



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OPTİMUM YANMA İÇİN POROZ YAKICI VE VENTÜRİ KARIŞTIRICININ TEORİK İNCELENMESİ

Muhammed Fatih ÖZGÜR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalını

Ekim-2016

KONYA

Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OPTİMUM YANMA İÇİN POROZ YAKICI VE VENTÜRİ KARIŞTIRICININ TEORİK İNCELENMESİ

Muhammed Fatih ÖZGÜR

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kemal ALTINIŞIK

2016, 88 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Kemal ALTINIŞIK
Doç. Dr. Ali KAHRAMAN
Yrd. Doç. Dr. Selçuk DARICI

Kazanlar ve kombiler için geliştirilmiş bir çok ısıtma sistemi yüksek emisyon değerleri oluşturur ve düşük performans gösterir. Bu çalışmada bir ventüri karıştırıcı ve poroz yakıcı, yüksek performanslı bir yanma sistemi tasarlamak için teorik olarak incelendi. Ventüri karıştırıcı ve poroz yakıcı performansına etki eden tasarım faktörleri araştırıldı. Elde edilen bilgiler ışığında bu sistemlerin optimizasyonu Taguchi deney tasarım metodu kullanılarak yapıldı.

Poroz yakıcıda aranan temel özellik radyal akış hız profilinin silindir yüzeyi üzerinde homojen olmasıdır. Teorik çalışma sonucunda elde edilen optimum sistem, radyal hız profilinde %96.5'lik bir homojenlik endeksi verdi.

Ventüri karıştırıcıdan istenen en önemli özellik ise karışımın en kısa mesafede en yüksek hava-yakıt karışım oranına ulaşmasıdır. Bunun için enjeksiyon noktasından boru çapına eşit bir mesafe için yapılan optimizasyona göre en iyi tasarımın homojenlik endeksi %91 değerine ulaştı ve ventüri çıkışında gayet iyi bir karışım oluşturdu.

Ayrıca bu çalışmanın literatürdeki çalışmalarla uyum içerisinde olduğu görüldü.

Anahtar Kelimeler: Ventüri, Poroz, Yanma, Taguchi, Optimizasyon,

ABSTRACT

MS THESIS

THEORETICAL INVESTIGATION OF POROUS BURNER AND VENTURI MIXER FOR OPTIMUM COMBUSTION

Muhammed Fatih ÖZGÜR

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

Advisor: Prof. Dr. Kemal ALTINIŞIK

2016, 88 Pages

Jury
Advisor Prof. Dr. Kemal ALTINIŞIK
Assoc. Prof. Dr. Ali KAHRAMAN
Assist. Prof. Dr. Selçuk DARICI

Numerous burner systems developed for heating systems such as boiler and combi, rather shows low performance and high emissions. In this study, a venturi mixer and a porous radial burner is investigated to produce a high efficiency burner and mixer system. Different design parameters and their effects are investigated on performance for both venturi mixer and porous burner. Accompanied by the data obtained, optimisation for these systems are accomplished using Taguchi design of experiment method.

Basic feature needed from porous burner is radial flow velocity profile should be uniform through the cylinder surface. Optimum design acquired through theoretical work showed 96.5% radial velocity profile.

Most important quality required from venturi mixer is having air and fuel mixed in very short distance from injection point. Therefore optimisation is completed for a pipe diameter distance from injection point. Best design achieved 91% uniformity index and in the exit of the venturi difuser it prepared a good mixture.

The obtained results from this study shows consistency with similar studies in the literature.

Keywords: Venturi, Porous, Burner, Taguchi, Optimisation.

ÖNSÖZ

Bu çalışmada ventüri karıştırıcı ve poroz yakıcının optimum yanma şartlarını elde etmek üzere teorik olarak optimizasyonu yapıldı.

Çalışmam boyunca bilgisinden, tecrübesinden ve desteğinden yararlandığım Danışmanım Sayın Prof. Dr. Kemal ALTINIŞIK'a ve her çalışmamda teorik ve deneysel bilgisi ile yardımcı olan ve STAR CCM+ CFD yazılımını kullanımıma sunan Sayın Doç.Dr. Essam Abo-Serie ABDELFATAH'a teşekkürü bir borç bilirim.

Hayatımın her aşamasında benim yanımda olup, maddi ve manevi desteğini hissettiren aileme şükranlarımı sunarım.

Muhammed Fatih ÖZGÜR
KONYA-2016

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

1.1. Poroz Yakıcı 1
1.2. Ventüri Karıştırıcı 2

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **4**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **8**

3.1. Materyal 8
3.2. Yöntem 9
3.2.1. Temel akış denklemleri 10
3.2.2. Türbülans modelleri 17
3.2.3. Ağ üretimi 25
3.2.4. Sonlu hacim metodu 28
3.2.6. Denklemlerin çözümünde iteratif yöntemler 41
3.2.7. Optimizasyon işlemi 45
3.2.8. Sistem tasarımı ve sınır şartları 47

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA **60**

4.1. Poroz Yakıcı 60
4.2. Ventüri Karıştırıcı 65

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER **73**

5.1. Sonuçlar 73
5.1.1 Optimum poroz yakıcının tasarım özellikleri ve sonuçları 73
5.1.2 Optimum ventüri karıştırıcının tasarım özellikleri ve sonuçları 73
5.2. Öneriler 74

KAYNAKLAR **75**

ÖZGEÇMİŞ **79**

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	:	Alan (m^2)
c_p	:	Sabit basınçta özgül ısı (J/kg °C)
m	:	Kütle (kg)
P	:	Basınç (Pa)
r	:	Yarıçap (m)
T	:	Sıcaklık (°C)
t	:	Zaman (s)
Δt	:	Zaman farkı (s)
u	:	x ekseni yönündeki hız bileşeni (m/s)
α	:	Isıl yayılım katsayısı (m^2/s)
μ	:	Dinamik viskozite (Pa s)
ρ	:	Yoğunluk (kg/m^3)
τ	:	Kayma gerilmesi (N/m^2)
ω	:	Açısal hız (rad/s)
ϕ	:	Homojenlik Endeksi
Φ	:	Yayılım Fonksiyonu
λ	:	Hava yakıt oranı

Kısaltmalar

ASME	:	American Society of Mechanical Engineers
CFD	:	Computational Fluid Dynamics, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CH_4	:	Metan
CNG	:	Compressed Natural Gas, Sıkıştırılmış Doğal Gaz
CO	:	Karbon monoksit
DTM	:	Deney Tasarım Metodu
NO_x	:	Azot oksit
HC	:	Hydrocarbon, Hidrokarbon
LDA	:	Lazer Doppler Anemometresi
LPG	:	Liquid Petroleum Gas, Likit Petrol Gaz
SST	:	Shear Stress Transport, Kesme Gerilmesi Taşınımı

Alt-Üst indisler

i	:	x ekseni yönündeki birim vektör
j	:	y ekseni yönündeki birim vektör
k	:	z ekseni yönündeki birim vektör
f	:	Final
ε	:	Epsilon

1. GİRİŞ

1.1. Poroz Yakıcı

Gaz yakıtlı yakıcı sistemleri, özellikle de ön karışımlı yakıcılar, düşük emisyon karakteristikleri sebebiyle diğer yanma sistemlerine göre üstündür. Ancak, daha büyük boyutlardadır ve bu nedenle, özgül güç üretimi düşüktür. Kontrolü ve yönetimi de oldukça zordur. Serbest alev yanması ile kıyaslandığında, yüksek yanma oranları nedeniyle, poroz ortamda yanma için, gaz yakıt kullanılmasının; düşük kirletici gaz emisyonları ve yüksek güç yoğunluğuna ek olarak, artırılmış dinamik güç aralığı, yalın alevlenme limitlerindeki artış gibi birçok avantajları vardır. Yoğuşmalı gaz kazanında düzgün ısıtma ve mükemmel yanma için bir ön karışımlı poroz alev yakıcısı, konut kazanlarında kullanılan ve genelde zengin karışım oranlarında çalışan geleneksel Bunsen yakıcısına alternatif olarak önerildi (Mujeebu ve ark., 2011; Lee ve Hwang, 2013). Ayrıca bir termoelektrik jeneratör geliştirilmesinde de caziptir (Bubnovich ve ark., 2013). Poroz ortamdaki alev stabilitesi Peclet sayısına bağlıdır. Peclet sayısı ise, yanmada üretilen ısı ile yanmadan alınan ısı arasındaki oran olarak tanımlanır. Stabil alev üzerinde yapılmış çalışmalara göre, Peclet sayısı 65 ten az olmalıdır (Babkin ve ark., 1991).

Silindirik brülörlerde, gaz karışımı, dairesel bir poroz matris boyunca radyal olarak akar. Brülörün sıvı radyal hareketi radyal doğrultudaki hızı azaltır ve bu da brülördeki alevin doğal stabilitesini sağlar (Durst ve Trimis, 2002). Sabit yoğunluklu gaz akışı için, poroz tabaka boyunca olan radyal hız, yarıçap (r) ile ters orantılıdır. Bu durumda, üretilen ısı, gaz karışımının hızının değiştirilmesiyle kontrol edilir. Bu ise, poroz tabaka boyunca, alevin değişik radyal konumlarda stabil olmasına neden olur. Akış hızının alev hızından düşük olduğu olağan üstü durumlarda, alev sönebilir ve yüksek HC emisyonlarına sebep olur. Üstelik, bu durum, poroz ortamda yüksek sıcaklık dağılımına neden olabilir. Bu da, yüksek termal gerilime ve buna bağlı olarak sistem ömrünün kısalmasına ve poroz ortamda çatlak oluşmasına yol açar. Bu nedenle, poroz silindir boyunca poroz tabaka üzerindeki her hangi bir yükseklikteki düzgün bir radyal gaz hız dağılımı sağlanması, gayet önemlidir. Numerik simülasyon yapan önceki çalışmalara göre, silindirik yakıcılar için ön alev lokalizasyonu, sadece yakıt akış oranı ve sistem parametrelerine değil, ayrıca belirli bir parametre aralığında, yanma ateşlemesi konumuna da bağlıdır (Zhdanok ve ark., 1998).

Bu araştırmada, değişik geometriler için poroz katman içinden dışarıya radyal akış hız dağılımı, CFD simülasyonları kullanarak incelendi. Radyal akış hızının homojenliğini etkileyebilecek ana parametreleri tespit etmek üzere parametrik çalışma yapıldı. Optimum parametreler Taguchi yöntemi kullanılarak seçildi. Sonuç olarak, optimum ölçüleri bulabilmek için simülasyon sayısı sınırlandırılıp hassasiyet analizi yapıldı ve optimize edilen geometri elde edildi.

1.2. Ventüri Karıştırıcı

Sıkıştırılmış doğal gaz (CNG), düşük maliyetli ve kesinlikle temiz egzoz emisyonları nedeniyle umut verici alternatif bir yakıt olarak kabul edilir. Yanma odasına girmeden önce, enjeksiyon noktasından kısa bir mesafede, gaz yakıt ve hava arasında iyi bir karışım olması, kompakt brülör sistem tasarımı ve düşük yanma emisyonlarını elde etmek için önemli bir temel faktördür. Ayrıca, ön-karışımdaki yakıt ve hava miktarları, güvenlik faktörleri nedeniyle, mümkün olduğu kadar küçük olmalıdır. Gaz yakıtın, özellikle içine bir gaz motoru ile hava akışı verilen boru içinde hava karıştırılması için kullanılabilecek birçok yöntem vardır. Ventüri karıştırıcı, basınç kontrollü karışım vanaları veya T-bağlantı bu işlem için kullanılan birbirlerinden farklı sistemlerdir (Mitzlaff, 1988). Yakıtın hava akışına dik olarak enjekte edildiği, T bağlantının kullanımı, sonucu yüksek basınç kayıplarıyla karşılaşılır. Yakıt enjeksiyonu, hava akışı üzerinde 45° de yapıldığı takdirde kayıplar azalır, ancak bu durum akış yönünde hava ve yakıtın asimetrik dağılımına neden olur. Ventüri karıştırıcının kullanılması T bağlantıdan daha iyi karışım elde edilmesini sağlar (Danardono ve ark., 2011).

Bir ventüri gaz karıştırıcı, Bernoulli'nin hareket ettirici akışkanın (hava) basınç enerjisini boğaz bölgesinde kinetik enerjiye dönüştürerek, düşük basınç bölgesi oluşturmasını sağlayan, yakınsak-ıraksak nozul prensibini, yani ventüri etkisini kullanan bir cihazdır. Sonra, gaz yakıt ventüri boğazında hava akışı içine doğru düşük basınç sayesinde çekilir. Ancak, ventüri boğaz basıncı, boru içindeki hava akış hızı ile doğrusal olarak azalmaz. Bu ise, değişik hava yakıt oranlarına neden olur ve bu nedenle, sınırlı bir kullanım aralığı vardır. Yakıt basınç kontrol valfi olmadan ventüri karıştırıcı tasarımı için gerekli hava-yakıt oran aralıklarını sağlamak çok önemlidir (Bhaskor J. Bora, 2013). Farklı boğaz çapı ve yakıt besleme pozisyonları kullanmak, değişen operasyon aralıklarına neden olabilir ve bu basınç düşüşünde sınırlayıcı bir etkendir (Naganuma ve ark., 1992). Yakıt beslemesi için iki çevresel enjeksiyon noktası olan bir ventüri

karıştırıcının üç boyutlu CFD analizi, merkezi bir yakıt enjeksiyon noktalı sisteme göre daha iyi bir karışım verir. Fakat, gazın doğal sürüklenmesi nedeniyle olan radyal momentum, boru içindeki hava akışına kıyasla oldukça küçük olduğundan, yakıt borunun merkezine kadar nüfuz edemez. Bu nedenle yakıt, duvarlara yakın bölgelerde yoğunlaşır ve iyi bir karışım seviyesine gelmesi için uzun bir mesafe gerekir (Sharma ve ark., 2014). Yakıt nozulunun boğaz bölgesine doğru küçük bir girintili olmasının karışımı iyileştirmesi, Schlieren fotoğrafçılık tekniği kullanılarak doğrulandı (Furuyama ve Yan, 1998). Başka bir çalışmada ise, bir CNG motor performansını artırmak için beş enjeksiyon noktası kullanılması tavsiye edilmiştir (Sera ve ark., 2003). Ancak, hava-yakıt karışımı iyi kontrol edilmezse, ventüri karıştırıcı çok yüksek salınımlar meydana getirir ve eğer doğalgazlı motorlar yalın karışımlarla çalışırsa, yüksek emisyonlar oluşturur (Varde, 2003).

Bu çalışmada, bir doğalgaz kazanı brülörü için ventüri karıştırıcı, CFD kullanılarak ve Taguchi optimizasyon tekniği ile simülasyon sayısı sınırlandırılarak, tasarlanıp, optimize edildi. Kazan brülörlerinde, doğru hava-yakıt oranı, ilgili hava ve gaz akış oranları eşleştirilerek elde edilir. Gaz akış oranı, genellikle bir vana ya da kontrol ünitesi ile regüle edilir. Hava akış oranı, havayı sisteme veren aspiratörün uygulamadaki akış sistemine göre akış ve basınç karakteristikleri eşleştirilerek elde edildi. Yeni tasarım yapılırken, enjeksiyon noktalarından kısa bir mesafede iyi bir hacimsel karışım elde etmek için yukarıda belirtilen ana parametreler dikkate alındı.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Cho ve ark., (2013) çalışmalarında birkaç farklı tasarım sonucu sayısal veriler deneysel verilerle kıyaslandı ve numerik sonuçlara göre NO_x oranlarında önemli ölçüde düşüş gözlendi. NO_x oranlarını düşürmek için bir başka yöntem ise, yakıt-hava karışım süresinin arttırılmasıdır. Karışımın iyileşmesi, NO_x emisyonlarında azalma ile sonuçlanmıştır.

Pandey ve Roy, (2012) çalışmalarında şunları gözlemlemişlerdir: emme stroku sırasında oluşturulan girdap, sıkıştırma, yanma ve genişleme strokları sırasında genellikle direnç gösterir. Bu da hava yakıt karışımını iyileştirir ve homojen bir karışımın çok kısa bir sürede oluşmasını sağlar.

Wang ve ark. (2013)'nın çalışmasının sonuçları gösteriyor ki yeni birçok girişli jet girdap nozul, girdap odasında homojen bir karışım olmasını sağlar ve nano ilaç hazırlanmasında partikül dağılımının daha net bir şekilde yapılmasını sağlar.

Barrué ve ark., (2001) çalışmalarında, üç farklı gaz-gaz karıştırıcının kıyaslanması için ilk olarak, basınç düşüşü, ikinci olarak, lazer yüzey görselleştirme ile ölçülen karışım verimi ve son olarak hidrodinamik ve türbülans lazer doppler anemometresi ile ölçülmesi (LDA) yöntemleri kullanılmıştır. Sonuç olarak sekiz tane girdabı bir merkezde oluşturan enjektörün homojenliğe eriştiği bölge belirlenmiştir.

Huang ve Yang, (2009) yaptıkları çalışmada, çeşitli mekanizmalarda, sürüş sırasındaki yanma düzensizlikleri, hidrodinamik düzensizlikleri, eşdeğerlik oranı dalgalanmaları, alev yüzey değişimlerini, salınımlı sıvı yakıt atomizasyonu ve buharlaşması incelenmiştir.

Yoon ve ark., (2013) çalışmalarında, yanma düzensizlikleri karakteristikleri giriş karışım hızına göre sınıflandırdı. Frekans değişim etkisindeki başlıca düzensizlik düşük hız bölgesinde meydana gelir. Düşük hız şartlarındaki yanma düzensizliği için başlıca parametre alev vorteks çekirdeğidir.

Patkar ve Patwardhan'ın (2011) çalışmalarında, farklı ağız şekillerdeki gaz-gaz karıştırıcılar için belirlenmiş değişik jet açılarına göre CFD simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

Rakopoulos ve ark. (2009)'nın çalışmalarında, model, yüksek girdaplı, iki valfli, dört zamanlı, gözlemlenebilir yanma odasında, çalışma şartları altında işleyen motor üzerinde uygulanmıştır. İlk olarak, model emme manifoldundaki karışım enjeksiyon sistemindeki dış karışımı simüle etmek için uygulanmıştır. İkinci olarak model, emme manifoldunda ve motor silindirindeki süreksiz gaz akış bölgesinde tam bir motor çevrimi için gerçekleştirilmiştir. Son olarak, emme manifoldunda ve silindir içindeki mekânsal ve tür derişimlerinin geçici dağılımı süreksiz karışım için numerik hesaplanması geliştirilen model ile yapılmıştır.

Kadirgama ve ark. (2008)'nın çalışmalarının sonucunda, Küçük ve büyük karıştırıcıların her ikisi de metanı dışarıdan içeriye alabilmiştir. Ancak küçük çaplı karıştırıcının istenmeyen sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Czerwinski ve ark. (2003)'nın çalışmasında şunlar tespit edilmiştir: Çok noktalı (Multipoint) gaz enjeksiyon sistemlerinin, örneğin, silindirlerdeki hava yakıt oranını daha iyi dengeleme ihtimalleri olması, değişik çalışma şartlarında, gaz enjeksiyon zamanlamalarının ve basınçlarının optimal olması gibi birkaç farklı avantajları vardır. Yüksek akış oranlı enjektörler, dinamik tepkilerde ve gaz basıncındaki ani sapmalarda, hava yakıt oranı λ değerinde daha fazla sapmalara sebep olabilir.

Semin'in (2012) yaptığı çalışmada şunlar ortaya konmuştur: Küçük orifis nozulları kayda değer bir ölçüde avantajlı olabilir. Ancak, orifis çapı azaldıkça, istenilen kütle debisini elde etmek için birçok orifis gerekir.

Li ve ark. (2003)'nın yaptığı çalışmanın sonucu olarak şunlar tespit edilmiştir: Deney sonuçlarına göre geliştirilen LPG enjeksiyon sistemi, yüksek motor gücü çıkışı ve düşük egzoz emisyon hedeflerini sağlamaktadır. LPG elektronik gaz enjeksiyon sistemi ile hava-yakıt oranı gereklilikler doğrultusunda optimize edilebilir ve böylelikle LPG mekanik yakıt karıştırıcı sistemiyle aynı hidrokarbon emisyon seviyeleri için

kıyaslandığında CO ve NO_x emisyon seviyelerinde önemli ölçüde düşüş olduğu gözlemlenmiştir.

Pandey ve Bidesh (2012) çalışmalarında şunları bulmuştur: Verim kaybı, motor silindiri içinde türbülans yoğunluğunu arttıracak, daha yüksek dereceli girdap oluşturularak, bir seviyeye kadar azaltılabilir. Dört hesaplamanın sonucu olarak elde edilen verilere göre, emme zamanında değişik krank açıları için CFD analizi de yapılan, gerekli supap kaldırma kuvveti ve emme basıncında, yeni bir emme supabı dizayn edildi. Bu yeni tasarımlı emme supabının girdap seviyesi için, detaylı bir incelenmesi yapıldı.

Cozzi ve Coghe'nin (2006) yaptığı çalışmada, elde edilen sonuçlar gösteriyor ki, hidrojen eklenmesi şunları meydana getirdi:

- Daha kısa ve dar mavi alev, yakıcı başına yakın bir bölgede tespit edildi.
- Merkezi oldukça parlak sarı bir alev, görünür mavi alev bölgesinin devamı olarak gözlenmiştir.
- Çevrim kabarcığı içinde daha derin bir yakıt jet nüfuzu meydana gelmiştir.
- Yüzde 0 ile 80 arasında değişen hidrojen oranları için, karbon monoksit ve NO_x emisyonlarında tekdüze bir artış gözlenmiştir.

Furuyama ve Yan'ın (1998) yaptığı çalışmada, Doğal gaz ve havanın ön karışımının, motordaki yanmayı ve emisyon karakteristiklerini tersinir bir şekilde etkilediği için, bir doğalgazlı araç motorunda yetersiz olduğu söylenmektedir. Geçmişte bu konu hakkında yeterli çalışma yapılmadığı ise gayet açıktır. Deneysel parametreler şunlardır: Ana nozul uzaklığı, ventüri tüp çapı, boğaz açıklığı ve karışım oranıdır.

Sera ve ark., (2003) çalışmalarında, simülasyondan çıkartıldığı üzere, ventüri teçhizatlı yakıcı ve karıştırıcı tipi üretilmek üzere seçildi, kuruldu ve test edildi. Sonuçlar gösterdi ki, bu yeni karıştırıcı emme akış basıncını iyileştirdi ve daha yüksek türbülans oranı oluşturdu.

Crawford ve ark. (1996)'nın yaptığı çalışmanın ana sonuçlarından biriside, süreksiz şartlarında tatmin edici bir performans elde edilebilmesi için, besleme giriş ve çıkışı sırasında motor çevrimin başlangıç ve bitişi arasında hacimsel verimin değişken

olması nedeniyle, silindirlere süreksizlik sırasında verilen yakıt miktarının da değişken olması gerekmektedir.

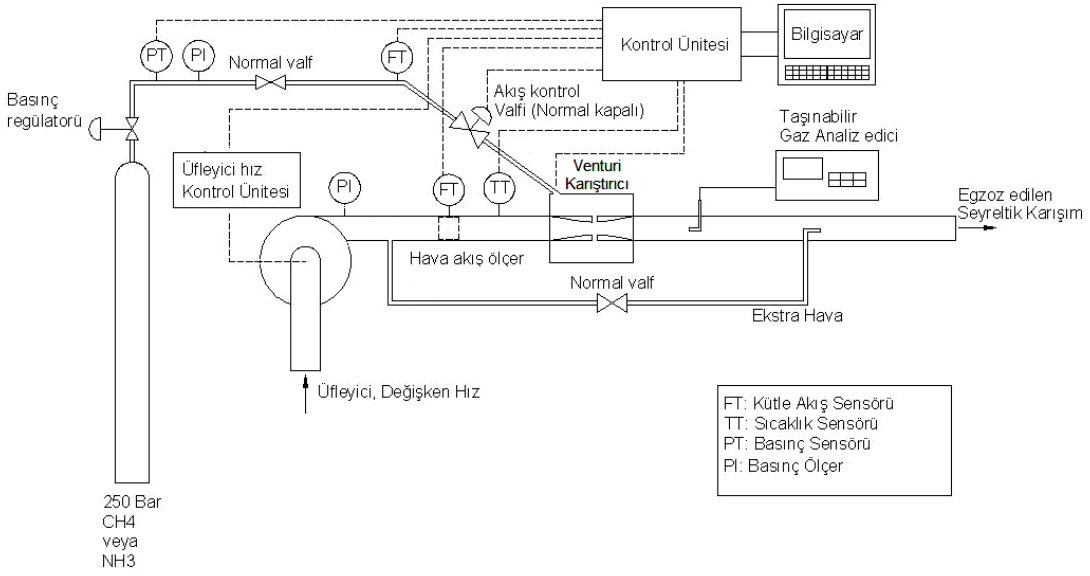
Varde'nin (2003) yaptığı çalışmada, denge oranı azaldıkça, karıştırıcılı motor, daha yüksek seviyede hidrokarbon üretir ve imep katsayısında daha büyük değişiklikler gözlenmiştir. Bu çalışmanın sonucu olarak, doğal gaz enjeksiyon sistemli motor, karıştırıcılı motordan, özellikle yalın denge oranlarında, daha yüksek verim göstermiştir.

Naganuma ve ark. (1992)'nın yaptığı çalışmada, deney sonuçlarına göre, 40 kW'lık ön karışımlı ve turbolu, açık yalın yanma odalı bir gaz motoru için, bir prototip gaz karıştırıcı dizayn edildi, düzgün akış koşullarında gerçek bir gaz motoruna kuruldu ve test edildi. Sonuç olarak, karıştırıcının basınç düşüşü geleneksel ventüri karıştırıcılara kıyasla oldukça iyileştiği ve yakıt hava oranı karakteristiklerinin de optimize hale geldiği gözlenmiştir.

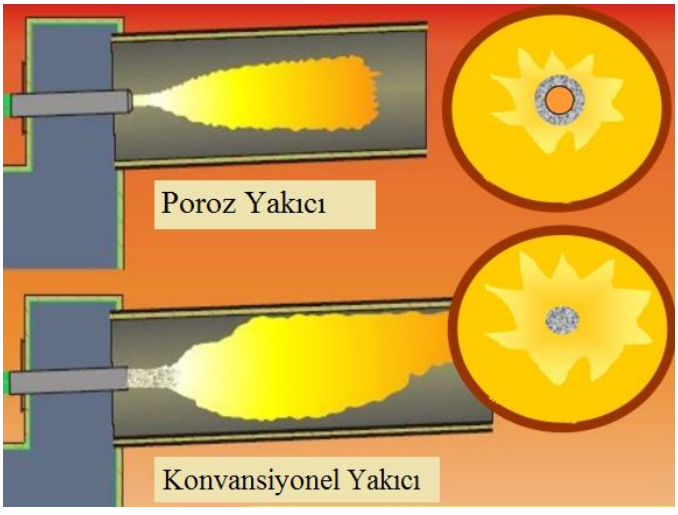
3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu çalışma başlangıçta teorik ve deneysel olarak planlanmıştı. Ancak deneysel çalışma ile birlikte yapıldığı takdirde deney düzeneğinin kurulumu ve deneysel çalışmaların tamamlanmasının daha uzun zaman alacağı öngörüldü. Bununla beraber, imkânların ve zamanın sınırlı olması nedeniyle, deneysel çalışma yapılamadı. Fiziksel olarak tanımlanan ve Şekil 3.1 (a)'da verilen bir düzenek sayesinde bu çalışmada elde edilen teorik veriler deneysel olarak doğrulanabilir.



