

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**VİDALI KOMPRESÖRLERDE YENİ BİR  
AYRIŞTIRMA SİSTEMİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Mak. Müh. Emre ERSEVER**

**Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Programı : KONSTRÜKSİYON**

**OCAK 2008**

**VİDALI KOMPRESÖRLERDE YENİ BİR  
AYRIŞTIRMA SİSTEMİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Mak. Müh. Emre ERSEVER  
503051204**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24 Aralık 2007  
Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Ocak 2008**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ  
Diğer Jüri Üyeleri : Yrd. Doç. Dr. Levent Ali KAVURMACIOĞLU  
Doç. Dr. Murat AYDIN**

**OCAK 2008**

## ÖNSÖZ

Henüz seri üretime geçmemiş, sadece deneme amaçlı birkaç adet numunesi hazırlanmış ve denenmekte olan bir ayırıştırma sistemin iyileştirilmesi üzerine bir çalışma yapmaktayım. Burada elde edilecek veriler ve fikirler doğrultusunda ürün üzerinde değişiklikler yapıp yeni prototiplere ve ürünün son haline ilişkin ipuçları sağlanacak olması bana mutluluk vermektedir. Sistemin seri üretime geçmesi karar verilirse bunda benim de katkımın olması mutluluğumu daha da arttıracaktır.

Çalışmam sırasında sorularıma bıkmadan usanmadan elinden geldiğince yardım eden Tez Danışmanım Yrd. Doç. Dr. Vedat Temiz deneyimleri ile bana yol gösteren Yük. Mak. Müh. Bahtiyar Tokmak bey'e teşekkürü bir borç bilirim.

Tüm eğitim hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen, bana daima inanan kendilerinden güç aldığım aileme saygı ve şükranlarımı sunuyorum.

Ocak 2008

Emre ERSEVER

## İÇİNDEKİLER

<b>ŞEKİL LİSTESİ</b>	<b>v</b>
<b>ÖZET</b>	<b>vii</b>
<b>SUMMARY</b>	<b>ix</b>
<b>1. KOMPRESÖRLER VE TİPLERİ</b>	<b>1</b>
1.1 Giriş	1
1.2 Dinamik Kompresörler	3
1.2.1 Santrifüj Kompresörler	3
1.2.2 Eksenel Kompresörler	4
1.3 Pozitif Deplasmanlı Kompresörler	5
1.3.1 Pistonlu Kompresörler	6
1.3.2 Dönel Kompresörler	7
1.3.2.1 Düz Loblu Kompresörler	7
1.3.2.2 Vidalı Kompresörler	8
1.3.2.3 Paletli Kompresörler	11
1.3.2.4 Burgulu Kompresörler	12
<b>2. VIDALI KOMPRESÖRLER İÇİN AYRIŞTIRMA SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ</b>	<b>13</b>
2.1 Vidalı Kompresörler ve tipleri	13
2.2 Mevcut Sistem	14
2.3 Yeni Bir Ayırıştırma Sistemi	15
<b>3. MEKANİK AYRIŞTIRICILAR</b>	<b>18</b>
3.1 Gaz Akışı için Mekanik Ayırıştırma Yöntemleri	18
3.1.1 Yer çekimi (vurma) Kazanları	19
3.1.2 Santrifüj Ayırıştırıcılar	20
3.1.3 Çarpmalı Ayırıştırıcılar	20
3.1.4 Buğu Toplayıcılar	21
3.1.5 Filtreli Ayırıştırıcılar	22
3.2 Siklon Ayırıştırıcılar	22
3.3 Bazı Akademik Çalışmalar	24
<b>4. YAPILAN ANALİZLER</b>	<b>27</b>
4.1 Giriş	27
4.2 Hassaslık Kontrolü	29
4.3 Yağ Emme Çubuğunun Etkisi	30
4.4 Yapılan Analizler	32

<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER</b>	<b>44</b>
<b>KAYNAKLAR</b>	<b>46</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	<b>49</b>

## ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : Basınçlı hava sistemi [4] .....	2
Şekil 1.2 : Kompresörlerin sınıflandırılması [1] .....	2
Şekil 1.3 : Santrifüj kompresör şeması [1] .....	3
Şekil 1.4 : Santrifüj kompresör temel yapısı [5] .....	3
Şekil 1.5 : Çok kademeli santrifüj kompresör [1] .....	4
Şekil 1.6 : Çok kademeli aksenal kompresör [2] .....	5
Şekil 1.7 : Pistonlu kompresör [1] .....	6
Şekil 1.8 : Çift etkili pistonlu kompresör [5] .....	6
Şekil 1.9 : Düz loblu kompresörlerde sıkıştırma çevrimi [1] .....	7
Şekil 1.10 : En sık kullanılan kompresör vidası profili [8] .....	8
Şekil 1.11 : Vidalı kompresörlerde sıkıştırma çevrimi [2] .....	8
Şekil 1.12 : Yağsız çalışan vidalı kompresör [1] .....	9
Şekil 1.13 : Yağlı ve yağsız tip arasındaki boyut ve eleman farkı [8] .....	10
Şekil 1.14 : Yağlı çalışan vidalı kompresör sistemi [9] .....	10
Şekil 1.15 : Paletli kompresör kesiti [1] .....	11
Şekil 1.16 : Paletli kompresörlerde akış şeması [5] .....	12
Şekil 1.17 : Burgulu kompresör [9] .....	12
Şekil 2.1 : Kompresörde kullanılan mevcut ayırıştırma sistemi [7] .....	14
Şekil 2.2 : Geliştirilecek ayırıştırma sistemi [6] .....	16
Şekil 3.1 : Yer çekimi (vurma) kazanları [12] .....	19
Şekil 3.2 : Siklon ayırıştırıcı [12] .....	20
Şekil 3.3 : Ağıl Çarpmalı tip ayırıştırıcılar [12] .....	21
Şekil 3.4 : Cepli Çarpmalı tip ayırıştırıcılar [12] .....	21
Şekil 3.5 : Filtreli ayırıştırıcılar [12] .....	22
Şekil 3.6 : Katı parçacık ayırıştırıcı siklon ayırıştırıcılar [13] .....	23
Şekil 3.7 : Sıvı zerrelere ayırıştırıcı siklon ayırıştırıcılar [15] .....	23
Şekil 4.1 : İlk model ile mesh gösterimi ve çözümleme kümesi .....	27
Şekil 4.2 : Hassaslık kontrol için kullanılan model .....	29
Şekil 4.3 : Hassaslık kontrolü için hız değerleri .....	30
Şekil 4.4 : Hassaslık Kontrolü için basınç değerleri .....	30
Şekil 4.5 : Yağ emme çubuğu için hız kontürü karşılaştırılması .....	31
Şekil 4.6 : Yağ emme çubuğu için eş basınç alanı karşılaştırılması .....	31
Şekil 4.7 : Helisel giriş kanallı model .....	32
Şekil 4.8 : Helisel kanallı modelin hız kontürü ve eş basınç eğrileri .....	32
Şekil 4.9 : Boyun 30 mm kısaltılmasının etkisi .....	33
Şekil 4.10 : Vizör kanalının kaldırılması .....	33

<b>Şekil 4.11</b>	: 100 mm'lik çap için hız kontürü ve eş basınç eğrileri .....	34
<b>Şekil 4.12</b>	: Konik boğazlı model .....	34
<b>Şekil 4.13</b>	: Teğetsel girişli model .....	35
<b>Şekil 4.14</b>	: Teğetsel girişli model için hız ve basınç dağılımı .....	35
<b>Şekil 4.15</b>	: Boyunun ve vizör kanalının birlikte kısaltılması .....	36
<b>Şekil 4.16</b>	: Boyun 260 mm'ye çıkarılması .....	37
<b>Şekil 4.17</b>	: Teğet giriş için 100 mm'lik çapın incelenmesi .....	37
<b>Şekil 4.18</b>	: 100 mm'lik çapta boy ve vizör 30 mm kısaltılması .....	38
<b>Şekil 4.19</b>	: 80 mm iç çapta hız kontürü ve eş basınç eğrileri .....	39
<b>Şekil 4.20</b>	: 80 mm'lik çapta boyun uzatılıp vizörün kısaltılması .....	40
<b>Şekil 4.21</b>	: Üstten girişli model .....	40
<b>Şekil 4.22</b>	: Üstten girişli model için hız kontürü ve eş basınç eğrileri .....	41
<b>Şekil 4.23</b>	: Üstten girişli modelde vizörün kısaltılması .....	42
<b>Şekil 4.24</b>	: 100 mm'lik çap için üstten girişli model .....	42

## VİDALI KOMPRESÖRLERDE YENİ BİR AYRIŞTIRMA SİSTEMİ

### ÖZET

Kompresörler sanayide başta petrol, petro-kimya ve gaz üretim tesisleri olmak üzere gıda, ilaç, tekstil, otomotiv ve daha birçok sektörde kullanılmaktadır. Atölyelerden büyük kapasiteli işletmelere, büyük petrol platformlarına kadar birçok tesiste basınçlı gaz ihtiyacını ve tesisler içindeki gaz sevkini sağlarlar.

Kompresörler, endüstriyel faaliyetlerde diğer tip tüm donanımlardan daha fazla elektrik tüketmektedir. Bu da kompresör ünitelerinde yapılacak iyileştirmelerin işletmenin veya sistemin boyutlarına göre enerji tüketimini azaltıp binlerce liradan trilyonlarca liraya kadar değişebilecek tasarruf elde edilebilir.

Pozitif deplasmanlı kompresörlerden olan vidalı (helisel loblu) kompresörler, imalat sanayisi ile gaz sevkini gerçekleştirdiği uygulamalarda gün geçtikçe daha fazla kullanılmaktadır. Başlıca kullanım alanları petrol rafinerileri ile doğalgaz tesisleridir. Ayrıca soğutucu akışkanların sevkinde de yararlanılır. Bu en yaygın örneği buzdolabı kompresörleridir. Bunların dışında tehlikeli ve zehirli gazların sevkinde de kullanılmaktadır. Kullanıldığı diğer başlıca sektörler ise tekstil, ilaç, gıda ve kimya olarak sayılabilir.

Vidalı kompresörler temelde iki grupta olup yağlı veya yağsız olarak nitelendirilirler. Sıkıştırma haznesinde yağ bulunup bulunmamasına göre bu ayırım yapılmaktadır.

Yağsız tiplerinde gazın sıkıştırılmasının neticesinde ortaya çıkan ısının kontrolü daha güçtür. Ayrıca vidaların temasını önlemek için hazne dışına yerleştirilen dişli çifti de hacmi ve ağırlığı arttırmaktadır. Bu yüzden yağlı tiplerine göre kapasiteleri ve sıkıştırma oranları daha düşüktür.

Fakat yağlı çalışan tiplerinde de basınçlı hava içinde sevk edilen yağın ayrıştırılması özellikle gıda, ilaç sektörlerinin de içinde olduğu birçok uygulama için hayati önem arz etmektedir.

İncelenen mevcut yağlı çalışan kompresör sisteminde yağın ayrıştırılması nispeten uzun silindirik bir tank içine yerleştirilen bir filtreden ibarettir. Basınçlı hava tankın alt kısmından girip önce bir plakaya çarptırılmakta (böylece yağın bir kısmı plakadan depo dibine süzülür) yukarı yönelen akıştaki yağ yer çekimi etkisiyle depo dibine düşmekte, havanın filtreden geçmesiyle de son ayrışma gerçekleşip havanın deponun üst kısmından çıkması sağlanır. Havanın içindeki yağ zerrecikleri de hem yer çekimi hem de filtre sayesinde havadan ayrılmaktadır. Ancak, tankın boyutunun çok fazla olması, filtre değişiminin hem uzun zaman alması hem de sökümün eğitimli personel gerektirmesi maliyet artışına ve zaman kaybına yol açmaktadır.



Düşünülen yeni ayırıştırma sistemi, siklon tip ayırıştırıcı ve filtreden meydana gelmiştir. Bu iki eleman birbirinden ayrı tutulup filtre değişiminin daha kolay ve çabuk olması amaçlanmıştır. Ayrıca filtre önüne yerleştirilen siklon ayırıştırıcı filtreye gelen yükü azaltarak filtre ömrünü uzatacaktır.

Henüz seri üretime geçmemiş sistemin birkaç tane deneme modeli oluşturulmuştur. Filtre değişim süreleri gözlenerek bir önceki sisteme %80 oranında yaklaşıldığı tespit edilmiştir.

Yürütülen bu tez çalışması deneme aşamasında olan bu sistemdeki siklon ayırıştırıcının ayırıştırma kapasitesini arttırmaya yöneliktir. Literatürde, mevcut çalışmaların büyük çoğunluğu katı parçacıkların ayırıştırılmasına yönelik geliştirilen deneysel ve teorik araştırmalardan oluşmaktadır. Bu sebeple dayanak olacak bir modelden ziyade mevcut geometri üzerinde değişiklikler yapılarak siklon ayırıştırıcının verimini arttırmaya yönelik neler yapılması gerektiği konusunda fikirler edinilmesi amaçlanmıştır.

Çalışmada gazın giriş ve çıkış koşulları deneme halindeki sistemden alınmıştır. Akış analizi için Solidworks altında çalışan COSMOSWORKS analiz programının içinde yer alan Floworks isimli akış analiz programı kullanılmıştır.

## **A NEW SEPARATION SYSTEM FOR SCREW COMPRESSORS**

### **SUMMARY**

Compressors are used frequently in petro-chemical refineries, natural gas foundations, food, medicine, textile, automobile sector and more... Compressors are utilized to pressurize gases and driving them to use where it's needed from small workshops to large factories.

Compressors consume more electrical energy than other hardwares in industrial applications. This shows the importance of the improvements in such systems can save energy and Money in a wide range according to the size of the mentioned system.

Screw compressors (helical lobe type), are one kind of positive displacement compressors, have been using more and more in manufacturing industry and gas production foundations. Basic utilization areas are fuel refineries and natural gas foundations. Furthermore, it is utilized to pressurize refrigeration gases. Refrigerator compressor is special example. Beside that, screw compressors are used to driving of hazardous and toxic gases. Some of the other sectors which they have been used are food, medicine, textile and chemistry.

Screw compressors can be divided two group which is named oil-free and oil-flooded individually. They are named according to the existence of oil in the compression chamber.

The control of the produced heat in result of compression is difficult for oil-free types. In addition, the gears which prevents direct touch of the screws cause extra space and weight. Because of these factors, oil-free types have less capacity and pressure ratios than oil-flooded types.

Although oil-flooded types have some benefits, separation of oil in pressurized gas can be a serious problem in some systems which covers food and medicine applications.

Separation of oil in the investigated compressor unit is consist of a filter element which is located in a cylindrical tank. Pressured gas enters in the bottom, collides a plate which causes separation some oil then the air flows vertically (meanwhile, some oil separates under the gravity force) passes through the filter element and leaves tank from the top section. The oil in the gas is separated by gravity force and filter's element blokage. But, some factors causes extra time and money. These are the dimensions of the tank is relatively large. Time needed for changing of filter is too long. The need for educated workers for changing filter.

The new separation unit consist of a cyclone type separator and filter element. These members are separated from each other to make easier to change filter and reducing changing time. Also, the forces on filter is reduced and the of filter is increased by placing the cyclone separator in front of the filter member.

New system has not been in mass production. Some trial unit have been using by some clients. In these units, the filter changing times are observed and determined that the %80 of changing time is achieved according to existed system.

In this study, increase of the separation capacity of cyclone separator is aimed. Most of experimental and theoretical studies in literature is dealing with solid particle based cyclone separators. Because of this, no model based on literature is used for this study. It is aimed to increase of efficiency of cyclone by changing the dimensions of existing model. The results will be used in the procedure of improving production design.

The inlet and outlet conditions of gas is taken from the trial system. For flow analysis, Floworks analysis program is used which is working under COSMOSWORKS and its' cad base belongs to Solidworks.

# 1. KOMPRESÖRLER VE TİPLERİ

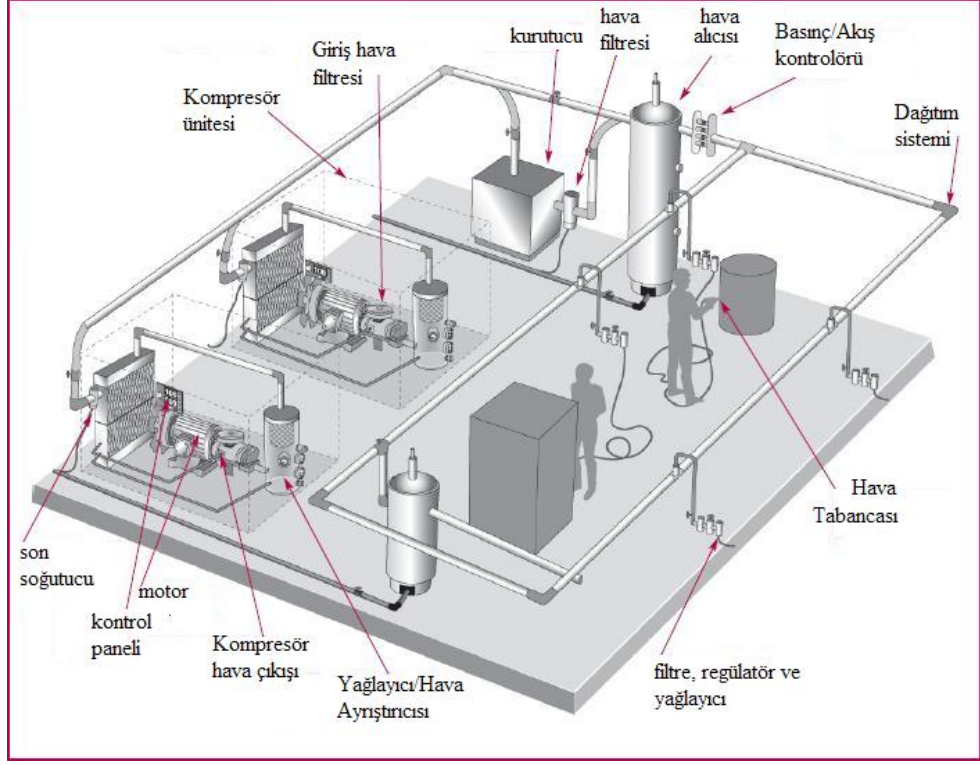
## 1.1 Giriş

Kompresör genel anlamıyla sıkıştırılabilir akışkanların basıncını arttırmak için kullanılan bir makinedir. Kompresör girişindeki akışkanın (genellikle gazın) basınç seviyeleri vakumdan atmosferik basıncın çok üstündeki değerler arasında yer alabilmektedir. Aynı şekilde kompresör çıkışında elde edilen basınç değeri aralığı da düşük atmosfer basınçlarından çok yüksek atmosfer üstü değerler arasında değişebilmektedir [1].

