayılı ağ donanımı, (d) 5917839 eleman sayılı ağ donanımı (e) En iyi kombinasyonu sağlayan sınır tabaka (inflation)”ağ donanımı detayları (3187501 eleman sayılı ağ donanımı)	65
Şekil 4.23. “Face Size” verilen yüzeyler.....	66
Şekil 4.24. Kanalın eğimli yüzeylerinde deney ile “uyumsuz” bulunan sonuçlar, “v” hızı	67
Şekil 4.25. Ortalama akım çizgileri (Model no için bkz. Çizelge 4.1)	69
Şekil 4.26. P7 düzleminde elde edilen ortalama akım çizgileri ve hız konturları... 71	71
Şekil 4.27. P7 düzleminde $y=36.56$ mm’ den geçen yatay çizgi boyunca “v” hız bileşeninin dağılımı (1-16 rakamları, Çizelge 4.1’ de belirtilen model numaralarını ifade etmektedir.).....	73
Şekil 4.28. P7 düzleminde $y=36.56$ mm’ den geçen yatay çizgi boyunca “u” hız bileşeninin dağılımı(1-16 rakamları, Çizelge 4.1.’ de belirtilen model numaralarını ifade etmektedir.).....	74
Şekil 4.29. P8, P9, P10, P11 nolu düzlemlerde elde edilen ortalama akım çizgileri (sırasıyla Model no: 1-16) (Model no için bkz. Çizelge 4.1).....	75
Şekil 4.30. Tüm modeller ve deney sonucunun “v” hızı grafikleri, P7 düzlemi.	79
Şekil 4.31. Tüm modeller ve deney sonucunun “u” hızı grafikleri, P7 düzlemi....	81
Şekil 4.32. 1 numaralı, 2 numaralı, 3 numaralı, 4 numaralı, 5 numaralı, 6 Numaralı, 7 numaralı, 8 numaralı, 9 numaralı, 10 numaralı, 11 numaralı modellerin çözümü (P7 düzlemi).....	81
Şekil 4.33. Re 1000, P7 düzleminde vortisite konturları. a- RNG $k-\epsilon$ model sonucu, b- Deneysel sonuç	83
Şekil 4.34. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0$ L_w).....	85
Şekil 4.35. CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0$ L_w).....	85
Şekil 4.36. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0$ L_w).....	86
Şekil 4.37. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0$ L_w)	86
Şekil 4.38. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0$ L_w).....	87
Şekil 4.39. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0$ L_w)	87
Şekil 4.40. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0$ L_w).....	88

Şekil 4.41. CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=0 L _w).....	88
Şekil 4.42. CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=1 L _w).....	89
Şekil 4.43. CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=1 L _w).....	89
Şekil 4.44. CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=2 L _w).....	90
Şekil 4.45. CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=2 L _w).....	90
Şekil 4.46. CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=3 L _w).....	91
Şekil 4.47. CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=3 L _w).....	91
Şekil 4.48. CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=4 L _w).....	92
Şekil 4.49. CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=4 L _w).....	92
Şekil 4.50. CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=5 L _w).....	93
Şekil 4.51. CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=5 L _w).....	93
Şekil 4.52. CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=6 L _w).....	94
Şekil 4.53. CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=6 L _w).....	94
Şekil 4.54. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=1 L _w).....	95
Şekil 4.55. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=1 L _w).....	95
Şekil 4.56. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=2 L _w).....	96
Şekil 4.57. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=2 L _w).....	96
Şekil 4.58. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=3 L _w).....	97
Şekil 4.59. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=3 L _w).....	97
Şekil 4.60. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=4 L _w).....	98
Şekil 4.61. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=4 L _w).....	98
Şekil 4.62. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=5 L _w).....	99
Şekil 4.63. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=5 L _w).....	99
Şekil 4.64. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=6 L _w).....	100
Şekil 4.65. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=6 L _w).....	100
Şekil 4.66. CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=1 L _w).....	101
Şekil 4.67. CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=1 L _w).....	101
Şekil 4.68. CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=2 L _w).....	102
Şekil 4.69. CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=2 L _w).....	102
Şekil 4.70. CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=3 L _w).....	103
Şekil 4.71. CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=3 L _w).....	103
Şekil 4.72. CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=4 L _w).....	104
Şekil 4.73. CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=4 L _w).....	104
Şekil 4.74. CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=5 L _w).....	105
Şekil 4.75. CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=5 L _w).....	105
Şekil 4.76. CFU modelin 3-boyutlu çizimi (b=6 L _w).....	106
Şekil 4.77. CFU modelin ön ve yan görünüşleri (b=6 L _w).....	106
Şekil 4.78. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=1 L _w).....	107
Şekil 4.79. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=1 L _w).....	107
Şekil 4.80. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=2 L _w).....	108
Şekil 4.81. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=2 L _w).....	108
Şekil 4.82. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=3 L _w).....	109
Şekil 4.83. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=3 L _w).....	109
Şekil 4.84. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=4 L _w).....	110
Şekil 4.85. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=4 L _w).....	110
Şekil 4.86. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=5 L _w).....	111
Şekil 4.87. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri (b=5 L _w).....	111
Şekil 4.88. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi (b=6 L _w).....	112

Şekil 4.89. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=6 L_w$)	112
Şekil 4.90. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0,5 L_w$).....	113
Şekil 4.91. CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0,5 L_w$).....	113
Şekil 4.92. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0.5 L_w$).....	114
Şekil 4.93. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0,5 L_w$)	114
Şekil 4.94. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0.5 L_w$).....	115
Şekil 4.95. CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0,5 L_w$).....	115
Şekil 4.96. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0 L_w$)	120
Şekil 4.97. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0,5 L_w$)	122
Şekil 4.98. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=1 L_w$)	123
Şekil 4.99. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=2 L_w$)	124
Şekil 4.100. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=3 L_w$)	124
Şekil 4.101. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=4 L_w$)	125
Şekil 4.102. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=5 L_w$)	125
Şekil 4.103. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=6 L_w$)	125
Şekil 4.104. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0 L_w$)	126
Şekil 4.105. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0.5 L_w$)	128
Şekil 4.106. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=1 L_w$)	129
Şekil 4.107. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=2 L_w$)	130
Şekil 4.108. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=3 L_w$)	130
Şekil 4.109. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=4 L_w$)	131
Şekil 4.110. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=5 L_w$)	131
Şekil 4.111. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=6 L_w$)	132
Şekil 4.112. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0 L_w$) ..	132
Şekil 4.113. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0,5 L_w$)	134
Şekil 4.114. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=1 L_w$) ..	135
Şekil 4.115. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=2 L_w$) ..	136
Şekil 4.116. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=3 L_w$) ..	136
Şekil 4.117. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=4 L_w$) ...	137
Şekil 4.118. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=5 L_w$) ...	137
Şekil 4.119. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=6 L_w$) ..	138
Şekil 4.120. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=0 L_w$).....	138
Şekil 4.121. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=0,5 L_w$).....	140
Şekil 4.122. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=1 L_w$).....	141
Şekil 4.123. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=2 L_w$).....	141
Şekil 4.124. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=3 L_w$).....	142
Şekil 4.125. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=4 L_w$).....	142
Şekil 4.126. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=5 L_w$).....	143
Şekil 4.127. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=6 L_w$).....	143
Şekil 4.128. CFU konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nus- kanatçık sayısı grafiği.....	144
Şekil 4.129. CFU konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nus- kanatçıklar arası mesafe grafiği.....	144
Şekil 4.130. CFD konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nus- kanatçık sayısı grafiği.....	145
Şekil 4.131. CFD konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nus- kanatçıklar arası mesafe grafiği.....	146
Şekil 4.132. CFD_CFU konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nus- kanatçık sayısı grafiği.....	147

Şekil 4.133. CFD_CFU konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nus- kanatçıklar arası mesafe grafiği.....	147
Şekil 4.134. CFU_CFD konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nus- kanatçık sayısı grafiği.....	148
Şekil 4.135. CFU_CFD konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nus- kanatçıklar arası mesafe grafiği.....	148
Şekil 4.136. Tüm konfigürasyonlar için f / f_s - Kanatçık sayısı grafiği.....	149
Şekil 4.137. Tüm konfigürasyonlar için f / f_s - Kanatçıklar arası mesafe grafiği...	149
Şekil 4.138. Tüm konfigürasyonlar için Nu/Nus - Kanatçık sayısı grafiği.....	150
Şekil 4.139. Tüm konfigürasyonlar için Nu/Nus - Kanatçıklar arası mesafe grafiği.....	150
Şekil 4.140. Tüm konfigürasyonlar için THP- Kanatçık sayısı grafikleri.....	151
Şekil 4.141. Tüm konfigürasyonlar için THP- Kanatçıklar arası mesafe grafikleri.....	152
Şekil 4.142. (A) CFD (KS=66), (B) CFD (KS=44), (C) CFD (KS=32), (D) CFD (KS=22), (E) CFD (KS=16), (F) CFD (KS=14), (G) CFD (KS=12), (H) CFD (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca sıcaklık dağılımı.....	152
Şekil 4.143. (A) CFU (KS=66), (B) CFU (KS=44), (C) CFU (KS=32), (D) CFU (KS=22), (E) CFU (KS=16), (F) CFU (KS=14), (G) CFU (KS=12), (H) CFU (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca sıcaklık dağılımı.....	154
Şekil 4.144. (A) CFD_CFU (KS=66), (B) CFD_CFU (KS=44), (C) CFD_CFU (KS=32), (D) CFD_CFU (KS=22), (E) CFD_CFU (KS=16), (F) CFD_CFU (KS=14), (G) CFD_CFU (KS=12), (H) CFD_CFU (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca sıcaklık dağılımı.....	156
Şekil 4.145. (A) CFU_CFD (KS=66), (B) CFU_CFD (KS=44), (C) CFU_CFD (KS=32), (D) CFU_CFD (KS=22), (E) CFU_CFD (KS=16), (F) CFU_CFD (KS=14), (G) CFU_CFD (KS=12), (H) CFU_CFD (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca sıcaklık dağılımı.....	157
Şekil 4.146. (A) CFD (KS=66), (B) CFD (KS=44), (C) CFD (KS=32), (D) CFD (KS=22), (E) CFD (KS=16), (F) CFD (KS=14), (G) CFD (KS=12), (H) CFD (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca ısı akısı dağılımı.....	159
Şekil 4.147. (A) CFU (KS=66), (B)CFU (KS=44), (C)CFU (KS=32), (D)CFU (KS=22), (E)CFU (KS=16), (F)CFU (KS=14), (G)CFU (KS=12), (H)CFU (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca ısı akısı dağılımı.....	160
Şekil 4.148. (A) CFD_CFU (KS=66), (B) CFD_CFU (KS=44), (C) CFD_CFU (KS=32), (D) CFD_CFU (KS=22), (E) CFD_CFU (KS=16), (F) CFD_CFU (KS=14), (G) CFD_CFU (KS=12), (H) CFD_CFU (KS=10) konfigürasyonları ısı akısı dağılımı.....	162
Şekil 4.149. (A) CFU_CFD (KS=66), (B) CFU_CFD (KS=44), (C) CFU_CFD (KS=32), (D) CFU_CFD (KS=22), (E) CFU_CFD (KS=16), (F) CFU_CFD (KS=14), (G) CFU_CFD (KS=12), (H) CFU_CFD (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca ısı akısı dağılımı.....	164

SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ

α	:	Isıl yayınma katsayısı (= $k/(\rho C_p)$)
α_k	:	k için ters efektif Pr sayısı
α_ε	:	ε için ters efektif Pr sayısı
β	:	Kanatçıkların akış yönüyle yaptığı açı (Hücum açısı)
β'	:	Termal genişleme katsayısı
σ	:	Türbülans Prandtl sayısı
δ	:	Kronecker delta
η	:	Termal film soğutma verimi
μ	:	Dinamik viskozite
μ_t	:	Türbülans vizkozitesi (eddy viscosity)
Φ	:	Viskoz kayıp oranı
ε	:	k- ε türbülans modellerinde türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı
ω	:	Zaman ortalama vortisite çalkantısı
Γ	:	Yayılm (difüzite)
∂	:	Kısmi türev
Ω_{ij}	:	Elektriksel iletkenlik
*	:	Boyutsuz değer
κ	:	Von Karman konstantı
\dot{m}	:	Kütlesel debi
ρ	:	Akışkanın yoğunluğu
ΔP	:	Basınç kaybı
τ	:	Viskoz gerilme tensörü
τ_w	:	Cidar kayma gerilmesi
ν	:	Kinematik viskozite
A	:	Isının transfer edildiği alan (m^2)
a	:	Giriş ile ilk kanat arasındaki x-uzaklığı
ϖ	:	k- ω türbülans modellerinde türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı
$\overline{u'_i u'_j}$:	Reynolds gerilmeleri
$B(w)$:	Delta kanatın kenar uzunluğu

b	:	İki kanatçık arasındaki yatay mesafe
C	:	Yerel ses hızı
CFD	:	Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı akışkanlar dinamiği)
CFU	:	Common Flow Up (Akımı genişleten kanat yapısı)
C_f	:	Plaka için sürtünme katsayısı
c_p	:	Sabit basınçta özgül ısı
C_p	:	Basınç katsayısı
c_v	:	Sabit hacimde özgül ısı
C_μ	:	Smagorinsky sabiti
D_h	:	Hidrolik çap
DES	:	Detached eddy simülasyonu (Bağımsız girdap simülasyonu)
DNS	:	Direct Numerical Simulation (Doğrudan sayısal simülasyon)
f	:	Sürtünme katsayısı
f_s	:	Boş kanalın sürtünme katsayısı
G_b	:	Yoğunluk değişimlerine bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimi
G_k	:	Ortalama hız farklarından dolayı türbülans kinetik enerjisi üretimi
h	:	Isı transfer katsayısı ($W/m^2 K$)
HAD	:	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HIT	:	Hesaplamalı ısı transferi
K	:	Kelvin derecesi
k	:	Türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)
KS	:	Kanatçık sayısı
k_t	:	Isıl iletkenlik katsayısı
L	:	Karakteristik uzunluk
LES	:	Large Eddy Simulation (Büyük girdap simülasyonu)
L_w	:	Kanatçıkların taban uzunluğu
Ma	:	Mach sayısı
Nu	:	Nusselt sayısı
Nu_s	:	Boş kanalın Nusselt sayısı
P	:	Basınç
p	:	Çevre

PIV	:	Particle Image Velocimetry (Parçacık görüntülemeli hız ölçüm tekniği)
Pr	:	Prandtl sayısı
Pr _t	:	Türbülans Prandtl sayısı
Q	:	Taşıyım ile transfer edilen ısı miktarı (W)
Re	:	Reynolds sayısı
RANS	:	Reynolds-Averaged (Ortalama) Navier-Stokes denklemi
RNG	:	Renormalized group (Yeniden normalize edilmiş grup)
RSM	:	Reynolds gerilme modeli
S	:	Gerinim oranı büyüklüğü
SST	:	Kayma gerilmesi tensörü
S _{ij}	:	Gerinim oranı tensörü
T	:	Sıcaklık
t	:	Zaman
T _y	:	Yüzey sıcaklığı (K)
T _∞	:	Akışkan sıcaklığı (K)
THP	:	Termo hidrolik performans
U	:	Akışkanın hızı
u _τ	:	Akışkanın sürtünme hızı
U _∞	:	Serbest akış hızı(m/s)
u, v, w	:	Kartezyen koordinat ekseninde hızın sırasıyla x, y ve z yönlerindeki bileşenleri
V	:	Ortalama hız
x	:	Kanal uzunluğu
x, y, z	:	Kartezyen koordinat eksenleri
y	:	Kanatçıkların tabana olan uzaklığı
Y _k	:	Türbülans dolaylı kinetik enerji kaybı
y _p	:	Kontrol hacminin merkezinin en yakın çepere olan uzaklığı
y _p ⁺	:	Kontrol hacminin merkezinin en yakın çepere olan boyutsuz uzaklığı

1. GİRİŞ

Enerji fiyatlarının yüksek olduğu ve yakın zamanda yeni bir enerji krizi yaşanacağı beklenen dünyamızda enerji verimliliği ve enerjinin etkin kullanımı projeleri her geçen gün daha çok önem kazanmaktadır. Bu nedenle mühendisler ve araştırmacılar özellikle üretim, inşaat ve ısıtma/soğutma alanlarında en yüksek performansın en düşük maliyetle elde edilmesi için bu konudaki çalışmalara yoğun bir şekilde devam etmektedir.

Endüstriyel tesislerde ısı transferini iyileştirmenin önemli olduğu uygulamalarda doğru tasarım ve optimizasyon çalışmalarının gerçekleştirilmesi, bu uygulamalarda ısıl ve hidrodinamik alanların etkileşimlerinin birlikte ele alınması ve bu etkileşimlerin sonuçlarının kapsamlı olarak değerlendirilmesine bağlıdır.

Delta-kanat tipi girdap üreticiler, etkili oldukları alanda boylamsal girdaplar yaratmak yöntemiyle ısı transferini oldukça başarılı bir şekilde iyileştirebilmektedir. Bu tip girdap üreticiler, bir üçgen kanalın ısı transfer yüzeylerine uygun şekilde monte edildiğinde, bu yüzeylerden istenen ısıl performansı beklemek mümkündür. Isıl performans, en yüksek ısı transfer özelliklerini en düşük basınç kayıpları ile sağlayabilen optimum koşulların en ekonomik ve en etkin şekilde sağlanmasını gerektirir.

Günümüzde özellikle elektronik, mekanik, biyomedikal, nükleer, denizcilik, havacılık ve uzay gibi endüstri alanlarında karşılaşılan ısı/kütle transferi uygulamalarında, daha üstün özelliklerinden dolayı, çoğunlukla üçgen kesitli kanallar kullanılmaktadır. Örneğin gaz türbinlerinde türbin kanatlarının en etkin şekilde soğutulması, tasarım ve optimizasyon çalışmaları sonucunda, türbindeki soğutma kanallarının üçgen kesitli olmaları durumunda gerçekleşebileceğini ortaya koymuştur. Gaz türbin kanatlarının etkin bir şekilde soğutulması ise, çevrimdeki sıcaklığın daha yüksek olmasına ve dolayısıyla daha yüksek ısıl verimler elde edilmesine sebep olmaktadır. Üçgen kesitli kanallar, uçak kanatlarının ön kısmının iç soğutma pasajları olarak en mükemmel geometrik yapıyı oluşturmaktadır. En iyi

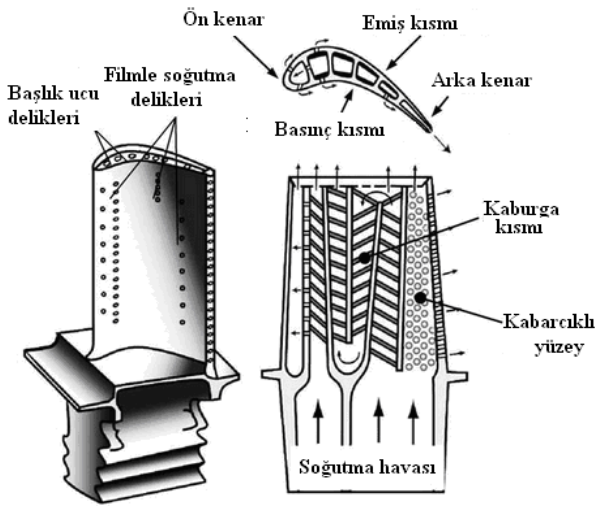
konvektif ısı transferi ise, kanal kesitinin eşkenar üçgen olması durumunda sağlanabilmektedir. Bu tez çalışması kapsamında üçgen kesitli kanalların eğik yüzeylerine içten yerleştirilen delta-kanat tipi girdap üreticiler çevresinde meydana gelen hidrodinamik ve ısıl alanların etkileşiminin sayısal olarak modellenmesi, modelleme sonuçlarının enerji verimliliği kapsamında yorumlanması amaçlanmıştır. Isı transferinin etkinliğinin daha çok artırılması için, bu tip girdap üreticiler, kanallara yarım-delta-kanat-çifti olarak, iki farklı pozisyonda yerleştirilebilmekte olup bu pozisyonlardan ilkinde girdap üreticiler gelen akımı daraltacak şekilde, ikincisinde ise gelen akımı genişletecek şekilde yerleştirilmektedir. Birinci durumdaki delta-kanat çiftine “Common-Flow-Down, CFD”, ikincisine ise “Common-Flow-Up, CFU” adı verilmektedir. Yapılan ayrıntılı literatür taraması sonucunda, bir grup araştırmacıya göre birinci, bir grup araştırmacıya göre ise ikinci durumda optimum ısı transferi/basınç farkı yaratılabildiği görülmüştür. Bu çalışmada, girdap-üreticili-üçgen kanallarda ısı transferini iyileştirme mekanizmasının daha iyi anlaşılması için, literatürdeki açığın kapatılmasına ışık tutacak yararlı bilgilerin elde edilmesi amaçlanmıştır. Araştırmada kullanılan sayısal yöntem; içinde delta-kanat tipi girdap üreticilerin farklı konfigürasyonlarda yerleştirildiği üçgen kanalların bir bilgisayar destekli tasarım (CAD) programı ile çizilmesi, bu geometrik yapıların ağ donanımlarının ANSYS MESH PLATFORM ile oluşturulması, çözümlemenin ANSYS CFD araştırma paketi içerisindeki FLUENT ve/veya CFX çözümleri ile gerçekleştirilmesi adımlarıyla gerçekleştirilmiş olup, deneylerle elde edilmesi mümkün olmayan (3 farklı düzlemlerdeki akım ve sıcaklık alanı gibi) parametrelerin sayısal yöntemle elde edilmesi sayesinde en etkin ısı transferinin hangi koşullarda gerçekleşeceğinin ortaya çıkarılması sağlanmıştır.

Sonuç olarak CFD-CFU konfigürasyonunun beraber kullanıldığı sistemlerde delta-kanatçıkların arasındaki mesafenin, kanatçık boyunun 0.5 katı olması durumunda enerji etkinliği kapsamında optimum koşullar elde edilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMALARI

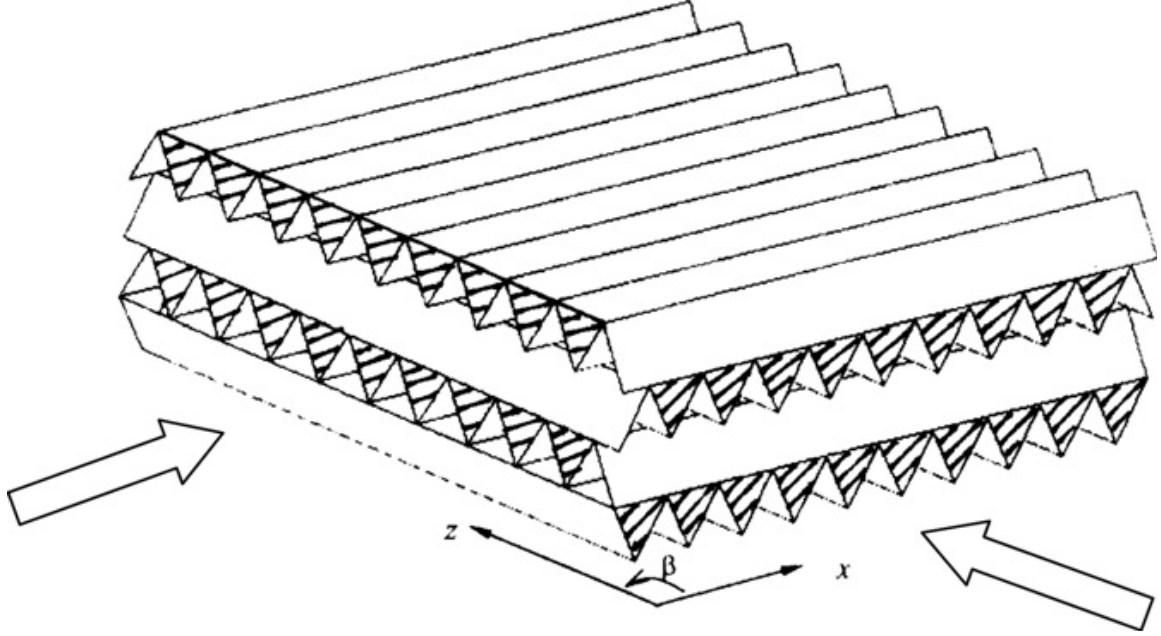
2.1. ÜÇGEN KANALLARDA AKIŞ VE ÜÇGEN KANALLARIN KULLANIM ALANLARI

Dairesel olmayan (kare, dikdörtgen, üçgen, yamuk, vb.) kesitlere sahip kanallar, boyut ve hacim yönünden sınırlamaların gerekli olduğu endüstriyel uygulamalarda; karışım, konveksiyon, türbülans yaratma özelliklerine sahip olduklarından dolayı sıklıkla tercih edilmektedir [1]. Üçgen kanallar, daha büyük özgül yüzey alanlarına sahip olup sivri kenarları sayesinde içlerinden geçen akışkanın film kalınlığını incelterek, menisküs etkisi yaratmak yöntemiyle ısı direnci azaltmakta; bu şekilde ısı transferini iyileştirebilmektedirler [2]. Gupta [3]' ya göre dairesel, yarı dairesel ve kare kesitli kanallarla karşılaştırıldığında üçgen kesitli kanallar çok daha üstün ısı transfer performansına sahiptirler. Üçgen kesitlerde ise en iyi konvektif ısı transferi ile en yüksek Nusselt sayıları, kanal kesitinin eşkenar üçgen olması durumunda, bir başka deyişle ikizkenar üçgenin tepe açısının 60° olması durumunda sağlanmaktadır [4, 5, 6]. Örneğin gaz türbin kanatlarının soğutulması işlemi türbin kanatlarının en ön kenar kısmında (leading edge section), en yüksek ısı yüküne maruz kalan bölgede soğutma işleminin birinci aşamasının gerçekleştirildiği bölgede üçgensel soğutma kanalları kullanılmaktadır. Bu işlem Şekil 2.1' de gösterilmiştir [7].



Şekil 2.1. Gaz türbin kanatlarının delta kanatlarda soğutulması işlemi [7].

Bir diğer uygulamada da çapraz-oluklu yan yana dizilmiş üçgen kanalların kullanıldığı membran bazlı havadan havaya (air to air) ısı kütle değişiricilerinde yüksek ısı kütle transferi yetenekleri sağlanmaktadır [8].



Şekil 2.2. Çapraz-oluklu yan yana dizilmiş üçgen kanalların kullanıldığı membran bazlı havadan havaya ısı kütle değişiriciler [8].

2.2. ÜÇGEN KESİTLİ DELTA-KANATLAR KULLANILARAK ISI TRANSFERİNİ İYİLEŞTİRME YÖNTEMLERİ

Isı transferini iyileştirme yöntemleri çeşitli tekniklerle mümkündür. Bu teknikler arasında elektrik ya da manyetik alan yaratma, film soğutma, çarpan jet, zorlanmış salınım, duvarlara işlenmiş, pürüzlü ve genişletilmiş yüzeyler eklenmesi sayılabilir. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, akım alanında düzensizlik, kararsızlık, türbülans, döngü, girdap yaratmak suretiyle, ısı transferinin pasif bir yöntemle oldukça başarılı bir şekilde iyileştirilebileceğini belirtmişlerdir [9, 10]. Bu pasif yöntem ile kanatçık, çıkıntı ve engel gibi akışı düzensizleştirecek yapılar, akım alanında ısı transferini olumlu yönde etkileyecek girdaplar yaratmak yöntemiyle ısı transfer yüzeylerine monte edilebilir. Girdap üretici olarak isimlendirilen bu yapılar, dikdörtgen ya da üçgen kanat ya da kanatçıklardan oluşabilmektedir. Araştırmalar göstermiştir ki üçgen yapıdaki kanatlar

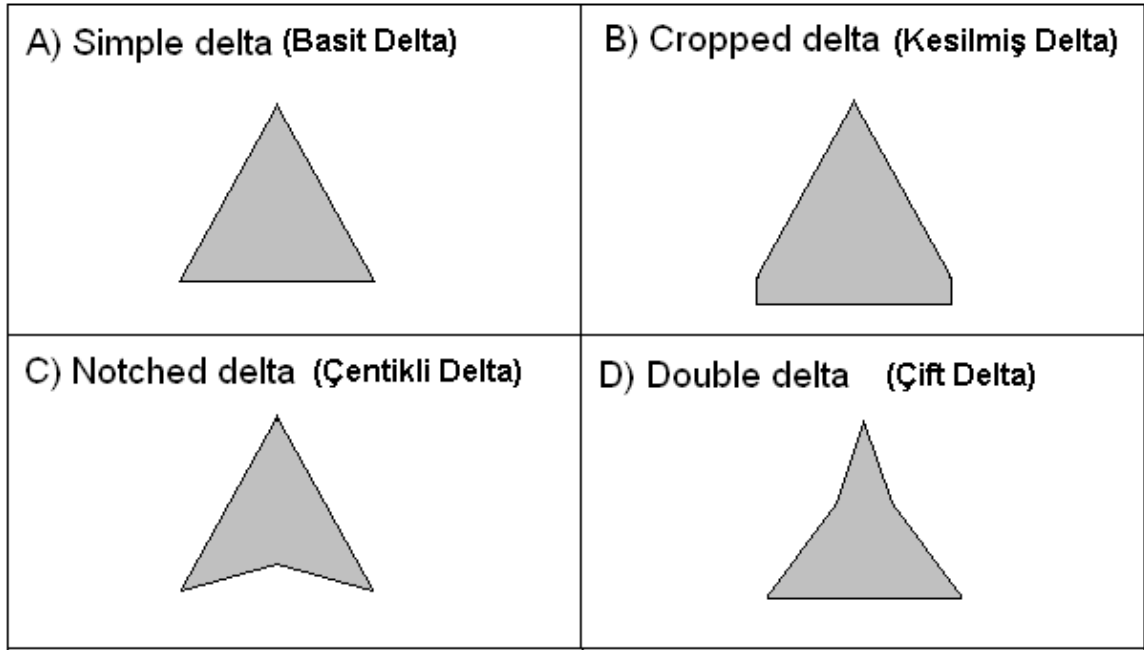
belirli bir alanda daha etkin ısı transferi sağlayabilmektedir [11, 12, 13]. Wendt ve arkadaşları [14] girdap üreticiler arasındaki mesafeleri değiştirerek oluşan akım yapısını ve girdap birleşmelerini incelemiştir. Joardar ve Jacobi [15, 16] ise rüzgar tünelineki deneyleri ile delta-kanat tipi girdap üreticilerin ısı transferini %110 derecesinde arttırdığını belirlemiştir. Girdap üreticiler, enlemsel ve boylamsal girdaplar yaratma kapasitesine sahip yapılardır. Enlemsel girdapların eksenleri akım yönüne dik olup 2-boyutlu akım yapıları meydana getirebilirler. Boylamsal girdapların ise eksenleri akım yönünde olup 3-boyutlu akım yapıları meydana getirebilirler [12]. Boylamsal girdap üreticiler akımın viskoz alt-tabakasında sürekli bir düzensizlik meydana getirebilirler ve ısı transferini büyük ölçüde bu şekilde arttırabilirler [17, 18]. Bu konuda Wang ve arkadaşları [19] ve Jacobi ve Shah tarafından [20] tarafından oldukça ayrıntılı literatür taraması yapılmıştır.

Girdap üreticilerin akım alanına yerleştirilmesi iki farklı şekilde yapılabilmektedir. Bunlardan ilkinde girdap üreticiler gelen akımı daraltacak şekilde, üçgen şeklindeki delta-kanat çiftinin tepelerinin tabanlarına göre birbirlerine daha yakın olacak şekilde kanala yerleştirilmeleri sonucunda; ikincisinde ise akım alanını genişletecek şekilde, delta-kanat çiftinin tepelerinin tabanlarına göre birbirinden daha uzak olacak şekilde kanala yerleştirilmeleri sonucunda oluşturulur. Birinci durumdaki delta-kanat çiftine “Common Flow Down-CFD (akım alanını daraltacak şekilde)” ve ikincisine ise “Common Flow Up-CFU (akım alanını genişletecek şekilde)” adı verilmektedir. Torii ve arkadaşları [21] ve Allison ile Dally [22] her iki yapıyı birbirleriyle karşılaştırmış ve CFU’nun ısı transfer özellikleri yönünden daha iyi olduğu sonucunu elde etmiştir. Buna rağmen, Kim, Fiebig ve Biswas [23, 24, 25] ise CFD’ nin daha iyi ısı transfer özellikleri gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır. Bu tez ile literatürdeki zıt görüşlerden kaynaklanan bu boşluğun doldurulması amaçlanmaktadır. Bahsedilen boşluğun doldurulması, girdap-üreticili kanalda meydana gelen ısıl ve hidrodinamik yapıların birlikte değerlendirilmesini gerektirmektedir.



Şekil 2.3. CFD ve CFU delta-kanat konfigürasyonları [26].

Aşağıda uçak aerodinamiğinde kullanılan delta-kanat tipleri gösterilmiştir [27].



Şekil 2.4. Üçgen biçimli delta-kanat tip modelleri [27].

Fiebig [28] boyuna girdapların enine girdaplara göre ısı transferinin iyileştirilmesi açısından daha yararlı olduğunu belirtmiş, ısı transfer yüzeyine yerleştirilmiş iki boyutlu üçgen ve dikdörtgen girdap üreticilerin sınır tabaka ve akış kanalına ters yönde yerleştirilmesi ile ısı transferinin iyileştirilmesini sağladığını, ayrıca laminar ve türbülanslı akışlarda yüksek Reynolds sayılı kalıcı akışlar meydana getirdiğini ifade etmiştir. Delta-kanat girdap üreticilerin ısı transferinin iyileştirilmesine katkısının laminar akışlarda daha iyi olduğu, delta-kanat hücum açısının 45° olduğu durumda ısı transfer artışının en iyi durumda olduğu belirtilmiştir.

Hwang ve Cheng [29] duvar çarpırmalı soğutulan jetlerde giriş kısmına farklı tepe duvar açılına sahip üçgen kanal yerleştirerek 3000- 12000 Reynolds sayı

aralığında yaptıkları çalışmalarda Reynolds sayısı arttığında tüm duvarlarda ısı transferinin de arttığı, tabana dik yerleştirilmiş üçgen kanalın zeminle yaptığı tepe duvar açısı 60° olan kanalın alan ortalamalı ısı transferini arttırdığını tespit etmişlerdir.

Tiwari ve arkadaşları [30], sıvı-gaz kullanımlı çapraz akım ısı dönüştürücülerde, boru yüzeyine oval tüp ve delta kanatlar yerleştirilerek, 3 boyutlu sonlu hacimler yöntemi ile ağ donanımının oluşturulması, Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin çözümüyle kanalda laminar akış ve ısı transferinin incelenmesi kapsamında yaptıkları çalışmada, Reynolds sayısını 1000 olarak almışlardır. Oval tüp ve delta-kanat kullanılan, gazla ısı dönüştürme işleminin yapıldığı ısı dönüştürücülerin boyutlarının küçültülerek aynı ısı transfer katsayısının elde edilebileceği sonucuna ulaşmışlardır. Değişik konfigürasyonlarda yerleştirilen delta-kanat tipleri için ise 4 çift girdap üreticinin ısı dönüştürücünün yüzeyine yerleştirildiği (iç kısımlara CFD, dış kısımlara CFU) konfigürasyonun zaman ortalamalı Nusselt sayısını, delta-kanat yerleştirilmemiş göre % 100 arttırdığını belirtmişlerdir. Isı transfer gelişiminin ise delta-kanat yerleştirilmemiş göre iki delta-kanat çifti için (iç kısımlara CFD, dış kısımlara CFU) % 43,86 oranında tespit etmişlerdir.

Kwak ve arkadaşları [21, 31] üç sıra kanatlı boru demetlerinde kullanılan tek sıra CFU ve CFD konfigürasyonlu delta kanatların ısı transferinin artırılması ve basınç kaybının azaltılmasına etkileri ile ilgili yaptıkları çalışmalarda, 350- 2100 Reynolds sayısı aralığında (laminar akış için) delta-kanat kullanılmadığı duruma göre, boru demetlerinin içine zikzaklı olarak yerleştirilen tek sıra CFD delta-kanat çiftinin ısı transferinde % 5- 15 artış ve basınç kaybında % 2- 10 azalma, boru demetlerinin içine zikzaklı olarak yerleştirilen tek sıra CFU delta-kanat çiftinin ise ısı transferinde % 10- 30 artış ve basınç kaybında % 34- 55 azalma meydana getirdiğini, boru demetlerinin içine zikzaklı olarak çift sıra CFD delta-kanat yerleştirildiğinde tek sıra yerleştirildiği duruma göre ısı transferinde % 6- 15 artış ve basınç kaybında % 61- 117 azalma meydana getirdiğini belirtmişlerdir.

Yakut ve arkadaşları [32] tarafından yapılan bir deneysel çalışma, farklı geometriye sahip çift-taraflı delta-kanatlar altında olan bantlarda farklı Reynolds sayısına

sahip akışlar için gerçekleştirilmiştir. Delta kanat hücum açıları 30° , 60° ve 90° , kanatçık yükseklikleri 8, 12 ve 16 mm, kanat genişliği 25, 50 ve 75 mm, Reynolds sayıları ise 3690, 10493 ve 16906 olarak, Taguchi deneysel tasarım yöntemiyle, türbülatorün optimum parametreleri olan Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı, girdapların dalgalanma basınç genliği ve girdap dökülme frekansı parametreleri göz önünde bulundurularak çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Isı transferini en çok etkileyen parametrenin Reynolds sayısı olduğu, maksimum ısı transfer oranının 16906 Reynolds sayısı, 60° hücum açısı, 25 mm genişlik, 16 mm kanat yüksekliği olarak elde edilmiştir. Sürtünme katsayısını en çok etkileyen parametrenin ise kanat yüksekliği olduğu ve optimum sonuçların 16906 Reynolds sayısı, 30° hücum açısı, 75 mm genişlik, 8 mm kanat yüksekliği olarak elde edilmiştir. Girdapların basınç değişimleri en düşük Reynolds sayısı için 10 kat artarken, en yüksek Reynolds sayısı için 3 kat olarak elde edilmiştir. Reynolds sayısı artışının girdap saçıntı frekansının artmasına neden olduğu ve en yüksek frekansın 16906 Reynolds sayısı, 30° hücum açısı, 25 mm genişlik, 8 mm kanat yüksekliği şartlarında elde edildiği belirtilmiştir. Tüm çalışma parametreleri dikkate alındığında optimum sonucun 16906 Reynolds sayısı, 30° hücum açısı, 25 mm genişlik, 8 mm kanat yüksekliği şartlarında elde edildiği belirtilmiştir.

Bir kanalda kullanılan kanatçıkların, karşılıklı dönen uzunlamasına girdaplar yaratmak suretiyle ısı transferini artırmak amacıyla kullanıldığı bilinmektedir. Hiravennavar ve arkadaşları [33] yaptıkları araştırmada, sıfır olmayan kalınlıkta bir delta-kanat çiftini laminar akış olan bir kanala yerleştirerek hidrodinamik ve girdap üretici alanlar yaratmak suretiyle akış yapısı ve ısı transferi gelişimini incelemişlerdir. Hesaplamalar modifiye Marker-ve-Cell (MAC) yöntemi kullanılarak kararsız, üç-boyutlu, sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemleri çözülerek yapılmıştır. Akış yapısı karmaşık olup ana, köşe ve birbirleriyle indüklenen girdaplar şeklinde oluşmuştur. Elde edilen sonuçlar içinde kanatçık olmayan bir kanal ile karşılaştırıldığında, ısı transferinin tek kanatçık kullanıldığı zaman % 33 oranında, bir kanatçık çifti kullanıldığında % 67 oranında geliştirilmiş olduğunu tespit etmişlerdir.

Allison ve Dally [22] bir kanat boru radyatör performansına kullanılan delta-kanatların girdap oluşturma etkilerini incelemek amacıyla deneysel bir çalışma yapmışlar

ve delta-kanatlar borunun üst akış bölgesine CFU konfigürasyonunda yerleştirilmiştir. Girdap üreticiler sayesinde boru yüzeyinde lokal olarak hız gradyanlarında ve Nusselt sayısında artış meydana gelmiştir. En iyi akışı 39°'lik delta kanat açısıyla yerleştirilen konfigürasyonun sağladığı ve bu konfigürasyonun normal bir havalandırma panjur yüzeyine göre % 87 oranında yüzeyin azalmasını sağladığı, ayrıca basınç kaybının normal bir havalandırma panjur yüzeyine göre % 53 daha az olduğu, fan enerji tüketiminin de % 54 oranında azaldığı belirtilmiştir.

Wu ve Tao [34] yan yana düzenlenmiş uzunlamasına girdap üreticilerle donatılan kanat boru ısı dönüştürücülerde, üç boyutlu nümerik analiz yöntemiyle laminar akışta ısı transferinin incelenmesi kapsamında yaptığı çalışmalarda, 800- 2000 Reynolds sayı aralığında 30° ve 45° hücum açısı parametreleri için optimizasyon çalışması yapmışlardır. Isı transfer gelişiminin doğal mekanizması bu uzunlamasına girdap üreticiler sayesinde meydana gelmekte ve alan sinerji ilkesi olarak açıklanmakta olup, girdap üretici tarafından üretilen ikinci akış kesişme açısının azaltılması ile sonuçlanır ve akışkan hız ve akışkan ısı gradyanlarına neden olur. Buna ek olarak, delta-kanat hücum açısının 45° derece olması durumunda ısı transferinin iyileştirilmesi 30° hücum açısına göre daha fazla olmaktadır. Yüksek Reynolds sayılarında delta-kanat hücum açısının 45° olması durumunda basınç düşüşlerinde artış meydana gelmekle beraber 30° hücum açısında basınç düşüşlerinde hafif bir azalma şeklinde görülmektedir. Delta-kanat çiftlerinin meydana getirdiği uzunlamasına girdaplar güçlü ikincil akış hızları sayesinde 30° hücum açısında Nusselt sayısının % 16- 20, 45° hücum açısında Nusselt sayısının % 20- 25 artmasına neden olur.

Amro ve arkadaşları [35] tarafından gaz türbinlerinde kullanılan yivli üçgen soğutma kanalında ısı transferini incelemek amacıyla yapılan deneysel araştırmada gaz türbinlerinin soğutulduğu ilk kısım olan pervane kanadının ön kenarında yüksek dış ısı yükü görülür. Kenarları yuvarlatılmış yivli üçgen kanalda iç soğutma ile gaz türbinlerinin soğutulması kapsamında 50000- 200000 Reynolds sayı aralığında yapılan bu çalışmada birbirine 60° açıyla yerleştirilen üçgen kanalların 45° açıyla yerleştirilenlere göre ısı transferinin iyileştirilmesinin daha iyi olduğu bununla birlikte 60° açıyla yerleştirilen üçgen kanalların 45° açıyla yerleştirilenlere göre daha yüksek sürtünme katsayısına sahip

olması nedeniyle ısı transfer katsayılarının lokal ve ortalama dağılımına bakılarak 45° açıyla yerleştirilenlerin daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır.

Nakod ve arkadaşları [36] tarafından kanatlı yüzeyler ve 4 milimetre eşkenar üçgen girdap üretici kullanarak çarptırılmalı dairesel hava jeti ve düz plaka arasındaki ısı transferi güçlendirme kapsamında 7000- 30000 Reynolds sayı aralığında yapılan deneysel çalışmalarda eşkenar üçgen girdap üreticiler kullanılmış kanatlı yüzey biçimine bağlı olarak Nusselt sayısının doğrudan etkilendiği ve ısı transfer katsayısının kanatlı yüzeylerde % 77 artış gösterdiği, dairesel hava jeti etrafında tek sıra 6 adet eşkenar üçgen girdap üretici kullanıldığında ısı transfer katsayısındaki artışın 25000 Reynolds sayısı için % 110 olduğu belirtilmiştir.

İkincil akış genellikle konvektif ısı transferinin iyileştirilmesi amacıyla kullanılmakta olup, Chang ve arkadaşlarının [37] lokomotif ısı dönüştürücülerinde ana akış yönündeki enlemsel girdaplara ikincil akış elde etmek suretiyle, üç sıra çapraz yerleştirilmiş düz kanat kullanarak nümerik analiz metoduyla yaptığı bir çalışmada, başlangıç sınır tabaka bölgesi dışında ikincil akıştaki Nusselt sayısının enlemsel girdaptaki Nusselt sayısı ile aynı eğilimde olduğunu, ikincil akışın özellikle giriş bölgesi sınır tabaka özelliklerini ısı transferi açısından etkilemediğini ortaya koymuşlardır.

Tang ve arkadaşları [38] tarafından kanat-boru ısı dönüştürücülerde farklı kanat-boru konfigürasyonlarının optimizasyonu kapsamında delta-kanat boylamsal girdap üreticiler kullanılarak 4000- 10000 Reynolds sayı aralığında yapılan deneysel ve nümerik analiz çalışmaları sonucunda optimizasyondan önce yarı kanat tipi kullanılan ısı dönüştürücülerin yüksek Reynolds sayılarında en iyi ısı transfer performansını gösterirken, girdap üretici kullanımı ile yapılan optimizasyon sonrasında geniş hücum açısına sahip, büyük genişlik ve yüksekliği az girdap üreticilerin yarı kanatlara göre ısı dönüştürücünün ısı transferi genel performansını iyileştirdiği sonucunu elde etmişlerdir.

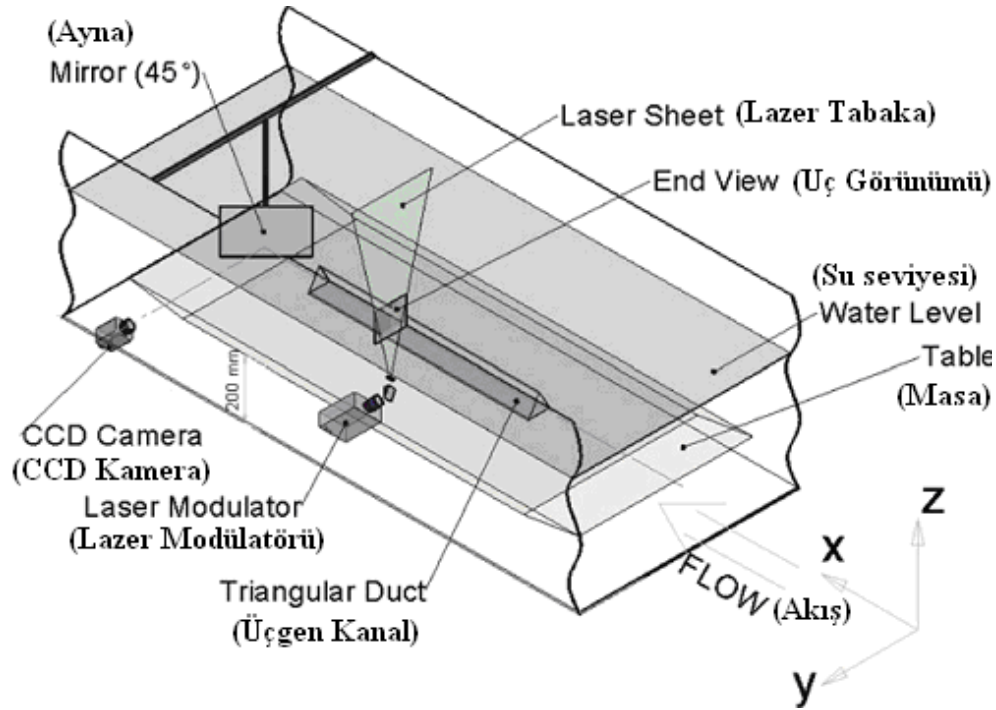
Lei ve arkadaşları [39] delta-kanat girdap üreticilere sahip yeni ısı dönüştürücülerin hidrodinamik ve ısı transferi özellikleri ile ilgili 600- 1200 Reynolds sayı aralığında CFD yöntemiyle yaptıkları çalışmada, hücum açısı 10° - 50° aralığında,

kanat genişliğinin kanat yüksekliğine olan oranı 1- 4 arasında değişik konfigürasyonlar denenmiş, sonuçlar alan sinerji ilkesi göz önünde bulundurularak, hız ve sıcaklık gradyenlerinin ısı transferini güçlendirmesine katkıları hesaplanmıştır. 20° hücum açısı kanat genişliğinin kanat yüksekliğine olan oranı 2 olduğunda en iyi ısı dönüştürücü performansı elde edilmiştir. CFU konfigürasyonu ile yerleştirilen girdap üreticinin basınç kayıpları olmadan düşük Reynolds sayılarında büyük Reynolds sayılarına göre daha iyi ısı transferini iyileştirdiği, Reynolds sayısı arttırıldığında ısı transfer katsayısının arttığı, ancak yüksek Reynolds sayılarında akış hızı ve sıcaklık gradyenlerinin zayıfladığı, hücum açısı arttığında ısı transfer katsayısının hafif şekilde arttığı, bunun hız ve sıcaklık gradyenleri arasındaki açının azalmasına bağlı olduğu, ancak sürtünme katsayısının kuvvetli bir şekilde arttığı belirtilmiştir. j/f oranı olarak belirtilen London area goodness faktörünün (j : Colburn j -factor f : sürtünme faktörü) azaldığında Reynolds sayısının artması ile ısı dönüştürücü performansını iyileştirdiğini ortaya koymuşlardır.

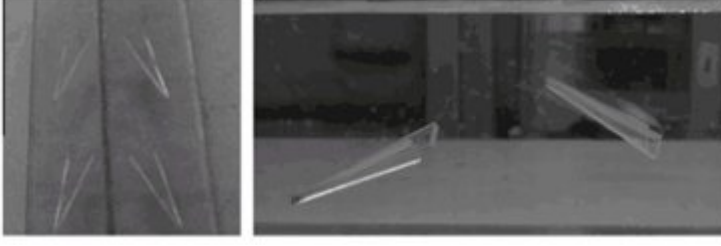
Promwong ve arkadaşlarının [40] birleşik kaburga ve delta-kanatlarla donatılmış güneş enerjili hava ısıtıcı kanalın termal davranışlarının incelenmesi kapsamında yaptıkları çalışmada kanat genişliğinin kanat yüksekliğine olan oranı 10, kanat yüksekliği 30 milimetre, 5000- 22000 Reynolds sayı aralığında levha tabanının kanal girişine 10 çift yerleştirilen delta-kanatların hücum açıları 30°, 45° ve 60° olarak değişik konfigürasyonlarda delta-kanatlar yerleştirilmiştir. Geniş hücum açısıyla yerleştirilen delta-kanatların üst akış bölgesinde alt akış bölgesine göre yüksek ısı transfer oranı ve sürtünme kaybı meydana geldiği, düşük açılı kanatlara göre daha iyi olduğunu elde etmişlerdir. 60° hücum açılı delta-kanadın Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründe yüksek artış sağlarken 30° hücum açılı delta-kanadın en iyi termal özellikleri sağladığını belirtmişlerdir.

Akçayoğlu [26] delta-kanatlarla ilgili yaptığı deneysel çalışmada girdap üretici jeneratörlerin üçgen kanalının eğimli yüzeyleri üzerine monte edilen çift sıra yarım delta-kanat tipinin yatay eşkenar üçgen kanallarda akış yapısını incelemiştir. Test kanalları, sırasıyla, aynı aksel uzunluğa ve hidrolik çapa sahip olup bu uzunluklar sırasıyla 4 metre ve 58,3 mm' dir. Her kanal çift sıra 30° hücum açısı ile kanalın eğimli yüzeylerine monte edilen CFU ve CFD konfigürasyonuna sahip delta kanat çiftleri ile düzenlenmiştir.

Akış alanı ölçümleri Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm Tekniği ile hidrolik çap esas alınarak 1000- 8000 aralığında Reynolds sayıları kullanılarak yapılmış, iki farklı girdap üretici konfigürasyonlar ile oluşturulan ikincil akış alanı farklılıkları ayrıntılı olarak incelenmiştir. Birinci kanalda iki sıra CFU konfigürasyonuna sahip delta kanatlar, ikinci kanalda çift sıra bir CFU bir CFD konfigürasyonuna sahip delta-kanat olacak şekilde kanallar düzenlenmiştir. Akış alanı incelendiğinde her iki kanal için de birbirine karşı dönen çift girdap odaklı bir akış alanı meydana geldiği görülmüştür. Reynolds sayısı azaldıkça, CFU-CFD konfigürasyonuna sahip kanalın içinde meydana gelen alt akışın diğer konfigürasyona göre daha güçlü olduğu ve iki odaklı girdap alanının daha çabuk meydana geldiği görülmüştür ki bu da ısı transferini güçlendirme açısından çok önemlidir. Ayrıca önemli bir noktada ikincil akış alanının CFU-CFD konfigürasyonuna sahip kanalın içinde daha kuvvetli olduğu şeklindedir. Reynolds sayısı arttığında ise girdap merkezindeki akım çizgileri arasındaki mesafenin her iki konfigürasyon içinde azaldığı, ancak CFU-CFD konfigürasyonuna sahip kanal için daha geniş bir akım alanı meydana getirmesi ve bununda ısı transferini artırması nedeniyle daha iyi bir konfigürasyon olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 2.5. Parçacık görüntülemeli hız ölçüm tekniği deney modeli [26].



Şekil 2.6. Girdap üreticilerin üst ve yan görünüşleri [26].

Bu çalışmada eşkenar üçgen kesitli kanallarda CFU ve CFD konfigürasyonları için hidrodinamik ve ısı özellikler belirlenmiş ve bu konfigürasyonlar tarafından yaratılan akım ve ısı transfer mekanizmaları, farklı geometrik özellikler ve çalışma parametreleri de göz önüne alınarak, ayrıntılı olarak araştırılıp sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılarak ve hangi konfigürasyonun optimum özellikleri sağladığı belirlenmesi sayesinde ısı transferini iyileştirme kapsamında oldukça yararlı bilgiler elde edilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)

Genel olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği, her türlü akışkan ve akışının değişik koşullardaki analizini yapmaya yarayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana denklem (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınır ve bu denklemler sayısal çözümlerle akış içindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımları ve bu parametrelere bağlı olarak birçok veriye ulaşılır.

Günümüzde hesaplamalı akışkanlar dinamiği araştırma–geliştirme ve ürün tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak bir uçak kanadının üzerindeki basınçlar, bir yeraltı rezervuarının sıcaklık dağılımı, bir ortamdaki hava akımı dağılımı veya hareketli bir arabanın etrafındaki hava hızı gibi akış ile ilgili birçok parametre bulunabilir. Son yıllardaki hesaplamalı akışkanlar dinamiği teorisi ve bilgisayar yazılımlarındaki gelişmeler yüksek türbülanslı akışların ve dinamik sistemlerin nümerik olarak incelenmesine ve sanal ortamda simüle edilmesine olanak sağlamıştır. Ayrıca, tek fazlı akışların yanında çok fazlı akışlar da artık çözülebilir hale gelmiştir. Örneğin pompalarda kavitasyon gibi zararlı etkenlerin yapısı incelenmekte ve alınan sonuçlara göre önlemler alınmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin hızlı gelişmesi ve başarılı analizlerin elde edilmesi sonucunda, teknik alanda bu konu bir branş haline gelmiştir. Günümüzde profesyonel olarak bu alanda çalışan ve değişik akışların çözümünü elde eden uzmanlara ulaşmak zor değildir [41].

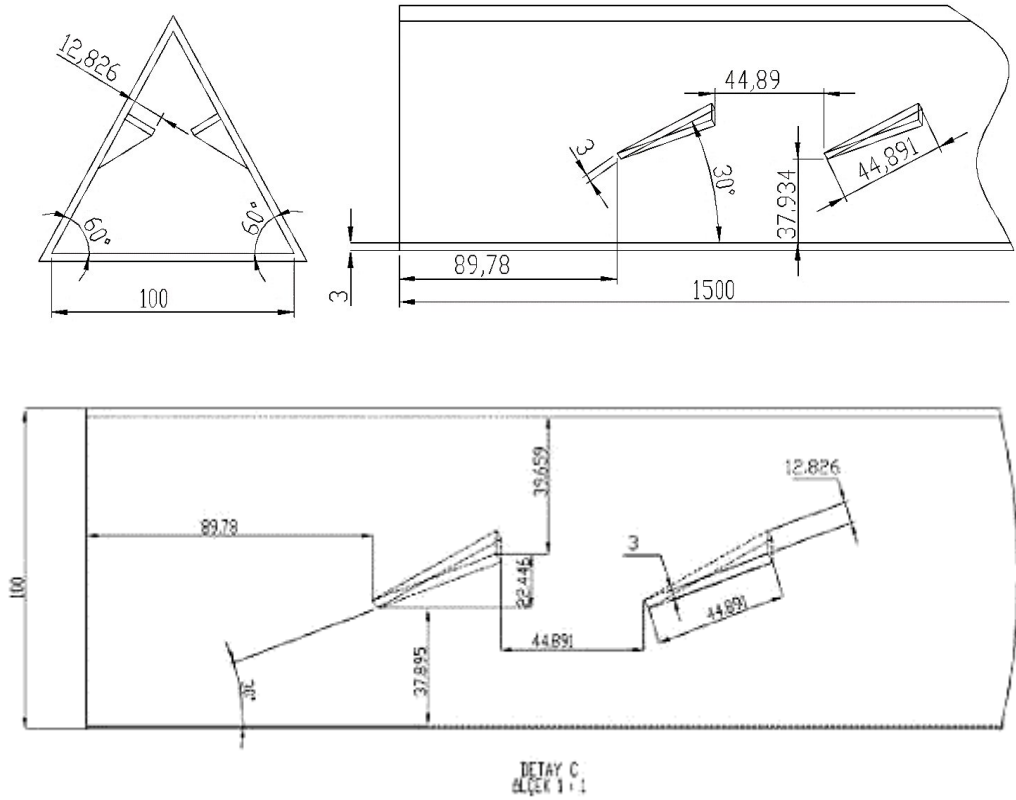
Bilindiği üzere mühendislik sistemlerinde akışla ilgili analizler iki temel yaklaşım kullanılarak gerçekleştirilirler. Bunlar deneysel ve sayısal çalışmalardır. Birincisi bir rüzgar tüneli veya başka bir yerde incelenecek cismin küçük bir modelinin yapılmasını, ikincisi ise akışla ilgili diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözdürülmesini gerektirir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) bilgisayar(lar) kullanarak akışla ilgili denklem takımlarının çözdürülmesidir. Günümüzde birbirlerini tamamlamaları dolayısıyla gerek endüstriyel çalışmalarda

gerekse de akademik araştırmalarda deneysel ve hesaplamalı çalışmalar beraber gerçekleştirilmektedir. Kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri, basınç düşüşü veya güç analizleri deneysel olarak incelenirken, kayma gerilmeleri, hız ve basınç profilleri ve akım hatları gibi akışa ait detaylı bilgilere HAD kullanılarak erişilmektedir [42]. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere ve matematik hesaplarındaki ilerlemelere bağlı olarak gittikçe daha fazla bir biçimde akademik ve endüstriyel çalışmalarda kendini göstermeye başlamıştır. İlk zamanlarda deneysel akışkanlar dinamiğinin yanında sınırlı olarak kullanılırken sonraları (geçerliliği ve doğruluğu kanıtlanmak üzere) tasarım iyileştirmelerinde daha fazla kullanılır olmuştur. Geometrinin kolayca oluşturulup analiz edilmesine imkan vermesinin yanında, deneysel çalışmalara oranla oldukça da ucuz olması HAD' nin yerini sağlamlaştırmıştır. Günümüzde enstitülerde, üniversitelerde ve endüstride yaygın olarak HAD' den yararlanılmaktadır. Buna örneğ olarak, ticari uçak pazarının lideri olan BOEING firmasında yılda ortalama 20000 HAD çalışmasının yürütülmesi gösterilebilir [43]. Ancak bu kadar yaygın olarak kullanılmasının yanında yukarıda da bahsedildiği gibi HAD ile yapılan analizlerin hemen hemen her safhasında sonuçların geçerliliği ve doğruluğu ya deneysel sonuçlarla ya da doğruluğu kabul edilmiş bir referans çalışma ile mutlaka mukayese edilmelidir [44, 45].

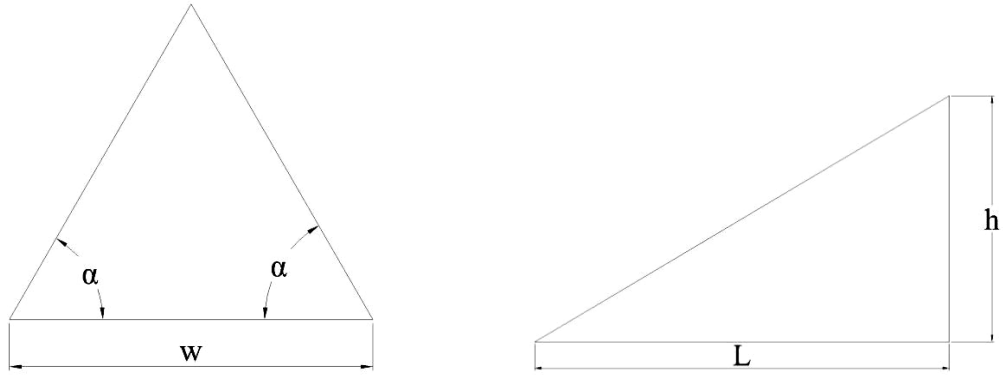
Bu tez çalışmasında HAD yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen çalışmalarda Akçayoğlu' nun [26, 46] yapmış olduğu deneysel çalışmalarla kıyaslama yapılarak sonuçların doğruluğu test edilmiştir. PIV (Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm Tekniği) yöntemi ile gerçekleştirilen bu deneysel doğrulama çalışmasında deney modelinin boyutları referans alınmış olup, "D" eşkenar üçgen kanalın hidrolik çapı olmak üzere; kanalın uzunluğu $x=963,7$ mm (16.5D), kanatçıkların taban uzunluğu $L_w=44.89$ mm (0.77D), yüksekliği $H_w=12,8$ milimetredir (0.22D). İlk kanatçığın kanalın girişine olan uzaklığı $a=89.78$ mm ($2x$ 0.77D), kanatçıkların tabana olan uzaklığı $y=37.89$ mm (0.67D); kanatçıkların akış yönüyle yaptığı açı (β hücum açısı) 30° ; iki kanatçık arasındaki yatay mesafe $b=44.89$ milimetredir ($b=0.77D$) (şekil 3.1- şekil 3.5).

h kanatçık yüksekliği, L kanatçık uzunluğu olmak üzere, literatür incelendiğinde, yapılan çalışmalarda, kanatçık uzunluğunun kanatçık yüksekliğine oranının (L/h oranı) genellikle 2 olarak alındığı, [47, 48] tespit edildiğinden, ayrıca doğrudan karşılaştırmaların yapıldığı deneysel çalışmada da bu oran kullanılmasından dolayı, bu tezde yapılan çalışmalarda L/h=2 alınmıştır.

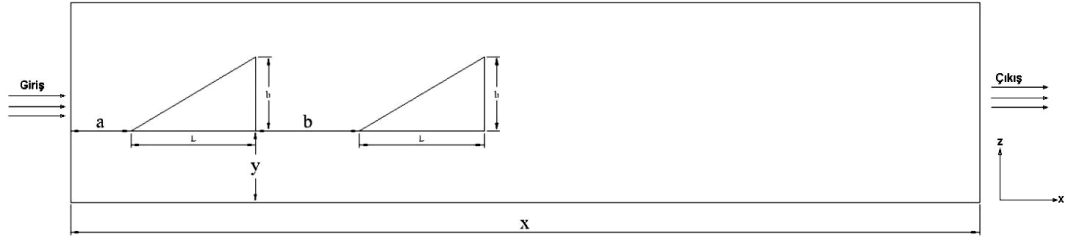
Gerek üçgen kanallara ait, gerekse delta-kanatlar ile ilgili bu geometrik parametreler, literatürden seçilen deneysel çalışmalardan elde edilmiştir [26, 46]. SOLID WORKS katı modelleme programı kullanılarak yapılan çizim işleminden sonra “DESIGN MODELER” modülü ile çizim hataları onarılmış ve “ANSYS MESH PLATFORM” ile ağ donanımları oluşturulmuştur. Daha sonra türbülans modelleri kullanılarak ANSYS FLUENT yazılımı ile çözümler gerçekleştirilmiş, ANSYS CFD POST son işleme yazılımı ile de çözüm sonuçları elde edilmiştir.



Şekil 3.1. Deneysel modelin çizimi, geometrik detaylar, üçgen kanalın ön ve yan görünüşü (mm)



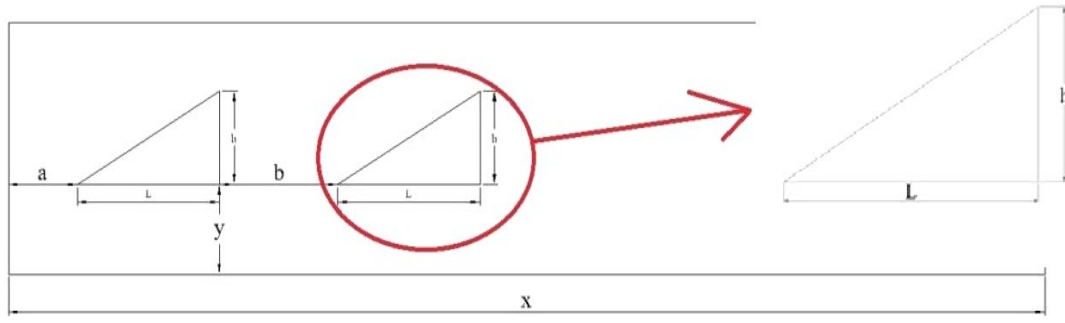
Şekil 3.2. Giriş parametreleri w : Üçgen kanalın kenar uzunluğu, α : Üçgenin taban açısı, h : Kanat yüksekliği, L : Kanat uzunluğu.



Şekil 3.3. Giriş parametreleri y : Üçgen kanalın tabanı ile kanadın tabanı arasındaki mesafe, a : Giriş ile ilk kanat arasındaki x -uzaklığı, b : Kanatlar arası x -uzaklığı, x : üçgen kanalın akış yönündeki uzunluğu (1500mm).



Şekil 3.4. Giriş parametreleri β : Hücum açısı



Şekil 3.5. Kanatçıkların geometrik boyutları (x: kanal uzunluğu)

3.2. TAŞINIMLA (KONVEKSİYONLA) ISI TRANSFERİ

Taşınım ile ısı geçişi, iki mekanizmadan oluşmaktadır. Rast gele moleküler hareket (yayılm) sonucunda enerji aktarımının yanı sıra, akışkanın kitle veya makroskopik hareketi ile de enerji aktarımı olur. Bu akışkan hareketi herhangi bir anda, çok sayıda molekülün, topluca veya kümelenmiş olarak hareket etmesi ile ilgilidir. Bir sıcaklık gradyanı olması durumunda, böylesi bir hareket, ısı geçişine katkıda bulunur. Küme içindeki moleküller rast gele hareketlerini korudukları için, toplam ısı geçişi, moleküllerin rast gele hareketi ile ve akışkanın kitle ile oluşan enerji aktarımlarının bir toplamıdır. Bu toplam aktarım söz konusu olduğunda, taşınım terimi; akışkanın kitle hareketi ile oluşan aktarım söz konusu olduğunda ise, adveksiyon terimi kullanılır [41].

3.2.1 Doğal Taşınım, Zorlanmış Taşınım Ve Karışık Taşınım

Taşınım ile ısı geçişi, akışın türüne göre sınıflandırılabilir. Akış, bir fan, bir pompa ve atmosferik rüzgarlar gibi dış etki ile oluşuyorsa, zorlanmış taşınım söz konusudur. Örnek olarak, elektronik devre elemanlarının bir fanın oluşturduğu veya zorladığı akış sonucu taşınım ile soğutulması gösterilebilir. Buna karşın, doğal (veya serbest) taşınım da akış, akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin neden olduğu yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri ile ilişkilidir. Örnek olarak durgun hava içindeki sıcak elektronik devre elemanlarını ele alalım. Elemanlar ile temas eden havanın sıcaklığında bir artış, dolayısıyla da yoğunluğunda bir azalma olur. Bu hava çevredeki havadan daha hafif olduğu için oluşan kaldırma kuvvetleri,

levhalardan yükselen ılık havanın yerini, daha serin çevre havasının aldığı bir düşey hareketi başlatır [41].

Zorlanmış taşınım ve salt doğal taşınımın yanı sıra, zorlanmış ve doğal taşınımın birlikte yer aldığı durumlar da oluşabilir. Bu durum karışık taşınım olarak adlandırılır. Akış hızları küçük ise ve/veya kaldırma kuvvetleri büyük ise, dışarıdan zorlanan akış ile kıyaslanabilir bir ikinci akış oluşabilir. Kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan akış, zorlanmış akışa dik doğrultuda olur ve bu akışın elemanlarından taşınım ile ısı geçişi üzerinde kayda değer bir etkisi olur. Havayı devre elemanlarının üzerinden akışa zorlayan bir fan kullanılsaydı karışık taşınım oluşurdu. Bu durumda, hava yukarıya doğru üflenirse, kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan akış desteklenir. Aşağı doğru üflenirse kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan akışa karşı konmuş olur [41].

Taşınım ile ısı geçişinin tüm türleri için kullanılan denklem,

$$Q = hA(T_y - T_\infty) \quad (3.1)$$

şeklindedir. Bu denklemde;

Q : Taşınım ile transfer edilen ısı miktarı (W)

h : Isı taşınım katsayısı ($W/m^2 K$)

A : Isının transfer edildiği alan (m^2)

T_y : Yüzey sıcaklığı (K)

T_∞ : Akışkan sıcaklığı (K)'ni göstermektedir [41].

3.3. AKIŞKAN HAREKETİNİN TANIMI

Akışkan hareketi genel olarak Euler yöntemi ile tanımlanmakta olup, çoğu deneysel tekniğin verdiği bilgilerle uygun bir biçimde akım değişkenleri hakkında bilgi verir ve bu da çoğu pratik uygulama için uygun düşer. Bu nedenle akışkan hareketinin tanımlanmasında en çok kullanılan yöntem Euler yöntemidir.

Euler yöntemi akım değişkenlerinin hareket boyunca her bir andaki uzaysal dağılımını verir. Örneğin kartezyen koordinat sisteminde hız bileşenleri

$$u = u(x, y, z, t)$$

$$v = v(x, y, z, t)$$

$$w = w(x, y, z, t) \text{ şeklindedir [49].}$$

3.3.1. Akışkan Hareketinin Gösterilmesi

Girdap hızdaki kıvrımlar olarak tanımlanmakta olup hız ile hız konturundaki artışın çarpımı ile Denklem 3.2' de gösterildiği şekilde ifade edilir.

$$\omega = \nabla \times v \quad (3.2)$$

Akışkan hareketinin görsel tanımlanması için önemli üç çizgi vardır: Yörünge çizgisi, akım filamentleri ve akım çizgisi [49].

3.3.1.1. Yörünge

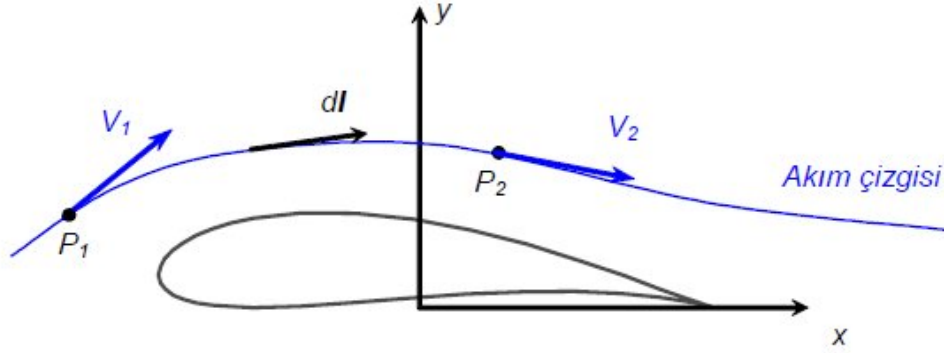
Herhangi bir akışkan akımı çok sayıda akışkan zerreciklerinin hareketi olarak göz önüne alınırsa, herhangi bir akışkan zerresinin hareketi sırasında izlediği yola bu akışkan zerresinin yörüngesi denir. Herhangi bir akım alanındaki akışkan zerreciklerinin her birinin genel olarak ayrı bir yörüngesi bulunmakla birlikte bazı akışkan zerreciklerinin yörüngeleri üst üste çakışabilir [49].

3.3.1.2. Akım filamentleri

Bir akım alanının herhangi bir noktasından art arda çıkmış bulunan akışkan zerreciklerinin herhangi bir anda buldukları noktaları birleştiren çizgiye akım filamentleri adı verilir. Örnek olarak bir sigaradan çıkan duman filelerini gösterebiliriz. Daimi akımlarda akım filamentleri şekillerini korurken, daimi olmayan akımlardaki akım filamentleri zamanla yer ve şekil değiştirirler [49].

3.3.1.3. Akım çizgisi

Herhangi bir anda yerel hız vektörüne paralel çizgilerle bir başka eğri takımı elde edilebilir. Herhangi bir anda akışkan içindeki bir P noktasında akım çizgisinin denklemini analitik olarak ifade etmek için V hız vektörü dl akım çizgisi elemanına paralel olmalıdır [49].



Şekil 3.6. Akım çizgisi [49].

3.4. AKIŞKAN İÇERİSİNDEKİ KUVVETLER

Akışkan hareketinin dinamiğini anlayabilmek için bir akışkan elemanına etkiyen kuvvetlerin tiplerini incelemekte yarar bulunmaktadır. Burada, ele alınacak kuvvetler bünye kuvvetleri ve yüzey kuvvetleridir. Bünye kuvvetleri, yerçekimi kuvveti veya manyetik kuvvet gibi akışkanın temasına bağlı olmayan kuvvetlerdir ve akışkan içerisindeki lokal yoğunlukla orantılıdır. Yüzey kuvvetleri ise teğetsel ve normal yönde olarak belirtilebilir [49].

3.5. AKIŞKAN HAREKETİNİN SINIFLANDIRILMASI

3.5.1. Sıkıştırılabilir Ve Sıkıştırılmaz Akışlar

Eğer bir akışta yoğunluk değişimleri ihmal edilebiliyorsa akış sıkıştırılmaz, ihmal edilemiyorsa sıkıştırılabilir akış olarak adlandırılır. Genellikle

sıvılar sıkıştırılmaz, gazlar ise sıkıştırılabilir akışkanlar olarak değerlendirilse de her ikisi içinde bazı istisnalar söz konusudur. Temel ölçüt Mach sayısı olup,

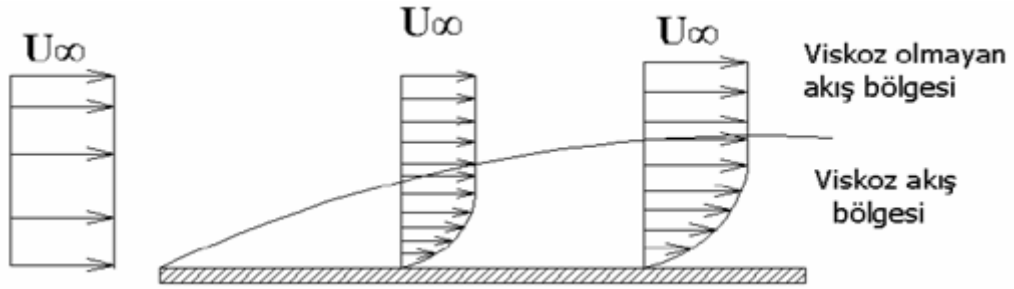
$$Mach = Ma = \frac{V}{C} < 0.3 \quad (3.3)$$

ise akış sıkıştırılmaz olarak kabul edilir (V : Akışkan hızı, C : Yerel ses hızı) [50].

3.5.2. Viskoz Ve Viskoz Olmayan Akışlar

Bir akışta viskozite etkisi ihmal edildiğinde akış viskoz olmayan akış adını alır. Taşınım problemlerinde akışkan viskozitesinden dolayı, yüzey ile akışkan arasında bir hız (hidrodinamik) ve sıcaklık (termal) sınır tabakası oluşur.

Örnek olmak üzere, Şekil 3.7’ de düz levha üzeri (laminar) bir akışta hız sınır tabakasının, levha uzunluğu boyunca nasıl geliştiği gösterilmiştir. Levhanın U_{∞} sabit hızıyla akan bir akışkan içine konulması halinde, levhaya değen parçacıkların hızı yapışma sonucu sıfır olur. Böylece cidara yakın yerlerde hızın, sıfırdan U_{∞} değerine ulaştığı ince bir tabaka oluşur. Bu tabakaya 1904 de Prandtl tarafından hidrodinamik sınır tabaka ismi verilmiştir. Levhanın ucunda sıfır olan sınır tabaka kalınlığı akış yönünde giderek artar [50].

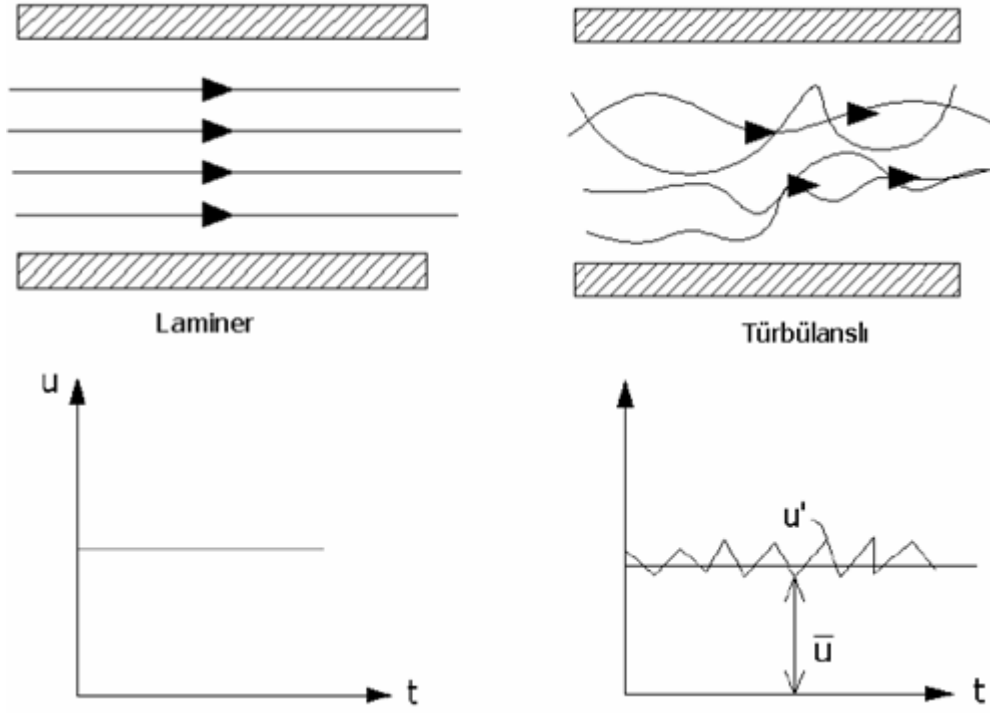


Şekil 3.7. Düz levha üzeri (laminar) akışta sınır tabakanın gelişimi [50].

