

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**VENTURİ ESASLI PNÖMATİK HUBUBAT TAŞIMA SİSTEMİNDE PERFORMANS
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisi İrem KURT

**OCAK 2020
TRABZON**



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**VENTURİ ESASLI PNÖMATİK HUBUBAT TAŞIMA SİSTEMİNDE PERFORMANS
İNCELENMESİ**

Makina Mühendisi İrem KURT

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce
" MAKİNA YÜKSEK MÜHENDİSİ "
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 31 /12 /2019

Tezin Savunma Tarihi : 24 /01 /2020

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU

Trabzon 2020

**KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
İrem KURT tarafından hazırlanan**

**VENTURİ ESASLI PNÖMATİK HUBUBAT TAŞIMA SİSTEMİNDE PERFORMANS
İNCELENMESİ**

**başlıklı bu çalışma, Enstitü Yönetim Kurulunun 03 / 01 / 2020 gün ve 1835 sayılı
kararıyla oluşturulan jüri tarafından yapılan sınavda
YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak kabul edilmiştir.**

Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU

Üye : Prof. Dr. Ali Can DALOĞLU

Üye : Doç. Dr. Lütfü NAMLI



**Prof. Dr. Asim KADIOĞLU
Enstitü Müdürü**

ÖNSÖZ

Tahıl ve hububat üretiminde pnömatik taşıma sistemleri önemli bir yer tutmaktadır. Tarımsal sistemlerin performanslarının iyileştirilmesi ile ülke ekonomisine katkı sağlanacağı açıktır. Bu çalışmada pnömatik taşıma sistemlerinde performans iyileştirme amaçlı hesaplamalı bir çalışma yapılmıştır. Bu amaçla sayısal olarak modellenmiş bir venturi bölgesindeki halka bir kesitten yapılan emişin hat içerisindeki boru parçasındaki akış özellikleri basınç, yörünge ve hız üzerindeki etkisini görmek üzere hesaplamalı olarak parametrik bir inceleme yapılmıştır.

Bu çalışmanın yürütülmesinde, değerli görüş ve önerileri ile önemli katkı sağlayan danışman hocam Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU'na teşekkür ederim.

Bu çalışma boyunca desteklerini benden esirgemeyen değerli dostlarıma ve aileme teşekkür ederim.

İrem KURT
Trabzon, 2020

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Venturi Esaslı Pnömatik Hububat Taşıma Sisteminde Performans İncelenmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU’nun sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, deneyleri ve analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 24/01/2020

İrem KURT

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VII
SUMMARY	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	IX
TABLolar DİZİNİ.....	XI
SEMBOLLER DİZİNİ	XII
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Pnömatik Taşıma Sistemleri	2
1.2.1. Seyrek Faz Taşıma Sistemleri	4
1.2.2. Yoğun Faz Taşıma Sistemleri	5
1.3. Sayısal Modeller.....	6
1.3.1. Çok Fazlı Akışlar İçin Modelleme Yöntemleri.....	6
1.3.2. Türbülans Modelleri.....	8
1.4. Literatür Taraması.....	10
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR	13
2.1. Problemin Tanıtılması.....	13
2.2. Ağ Yapısı	14
2.3. Sınır Koşulları	16
3. BULGULAR.....	19
3.1. Hız Değişimleri	20

3.2. Basınç Değişimleri.....	23
3.3. Akış Yörüngeleri.....	28
4. SONUÇLAR.....	31
5. ÖNERİLER.....	32
6. KAYNAKLAR.....	33

ÖZGEÇMİŞ



Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

VENTURİ ESASLI PNÖMATİK HUBUBAT TAŞIMA SİSTEMİNDE PERFORMANS İNCELENMESİ

İrem KURT

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU
2020, 36 Sayfa

Tarımsal faaliyetler içerisinde enerji giderleri oldukça önemli bir yer tutmaktadır. Enerji giderleri ve tarımsal sistemlerin performansları üzerinde yapılabilecek çalışmalar ile doğrudan ülke ekonomisine katkı sağlanacağı açıktır. Bu çalışmada tahıl ve hububat üretiminde önemli bir yer tutmakta olan pnömatik taşıma sistemlerinde performans iyileştirme amaçlı hesaplamalı bir çalışma yapılmıştır. Bu konudaki mevcut teknoloji klasik siklonik esaslı prensiplere göre çalışmakta olup, verimleri ve performansları sınırlıdır. Aşırı basınç kayıpları, taşınan malzemenin hasar görmesi gibi bazı sorunlar yaşanmaktadır. Bu nedenle taşıma hattının vakum yerine pozitif basınç altında tutulacak şekilde bir venturi geçişinden yapılacak olan basma ile çalışan pnömatik taşıma sistemi bazı avantajlar sağlar. Bu amaçla, sayısal olarak modellenmiş bir venturi bölgesindeki halka bir kesitten yapılan emişin hat içerisindeki boru parçasında akış özellikleri olan basınç, yörünge ve hız üzerindeki etkisini belirlemek için parametrik bir inceleme yapılmıştır. Çalışmada ANSYS-Fluent yazılımı kullanılarak $k-\epsilon$ türbülans modeli ve Euler-Lagrange hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli ile 5 m/s ile 25 m/s emiş hızı değerleri arasında boru içerisindeki akış parametreleri ve parçacık yörüngeleri detaylı olarak incelenmiştir. Elde edilen bulgular uygun çalışma koşulları altında emiş performansının iyileştiğini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Pnömatik taşıma, Euler-Lagrange yaklaşımı, Parçacık yörüngeleri, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD).

Master Thesis

SUMMARY

PERFORMANCE ANALYSIS OF PNEUMATIC GRAIN TRANSPORT SYSTEM
BASED ON VENTURI PRINCIPLE

İrem KURT

Karadeniz Technical University
Institute of Natural Sciences
Mechanical Engineering Program
Supervisor: Prof. Burhan ÇUHADAROĞLU
2020, 36 Pages

Energy expenditures have an important role in agricultural activities. It is obvious that contribution will be made directly to the country economy through studies on energy costs and performance of agricultural systems. In this computational study, it has been analyzed the performance of pneumatic transport systems which have an important role in grain and cereal industry. The current technology on this area is based on classical cyclonic principles limited to efficiency and performance. There are some problems such as excessive pressure losses and damage to the material being transported. Therefore, a pneumatic transport system which is operated by pressure decrease in a venturi passage such that the transport line is kept under positive pressure instead of vacuum provides some advantages. For this purpose, a parametric investigation was carried out to determine the effect of the suction from an annular section in a numerically modelled venturi passage on the pressure, trajectory and velocity which are the flow characteristics of the pipe line. Using ANSYS-Fluent software with the $k-\varepsilon$ turbulence model and the Euler-Lagrange computational fluid dynamics model, flow parameters and particle trajectories within the transport line which has suction velocity values between 5 m/s and 25 m/s were analyzed in detail. The results show that the suction performance is improved under favorable working conditions.

Key Words: Pneumatic transport, Euler-Lagrange approach, Particle trajectories
Computational fluid dynamics (CFD).

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.	Pnömatik taşıma sisteminde kapalı çevrim [12].	2
Şekil 2.	Pozitif basınçlı pnömatik taşıma sistemi [12].	3
Şekil 3.	Negatif basınçlı pnömatik taşıma sistemi [12].	4
Şekil 4.	Seyrek faz taşıma sistemi.	5
Şekil 5.	Yoğun faz taşıma sistemi.	6
Şekil 6.	İki boyutlu boru geometrisi	13
Şekil 7.	a) Hesaplama bölgeleri, b) Bölge sınırları	14
Şekil 8.	Hesaplama bölgesindeki ağ yapıları, a) model 1, b) model 2, c) model 3	15
Şekil 9.	Çözücü a) genel ayarlarının ve b) ayırık faz modeli parametre ayarlarının gösterimi	16
Şekil 10.	Çözücü a) injeksiyon ayarları, b) çözüm metodu ve c) türbülans modeli ayarlarının gösterimi	17
Şekil 11.	Çözücü a) hava üflecinden sisteme giriş yapan hava hızı, b) hava girişindeki basınç ve c) sistem çıkışındaki serbest akış ayarlarının gösterimi	18
Şekil 12.	İnceleme parametreleri	19
Şekil 13.	Hava giriş hızı a) 5 m/s ve b) 10 m/s için hız dağılımı görünümü	20
Şekil 14.	Hava giriş hızı a) 15 m/s, b) 20 m/s ve c) 25 m/s için hız dağılımı görünümü	21
Şekil 15.	Farklı hava giriş hızlarında kanal boyunca ortalama hızın değişimi	22
Şekil 16.	Kanal koordinat sistemi	23
Şekil 17.	Farklı hava giriş hızlarında $P1$ ortalama basıncındaki değişim	24
Şekil 18.	Farklı hava giriş hızlarında $P2$ ortalama basıncındaki değişim	24

Şekil 19.	Farklı hava giriş hızlarında ΔP basınç farkı değişimi.....	25
Şekil 20.	Farklı hava giriş hızlarında basınç farkı oranındaki değişim.....	25
Şekil 21.	Hava giriş hızı a) 5 m/s ve b) 10 m/s için basınç dağılımı görünümü.....	26
Şekil 22.	Hava giriş hızı a) 15 m/s, b) 20 m/s ve c) 25 m/s için basınç dağılımı görünümü.....	27
Şekil 23.	Farklı hava giriş hızlarında orta eksen boyunca ortalama basınç değişimi.....	28
Şekil 24.	Hava giriş hızı a) 5 m/s, b) 10 m/s ve c) 15 m/s için partikül yörüngeleri	29
Şekil 25.	Hava giriş hızı a)15 m/s, b)25 m/s için partikül yörüngeleri.....	30

TABLULAR DİZİNİ

Sayfa No

Tablo 1.	Farklı ağ modellerinde sistem çıkışındaki (P_2) ortalama basınç değişimi.....	15
Tablo 2.	Farklı hava giriş hızlarına bağlı hava çıkış hızlarında P_1 ve P_2 ortalama basınçlarındaki değişim	23



SEMBOLLER DİZİNİ

C_d	: küre şeklindeki partiküller için sürüklenme katsayısı
d_p	: partikül çapı (mm)
F_D	: rahatlama zamanının tersi (1/s)
F_e	: partiküle etki eden ek kuvvetler
g	: yerçekimi ivmesi (m/s^2)
g_x	: x doğrultusundaki yerçekimi ivmesi (m/s^2)
g_y	: y doğrultusundaki yerçekimi ivmesi (m/s^2)
g_z	: z doğrultusundaki yerçekimi ivmesi (m/s^2)
P	: basınç (Pa)
P_0	: referans basınç değeri (Pa)
P_1	: venturi girişi ortalama basıncı (Pa)
P_2	: ortalama çıkış basıncı (Pa)
Re_p	: partikül çapına bağlı Reynolds sayısı
t	: zaman (s)
U	: ortalama hava çıkış hızı (m/s)
u	: x doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)
u_a	: havanın hız vektörü (m/s)
u_p	: partikülün hız vektörü (m/s)
V	: hava giriş (üfleme) hızı (m/s)
v	: y doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)
w	: z doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)
x, y, z	: kartezyen koordinatlar
ΔP	: basınç farkı (Pa)
ε	: türbülans kinetik enerjisinin yutulması
μ	: dinamik viskozite (kg/m.s)
ρ	: yoğunluk (kg/m^3)
ρ_a	: hava yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_p : partikülün yoğunluğu (kg/m^3)

ξ_1, ξ_2, ξ_3 : partikülün sürüklenme denklemindeki sabitler



1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Pnömatik taşıma sistemleri temel olarak oldukça basit olup, toz ve tanecikli malzemelerin fabrika, şantiye ve tesislerde taşınması için son derece uygundur. Sistemin çalışması için sıkıştırılmış gaz, genellikle hava, besleme ünitesi, taşıyıcı boru ve gazdan malzemeyi ayırmada kullanılan siklon gerekmektedir. Basıncı havanın üretilmesi ve kontrol edilerek kullanılması nedeniyle ve diğer sistemlere göre kolay ve ucuz olmasından dolayı endüstrinin her dalında pnömatik sistemler yaygınlaşmıştır [1].

Pnömatik taşımanın toz ve granül malzemelerin endüstride taşınmasında en yaygın yöntem olmasının birkaç nedeni vardır. Birincisi yatay ve dikey boru hatları ve bükümlerin oryantasyon kombinasyonları ile uygulanmasıyla, pnömatik taşıma sisteminin düzenlenmesi hem tesis yerleşimi hem de işletme açısından oldukça esneklik sağlar. İkincisi kapalı taşıma koşulu sistemin, çevresel sorunlara neden olmadan, tehlikeli dökme malzemeler de dahil olmak üzere çeşitli granül malzemelerin taşınmasını sağlar. Üçüncüsü ise bu sistem otomatik olarak çalışabilir ve sürekli taşıma işlemlerini kontrol etme ve izleme ihtiyacı olmadığı için işçilik maliyetlerini de azaltır [1-3].

İki temel pnömatik taşıma sistem türü vardır; seyrek faz (dilute phase) ve yoğun faz (dense phase) pnömatik taşıma sistemi. Seyrek faz taşıma sistemleriyle karşılaştırıldığında, yoğun faz taşıma sistemleri çok daha düşük taşıma hızları gerektirir. Bu nedenle taşımada daha düşük güç tüketimi ve daha da önemlisi, parçacık yıpranması ve boru hattının aşınması gibi operasyonel problemler ortaya çıkmaz [4,5].

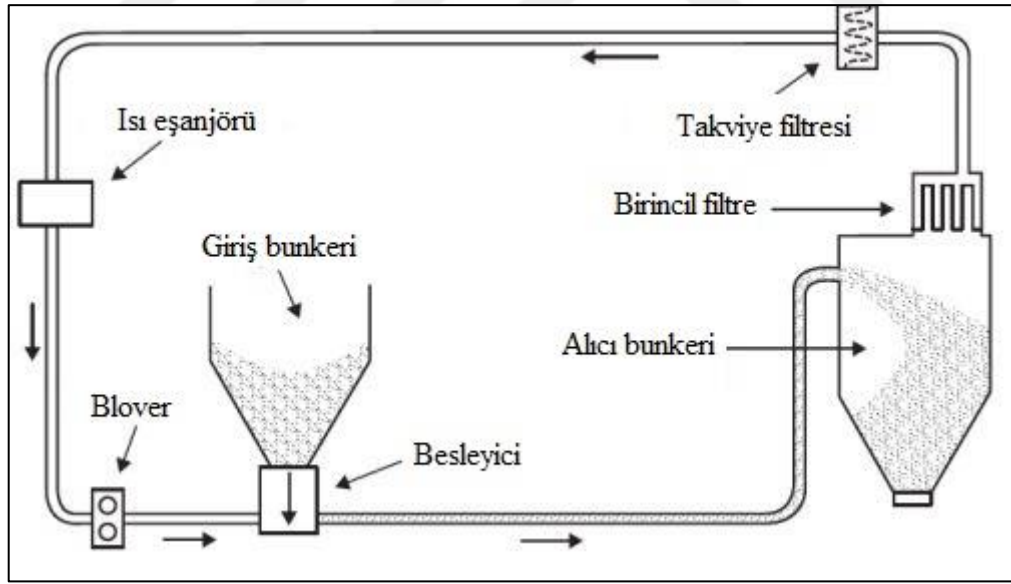
Literatürde katı – gaz akışını tanımlayan modeller iki ana çerçevede gruplandırılabilir. İlk yöntem Euler – Euler yöntemi, ikincisi ise Euler – Lagrange yöntemidir [5]. Euler - Euler çerçevede katı faz, iç içe geçen bir süreklilik fazı olarak kabul edilir ve sıvı faz ile ayrı fakat benzer yönetim denklemlerine sahiptir. Parçacık viskozitesi ve basıncı ise granül akışının kinetik teorisi (KTGF) gibi istatistiksel analizler ile hesaplanmaktadır [6-9]. Euler – Lagrange yönteminde akışkan sürekli bir faz ortamı olarak kabul edilir. Bu yöntemde, Navier -Stokes denklemleri çözülürken; ayrık faz (discrete phase) olarak partikül, damlacıklar veya kabarcıkların izlenerek çözülmesi esasına dayanır [10]. Ayrık faz modeli ile her bir parçacığın yörüngesinin ayrı ayrı belirlenip zaman bağımlı incelenmesine izin verir [11]. Bu

nedenle bu çalışmada Euler-Lagrange hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli kullanılarak 5 m/s ile 25 m/s emiş hızı değerleri arasında boru içerisindeki akış parametreleri ve parçacık yörüngeleri detaylı olarak incelenmiştir.