Kompresörler; fanlar ve pompalarla birlikte imalat yapan fabrikaların solunum sistemleri gibidir. Bu makinaların düzgün ve verimli bir biçimde çalışması başta petrol, petro-kimya ve gaz üretim tesisleri olmak üzere gıda, ilaç, tekstil, otomotiv ve daha birçok tesis için önem arz etmektedir [3]. Kompresörler sadece büyük tesislerde değil basınçlı havanın gerekli olduğu (küçük atölyeler gibi) her mekânda farklı kapasitelerde kullanılmaktadır. Güçleri birkaç kilovattan 50000 kilovata kadar değişmektedir [4].

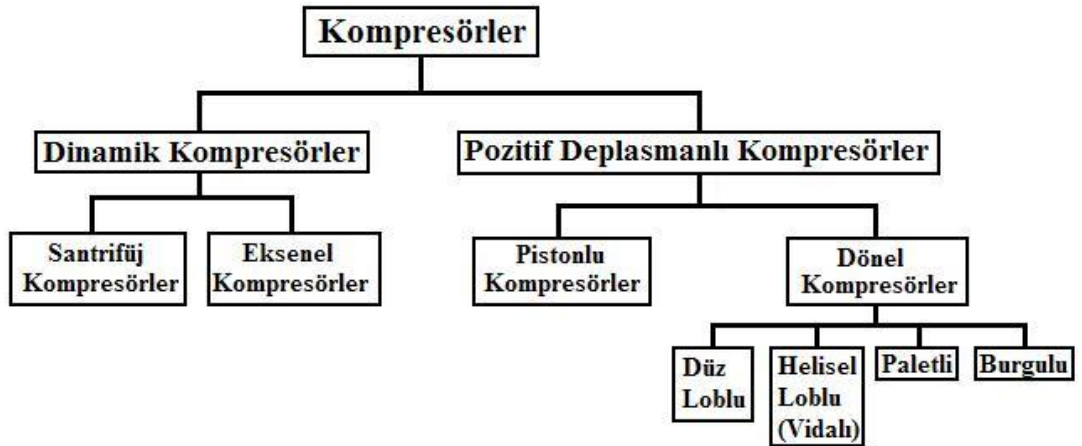
Kompresörler, endüstriyel faaliyetlerde diğer tip tüm donanımlardan daha fazla elektrik tüketmektedir. Bu da kompresör ünitelerinde yapılacak iyileştirmelerin işletmenin veya sistemin boyutlarına göre enerji tüketimini azaltıp binlerce liradan trilyonlarca liraya kadar değişebilecek tasarruf elde edilebilir. Bu sistemlerde yapılacak iyileştirmeler aynı zamanda bakım maliyetleri azalacak, arızalar en aza indirilebilecek böylece verimlilik artıp ürün kalitesi de yükselebilecektir. [4].

Basınçlı hava sağlayan endüstriyel sistemler birçok alt kademedan oluşmaktadır (Şekil 1.1). Bu alt sistemler genel olarak sayarsak; kompresör, tahrik sistemi, kontrol ünitesi, bakım ünitesi, dağıtım sistemi ve aksesuarlardan oluşmaktadır. Tahrik ünitesi elektrik motoru veya içten yanmalı motor olup kompresörü harekete geçirir. Kontrol ünitesi, basınçlı gazın miktarını ayarlar. Bakım ünitesi, gazın içindeki istenmeyen maddeleri uzaklaştırır. Dağıtım sistemi de gazın sistem içinde sevkini sağlar ve kullanılacak yerlere ulaştırır [4].



**Şekil 1.1** Basınçlı hava sistemi [4].

Gazları sıkıştırmak için kullanılan kompresörler kendi içlerinde çok farklı formları alabilmektedir. Temel ve basit bir kıyaslama yapabilmek için kompresörleri akış tipine göre iki temel grup olarak; sürekli ve kesikli akışlı kompresörler diye ayırmak mümkündür (Şekil 1.2). Sürekli akışlı kompresörler de dinamik kompresörler olarak adlandırılmaktadır. Kesikli akışlı kompresörlere pozitif deplasmanlı kompresörler de denmektedir [1].



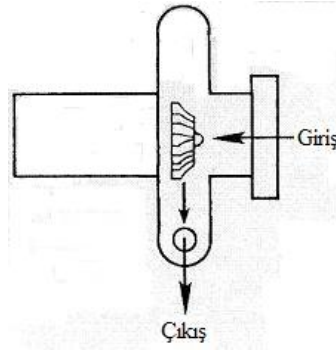
**Şekil 1.2** Kompresörlerin sınıflandırılması [1].

## 1.2 Dinamik Kompresörler

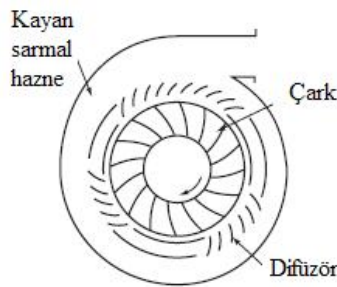
Dinamik kompresörlerde gazlar dönen kanatçıkların mekanik etkisiyle sıkıştırılır [5]. Sürekli akan gazın kinetik enerjisi yüksek hızda dönen kanatlar yardımıyla açığa vurulur, bu enerji kanatlar ve çıkışta yer alan difüzörler yardımıyla basınç enerjisine çevrilir [4]. Yani kanatların dönmesiyle elde edilen tork gazın kinetik enerjisi etkiler ve çıkıştaki difüzörler yardımıyla da basınç artışı sağlanır. Bu tip kompresörler yüksek miktarda gazların sıkıştırılması gereken uygulamalarda kullanılır. Düşük sıkıştırma oranlarına sahip oldukları için sistem içinde çok kademeli olarak tasarlanıp kullanılırlar. Santrifüj ve eksenel olmak üzere iki temel grupta incelenebilir [5].

### 1.2.1 Santrifüj Kompresörler

Sürekli akışın gerçekleştiği bu kompresörlerde sıkıştırma elemanı kapalı bir muhafaza içinde bulunan üzerinde çok sayıda kanatçık bulunan bir disklerdir (Şekil 1.3).



Şekil 1.3 Santrifüj kompresör şeması [1].

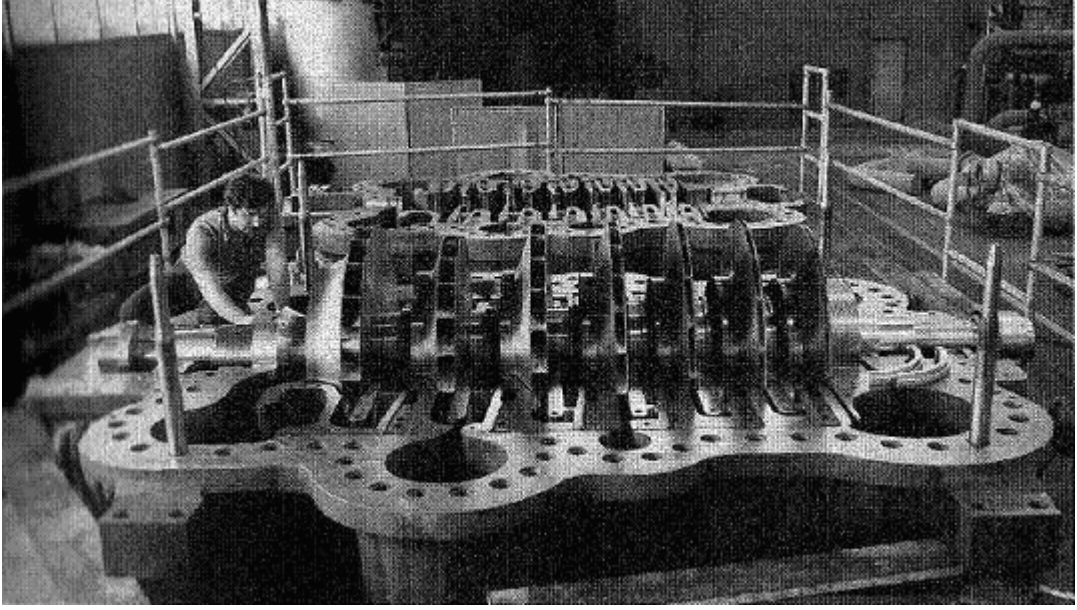


Şekil 1.4 Santrifüj kompresör temel yapısı [5].

Döner diskin eksenine doğrultusunda hazneye giren gaz, kanatçıklar tarafından yakalanarak diskin dışına savrulur. Savrulan gaz hazneyi hızlanarak ve basıncı artırarak terk eder ve buradan difüzöre girer. Bu kısımda akış doğrultusunda artan kesit yardımıyla hızı azalır, buna karşılık basınçta artış yaşanır (Şekil 1.4). Buradan çıkan gaz burju biçimli bir hazneye daha girer. Bu haznede genişleyen kesit sayesinde

hızını biraz daha azaltır ve buna karşılık basıncında biraz daha artış yaşanır [2]. Yani difüzör ve burgulu haznede gazın kinetik enerjisi basınç enerjisine çevrilir [5].

Santrifüj kompresörlerin güçleri 125 hp (93 kW)'dan 10000 hp (7500 kW) ve üstü değerlere kadar çıkabilmektedir [5]. Bu tip kompresörler, yüksek miktarda havanın basıncını az miktarda arttırma konusunda adapte olmuşlardır. Bu sebeple yüksek sıkıştırma oranı sağlamak için çok sayıda sıkıştırma odası arka arkaya sıralanır (Şekil 1.5). Çok kademeli tiplerinde gazın çıkış basıncı 69 MPa'yı aşabilmektedir [2].



**Şekil 1.5** Çok kademeli santrifüj kompresör [1].

Sıkıştırma oranı tek bir kademede 5:1 'e kadar çıkabilmektedir. Ayrıca 60000 dev/dak gibi yüksek devirlerde dönen çarklar sayesinde çıkış debisi 1.1 milyon m<sup>3</sup>/h gibi değerlere ulaşabilmektedir. Yüksek verimle çalışabilmek için 100 m<sup>3</sup>/h altı debi değerlerinde kullanılmamaları tavsiye edilir [3]. Santrifüj kompresörler, ağırlıklı olarak petrol rafinerilerinde, kimyasal ve petro-kimyasal tesislerle doğal gaz işleme fabrikalarında kullanılır [2].

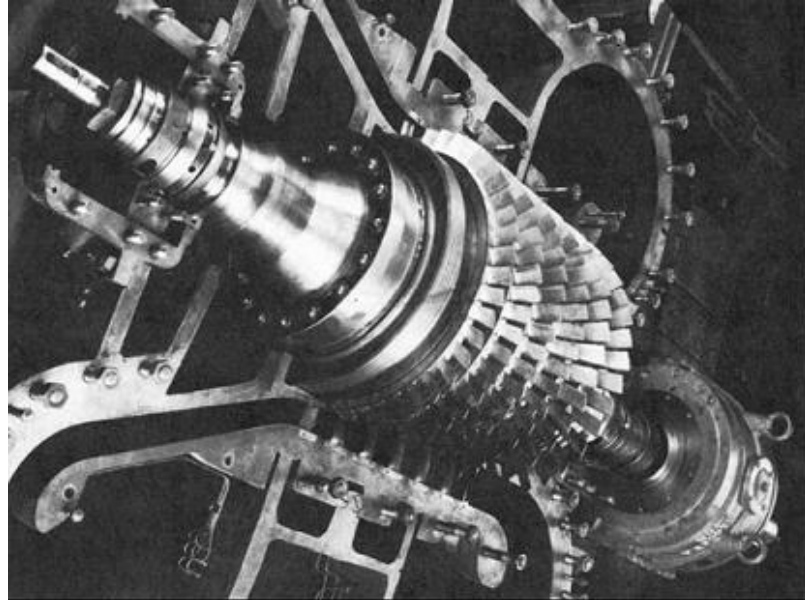
### **1.2.2 Eksenel Kompresörler**

Eksenel kompresörler, birbirini ardına yerleştirilmiş hareketli ve sabit çark sıralarından oluşur. Sıkıştırılacak gaz çarklar, çarkların yatakladığı eksen doğrultusunda hazneye sokulur ve aynı doğrultuyu takip edip kompresörü terk ederler (Şekil 1.6).

Gaz, sabit ve hareketli kanatçıklar arasından geçerken kinetik enerji basınç enerjisine dönüştürülür [2]. Hareketli her çarkın ön ve arkasında bir sıra hareketsiz çark bulunur. Hareketsiz çarklar gazı yönlendirmek için kullanılır [1].

Aynı akış oranı için aksenal kompresörler daha küçük ve daha verimlidir. Tek bir silindirik hazne içinde 30:1 gibi yüksek sıkıştırma oranları elde edilebilir. Yüksek hızlı makinalar olup 1,7 milyon m<sup>3</sup>/h 'e ulaşan yüksek debi kapasiteli olanları geliştirilmiştir [2].

Elektrik motoru, gaz türbini veya buhar türbini ile tahrik edilebilmektedir. En yaygın kullanım alanı uçakların jet motorlarıdır. Ayrıca büyük işletmelerde gaz türbini olarak kullanılırlar [1].



**Şekil 1.6** Çok kademeli aksenal kompresör [2].

### **1.3 Pozitif Deplasmanlı Kompresörler**

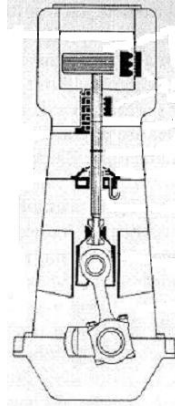
Kesikli akışlı olarak da tanımlanan pozitif deplasmanlı kompresörlerde önceden belirlenen miktardaki hava sıkıştırma haznesi diye tanımlanan kapalı bir hacme hapsedilir. Ardından mekaniksel olarak bu haznenin hacmi azaltılarak gazın basıncı arttırılmış olunur [4]. Bu şekilde tek bir kademede yüksek sıkıştırma oranı elde etmek mümkündür. Aynı basıncı dinamik kompresörlere göre daha küçük bir hacimde elde edebilirler. Ayrıca kısmi yükleme durumları için hız kontrolü daha kolay yapılabilir [5]. Hazneye alma, sıkıştırma ve salıverme çevrimlerinin hızı ve süreleri uygu şekilde ayarlandığı zaman kesikli akışın sebep olabileceği basınç



dalgalanmalarının etkisi minimuma iner. Ama yüksek kapasiteli akışın gerekli olduğu uygulamalar için uygun değillerdir [4]. Pistonlu ve Dönel kompresörler olmak üzere iki ana başlık altında incelenebilir.

### 1.3.1 Pistonlu Kompresörler

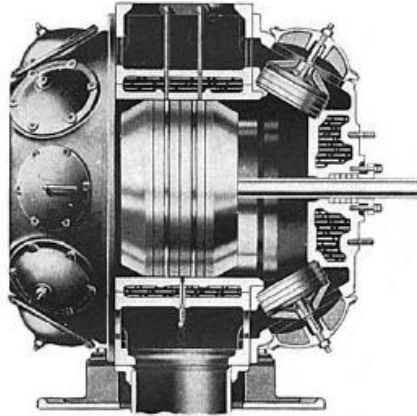
En çok bilinen ve en yaygın kullanılan kompresör çeşididir. Temel olarak bir silindirin içinde aksel olarak çalışan bir pistonun gazı sıkıştırmasına dayanır (Şekil 1.7). Piston, bir krank biyel mekanizması ile elektrik motoruna bağlıdır. Yağlı ya da yağsız çalışabilmektedir [4].



Şekil 1.7 Pistonlu kompresör [1].

Kendi arasında tek etkili ve çift etkili olarak iki türü bulunur. Tek etkili tipte pistonun gazı sıkıştırması tek yönlü gerçekleşir. Çift etkili tipinde (Şekil 1.8) ise sıkıştırma işlemi pistonun silindirik hazne içinde hem geliş hem de gidiş istikametinde gerçekleşmektedir [5].

Çeşitli boyutlarda geniş bir yelpazede olmak üzere 450 kW'a kadar çeşitli boyutlarda modelleri bulunmaktadır. 2700 bar'a kadar çıkış basıncı elde edilebilmiştir [1].



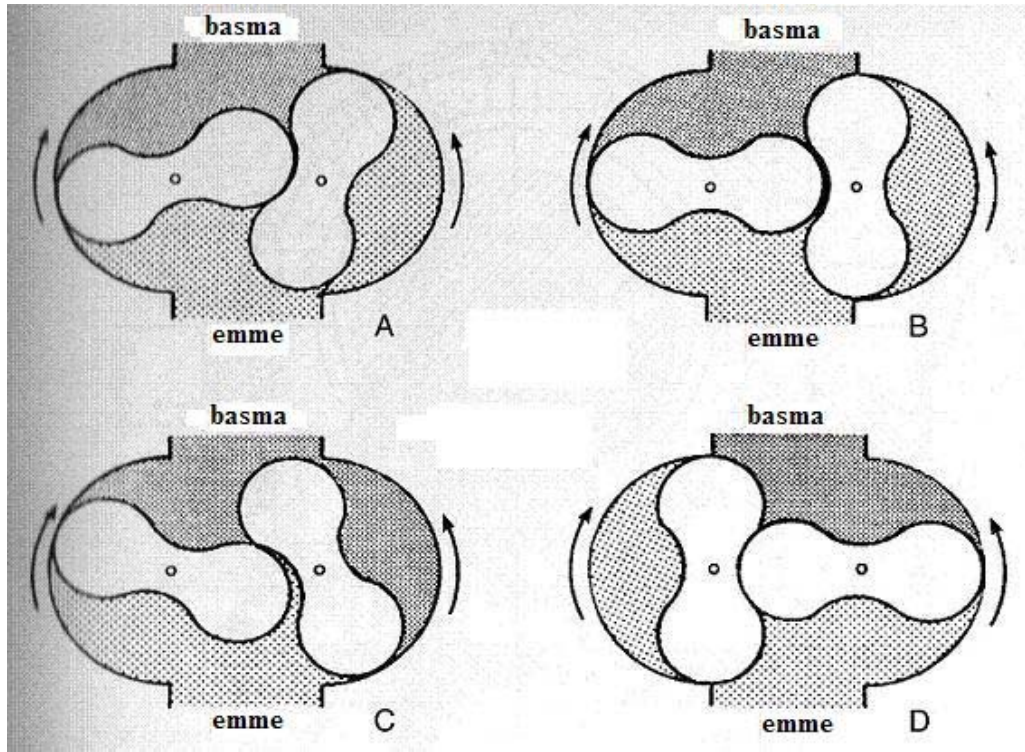
Şekil 1.8 Çift etkili pistonlu kompresör [5]

### 1.3.2 Dönel Kompresörler

Dönel kompresörler, sıkıştırılacak gaza enerjiyi tek veya çoklu şekilde dönen shaftlar sayesinde iletirler. Sıkıştırma işlemi kesikli yapılır ama pratikte sıkıştırma periyotlarının hızı ile sanki sürekli akış oluyormuş gibi kesikli akışın yaratabileceği dalgalanma neredeyse yok sayılır (ihmal edilir). Kendi aralarında beş çeşidi bulunur. Bunlar; düz loblu, helisel loblu, paletli, burgulu kompresörlerdir [1].