3.5.3. Laminar Ve Türbülanslı Akışlar

Viskoz akışlarda, akışın karakterine bağlı olarak iki tür akış bölgesi/ türü söz konusudur. Laminar akışta, akış yapısı, akış tabakalarının hareketi ile tanımlanır. Komşu tabakalar birbirlerine karışmaz ve tek bir çizgi halinde hareket ederler.

Türbülanslı akışta ise, akış yapısı rast gele üç boyutta hareket eden partiküllerle tanımlanır. Hız dalgalanmaları nedeniyle tabakalar arası akışkan transferi söz konusudur. Her iki akış karakteri Şekil 3.8’ de gösterilmektedir. Laminer akışta ısı, akışa dik doğrultuda sadece iletimle geçerken, türbülanslı akışta her doğrultuda gerçekleşen titreşimlerle ısı taşınır. Bu nedenle, türbülanslı akışta ısı geçişi, laminer akışa göre çok daha büyük değerler alır. Bir akışın laminer veya türbülanslı akış olması genellikle Reynolds sayısının değerine göre anlaşılmakta olup bu sayının 2300’ ün altındaki akışlara laminer, üstündeki değerlerdeki akışlara ise türbülanslı akış adı verilir. Ancak bazı akışlar ve akış bölgelerinin sınır tabaka adı verilen bölgelerde hem laminer hem de türbülanslı akış görülebilir. [51, 52].



Şekil 3.8. Laminer ve türbülanslı akışlarda akım çizgileri ve hız-zaman grafikleri [51, 52].

3.5.4. Laminer Ve Türbülanslı Sınır Tabaka, Geçiş Bölgesi

Sınır tabakalar, laminer ve türbülanslı olarak iki şekilde bulunabilir. Çoğu zaman laminer olarak başlayan sınır tabaka başlangıç noktasından belli bir uzaklıkta türbülanslı hale dönüşür. Laminer sınır tabakanın türbülanslı hale dönüştüğü bölgeye geçiş (transition) bölgesi adı verilir [51, 52].

3.5.5. Dahili Ve Harici Akışlar

Eğer akış tamamen katı yüzeylerle çevrili ise akış “dahili” yada “kanal içi” akış adını alır. Harici akış ise, sınırlanmamış akış içerisinde bulunan katı cisimlerin üzerinden gerçekleşen akıştır. Dahili ve harici viskoz akışların her ikisi de laminer ya da türbülanslı olabilir. Akış karakteri Reynold Sayısı (Re) ile belirlenir [51, 52].

3.6. KAYMAMA KOŞULU

Katı bir yüzey ile doğrudan temas halinde olan akışkanlar viskoz etkilerden dolayı yüzeye “yapışır”. Kaymama koşuluna neden olan akışkan özelliği viskozitedir. Akışkanlar mekaniği problemlerinin analitik ve sayısal olarak modellenmesinde önemli bir sınır koşulu olarak kullanılmaktadır.

Sürtünme etkilerinin ihmal edilemeyecek kadar önemli olduğu akış bölgelerine (Genellikle katı yüzeye yakın bölgeler) viskoz akış bölgeleri denir. Sürtünme etkilerinin basınç ve atalet kuvvetlerine kıyasla küçük olduğu bölgelere ise viskoz olmayan akış bölgeleri denir [50].

3.7. SINIR TABAKA

Viskozitenin, akışkan tabakalarının birbiri üzerinde kaymaya karşı gösterdikleri direncin bir tür ölçüsü olduğunu söylemek mümkündür.

Aynı direncin etkisi akışkanla katı cidar arasında da söz konusudur. Yani bir akışkan bir katı cisim etrafından geçerken veya bir cisim bir akışkan içerisinde hareket ederken cisim akışkana akışkan da cisme temas yüzeyleri boyunca teğetsel kuvvetlerle etki eder.

Deneyimler göstermektedir ki böyle bir hareket içerisinde temas yüzeyinin bütün noktalarında katı cismin hızı ile akışkanın ortalama hızları aynıdır. Diğer bir deyişle akışkanın katı cisme göre hızı sıfırdır.

Cisme en yakın tabakalarda neredeyse durma hızlarında olan akışkan zerrelere daha üst tabakalardaki biraz daha hızlı komşu akışkan kitlelerine teğetsel kuvvetlerle etki ederek onların yavaşlamasına neden olurlar.

Komşu tabakalar arasındaki bu etkileşim cisimden uzaklaştıkça azalacak biçimde sonsuza kadar devam eder. Bir katı cidar civarında akım hızlarının bu şekilde azalması doğrudan viskozitenin sonucudur. Viskozitenin olmaması halinde, yani sürtünmesiz akımda bu etkinin bulunmayacağını söylemek mümkündür. Aslında bütün akışkanlar viskoz yani sürtünmelidir. Ancak, yüzyılımızın başlarında, modern aerodinamiğin kurucularından olan Prandtl, viskozite etkisinin bir katı cidar yakınında dar bir bölgede çok fazla olduğunu ve bu bölgenin dışına çıkınca etkinin ihmal edilebilir mertebelere indiğini tespit ederek, bir cisim etrafındaki akım alanının farklı karakterde iki bölge halinde incelenmesinin uygun olacağını ortaya koymuştur. Bu bölgelerden, katı cidara yakın olan ve akım hızlarının yukarıda izah edildiği gibi azaldığı bölgeye sınır tabaka adını vermiş, viskozite etkilerinin ihmal edilebilir mertebelere indiği dış bölgeye ise sürtünmesiz akım bölgesi adını vermiştir.

Sınır tabaka genellikle akım hızlarının viskoz olmayan bölgedeki akım hızlarının %99'u ve daha altındaki mertebelerde olduğu bölge olarak tarif edilir. Katı cidardan itibaren, akım hızının sürtünmesiz akım hızının %99'una eşit olduğu tabakaya kadar olan mesafe de sınır tabakanın kalınlığı olarak tanımlanır [51, 52].

3.8. REYNOLDS SAYISI

Reynolds sayısı bir akışkan akımında atalet kuvvetleri ile viskoz kuvvetler (sürtünme kuvvetleri) arasındaki oranı gösteren çok önemli bir parametredir.

$$Re = \frac{\text{Atalet Kuvvetleri}}{\text{Viskoz Kuvvetleri}} \quad (3.4)$$

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (3.5)$$

U — Akışkanın hızı

L — Karakteristik Uzunluk

μ — Akışkanın dinamik viskozitesi

ρ — Akışkanın yoğunluğu [51, 52].

Bu tanımlamaya göre, Reynolds sayısının çok küçük olması halinde bir akım alanının hemen tamamında viskoz kuvvetlerin hakim olacağını söylenebilir. Buna karşılık Reynolds sayısı arttıkça atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetler yanında önem kazandığını görürüz. Reynolds sayısının yüksek değerlerinde ise akım alanının genelinde atalet kuvvetleri baskın olup, bu kuvvetler yanında sürtünme kuvvetlerinin etkisi ihmal edilebilir. Ancak bu halde, akışkanın katı cidarlarla temas halinde olduğu bölgelerde viskoz kuvvetlerin önemi yine büyüktür. Nitekim sınır tabaka dediğimiz oluşumun meydana geldiği bu bölgelerde akışkan hızları, sürtünme kuvvetleri nedeniyle cidar üzerinde sıfır olacak şekilde azalır. Aynı mantıkla sınır tabaka üzerinde Reynolds sayısının etkisini incelersek, Reynolds sayısı arttıkça atalet kuvvetlerinin akım alanının geneli üzerindeki etkisinin daha da artacağını ve viskoz kuvvetlerin hakim olduğu sınır tabaka bölgesinin daha inceleyeceği söylenebilir [53].

Reynolds sayısının sınır tabaka üzerindeki bu genel etkisi dışında önemli bir diğer etkisi de sınır tabakanın laminer halden türbülanslı hale geçiş bölgesinin yeri üzerindedir. Deneyimler göstermiştir ki Reynolds sayısı arttıkça sınır tabaka daha çabuk (yani, daha öndeki bir noktada) türbülanslı hale geçmektedir.

Gerek laminer ayrılma ve türbülanslı ayrılma oluşumu ve konumları ve gerekse laminer ayrılma sonucu bir kabarcık oluşumu yine Reynolds sayısının değerine bağlı olarak önemli ölçüde değişebilen diğer sınır tabaka özellikleridir [53].

Laminar akış çizgisel bir akış olup, akım iplikçığı boyunca akış tabakaları birbirinden tamamen ayrı ve karışmaksızın kaldıkları düzgün akımdır.

Türbülanslı akımda ise, akışkan yörüngeleri karışarak, akış çalkantılı bir şekilde oluşmaktadır. Pompalardaki akış, yüksek hızdan dolayı genellikle

türbülanslıdır. Türbülanslı akışların incelenmesi laminar akışlara oranla oldukça zordur. Bu tip problemlerde türbülansın etkisini katmak için modeller geliştirilmiştir. Bu modellerde akışkanın fiziksel viskozitesine ilave olarak, akışın özelliklerine bağlı diğer bir viskozite terimi tanımlanmakta ve ona türbülans viskozitesi denilmektedir. Bu ek viskozite terimini hesaplamak için araştırmacılar tarafından değişik modeller sunulmakta, bu modellerin arasında ise "standart k-ε modeli" yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu modelde "k" türbülansın kinetik enerjisini, "ε" ise türbülansın yayılımını belirtir. Bu nedenle türbülanslı akışlarda süreklilik ve momentum denklemlerine, türbülans kinetik enerji ve yayılım denklemleri de eklenmekte, çözülmesi gereken denklemlerin sayısı artmakta ve bu da denklem sisteminin çözümünü zorlaştırmaktadır [41].

3.9. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNDE KULLANILAN AKIŞ DENKLEMLERİ

Temel olarak bir akışın incelenmesi için süreklilik, momentum (Navier Stokes denklemleri) ve enerji denklemlerinin, uygun başlangıç ve sınır koşulları ile beraber çözülmesi gerekir. Bu denklemlerin en genel halleri aşağıda verilmiştir.

Enerjinin korunumu denklemi:

$$\begin{aligned} \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) &= - \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) + \phi_v \\ \rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) &= k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \\ + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + \tau_{xy} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \tau_{yz} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \tau_{zx} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \quad (3.6) \end{aligned}$$

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.7)$$

Momentumun korunumu denklemleri:

x – momentum

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right]$$

y – momentum

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right]$$

z – momentum

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3.8)$$

3.10. AKIŞIN SINIR ŞARTLARININ BELİRLENMESİ

Yukarıda belirtilen süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin çözülebilmesi için akış hacminin çevresini oluşturan akışın sınır koşullarının da bilinmesi gerekmektedir. Çözümün elde edilebilmesi için giriş ve çıkış taraflarına sınır şartları tanımlanmalıdır. Sınır şartı olarak basınç farkı tanımlanabilir, kütleli debi veya hızlar verilebilir. Ayrıca havanın kanatlar arasına giriş sıcaklığı ve içinden soğutucu akışkan geçen yüzeylerinin sıcaklıkları da girilmelidir. Sınır şartları bulgular ve tartışma kısmında ayrıntılı olarak ele alınacaktır.

Sınır şartlarında bir diğer önemli parametre, akış karakterinin niteliği ile ilgilidir. Burada akış karakterinden kasıt, akışın laminar veya türbülanslı olmasıdır. Akış karakterinin belirlenmesinde, Reynolds sayısının aldığı değer belirleyici olacaktır. Reynolds sayısının hesabında, akışın dairesel olmayan bir kanalda gerçekleştiği düşünülerek, Hidrolik çap (D) kullanılmıştır. Hidrolik çap hesabı aşağıdaki formüle göre hesaplanarak kullanılmıştır.

$$Re = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} \leq 2300 \Rightarrow \text{Akış laminar}$$

$$Re > 4000 \Rightarrow \text{Türbülanslı Akış} \quad (3.9)$$

$$D_h = 4 \frac{A_D}{P} \quad (3.10)$$

3.11. SÜRTÜNMELELER

Eğer akışkan hareket etmiyorsa devredeki bir daralma noktasının önünde, arkasında, içinde veya devrenin herhangi bir yerindeki basınç aynıdır. Akışkan akmaya başlayınca sürtünme nedeniyle ısı oluşur. Böylece akışkanın sahip olduğu enerjinin bir bölümü ısı enerjisi şeklinde kaybolur. Hidrolik enerji kayıpsız iletilemez. Önemli olan bu kayıpların minimuma indirilmesidir. Sürtünme kayıplarının büyüklüğü; kanalın uzunluğu, delta kanalın yüzey düzgünlüğü, delta kanalın üretiminde kullanılan malzeme, kıvrım ve dönüş sayısı, hidrolik çap, akışkanın cinsi, akışkanın viskozitesi, sistem sıcaklığı gibi birçok etkene bağlıdır. Bu etkenler kontrol altında tutulup standartlara yaklaştırıldığı oranda sürtünme azalır, sistemin verimi artar [54].

3.12. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİNDE KULLANILAN TÜRBÜLANS MODELLERİ

Akışkan hareketleri kütle, momentum ve enerjinin korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklemler ile tanımlanır. Bu denklemler de viskozite ve yoğunluk gibi akışkan özellikleri tanımlanır. Problem için yapılan kabullere bağlı olarak çeşitli türbülans modelleri mevcuttur. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümünde kabul görmüş türbülans modelleri şunlardır [55];

- Spalart-Allmaras Modeli
- k-ε modelleri
- Standart k-ε model
- Renormalization-grup (RNG) k-ε model
- Realizable k- ε modeli
- k-ω modelleri
- Standard k-ω modeli
- Kesme-gerilmesi transportasyon (SST) k-w modeli
- v2-f model

- Reynolds gerilme modeli (RSM)
- Large eddy simülasyonu (LES) modeli
- Detached eddy simülasyonu (DES) modeli
- Direct numerical simulation (DNS) modeli

Akıştaki en küçük uzunluk ölçeği cinsinden çözümlere imkan veren doğrudan sayısal benzeşim (DNS), büyük girdap benzeşimi (LES) ve DES modelleri çok yüksek sayılarda ağ elemanına ihtiyaç duyduğundan ve problemi zamana bağlı olarak çözdüğünden çok hızlı işlemci(ler) ve yüksek kapasiteli bellek kartlarına sahip olmayı gerektirmektedir. Çok fazla sayıda ağ elemanı kullanmayı gerektirdiklerinden ve çözümlerinin uzun sürmesi nedeniyle DNS, LES ve DES gibi modeller yerine RANS denklemleri kullanılarak çözüm yapılmıştır.

Bu tez çalışmasının kullanılan türbülans modelleri aşağıda açıklanmaktadır.

3.12.1. k-ε Türbülans Modelleri

Burada Standart k-ε, RNG (Renormalized group) k-ε ve Realizable k-ε türbülans modelleri tanıtılacaktır. Bu üç türbülans modeli özellikle türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı (ε) açısından benzer formda olmalarına rağmen türbülans viskozitesinin hesabı, k ve ε denklemlerindeki Prandtl sayısı ve ε denkleminde üretim ve kayıp terimlerine göre farklılıklar gösterirler. Alt bölümlerde taşınım denklemleri, türbülans viskozitesi hesabı ve model sabitleri her bir türbülans modeli için ayrı ayrı verilmiştir [42].

3.12.1.1. Standart k-ε türbülans modeli

Standart k-ε türbülans modeli iki ayrı taşınım denkleminin çözümüne imkan vermek suretiyle türbülans hız ve uzunluk ölçeğini saptamaya izin veren en basit ve temel iki-denklemlilik türbülans modelidir. Standart k-ε türbülans modelinde akış tümüyle türbülanslı kabul edilir ve moleküler viskozitenin etkisi ihmal edilir. Bu nedenle standart k-ε türbülans modeli yalnızca tam türbülanslı akışlar için geçerlidir.

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı (ε) için ilgili taşınım ifadeleri Denklem 3.10 ve Denklem 3.11’ de verilmiştir [42].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız gradyanlarından dolayı türbülans kinetik enerji üretimini (Denklem 3.11), G_b sıcaklık farklarından dolayı oluşan yoğunluk değişimlerine bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimini (Denklem 3.12) göstermektedir.

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.12)$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.13)$$

Standart k- ε türbülans modelinde türbülans veya girdap viskozitesi μ_t , k ve ε un beraber göz önüne alınmasıyla aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

Burada C_μ bir katsayıdır. Bu sabitin ve diğer katsayıların değerleri deneysel çalışmalardan elde edilmiş olup Çizelge 3.1’ deki gibidir.

Çizelge 3.1 Standart k- ε türbülans modelinde kullanılan katsayıların değerleri [42].

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

Pr_t enerji için türbülans Prandtl sayısı, g_i i-yönündeki yerçekimi vektör bileşenidir. Standart k- ϵ ve Realizable k- ϵ türbülans modellerinde Prandtl sayısının değeri sabit olup 0.85'tir. RNG k- ϵ türbülans modelinde Pr_t sabit alınmayıp Denklem 3.15'deki gibi hesaplanır:

$$Pr_t = \frac{1}{\alpha} \quad (3.15)$$

Termal genişleme katsayısı β ise aşağıdaki formülle hesaplanarak modellemede kullanılır.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (3.16)$$

“k- ϵ standart” türbülans modeli, iki denklemlilik türbülans modelleri arasında ekonomikliği ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukta sonuç vermesi açısından yaygın olarak kullanılan yarı ampirik bir modeldir.

3.12.1.2. RNG k- ϵ türbülans modeli

Bu türbülans modeli oldukça geniş istatistiksel teknikler kullanılarak çıkarılmıştır. Temelde standart k- ϵ türbülans modeline benzemekle beraber RNG (Renormalization) k- ϵ türbülans modeli girdaplı akışlar için aşağıdaki iyileştirmeleri içermektedir:

- Türbülans kinetik enerjisi denkleminde hızlı değişen akışlarda daha fazla doğruluk sağlayan ilave terimler içerir.
- Dönmenin türbülans üzerindeki etkisi RNG modelinde göz önüne alınmıştır. Bu özellikle dönen akışlarda RNG modelini daha uygun kılar.
- Türbülans Prandtl sayısı için analitik ifade sağlar. Oysaki Prandtl sayısı standart k- ϵ türbülans modelinde sabit alınmaktadır [56].

Standart k- ϵ türbülans modeli yüksek Reynolds sayılı türbülans modeli iken, RNG k- ϵ türbülans modeli düşük Reynolds sayılı akışlarda söz konusu olan

efektif viskozite için analitik olarak çıkarılmış diferansiyel formüller sağlar. Ancak bu özelliğin verimli olarak kullanılması uygun yakın-çeper bölgesinin seçimine bağlıdır.

Bu özellikler RNG k-ε türbülans modelini standart k-ε türbülans modeline göre daha doğru ve güvenilir kılar. RNG k-ε türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi ve yayılım oranı aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} + G_k + G_b - \rho \varepsilon \right) \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{ef} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.18)$$

Formüllerde görülen α_k ve α_ε sırasıyla k ve ε için efektif Prandtl sayılarıdır.

“k-ε RNG” türbülans modeli, girdaplı akışlar için Yakhot ve Orszag (1987) tarafından düşünülmüş ve geliştirilmiştir [56].

3.12.1.3. Realizable k-ε türbülans modeli

Realizable k-ε türbülans modeli standart k-ε türbülans modeline göre yeni ve belirtilen özelliklerden dolayı standart k-ε türbülans modelinden ayrılan bir türbülans modelidir. Bu özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Türbülans viskozitesi için yeni bir formülasyon içerir.
- Türbülans kinetik enerjisi yayılımı (ε) denklemi için yeni yaklaşım içermektedir.

Realizable terimi modelin Reynolds gerilmeleri üzerindeki matematiksel kısıtları türbülanslı akışların fiziğine uygun olarak sağlamasından ileri gelmektedir [57].

Transport Denklemleri ve modele ait formül ve sabitler aşağıda gösterilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (3.21)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.22)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.23)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.24)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k U^*}{\varepsilon}} \quad (3.25)$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.26)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2 \dot{\omega}_{ijk} \omega_k \quad (3.27)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega}_{ij} - \dot{\omega}_{ijk} \omega_k \quad (3.28)$$

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (3.29)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6} W) \quad (3.30)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (3.31)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (3.32)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.33)$$

$$C_{10} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\theta = 1.2$$

3.12.2. Reynolds Gerilme Türbülans Modeli (RSTM)

Reynolds gerilme türbülans modeli en açık ve ayrıntılı türbülans modelidir. RSTM türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı ile beraber Reynolds gerilmeleri için taşınım denklemlerini çözerek Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes denklemlerini kapatır. Bu ise iki-boyutlu (2-B) akışlarda 5, üç-boyutlu (3-B) akışlarda ise 7 ilave denklemin çözülmesini gerektirir.

Dönme ve girdaptaki hızlı değişimler için daha kapsamlı bilgiler vermesinden dolayı bir ve iki-denklemlili türbülans modellerine nazaran özellikle karmaşık problemlerin çözümünde daha iyi sonuçlar verir. RSTM diferansiyel taşınım denklemlerini kullanarak $\overline{u'_i u'_j}$ Reynolds gerilmelerinin her birini çözer. Aynı ayrı çözülen bu Reynolds gerilmeleri daha sonra Reynolds-ortalamalı momentum denklemlerinin kapatılmasında kullanılır [58].

$$\begin{aligned} & \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j})}_{\text{Yerel zamantürevi}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j})}_{C_{ij} = \text{Konveksiyon}} = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} [\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p (\delta_{ij} u'_j)]}_{D_{T_{ij}} = \text{Türbülans Difüzyonu}} + \\ & + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right]}_{D_{ij} = \text{Moleküler Difüzyon}} - \underbrace{\rho \left(\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)}_{P_{ij} = \text{Gerilme Üretimi}} - \underbrace{\rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta})}_{G_{ij} = \text{Buoyancy Üretimi}} + \\ & \underbrace{p \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}_{\Omega_{ij} = \text{Basınç Strain}} - \underbrace{2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}_{\varepsilon_{ij} = \text{Kayıp}} + \underbrace{2\rho \Omega_k (\overline{u'_i u'_j \varepsilon_{ikm}}) + \overline{u'_i u'_m \varepsilon_{jkm}}}_{F_{ij} = \text{Sistem Dönme sin den Kaynaklanan Üretim}} \end{aligned} \quad (3.34)$$

RSTM türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi k' nın da ayrıca modellenmesi lazımdır. Bu ise Reynolds gerilmelerinin bulunmasıyla gerçekleşir.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (3.35)$$

Ancak Reynolds gerilmelerinin hesaplanması için aşağıdaki taşınım denklemi için uygun sınır şartlarının tanımlanmasıyla da türbülans kinetik enerjisi hesaplanabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{1}{2} (P_{ii} + G_{ii}) - \rho \varepsilon (1 + 2M_t^2) \quad (3.36)$$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho \varepsilon) \quad (3.37)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.38)$$

C_μ Standart k-ε türbülans modelinde olduğu gibi bir katsayıdır ($C_\mu = 0.09$).

Örneğin çapraz jetlerdeki girdap yapılarla ilgili, tek bir hız oranı ve tek bir eğim açısı için yapılan çalışmada Reynolds gerilme türbülans modelinin (RSTM) deneysel sonuçlarla nispeten iyi sonuçlar vermesine rağmen Pentium-4, 3 GHz, 1 GB bellek ile yapılan bir çalışmanın yaklaşık 10 gün sürdüğü görülmüştür. Bu sonuç ise ikinci-derece türbülans modelinin k-ε gibi birinci derece türbülans modelleri kadar hızlı çözüm sağlamadığını göstermektedir [59].

“Reynolds Stress (Reynolds gerilme) (RSTM)” türbülans modeli, Reynolds gerilmelerinin doğrudan transport denklemlerinin çözümüyle hesaplanması esasına dayanır. Bu denklemler bazı kabuller altında momentum denklemlerinin salınım büyüklüğü ile çarpılması ve Reynolds ortalamasının alınması ile elde edilirler.

3.12.3. “k- ω Standart” Ve “SST k- ω ” Türbülans Modelleri

3.12.3.1. “k- ω standart” türbülans modeli

“k- ω -Standart” türbülans modelinin en önemli özelliği, sınırlı-duvarlı (wall-bounded) ve düşük Reynolds sayılı akışlarda doğru sonuçlar vermesidir. Bu nedenle transition (geçiş) akımlarında, sıkıştırılabilir ve serbest kayma tipi akımlara uygunluk gösterir.

Bu modellerde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılım hızı (ω) tanımlanmaktadır. Bu modellere göre türbülans viskozitesi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_{\mu}k} \quad (3.39)$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.40)$$

k- ω türbülans modelinde iki boyutlu daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{\rho u k}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v k}}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right) \\ &+ \mu_t \Phi - C_{\mu} \rho k \omega + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_k} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.41)$$

ve türbülans kinetik enerji yayılım hızı denklemi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{\rho u \omega}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v \omega}}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) \\ &+ \gamma \rho \Phi - \beta' \rho \omega^2 + \frac{(1 - C_3) \beta \rho}{\sigma_{\omega}} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.42)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Cidara yakın bölgelerde k- ω türbülans modelinin diğer modellere göre avantajları söz konusudur. $\sigma_k=2,0$, $\sigma_{\omega}=2,0$, $\gamma=0,555$ ve $\beta'=0,075$ k- ω model sabitleridir [60].

“k- ω ” türbülans modeli de tıpkı k- ϵ modeli ve RSTM modelinde olduğu gibi Navier-Stokes denklemleriyle zaman ortalamalı çözüm yapmaktadır.

3.12.3.2. k- ω SST türbülans modeli

SST k- ω türbülans modeli iki denklemlilik son zamanlarda çok popüler hale gelmiş girdap - viskozite modelidir. SST türbülans modeli k- ω ve k- ϵ modellerinin avantajlarını birleştirmiştir. “k- ω SST” model (Shear Stress Transport k- ω) ise, Standart k- ω modelinin duvar yaklaşımı ile k- ϵ modellerinin yüksek Reynolds sayıları için uygunluğunu birleştirmiş bir modeldir. Standart k- ω modelinden farklı olarak sıkıştırılabilir akışlarda etkili değildir ve serbest kayma tipi akımlara uygun olmamasına rağmen yüksek Reynolds sayılarında efektif sonuçlar vermektedir [61, 62].

“Transition SST” modeli, k- ω modeliyle birlikte iki taşınım denklemini daha içerir. Bunlar; intermittency ve geçiş (transition) momentum kalınlığı Reynolds sayısı (momentum-thickness Reynolds number) olup, toplam dört akış denklemine göre çözüm yapmaktadır. Bu modelin düşük serbest akışlı türbülans şartlarında çalıştırılması tavsiye edilmiştir.

Kinematik Eddy Viskozitesi

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3.43)$$

Türbülans Kinetik Enerjisi aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.44)$$

Yayılm oranı aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (3.45)$$

Denklemlerdeki F_1 ifadesi karışım fonksiyonu olup bu değer duvara yakın bölgelerde 1, uzak bölgelerde 0 olarak tanımlanmaktadır. Bu fonksiyon sayesinde SST türbülans modeli duvara yakın bölgelerde $k-\omega$ ve duvardan uzak bölgelerde $k-\epsilon$ modeli gibi davranmaktadır.

Kapatma Katsayıları ve Yardımcı İlişkiler

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (3.46)$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \quad (3.47)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (3.48)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (3.49)$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad (3.50)$$

$$\alpha_1 = \frac{5}{9}, \alpha_2 = 0.44$$

$$\beta_1 = \frac{3}{40}, \beta_2 = 0.0828$$

$$\beta_1 = \frac{3}{40}, \beta_2 = 0.0828$$

$$\beta^* = \frac{9}{100}$$

$$\sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{k2} = 1$$

$$\sigma_{\omega 1} = 0.5, \sigma_{\omega 2} = 0.856$$

sayıları ise model sabitleridir.

3.12.4. Duvar Fonksiyonları

Duvar fonksiyonları, duvarlarla türbülans bölgesi arasında viskozite etkilerini ilişkilendirmek amacıyla kullanılırlar. Bu fonksiyonların kullanımıyla türbülans modellerinin modifiye edilme gerekliliği ortadan kalkar. Yüksek Reynolds sayılı akışlarda duvar fonksiyonları yaklaşımı, duvar civarında çözüm değişkenlerini çok hızlı bir şekilde değiştiren viskoz etkilerin çözümler için gerekli olmayışı ve nümerik olarak yaklaşık doğru sonuç vermesi sebebiyle çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Böylece cidara yakın viskozite etkili bölgenin sık ağlara bölünerek çözümlenmesine gerek kalmamakta cidarla türbülanslı bölge arasında köprü kurulmaktadır [63].

Akışta kullanılan model geometriye bakılarak gerektiği takdirde duvar model yaklaşımlarından da faydalanılır. Bu çalışmada Standart duvar fonksiyonu, nonequilibrium duvar fonksiyonu ve enhanced duvar fonksiyonları türbülans modelleri kullanılmıştır.

3.12.4.1. Standart duvar fonksiyonu

Standart duvar fonksiyonu çok yaygın olarak kullanılmakta ve genellikle yeterli doğrulukta sonuçlar vermekte olup standart duvar fonksiyonu $k-\epsilon$ ve Reynolds stress türbülans modelleri için uygun olduğu belirtilmektedir ($Re > 10^6$) [63].

Ancak cidara yakın yüksek hız ve basınç değişimlerinin olduğu akışlarda ise standart duvar fonksiyonu yaklaşımının kullanılması elde edilen sonuçları büyük ölçüde etkilemekte ve doğru sonuçlardan uzaklaşmaktadır. Bu metoda göre birinci ağ çizgisi (first grid line) $30 < y^+ < 50$ aralığında bulunmalıdır.

Hız alanları için kullanılan standart logaritmik duvar kanunu;

$$U^* = \frac{1}{K} \ln(Ey^*) \quad (3.51)$$

$$U^* \equiv \frac{U_0 C_\mu^{1/4} k_0^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (3.52)$$

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_0^{1/2} y_0}{\mu} \quad (3.53)$$

Fluent CFD yazılımında logaritmik kanun $y^* > 11.225$ olduğunda uygulanmaktadır. $y^* < 11.225$ olduğunda ise duvar komşu hücrelerinde aşağıdaki gibi yazılabilen laminar gerilme-uzama ilişkisini $U^* = y^*$ olarak kullanmaktadır [63].

$$T^* = \begin{cases} \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{2q} [\text{Pr}_t U_p^2 + (\text{Pr} - \text{Pr}_t) U_c^2] & \text{for } y^* < y_t^* \\ \text{Pr}_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) + P \right] + \text{Pr } y^* + \frac{\rho \text{Pr } C_\mu^{1/4} k_0^{1/2} U_p^2}{2q} \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) & \text{for } y^* > y_t^* \end{cases} \quad (3.54)$$

$$P = 9.24 \left[\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[1 + 0.28 \exp \left(-0.007 \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right) \right] \quad (3.55)$$

$$Y^* = \begin{cases} Sc y^* & \text{for } y^* < y_c^* \\ Sc_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) + P_c \right] & \text{for } y^* > y_c^* \end{cases} \quad (3.56)$$

3.12.4.2. Nonequilibrium duvar fonksiyonu

Cidara yakın bölgeyi iki tabakaya ayırarak geliştirilen nonequilibrium duvar fonksiyonu, standart duvar fonksiyonunda ihmal edilen yüksek hız ve basınç gradyanlarının etkilerini de göz önüne alarak hesaplamalar yapar. Nonequilibrium duvar fonksiyonu bu özelliğinden dolayı yüksek hız ve basınç gradyanlarının görüldüğü akış uygulamalarında ve ısı transferi özelliklerinin incelenmesinde doğru sonuçlara yaklaşmak amacıyla kullanılır. Bu yaklaşımda basınç gradyanına duyarlı ortalama hız için logaritmik kanun aşağıdaki şekilde kullanılır. Nonequilibrium duvar fonksiyonu $k-\varepsilon$ ve Reynolds stress türbülans modelleri için uygun olduğu belirtilmektedir ($\text{Re} > 10^6$) [63].

$$\frac{\tilde{U}C_{\mu}^{1/4}k^{1/2}}{\tau_w/\rho} = \frac{1}{K} \ln \left(E \frac{\rho C_{\mu}^{1/4}k^{1/2}y}{\mu} \right) \quad (3.57)$$

$$\tilde{U} = U - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y_v}{\rho K \sqrt{k}} \ln \left(\frac{y}{y_v} \right) + \frac{y - y_v}{\rho K \sqrt{k}} + \frac{y_v^2}{\mu} \right] \quad (3.58)$$

$$y_v \equiv \frac{\mu y_v^*}{\rho C_{\mu}^{1/4}k^{1/2}} \quad y_v^* = 11.225 \quad (3.59)$$

Nonequilibrium duvar fonksiyonuna ait birim ve sabitler aşağıda gösterilmiştir.

- κ = Von Kármán konstantı (= 0.4187)
- E = Ampirik konstant (= 9.793)
- U_p = Akışkanın P noktasındaki ortalama hızı
- k_p = P noktasındaki türbülans kinetik enerjisi
- y_p = P noktasının duvardan uzaklığı
- μ = Akışkanın dinamik viskozitesi

3.12.4.3. Enhanced duvar fonksiyonu

Düşük Reynolds sayıları için ve duvar yakınındaki ilk ağ çizgisi (first grid line) $5 < y^+ < 30$ değerleri için uygundur. İç akışlarda türbülans modeli modifiye edilerek kullanılır. Genel olarak, bir ince duvar yakınındaki viskoz çözüme yeteneğine sahip örgü gerektiren alt katmanın ağ yapısının oluşturulması için kullanılır.

Momentum hesabı için kullanılan formül

$$u^+ = e^{\Gamma} u_{lam}^+ + u_{urb}^+ e^{1/\Gamma} \quad (3.60)$$

Duvarın uzaklığına bağlı olarak kullanılan Prandtl sayısının hesaplanması

$$Re_y \equiv \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (3.61)$$

Prandtl sayısı boyutsuz bir sayıdır. Momentum yayılımının termal

yayıma oranıdır. Sayı, Alman fizikçi Ludwig Prandtl' a ithafen adlandırılmıştır [64].

$$Re = \frac{\rho U L}{\mu} \quad (3.62)$$

U - Akışkanın hızı

L - Karakteristik Uzunluk

μ - Akışkanın dinamik viskozitesi

ρ - Akışkanın yoğunluğu

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{viskoz yayılım hızı}}{\text{ısı yayılım hızı}} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (3.63)$$

ν : kinematik viskozite, $\nu = \mu / \rho$, (SI birimi : m^2/s)

α : ısı yayınma katsayısı, $\alpha = k / \rho C_p$, (SI birimi : m^2/s)

μ : dinamik viskozite, (SI birimi : $Pa \cdot s = (N \cdot s)/m^2$)

k : ısı iletim katsayısı, (SI birimi : $W/(m \cdot K)$)

C_p : özgül ısı, (SI birimi : $J/(kg \cdot K)$)

ρ : yoğunluk, (SI birimi : kg/m^3).

3.13. SONLU HACİMLER YÖNTEMİ

Sayısal metotlar olmasaydı, pratik mühendislik problemlerini yeteri derecede hassasiyette çözmek imkansız olacaktı. Sürekli ortam mekaniğinin analizinde kullanılan bu metotları esas aldığı prensip, problemin fiziksel büyüklükleri arasındaki bağı ifade eden denklemlerinin son derece küçük bir bölgesinde oluşturabilmesidir. Bu şekilde gerçek yapının davranışı, birbirine bağlı küçük bölgelerde oluşturulan denklemler topluluğu ile incelenmektedir. Yapıyı küçük parçalara bölmek ve bu parçaları birleştiren bağları oluşturmakla, fiziksel büyüklüklerin (termal analiz probleminde ısı ve sıcaklık) yapı içerisindeki değişimini hassasiyetle hesaplamak mümkündür. Bu bölgelerin sayısı arttıkça

çözümün hassasiyeti artmaktadır. Bu prensibi eski çağ matematikçileri dairenin çevresini hesaplamak için oluşturmuşlardır.

Bugünkü mühendislik yaklaşımlarının birçoğunda, problemlere sayısal çözümler sağlamanın, kesin kapalı-düzen çözümlere göre nispeten daha gerekli olduğunu görürüz. Örneğin birkaç sertleştirici içeren ve üzerinde simetrik bir şekle sahip olmayan deliğin olduğu levhanın yük taşıma kapasitesini, uniform olmayan çalışma koşullarında malzeme içindeki yabancı madde konsantrasyonu veya herhangi bir geometrik şekle sahip bir hacmin bir kısmı boyunca sıvı akış oranını bulmak isteyebiliriz. Bu problemler için çok fazla çaba gerekmezsiniz en gerekli eşitlikleri ve sınır koşullarını yazmak mümkündür ancak kolay bir analitik çözümün bulunamayacağı hemen görülür. Hem geometrik şekil hem de problemlerin düzensiz olması problemi çözüme kavuşturmayı zorlaştırır. Bu tür problemlerin analitik çözümleri nadiren mümkün olabilmektedir. Analiz yapan kişinin becerikliliği ve pratik zekası genellikle bu çıkmaz durumun üstesinden gelinmesinde bir kurtarıcı durumunda olur ve çözüme birkaç alternatif sağlar. Kabulleri basitleştirmek, zorlukları azaltmakta ve problemi üzerinde birinin çalışabileceği hale getirmektedir. Bazen bu prosedür işe yarar fakat çoğunlukla işe yaramadığı görülür. Yani yaklaşımda hatalara neden olup sonuçta yanlış çözüme yol açabilir. Günümüzde performansı yüksek bilgisayarlar hatta bilgisayar sistemleri kullanılmakta ve mevcut problemin karmaşıklığını basitleştirici kabuller yapmadan yaklaşık bir sayısal çözüme ulaşmaya çalışmak daha geçerli bir alternatif haline gelmektedir.

Akış problemlerinde de karmaşıklık, 3 boyutlu oluşları ve türbülans etkisinden dolayı denklemlerin, ilgili sınır koşulları ile analitik olarak çözülmesi mümkün değildir. Bu nedenle denklemlerin çözülmesi için çeşitli sayısal yöntemler geliştirilmiştir. Bunlar sonlu farklar, sonlu hacimler ve sonlu elemanlar ile genellenebilir. Bu yöntemlerin üçü de akışkanlar mekaniği için uygulanabilir, ancak yapılan araştırmalar ve edinilen tecrübeler, sonlu hacimler yöntemi ile kolay ve hassas çözümlerin elde edilebileceğini göstermiştir. Sonlu hacimler yönteminin yaygınlaşmasındaki diğer bir etken ise, bu yöntemin kompleks ve eğrisel geometrilerde uygulanabilmesidir.

Denklemler çözülmeye başlamadan önce akış hacminin ve sınır koşullarının belirlenmiş olması gerekmektedir. Akış hacminin net olarak bilinmesi önemli olup, denklemlerin hangi hacim için çözüleceği net olarak bilinmelidir. Sonlu hacimler yönteminde akış hacmi küçük sonlu hacimlere bölünmekte (discretization) ve ilgili denklemler her bir sonlu hacim için ayrı ayrı çözülmektedir. Denklemlerin çözümü için sayısal yöntemlere ve gelişmiş bilgisayar programlarına ihtiyaç vardır. Akademik ortamlardaki araştırmalar için, sonlu hacimlere dayalı programlar araştırmacılar tarafından bizzat yazılıyorsa da sanayide hazır programların kullanılması daha ekonomik ve verimlidir.

Her ne kadar küçük sonlu hacimlerin kullanılması daha hassas çözümün elde edilmesini sağlasa da, akış hacminin gereğinden fazla sayıda sonlu hacimlere bölünmesi bilgisayar kapasitesini zorlamakta ve analiz zamanını uzatmaktadır. Uygun bölme sayısının bulunması için tavsiye edilen yöntem, bölme işlemine öncelikle büyük sonlu hacimler ile başlamak ve analiz sürecinin belirli bir evresinde sonlu hacimlerin küçük olması gereken yerleri tespit edip, sadece o bölgelerdeki hacimleri daha küçük sonlu hacimlere bölmektir.

Akış hacmi bölüldükten sonra yüzeylerdeki sınır şartının tipi bilgi olarak programa verilmelidir. Akış hacminin hangi bölgelerinin akışkan, hangi bölgelerinin katı sınırlar ile çevrili olduğu bu aşamada tanımlanır. Hangi yüzeyden akış hacmine akışkan aktığı, hangi yüzeyden akışkanın çıkacağı, akış hacminin duvar yüzeyleri ve ara yüzeyler bilgi olarak programa bu aşamada verilmektedir.

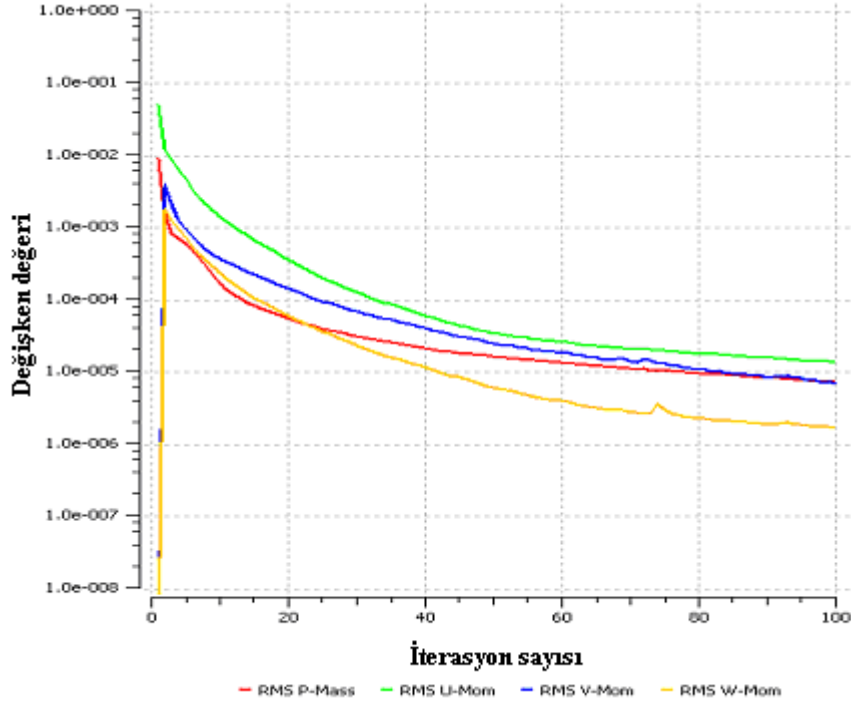
Bir akışımın incelenmesinde, katı yüzeylerinde oluşan sınır tabakaya önem verilmelidir. Sınır tabakanın göz ardı edilmesi, hem yanlış hız dağılımın elde edilmesi hem de katı yüzeyindeki hız değişimine göre hesaplanan gerilmeler, sürtünme katsayısı ve tork değerinin yanlış bulunmasına neden olmaktadır. Daha önce de belirtildiği gibi hız değişiminin yüksek olduğu katı yüzeylerine yakın bölgelerde daha yoğun ve sınır tabakanın akışına uygun bölmeler yapılmalıdır [41].

FLUENT sonlu hacimler yöntemini kullanan bir HAD yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki HAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen FLUENT, en ileri teknolojiye sahip ticari HAD yazılımı olarak kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede çözümler sunmaktadır.

FLUENT, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbo makine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler vb.), kimya ve gıda gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı birçok probleme aynı ara yüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar. FLUENT, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminar, geçişli ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek, Araştırma-Geliştirme (AR-GE) bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir aracı olmaya adaydır [41].

3.14. DENKLEMLERİN ÇÖZÜMÜ

Akış hacmini sonlu hacimlere böldükten sonra elde edilen sayısal ağ, asıl çözücü programa aktarılır. Daha sonra sınır koşullarının değerleri girilir ve ara yüzeyler eşlenir. Sonlu hacimler yönteminde, denklemlerin çözülmesi için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Kullanılan yazılıma bağlı olarak, program bir veya birden fazla çözüm yöntemi sunabilir. Çözümün elde edilebilmesi için, çözücü yöntem seçilir ve problem ilklendirildikten sonra iterasyona başlanır.



Şekil 3.9. İterasyon sayısına bağlı yakınsama eğrileri [41].

Her iterasyonda bilgisayar programı, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini sayısal ağda bulunan bütün sonlu hacimler için çözer. Ardışık iterasyonlar arasında elde edilen basınç, hız veya debi gibi akışa bağlı olan bir parametrenin değerindeki maksimum fark kullanıcı tarafından belirlenen değerden daha küçük olduğunda çözüm yakınsamış kabul edilir ve sonuçlar değerlendirmeye alınır. Şekil 3.9' dan da görüleceği üzere iterasyon sayısı arttıkça ardışık iterasyonlar arasında değişim azalmakta ve program yakınsamaktadır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği için yazılmış programları kullanmak eğitim ve uzmanlık ister. Kullanıcının, programın çözdüğü denklemler ve akışkanlar dinamiği teorisi hakkında bilgi sahibi olması gerekir. Programın girdileri ne kadar doğru yapılırsa ve çözüm yöntemleri ne kadar doğru seçilirse sonuca o kadar yaklaşılr. Hangi bölgelere küçük sonlu hacimler konulması gerektiğini belirlemek yine uzmanlık ve tecrübe gerektirir. Deneyimli bir kullanıcı çözüm sırasında çıkan problemleri başında tahmin edip gerekli önlemleri programı çalıştırmadan önce alır. Devamlı değişik projeler yapan ve hesaplamalı akışkanlar yöntemlerini kullanan bir

kullanıcının doğru sonuca ulaşabilmesi için yaygın olarak kullanılan yöntemleri bilmesi gerekir.

Genel olarak akış problemlerinde, sonlu hacimlerin kullanılmasında aşağıdaki aşamalar takip edilmelidir:

- İncelenecek parçanın veya sistemin dizaynı yapılarak 3 boyutlu katı modelin oluşturulması,
- Bu katı modelden faydalanarak akış hacminin hazırlanması,
- Birden fazla akış hacminden oluşan durumlarda, akış hacimlerinin ayrı ayrı hazırlanması ve birbirine monte edilmesi,
- Hız değişimlerinin yüksek olduğu katı yüzeylerinde sınır tabaka fonksiyonun tanımlanması,
- Akışın önemli bölgelerinde küçük sonlu hacimler, bu bölgelerden uzaklaştıkça büyümesini sağlayan boyut fonksiyonlarının tanımlanması
- Gerekli ise önce yüzeylerden başlayarak akış hacminin sonlu hacimlere bölünmesi,
- Oluşturulan sonlu hacimlerin kalite kontrolünün yapılması
- Her bir yüzey için sınır tiplerinin tanımlanması,
- Oluşturulan akış hacimlerinin tiplerinin tanımlanması,
- Oluşturulan sayısal ağın asıl çözücüye aktarılması,
- Daha önce tipleri tanımlanan sınır koşullarının ve programın istediği diğer parametrelerin sayısal değerlerinin verilmesi,
- Çözüm yönteminin ve türbülans modelinin belirlenmesi,
- Yakınsama kriterinin belirlenmesi,
- Çözümün ilklendirilmesi,
- İterasyona başlanması.
- Gerekliyse grid yapısı iyileştirilmesi veya sayısal/ fiziksel modelin gözden geçirilmesi.

Daha önce de belirtildiği gibi, bilgisayara aktarılan girdiler, problemdeki sistemin çalıştığı koşullara uygun ise ve akış hacmi düzgün bir şekilde sonlu hacimlere bölündüyse, program kullanıcı tarafından belirtilen yakınsama kriterini sağladığında durmaktadır. Ancak herhangi bir nedenle girdilerde yanlışlık varsa

veya bölünme işlemi hatalı yapıldı ise program yakınsamaz veya yanlış sonuç verir. Bu durumda problemin ve girdilerin tekrar gözden geçirilip, hataların bulunması gerekir.

Hesaplamalı akışkanlar mekaniğinde elde edilen çözüm, sayısal ağa veya başka bir deyişle sonlu hacimlerin sayısına çok bağlıdır. Sonlu hacimlerin sayısı ve boyutu problemin fiziği ve sınır koşullarına bağlıdır. Hız ve basınç değişiminin büyük olduğu akış problemlerinde, doğru sonuç alabilmek için çok sayıda sonlu hacim kullanmak gerekir. Sonlu hacim sayısı deneme yanılma yöntemi ile bulunmaktadır. Genellikle bir problemde birden fazla sayısal ağ için sonuç elde edilmekte ve sonuç sayısal ağ ve sonlu hacimlerin sayısından bağımsız hale getirilmektedir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin zorluklarından birisi ise bilgisayarın çalışma süresidir. Çalışma süresi kullanılan sonlu hacimlerin sayısına bağlıdır. Sonlu hacim sayısı arttıkça çözüm için gereken zaman da artmaktadır. Örneğin 100000 adet sonlu hacme sahip bir akış probleminin çözümü 5 saatte yapılabilirken, aynı modelin 400000 adet sonlu hacme bölünmesiyle gerçekleştirilecek çözüm günler alabilir. Burada unutulmaması gereken husus, çözüm işleminde kullanılacak bilgisayarın kapasitesinin çözüm süresini doğrudan etkilediğidir [41].

Bu tezin yürütüldüğü proje kapsamında yapılan sayısal çözüm işlemlerinde ANSYS FLUENT 14.5 programı kullanılmıştır.

3.15. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARININ DOĞRULANMASI

Sayısal yöntemler ile elde edilen sonuçların doğruluğu birçok parametreye bağlıdır. Bilgisayar girdilerinin veya sınır şartlarının yanlış olması, oluşturulan sayısal ağın problemin fiziğine uygun olmaması, yakınsama kriterinin hatalı olması, katı modelin eksik olması ve benzeri parametreler, bunlardan bazılarıdır. Her ne kadar değişik çözümler veya çeşitli önlemler alınarak elde edilen sonucun doğruluğundan emin olunmaya çalışılırsa da, sayısal sonuçların pratikteki deneysel

sonuçlar ile karşılaştırılması gerekmektedir. Sonuçlar belirli toleranslar dahilinde örtüşüyorsa elde edilen veriler ancak o zaman doğru kabul edilir. Sayısal sonuçların doğrulanması için her zaman deneysel sonuçlara ihtiyaç vardır. Sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması kullanıcı için büyük önem taşımaktadır. Karşılaştırılmaların sonucu kullanıcının analizlerine kaynak sağlayarak, sonraki analizlerin daha doğru girdiler ve yöntemlerin uygulanmasını sağlamaktadır.

Burada değinilmesi gereken bir husus ise, sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçları karşılaştırmadan önce deneysel sonuçların doğruluğundan emin olunmasıdır. Deneysel sonuçları etkileyen birçok parametre vardır. Deney ölçüm cihazlarının hassasiyeti, deney yöntemi ve benzeri parametreler deney sonucunu etkileyebilir.

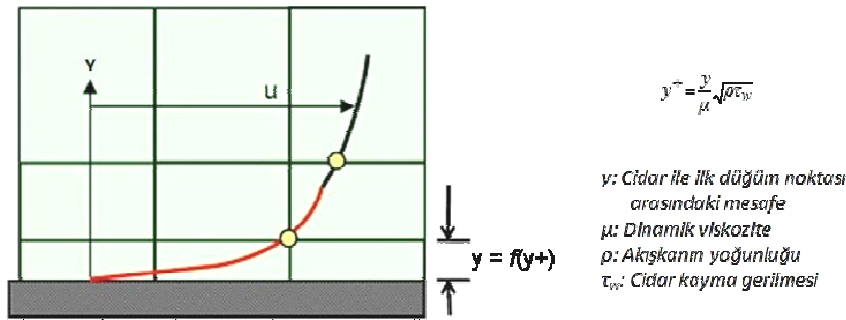
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminde elde edilen sonuçların doğruluğu girilen parametrelere ve kullanılan yöntemlere bağlıdır. Kullanıcının sayısal yöntemler ve akışkanlar mekaniği konusunda bilgi birikiminin olması gerekir. Bunlara ilave olarak bilgisayar donanım kapasitesinin yüksek olması analizlerin yüksek çözünürlükte ve hızda olmasını sağlar. Sayısal analizlerin güvenilirliği için elde edilen teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmalıdır [41].

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

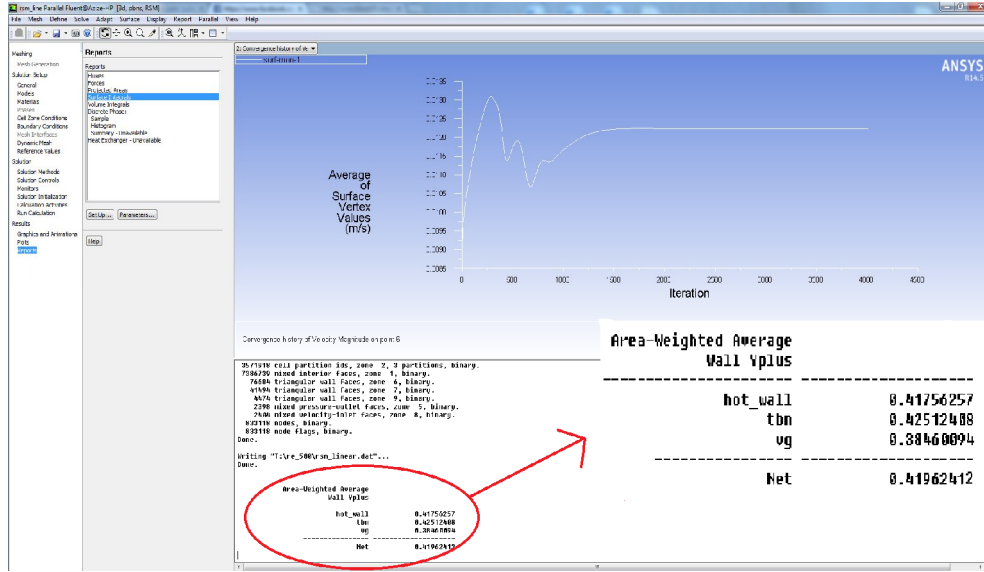
Hangi çözüm ağı yapısının, eleman sayısının ve türbülans modelinin daha iyi sonuçlar vereceğini belirlemek amacıyla, tezin bu aşamasında $Re=5000$ ve $Re=1000$ değeri için deney koşulları dikkate alınarak gerçekleştirilen çözüm sonuçları ve bu sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması anlatılmıştır.

4.1. ANSYS MESH PLATFORM İLE AĞ DONANIMLARININ OLUŞTURULMASI VE SINIR ŞARTLARININ BELİRLENMESİ

Yüksek kalitede bir ağ yapısının oluşturulması ile çözümlerde kullanılan türbülans modelinin uygunluğu arasında doğru orantı olduğu bilinmektedir. Cidara yakın bölgelerde sınır tabaka içerisinde ağ sıklığının doğru belirlenmesi, yüksek kalitede ağ donanımı elde edilmesinin ilk koşuludur. Özellikle türbülans etkileri ile ısı transferi etkilerinin söz konusu olduğu bu problemde, cidara yakın bölgelerdeki ağ donanımı oluşturulurken, y^+ değerinin (İlk kontrol hacminin merkezinin en yakın çepere olan boyutsuz uzaklığı) kullanılan modele uygunluğu sınanmıştır. Özellikle düşük Re sayıları için önerilen duvar fonksiyonu “Enhanced Wall Treatment” yöntemidir. Bu yöntemde kabul edilebilir y^+ aralığı genel olarak $1 < y^+ < 30$ olarak verilse dahi “türbülans etkileri ile ısı transferi etkilerinin söz konusu olduğu problemlerin çözümünde duvar yakınındaki akışların doğru olarak çözümlenebilmesi için $y^+ \approx 1$ olması gerekir” [65]. Geçiş modellerinde ise düşük Re sayıları olmasından dolayı $y^+ < 1$ değeri önerilmektedir [66, 67]. Her çözüm sırasında hesaplanan y^+ değerleri kontrol edilmiştir ve eğer bu değer olması gereken aralıkta değil ise ağ donanımı yeniden oluşturulmuştur (Şekil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5).

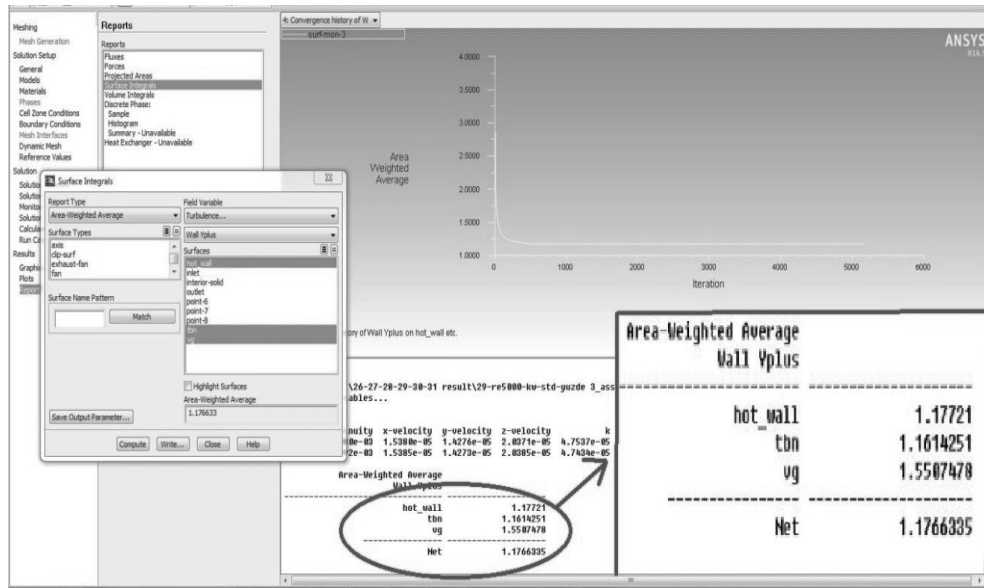


Şekil 4.1. Cidara yakın bölgelerdeki ağ yapısı ve y^+ değerinin hesabı

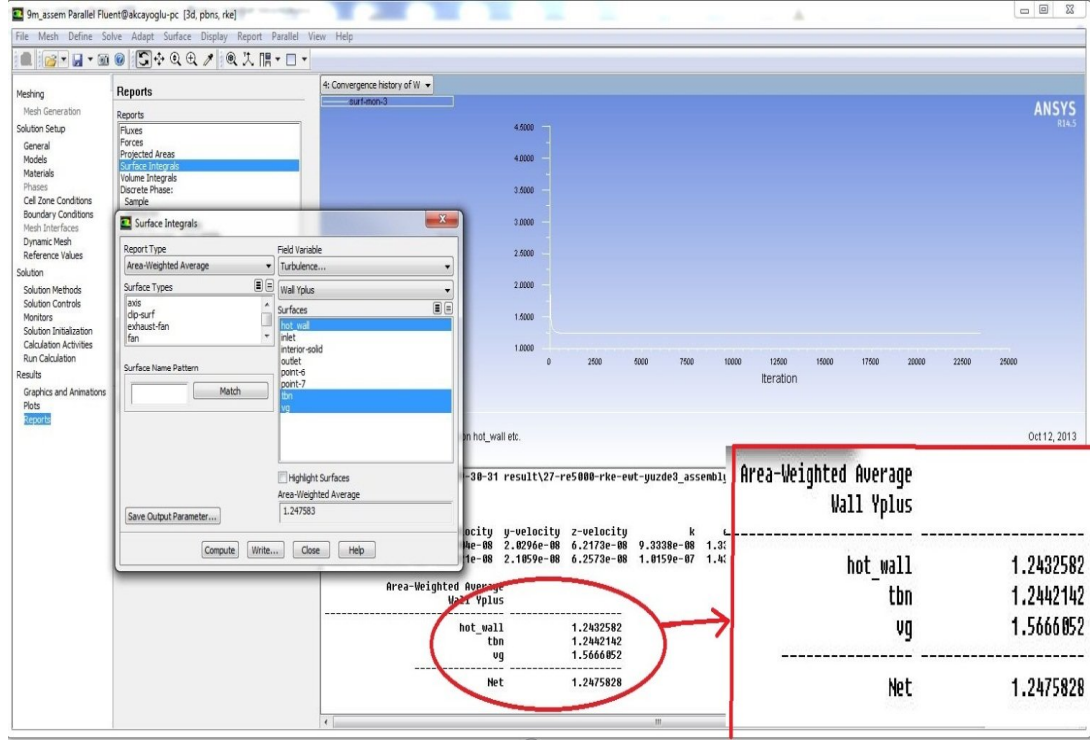


Şekil 4.2. $Re=1000$, RSM, $(x=50 \text{ mm}, y=42 \text{ mm}, z=398 \text{ mm})$ noktasındaki hız değeri grafiği ($y^+=0.42$)

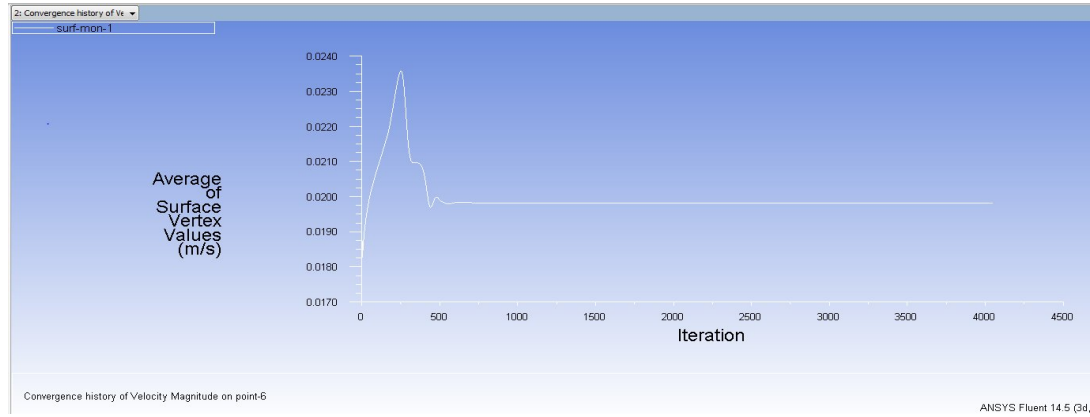
Şekil 4.2’ de ($Re=1000$, Reynold Stress Model, Linear Pressure-Strain, Enhanced Wall Treatment) hız değerinin 1500 iterasyon sonunda sabitlendiği gözlenmektedir. Buna rağmen çözüm, 4000 iterasyona kadar devam ettirilmiştir. Bu çözüm için y^+ değerlerinin ortalaması 0.42 (yan duvarlarda (hot_wall) 0.41, kanatçıklarda (vg) 0.38, tabanda (tbn) ise 0.425) olduğundan dolayı, duvar yaklaşımı olarak “enhanced wall treatment” seçiminin doğru bir yaklaşım olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.3. $Re=5000$, $k-\epsilon$ RNG yan duvarlardaki y^+ değerinin değişimi (“inflation” özelliğinin olduğu durum), (ayrıklaştırılma yöntemleri varsayılan)



Şekil 4.4. Re=5000, k-ε RNG yan duvarlardaki y^+ değerinin değişimi (inflation var)(ayrıklaştırılma yöntemleri değiştirilmiş)



Şekil 4.5. Re=1000, RSM türbülans modeli, Linear Pressure-Strain, kanalın orta noktasındaki ($x=50$ mm, $y=42$ mm, $z=398$ mm) hız değeri

Düzgün yüzeyler için y^+ hesabı aşağıdaki formülde verilmiştir.

$$y^+ = \frac{y_p u_\tau}{\nu} \quad (4.1)$$

Burada y_p çepere en yakın noktadaki kontrol hacminin merkezinin çepere olan uzaklığını, u_t sürtünme hızını ve ν ise viskoziteyi göstermekte olup sürtünme hızının daha açık bir ifadesi ise aşağıdaki denklemde gösterilmiştir.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = u_e \sqrt{\frac{C_f}{2}} \quad (4.2)$$

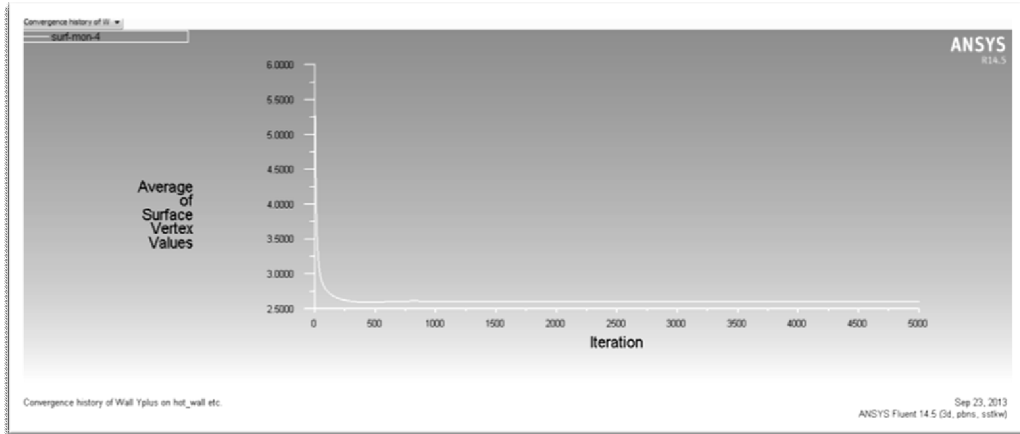
Burada görülen ρ , u_e ve C_f sırasıyla kullanılan akışkanın yoğunluğunu, akışkanın akış hızını ve sürtünme katsayısını göstermektedir.

Plaka ve silindirik yüzeyler için sürtünme katsayısı Reynolds sayısına bağlı olarak aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$\frac{\bar{C}_f}{2} \approx \frac{0.037}{Re_L^{1/5}} \quad (4.3)$$

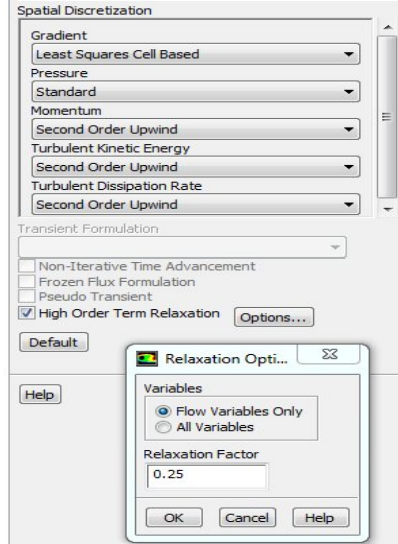
$$\frac{\bar{C}_f}{2} \approx \frac{0.039}{Re_{D_h}^{1/4}} \quad (4.4)$$

Şekil 4.6' da cidara yakın bölgelerde sınır ağ tabaka (inflation) kullanılmadığından dolayı y^+ değerinin 2.5 civarında olduğu görülmektedir. Aynı model, cidara yakın bölgelerde sınır ağ tabaka (inflation) özelliği kullanıldığı zaman y^+ değeri Şekil 4.3' de gösterildiği gibi $y^+=1.17$ olmaktadır. Şekil 4.6 ve 4.3' de görüldüğü üzere y^+ değeri her iki durumda 300 iterasyondan sonra sabit kalmaktadır.



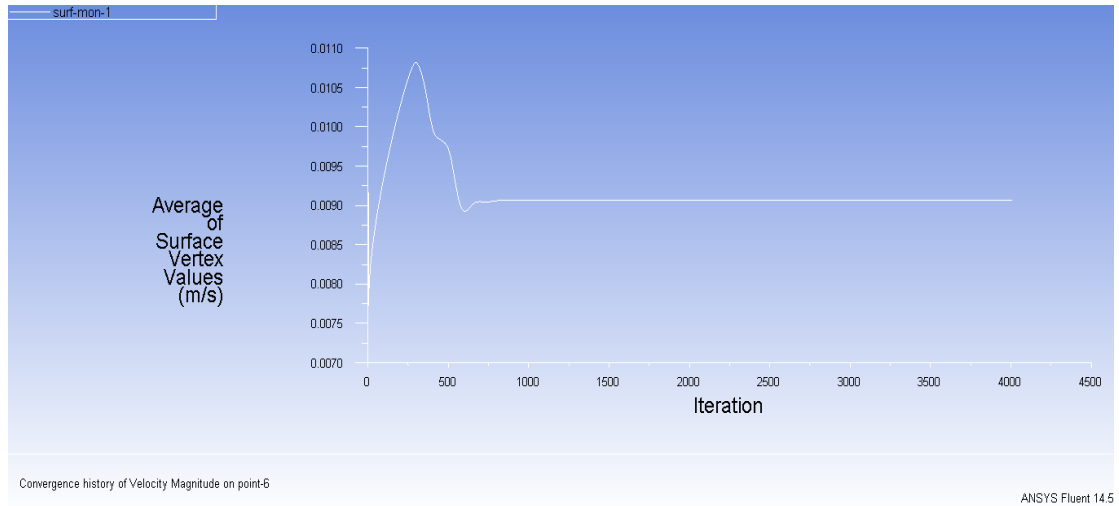
Şekil 4.6. $Re=5000$, $k-\epsilon$ RNG türbülans modeli, yan duvarlardaki y^+ değerinin değişimi (“inflation” özelliğinin olmadığı durum)

Aynı modelin ayrıklaştırma yöntemleri (spatial discretization) varsayılan durumdan Şekil 4.7’deki gibi değiştirilip çözüme devam edildiğinde, y^+ değeri 1.24’ e çıkmaktadır (Şekil 4.4).

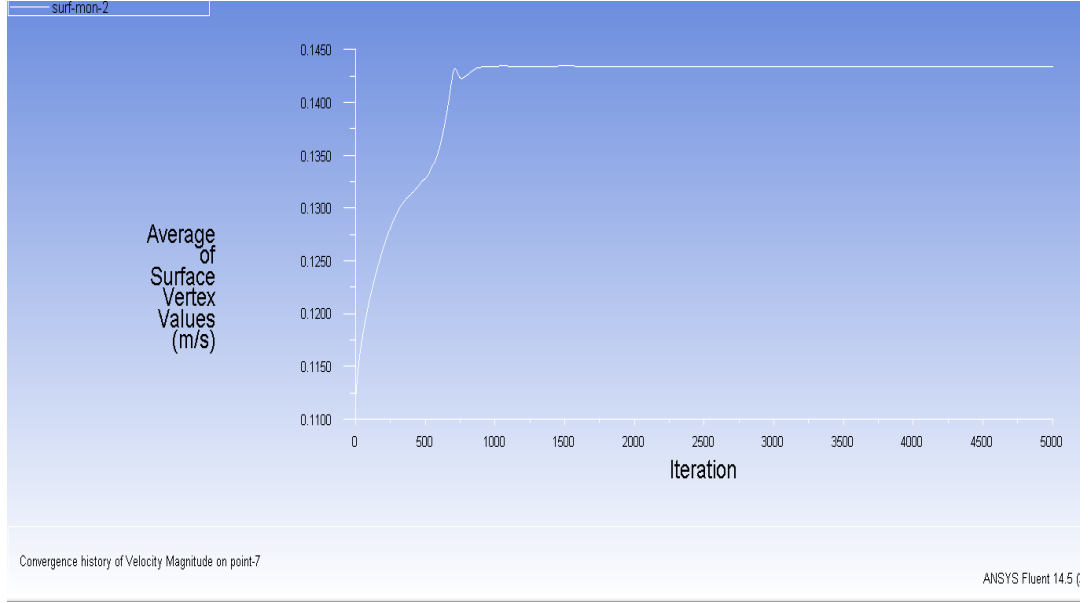


Şekil 4.7. $Re=5000$, $k-\epsilon$ RNG, seçilen discretization (ayrıklaştırma) yöntemleri

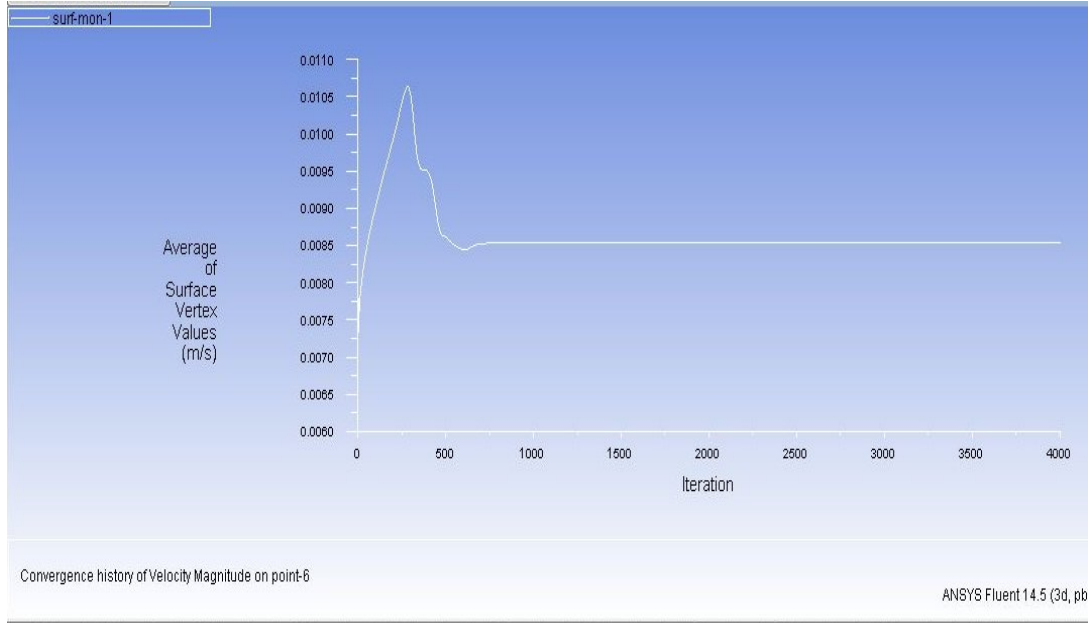
Şekil 4.5 ve 4.8-4.14 arasındaki grafiklerde çözüm ağının değişik noktalarında farklı çözümlerden elde edilen hız değerleri gösterilmektedir.