Şekil 3.1. (a) Ventüri karıştırıcı ve deney elemanları



Şekil 3.1. (b) Poroz yakıcı ve konvansiyonel yakıcı karşılaştırılması

Şekil 3.1 (a) ’da verilen deney düzeneğinde, LPG veya Sıkıştırılmış Doğal Gaz (CNG), manometre, basınç regülatörü, basınç sensörü, analog basınçölçer, debi ölçer, 0-100 °C sıcaklık sensörleri, akış kontrol valfi, ventüri karıştırıcı (özel imalat), fan, türbülatör, dijital kontrol ünitesi, bilgisayar ve çeşitli bağlantı malzemeleri bulunmaktadır.

Bu çalışmada iki ayrı ve birlikte çalışabilen sistem bulunmaktadır. Bunlardan ilki Ventüri karıştırıcısı, ikincisi ise Poroz yakıcıdır. Bütünleşik sistemde, ventüri karıştırıcıda hazırlanan ön karışımın (premix) poroz yakıcıda kullanılması amaçlanmaktadır. Diğer bir ifade ile incelenen sistem ön karışımlı yakma sistemidir. Hedeflenen çalışma alanı özellikle ısıtma sistemleridir (kazan, kombi vb.).

Silindirik radyal poroz yakıcıdan elde edilmek istenen yarar, konvansiyonel yakıcıların aksine, çevresindeki her noktada eşit boyutta alev oluşturmaktır. Böylece kazan ve kombi gibi yatırım maliyeti yüksek olan cihazların daha uzun ömürlü olması sağlanır. Bunun için radyal silindirik poroz yakıcının yüzeyindeki hız dağılımının düzgün olması için teorik çalışma gerçekleştirildi. Şekil 3.1 (b)’de hedeflenen performanstaki Poroz yakıcının konvansiyonel bir yakıcı ile kıyaslaması gösterildi.

3.2. Yöntem

Sistemin katı modeli, Solidworks ve Star CCM+ programı ile yapıldı. Bu katı model daha sonra Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics - CFD) yazılımına aktarılarak hacimsel elemanlar oluşturuldu. Çözüm için sınır şartları her bir durum için belirlendi ve CFD’de sayısal çözümleme yapıldı.

Akışın üç boyutlu, türbülanslı, sıkıştırılamaz ve kararlı olduğu varsayıldı. Sistemde bulunan gazların ideal gaz davranışı gösterdiği ve sabit yoğunlukta olduğu kabul edildi. Gövde kuvvetleri ihmal edildi.

Önerilen sistemlerdeki akışın üç boyutlu çözümü için CFD yazılımında kullanılan fiziksel modelin elde edilmesi birçok denklem sisteminin birlikte kullanılması ile mümkün olur ve bunlar alt bölümlerde verildi.

İlk olarak temel akış denklemleri olan Navier-Stokes, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri verildi. İkinci olarak, incelenen akış türbülanslı olduğu için değişik türbülans modelleri dikkate alındı. Sistemlerdeki akış karakterine göre en uygun modeller açıklandı. Ek olarak bu modeller için kullanılması gereken sınır yaklaşımları verildi.

Üçüncü olarak diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılmasını daha etkili ve doğru olarak yapabilmek için uygun ve yüksek performanslı bir ağ olan yapılandırılmamış ağ üretimi ele alındı. Sonraki bölümde ise ayrıklaştırma yöntemi olarak kullanılan sonlu hacim metodu verildi.

Ayrıklaştırması yapıldıktan sonra artık çözüme hazır olan denklemlerin çözümünde kullanılan değişik iteratif yöntemler açıklandı. Bu yöntemler ile çözümü sağlayan ve CFD yazılımlarının temel algoritması olan SIMPLE algoritmaları hakkında bilgi verildi. Bir sonraki alt bölümde ise optimizasyon işlemi açıklandı. Optimizasyon için kullanılan Taguchi deney tasarım metodu ve belirleyici sonuç fonksiyonu olarak kullanılan homojenlik endeksi ile ilgili denklemler verildi ve anlamları açıklandı.

Son olarak ventüri karıştırıcı ve poroz yakıcı için sistem tasarımları ve sınır şartları verildi. Ayrıca ön tasarımların çözümlerine göre etkilerini araştırmak üzere seçilen tasarım parametreleri verildi.

3.2.1. Temel akış denklemleri

Temel akışkanlar dinamiği denklemleri kütlenin, momentumun ve enerjinin korunumu kanunlarına dayanır.

Kütlenin korunumu kanunun akışa uygulanması sonucunda süreklilik denklemi elde edilir. Momentumun korunumu kanunu akışa uygulandığında momentum denklemi olarak bilinen bir vektör denklemini verir.

Enerjinin korunumu kanunu termodinamiğin birinci kanunu ile aynıdır ve elde edilen akış dinamiği denklemi enerji denklemi olarak adlandırılır. Bu denklemlere ek olarak denklem sistemini tamamlamak için akış özellikleri arasında bir ilişki kurmak gerekir. Bunun için basınç, yoğunluk ve sıcaklık arasında ilişki kuran hal denklemi uygun bir örnektir.

Burada akışkanlar mekaniğinin temel denklemleri olan ve bu çözümde kullanılan Reynolds Ortalama Navier-Stokes, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin detaylı eldesi, Schlichting ve Gersten (2000) gibi birçok temel akışkanlar mekaniği kaynağında vardır ve bu nedenle burada türetilmedi. Ancak bu temel akış denklemleri alt bölümlerde açıklandı.

3.2.1.1. Navier-Stokes denklemleri

Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri akışkan hareket modellemesinin temellerini oluşturur. Katılara uygulanan hareket kanunları sıvı ve gazlar da dahil olmak üzere tüm maddeler için geçerlidir. Sıvılar ve katılar arasındaki temel fark, sıvıların sınırsızca biçim değiştirebilmesidir.

Örneğin, eğer kesme kuvveti bir akışkana uygulanırsa partiküllerinin tabakaları birbirine göre göreceli olarak hareket eder ve uygulanan kesme kuvveti durdurulsa bile partiküller orijinal pozisyonlarına dönmez. Bir sıvının analizinde bu tip değişiklikleri dikkate almak gerekir.

Akışkan bir parçacık uygulanan kuvvete katı parçacıkla aynı şekilde tepki verir. Eğer bir partiküle kuvvet uygulanırsa Newton'un ikinci hareket kanununun gereği olarak ivmelenme ile sonuçlanır. Bu kanunun belirttiği gibi cismin momentum değişim oranı nesnenin üzerindeki dengesiz kuvvet ile orantılıdır ve kuvvetin uygulama yönünde oluşur. Burada akışkan bir parçacığın maruz kalacağı kuvvetler göz önünde bulundurulursa, bunlar aşağıdaki gibi listelenir:

- Yerçekimi ve elektromanyetizma gibi gövde kuvvetleri;
- Basınç nedeniyle oluşan kuvvetler;
- Viskoz hareket nedeniyle oluşan kuvvetler;
- Dönme hareketi nedeniyle oluşan kuvvetler

Navier bir akışkandaki kesme oranının kesme kuvveti ile doğrusal olarak ilişkili olduğunu varsayarak, viskoz akışkanlar için hareket denklemlerini moleküler değerlendirmeler aracılığıyla türetti. Stokes ise viskoz bir akışkan için hareket denklemleri hafifçe farklı bir formda türetti. Bu elde edilen denklemler, akışkan akışının temel denklemleri olan Navier Stokes Hareket denklemleridir.

Navier-Stokes denklemleri uygun düzenlemelerle türbülanslı akış için de kullanılabilir. Navier-Stokes denklemleri akışkan elemanın dinamik dengesi göz önüne alarak elde edilir. Bu denklemler akışkan bir elemanın üzerinde etki eden atalet kuvvetlerinin, yüzey ve gövde kuvvetleri tarafından dengelendiğini gösterir. Burada Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri türetilmedi, ancak denklemler ve fiziksel terimlerin kısaca açıklaması yapıldı. Böylece bu denklemleri çözmek için kullanılan sayısal şemaların daha kolay anlaşılması sağlanmış olur. Ayrıca denklemlerin

sadeleştirilmesinde kullanılan ve sayısal çözüm maliyetlerini azaltan çeşitli seviyelerdeki tahminler ve varsayımlar gösterildi ve Navier-Stokes denklemleri aşağıda verildi:

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial u}{\partial \theta}-\frac{v^2}{r}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial r}+\mu\left(\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial(ru)}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial v}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right)+\rho g_r \quad (3.1)$$

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial v}{\partial \theta}-\frac{uv}{r}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)=-\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta}+\mu\left(\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial(rv)}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial u}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right)+\rho g_\theta \quad (3.2)$$

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial w}{\partial \theta}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial z}+\mu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial w}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)+\rho g_z \quad (3.3)$$

Bu denklemlerde *u*, *v* ve *w* sırasıyla r, θ ve z eksenleri yönündeki hız bileşenleridir ve μ viskozitedir. Burada ρg_r, ρg_θ ve ρg_z gövde kuvvetleridir.

3.1, 3.2 ve 3.3 denklemlerinin sol tarafında kalan terimlere atalet terimleri denir ve bu terimler momentum değişimi sonucu oluşur. Bunlar basınç gradyanı $\frac{\partial p}{\partial r}$, viskoz kuvvetler ve eğer varsa gövde kuvvetleri tarafından dengelenir.

Atalet terimleri bir akış elemanının boşlukta hareket ettiği sürece hız değişiminin ölçülmesinde kullanılır. $\frac{\partial}{\partial t}$ terimi yerel türev olarak bilinen sabit bir noktadaki hız değişimini verir. Atalet terimlerinden geriye kalan üç terim grup olarak konvektif terimler veya diferansiyel olarak adlandırılır.

Sabit viskozite ve özgül ısı değerleri olduğu varsayılırsa yukarıda verilen denklem sisteminde altı adet bilinmeyen vardır. Sadece beş tane denklem mevcut olduğundan, sistemi tamamlamak için bir denklem daha gerekir. Genellikle bu son denklem basınç için yapıcı bir bağıntı ile sağlanır. Örneğin, ideal bir gaz için basınç ve sıcaklık arasındaki ilişki için ideal gaz denklemi $p=\rho RT$ kullanılır.

Yoğunluğun sabit olması yukarıda verilen denklem sistemini basitleştirir. Eğer sıcaklığın da sabit olduğu varsayılırsa sistem aşağıdaki şekilde sadeleşir:

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial u}{\partial \theta}-\frac{v^2}{r}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial r}+\mu\left(\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial(ru)}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial v}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \quad (3.4)$$

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial v}{\partial \theta}+\frac{uv}{r}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)=-\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta}+\mu\left(\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial(rv)}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2}-\frac{2}{r^2}\frac{\partial u}{\partial \theta}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (3.5)$$

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial w}{\partial \theta}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial z}+\mu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial w}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (3.6)$$

Sistemde çok düşük boyutlarda olduğundan sadeleştirme için gövde kuvvetleri de ihmal edildi, eğer gerekirse dahil edilebilir.

3.2.1.1. Süreklilik denklemi

Süreklilik denklemi akıştaki maddenin korunduğunu gösteren ifadedir. Bu denklem, sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz, Newton akışkanı olan veya olmayan her türlü akışkan için geçerlidir. Kütlenin korunumunun akış alanının her hangi bir noktasında sağlanması gerektiğini ifade eder.

Genel olarak süreklilik denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$-\frac{\partial \rho}{\partial t}=\frac{1}{r}\frac{\partial(\rho r u)}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial(\rho v)}{\partial \theta}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \quad (3.7)$$

Sıkıştırılamaz akış için yoğunluk sabit kabul edilir ve denklem 3.7 aşağıdaki formu alır.

$$\frac{1}{r}\frac{\partial(ru)}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial v}{\partial \theta}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \quad (3.8)$$

3.2.1.2. Momentum Denklemleri

En genel halde silindirik koordinat sistemi için momentum denklemleri korunum kanunu formunda aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial u}{\partial \theta}-\frac{v^2}{r}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)+\frac{\partial p}{\partial r}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r\tau_{rr})+\frac{1}{r}\frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta}-\frac{\tau_{\theta\theta}}{r}+\frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z}+\rho g_r \quad (3.9)$$

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial v}{\partial \theta}+\frac{uv}{r}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta}=\frac{1}{r^2}\frac{\partial\left(r^2\tau_{r\theta}\right)}{\partial r}+\frac{1}{r}\frac{\partial \tau_{\theta\theta}}{\partial \theta}+\frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial z}+\rho g_\theta \quad (3.10)$$

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{v}{r}\frac{\partial w}{\partial \theta}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)+\frac{\partial p}{\partial z}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(r\tau_{rz})+\frac{1}{r}\frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial \theta}+\frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}+\rho g_z \quad (3.11)$$

Burada kayma gerilme tensörleri aşağıdaki bağıntılarla verilir.

$$\tau_{rr} = -p + 2\mu\frac{\partial v}{\partial r} + \kappa\nabla\cdot V \tag{3.12}$$

$$\tau_{\theta\theta} = -p + 2\mu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial w}{\partial \theta} + \frac{v}{r}\right)\kappa\nabla\cdot V \tag{3.13}$$

$$\tau_{zz} = -p + 2\mu\frac{\partial u}{\partial z} + \kappa\nabla\cdot V \tag{3.14}$$

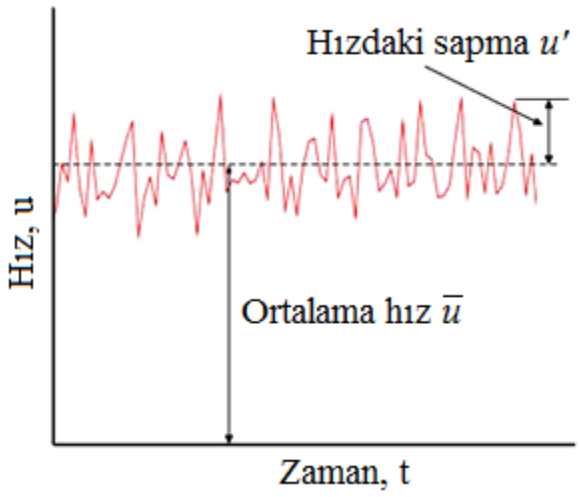
$$\tau_{r\theta} = \tau_{\theta r} = \mu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{\partial w}{\partial r} - \frac{w}{r}\right) \tag{3.15}$$

$$\tau_{\theta z} = \tau_{z\theta} = \mu\left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial \theta}\right) \tag{3.16}$$

$$\tau_{rz} = \tau_{zr} = \mu\left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial z}\right) \tag{3.17}$$

Akışın zamanla değişimi kararlı türbülanslı akış için kaydedilirse, yaklaşık olarak Şekil 3.1'dakine benzer bir sinyal elde edilir ve boşluktaki her bir nokta için farklı bir sinyal elde edilir.

Yüksek türbülanslı akışlar için, zaman içindeki değişim çok karışıktır ve bu ayrıntılı değişimin mühendislikle ilgisi çok azdır. Ancak bunun ortalama değeri mühendislik uygulamasında yararlı olur.



Şekil 3.1. Türbülanslı bir akış için ani ve ortalama hız grafiği

Küçük boyutlu değişimleri filtrelemek için, yeterince büyük zaman aralığı alınarak hızın ortalama değeri elde edilir. Seçilen bir zaman aralığı Δt için hız ortalaması, zamana göre aşağıdaki denklem kullanılarak elde edilir:

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t}\int_{t}^{t+\Delta t} u\mathrm{d}t \tag{3.18}$$

Burada *u*, aşağıdaki denklem ile tanımlanır:

$$u = \bar{u} + u' \tag{3.19}$$

Benzer şekilde, diğer akış değişkenleri de yazılır:

$$v = \bar{v} + v' \tag{3.20}$$

$$w = \bar{w} + w' \tag{3.21}$$

$$\rho = \bar{\rho} + \rho' \tag{3.22}$$

Bu ortalama alma işlemi aynı zamanda sayısal modelleme için de yararlıdır. Anlık hesaplamaları çözmek için konuma ve zamana göre değişimler ile sayısal bir model oluşturmak gerekir. Çok sık düğüm sistemi çok küçük zaman adımları ile çözmek mümkün olsa bile pratik değildir. Ortalama değerler ile CFD hesaplamaları yapılırken sonuca daha kolay ulaşmak için kaba düğüm sistemi ve büyük zaman adımları kullanılır.

Ayrıca bu ortalama değerler, mühendislik gereksinimleri için gereklidir. Akış denklemlerindeki anlık değerler, denklem 3.19'daki ortalama ve dalgalanan bileşenlerin toplamı ile değiştirilirse ve denklemlerdeki terimlerin zamanla ortalaması alınırsa, Reynolds Ortalama Akış Denklemi elde edilir.

Momentum denkleminin r ekseni yönündeki bileşeni aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial z} + v\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{w}{r}\frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{w^2}{r}\right) = \left\{\begin{array}{l} f_r - \dfrac{\partial p}{\partial r} + \dfrac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\dfrac{\partial v}{\partial z} + \dfrac{\partial u}{\partial r}\right)\right] + \dfrac{\partial}{\partial r}\left[2\mu\dfrac{\partial v}{\partial r} + \kappa\nabla\cdot V\right] \\ + \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial}{\partial \theta}\left[\mu\left(\dfrac{1}{r}\dfrac{\partial v}{\partial \theta} + \dfrac{\partial w}{\partial r} - \dfrac{w}{r}\right)\right] + \dfrac{2\mu}{r}\left[\dfrac{\partial v}{\partial r} - \dfrac{1}{r}\dfrac{\partial w}{\partial \theta} - \dfrac{v}{r}\right] \end{array}\right\} \tag{3.23}$$

Momentum denkleminin θ ekseni yönündeki bileşeni aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial z}+v\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{w}{r}\frac{\partial w}{\partial \theta}-\frac{vw}{r}\right)=\left\{\begin{array}{l}-\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta}+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial \theta}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial r}\left[\mu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial v}{\partial \theta}+\frac{\partial w}{\partial r}-\frac{w}{r}\right)\right]\\ +f_\theta+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[\frac{2\mu}{r}\frac{\partial w}{\partial \theta}+\kappa\nabla\cdot V\right]+\frac{2\mu}{r}\left[\frac{\partial v}{\partial \theta}-\frac{1}{r}\frac{\partial w}{\partial r}-\frac{w}{r}\right]\end{array}\right\} \quad (3.24)$$

Momentum denkleminin z ekseni yönündeki bileşeni aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial z}+v\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{w}{r}\frac{\partial u}{\partial \theta}\right)=\left\{\begin{array}{l}f_z-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial z}\left[2\mu\frac{\partial u}{\partial z}+\kappa\nabla\cdot V\right]\\ +\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left[\mu r\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial u}{\partial r}\right)\right]+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[\mu\left(\frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial \theta}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)\right]\end{array}\right\} \quad (3.25)$$

Momentum denklemlerindeki normal gerilme ve kesme gerilmesi terimleri dalgalanan hız bileşenlerinin ortalama hız üzerindeki etkisini ifade eder. Üç boyutlu akış denklemlerinde altı tane gerilme terimi vardır. Bu sistemin çözülmesi için yeni denklemler gerekir.

Sıkıştırılamaz akış için momentum denklemi genel ifade ile basit olarak aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\overline{u}_i\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\overline{u}_i\overline{u}_j\right)=-\frac{\partial\overline{p}}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{\tau}_{ij}-\rho\overline{u_i'u_j'}\right) \quad (3.26)$$

Burada $\overline{\tau}_{ij}$ indirgenmiş bir form alır.

$$\overline{\tau}_{ij}=\mu\left(\frac{\partial\overline{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u}_j}{\partial x_i}\right) \quad (3.27)$$

3.2.1.4 Enerji denklemi

Enerji denkleminde sıcaklığın bağımlı değişken olarak kullanılması sıklıkla istenen bir durumdur. Bu çalışmada gerek duyulmaz ancak kullanılan yazılım bu

denklemin uygulanmasını gerektirdi. Bu nedenle en genel haliyle enerji denklemi kartezyen koordinatlar için aşağıda verildi.

$$\rho c_P\left(\frac{\partial T}{\partial t}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}\right)=\begin{bmatrix}\Phi+\frac{\partial}{\partial x}\left[k\frac{\partial T}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[k\frac{\partial T}{\partial y}\right]\\+\frac{\partial}{\partial z}\left[k\frac{\partial T}{\partial z}\right]+\left(u\frac{\partial p}{\partial x}+v\frac{\partial p}{\partial y}+w\frac{\partial p}{\partial z}\right)\end{bmatrix} \tag{3.28}$$

Burada Φ yayılım fonksiyonudur ve aşağıdaki denklemle verilir:

$$\Phi=2\mu\begin{bmatrix}\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2+0.5\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\\+0.5\left(\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2+0.5\left(\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2\end{bmatrix}-\frac{2}{3}\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 \tag{3.29}$$

Burada ρ yoğunluk, T sıcaklık, p basınç ve c_p sabit basınçtaki özgül ısı değeridir. Sıcaklık değişikliği olan sıkıştırılamaz akışlar için, sıcaklık değişimini elde etmek için enerji denklemi çözülür. Fakat bu çalışmada incelenen sistem izotermal kabul edildiği için bu denklemin süreklilik ve momentum denklemleri üzerindeki etkisi ihmal edilir.

3.2.2. Türbülans modelleri

Önceki bölümdeki denklemlerin çözümü türbülans modellerinin yardımı ile bulunur. Burada CFD de yaygın kullanılan iki yaklaşım sunulacaktır.

Birincisi, ikinci moment kapatma yöntemidir. İkincisi ve daha popüler olan yöntem ise girdap-viskozite veya türbülans-viskozite yaklaşımıdır.

İkinci moment kapatma yaklaşımında, her bir Reynolds gerilmesi için taşıma denklemleri elde edilir. Bu diferansiyel denklemler akış gradyanları açısından kompleks terimler için yaklaşık modellerin tanımlanması ve Navier-Stokes denklemlerinin düzenlenmesi ile oluşturulmuştur. Elde edilen denklemler, zaman türevi terimi, konvektif terim, difüzyon terimi ve kaynak terimleri yönünden Navier-Stokes denklemlerine benzerdir.

Dağıtma terimi olarak adlandırılan başka bir terim daha vardır ve taşınımını izah etmek için başka bir diferansiyel denklem gerekir. Üç boyutlu sıkıştırılamaz akışlarda, sistemin çözümü için ek olarak yedi diferansiyel denklem gerekir. Bunlardan altı tanesi Reynolds-Gerilme terimleri için ve bir tanesi de dağıtma terimi için gereklidir. Tüm bu denklemlerin, akış alanının tam çözümünü elde etmek için dört akış denklemi ile birlikte çözülmesi gerekmektedir. Elbette, bu büyük bir hesaplama gücü gerektirir. Reynolds-Gerilme denklemleri daha katıdır. Bu nedenle konverjans olması, gerçek akış denklemlerinden daha fazla zaman alır.

Sistemi kapatmak için daha pratik ama doğruluğu daha az olan bir yaklaşım Prandtl tarafından önerilmiştir. Bu girdap-viskozite yaklaşımıdır. Bu yaklaşımda, Reynolds gerilme terimleri, viskoz terimler gibi davranır. Buna göre Türbülanslı Viskozite yeni bir terim μ_t olarak tanımlanır.

Problemi sonuçlandırma işlemi, μ_t 'nin çözüm alanında dağılımının bulunması ile olur. Girdap viskozite değerlerini bulmak için değişik karmaşıklık düzeylerinde geliştirilmiş çeşitli modeller vardır. Bunlar, bilinmeyeni bulmak için çözülen diferansiyel denklem sayısına göre sınıflandırılır.

Bu modellerin en basiti sıfır denklem modelidir. Bu modellerde, temel cebirsel ilişkiler kullanılarak girdap-viskozite dağılımı elde edilir.

Bir sonraki karmaşıklık derecesi ise tek denklem modelleridir. Bu modellerde, girdap viskozitesinin hesaplanabilir olduğu yerde girdap viskozitesinin veya ilgili değişkenin bir taşıma denklemi türetilir. Bu taşıma denklemleri aynı zamanda konveksiyon, difüzyon, kaynak, atık terimleri ve bir zaman türevi terimini içeren yapısı nedeniyle momentum denklemlerine benzerdir. Örnek olarak en popüler tek denklem modelleri olan Spalart ve Allmaras (1992) modeli ve Baldwin ve Barth (1990) modeli verilebilir.

Bir ileri seviye karmaşıklık düzeyindeki türbülans modelleri ise iki diferansiyel denklem veya iki taşıma denkleminden meydana gelir. Bunlardan biri türbülans üretim ve taşıma terimini, diğeri türbülans dağılımının taşıma terimini gösterir. Türbülanslı viskozite bu denklemlerden alınan iki taşıma terimi üzerinden hesaplanabilir. İki denklemli türbülans modellerine örnek olarak, yaygın ve doğrulanmış olan birçok CFD yazılımının kullandığı k-ε ve k-ω türbülans modelleri verildi.

3.2.2.1. k-ε türbülans modeli

Standart k−ε modeli (Davis ve ark., 2012) gayet iyi kurulmuş olup, sınır tabaka boyunca çözüm sağlar (Wilcox, 2006). Bu model üzerindeki geliştirmelerin bir sonucu olarak gerçeklenebilir k−ε modeli elde edilmiştir (Shih ve ark., 1994). Bu gayet güncel bir geliştirmedir ve standart k−ε modelinden iki konuda farklılık gösterir. Gerçeklenebilir k−ε modeli türbülanslı viskozite için yeni bir formül içerir. Ayrıca dağıtma oranı ε için yeni bir taşıma denklemi kullanır. Bu taşıma denklemi girdap dalgalanmasının ortalama karesi için kullanılan denklemden türetilmiştir.

Gerçekleştirilebilir olarak adlandırılmasının sebebi modelin Reynold gerilmeleri üzerindeki bazı matematiksel kısıtlamaları tatmin etmesi ve türbülanslı akışların fiziksel yapısına uygun olmasıdır. Bu açıdan standart k−ε modeli gerçeklenebilir değildir.

Gerçeklenebilir k−ε modeli sabit yerine C_μ değişkenini tanımlar. Bu modelin doğrudan faydalarından biri düzlemsel ve çembersel jetlerin yayılma oranlarında iyileştirilmiş tahminler sunmasıdır. Ayrıca dönme hareketi içeren, sınır şartlarında yüksek ters basınç gradyanları olan, yüzeylerden ayrılmaların meydana geldiği ve ters döngü oluşan akışlarda üstün performans gösterir. Sanal olarak her kıyaslama ölçütüne göre, gerçeklenebilir k−ε modeli karmaşık yapılardaki akış şeklini yakalamada üstün kabiliyet sergiler.

Taşıma denklemleri şunlardır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+P_k+P_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k \tag{3.30}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j)=\left[\begin{array}{l}\dfrac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\dfrac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\dfrac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S\varepsilon-\rho C_2\dfrac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}} \\ +C_{1\varepsilon}\dfrac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}P_b+S_\varepsilon\end{array}\right] \tag{3.31}$$

Burada C_1, η ve S aşağıdaki bağıntılarla verilir:

$$C_1=\max\left[0.43,\frac{\eta}{\eta+5}\right] \tag{3.32}$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \tag{3.33}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{3.34}$$

Bu denklemlerde P_k ortalama akış gradyanlarına göre türbülans kinetik enerji oluşumunu gösterir. P_b ise kaldırma kuvvetine bağlı olarak türbülans kinetik enerji oluşumunu gösterir.