1.2. Pnömatik Taşıma Sistemleri

Pnömatik taşıma, kimyasal (sabun tozu, deterjan vb.), gıda (şeker, un vb.), kozmetik (talk, yüz pudrası vb.) veya enerji (kömür, kül vb.) endüstrilerinde başarıyla uygulanan yaygın bir taşıma sistemidir [4].

Pnömatik taşıma, genellikle konvansiyonel, sürekli çalışan ve açık sistemlerle yapılır. Yapılacak işleme göre, dökme malzeme ve kapalı sistemler tercih edilir. Pnömatik taşımada kullanılan temel sistemler, pozitif veya negatif basınçlı ya da bileşik sistemler şeklinde adlandırılırlar. Eğer taşınacak malzeme toksik veya radyoaktif ise taşıyıcı havanın kontrol altında regüle edilmesi veya atmosfere salınmaması gerekir. Bu malzemelerin taşınmasında Şekil 1’de gösterilen kapalı sistemler kullanılır.

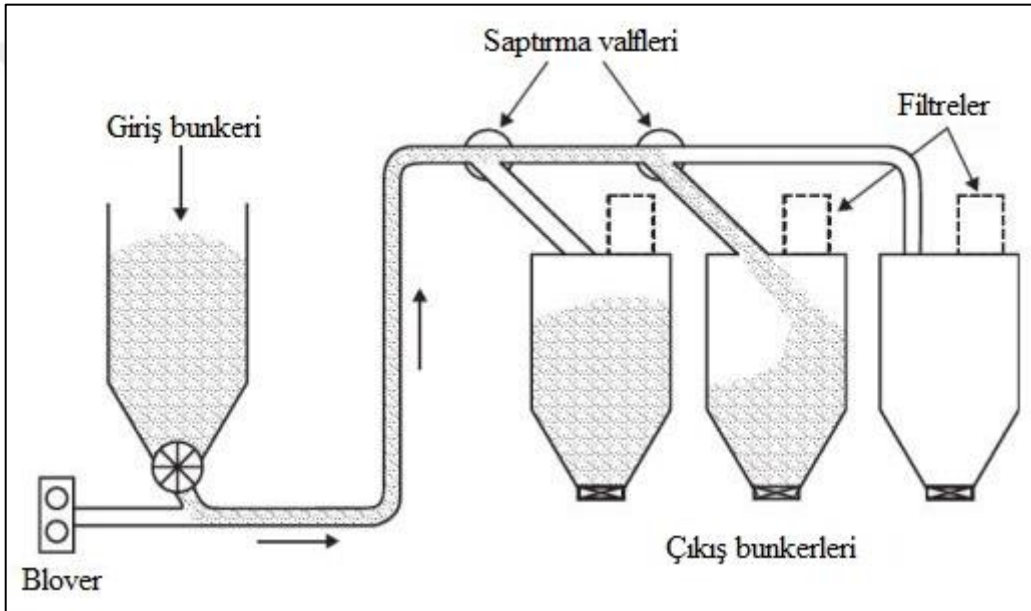


Şekil 1. Pnömatik taşıma sisteminde kapalı çevrim [12].

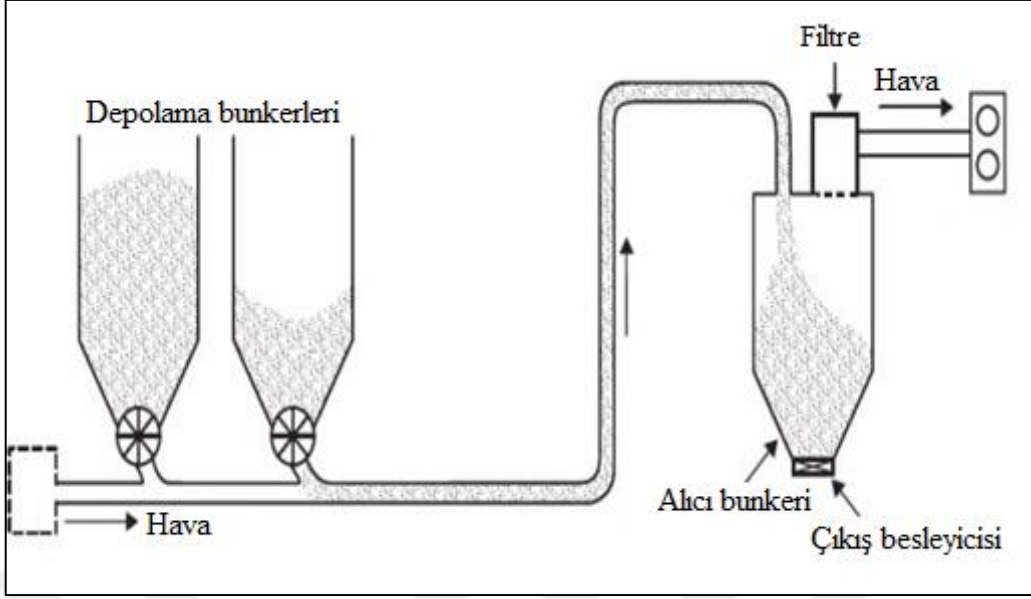
Sıkı çevre kontrolünün gerekli olmadığı durumlarda; tesisin sermaye maliyetinin ve operasyonel karmaşıklığın az olduğu çok daha geniş bir sistem yelpazesine sahip olan açık sistemler tercih edilir [12]. Açık sistemler Şekil 2 ve 3’te gösterildiği gibi pozitif basınçlı ve negatif basınçlı sistemler olarak iki gruba ayrılır. Pozitif basınçlı sistemlerde, basınçlı boru hattı beslenir ve çeşitli besleyici türlerinden yararlanılabilir. Ancak her besleyicide görülecek

ortak sorun, sistemden besleyiciye hava kaçağının oluşmasıdır [13, 14]. Negatif basınçlı (vakumlu) sistemler ise çok noktadan alınıp tek noktaya malzeme taşınmasında tercih edilirler. Sistemdeki besleyicide ters akış söz konusu değil ise çok noktadan ortak tesisatın beslemesinde sorun yaşanabilir. Pozitif sistemlerle karşılaştırıldığında, filtrasyon ünitesinin daha büyük olduğu görülür. Bu sistemlerde tehlikeli malzeme taşınmasında, sisteme vakumla hava emildiğinden dış ortamla sorun yaşanmaz. Vakum sistemlerinde kullanılacak filtreler ve davlumbazlar ile ortama toz atılması önlenmiş olur [13, 15].

İki temel pnömatik taşıma sistemi vardır; seyrek faz (dilute phase) taşıma sistemi ve yoğun faz (dense phase) taşıma sistemi [4].



Şekil 2. Pozitif basınçlı pnömatik taşıma sistemi [12].

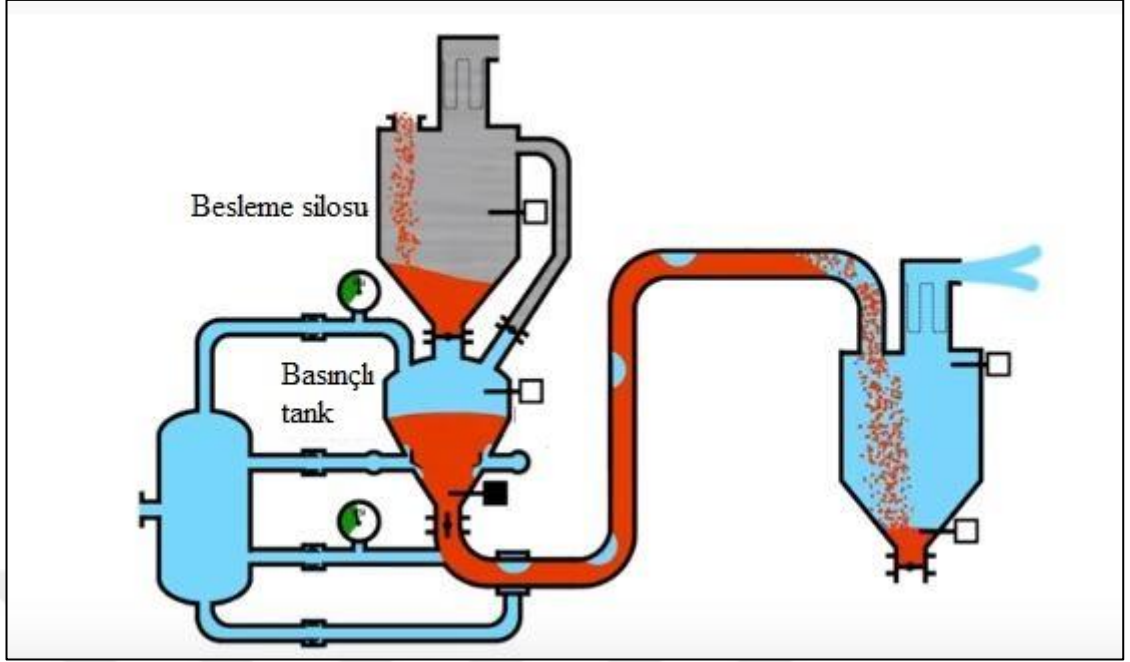


Şekil 3. Negatif basınçlı pnömomatik taşıma sistemi [12].

1.2.1. Seyrek Faz Taşıma Sistemleri

Parçacık büyüklüğü, şekli veya yoğunluğu ne olursa olsun hemen hemen her materyal seyrek fazda, süspansiyon (boruda asılı) akışında bir boru hattı vasıtasıyla taşınabilir. Parçacıklar havaya uçurulduktan veya boru hattı vasıtasıyla emildikçe süspansiyon halinde tutulduğu için genellikle süspansiyon akışı olarak adlandırılır. Nispeten yüksek bir hız gereklidir ve bu nedenle güç gereksinimleri de yüksek olabilir ancak iletilen malzeme aralığında neredeyse hiçbir sınır yoktur [1,12].

Taşınan malzeme ile boru hattı arasında temas ve özellikle eğrisel geçişler olur ve bu nedenle boru hatları aşınabilir. Dolayısıyla aşındırıcı malzemelerin taşınmasına dikkat edilmelidir. Çok küçük parçacıklar az etkiye sahip olurken, büyük parçacıklarda yerçekimi kuvveti etkisiyle yatay boru hatları boyunca sıçrayarak gitme eğiliminde olur. Birçok malzeme doğal olarak düşük hızda ve yoğun faz akımında taşınabilir. Bu malzemeler gerekliyse seyrek fazda da taşınabilir. Herhangi bir malzemeyi havada süspansiyon şeklinde yüksek bir hızla taşıma işlemine seyrek faz taşıma denir [1,12]. Şekil 4'te seyrek faz taşıma sistemine ait örnek bir şematik çizim gösterilmiştir.



Şekil 5. Yoğun faz taşıma sistemi

1.3. Sayısal Modeller

1.3.1. Çok Fazlı Akışlar İçin Modelleme Yöntemleri

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) kapsamında yapılan modellemede çok fazlı akışı simüle etmek için kullanılan iki yöntem vardır, Euler-Euler yöntemi ve Euler-Lagrange yöntemi [16].

Euler-Euler yönteminde, farklı fazlar matematiksel olarak birbirinin içine işleyen bir süreklilik gibi muamele görmektedir. Bir fazın hacmi diğer faz tarafından işgal edilemez. Bu hacim kesirleri yer ve zamanın sürekli fonksiyonları olarak kabul edilir ve bunların toplamı bire eşittir. Her bir faz için korunum denklemleri her faz için benzer yapıya sahip denklemlerin bir grubunun elde edilmesinden elde edilmektedir [17].

Euler-Lagrange yönteminde ise akışkan sürekli bir ortam olarak kabul edip Navier-Stokes denklemlerinin çözülmesi esasına dayanır. Newton'un Hareket Yasasını bir akışkan elemanına uygulamak suretiyle elde edilen vektörel denklem, viskoz, ısı ileten akışkan için çözülür. Çözümlemede Navier-Stokes denklemlerinin yanı sıra süreklilik denklemi de yer alır [16]. Parçacık veya damlacık yörüngeleri akışkan faz hesaplamaları boyunca özelleştirilmiş aralıklarda teker teker çözülmektedir. Bu sprey kurutucular, kömür ve sıvı yakıtların yanması ve bazı parçacık yüklü akışların modellenmesi için uygun bir model

oluşturur ama sıvı – sıvı karışımları, akışkan yataklar veya ikincil fazın hacim kesrinin ihmal edilmediği herhangi bir uygulamanın modellenmesi için uygun değildir [17].

Süreklilik denklemi;

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

Bu denklemde u ; x doğrultusundaki hız bileşenini (m/s), v ; y doğrultusundaki hız bileşenini (m/s) ve w ; z doğrultusundaki hız bileşenini (m/s) temsil etmektedir.

Navier-Stokes (momentum) denklemleri;

Navier-Stokes denkleminin x-bileşeni;

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

Burada t ; zamanı (s), ρ ; yoğunluğu (kg/m^3), g_x ; doğrultusundaki yerçekimi ivmesini (m/s^2), μ ; dinamik viskoziteyi ve P ; ise basıncı (N/m^2) temsil etmektedir.

Navier-Stokes denkleminin y-bileşeni;

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

Burada g_y ; y doğrultusundaki yerçekimi ivmesini (m/s^2) temsil etmektedir.

Navier-Stokes denkleminin z-bileşeni;

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

Burada g_z ; z-yönündeki yerçekimi ivmesini (m/s^2) temsil etmektedir.

Bu çalışmada, zamana bağlı momentum denklemini her bir partikül için ele alan Lagrange yöntemi kullanılmıştır.

Momentum denklemi genel formda:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D (u_a - u_p) + \frac{g (\rho_p - \rho_a)}{\rho_p} + F_e \quad (5)$$

Burada u_p ; partikülün hız vektörünü, u_a ; havanın hız vektörünü (m/s), ρ_p ; partikül yoğunluğunu (kg/m^3), ρ_a ; hava yoğunluğunu (kg/m^3), g ; yerçekimi ivmesini, F_e ; Partiküle etki edebilecek ek kuvvetleri, du_p/dt ; atalet kuvvetini ve $F_D (u - u_p)$; sürüklenme kuvvetini ifade etmektedir.