#### 1.3.2.1 Düz Loblu Kompresörler

Bu tip kompresörler, kapalı bir hazne içinde bulunan birbirinin aynı ve paralel biçimde konumlandırılan bir çift silindirik rotordan oluşur (Şekil 1.9). Bu rotorlar, genellikle iki (az da olsa üç) lobdan oluşur. Lop profilleri silindirik rotorun eksenine boyunca değişmez. Gaz, Şekil 1.9’da da görüldüğü gibi emme kısmında alınır ve loblar sayesinde sürüklenerek basma kısmından toplam dört aşamada dışarı atılır. Gazın hazne içinde hareketi sırasında bir hacim daralması yaşanmaz. Buna karşılık gaz, basma kanalında yaşanan ters akıştan faydalanarak basınçlandırılır [1].



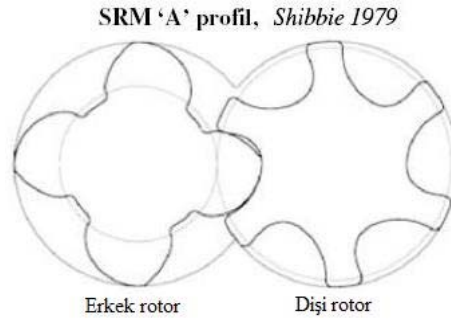
Şekil 1.9 Düz loblu kompresörlerde sıkıştırma çevrimi [1].

Rotorlar, birbirleri ve hazne ile temasta değildirler. Konumlarını korumak için hazne dışında bir çift tevzi dişlisi ile konumları sabitlenir. Bu sebeple yağlayıcı kullanılmaz. Yağlama, sadece dişliler ve rotor yatakları için kullanılır. Basınçlandırma için basma

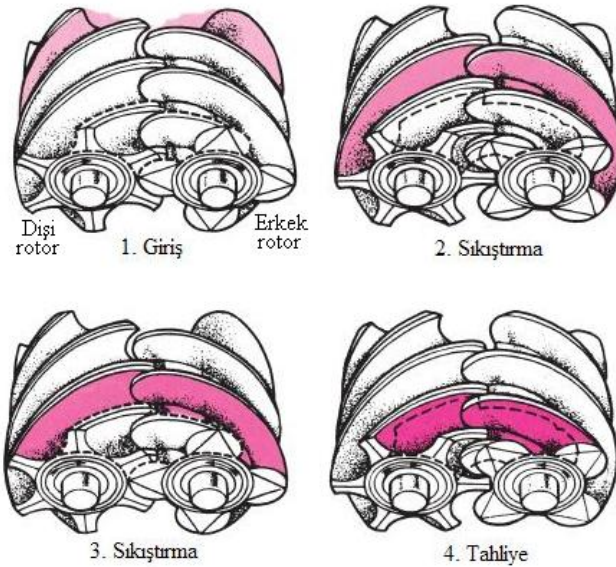
kanalındaki ters akıştan yararlanıldığı için sıkıştırma oranları düşüktür. Kapasiteleri 50000 m<sup>3</sup>/h ‘a kadar çıkmaktadır. Bu sebeple genellikle kompresör yerine üfleyici (körüük) olarak kullanılırlar [2].

### 1.3.2.2 Vidalı Kompresörler

Vidalı kompresörlerin diğer adı da helisel loblu kompresörlerdir. Temel yapısı kapalı bir hazne içinde birbirine paralel şekilde yataklanmış iki adet silindirik rotordan oluşur. Rotorlar, birbiri içine geçerek hareket ederler. Yani, formları birbirinin tersidir [1]. Rotorların yapısı bir silindir üzerine helisel biçimde sarılmış profillerden ibarettir. Rotorlar arasındaki boşluk 70...120µm değerleri arasında olabilmektedir [6]. Üzerinde helisel loblar olan rotor “erkek rotor”, helisel oyuklar (kanallar) bulunan rotor ise “dişi rotor” olarak adlandırılır. Erkek rotor tahrik sistemine bağlı olup hareketi dişi rotora iletir. En sık kullanılan profil biçimi “SRM A” (Şekil 1.10) isimli profil olup erkek rotor 4 loba, dişi rotor ise 6 kanala sahiptir [8].



**Şekil 1.10** En sık kullanılan kompresör vidası profili [8].



**Şekil 1.11** Vidalı kompresörlerde sıkıştırma çevrimi [2].

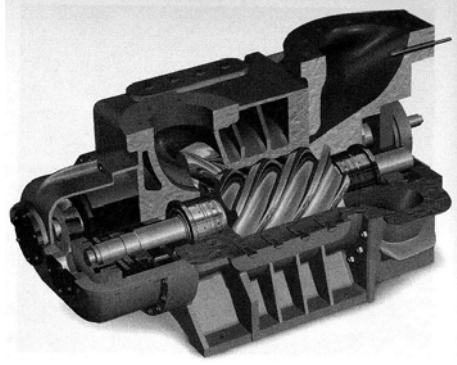
Vidalalı kompresörlerde sıkıştırma işlemi birbirine kenetlenerek çalışan rotorlar sayesinde gerçekleşir (Şekil 1.11). Giriş kanalından erkek rotorun dönüşüyle içeri belli miktarda gaz alınır. Bu gaz, erkek ve dişi rotorların (vidaların) profilleri arasındaki gittikçe daralan helisel bir yörünge izleyerek çıkış (tahliye) kanalından dışarı bırakılır.

Erkek vidanın dört lobu olduğu düşünülürse tek bir turunda dört sıkıştırma çevrimi yapılacağı anlamına gelir. Özellikle yüksek devirlerde dönen vidalar kesintili sıkıştırma yapan bu tür kompresörlerde çıkışta yaşanabilecek basınç dalgalanmalarını ihmal edilebilir seviyeye indirmiş olurlar [1].

Vidaların çapı ve uzunluğu kompresörün kapasitesini etkiler. Daha uzun vida, daha yüksek basınç demektir. Daha büyük çap ise daha yüksek kapasite anlamına gelmektedir [9].

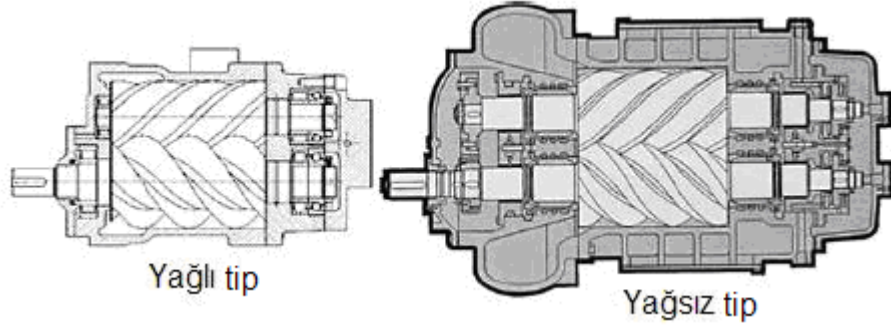
Kendi içinde yağlı ve yağsız olmak üzere iki gruba ayrılırlar [8].

Yağsız tipte rotorların çalıştığı hazne içine yağ girişi engellenmiştir. Rotorların profilleri sebebiyle oluşabilecek Hertz gerilmeleri sonucu aşınmaları engellemek için hazne dışında vidalar dişli çifti ile birbirlerine göre konumları sabitlenir (Şekil 1.12).



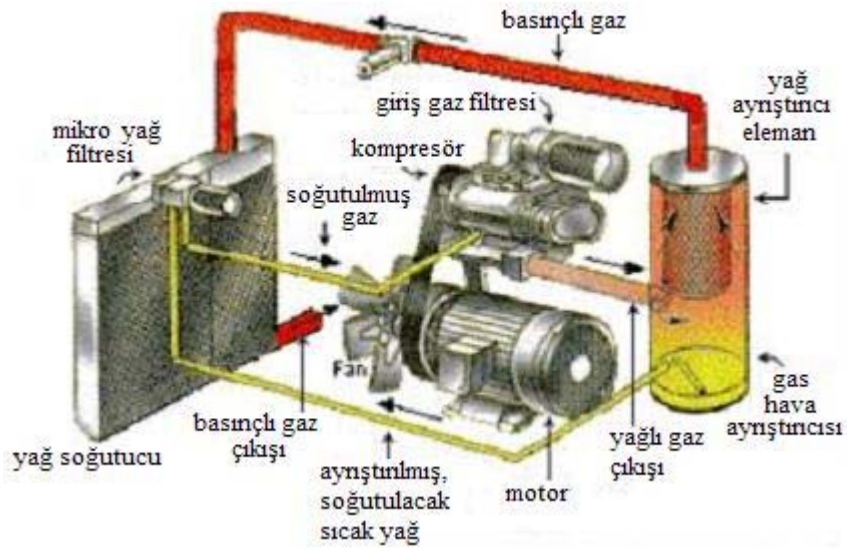
**Şekil 1.12** Yağsız çalışan vidalı kompresör [1].

Yağsız tipte de aslında yağlayıcı kullanılır. Yağlayıcı, hazne dışında bulunan vidaları destekleyen yataklar ve dişliler için kullanılmaktadır. Hazne içinde yağlayıcı olmaması gazın sıkıştırılması esnasında açığa çıkan ısının uzaklaştırılmasını engeller. Bu da sıcaklık kontrolünü zorlaştırır. Bu yüzden kapasiteleri ve sıkıştırma oranları yağlı çalışanlara göre düşüktür [3]. Ayrıca hazne dışındaki dişliler, kontrol valfleri, yağ geri dönüş pompası sebebiyle yağlılara göre daha ağır, daha fazla yer kaplar ve daha pahalıdır (Şekil 1.13) [8].



Şekil 1.13 Yağlı ve yağsız tip arasındaki boyut ve eleman farkı [8].

Yağlı çalışan tiplerde yağ tüm sistemi dolaşmaktadır. Hazne içinde gazla birlikte bulunur. Gazla birlikte aynı hacmi kaplaması verimde az da olsa düşüğe yol açmaktadır [1]. Yağın sıkıştırma sonrası gazdan ayrılması gerekir. Bu işlem mekanik ayırıştırıcılarla gerçekleştirilir. Tüm sistemi dolaşan yağın birkaç görevi birden yaptığı söylenebilir [3]. Öncelikle, gazın sıkıştırılması sonucu açığa çıkan ısıyı absorbe eder. Vidalar arasında sızdırmazlık sağlayarak gazın vidaların hareketi sırasında daha düşük basınçlı bölgeye kaçışını etkileyerek verime katkıda bulunur. Vidalara ve gövdeye yağlama yaparak bunların birbirleriyle olan doğrudan teması önleyerek aşınma ve korozyona karşı koruma sağlar. Bunlara ilaveten titreşim sönümleme görevi de yaparak sistem elemanlarının ömrünü artırır ve daha sessiz bir çalışma sağlar [3]. Yağsız çalışanlara göre daha az elemana sahiptir (Şekil 1.14). Tevzi dişlileri, yağ geri dönüş pompası da yoktur. Yağın geri dönüşü sistemdeki basınç farkıyla sağlanır.



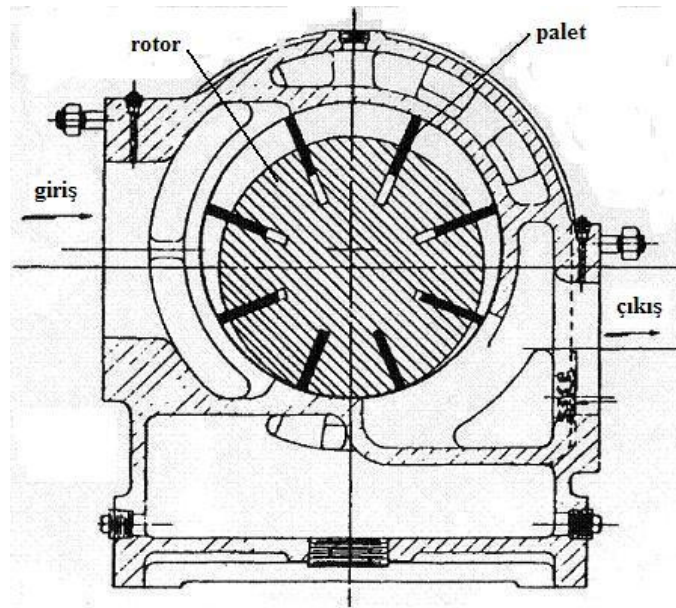
Şekil 1.14 Yağlı çalışan vidalı kompresör sistemi [9].

Yağlı çalışan vidalı kompresörlerde tek bir kademede 21:1 basınç oranı elde edilebilir [6]. Yüksek kapasiteli modelleri 70000 m<sup>3</sup>/h 'ye kadar kapasiteleri çıkmaktadır. 8,3 MPa'ya kadar yüksek basınçlar elde edilebilmektedir [8].

Kullanım alanları çok geniş olmakla birlikte; başta doğalgaz ve petrol tesisleri olmak üzere çeşitli kirli ve zehirli gazların sevkinde, genel amaçlı basınçlı hava uygulamalarında tekstil, gıda, ilaç, kimya sanayilerinde basınçlı gaz ihtiyacını karşılamaktadır. Ayrıca soğutucu gazların sevkinde basınçlandırılmasında özellikle buzdolabı kompresörlerinde yararlanılmaktadır [10].

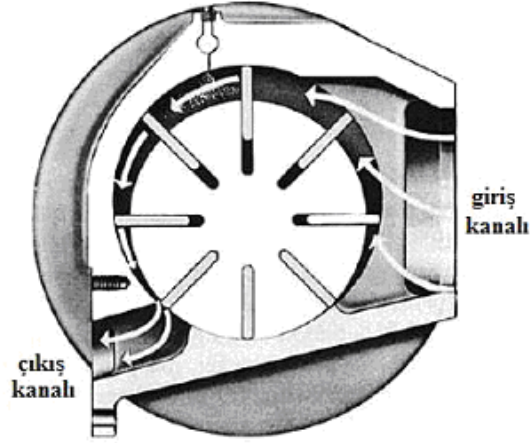
### 1.3.2.3 Paletli Kompresörler

Paletli kompresörlerin en basit tanımı silindirik bir gövde içine hazne boşluğundan küçük çapta bir silindirik rotorun yerleştirilmesiyle oluşan bir yapıdır (Şekil 1.15). Silindirik rotor boşluğun hacminden küçük olduğu için eksantrik bir yapı oluşur [1].



Şekil 1.15 Paletli kompresör kesiti [1].

Silindirik rotor üzerinde radyal biçimde yerleştirilmiş serbestçe kanallarında hareket edebilen paletler bulunmaktadır. Giriş kanalından içeri alınan gaz, dönen eksantrik rotorun oluşturduğu santrifüj kuvvetin etkisiyle kayan ve silindir gövdesine doğru kayan paletlerin oluşturdukları kapalı hacim arasına hapsedilir. Her iki palet arası bir sıkıştırma odası oluşturur. Rotorun dönüşü ile bu odalar gittikçe küçülür (Şekil 1.16) ve gazın sıkıştırılması sağlanmaktadır [1]. Paletlerin sayısı kapasiteye göre değişmekle birlikte 24'e kadar çıkabilmektedir [3].



**Şekil 1.16** Paletli kompresörlerde akış şeması [5].

Kapasiteleri 100000 m<sup>3</sup>/h'e kadar çıkabilmektedir. 27 bar'a kadar da sıkıştırma yapabilmektedir [1]. Paletli kompresörler, düşük kapasiteli genel endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır [3].

#### **1.3.2.4 Burgulu Kompresörler**

Temel şekli birbirini içine geçmiş biri sabit diğeri hareketli iki spiral şeritten oluşan bir yapıya sahiptir (Şekil 1.17). Hareketli şerit, sabit olanın sınırlandırmasıyla helezonik bir yörünge çizerek araya giren gaz için gittikçe daralan bir yörünge oluşturur [10].



**Şekil 1.17** Burgulu kompresör [9].

Geometrik yapısı sebebiyle kontrollü ve dengeli bir dönme hareketi gerçekleştirir. Böylece sessiz ve titreşimsiz çalışır. Giriş ve çıkışlarda valfler olmadığı için verim kaybı daha azdır. Yağlı ya da yağsız çalışabilmektedir. Geometrisinden dolayı boyutları belli bir noktadan sonra gaz kaçaqlarına sebep olmaktadır. Bu da verimi oldukça düşürür. Buna rağmen çıkışta 8...12 bar arası değerler elde etmek mümkündür. Endüstride buzdolabı kompresörü olarak ve ayrıca otomobillerde havalandırma ünitelerinde kullanılmaktadır [10].

## 2. VIDALI KOMPRESÖRLER İÇİN AYRIŞTIRMA SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ

### 2.1 Vidalı Kompresörler ve tipleri

Vidalı kompresörler, kapasitelerinin yükselmesi ve düşük emme basınçlarında da çalışabilmeleri gibi nedenlerle endüstriyel uygulamalarda popülerliği artmıştır. Bunun dışında bazı temel avantajlarından söz etmek gerekirse; bakımları basit ve ucuzdur. Ömürleri uzundur. Verilen dış tahriği en verimli şekilde sıkıştırma işleminde kullanırlar. Yüksek sıkıştırma oranı elde edilebilir. Kompakt bir yapıya sahiptirler [6].