Türbülanslı viskozite modellemesi bağıntısı aşağıda verildi:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.35}$$

Burada C_μ, U^*, $\tilde{\Omega}_{ij}$ ve Ω_{ij} aşağıdaki gibi verilir:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S\dfrac{kU^*}{\varepsilon}} \tag{3.36}$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \tag{3.37}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{3.28}$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \tag{3.39}$$

Burada $\bar{\Omega}_{ij}$, ω_k açısal hızıyla dönen referans çerçevede görülen ortalama dönme oranı tensörüdür. Model sabitleri, A_0 ve A_S aşağıdaki şekilde verildi:

$$A_0 = 4.04 \tag{3.40}$$

$$A_S = \sqrt{6}\cos\phi \tag{3.41}$$

$$\phi = \frac{1}{3}\cos^{-1}\left(\sqrt{6}W\right) \tag{3.42}$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \tag{3.43}$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \tag{3.44}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \tag{3.45}$$

Model sabitleri şunlardır:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \tag{3.46}$$

$$C_2 = 1.9 \tag{3.47}$$

$$\sigma_k = 1.0 \tag{3.48}$$

$$\sigma_\varepsilon = 1.2 \tag{3.49}$$

Gerçeklenebilir model radyal hızı tahmin etmede yeterince tatmin edici değildir ve ayrıca hesaplama açısından en pahalı modeldir (Marzouk ve Huckaby, 2010).

3.2.2.2. k-ω Kesme gerilmesi taşınımı (SST) türbülans modeli

Kesme Gerilmesi Taşınımı (SST) k-ω türbülans modeli (Menter, 1993) iki denklemli girdap viskozitesi modelidir. Bu modelinin formülasyonu tipik mühendislik problemlerinin çözümünü elde etmek üzere yapılan fiziksel deney ve tahminlere dayanır. Kesme gerilmesi taşınımı modeli iki önemli yöntemi birleştirir. Kullanılan k-ω formülasyonu, modeli sınır tabakanın iç kısımlarında viskoz alt tabakadan duvara kadar, doğrudan kullanılabilir yapar.

Bu nedenle SST k-ω modeli ek sönümleme fonksiyonları olmayan düşük Reynolds türbülans modeli olarak görülebilir. Ayrıca kesme gerilmesi taşınım formülasyonu, serbest akış bölgesinde k-ε davranışı gösterir. Böylece genel k-ω modelinin başlangıçtaki serbest akış türbülans özelliklerine aşırı duyarlılık göstermesi probleminden kaçınılır. SST k-ω modeli ters basınç gradyenlerinde ve akış ayrılması gibi olgularda iyi bir davranış sunar.

SST k-ω modeli normal gerilmelerin büyük olduğu durgunluk veya yüksek ivmelenme olan bölgelerde biraz büyük türbülans seviyeleri verir. Ancak bu eğilim k-ε modeline kıyasla çok daha düşük seviyededir. Bu modelde hesap edilen iki değişkenden birisi türbülans kinetik enerjisi *k*'dir ve diğeri girdapların dağılma oranı ω'dır.

Reynolds ortalama girdap viskozitesi bir pseudo kuvveti olduğundan bu modele dahil değildir.

Menter'in Kesme Gerilmesi Taşınımı (SST) türbülans modeli (Menter, 1994):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j}=P-\beta^*\rho\omega k+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_k\mu_t)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{3.50}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j}=\left\{\begin{array}{l}\frac{\gamma}{\nu_t}P-\beta^*\rho\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_\omega\mu_t)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]\\ +(1-F_1)\frac{\rho\sigma_{\omega 2}}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\end{array}\right\} \tag{3.51}$$

Kinematik Girdap Viskozitesi aşağıdaki bağıntı ile verilir:

$$\nu_t=\frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1\omega, SF_2)} \tag{3.52}$$

Türbülans Kinetik Enerjisi bağıntısı aşağıda verildi:

$$\frac{\partial k}{\partial t}+U_j\frac{\partial k}{\partial x_j}=P_k-\beta^* k\omega+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\nu+\sigma_k\nu_t)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{3.53}$$

Özel dağıtma oranı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\frac{\partial\omega}{\partial t}+U_j\frac{\partial\omega}{\partial x_j}=\left[\begin{array}{l}\alpha S^2-\beta\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\nu+\sigma_\omega\nu_t)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]\\ +2(1-F_1)\sigma_{\omega 2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_i}\frac{\partial\omega}{\partial x_i}\end{array}\right] \tag{3.54}$$

Değişken tanımları aşağıda verildi:

$$P=\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{3.55}$$

$$\tau_{ij}=\mu_t\left(2S_{ij}-\frac{2}{3}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right)-\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \tag{3.56}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \tag{3.57}$$

$$\mu_t = \frac{\rho \alpha_1 k}{\max\left(\alpha_1 \omega, \Omega F_2\right)} \tag{3.58}$$

$$\phi = F_1 \phi_1 + \left(1 - F_1\right)\phi_2 \tag{3.59}$$

$$F_1 = \tanh\left(\arg_1^4\right) \tag{3.60}$$

$$\arg_1 = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} d^2} \right] \tag{3.61}$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \tag{3.62}$$

$$F_2 = \tanh\left(\arg_2^2\right) \tag{3.63}$$

$$\arg_2 = \max\left(2\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right) \tag{3.64}$$

k-ω sonuçlandırma sabitleri şunlardır:

$$\sigma_{k1} = 0.85 \tag{3.65}$$

$$\sigma_{\omega 1} = 0.65 \tag{3.66}$$

$$\beta_1 = 0.075 \tag{3.67}$$

k-ε sonuçlandırma sabitleri aşağıda verildi:

$$\sigma_{k2} = 1.00 \tag{3.68}$$

$$\sigma_{\omega 2} = 0.856 \tag{3.69}$$

$$\beta_2 = 0.0828 \tag{3.70}$$

SST sonuçlandırma sabitleri şunlardır:

$$\beta^* = 0.09 \tag{3.71}$$

$$\alpha_1 = 0.31 \tag{3.72}$$

Uzak alan şartları şunlardır:

$$\frac{U_\infty}{L} < w_{U.A.} < 10\frac{U_\infty}{L} \tag{3.73}$$

$$\frac{10^{-5}U_\infty^2}{\mathrm{Re}_L} < k_{U.A.} < \frac{0.1U_\infty^2}{\mathrm{Re}_L} \tag{3.74}$$

Sınır ya da duvar şartları şunlardır:

$$\omega_{duvar} = 10\frac{6\nu}{\beta_1\left(\Delta d_1\right)^2} \tag{3.75}$$

$$k_{duvar} = 0 \tag{3.76}$$

3.2.2.3. Sınır yaklaşımları

Sınır tabakasındaki akış denklemlerini sadeleştirmek mümkündür. Bunun için momentum denklemlerindeki değişik terimlerin büyüklük analizini yapıp sıralamak gerekir ve diğer terimlere göre çok küçük olan terimler ihmal edilir.

Sadece sınır tabakasında uygulanabilen ve sonuç olarak çıkan bu terimler denklemin daha basit bir halini oluşturur. Hatta bu yeni form analitik bir yaklaşımla dahi çözülebilir. Temel sınır tabakası varsayımı, sınır tabakası kalınlığının başlangıçta küçük olup, akış yönünde ilerledikçe artmasıdır.

Bununla beraber CFD yazılımlarının geliştirilmesiyle her bir türbülans modeli için kullanışlı olan sınır yaklaşımları bir çok çalışma sonucunda belirlendi. En çok tercih edilen türbülans modelleri için kullanılan sınır yaklaşım metodları sırasıyla verildi.

3.2.2.3.1. İki tabaka yaklaşımı

İki tabaka yaklaşımı ilk olarak Rodi (1991) tarafından k-ε modelinin viskoz alt tabakaya uygulanabilmesi için düşük Reynolds sayılı yaklaşıma alternatif olarak önerildi. Bu yaklaşımda hesaplama iki tabakaya bölünür. Duvara yakın olan tabakada türbülans dağılma oranı ε ve türbülans viskozitesi μ_t duvar uzaklığının fonksiyonu olarak

belirlenir. Duvara yakın tabakadaki ε'un değerleri, taşıma denkleminin duvardan uzak tabakada çözülmesi ile elde edilen değerlerle pürüzsüz bir şekilde eşleştirilir. Türbülans kinetik enerjisi denklemi tüm akış için çözülür.

Bu ayrık ε ve μ_t özelleştirmesi atık denkleminden daha az ampirik değildir ve çoğunlukla aynı kalitede veya daha iyi sonuç verir. İki tabaka formülasyonu hem düşük Reynolds tipi ağlarda hemde duvar denklemi tipi ağlarla uyum gösterir. Bunun için geliştirilmiş modellerden en yaygın olarak kullanılanı Wolfstein (1969) iki kesme yürütmeli modeldir. Bu model kaldırma kuvvetlerinin ağırlıklı olmadığı akışlarda kullanılır.

3.2.2.3.2. Tam y^+ cidar işlemi

Tam y^+ cidar işlemi çok iyi ya da çok kaba ağlar için sınırlı olan iki farklı cidar işleminin kabiliyetlerini elde etmek için geliştirilmiş hibrit bir yaklaşımdır. Bu yaklaşımın tasarım hedefi küçük boyutlardaki ağlar için düşük y^+ yaklaşımınına ve kaba ağlarda yüksek y^+ yaklaşımına benzer sonuçlar vermesidir. Ayrıca aradaki hücre merkezi tampon tabakada olan ağ boyutları için kabul edilebilir sonuçlar vermesi beklenir. Tam y^+ cidar işlemi bir çok türbülans modeli için önerilen duvar yaklaşımıdır.

3.2.3. Ağ kurulumu

Sistemin incelenmesinde ağ seçimi yapılırken en uygun ve performansı yüksek olan yapılandırılmamış ağ düzeni tercih edildi. Yapılandırılmamış ağlar esasen Sonlu Elemanlar Yöntemi için geliştirildi. Sonlu Elemanlar için tetrahedral, prizma ve tuğla şekilleri gibi keyfi bağlantılar sayesinde yapılandırılmamış ağları oluşturabilen birçok şekil vardır.

Her türlü yapılandırılmamış düğüm sistemini otomatik olarak oluşturmak mümkün olsa da, dörtyüzlü düğüm sistemini oluşturmak çok daha kolaydır. Tuğla şekilli elemanlara, özellikle sınır tabakalarında gerek duyulur. Bunları üretmek çok daha zordur ve kompleks geometriler için otomatik olarak bu tarz elemanları üretebilecek çok fazla algoritma yoktur.

Yapılandırılmamış ağlar asıl olarak sonlu eleman yöntemi için geliştirilmesine rağmen, günümüzde pek çok sonlu hacim algoritması akış denklemlerini

yapılandırılmamış ağlar üzerinden ayrıklaştırır. Sonlu eleman ve sonlu hacim yöntemleri için ağ gereksinimleri aşağıda listelendi:

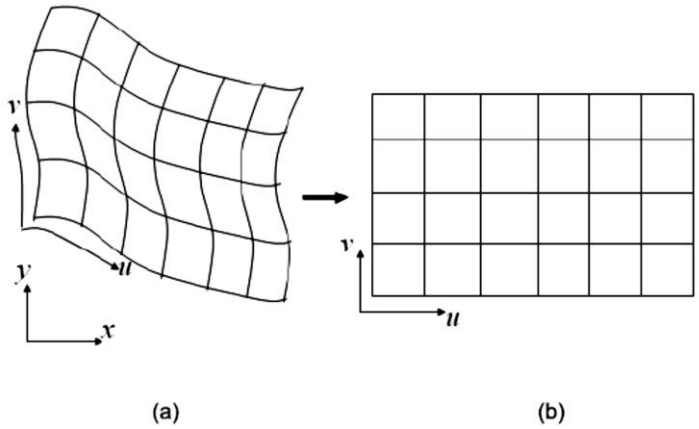
- Ağ boşluk bulundurmamalı, kendisiyle kesişimleri olamamalı ve iki ya da daha fazla kenarla birleşen yüzleri olmamalıdır.
- Ağ, alanın sınırına uygun olmalıdır.
- Ağın yoğunluğu, çözüm doğruluğu ve hesaplama gereksinimleri arasında bir denge sağlamak için kontrol edilebilir olmalıdır.

Düğüm sisteminin yoğunluğu yerel doğruluk gereksinimlerine göre değişir. Ancak, düğüm sistemi yoğunluğu değişkenliği sayısal difüzyon hatalarını azaltmak için pürüzsüz olmalıdır. Bazı çözüm algoritmalarının, düzenlenebilir düğüm sistemi hücreleri ya da elemanların şekilleri üzerinde çeşitli gereksinimleri vardır.

İki boyutlular ve üç boyutlularda sınır yüzler için, en çok kullanılan eleman tipleri üçgen ve dörtgenlerdir. Üç boyutlu geometriler için, en çok kullanılan tipler ise dört yüzlü, altı yüzlü, prizmalar ve bazen çok yüzlü elemanlar veya hücrelerdir. Yapılandırılmamış düğüm sisteminin üretimi için çeşitli yöntemler vardır. Yüzey ağı oluşturma işlemi bir alt bölümde verildi.

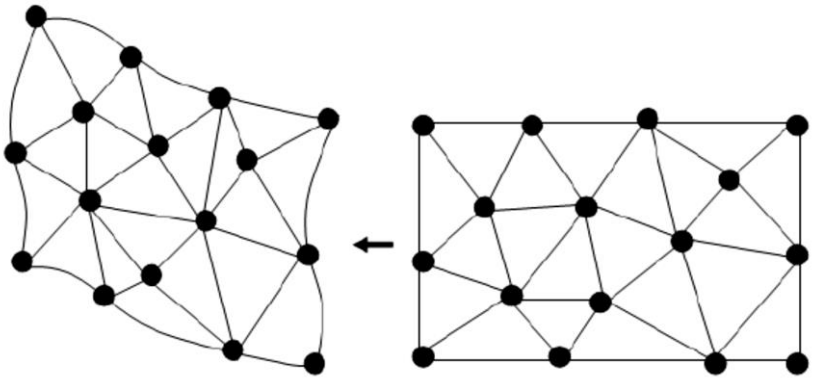
3.2.3.1. Yüzey Ağı oluşturma

Birçok yapılandırılmamış ağ oluşturucuları geometriyi bir arada tutan yüzeylerde ağ oluşturarak başlar ve sonra alanın içinde üç boyutlu ağ üretilir. Parametrik olan geometriler için her biri dört yüzlü olan yamalardan genel yüzeyler üretilir. Sonra Şekil 3.2 (a)'da gösterildiği gibi bunlar daha küçük dörtgen yamalara ayrılır. Bunlar iki dik yön, *u* ve *v*'de olan parametrik çizgilerle tanımlanır. Bu tip yüzeylerde ağ üretmek için basit bir yol Şekil 3.2 (b)'de gösterildiği gibi öncelikle yüzey iki boyutlu parametrik bir yüzey üzerinde haritalanır.



Şekil 3.2. Bir yüzeyi parametrik düzleme haritalama

Bazı haritalama ilişkileri fiziksel yüzey ve parametrik yüzey arasında ileri ve geri yönde haritalamak için kullanılır. Yapılandırılmamış bir ağ iki boyutlu haritalanmış bir yüzeyde aşağıda tarif edilen yöntemlerden biri kullanılarak kolayca üretilir. Ağ oluşturulduktan sonra, Şekil 3.3'te gösterildiği gibi, fiziksel yüzey üzerine haritalanır.



Şekil 3.3. Parametrik düzlemde oluşturulan bir ağın fiziksel yüzeye haritalanması

Parametrik ortamda oluşturulmuş elemanlar fiziksel yüzeyde haritalandıklarında iyi şekilli elemanlar oluşturmaz. Bu sorunu gidermek için, parametrik yüzey ağ oluşturma algoritmaları verilen iki seçenekten birini yapar. İlk olarak, alttaki parametrik sunumu değiştirmek veya yeniden parametrize etmek, böylece parametrik ortamdan fiziksel ortamda mantıklı bir haritalanma meydana gelir.

İkinci olarak, örgü üretim algoritması değiştirilir ve böylece germe yoluyla veya izotropik olmayan elemanların iki boyutlu ağda haritalaması sağlanır ve üç boyutta iyi şekilli izotropik elemanlar üretilir.

Ağ fiziksel ortama haritalandıktan sonra ağ üzerinde düzgünleştirme işlemleri gerçekleştirilir. Öte yandan, doğrudan üç boyutlu yüzey ağ oluşturucuları, elemanları alttaki geometrinin parametrik özelliklerinden bağımsız olarak doğrudan geometri üzerinden şekillendirir.

Bazı durumlarda parametrik sunum uygun olmayabilir veya yüzey parametrelendirmesi iyi olmaz. Buna benzer durumlarda doğrudan üç boyutlu ağ oluşturucuları daha kullanışlı olur. Bu yöntemlerde, yüzey üzerindeki ağ oluşturma sürecinde yeni boğumların üretildiğinden emin olmak için önemli sayıda yüzey çıkıntısı gerekir. Ayrıca yüzey üzerindeki elemanların üst üste gelmediğinden emin olmak için karmaşıklığı artan kesişim hesaplamalarının yapılması gerekir.

3.2.4. Sonlu hacim metodu

Sonlu hacim yaklaşımının en belirgin özelliği bazı fiziksel değerlerin dengesi komşu düğüm noktasındaki kontrol hacmi içerisinde yapılır. Çözüm alanının ayrık olması her zaman sonlu hacim yaklaşımında dikkate alınır. Bu ise fiziksel kanunların ağın sıfıra kadar daraldığı bir nokta yerine bir kontrol hacmi üzerinden tatmin edildiğini gösterir. Bu nedenle sonlu hacim metodu ile yapılan ayrıklaştırma oldukça iyi korunum özelliğine sahiptir. Dolayısıyla bu çalışmada incelenen sistemlerin ayrıklaştırılmasında sonlu hacim metodu tercih edildi.

Ağırlıklı kalan yönteminin özel bir durumudur. Denkleme ek olarak ağırlıklandırma fonksiyonu dahil olur.

$$W^{i} = 1 \tag{3.77}$$

Bunun için, çözüm alanı kontrol hacimleri olarak adlandırılan alt bölümlere ayırılır. Ağırlıklandırma fonksiyonu kontrol hacimlerinin üzerinde, bu hacimleri bir bir birleştirmek için belirlenir ve değeri bu hacimlerin dışında sıfırdır. Bu metoda göre, her bir hacim için kalanın sıfır olması gerekir. Sonlu hacim ayrıştırma denklemlerinin türetilmesinin başka bir yolu da akış denklemlerinin integral formundan başlamaktır. Önceki bölümlerde akış denklemlerinin diferansiyel formları verildi.

Denklem 3.5 te verilen süreklilik denklemi, yüzey sınırı Γ olan bir kontrol hacmi Ω için aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega}\rho d\Omega + \oint_{\Gamma}\rho\vec{U}d\vec{\Gamma} = 0 \tag{3.78}$$

Burada $\vec{U}$ aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\vec{U} = \vec{u} + \vec{v} + \vec{w} \tag{3.79}$$

Bu Ω alanı içindeki madde birikme oranının, sınırlarından dışarıya doğru olan akı oranına eşit olduğunu gösterir. Benzer şekilde momentum denklemleri için integral formülasyonları elde edilir. Örneğin, x ekseni için momentum denkleminin integral formu şöyledir:

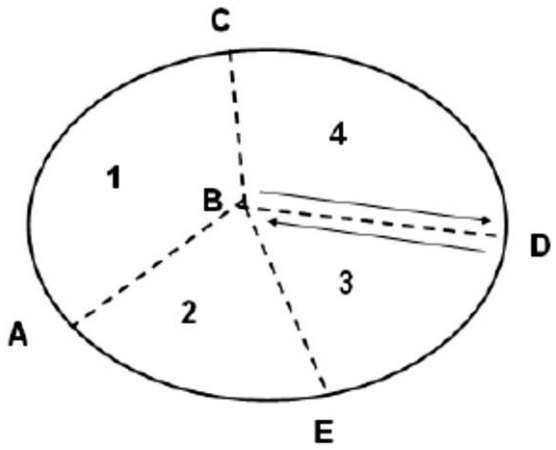
$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega}\rho u d\Omega + \oint_{\Gamma}\left(\rho u\vec{U} + p - \tau\right)d\Gamma \tag{3.80}$$

Burada τ viskoz akıdır ve aşağıdaki denklem ile verilir:

$$\tau = \mu\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial z}\right) \tag{3.81}$$

Benzer şekilde, y ve z eksenleri için momentum denklemlerinin integral halleri yazılır. Sonlu hacim formülasyonu integral formdaki bu denklemlerden başlar. Bir hacim içinde herhangi bir miktarın değişimi, akıların yüzey değerlerine bağlıdır. Bu sonlu hacim formülasyonunun temelini oluşturur. Sonlu hacim formülasyonu için çözüm alanı küçük birimlere bölünür. Sonra, süreklilik denkleminin integral hali her bir hacim için ayrı ayrı yazılır. Genel süreklilik denklemi, her bir alt hacmin akıları eklenerek elde edilir.

Örneğin, Şekil 3.4'te dört alt hacim birimine ayrılmış alanın iç bölümleri arasındaki akı değişimi bir birini dengeler.



Şekil 3.4. Sonlu hacmin alt bölümleri

Diğer bir ifade ile hacim 3'ün BD sınırı boyunca olan akı ve hacim 4'ün DB sınır boyunca olan akı boyut olarak eşit büyüklükte olup, birbirlerine zıt yönlüdür. Alan değişkeni olarak her bir alt hacmin tüm sınırları boyunca akıların hacim merkezinde veya köşelerinde ayrıntılandırılmasıyla cebirsel bir denklem sistemi kurulur. Bu denklem sistemi bilinmeyen alan değişkenlerinin eldesi için çözülür.

Aynı şekilde büyük ve karmaşık sistemler için çözüm alanı üst üste gelmeyen hücrelere ayrılır. İki boyutlu sistemlerde bu hücreler sınır kenarları ile üç boyutlu sistemlerde ise bu hücreler sınır yüzleri ile çevrilidir. Bu yöntemin ilkelerini açıklamak üzere kademeli olarak karmaşıklaşan modeller oluşturulup, çoklu boyutlara geçildi.

3.2.4.1. Difüzyon denklemi

Akış problemleri için Sonlu Hacim ayrıştırma yönteminin temel yapısını izah etmek için difüzyon denkleminden başlanır. Stokes denklemi olarak bilinen bu denklem Navier-Stokes denklemlerindeki basınç ve viskoz terimleri içerir. Tek boyutlu kararlı durum için denklem aşağıdaki şekli alır:

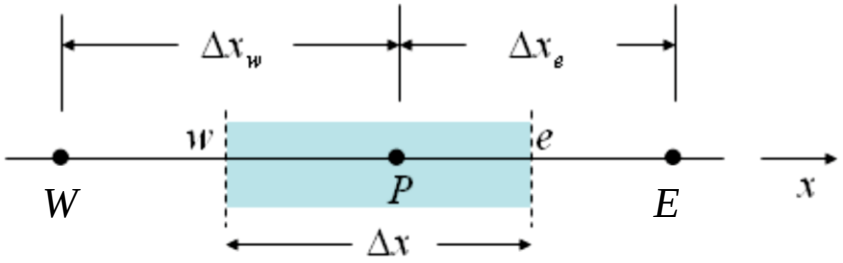
$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(\mu\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}x}\right)-\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}=F \tag{3.82}$$

Burada F gövde kuvvetidir. Denklemi daha da basitleştirmek için, geçici olarak basınç terimi yok sayılır. Böylece denklem, içinde kaynak teriminin bulunduğu bir ısı

iletim denklemine benzer hale gelir. Bu analizin fiziksel olarak daha anlamlı olması için, benzer bir ısı iletim denklemi ele alındı:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(k\frac{dT}{dx}\right)+S=0 \tag{3.83}$$

Burada *k* ısı iletim katsayısı ve *S* birim hacim için ısı üretimidir. T ise sıcaklıktır. Sonlu Hacim ayrıştırılmasının elde edilebilmesi için Şekil 3.5'te gösterildiği gibi bir üç nokta şablon kullanır. Orta nokta P için ayrıştırma yapılması amaçlandı. Burada standart sonlu hacim gösterimine uygun olarak, komşu noktaların gösteriminde doğu yönü için E ve batı yönü için W kullanıldı.



Şekil 3.5. Bir boyutlu iletim denklemi için sonlu hacim şablonu

Bir sonraki aşamada Şekil 3.5'te gösterilen hacim üzerinden denklem 3.83'ün integrali alınırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\int_w^e \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(k\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)\mathrm{d}x+\int_w^e S\mathrm{d}x=0 \tag{3.84}$$

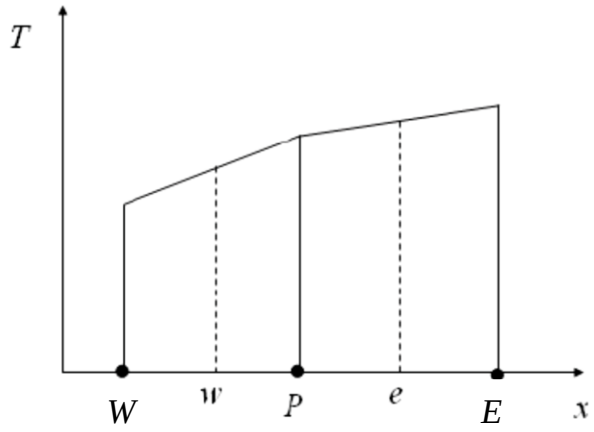
Bu işlemin sonucu aşağıdaki bağıntıyı verir:

$$\left(k\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)_e-\left(\frac{k\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)_w+\int_w^e S\mathrm{d}x=0 \tag{3.85}$$

Hücrenin doğu ve batı sınırlarında sıcaklık gradyanı hesaplanmasını yapabilmek üzere düğüm sistemini içindeki sıcaklık profilleri için bir varsayım yapılır. Sıcaklık

değerinin düğüm noktaları arasında Şekil 3.6'da gösterildiği gibi doğrusal olarak değişim gösterdiği varsayımı yapıldı.

Bu varsayım denklem 3.85'in ilk iki teriminin doğrudan değerlendirilmesini sağlar.



Şekil 3.6. Parçalara göre doğrusal Sıcaklık-Konum profili

Kaynak terimi için, *S*'in ortalama değerinin kontrol hacmi üzerinde hakim olduğu kabul edilir. Böylece denklem aşağıdaki şekli alır:

$$\frac{k_e\left(T_E - T_p\right)}{\Delta x_e} - \frac{k_w\left(T_P - T_W\right)}{\Delta x_w} + \bar{S}\Delta x = 0 \tag{3.86}$$

3.2.4.2. Konveksiyon denklemi

Önceki bölümlerde ısı iletim terimlerinin ele alınma şekline benzer olarak, akış denklemlerindeki konveksiyon terimleri ele alınır. Ancak akış denklemlerinde basınç ve kaynak terimlerine ek olarak ısı yayınım terimleri de vardır.