F_D ; rahatlama zamanının (relaxation time) tersi olup, açık formda aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$F_D = \frac{18 \mu C_d Re_p}{\rho_p d_p^2 24} \quad (6)$$

Burada d_p ; partikül çapını ve Re_p ; partikül çapına bağlı Reynolds sayısını temsil etmektedir. C_d ; küre şeklindeki partiküller için sürüklenme katsayısını temsil etmekte olup aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$C_d = \frac{\xi_1}{Re_p} + \frac{\xi_2}{Re_p^2} + \xi_3 \quad (7)$$

Burada ξ_1 , ξ_2 ve ξ_3 sabit katsayıları temsil etmektedir [18].

Partikül çapına bağlı Reynolds sayısı ise açık formda aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Re_p = \frac{\rho_a d_p |u_p - u_a|}{\mu} \quad (8)$$

1.3.2. Türbülans Modelleri

Türbülanslı akış çoğu mühendislik probleminde ortaya çıkar. Türbülans modeli farklı koşullar altında akışta ortaya çıkan türbülanslı etkileri tanımlamak için kullanılan bir yöntemdir. Türbülans modellerinde, zamana bağlı akış alanını hesaplamak ve ortalama bir

akış elde etmek için türbülanslı çalkantıların tüm detaylarını çözmek gerekli değildir. Sadece türbülansın ortalama akışı nasıl etkilediği bilinmelidir. Türbülans modellerinin geniş uygulanabilirliğinin yanı sıra basit, doğru ve ekonomik olması gerekir. Türbülanslı akış çeşitli yaklaşımlar kullanılarak hesaplanabilir. Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemlerinin türbülanslı büyüklükler için uygun modellerle çözülmesi veya türbülansın doğrudan hesaplanması yoluyla türbülanslı akışlar hesaplanabilir [16].

Üç farklı $k-\varepsilon$ türbülans modelinden bahsedilebilir: standart $k-\varepsilon$, RNG (Renormalized Group), $k-\varepsilon$ ve gerçekleştirilebilir (realizable) $k-\varepsilon$ modelleri. Tüm bu modeller k ve ε için benzer transport denklemlerine sahip olsalar da, çalkantılı viskoziteyi hesaplama yöntemleri farklıdır [19].

Standart $k-\varepsilon$ modeli, mühendislik hesaplamalarında en pratik ve en yaygın kullanılan modeldir [20]. Türbülanslı akışlar için sağlam, ekonomik ve doğru simülasyon sonuçları veren en popüler türbülans modeli $k-\varepsilon$ modelidir. Bu model akışın tamamen türbülanslı olduğunu ve dinamik viskozitenin ihmal edilebileceğini varsayar [16].

RNG $k-\varepsilon$ modeli daha çok hızlı kayma gerilmeli akışların, dönel akışların simülasyonunda kullanılır. Standart modelle karşılaştırıldığında, RNG modeli daha geniş akış türleri için daha doğru ve güvenilirdir. RNG $k-\varepsilon$ modeli benzer standart $k-\varepsilon$ modeli biçimine sahiptir. Standart model yüksek Reynolds sayıları için iyi olsa da, RNG modeli, etkili viskozite için analitik olarak türetilmiş diferansiyel formüle dayanan düşük Reynolds sayı etkilerini de içerir. Ayrıca bu model, ε denkleminde hızlı şekil değiştirmeli akışlar için daha doğru sonuç verebilen ek bir terime sahip olup, girdabın türbülans üzerindeki etkisi de dahildir [16].

Gerçekleştirilebilir $k-\varepsilon$ modelinin güçlü aerodinamik eğrilik, girdaplar ve rotasyon içeren akışlar için üstün performans gösterdiği kanıtlanmıştır. Standart $k-\varepsilon$ modeli ile karşılaştırıldığında gerçekleştirilebilir $k-\varepsilon$ modeli; ε yutulma oranı için değiştirilmiş bir transport denkleminde sahiptir. Ayrıca, gerçekleştirilebilir $k-\varepsilon$ modeli, türbülanslı viskozite için farklı bir formülasyon içerir. [19].

Hem RNG hem de gerçekleştirilebilir model, standart $k-\varepsilon$ modeli ile karşılaştırıldığında çok fazla akışların simülasyonunda geniş iyileşmeler sağlamıştır. Ancak Ma ve arkadaşları [21], RNG ve standart $k-\varepsilon$ türbülans modelini kullanarak aynı basınç düşüşlerini elde etmişlerdir. Ayrıca standart $k-\varepsilon$ modelinin ekonomikliği ve yaygın kullanımı göz önüne alınarak, bu çalışmada basınç değişimi verilerinin hesaplanmasında $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

1.4. Literatür Taraması

Pnömatik taşıma sistemleri; boru hattında gerekli basınç düşümü ve debinin hesaplanmasına bağlı olarak uygun bir kompresör seçimini gerektirir ve endüstrinin çeşitli uygulamalarında kullanılır. İki farklı pnömatik taşıma türü vardır; taşınacak olan katı maddelerin büyük ölçüde taşıyıcı gaz içinde süspansiyon halinde taşındığı seyreltik faz ve baskın akış mekanizmasının süspansiyon dışı bir akış türü olduğu yoğun faz. Seyreltik faz sistemleri genellikle en güvenilir ve tasarımda en yüksek esnekliği sunmasına rağmen, nispeten yüksek taşıma hızları, parçacık yıpranması ve boru hatlarının aşındırıcı aşınması dahil önemli operasyonel sorunlara yol açar ve aşırı güç gerektirir. Özellikle özgül güç tüketimiyle ilgili olarak güç gereksinimlerinin azaltılmasına verilen önemdeki artışla birlikte, düşük hızlı, yoğun fazlı sistemlere doğru yönelme olmuştur [21]. Konu ile ilgili olarak basınç düşümü, farklı boru hattı düzenleri, partikül boyutları ve katı yükleme oranları çeşitli araştırmacılar tarafından deneysel olarak geniş ölçüde incelenmiştir [22-26].

Basınç düşümü, yoğun fazlı pnömatik taşıma tasarım ve analizi için en önemli parametrelerden biridir. Basınç düşümünün deneysel olarak ölçülmesi konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Pnömatik taşıma akışını daha iyi anlayabilmek ve daha pahalı olan prototip test çalışmalarına olan ihtiyacı azaltmak amacıyla son yıllarda gaz-katı akışını simüle etmek için çeşitli CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yazılım programları kullanılmaktadır [16, 24, 27-31]. Ayrıca bazı ampirik korelasyonlar ve kullanıcı tarafından programlanan iki boyutlu modeller de geliştirilmiştir [32, 33]. Euler-Lagrange modeli genellikle seyreltik bir pnömatik taşıma sistemindeki basınç düşüşünü tahmin etmek için kullanılmıştır [34].

Bilirgen ve arkadaşları [35] tarafından, önceden yapılan bazı deneysel çalışmalara ait deneysel veriler kullanılarak, bunların CFD modellemeleri yapılmıştır. Sonuç olarak ticari Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) kodlarının pnömatik taşınım sistemlerinin geliştirilmesi için etkin bir şekilde kullanılabileceğini belirlemişlerdir.

Lenvy ve Mason [32] çalışmalarında, üç düz boru ve iki dirsekten oluşan bir sistem için üç boyutlu gaz-parçacık akışının simülasyonu yapılmışlardır. Pnömatik taşınım sistemlerinde segregasyon ve çapraz kesitte parçacık konsantrasyonu üzerine dirseğin etkisi araştırılmıştır. Nümerik çalışmalar boru çapının dirsek çap oranının, farklı katı özelliklerinin ve yerçekimi doğrultusunun akış üzerine etkileri incelenerek yapılmıştır. Dirseğin varlığının

boru duvarı iç çevresinde dirsekten sonra parçacıkların yoğunlaşmasına sebep olduğunu belirlemişlerdir.

Levy ve Manson [33] çalışmalarında, seyrek faz pnömatik taşıma sisteminde gaz-katı akışları için yeni bir iki tabaka modeli geliştirmişlerdir. İki tabaka kavramı ilk olarak Wilson [36], tarafından yoğun faz pnömatik taşıma sistemlerinde sıvı-katı akışı için geliştirilmiştir. Yatay bir borudaki tam gelişmiş akışta, deney sonuçları ve geliştirilen yeni modelin simülasyonu ile belirlenen basınç gradyanı sonuçlarının birbirini doğruladığını belirlemişlerdir.

Lain ve Sommerfeld [34] çalışmalarında, 6 metre uzunluğa farklı yüzey pürüzlülüğüne sahip yatay bir borudaki partikül davranışlarını ve basınç düşüşlerini, Euler-Lagrange yaklaşımı kullanılarak hesaplamalı ve deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel basınç düşüşünün duvar pürüzlülüğünden fazlasıyla etkilendiği belirlenmiştir. Yüksek yüzey pürüzlülüğüne sahip boruda basınç düşüşünün de yüksek olduğu gözlenmiştir. Ayrıca basınç düşüşünün partikül çapının ve partikül yükleme miktarının artmasıyla doğru orantılı olduğu belirlenmiştir.

Huang ve arkadaşları [37] çalışmalarında, farklı boyutta nozullar kullanılarak pülverize kömürün yoğun fazda taşınmasındaki basınç düşüşlerini incelemişlerdir. Deneysel, gaz-katı akışının basınç düşüşünü, tek başına gaz ve katı parçacıklardan ayrı olarak, gaz fazı basınç düşüşü ve katı faz basınç düşüşü olmak üzere iki terime bölünmesi prensibiyle yapılmıştır [38]. Deney sonuçlarından, sadece gaz fazı kullanıldığında nozul basınç düşüşü, sadece katı faz kullanılarak elde edilen nozul basınç düşüşü ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir olduğu sonucuna varmışlardır. Nozul basınç düşüşüne katkıda bulunan ana faktörlerin gaz ve katı kütle akış hızı, katı yükleme oranı ve nozul giriş-çıkış çapları olduğunu belirlemişlerdir.

Giddings ve arkadaşları [39], iki fazlı gaz-parçacık akışının cam bir venturi sistemindeki davranışını incelemişlerdir. Çalışma hem deneysel hem de sayısal olarak yürütülmüştür. Sistemde farklı parçacık boyutları kullanılmıştır. Parçacık hızının hesaplanmasında, küçük parçacık boyutları için sistemin ilk sınır koşullarının etkili olduğu görülmüştür. Çapı 22 μm olan partiküllerin neredeyse boğaz hızına ulaştığı, Çapı 88 μm 'den daha büyük partiküllerin hızlarının ise boğazın sonuna kadar artmaya devam ettiğini belirlemişlerdir.

Liu ve arkadaşları [40], yüksek basınç ve konsantrasyon altındaki venturide gaz-kömür karışımı akışındaki akış karakteristiklerini ve basınç düşüşlerini incelemişlerdir. Çalışmada

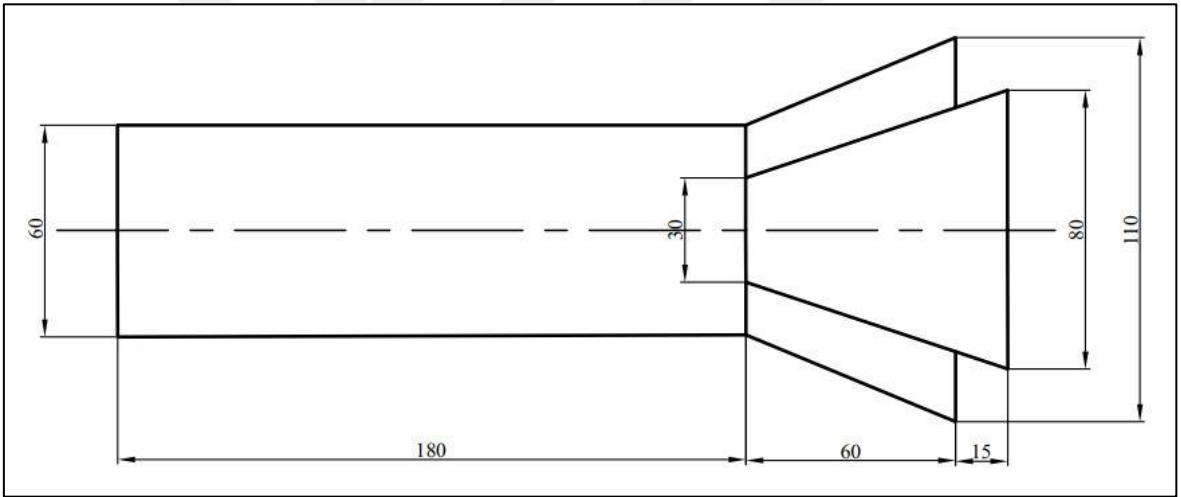
hem tek fazlı gaz hem de gaz kömür karışımı için deneyler yapılmıştır. Venturi boyunca basınç, hacimsel yükleme oranı ve yüzeysel gaz hızı dağılımı incelenmiştir. Statik basınçta ve hacimsel yükleme oranında keskin bir düşüş gözlenmiştir. Gaz-kömür karışımının basınç düşüşü gaz hızının, hacimsel yükleme oranının ve gaz yoğunluğunun artmasıyla doğru orantılı olarak arttığının gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada tahıl ve hububat üretiminde önemli bir yer tutmakta olan pnömatik taşıma sistemlerinde performans iyileştirme amaçlı olarak Euler-Lagrange ve $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak hesaplamalı bir çalışma yapılmıştır. Bu konudaki mevcut teknoloji klasik siklonik esaslı prensiplere göre çalışmakta olup, verimleri ve performansları sınırlıdır. Bu nedenle taşıma hattının vakum yerine pozitif basınç altında tutulacak şekilde bir venturi geçişinden yapılacak olan basma ile çalışan pnömatik taşıma sistemi bazı avantajlar sağlar. Bu amaçla sayısal olarak modellenmiş bir venturi bölgesindeki halka bir kesitten yapılan emişin hat içerisindeki boru parçasındaki akış özellikleri basınç, yörünge ve hız üzerindeki etkisini görmek üzere hesaplamalı olarak, ANSYS-Fluent yazılımı kullanılarak $k-\varepsilon$ türbülans modeli ve Euler-Lagrange hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli ile parametrik bir inceleme yapılmıştır.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