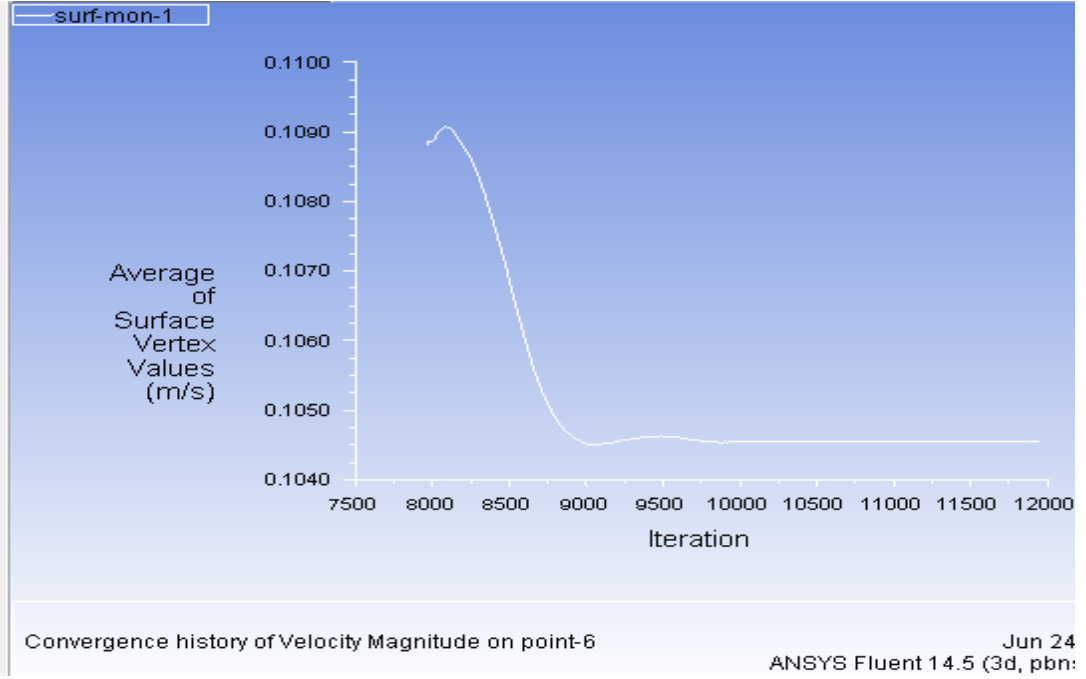
Şekil 4.8. $Re=1000$, $k-\epsilon$ RNG türbülans modeli, kanalın orta noktasındaki ($x=50$ mm, $y=42$ mm, $z=398$ mm) hız değeri



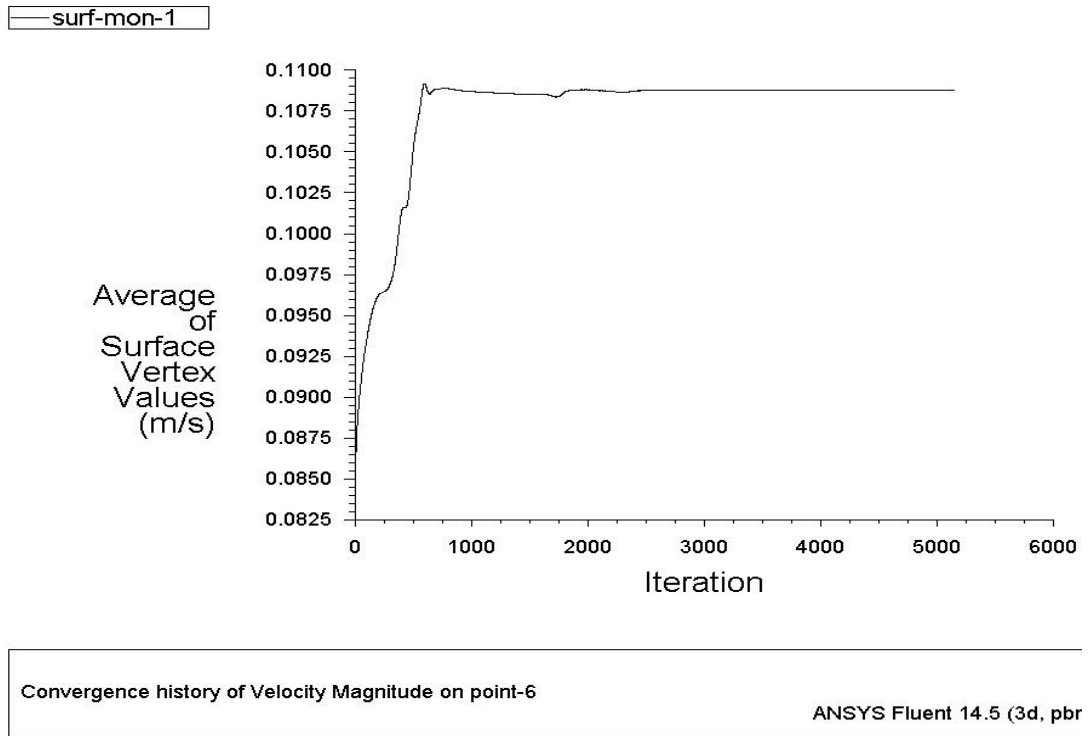
Şekil 4.9. $Re=5000$, $k-\omega$ SST, ($x=25$ mm, $y=20$ mm, $z=500$ mm) noktadaki hız değeri



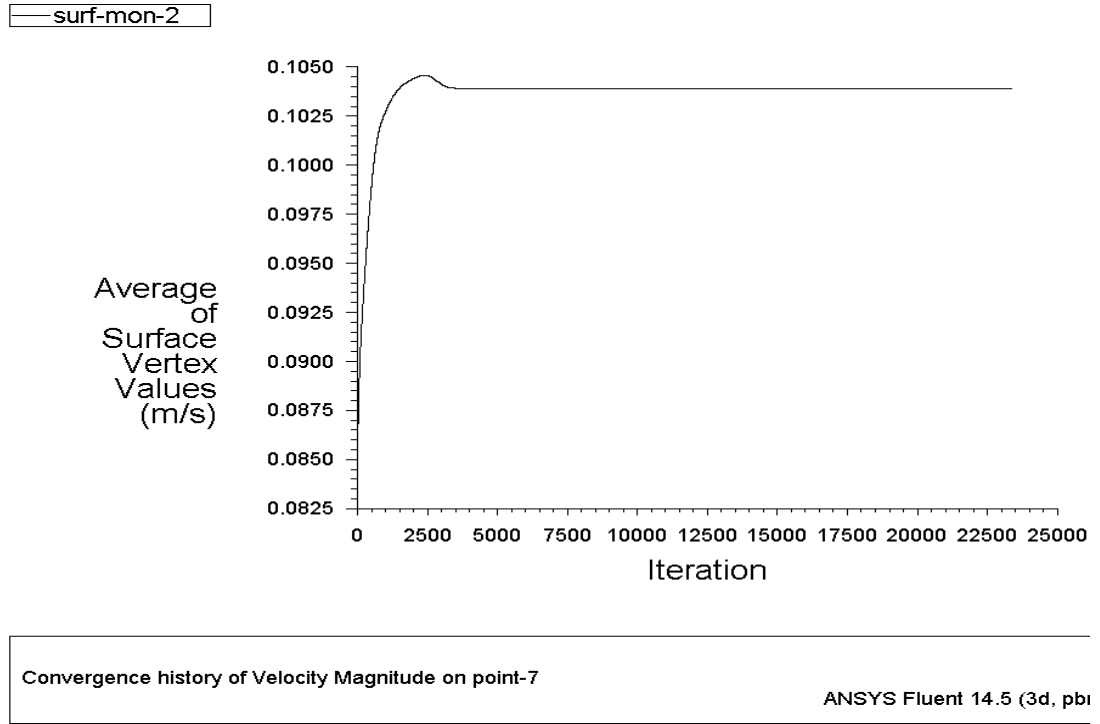
Şekil 4.10. $Re=1000$, Transition-SST, kanalın orta noktasındaki ($x=50$ mm, $y=42$ mm, $z=398$ mm) hız değeri



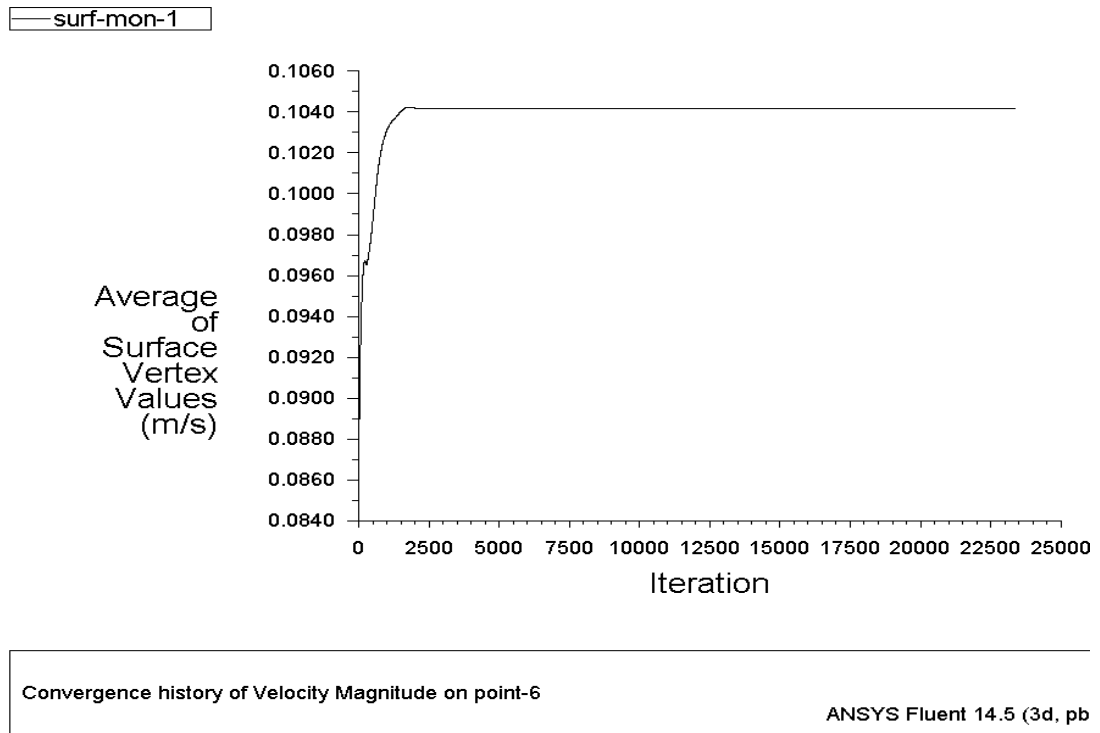
Şekil 4.11. Re=5000, k-ε standart, (x=50 mm, y=42 mm, z=398mm) hız değeri



Şekil 4.12. Re=5000, k-ω SST, (x=50 mm, y=42 mm, z=398 mm) noktadaki hız değeri



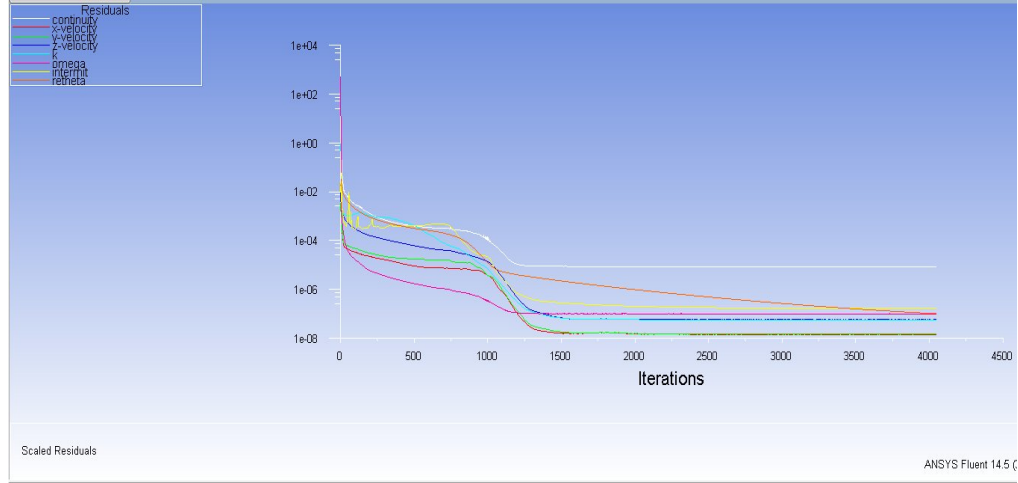
Şekil 4.13. $Re=5000$, $k-\epsilon$ RNG, ($x=25$ mm, $y=20$ mm, $z=500$ mm) noktadaki hız değeri



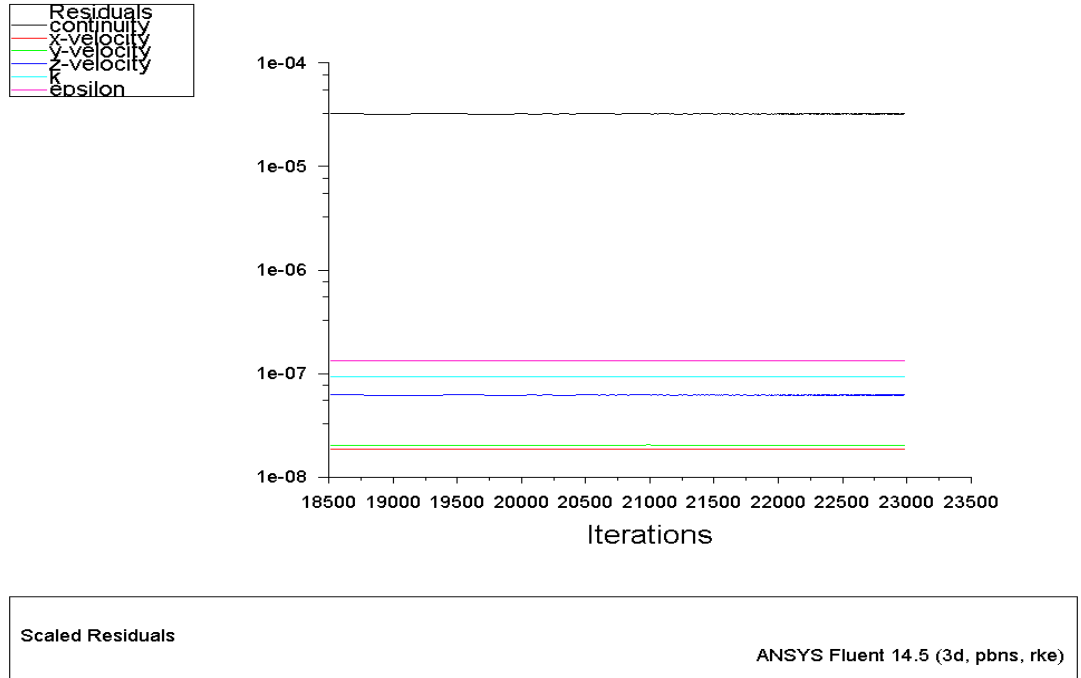
Şekil 4.14. $Re=5000$, $k-\epsilon$ RNG, ($x=50$ mm, $y=42$ mm, $z=398$ mm) hız değeri grafiği

Bu aşamada yapılan çalışmalarda, çözüm ağı içindeki çeşitli noktalarda lokal hız ve basınç değerlerinin nasıl değiştiği izlenmiş ve çözümün yakınsama

kriterinin bir belirtisi olarak bu değerlerin uzun süre sabit kaldığı gözlemlendikten sonra çözüm bitirilmiştir. Belirtilen şekillerde de (Şekil 4.2, 4.3, 4.5, 4.6, 4.9, 4.10, 4.12, 4.13, 4.14, 4.15) gösterildiği üzere, bu değerlerin yaklaşık 2000- 2500 iterasyondan sonra sabit kaldığı tespit edilmiş, ancak daha garantili sonuçlar elde etmek için, çözüme (yaklaşık 5000 iterasyona kadar) devam edilmiştir.



Şekil 4.15. Re=1000, Transition k-kl- ω modeli, yakınsama grafiği



Şekil 4.16. Re=5000, k- ϵ RNG, yakınsama grafiği

Bu aşamada gerçekleştirilen çalışmada yakınsama kriteri için bir diğer değerlendirmede; hız bileşenleri, süreklilik, türbülans kinetik enerjisi gibi türbülans

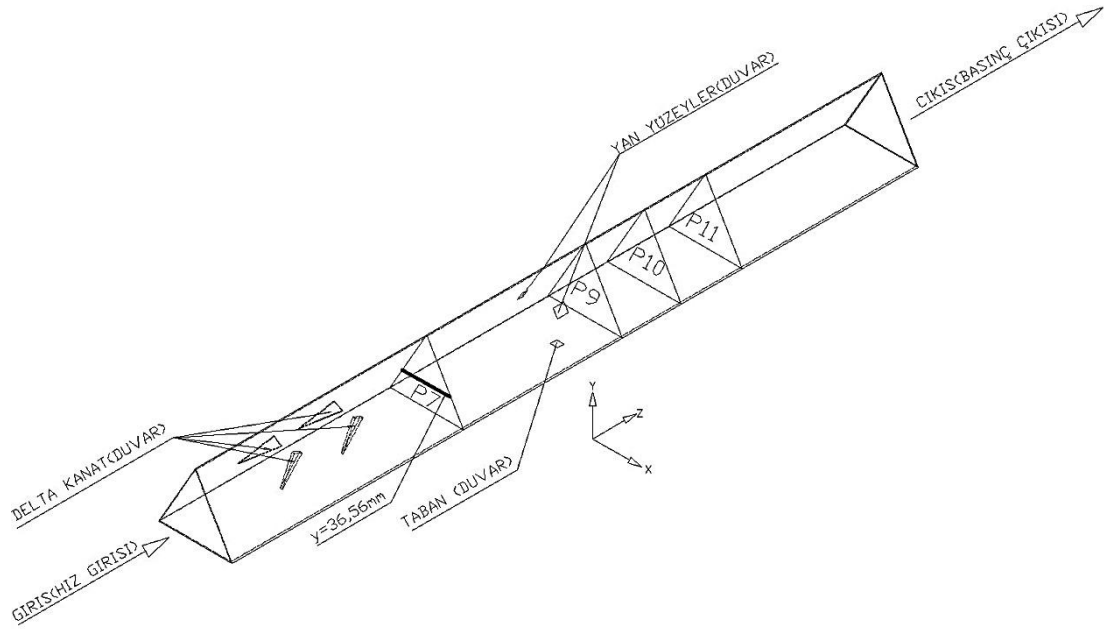
parametrelerinin yakınsama kriteri olarak 10^{-4} değerinin daha da altındaki değerlere kadar düşmesi sağlanmıştır. Yapılan çözümlerde yakınsama kriterlerinin 10^{-7} değerlerine kadar düşmesi beklenmiş ve çözüm, bu aşamadan sonra bitirilmiştir (Şekil 4.15, 4.16).

Yine bu aşamada yapılacak çalışmalar arasında “Scalable Wall Function” özelliğinin de kullanılması ve bu duvar fonksiyonunun çözüme olan etkisinin araştırılması da düşünülmüştür. Ancak, bu fonksiyon, y^+ değerinin çok yüksek olduğu durumlarda kullanılabildiği için, bu çalışmadaki geometrik boyutlar, bahsedilen fonksiyonun kullanılmasını uygun kılmamıştır.

Bu çalışmada öncelikle ağ donanımları oluşturulan modeller, çözümün yapılacağı ANSYS FLUENT ortamına transfer edilmiştir. Üçgen kanal içerisindeki akışkan; sıkıştırılmaz, Newtoniyen, sabit fiziksel özelliklere sahip, yoğunluğu 998.2 kg/m^3 , özgül ısı 4186 J/kg-K , ısı iletkenliği 0.6 W/m-K , vizkozitesi $1.003 \times 10^{-3} \text{ kg/m-s}$, olan su seçilmiştir. Kanal içinde z-yönünde hareket eden akışkanın akış alanı için 3-boyutlu süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri, sıcaklık alanı için de enerji denklemi çözülmüştür. Üçgen kanal ve delta-kanatçık malzemeleri Alüminyum (yoğunluk= 2719 kg/m^3 , özgül ısı= 817 j/kg-K , ısı iletkenlik= 202.4 w/m-K) seçilmiştir.

Tüm simülasyonlarda çözüm yöntemi olarak, basınç-hız eşleştirmesi için SIMPLE, ayrıklaştırma için “Least Square Cell Based”, basınç için “Standard”, momentum ve enerji için “Second order upwind” algoritmaları kullanılmıştır. Yukarıdaki denklem sisteminin çözümü, “Gauss-Seidel lineer denklem çözücüsü” ve “cebirsal multigrid” metodu ile gerçekleştirilmiştir.

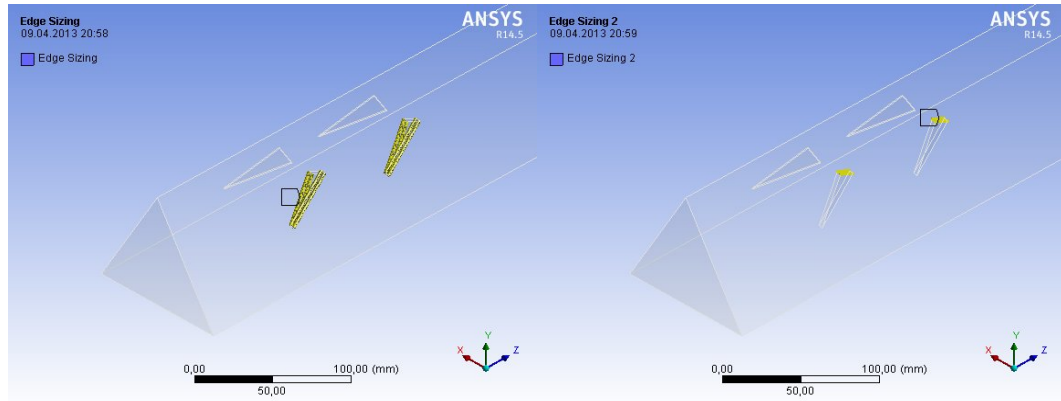
Kanal girişinde hız-girişi sınır şartı ($w=W$, $u=v=0$, $T_i=293.15 \text{ K}$), katı yüzeylerde kaymama (duvar) sınır şartı ($u=v=w=0$, $T_w=353.15 \text{ K}$); kanal çıkışında basınç-çıkışı sınır şartı uygulanmıştır (Şekil 4.17). Yakınsama kriteri hız bileşenleri ve süreklilik için 10^{-4} , enerji ve türbülans parametreleri için 10^{-6} olarak belirlenmiştir. Çözümlemelerde laminar model ve zaman ortalamalı türbülans modelleri kullanılmıştır. Tüm model katsayıları ile Prandtl sayıları sabit tutulmuştur.



Şekil 4.17. Model geometri, Sınır şartları, P düzlemleri

4.1.1. Ansys Mesh Platform İle Ağ Yapısının Oluşturulması

Modelin ağ yapısı oluşturulurken Ansys Mesh Platform programının “edge size” özelliği kullanılarak kanatçıkların uzun ve kısa kenarlarında eleman boyutunun küçülmesi sağlanmıştır (Şekil 4.18).



(a)

(b)

Şekil 4.18. (a) Kanatçıkların uzun kenarlarının “edge size” özelliği ile bölümlere ayrılması, (b) Kanatçıkların kısa kenarlarının “edge size” özelliği ile bölümlere ayrılması

Başlangıç aşamalarında çok sayıda ağ donanımı oluşturulmuş ve deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu aşamada kullanılan ağ donanımları, eleman sayıları, duvar fonksiyonları ve türbülans modelleri aşağıda verilmiştir:

“Automatic” ağ metodu, 2804252 eleman, “k- ϵ Realizable (standard wall function)” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 1034421 eleman, “k- ϵ Realizable (standard wall function)” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 6942916 eleman, “RSM-none equilibrium wall function” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 6942916 eleman “k- ϵ Realizable- enhanced wall function” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 6942916 eleman, “k- ϵ Standart- none equilibrium wall function” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 6942916 eleman, “k- ω SST” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 6942916 eleman, “k- ω Standard” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 6942916 eleman, “RSM- enhanced wall function” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 5006659 eleman, “k- ϵ Realizable (standard wall function)” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, “edge size”, 6942916 eleman “k- ϵ Realizable (standard wall function)” türbülans modeli

“Sweep” ağ metodu, 3667325 eleman, “k- ϵ Realizable (standard wall function)” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, “edge size”, 4731790 eleman, “k- ϵ Realizable (standard wall function)” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 7925981 eleman, “k- ϵ Realizable (standard wall function)” türbülans modeli

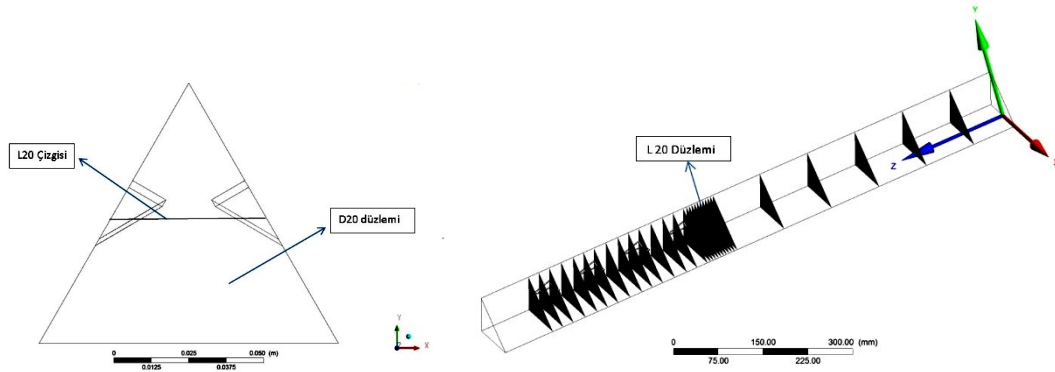
“Automatic” ağ metodu, 6942916 eleman, “k- ϵ Realizable (standard wall function)” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, 4731790 eleman, “k- ϵ Realizable (standard wall function)” türbülans modeli

“Automatic” ağ metodu, “sınır tabaka” 7330509 eleman, “k-ε Realizable- standart Wall Function” türbülans modeli

“Assembly- tetra- beta” ağ metodu, 6304982 eleman, k-ε Realizable-standart wall function” türbülans modeli

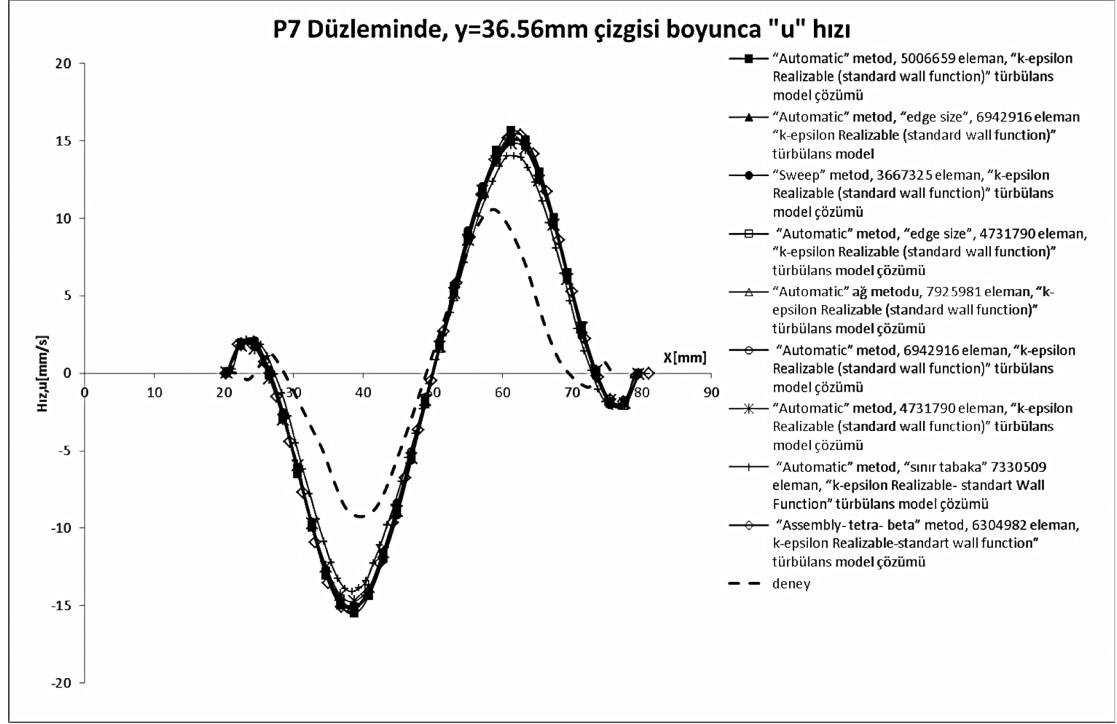
Yukarıda belirtilen sayısal çalışma sonuçlarının deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırıldığı düzlemler, L20 düzlemi ve bu düzlem üzerindeki L20 çizgisi ($y=36.56$ mm) Şekil 4.19’ da gösterilmiştir.



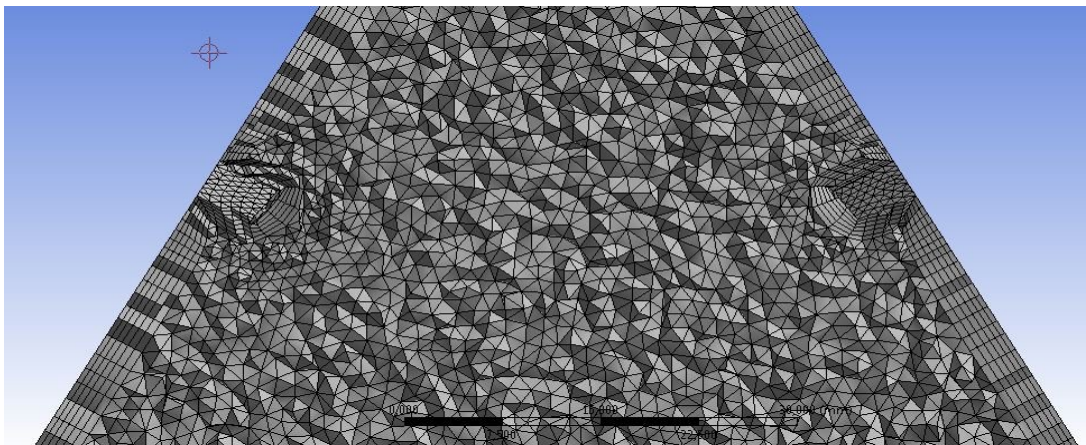
Şekil 4.19. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırıldığı L20 çizgisi ve ilgili düzlemler

Şekil 4.20’ de P7 düzlemindeki $y=36.56$ mm çizgisi üzerinde elde edilen hız verileri, aynı düzlem ve aynı çizgi üzerindeki deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu şekilden görülebileceği gibi, sayısal sonuçlar kendi aralarında uyumlu olduğu halde, deneysel çalışma ile uyumlu değildir. Şekil 4.20’ de gösterilen uyumsuzluğu gidermek amacıyla farklı ağ yapıları oluşturulmuş ve çalışmalar tekrarlanmıştır. Bu amaçla “sınır tabaka (inflation)” özelliği kullanılarak çeşitli ağ donanımları oluşturulmuştur. Bu çalışmada, kanalın ve kanatçıkların tüm kenarlarına “sınır tabaka (inflation)” özelliği uygulanmış, bu bölgelerdeki ağ yapısının daha sık ve hassas olması sağlanmıştır (Şekil 4.21). “Sınır tabaka (inflation)” seçeneği ile ilk ağ katmanının seçilen yüzeyden olan uzaklığı ve ayrıca ağ katmanı sayısı seçilebilmektedir. İlk katmanın kalınlığı (first layer height) programa girildikten sonra, katman sayısı (maximum layers) ve bu katmanların büyüme oranları (growth rate) da belirtilerek, istenen “sınır tabaka (inflation)” ağ özellikleri elde edilebilmektedir. Bu özellikler seçilirken, son katman kalınlığı hesaplanarak, sınır tabakadan global ağ bölgesine geçiş kısmındaki hücre boyutlarının 1/1 oranına yakın

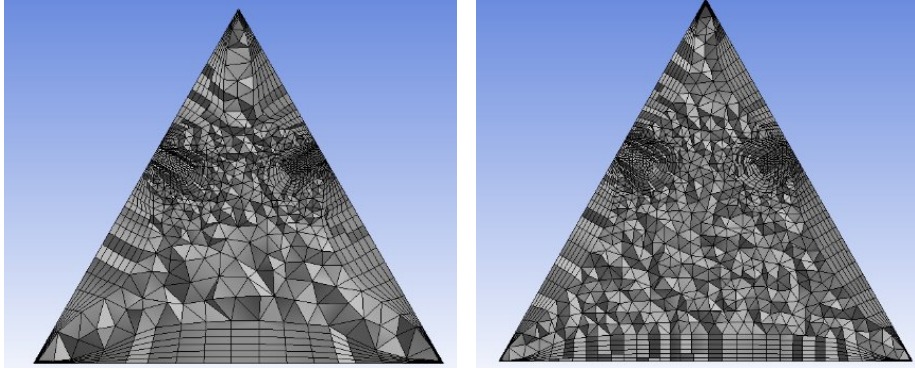
olması sağlanmıştır (Şekil 4.21). Bu özellikler kullanılarak en iyi ağ kombinasyonlarının elde edilmesi üzerinde yeterince durulmuş ve deney ile uyumlu sonuçlar elde edilinceye kadar çok sayıda kombinasyon denenmiştir Ayrıca “face size” özelliği kullanılarak, kanatçıkların akış ile temas eden yüzeylerindeki ağ yapısının iyileştirilmesi işlemleri de gerçekleştirilmiştir(Şekil 4.22 a, b, c, d).



Şekil 4.20. Sayısal sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılması

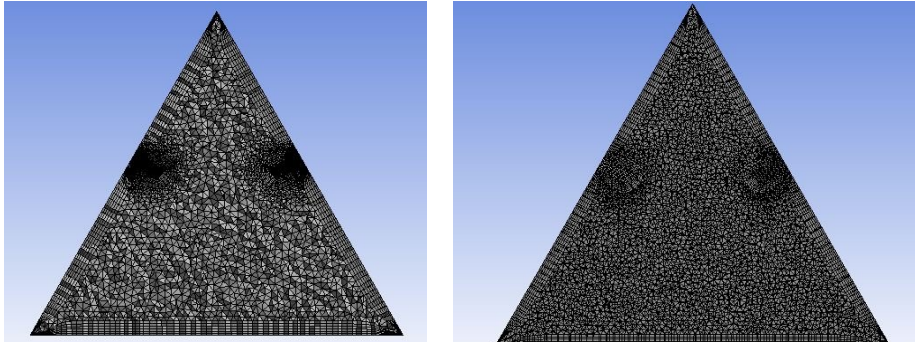


Şekil 4.21. Kanalın ve kanatçıkların kenarlarında “sınır tabaka (inflation)” özelliği ile oluşturulan ağ yapısı



(a)

(b)



(c)

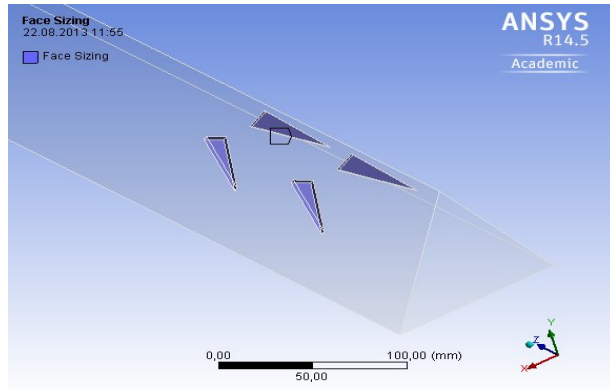
(d)

Details of "Inflation" - Inflation	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Definition	
Suppressed	No
Boundary Scoping Method	Geometry Selection
Boundary	19 Faces
Inflation Option	First Layer Thickness
<input type="checkbox"/> First Layer Height	0,8 mm
<input type="checkbox"/> Maximum Layers	6
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,1

(e)

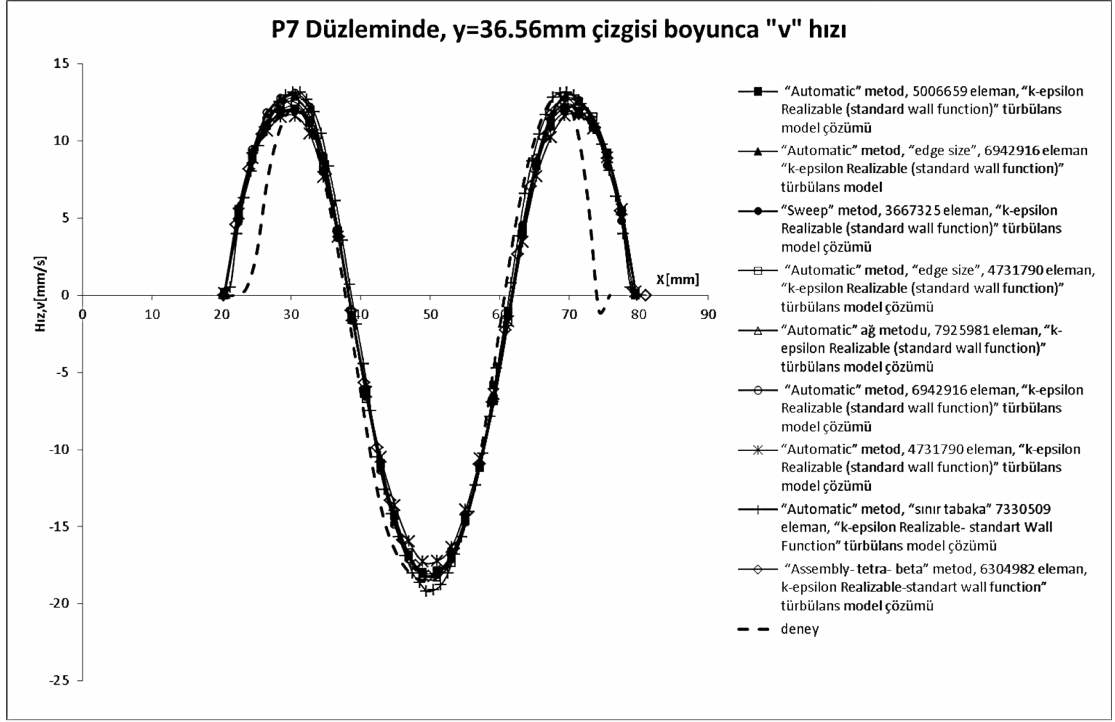
Şekil 4.22. “Assembly Tetrahedrons” metot ile oluşturulan ağ donanımları; (a) 287379 eleman sayılı ağ donanımı, (b) 907947 eleman sayılı ağ donanımı, (c) 3187501 eleman sayılı ağ donanımı, (d) 5917839 eleman sayılı ağ donanımı (e) En iyi kombinasyonu sağlayan “sınır tabaka (inflation)” ağ donanımı detayları (3187501 eleman sayılı ağ donanımı)

“Face Size” seçeneği kullanılarak, kanatçıkların akış ile temas eden yüzeylerindeki (her bir kanatçık için 4 adet yüzey) eleman boyutlarının tanımlanmasına fırsat verilmiştir (Şekil 4.23). Bu şekilde, akış ile temas eden yüzeylerdeki ağ sıklığı arttırılmış ve ağ yapısı da iyileştirilmiştir. “Edge size” ile “Face size” seçenekleri arasındaki temel fark, ağ yoğunluğunun sırasıyla katı yüzeylerin akışla temas eden “kenarlarında” ve “yüzeylerinde” düzenlenmesi şeklinde açıklanabilir. Elde edilen en iyi kombinasyon, Şekil 4.22 e’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.23. “Face Size” verilen yüzeyler

Yukarıda anlatılan yeni ağ metotları kullanılarak gerçekleştirilen farklı türbülans model sonuçları Şekil 4.24’ de gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, sonuçlar hem birbirleriyle, hem de deneysel çalışma ile uyumludur. Sadece kanal duvarlarına yakın bölgelerde deneysel çalışmada sapmalar meydana gelmiştir, bu da deneysel çalışma sırasında duvarlara yakın bölgelerde lazer ışığının yansımından dolayı, PIV sisteminin bu bölgelerde hızı tam olarak belirleyememesinden meydana gelen deney hatalarından kaynaklanmıştır. Yine de bu bölgelerde deneye daha yakın sonuçların elde edilip edilemeyeceği konusu yoğun olarak araştırılmış ve en iyi türbülans modelinin belirlenmesi amacıyla farklı türbülans modelleri ve çözüm parametreleri kullanılması aşamasında sayısal çalışmanın doğrulanması işlemine devam edilmiştir. Bu çalışma, en iyi türbülans modelinin belirlenmesi ile paralel olarak yürütülmüştür.



Şekil 4.24. Kanalın eğimli yüzeylerinde deney ile "uyumsuz" bulunan sonuçlar, "v" hızı

4.2. EN İYİ TÜRBÜLANS MODELİNİN BELİRLENMESİ

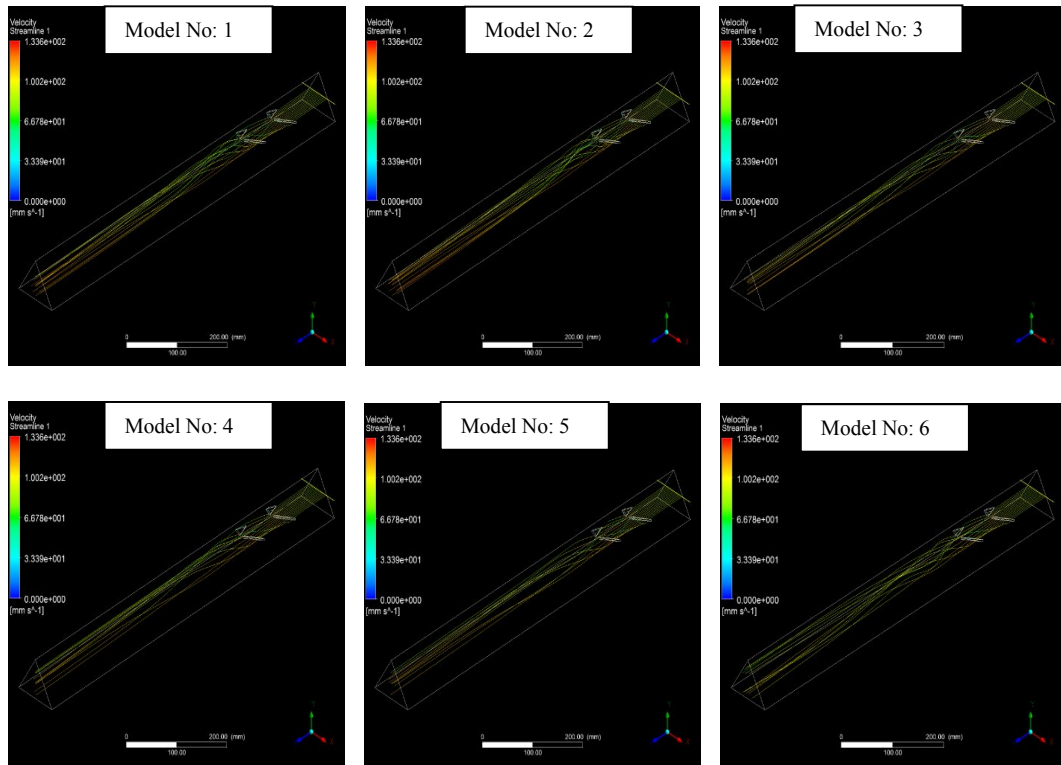
Kanal duvarlarında deneysel çalışma ile daha iyi uyum elde edilmesi amacıyla, kanalın ve delta-kanatçıkların kenarlarında prizmatik ağ yapısı kullanılmasını sağlayan "inflation" seçeneği kullanılarak farklı eleman sayılarına sahip yeni ağ donanımları oluşturulmuştur. Bu ağ donanımları ile farklı türbülans modelleri ve çözüm parametreleri kullanılarak Çizelge 4.1' de sıralanan 16 farklı yeni sayısal çözümler gerçekleştirilmiştir. Bu tabloda 16 farklı simülasyonda kullanılan türbülans modeli, duvar fonksiyonu ve eleman sayısı da verilmiştir.

Çizelge 4.1. $Re=5000$ değeri için gerçekleştirilen bazı sayısal çözümlerin detayları

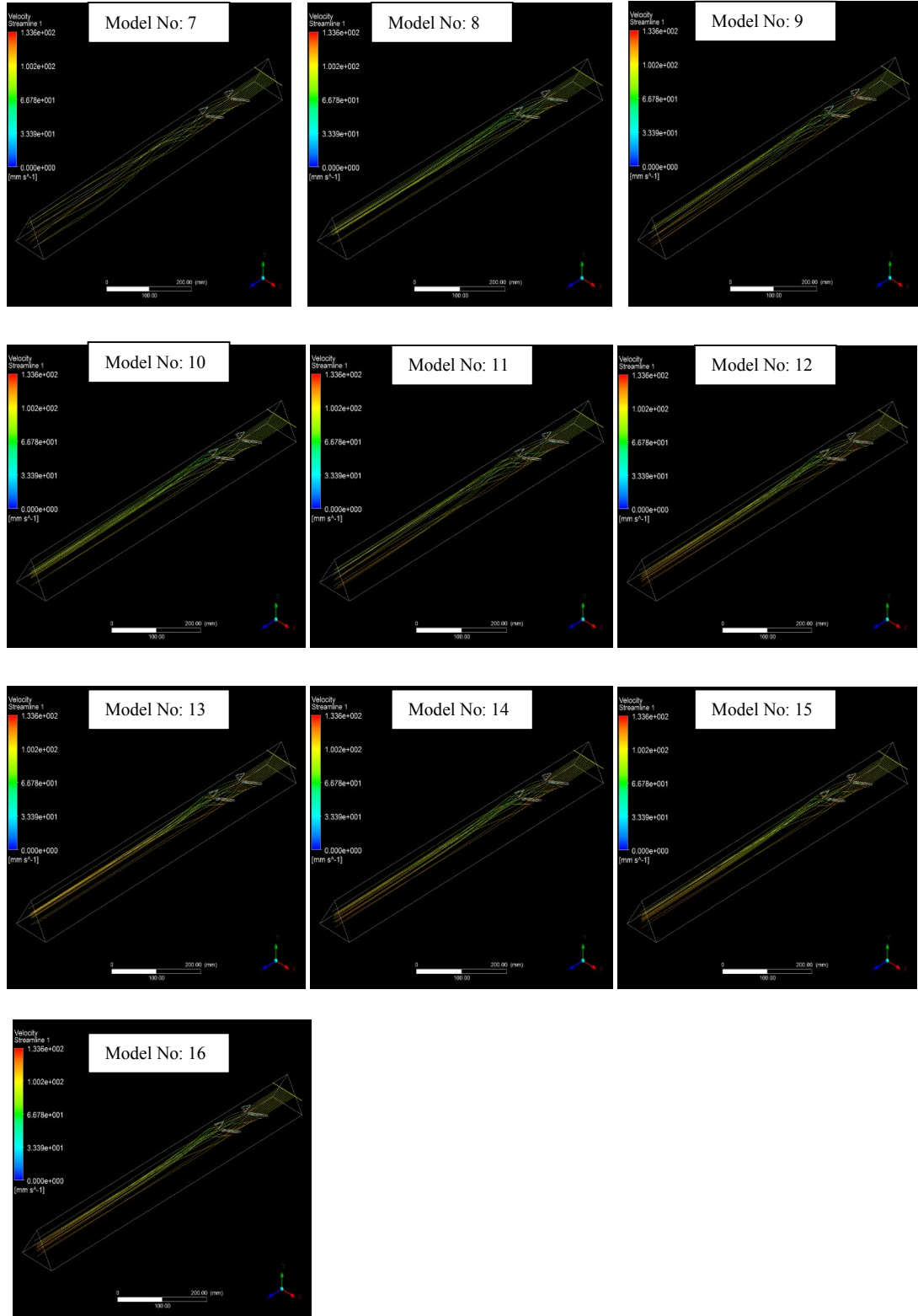
Model No	Türbülans Model	Duvar Fonksiyonu	Eleman Sayısı
1	Standart k- ϵ	Standart Wall Fn	3187501
2	Standart k- ϵ	Standart Wall Fn	5917839
3	Standart k- ϵ	Standart Wall Fn	5072179
4	Standart k- ϵ	Standart Wall Fn	907947
5	Standart k- ϵ	Standart Wall Fn	287379
6	k- ω SST	Yok	3187501
7	k- ω Standart	Yok	3187501
8	Realizable k- ϵ	Enhanced Wall Treatment	3187501
9	Realizable k- ϵ	Standart Wall Fn	3187501
10	RNG k- ϵ	Enhanced Wall Treatment	3187501
11	RNG k- ϵ	Standart Wall Fn	3187501
12	RNG k- ϵ , sadece “curvature correction“ seçeneği aktifleştirildi.	Enhanced Wall Treatment	3187501
13	RNG k- ϵ , “swirl dominated flow“ ile “pressure gradient“ effect“curvature correction“ seçenekleri aktifleştirilmiştir (hız ve basınç değerleri stabil oluncaya kadar çözüme devam edilmiştir.).	Enhanced Wall Treatment	3187501
14	RNG k- ϵ , “swirl dominated flow“ ile “pressure gradient effect“ , “curvature correction“ seçenekleri aktifleştirildi, ayrıca yakınsama kriteri 10^{-7} e erişince çözüm durdurulmuştur.	Enhanced Wall Treatment	3187501
15	RNG k- ϵ , options: “swirl dominated flow“, “pressure gradient effect“ , “curvature correction“, “spatial discretization“ seçenekleri için default değer yerine aşağıdaki değerler kullanılmıştır: Gradient: Green Gauss Node Based, TKE=2nd order upwind, eps=2nd order upwind, Higher order term relaxation seçeneği aktif ve değeri: 0.25	Enhanced Wall Treatment	3187501
16	RNG k- ϵ , options: “swirl dominated flow“, “pressure gradient effect“ , “curvature correction“, “spatial discretization“ seçenekleri için default değer yerine aşağıdaki değerler kullanılmıştır: Gradient: Green Gauss Cell Based, TKE=2nd order upwind, eps=2nd order upwind.	Enhanced Wall Treatment	3187501

4.2.1. Re=5000 Değeri İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları

Çizelge 4.1’ de belirtilen modellere ait ortalama akım çizgileri Şekil 4.25’ de gösterilmiştir. Bu şekil incelendiğinde, her bir modelin çözümü sonucunda üçgen kanal içerisinde meydana gelen ortalama akım çizgileri farklılıklar göstermektedir. Özellikle 6 ve 7 numaralı modellerden elde edilen çözümlerde akış içerisindeki çalkantılar, kanalın çıkış bölgesine doğru daha uzun bir mesafe boyunca devam etmektedir. 1, 2, 6, 7, 11 numaralı modellerde ise, akışın daha iyi bir karışım meydana getirdiğinin göstergesi olabilecek durumlara, -mesela arka sıradaki kanatçıkların arkasında akım çizgilerinde belirgin düzensizliklere- rastlanmıştır. Bazı çözüm parametreleri hariç diğer tüm geometrik ve çalışma parametrelerinin sabit tutulduğu 12, 13, 14, 15, 16 numaralı modellerden elde edilen çözüm sonuçları arasında belirgin bir fark bulunmadığı gözlenmiştir.



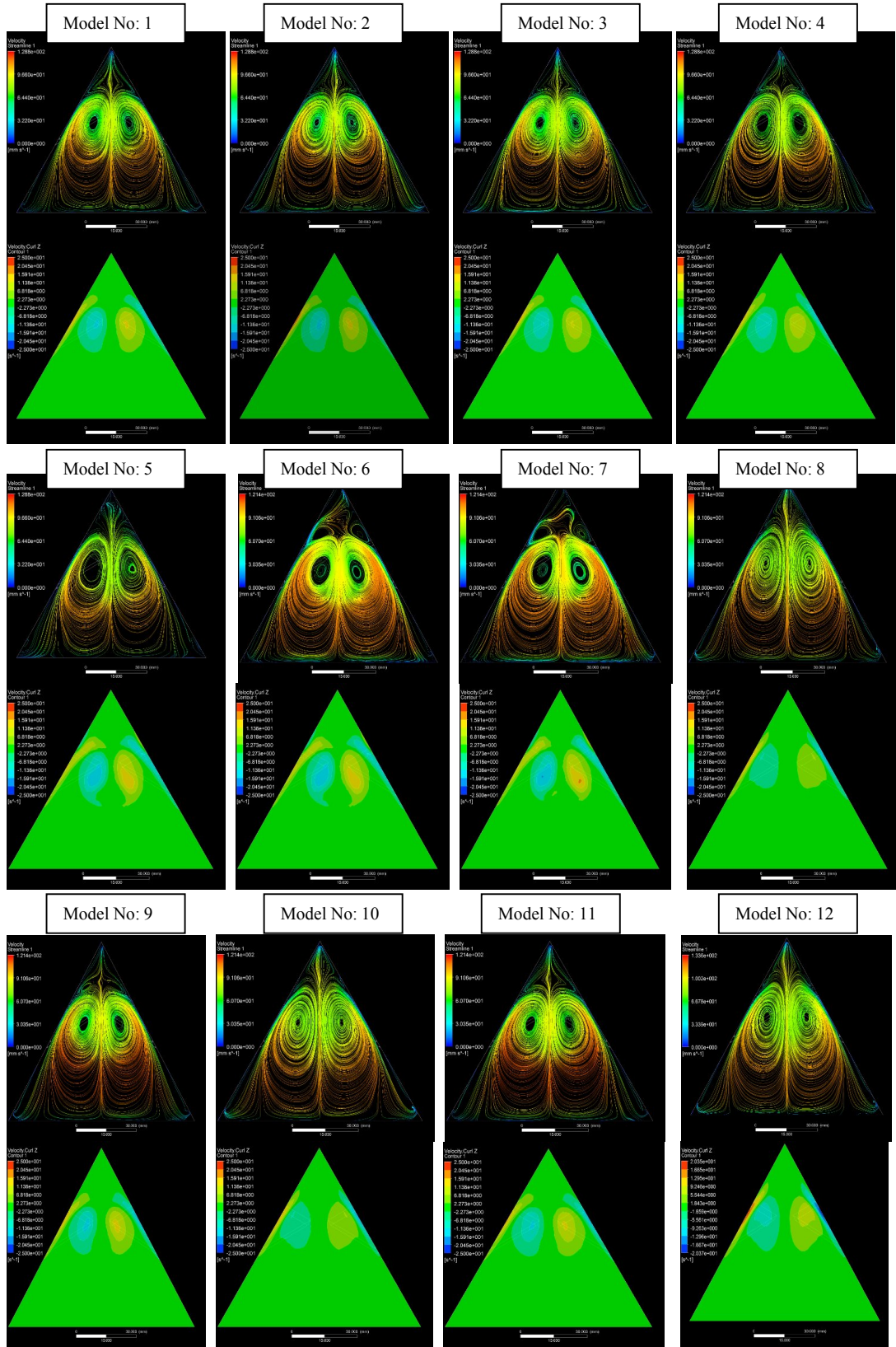
Şekil 4.25. Ortalama akım çizgileri (Model no için bkz. Çizelge 4.1)



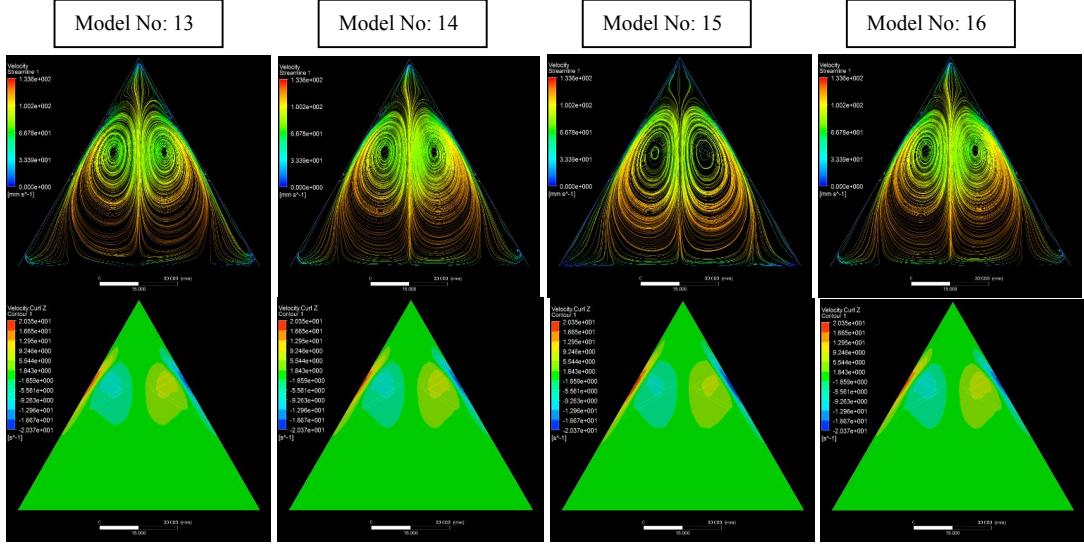
Şekil 4.25 (devamı)

Çizelge 4.1' de gösterilen model çözümlerine ait P7 ($z=256.287$ mm) düzleminde elde edilen ortalama akım çizgileri ve ortalama hız konturları dağılımı, Şekil 4.26' da gösterilmiştir. Farklı ağ yoğunluklarının çözüme olan etkisi, 1, 2, 3, 4,

5 numaralı modellerde karşılaştırılmıştır. Eleman sayısı 3187501 den itibaren (Şekil 4.26 Model no: 1, 2, 3) sonuçların neredeyse değişmediği göze çarpmaktadır.



Şekil 4.26. P7 düzleminde elde edilen ortalama akım çizgileri ve hız konturları



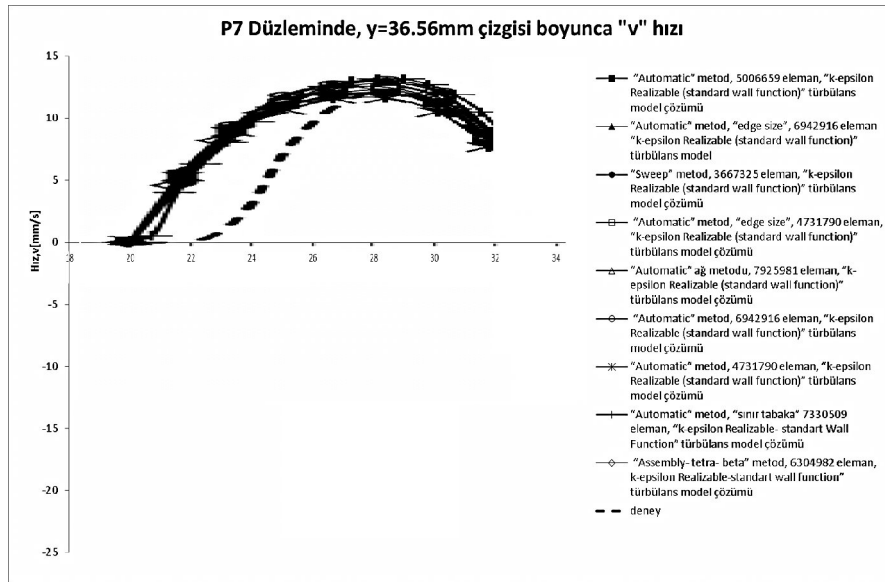
Şekil 4.26 (devamı)

P7 düzleminde duvar fonksiyonlarının etkilerini incelemek amacıyla, 8,9,10,11 numaralı modeller için Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modeli ve RNG $k-\varepsilon$ türbülans modeli çözüm sonuçları birbiriyle karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, türbülans model değişse bile, duvar fonksiyonları değişmediği sürece, kanal içerisinde benzer yapıda akış özellikleri oluşmaktadır. Örneğin, “Standart wall function” seçeneğinin aktif olduğu modellerde (model 9 ve 11), P7 düzleminde, kanalın tepe noktasına doğru bir çift küçük döngü oluşmakta, ancak bu döngülere “Enhanced Wall Treatment” seçeneğinin aktifleştirildiği modellerde (Model 8 ve 10) rastlanmamaktadır. Bunun, çözümün ağ yapısından bağımsızlığının sağlanması nedeniyle gerçekleştiği düşünülmektedir (Şekil 4.26).

İki denklemlilik türbülans modellerinden sadece $k-\varepsilon$ modellerinin değil, $k-\omega$ modellerinin de etkilerinin araştırılması amacıyla, “ $k-\omega$ SST” ve “ $k-\omega$ Standart” türbülans model çözüm sonuçları sırasıyla Model 6 ve 7 (Şekil 4.26) de gösterilmiştir. Özellikle kanalın tepe bölgesine yakın bölgelerdeki akış yapısı, $k-\varepsilon$ model sonuçlarına göre oldukça farklı bulunmuştur.

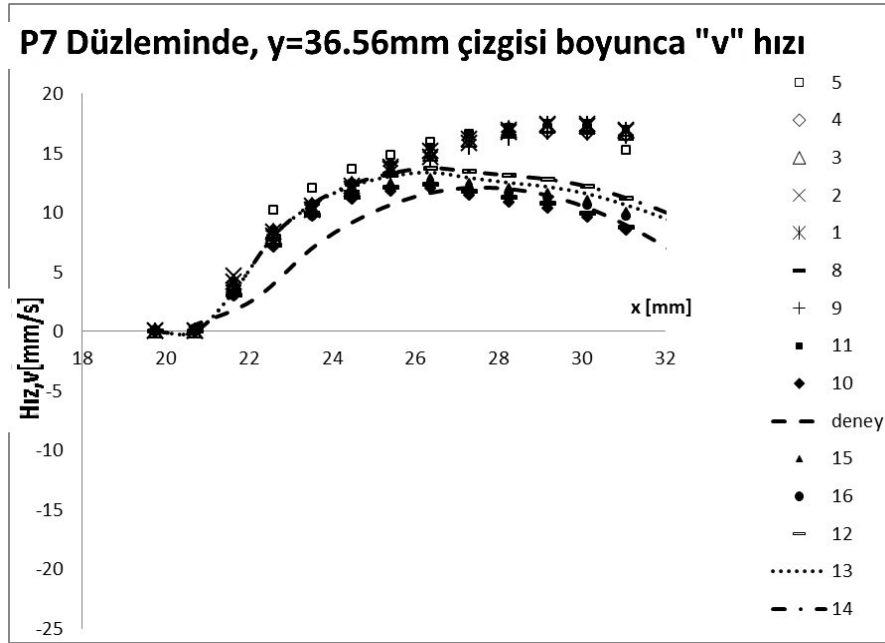
DeneySEL verilerden sapma miktarı daha detaylı olarak incelenmek üzere, Şekil 4.27’ de Tablo 4.1’ de verilen yeni modeller kullanılarak elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Şekil 4.27 incelendiğinde; kanal duvarlarına yakın bölgede elde edilen hız verilerinin deneySEL sonuçlarla daha uyumlu olduğunu söylemek mümkündür. Bunun sebebi, bu dönemde cidarlarda “inflation” özelliği uygulanarak oluşturulan

yeni ağ donanımından kaynaklanmaktadır. Bu çok küçük (6 mm' lik) x aralığında ($20 \text{ mm} < x < 26 \text{ mm}$) "v" hız verileri ile deneysel sonuçlar arasında az da olsa yine bir sapma söz konusudur. Bunun sebebi; daha önce açıklandığı üzere, deneysel çalışmanın gerçekleştirildiği sırada, PIV sisteminde akış alanını görüntülemek amacıyla kullanılan lazer ışığının, eğimli olan bu bölgelerde kanatçıkların varlığından da kaynaklanan yoğun yansımalarıdır. Bu nedenle deneysel çalışmada bu bölgelerdeki hızlar doğru bir şekilde belirlenememiştir. Dolayısıyla duvara yakın bu küçük bölgede hızlarda meydana gelen deneysel verilerden sapma miktarları için daha fazla bir çalışma yapmaya gerek duyulmamış ve elde edilen en uyumlu sonuçlar Şekil 4.27' de sunulmuştur. Böylece P7 düzleminde $y=36.56 \text{ mm}$ çizgisi boyunca elde edilen "v hızı" verileri deneysel çalışma ile oldukça uyumlu bulunmuştur.



(a)

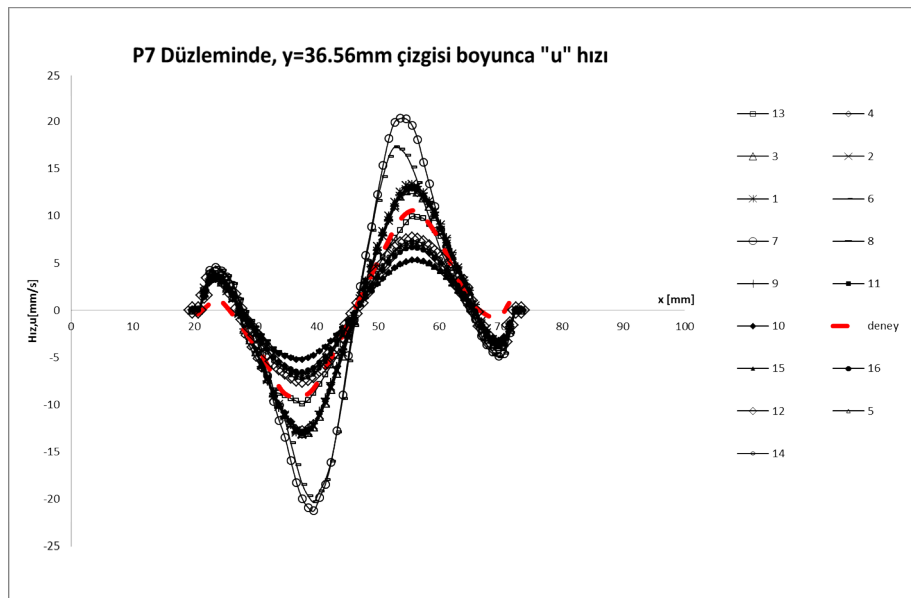
Şekil 4.27. P7 düzleminde $y=36.56 \text{ mm}$ ' den geçen yatay çizgi boyunca "v" hız bileşeninin dağılımı (1-16 rakamları, Çizelge 4.1' de belirtilen model numaralarını ifade etmektedir.)



(b)

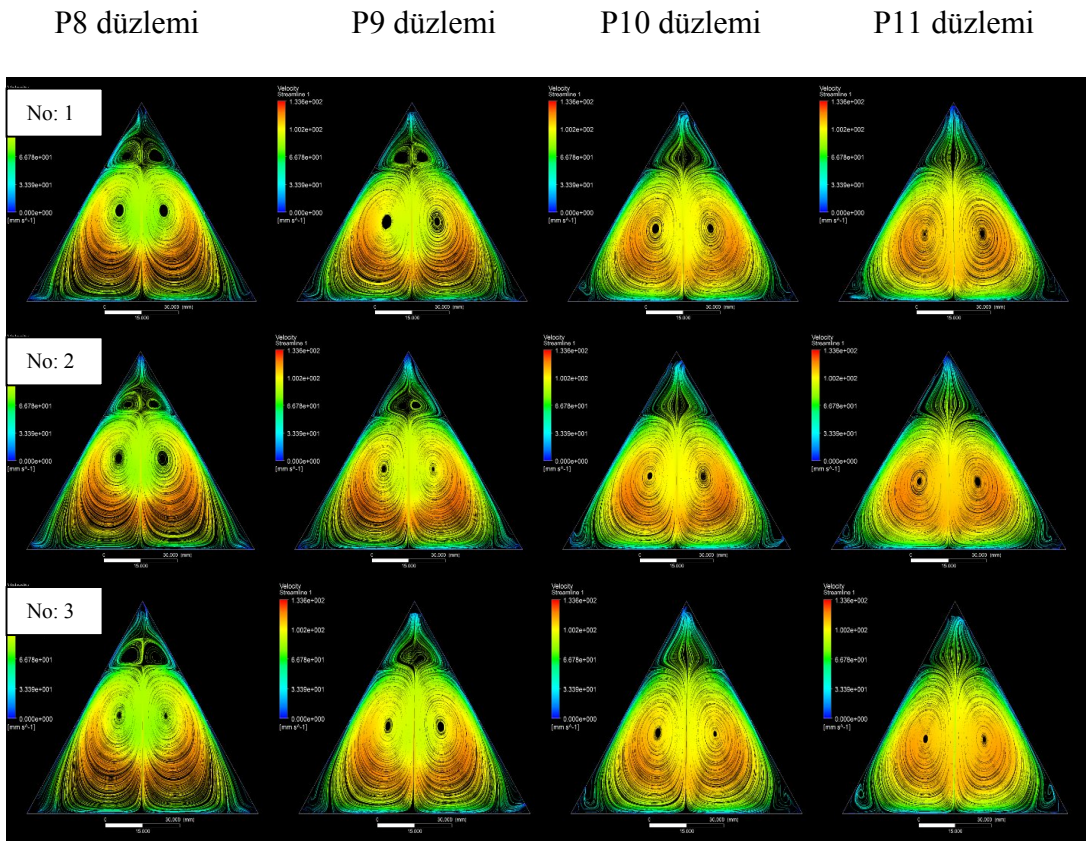
Şekil 4.27 (devamı)

Şekil 4.28’ de sunulan “u” hızları incelendiğinde, 6 ve 7 numaralı (k- ω SST ve k- ω Standart) çözüm sonuçlarının diğer çözüm sonuçlarına göre deney ile uyumlu olmadığı, en uyumlu sonucun ise 13 numaralı model çözümünden elde edilen sonuçlarla sağlandığı açıkça görülmektedir.

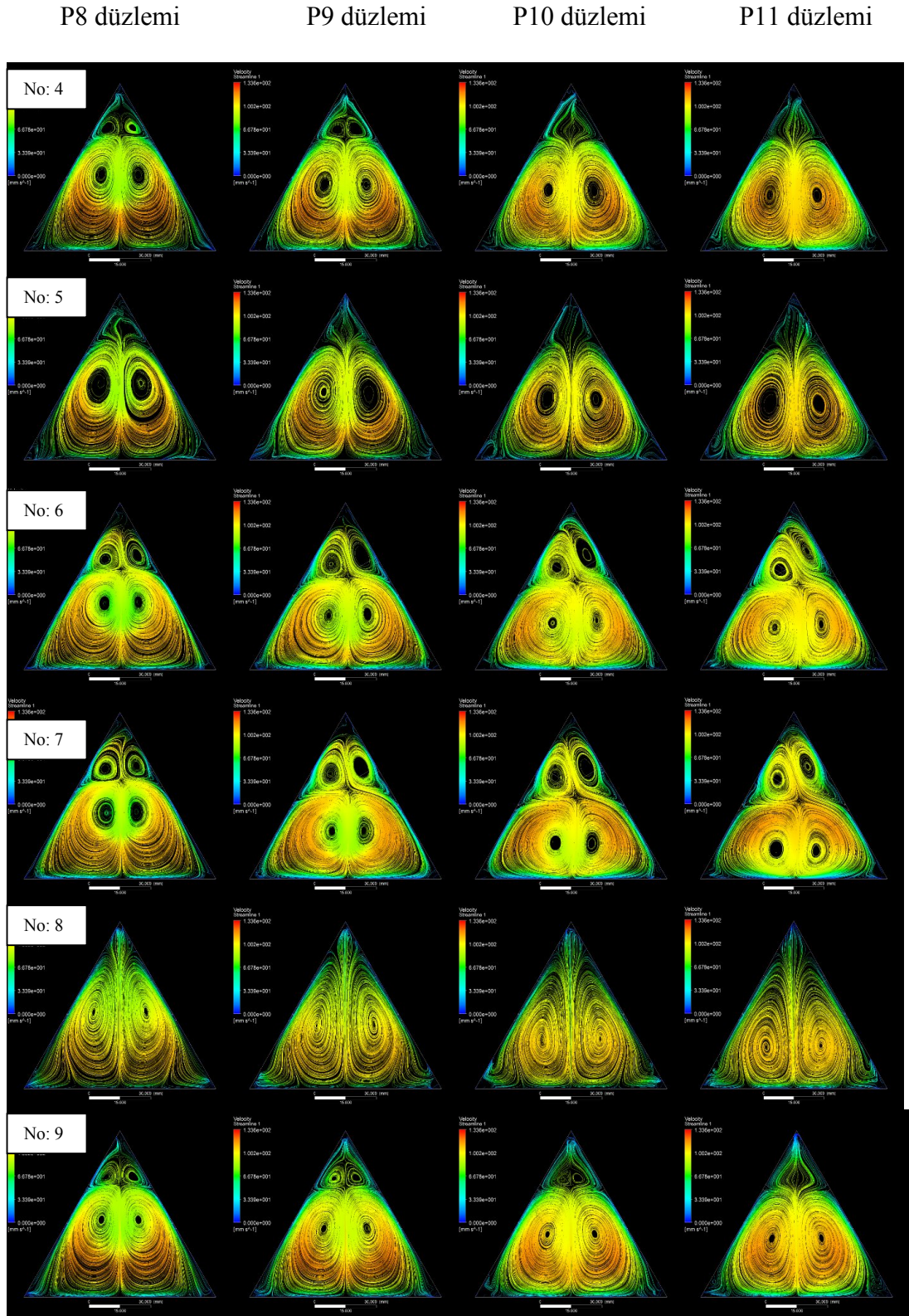


Şekil 4.28. P7 düzleminde $y=36.56\text{ mm}$ ’ den geçen yatay çizgi boyunca “u” hız bileşeninin dağılımı (1-16 rakamları, Çizelge 4.1.’ de belirtilen model numaralarını ifade etmektedir.)

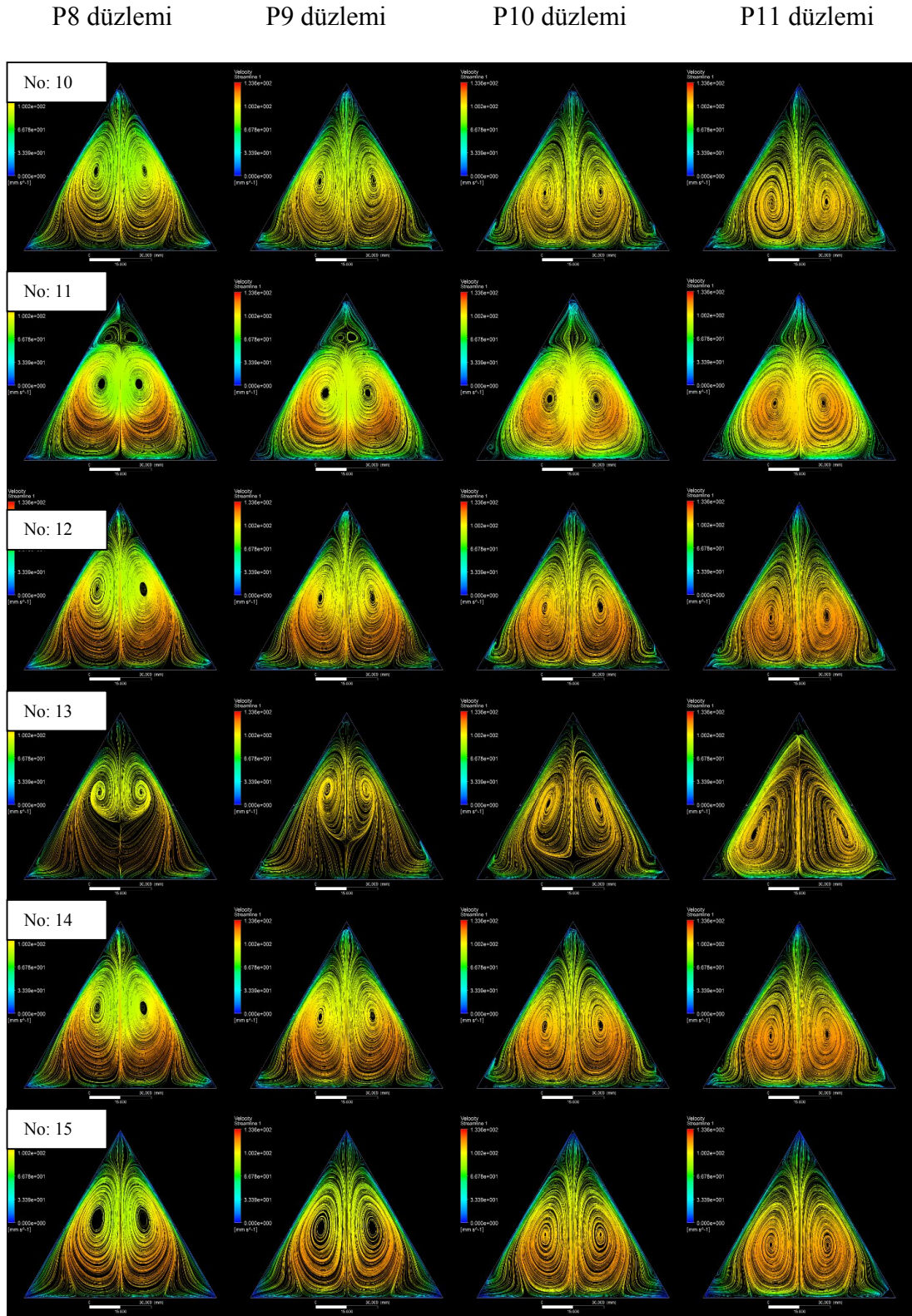
Çözüm alanı içerisinde P7 düzleminde sonraki düzlemlerde elde edilen akış yapıları, Şekil 4.29’ da gösterilmiştir. Seçilen düzlemlerin giriş düzlemine olan uzaklıkları şu şekildedir: P8 ($z=348.049$ mm), P9 ($z=437.889$ mm), P10 ($z=527.613$ mm), P11 ($z=617.395$ mm). Şekil 4.29’ da 6 ve 7 numaralı model çözüm sonuçları, ($k-\omega$ SST ve $k-\omega$ Standart türbülans modelleri) diğer modellere göre daha farklı bir akış yapısı sergilemiştir ve Şekil 4.26’ da gösterildiği üzere, P7 düzleminde göreceli olarak daha küçük olan üst köşe döngüleri, kanalın çıkışına kadar gittikçe büyüyerek devam etmektedir. Bu kadar belirgin ve büyük boyutta olmasa da, bazı türbülans modellerinde üst köşe döngüleri elde edilmiştir. Üst köşe döngüleri 1, 2, 3, 4, 10, 11 numaralı modellerde P9 düzleminde itibaren kaybolmaktadır. 9 numaralı modelde ise üst köşe döngüleri P10 düzleminde sonra yok olmaktadır. 8, 10, 12, 13, 14, 15, 16 numaralı modellerde üst köşe döngülerinin oluşmadığı gözlenmiştir.



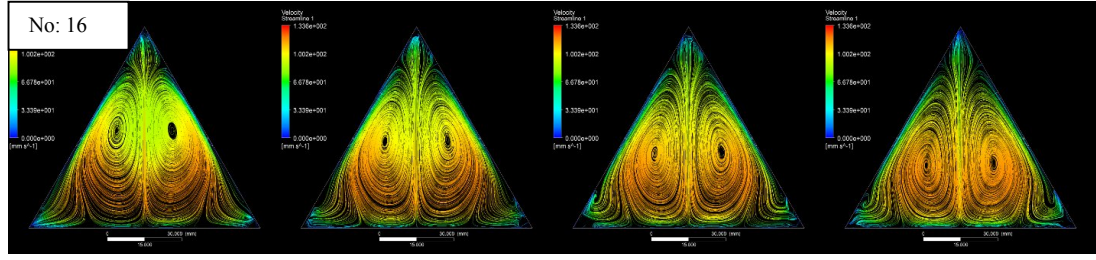
Şekil 4.29. P8, P9, P10, P11 nolu düzlemlerde elde edilen ortalama akım çizgileri (sırasıyla Model no: 1-16) (Model no için bkz. Çizelge 4.1)



Şekil 4.29 (devamı)



Şekil 4.29 (devamı)



Şekil 4.29 (devamı)

Sonuç olarak en iyi seçenek; 3187501 eleman sayısına sahip ağ donanımı, “Enhanced Wall Treatment” duvar fonksiyonu ve RNG k- ϵ , türbülans modeli olarak belirlenmiştir.

4.2.2. Re=1000 Değeri İçin Sayısal Çözümün Doğrulanması

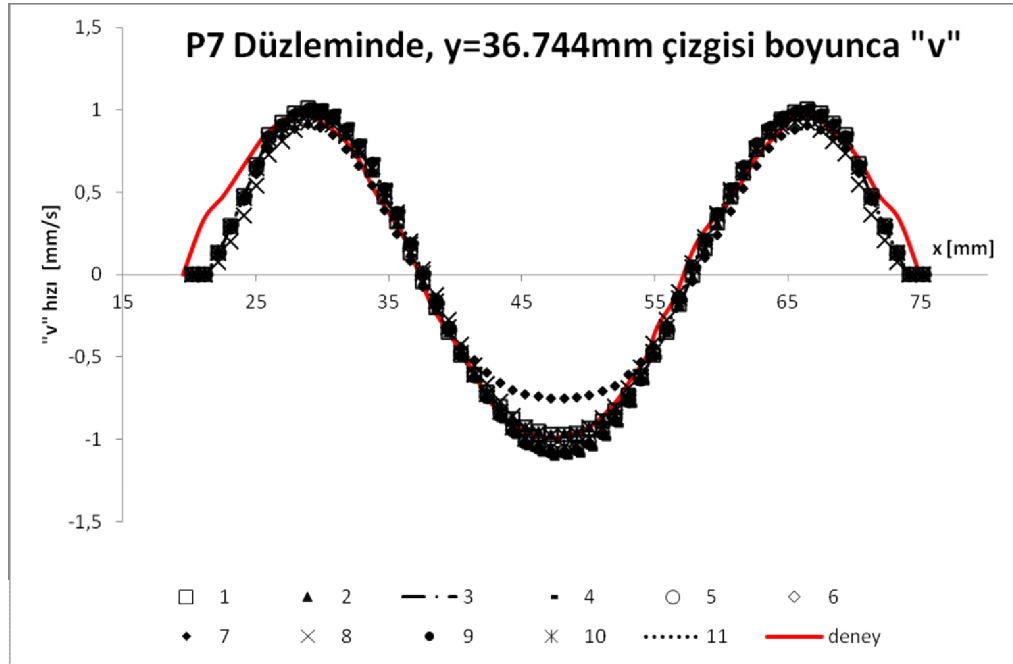
Re=5000 değeri için ayrıntılı olarak anlatılan ağ donanımı oluşturma ile ilgili işlemler, Re=1000 değeri için de gerçekleştirilmiş ve aşağıda Çizelge 4.2’ de gösterilen modeller kullanılarak çözümlenmeler tamamlanmıştır. Re=1000 değerinin düşük olmasından dolayı, hem laminar, hem geçiş, hem de zaman ortalamalı türbülans modelleri kullanılmıştır. Sonuçta Re=1000 değeri için de deneysel çalışma ile en çok uyum sağlayan en iyi model belirlenmiştir.