Burada temel prensipleri daha iyi aktarmak için akış denklemlerinde bazı sadeleştirmeler yapıldı. Bu sadeleştirme işlemi için akış denklemlerinde sadece ısı yayınım ve konveksiyon terimleri ele alındı. Bu nedenle kullanılan denklem aşağıdaki şekli alır:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(\rho u\theta\right) = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(\Gamma\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x}\right) \tag{3.87}$$

Denklem 3.87'deki θ sıcaklık ya da belirli bir yöndeki hız değeri gibi herhangi bir akış değişkenini temsil eder. Γ ise bu terimin difüzyon katsayısıdır ve momentum denklemi için viskoziteyi ya da enerji denklemi için iletkenliği temsil eder.

Denklemin sol tarafındaki *u* terimi, hız alanının bu bileşeni tarafından yapılan ısı yayınımının dikkate alındığını gösterir. İletim denklemi için yapıldığı gibi Şekil 3.5'teki şablon dikkate alınarak belirtilen hacim için denklemin integrali alınırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\int_w^e \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}(\rho n\theta)\,\mathrm{d}x = \int_w^e \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(\Gamma \frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x}\right)\mathrm{d}x \tag{3.88}$$

Sonuç olarak aşağıdaki denklem elde edilir:

$$(\rho n\theta)_e - (\rho u\theta)_w = \left(\Gamma \frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x}\right)_e - \left(\Gamma \frac{d\theta}{\mathrm{d}x}\right)_w \tag{3.89}$$

Hücre sınırlarındaki alan değişkenlerinin ortalama değerleri kullanılarak düğüm sisteminin eşit aralıklı olduğu varsayılır. Bu nedenle denklemin sol tarafındaki adveksiyon terimleri için doğrudan düzeltme yapılması gerekir:

$$\theta_e = \frac{1}{2}(\theta_E + \theta_P) \tag{3.90}$$

$$\theta_w = \frac{1}{2}(\theta_P + \theta_W) \tag{3.91}$$

Bu işlemin sunumunu kolaylaştırmak için düğüm aralıklarının eşit olduğu kabul edildi. Ancak doğru enterpolasyon ağırlıklandırma değeri kullanıldığı sürece herhangi bir düğüm aralığı kullanılabilir.

Denklem 3.89'un sol tarafındaki terimler denklem 3.90 ve 3.91'deki değerlerle değiştirilirse, adveksiyon terimleri aşağıdaki formu alır:

$$\frac{1}{2}(\rho u)_e(\theta_E + \theta_P) - \frac{1}{2}(\rho u)_w(\theta_P + \theta_W) \tag{3.92}$$

Ayrıklaştırma işlemini daha iyi izah edebilmek için (ρu) değerlerinin şablon üzerinde sabit olduğu varsayılır. Böylece:

$$(\rho u)_e = (\rho u)_w = (\rho u) \tag{3.93}$$

olur. Buna göre adveksiyon terimleri aşağıdaki şekli alır:

$$\frac{1}{2}(\rho u)(\theta_E + \theta_P) - \frac{1}{2}(\rho u)(\theta_P + \theta_W) = \frac{1}{2}(\rho u)(\theta_E - \theta_W) \tag{3.94}$$

Bu gösterir ki, adveksiyon terimi için bu şema ikinci derece bir merkezi fark şemasına indirgendi. Bu şemanın adveksiyon terimleri için kullanımı kararsız bir çözüme neden olur. Bu ise istenmeyen bir sonuçtur. Bu nedenle, adveksiyon terimleri için diğer şemalar da dikkate alınır. Alternatif olarak karşı rüzgâr şeması sonraki bölümde incelendi.

3.2.4.2.1. Karşı rüzgâr şeması

Akış sisteminin çözümünün tahmini sırasında hem akışın hemde kontrol hacminin her bir iterasyon ile hareketli olması çözümde büyük hatalara neden olabilir. Bunun önüne geçmek amacıyla karşı rüzgar şeması geliştirilmiştir ve ikinci derece karşı rüzgar metodu bir çok CFD yazılımında kullanılmaktadır. Bu metot hem tahmin sırasında hemde düzeltme adımları sırasında akış yönünün tersine doğru incelemeyi gerçekleştirir. Böylece akışın yönünden dolayı oluşabilecek hatalar önlenir.

Adveksiyon terimi için tek taraflı fark şeması, şartlı kararlı bir çözümü sağlar. Fakat bu şema iletilen dalganın şeklini alan bir çözüm verir ve iletilen bu dalganın genliğine sahip değildir.

İletilen dalga yayılmanın yanı sıra ayrıca bir dağılma işlemine maruz kalmış bir görünüme sahiptir. Karşı rüzgâr şemasında, arayüzdeki alan değişkeninin değeri hücre karşı rüzgâr yönünden, yani akış yönüne zıt yönden hesaplanır. Bu yöntem Şekil 3.5'te verilen tek boyutlu sistem üzerinde incelendi.

Eğer $u > 0$ ise $\theta_e = \theta_P$ dir. (3.95)

Eğer $u < 0$ ise $\theta_e = \theta_E$ dir. (3.96)

Eğer $u > 0$ ise $\theta_w = \theta_W$ dir. (3.97)

Eğer $u < 0$ ise $\theta_w = \theta_P$ dir. (3.98)

Buna göre, *u*'nun pozitif değeri için Denklem 3.89'un iletim terimi aşağıdaki şekilde yazılır:

$$(\rho u)_e \theta_P - (\rho u)_w \theta_W \tag{3.99}$$

Şablon üzerinde (ρu) değerinin sabit olduğu varsayılırsa, yapay dağılma haricinde bu şemanın birinci derecede daha kararlı bir çözüm verebilecek yapıda olduğu anlaşılır. Yapay dağılmanın kaynağını tespit edebilmek ve analizi basitleştirmek için $(\rho u) = 2$ olduğu varsayıldı. Buna göre denklem 3.99'daki karşı rüzgâr şeması aşağıdaki şekilde düzenlenir:

$$2\theta_P - 2\theta_W = \theta_P + \theta_P - \theta_W - \theta_W \tag{3.100}$$

Sağ tarafa θ_E eklenir ve çıkarılırsa eşitlik aşağıdaki hali alır:

$$\theta_P + \theta_P - \theta_W - \theta_W = \theta_P + \theta_P - \theta_W - \theta_W + \theta_E - \theta_E \tag{3.101}$$

Sağ taraftaki terimler toplanırsa aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$(\theta_E - \theta_W) - (\theta_E + \theta_W - 2\theta_P) \tag{3.102}$$

Denklem 3.102'de parantez içindeki ilk terim alan fonksiyonun birinci türevinin merkezi farkının ikinci derece şeması ile orantılıdır. Parantez içindeki ikinci terim alan fonksiyonunun ikinci türevi ile orantılıdır. Bu nedenle adveksiyon terimi için birinci derece karşı rüzgâr şeması, terimin ayrıştırılmasını sağlar:

$$\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}x}+\alpha\frac{\mathrm{d}^2\theta}{\mathrm{d}x^2} \tag{3.103}$$

Kararsız haldeki bir merkez fark şeması, bir dağılma teriminin eklenmesiyle kararlı hale getirilir. Dağılma terimi fiziksel değil, daha çok sayısal bir değerdir. İkinci sonuç ise; birinci derece tek taraflı şema kullanıldığında dağılma olmasının sebebi dolaylı olarak sayısal dağılmanın eklenmesidir. Bu kararsız merkezi fark şeması ve numerik dağılmanın kullanılması, yapay dağılma olarak adlandırılan yöntemin ve birçok şemanın geliştirilmesini sağlar.

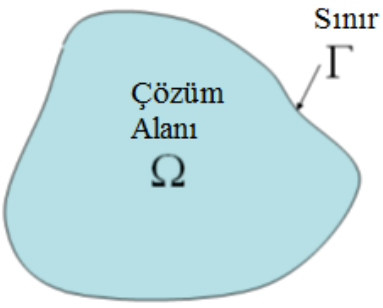
Bu şemaların oluşturulmasını sağlayan fikir, şemayı kararlı hale getirmeye yetecek kadar dağılma terimi eklemek ve aynı zamanda fiziksel olmayan yayılmayı veya çözümün dağılımını en aza indirmektir.

3.2.4.3 Çok boyutlu problemlere genişletme

İki ve üç boyutlu problemlere genişletme işlemi aynı prensipleri izler. Basit bir ısı iletim problemi bu işlemin mantığını göstermek için kullanıldı. İki boyutlu kararlı haldeki iletim problemi ele alındı:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(k\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)+\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}y}\left(k\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}y}\right)+S=0 \tag{3.104}$$

Şekil 3.7'de gösterildiği gibi bu denklemin Ω çözüm alanı ve Γ sınır değeri için sonlu hacim metodu kullanılarak çözülmesi gerektiği varsayılırsa, bu denklemin çözüm alanı içerisinde integralini almak gerekir.



Şekil 3.7. Çözüm alanı ve sınırları

Dolayısıyla denklem aşağıdaki şekli alır:

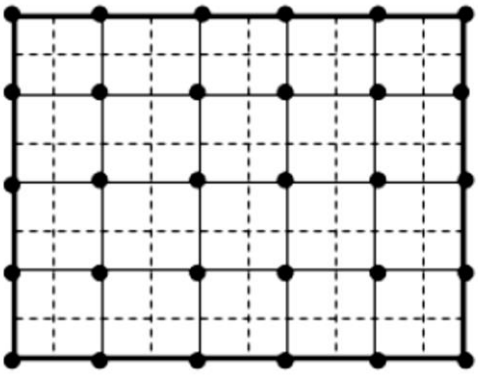
$$\int_{\Omega}\left[\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(k\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)+\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}y}\left(k\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}y}\right)\right]\mathrm{d}\Omega+\int_{\Omega}S\mathrm{d}\Omega=0 \tag{3.105}$$

Denklem 3.105'in sol tarafındaki integral, aşağıda gösterildiği gibi yüzey integraline denktir:

$$\int_{\Omega}\left[\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}x}\left(k\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right)+\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}y}\left(k\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}y}\right)\right]\mathrm{d}\Omega=\oint_{\Gamma}\left[k\frac{\mathrm{d}T}{dx}+k\frac{\mathrm{d}T}{dy}\right]\mathrm{d}\Gamma \tag{3.106}$$

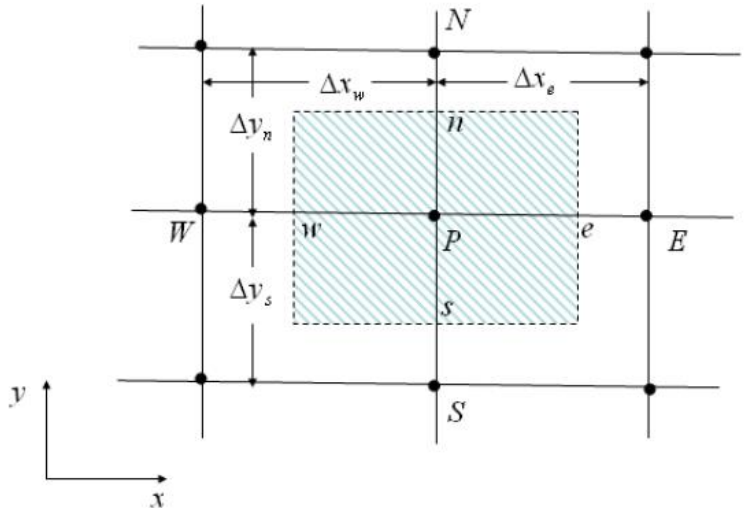
Bu nedenle hacim integrali yerine, alanın sınırı boyunca olan akıların integrali yazıldı. Çözüm alanı üst üste gelmeyen çok sayıdaki hacimlere bölünür ve denklem 3.106 her bir hacim için uygulanır. Bu ise gerekli olan ayrıştırma ile sonuçlanır.

Basit bir dikdörtgen çözüm alanı ele alındığında Şekil 3.8'de gösterildiği gibi düzenli bir düğüm sistemi ile ayrıklaştırılır. Düğüm noktaları örgü köşelerindedir. Sonlu hacim hücreleri şekildeki düğüm sisteminin üzerine kesik çizgiler kullanılarak yerleştirilir.



Şekil 3.8. Sonlu hacim düğüm sistemi ve hücreleri

Düğüm sistemi hücrelerini içeren genişletilmiş bir şablon Şekil 3.9'da verildi.



Şekil 3.9. İki boyutlu sonlu hacim şablonu

Daha net bir gösterim için tek boyutlu duruma benzer bir gösterim kullanıldı. Sonlu hacim hücresine N ile gösterilen Kuzey ve S ile gösterilen Güney ek sınırları eklendi ve bunun için ayrıca şablona iki nokta eklendi.

Hücre sınırlarının konumları hakkında hiçbir varsayım yapılmadı. Böylece bu hücre sınırları çevreleyen düğümler ve ilgili düğüm arasında her hangi bir konumdadır. Hücrenin sınır kenarları ve koordinat ekseni integral almayı kolaylaştırdığı için hizalandı.

Bu sonlu hacim yöntemi için bir kısıtlama değildir. Sınırlardan geçen akı doğru hesaplandığı sürece sınır yüzeyleri koordinat eksenine göre her hangi bir yönde alınabilir. Burada Sonlu Hacim yönteminin prensiplerini göstermek için sadeleştirme yapıldı. Böylece denklem 3.106'nın sağ tarafındaki sınır integrali dört parçaya ayrılır ve her birinin bağımsız olarak integrali alınır.

Dört integralin toplamı ile gerekli olan toplam akı elde edilir. Bu dört akı şunlardır:

Doğu tarafı:

$$\frac{k_e\left(T_E - T_P\right)}{\Delta x_e} \tag{3.107}$$

Batı tarafı:

$$\frac{k_w\left(T_P - T_W\right)}{\Delta x_w} \tag{3.108}$$

Kuzey tarafı:

$$\frac{k_n\left(T_N - T_P\right)}{\Delta y_n} \tag{3.109}$$

Güney tarafı:

$$\frac{k_s\left(T_P - T_S\right)}{\Delta y_s} \tag{3.110}$$

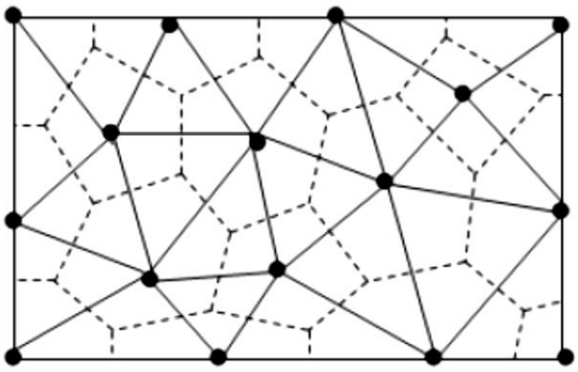
Eğer bir boyutlu durumda yapıldığı gibi ortalama kaynak terimi *S* kullanılırsa, Şekil 3.9'daki düğüm sistemi şablonu için denklem 3.105'in ayrık formu aşağıdaki şekli alır:

$$\frac{k_e\left(T_E - T_P\right)}{\Delta x_e} + \frac{k_w\left(T_P - T_W\right)}{\Delta x_w} + \frac{k_n\left(T_N - T_P\right)}{\Delta y_n} + \frac{k_s\left(T_P - T_S\right)}{\Delta y_s} + \bar{S}\Delta x\Delta y = 0 \tag{3.111}$$

3.2.4.4. Yapılandırılmamış düğüm sistemi

Yapısı Şekil 3.10'daki gibi olan düzensiz düğüm sistemi için düzenli düğüm sistemine benzer bir işlem sırası kullanılır. İki farklı yaklaşım yapılır. İlki hücre merkezi yöntemidir. Bu durumda, akış değişkenlerinin hücre merkezindeki düğümlerde olduğu kabul edilir ve akılar hücre kenarları veya yüzeyleri üzerinden hesaplanır. İkinci yaklaşımda, köşe merkezli bir yöntem kullanılır.

Şekil 3.10'da gösterildiği gibi hücreler düğümleri etrafındaki her bir komşu elemanının merkezleri birleştirilerek oluşturulur. Bu hücreler noktalı çizgiler kullanılarak gösterildi. Sonra akılar hücrenin bu yeni kenarları veya yüzleri üzerinden hesaplanır.



Şekil 3.10. Bir yapılandırılmamış düğüm sistemi üzerinde sonlu hacim hücreleri

Burada, iki boyutlu durumda, her bir yüz akıya her iki koordinatta da katkıda bulunur. Çünkü hücre yüzlerinin normalleri genel olarak koordinat eksenleri ile aynı yönde değildir.

Buna ek olarak, hücre hacmi hesaplanırken sayısal şemaya dikkat edilmesi önemlidir. Örneğin, kaynak terimleri için hücre hacminin doğru olması gereklidir. Düğüm sistemi şeklinin düzensiz olduğundan, iki boyutlu sistemde hücre alanının doğru olarak hesaplandığından emin olmak için hücre alanı üçgenlere bölünür. Sonra her bir üçgenin alanı hesaplanıp bir birine eklenir.

Üç boyutlu sistemlerde benzer işlem için hücre dört yüzlülere bölünür. Sonra her birinin hacimleri ayrı ayrı hesaplanır ve bu elde edilen hacim değerleri toplanır.

3.2.4.5. Ayrıklaştırma işleminin doğruluğu

Temel diferansiyel denklemlerin cebirsel bir denklem sistemine dönüştürülmesi bir yakınsama sürecini içerir. Bu işlemin ayrıklaştırma hatası bulundurması kaçınılmazdır. Eğer ayrık formu oluşturmak için kullanılan formüle dikkat edilirse, ilk türevin formülünün tek taraflı türev olarak verildiği görülür. Bu formülün doğruluk derecesi, formülü türetmek için kullanılan Taylor serisinin kesme hatasından anlaşılır.

Genel haliyle, bir türevinin sonlu fark gösterimi, bu türevin değerlendirildiği düğüm etrafında Taylor serisini genişleterek elde edilir. Seriden kesilmiş geriye kalan terimlerin değerlendirilmesi verilen düğüm boyutu için hatanın yaklaşımını verir. Türevin hesaplanmasında ne kadar fazla düğüm dahil edilirse şemanın derecesi o kadar yüksek olur. Fakat bu işlem şemanın daha karmaşık bir hale gelmesine neden olur. Kesme hatasının düşürülmesi ve şemanın doğruluğu arasında bir denge bulunması gerekir. Şemanın doğruluğu düşük derece tutulur ve düğüm sistemi iyileştirilerek hata azaltılır.

3.2.6. Denklemlerin çözümünde iteratif yöntemler

Doğrudan çözüm yöntemleri, hesaplama açısından pek çok CFD problemi için kullanılan matrislerin boyutu sebebiyle engelleyici olur. Bu nedenle, iteratif çözümleyiciye başvurulması oldukça normaldir. Bu durum iki avantaj sağlar. Bunlardan ilki, sistem matrisi kaydedilmediği için bellek gereksinimi önemli ölçüde azalır. İkincisi ise, hesaplama çabasının daha az olmasıdır.

İteratif yöntemler genellikle doğrusal olmayan sistemler için tasarlanmasına rağmen, doğrusal sistemler ya da doğrusal olmayıp Newton yöntemi gibi işlemler yardımıyla doğrusallaştırılan sistemler için de kullanılır. İteratif yöntemler, başlangıç çözümü veya başlangıç tahmini ile başlayan bir işlem olarak tanımlanır. Bu başlangıç çözümü ve tahmini bazen sınır koşullarının tüm iç boğumlar için enterpolasyonu ile elde edilir. Bu ilk çözüm sonra bazı iteratif yaklaşımlar kullanılarak çözüm yakınsaklaşıncaya kadar başarıyla değiştirilir.

Yakınsaklaşma, çözümün bir önceki iterasyonu ile yeni iterasyonu arasındaki farkın iterasyon yapıldıkça artış göstermeyerek, önceden belirlenmiş olan bir toleransa ulaşması ile başarılmış olur.

3.1.6.1. Temel iteratif yöntemler

Temel iteratif yöntemler, iteratif çözümleyiciler için geliştirilmiş ilk yöntemlerdir. Bunlar basit zaman ilerlemesi ile yakından ilişkilidir ve sonlu zaman adımlarını kullanan kararlı-hal çözümü yaklaşımına benzer olarak çalışır. Bu şekli alan ilk metot Jacobi yöntemidir. Denklem 3.112'deki matris dikkate alınır:

$$[A]\{x\} = \{B\} \tag{3.112}$$

Jacobi yöntemi, *x*'in ilk tahmini çözümünün bilindiğini varsayarak başlar. Burada üst indis zaman seviyesini gösterir. Daha önce belirtildiği gibi, bu ilk çözüm, sınır şartları veya alanın sınır değerlerinden herhangi biri kullanılarak enterpole edilir. Sonra, iteratif bir işlem sırası aşağıdaki gibi kurulur.

$$x_i^{n+1} = \frac{B_i - \left(\sum_{\substack{j \\ j \neq 1}}^{n} A_{ij} x_J^n \right)}{A_{ii}} \tag{3.113}$$

Jacobi yöntemin ilk önemli özelliği, eğer sağ taraftaki vektör $A_{ij} x_J^n$ hesaplamalar sırasında doğrudan birleştirilirse, tüm matrisi saklamaya gerek yoktur. İkinci özelliği ise, saklamak için iki tane çözüm vektörüne ihtiyaç duyulur, çünkü hâlihazırdaki iterasyon seviyesindeki çözüm bir önceki iterasyondaki çözüme bağlıdır.

Jacobi yöntemi basit olmasına rağmen genellikle masraflı bir hesaplamadır. Çünkü çözümün yakınsaklaşması için çok fazla iterasyon yapılması gerekir. Jacobi yöntemine doğrudan bir gelişme Gauss-Seidel metodu ile sağlanır. Bu yöntem, denklem 3.113'ün sağ tarafında kullanılan çözüm vektörü x_i^{n+1} değerlerinin kullanılabilir hale gelmesi haricinde Jacobi yöntemine benzer. Bu nedenle çözüm aşağıdaki şekilde oluşur.

$$x_i^{n+1} = \frac{B_i - \left(\sum_{j=1}^{i-1} A_{ij} x_J^{n+1} \right) - \left(\sum_{j=i+1}^{n} A_{ij} x_J^n \right)}{A_{ii}} \tag{3.114}$$

Gauss-Seidel yöntemi Jacobi yönteminin iki katı kadar daha hızlıdır. Jacobi ve Gauss-Seidel yöntemlerinin her ikisi de eğer matris çapraz olarak baskın ise kesinlikle yakınsaklığa ulaşır. Gauss-Seidel yöntemi, ardışık aşırı-gevşetme yönteminin kullanılması ile geliştirilir.

Bu yöntemde, çözüm vektörü x_i^{n+1} hâlihazırdaki zaman seviyesindeki değeri ve yeni zaman seviyesinde bir gevşetme parametresi kullanılır ve saptanan değer arasındaki ağırlıklı ortalama alınarak değerlendirilir. Buradaki gevşetme parametresi tecrübeyle belirlenmiş olup, problemden probleme değişebilen bir değerdir.

3.2.6.2. Eşlenik gradyan yöntemler

Eşlenik gradyan yöntemler verimliliği nedeniyle günümüzde yaygın olarak kullanılır. Eşlenik gradyan yöntemi 1952 yılında bulundu, fakat 1970'lerin sonlarına kadar yaygın bir şekilde kullanılmadı. Çünkü ancak o zaman verimliliğinin ön

hazırlayıcıyla kayda değer bir biçimde arttırılabileceği fark edildi. Eşlenik gradyan metodu, *A* sistem matrisinin öz değerlerinin tahminini bulan bir yöntemdir.

Tabii ki, iteratif öz analiz yöntemleri birçok eşlenik gradyan tasarımın temelini oluşturur. Bu yöntemin birkaç çeşiti vardır. Burada işlem sırasının nasıl çalıştığını göstermek için bunlardan biri kullanıldı:

Adım 1: Sağ taraftaki A matrisi ile başlayarak $n = 0$ iterasyon seviyesindeki ilk çözüm x^0 ın tahmini yapılır.

Adım 2: M nin A matrisinin tersinmiş bir tahminidir ve ön hazırlanmış $z_0 = M^{-1} r^0$ vektörü hesaplanır. *M* değeri *A*'ya ne kadar yakın olursa ön hazırlama o kadar etkili olur ve tersinmesi bir o kadar zor olur.

Adım 3: İlk kalan $r_0 = b - Ax_0$ hesaplanır ve $p_0 = r_0$ olarak ayarlanır.

Adım 4: $q_k = Ap_k$ vektörü k iterasyonu için hesaplanır.

Adım 5: $\alpha_k = (r_k, r_k) \diagup (q_k, q_k)$ parametresi hesaplanır. m ve n vektörlerinin, iç çarpımı $(m, n) = \sum m_i n_i$ ile tanımlanır.

Adım 6: Yeni iterasyon seviyesindeki değişken hesaplanır: $x_{k+1} = x_k + \alpha_k p_k$

Adım 7: Yeni iterasyon seviyesindeki kalan hesaplanır: $r_{k+1} = r_k - \alpha_k q_k$

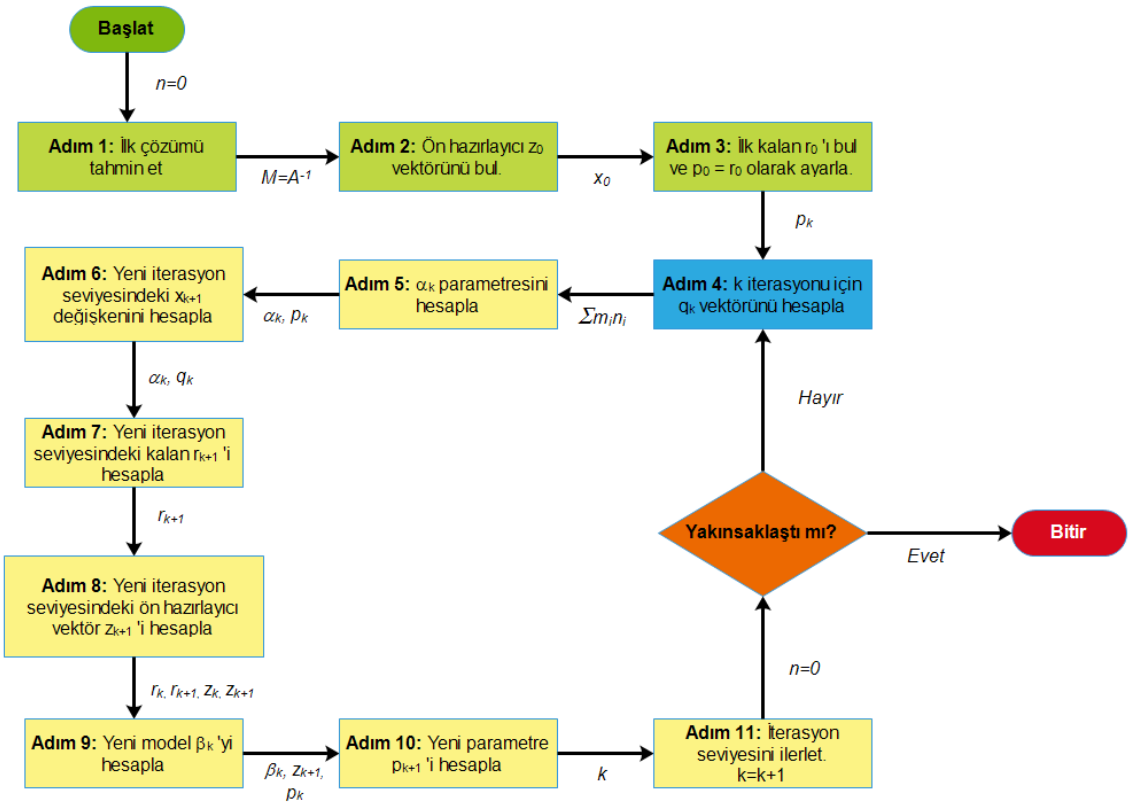
Adım 8: Yeni iterasyon seviyesindeki ön hazırlayıcı vektör $z_{k+1} = M^{-1} r_{k+1}$ bağıntısı ile hesaplanır.