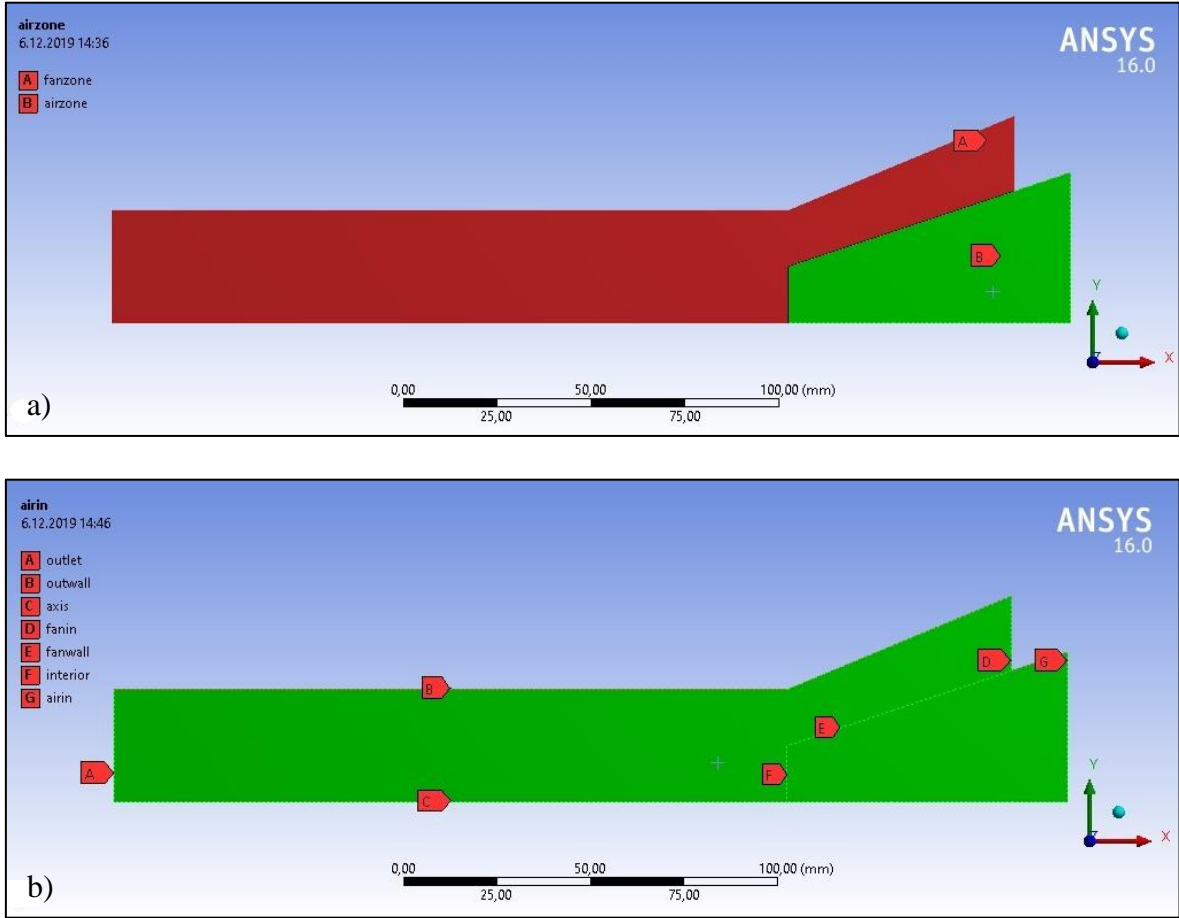
2.1. Problemin Tanıtılması

Bütün simülasyonların geometrisi “ANSYS Design Modeler” kullanılarak yapılmıştır. Bu yazılım basit boru geometrileri oluşturmak için yeterince uygundur. İki boyutlu olarak göz önüne alınmış olan simülasyon için oluşturulan geometri Şekil 6’da gösterilmiştir. Şeklin sağ tarafında görülen iki farklı giriş bölgesinden halka geometrideki bölümden bir kompresör yardımıyla belirli bir hızda giren havanın (fanzone), daralan kesitte oluşturacağı düşük basınç etkisiyle ortada yer alan venturi kanalından (airzone) emiş yapılması amaçlanmıştır. Sistemden ortak çıkış şeklin sol tarafında yer alan kesitten olmaktadır.



Şekil 6. İki boyutlu boru geometrisi

Hesaplama bölgesi iki alana bölünmüştür. Bunlar; venturi kanalına havanın 1 atm basınç ile girdiği bölge (airzone) ve kompresörden sisteme farklı hava hızları uygulanarak sistemin emiş yapmasının sağladığı bölgedir (fanzone). Şekil 7’de hesaplama bölgesi alanları ve bölge sınırları görülmektedir.



Şekil 7. a) Hesaplama bölgeleri, b) Bölge sınırları

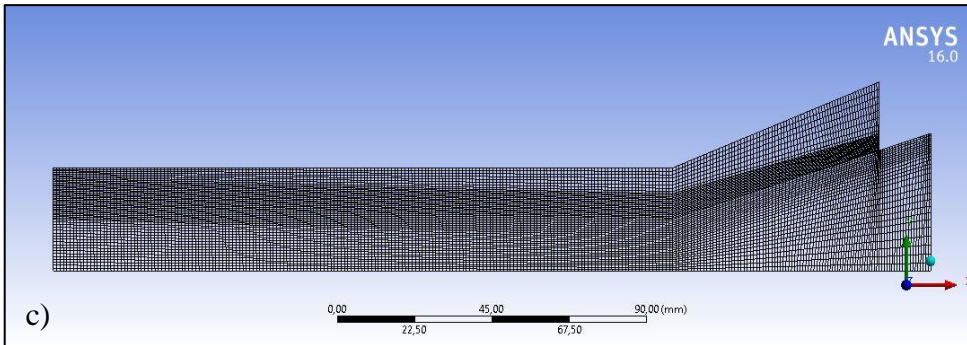
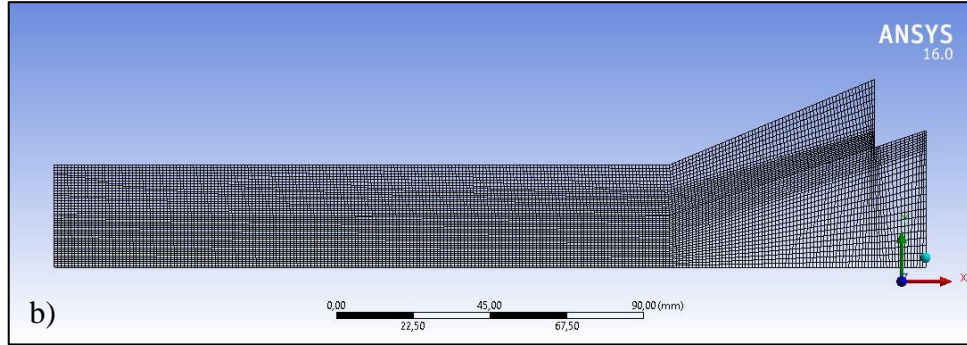
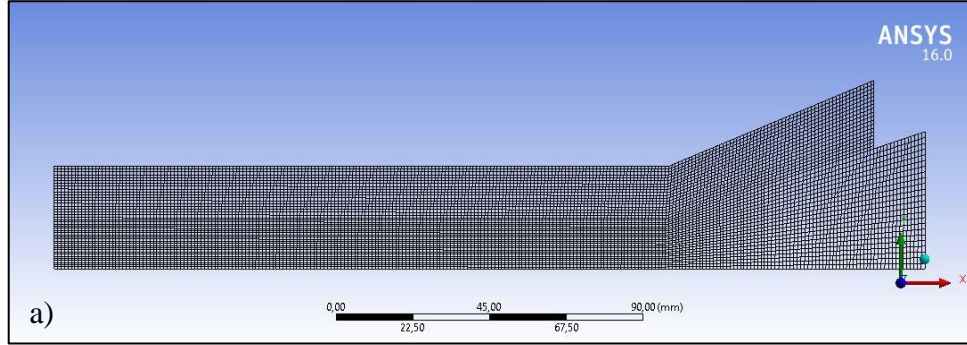
2.2. Ağ Yapısı

Ağ oluşturma işlemi akışın gerçekleşeceği hacmin sonlu küçük ağlara (hücrelere) ayrılması ile yapılmıştır. Bu ağlarda tanımlanan fiziksel özelliklere göre CFX'de modellenmiş formüller kullanılarak problemin çözülmesi sağlanmaktadır [41]. Sonlu hacim yöntemi ile elde edilen sonuçlar çözüme olabildiğince yakın sonuçları vermektedir. Ağ için seçilen hücreler modele ne kadar uygun ve küçük seçilirse çözüme yakınsama da o kadar sağlıklı olmaktadır. Ancak ağ modellerinin sıklığı bilgisayar performansı ile doğrudan bağlantılı olup kullanıcıyı da kısıtlamaktadır [42]. Hesaplama sonuçlarının ağ yapısından bağımsızlığını belirlemek için üç farklı ağ yapısı uygulanmıştır. Hesaplamalar 15 m/s hava emiş hızına sahip sistem için gerçekleştirilmiştir. Hesaplama bölgesi için uygulanan ağ yapılarında kullanılan hücre sayıları 10356, 11578 ve 13802'dir. Borunun ağ yapısına ait düğüm, hücre sayıları ve sistem çıkışındaki ortalama hız değerleri Tablo 1'de görülmektedir.

Yapılan ağ bağımsızlığın belirlenmesi çalışmaları sonucunda, 10356 hücre sayısından sonra sonuçların ihmal edilebilir düzeyde değiştiği görülmüş ve çalışma, bu ağ yapısında sürdürülmüştür. Boru geometrisi için uygulanan ağ yapıları Şekil 8’de gösterilmiştir.

Tablo 1. Farklı ağ modellerinde sistem çıkışındaki (P_2) ortalama basınç değişimi

Model No	Düğüm (Nodes) Sayısı	Hücre Sayısı	Sistem Çıkışındaki Ortalama Hava Hızı (m/s)
1	10652	10356	27.560
2	11884	11578	27.214
3	14131	13802	27.902



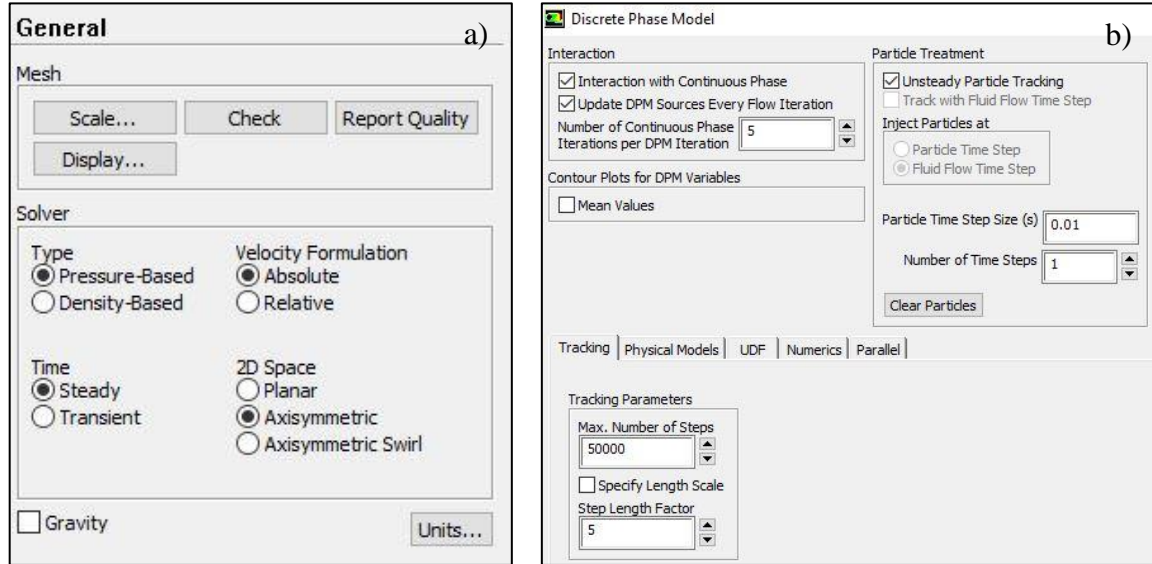
Şekil 8. Hesaplama bölgesindeki ağ yapıları, a) model 1, b) model 2, c) model 3

2.3. Sınır Koşulları

Sayısal analizler ANSYS-Fluent yazılımı kullanılarak; standart $k-\epsilon$ türbülans modeli, Euler–Lagrange yöntemi ve ayrık faz akış modeli ile 5-25 m/s emiş hızı değerleri arasında boru içerisindeki akış parametreleri için yapılmıştır. Sistemde basınç oluşturabilmek için venturi tüpünün çalışma prensibinden yararlanılmıştır.

Boru akışı serbest olarak kabul edilip Şekil 7’de görülen “airin” ve “outlet” sınırına sırasıyla “pressure-inlet” ve “outflow” tanımı yapılmıştır. Analizler hava emiş hızının 5-25 m/s arasındaki beş farklı değeri için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca türbülans şiddeti %1 alınmıştır. Sonuçların hassas olması için “Double Precision” seçeneği seçilmiştir. Simülasyon; zaman bağımsız (steady) olarak çözülmüş ve iterasyon sayısı 1000 olarak öngörülmüştür.

Partikül yörüngelerinin belirlenebilmesi için ayrık faz modeli (discrete phase model) kullanılmıştır. Kanalı terk eden partiküller için “escape” sınır koşulu uygulanmıştır. Partikül yörüngelerinin belirlenebilmesi için, zaman bağımlı çözüm kullanılarak 2 saniye boyunca boru içerisindeki hareketleri incelenmiştir. Ayrıca simülasyonda, 2400 kg/m^3 yoğunluğa ve 0,1 mm çapa sahip partiküller kullanılmıştır. Şekil 9-11’da çalışmada uygulanan çözücü ayarları görülmektedir.