Çizelge 4.2. Re=1000 değeri için Model adları ve var ise duvar fonksiyonları

MODEL NO	Model Adı ve(wardsa) Duvar Fonksiyonu
1	RNG $k-\epsilon$ model-Enhanced Wall Treatment
2	Realizable $k-\epsilon$ model-Enhanced Wall Treatment
3	Standart $k-\epsilon$ model-Enhanced Wall Treatment
4	Laminar model
5	SST $k-\omega$ model
6	Standart $k-\omega$ model
7	RSM Linear pressure-strain model-Enhanced Wall Treatment
8	RSM Quadratic pressure-strain model (Scalable Wall function)
9	RSM Stress- ω model
10	Transition SST model
11	Transition k-kl- ω model

Re=1000 değeri için “P7” düzleminde ($z=256.287$ mm) ve $y=36.744$ mm yatay çizgisi üzerinde elde edilen “v” hızı değerleri Şekil 4.30’ da gösterilmiştir. Deney sırasında lazer ışınındaki yansımaların meydana geldiği kanal kenarları

dışında, diğer bölgelerde deneysel çalışma ile oldukça uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Hatta bazı modeller üst üste çakışır durumdadır. Bu modellerden elde edilen “v” hızı değerleri arasındaki farkı tam olarak göstermek için, Çizelge 4.3’ deki “v” hız verileri incelenebilir. Şekil 4.30 incelenecek olursa, 7 numaralı modelden elde edilen çözüm sonuçlarına göre, minimum noktadaki “v” hızı değerleri hariç, diğer noktalarda tüm model çözümlerinden, deney ile uyumlu olan çok iyi sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 4.30. Tüm modeller ve deney sonuncunun “v” hızı grafikleri, P7 düzlemi (Model numaraları için bkz. Çizelge 4.2)

Çizelge 4.3. 1, 2 ve 3 numaralı modellerin P7 düzleminde $y=36.744$ mm çizgisi üzerinde elde edilen “v” hızı değerleri

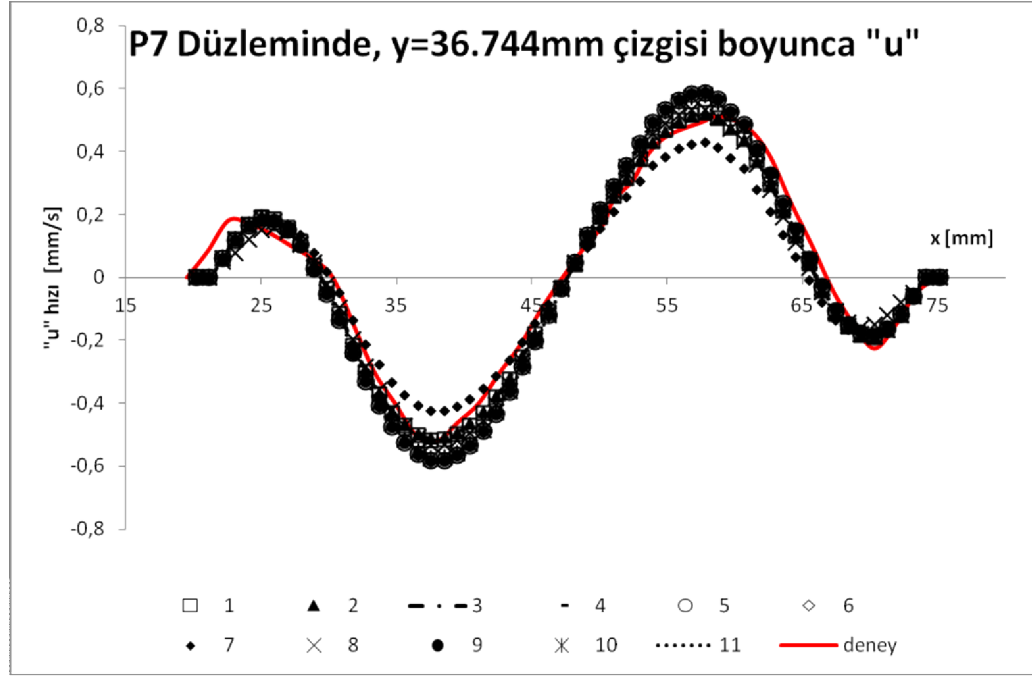
x	Model 1	Model 2	Model 3	x	Model 1	Model 2	Model 3
20.2321	0.00000	0.00000	0.00000	48.1717	0.97231	0.96724	0.96881
21.1956	0.00000	0.00000	0.00000	49.1352	0.96331	0.95837	0.95990
22.1590	0.13479	0.13499	0.13503	50.0986	0.93404	0.92943	0.93080
23.1224	0.29876	0.29917	0.29922	51.0620	0.88735	0.88328	0.88445
24.0859	0.47870	0.47931	0.47935	52.0255	0.82525	0.82188	0.82279
25.0493	0.66921	0.67002	0.67003	52.9889	0.72914	0.72686	0.72743
26.0127	0.84888	0.84986	0.84985	53.9523	0.61735	0.61629	0.61647
26.9762	0.92466	0.92565	0.92566	54.9158	0.48714	0.48731	0.48713

Çizelge 4.3 (devamı)

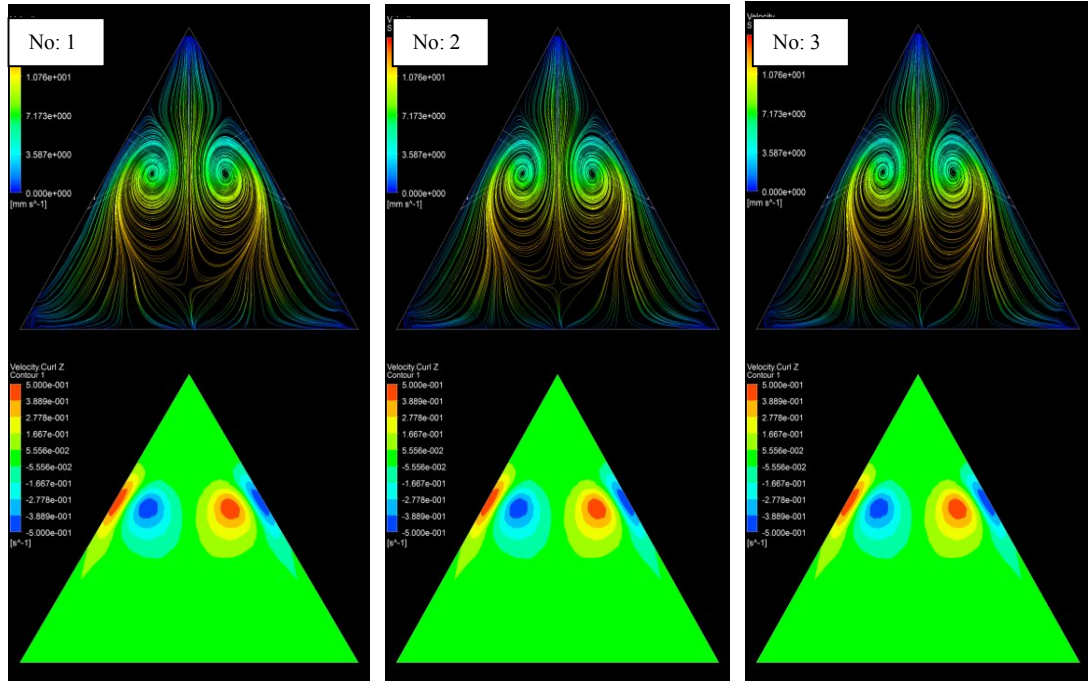
27.9396	0.98245	0.98337	0.98342	55.8792	0.34804	0.34933	0.34883
28.9030	1.00844	1.00919	1.00932	56.8426	0.18240	0.18467	0.18389
29.8665	0.99370	0.99405	0.99432	57.8061	0.00511	0.00831	0.00725
30.8299	0.95399	0.95384	0.95426	58.7695	0.15559	0.15209	0.15328
31.7933	0.86289	0.86201	0.86265	59.7329	0.31290	0.30930	0.31056
32.7568	0.75540	0.75376	0.75461	60.6964	0.46942	0.46619	0.46739
33.7202	0.63220	0.62979	0.63083	61.6598	0.61333	0.61085	0.61188
34.6836	0.47152	0.46851	0.46967	62.6232	0.75927	0.75758	0.75842
35.6471	0.31982	0.31641	0.31763	63.5867	0.87043	0.86960	0.87021
36.6105	0.13407	0.13069	0.13184	64.5501	0.94103	0.94089	0.94129
37.5739	0.04003	0.04316	0.04213	65.5135	0.98361	0.98395	0.98420
38.5374	0.20104	0.20341	0.20262	66.4770	1.00302	1.00371	1.00385
39.5008	0.34694	0.34834	0.34782	67.4404	0.97774	0.97863	0.97868
40.4642	0.49046	0.49067	0.49050	68.4038	0.91974	0.92073	0.92073
41.4277	0.60611	0.60519	0.60535	69.3673	0.85014	0.85110	0.85110
42.3911	0.71221	0.71018	0.71067	70.3307	0.67213	0.67294	0.67295
43.3546	0.80266	0.79959	0.80042	71.2942	0.47925	0.47986	0.47990
44.3180	0.87570	0.87176	0.87287	72.2576	0.29858	0.29898	0.29904
45.2814	0.92922	0.92470	0.92606	73.2210	0.13366	0.13385	0.13389
46.2449	0.95408	0.94924	0.95073	74.1845	0.00000	0.00000	0.00000
47.2083	0.97272	0.96764	0.96922	75.1479	0.00000	0.00000	0.00000

Şekil 4.31’ de ise, elde edilen “u” hız değerleri gösterilmiştir. 7 numaralı model çözümünden elde edilen “u” hız değerlerinin minimum ve maksimum noktaları hariç, diğer noktalar için elde edilen hız verileri, deneyle çok iyi bir uyum içindedir. RSTM Stress- ω model (9 numaralı model) çözüm sonucunda ise değerler her zaman deney verisine göre çok az daha yüksek çıkmaktadır. 10 ve 11 numaralı modeller geçiş rejimi modelleridir. Bu modellerden elde edilen çözümlere göre, maksimum noktalardaki hız verileri deneyle birebir uyum göstermektedir ancak minimum noktalarda küçük de olsa bir hata payı oluşmaktadır. Bu sonuçlar değerlendirildiğinde, deney ile mükemmel sonuçlar veren en iyi çözümlerin Çizelge 4.3’ deki 1, 2, 3 numaralı modeller olan “RNG k- ϵ ”, “Realizable k- ϵ ” ve “Standart k- ϵ ” türbülans modellerinden elde edilen çözümler olduğu sonucuna varılmıştır. Şekil

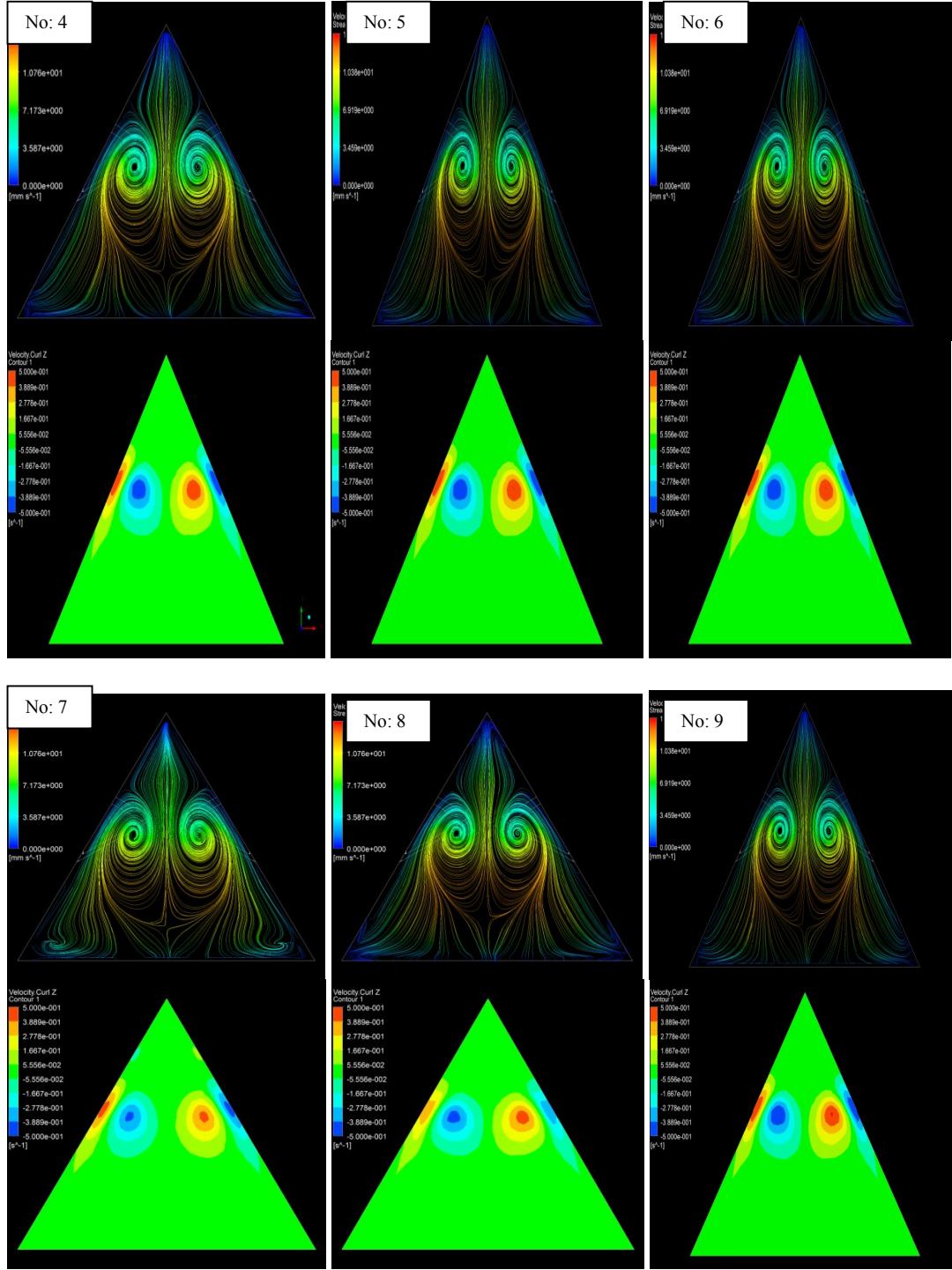
4.32’ de, Çizelge 4.3’ de adı geçen modellerin çözümünden P7 düzleminde elde edilen akım çizgileri verilmiştir.



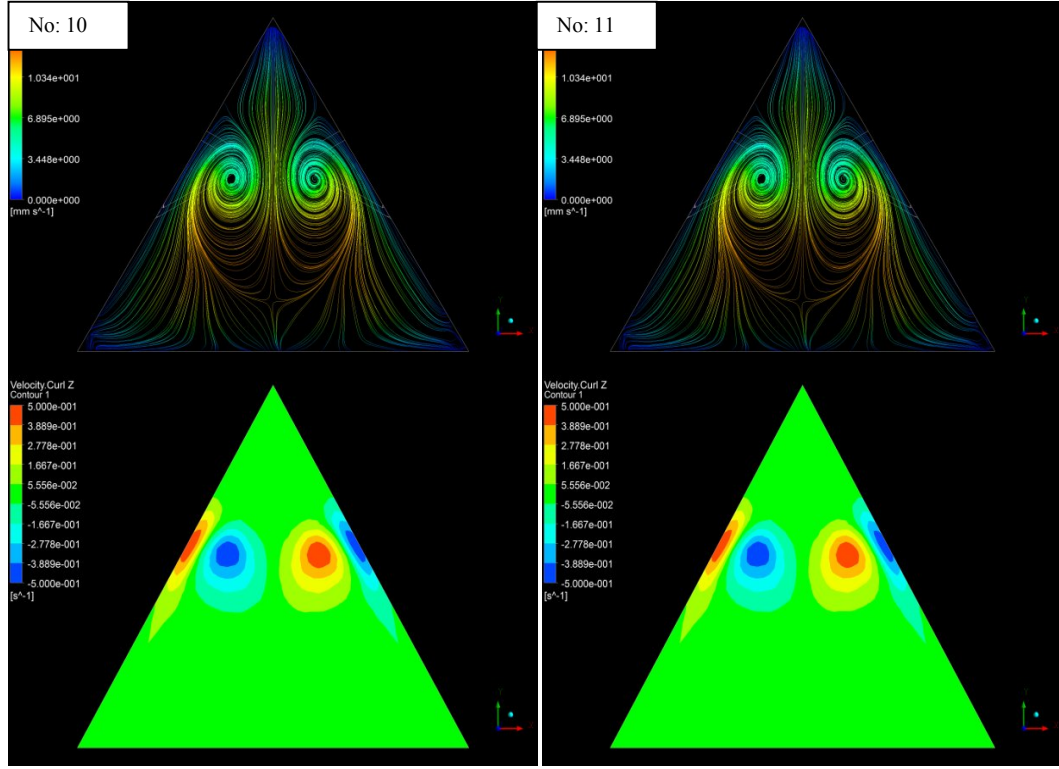
Şekil 4.31. Tüm modeller ve deney sonucunun “u” hızı grafikleri, P7 düzlemi (Model numaraları için bkz. Çizelge 4.2)



Şekil 4.32. 1 numaralı, 2 numaralı, 3 numaralı, 4 numaralı, 5 numaralı, 6 numaralı, 7 numaralı, 8 numaralı, 9 numaralı, 10 numaralı, 11 numaralı modellerin çözümü (P7 düzlemi) (Model numaraları için bkz. Çizelge 4.2)



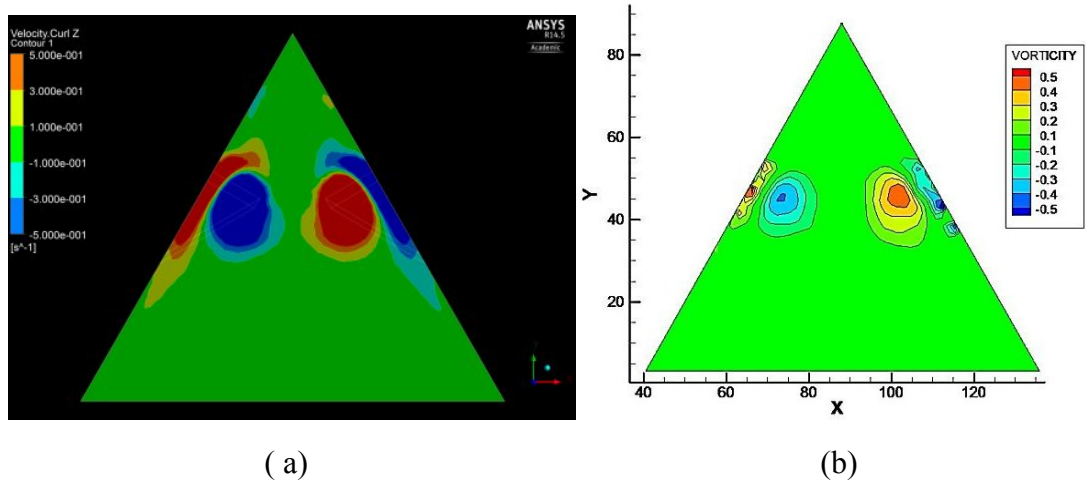
Şekil 4.32 (devamı)



Şekil 4.32 (devamı)

4.2.2.1. Re=1000 değeri için P7 düzleminde elde edilen sayısal çözüm sonuçları

Şekil 4.32’ de gerçekleştirilen çalışmalardan elde edilen sonuçların, 4.33 b’ de gösterilen deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında, deneysel çalışma ile oldukça uyumlu sonuçlar elde edildiği ortaya çıkmıştır.



Şekil 4.33. Re 1000, P7 düzleminde vortisite konturları. a- RNG k-ε model sonucu, b- Deneysel sonuç [26].

4.3. OTUZİKİ FARKLI GEOMETRİK KONFIGÜRASYON İÇİN GERÇEKLEŞTİRİLEN OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARI (Re=5000)

Bir önceki aşamada belirlenen en iyi türbülans modeli, ağ donanımı ve eleman sayıları kullanılarak, üçgen kanal içerisinde kanatçıkların farklı şekillerde dizilimi ile elde edilebilecek en iyi tasarım bu bölümde belirlenmiştir. İlk olarak kanatçıklar arası mesafe (Şekil 3.3, b mesafesi) değiştirilerek, 32 farklı geometrik konfigürasyonun optimizasyon işlemleri tamamlanmıştır. b mesafesi, kanatçıkların taban uzunluğunun değeri olan (L_w)' nun katları cinsinden ($0 \leq L_w \leq 6$ olacak şekilde) CFD (Şekil 4.34, 4.35), CFU-CFD (Şekil 4.36, 4.37), CFD-CFU (Şekil 4.38, 4.39) ve CFU (Şekil 4.40, 4.41) konfigürasyonları için belirlenerek, ilgili geometrik çizimler tamamlanmıştır. Bu dört konfigürasyon için b mesafesi $b=0L_w$, $b=0.5L_w$, $b=1L_w$, $b=2L_w$, $b=3L_w$, $b=4L_w$, $b=5L_w$, $b=6L_w$ olacak şekilde 32 adet geometri çizilmiştir (Şekil 4.34- 4.95). (kanatçık boyu $L=40.15$ mm ve $h=20.07$ mm)

CFD “Common Flow Down” konfigürasyonunda tüm kanal art arda CFD dizilimli kanatçıklarla donatılmıştır. CFU “Common Flow Up” konfigürasyonunda tüm kanal art arda CFU dizilimli kanatçıklarla donatılmıştır. “CFU-CFD” ise, bir sıra CFU, arkasındaki sıra CFD, sonra tekrar CFU ve ardından tekrar CFD olacak şekilde dizilen kanatçıklardan meydana gelmiştir. “CFD-CFU” diziliminde ise sıra “CFU-CFD” diziliminin tam tersidir.

Geometrik çizimleri tamamlanan bu modellerin ağ donanımları, karar verilen en iyi modelin ağ donanım özellikleri korunarak oluşturulmuş ve ardından bu en iyi modelin çözüm parametreleri kullanılarak sayısal çözümleme işlemleri gerçekleştirilmiştir. En iyi modele bir önceki aşamada karar verildiğinden dolayı, bu aşamada gerçek çalışma koşullarını uygulamak amacıyla, momentum ve süreklilik denklemlerine ek olarak enerji denklemi de çözülmüştür. Diğer çözüm özellikleri kısaca özetlenecek olursa (Re=5000),

Türbülans modeli: RNG k- ϵ türbülans modeli ($k=3.377e^{-05}$, $\epsilon=7.538e^{-06}$)

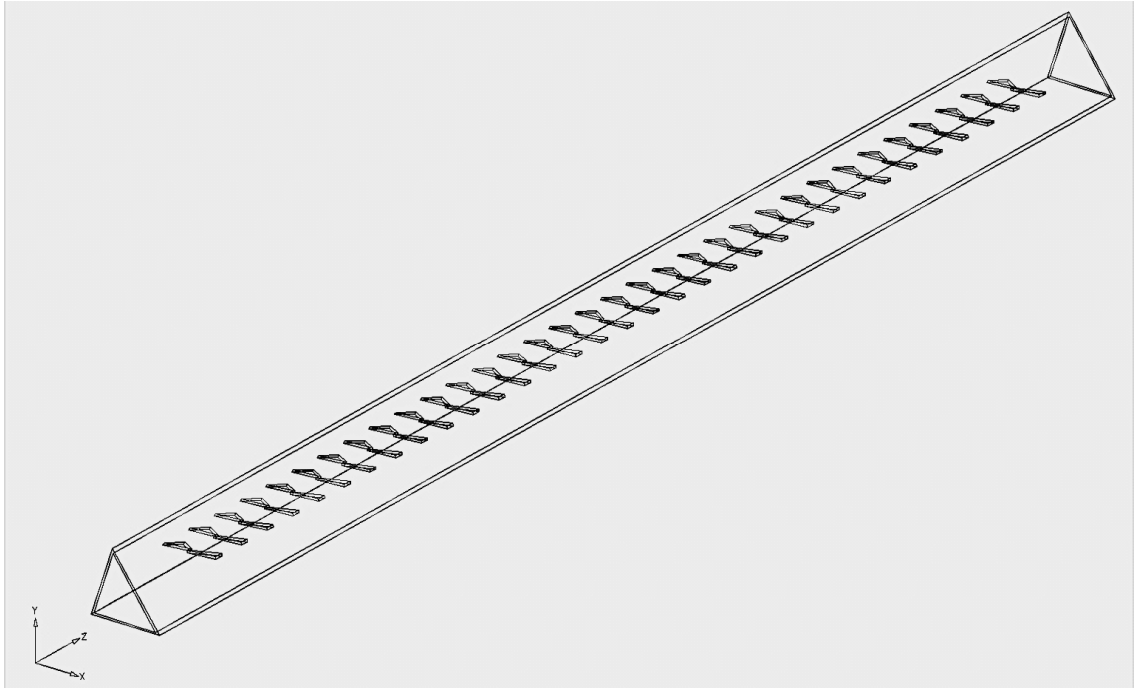
RNG Seçenekleri (Options): Türbülanslı akış hakim (Swirl dominated flow)

Duvar fonksiyonu (Near-wall treatment) : Enhanced Wall treatment
(Geliştirilmiş duvar fonksiyonu) (EWT)

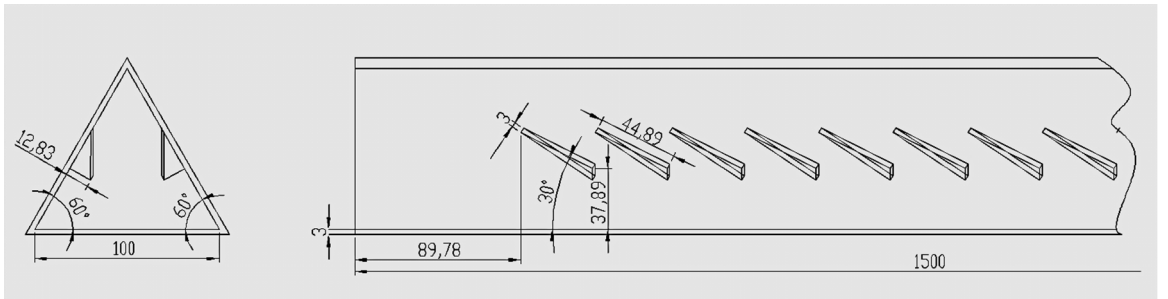
EWT Seçenekleri: Termal ve Basınç gradyanı etkileri (Pressure gradient effects and thermal effects)

Viskoz model seçenekleri: Viskoz ısıtma ve eğrilik düzeltme (Viscous heating and Curvature correction)

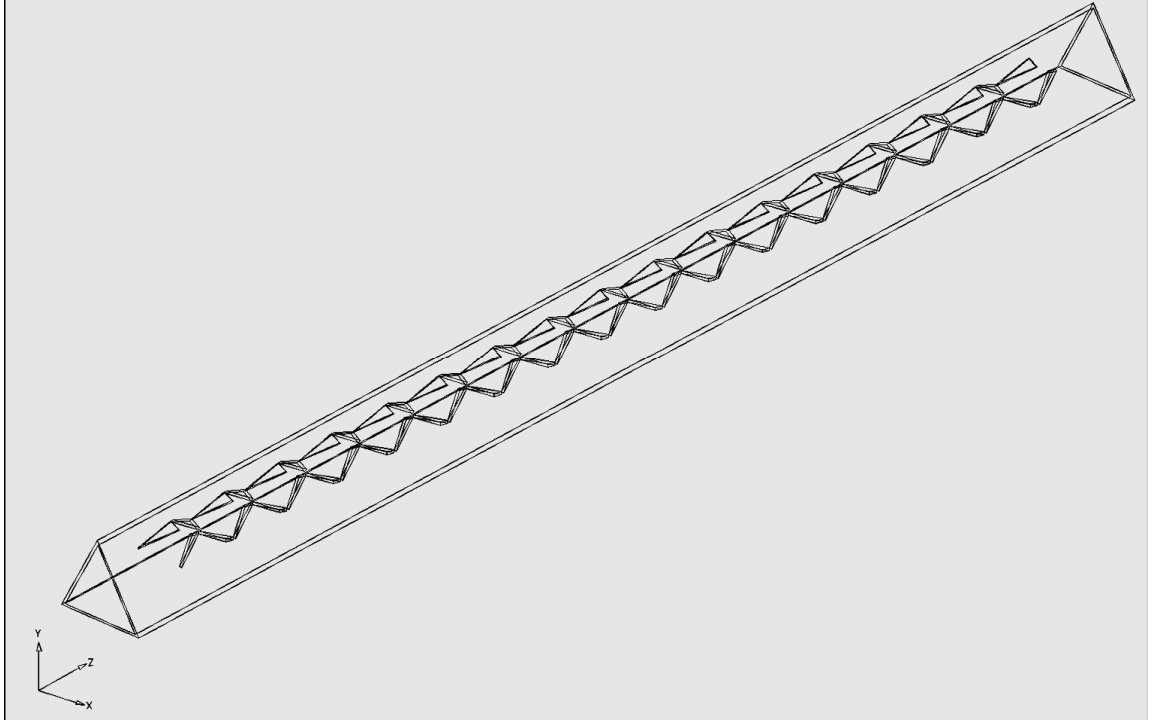
Sıcaklık ve Duvar sınır tabaka şartları (Wall boundary condition with Temperature) : 80°C, Duvar Kalınlığı=0.003 m (Wall thickness), Kabuk İletim seçeneği (Shell Conduction option)



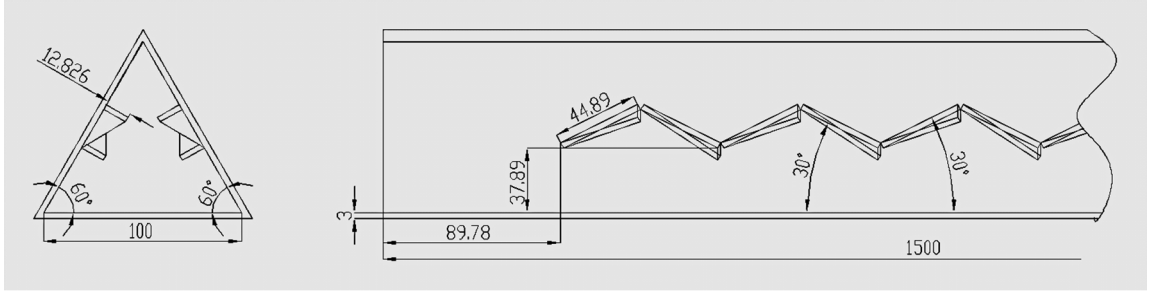
Şekil 4.34. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0 L_w$)



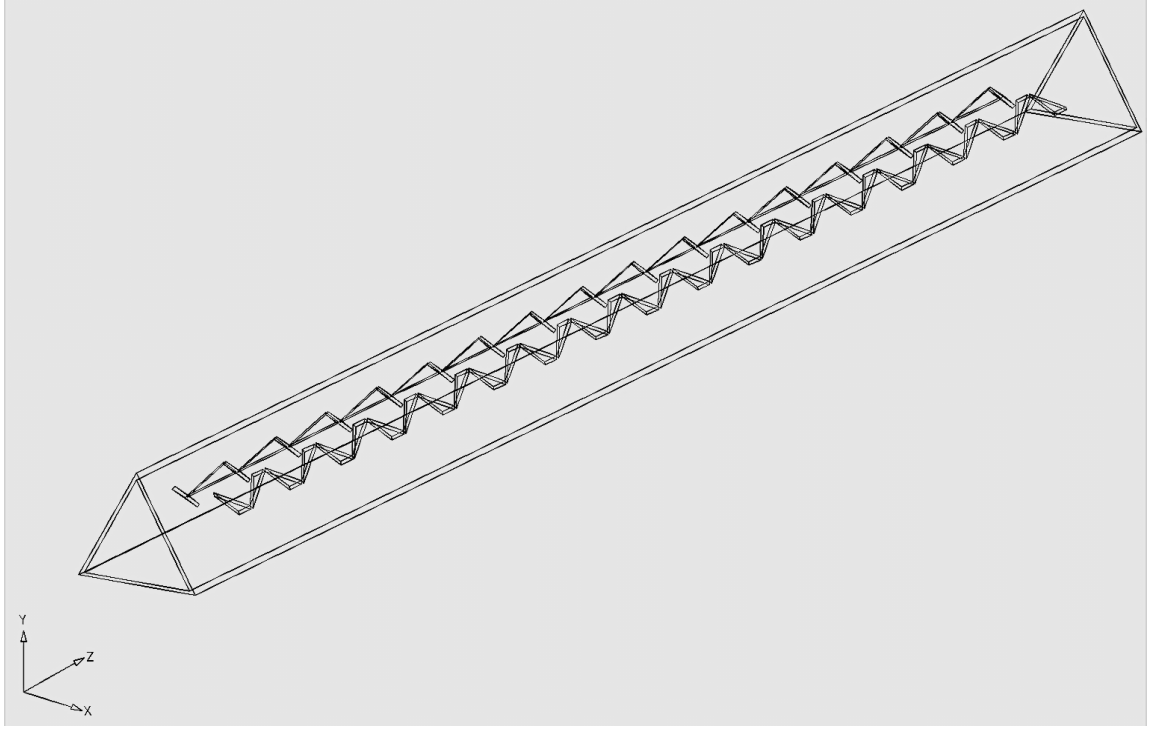
Şekil 4.35. CFD modelin ön ve yan görüşleri ($b=0 L_w$)



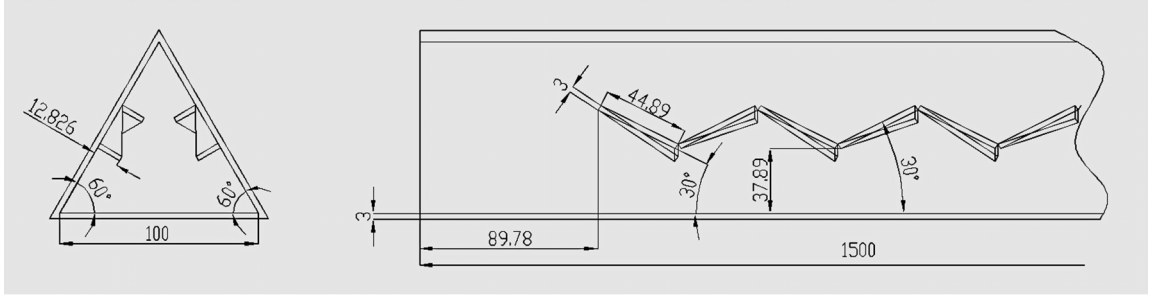
Şekil 4.36. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0 L_w$)



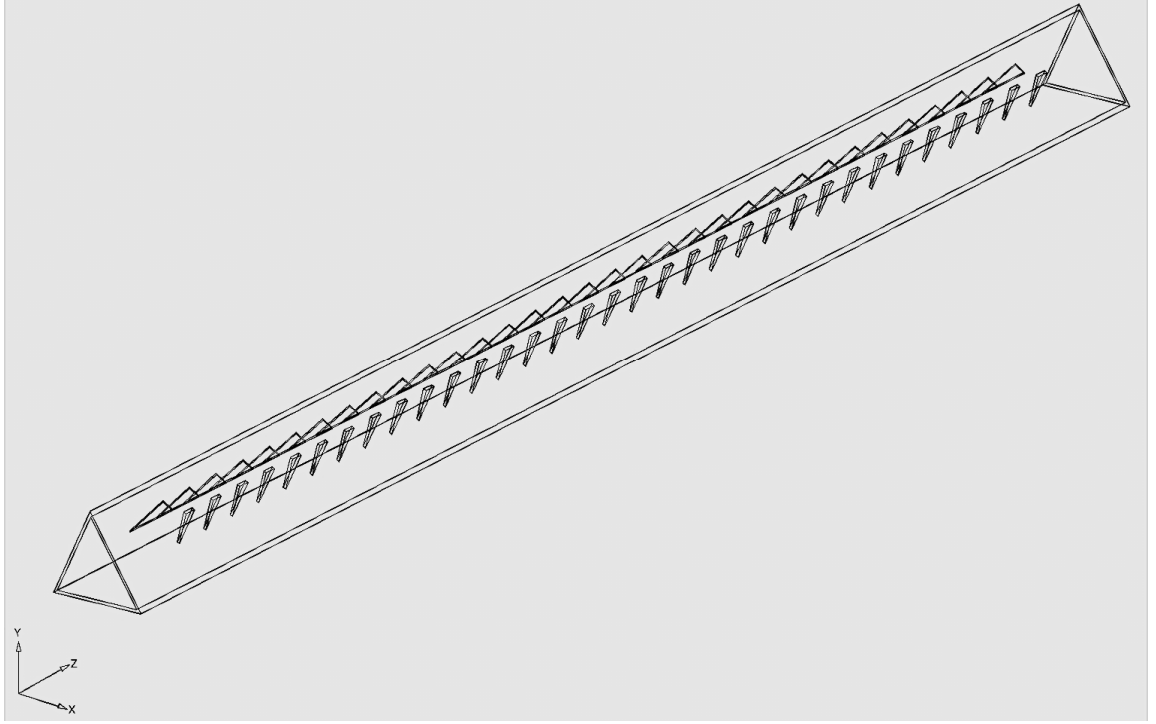
Şekil 4.37. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0 L_w$)



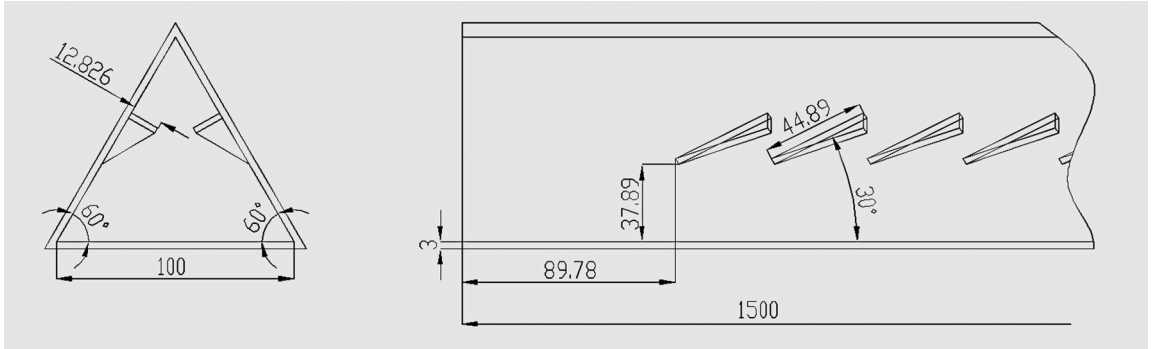
Şekil 4.38. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0 L_w$)



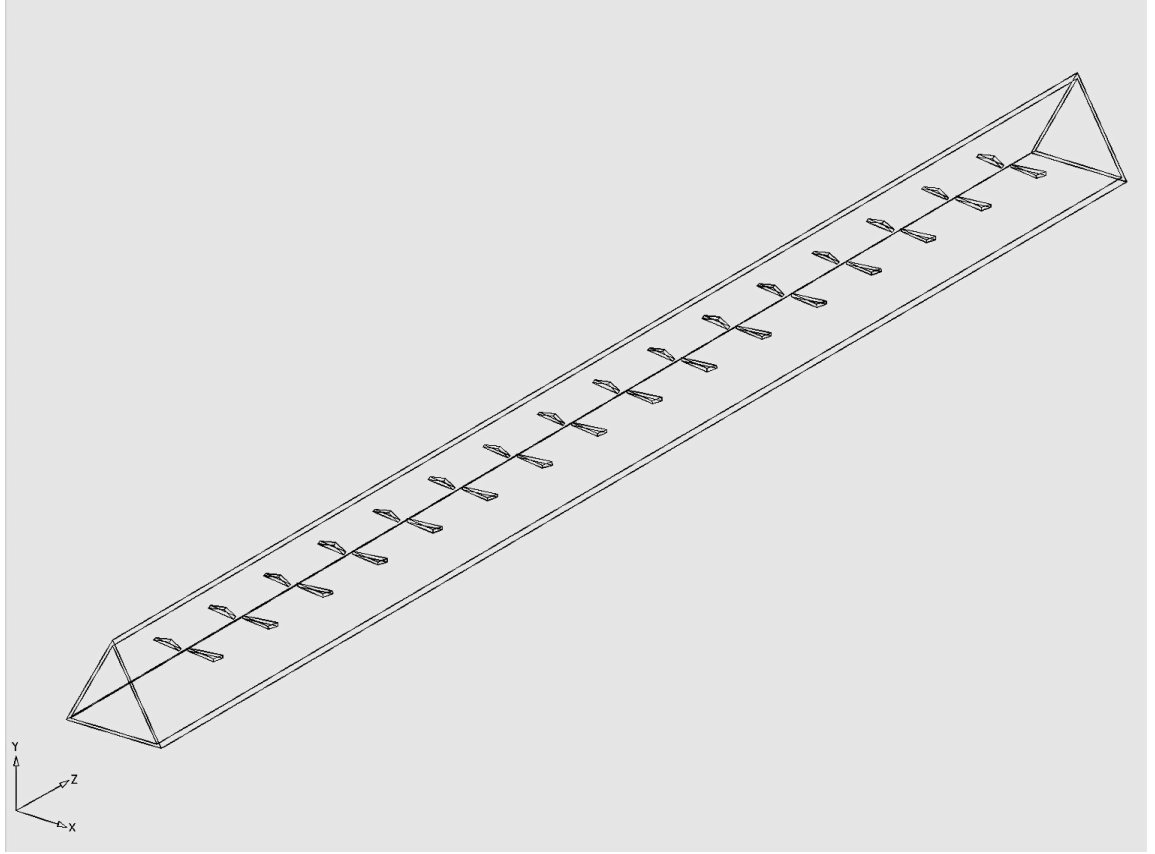
Şekil 4.39. CFD-CFU modelin ön ve yan görüşleri ($b=0 L_w$)



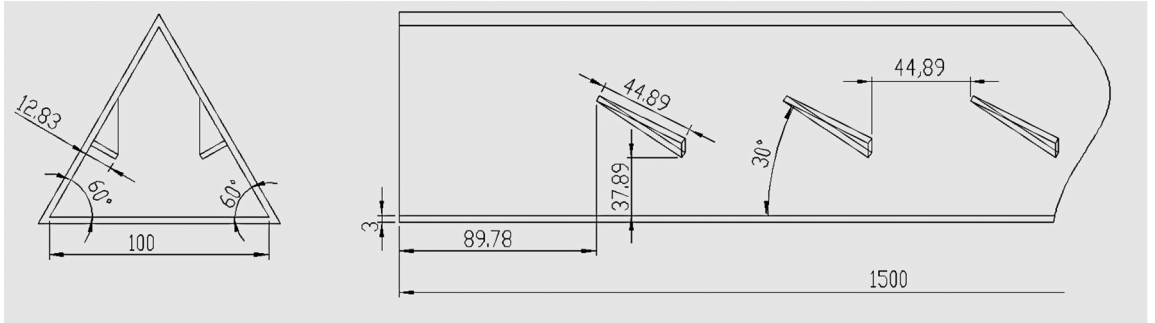
Şekil 4.40. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0 L_w$)



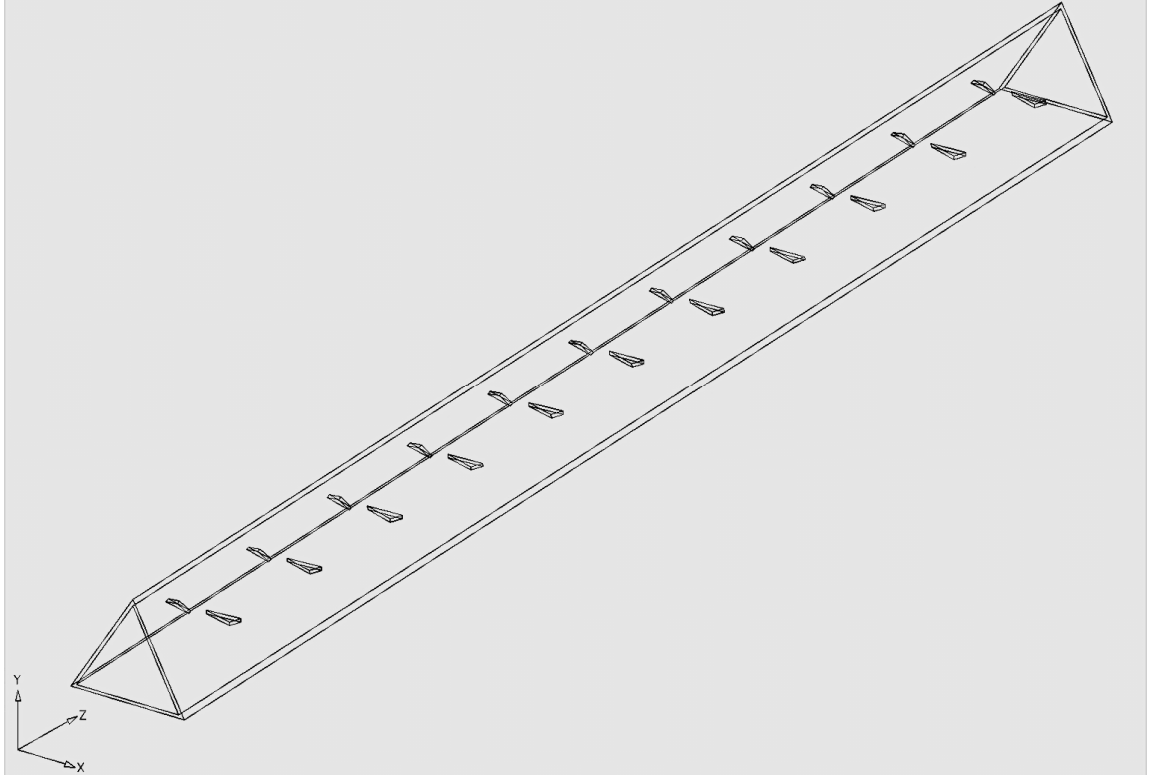
Şekil 4.41. CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0 L_w$)



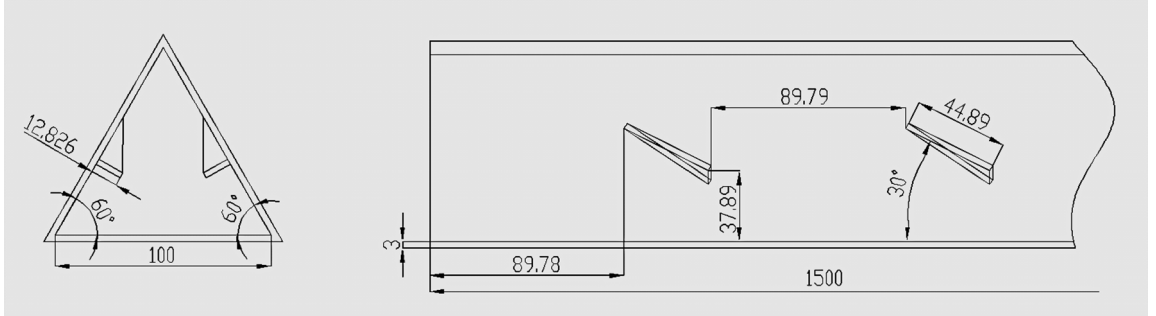
Şekil 4.42. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=1 L_w$)



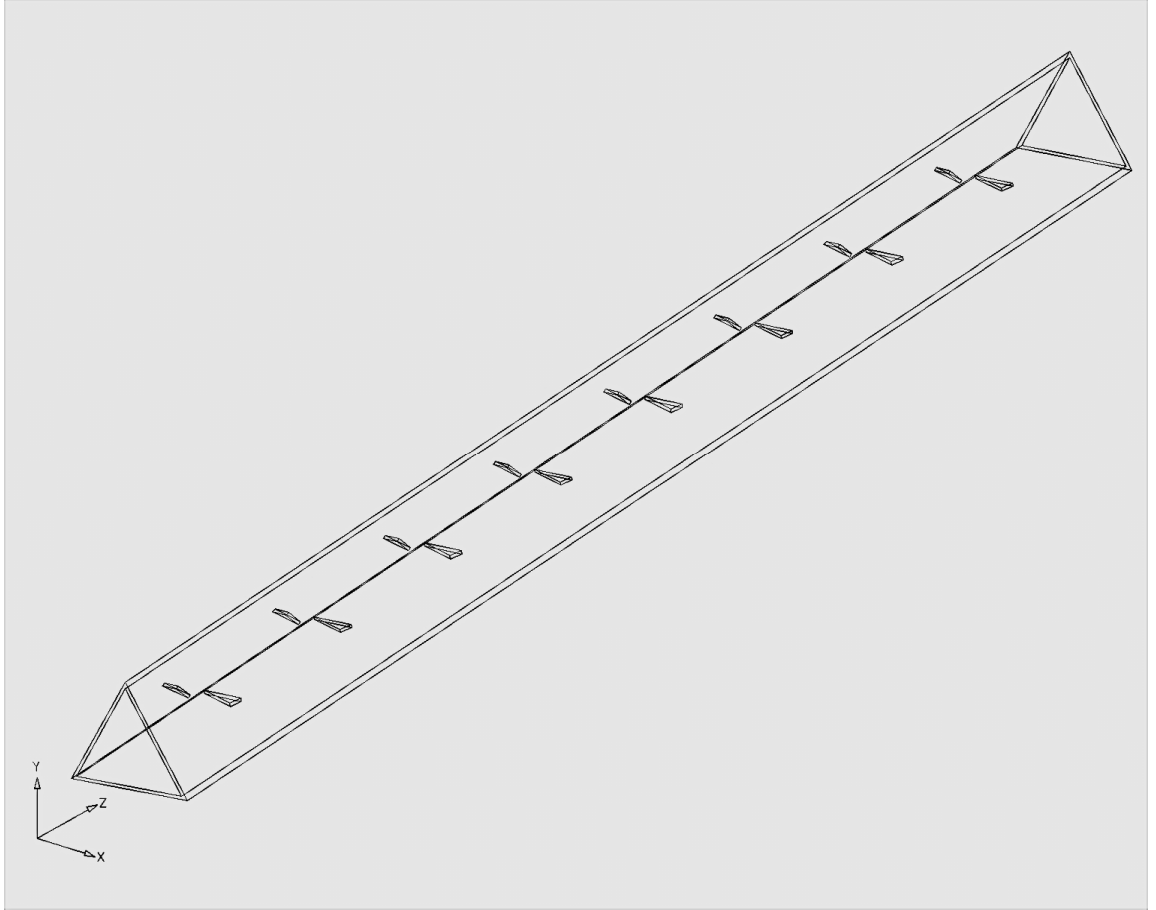
Şekil 4.43. CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=1 L_w$)



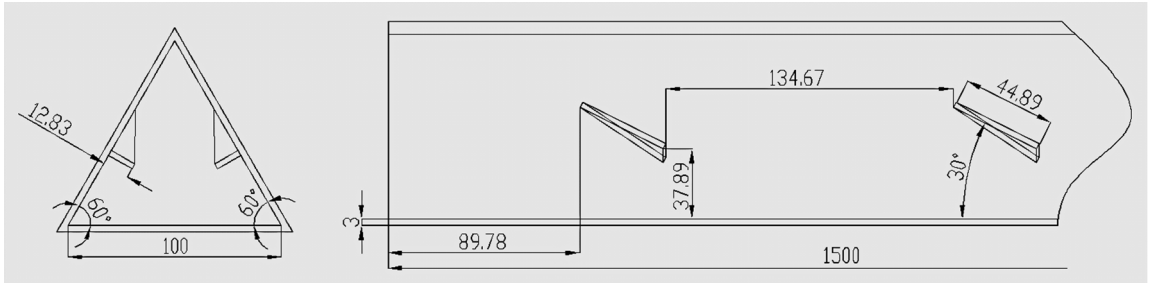
Şekil 4.44. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=2 L_w$).



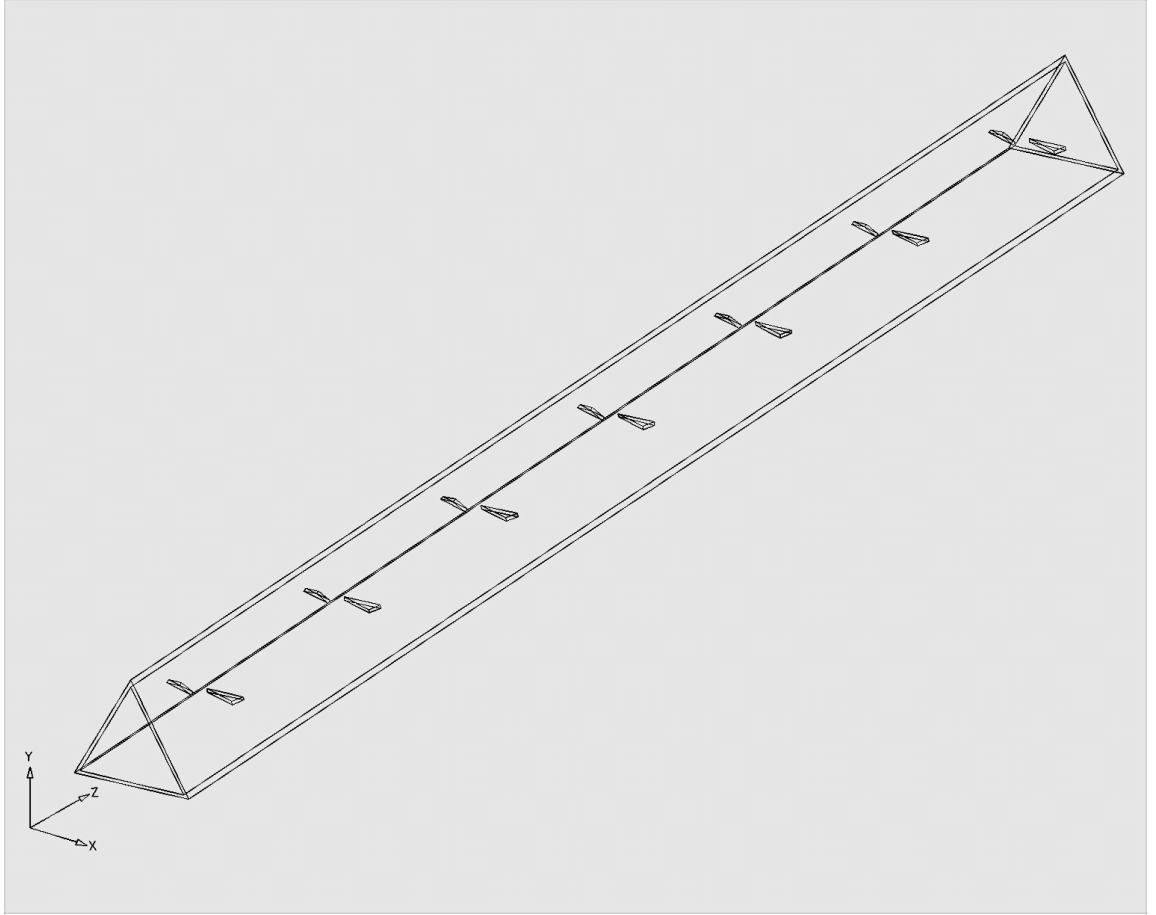
Şekil 4.45. CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=2 L_w$)



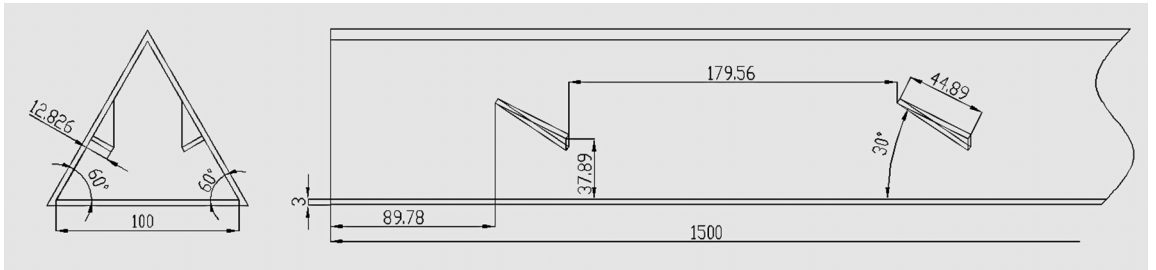
Şekil 4.46. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=3 L_w$)



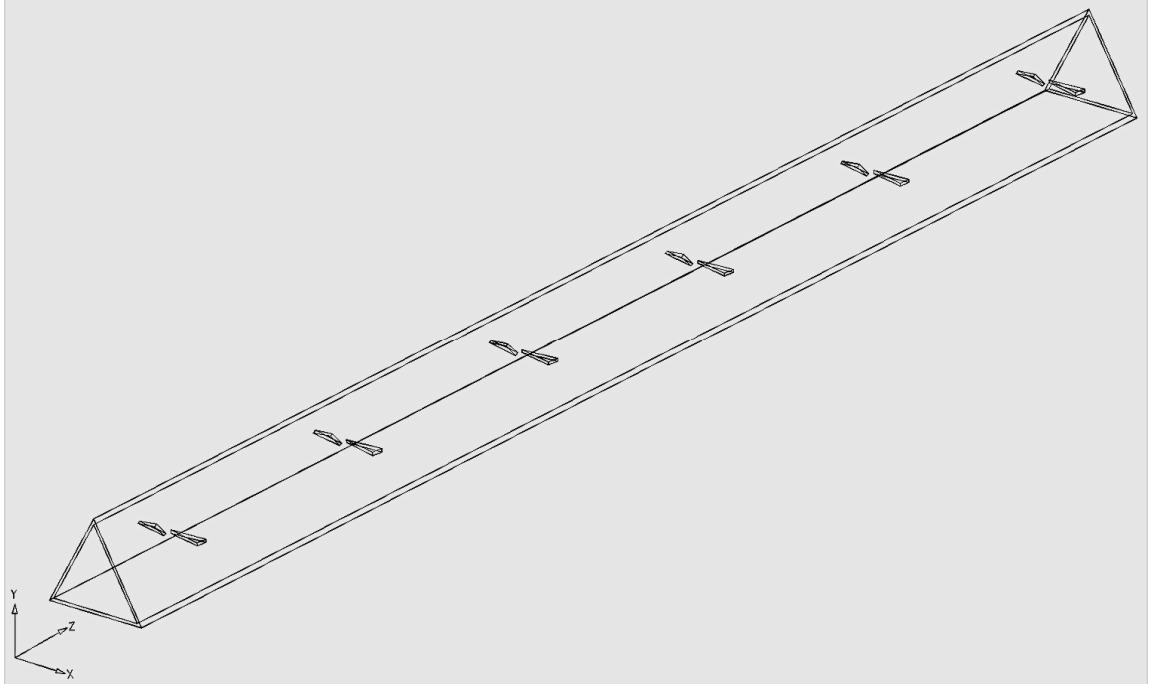
Şekil 4.47. CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=3 L_w$)



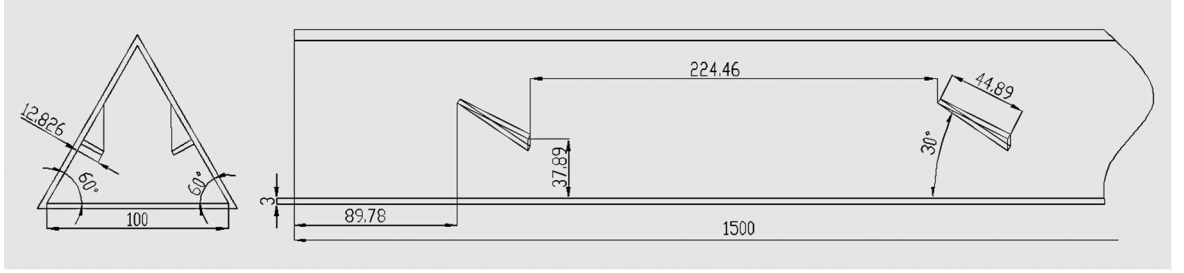
Şekil 4.48. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=4 L_w$)



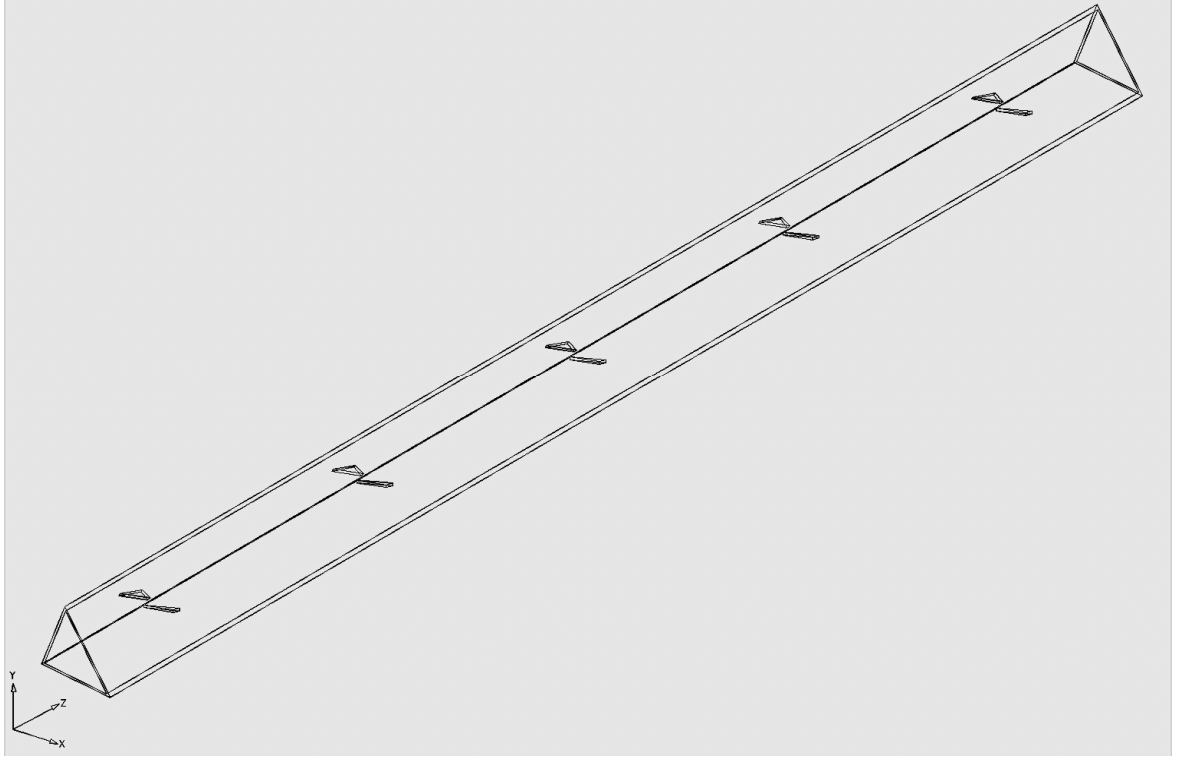
Şekil 4.49. CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=4 L_w$)



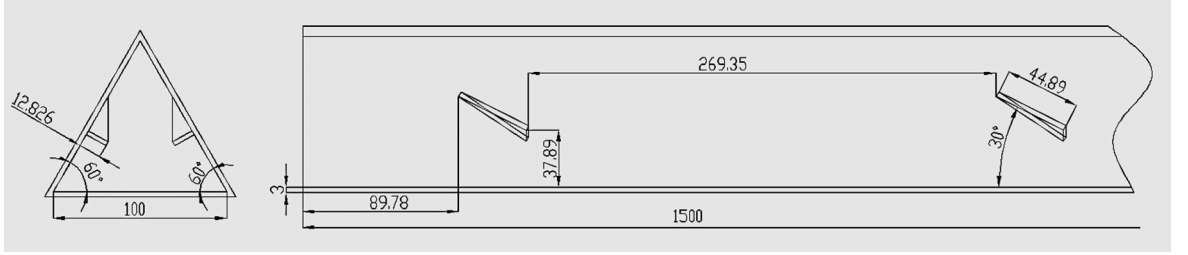
Şekil 4.50. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=5 L_w$)



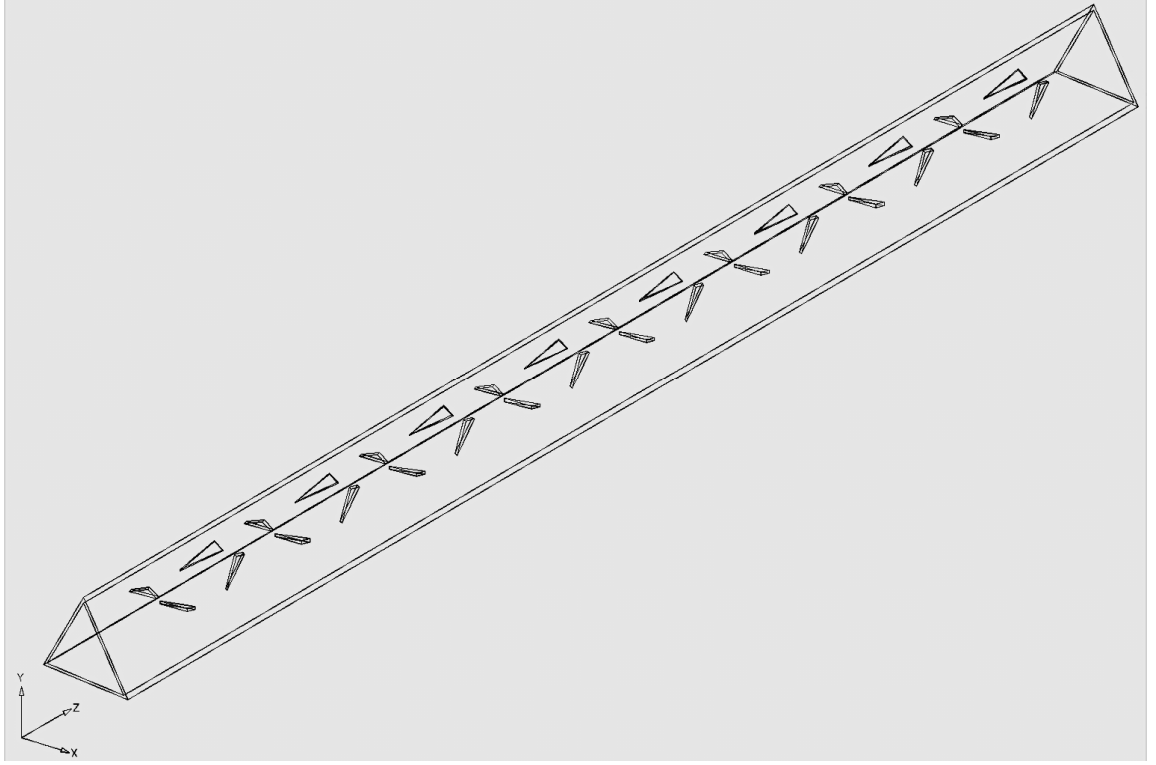
Şekil 4.51. CFD modelin ön ve yan görüşleri ($b=5 L_w$)



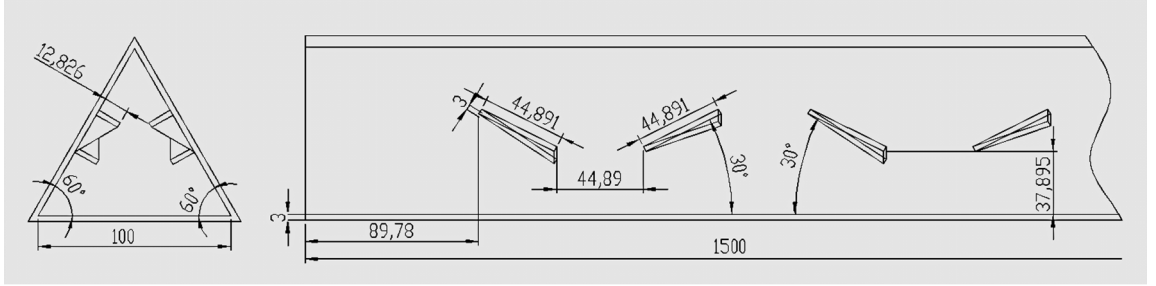
Şekil 4.52. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=6 L_w$)



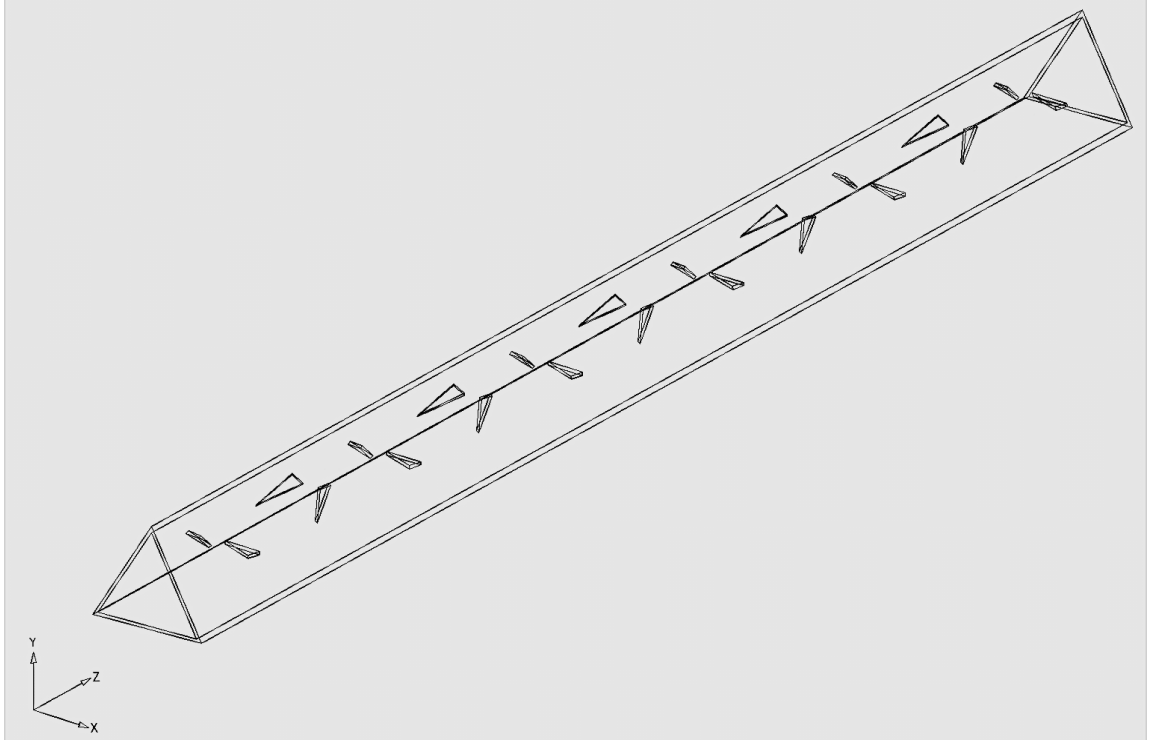
Şekil 4.53. CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=6 L_w$)



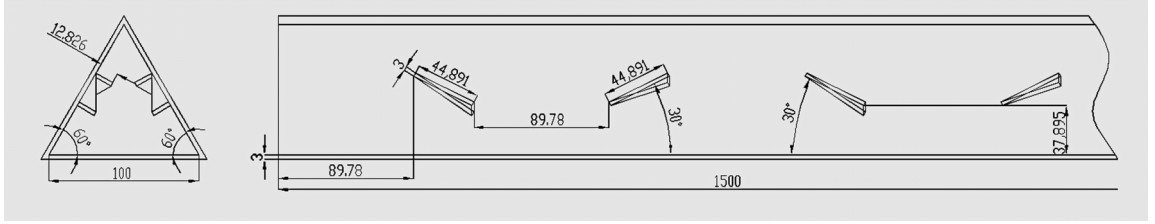
Şekil 4.54. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=1 L_w$)



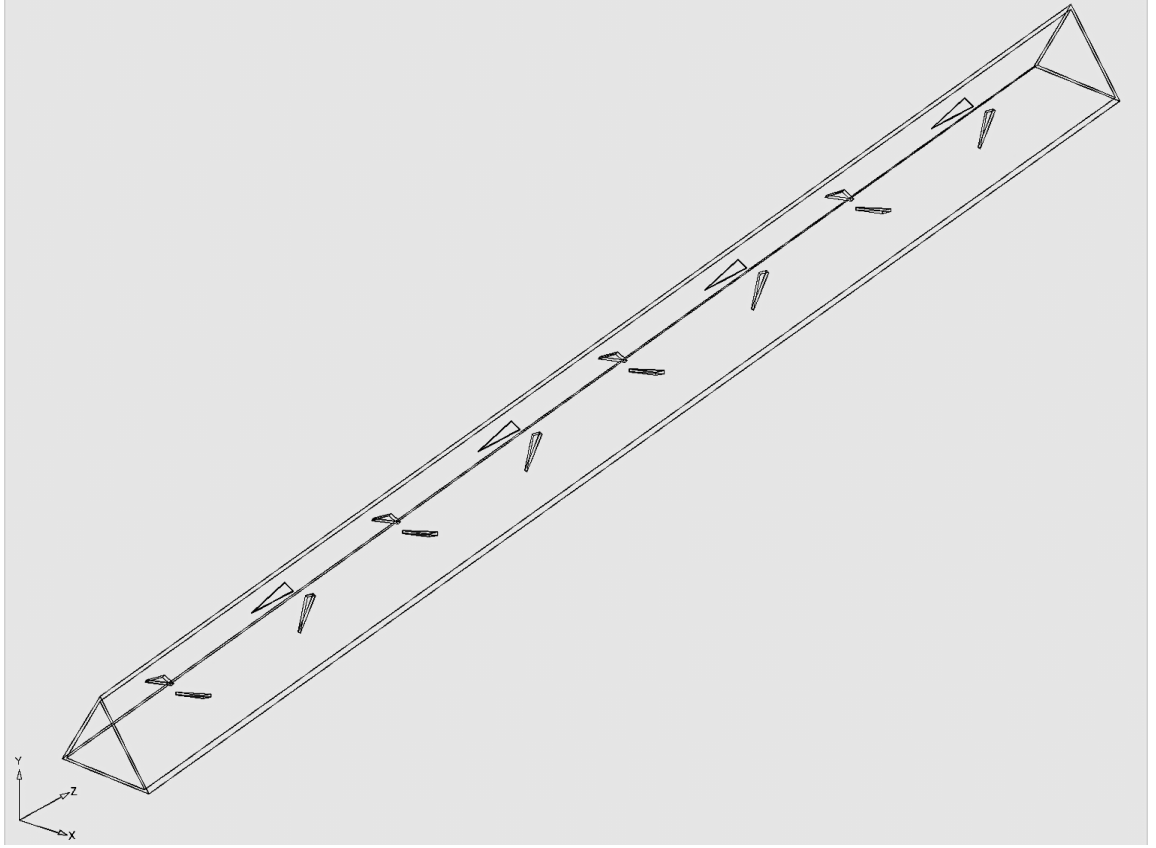
Şekil 4.55. CFD-CFU modelin ön ve yan görüşleri ($b=1 L_w$)



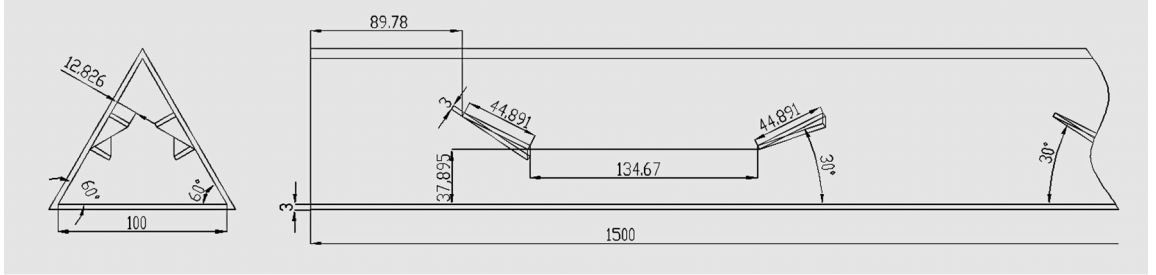
Şekil 4.56. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=2 L_w$)



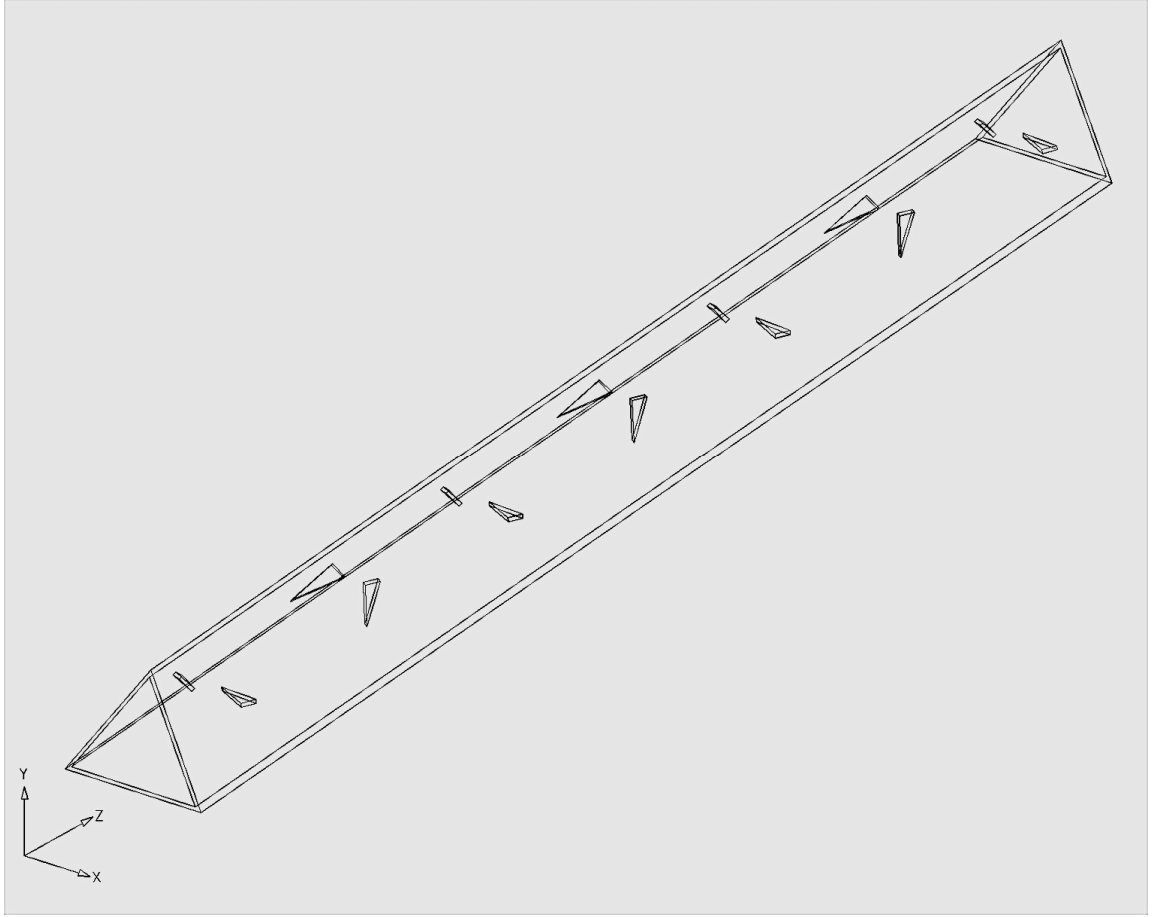
Şekil 4.57. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=2 L_w$)