Adım 9: Yeni model hesaplanır: $\beta_k = (r_{k+1}, z_{k+1} \diagup r_k, z_k)$

Adım 10: Yeni parametre hesaplanır: $p_{k+1} = z_{k+1} + \beta_k p_k$

Adım 11: İterasyon seviyesi ilerletilir: $k = k + 1$

Adım.12: Yakınsaklaşma test edilir, başarılıysa iterasyon seviyesi tamamlanır, aksi takdirde 4. adıma gidilir ve süreç tekrarlanır. Şekil 3.11 'de eşlenik gradyan yöntemin akış diyagramı verildi.



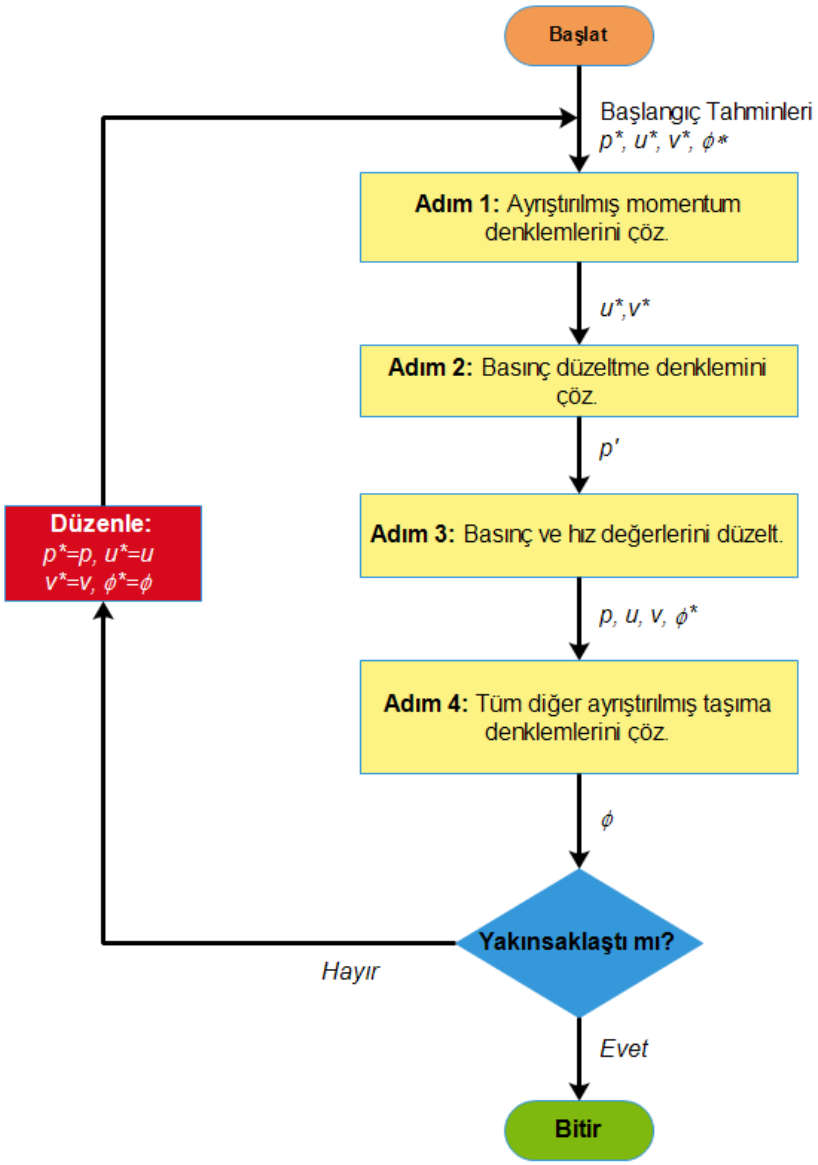
Şekil 3.11. Eşlenik gradyan yönteminin akış diyagramı

Bu işlem sırasının teorik temeli olup buraya dahil edilmedi. Buradaki adımlar sadece yöntemi göstermek için sunuldu.

3.2.6.3. SIMPLE algoritmaları

SIMPLE, Basınç Bağlantılı Denklemler için Yarı Kapalı Yöntem algoritması Patankar ve Spalding (1977) tarafından geliştirildi ve sonradan Patankar (1980) tarafından ileri düzeye getirildi. Tüm değişik formlarıyla SIMPLE algoritması, mühendislik için geliştirilmiş çoğu CFD yazılım kodlarının çekirdeği niteliğindedir ve en geniş olarak kullanılan ilkel değişken yöntemidir. Bu yöntem kaba düğüm sistemi üzerinde çok başarılıdır, ama oldukça düşük asimptotik yakınsaklaşma oranları gösterir. Bu nedenle, çok karmaşık problemlerin kaba çözümlerini hesaplamada bile oldukça etkilidir, ancak düğüm sisteminin konumsal doğruluğun artırılabilmesi için iyileştirme yapıldıkça etkinliğini hızla kaybeder. Bu yöntem bir zaman adımı işlem süreci olarak tasarlanmıştır. Daha önce tartışılan tüm algoritmalar doğru olmakla birlikte pek çok konumsal düğüm noktası içeren ve zamana bağımlı problemlerde kullanılmak için çok etkisizdir.

Yıllar boyunca temel SIMPLE işlem sırasında sayısız düzenleme yapılmıştır (Patankar 1980). Bu düzenlemelerden bazıları çeşitli varsayımları kaldırmayı, bazıları ise zamana bağımlı problemler için performansı arttırmayı amaçlar. Şekil 3.12'de SIMPLE algoritmasının akış diyagramı verildi.



Şekil 3.12. SIMPLE algoritmasının akış diyagramı

3.2.7. Optimizasyon işlemi

3.2.7.1. Taguchi optimizasyon metodu

Taguchi optimizasyon metodu bir deneysel tasarım metodudur. Bu yöntem çok sayıdaki parametre ve değişkenlerin tamamını deneysel olarak test etmek yerine

belirlenen bir matris yardımı ile daha az sayıda test yaparak aynı sonuçları elde etmeyi sağlar.

Bu çalışmada değişik düzeneklerin her birinde kullanılan değişik üç parametrenin her birisinin üçer farklı değeri olup, bu parametrelerin etkilerini tespit etmek için toplamda yirmi yedi adet test gerekir. Bu simülasyonların her biri yüksek kapasiteli bir bilgisayar ile bir günden bir haftaya kadar değişen bir zamanda çözüme ulaşır. Bu nedenle yirmi yedi simülasyon gerçekleştirmek yerine Taguchi matrisi sayesinde dokuz deneme yapılır ve bu değerlerin bir biriyle olan etkileşimi tespit edilir. Bunu gerçekleştirmek için denemeler Taguchi matrisinde belirlenmiş düzene göre oluşturulur ve gerçekleştirilir.

Bu Taguchi matrisine göre yapılan deneysel çalışmalarda optimize edilmesi istenen sonuçlar, matrisin sonuç sütunu olarak eklenir ve Taguchi tasarımı analiz edilir. Bu işlemin analizinde kullanılabilecek Minitab gibi birçok ücretsiz yazılım vardır. Bu analiz sonucunda etkileşim tabloları elde edilir.

Örnek olarak, üç seviyeli ve üç faktörlü bir deney sistemi için Taguchi matrisi aşağıdaki tablodaki verildi. Burada A parametresinin değerleri a1, a2 ve a3, B parametresinin değerleri b1, b2, b3 ve C parametresinin değerleri c1, c2 ve c3 olarak belirlendi.

Tablo 3.1. Üçe üçlük Taguchi matrisi

3 x 3	A	B	C
1	a1	b1	c1
2	a1	b2	c2
3	a1	b3	c3
4	a2	b1	c2
5	a2	b2	c3
6	a2	b3	c1
7	a3	b1	c3
8	a3	b2	c1
9	a3	b3	c2

Etkileşim tablolarının elde edilmesi için seçilen yaklaşım metodu da çok önemlidir. Temel olarak üç farklı Sinyal-Gürültü yaklaşım metodu vardır. Bunlar, “daha küçük daha iyi”, “nominal en iyi” ve “daha büyük daha iyi” dir. Kısaca bunlar, sonucun

küçük, nominal veya büyük olmasının istendiği durumlara göre optimizasyonun daha iyi sonuç vermesini sağlayan seçeneklerdir.

Bu etkileşim tablosu ile erişilmek istenen sonuca hangi özelliğin hangi derecede etkisi olduğu anlaşılır. Elde edilebilecek sistemler içerisinden en iyi sonucu vereni bulmak için girdi olarak verilen değerlerden hangilerinin seçilmesi gerektiği belirlenir. Bunun sonucu olarak tespit edilen bu parametreler ve değerleri ile istenilen optimum tasarım oluşturulur.

3.2.7.2. Homojenlik endeksi

Homojenlik endeksi, belirli bir miktarın yüzey üzerindeki dağılımını tanımlar. Bu endeksin hesabı, bütün bir alan boyunca hız veya madde dağılımı gibi seçilen bir akış değerinin düzgün olarak dağılmasının istenildiği uygulamalarda kullanışlıdır. Bu tip uygulamalara örnek olarak ısı eşanjörleri, katalizörler ve filtreler verilir.

Bir yüzeydeki skaler bir büyüklüğün homojenliğini hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılır:

ϕ nin homojenlik endeksi:

$$H.E\phi = 1 - \frac{\sum_f \left|\phi_f - \bar{\phi}\right| A_f}{2\left|\bar{\phi}\right| \sum_f A_f} \tag{3.115}$$

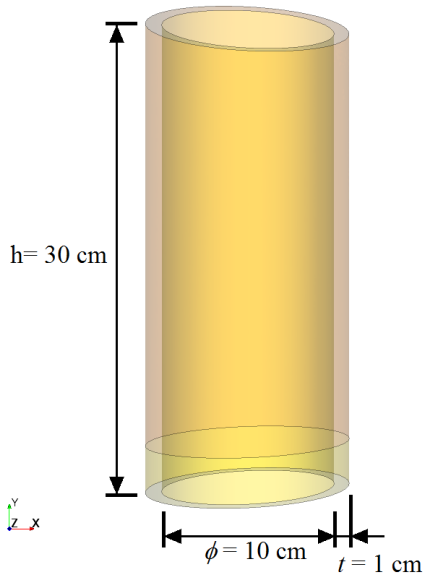
Burada $\bar{\phi}$, ϕ değerinin yüzey ortalamasıdır. ϕ_f seçilen skalerin yüzey değeridir. A_f ise yüzeyin alanıdır (Weltens ve ark., 1993). Eğer bu miktar yüzey üzerinde eşit olarak dağılmışsa, yüzeyin değişik noktalarındaki ϕ_f değerlerinin her biri $\bar{\phi}$ değerine eşit olacağı için sonuç değeri bire eşit olur. Bu işlemin sonucu her zaman 0 ile 1 arasında olduğu için elde edilen sonuçların yüzde karışım miktarlarını elde etmek için kullanılması mümkündür.

3.2.8. Sistem tasarımı ve sınır şartları

Bu çalışmada incelenen poroz yakıcı ve ventüri karıştırıcının sistem tasarımları ve sınır şartları alt bölümlerde verildi.

3.2.8.1 Poroz yakıcı

Poroz yakıcı tasarımı yapılırken hali hazırda kullanılan konvansiyonel yakıcıların kullanıldıkları yerlere göre boyutları belirlendi. Başlangıç geometrisi ve poroz yakıcının temel boyutları Şekil 3.13'te verildi.



Şekil 3.13. Poroz yakıcının başlangıç geometrisi ve temel boyutları

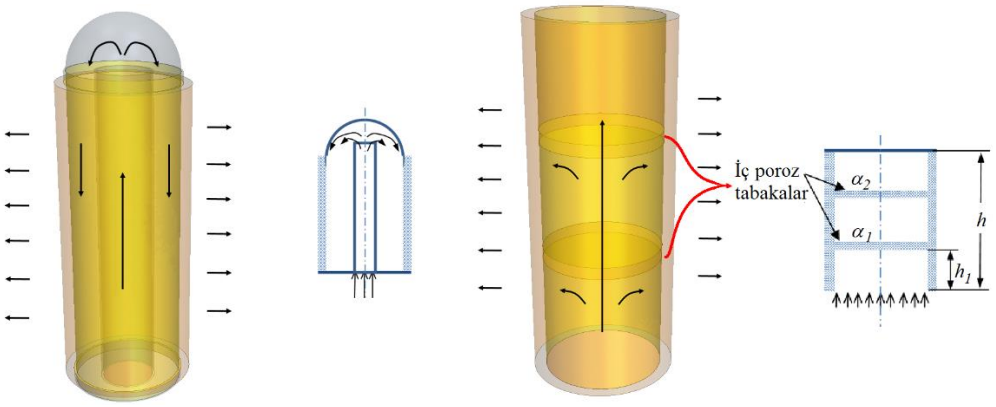
Burada poroz silindirin yüksekliği h = 30 cm, iç çapı ϕ = 10 cm dir ve kalınlığı t = 1 cm dir. Poroz malzemenin viskoz sürtünme katsayısı 300 kg/m^{3}s ve durgunluk sürtünme katsayısı 300 kg/m^4 olarak belirlendi.

3.2.8.1.1 Önerilen tasarımlar

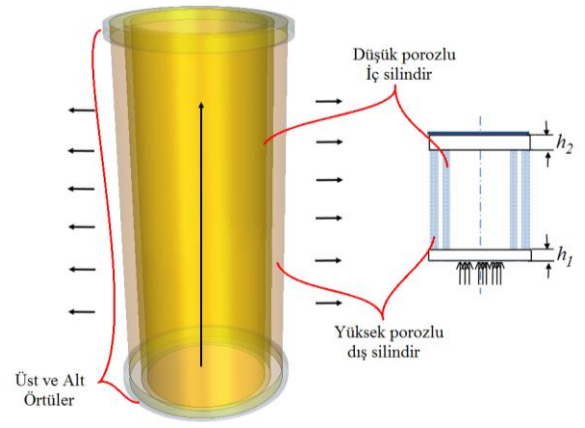
Poroz silindirik yakıcının iç yüzeyinde her noktanın aynı basınca sahip olması, yakıcı boyunca düzgün radyal akış hızına ulaşmanın temel adımıdır. Karışım girişinin poroz yakıcı silindirine direk bağlantılı olması, radyal akış hızının silindir girişinde minimum, silindir tepesinde maksimum değerde olacak şekilde silindir boyunca neredeyse doğrusal olarak değişen bir dağılım meydana getirir. Bu durum yakıcı girişindeki karışımın yüksek doğrusal akış hızına bağlı olarak meydana gelir ki bu silindir içinde düşük statik basınca ve dolayısıyla daha düşük radyal hızla sonuçlanır ve eğer porozite yüksekse ters akım, yani silindir içine doğru hava girişi olur. Son plakanın

etkisiyle yakıcının sonunda akışın durgun olması karşı etki meydana getirir ve yüksek durgunluk basıncı ve yüksek radyal hızla sonuçlanır. Benzer gözlemler önceki çalışmalarda açıklanır (Lee ve Hwang, 2013). Bu problemin üstesinden gelebilmek için değişik tasarımlar önerildi.

Önerilen bu üç tasarımın şematik bir çizimi ve tasarım parametreleri Şekil 3.14'te gösterildi. Yakıt ve hava poroz silindirin alt ucundan içeri girmeden önce ön karışım olarak hazırlanır. Gaz yakıt ve hava karışımı poroz silindirik materyal boyunca radyal olarak çıkar.



(a) A Tasarımı (b) B Tasarımı



(c) C Tasarımı

Şekil 3.14. Düzgün radyal çıkış hızını sağlayabilmek için poroz yanma odasının değişik geometrik tasarımları

3.2.8.1.2 Tasarım kriterleri

Yanma sistemi boyunca akışın, izotermal, kararlı, türbülanslı ve sıkıştırılamaz olduğu varsayıldı. Açık hücreli metal süngerin de dahil olduğu poroz ortamlardaki basınç düşüşünü açıklamak için yaygın bir şekilde kullanılan Forchheimer denklemi aşağıda verildi. Bu çalışmada kullanılan poroz materyalin bir tabakası boyunca basınç düşüşünün denklem 3.116'yı takip ettiği varsayıldı.

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = C_1 V + C_2 V^2 \tag{3.116}$$

Denklemin C_1 ve C_2 katsayıları sırasıyla viskozite ve durağanlık tarafından oluşturulan sürtünme katsayılarıdır. Bu iki katsayı porozite, viskozite, yoğunluk ve poroz çapına bağlıdır (Ergun, 1949). Poroz materyal optimizasyonunda parametre sayısını en aza indirmek için viskoz ve durağan sürtünme katsayılarının benzer ve α değerinde oldukları varsayıldı.

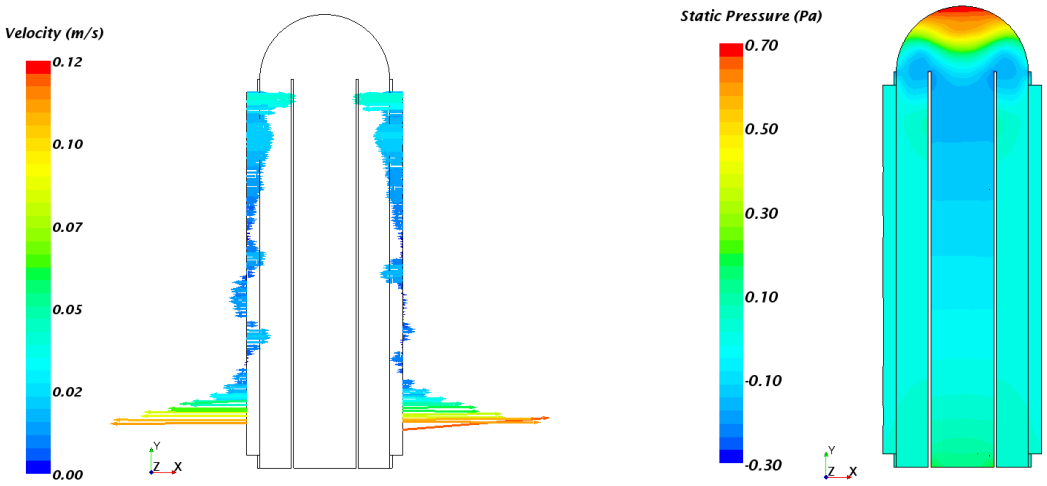
Kabuller, yüksek poroziteli 6101-T6 alüminyum alaşımı (%90 dan büyük) için yapıldı ve önceki araştırma testlerindeki bulgulara dayandırıldı (Dukhan, 2008). Poroz materyalin izotropik yapıya sahip olduğu varsayıldı.

Basınç düşüşü, momentum denklemi için kaynak bir terim olarak CFD içine dahil edildi.

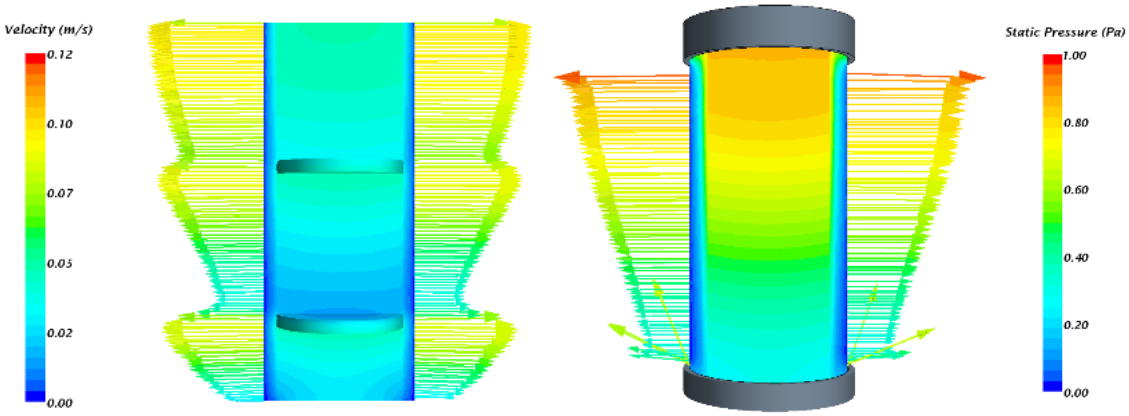
3.2.8.1.3 Ön sonuçlar

Bu üç tasarım önerisi için ön akış modellemesi yapıldı. Radyal akış hızı profili ve silindir içi statik basınç dağılımı Şekil 3.15'te gösterildi.

İlk bakışta A tasarımı için bazı bölgelerde negatif basınç oluştuğu görülür. B tasarımı için akış hızının poroz tabakalara yaklaştıkça doğrusal olarak artış gösterdiği görülür. C tasarımında iç basıncın daha yüksek olduğu ve poroz silindir yüzeyinde doğrusal olarak radyal akış hızının tavana doğru gidildikçe artış gösterdiği görülür.



(a) A tasarımının hız ve statik basınç dağılımı



(b) B ve C tasarımlarının hız ve statik basınç dağılımı

Şekil 3.15. Önerilen üç tasarım için hız vektörü ve statik basınç dağılımı

A tasarımının dış poroz silindir yüzeydeki hız dağılımı özellikle kubbeye yakın tarafta ters akım oluşturur ve heterojen bir yapı gösterir. Küresel tavan kısmına yakın noktalarda yüksek basınç oluşur. Ancak iç borunun içinde ve kubbe kısmına açıldığı yerde negatif basınç oluşur. Bu durum belirtilen konumlarda yüksek hız oluştuğunu gösterir. Merkez borudaki yüksek hızın neticesinde yüksek ses oluşur ve basınç düşüşü olması nedeniyle bu tasarımın optimize edilmesinin zor olacağı ön görüldü ve ileri bir optimizasyon çalışmasına dahil edilmedi.

B tasarımının hız dağılımı poroz plakaya kadar hız artışı ve hemen sonrasında yüksek basınç düşüşü nedeniyle hız azalması gösterir, ancak bu etki porozite ve basınç direncinde yapılacak değişiklerle azaltılır. Ara poroz tabakalarının konumlarının da optimize edilmesi gerekir.

C tasarımı, başlangıçta test edilmiş iç silindiri olmayan tasarımdan daha iyi bir dağılım gösterir. B ve C tasarımlarının daha iyi dağılıma ulaşma potansiyeli vardır. Bu tasarımlar için ileri çalışmalar tamamlandı ve ilerleyen bölümlerde gösterildi.

3.2.8.1.4. Optimizasyon kriterleri ve parametreleri

Deney Tasarım Metodu (DTM) uygulanarak, poroz silindirik yakıcının dış yüzeyindeki radyal hızın düzgün olması amacıyla faktöriyel matris kullanılarak sistem optimize edildi. Yüzey homojenliği endeksi ϕ akışın ne kadar düzgün olduğunu ölçmek için kullanılır. Yüzey homojenliği endeksi dış yüzey üzerinde aşağıdaki denkleme göre hesaplandı:

$$H.E\phi = 1 - \frac{\sum_i \left| u_i - \overline{u_i} \right| A_i}{2\left|\overline{u_i}\right| \sum_i A_i} \tag{3.117}$$

u_i değeri poroz silindir yakıcının dış yüzeyinde bulunan i hücresinin radyal hız bileşenidir. Deneysel tasarım metodunu uygulamak için en etkili üç parametre seçildi ve her parametreye üç farklı değer verildi. Tam faktörsel matrise göre tüm olası kombinasyonları denemek için yirmi yedi simülasyon yerine dokuz simülasyon yapılmasını sağlayan bir faktörsel matris hazırlandı. Sadece B ve C tasarımları optimizasyon için seçildi.

B tasarımı için seçilen birinci parametre ilk poroz tabakanın hava girişinden olan h_1 yüksekliğidir. Poroz tabakaların birbiri arasındaki yükseklik ve üst poroz tabakanın tavan ile arasında olan yükseklik eşit olup $\frac{h-h_1}{2}$ bağıntısı ile hesaplandı. Poroz tabakaların viskoz ve durgunluk sürtünmelerinin aynı değerde oldukları varsayılarak bu değerler alttaki poroz plaka için α_1 ve üstteki poroz plaka için α_2 olarak belirlendi.

C tasarımı için üst ve alt örtülerin yükseklikleri h_1 ve h_2 ve bunlara ek olarak iç silindirin porozite değeri α optimizasyon parametreleri olarak alındı. İç silindirin porozite değeri için viskoz ve durgunluk sürtünme katsayılarının eşit ve α 'ya eşit olduğu varsayıldı. Yukarıda bahsedilen parametreler Şekil 3.14'te gösterildi.

Tablo 3.2'de faktörsel matrise göre dizilmiş ve her bir tasarım için dokuz simülasyonda kullanılan parametreler ve değerleri verildi. Buna ek olarak B ve C

tasarımları için yapılan simülasyonların sonucunda hesaplanan homojenlik endeksleri verildi. Tüm değerler, yakıcının 30 cm olan toplam yüksekliğine, 300 kg/m^{3}s olan yakıcı viskoz sürtünme katsayısı ile 300 kg/m^4 olan durgunluk sürtünme katsayısına bağlı olarak birimsiz olarak alındı.

Çünkü benzer yapıda olduğu sürece boyutu fark etmeksizin aynı sonuçlar elde edilir. Bu çalışılacak alana göre sistemin boyutlandırılabilmesini sağlar.

Tablo 3.2. B ve C tasarımlarının optimizasyonu için kullanılan parametreler ve homojenlik endeksi değerleri

B Tasarımı

Simülasyon	h1 / h	α1 / α	α2 / α	Homojenlik endeksi
1	0.20	0.033	0.033	0.813
2	0.20	0.067	0.067	0.894
3	0.20	0.100	0.100	0.916
4	0.30	0.033	0.067	0.832
5	0.30	0.067	0.100	0.895
6	0.30	0.100	0.033	0.889
7	0.47	0.033	0.100	0.805
8	0.47	0.067	0.033	0.834
9	0.47	0.100	0.067	0.867

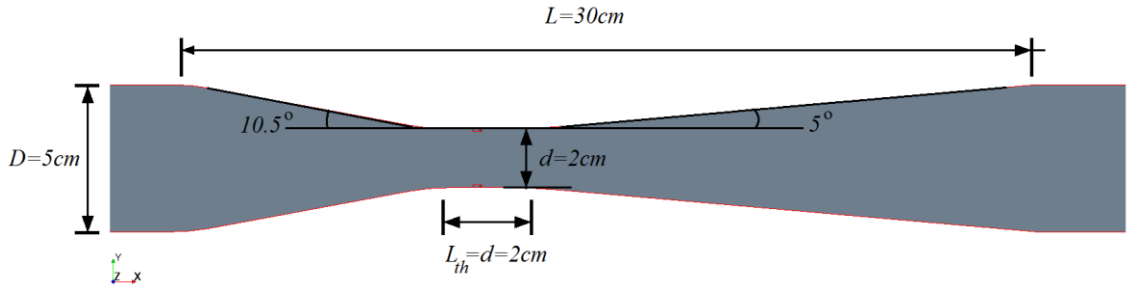
C Tasarımı

Simülasyon	h1 / h	h2 / h	α1 / α	Homojenlik endeksi
1	0.033	0.033	2.33	0.842
2	0.033	0.067	2.67	0.853
3	0.033	0.100	3.00	0.865
4	0.067	0.033	2.67	0.865
5	0.067	0.067	3.00	0.873
6	0.067	0.100	2.33	0.856
7	0.100	0.033	3.00	0.882
8	0.100	0.067	2.33	0.861
9	0.100	0.100	2.67	0.873

3.2.8.2 Ventüri karıştırıcı

Ventürinin geometrisi ASME MFC-3M-1985 standartına göre modellendi. Standart ventüri kullanılması, ventüri içinden havanın minimum basınç düşüşü ile geçmesini ve akış ayrılmasının önlenmesini garanti eder.