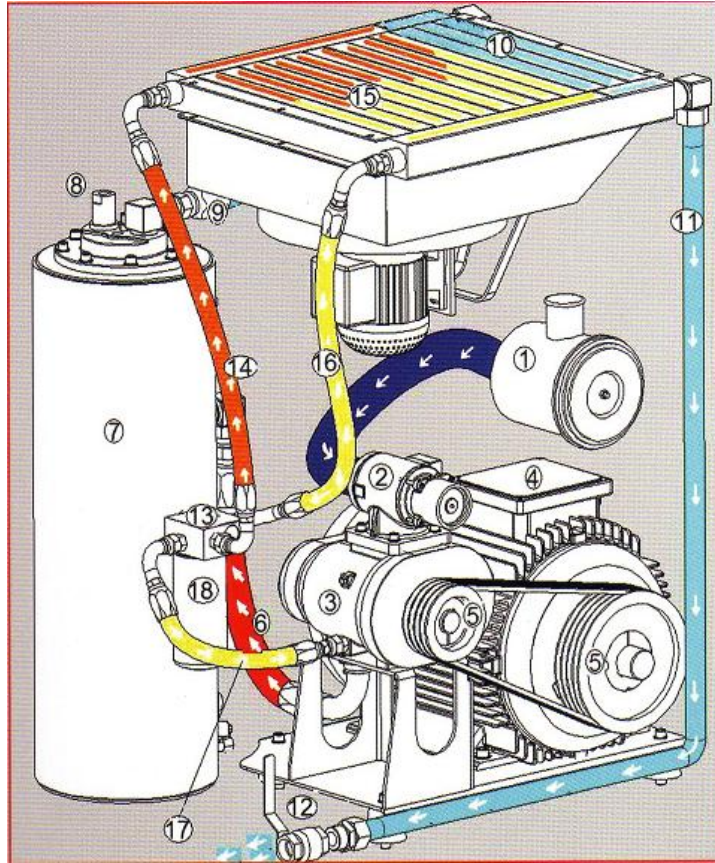
Yağlı ve yağsız olarak iki tipi bulunmaktadır. Bir önceki kısımda da belirtildiği gibi, yağsız olan modeller, pek yaygın kullanım sahasına sahip değildir. Çünkü bu modellerde yağlayıcı kullanılmadığı için vidaların birbirleri ve kompresör gövdesi ile temasından oluşan hertz gerilmelerini engellemek için gövde dışından dişli çiftiyle konumları belirginleştirilir, yoksa oluşan aşınmalar kompresöre zarar vermektedir. Yağlayıcı yokluğu ayrıca, sıcaklığın aşırı şekilde artışına da yol açmaktadır. Bu da kullanılan yatakları olumsuz etkilemektedir. Fazladan dişli çiftinin kullanılması da hem maliyeti arttırmakta hem de daha karmaşık bir yapı ortaya çıkarmaktadır. Kompresör gövdesinde yağlayıcı eksikliği vidalar arasında sızdırmazlık sorununu ortaya çıkarmakta ve volümetrik verimde bir düşüşe sebep olmaktadır. Bu gibi sebeplerden ötürü pratikte daha çok yağlı tipler kullanılmaktadır [6].

Yağlı tip vidalı kompresörlerde kullanılan yağlayıcılar yalnızca vidalar ve gövde arasında temas etkilerini azaltıp kompresör gövdesinde sıkıştırma sonucu oluşan fazla ısıyı absorbe etmek için kullanılmaz [6]. Bunun dışında kompresörde hareketli elemanlardan dolayı oluşan titreşimleri sönmüleyen eleman vazifesi de görür. Son olarak da metal yüzeyleri sararak sıkıştırılmış gazların vidalarda ve kompresörün gövdesi üzerinde yaratabileceği korozif etkileri önemli ölçüde engellemektedir [3].



## 2.2 Mevcut Sistem

Bahsedilen tüm olumlu etkilerine rağmen son kullanıcıya basınçlı hava ile birlikte yağlama ve soğutma yağı da vermektedir. Basınçlı havadaki mevcut yağ, klasik filtreleme prensibi ile yapılmaktadır. Filtrenin kullanım ömrü ve ayrıştırma kabiliyeti (verimi) gibi özellikler üretici firmalarca ayrıntılı olarak sunulmaktadır. Geleneksel sistemlerde filtre, “separatör depo” adı verilen basınçlı bir kabın içerisinde bulunmaktadır. Şekil 2.1’de mevcut sistemin bir şeması gösterilmiştir [6].



Şekil 2.1 Kompresörde kullanılan mevcut ayrıştırma sistemi [7].

Sistem içinde hava ve yağlayıcı kısaca şöyle dolaşmaktadır. 2 numaralı emme kumandasından alınan sinyal ile 1 numaralı hava emiş filtresinden hava alınır ve 3 numaralı kompresör vidasına ulaştırılır. Aynı zamanda 17 numaralı hortumdan kompresör gövdesine soğutma yağı sevk edilir. Buradan çıkan basınçlı hava-yağ karışımı 7 numaralı ayrıştırıcı depoya ulaştırılır. Depo içinde bulunan filtreden karışım geçirilir. Ayrıştırmaya yardımcı olması için deponun alt kısmından giriş sağlanır ve yerçekimi de sürece katılır. Depo çıkışında bulunan 9 numaralı hortum havayı soğutmak üzere ısı değiştiricisinin 10 numaralı kısmına gönderir. Soğutulan

hava 11 numaralı boru ile 12 numaralı çıkış vanasına gönderilir. Yağ yeterince ısınca 13 numaralı yağ filtre takozundaki valfi 14 numaralı hortum ile yağı ısı değiştiricisinin 15 numaralı haznesine yollar. Soğutulan yağ 16 numaralı hortumdan sisteme dâhil edilir [6].

Kullanılmakta olan bu sistemde görüldüğü gibi kompresöre çıkışından alınan hava-yağ karışımı içinden yağ ayrıştırılır, soğutulur, filtrelenir ve kompresöre geri yollanır. Bu tip çözüm, içinde bir miktar yağın sorun olmadığı sistemler için problem teşkil etmese de ayrıştırıcı depo içinde bulunan filtrenin sökümü ve yerine tekrar takılmasının zorluğu ve eğitimli personel gerektiren bir durum olması bakım maliyeti ve bakım zamanı açısından bir dezavantaj oluşturmaktadır.

### **2.3 Yeni Bir Ayrıştırma Sistemi**

Yukarıda söz edilen sistem avantajlarına rağmen bu haliyle pistonlu kompresörlere göre daha maliyetli olmaktadır. Maliyette yaşanabilecek azalma ürünü pazar payını arttıracaktır. Bu nedenle vidalı kompresörün daha kompakt, daha az elemanlı düşük bakım maliyetli hale getirebilecek çözümler düşünülünce mevcut sistemde hava ile yağı ayrıştıran sistemin üzerinde durulmasının uygun olacağı düşünülmüştür [6].

Bu düşünceden hareketle mevcut ayrıştırma sisteminin olumsuz tarafları sıralanarak sağlanması gereken hedefler daha net düşünülebilir:

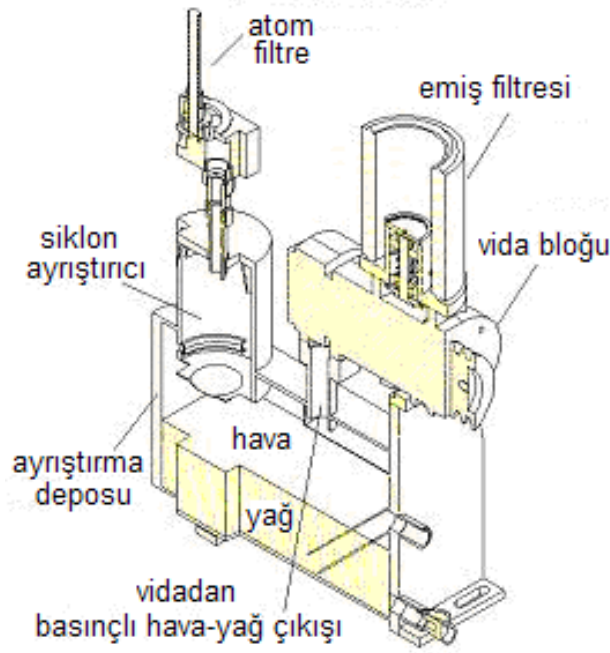
- Nispeten ağır ve hantal yapı
- Fazla olan eleman sayısı
- Nispeten zor ve zaman alıcı imalat süreci
- Uzun bakım süresi ve yaşanan uzun kompresör durdurma süresi
- Filtre değişimi ve bakımı için eğitimli personel ihtiyacı
- Nispeten imalat maliyeti ve ayrıca ürün fiyatının yüksek oluşu

Bu fikirlerden hareketle Bosan Kompresör San. Ve Tic. A.Ş. bünyesinde yapılan çalışmada yapılacak ayrıştırıcı ünitesi ile

- Eleman sayısında azalma
- Montaj kolaylığı sağlanarak otomasyona uygun hale getirilme
- Sağlanacak bakım kolaylığı ile bakım süresi ve maliyeti azaltılması
- Kompresör sistemi daha hafif olması ve imalat maliyeti de azaltılması amaçlanmaktadır.

Yapılan araştırmalar sonucu basit yapısı ve az elemanlı oluşu sebebiyle merkezkaç etkiden yararlanan bir siklon ayrıştırıcı ile atom filtreden oluşan iki elemanlı bir ayrıştırma sistemi çözüm olarak düşünölmüştür.

Düşünölen bu çözümde ayrıştırma deposunda mümkün olduğunca yağın havadan ayrılmasını sağlamaktır. Bu işlem temelde ayrıştırıcı depoya belli bir basınç ve hızla giren yağlı havanın depo yüzeylerine merkezkaç etki marifetiyle çarpıtılarak yağın deponun alt kısmına doğru süzölmesini sağlamaktır. Süzölen yağlar, buradan soğutulup kompresöre geri yollanmaktadır. Kaba biçimde yağdan arındırılan basınçlı hava son ayrıştırmanın yapıldığı atom filtreye gönderilir. Bu filtre bir silindir kutu içine sarılan gözenekli yapıya sahip filtre elemanından oluşmaktadır. Kutunun iç yüzeylerinden belli bir mesafede çember şekli verilerek sarılmış filtre elemanından geçirilen basınçlı hava son kez ayrıştırılıp soğutulmasının ardından kullanıma sunulur. Filtre elemanın gözenek yapısı, gözenek büyüklüğü, geçirgenliği, malzemesi, dayanım koşulları gibi özellikler uygulama tipine ve çalışma şartlarına göre belirlenmelidir. (şekil 2.2) [6].



**şekil 2.2** Geliştirilecek ayrıştırma sistemi [6].

Yapılacak değişikliklerle amaçlanan en önemli hedef, siklon ayrıştırıcıda mümkün olan en yüksek ayrıştırma yüzdesi elde ederek son ayrıştırma filtresi olan atom filtreye minimum yük gelmesi ve ömrünün uzatılmasıdır. Bu şekilde sistemin bakım maliyeti ve süresi oldukça kısılacak, kompresörün gereksiz yere fazladan

durdurulması önlenecektir. Ayrıca filtrenin ömrü dolduğunda değiştirilmesi için eğitimli personel ihtiyacı olmayıp kısa sürede yapılmasına imkân vermektedir. Neticede; geliştirilecek sistemle kompresör sisteminin imalat maliyeti ile satış fiyatı azalacak, daha az elemandan oluşup daha az yer kaplayacak, bakım maliyeti ve bakım zamanı azalacaktır.

### 3. MEKANİK AYRIŞTIRICILAR

#### 3.1 Gaz Akışı için Mekanik Ayırıştırma Yöntemleri

Sıvı ve katı kirleticilerin gaz akışı içinden ayrıştırılması rafine, arıtım uygulamaları, basınçlı gaz ile çalışan imalat süreçleri, doğalgaz üretim tesisleri ile kimya endüstrisi için önem arz eden konulardan biridir. Bu tip kirleticilerin etkin biçimde uzaklaştırılması ileride yüksek maliyetli sorunlara yol açabilecek kompresör ve türbin gibi donanımların arızalarının önüne geçecektir. Ayrıca içinde çeşitli kirleticilerden arınmış gazlar ilaç, gıda, kimya, tekstil başta olmak üzere pek çok sanayi dalı ve farklı imalat süreçleri için bir gerekliliktir. Mesela kompresörlerin basma kanalından basınçlı hava ile çıkan yağ zerrelere havanın soğutulduğu ısı değiştirici yüzeyi üzerinde zamanla bir hidrokarbon tabakası oluşturarak ısı transferinin verimini düşürüp, fazladan enerji tüketimine sebep olurlar. Ayrıca, sıcak nokta oluşturarak sızıntı ihtimalini ortaya çıkarırlar [11].

Sıvı ve katı kirleticilerin gaz akışından uzaklaştırılması temelde dört farklı mekanizma ile gerçekleştirilir [11]. İlk mekanizma, en kolay anlaşılabilir olan yer çekiminden faydalanmaktır. Bu yöntemde başarı, sıvı zerrelere veya katı parçacıklara etkiyen yer çekimi kuvvetinin gaz akışından kaynaklanan sürüklenme kuvvetine üstün gelmesiyle sağlanır. İkinci mekanizma ise daha etkili olan santrifüj kuvvetinin kullanılmasına dayanır. Ayrışma, sürüklenme kuvvetinden baskın çıkan santrifüj kuvvet etkisiyle gerçekleşir ve bu kuvvet etkisiyle oluşan ivme çoğu zaman yer çekimi ivmesinden yüzlerce hatta binlerce kat fazladır. Üçüncü mekanizma atalet çarpışması olarak adlandırılır. Gaz akışının elyaf gibi bir maddeden yapılan bir ağsı filtreden geçirilmesine dayanır. Son mekanizma türü ise; aerosollerin gaz molekülleri ile çarpışmasına dayanır [11].

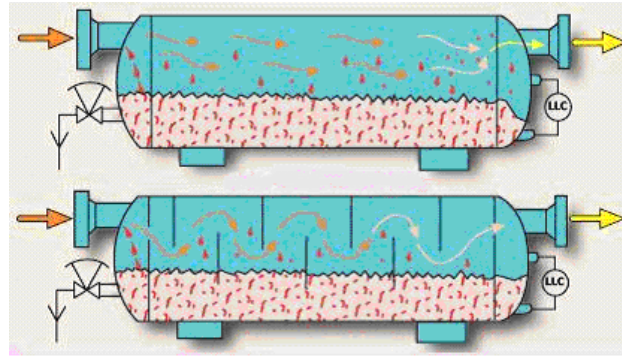
Bahsedilen tüm yöntemlerde ortak olan husus ayrışma işleminin bir çarpışmaya dayanmasıdır. Çarpışmanın basit tanımı ise parçacıkların diğer parçacıklara ve/veya yüzeylere çarpmasıdır. Yer çekimi de siklon tipi ayırıcılar hariç diğer ayırıcılarda ayrıştırılan parçacık ve/veya zerrelere uzaklaştırılmasına yardım eder [12].

Mekanik ayrıştırıcılar birincil ayrıştırıcı olarak geometri, hız ve basınç farkına dayalı sebeplerden ötürü kısıtlı kullanıma sahiptir. Ayrıca ayrıştırılan parçacık ve/veya zerrelere gaz akımından uzaklaştırılma kapasitesi tekrar-sürüklenme ve sürünen akış etkisiyle azalmaktadır. Tekrar-sürüklenme, sürüklenme kuvvetinin katı veya sıvıları çarptıkları yüzeyden kopararak tekrar gaz akımına katması olarak tanımlanabilir. Sürüne akış etkisi ise sürüklenme kuvvetinin etkisiyle yer çekiminin üstesinden gelip temiz gaz akışının olduğu tarafa yönelmesine dayanır. Bu etkilere en açık şekilde siklon tipi ayrıştırıcılarda rastlanır. Tekrar sürüklenme ve sürünen akış etkisi, doğru tane boyutu tespiti ve doğru tasarım ile akışkana ait özelliklerin iyi değerlendirilmesi ile aşılabılır [12].

Yukarıda bahsedilen mekanizmalarla ilişkili pratikte kullanılan ayrıştırıcılar ise şunlardır:

### 3.1.1 Yer çekimi (vurma) Kazanları

Bu kazanlar, yatay biçimde konumlandırılmış giriş ve çıkış kanalları üst kısımda akışın yatay olmasını sağlayacak şekilde konumlandırıldığı basit yapıli hacimlerdir (Şekil 3.1).

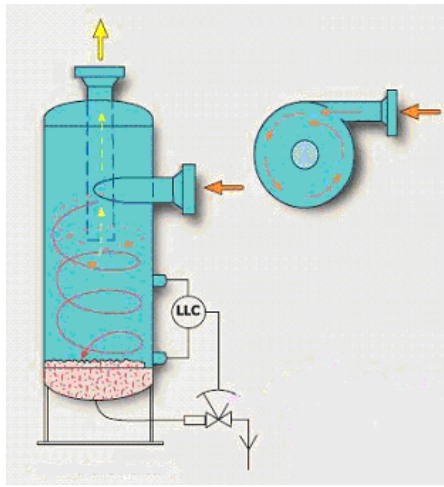


Şekil 3.1 Yer çekimi (vurma) kazanları [12].

Giriş kanalından giren gaz akışı aniden geniş bir alana girdiği için hızı önemli ölçüde azalır. Azalan hız etkisiyle 300 µm'den büyük zerrelere yer çekimi kuvveti ile akıştan ayrılıp aşağıya düşerler. Debi ne kadar düşükse ve çap ne kadar genişse ayrışma kapasitesi o kadar iyi olur. Tek başlarına kullanılmak için yeterince etkin değildirler, sadece kaba bir ayrıştırma sağlarlar. İnce buğu tanecikleri bu yöntemle ayrışmaz. Bu yüzden bir tür ön filtre gibidirler [12].

### 3.1.2 Santrifüj Ayırıştırıcılar

Siklon ayırıştırıcı olarak da isimlendirilir. Hazne içine teğet giren gaz akımı santrifüj kuvvet etkisiyle içinde barındırdığı sıvı veya katı tanecikleri uzaklaştırır (Şekil 3.2). Santrifüj kuvvet, yer çekimi kuvvetinin çok üstünde bir kuvvetle etki eder. Debi ne kadar düşüğe santrifüj kuvvet de o kadar düşük olur. Genelde 100  $\mu\text{m}$  'den büyük tanecikler için etkili olsa da iyi tasarlanmış modeller 10  $\mu\text{m}$  büyüklükteki parçaları bile ayırabilir. Ama bundan ufak boyutlar için etkin değildir. Yer çekimi (vurma) kazanlarla birlikte siklon ayırıştırıcılar, mumsu veya kok benzeri toz tipi malzemeler için tavsiye edilirler [12].

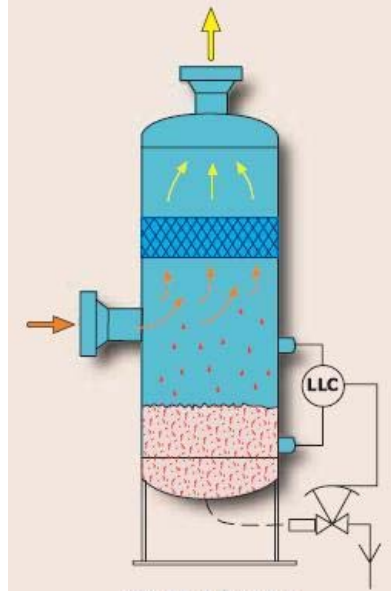


Şekil 3.2 Siklon ayırıştırıcı [12].