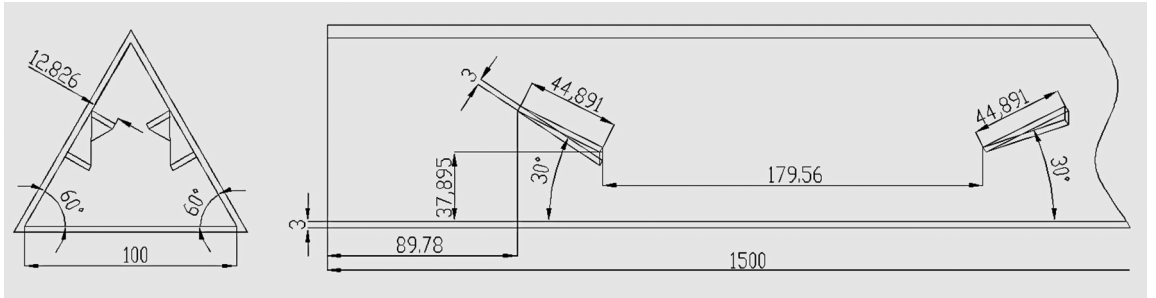
Şekil 4.58. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=3 L_w$)



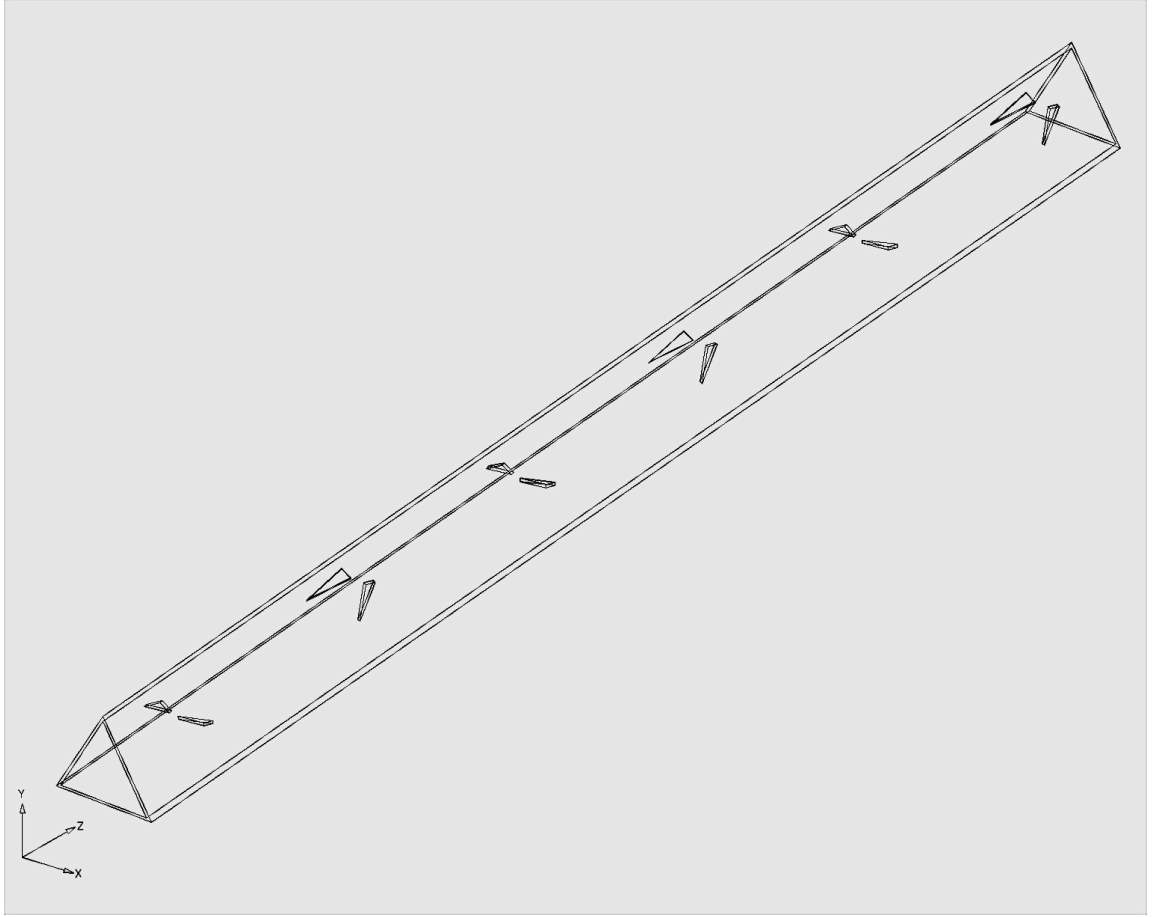
Şekil 4.59. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=3 L_w$)



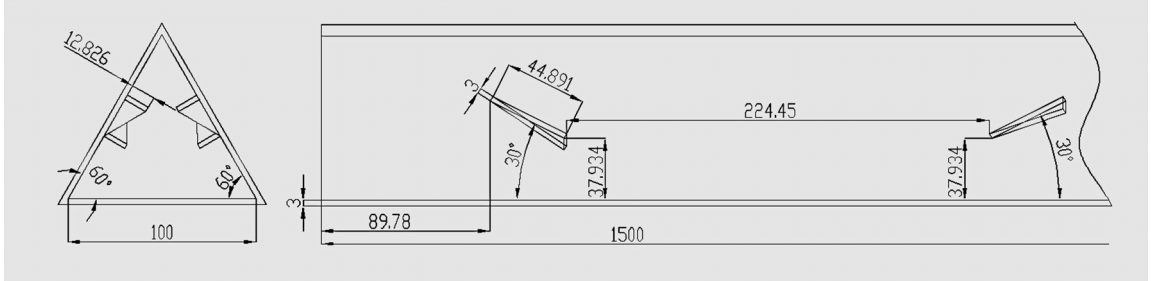
Şekil 4.60. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=4 L_w$)



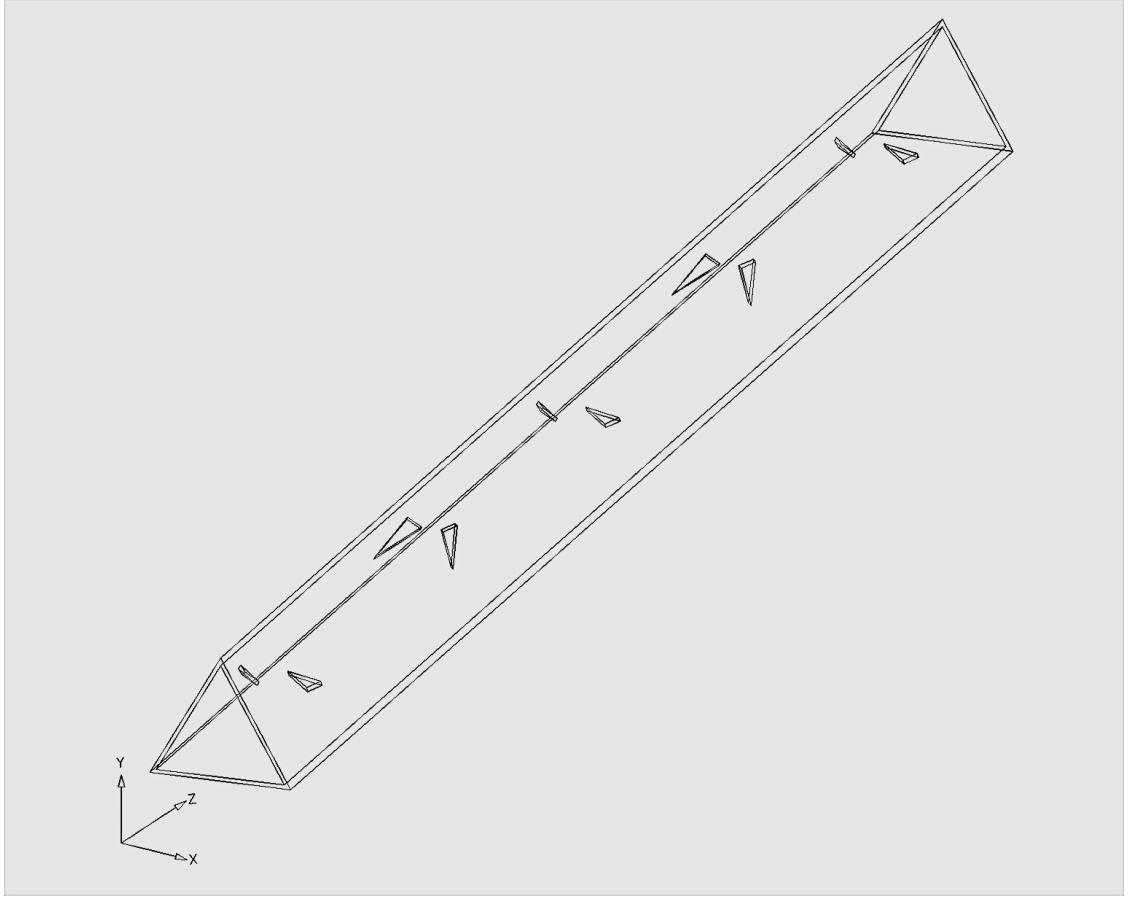
Şekil 4.61. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=4 L_w$)



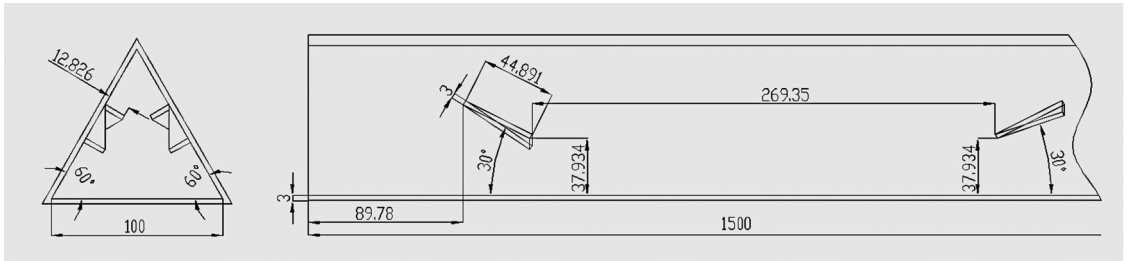
Şekil 4.62. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=5 L_w$)



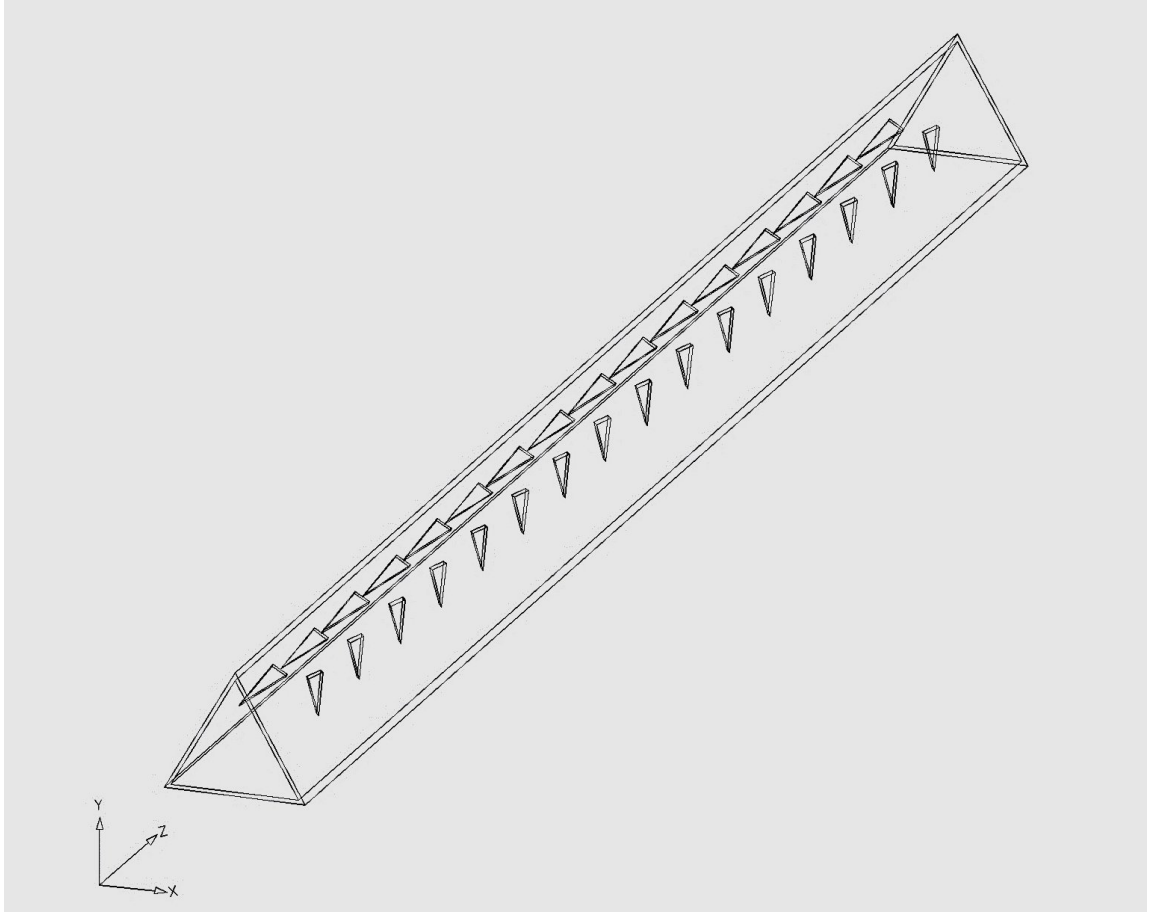
Şekil 4.63. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=5 L_w$)



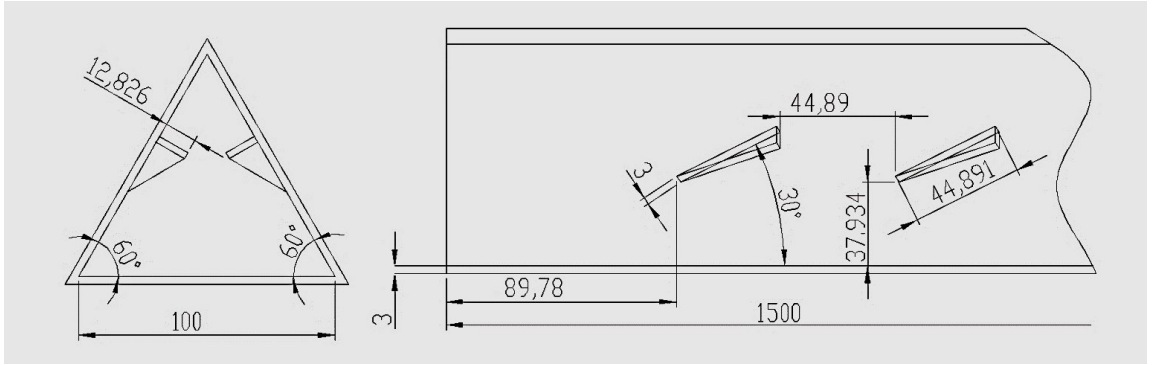
Şekil 4.64. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=6 L_w$)



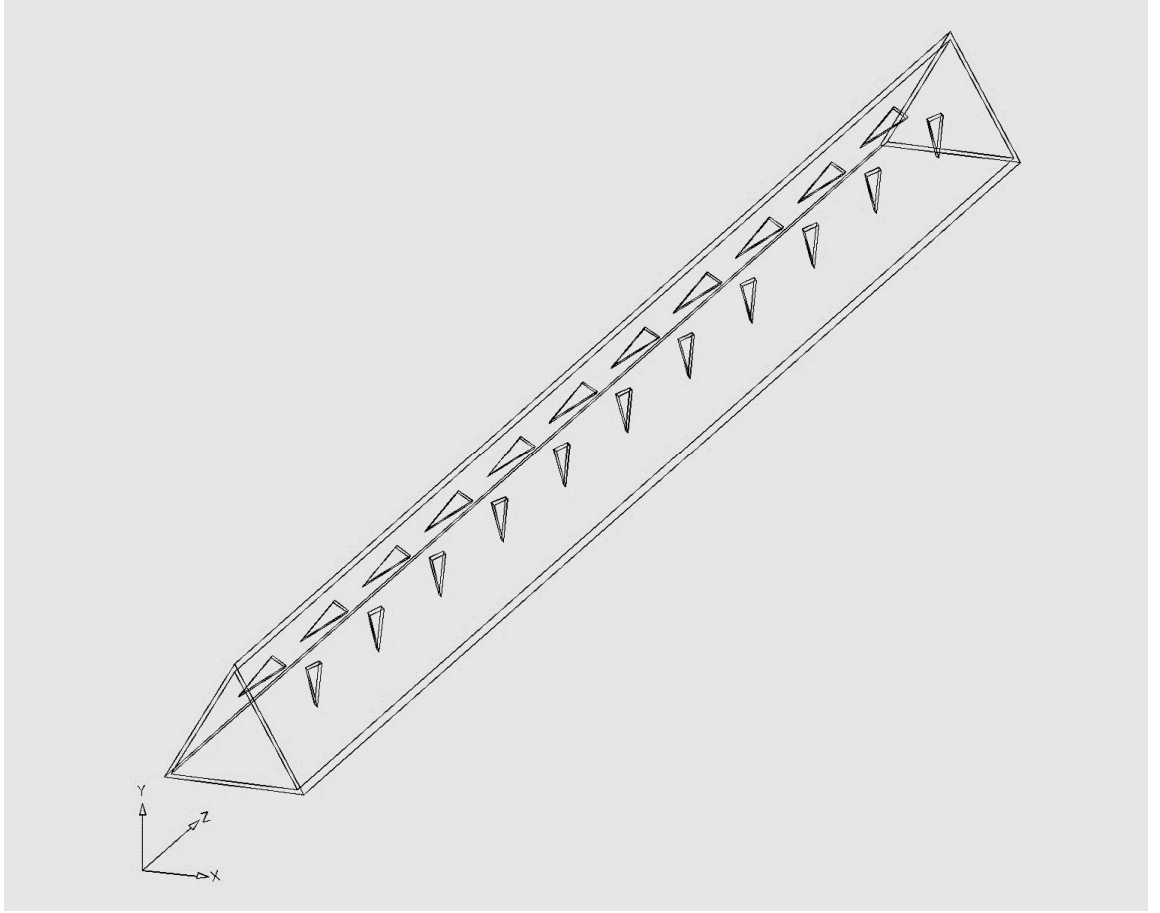
Şekil 4.65. CFD-CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=6 L_w$)



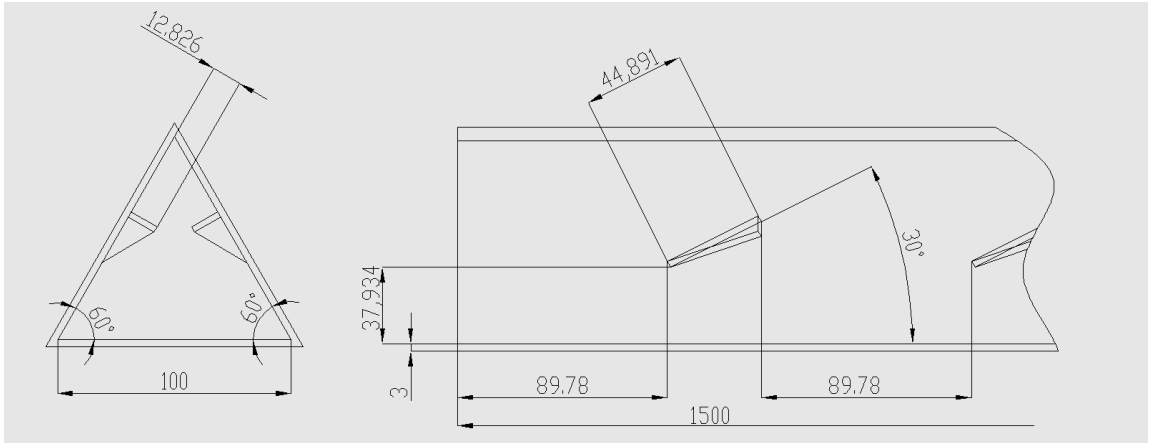
Şekil 4.66. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=1 L_w$)



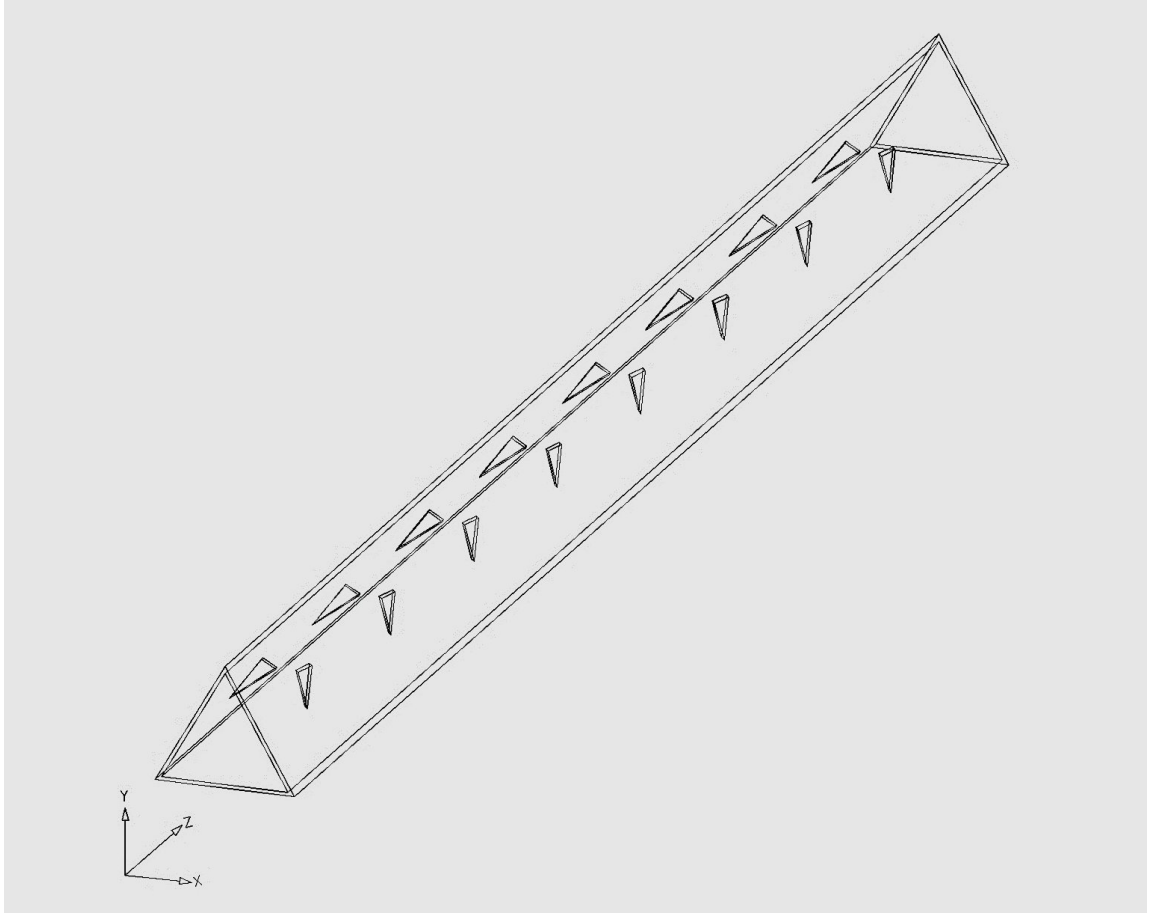
Şekil 4.67. CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=1 L_w$)



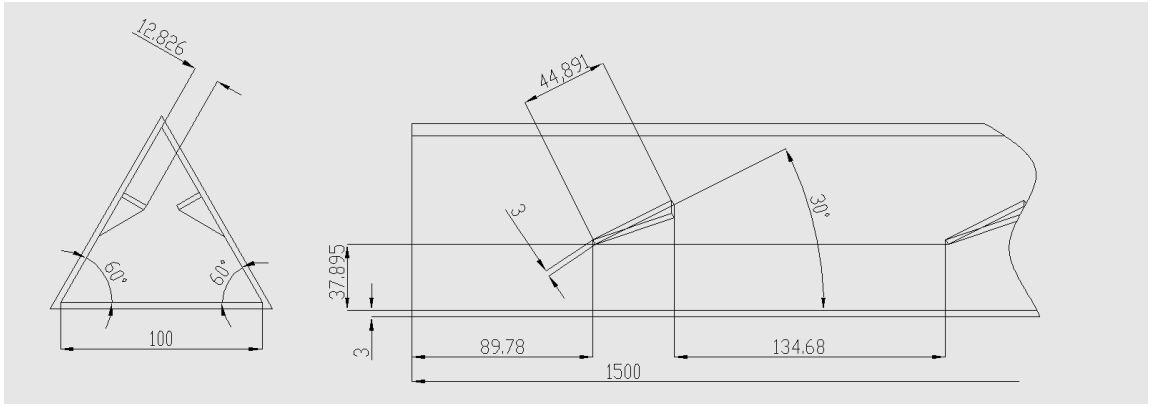
Şekil 4.68. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=2 L_w$)



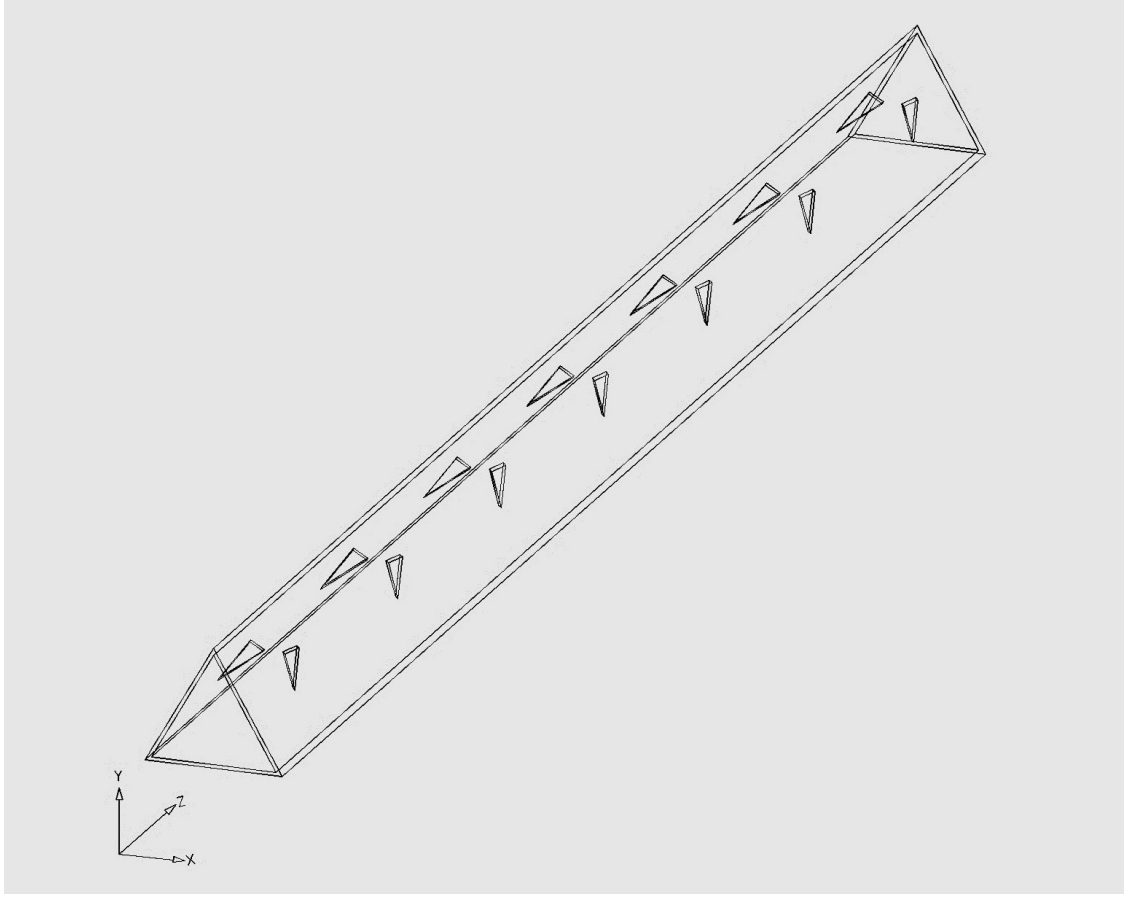
Şekil 4.69. CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=2 L_w$)



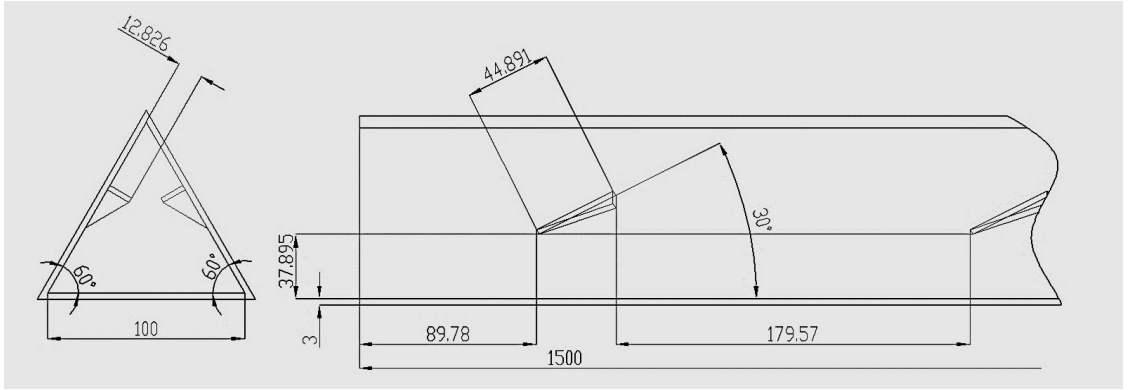
Şekil 4.70. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=3 L_w$)



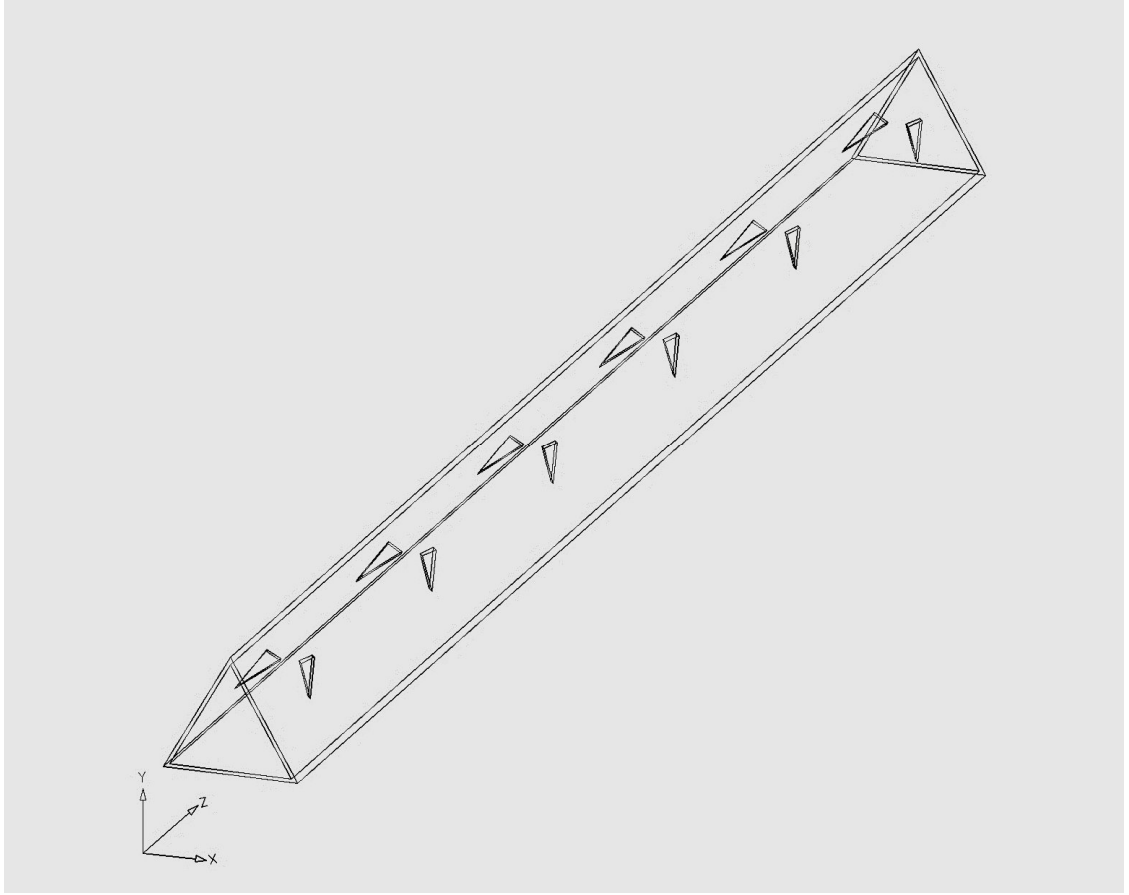
Şekil 4.71. CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=3 L_w$)



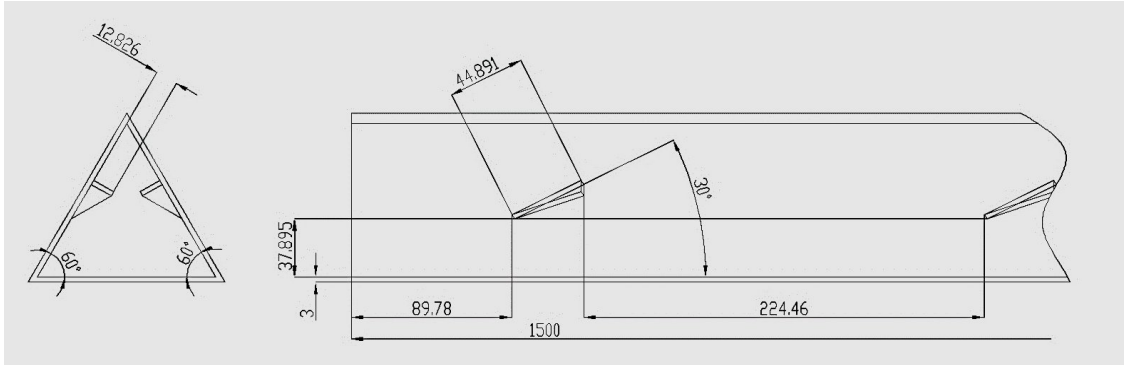
Şekil 4.72. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=4 L_w$)



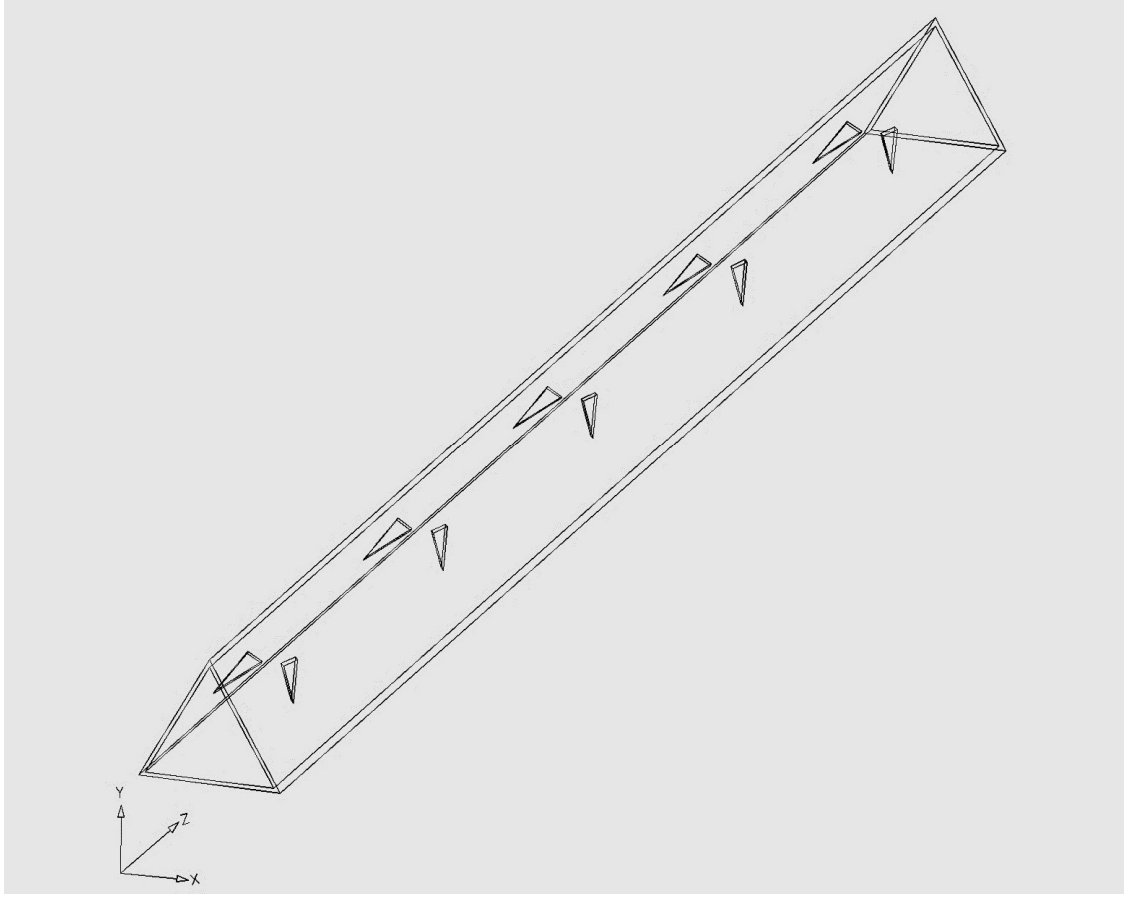
Şekil 4.73. CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=4 L_w$)



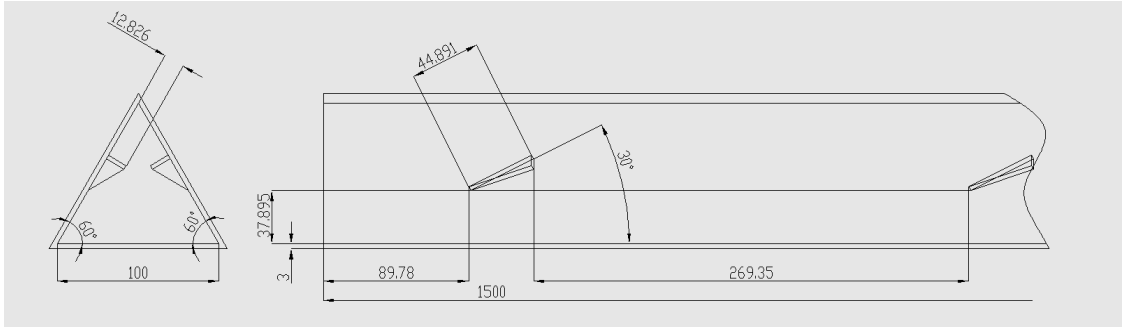
Şekil 4.74. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=5 L_w$)



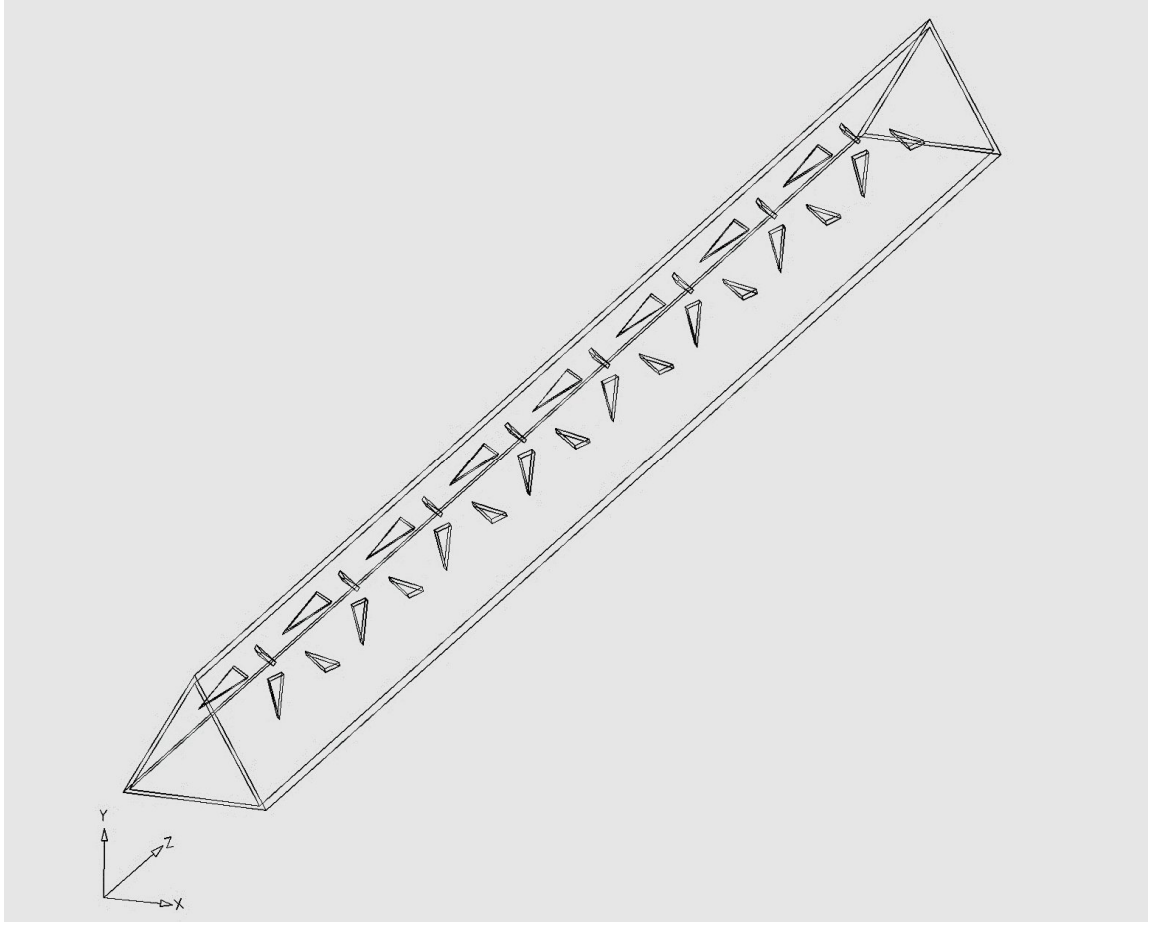
Şekil 4.75. CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=5 L_w$)



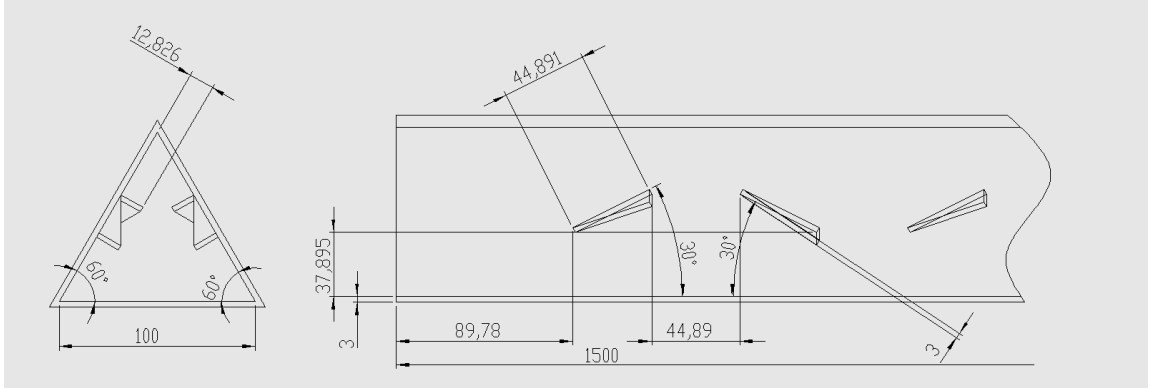
Şekil 4.76. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=6 L_w$)



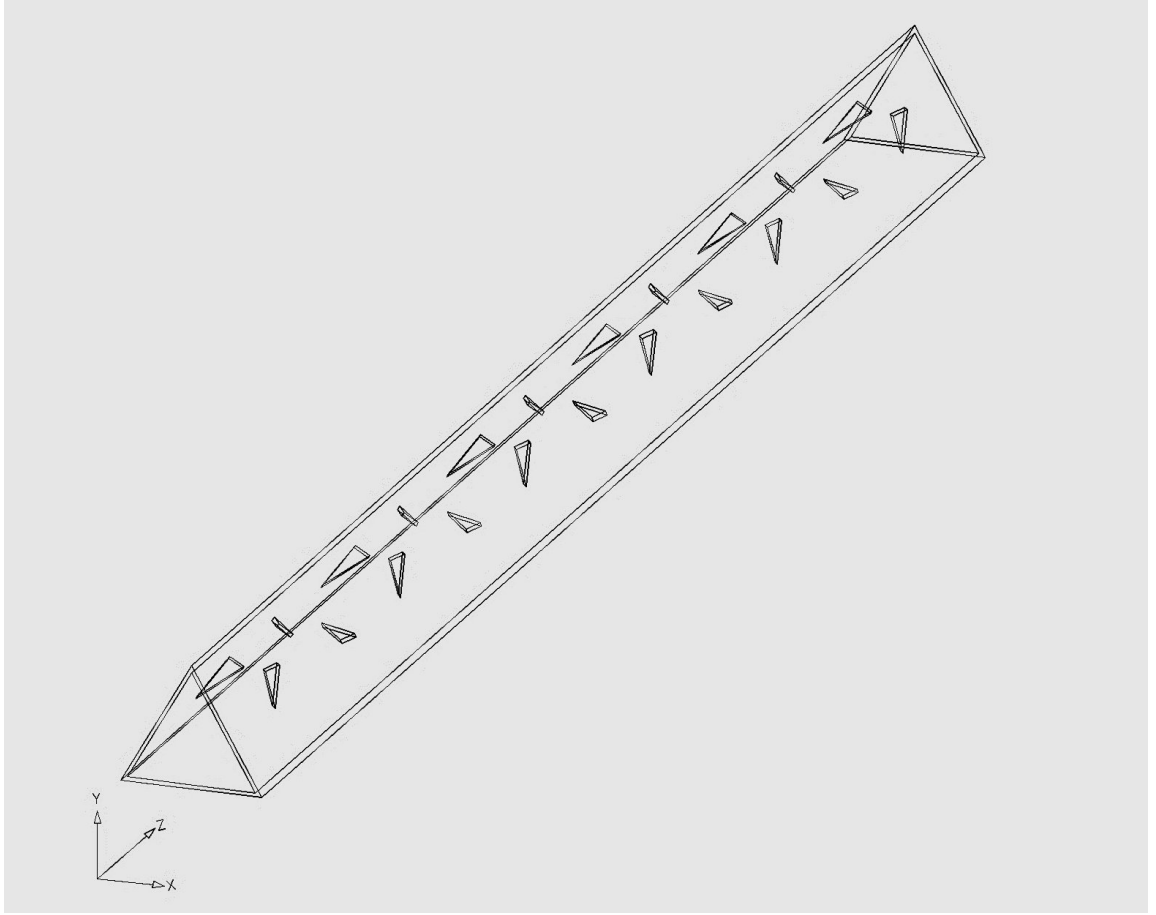
Şekil 4.77. CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=6 L_w$)



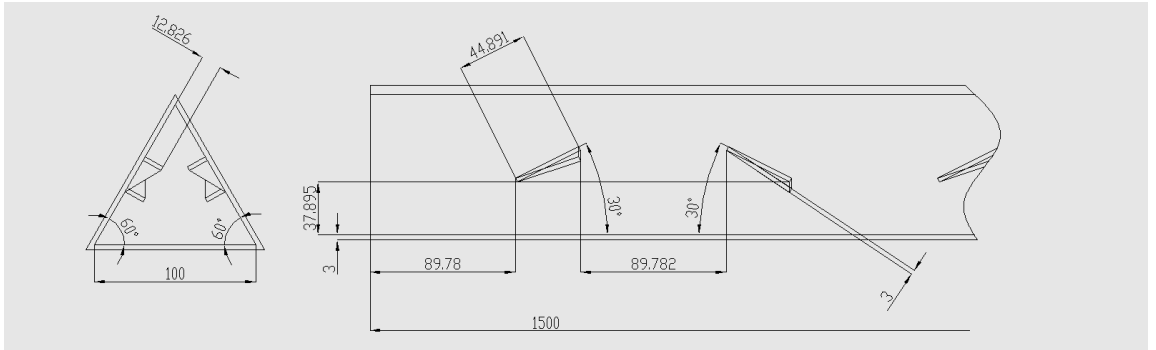
Şekil 4.78. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=1 L_w$)



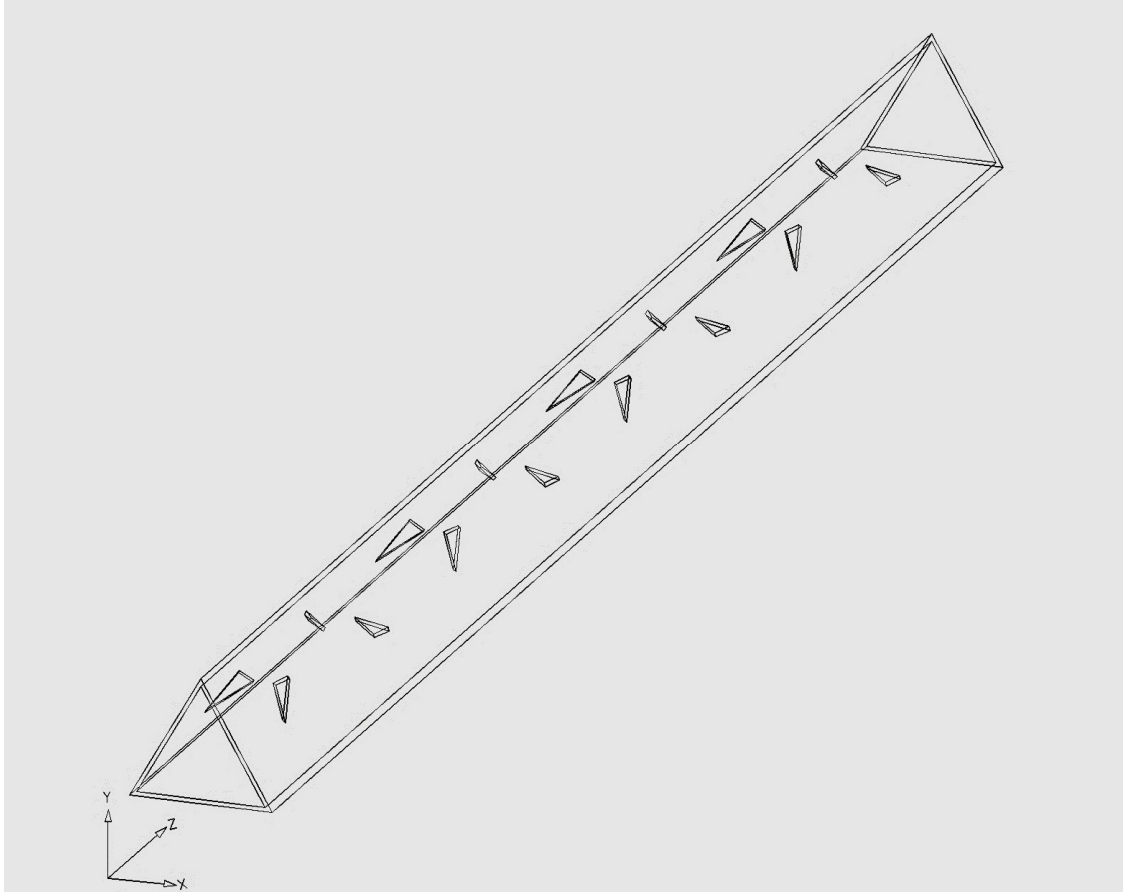
Şekil 4.79. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=1 L_w$)



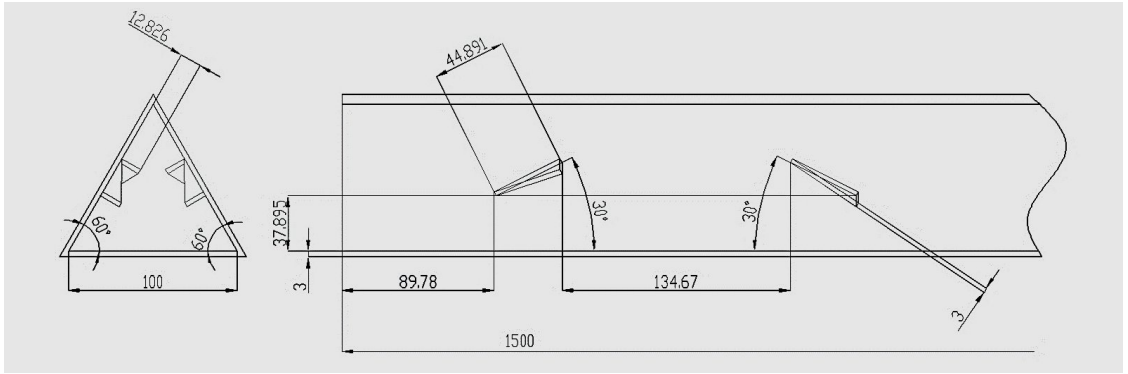
Şekil 4.80. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=2 L_w$)



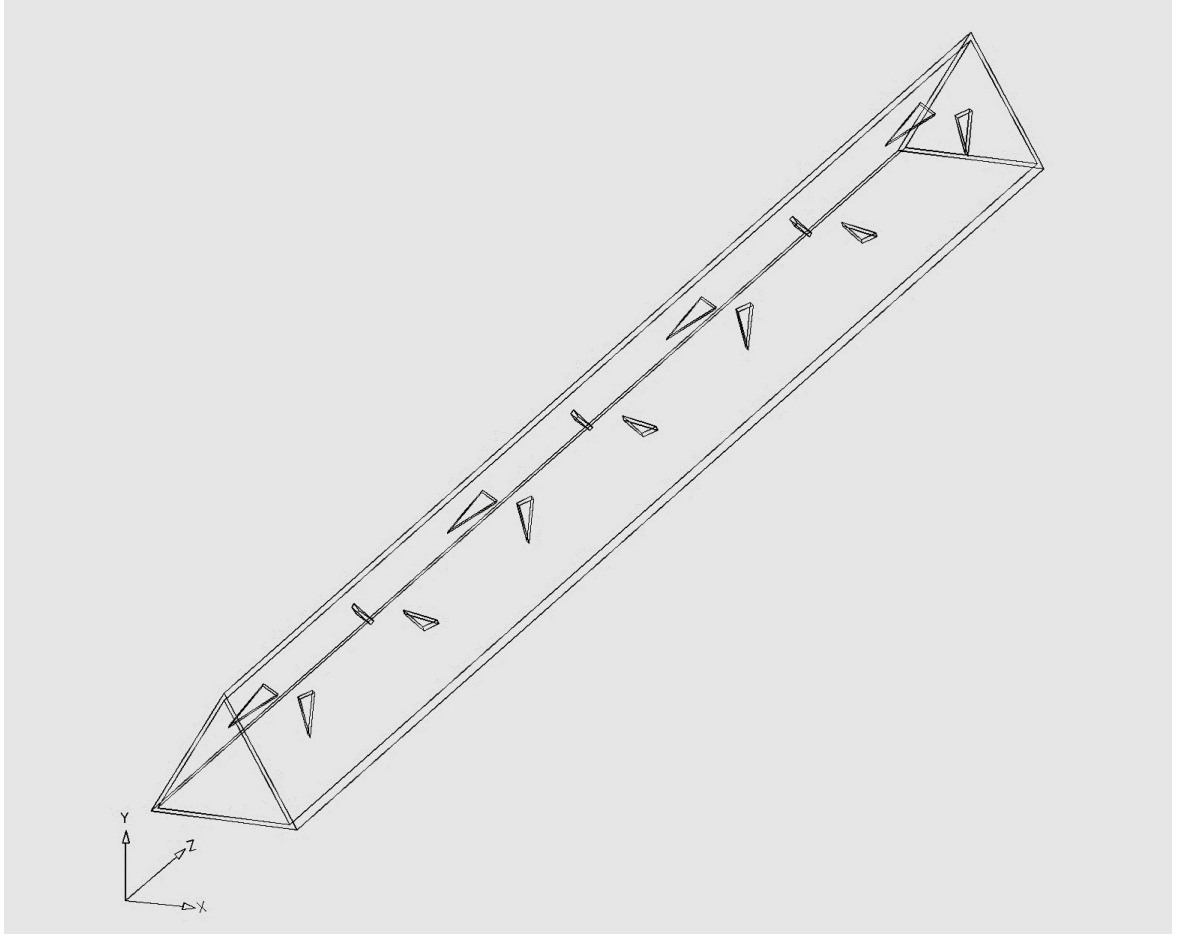
Şekil 4.81. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=2 L_w$)



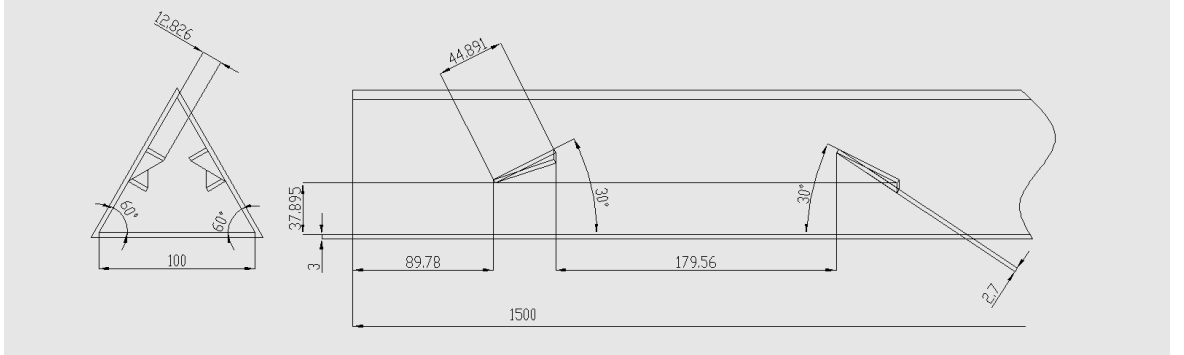
Şekil 4.82. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=3 L_w$)



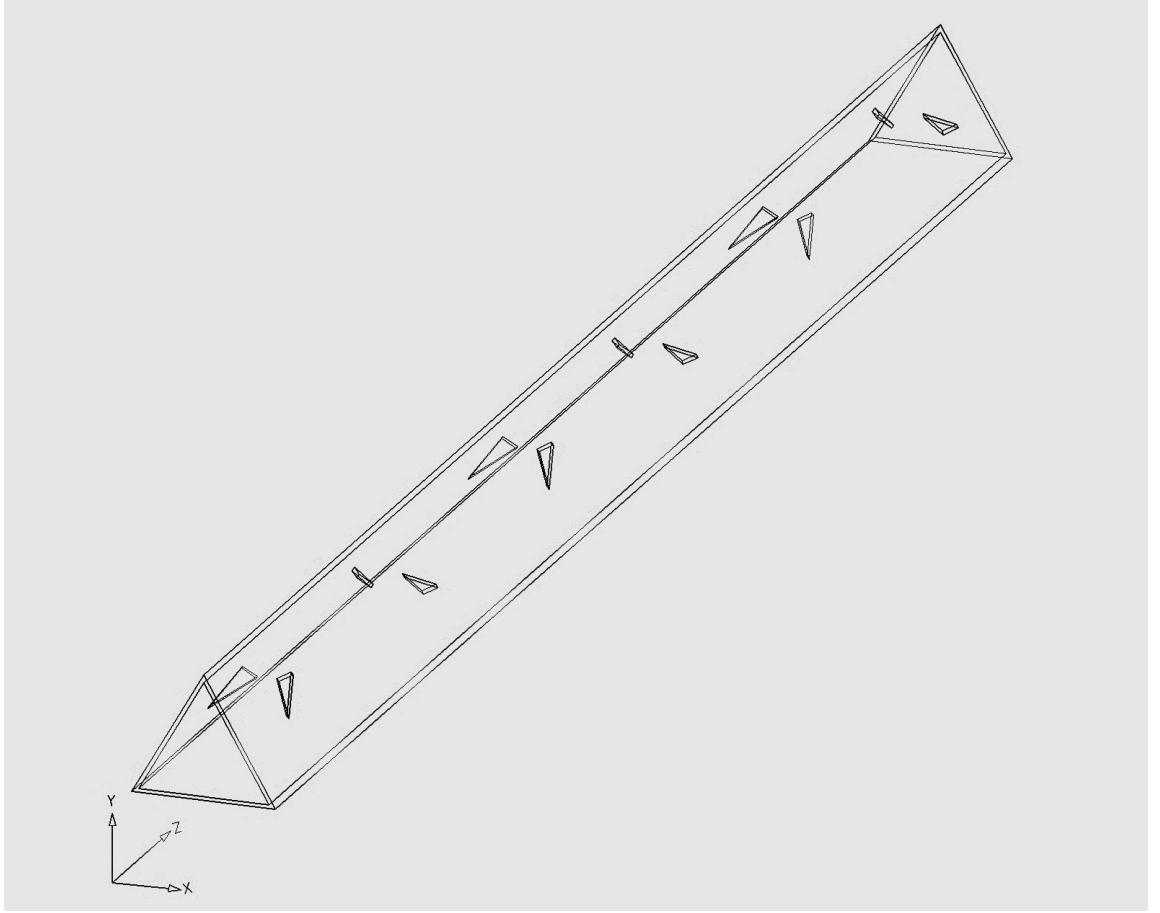
Şekil 4.83. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=3 L_w$)



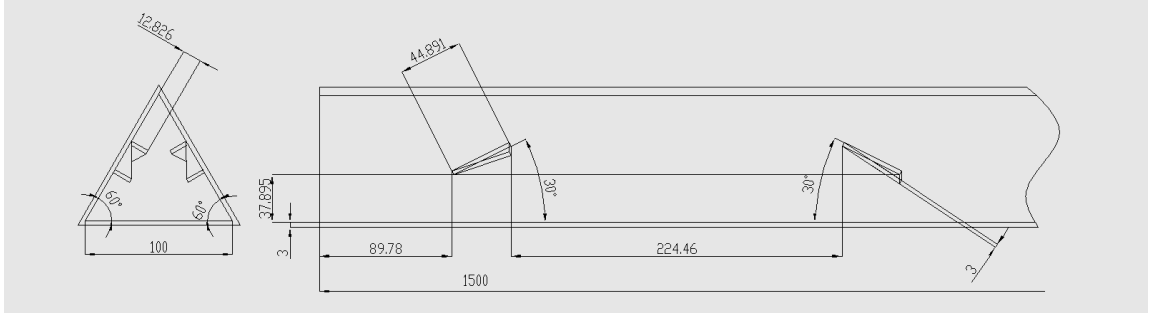
Şekil 4.84. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=4 L_w$)



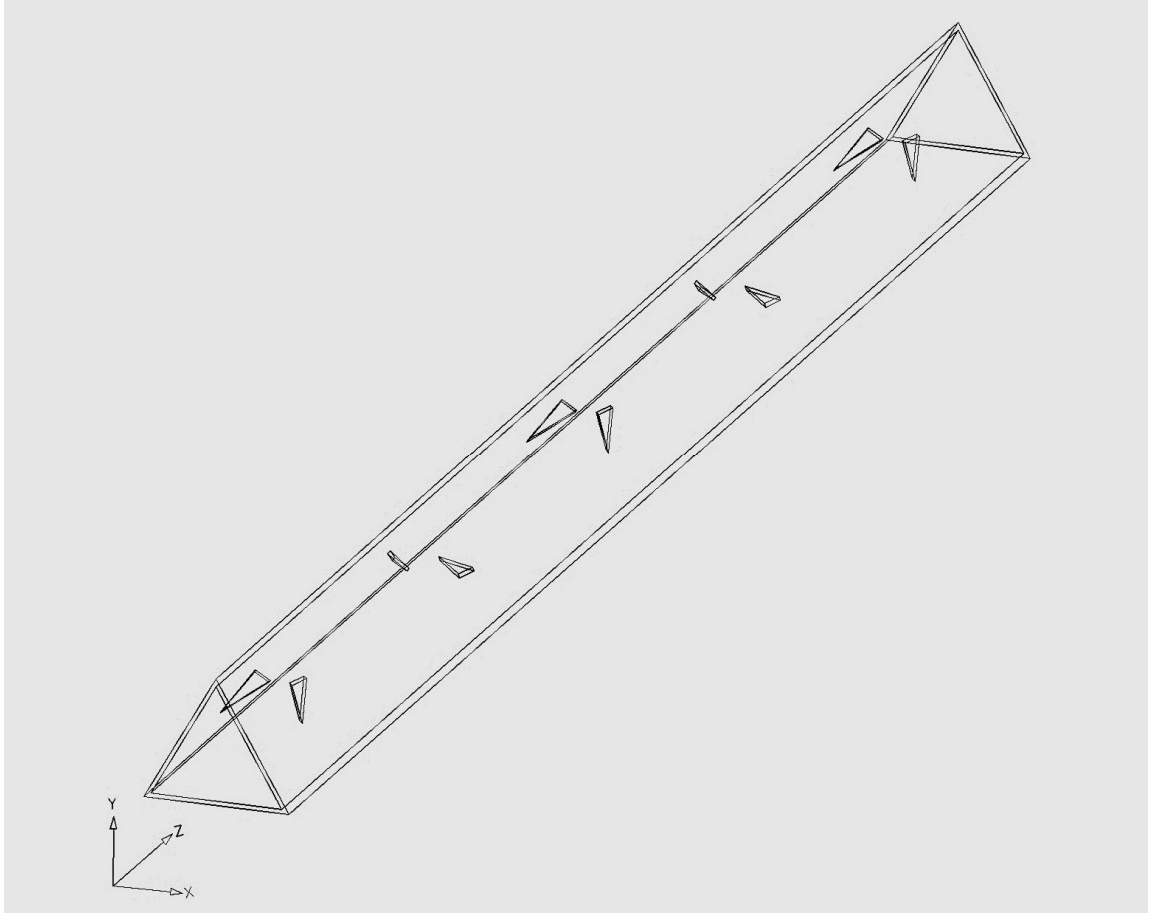
Şekil 4.85. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=4 L_w$)



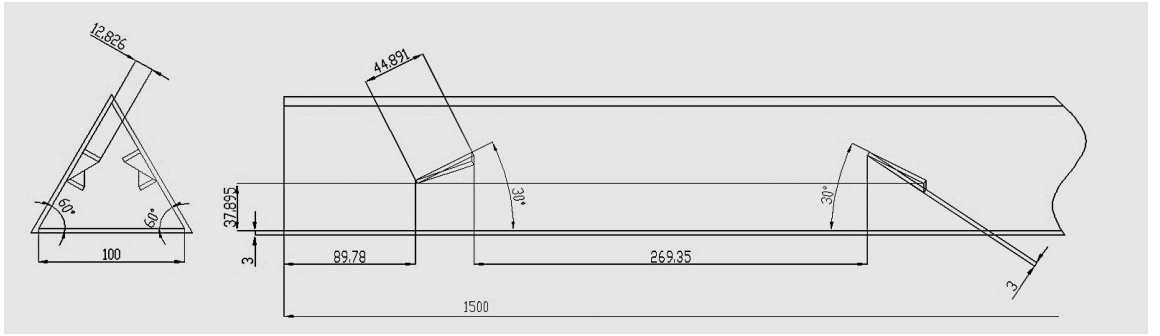
Şekil 4.86. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=5 L_w$)



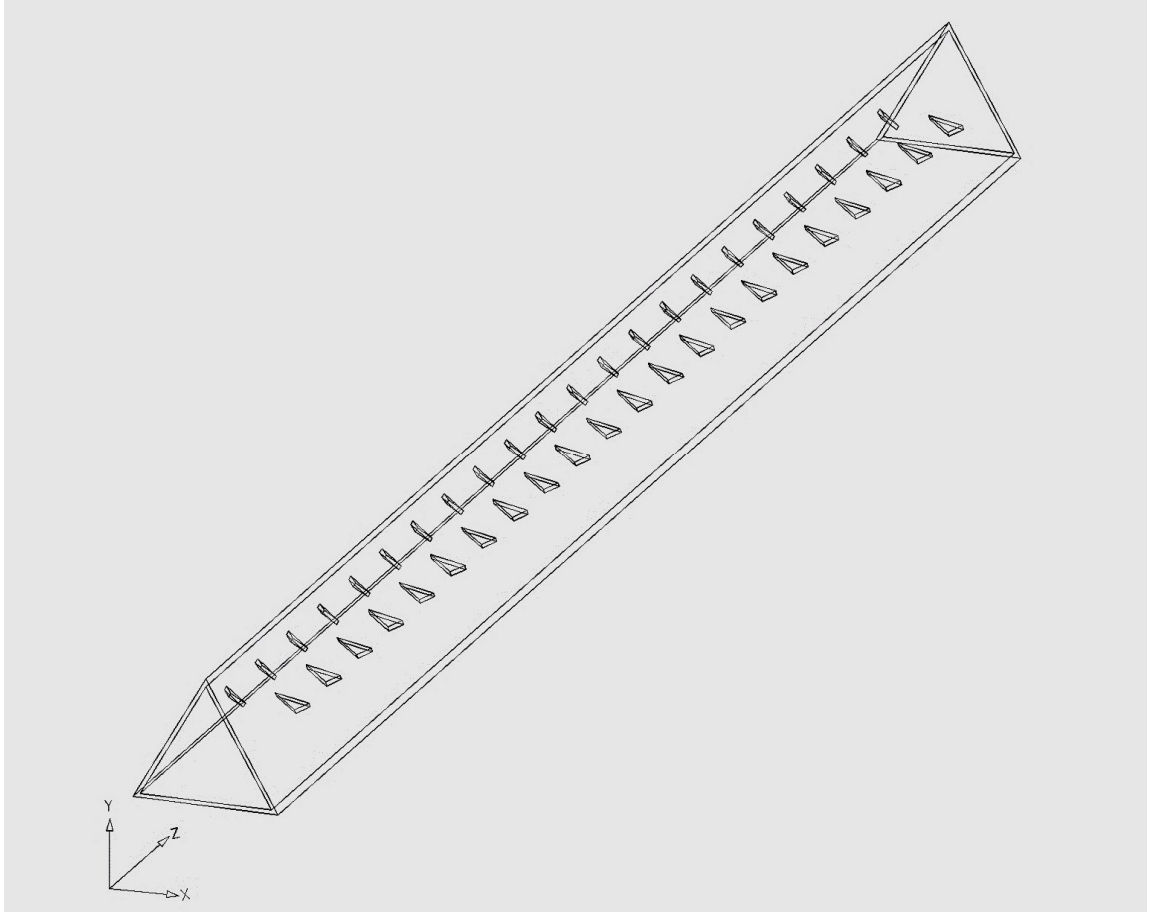
Şekil 4.87. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=5 L_w$)



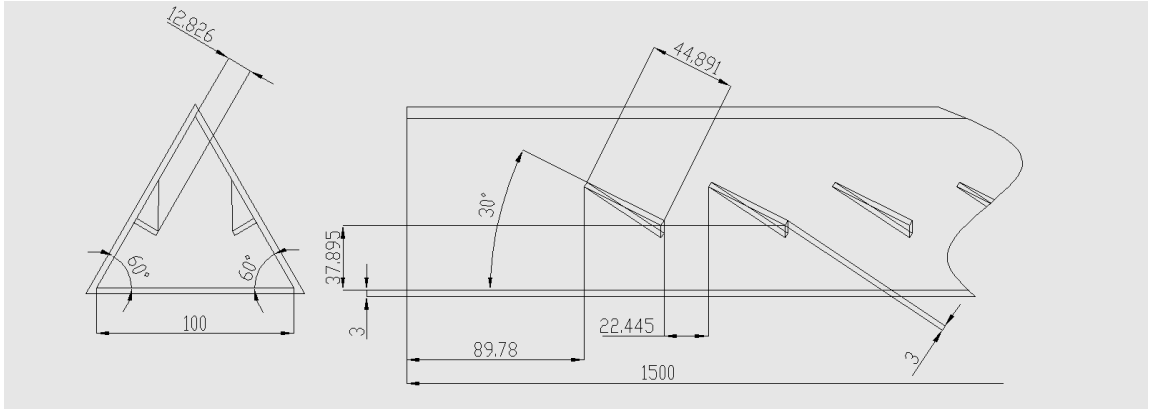
Şekil 4.88. CFU-CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=6 L_w$)



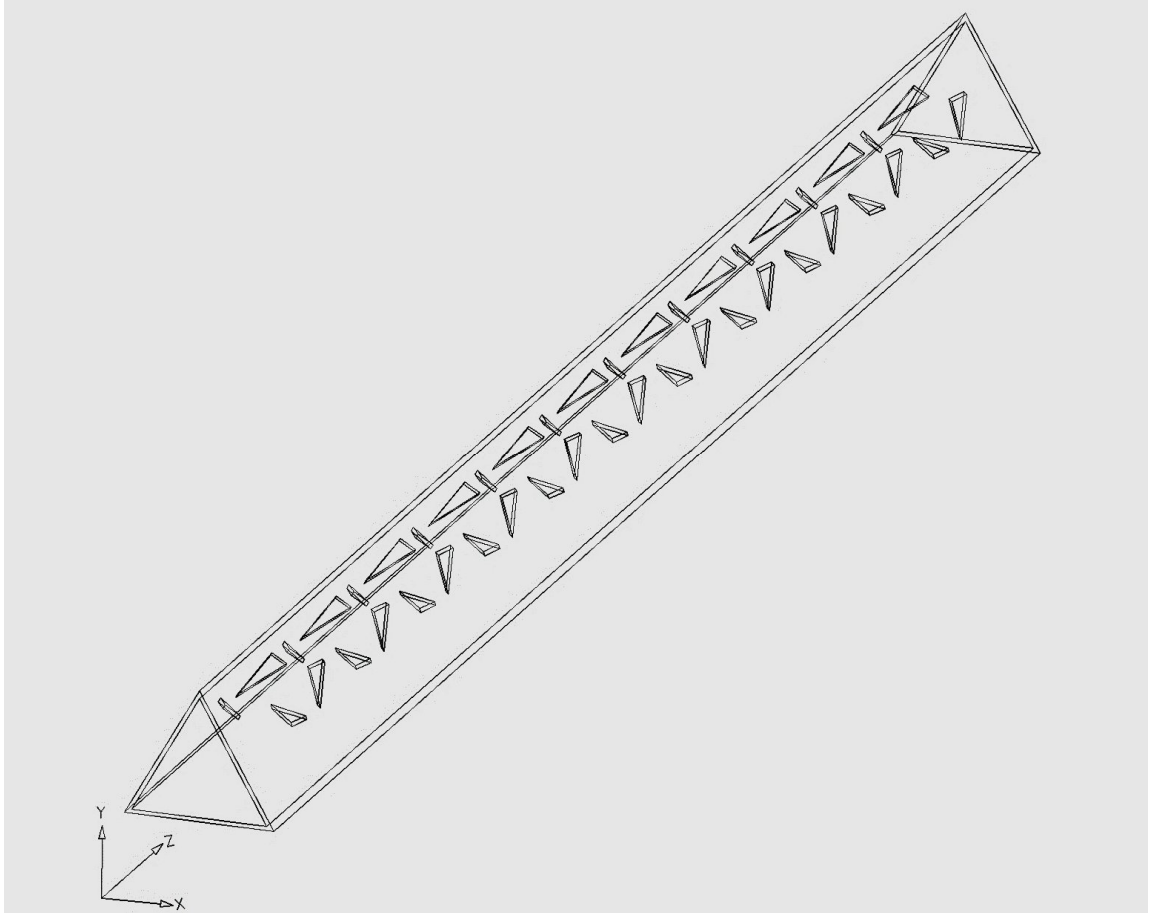
Şekil 4.89. CFU-CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=6 L_w$)



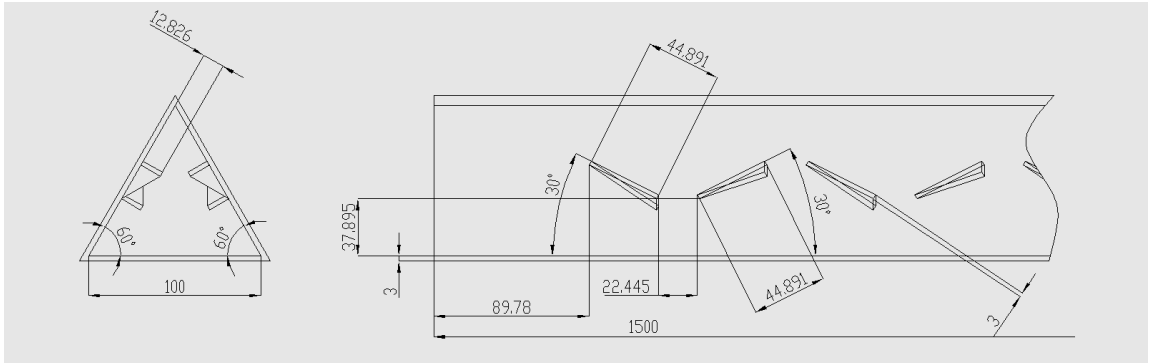
Şekil 4.90. CFD modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0.5 L_w$)



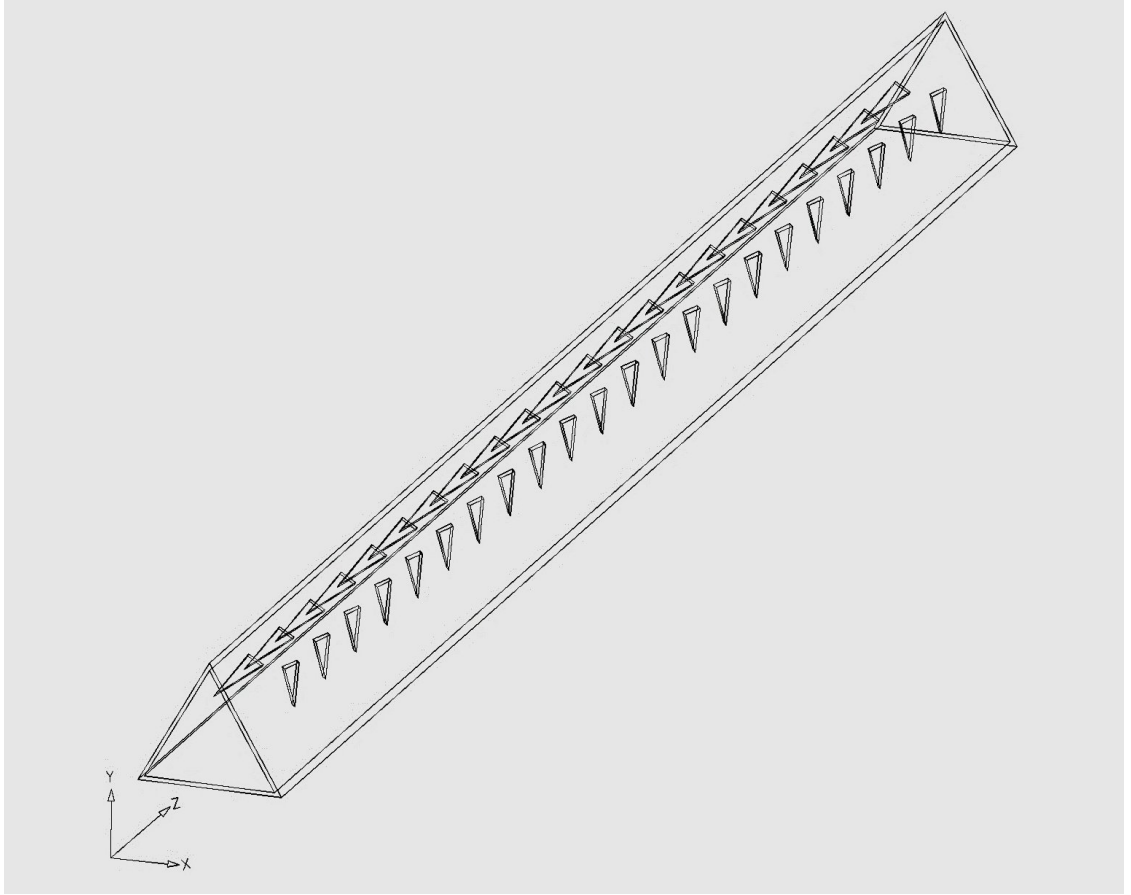
Şekil 4.91. CFD modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0.5 L_w$)



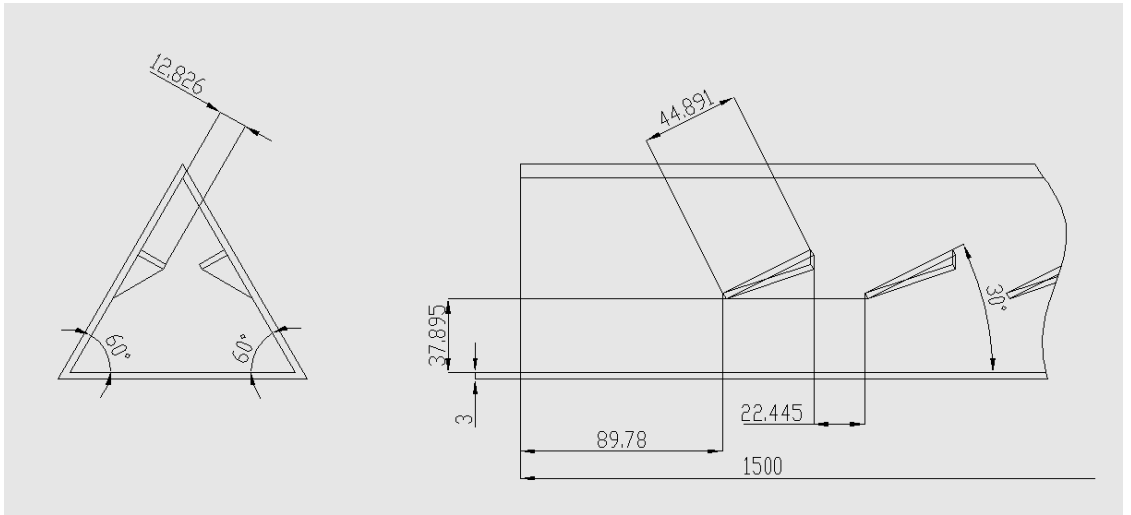
Şekil 4.92. CFD-CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0.5 L_w$)



Şekil 4.93. CFD-CFU modelin ön ve yan görüşleri ($b=0.5 L_w$)



Şekil 4.94. CFU modelin 3-boyutlu çizimi ($b=0.5 L_w$)



Şekil 4.95. CFU modelin ön ve yan görünüşleri ($b=0.5 L_w$)

4.4. TERMO-HİDROLİK PERFORMANS (THP)

Kanal duvarlarındaki eğimli yüzeylerde bulunan farklı kanatçık konfigürasyonlarının hangisinin kanal içerisinde daha iyi bir performans sağladığını belirlemek amacıyla, basınç kaybı ve ısı transferi etkilerini birlikte ele alan yaklaşımlardan yararlanılmıştır. Bu yaklaşımlardan en iyisi olarak kabul edilen THP (termo-hidrolik performans) formülü [47, 48] yardımıyla, hem termal, hem de hidrolik etkinin birlikte değerlendirilerek performans hesaplamalarında kullanılması sağlanmıştır.

$$THP = \frac{Nu}{\left(\frac{f}{f_s}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad (4.5)$$

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (4.6)$$

$$f = \frac{2 \cdot \Delta P}{(\rho \cdot U^2)} \left(\frac{D_h}{L}\right) \quad (4.7)$$

$$\Delta P = P_{giriş} - P_{çıkış} \quad (4.8)$$

$$D_h = \frac{4A}{p} \quad (4.9)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot A_{kesit} \cdot U \quad (4.10)$$

$$T_{ortalama} = T_{giriş} + T_{çıkış} \quad (4.11)$$

f : Sürtünme katsayısı,

ΔP : Basınç kaybı,

ρ : Yoğunluk,

U : Kanal girişindeki ortalama hız,

D_h : Hidrolik çap,

L : Kanal boyu,

A : Giriş düzleminin kesit alanı,

p : Çevre

$P_{giriş}$: Giriş düzlemindeki basınç,

$P_{çıkış}$: Çıkış düzlemindeki basınç,

h : Isı transfer katsayısı,

\dot{m} : Kütleli debi,

$T_{çıkış}$: Çıkış düzlemindeki ortalama sıcaklık,

$T_{giriş}$: Giriş düzlemindeki ortalama sıcaklık,

A_{yanal} : Kanalın eğimli yan yüzeylerinin toplam alanı,

$T_{yüzey}$: Isı transferinin gerçekleştiği yüzeylerin ortalama sıcaklığı,

$T_{ortalama}$: Giriş ve çıkış düzlemindeki sıcaklıkların ortalaması,

Nu : Nusselt sayısı,

k : Akışkanın ısı iletkenlik katsayısı

Nu_s : Boş kanalın Nusselt sayısı,

f_s : Boş kanalın sürtünme katsayısı,

C_p : Basınç katsayısı

THP : Termo- hidrolik performans,

A_{kesit} : Kanalın kesit alanı

Burada D_h : 0.0583 m, ρ : 998.2 Kg m⁻³, C_p : 4200 J kg⁻¹ K⁻¹, \dot{m} :0,37171 Kgs⁻¹, $T_{giriş}$:300 K, $T_{yüzey}$ =80 °C, k : 0.6 W m⁻¹ K⁻¹ ve L : 1.5 m' dir. Deney modelindeki kanatçıkların geometrik özellikleri korunmuş, kanatçıkların en-boy oranı (h/L)= 1:2 ve hücum açısı 30°de sabit tutulmuş, kanalın tabanı ile kanatçıklar arasındaki düşey mesafe $y= 37.895$ mm olarak alınmıştır. Tüm çözümlerde, $Re=5000$ için en iyi sonucu veren türbülans modeli (k-ε RNG-EWT) kullanılmıştır. Çözümün ağ donanımından bağımsızlığını ifade eden ve en iyi modelin sahip olduğu –özellikle kanatçıklar etrafındaki- ağ yapısı ve yoğunluğu, kanal içerisindeki kanatçık sayısı değişse bile, korunmuştur. Bu nedenle, kanatçık sayısının fazla olduğu konfigürasyonların eleman sayıları da orantılı olarak fazla olmak zorundadır. İlgili konfigürasyonlara ait eleman sayıları Çizelge 4.4' de gösterilmiştir. Çizelge 4.4' de üstteki yatay eksen kanatçık sayısını, soldaki düşey eksen geometrik konfigürasyonu, alttaki yatay eksen ise kanatçıklar arası mesafeyi ifade etmektedir.