Ventüri karıştırıcı tasarımı yapılırken sistemin boyutu benzerlik bağıntıları yardımı ile CFD simülasyonunun daha kısa sürmesi için dış boru çapı $D = \frac{\phi}{2} = 5cm$ yani poroz yakıcının giriş çapı ϕ'nin yarısı olacak şekilde seçildi. Standarta ventüri tasarımı için boğaz ve boru çapı oranı $\frac{d}{D} = 0.4$ olarak belirlendi. Ventüri karıştırıcının başlangıç geometrisi ve temel boyutları Şekil 3.16'da verildi.



Şekil 3.16. Ventüri karıştırıcının başlangıç geometrisi ve temel boyutları

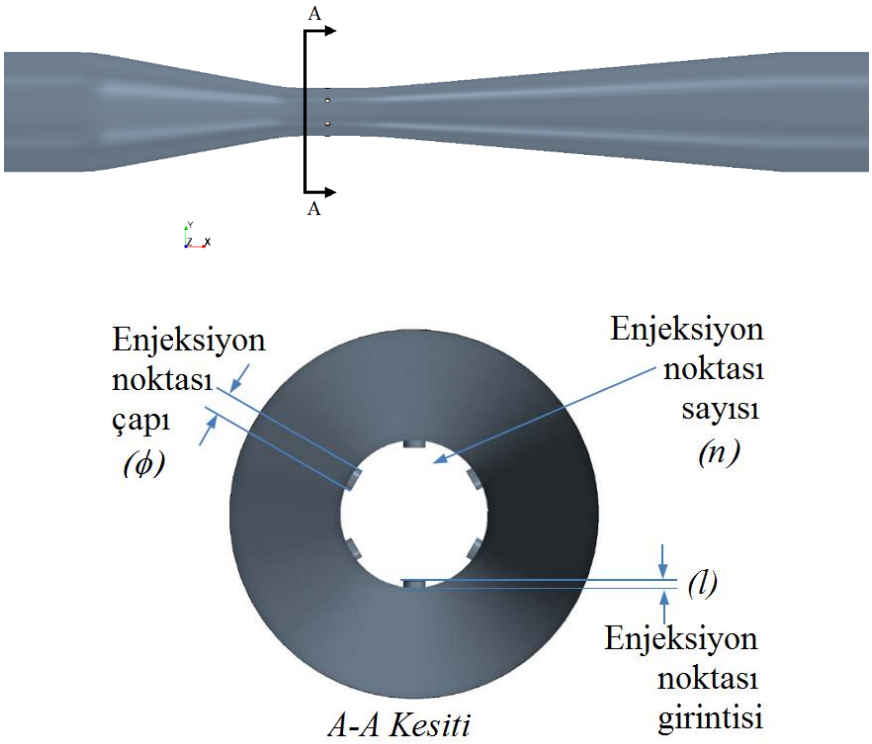
Nozul için eğim açısı toplamda 21° ve difüzer için eğim açısı toplamda 10° olarak belirlendi. Burada ventürinin toplam uzunluğu *L=30 cm* dir. Ventürinin boğaz kısmının uzunluğu L_{th} *= 2 cm* dir. Standartta önerildiği gibi yumuşak geçiş yarıçapları dikkate alındı. Simülasyonun sağlıklı olması için ventürinin ön ve arka tarafında akış borusu için yeterince uzunluk verildi.

3.2.8.2.1. Önerilen tasarımlar

İncelenen ve optimize edilen üç parametre, çevresel ve eşit aralıklarla yerleştirilen enjeksiyon noktalarının sayısı, enjeksiyon noktasının ventüri içerisine doğru girinti mesafesi ve enjeksiyon noktasının çapıdır. Enjeksiyon noktalarının konumu ventüri boğazının tam ortasında olup, değişken bir parametre olarak alınmadı.

Boru girişindeki hava akış hızı 1 m/s olarak seçildi ve boğaz bölgesindeki Reynolds sayısı 6315'dir.

Tüm simülasyonlar için hava-yakıt oranının stokiyometrik olduğu ve yakıtın kütlesinin sabit kaldığı kabul edildi. Sıkıştırılmış doğal gaz sadece CH_4 olarak alındı. Simülasyonlarda kullanılan ana parametreler Şekil 3.17'de gösterildi.



Şekil 3.17. Ventüri şekli ve tasarım parametreleri

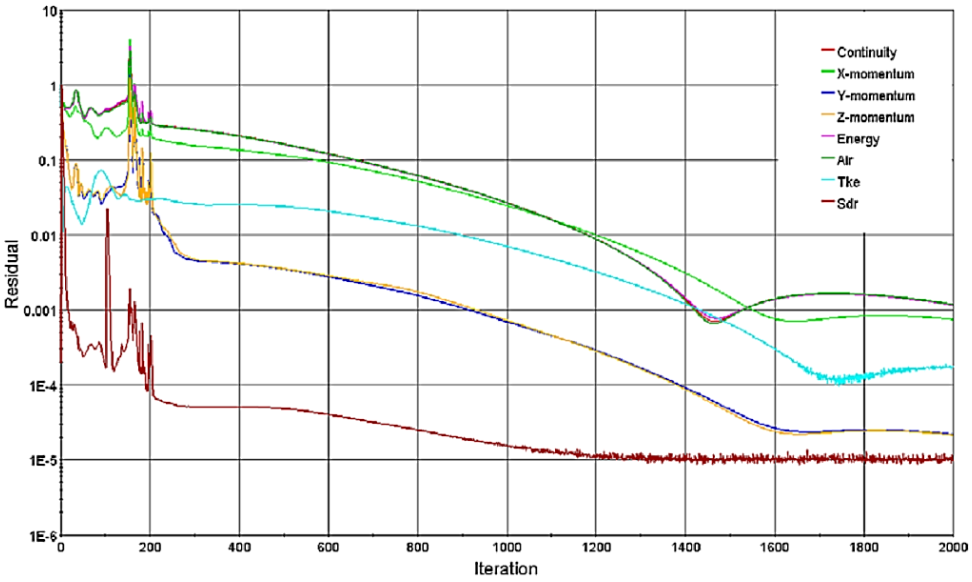
3.2.8.2.2. Sistem modelleme kriterleri

Fiziksel modelde, düzenli şartlar altında üç boyutlu ve çok-bileşenli gaz akışı olduğu kabul edildi. Çok bileşenli gazlar hava ve CH_4 ün karışım sırasında reaksiyona girmediği varsayıldı. STAR CCM+ CFD yazılımına dahil olan sonlu hacim tekniği, ana denklemleri ayrıştırmak için kullanıldı. Simülasyonlarda polihedral ağ kullanan Eulerian yaklaşımı tercih edildi.

Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleri, süreklilik denklemi ve enerji denklemi akış karakteristiğini çözmek için kullanıldı. Türbülans ek gerilmeleri, kayma gerilmesi taşıma türbülans modeli, SST k – ω kullanılarak tahmin edildi (Menter, 1994).

Çapraz akış simülasyonu, yüksek türbülans ve oluşan girdaplar nedeniyle zorlayıcı bir problemdir. Başlangıçta k–ε türbülans modeli kullanıldı ancak bazı durumlarda ıraksamaya neden olduğu tespit edildi. SST k – ω modelinin numerik olarak çok daha kararlı olduğu görüldü. SST k–ω modeli, akış ayrılmasının olası olduğu ve ventürinin ıraksak bölgelerinde oluşan ters basınç gradyenlerinde daha kullanışlıdır. Ek olarak viskoz akış ve geçiş bölgesi akışlarında da iyi performans verir.

Simülasyonlara ana denklemlerin kalanları ve homojenlik endeksi takip edilerek devam edildi. Homojenlik endeksi asimptotik bir değere yaklaştığında ve kalanlar 0.001 den daha az bir değere ulaştığında simülasyon sonlandırıldı. Şekil 3.18'de simülasyonun iterasyon sayısına göre kalanların değişimi verildi.



Şekil 3.18. İterasyon sayısı ile kalanların değişimi

Hava giriş hızı sabit kabul edildi ve Reynold Sayısı 3296 'dır. CH_4 kütle akış oranı Hava-CH_4 karışımı için stokiyometrik oran olan 1:17 için hesap edildi. Buna göre, CH_4 kütlesel debisi değişik tasarımlar için enjeksiyon noktaları arasında eşit olarak bölündü. Boru çıkışındaki sınır şartı basınç çıkışı olarak seçildi.

Sanayii uygulamalarda geniş çaplı olarak test edilmiş ve kullanılmakta olan STAR CCM+ CFD yazılımı simülasyonları yapmak üzere kullanıldı. Bu yazılım paketi, ana denklemlerin ayrıştırılmasında sonlu hacim tekniğini kullanır.

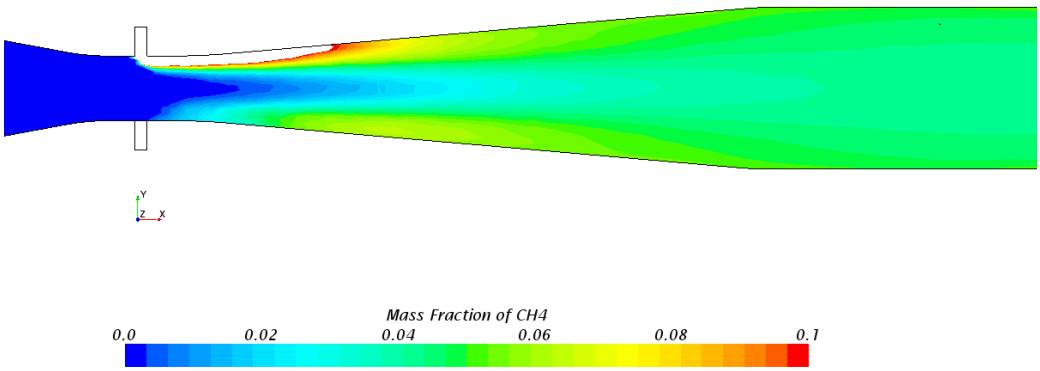
Birleşik akış modeli, kütle, enerji ve momentum korunumu denklemlerini pseudo zaman ilerleme yaklaşımı kullanarak aynı anda çözmek üzere seçildi. Yakın yüzey modellemesi özellikle boğaz ve yakıt enjeksiyon noktalarının etrafında özelleştirildi. Ağ boyutu, ana ağ boyutunun %2 ile %4 ü aralığında mutlak değer olarak belirlendi.

Ağ bağımsızlığı çalışması, boru çapına göre 0.14, 0.1, 0.06 ve 0.04 olan taban ağ boyutları için yapıldı. Bu ağ boyutları için enjeksiyon noktasından boru çapı kadar uzaklıktaki mesafede homojenlik endekslerinin sırasıyla %90, %91, %94 ve %94.8 olduğu görüldü. Bu çalışmada kullanılan boru çapına bağıl ağ boyutu 0.1 dir ve 0.04 bağıl orandaki ağ boyutuna göre %3.8 daha düşük bir homojenlik endeksi verir. 0.04 ve 0.06

bağıl ağ boyutları arasındaki fark ise %0.8 dir. 0.02 bağıl ağ boyutu için, simülasyon yapıldı ve homojenlik endeksi %92 olarak bulundu.

3.2.8.2.3. Ön sonuçlar

İlk CFD simülasyonu enjeksiyon deliklerinin boğaz içine doğru herhangi bir girintisi olmadan ve metan gazının boğaz bölgesinde oluşan düşük basınç vasıtasıyla emilmesi ile doğal girişi olacak şekilde yapıldı. Boruya giren CH_4 ün akış boyunca sınır tabaka boyunca ilerlediği ve borunun merkezine doğru işlemediği Şekil 3.19'da gösterildi.



Şekil 3.19. İçeriye doğru enjeksiyon noktası girintisinin olmadığı beş noktalı enjeksiyon sisteminde boru boyunca CH_4 kütle dağılımı

Bunun sebebi olarak giren metanın düşük radyal momentumu ve ventüri içerisindeki havanın eksenel momentum değerinin büyük olması verilir. Bu problemin üstesinden gelmek için, iki farklı çözüm fikri önerildi.

İlk öneri, enjeksiyonun ventüri boğazından önceki bir konumda yapılmasıdır. Böylece metan ne kadar duvar yüzeyine yakın kalsa da ventüri boğazına ulaştığında küçük kesit alan sayesinde hava ve CH_4 iyi bir karışım yapabilir. İkinci öneri ise enjeksiyon noktalarında bir miktar girinti olması ve enjeksiyon basıncının artırılması ile radyal momentum oluşturmaktır.

Ön sonuçlara göre, birinci öneride enjeksiyon noktalarının ventüri boğazından önce olması iyi bir karışım oluşmasına fayda sağlamadı ve akışın homojen radyal dağılıma ulaşması için uzun mesafe gerekti. Bu nedenle ilk öneri daha fazla incelemeye

ihtiyaç duyulmadan olası ihtimaller arasından çıkarıldı ve enjeksiyonun ventüri boğazından yapılmasına karar verildi.

Ön CFD sonuçlarına göre karışım işlemine etki eden ana tasarım parametreleri olarak enjeksiyon nokta sayısı, girinti uzunluğu ve çapı belirlendi. Her bir tasarım parametresi için üç farklı değer seçildi. Üç tasarım parametresinin üç farklı değeri için dokuz simülasyon gerektiren bir optimizasyon metodu kullanıldı.

Burada enjeksiyon noktası çapı, yakıt kütle debisi hava-yakıt oranına göre sabit tutulduğu için enjeksiyon hızına etki eder.

3.2.8.2.4. Optimizasyon kriterleri ve parametreleri

Deney tasarım metodu, bir faktörsel matris kullanarak karıştırıcıyı optimize etmek ve enjeksiyon noktasına olabildiğince yakın bir konumda boru kesiti boyunca homojen bir metan kütle oranı dağılımı elde etmek için uygulandı.

Yüzey homojenlik endeksi (ϕ) belirli bir boru kesitindeki metanın ne kadar düzgün dağıldığını ölçmek için kullanıldı. Yüzey homojenlik endeksi aşağıdaki formüle göre hesaplandı:

$$H.E\phi = 1 - \frac{\sum_i \left| m_i - \overline{m_i} \right| A_i}{2\left|\overline{m_i}\right| \sum_i A_i} \tag{3.118}$$

m_i değeri, seçilmiş boru kesiti üzerindeki *i* hücresindeki metan gaz bileşeninin kütle oranıdır ve ortalama metan kütle oranı $\overline{m_i}$ dir. Deney tasarım metodunu uygulamak için homojenlik üzerinde etkili üç faktör dikkate alındı ve her bir faktör için üç "seviye" değer seçildi. Tam faktöriyel matrisin tüm olabilecek kombinasyonlarını sağlamak için gerekli yirmi yedi simülasyonun yerine sadece dokuz simülasyon yapılarak aynı sonuçları elde edecek bir faktöriyel matris oluşturuldu.

Tasarım için seçilen dizayn parametreleri Şekil 3.17'de gösterildiği gibi, boru çevresinde eşit aralıkla yerleştirilen enjeksiyon noktaları sayısı *n,* enjeksiyon noktalarının her biri için eşit olan çap değeri *Ø* ve enjeksiyon noktasından boru içerisine doğru olan girinti uzunluğu *l*'dir.

Pratiklik ve önceki verilen veriler göz önüne alındığında her bir parametre için üçer değer seçildi. Taguchi faktörsel matrisine göre yapılan dokuz simülasyonda kullanılan tüm parametreler ve değerler Tablo 3.3'te gösterildi. Bu tabloda enjeksiyon noktası çapı ve girinti uzunluğu ventüri boğazı çapı *d*'ye göre boyutsuz olarak verildi. Böylece sistem benzerlik bağıntıları kullanılarak gerek duyulan yere göre boyutlandırılabilir ve aynı sonuçları verir.

Bu dokuz simülasyonun sonucu olarak, CFD simülasyonları tamamlandıktan sonra CH_4 homojenlik endeksleri hesaplandı. Bu homojenlik endeksi daha sonra optimum kombinasyonun belirlenmesinde kullanıldı.

Tablo 3.3. Optimizasyon için kullanılan parametreler ve değerler

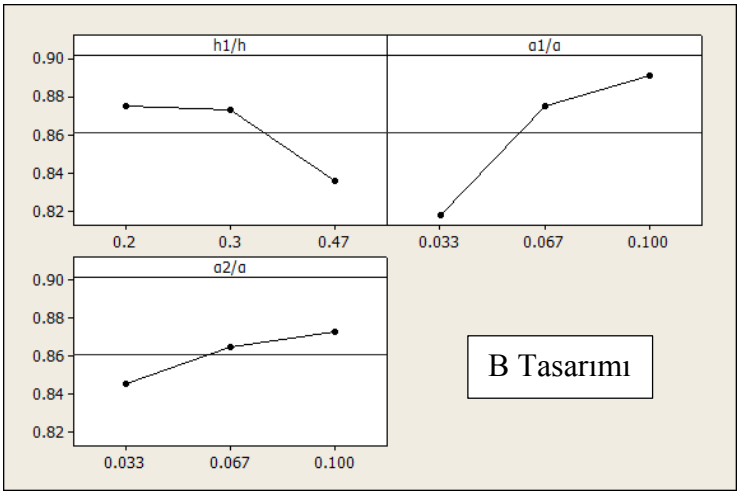
Simülasyon	*n*	*Ø / d*	*l / d*
1	4	0.125	0.05
2	4	0.1	0.15
3	4	0.15	0.25
4	5	0.125	0.15
5	5	0.1	0.25
6	5	0.15	0.05
7	6	0.125	0.25
8	6	0.1	0.05
9	6	0.15	0.15

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

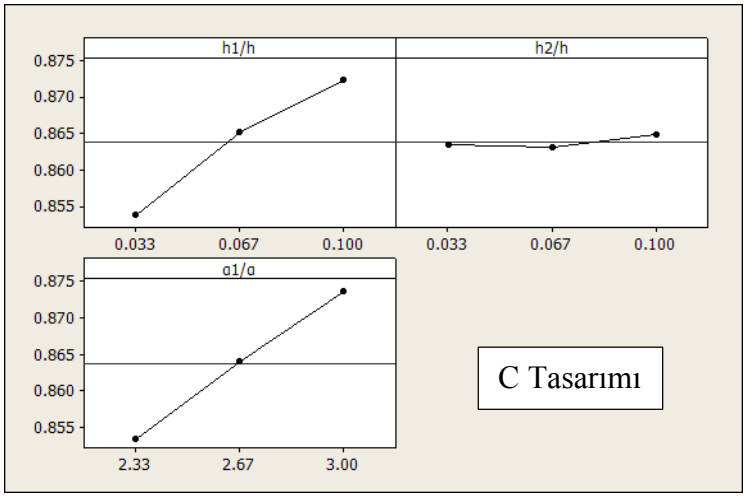
Araştırma bulguları ve ilgili tartışmalar poroz yakıcı ve ventüri karıştırıcı için ayrı alt bölümlerde verildi.

4.1. Poroz Yakıcı

On sekiz simülasyonun hazırlanması için kullanılan parametreler Tablo 3.2'de verildi. B ve C tasarımları için homojenlik endeksi her bir simülasyon için hesaplandı ve Şekil 4.1'de her bir parametre değeri için değişimi gösterildi.



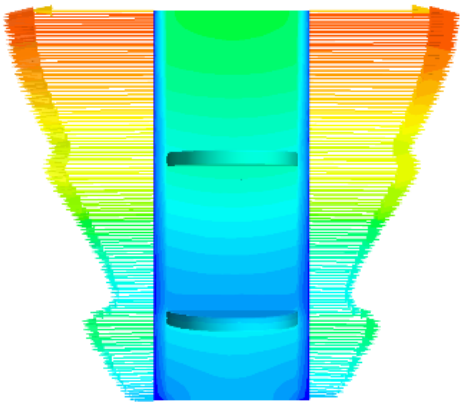
(a) B Tasarımı için tasarım parametrelerin homojenlik endeksine etkisi



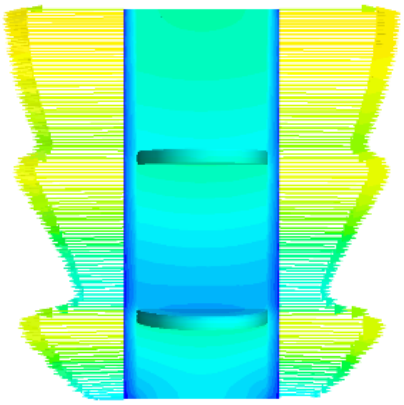
(b) C Tasarımı için tasarım parametrelerin homojenlik endeksine etkisi

Şekil 4.1. B ve C tasarımları için üç farklı tasarım parametrelerine göre homojenlik endeksinin değişimi

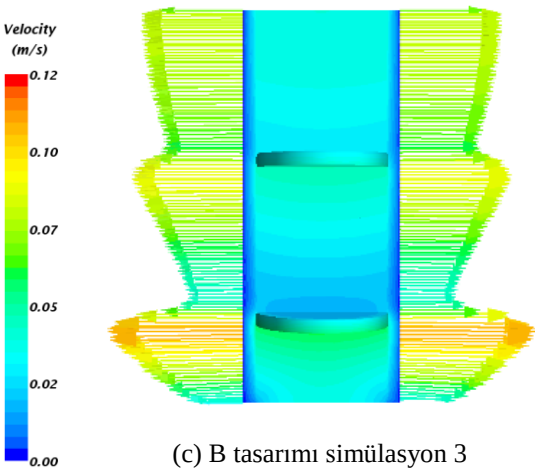
Her bir simülasyon için hız vektörleri ve statik basınç değişimleri Şekil 4.2'de gösterildi.