### 3.1.3 Çarpmalı Ayırıştırıcılar

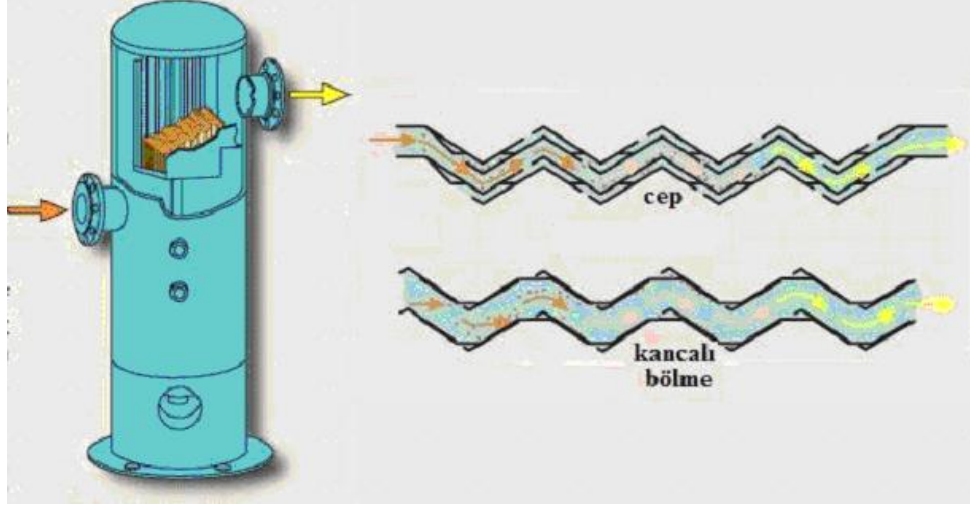
Çarpmalı tip ayırıştırıcılar, ayrılması istenen taneciklerin önüne engeller çıkararak onların yolunu kesen düzeneklerdir. Kendi içinde iki tipi bulunur. Bunlar; tel ağı ayırıştırıcılar ve kanatçık tipi ayırıştırıcılardır [12]. Düzgün tasarlandıkları zaman 0,1  $\mu\text{m}$ 'luk tanecikleri yakalayabilirler [11].

Tel ağı olanlar, bir çerçeve üzerine dikilmiş belli sayıda hizalanmamış izometrik kapakları olan telsi bir yapıya sahiptir (Şekil 3.3). Dikey hazne içine yerleştirilen bu yapıya takılan akış içindeki zerreler ağısı tel yapıya takılırlar ve yer çekimi etkisiyle hazne dibinde düşerler. Gaz akışı ise yukarı doğru devam eder. Düşük hızlarda zerreler tellerin arasına yığılırlar, yüksek hızlarda ise zerreler aşağıya düşmeden tekrar akışa katılırlar [12].



Şekil 3.3 Ağlı Çarpmalı tip ayırıcılar [12].

İkincisi ise kanatçık tipli ayırıcılardır. Labirent formunda birbirine paralel yerleştirilen cepli metal levhalardan oluşur (Şekil 3.4). Tabakalar arasında akan gaz çalkantıya uğrayarak birçok defa yön değiştirir ve bu dönüşler esnasında savrulan gaz içindeki zerreler uygun noktalara açılan ceplere takılarak akıştan ayrılırlar [12].



Şekil 3.4 Cepli Çarpmalı tip ayırıcılar [12].

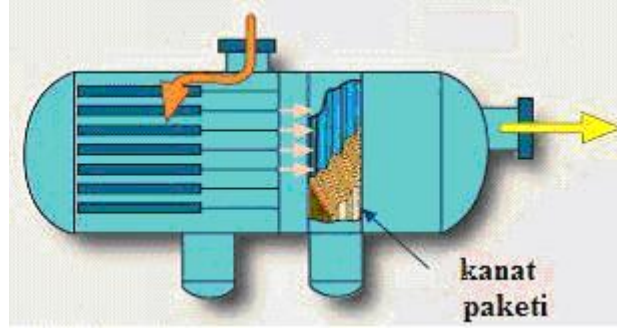
### 3.1.4 Buğu Toplayıcılar

Ağsı hassas filtrelerden oluşur. 1-5  $\mu\text{m}$  arası büyüklüğe sahip zerrelerin filtre elemanına çarpmasıyla ayrıştırma sağlanır. Zerrelerin akışa tekrar karışmalarına engel olmak için düşük hızlarda filtreleme yapılmalıdır [12].



### 3.1.5 Filtreli Ayırıştırıcılar

Filtreli ayırıştırıcılar, aerosol ve katı parçacıkları ayırştırmak için kullanılırlar (Şekil 3.5). Katı parçacıkların geçişi filtre elemanı ile engellenir. Sıvı zerreleri ise bu filtre elemanı çarpıp birbirleri ile bütünleşirler. Zerreler birleşip küçük damlacıklar halini alır akış devam edip ikinci kısımda kanatçık tipli ayırıştırıcı vasıtası ile akıştan ayrılırlar [12].



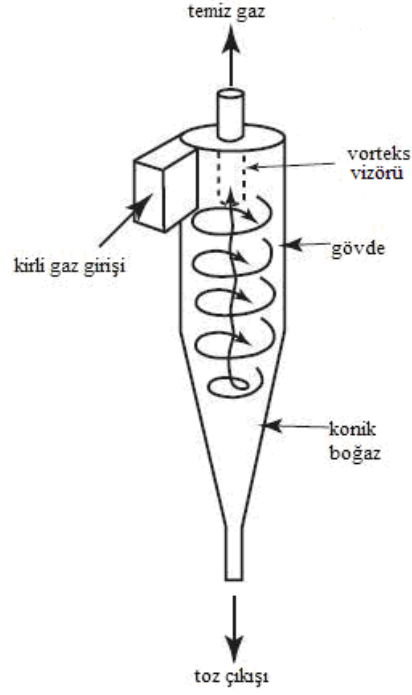
Şekil 3.5 Filtreli ayırıştırıcılar [12].

### 3.2 Siklon Ayırıştırıcılar

Siklon ayırıştırıcılar, bir hazne içinde girdap akımı oluşturularak gaz içindeki katı parçacıkların veya sıvı zerrelerinin santrifüj kuvvet etkisinde ayırştırılmasına dayanır. Hazne içine gaz girişi teğetsel doğrultuda, çıkış ise aksenal doğrultuda olmaktadır. Girdap hareketi yapan gaz içindeki daha yüksek yoğunluklu tanecikler girdabın dışına doğru savrulur ve hazne çeperine çarparlar. Ardından, yer çekimi etkisiyle aşağıya hazne dibine düşerler. Gaz da çıkış kanalından yoluna devam eder [13].

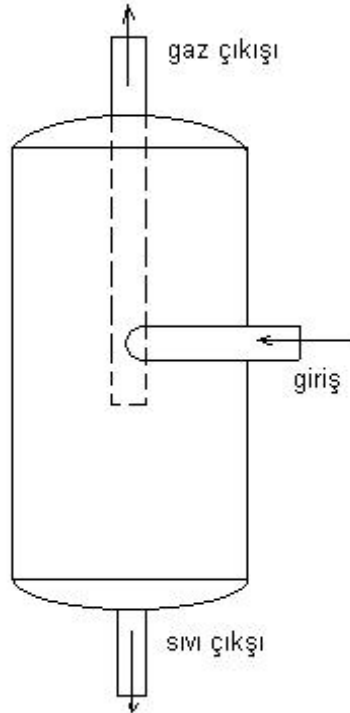
Siklon ayırıştırıcılar, doğalgaz tesislerinde, fabrika bacalarının filtrelerinde, bazı elektrikli süpürgelerde, çimento fabrikalarında, kahve kurutmada, ahşap doğrama işlerinde, deniz aşırı petrol ve doğalgaz tesislerinde kullanılırlar [13].

Hareketli parçalarının olmayışı ve bu sebeple imalatının kolay ve ucuz oluşu, farklı malzemelerden yapılmaya imkân vermesi, bakımının kolay oluşu ve oldukça az yer kaplaması yaygın kullanımının nedenleridir [14]. Dezavantajı ise 5 µm'den ufak tanecikleri için düşük toplama kapasitesidir. Bu yüzden genelde tek başlarına kullanılmazlar. Filtre sisteminde ön filtreleyici olarak görev yaparlar. Böylece, esas filtre elemanına daha az yük binmesini sağlarlar ve filtre elemanının ömrünü arttırırlar. Diğer bir mahsuru ise yapışkan malzemeler için kullanıma uygun olmamasıdır [14].



**Şekil 3.6** Katı parçacık ayırıcı siklon ayırıcılar [13]

Endüstride en yaygın olarak gaz akışı içindeki katı parçacıkların ayrıştırılması amacıyla kullanılırlar. Katı parçacıklar için kullanılan ayırıcının formu Şekil 3.6'daki gibidir. Literatürde yapılan çalışmaların ve geliştirilen modellerin çoğu bu tip ayırıcılar için yapılmıştır [13].



**Şekil 3.7** Sıvı zerreleri ayırıcı siklon ayırıcılar [15].

Sıvı zerrecelerinin ayrışmasını sağlayan tip ise daha farklı bir yapıdadır. Şekil 3.7’de de görüldüğü üzere konik ağızlı bir alt yapıya sahip değildir. Bunun sebebi zerrecelerin konik yapıdan yararlanıp girdabın merkezine kayarak tekrar gaz akışına katılmasına engel olmaktır. Alt bölüm bu sebeple geniş biçimde şekillendirilmiştir [15].

### 3.3 Bazı Akademik Çalışmalar

Mekanik ayrıştırıcılar ile ilgili yapılan teorik çalışmalar, prototip çalışmaları ve deneysel çalışmalar daha çok katı parçacıkların ayrıştırılmasına yarayan Şekil 3.6’da gösterilen siklon ayrıştırıcı üzerinde yapılmıştır. Bunlara bazı örnekler vermek gerekirse;

Salcedo ve Coelho [16] çalışmalarında siklon toplama verimliliğinin tahmini için var olan çeşitli teoriler arasından Mothes ve Loffler (1998) ‘in sonlu yayınabilirlik teorisinin incelenen verimlilik eğrilerine en iyi uyan teori olduğunu görmüşlerdir. Partikül türbülans dağılım katsayısının siklon geometrisi, çalışma şartları ve partikül boyutuyla olan bağıntısının yeterince bilinmemesi bu teorisinin tahmin amaçlı uygulamalarda ve gelişmiş siklon tasarımında kullanımına engel olmuştur [16]. Teorisinin önerilen katsayılarla kullanımı siklon verimliliği için güçlü ve kullanılabilir hale gelmesine vesile olmaktadır.

Salcedo [17] çalışmasında, Stairmand tipi siklonları kullanarak toplama verimliliğini ve partikül boyut dağılımını Barth, Dietz, Leith ve Licht (1992)’in modelleriyle karşılaştırmıştır. Mothes ve Loffler’in teorisinin siklonlarda farklı çıkış rejimlerini hesaba kattığını ve parçacıkların türbülans yayınımlarıyla ilgili olarak gerçekçi tahminlerde bulunduğunu belirleyerek siklon parçacık dağılımında ve verimlilik eğrilerinde iyi sonuçlar alınabileceğini göstermiştir [17].

Wang ve Ye [18] çalışmalarında basınç düşümünü azaltmak için siklon haznesi içerisine hazne ekseninden kaçık biçimde hazne boyunca ince bir çubuk yerleştirmişlerdir. Basınç düşüşünü kesit şekline, boyutuna ve yerleştirildiği yere göre nasıl değiştiğini göstermişlerdir. Basınç düşüşündeki azalmanın hız düşüşüne yol açmadığını da gözlemlemişlerdir [18].

Kim ve Lee [19] çalışmasında siklon duvarında oluşan sınır tabaka karakteristiklerine dayanan yeni bir model geliştirmişlerdir. Siklonu türbülanslı kor rejimi ve duvar

etrafi rejimi olarak iki bölgeye ayırıp incelemişlerdir. Sınır tabaka etkisini de hesaba katarak toplama verimliliği konusunda oldukça iyi tahminlerde bulunmuşlardır.

Avcı ve Karagöz [20] çalışmasında, siklon performansını belirlemek için bir matematik model geliştirmeye çalışmışlardır. Modellerini oluştururken siklon geometrisini, yüzey pürüzlülüğünü ve parçacıkların dağılımını göz önüne almışlardır. Kritik çaplar, verimler ve basınç kayıpları homojen karışım, spiral hareketin sabit ivmeye sahip olması, sabit sıcaklık ve ikinci fazın bağıl hareketinin ihmali gibi kabuller ışığında hesaplamışlardır. Sonuçlar; literatürdeki benzerleri ile teorik sonuçlarla ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Avcı ve Erel [21] çalışmasında, uzunluğun siklon ayırıcılarda verime olan etkisini ve uygun uzunluğun nasıl elde edilebileceğini araştırmışlardır. Doğal girdap uzunluğunun üzerinde siklon uzunluklarının verime etkisinin olmadığını belirtip doğal girdap uzunluğu içinde kalan siklonlarda uzunluk artışının verime olumlu etki yaratıp yaratmadığına bakmışlardır. Akış alanı içinde akışkanın sürtünmeye bağlı olarak ivmeli hareket ettiğini kabul edip hareket eden parçacığın cidara ulaşması için radyal yönde öndeki hareket sürelerinin eşit olması gerektiğine dayanarak basit bir bağıntı geliştirmişlerdir. Buna bağlı olarak her çalışma şartına göre her siklon için bir uygun değer siklon uzunluğunun belirlenebileceğini ve bunun üzerindeki değerlerin verime katkı sağlamayıp azaltacağını belirtmişlerdir.

Zhao, Shen ve Kang [22], çalışmasında, siklon giriş geometrisinin verime etkisi üzerine yoğunlaşmışlardır. Sabit teğetsel giriş, simetrik spiral girişler ve daralan simetrik spiral girişler kullanarak verim ve basınç düşümünü araştırıp parçacık boyutu ve debinin bir fonksiyonu olarak oluşturup karşılaştırmışlardır. Simetrik spiral girişler ve daralan simetrik spiral girişlere sahip iki modelin klasik giriş geometrisinden daha iyi verime sahip olduğunu ama biraz da basınç düşümünü arttırdığını tespit etmişlerdir. Ayrıca, sonuçları teorik modelle de karşılaştırmışlardır.

Yukarıda bahsedilen katı parçacık ayrıştırıcılarla yapılan teorik ve deneysel çalışmalar dışında sıvı zerrelerinin ayrıştırıldığı siklon ayırıcılarda ilgili (az da olsa) bazı çalışmalar yapılmıştır. Bunlardan bazıları aşağıda örneklenmiştir.

Reydon ve Gauvin [23] yaptıkları deneylerde teğetsel giriş hız büyüklüğünün teğetsel giriş hız geometrisini, aksenal hızı ve basınç profilini değiştirmediklerini göstermişlerdir.

Millington ve Thew [24] lazerli dopler anomometresi kullanarak hız ölçümleri için teğetsel hız profiline sahip bir zorlanmış vorteks varlığını tespit ettiler. Deneyler sonunda gazın sıvı içine karışma oranının gazın giriş ve çıkış mesafesi arasındaki mesafe ile ilişkili olduğunu gördüler.

Farchi [25], Millington ve Thew'ün çalışmalarını ilerleterek silindirik siklon içindeki teğetsel hızı statik pitot tüpleri ile ölçtü. Siklon içinde zorlanmış vorteks olduğunu doğruladı. Ayrıca; siklon çapı arttıkça hız dağılımının serbest vortekse dönüşme eğiliminde olduğunu belirledi.

Erdal ve diğ. [26] gaz/sıvı ara yüzünün giriş altında yer alan karmaşık akış alanı üzerindeki etkisini deneyler yaparak araştırdı. Tek ve iki fazlı akışı simüle ettiler ve sıvı çıkışının yakınlarında ve siklon haznesinin altındaki yerlerde küçük gaz kabarcıklarının davranışlarını incelediler.

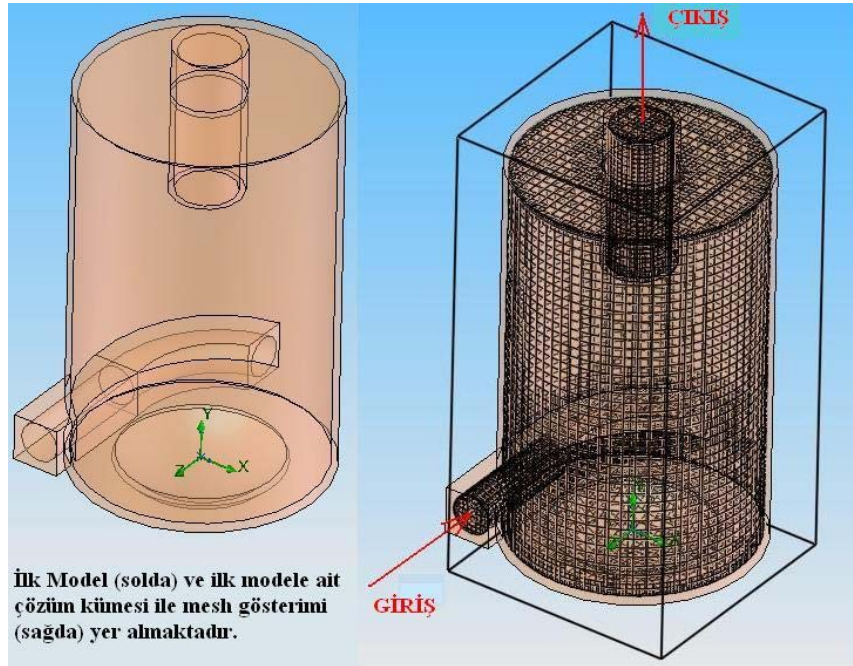
## 4. YAPILAN ANALİZLER

### 4.1 Giriş

Siklon ayırıştırıcı içindeki akışın modellenmesi için Cosmosworks programının alt uzantısı olan Floworks adlı akış analiz programından yararlanılmıştır. Mevcut program, sadece tek fazlı akış yapabilmektedir. Geliştirilen sisteminde akış hakkında fikir edinip ne yönde ilerlenmesi gerektiğine ilişkin bilgiler sağlaması açısından şu aşama için yeterli görülmüştür.

Deneme sisteminin koşulları şu şekildedir: Giriş basıncı 8 bar'dır. Çıkış basıncı ise 7 bar olarak düşünülmüştür. Debi ise 1,5 m<sup>3</sup>/dak 'dır. Sistem sıcaklığı 90<sup>0</sup>C' dir.