Çizelge 4.4. Konfigürasyona ve kanatçık sayısına bağlı oluşan ağ eleman sayıları

kofigürasyon/kanatçık sayısı	66	44	32	22	16	14	12	10
CFU-	9952324	7760885	5688693	4402177	3640515	3376141	3118971	2863417
CFD-	9838952	7081238	5568003	4310762	3573097	3334089	3086536	2837644
CFU_CFD-	9551024	7042039	5658061	4385496	3576120	3301332	3025411	2822648
CFD_CFU-	9526870	7141483	5627663	4354572	3605139	3356678	3098461	2859126
kanatçıklar arası mesafe[*Lw]	0	0.5	1	2	3	4	5	6

THP ile ilgili hesaplamaların yapılabilmesi için, ilk olarak boş kanal için sayısal çözümler gerçekleştirilmiştir. Bu çözüm sonuçlarına göre boş kanalın sürtünme katsayısı; $f=0.053448$, Nusselt sayısı; $Nu=1874.387$ olarak belirlenmiştir. Daha sonra tüm konfigürasyonlar için çözümler gerçekleştirilmiş ve THP değerleri hesaplanmıştır.

4.5. OPTİMİZASYON ÇALIŞMALARINDAN ELDE EDİLEN SONUÇLAR

Tüm geometrik çizimlerin ağ donanımları oluşturulduktan sonra, bu çizimler, çözüm (ANSYS FLUENT) ortamına aktarılmıştır. Burada deneysel verilerle en çok uyumun yakalandığı ilgili çözüm modeli ve sınır şartları atandıktan sonra, çözümler gerçekleştirilmiş ve tamamlanmıştır. Bu bölümde, bu yöntemlerle elde edilen çözüm sonuçları sunulmakta ve yorumlanmaktadır. Çizelge 4.5, bu tezdeki bundan sonra adı geçecek olan düzlemleri ve bu düzlemlerin konumlarını göstermektedir. “P” düzlemleri, “b” ise kanatçıklar arasındaki yatay z mesafesini kanat boyu (L_w) cinsinden ifade etmektedir. Çizelge 4.6 ise, kanatçıklar arası uzaklıklar ve kanal içerisindeki toplam kanatçık sayılarını göstermektedir.

Çizelge 4.5. P düzlemleri ile üçgen kanalın giriş düzlemi arasındaki “z” yönündeki uzaklıklar

P	Kanalın girişinden ilgili P düzlemine kadar ölçülen z-uzaklıkları (mm)							
	b=0 Lw	b=0.5 Lw	b=1 Lw	b=2 Lw	b=3 Lw	b=4 Lw	b=5 Lw	b=6 Lw
P1	130,16	141,38	152,61	175,05	197,50	219,94	242,39	264,83
P2	170,54	204,21	237,88	305,21	372,55	439,89	507,22	574,56
P3	210,92	267,03	323,15	435,38	547,60	659,83	772,06	884,29
P4	251,30	329,86	408,42	565,54	722,66	879,77	1036,89	1194,01
P5	291,68	392,68	493,69	695,70	897,71	1099,72	1301,73	-
P6	332,06	455,51	578,96	825,86	1072,76	1319,66	-	-
P7	372,44	518,34	664,23	956,02	1247,81	-	-	-

Çizelge 4.5 (devamı)

P8	412,82	581,16	749,50	1086,19	1422,87	-	-	-
P9	453,20	643,99	834,77	1216,35	-	-	-	-
P10	493,58	706,81	920,04	1346,51	-	-	-	-
P11	533,96	769,64	1005,32	1476,67	-	-	-	-
P12	574,34	832,46	1090,59	-	-	-	-	-
P13	614,72	895,29	1175,86	-	-	-	-	-
P14	655,10	958,11	1261,13	-	-	-	-	-
P15	695,48	1020,94	1346,40	-	-	-	-	-
P16	735,86	1083,77	1431,67	-	-	-	-	-
P17	776,24	1146,59	-	-	-	-	-	-
P18	816,62	1209,42	-	-	-	-	-	-
P19	857,00	1272,24	-	-	-	-	-	-
P20	897,38	1335,07	-	-	-	-	-	-
P21	937,76	1397,89	-	-	-	-	-	-
P22	978,14	1460,72	-	-	-	-	-	-
P23	1018,52	-	-	-	-	-	-	-
P24	1058,90	-	-	-	-	-	-	-
P25	1099,28	-	-	-	-	-	-	-
P26	1139,66	-	-	-	-	-	-	-
P27	1180,04	-	-	-	-	-	-	-
P28	1220,42	-	-	-	-	-	-	-
P29	1260,80	-	-	-	-	-	-	-
P30	1301,18	-	-	-	-	-	-	-
P31	1341,56	-	-	-	-	-	-	-
P32	1381,94	-	-	-	-	-	-	-
P33	1422,32	-	-	-	-	-	-	-

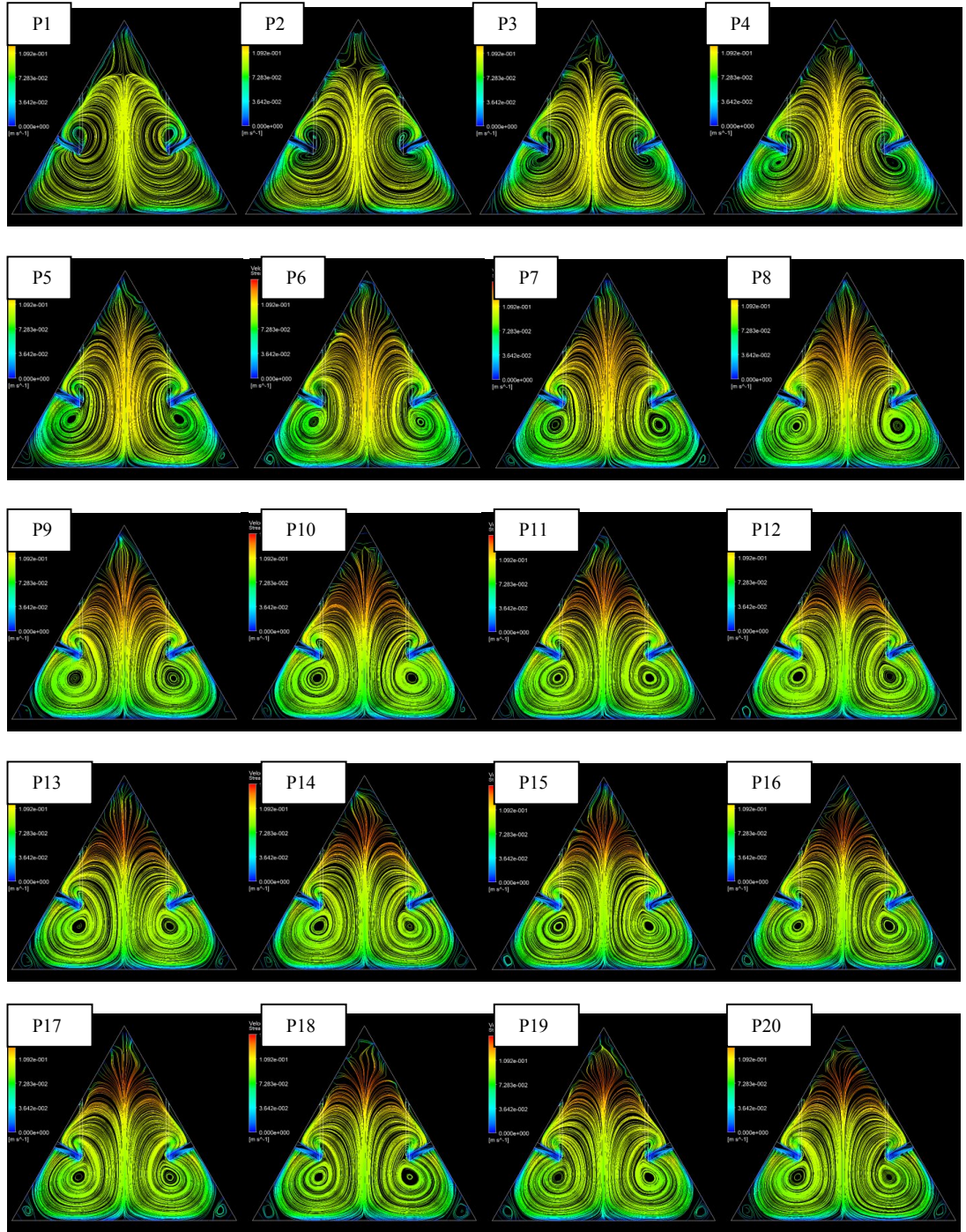
Çizelge 4.6. Kanatçıklar arası uzaklıklar ve kanal içerisindeki toplam kanatçık sayıları

Kanatçıklar arası uzaklık (b) (mm)	Toplam kanatçık sayısı (KS)
0 L_w	66
0.5 L_w	44
1 L_w	32
2 L_w	22
3 L_w	16
4 L_w	14
5 L_w	12
6 L_w	10

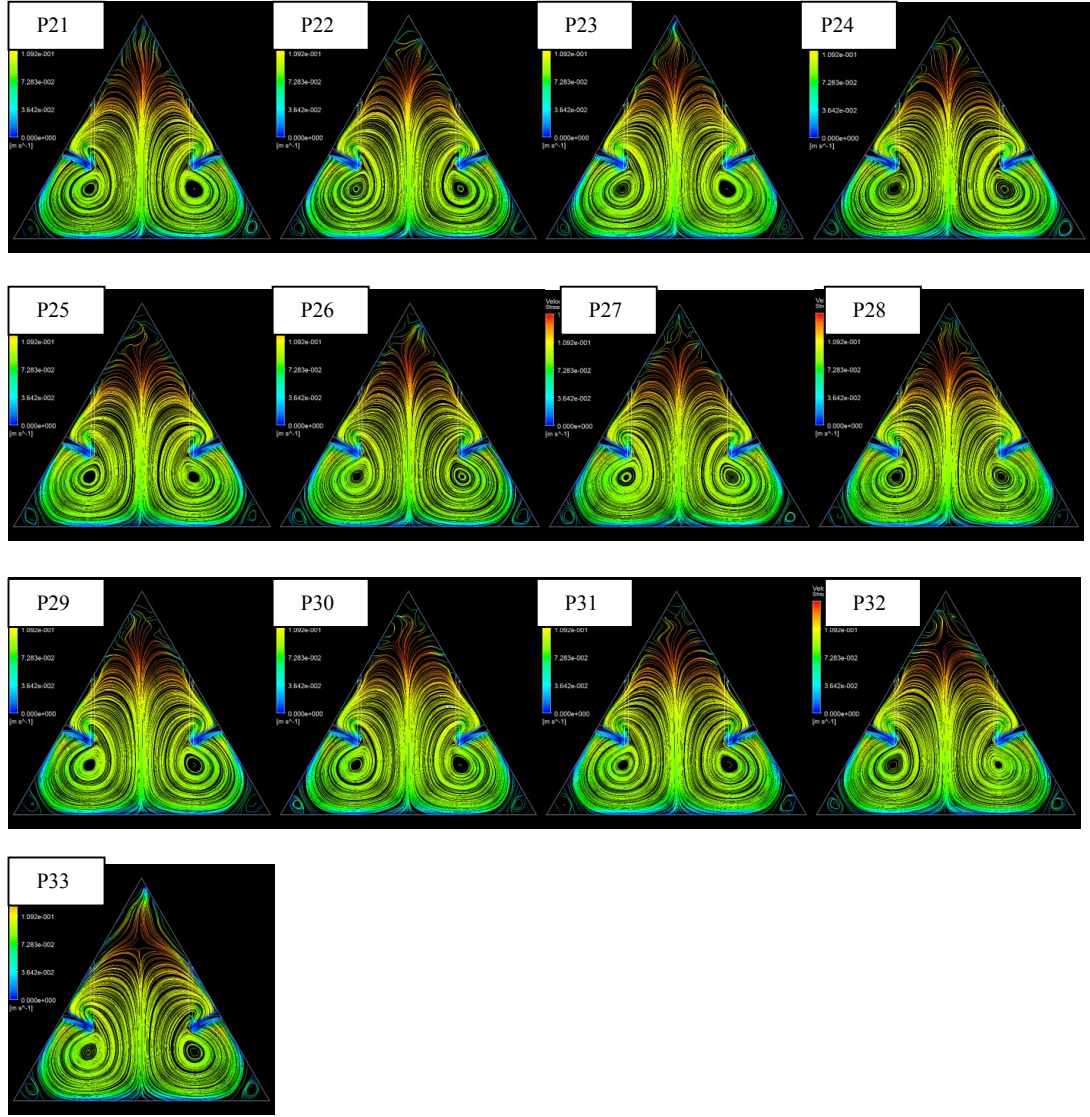
4.5.1. CFD Konfigürasyonu İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları

CFD konfigürasyonu için kanal boyunca meydana gelen akım çizgileri dağılımı, Çizelge 4.5' de ifade edilen düzlemlerde ($b=0L_w$) için Şekil 4.96' da, ($b=0.5L_w$) için Şekil 4.97' de, ($b=1L_w$) için Şekil 4.98' de, ($b=2L_w$) için Şekil 4.99'

da, $(b=3L_w)$ için Şekil 4.100' de, $(b=4L_w)$ için Şekil 4.101' de, $(b=5L_w)$ için Şekil 4.102' de, $(b=6L_w)$ için Şekil 4.103' de verilmiştir.

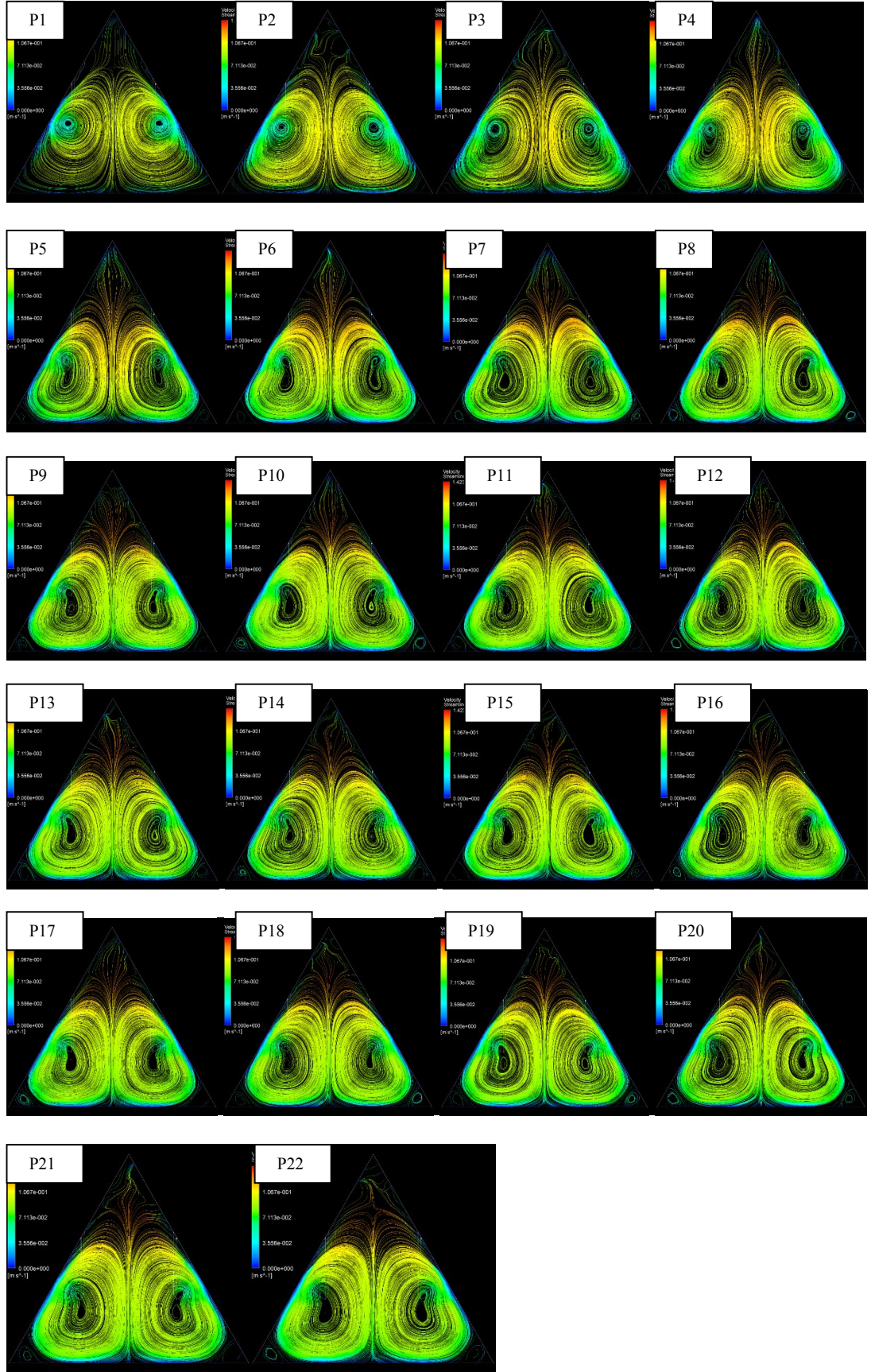


Şekil 4.96. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri $(b=0 L_w)$



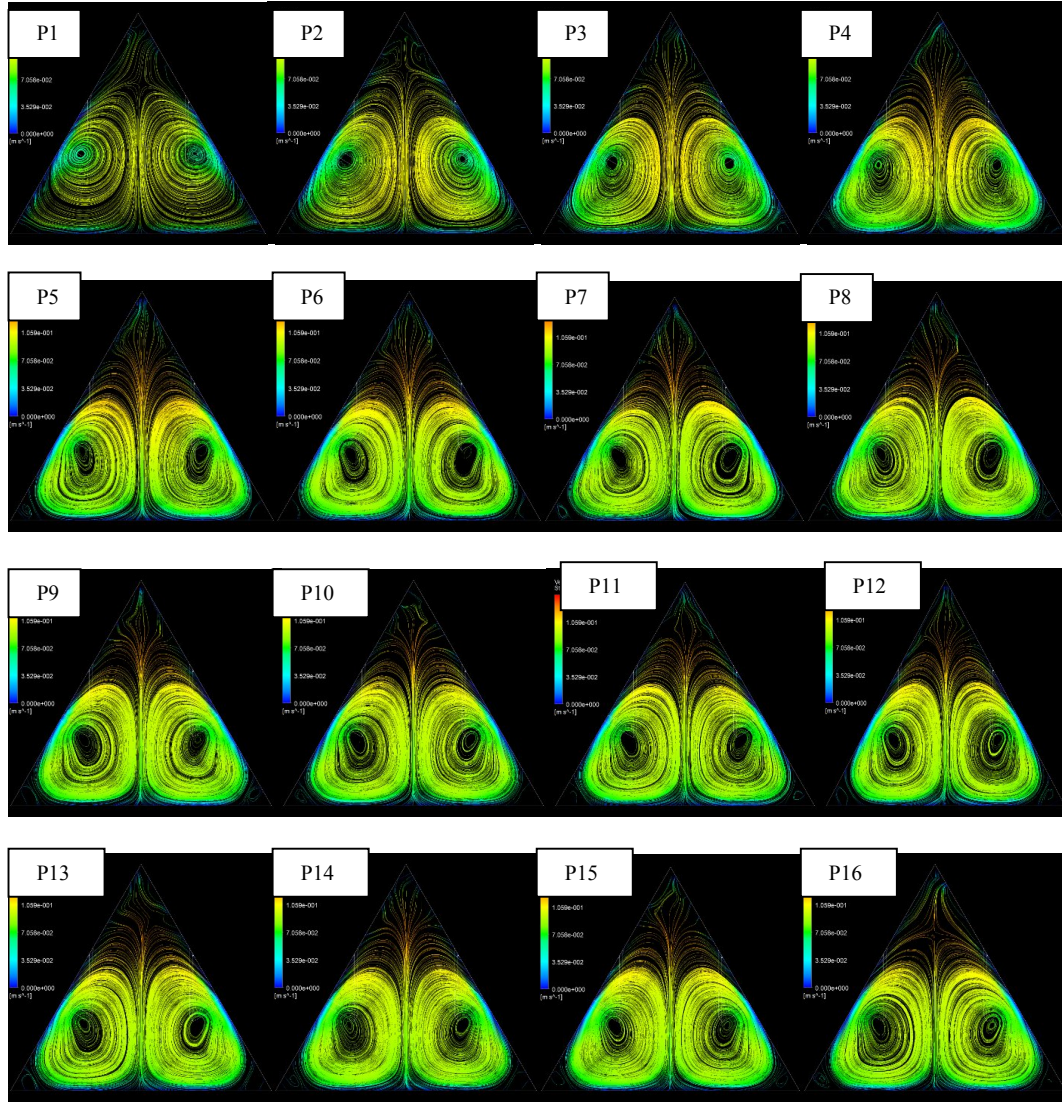
Şekil 4.96 (devamı)

Şekil 4.96 incelendiğinde, kanatlar arasındaki uzaklık 0 değerinde olduğu için, tüm düzlemlerde elde edilen ortalama akım çizgileri dağılımları neredeyse birbirinin aynı sonuçlara sahip olmuştur. Dikkat edilirse her düzlemde sadece bir çift döngü meydana gelmiş ve bu döngü çiftinin merkezi her düzlemde tabana yakın bir konumda oluşmuştur.

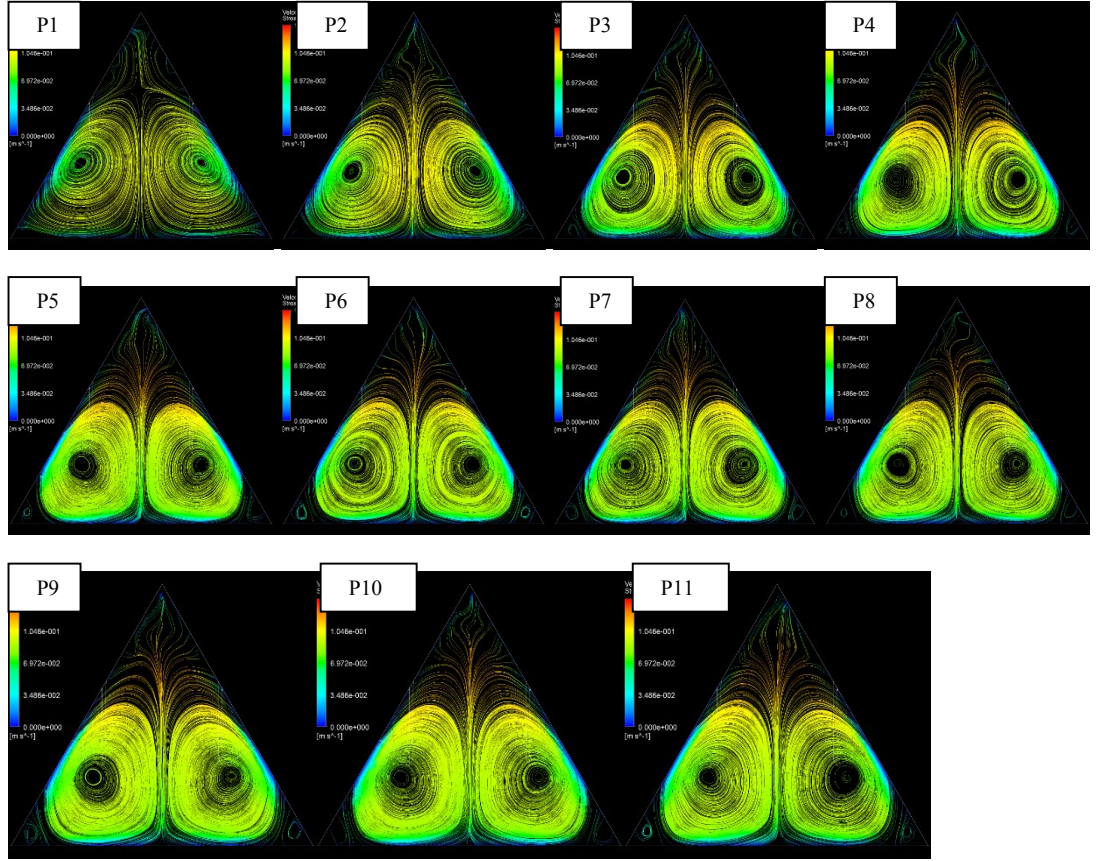


Şekil 4.97. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0.5 L_w$)

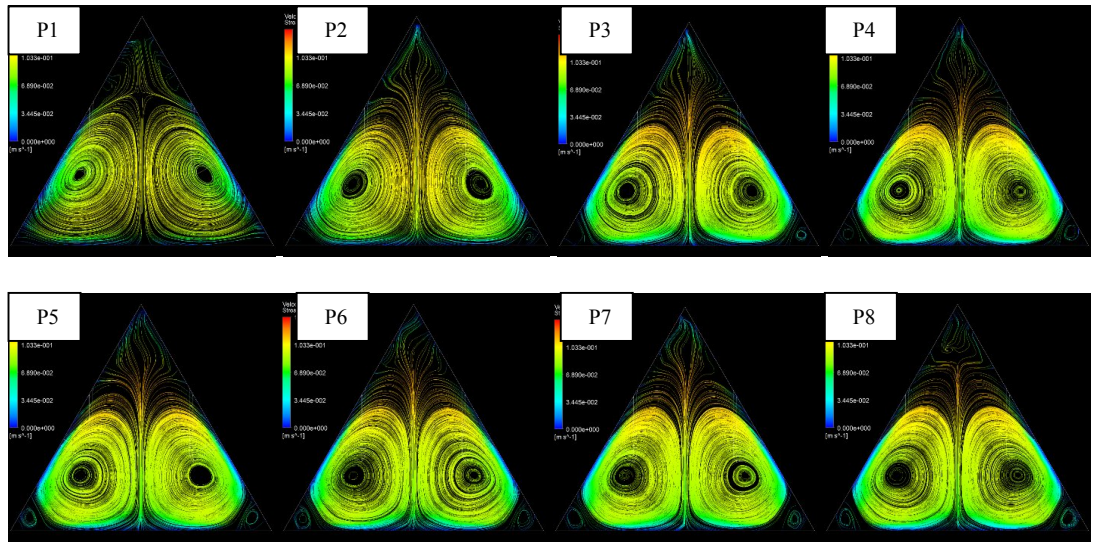
Şekil 4.97 incelendiğinde, başlangıçta meydana gelen bir çift döngünün merkezinin, kanalın çıkış düzlemine doğru yaklaştıkça, kanalın tabanına doğru hareket ettiği fark edilmiştir. Aynı eğilim Şekil 4.98, 4.99, 4.100, 4.101, 4.102 ve 4.103’ de de açıkça fark edilmektedir. CFD konfigürasyonu için elde edilen akış verileri incelendiğinde, taban bölgesindeki akışta meydana gelen karışımın daha yoğun olduğu, buna karşın üçgen kanalın tepe bölgesinde akışta herhangi bir karışımın meydana gelmediği sonucuna varılmıştır.



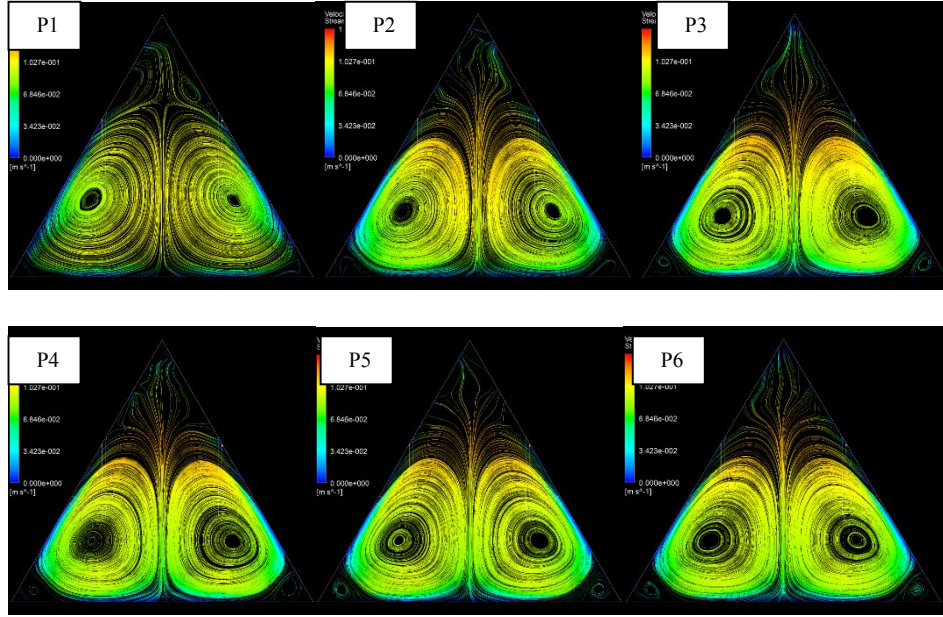
Şekil 4.98. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=1 L_w$)



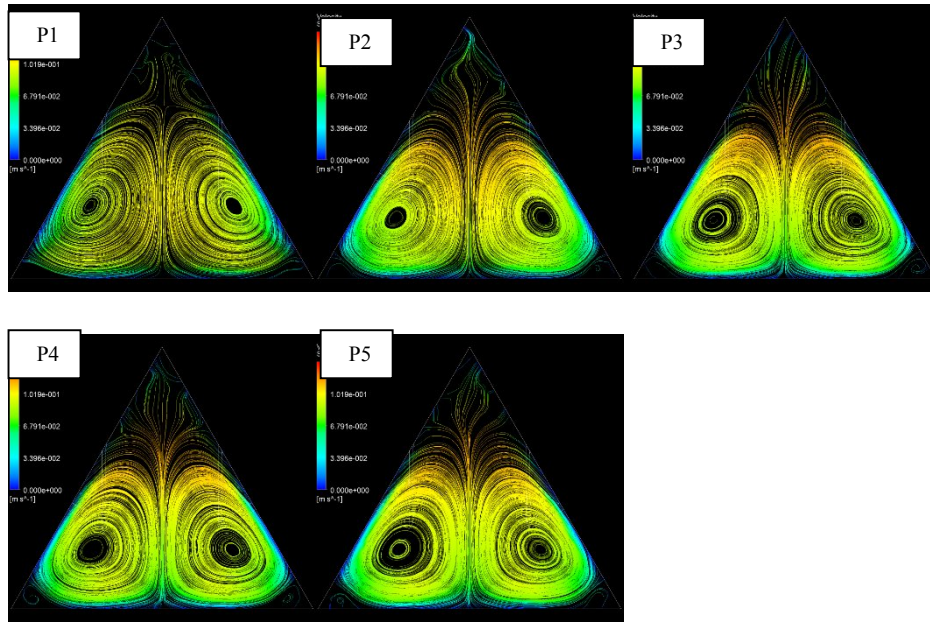
Şekil 4.99. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=2 L_w$)



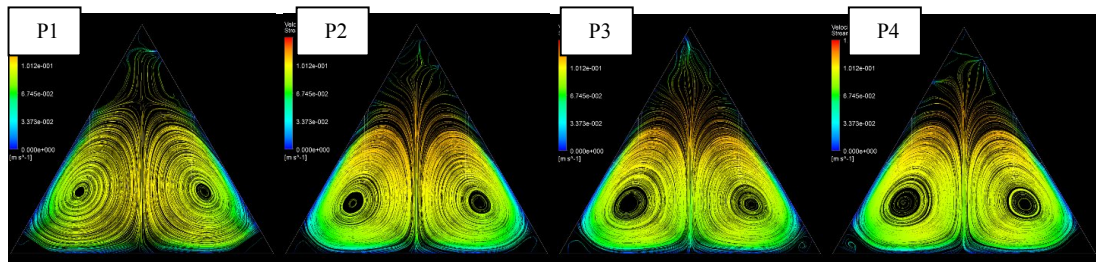
Şekil 4.100. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=3 L_w$)



Şekil 4.101. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=4 L_w$)

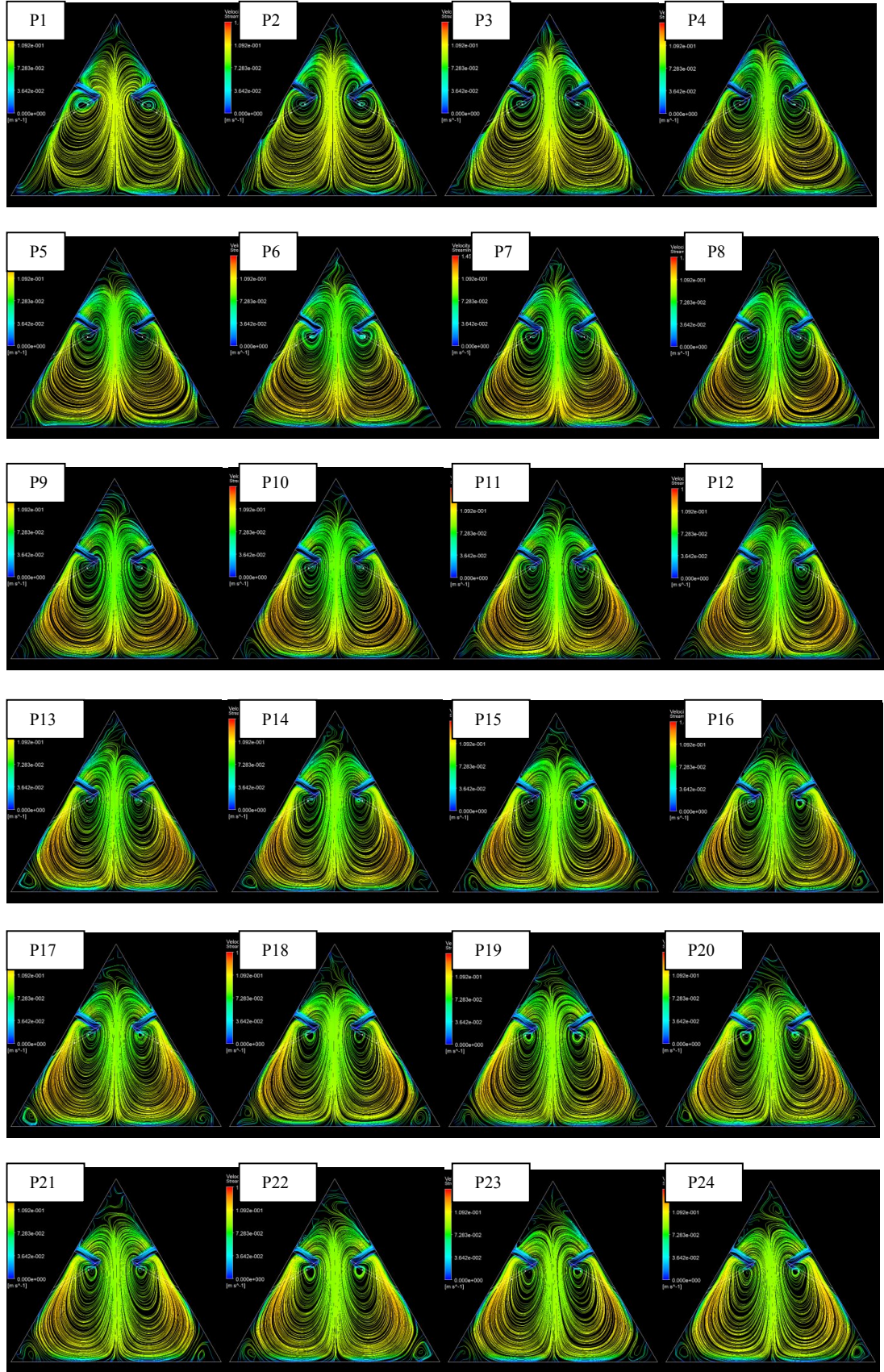


Şekil 4.102. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=5 L_w$)

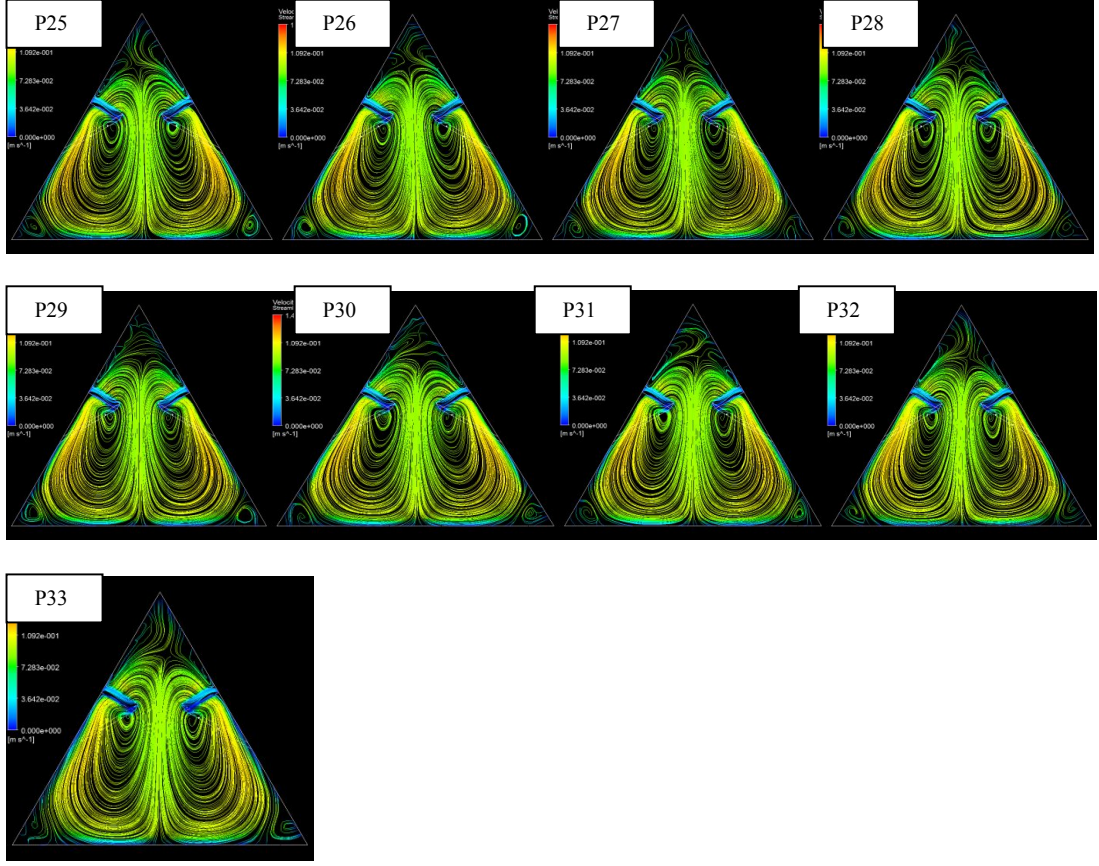


Şekil 4.103. CFD model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=6 L_w$)

4.5.2. CFU Konfigürasyonu İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları



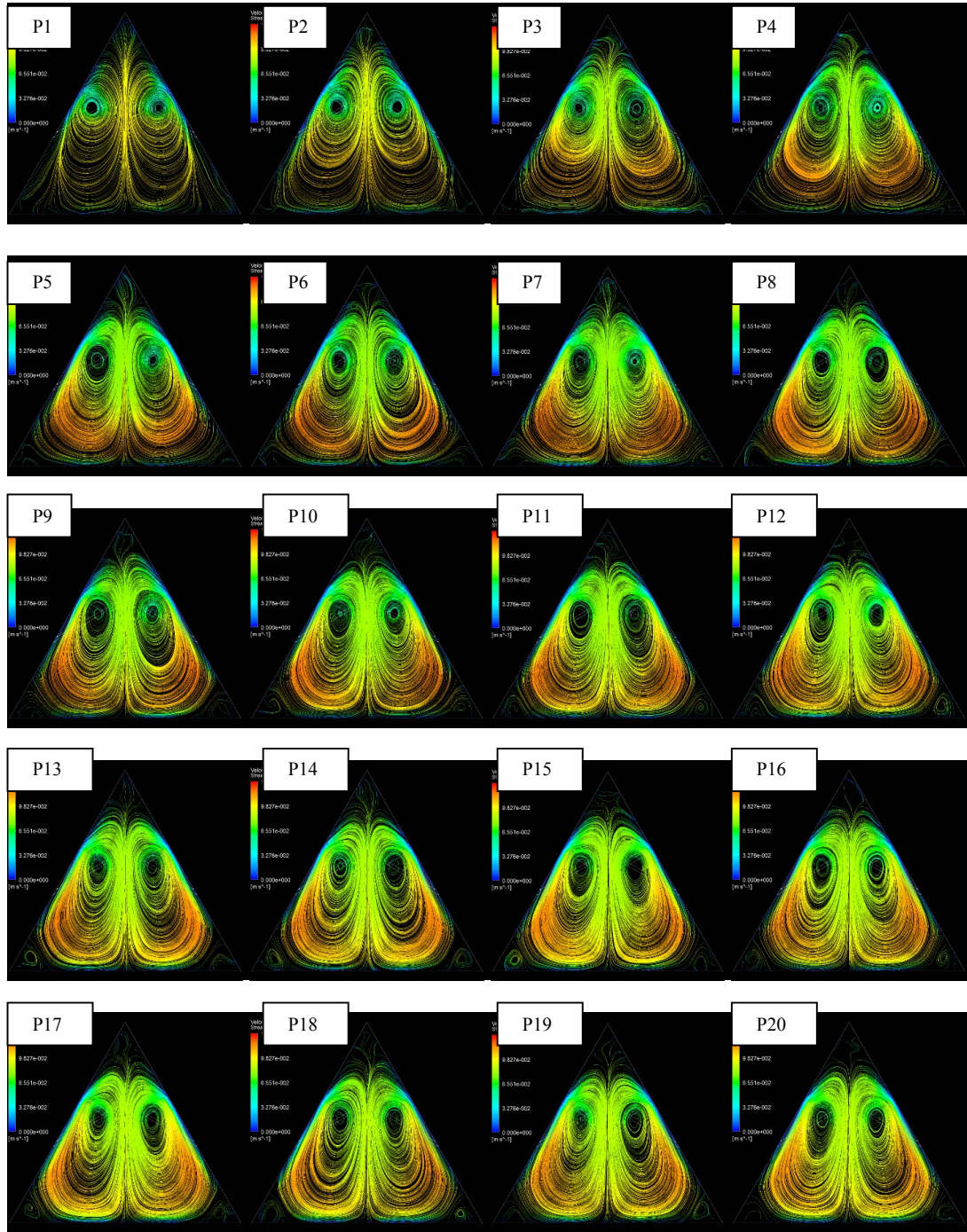
Şekil 4.104. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0 L_w$)



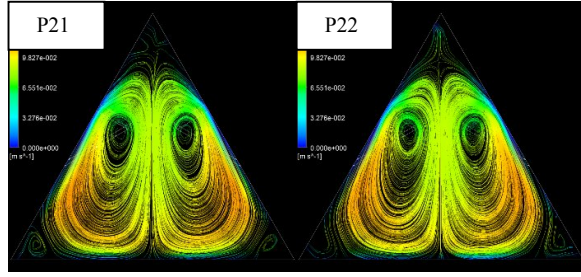
Şekil 4.104 (devamı)

Şekil 4.104 incelendiğinde, CFU konfigürasyonunun, akışı kanalın tepesine doğru yönlendirmeye çalışmasından dolayı, kanal içinde meydana gelen döngülerin merkezinin tepeye yakın bölgelerde bulunduğu, kanalın genişliği boyunca çok büyük döngü çiftinin kanalın üst bölgelerinden alt bölgelerine doğru yayıldığı ve tabanın köşe noktalarında karışımın sağlandığını gösteren küçük döngülerin oluştuğu kaydedilmiştir. Bu küçük köşe döngüleri, P13 ($z= 614.72$ mm) düzleminden sonra meydana gelmiştir. Kanatçıklar arası mesafe ($b=0.5L_w$) olduğunda, köşelerdeki küçük döngülerin P10 ($z= 706.81$ mm) düzleminden sonra meydana geldiği (Şekil 4.105) gözlenmiştir. Şekil 4.106 ($b=1L_w$) incelendiğinde bu küçük döngülerin P5 ($z= 493.68$ mm) düzleminden sonra oluştuğu, Şekil 4.107 ($b=2L_w$) incelendiğinde bu küçük köşe döngülerinin P5 ($z= 897.70$ mm) düzleminden sonra oluştuğu, Şekil 4.108 ($b=3L_w$) incelendiğinde bu küçük döngülerin P4 ($z= 722.65$ mm) düzleminden sonra oluştuğu, Şekil 4.109 ($b=4L_w$) incelendiğinde bu küçük döngülerin P2 ($z= 439.88$ mm) düzleminden sonra oluştuğu, Şekil 4.110 ($b=5L_w$) incelendiğinde bu küçük döngülerin P2 ($z= 507.22$ mm) düzleminden sonra oluştuğu, Şekil 4.111

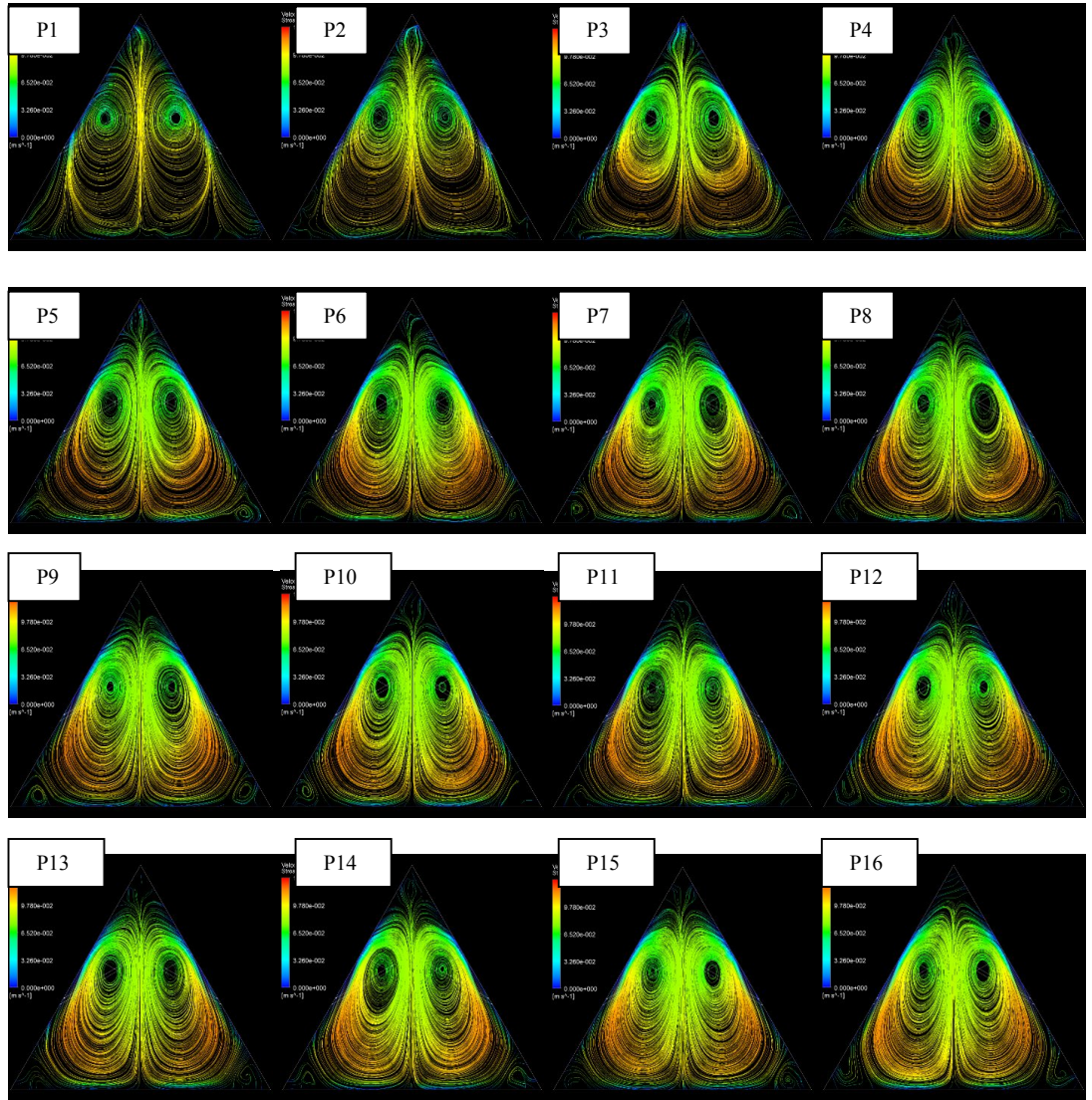
($b=6L_w$) incelendiğinde bu küçük döngülerin P2 ($z= 574.55$ mm) düzleminde sonra oluştuğu gözlenmiştir.



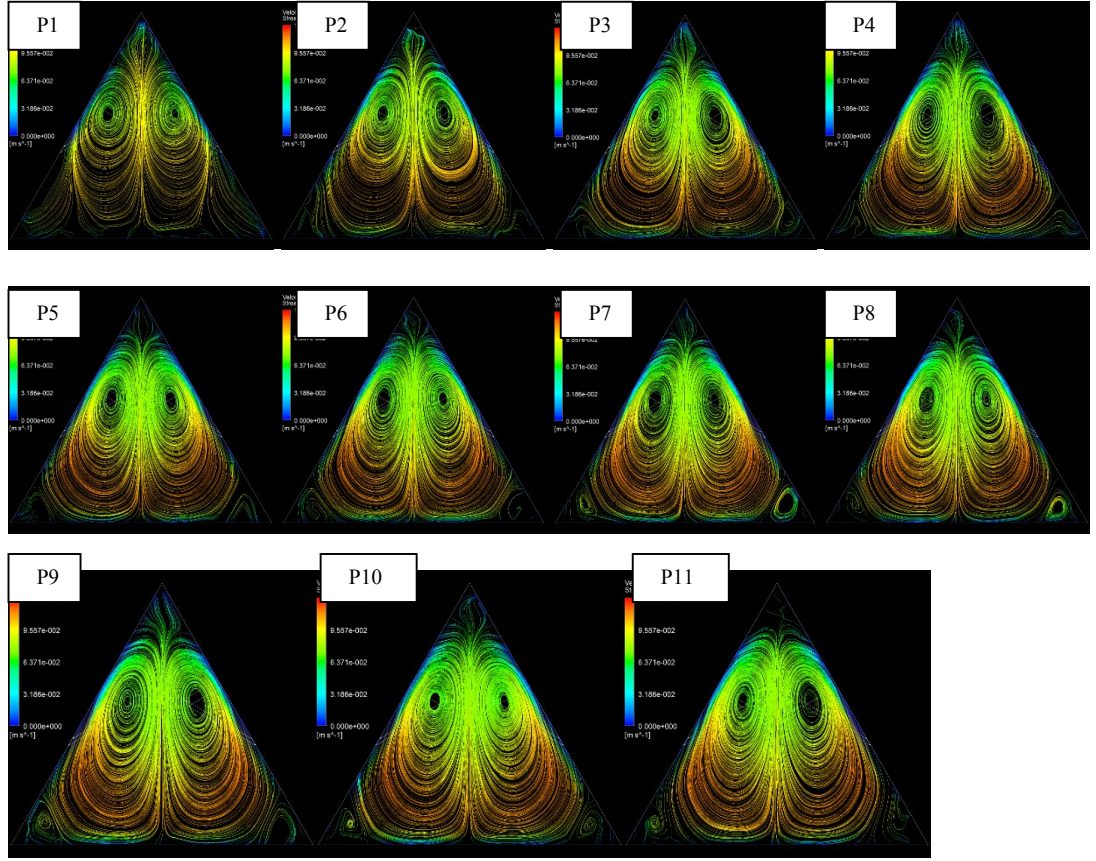
Şekil 4.105. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0.5 L_w$)



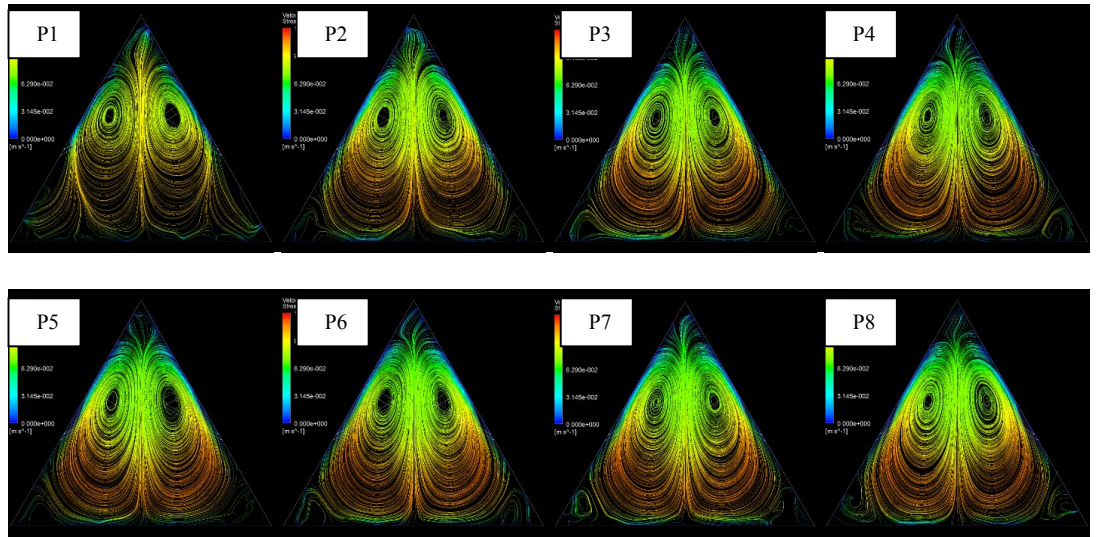
Şekil 4.105 (devamı)



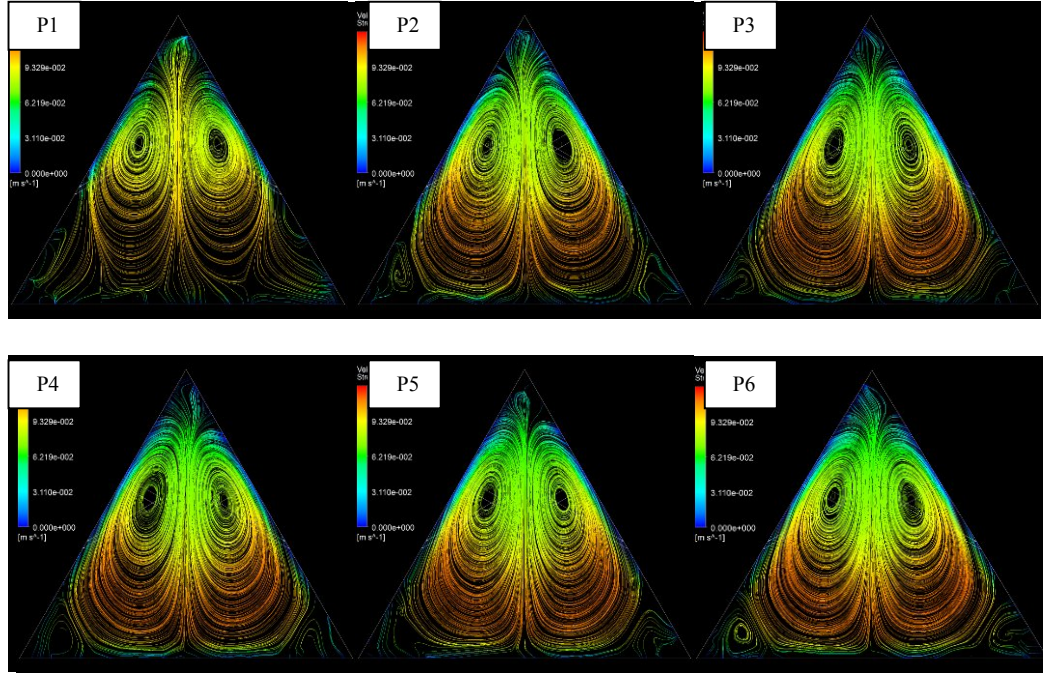
Şekil 4.106. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=1 L_w$)



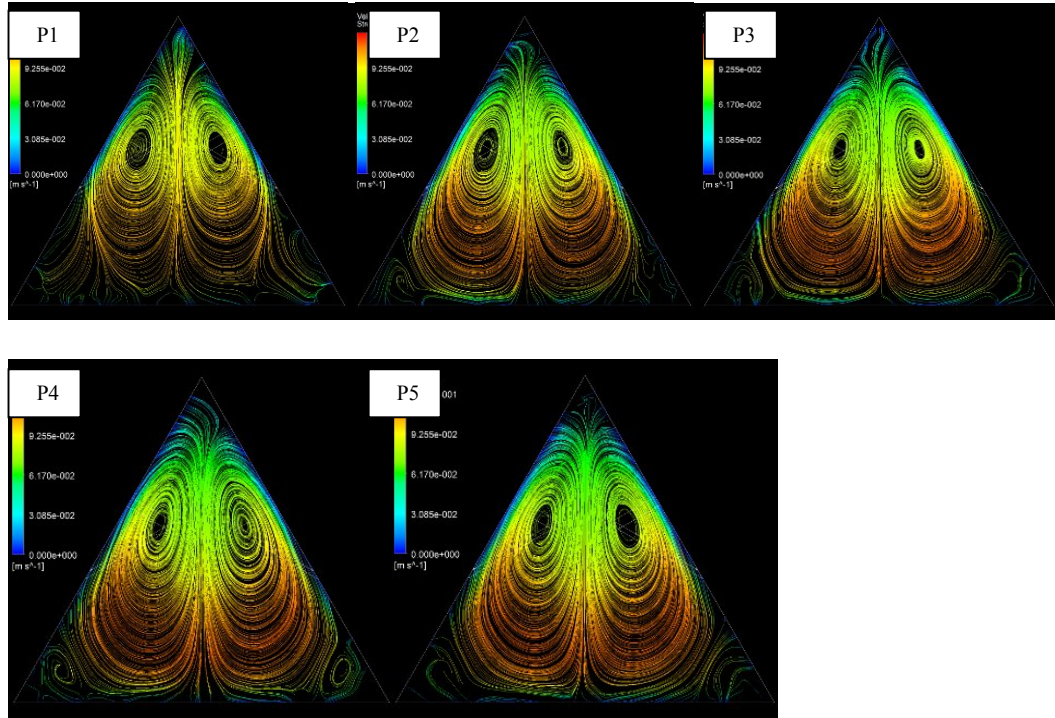
Şekil 4.107. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=2 L_w$)



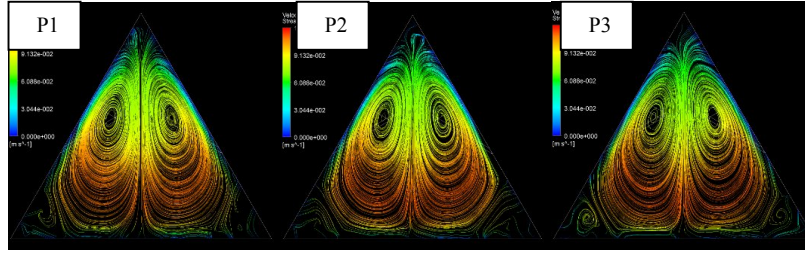
Şekil 4.108. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=3 L_w$)



Şekil 4.109. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=4 L_w$)



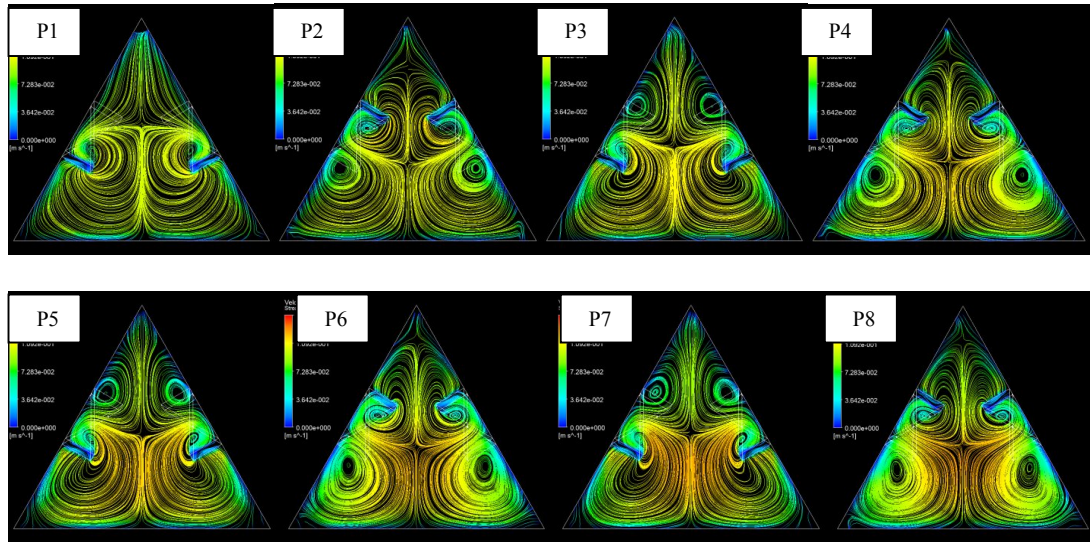
Şekil 4.110. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=5 L_w$)



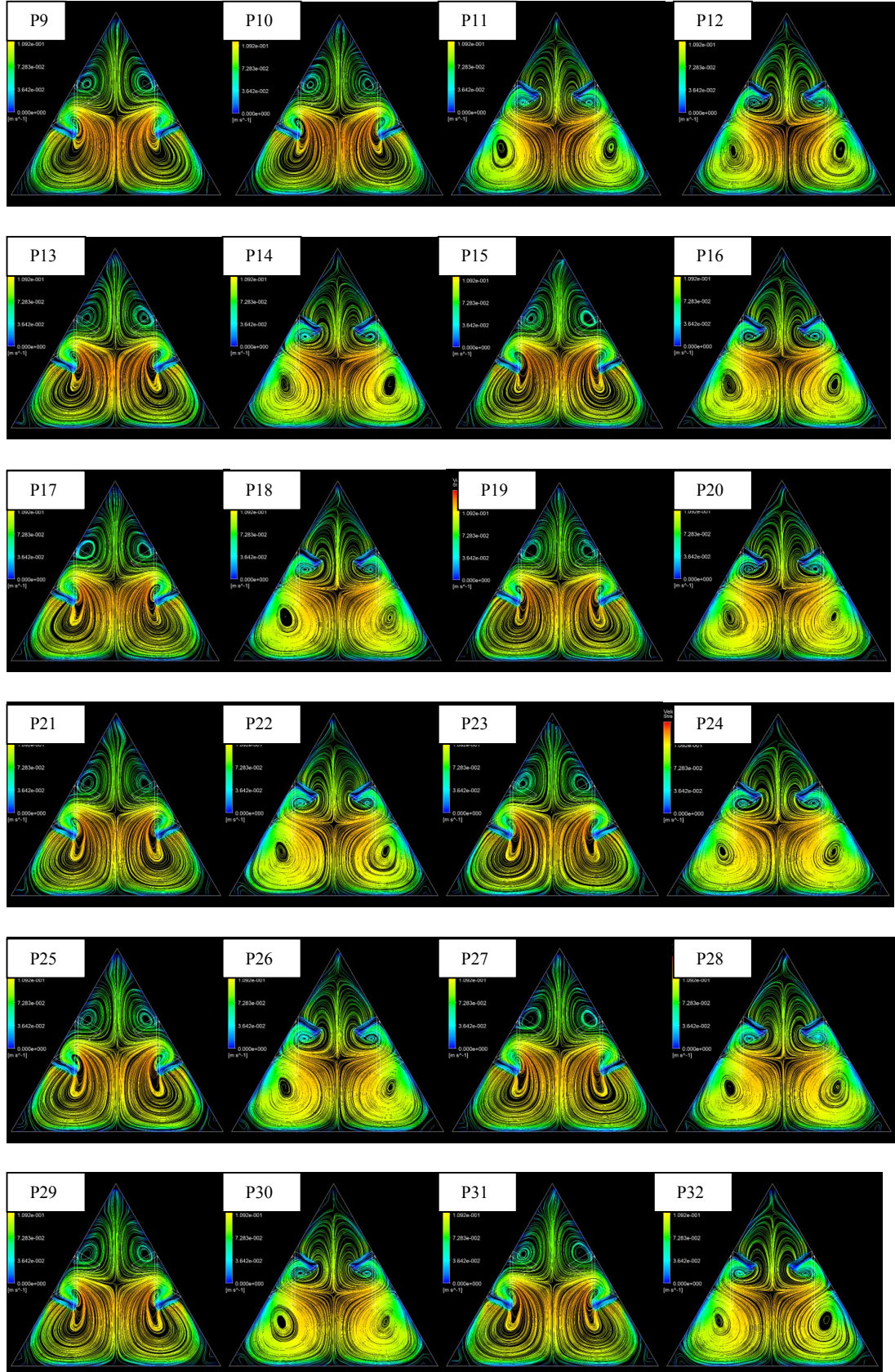
Şekil 4.111. CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=6 L_w$)

4.5.3. CFD-CFU Konfigürasyonu İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları

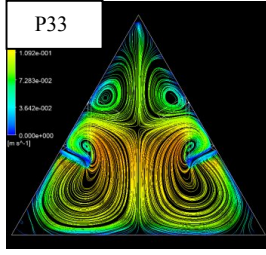
İlk kanatçık sırası CFD, arkasından gelen kanatçık CFU, daha sonra yeniden CFD... şeklinde devam eden geometrik yapı ile ilgili çözüm sonuçları, Şekil 4.112-4.119' da verilmektedir. Bu konfigürasyon ile hem kanalın taban bölgesine yakın yerlerde hem de tepeye yakın bölgelerde yoğun karışımların meydana geldiğini gösteren döngülere rastlanmıştır. Kanatçıklar arası “b” mesafesi arttıkça hem alttaki hem de üstteki döngü çiftlerinin daha çok büyüdüğü, yer yer alt bölgelerde meydana gelen döngülerin daha çok baskın duruma geldiği ve hemen hemen tüm kanala yayıldığı fark edilmektedir.