Şekil 9. Çözücü a) genel ayarlarının ve b) ayrık faz modeli parametre ayarlarının gösterimi

Set Injection Properties a)

Injection Name: injection-0

Injection Type: surface

Surface Name Pattern: Match

Release From Surfaces:

- airin
- axis-airzone
- axis-fanzone
- fanin
- fanwall-airzone
- fanwall-airzone-fanzone
- fanwall-airzone-fanzone-shadow
- interior
- interior-surface

Partide Type:

- Massless
- Inert
- Droplet
- Combusting
- Multicomponent
- Custom

Material: anthracite

Diameter Distribution: uniform

Oxidizing Species: none

Discrete Phase Domain: none

Evaporating Species:

Devolatilizing Species:

Product Species:

Point Properties | Physical Models | Turbulent Dispersion | Parcel | Wet Combustion | Components | UDF | Multiple Reactions

Variable	Value
Diameter (m)	0.0001
Start Time (s)	0
Stop Time (s)	1000
Velocity Magnitude (m/s)	0 constant
Total Flow Rate (kg/s)	0.01 constant

Scale Flow Rate by Face Area

Inject Using Face Normal Direction

Solution Methods b)

Pressure-Velocity Coupling: Scheme: SIMPLE

Spatial Discretization:

- Gradient: Least Squares Cell Based
- Pressure: Second Order
- Momentum: Second Order Upwind
- Turbulent Kinetic Energy: First Order Upwind
- Turbulent Dissipation Rate: First Order Upwind

Transient Formulation:

- Non-Iterative Time Advancement
- Frozen Flux Formulation
- Pseudo Transient
- High Order Term Relaxation

Default

Viscous Model c)

Model:

- Inviscid
- Laminar
- Spalart-Allmaras (1 eqn)
- k-epsilon (2 eqn)
- k-omega (2 eqn)
- Transition k-omega (3 eqn)
- Transition SST (4 eqn)
- Reynolds Stress (5 eqn)
- Scale-Adaptive Simulation (SAS)
- Detached Eddy Simulation (DES)

k-epsilon Model:

- Standard
- RNG
- Realizable

Near-Wall Treatment:

- Standard Wall Functions
- Scalable Wall Functions
- Non-Equilibrium Wall Functions
- Enhanced Wall Treatment
- Menter-Lechner
- User-Defined Wall Functions

Options:

- Production Kato-Launder
- Production Limiter

Model Constants:

- Cmu: 0.09
- C1-Epsilon: 1.44
- C2-Epsilon: 1.92
- TKE Prandtl Number: 1

User-Defined Functions:

- Turbulent Viscosity: none
- Prandtl Numbers:
 - TKE Prandtl Number: none
 - TDR Prandtl Number: none

Şekil 10. Çözücü a) injeksiyon ayarları, b) çözüm metodu ve c) türbülans modeli ayarlarının gösterimi

a) Velocity Inlet

Zone Name: fanin

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS

Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame: Absolute

Velocity Magnitude (m/s): 5 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0 constant

Turbulence

Specification Method: Intensity and Hydraulic Diameter

Turbulent Intensity (%): 1

Hydraulic Diameter (m): 0.03

b) Pressure Inlet

Zone Name: airin

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS

Reference Frame: Absolute

Gauge Total Pressure (pascal): 0 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0 constant

Direction Specification Method: Normal to Boundary

Turbulence

Specification Method: Intensity and Hydraulic Diameter

Turbulent Intensity (%): 1

Hydraulic Diameter (m): 0.08

c) Outflow

Zone Name: outlet

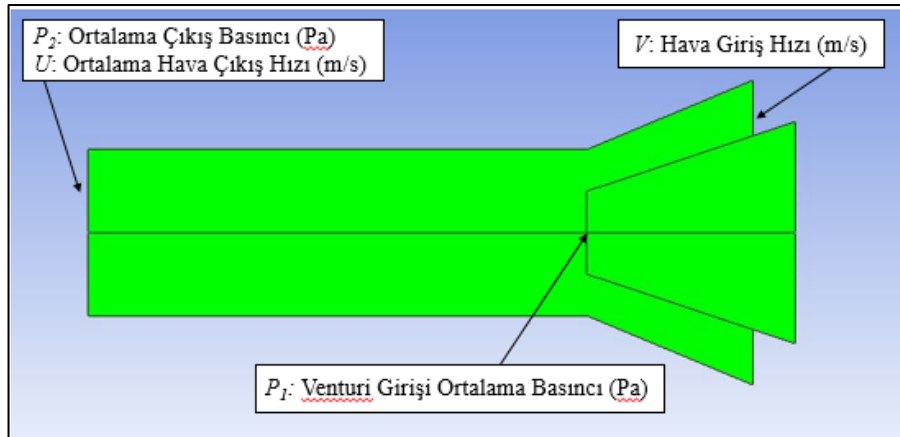
Flow Rate Weighting: 1

Discrete Phase BC Type: escape

Şekil 11. Çözücü a) hava üflecinden sisteme giriş yapan hava hızı, b) hava girişindeki basınç ve c) sistem çıkışındaki serbest akış ayarlarının gösterimi

3. BULGULAR

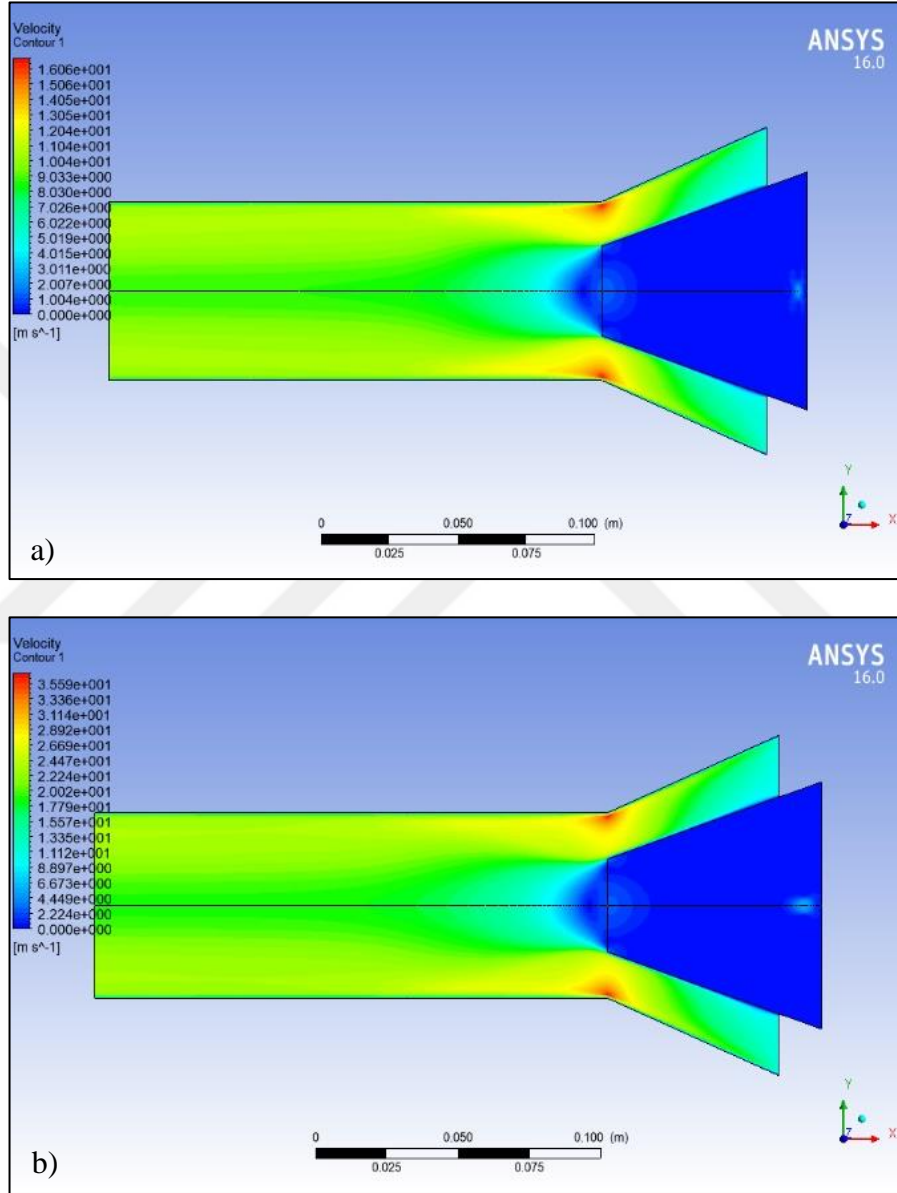
Pnömatik hububat taşıma sistemlerinde performansın iyileştirilmesi amacıyla çeşitli düzenlemeler yapmak mümkündür. Bu amaçla sistemin daha yüksek emiş gücü sağlayacak şekilde bir venturi geçişi ile donatılması bu iyileştirmeye katkı sağlayabilir. Bu çalışma kapsamında bir kompresörden sağlanan yüksek basınçlı havanın; bir halka kesitten sisteme girerken ucunda bir venturi bulunan borudan sağlanan emiş ile hububat yığınının gelen havanın bir araya getirildiği bölgede sayısal bir inceleme yapılmıştır. Bu amaçla Şekil 7’de görülen inceleme bölgesinde hız, basınç değişimleri ve akış yörüngeleri belirlenmiştir. Şekil 11’de de görüldüğü gibi emiş hattı ucunda yer alan venturiden olan girişteki ortalama basınç değerleri ile üfleme kanalındaki hız değerleri ve ana kanal çıkış kesitindeki ortalama hız ve basınç değerleri temel inceleme parametreleri olarak belirlenmiştir. Sayısal analizde kompresörden gelen V üfleme hızındaki hava tanımlanarak, hesaplama bölgesinde hız ve basınç dağılımları ile birlikte akış yörüngeleri belirlenmiştir. V hava giriş (üfleme) hızındaki değişime bağlı olarak venturi girişindeki ortalama basınç ve ana kanal çıkışındaki ortalama basınç hesaplanmış ve böylece ana kanalda ortaya çıkan basınç değişimleri hesaplanmıştır. Ayrıca emiş kanalından gelecek olan tanecikli hububatın ana kanaldaki yörüngesini belirlemek üzere akış yörüngeleri de belirlenmiştir.



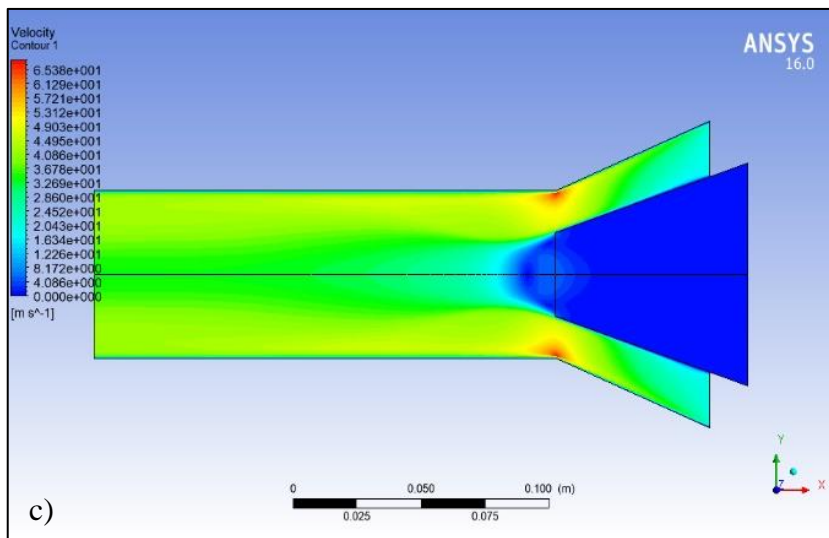
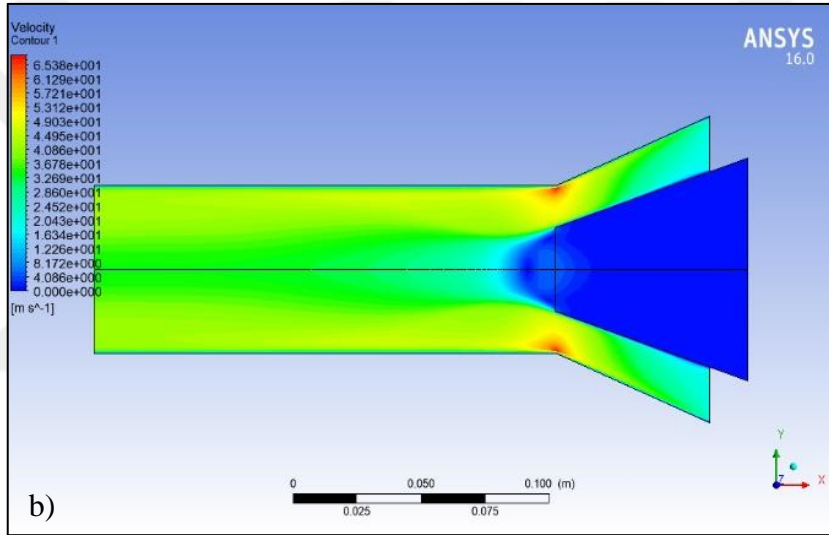
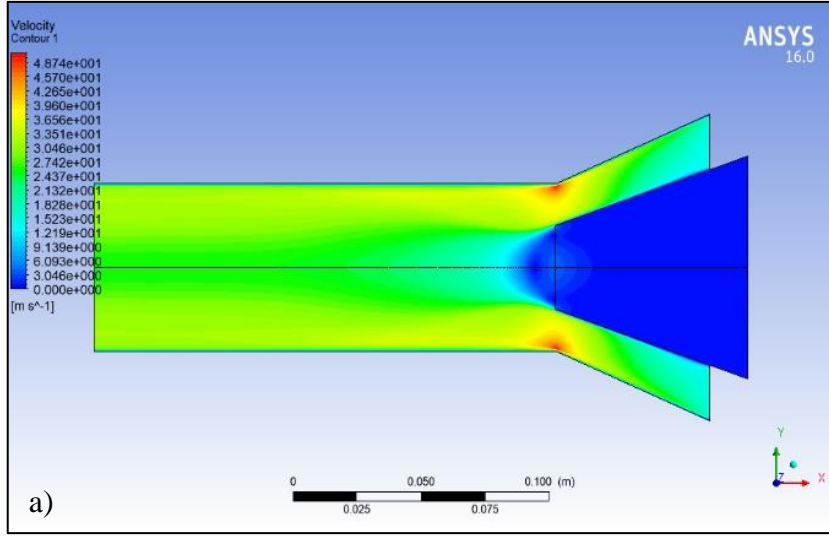
Şekil 12. İnceleme parametreleri

3.1. Hız Değişimleri

Çalışmada üfleme kanalından yapılan hava gönderme işleminde hızın 5 m/s ile 25 m/s aralığındaki 5 farklı değeri için inceleme yapılmıştır. Elde edilen bulgulara ait hız dağılımları Şekil 12'den Şekil 13'e kadar olan görsellerde görülmektedir.



Şekil 13. Hava giriş hızı a) 5 m/s ve b) 10 m/s için hız dağılımı görünümü

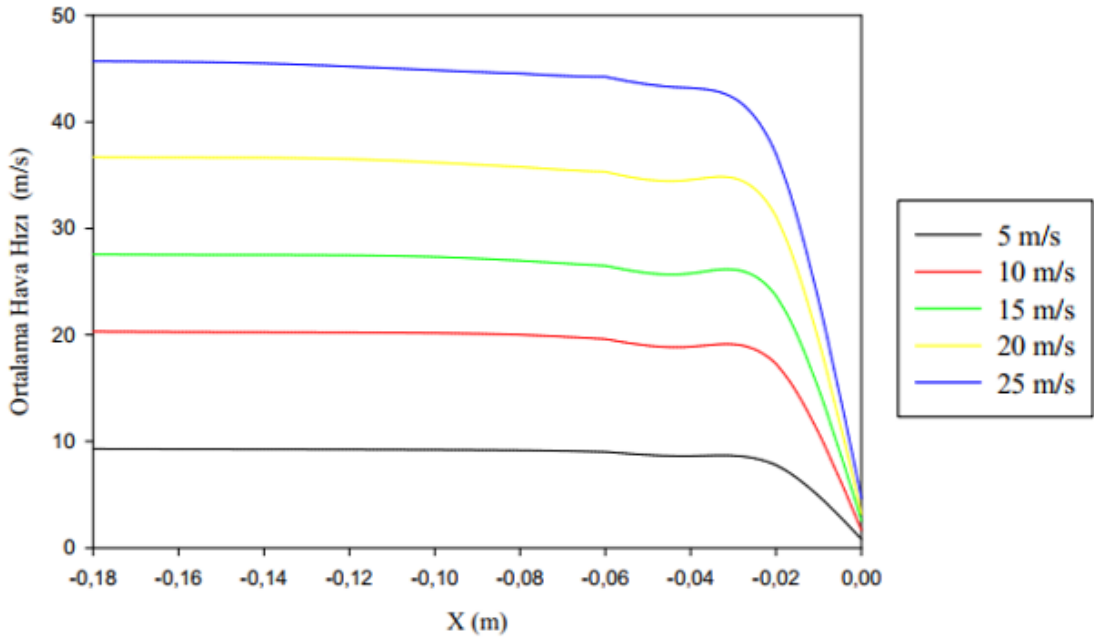


Şekil 14. Hava giriş hızı a) 15 m/s, b) 20 m/s ve c) 25 m/s için hız dağılımı görünümü

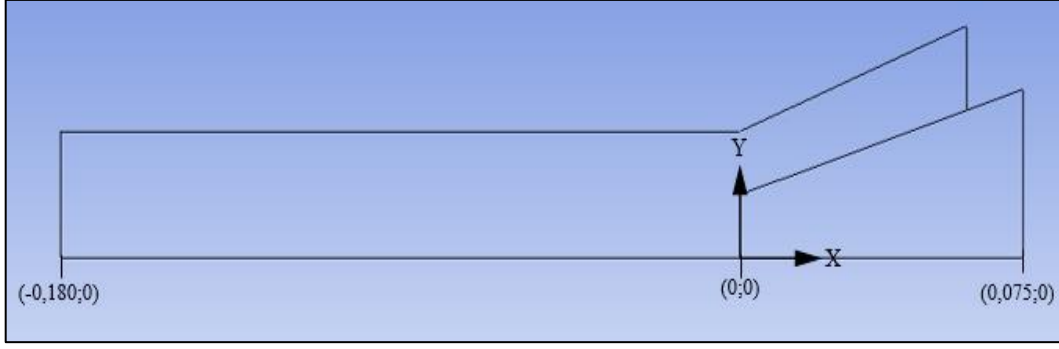
Şekil 12’de V giriş hızının 5 m/s ve 10 m/s değerleri için akış alanındaki hız dağılımları kıyaslamalı olarak görülmektedir. Burada da görüldüğü gibi hızdaki artış ile birlikte ana kanalın kenarlarına yakın bölgelerde de hız artmakta, ayrıca orta eksen civarında venturiye doğru yaklaştıkça da hız artmaktadır.