Analiz için yapılan bazı kabuller ise şöyledir. Akış tek fazlıdır. Ayırıştırıcının çeperlerinden ısı giriş ve çıkışının olmadığı kabul edilmiştir. Ayrıca iç çeperlerin pürüzsüz olarak tanımlanmıştır. Problem sürekli rejim halinde incelenmektedir. Akışın hızı ve koşullar incelendiğinde akışın laminar olmadığı görüldü ve programın varsayılan türbülans modeli olan k-ε türbülans modeli basitliği sebebiyle bu aşama için yeterli görüldü.



Şekil 4.1 İlk model ile mesh gösterimi ve çözümleme kümesi

Siklon ayrıştırıcının (Şekil 4.1) altta yer alan teğetsel giriş kanalına hacimsel akış  $0,025 \text{ m}^3/\text{s}$  sınır koşulu uygulandı. Eksenel doğrultuda yer alan çıkış kanalına ise statik basınç olarak 7 bar sınır koşulu uygulandı. Çözümlemeyi hızlandırmak amacıyla başlangıç koşulu (iterasyonun başlangıç değeri) olarak 8 bar değerinin verilmesi uygun görülmüştür. Sonuç olarak gösterilen hız kontürleri ve eş basınç eğrileri şekillerde de görülen parçanın x-y düzlemi referans alınarak elde edilmiştir.

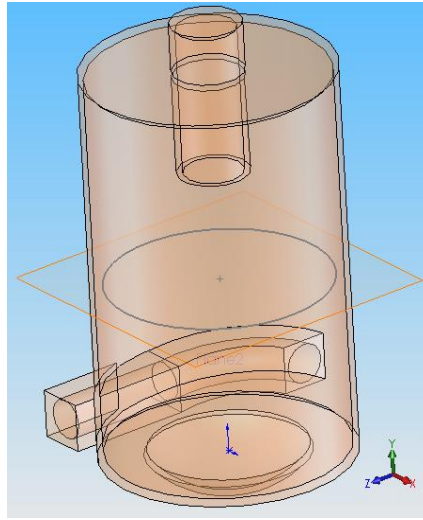
Analizi gerçekleştirmek için ayrıştırıcının giriş ve çıkış kanalları kapatılarak içeride kapalı bir hacim oluşturulmuştur. Programın basitliği sebebiyle çözüm için kullanılan sonlu elemanlar tek tip olup izotropik özelliğe sahip node noktaları elemanın köşelerinde yer alan dikdörtgenler prizması şeklindedir. İlk aşamada tanımlanan kapalı hacmi kapsayan bir dikdörtgenler prizması şeklinde hesaplama kümesi oluşturulur (Şekil 4.1). Ana koordinat eksenini temel boyutları ile çakışık yerleştirilen kümenin x, y ve z doğrultuları boyunca hücre sayısı belirlenir. Ardından geometriye bağlı olarak en ufak aralık ile en ufak duvar kalınlığı belirlenir. Sonraki aşamalarda program çözümü hassaslaştırmak için farklı yollar sunmaktadır. Dar kanallar, küçük kesitli kısımlar, yuvarlak yüzeyler için ayrı ayrı hassaslık ayarlarına imkân vermektedir ya da belirli bir yüzey etrafına daha sık sonlu eleman yerleştirilmesine imkân sağlamaktadır.

Analizler sırasında dar kesitler ve yuvarlak yüzeyler için hassaslık ayarlarına başvurulmuştur. Bundan başka çözümleme sırasında “adaptive refinement” seçeneğinden faydalanılarak hem çözüm süresi kısaltılmış hem de gereken hassaslık sağlanabilmiştir. Bu yöntemde, önceden belirlenmiş hücre sayısı ve hassaslığına göre çözüme başlanmakta ve iterasyonlar ilerledikçe yüksek ve alçak gradyanlı bölgeler açığa çıkmakta buna göre çözüm esnasında bazı kısımlarda hücre sayısı artırılırken bazı kısımlarda ise azaltılmaktadır.

Ayrıştırıcı geometrisinin çıkış noktası olarak Bosan Kompresör San. Ve Tic. A.Ş.’nin sağladığı geometri esas alınmıştır. Mevcut geometri üzerinde çalışma koşulları dahilinde çeşitli değişiklikler yapılarak önceden kullanılan sistemin ayrıştırma kapasitesinin yakalanması için ne yönde değişiklikler yapılacağı belirlenmesi amaçlanmıştır. Bunun için giriş ve çıkış kanallarının geometrileri ve boyutları, haznenin boyutları değiştirilmesi düşünülen unsurlardır.

## 4.2 Hassaslık Kontrolü

Bu karşılaştırma için Bosan Kompresör tarafından sağlanan ilk model kullanılmıştır. Mevcut geometri aşağıda gösterilmektedir (Şekil 4.2). Bosan Kompresör San. Ve Tic. A.Ş. tarafından sağlanan ilk modelin (Şekil 4.1) (helisel giriş kanallı olanın) boyutları şöyle sıralanabilir. Hazne yüksekliği 200 mm, hazne iç çapı 120 mm, giriş kanalı çapı 20 mm, helisel kanalın vida adımı 40 mm, çıkış kanalının çapı 30 mm, hazne dışındaki yüksekliği 25 mm ve hazne içine giren vizör kısmı da 50 mm'dir. Bu geometri ile yapılan analizde aşağıdaki dağılımlar söz konusudur

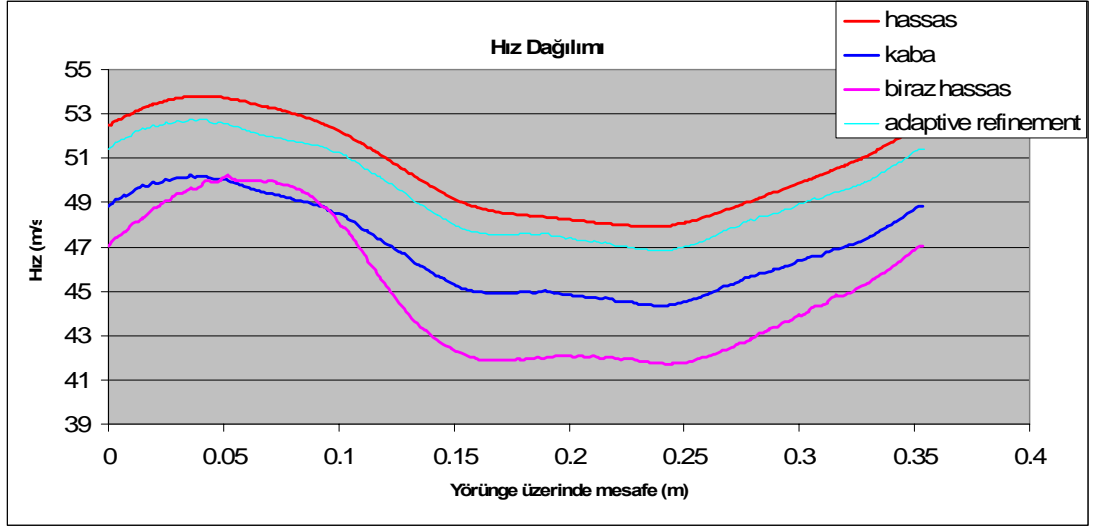


Şekil 4.2 Hassaslık kontrol için kullanılan model.

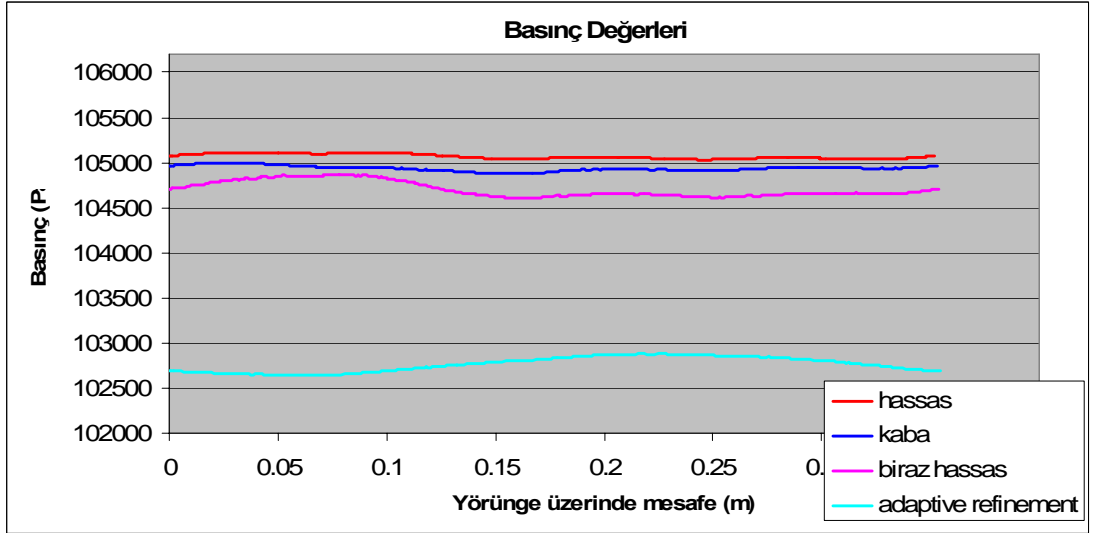
Karşılaştırma yapılırken hassaslık ayarları ve çözüm alanı içindeki her doğrultuda uzanan hücre sayıları değiştirilerek kaba, biraz hassas ve hassas olarak isimlendirilen üç analiz yapılmıştır. Son olarak kaba diye nitelendirilen analizin ayarları korunarak “adaptive refinement” seçeneği ile bir analiz daha yapıldı. Analizlerdeki sonuçları karşılaştırmak için akış bölgesi içinde rastgele çembersel bir yörünge tanımlanmış (Şekil 4.2’de görüldüğü gibi) ve bu yörünge üzerinde hız değerleri karşılaştırılmıştır. Çemberin konumu iç çeperden 4 mm içeride ve zeminden 90 mm yukarıdadır. Elde edilen değerler aşağıdaki grafikte verilmektedir (Şekil 4.3). Basınç alanı da Şekil 4.4’te görülmektedir.

Analizlerdeki hücre sayıları ise sırasıyla; 84660, 139414 ve 411259’dur. İncelenen grafik neticesinde “kaba” şeklinde tariflenen analizin üzerinde yapılan “adaptive refinement” (uyumlu yenileme) ile çözümün hassas olana yakın seyrettiği görülmüş olup bundan sonraki çözümlerde bu seviyenin korunması uygun bulunmuştur.





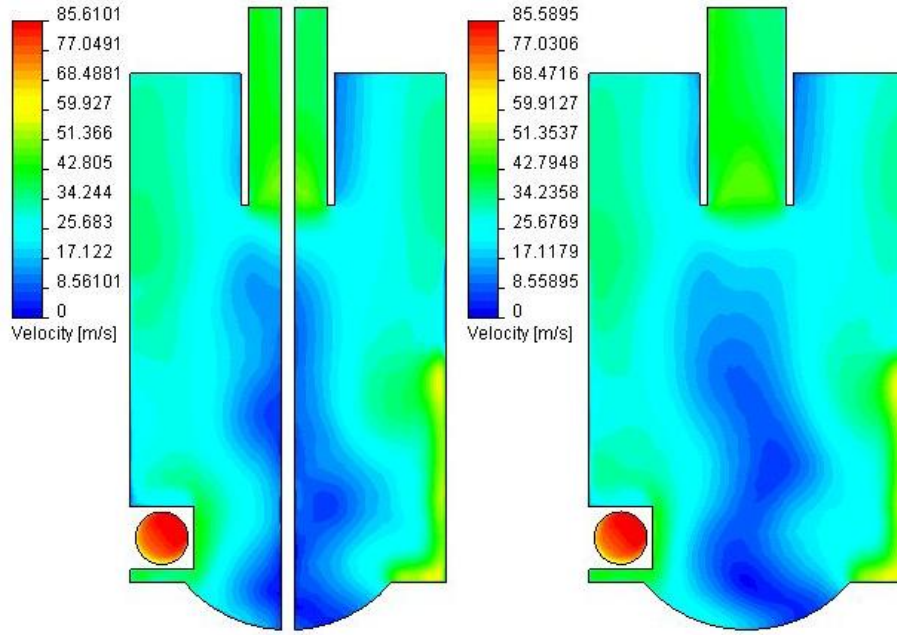
Şekil 4.3 Hassaslık kontrolü için hız değerleri.



Şekil 4.4 Hassaslık Kontrolü için basınç değerleri.

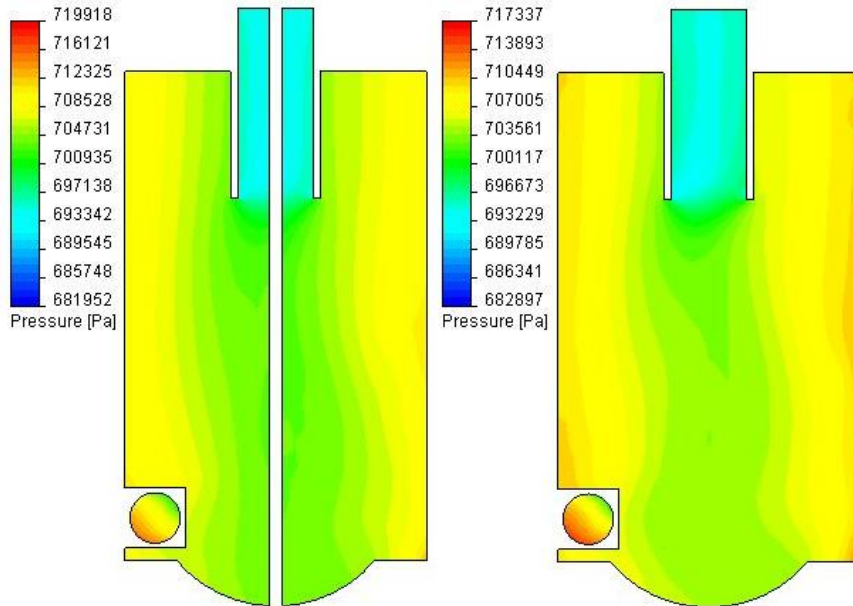
### 4.3 Yağ Emme Çubuğunun Etkisi

Deneme amaçlı kurulan ayrıştırma ünitesinde, ayrıştırıcı içinde toplanan yağın tekrar sisteme geri kazandırılması için yağın bir şekilde hazne dışına alınması gerekmektedir. Bu sebeple ilk olarak çıkış kanalı doğrultusunda 5 mm dış çapa sahip bir boru merkezden sarkıtılıp dibe kadar uzanması düşünülmüştür. Bu ince borunun akışa olan etkisinin gözlenmesi için boru kullanarak ve kullanmayarak olmak üzere iki deneme yapılmıştır. Hız kontürleri ve basınç eğrileri Şekil 4.5'de ve Şekil 4.6'da gösterilmektedir.



**Şekil 4.5** Yağ emme çubuğu için hız kontürü karşılaştırılması.

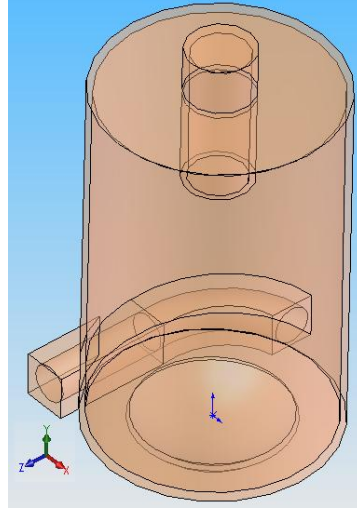
Her iki grafikten de tam merkezlenmiş olan yağ emme çubuğunun hız ve basınç dağılımı üzerinde neredeyse hiçbir etkisinin olmadığı rahatlıkla söylenebilmektedir. Bu sebeple analizi daha da basitleştirmek için sonraki aşamada yapılan tüm analizlerde sistemde yağ emme çubuğu yokmuş gibi davranılmıştır.



**Şekil 4.6** Yağ emme çubuğu için eş basınç alanı karşılaştırılması.

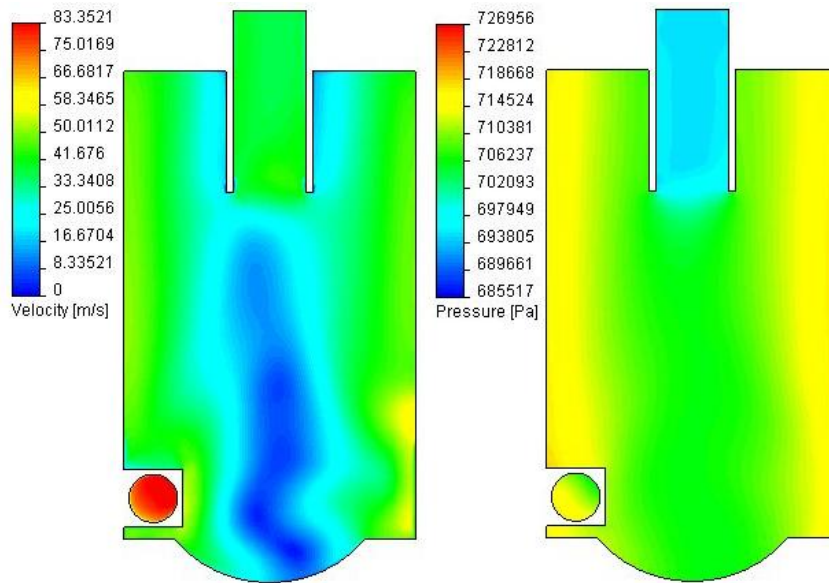
#### 4.4 Yapılan Analizler

Yukarıda yapılan sınamalar ve kontroller sonrasında analiz serisine Bosan kompresör tarafından modellenen başlanmıştır (Şekil 4.7). Analizlerde hazne üzerinde çeşitli boyut ve şekil değişiklikleri yapılarak daha verimli bir sistem için fikirler oluşturulması amaçlanmaktadır. Bu sebeple yapılan tüm analizleri sergilemek yerine analizlerden bazı örnekler verilmesi uygun görülmüştür.