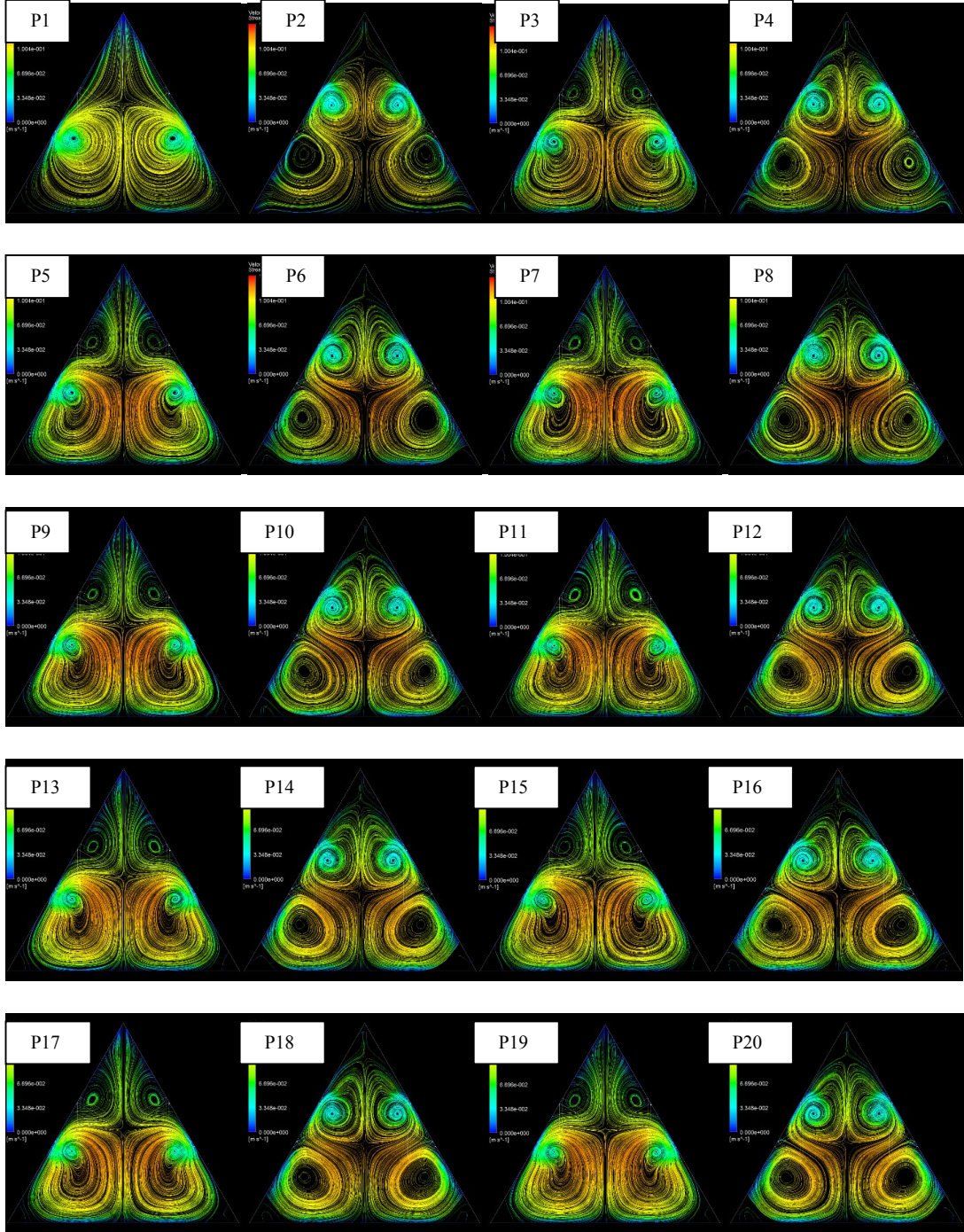
Şekil 4.112. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0 L_w$)



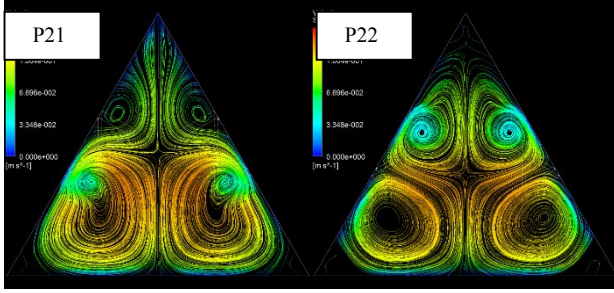
Şekil 4.112 (devamı)



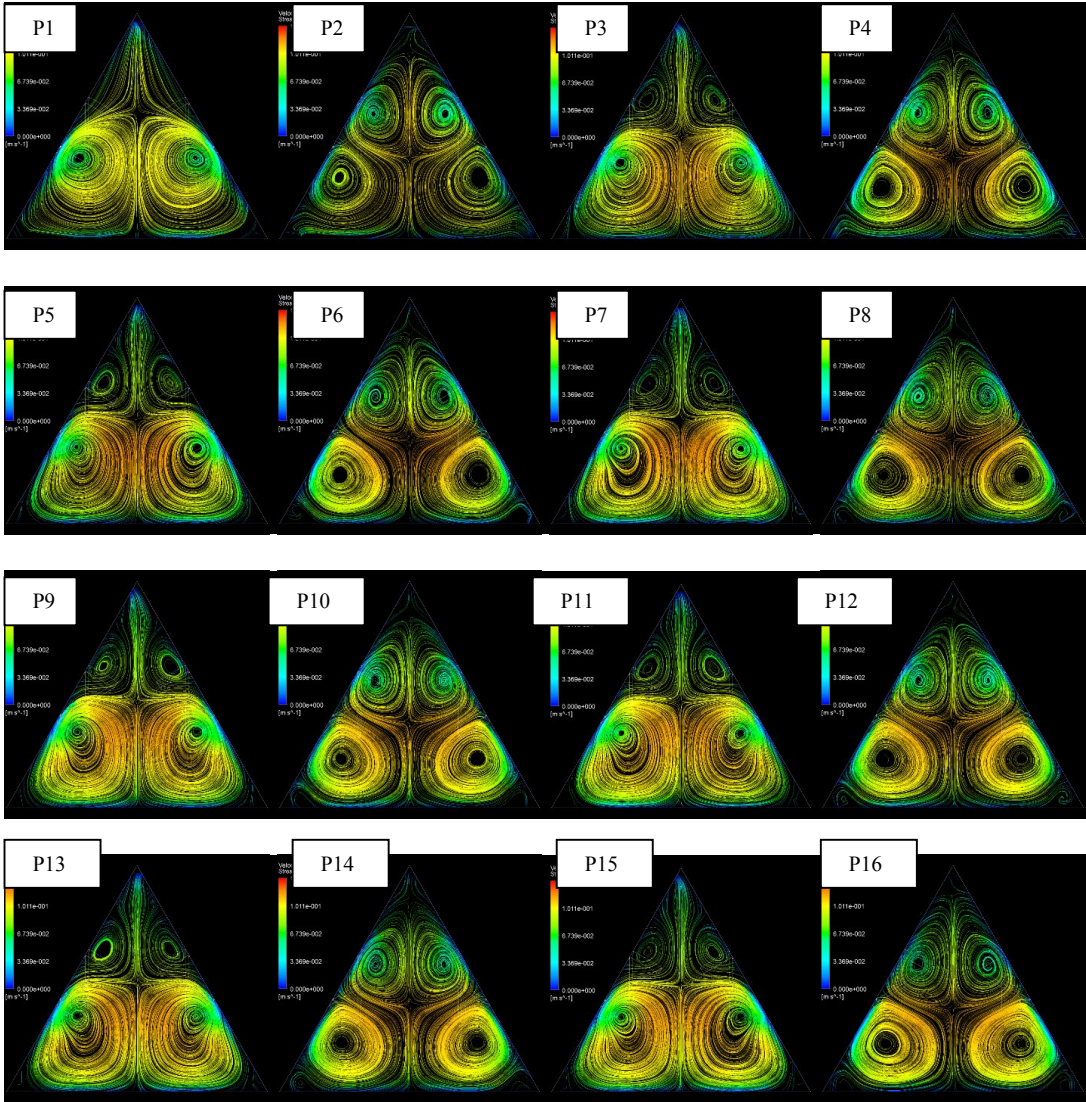
Şekil 4.112 (devamı)



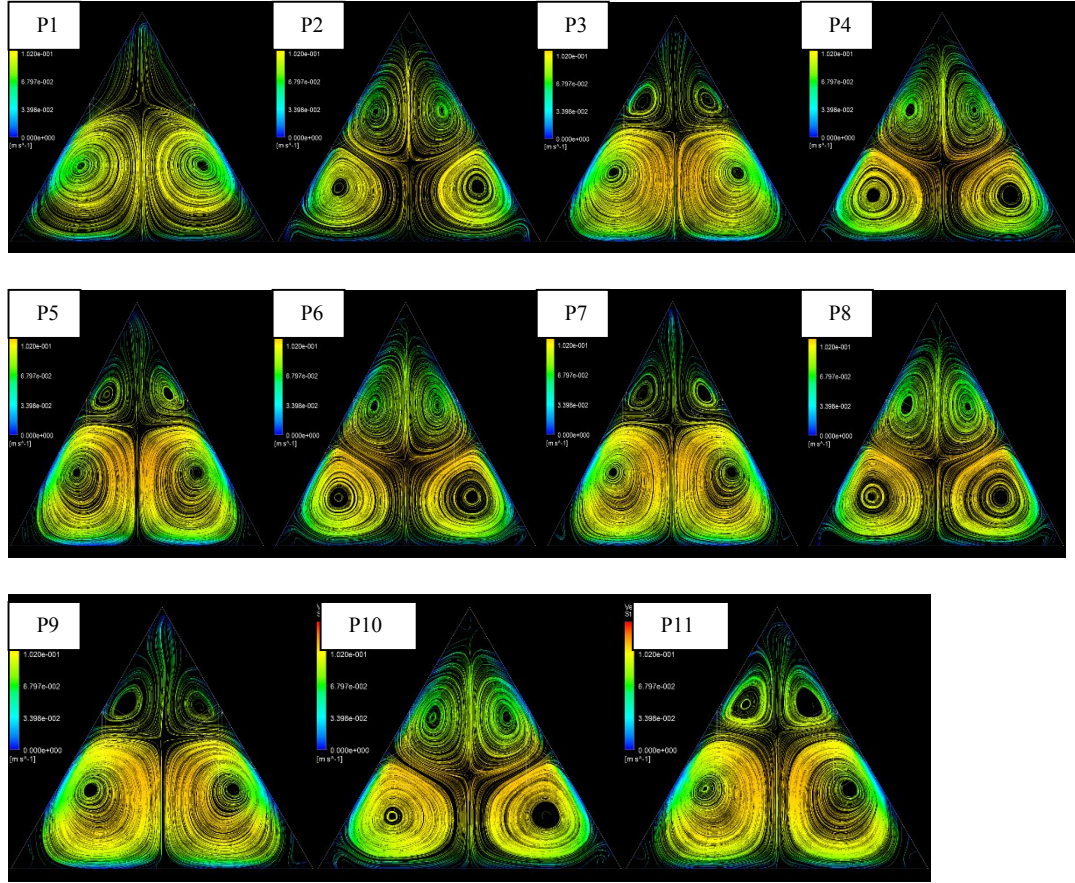
Şekil 4.113. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=0.5L_w$)



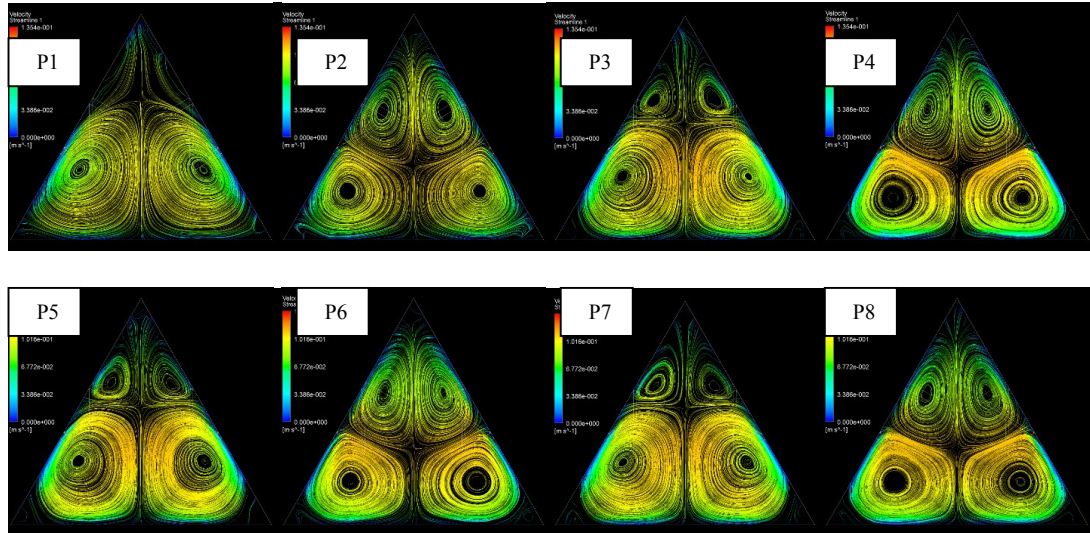
Şekil 4.113 (devamı)



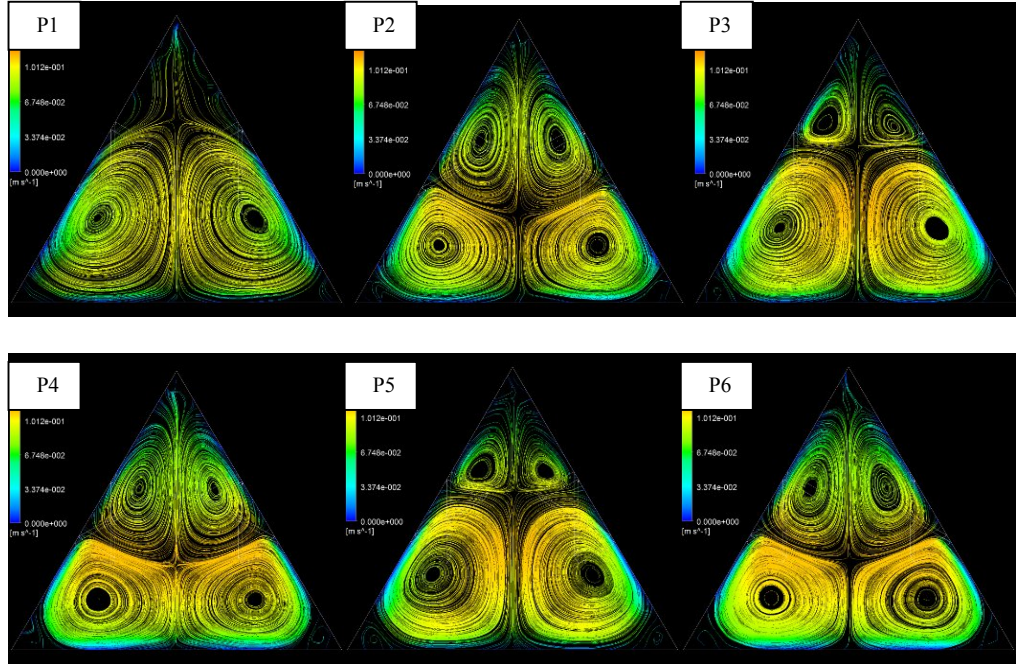
Şekil 4.114. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=1 L_w$)



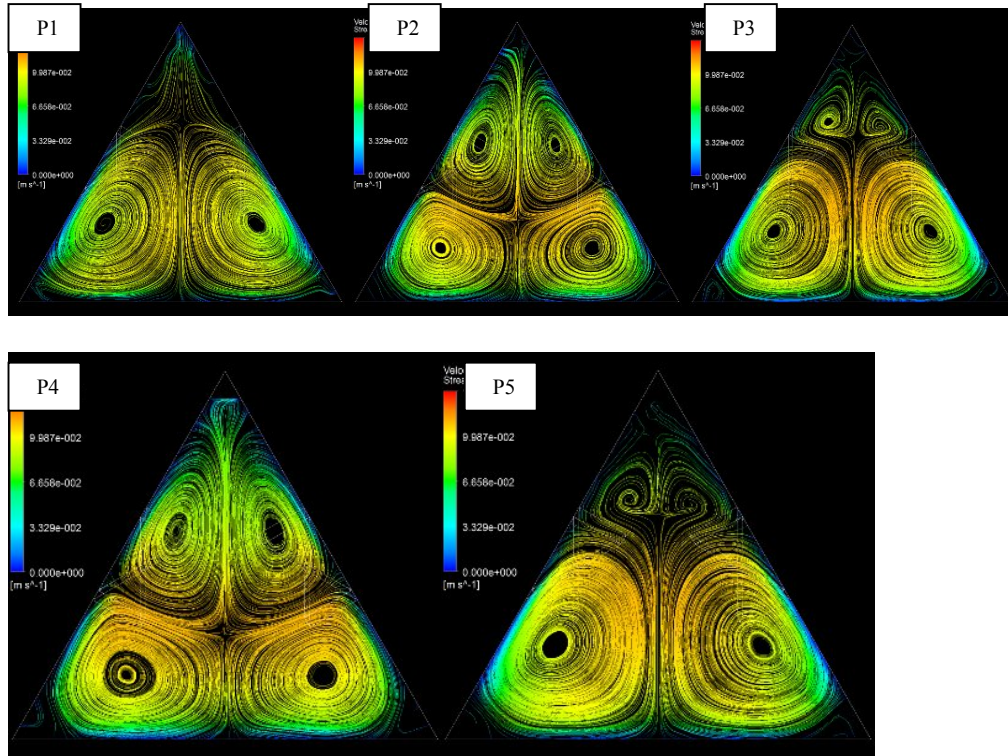
Şekil 4.115. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=2 L_w$)



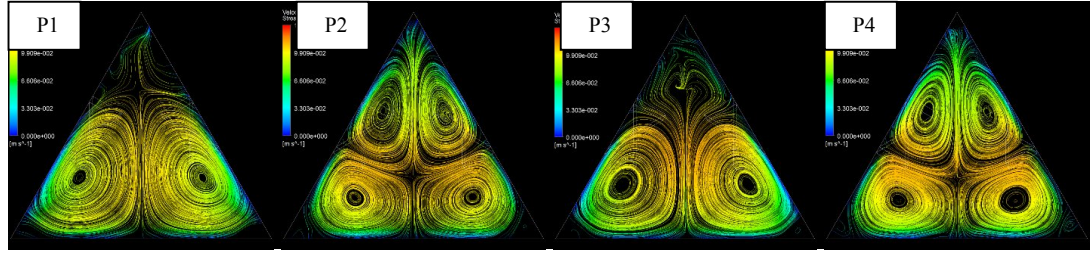
Şekil 4.116. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=3 L_w$)



Şekil 4.117. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=4L_w$)



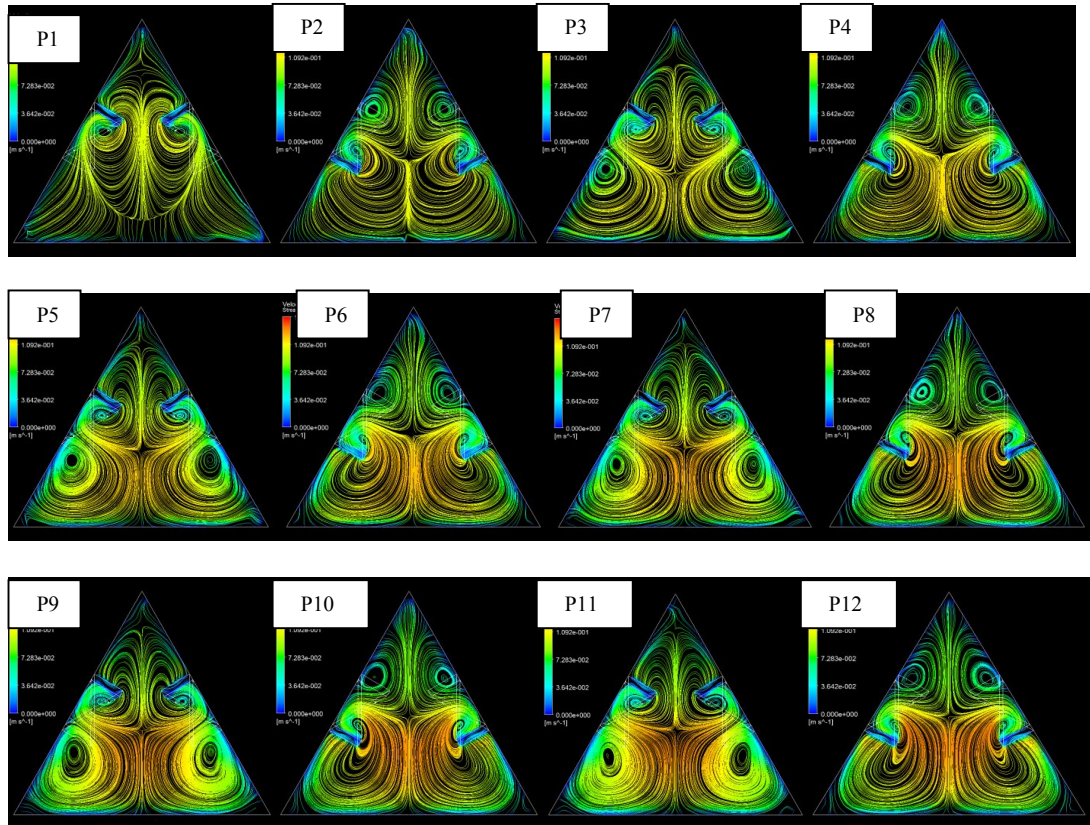
Şekil 4.118. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=5L_w$)



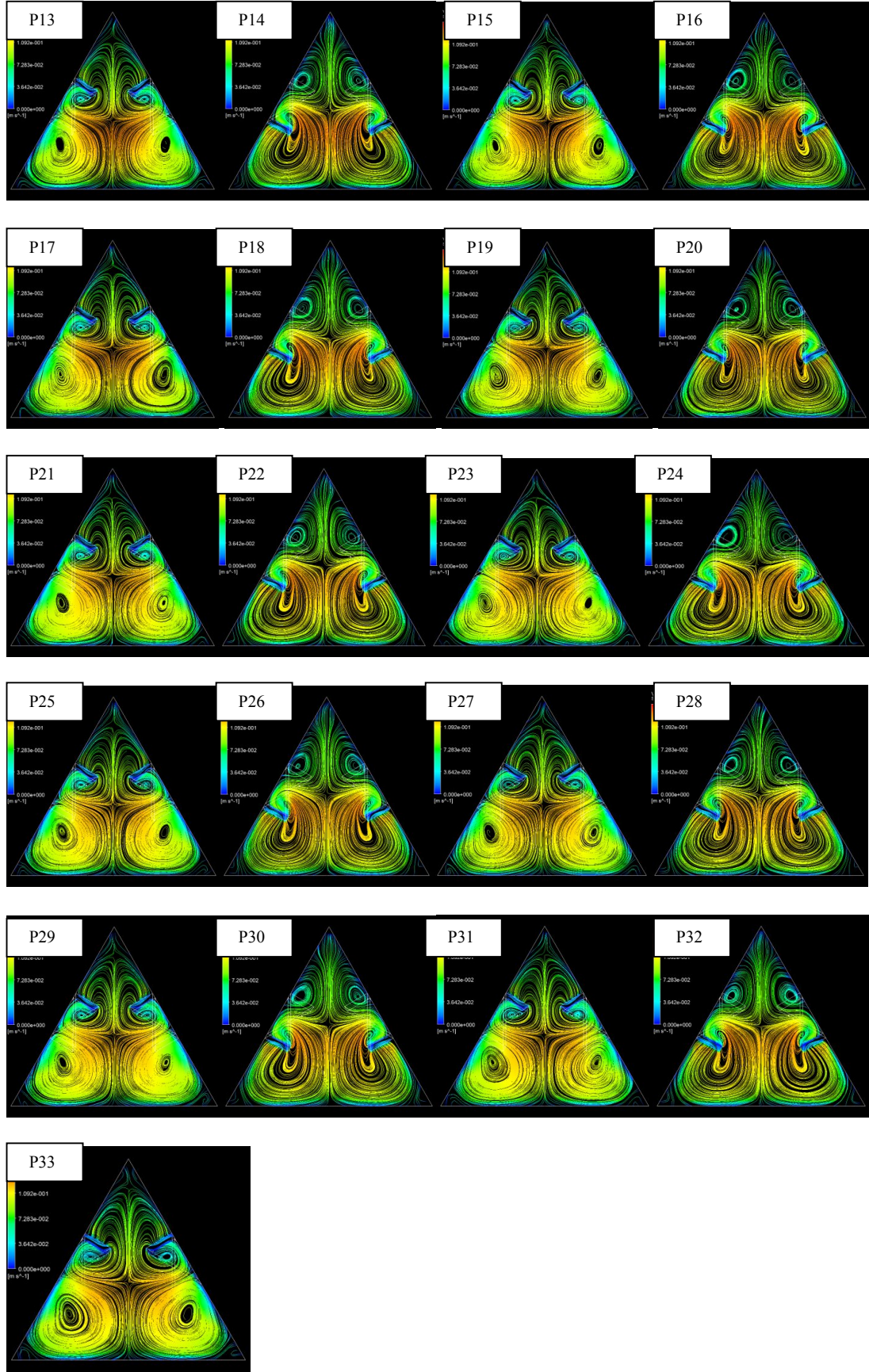
Şekil 4.119. CFD-CFU model çözümünden elde edilen akım çizgileri ($b=6 L_w$)

4.5.4. CFU-CFD Konfigürasyonu İçin Elde Edilen Çözüm Sonuçları

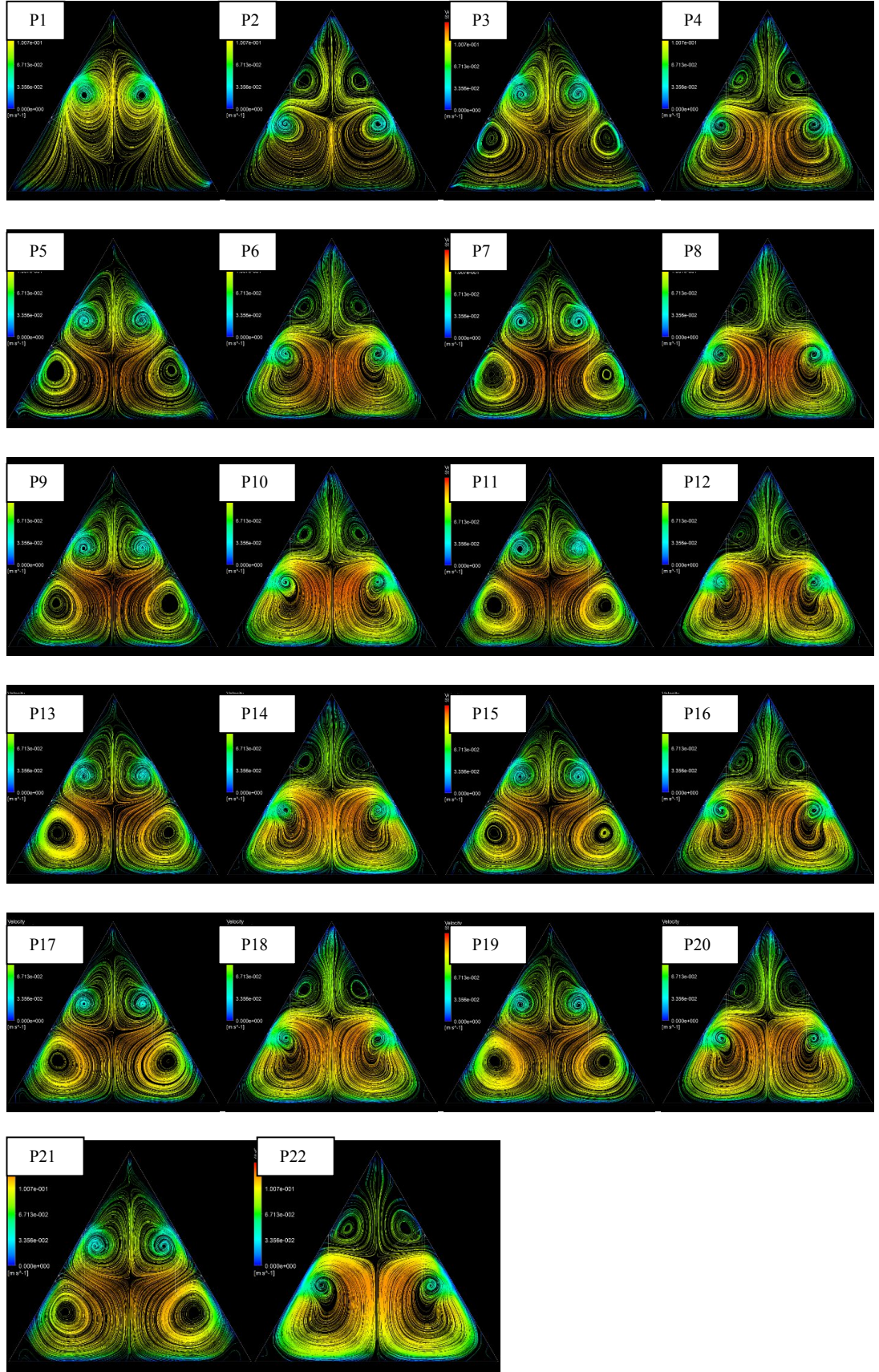
CFU-CFD konfigürasyonunda meydana gelen akış yapısı incelendiğinde (Şekil 4.120- 4.127), P1 düzleminde sonra meydana gelen 2 çift döngünün merkezlerinin, kanalın eğimli duvarlarına oldukça yakın bölgelerde yer aldığı gözlenmiştir. Kanatlar arası mesafe arttırıldıkça, kanalın tabanına yakın alt bölgelerde meydana gelen döngülerin küçüldüğü gözlenmiştir.



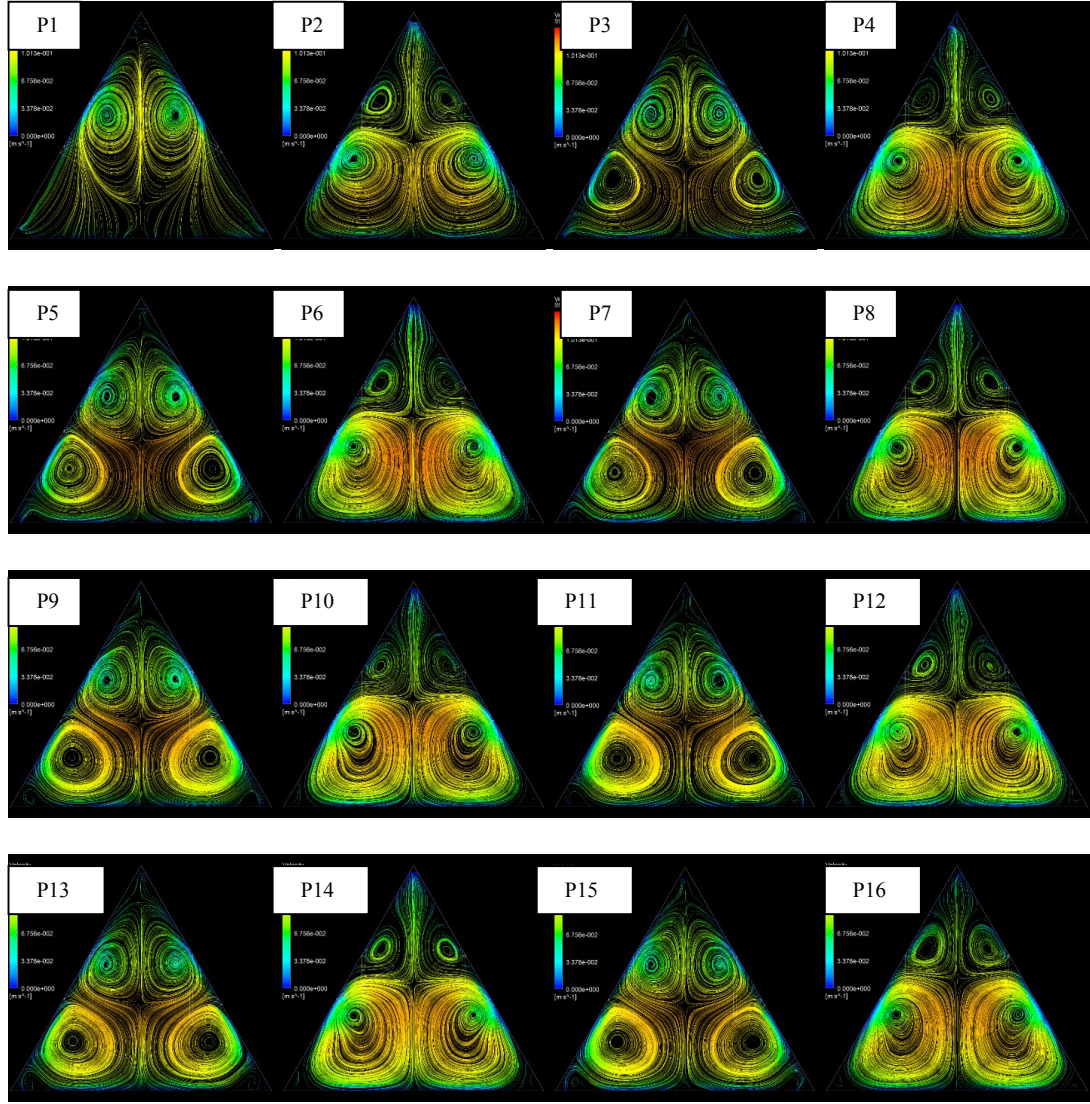
Şekil 4.120. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=0 L_w$)



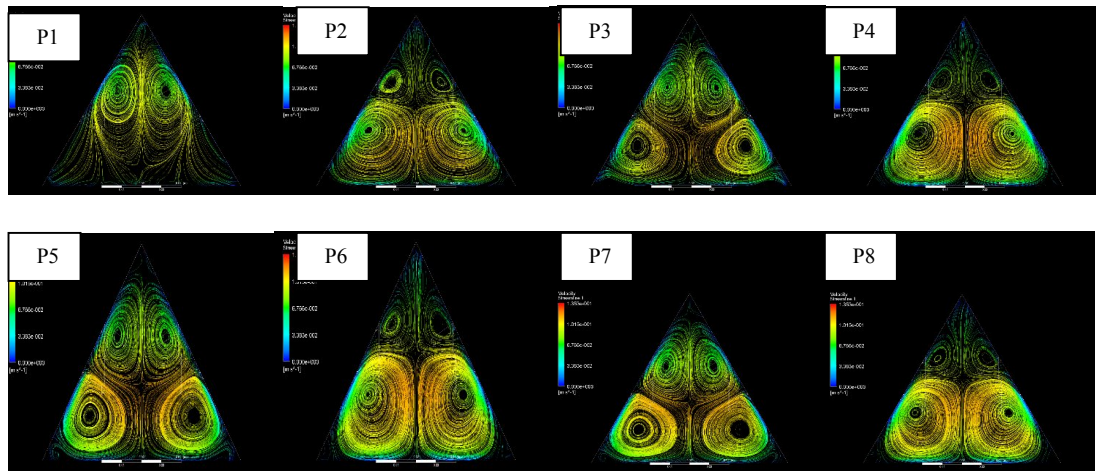
Şekil 4.120 (devamı)



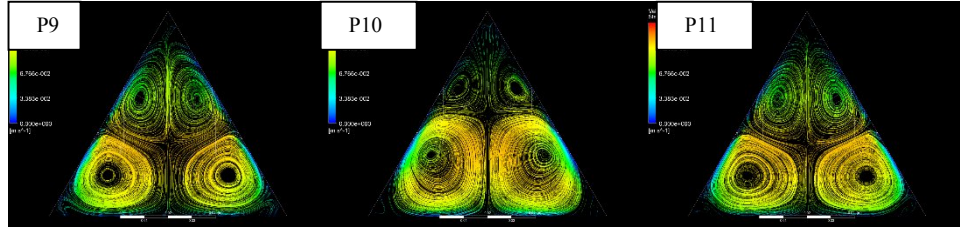
Şekil 4.121. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=0.5 L_w$)



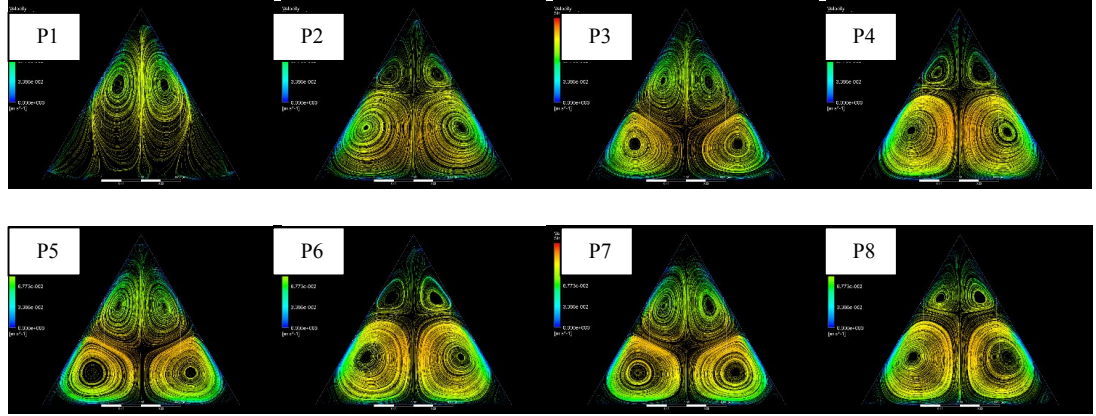
Şekil 4.122. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=1 L_w$)



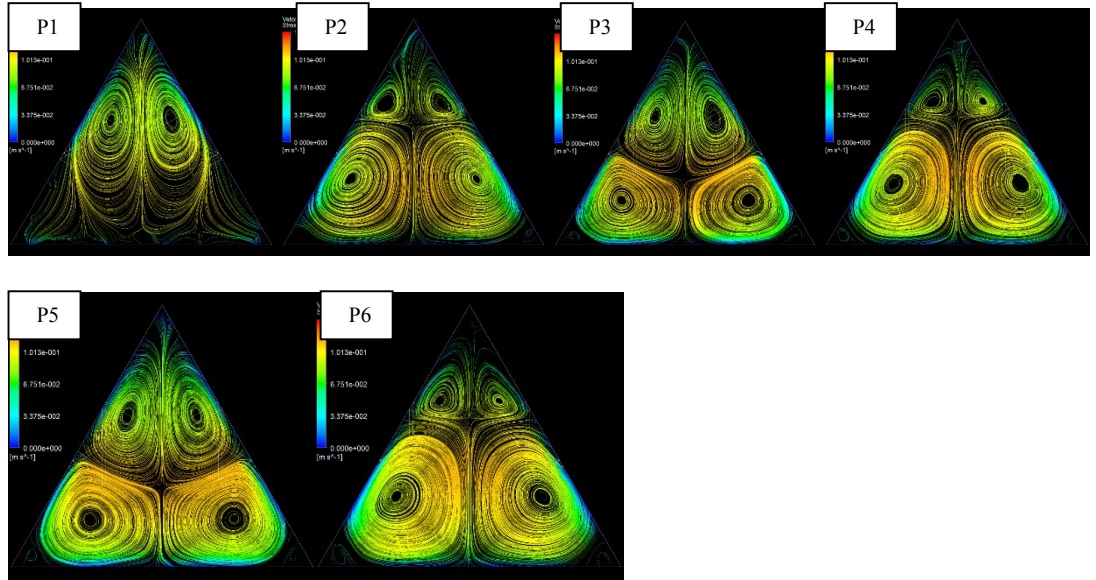
Şekil 4.123. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=2 L_w$)



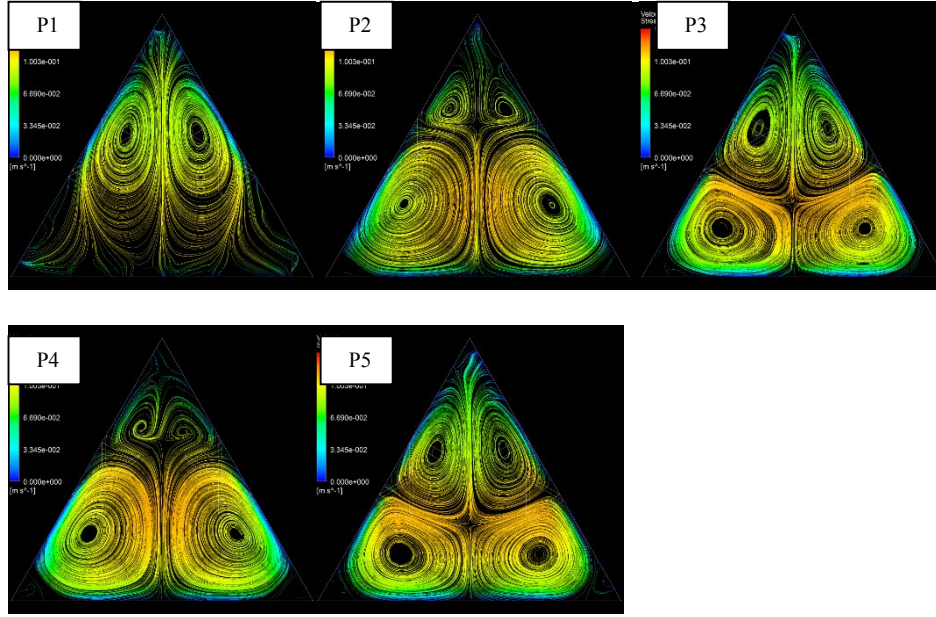
Şekil 4.123 (devamı)



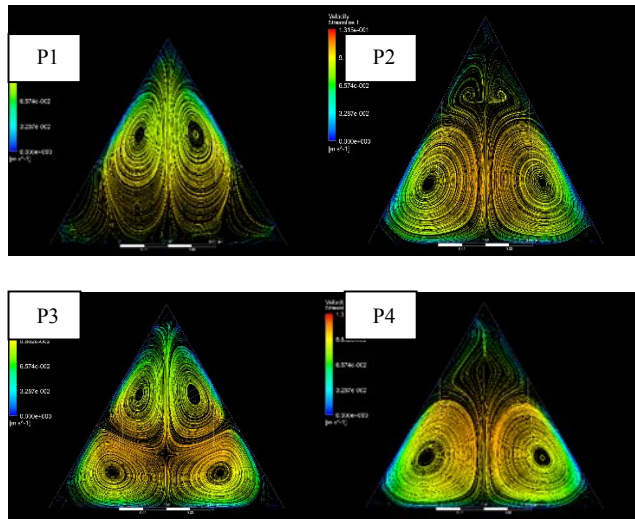
Şekil 4.124. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=3 L_w$)



Şekil 4.125. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=4 L_w$)



Şekil 4.126. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=5 L_w$)



Şekil 4.127. CFU-CFD model için elde edilen akım çizgileri ($b=6 L_w$)

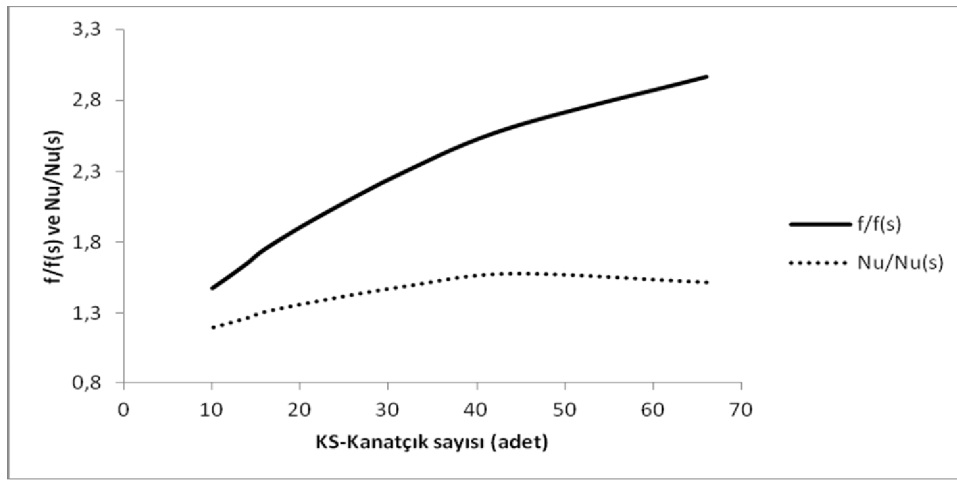
4.6. TERMO-HİDROLİK PERFORMANS (THP) SONUÇLARI

CFU konfigürasyonu için elde edilen sonuçlar Çizelge 4.7' de gösterilmiştir.

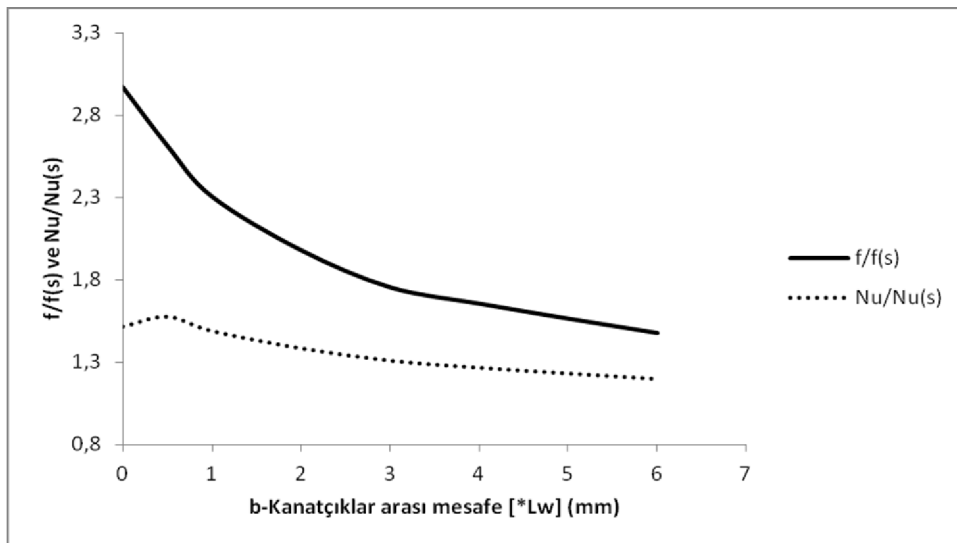
Çizelge 4.7. CFU konfigürasyonu için hesaplanan THP, f/f_s , Nu/Nu_s , f ve Nu değerleri (KS=Kanatçık Sayısı)

	CFU (KS=66)	CFU (KS=44)	CFU (KS=32)	CFU (KS=22)	CFU (KS=16)	CFU (KS=14)	CFU (KS=12)	CFU (KS=10)
THP	1.055636827	1.145094953	1.128390049	1.103728903	1.08673128	1.07229456	1.0624315	1.053552306
f/f_s	2.96728469	2.612839267	2.30461304	1.979562674	1.755082015	1.655760004	1.56509517	1.477410999
Nu/Nu_s	1.51693721	1.577172025	1.490476911	1.385858322	1.310854954	1.268566481	1.233524715	1.19993175
f	0.158596146	0.139651662	0.123177513	0.105804142	0.093806046	0.088497459	0.083651583	0.078965019
Nu	2843.327131	2956.230476	2793.730295	2597.634589	2457.049264	2377.784308	2312.102483	2249.136271

Çizelge 4.7’ de hesaplanan Nu ve f değerleri, boyutsuzlaştırılarak, Şekil 4.128 ve 4.129’ da grafiksel olarak gösterilmiştir. Şekiller incelendiğinde, kanatçık sayısı (KS) arttırıldıkça Nusselt sayısının KS=44 ($b=0.5L_w$) değerine kadar artma eğiliminde olduğu, bu değerden sonra ise yavaşça azalma eğiliminde olduğu göze çarpmaktadır (Şekil 4.128, 4.129). Bu aralıkta hesaplanan maksimum Nu değeri $Nu=2956.23$ ’ tür. f değeri ise, KS=44 değerine kadar hızlıca, bu değerden sonra daha yavaş bir şekilde artmaktadır (Şekil 4.128). Bir başka deyişle, f katsayısı, $b=0.5L_w$ değerine kadar hızlıca azalmakta, bu değerden sonra ise daha yavaş bir şekilde azalmaya devam etmektedir (Şekil 4.129).



Şekil 4.128. CFU konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nu_s - kanatçık sayısı grafiği

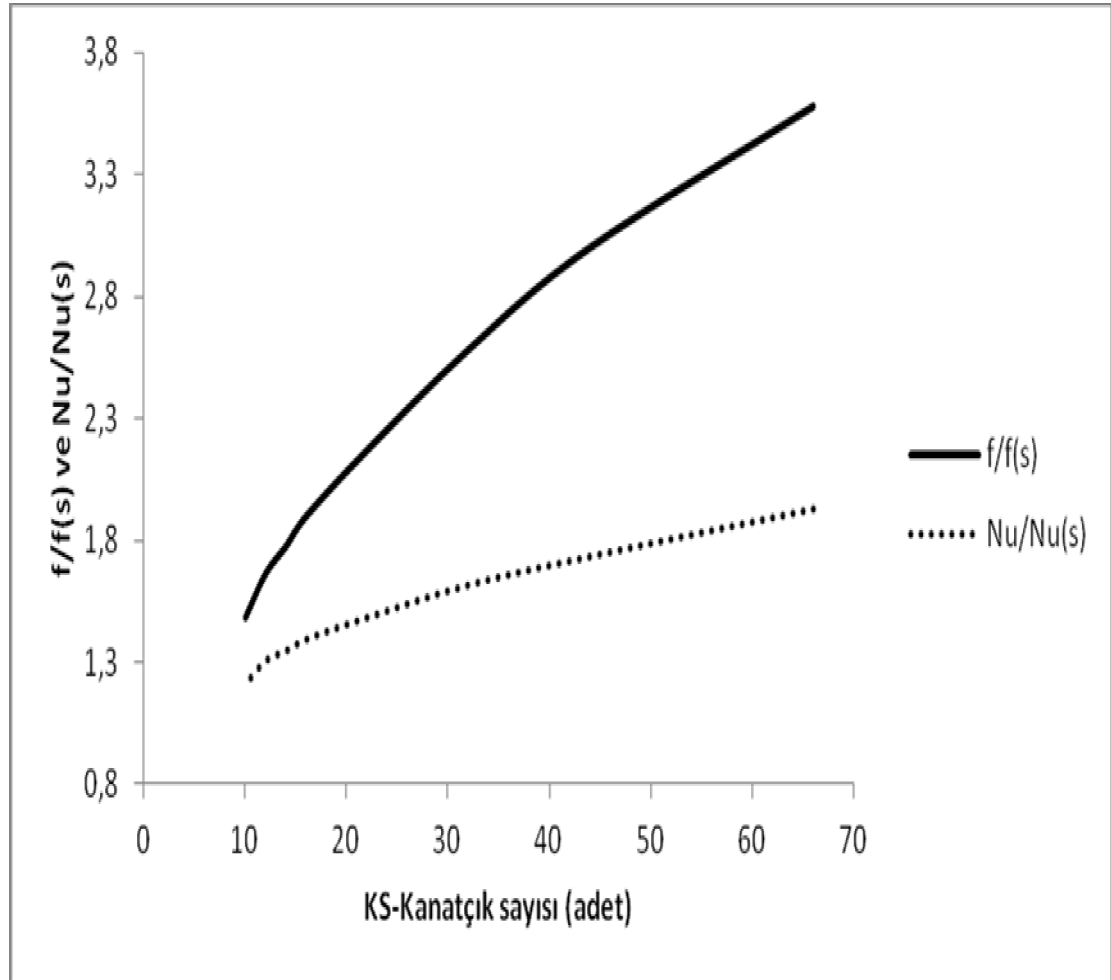


Şekil 4.129. CFU konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nu_s - kanatçıklar arası mesafe grafiği

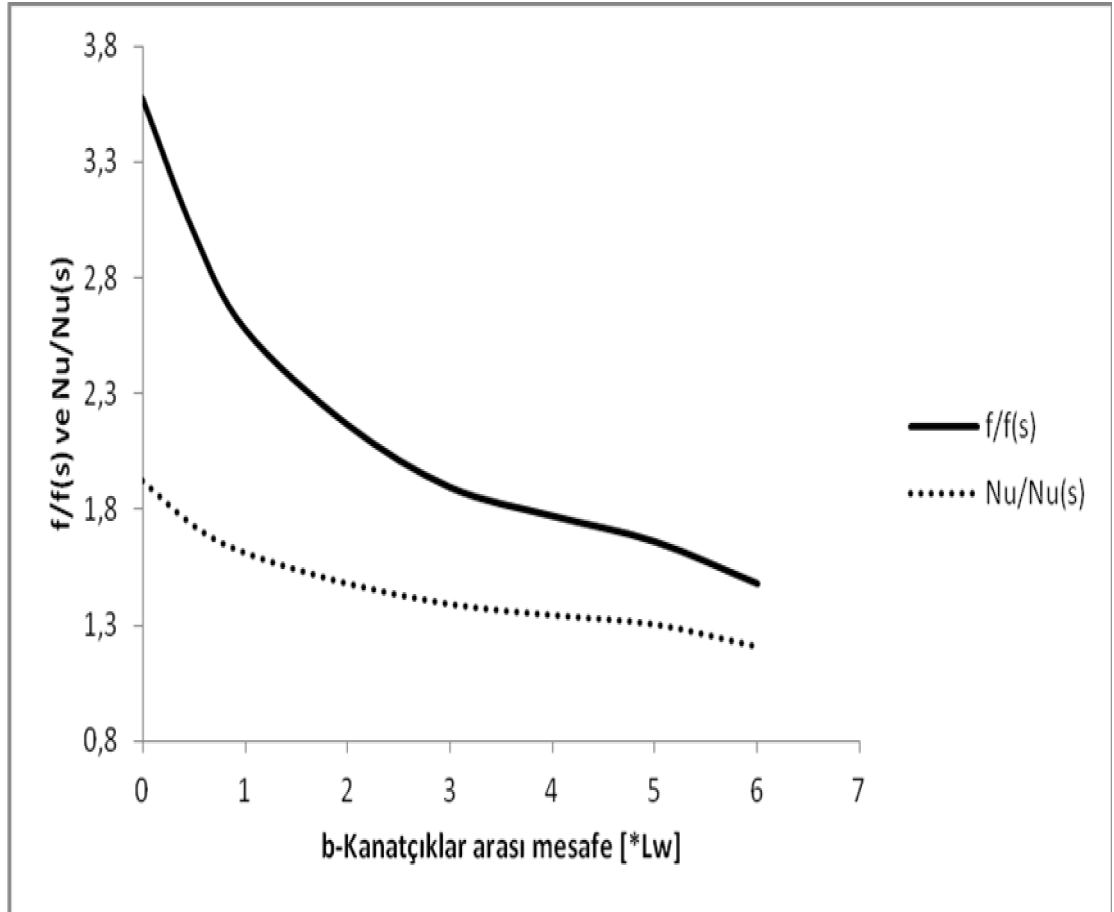
Çizelge 4.8’ de CFD konfigürasyonu için elde edilen sonuçlar, Şekil 4.130 ve 4.131’ de grafiksel olarak gösterilmiştir. THP ve Nu değerleri kanatçık sayısı arttıkça artmakta, bir başka deyişle, kanatçıklar arası mesafe arttıkça azalmaktadır (Şekil 4.130, 4.131). Nu sayısının maksimum değeri 3608.77 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.8. CFD konfigürasyonu için THP- f / f_s - Nu/Nu_s - f - Nu değerleri

	CFD (KS=66)	CFD (KS=44)	CFD(KS=32)	CFD(KS=22)	CFD(KS=16)	CFD(KS=14)	CFD(KS=12)	CFD(KS=10)
THP	1.258815788	1.200970516	1.177740482	1.145576324	1.125989847	1.112659544	1.103104256	1.062011914
f/f_s	3.577777693	2.999590491	2.581102961	2.168490543	1.898177432	1.774504285	1.663347773	1.482115395
Nu/Nu_s	1.925306891	1.732020395	1.61554123	1.48279387	1.394162541	1.347063229	1.307005998	1.210849207
f	0.191225923	0.160322835	0.137955412	0.115902005	0.101454244	0.094844132	0.088903012	0.07921646
Nu	3608.769884	3246.47622	3028.149208	2779.302158	2613.199908	2524.917579	2449.834833	2269.599809



Şekil 4.130. CFD konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nu_s - kanatçık sayısı grafiği

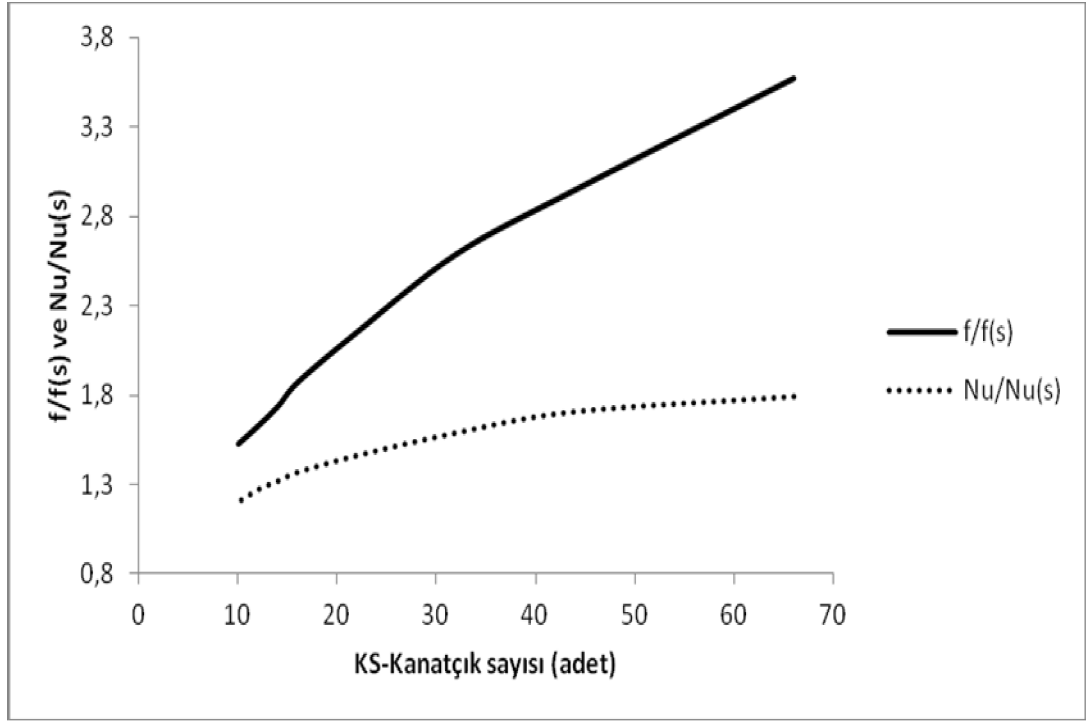


Şekil 4.131. CFD konfigürasyonu için f/f_s - Nu/Nu_s - kanatçıklar arası mesafe grafiği

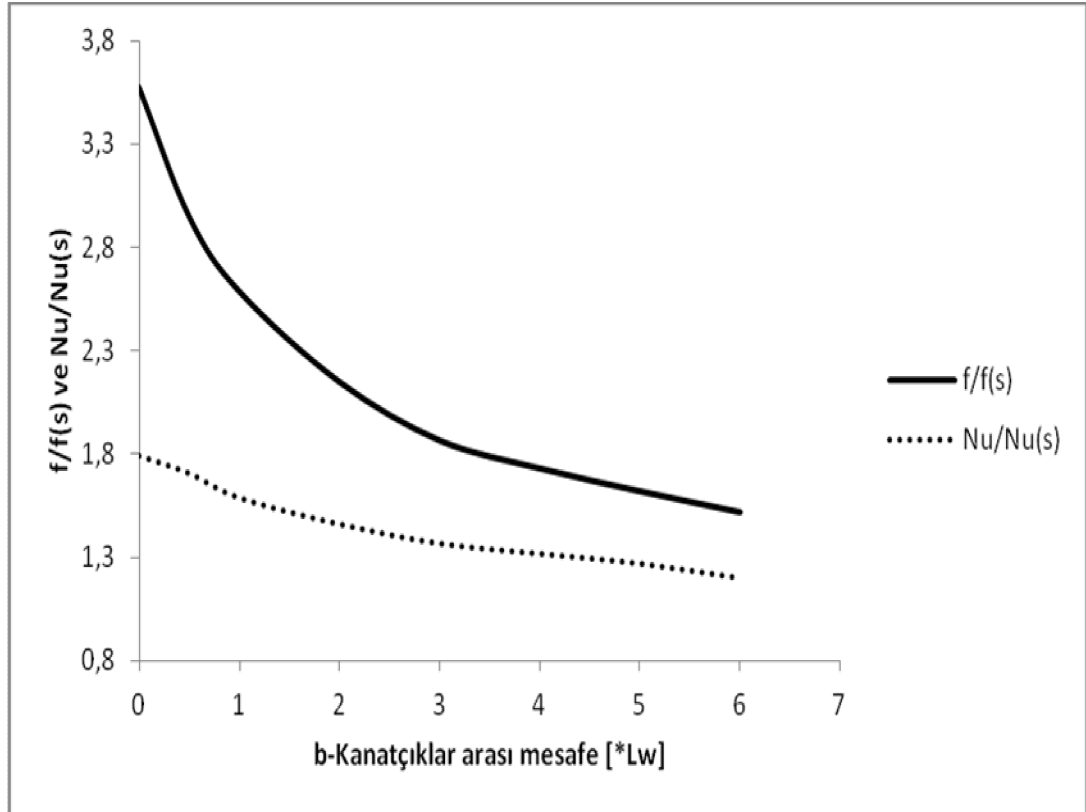
Çizelge 4.9 ve 4.10' da sırasıyla CFD-CFU (Şekil 4.132, 4.133) konfigürasyonu ve CFU-CFD (Şekil 4.134, 4.135) konfigürasyonu için hesaplanan değerler gösterilmiştir. CFD-CFU konfigürasyonu için Nu sayısının maksimum değeri 3354.32; CFU-CFD içinse 3337.63 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.9. CFD_CFU konfigürasyonu için THP- f/f_s - Nu/Nu_s - f - Nu değerleri

	CFU_CFD(KS=66)	CFU_CFD(KS=44)	CFU_CFD(KS=32)	CFU_CFD(KS=22)	CFU_CFD(KS=16)	CFU_CFD(KS=14)	CFU_CFD(KS=12)	CFU_CFD(KS=10)
THP	1.167889167	1.168981233	0.954377651	1.122848806	1.104629859	1.025827208	1.012056952	1.067713869
f/f_s	3.5443197	2.99222062	2.559147591	2.119990815	1.83571149	1.711663467	1.597368332	1.502841743
Nu/Nu_s	1.780652852	1.684432064	1.305425339	1.44244504	1.352544576	1.227101088	1.18305965	1.22299862
f	0.189437653	0.159928928	0.136781937	0.113309779	0.09811555	0.091485401	0.085376527	0.080324247
Nu	3337.632259	3157.27728	2446.872066	2703.699988	2535.191744	2300.06212	2217.511429	2292.372509



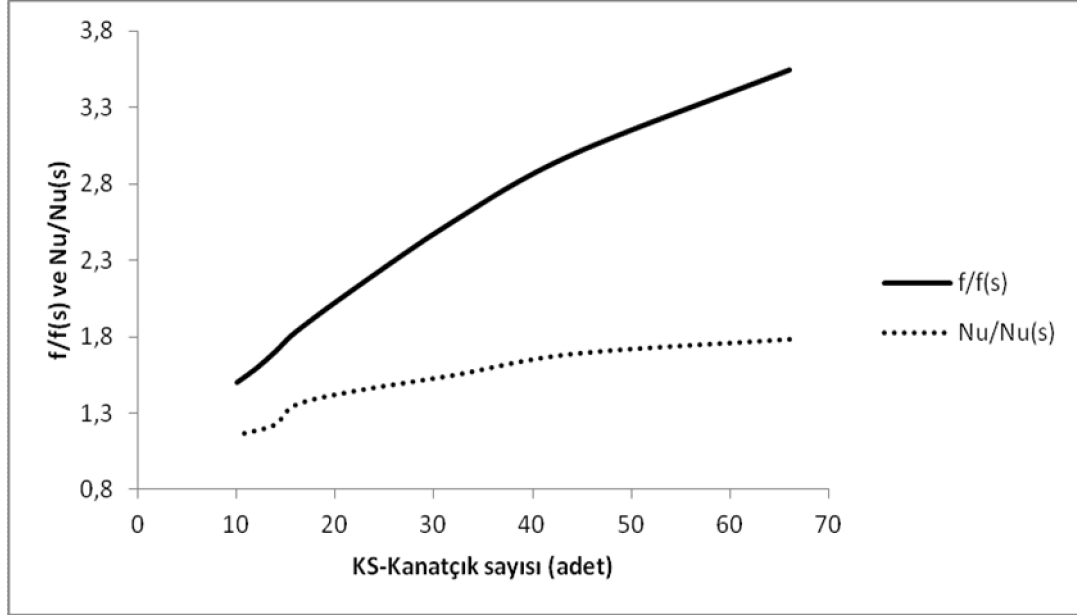
Şekil 4.132. CFD_CFU konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nu_s - kanatçık sayısı grafiği



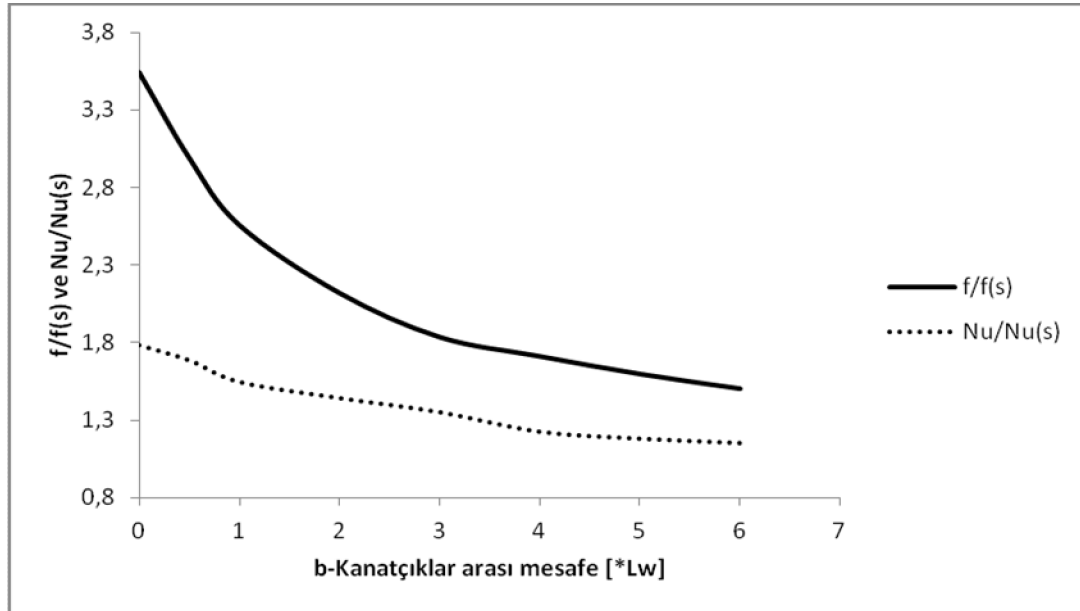
Şekil 4.133. CFD_CFU konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nu_s - kanatçıklar arası mesafe grafiği

Çizelge 4.10. CFU_CFD konfigürasyonu için THP- f / f_s - Nu/Nu_s - f - Nu değerleri

	CFU_CFD (KS=66)	CFU_CFD (KS=44)	CFU_CFD (KS=32)	CFU_CFD (KS=22)	CFU_CFD (KS=16)	CFU_CFD (KS=14)	CFU_CFD (KS=12)	CFU_CFD (KS=10)
THP	1.167889167	1.168931233	1.130227921	1.122848806	1.104629859	1.025827208	1.012056952	1.008275945
f/f_s	3.5443197	2.99222062	2.55815606	2.119990815	1.83571149	1.711663467	1.597368332	1.502841743
Nu/Nu_s	1.780652852	1.684432064	1.545758739	1.44244504	1.352544576	1.227101088	1.18305965	1.154916242
f	0.189437653	0.159928928	0.136728941	0.113309779	0.09811555	0.091485401	0.085376527	0.080324247
Nu	3337.632259	3157.27728	2897.349825	2703.699988	2535.191744	2300.06212	2217.511429	2164.759797

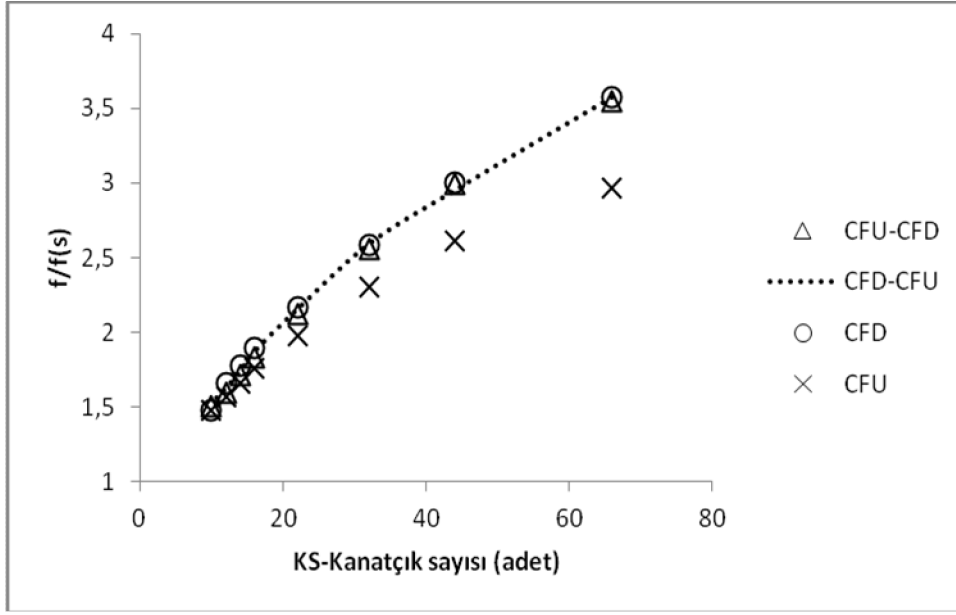


Şekil 4.134. CFU_CFD konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nu_s - kanatçık sayısı grafiği

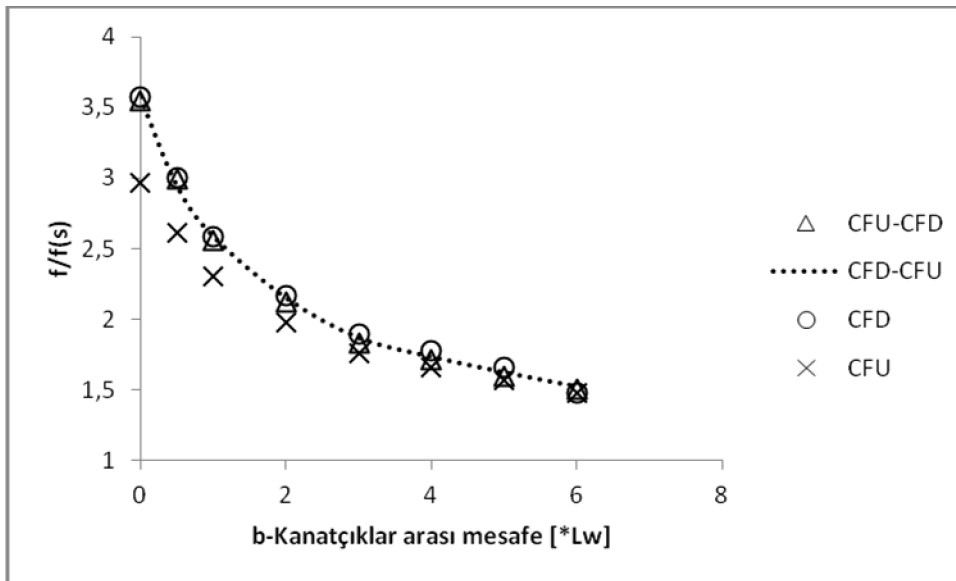


Şekil 4.135. CFU_CFD konfigürasyonu için f / f_s - Nu/Nu_s - kanatçıklar arası mesafe grafiği

Şekil 4.136 ve 4.137’ de tüm konfigürasyonlar için hesaplanan boyutsuz sürtünme katsayılarının kanatçık sayısı ve kanatçıklar arası mesafeye göre değişimi gösterilmiştir. Kanatçık sayısı $KS=22$ ’ ye kadar (kanatlar arası mesafe “ $b=2Lw$ ” den daha düşük değerlerde) tüm konfigürasyonlar için hesaplanan sürtünme katsayısı değerleri birbirine çok yakın iken, bu değerden sonra CFU için hesaplanan sürtünme katsayısı değerlerinin diğer konfigürasyonlarla karşılaştırıldığında daha düşük değerler aldığı görülmektedir (Şekil 4.136, 4.137).

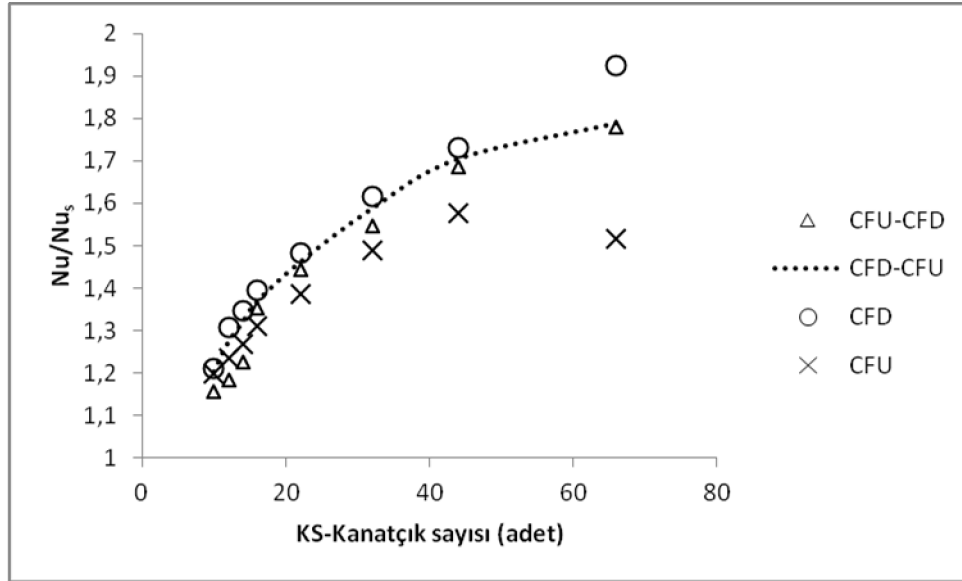


Şekil 4.136. Tüm konfigürasyonlar için f / f_s - kanatçık sayısı grafiği

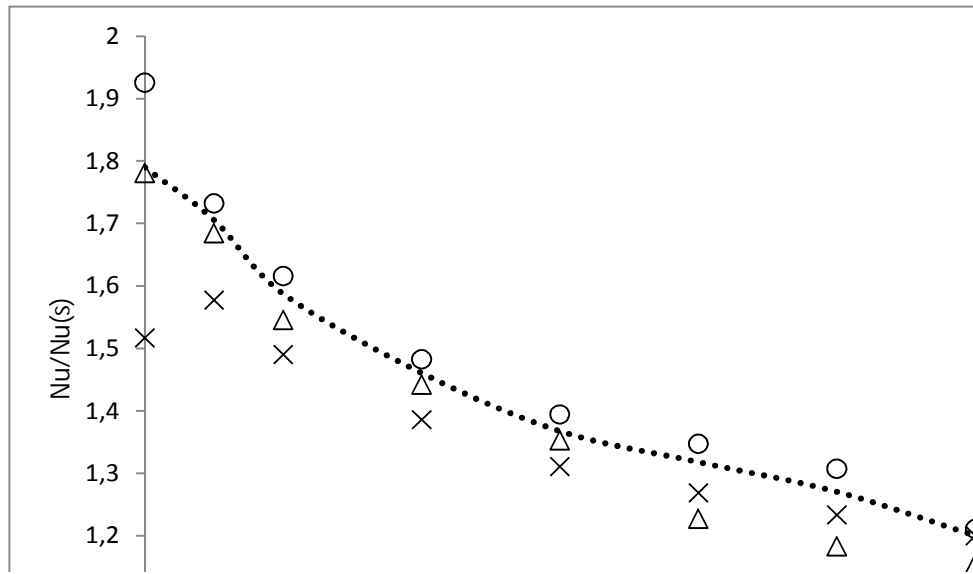


Şekil 4.137. Tüm konfigürasyonlar için f / f_s - kanatçıklar arası mesafe grafiği

Şekil 4.138 ve 4.139’ da tüm konfigürasyonlar için hesaplanan Nu/Nu_s değerinin kanatçık sayısı ve kanatçıklar arası mesafeye göre değişimi gösterilmiştir. $KS=44$ “ $b=0.5Lw$ ” den önceki tüm konfigürasyonlar için genel eğilim hemen hemen aynı olmakla birlikte, bu değerden sonra, CFU için hesaplanan Nu/Nu_s değeri azalmakta, CFD için Nu/Nu_s değeri artmakta, diğer konfigürasyonlar için hesaplanan Nu/Nu_s değerlerinde daha yavaşça artmaya devam etmektedir (Şekil 4.138, 4.139).

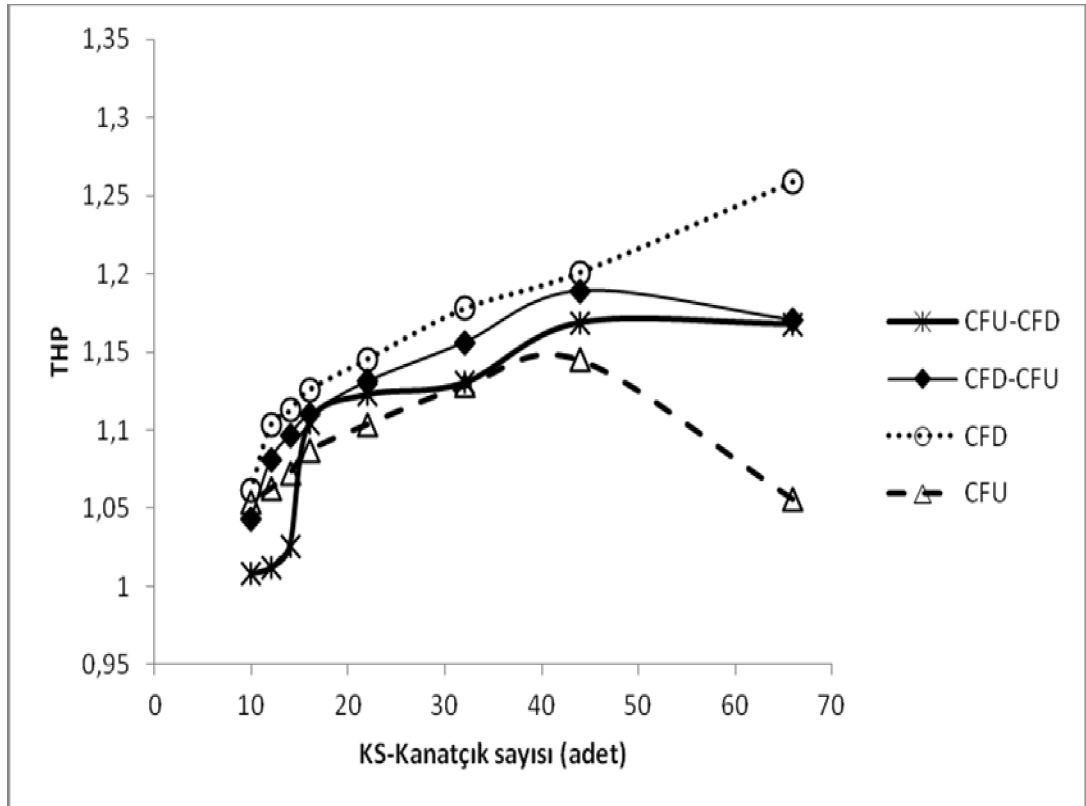


Şekil 4.138. Tüm konfigürasyonlar için Nu/Nu_s - Kanatçık sayısı grafiği

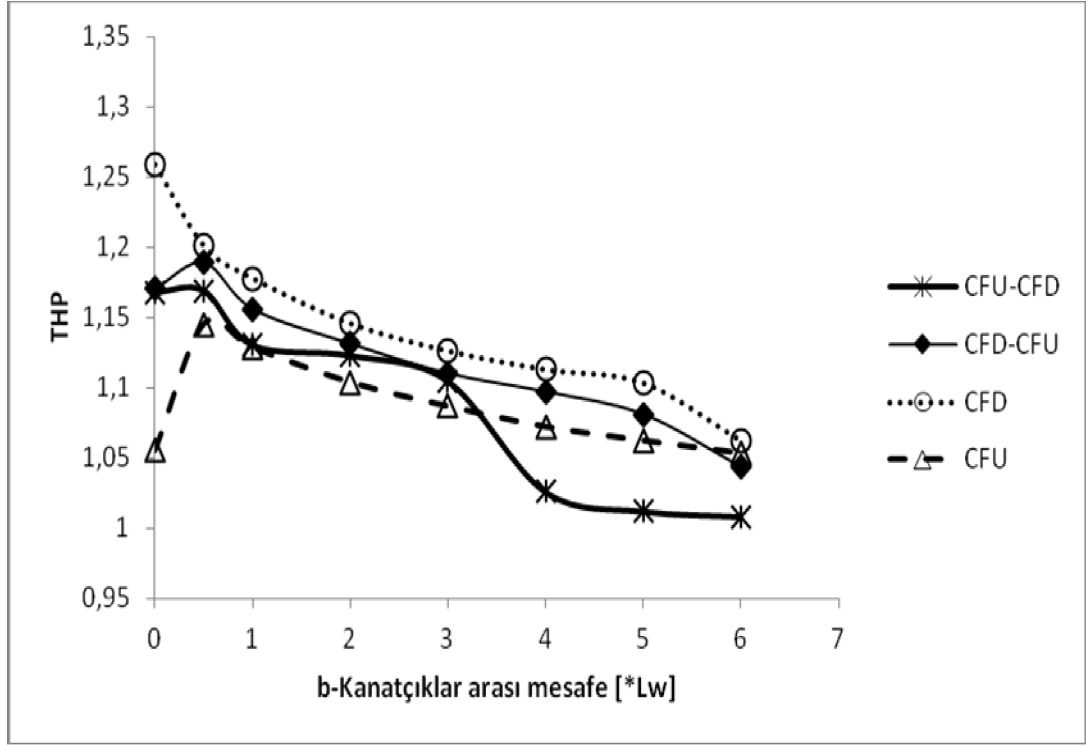


Şekil 4.139. Tüm konfigürasyonlar için Nu/Nu_s - Kanatçıklar arası mesafe grafiği

Şekil 4.140 ve 4.141’ de tüm konfigürasyonlar için hesaplanan THP değerlerinin kanatçık sayısı ve kanatçıklar arası mesafeye göre değişimi gösterilmektedir. Grafikler incelenirse, en yüksek THP değerinin CFD konfigürasyonu için elde edildiği, ancak bu konfigürasyon için herhangi bir optimum değer elde edilemediği, CFU ile CFD-CFU konfigürasyonu için optimum kanat sayısının $KS=44$ ve kanatçıklar arası mesafenin optimum değerinin ($b=0.5Lw$) olduğu belirlenmiştir. CFU-CFD konfigürasyonu için hesaplanan THP değerlerinin net bir eğilim sergilememesinden ve $KS=44$ ($b=0.5Lw$) ve $KS=66$ ($b=0Lw$) için THP değerlerinin birbirine neredeyse eşit olmasından dolayı herhangi bir çıkarımda bulunmanın bu aşamada doğru olmayacağı kanaatine varılmıştır. En yüksek THP değeri CFD konfigürasyonu için hesaplanmış, ancak incelenen aralıkta bu konfigürasyon için herhangi bir maksimum/minimum nokta tespit edilemediği için, şimdiye kadar yapılan çalışmalar değerlendirildiğinde, CFD-CFU konfigürasyonunun en iyi THP değerini verdiği sonucuna varılmıştır. Ancak geometrik optimizasyon çalışmalarının devam edeceğini ve ileriki aşamalarda daha net bilgiler elde edileceğini belirtmekte yarar vardır.