Şekil 13’te giriş hızının 15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s değerleri için bölge içerisindeki hız dağılımları görülmektedir. Artan giriş hızı ile birlikte yüksek hız bölgesinin ana kanal içerisine yayılmakta olduğu ve venturi içerisinde de belirgin bir hızlanmanın başlamakta olduğu görülmektedir. Çalışmada göz önüne alınan en yüksek hız değerine ait hız dağılımı Şekil 13.c’de görülmektedir. Buradaki görüntüye göre ana kanal içerisinde giriş kesitindeki hız değerinin önemli ölçüde üzerine çıkılmakta olduğu ve venturi içerisinde de önemli bir hızlanmanın olduğu anlaşılmaktadır.

Kanal boyunca ortalama hava hızının değişimi Şekil 14’te görülmektedir. Değişimlerden de görüldüğü gibi 25 m/s emiş hızı değerinde orta eksen boyunca ortalama hızda önemli bir artış olduğu görülmektedir. Şekil 15’te ise hesaplama bölgesine ait kanal koordinat sistemi görülmektedir.



Şekil 15. Farklı hava giriş hızlarında kanal boyunca ortalama hızın değişimi



Şekil 16. Kanal koordinat sistemi

3.2. Basınç Değişimleri

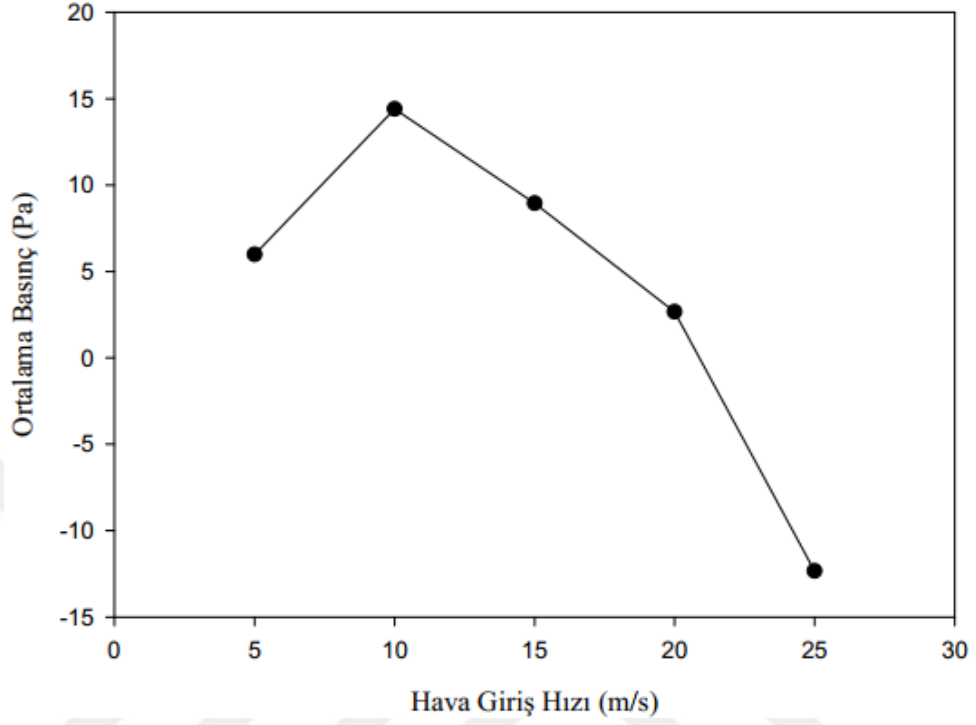
Sistemin performansı üzerinde etkili olan en önemli parametre basınçtır. Kompresörden gelen hava hızındaki değişime bağlı olarak venturiden gelen havanın basıncı ve ana kanal çıkışındaki basınç üzerindeki etkisi Tablo 2’de görülmektedir.

Tablo 2. Farklı hava giriş hızlarına bağlı hava çıkış hızlarında P_1 ve P_2 ortalama basınçlarındaki değişim

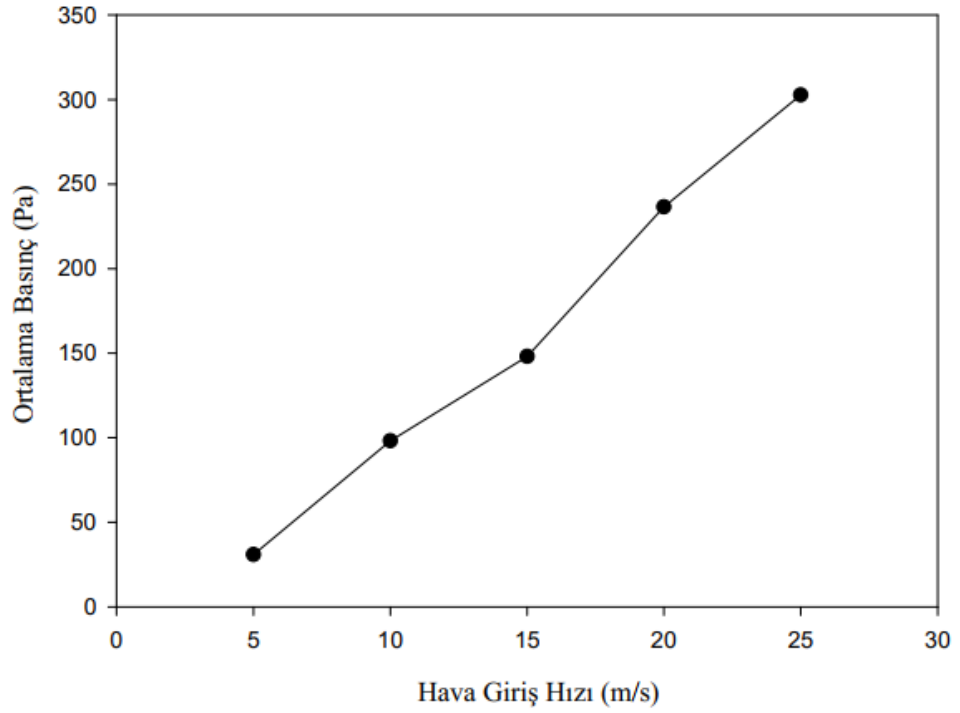
Simülasyon No	V (m/s)	P_1 (Pa)	P_2 (Pa)	ΔP (Pa)	P_0 (Pa)	$\Delta P/P_0$	U (m/s)
1	5	5.992	30.864	24.872	101325	0.0002	9.276
2	10	14.403	98.154	83.751	101325	0.0008	20.295
3	15	8.950	148.079	139.129	101325	0.0014	27.560
4	20	2.668	236.513	233.845	101325	0.0023	36.703
5	25	-12.340	302.72	315.06	101325	0.0031	45.689

Tablo 2’de de görüldüğü gibi sistem çıkış kesitindeki en düşük ortalama basınç (P_2) 5 m/s hava giriş hızında ve en yüksek ortalama basınç 25 m/s hava giriş hızı değerinde ortaya çıkmaktadır. Ayrıca en yüksek giriş hızı olan 25 m/s değerinde ana kanal içerisinde en yüksek basınç değişimi ortaya çıkmaktadır. Şekil 16’da venturi giriş kesitindeki ortalama basıncın kompresörden gelen hava hızına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Ana kanaldan

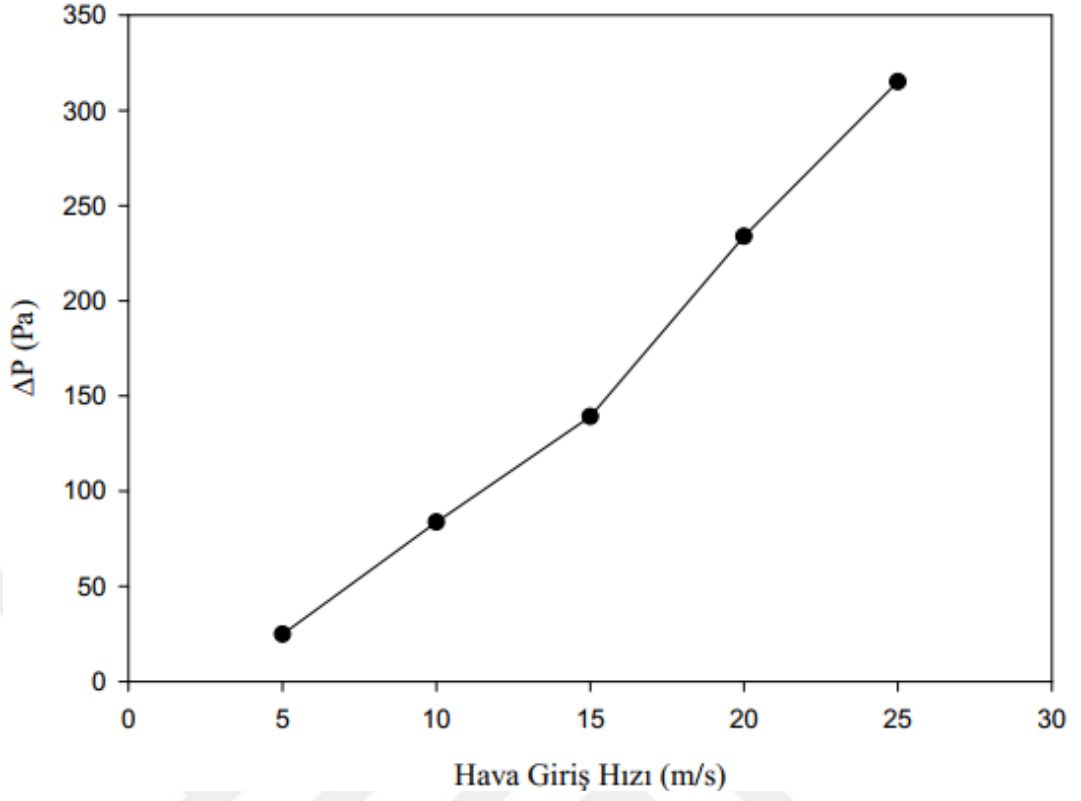
çıkış ortalama basıncı ve basınç farklarındaki değişimler Şekil 17, 18 ve 19'da görülmektedir.



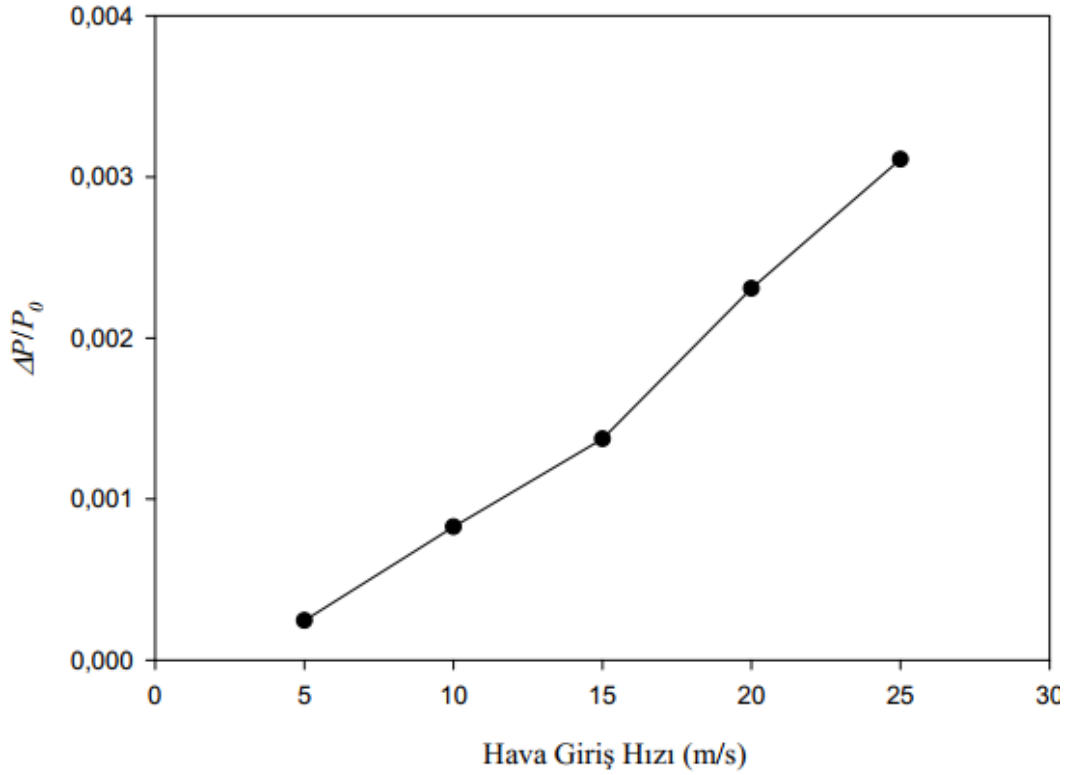
Şekil 17. Farklı hava giriş hızlarında P_1 ortalama basıncındaki değişim