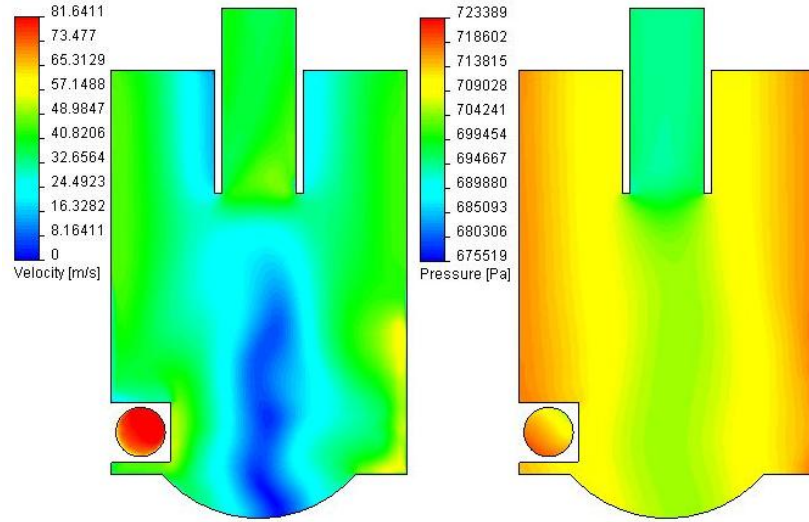


Şekil 4.7 Helisel giriş kanallı model.

İlk olarak Şekil 4.7’de görülen 200 mm boyunda ve 20 mm giriş kanal çapı olan modelin hız ve basınç değerlerine bakıldı. Hız kontürleri ve eş basınç değerleri Şekil 4.8’de görülmektedir.



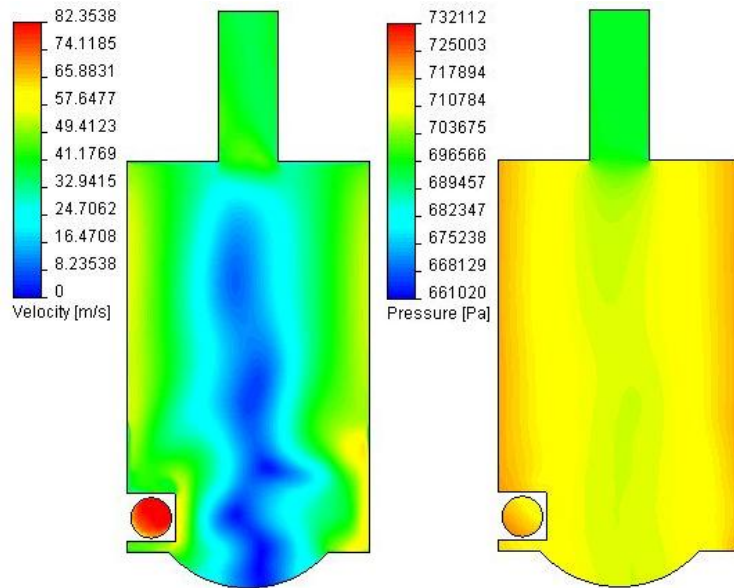
Şekil 4.8 Helisel kanallı modelin hız kontürü ve eş basınç eğrileri.



**Şekil 4.9** Boyun 30 mm kısaltılmasının etkisi.

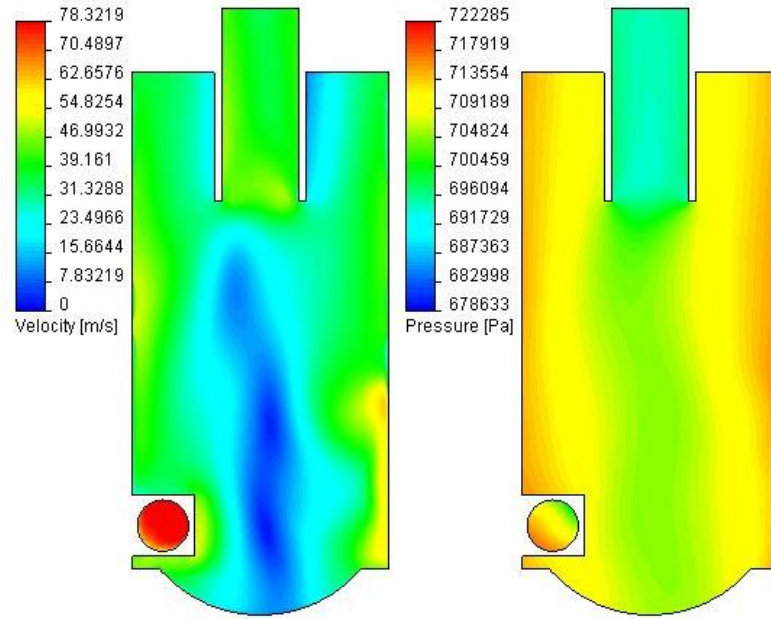
Şekil 4.9’da da sadece boyun 30 mm kısaltılması ile elde edilen durum gözlenmektedir. İç vortekse yakın bölgede ortalama 24 m/s’ lik bölge bir miktar genişlemekle birlikte genelde hız artışı %0,3 civarındadır, çıkıştaki basınç değişimi ise neredeyse yok sayılabilir.

Boyunu tekrar 200 mm’ye getirip vizör kanalını kaldırmanın etkisini Şekil 4.10’de görülmektedir. Çıkış kanalına yönelen gaz akımına kılavuzluk görevi eden vizör etkisi açıkça görülüyor iç girdabın zayıfladığı mavinin ton farkıyla belli olmaktadır. Hız değişimi (sarı bölgenin eklenmesi ile) %2 civarında artmış olup basınç dağılımının ise yaklaşık aynı kaldığı söylenebilir.



**Şekil 4.10** Vizör kanalının kaldırılması.

Sonraki aşamada çap değişiminin etkisini görmek için çap 20 mm kadar daraltılıp 100 mm yapıldı. Hız kontürleri ve eş basınç eğrileri aşağıdaki gibidir (Şekil 4.11).



Şekil 4.11 100 mm'lik çap için hız kontürü ve eş basınç eğrileri.

Çap daralmasının belirgin etkisi olarak hazne içinde genel bir hız artışı yaşandı. İç vorteks daraldı. Ara bölge genişledi ve çepere yakın kısımda hız artışı %3 civarında olmuştur. Çepere yakın kısımda hız artışı yağın gazdan ayrılması bakımından olumlu etki yaratmakla birlikte iç vorteksin daralması yağın bu bölgeye katılma ihtimalini artırır. Buna karşılık çıkış kanalında ise ortalama 3-4 kPa kadar basınç kaybı oldu.

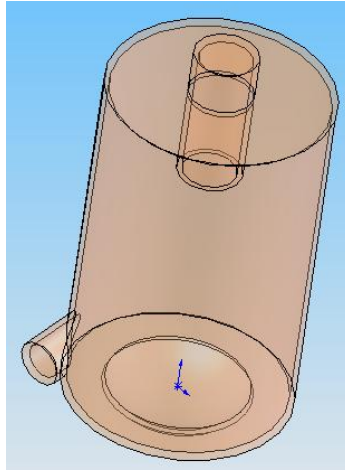


Şekil 4.12 Konik boğazlı model.

Literatürde ve uygulamada çok sık karşılaşılan katı parçacık ayrıştırıcı tipte olan siklon ayrıştırıcıların sahip olduğu geometri sınanmak istenmiş ama ardından yapılan araştırmada bu tip ayrıştırıcılarda yer alan (Şekil 4.12) konik boğazın, geometrisi

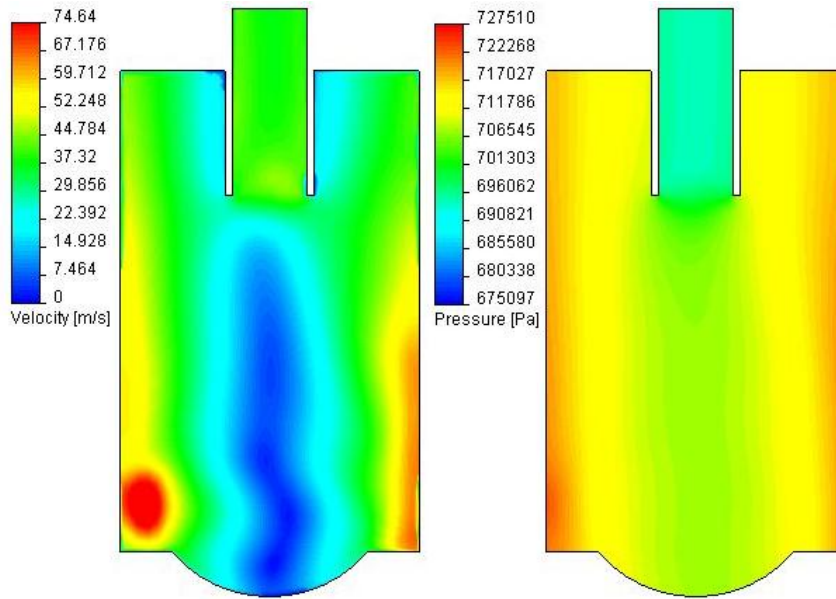
sebebiyle, sıvı zerrelerinin çıkış kanalındaki gaz akışına tekrardan karışmasına sebep olduğu gözlemlenmiştir [15]. Bu sebeple analizlerde bu geometrik unsura yer verilmemiştir.

İlk deneme modelinde kullanılan helisel iç kanalın akışı hızlandıran mı yoksa yavaşlatan bir unsur olup olmadığını görmek için mevcut kanal yapısı terk edilip yerine sade bir teğetsel giriş uygulanmıştır (Şekil 4.13). Kanalın doğrultusu akışın rahat tırmanması için  $6^{\circ}$  kadar yukarı kaldırılmıştır.



Şekil 4.13 Teğetsel girişli model.

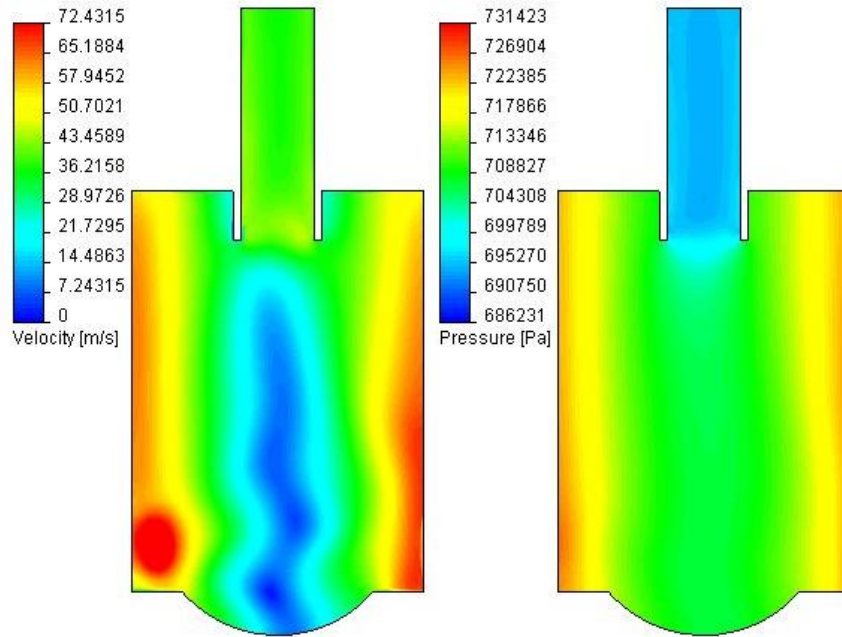
İlk denemede (Şekil 4.8'deki) diğer boyutların ilk değerleri kullanılarak teğetsel girişin yarattığı değişiklik gözlemlenmiştir (Şekil 4.14).



Şekil 4.14 Teğetsel girişli model için hız ve basınç dağılımı.

Teğetsel girişin yarattığı ilk fark iç vorteksin daha az yalpalı bir yapıya sahip olmasıdır. Daha az yalpa farklı hızlara sahip akımların birbiri içine daha az karışması ve yağın çıkış kanalına giden iç vortekse katılma olasılığını azaltır. Ayrıca iç çeperlere yakın bölgede (Şekil 4.8'e göre) %8 kadar bir hız artışı yaşanmıştır. Buna karşılık çıkış kanalında basıncın 7 bar'dan yaklaşık 10 kPa kadar düşük olduğu gözlemlenmiştir.

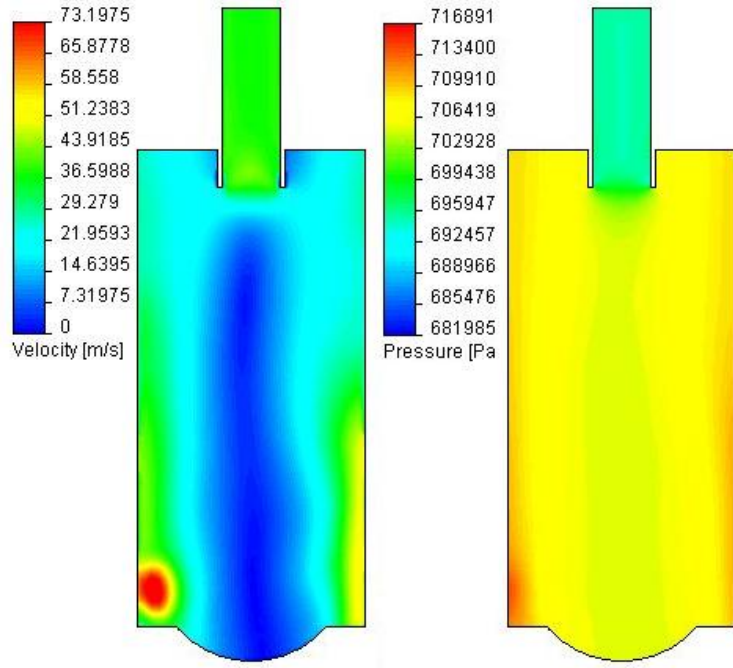
Daha sonra boyu ve vizör 30 mm kadar kısaltıldı. Meydana gelen değişiklikler Şekil 4.15'de gösterilmektedir.



**Şekil 4.15** Boyunun ve vizör kanalının birlikte kısaltılması.

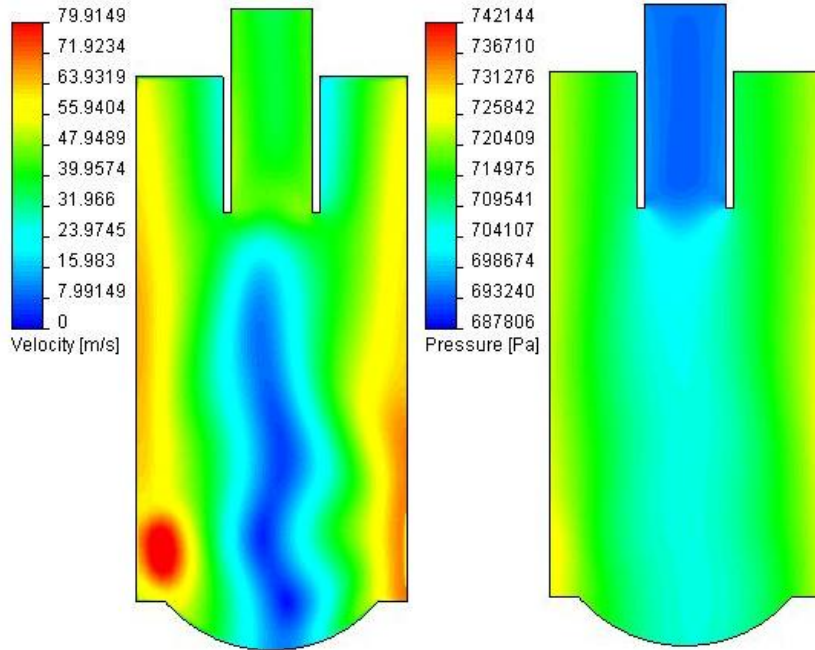
Boyunun kısalması hacmi daralttığı için çeper yakınında bir önceki versiyona göre %7 civarında artış yaşandı. Vizörün kısalması iç vorteksin dibinde hemen bir yalpalama oluşturarak yokluğunu hissettirmiştir. Öte yandan çıkış kanalında ortalama basınç ise 7 bar'dan 4 kPa kadar düşüktür. Hazne içinde farklı basınç alanları arası farkın da merteye olarak düşük olması (tıpkı bir önceki gibi) olumlu bir haldir.

Ardından; vizör sabit tutulup boyu 90 mm arttırıldı (260 mm oldu). Hız kontürü ve eş basınç eğrileri Şekil 4.16'deki gibidir. Hazne çeperlerine yakın bölgedeki hız değerlerine bakılınca Şekil 4.13'deki modele göre %15 civarı bir kayıp var. Ayrıca hazne boyunun yarısından sonra hız iyice düşüyor. Ancak; garip bir şekilde iç vorteksin şeklinde bir yalpa belirtisi yok. Hazne içi basınç dağılımı uniform olup çıkış basıncı da Şekil 4.13'deki modelden farklı değil.



**Şekil 4.16** Boyun 260 mm'ye çıkarılması.

Çapın 100 mm'ye indirilmesi sonunda oluşan durum Şekil 4.17'da gösterilmiştir.



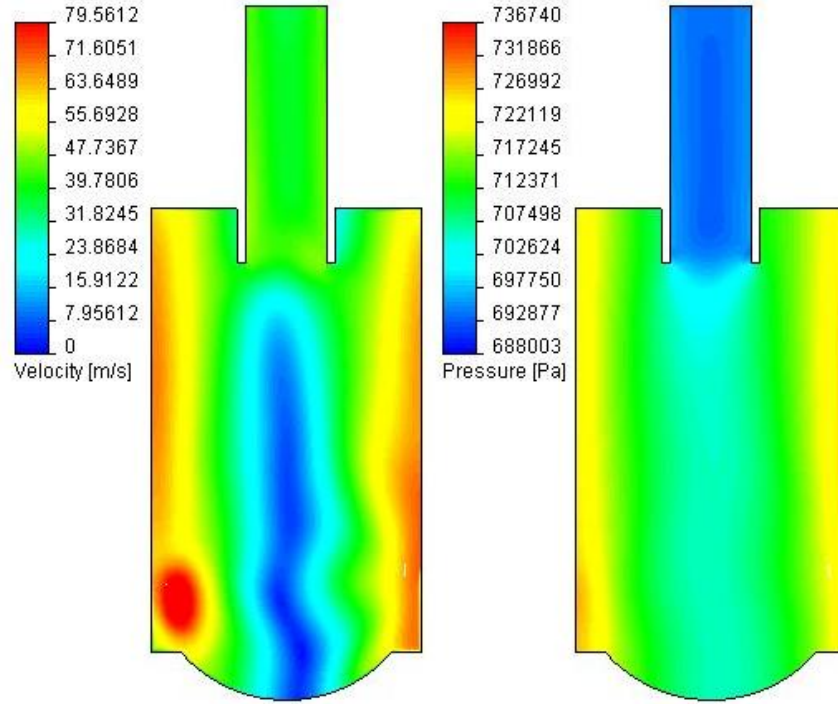
**Şekil 4.17** Teğet giriş için 100 mm'lik çapın incelenmesi.