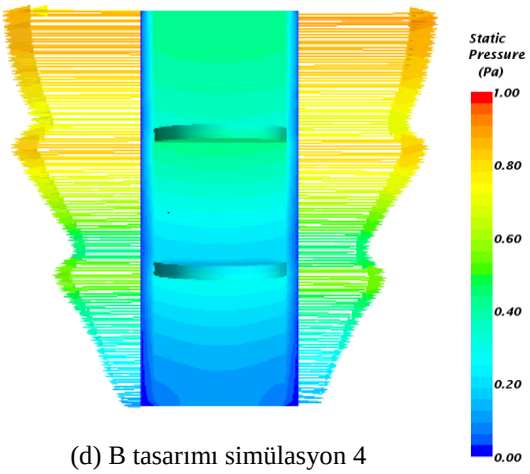
(a) B tasarımı simülasyon 1



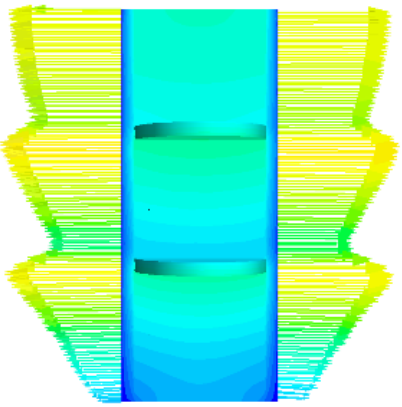
(b) B tasarımı simülasyon 2



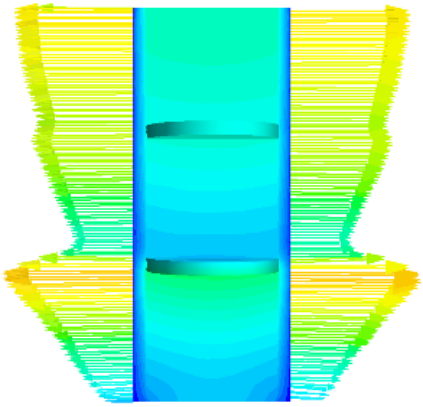
(c) B tasarımı simülasyon 3



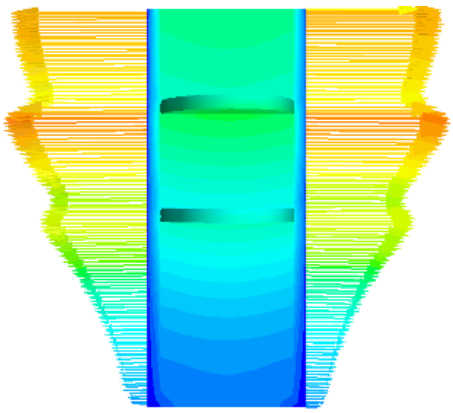
(d) B tasarımı simülasyon 4



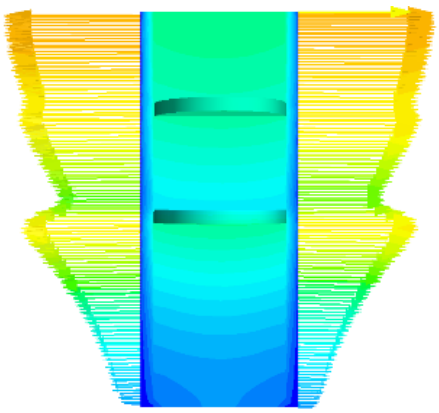
(e) B tasarımı simülasyon 5



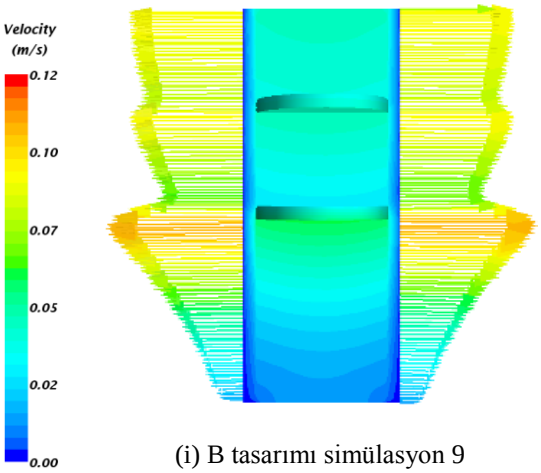
(f) B tasarımı simülasyon 6



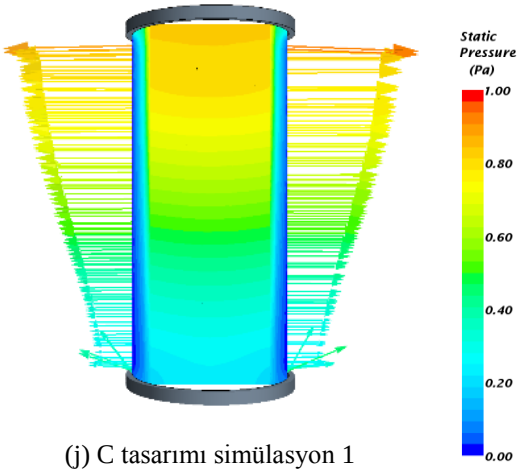
(g) B tasarımı simülasyon 7



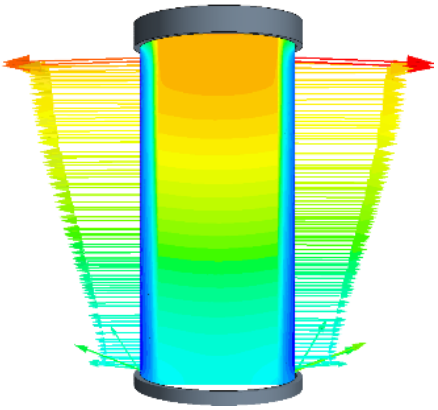
(h) B tasarımı simülasyon 8



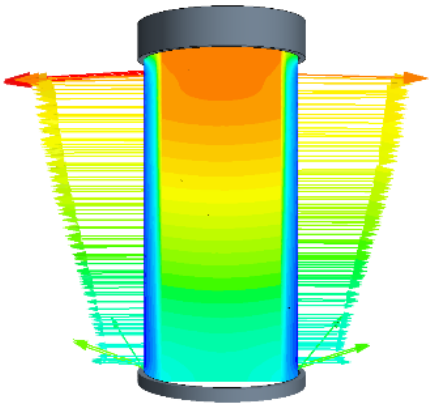
(i) B tasarımı simülasyon 9



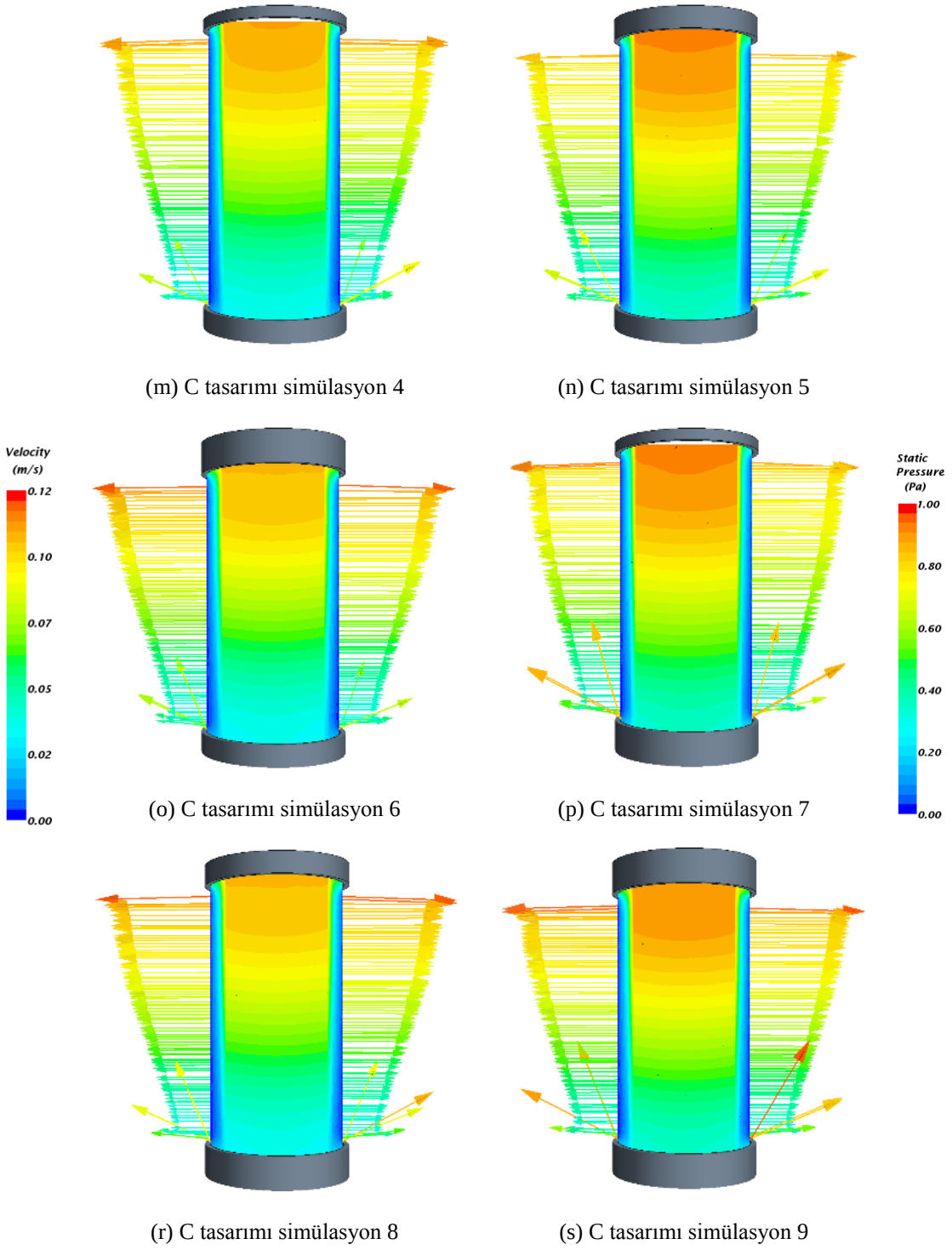
(j) C tasarımı simülasyon 1



(k) C tasarımı simülasyon 2



(l) C tasarımı simülasyon 3



(m) C tasarımı simülasyon 4 (n) C tasarımı simülasyon 5

(o) C tasarımı simülasyon 6 (p) C tasarımı simülasyon 7

(r) C tasarımı simülasyon 8 (s) C tasarımı simülasyon 9

Şekil 4.2. B ve C tasarımları için dokuz farklı simülasyonun hız vektörleri ve statik basınç dağılımları

Deneysel tasarım metodu ile elde edilen sonuçların incelenmesi ile değişik parametrelerin poroz silindir boyunca radyal hız dağılımını nasıl etkilediğini anlamak mümkün oldu. Şekil 4.1'e göre en iyi homojenlik endeksini elde edebilecek parametreler kolayca seçilerek her bir tasarım için optimum kurulum elde edilerek, CFD modelleri

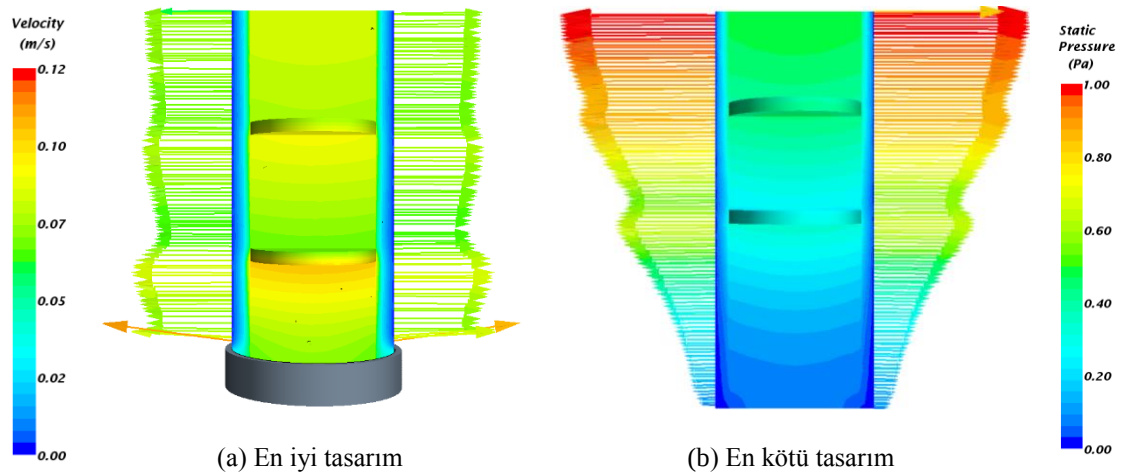
kuruldu ve çözüldü. Elde edilen bu çözümlerin her bir tasarım için en yüksek homojenlik endeksine sahip olduğu görüldü.

B tasarımında alt poroz plakanın yüksekliğinin artırılması akış homojenliğini önemli derecede azaltır. Her iki poroz plakanın da akış direncinin artırılması ile akış homojenliğinin iyileştiği görüldü. Ancak bu etkiler doğrusal değildir.

Ara poroz tabakaların kullanılması ile poroz silindirin iç bölgesinin üçe bölünmesi silindir içerisindeki statik basıncın daha iyi olmasını ve dolayısıyla radyal akış hızının daha düzgün olmasını sağlar. Bu poroz tabakaların dirençlerinin yüksek olması radyal hızın düzgünlüğü için önemlidir.

C tasarımı için, üst örtünün homojenlik endeksine hiç bir etkisi olmadığı çok açıktır. Bu nedenle hiç bulundurulmasa daha iyi olur. Aşağı örtü boyutunun ve iç silindir direncinin artışı test edilen aralıktaki homojenliği her zaman iyileştirdi. Şekil 4.2'de gösterilen hız vektörleri silindir içindeki statik basınç dağılımını açık bir şekilde takip eder. Silindir içinde statik dağılımın daha düzgün olması, poroz silindirik yakıcının dış kısmında radyal hızın daha iyi dağılım elde edilmesini sağlar.

Önceki bölümde bahsedildiği gibi, B ve C tasarımlarındaki en etkin ve etkisiz parametreler kullanılarak en iyi ve en kötü düzeneği verecek sistemler kuruldu ve simülasyonları yapıldı. En kötü tasarımın %78.9'luk bir homojenlik endeksi verdiği görüldü. Benzer şekilde en iyi tasarımda kuruldu. Bu tasarıma iç silindir, eşit şekilde boşluklu poroz tabakalar ve sadece alt örtü kullanıldı. Bu düzen için yapılan simülasyon sonucunda %96.5'lik bir homojenlik endeksi elde edildi. Silindirik poroz yakıcının dış yüzeyindeki radyal hız dağılımı her iki tasarım için de Şekil 4.3'te gösterildi.



(a) En iyi tasarım (b) En kötü tasarım

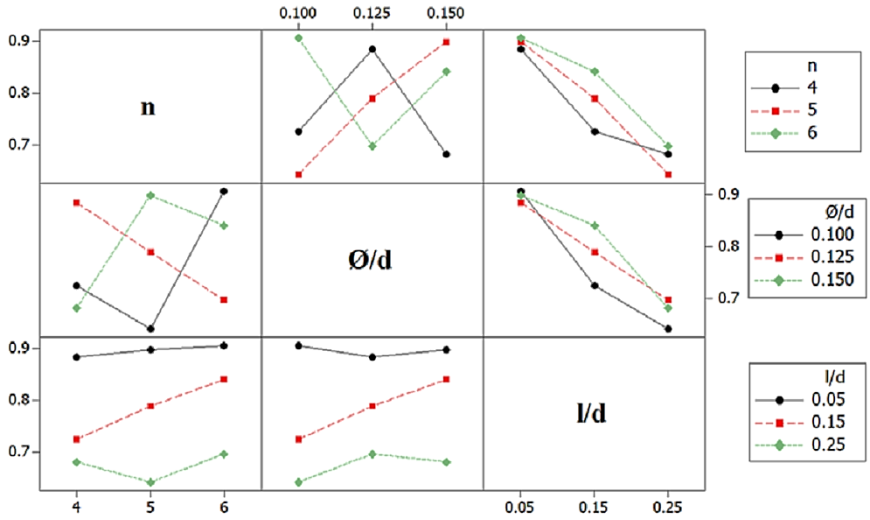
Şekil 4.3. En iyi ve en kötü tasarımlar için poroz silindirik yakıcının dış yüzeyindeki hız vektörleri ve içindeki statik basınç dağılımları

Silindir içerisindeki statik basınç dağılımının çok değişmemesi düşük gürültülü akış hareketi olduğunu gösterir. Sistem, B ve C tasarımlarının birleştirilmesiyle optimize edilmesine rağmen, iç silindirin çıkarılması ve iyi bir homojenlik endeksi değeri elde edilmesi mümkündür. Ancak düşük poroziteli bir silindir kullanılması olası herhangi bir geri tepmeyi durdurmakta faydalı olur. CFD kullanılarak bir sistemi tasarlamak ve optimize etmek mümkün olmasına rağmen, önerilen basınç düşüşü ile bu sistemin kurulması halen zorlayıcı bir problemdir. Değişik porozitedeki ara poroz tabakalarının dirençlerinin ölçülmesi ve sisteme uygun değerler elde edilmesi için bir test düzeneğinin kurulması gerekir.

Ayrıca giriş hızı sabit ve 1 m/s olarak kabul edildi. Bunun için grafikteki hız ölçüleri bağıl hız olarak verildi. Sonuçlar deneysel bir düzenek ile doğrulanmadığı halde, sonuçların eğilim olarak aynı kalacağı, ancak gerçek değerlerin bir miktar değişeceği tahmin edilir.

4.2. Ventüri Karıştırıcı

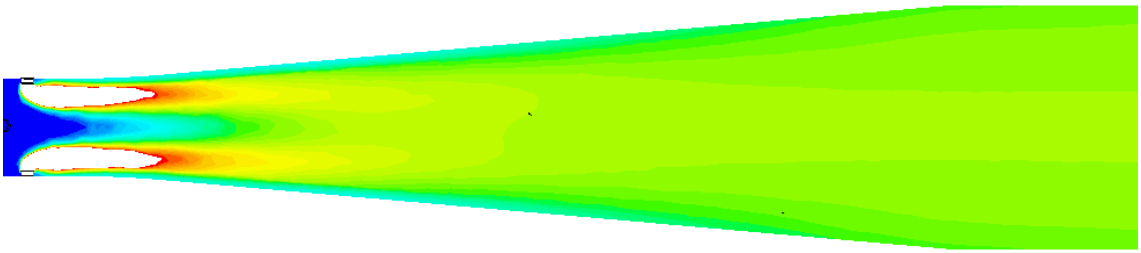
Optimizasyonun hedefi maksimum homojenlik endeksine yaklaşmak olduğu için, sinyal ve gürültü yaklaşımı için "daha büyük daha iyi" seçeneği tercih edildi. Bir sinyal ve gürültü grafiği Şekil 4.4'te gösterildi.



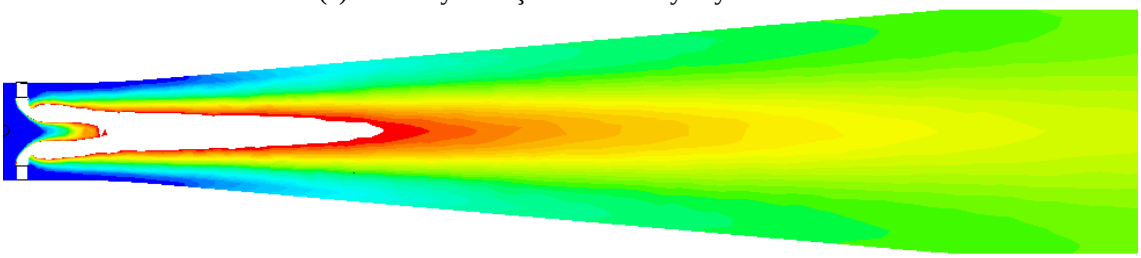
Şekil 4.4. Sinyal ve gürültü analizi için etkileşim tablosu

Şekilden açıkça anlaşılabileceği gibi, bağıl girinti uzunluğu 0.05 haricindeki tüm parametre ve değerler etkileşim gösterir. Bağıl girinti uzunluğu 0.05 değeri diğer parametreler üzerinde bağımsızlık gösterir.

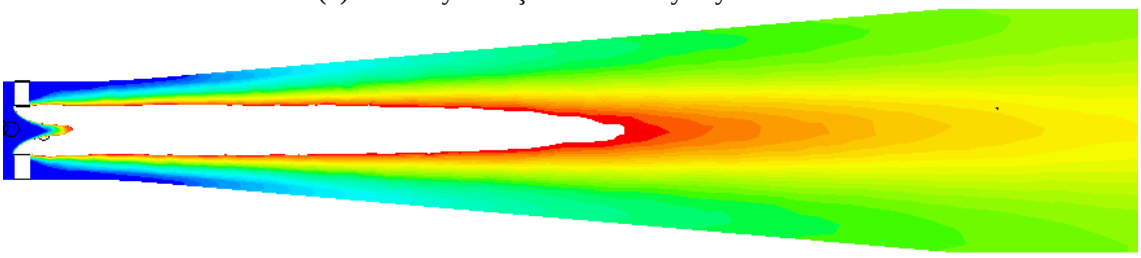
Tablo 3.3'te listelenen dokuz farklı tasarım şekli için CH_4 ün kütle oranı dağılımları Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



(a) Simülasyon 1 için ventürinin yatay kesiti



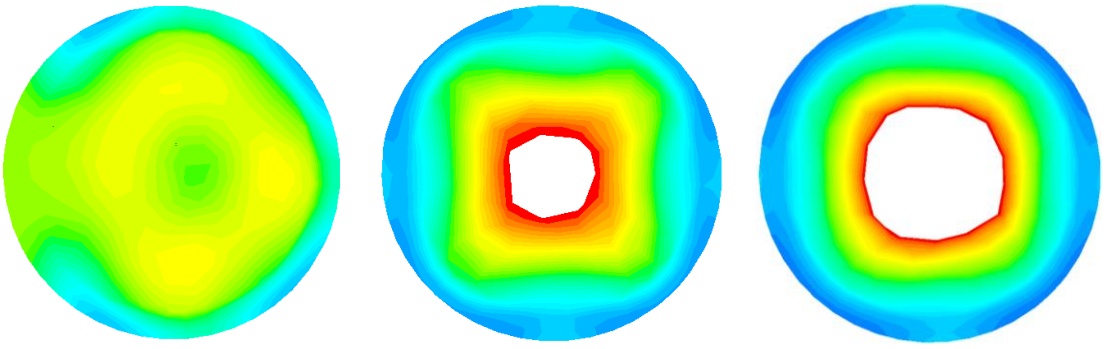
(b) Simülasyon 2 için ventürinin yatay kesiti



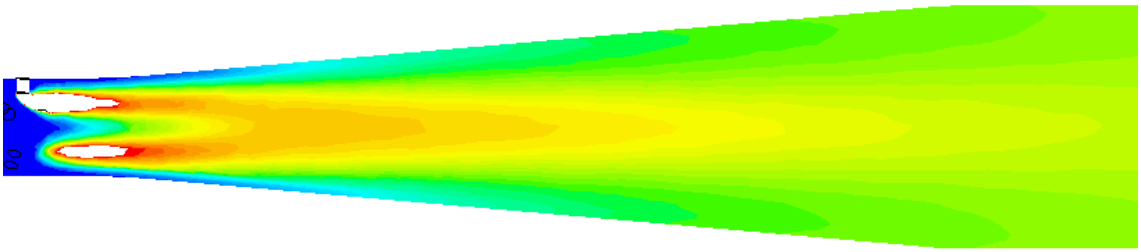
(c) Simülasyon 3 için ventürinin yatay kesiti



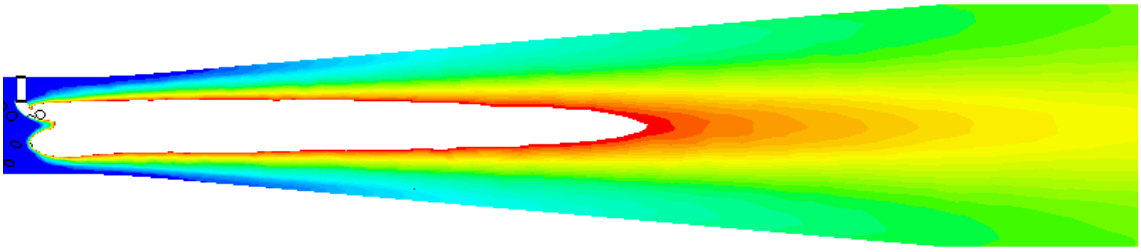
CH_4 kütle oranı



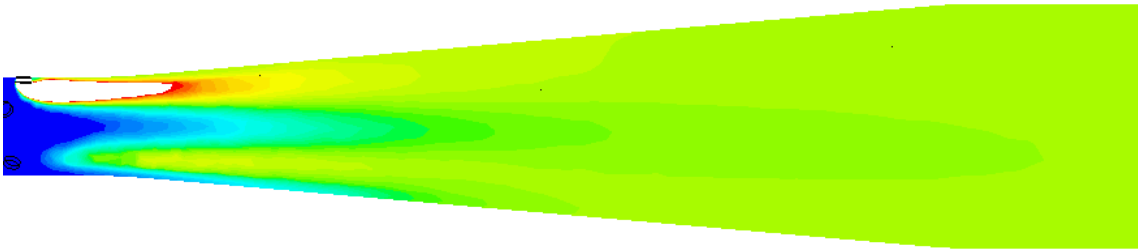
(d) Simülasyon 1, 2 ve 3 için ventürinin enjeksiyon noktasından bir çap mesafedeki dikey kesiti



(e) Simülasyon 4 için ventürinin yatay kesiti



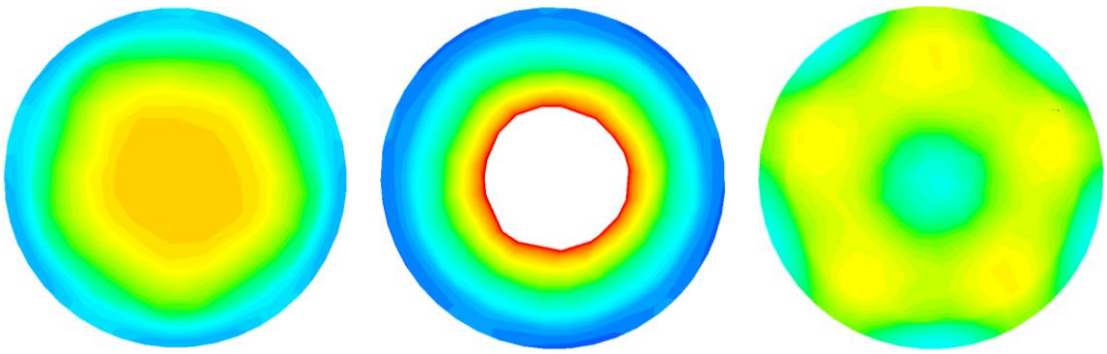
(f) Simülasyon 5 için ventürinin yatay kesiti



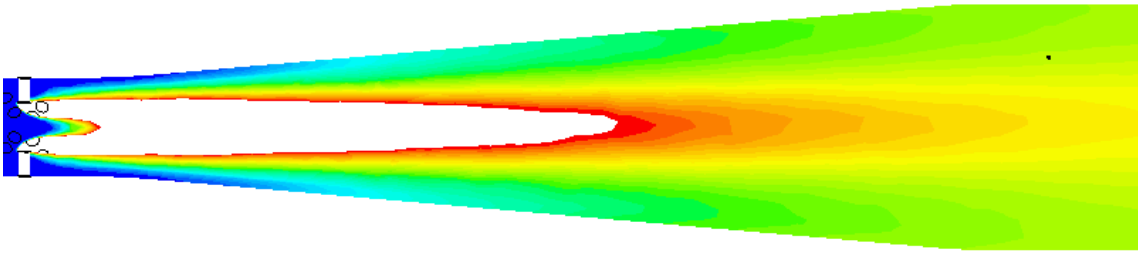
(g) Simülasyon 6 için ventürinin yatay kesiti



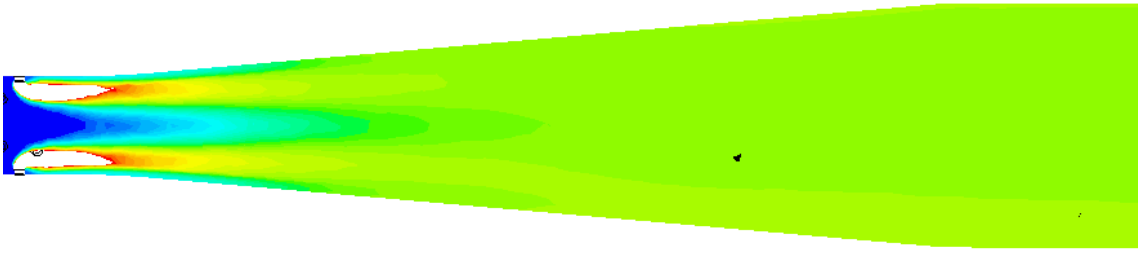
CH_4 kütle oranı



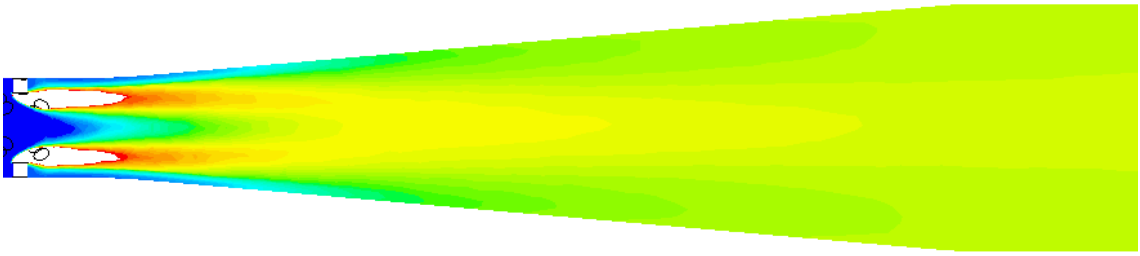
(h) Simülasyon 4, 5 ve 6 için ventürinin enjeksiyon noktasından bir çap mesafedeki dikey kesiti



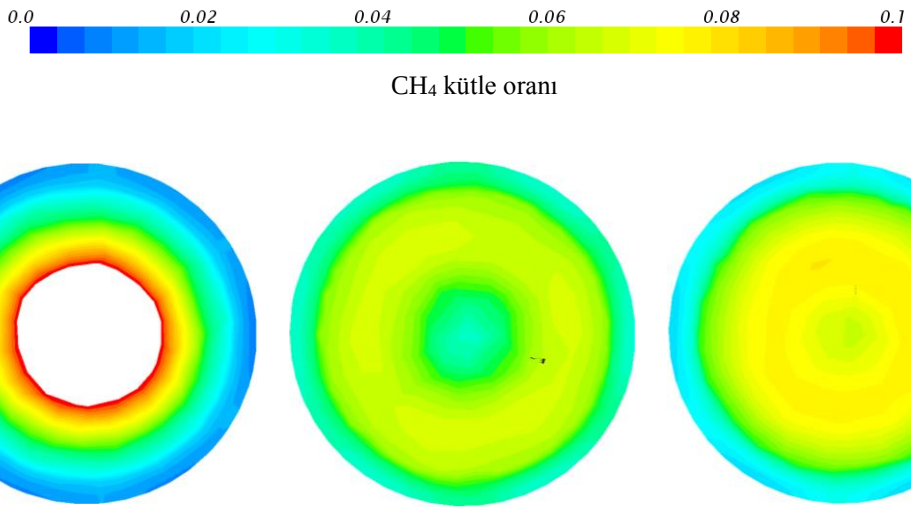
(i) Simülasyon 7 için ventürinin yatay kesiti



(j) Simülasyon 8 için ventürinin yatay kesiti



(k) Simülasyon 9 için ventürinin yatay kesiti



(l) Simülasyon 7, 8 ve 9 için ventürinin enjeksiyon noktasından bir çap mesafedeki dikey kesiti

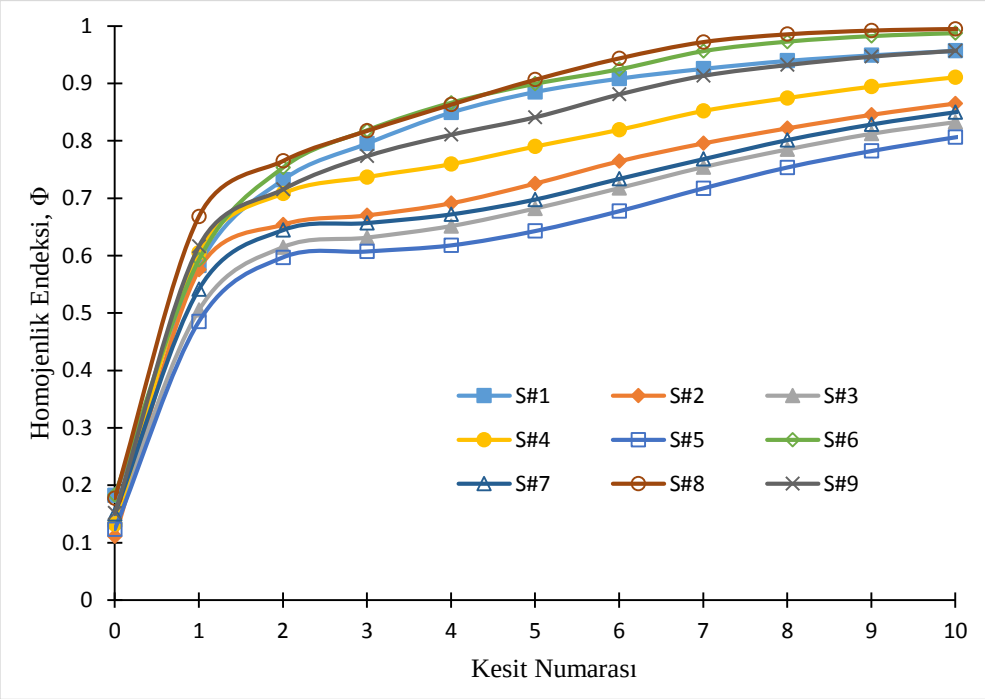
Şekil 4.5. Dokuz farklı deney kurulumu için borunun yatak kesiti boyunca ve enjeksiyon mesafesinden boru çapı mesafedeki dikey kesitte CH_4 dağılımı

Şekil her bir simülasyon için borunun yatay kesitinde boru uzunluğu boyunca CH_4 kütle oranı dağılımını gösterir. Ayrıca enjeksiyon noktasından sonra bir boru çapı uzunluğu mesafedeki kesitteki metan kütle oranı dağılımını gösterir. Merkezdeki beyaz alanlar, ayarlanmış maksimum kütle oranı 0.1'i aşan yüksek konsantrasyon olduğunu gösterir.