Şekil 18. Farklı hava giriş hızlarında P_2 ortalama basıncındaki değişim

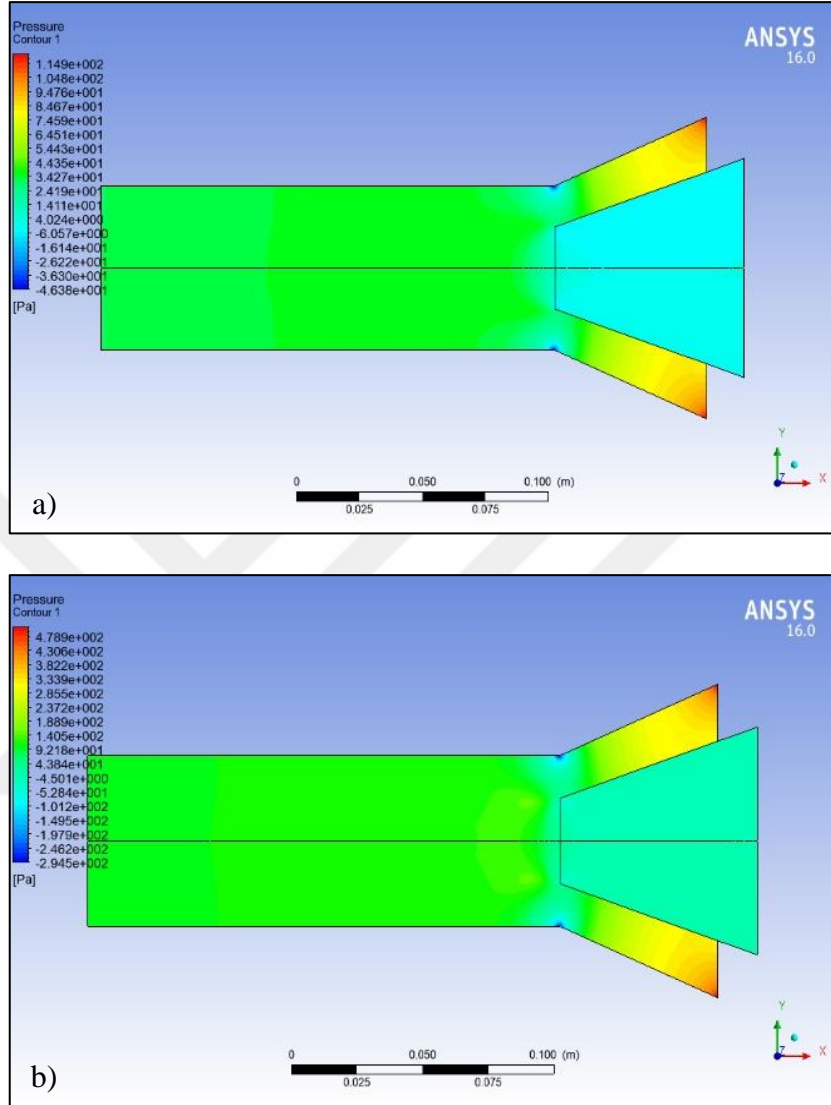


Şekil 19. Farklı hava giriş hızlarında ΔP basınç farkı değişimi

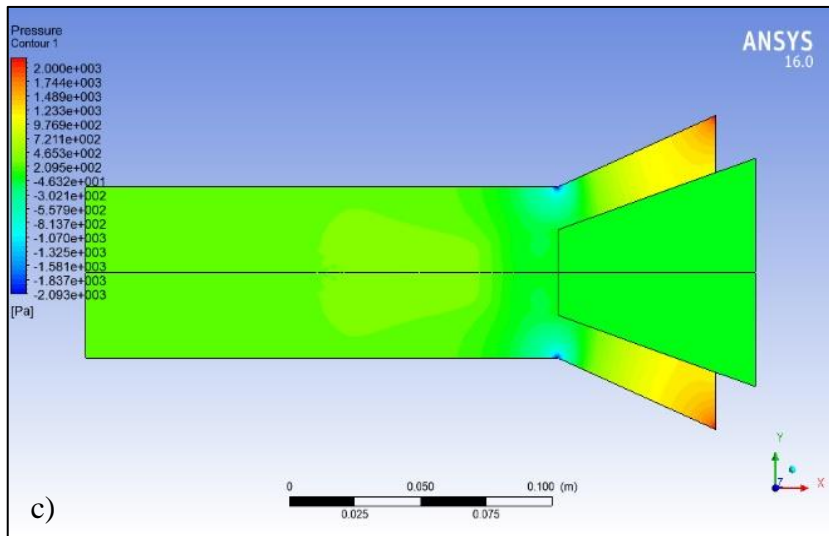
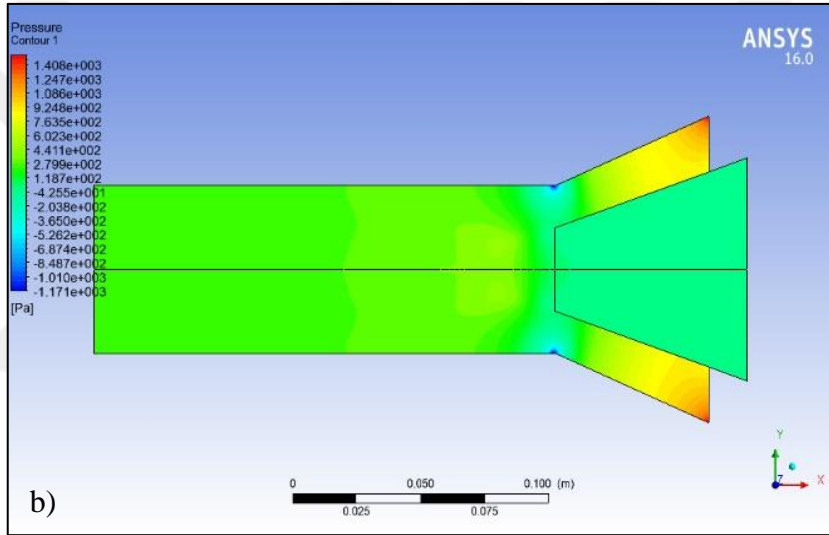
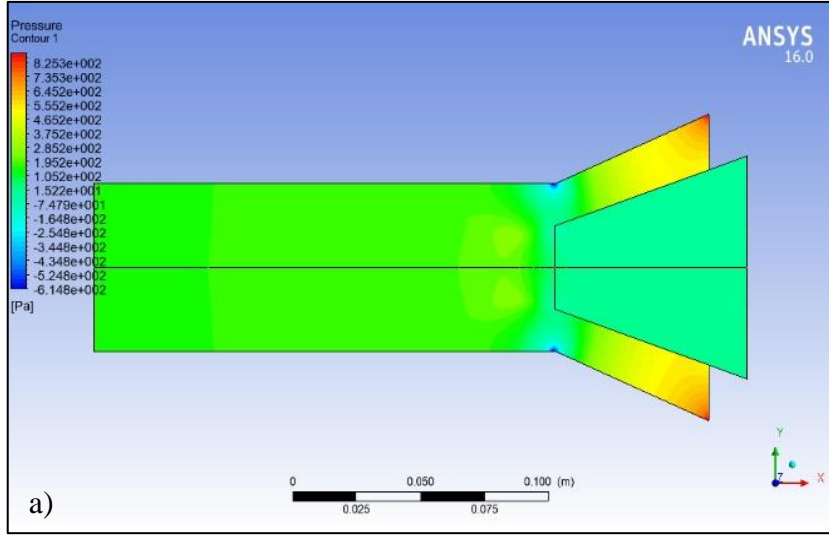


Şekil 20. Farklı hava giriş hızlarında basınç farkı oranındaki değişim

Elde edilen sonuçlara göre hesaplama bölgesindeki basınç dağılımları Şekil 20 ve 21'de görülmektedir.

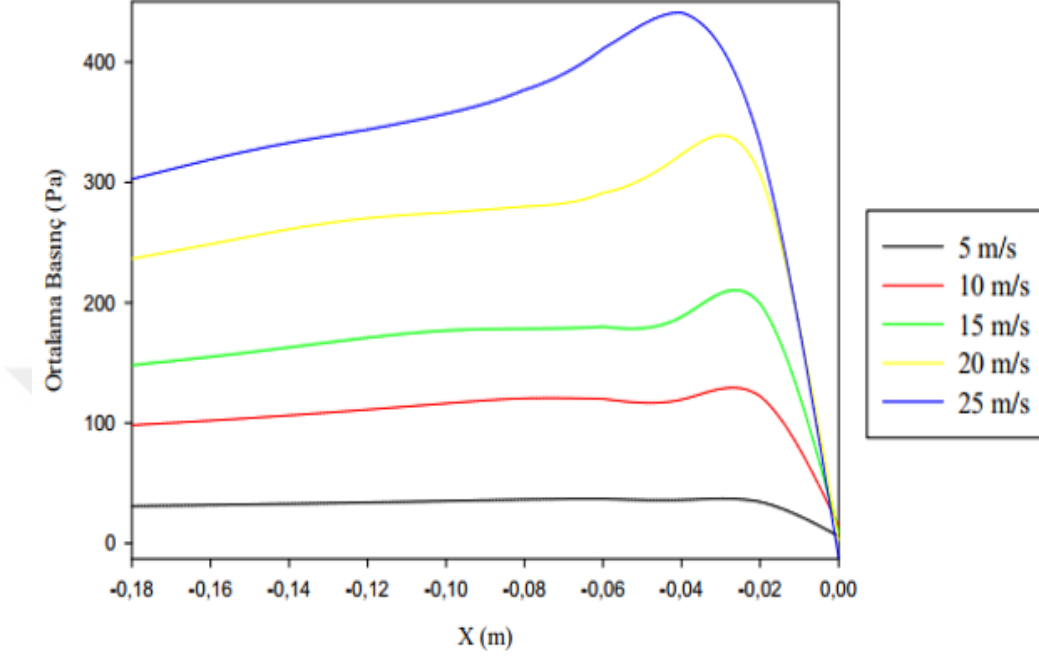


Şekil 21. Hava giriş hızı a) 5 m/s ve b) 10 m/s için basınç dağılımı görünümü



Şekil 22. Hava giriş hızı a) 15 m/s, b) 20 m/s ve c) 25 m/s için basınç dağılımı görünümü

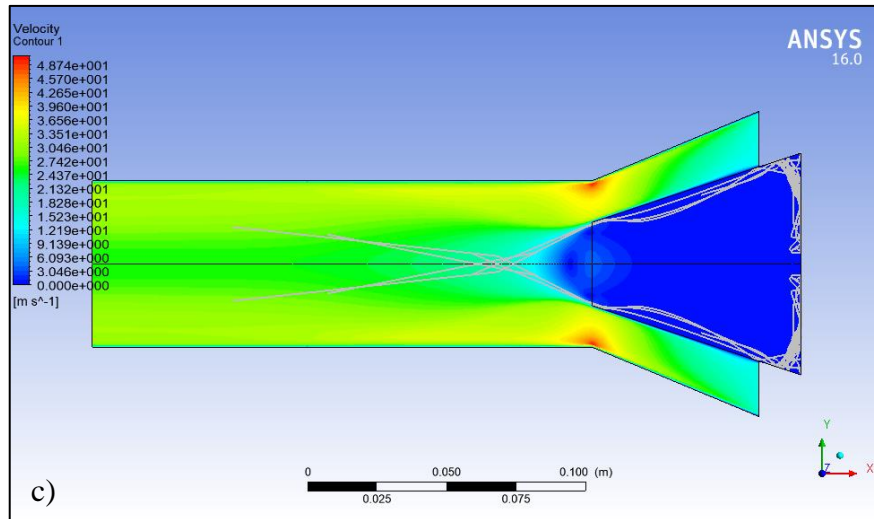
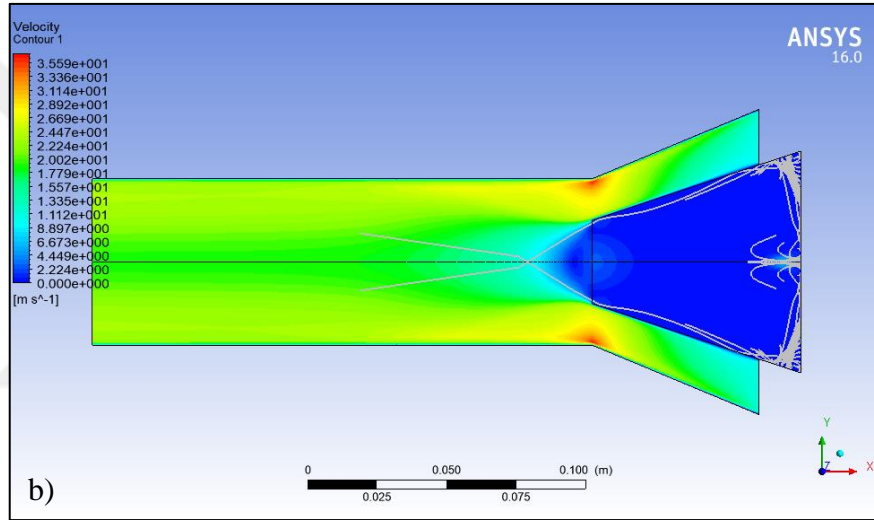
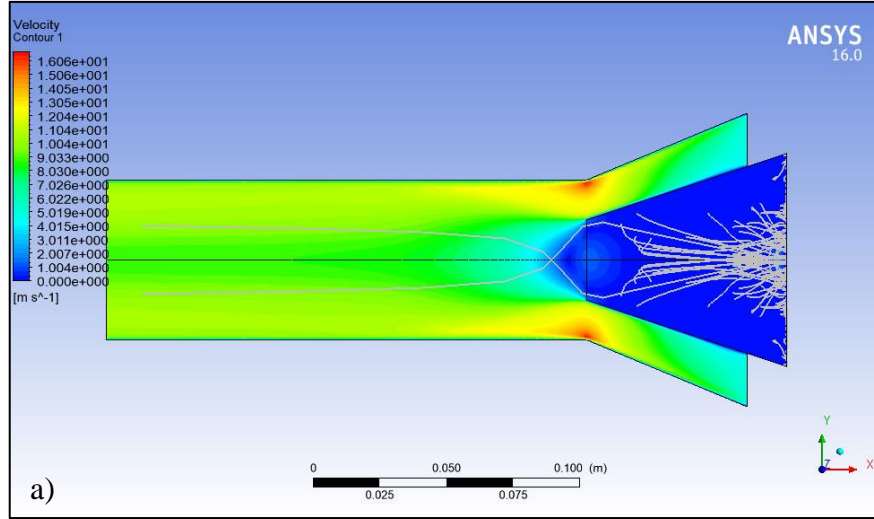
Farklı hava giriş hızları için kanal orta eksenı boyunca ortalama basınç değişimi Şekil 22’de görülmektedir. Burada da grldği gibi giriş hızının artmasıyla birlikte kanal eksenı boyunca yüksek basınçlı akışlar ortaya çıkmaktadır.