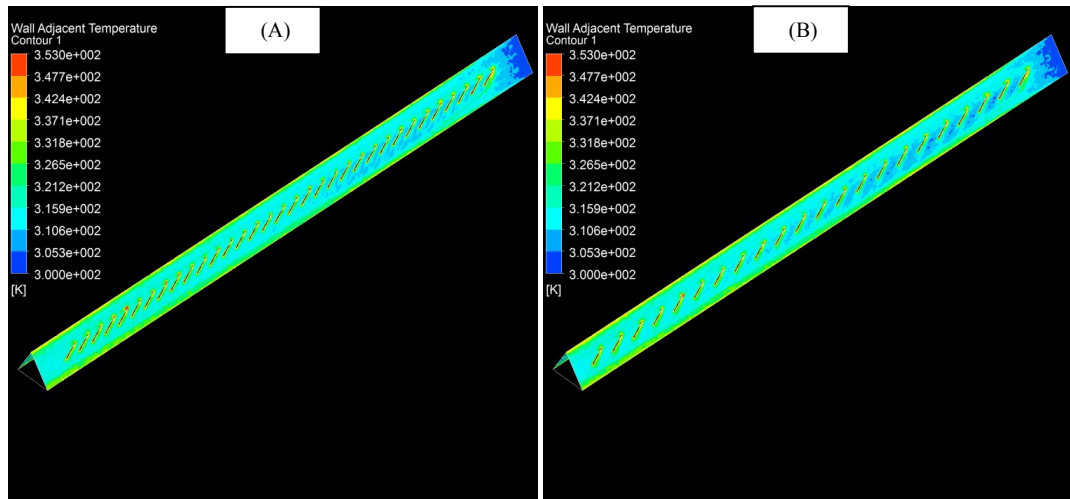
Şekil 4.140. Tümü konfigürasyonlar için THP- kanatçık sayısı grafikleri



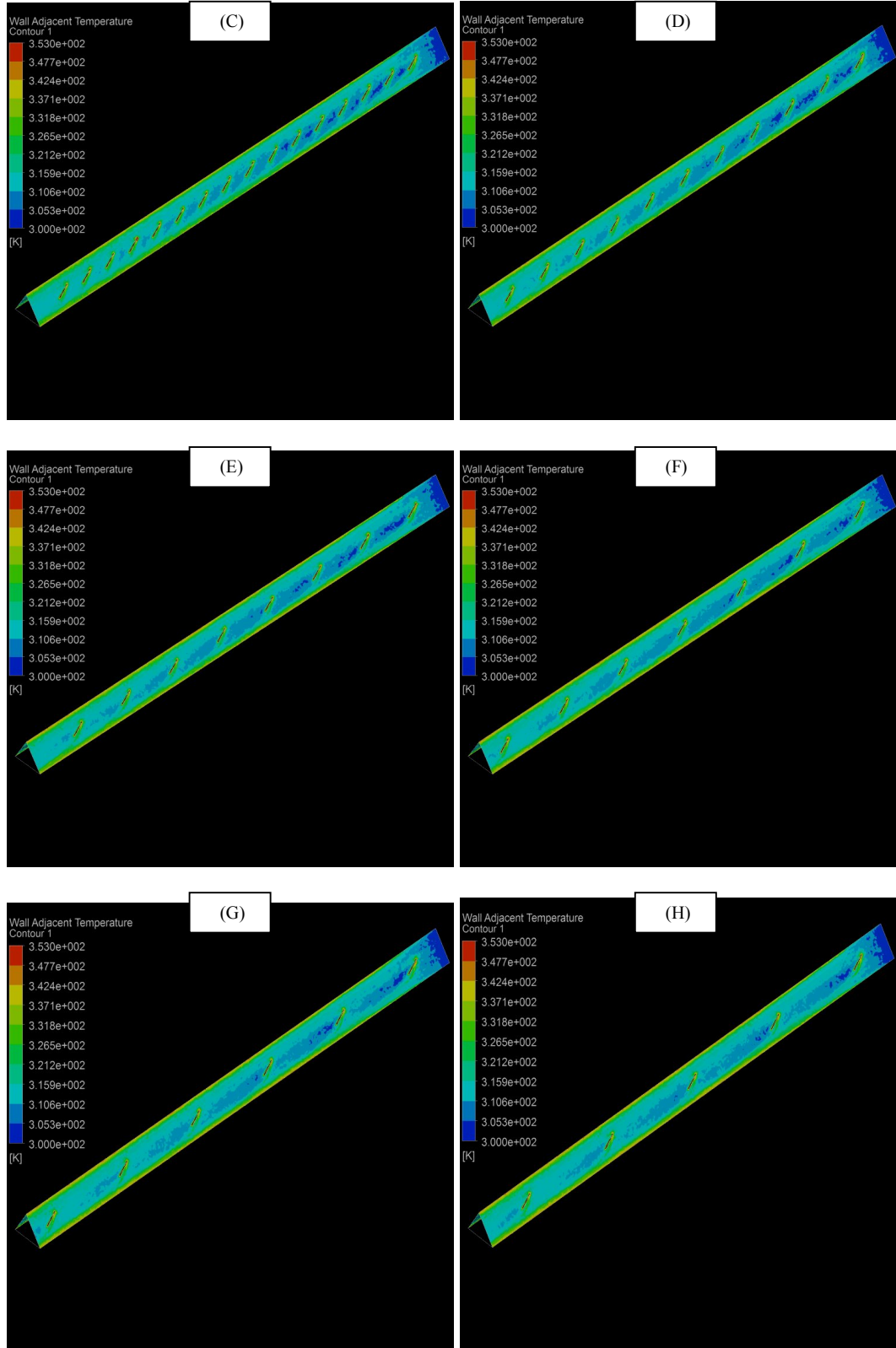
Şekil 4.141. Tüm konfigürasyonlar için THP- kanatçıklar arası mesafe grafikleri

4.7. KANAL BOYUNCA ELDE EDİLEN ISI TRANSFERİ VE SICAKLIK VERİLERİ

Tüm konfigürasyonlar için gerçekleştirilen çözüm sonuçlarından elde edilen sıcaklık ve duvar ısı akısı konturları Şekil 4.142–4.149 arasında verilmiştir.



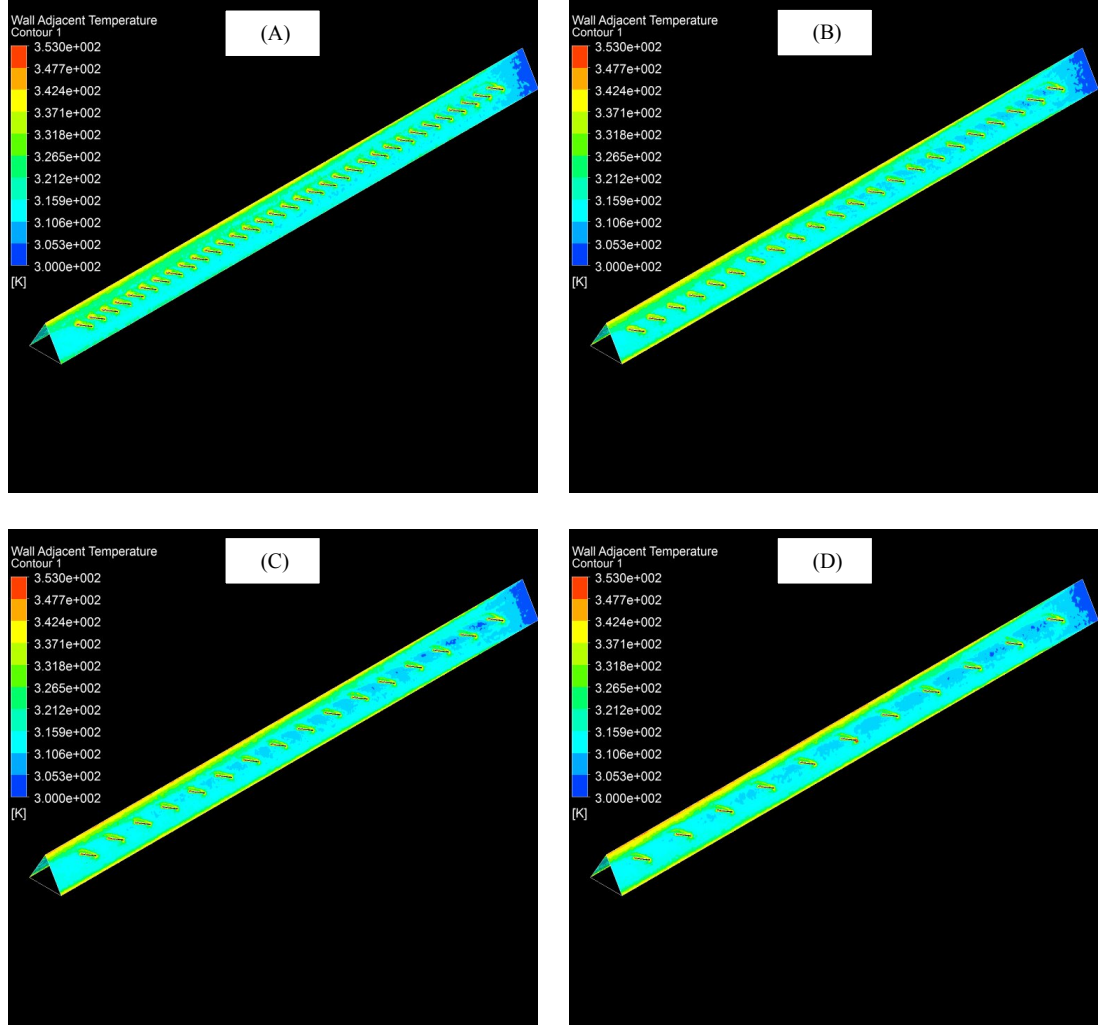
Şekil 4.142. (A) CFD (KS=66), (B) CFD (KS=44), (C) CFD (KS=32), (D) CFD (KS=22), (E) CFD (KS=16), (F) CFD (KS=14), (G) CFD (KS=12), (H) CFD (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca sıcaklık dağılımı



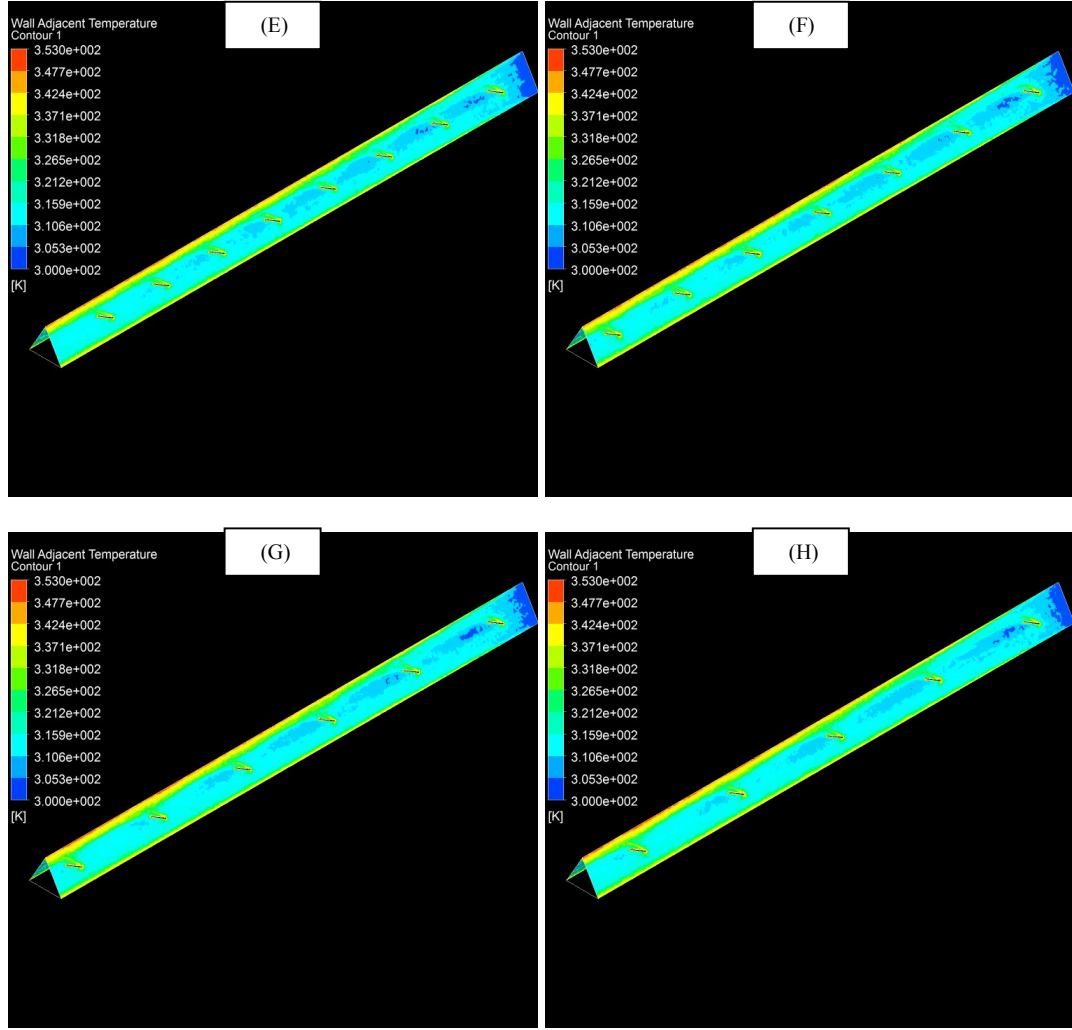
Şekil 4.142 (devamı)

CFD konfigürasyonu için çizilen Şekil 4.142 incelendiğinde, kanal içindeki sıcaklık dağılımının kanatçık sayısından büyük ölçüde etkilendiği, kanatçık sayısı arttıkça, sıcaklık atan kanal duvarlarına yakın olan bölgelerde kanal çıkışına doğru

gidildikçe, sıcaklık değişimlerinin daha az olduğu ve kanal girişine yakın olan bölgelerle karşılaştırıldığında, daha yüksek sıcaklığa sahip bölgelerin meydana geldiği gözlenmiştir. $KS=14$ den daha az (ya da $b=4L_w$ ve daha fazla) olan konfigürasyonlarda kanal çıkışına yaklaşıldıkça bahsedilen yüksek sıcaklık bölgeleri tam olarak oluşmamaktadır.

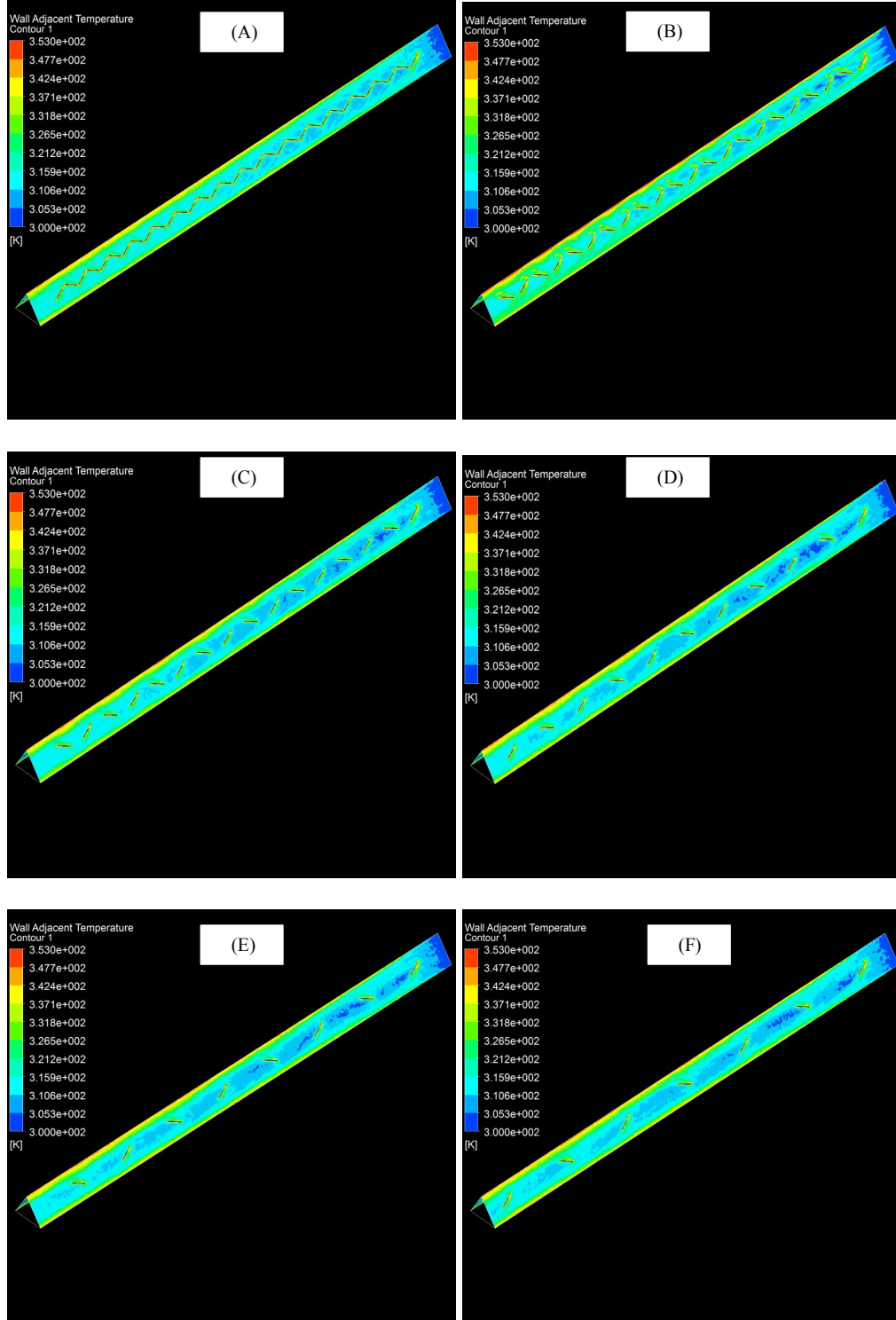


Şekil 4.143. (A) CFU ($KS=66$), (B) CFU ($KS=44$), (C) CFU ($KS=32$), (D) CFU ($KS=22$), (E) CFU ($KS=16$), (F) CFU ($KS=14$), (G) CFU ($KS=12$), (H) CFU ($KS=10$) konfigürasyonları için kanal boyunca sıcaklık dağılımı

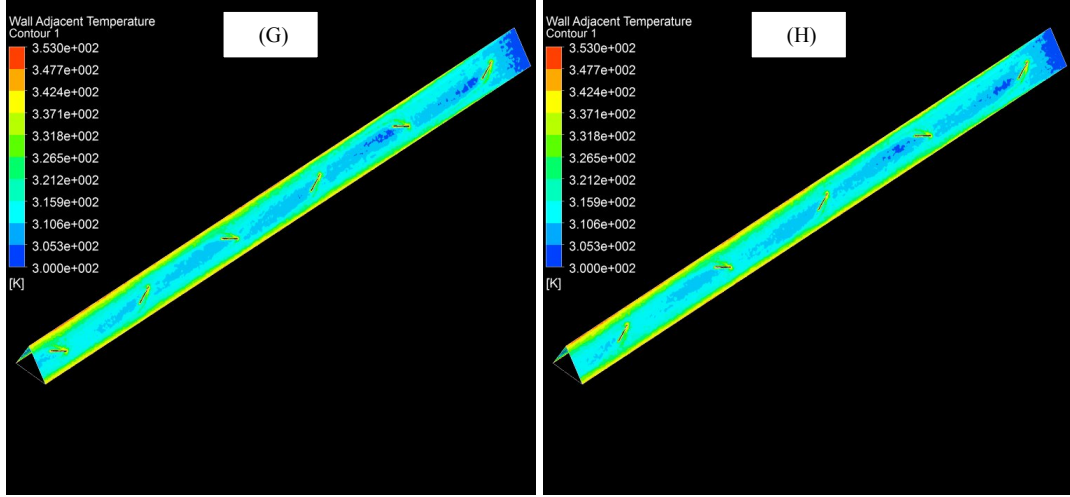


Şekil 4.143 (devamı)

CFU konfigürasyonu için elde edilen sonuçlara göre, giriş düzleminde çıkış düzlemine doğru gidildikçe, kanalın tabanına yakın olan bölgelerle karşılaştırıldığında, kanalın tepesine yakın bölgelerde oldukça yüksek sıcaklık alanları elde edilmiştir (Şekil 4.143). Bununla birlikte kanal çıkışına doğru, tepe bölgelerindeki sıcaklık artışları tabandakine göre daha yüksek olmakla birlikte, CFD konfigürasyonu ile karşılaştırıldığında (Şekil 4.142) daha dengesiz bir sıcaklık dağılımının mevcut olduğu dikkatlerden kaçmamaktadır. Bu sonuçlar değerlendirildiğinde, şöyle bir çıkarım yapılabilir: CFU konfigürasyonlarında taban bölgelerinde sıcaklık artışı tepeye göre çok daha az olduğundan dolayı, kanatçıkların tabana daha yakın bölgelere konulmasının daha iyi bir performans sağlayabileceği beklenebilir.

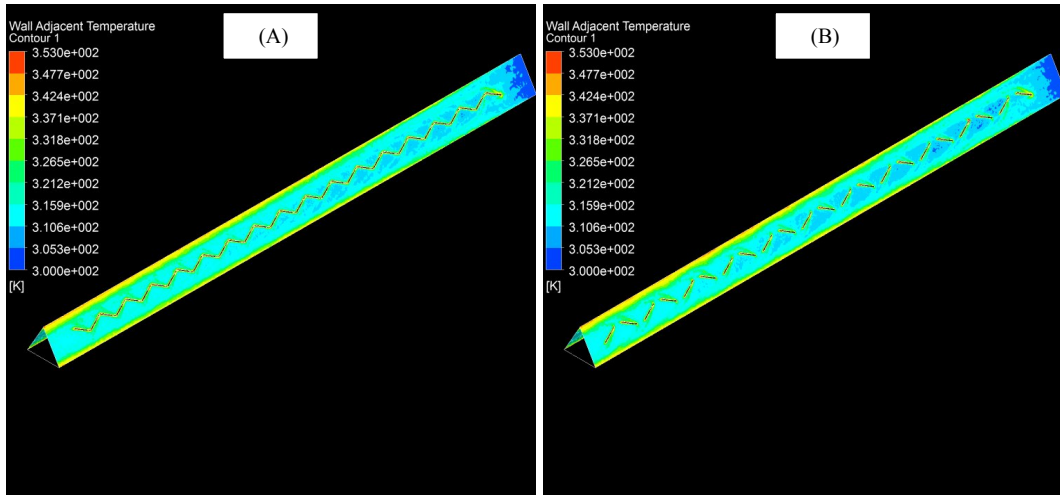


Şekil 4.144. (A) CFD_CFU (KS=66), (B) CFD_CFU (KS=44), (C) CFD_CFU (KS=32), (D) CFD_CFU (KS=22), (E) CFD_CFU (KS=16), (F) CFD_CFU (KS=14), (G) CFD_CFU (KS=12), (H) CFD_CFU (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca sıcaklık dağılımı

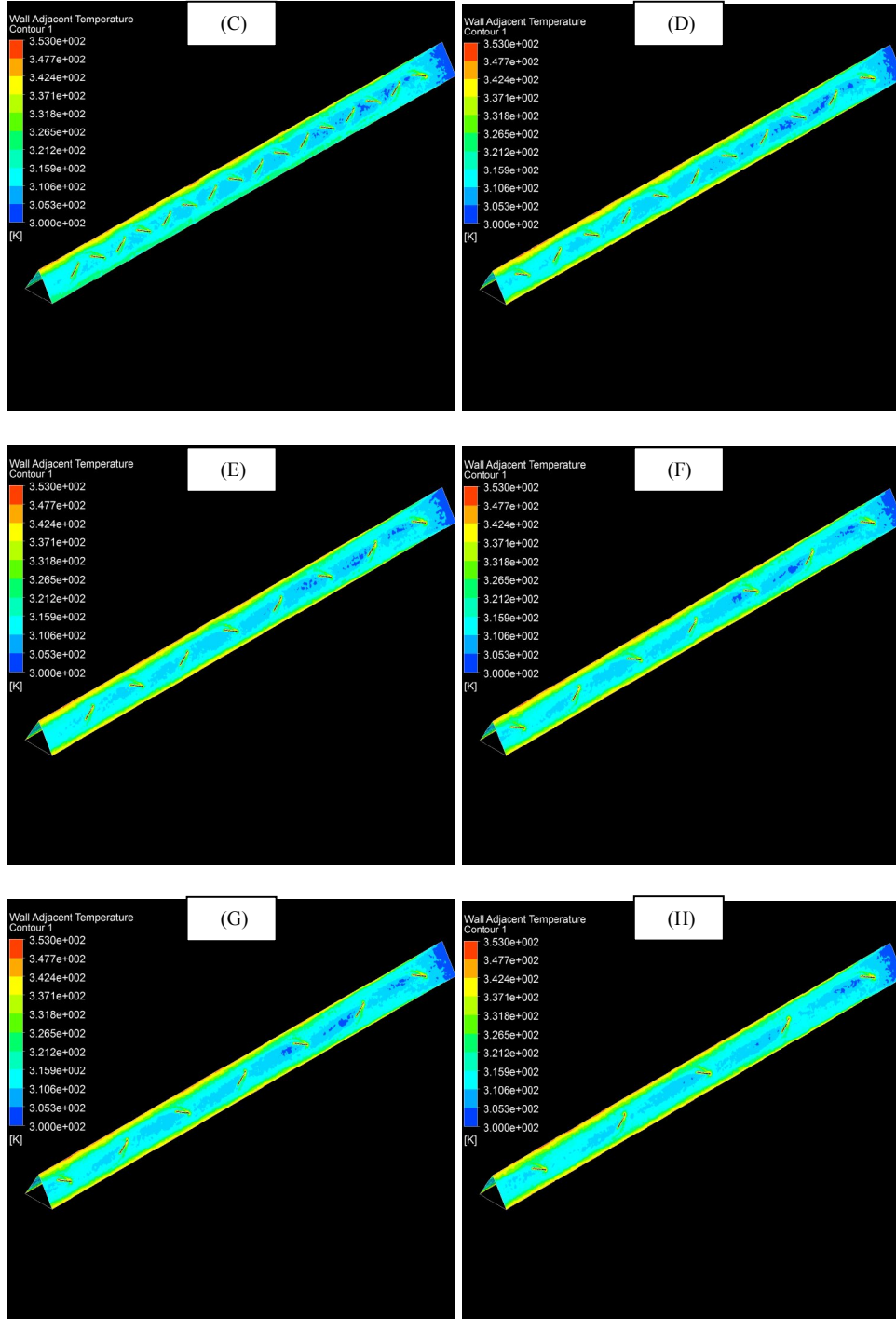


Şekil 4.144 (devamı)

Şekil 4.144, CFD-CFU konfigürasyonu için kanal içerisinde elde edilen sıcaklık verilerini göstermektedir. Kanalın tabanına ve tepesine yakın bölgelerde meydana gelen sıcaklık alanları, diğer konfigürasyonlarla karşılaştırıldığında, sıcaklıktan etkilenen bölgelerin daha dengeli bir sıcaklık dağılımı sergilediği gözlenmiştir. Ayrıca kanatçıklar arasındaki bölgelerde sıcaklık dağılımının homojen olmadığı, dengeli bir yapı sergilemediği, yani yer yer düşük sıcaklık bölgeleri meydana geldiği, tespit edilmiştir.

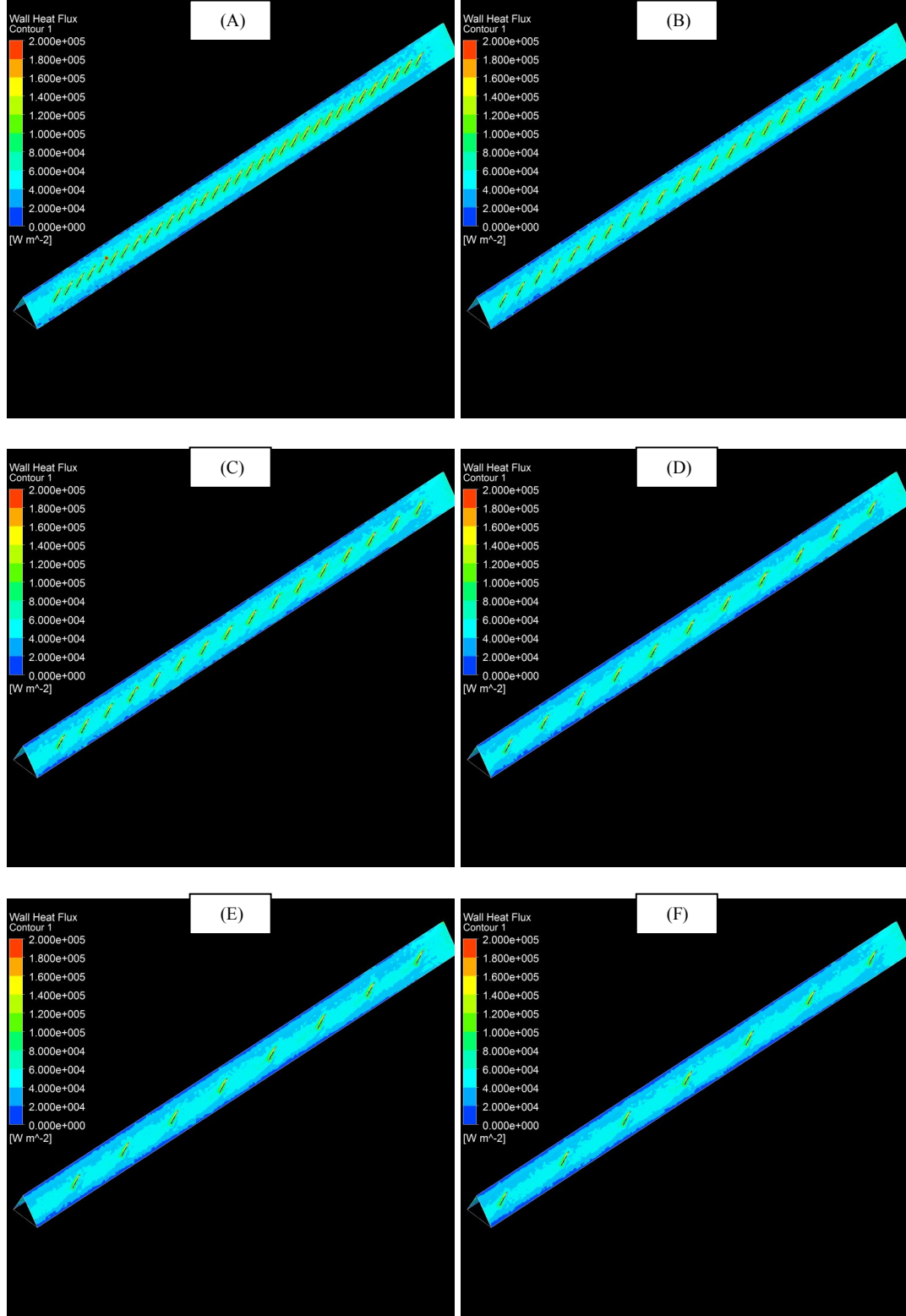


Şekil 4.145. (A) CFU_CFD (KS=66), (B) CFU_CFD (KS=44), (C) CFU_CFD (KS=32), (D) CFU_CFD (KS=22), (E) CFU_CFD (KS=16), (F) CFU_CFD (KS=14), (G) CFU_CFD (KS=12), (H) CFU_CFD (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca sıcaklık dağılımı

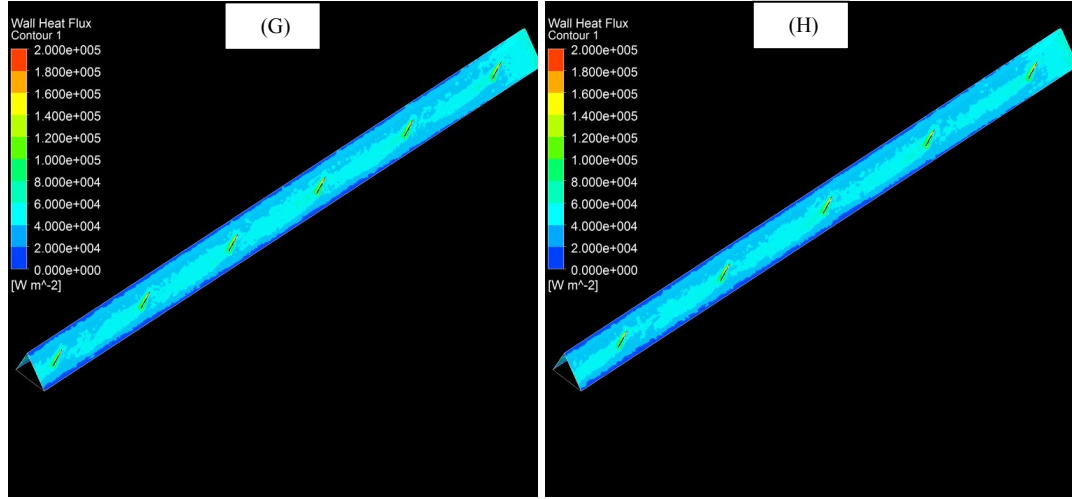


Şekil 4.145 (devamı)

Şekil 4.145, CFU_CFD konfigürasyonundan elde edilen çözümünün sonuçlarını yine sıcaklık dağılımı cinsinden sunmaktadır. Kanalın tepesine yakın bölgelerde daha yüksek sıcaklık alanları elde edilmiş, ayrıca KS=32 den itibaren kanatçıklar arasındaki sıcaklık dağılımında herhangi bir homojenlik, hiçbir zaman (kanal çıkışında dahi) sağlanamamıştır.



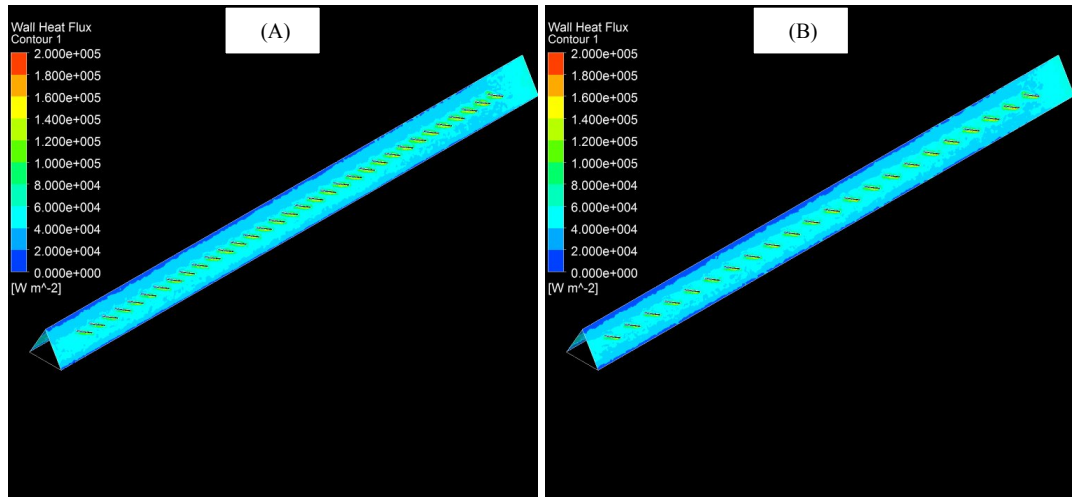
Şekil 4.146. (A) CFD (KS=66), (B) CFD (KS=44), (C) CFD (KS=32), (D) CFD (KS=22), (E) CFD (KS=16), (F) CFD (KS=14), (G) CFD (KS=12), (H) CFD (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca ısı akısı dağılımı



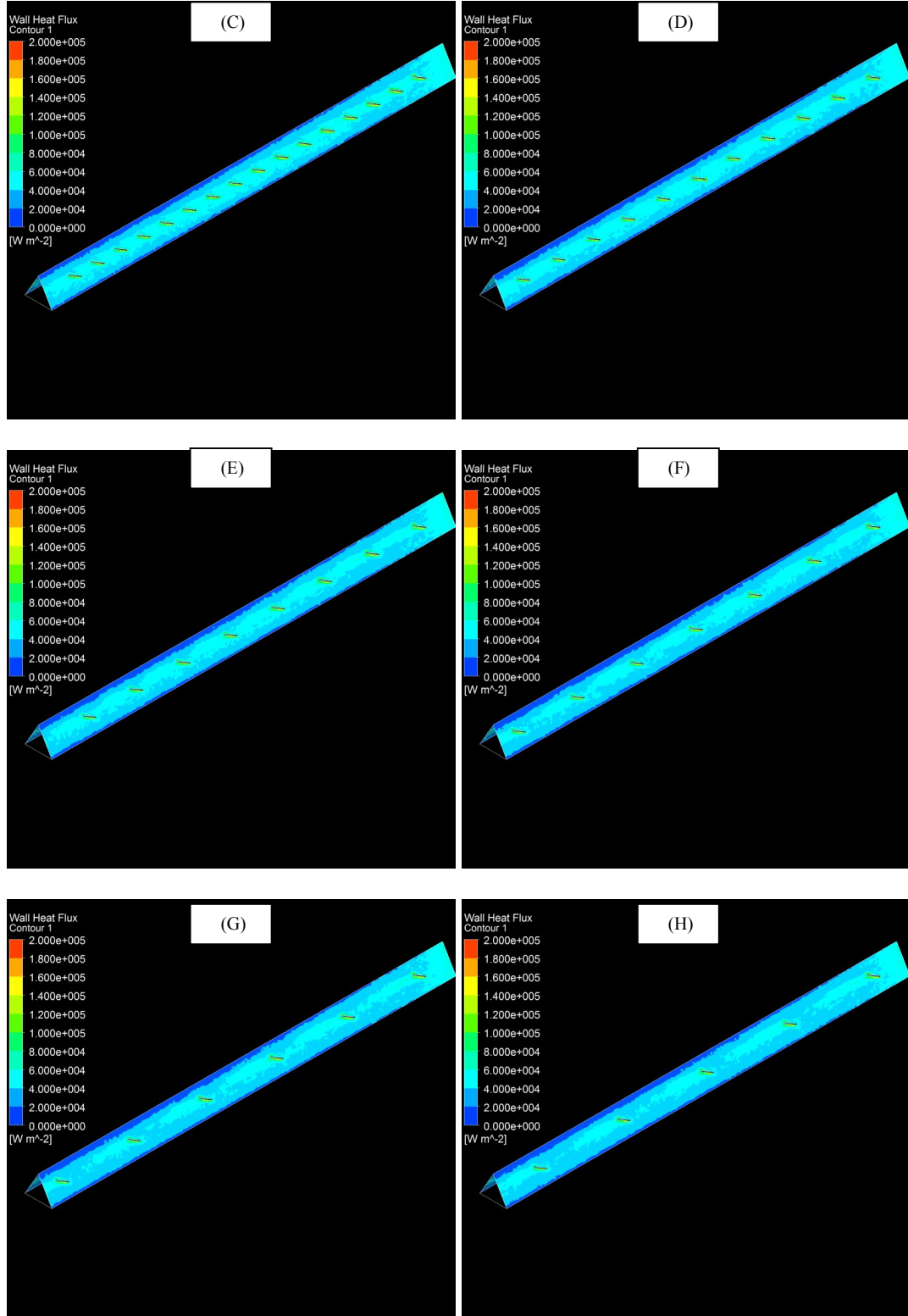
Şekil 4.146 (devamı)

Şekil 4.146’da CFD konfigürasyonu için, kanal boyunca duvarlarda meydana gelen ısı akısı dağılımları gösterilmiştir. Isı akısı dağılımının yüksek olduğu bölgeler, kanatçık sayısının daha fazla olduğu konfigürasyonlarda elde edilmiştir. Kanatçık sayısının azalması sonucunda, kanatçıklar arasında düşük ısı akısı bölgeleri meydana gelmiştir.

Şekil 4.147, CFU konfigürasyonu için elde edilen ısı akısı dağılımını göstermektedir.



Şekil 4.147. (A) CFU (KS=66), (B) CFU (KS=44), (C) CFU (KS=32), (D) CFU (KS=22), (E) CFU (KS=16), (F) CFU (KS=14), (G) CFU (KS=12), (H) CFU (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca ısı akısı dağılımı

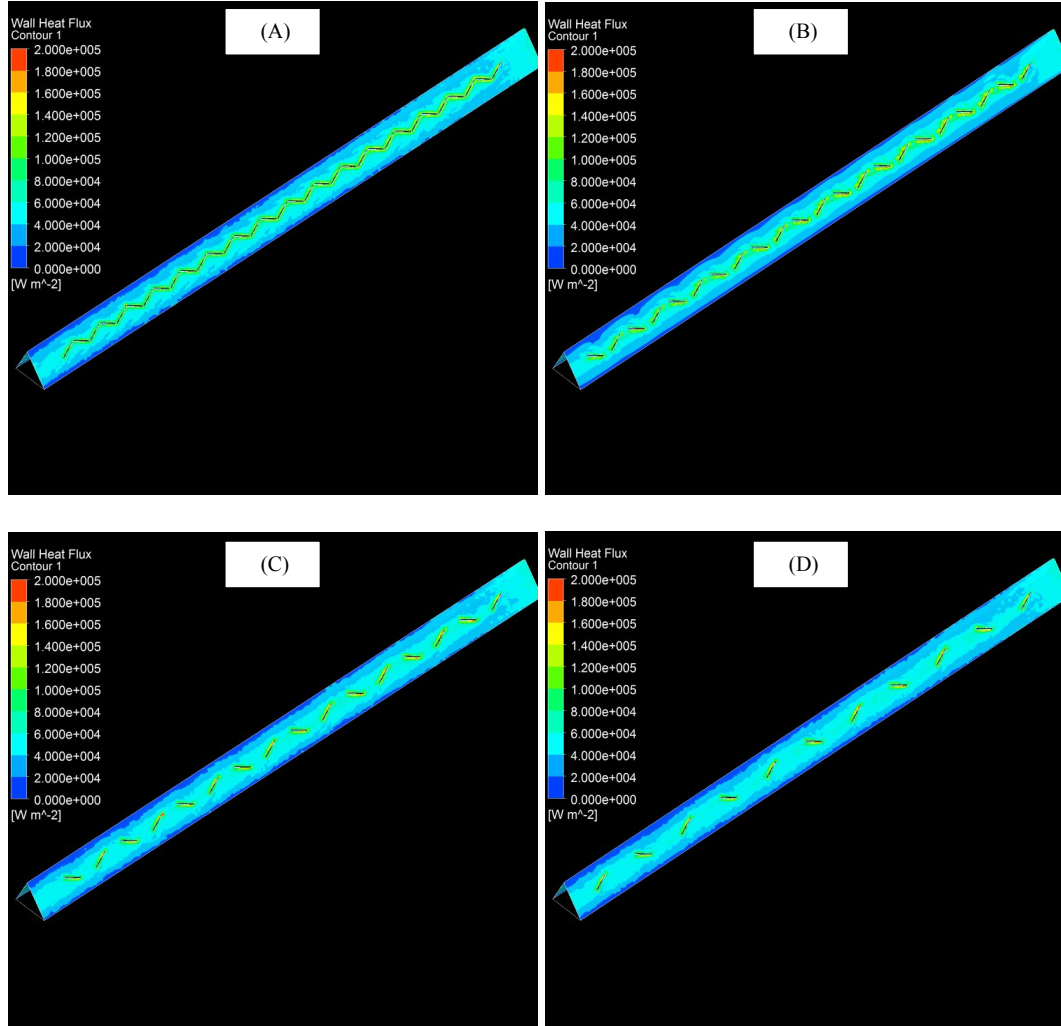


Şekil 4.147 (devamı)

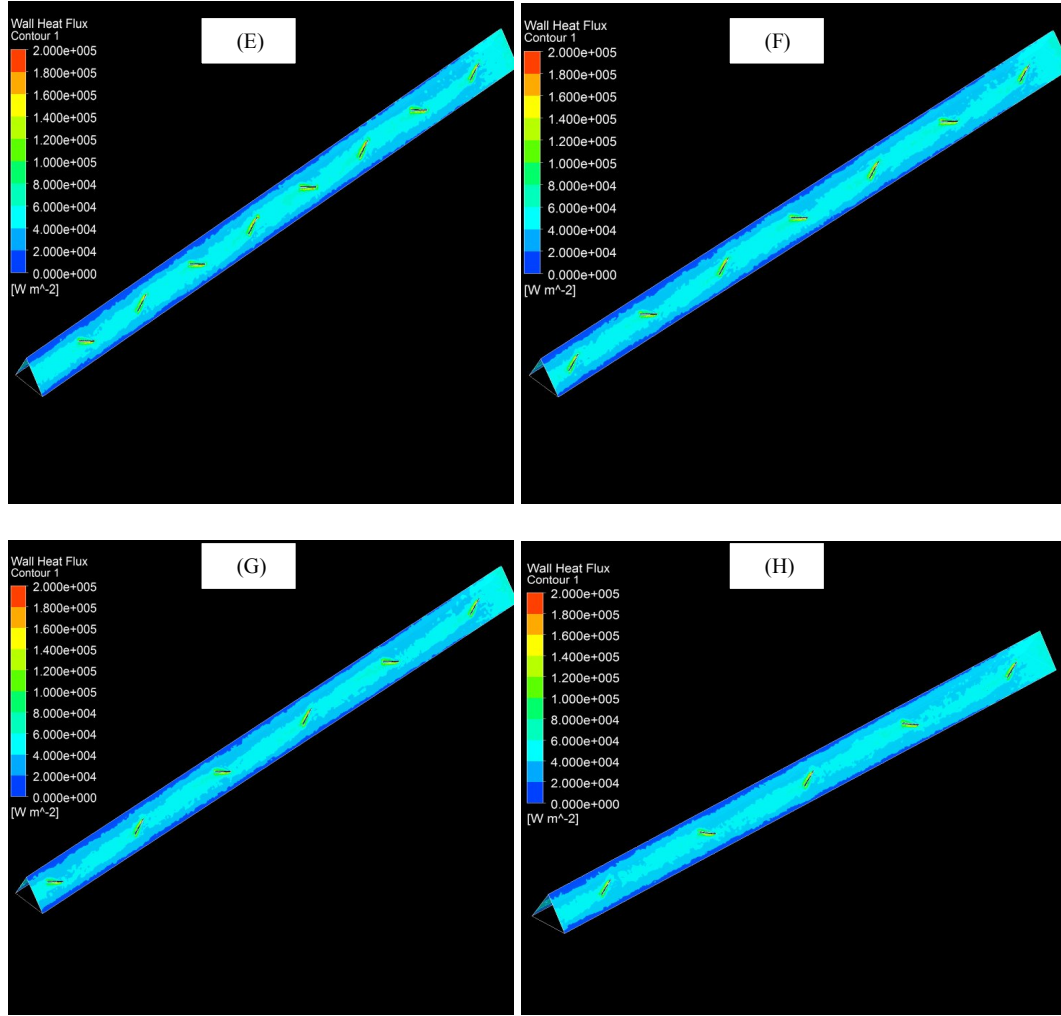
Kanalın tepe bölgelerinde ısı akısı değerlerinin daha düşük olduğu bölgeler meydana gelmiştir. CFD konfigürasyonu ile karşılaştırıldığında, CFU konfigürasyonunda kanatçıklar arasında, daha düşük ısı akısı bölgelerinin meydana

geldiği dikkati çekmiştir. Kanatçık sayısı azaldıkça ısı akısının düşük olduğu bölgelerin alanı artmıştır.

Şekil 4.148, CFD-CFU konfigürasyonu için elde edilen çözüm sonuçlarını göstermektedir.



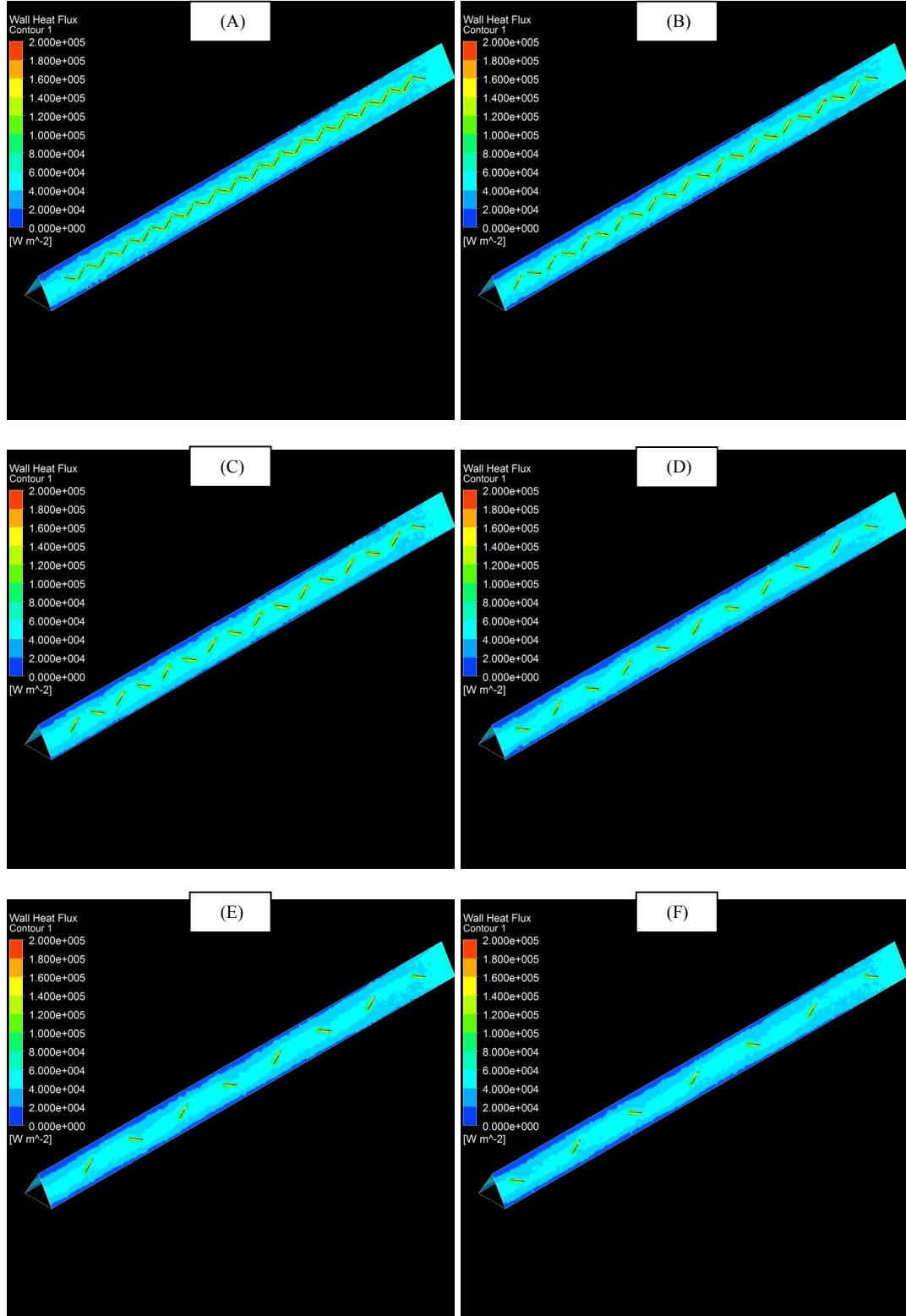
Şekil 4.148. (A) CFD_CFU (KS=66), (B) CFD_CFU (KS=44), (C) CFD_CFU (KS=32), (D) CFD_CFU (KS=22), (E) CFD_CFU (KS=16), (F) CFD_CFU (KS=14), (G) CFD_CFU (KS=12), (H) CFD_CFU (KS=10) konfigürasyonları ısı akısı dağılımı



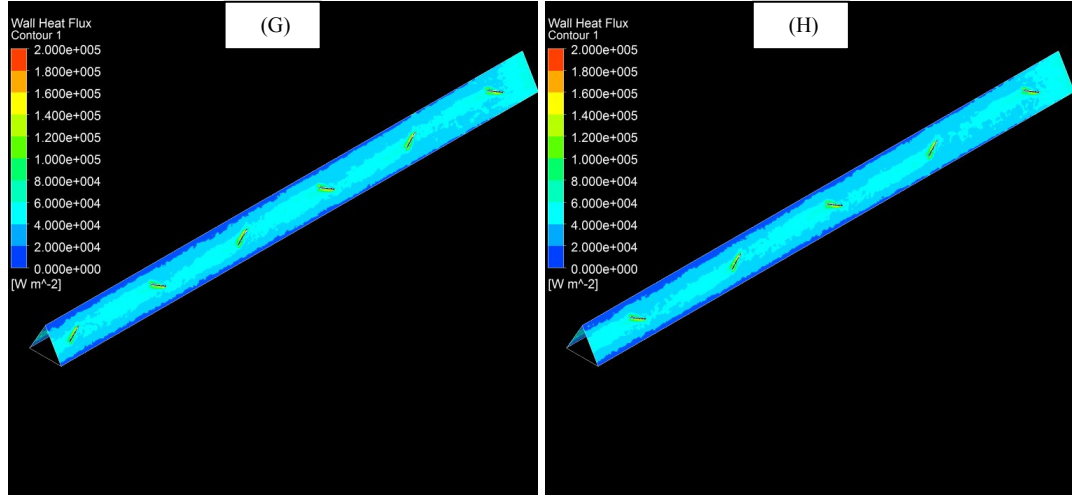
Şekil 4.148 (devamı)

Bu konfigürasyonda, kanal çıkışına doğru ilerledikçe, kanatçık yönünün değişmesinden dolayı, ısı akısı dağılımı kanal içinde sürekli bir değişim halinde olup, kanatçığın akışı yönlendirmesi sonucunda, CFD dizilimli kanatçıklarından sonra ısı akısı tabanda daha yüksek olmakta, buna karşın CFU dizilimli kanatçıklardan sonra ise ısı akısı değerleri tepe bölgelerinde daha yüksek olmaktadır. Kanatçık sayısı azaldıkça, akışın kanatçıklara çarptığı bölgelerde ısı akısı değerleri çok düşmektedir. KS=44 olduğu durumda, tepe bölgelerinde ısı akısı dağılımında birbirini tekrarlayan düzenli dalgalanmalar göze çarpmaktadır (Şekil 4.148 B) ve bu nedenle KS=44 ün ısı akısı yönünden değerlendirildiğinde en iyi konfigürasyon olduğunu söylemek mümkündür.

Şekil 4.149' da CFU_CFD konfigürasyonu için elde edilen ısı akısı dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 4.149. (A) CFU_CFD (KS=66), (B) CFU_CFD (KS=44), (C) CFU_CFD (KS=32), (D) CFU_CFD (KS=22), (E) CFU_CFD (KS=16), (F) CFU_CFD (KS=14), (G) CFU_CFD (KS=12), (H) CFU_CFD (KS=10) konfigürasyonları için kanal boyunca ısı akısı dağılımı



Şekil 4.149 (devamı)

Kanalın tepe bölgelerinde daha düşük ısı akısı alanları oluşmuştur. Kanatçık sayısı azaldıkça, ısı akısı dağılımında oldukça büyük düzensizlikler meydana gelmiştir. Bu konfigürasyonun sergilediği eğilim, CFD-CFU konfigürasyonunun sergilediği eğilim ile oldukça yakın bulunmuştur.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak bir üçgen kanalın yan yüzeylerine içten yerleştirilen delta-kanat tipi girdap üreticiler (kanatçıklar) çevresinde meydana gelen akım alanı-ısı transfer ilişkileri geometrik parametreler cinsinden çok yönlü olarak araştırılmış ve en iyi termo-hidrolik performansı sağlayan geometrik model belirlenmiştir.

Araştırmaya öncelikle sayısal çalışmanın doğrulanması işlemi ile başlanmıştır. Sayısal çalışmanın doğrulanması, Reynolds sayısının 5000 ve 1000 değerleri için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma sonucunda deneysel çalışma ile en iyi uyumu sağlayan türbülans modeli, ağ yapısı ve ağ eleman sayısı belirlenmiştir. Buna göre $Re=5000$ değeri için türbülans modelleri içerisinde $k-\epsilon$ RNG “enhanced wall treatment” duvar fonksiyonlu model en iyi çözümü vermiştir. En iyi ağ eleman sayısı 3187501 olarak belirlenmiştir. $Re=1000$ değeri için ise en iyi çözümlerin “RNG $k-\epsilon$ ”, “Realizable $k-\epsilon$ ” ve “Standart $k-\epsilon$ ” türbülans modellerinden elde edilen çözümler olduğu sonucuna varılmıştır.

Üçgen kanalın yan yüzeylerine yerleştirilen 4 farklı kanatçık konfigürasyonunun kendileri de yine farklı geometrik konfigürasyonlara sahip olup, bu konfigürasyonlar kanal içerisinde farklı akış yapıları ve ısı transfer özellikleri meydana getirmiştir. CFD konfigürasyonu için elde edilen akış verileri incelendiğinde, taban bölgesindeki akışta meydana gelen karışımın daha yoğun olduğu, buna karşın üçgen kanalın tepe bölgesinde akışta herhangi bir karışımın meydana gelmediği sonucuna varılmıştır. CFU konfigürasyonunun, akışı kanalın tepesine doğru yönlendirmeye çalışmasından dolayı, kanal içinde meydana gelen döngülerin merkezinin tepeye yakın bölgelerde bulunduğu, kanalın genişliği boyunca çok büyük döngü çiftinin kanalın üst bölgelerinden alt bölgelerine doğru yayıldığı ve tabanın köşe noktalarında karışımın sağlandığını gösteren küçük döngülerin olduğu kaydedilmiştir. CFU-CFD konfigürasyonunda meydana gelen akış yapısı incelendiğinde kanal içerisinde meydana gelen 2 çift döngünün merkezlerinin, kanalın eğimli duvarlarına oldukça yakın bölgelerde yer aldığı gözlenmiştir. Kanatlar

arası mesafe arttırıldıkça, kanalın tabanına yakın alt bölgelerde meydana gelen döngülerin küçüldüğü gözlenmiştir. İlk kanatçık sırası CFD, arkasından gelen kanatçık CFU, daha sonra yeniden CFD şeklinde devam eden geometrik yapı (CFD-CFU konfigürasyonu) ile ilgili çözüm sonuçları ile hem kanalın taban bölgesine yakın yerlerde hem de tepeye yakın bölgelerde yoğun karışımların meydana geldiğini gösteren döngülere rastlanmıştır. Kanatçıklar arası mesafe arttıkça hem alttaki hem de üstteki döngü çiftlerinin daha çok büyüdüğü, yer yer alt bölgelerde meydana gelen döngülerin daha çok baskın duruma geldiği ve hemen hemen tüm kanala yayıldığı fark edilmiştir.

En yüksek termo hidrolik performans (THP) değeri CFD konfigürasyonu için hesaplanmış, ancak incelenen aralıkta bu konfigürasyon için herhangi bir maksimum/minimum nokta tespit edilemediği için, yapılan çalışmalar değerlendirildiğinde, CFD-CFU konfigürasyonunun en iyi THP değerini verdiği sonucuna varılmıştır.

CFD konfigürasyonu için, kanal içindeki sıcaklık dağılımının kanatçık sayısından büyük ölçüde etkilendiği, kanatçık sayısı arttıkça, sıcaklık atanan kanal duvarlarına yakın olan bölgelerde kanal çıkışına doğru gidildikçe, sıcaklık değişimlerinin daha az olduğu ve kanal girişine yakın olan bölgelerle karşılaştırıldığında, daha yüksek sıcaklığa sahip bölgelerin meydana geldiği gözlenmiştir. CFU konfigürasyonu için giriş düzleminden çıkış düzlemine doğru gidildikçe, kanalın tabanına yakın olan bölgelerle karşılaştırıldığında, kanalın tepesine yakın bölgelerde oldukça yüksek sıcaklık alanları elde edilmiştir. Kanal çıkışına doğru, tepe bölgelerindeki sıcaklık artışları tabandakine göre daha yüksek olmakla birlikte, CFD konfigürasyonu ile karşılaştırıldığında daha dengesiz bir sıcaklık dağılımının mevcut olduğu görülmüştür. CFU-CFD konfigürasyonunda kanalın tepesine yakın bölgelerde daha yüksek sıcaklık alanları elde edilmiş, ayrıca $KS=32$ den itibaren kanatçıklar arasındaki sıcaklık dağılımında kanal çıkış ve girişinde bir homojenlik, hiçbir zaman sağlanamamıştır. CFD-CFU konfigürasyonunda kanalın tabanına ve tepesine yakın bölgelerde meydana gelen

sıcaklık alanları, diğer konfigürasyonlarla karşılaştırıldığında, sıcaklıktan etkilenen bölgelerin daha dengeli bir sıcaklık dağılımı sergilediği gözlenmiştir.

CFD konfigürasyonu için, kanal boyunca duvarlarda meydana gelen ısı akısı dağılımının yüksek olduğu bölgeler, kanatçık sayısının daha fazla olduğu konfigürasyonlarda elde edilmiştir. CFU konfigürasyonunda kanalın tepe bölgelerinde ısı akısı değerlerinin daha düşük olduğu bölgeler meydana gelmiştir. CFD konfigürasyonu ile karşılaştırıldığında, CFU konfigürasyonunda kanatçıklar arasında, daha düşük ısı akısı bölgelerinin meydana geldiği dikkati çekmiştir. Kanatçık sayısı azaldıkça ısı akısının düşük olduğu bölgelerin alanı artmıştır. CFD-CFU konfigürasyonunda, kanal çıkışına doğru ilerledikçe, kanatçık yönünün değişmesinden dolayı, ısı akısı dağılımı kanal içinde sürekli bir değişim halinde olup, kanatçığın akışı yönlendirmesi sonucunda, CFD dizilimli kanatçıklarından sonra ısı akısı tabanda daha yüksek olmakta, buna karşın CFU dizilimli kanatçıklardan sonra ise ısı akısı değerleri tepe bölgelerinde daha yüksek olmaktadır. Kanatçık sayısı azaldıkça, akışın kanatçıklara çarptığı bölgelerde ısı akısı değerleri çok düşmektedir. KS=44 olduğu durumda, tepe bölgelerinde ısı akısı dağılımında birbirini tekrarlayan düzenli dalgalanmalar göze çarpmıştır ve bu nedenle KS=44' ün ısı akısı yönünden değerlendirildiğinde en iyi konfigürasyon olduğunu söylemek mümkündür. CFU_CFD konfigürasyonunda kanalın tepe bölgelerinde daha düşük ısı akısı alanları oluşmuştur. Kanatçık sayısı azaldıkça, ısı akısı dağılımında oldukça büyük düzensizlikler meydana gelmiştir. Bu konfigürasyonun sergilediği eğilim, CFD-CFU konfigürasyonunun sergilediği eğilim ile oldukça yakın bulunmuştur. Bu sonuçlar değerlendirildiğinde, CFU konfigürasyonlarında taban bölgelerinde sıcaklık artışı tepeye göre çok daha az olduğundan dolayı, kanatçıkların tabana daha yakın bölgelere konulmasının daha iyi bir performans sağlayabileceği beklenebileceği söylenebilir.

CFD-CFU konfigürasyonunun en büyük termohidrolik performans değerini sağladı ve bu nedenle diğer konfigürasyonlara göre ısı transfer performansını arttırması ve basınç kaybını azaltması nedeniyle enerji etkinliği yönünden üçgen

kanal içerisinde kullanılması durumunda en iyi konfigürasyon olarak tavsiye edilmiştir.

Elde edilen sonuçlar özetlenecek olursa; en iyi ağ kombinasyonu kanatçık yüzeylerinde “face size” ve tüm duvarlarda “inflation” özelliklerinin kullanılması ile oluşturulan 3187501 eleman sayısına sahip ağ donanımları ile elde edilmiş; en iyi çözüm modeli RNG k- ϵ türbülans modeli olarak belirlenmiş, en iyi duvar yaklaşımı “Enhanced Wall Treatment” seçeneği kullanılarak elde edilmiştir. Bu optimizasyon verileri kullanılarak, optimum enerji etkinliğini sağlayan en iyi kanatçık tipi CFD-CFU konfigürasyonuna sahip kanatçıklar olarak belirlenmiştir. Kanatçıkların aralarındaki mesafe ise kanatçık boyunun 0.5 katı (yarısı) olduğu durumda maksimum termohidrolik performans (THP) değeri elde edilmiştir.

Bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmaların sonuçları kullanılarak, bundan sonraki aşamada kanatçıkların üçgen kanalların taban bölgesine ve/veya tepe bölgesine yakın yerleştirilmeleri durumundaki ve kanatçık boyutlarının değiştirilmesi durumundaki optimizasyon çalışmalarıyla ilgili araştırmalara devam edilmesi önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Sahin, A. Z., “Irreversibilities in various duct geometries with constant wall heat flux and laminar flow”, *Energy*, 23 (6): 465–473, (1998).
- [2] Zhao, T. S., Liao, Q., “Theoretical analysis of film condensation heat transfer inside vertical mini triangular channels”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45: 2829–2842, (2002).
- [3] Gupta, R., Geyer, P. E., Fletcher D. F., Haynes, B. S., “Thermohydraulic performance of a periodic trapezoidal channel with a triangular cross-section”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51: 2925–2929, (2008).
- [4] Leung, C. W., Probert, S. D., “Forced-convective turbulent flows through horizontal ducts with isosceles-triangular internal cross-sections”, *Appl. Energy*, 57 (1): 13–24, (1997).
- [5] Shah, R. K., London, A. L., “Laminar Flow Forced Convection in Ducts”, Academic Press, New York, Pp:685, (1978).
- [6] Zhang, Y. H., Wu, X., Wang, L. B., Song, K. W., Dong, Y. X., Liu, S., “Comparison of heat transfer performance of tube bank fin with mounted vortex generators to tube bank fin with punched vortex generators”, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 33: 58–66, (2008).
- [7] Tokyo University of Agriculture and Technology Thermal Fluid Engineering Lab., “Effective Cooling of Gas Turbine Elements (CO₂ Reduction, Complicated Turbulent Heat Transfer)”, <http://www.mmlab.mech.tuat.ac.jp/mmlab/index-e.shtml>, (12.05.2014).
- [8] Zhang, L. S., Chen, Z. Y., “Convective heat transfer in cross-corrugated triangular ducts under uniform heat flux boundary conditions”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54: 597– 605, (2011).
- [9] Nasiruddin, M. H., Karman, S., “Heat transfer augmentation in a heat exchanger tube using a baffle”, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 28: 318–328, (2007).
- [10] Sirovich, L., Karlsson, S., “Turbulent drag reduction by passive mechanisms”, *Nature*, 388: 753–755, (1997).

- [11] Sohankar, A., “Heat transfer augmentation in a rectangular channel with a veeshaped vortex generator”, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 28: 306–317, (2007).
- [12] Ferrouillat, S., Tochon, P., Garnier, C., Peerhossaini, H., “Intensification of heat transfer and mixing in multifunctional heat exchangers by artificially generated streamwise vorticity”, *Appl. Therm. Eng.*, 26: 1820–1829, (2006) .
- [13] Vasudevan, R., Eswaran, V., Biswas, G., “Winglet-type vortex generators for plate fin heat exchangers using triangular fins”, *Num. Heat Transfer, A* 58: 533–555, (2000).
- [14] Wendt, B. J., Grebert, I., Hingst, W. R., “Structure and development of streamwise vortex arrays embedded in a turbulent boundary layer”, *AIAA J.*, 31 (2): 319–325, (1993).
- [15] Joardar, A., Jacobi, A. M., “Impact of leading edge delta-wing vortex generators on the thermal performance of a flat tube, louvered-fin compact heat exchanger”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48: 1480–1493, (2005).
- [16] Joardar, A., Jacobi, A. M., “Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers”, *Int. J. Refrigeration*, 31 (1): 87–97, (2008).
- [17] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., “Introduction to Heat Transfer”, John Wiley & Sons, USA, Pp:586, (1996).
- [18] Biswas, G., Torii, K., Fujii, D., Nishino, K., “Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (16): 3441–3451, (1996).
- [19] Wang, Q., Chen, Q., Wang, L., Zeng, M., Huang, Y., Xiao, Z., “Experimental study of heat transfer enhancement in narrow rectangular channel with longitudinal vortex generators”, *Nucl. Eng. Des.*, 237: 686–693, (2007).
- [20] Jacobi, A. M., Shah, R. K., “Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: a review of recent progress”, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 11: 295–309, (1995).

- [21] Torii, K., Kwak, K. M., Nishino, K., “Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45: 3795–3801, (2002).
- [22] Allison, C. B., Dally, B. B., “Effect of a delta-winglet vortex pair on the performance of a tube-fin heat exchanger”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50: 5065–5072, (2007).
- [23] Kim, E., Yang J. S., “An experimental study of heat transfer characteristics of a pair of longitudinal vortices using color capturing technique”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45: 3349–3356, (2002).
- [24] Fiebig, M., Valencia, A., Mitra, N. K., “Wing-type vortex generators for fin-and tube heat exchangers”, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 7 (4): 287–295, (1993).
- [25] Biswas, G., Mitra, N. K., Fiebig, M., “Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by winglet type vortex generators”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37 (2): 283–291, (1994).
- [26] Akcayoglu, A., “Flow past confined delta-wing type vortex generators”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35: 112-120, (2011).
- [27] (<http://soliton.ae.gatech.edu/people/dschrage/AE3310/3310%20Chapter%202.pdf>)
- [28] Fiebig, M., “Vortices, generators and heat transfer”, *Institution of Chemical Engineers Trans IChemE*, 76: Part A 108-123, (1998).
- [29] Hwang, J. J., Cheng, C. S., “Impingement cooling in triangular ducts using an array of side-entry wall jets”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44: 1053– 1063, (2001).
- [30] Tiwari, S., Maurya, D., Biswas, G., Eswaran, V., “Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46: 2841–2856, (2003).
- [31] Torii, K., Kwak, K. M., Nishino, K., “Simultaneous Heat transfer enhancement and pressure-loss reduction for finned-tube bundles with the first or two transverse rows of built-in winglets”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29: 625–632, (2005).

- [32] Yakut, K., Sahin, B., Celik, C., Alemdaroglu, N., Kurnuc, A., “Effects of tapes with double-sided delta-winglets on heat and vortex characteristics”, *Applied Energy*, 80: 77–95, (2005).
- [33] Hiravennavar, S. R., Tulapurkara, E. G., Biswas, G., “A note on the flow and heat transfer enhancement in a channel with built-in winglet pair”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28: 299–305, (2007)
- [34] Wu, J. M., Tao, W. Q., “Investigation on laminar convection heat transfer in fin-and-tube heat exchanger in aligned arrangement with longitudinal vortex generator from the viewpoint of field synergy principle”, *Applied Thermal Engineering*, 27: 2609– 2617, (2007).
- [35] Amro, M., Weigand, B., Poser, R., Schnieder, M., “An experimental investigation of the heat transfer in a ribbed triangular cooling channel”, *International Journal of Thermal Sciences*, 46: 491– 500, (2007).
- [36] Nakod, P. M., Prabhu, S. V., Vedula, R. P., “Heat transfer augmentation between impinging circular air jet and flat plate using finned surfaces and vortex generators”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32: 1168– 1187, (2008).
- [37] Chang, L. M., Wang, L. B., Song, K. W., Sun, D. L., Fan, J. F., “Numerical study of the relationship between heat transfer enhancement and absolute vorticity flux along main flow direction in a channel formed by a flat tube bank fin with vortex generators”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52: 1794– 1801, (2009).
- [38] Tang, L. H., Zeng, M., Wang, Q. W., “Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33: 818– 827, (2009).
- [39] Lei, Y. G., He, Y. L., Tian, L. T., Chu, P., Tao, W. Q., “Hydrodynamics and heat transfer characteristics of a novel heat exchanger with delta-winglet vortex generators”, *Chemical Engineering Science*, 65: 1551–1562, (2010).
- [40] Promvonge, P., Khanokniyakarn, C., Kwankaomeng, S., Thianpong, C., “Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and

- delta-winglet”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38: 749– 756, (2011).
- [41] Kor, O., “Kanatlı Borulu Isı Değiştirgeçlerinin Karışık Taşınım Şartları İçin Sayısal Analizi”, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi*, 12 s., (2008).
- [42] Bayraktar, S., “Çapraz Akıştaki Türbülanslı Jet Akışlarının Deneysel Ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi”, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi*, s: 25- 32, (2008).
- [43] Forrester, T. J., Edward, N. T., Jong, J., “Thirty Years of Development and Application of CFD at BOEING Commercial Airplanes, Seattle”, *Computers & Fluids*, 34: 1115- 1151, (2005).
- [44] Castro, I. P., Graham, J. M. R., , “Numerical Wind Engineering: The Way Ahead?”, *Proc. Institute of Civil Engineers, Structures and Buildings*, 134: 275–277, (1999).
- [45] Castro, I. P., “CFD for External Aerodynamics in the Built Environment”, *The QNET-CFD Network Newsletter*, 2: 4–7, (2003).
- [46] Vasudevan, R., Eswaran V., Biswas G., “Winglet-type vortex generators for plate fin heat exchangers using triangular fins”, *Num. Heat Transfer A*, 58: 533– 555, (2000).
- [47] Chen, Y., Fiebig, M., Mitra, N. K., “Conjugate heat transfer of a finned oval tube with a punched longitudinal vortex generator in form of a delta winglet parametric investigations of the winglet”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, February, (1998).
- [48] Sohankar, A., “Heat transfer augmentation in a rectangular channel with a vee-shaped vortex generator”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, March, (2006).
- [49] Batchelor, G. K., “An Introduction to Fluid dynamics”, *Cambridge University Pres., London* , 10 s., (1967).
- [50] Incropera, F. P., De Witt D. P., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, 4rd Edition, *John Wiley & Sons, Inc., Newyork/NY, USA*, (1996).
- [51] Pai, S. I., “Viscous flow theory”, *D. Van Nostrand Company Inc., London*, s. 38, (1956).

- [52] Yuan, S. W., “Foundation of Fluid Mechanics”, Englewood Cliffs, Prentice-Hall, s.132, (1967).
- [53] Schlichting, H., Gersten, K. “Boundary Layer Theory 8 th. Revised and Large Edition”, McGraw-Hill Inc., London, 129-131, (1979).
- [54] Milli Eğitim Bakanlığı www.megep.meb.gov.tr, “Motorlu Araçlar Teknolojisi Araçlarda Hidrodinamik Prensipler”, Ankara, (2012).
www.megep.meb.gov.tr/mte.../Araçlarda%20Hidrolik%20Prensipler.pdf,
- [55] Özrahat, E., “Değişik Gazlar İçin Çift Camlı Pencere Boyutlarının Sayısal İncelenmesi”, Erciyes Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, , Kayseri, (2007).
- [56] Yakhot, V., Orszag, S. A., “Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory”, Journal of Scientific Computing, 1(1):1-51, (1986).
- [57] Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J., , “A New k- ϵ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows-Model Development and Validation, Computers & Fluids, 24: 227–238, (1995).
- [58] Gibson, M. M., Launder, B. E., (1978), “Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer”, Journal of Fluid Mech. 89: 491–511, (1978).
- [59] Bayraktar, S., Yılmaz, T., “Çapraz Jetlerdeki Girdap Yapılarının İkinci Derece Türbülans Modeli ile İncelenmesi”, Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, Cilt 3, 22: 7- 15, (2007).
- [60] Wilcox, D. C., “Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models”, AIAA Journal, 26: 1299–1310, (1988).
- [61] Menter, F. R., “Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows”, AIAA Journal, s: 93-2906, (1993).
- [62] Menter, F. R., “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications”, AIAA Journal, vol. 32, 8: 1598- 1605, (1994).
- [63] Kaya, F., Karagöz, İ., “Girdaplı Akışlarda Türbülans Modellerinin Uygunluğunun İncelenmesi”, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 12, Sayı 1, (2007).
- [64] White, F. M., “Viscous Fluid Flow”, McGraw-Hill Inc., New York, (2006).

- [65] Ansys 14.5 help // Tutorial Guide // 11. “Using a Single Rotating Reference Frame” // 11.5 Summary
- [66] Ansys 14.5 help // User's Guide, 2 //12.“ Modeling Turbulence” // 12.2. “Choosing a Turbulence Model // 12.2.1. “Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) Turbulence Models” // 12.2.1.9. “Grid Resolution for RANS Models”.
- [67] Ansys 14.5 help // Theory Guide :: 0 // 21. “Adapting the Mesh” // 21.8 “Yplus/Ystar Adaption” // 21.8.1. “Yplus/Ystar Adaption Approach”

ÖZGEÇMİŞ VE ESERLER LİSTESİ

Adı Soyadı: Cenap ÖZGÜN

Doğum Tarihi: 12.05.1972

Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Yıl
Lise	Düz Lise	Tevfik Sırrı Gür Lisesi	1983- 1989
Lisans	Tekstil Mühendisliği	Ege Üniversitesi	1989- 1993
Yüksek Lisans	Fen Bilimleri Enstitüsü	Mersin Üniversitesi	2007-

(Varsa) Görevler:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
İşletme Mühendisliği	Çukurova San. Ve Tic. AŞ. Mersin	1996 – 1996
Pazarlama Teknik Servis Uzmanı	Sasa Suni ve Sentetik Elyaf San. AŞ. Adana	1996 – 1998
İşletme Müdürlüğü	İlsan Tekstil San. Ve Tic. AŞ. Tarsus	1998 – 2000
Öğretim Görevlisi	ME. Ü. Tarsus MYO Tarsus	2000-Devam
Tekstil, Giyim, Ayakkabı ve Deri Böl. Bşk.	ME. Ü. Tarsus MYO Tarsus	2010-Devam

ESERLER (Makaleler ve Bildiriler)