CH_4 dağılımındaki belirgin fark sadece boru boyunca değil, aynı zamanda radyal dağılım boyunca da açıkça görülür.

3, 5 ve 7 numaralı simülasyonlar ortak girinti uzunluğuna sahiptir fakat farklı çap değeri ve farklı sayıda enjeksiyon noktaları vardır ve kötü bir dağılım verdiği anlaşılır. Bunun aksine, 1, 8 ve 9 numaralı simülasyonlar arasında üç parametrenin hiçbiri ortak olmadığı halde gayet iyi bir dağılıma sahiptir. Bu nedenle etkileşim etkisi ve optimizasyon sadece değişik değerlerin kombinasyonu ile erişilir.

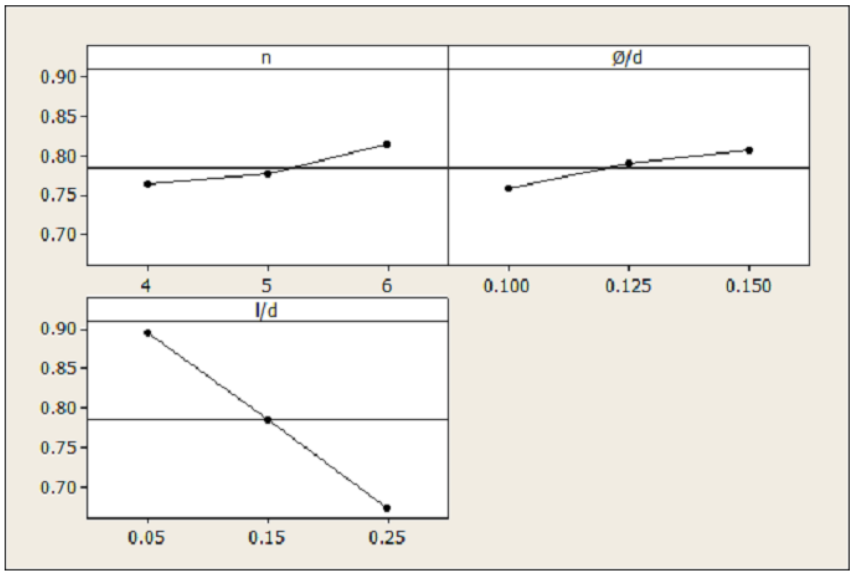
Sonuçları ölçebilmek için homojenlik endeksi boru boyunca on farklı kesit için hesaplandı. İlk kesit enjeksiyon noktalarının olduğu yerde olacak şekilde seçildi. Sonraki kesitler bu kesitten eşit mesafede ve boğaz çapının yarısı uzunluğundaki aralıklarla yerleştirildi. Şekil 4.6'da dokuz simülasyonun her biri için on eşit aralıklı kesitte homojenlik endeksinin değişimi gösterildi.



Şekil 4.6. Dokuz farklı simülasyon kurulumu için 0.5 d mesafe aralıklı on kesitteki homojenlik endeksleri

Burada 8 numaralı simülasyonun en iyi dağılıma sahip olduğu ve 5 numaralı simülasyonun en kötü dağılıma sahip olduğu açıkça görülür.

Optimum tasarımını belirleyebilmek için boru çapı D ye eşit bir mesafedeki kesit seçildi. Homojenlik endeksinin değeri optimizasyon için hedef fonksiyonu olarak kullanıldı. Üç tasarım parametresinin her birinin değişen değerlerinin etkileri Şekil 4.7'de gösterildi. Bu şekil Taguchi optimizasyon yöntemi kullanılarak elde edildi.



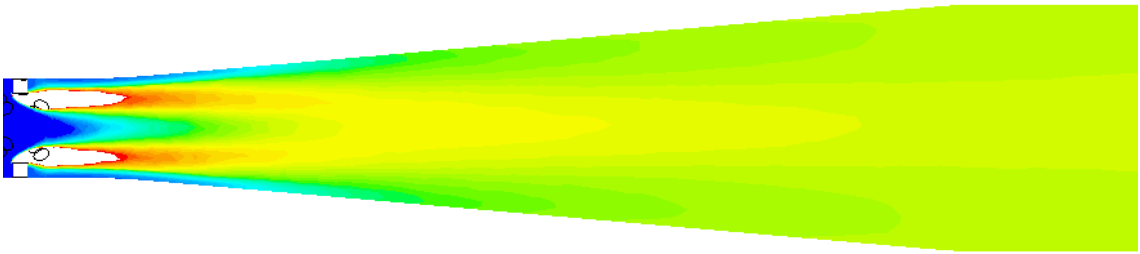
Şekil 4.7. Farklı tasarım parametrelerinin enjeksiyon noktasından boru çapına eşit bir mesafedeki kesitte metan homojenliğine etkisi

Enjeksiyon noktası sayısının dörtten altıya artırılması daha iyi bir dağılım olmasını sağladı. Bu beklenen bir durumdur ancak bu etki çok da kayda değer değildir. Bu nedenle uygulanabilirlik açısından enjeksiyon noktası sayısı sınırlanabilir.

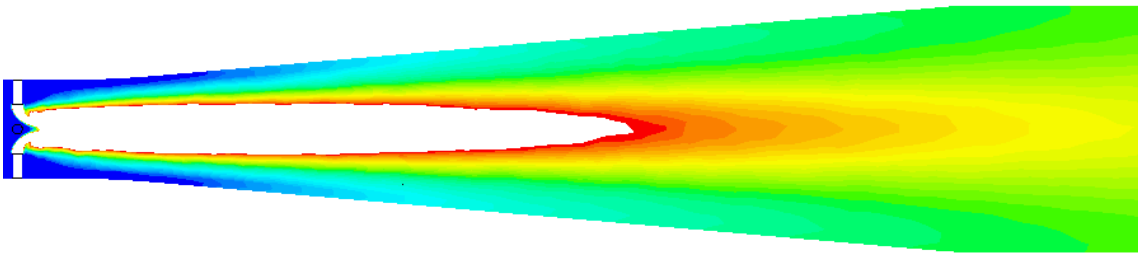
Ayrıca şekle göre enjeksiyon noktası çapının artırılması daha iyi bir dağılıma yardımcı olur. Aynı şekilde bu çok fazla bir etki göstermez, diğer bir ifade ile enjeksiyon hızının artırılması daha kötü dağılıma neden olur. En belirgin parametre enjeksiyon noktasının girinti uzunluğudur.

Girinti uzunluğunun *0.05 d* den fazla olması belirgin bir şekilde metanın radyal dağılımına ve karışmasına kötü yönde etki eder.

Şekil 4.8'de optimizasyon sonucu parametrelerin homojenlik üzerindeki en etkili değerleri seçilerek oluşturulan en iyi durum ve en etkisiz parametreler seçilerek oluşturulan en kötü durumun boru boyunca ve enjeksiyon noktasından boru çapına eşit mesafedeki kesitteki CH_4 dağılımı gösterildi.



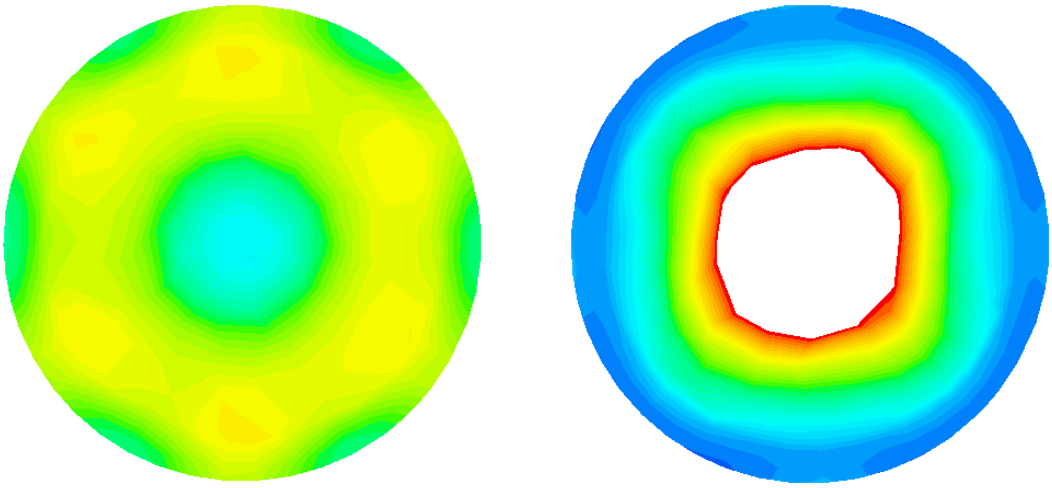
(a) En iyi durum için ventürinin yatay kesiti



(b) En kötü durum için ventürinin yatay kesiti



CH_4 kütle oranı



Homojenlik endeksi %91 Homojenlik endeksi %65

(c) En iyi ve en kötü durum için ventürinin enjeksiyon noktasından bir çap mesafedeki dikey kesiti

Şekil 4.8. Optimizasyon sonucunda seçilebilecek en iyi ve en kötü kurulum için kütle dağılımları

Optimizasyon sonucu enjeksiyon noktasından boru çapına eşit bir mesafedeki kesit için elde edilen CH_4 homojenlik endeksine göre yapılsa da, bu ventüri nozulunun ortasında bir noktadır ve nozulun çıkışındaki karışım oranını göstermez.

Yapılan çalışmalardan elde edilen verilere göre ventüri nozulunun sonunda her bir sistem için yüksek homojenlik endeksi elde edildi. Buna simülasyon kurulumlarının her birisi için ventüri çıkışında gayet iyi bir dağılım meydana geldi. Ancak Şekil 4.8 (a)'da verilen en iyi kurulum, performans açısından en başarılı tasarımdır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez çalışması sırasında iki tane uluslararası konferans makalesi sunuldu ve yayımlandı. Elde edilen sonuçlar poroz yakıcı ve ventüri karıştırıcı için aşağıda verildi.

5.1.1 Optimum poroz yakıcının tasarım özellikleri ve sonuçları

CFD ve deney tasarım metodu kullanılarak silindirik poroz yakıcı tasarımı ve optimizasyonu yapıldı. Başlangıçta üç değişik tasarım belirlenmesine rağmen ön sonuçlar ışığında bu tasarımlardan kullanışlı olmayan A tasarımı optimize edilmedi. B ve C tasarımları ayrı ayrı radyal akış hızına göre optimize edildi ve bu tasarımların homojenlik endeksi üzerinde en etkili terimleri kullanılarak birleşik sistem kuruldu. Aşağıda verilen tasarım koşulları ile %96'lık bir homojenlik endeksi elde edildi.

- Sistemin alt kısmına örtü konularak düşük statik basınçtan kaynaklanan düşük radyal hızın önlendiği görüldü.
- Uygun akış direncine sahip iki poroz tabakasının silindir içerisine yerleştirilmesi silindir boyunca homojen bir hız dağılımı oluşmasını sağladığı anlaşıldı.
- Porozitesi düşük ve direnci yüksek olan bir iç poroz silindir kullanılması hız profilini iyileştirdiği anlaşıldı.

5.1.2 Optimum ventüri karıştırıcının tasarım özellikleri ve sonuçları

Bu çalışmada çok noktadan enjeksiyon yapan ve bir kombi boyleri için geliştirilen ventüri karıştırıcının optimizasyonu yapıldı. ASME MFC-3M-1985 standartına göre boru çapı ve boğazı çapı arasındaki oran 0.4 olan bir ventüri kullanıldı. CFD sonuçlarına ve Taguchi metoduna göre enjeksiyon noktalarının çapları, sayısı ve ventüri içine doğru girinti uzunlukları optimize edildi ve metan yakıt olarak kullanıldı. Seçilen bu üç tasarım parametresi üzerinden enjeksiyon noktasından boru çapına eşit bir mesafedeki yatay kesitte %91'lik bir homojenlik endeksi elde edildi.

Bu çalışmanın sonucunda aşağıdaki genel çıkarımlar elde edildi:

- Yakıt enjeksiyon hızının artması yakıt dağılımının kötü olmasına neden olur.
- Enjeksiyon noktasının ventüri içerisine doğru girintisi, yakıtın boru içi hava akışı içindeki dağılımı üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir. Enjeksiyon noktasının girinti uzunluğunun optimum bir değeri vardır.
- Ventüri boğazı etrafındaki delik sayısının artırılması radyal dağılımda iyileşmeye sebep olur, fakat etki o kadar kayda değer değildir.
- Enjeksiyon noktası çapı, girinti uzunluğu ve enjeksiyon noktası sayısı bir birleriyle etkileşim gösteren tasarım parametreleridir. Parametrelerden birisindeki değişim diğer parametrelerin değerlerini etkiler.

5.2. Öneriler

Her iki sistemin ayrık olarak teorik çözümleri yapıldı ve optimize edildi. Bir deneysel çalışma ile bu optimize edilmiş tasarımların fiziksel doğrulaması yapılmalıdır. Bunun için önceki bölümlerde verilen bir deney düzeneği kurulması gerekir.

Bu deney düzeneği ile değişik poroz malzemelerin akışa gösterdikleri direnç ölçülmeli ve verilen sistemde ihtiyaç duyulan porozite değerlerindeki optimum poroz yakıcı üretilmelidir. Bu optimum poroz yakıcı teorik çalışma ile aynı özelliklere sahip olduğunda teorik ve deneysel çalışma sonucunda elde edilen radyal akış hızının düzgünlüğü kıyaslanır. Poroz yakıcıda CH_4'ün yakılması ile elde edilen alev görüntüleri teorik çalışma ile karşılaştırılır ve böylece bu çalışma doğrulanır.

Benzer şekilde ventüri karıştırıcı teorik çalışmada elde edilen optimum parametrelere göre üretilmeli ve deneysel olarak karışımın değişik kesitlerdeki homojenlik değerleri teorik çalışma ile kıyaslanmalıdır. Böylece sistem tasarımı hem deneysel hem de teorik olarak doğrulanmış olur.

Bu çalışmada tercih edilen tasarım parametreleri, ventüri karıştırıcı ve poroz yakıcıdaki akış dağılımlarını etkileyen tüm parametreler değildir. Bu sistemlerin sonuç fonksiyonlarını etkileyen diğer parametreler tespit edilmeli ve bu sistemlerin iyileştirilmesi için ilerleyen çalışmalarda kullanılmalıdır.

KAYNAKLAR

Babkin, V. S., Korzhavin, A. A. ve Bunev, V. A., 1991, Propagation of premixed gaseous explosion flames in porous media, *Combustion and Flame*, 87 (2), 182-190.

Baldwin, B. S. ve Barth, T. J., 1990, A One-Equation Turbulence Transport Model for High Reynolds Number Wall-Bounded Flows, *NASA Technical Memorandum*.

Barrué, H., Karoui, A., Le Sauze, N., Costes, J. ve Illy, F., 2001, Comparison of aerodynamics and mixing mechanisms of three mixers: Oxynator™ gas–gas mixer, KMA and SMI static mixers, *Chemical Engineering Journal*, 84 (3), 343-354.

Bhaskor J. Bora, B. K. D., Nikhil Gupta, Ujjwal K. Saha, Niranjan Sahoo, 2013, Investigation on the Flow Behaviour of a Venturi Type Gas Mixer Designed for Dual Fuel Diesel Engines, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 3 (3), 202-209.

Bubnovich, V. I., Orlovskaya, N., Henriques-Vargas, L. A. ve Ibacache, E., 2013, Experimental thermoelectric generation in a porous media burner, *Int. J. Chemical Engineering and Applications*, 4 (5), 301-304.

Cho, C. H., Baek, G. M., Sohn, C. H., Cho, J. H. ve Kim, H. S., 2013, A numerical approach to reduction of NOx emission from swirl premix burner in a gas turbine combustor, *Applied Thermal Engineering*, 59 (1–2), 454-463.

Cozzi, F. ve Coghe, A., 2006, Behavior of hydrogen-enriched non-premixed swirled natural gas flames, *International Journal of Hydrogen Energy*, 31 (6), 669-677.

Crawford, J., Jaaskelainen, H. ve Wallace, J., 1996, Evaluation of Different Natural Gas Fueling Strategies During Throttle Transients, *SAE Technical Paper*.

Czerwinski, J., Comte, P. ve Zimmerli, Y., 2003, Investigations of the Gas Injection System on a HD-CNG-Engine, *SAE Technical Paper*.

Danardono, D., Kim, K.-S., Lee, S.-Y. ve Lee, J.-H., 2011, Optimization the design of venturi gas mixer for syngas engine using three-dimensional CFD modeling, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25 (9), 2285-2296.

Davis, P. L., Rinehimer, A. T. ve Uddin, M., 2012, A Comparison of RANS-Based Turbulence Modeling for Flow over a Wall-Mounted Square Cylinder. STAR Global Conference. Amsterdam - Netherlands, CD-adapco.

Dukhan, N. ve Patel, P., 2008, Equivalent particle diameter and length scale for pressure drop in porous metals, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32 (5), 1059-1067.

Durst, F. ve Trimis, D., 2002, Combustion by Free Flames Versus Combustion Reactors, *Clean Air*, 3 (1), 1-20.

Ergun, S. ve Orning, A. A., 1949, Fluid Flow through Randomly Packed Columns and Fluidized Beds, *Industrial & Engineering Chemistry*, 41 (6), 1179-1184.

Furuyama, M. ve Yan, X., 1998a, Mixing Flow Phenomena of Natural Gas and Air in the Mixer of a CNG Vehicle, *SAE Technical Paper*.

Huang, Y. ve Yang, V., 2009, Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion, *Progress in Energy and Combustion Science*, 35 (4), 293-364.

Kadirgama, K., Noor, M. M., Rahim, A. R. N. A., Devarajan, R., Rejab, M. R. M. ve N.M., Z., 2008, Design and Simulate Mixing of Compressed Natural Gas with Air in a mixing device, *Malaysian Technical Universities Conference on Engineering and Technology*, Putra Palace, Perlis, Malaysia, 99-104.

Lee, P. H. ve Hwang, S. S., 2013, Formation of Lean Premixed Surface Flame Using Porous Baffle Plate and Flame Holder, *Journal of Thermal Science and Technology*, 8 (1), 178-189.

Li, L., Liu, Z., Wang, H., Deng, B., Wang, Z., Xiao, Z., Su, Y. ve Jiang, B., 2003, Development of a Gas-Phase LPG Injection System for a Small SI Engine, *SAE Technical Paper*.

Marzouk, O. A. ve Huckaby, E. D., 2010, Simulation of a Swirling Gas-Particle Flow Using Different k-epsilon Models and Particle-Parcel Relationships, *Engineering Letters*, 18 (1).

Menter, F., 1993, Zonal Two Equation k-w Turbulence Models For Aerodynamic Flows, In: 23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference, Eds: American Institute of Aeronautics and Astronautics, p.

Menter, F. R., 1994, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, 32 (8), 1598-1605.

Mitzlaff, K. V., 1988, Engines for Biogas: Theory, Modification, Economic Operation, Friedrick Vieweg & Son p. 134.

Mujeebu, M. A., Abdullah, M. Z., A. Bakar, M. Z. ve Mohamad, A. A., 2011, A Mesoscale Premixed LPG Burner with Surface Combustion in Porous Ceramic Foam, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 34 (1), 9-18.

Naganuma, T., Sakonji, T. ve Shoji, F., 1992, New Gas Mixer for Gas Engines - Optimized Air-Fuel Ratio with Negligible Pressure Loss, *SAE Technical Paper*, 14.

Pandey, K. M. ve Bidesh, R., 2012, Intake Valve Design For High Level Swirl Induction In Carbureted Spark Ignition Engine, *Journal of Environmental Research And Development*, 7 (1A), 512-522.

Pandey, K. M. ve Roy, B., 2012, CFD Analysis of Intake Valve for Port Petrol Injection SI Engine, *Global Journal of Researches in Engineering Mechanical and Mechanics Engineering*, 12 (5).

Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, *New York*, McGraw-Hill Book Co., p. 205.

Patkar, V. C. ve Patwardhan, A. W., 2011, Effect of jet angle and orifice shape in gas–gas mixer using CFD, *Chemical Engineering Research and Design*, 89 (7), 904-920.

Rakopoulos, C. D., Kosmadakis, G. M. ve Pariotis, E. G., 2009, Evaluation of a new computational fluid dynamics model for internal combustion engines using hydrogen under motoring conditions, *Energy*, 34 (12), 2158-2166.

Rodi, W. 1991. "Experience with Two-Layer Models Combining the k-e Model with a One-Equation Model Near the Wall", 29th Aerospace Sciences Meeting, January 7-10, Reno, NV, AIAA 91-0216.

Schlichting, H. ve Gersten, K., 2000, Boundary-Layer Theory, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, p.

Semin, 2012, Injector Nozzle Spray on Compressed Natural Gas Engines: A Technical Review, *International Review of Mechanical Engineering (I.RE.M.E.)*, 6 (5), 1035-1043.

Sera, M., Bakar, R. ve Leong, S., 2003, CNG Engine Performance Improvement Strategy Through Advanced Intake System, *SAE Technical Paper*.

Sharma, H., Singh, S. ve Goel, R., 2014, CFD Analysis of the Natural Gas Based Carburetor for a Two Stroke Spark Ignition Engine, *National Conference on "Recent Advances in Mechanical Engineering" RAME-2013*, 1 (1).

Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. ve Zhu, J., 1994, A New K-epsilon Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows: Model Development and Validation, *NASA Technical Memorandum*, 34.

Spalart, P. ve Allmaras, S., 1992, A one-equation turbulence model for aerodynamic flows, In: 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Eds: American Institute of Aeronautics and Astronautics, p.

Spalding, D. B., 1977, GENMIX–A General Computer Program for Two-Dimensional Parabolic Phenomena, *New York*, Pergamon, p. 380.

Varde, K., 2003, Combustion Variability in Natural Gas Fueled Engines, *SAE Technical Paper*.

Wang, L., Hao, Z., Xu, A., Xiao, K., Sui, F., Fan, X. ve Gao, J., 2013, CFD simulation of multi-inlet jet-swirl nozzle for preparing nano-drug by SEDS process, *Journal of Chemical and Pharmaceutical Research*, 5 (10), 223-229

Weltens, H., Bressler, H., Terres, F., Neumaier, H. ve Rammoser, D., 1993, Optimisation of Catalytic Converter Gas Flow Distribution by CFD Prediction, *SAE Technical Paper*, 23.

Wilcox, D. C., 2006, Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc., p. 522.

Wolfstein, M. 1969. "The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient", Int. J. Heat Mass Transfer, 12, pp. 301-318.

Yoon, J., Kim, M.-K., Hwang, J., Lee, J. ve Yoon, Y., 2013, Effect of fuel–air mixture velocity on combustion instability of a model gas turbine combustor, *Applied Thermal Engineering*, 54 (1), 92-101.

Zhdanok, S. A., Dobrego, K. V. ve Futko, S. I., 1998, Flame localization inside axis-symmetric cylindrical and spherical porous media burners, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41 (22), 3647-3655.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	**:**	Muhammed Fatih ÖZGÜR
Uyruğu	**:**	Türkiye Cumhuriyeti
Doğum Yeri ve Tarihi	**:**	Yenimahalle ANKARA – 01.10.1989
Telefon	**:**	0 312 260 97 12 – 0 505 576 66 38
e-mail	**:**	muhammedfatihozgur@gmail.com

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Üniversite	:	**Erciyes Üniversitesi, Makine Mühendisliği**	**2011**
Yüksek Lisans	:	**Selçuk Üniversitesi, Makine Mühendisliği ABD**	**2016**
Doktora	:	-	

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2012-2016	**Mevlana Üniversitesi**	**Araştırma Görevlisi**

UZMANLIK ALANI

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

YABANCI DİLLER

İngilizce (TOEFL 82)

YAYINLAR

Dergi Makaleleri

1 -M. Özgür, E. Abo-Serie, Computational Analysis of Airflow Distribution inside Mevlana Museum, Journal of The Institute of Natural & Applied Sciences 19 (1-2):15-24, 2014

Konferans Makaleleri

1- E. Abo-Serie, M. Özgür, CFD Investigation of Mevlana Museum Air Velocity Distribution, International Environmental Science Symposium of Van, Van, TURKEY, 4-7 June 2014

2- E. Abo-Serie, M. Özgür, K. Altınşık, Design of a Pre-Mixed Porous Radial Burner for a Uniform Exit Flow Velocity, NuRER – 4. International Conference on Nuclear and Renewable Energy Resources, Antalya, TURKEY, 26-29 Oct. 2014

3- E. Abo-Serie, M. Özgür, K. Altınşık, Computational of Methane-Air Ventüri Mixer for Optimum Design, 13th International Combustion Symposium, Bursa, TURKEY, 9-11 September 2015