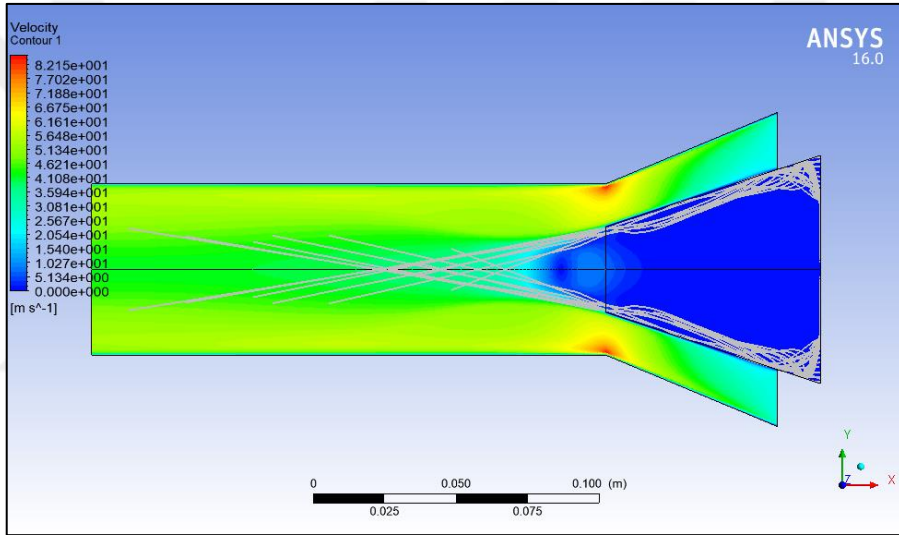
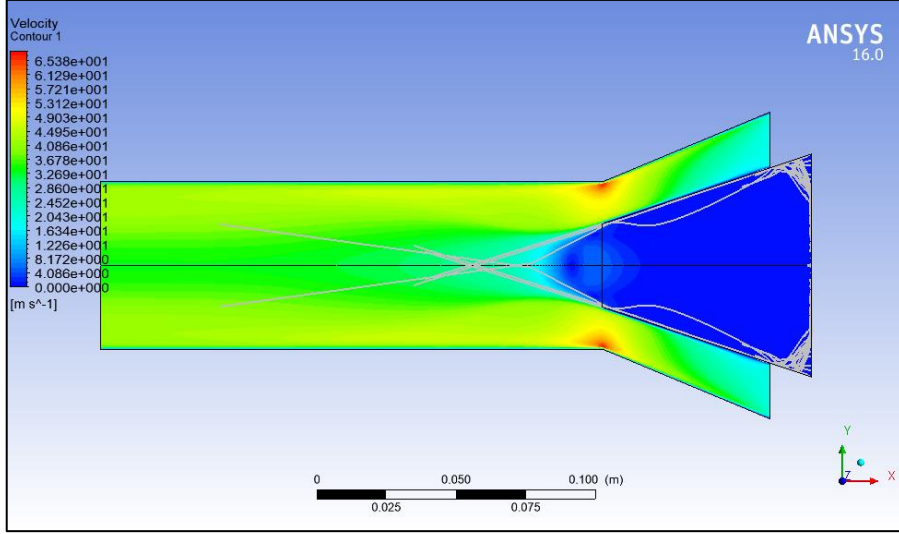
Şekil 23. Farklı hava giriş hızlarında orta eksen boyunca ortalama basınç değişimi

3.3. Akış Yörüngeleri

Partikül yörüngeleri Şekil 23 ve Şekil 24’te görülmektedir. Yörüngeler incelendiğine 5-15 m/s hava emiş hızına sahip sistemde partiküllerin cidarlara yöneldiği ve venturi içerisine geri dndği gözlenmiştir. Partiküllerin merkez noktasında cidarlara yönelmesi, partiküllerin ve boru cidarlarının zarar görmesine neden olacağı düşünülmektedir. Artan emiş hızı ile partiküllerin de izledikleri akış yörüngelerinin daha düzenli ve dengeli olduğu gözlenmiştir.



Şekil 24. Hava giriş hızı a) 5 m/s, b) 10 m/s ve c) 15 m/s için partikül yörüngeleri



Şekil 25. Hava giriş hızı a)15 m/s, b)25 m/s için partikül yörüngeleri

4. SONUÇLAR

Sistem üzerinde hız ve basınç dağılımları; 5 m/s, 10 m/s, 15 m/s, 20 m/s ve 25 m/s emiş hızlarında incelenmiştir. Sisteme giriş hızı arttırıldığında sistemi terk eden hava hızının ve basınç farkının arttığı ve homojen dağılımın oluştuğu gözlenmiştir.

Venturi girişinde en yüksek ortalama basıncın 10 m/s emiş hızında elde edildiği en düşük ortalama basıncın ise 25 m/s değerinde elde edildiği görülmüştür (Tablo 2). Partikül yörüngeleri incelendiğinde ise (Şekil 23-24), emiş hızı 25 m/s olan sistemde basınç farkının yüksekliği nedeniyle partikül yörüngelerinin düzgün olduğu düşünülmektedir.

Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Simülasyonlar sonucunda elde edilen hız dağılımlarından da görüldüğü gibi (velocity contour) sisteme hava giriş hızı arttıkça venturi kesitinin bulunduğu bölgedeki hız dağılımının homojenleştiği gözlenmiştir. Elde edilen veriler karşılaştırıldığında 25 m/s giriş hızına sahip sistemden hava çıkış hızının en yüksek değere ulaştığı gözlenmiştir.

2. Basınç dağılımlarının incelenmesi ile (pressure contour) venturi kesitinin sonlandığı merkez noktası (P_1) ve sistemin çıkış kesiti (P_2) arasındaki basınç farkının en yüksek olduğu değerler 25 m/s emiş hızına sahip sistemde elde edilmiştir. Bu veriler ile emiş hızındaki artışın sistemdeki basınç farkını olumlu etkilediği gözlenmiştir.

3. Partikül yörüngelerinin belirlenmesi amacıyla *DPM* model kullanılmıştır. Parçacıkların artan emiş hızı ile doğru orantılı olarak homojen dağıldığı görülmüştür. 25 m/s emiş hızına sahip sistemde partikül yörüngelerinin sistem cidarlarına temasın en az görüldüğü emiş hızı değerleri olduğu görülmüştür. Emiş hızı arttırıldığında parçacıkların sürtünme ve deformasyon riskinin en aza indiği görülmüştür.

5. ÖNERİLER

Çalışmanın yürütülmesi sırasında belirlenen ve ileriye yönelik yapılması planlanan araştırmalara ilişkin öneriler şu şekilde sıralanabilir:

1. ANSYS-Fluent ile yapılan sayısal analizler üç boyutlu olarak da yapılarak iki boyutlu simülasyon sonuçlarının doğruluğu incelenmelidir.
2. Sistem geometrisine uygun deney düzeneğinde elde edilecek olan deneysel sonuçlar ile iki boyutlu bulguların geçerliliği incelenmelidir.
3. Yeni bir çalışmada sisteme çekilen partiküllerin sistem cidarlarına etkisi incelenebilir.
4. Sayısal analizler farklı yoğunluk ve boyuta sahip partiküller için incelenerek sistemin maksimum performansı sağladığı partikül çapları belirlenebilir.

6. KAYNAKLAR

1. Mills, D., *Pneumatic Conveying Design Guide*, Second Edition, Butterworth-Heinemann, United-Kingdom, 2003.
2. Manjula, E.VP.J., Ariyaratne, W.K.H., Ratnayake, C. ve Melaaen, M.C., A Review of CFD Modelling Studies on Pneumatic Conveying and Challenges in Modelling Offshore Drill Cuttings Transport, *Powder Technology*, 305 (2017) 782–793.
3. Klinzing, G.E., Novel, Unusual and New Videos and Pictures in Pneumatic Conveying, *Powder Technology*, 296 (2016) 53–58.
4. Williams K.C., *Dense Phase Pneumatic Conveying of Powders: Design Aspects and Phenomena*, Doktora Tezi, The University of Newcastle, Australia, 2008.
5. Guo, X., Lu, W., Lu, H., Cong, X., Xie, K., Liu, H. ve Gong, X., Pressure Drop Prediction for Horizontal Dense-Phase Pneumatic Conveying of Pulverized Coal Associated with Feeding to Gasifier, *Chemical Engineering Research and Design*, 91 (2013) 2509–2514.
6. Reddy, R.K. ve Joshi, J.B., CFD Modeling of Solid-Liquid Fluidized Beds of Mono and Binary Particle Mixtures, *Chemical Engineering Science*, 64 (2009) 3641–3658.
7. Syamlal, M. ve O'Brien, T.J., Simulation of Granular Layer Inversion in Liquid Fluidized Beds, *International Journal of Multiphase Flow*, 14 (1988) 473–481.
8. Doroodchi, E., Galvin, K.P. ve Fletcher, D.F., The Influence of Inclined Plates on Expansion Behaviour of Solid Suspensions in A Liquid Fluidised Bed-A Computational Fluid Dynamics Study, *Powder Technology*, 160 (2005) 20–26.
9. Fan, L., Gracey, J. ve Epstein, N., CFD Simulation of A Liquid-Fluidized Bed of Binary Particles, The 13th International Conference on Fluidization - New Paradigm in Fluidization Engineering, Mayıs 2010, Fluidization XIII, Kore, 741–749.
10. ANSYS, *ANSYS Fluent User's Guide*, ANSYS Inc. Release 16.2, USA, 2015.
11. Bismukhametov, T., *CFD Simulations of Multiphase Flows with Particles*, Yüksek Lisans Tezi, Norwegian University of Science and Technology, 2016.
12. Mills, D. ve Agarwal, V.K., *Pneumatic Conveying Systems: Design, Selection & Troubleshooting with Particular Reference to Pulverised Fuel Ash*, Second Edition, Vogel Buchverlag, 2009.
13. Mills, D., Similarities and Differences Between Conventional and Innovative Systems for Dense Phase Pneumatic Conveying, *Powder and Bulk Handling*, 3 (1999) 15-23.

14. Hanrot, J. P., Multi-Point Feeding of Hoppers, Mounted on Aluminium Smelter Pots, by Means of Potential Fluidization Piping, Proc. 115th An Mtg, The Metallurgical Soc. of AIME, March 1986, New Orleans, 103-109.
15. Wang, Y., Williams, K.C., Jones, M.G. ve Chen, B. CFD Simulation Methodology for Gas-Solid Flow in Bypass Pneumatic Conveying—A Review, Applied Thermal Engineering, 125 (2017) 185-208.
16. Anova Mühendislik Ltd. Şti., CFD Fluent 6.1 User Manual, Computational Fluid Dynamics Services, İstanbul, 2005.
17. Morsi, S. A. ve Alexander, A., J., 1972. An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow Systems, Journal of Fluid Mechanics, 55,02 (1972) 193-208.
18. Kim, W.H., Park, Y.S., Park, S.M. ve Park, T.S., Effect of Hole Size on Flow Structure and Mixing Characteristic in a Multi-Hole Baffled Micro Combustor, Journal of Applied Mathematics and Physics, 5 (2006) 7-16.
19. Markatos, N.C., The Mathematical Modelling of Turbulent Flows, Applied Mathematical Modelling, 10 (1972) 190-220.
20. Ma, A. C., Williams, K. C., Zhou, J. M. ve Jones, M. G., Numerical Study on Pressure Prediction and Its Main Influence Factors in Pneumatic Conveyors, Chemical Engineering Science, 65 (2010) 6247-6258.
21. Mason, D.J. ve Li, J., A Novel Experimental Technique for The Investigation of Gas–Solids Flow in Pipes, Powder Technology, 112 (2000) 203–212.
22. Hyder, L.M., Bradley, M.S.A., Reed, A.R. ve Hettiaratchi, K., An Investigation Into The Effect of Particle Size on Straight-Pipe Pressure Gradients in Lean-Phase Conveying, Powder Technology, 112 (2000) 235–243.
23. Hettiaratchi, K., Woodhead, S.R. ve Reed, A.R., Comparison Between Pressure Drop in Horizontal and Vertical Pneumatic Conveying Pipelines, Powder Technology, 95 (1998) 67–73.
24. Kent, J.A., Bommaraju, T.V. ve Barnicki, S.D., Hand of Industrial Chemistry and Biotechnonology; Experimental Study on Pressure Drops for Dilute Phase Pneumatic Conveying in Pipe Bends of Coal Pulverization System of Boiler, Thirteenth Edition, Springer, China, 1998.
25. Huang, Z., Wang, B. ve Li, H., An Intelligent Measurement System for Powder Flowrate Measurement in Pneumatic Conveying System, IEEE, 51 (2001) 1-4.
26. Ariyaratne, W.K.H., Ratnayake, C. ve Melaaen, M.C., Application of The MP-PIC Method for Predicting Pneumatic Conveying Characteristics of Dilute Phase Flows, Powder Technology, 310 (2017) 318–328.

27. Zhou, J.W., Du, C., Liu, S.Y. ve Liu, Y., Comparison of Three Types of Swirling Generators in Coarse Particle Pneumatic Conveying Using CFD-DEM Simulation, Powder Technology, 301 (2016) 1309–1320.
28. Hidayat, M. ve Rasmuson, A., Some Aspects on Gas–Solid Flow in A U-Bend: Numerical Investigation, Powder Technology, 153 (1) (2005) 1–13.
29. Chu, K.W. ve Yu, A.B., Numerical Simulation of Complex Particle-Fluid Flows, Powder Technology, 179 (2008) 104–114.
30. Huber, N. ve Sommerfeld, M., Modelling and Numerical Calculation of Dilute-Phase Pneumatic Conveying in Pipe Systems, Powder Technology, 99 (1998) 90–101.
31. Levy, A. ve Mason, D.J., The Effect of A Bend on The Particle Cross-Section Concentration and Segregation in Pneumatic Conveying Systems, Powder Technology, 98 (1998) 95–103.
32. Levy, A. ve Mason, D.J., Two-Layer Model for Non-Suspension Gas–Solids Flow in Pipes, Powder Technology, 112 (2000) 256–262.
33. Lain, S. ve Sommerfeld, M., Euler/Lagrange Computations of Pneumatic Conveying in A Horizontal Channel with Different Wall Roughness, Powder Technology, 184 (2008) 76–88.
34. Bilirgen, H., Levy, ve E., Yilmaz, A., Prediction of Pneumatic Conveying Flown Phenomena Using Commercial CFD Software, Powder Technology, 95,1 (1998) 37-41.
35. Wilson, K.C., A Unified Physically Based Analysis of Solid–Liquid Pipeline Flow, 4. Proc. Hydrotransport, Mayıs 1976, BHRA Cranfield, 1–16.
36. Huang, W., Gong, X., Guo, X., Dai, Z., Liu, H., Cao, Z., ve Wang, C., Study of The Pressure Drop of Dense Phase Gas–Solid Flow Through Nozzle, Powder Technology, 189 (2009) 82-86.
37. Molerus, O., Overview: Pneumatic Transport of Solids, Powder Technology, 88,3 (1996) 309-321.
38. Giddings, D., Azzopardi, B. J., Aroussi, A., ve Pickering, S. J., (2011). Optical Investigation of A Long Throated Venturi Conveying Inert Spherical Particulate with Size Range Similar to Pulverised Coal, Powder Technology, 207 (2011) 370-37.
39. Liu, K., Lu, H., Guo, X., Sun, X., Tao, S., ve Gong, X., Experimental Study on Flow Characteristics and Pressure Drop of Gas–Coal Mixture Through Venturi, Powder Technology, 268 (2014) 401-411.
40. ANSYS, ANSYS Meshing User's Guide, ANSYS Inc. Release 15.0, USA, 2013.

41. Söylemez, İ., Araçlarda Aerodinamik Tasarımın Önemi ve Ansys Fluent ile Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, 2015.



ÖZGEÇMİŞ

İrem KURT 1993 yılında Rize’de doğdu. 2011 yılında Rize Anadolu Lisesi’ni bitirdi. 2016 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden Makina Mühendisi unvanı ile mezun oldu. Aynı yıl Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı. İrem KURT iyi derecede İngilizce bilmektedir.