Çapın 100 mm'ye düşmesiyle iç çepere yakın bölgelerde Şekil 4.13'teki modele göre tüm hız eş bölgelerinde %5 civarı bir artış yakalanmıştır. Eksantrik giriş ve daralan hacmin etkisiyle iç vorteksin stabilitesinin azaldığı söylenebilir. Daralan hacmin doğal etkisi olarak hazne genelinde ve çıkışında basıncın arttığı görülmüştür. Çıkış



kanalında ise Şekil 4.14'e göre 7 bar'a çok yaklaşmıştır. Çapın azalması iç çepere yakın bölgede hız artışı ile birlikte yağın ayrışmasına da katkı sağlar. Diğer taraftan basınç farkını da artırır ama buna karşılık hacmin azalması da basıncı arttırıcı etki yapar. Bu karşıt etkilerin istenen koşullara göre dengelenmesi gerekir. Ayrıca buraya kadar olan incelemelerden çap değişiminin ayrıştırma verimi açısından boy ve vizör değişiminden daha etkili olduğu sonucuna varılabilir.

Çapın daraltılmasının ardından boy ve vizör kanalı 30 mm kadar kısaltıldı. Meydana gelen değişiklikler Şekil 4.18'de görülmektedir.

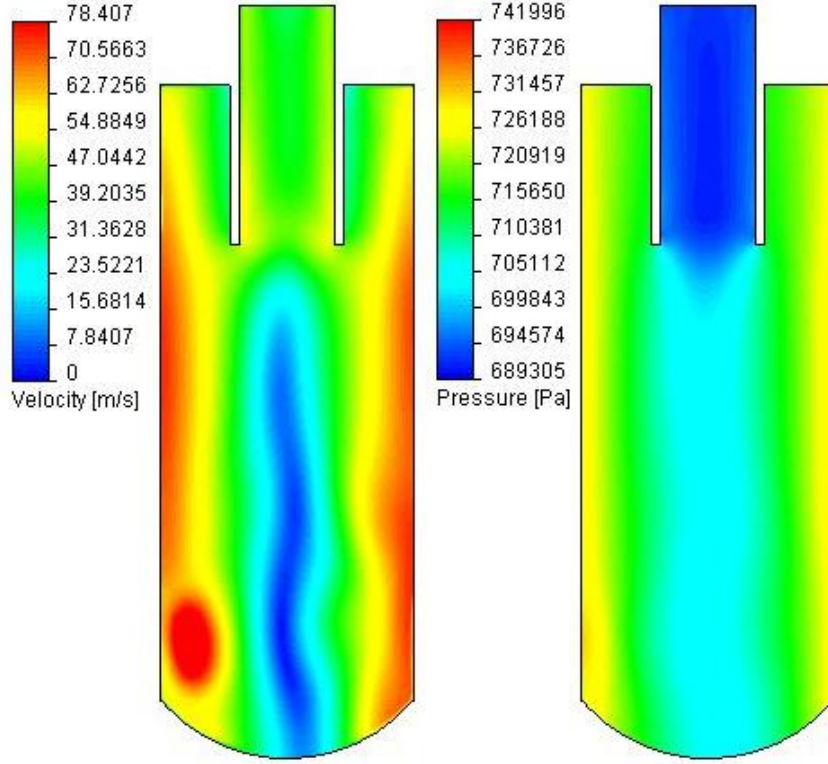


**Şekil 4.18** 100 mm'lik çapta boy ve vizör 30 mm kısaltılması.

Boyun ve vizörün aynı abda 30 mm kadar kısaltılması hız değerleri açısından kaydedilir bir fark oluşturmamıştır, sadece iç vorteks bir önceki şekle göre bir miktar daha düzelip daha az çalkantılı bir akışın gerçekleştiğini işaret ediyor. Basınç dağılımı ise sadece iç çepere yakın bölgede 2 kPa kadar artış göstermiştir.

Çıkış kanalının daraltılması iç çeperde hız dağılımında genel bir düşüş yaratmakla birlikte çıkış kanalında 0,3 Mach'ı geçen hızların oluşmasına neden olmuş ayrıca çıkış kanalında da aşırı basınç düşümü yaşanmıştır. Bu sebeple çıkış kanalının değişimi ile ilgili analizlerden vazgeçilmiştir.

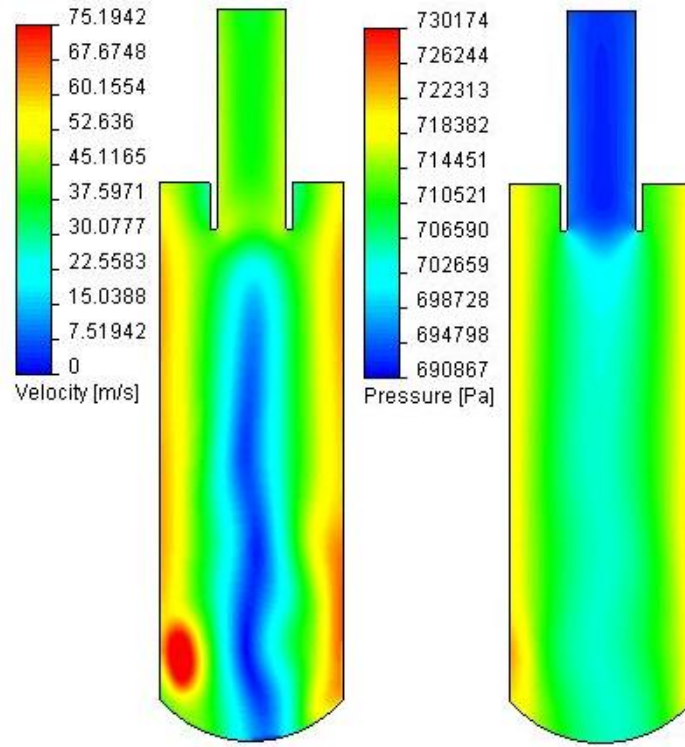
Sonraki aşamada ise çap değişimi etkisi tekrar kullanılmak suretiyle ne kadar daha hız artışı olabileceğine dair fikir edinilmek istenmiştir (Şekil 4.19). Bu sebeple hazne çapı 80 mm'ye düşürülmüştür.



**Şekil 4.19** 80 mm iç çapta hız kontürü ve eş basınç eğrileri.

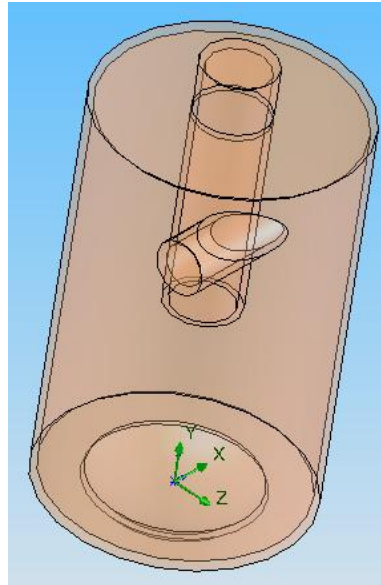
Çap daralmasının doğal etkisi olarak iç çepere yakın bölgede (Şekil 4.17'ye göre) hız %10 kadar artmıştır. İçteki vorteksin yalpalı yapısı nispeten düzelmiştir. Basınç dağılımı ise hem şeklen hem de değerler (yaklaşık 2 kPa fark) olarak birbirine çok yakındır.

Boyun 30 mm arttırılıp vizörün ise 30 mm kısaltılmasının yaratacağı etkiyi Şekil 4.20'de görebilmekteyiz. Boyun arttırılması hazne içinde genel bir düşüş yaratmıştır (özellikle iç çeper kenarında). En fazla düşüş çeper kenarlarında (yaklaşık %18) yaşanmıştır. Hız bölgelerinin şeklinde vorteksin biçiminde bir değişim olmamıştır. Eş basınç eğrileri de aynı eğilimdedir. Genel dağılım değerleri yaklaşık 3 kPa kadar değişmiştir. Yani; belli bir noktadan sonra boy artışının hızı fazlasıyla düşürüp verimi olumsuz şekilde etkilemektedir.



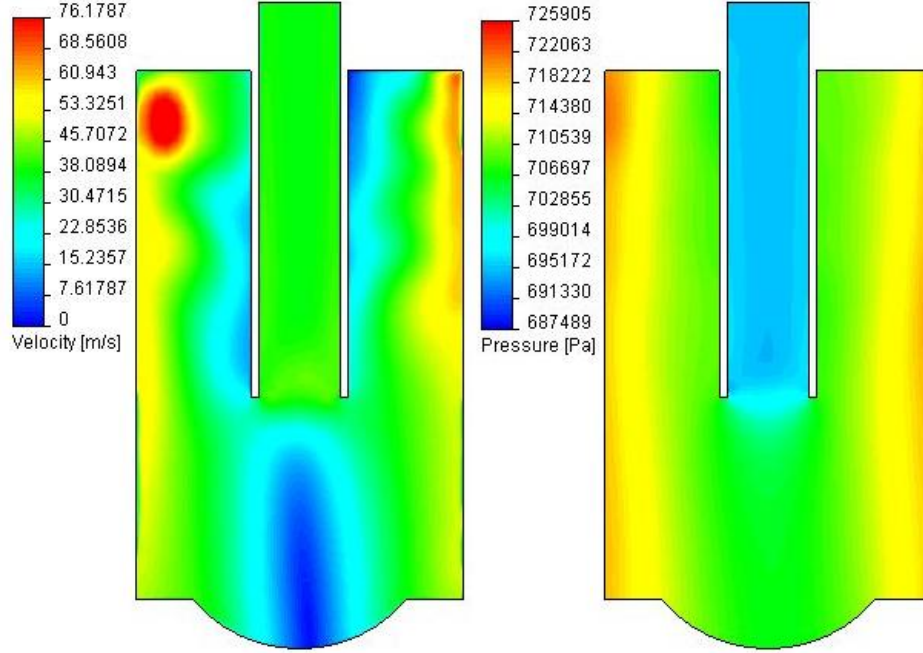
**Şekil 4.20** 80 mm'lik çapta boyun uzatılıp vizörün kısaltılması.

Son safhada giriş kanalının haznenin altına değil de üstüne yerleştirmesinin ne gibi bir sonuç yaratacağı tespit edilmeye çalışıldı. Düşünülen geometri aşağıda görülmektedir (Şekil 4.21). Diğer boyutlar aynı kalmakla birlikte giriş kanalının merkezi hazne tavanından 20 mm aşağıdadır. Grafikler, y-z düzlemi referans alınarak elde edilmiştir.



**Şekil 4.21** Üstten girişli model.

Çap 120 mm, boy 200 mm, giriş kanalının çapı 20mm, çıkış kanalının çapı ise 30 mm olarak alınmıştır. Hazne içine doğru uzanan vizörün uzunluğu da 50 mm' den 120 mm'ye çıkarılmıştır (Şekil 4.22).



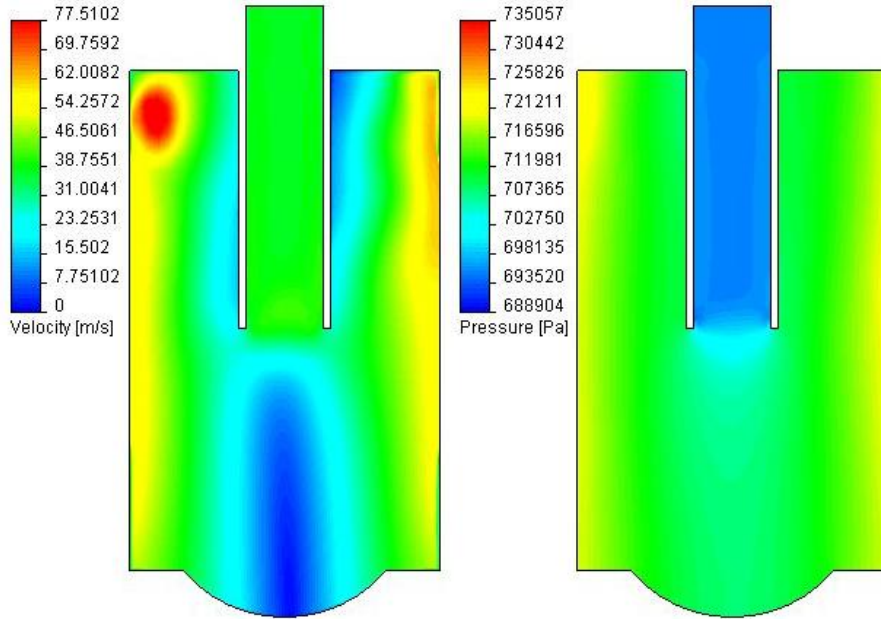
**Şekil 4.22** Üstten girişli model için hız kontürü ve eş basınç eğrileri.

Teğetsel girişe sahip şekil 4.13'teki ile vizör elemanın uzunluğu dışında aynı geometriye sahip olan girişi üstte olan modelin çeperlerdeki hız kontürleri aynı değer aralıklarına sahip olmakla birlikte bu modelde girişin eksantrik oluşu ve vizör kanalının uzunluğu etkisiyle girişin ardından gaz akışında yalpalanma açıkça görülmektedir. Bu yalpalanma yağın akıştan ayrılıp tekrar akışa katılmasına sebep olan düzensiz ortamı kuvvetlendiren bir olgudur. Vizöre doğru yönelen iç vortekste hız kontürleri düzenli ve geometriyle uyumlu simetrik bir yapı oluşturuyor. Farklı hız kontürlerine olduğu bölgelerin ortalama değerleri Şekil 4.14'teki değerlerle örtüşüyor. Basınç dağılımı ise hazne genelinde 4 kPa kadar daha yüksektir. Çıkışta ise 7 bar'a (yaklaşık 1 kPa farkla) yakın değerler elde edilmiştir.

Ardından, vizörün kısaltılmasına karar verildi ve 20 mm kadar kısaltıldı. Meydana gelen değişim Şekil 4.23'te gözlenebilir.

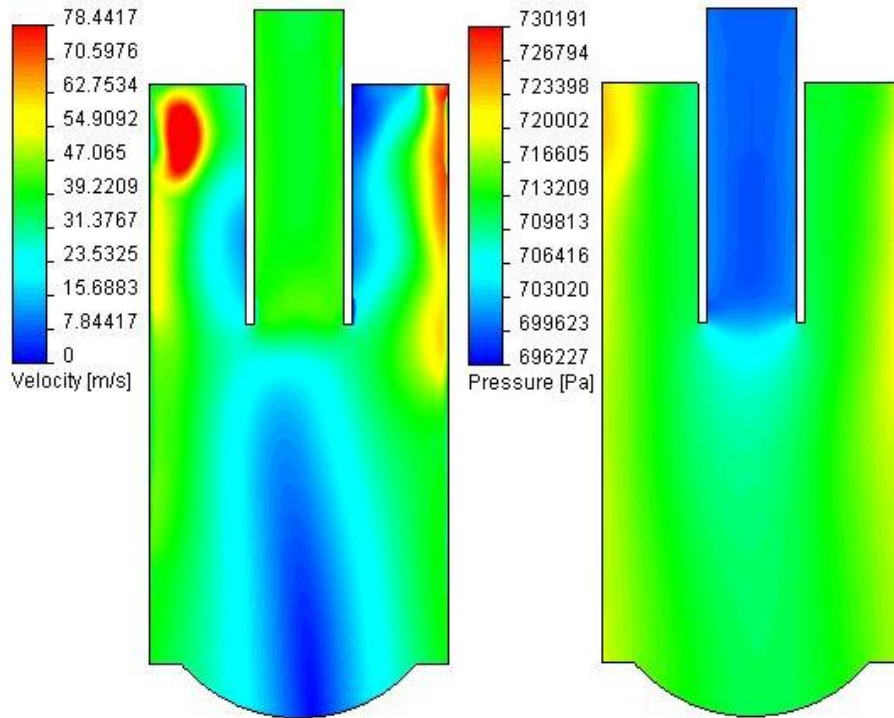
Vizörün kısaltılmasının akışta yalpa denilen farklı hız katmanlarının birbiri içine geçişini arttırıcı düzensiz bir durumun artarak (Şekil 4.23'te) yaşanması beklenirken aksine bu etkinin Şekil 4.22 ile karşılaştırıldığında belirgin bir düzeyde azaldığı görülür. Hız bölgelerinin geneline bakıldığı zaman ortalama olarak %1 kadar artış

yaşanmıştır. Hızdaki genel anlamdaki bu iyileşmeye karşılık basınç çıkış kanalındaki basınçta önceki duruma göre 2 kPa'lık düşüş olmuştur. Genel basınç dağılımına bakılırsa farklı katmanlar arası basınç farkı biraz daha belirginleşmiştir.



Şekil 4.23 Üstten girişli modelde vizörün kısaltılması.

Sonraki aşamada diğerlerinde yapıldığı gibi çap 20 mm daraltılarak değişimler gözlemlenmeye çalışıldı (Şekil 4.24).



Şekil 4.24 100 mm'lik çap için üstten girişli model.

Çapın daralmasının etkisi hız üzerinde fazla etki göstermediği bir önceki modelle karşılaştırma yapıldığı vakit görülmektedir. Vizör kısalığı bir miktar yalpa oluştursa da iç vorteks yalpasız neredeyse eksen doğrultusunda uzanıyor denilebilir. Vorteksin biraz yana yatması eksene göre simetrik olmayan girişin konumu ile açıklanabilir. Buna karşılık basınç değerleri çıkış kanalı boyunca istenen 7 bar seviyesindedir (sadece 200-300 Pa farkla).

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, Bosan Kompresör San. Ve Tic. A.Ş. tarafından imal edilen vidalı kompresör sistemi için basınçlı hava içindeki yağ zerrecelerini ayrıştıran yeni bir ayrıştırma sisteminin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Firma tarafından kullanılan mevcut sistem hem büyük yer kaplamakta hem de yüksek bakım maliyeti oluşturmaktaydı. Firma bünyesinde geliştirilen projede mevcut sistem yerine siklon ayrıştırıcı ile filtreden oluşan iki ayrı elemanlı bir yapı düşünülmüştür.

Firmanın bazı müşterilerine ait çalışma alanlarında tasarlanan ilk modelin kullanıldığı birkaç deneme sistemi oluşturulup başlangıç olarak filtre değişim süreleri eski sistemle karşılaştırılmış ve eski sistemin verimine %80 oranında yaklaşılmıştır.

Bu çalışmada mevcut model üzerinde geometrik (hazne çapı, hane uzunluğu, vizör kanalı gibi) boyutlarında değişiklikler yaparak içeride akışın nasıl bir dağılıma sahip olacağı ve hangi geometrik değişkenlerle çalışılırsa daha fazla verim alınabileceği amaçlanmıştır.

Model üzerindeki geometrik parametrelerle yapılan değişiklikler sonucu gözlemlenen bazı noktalar şunlardır:

Uzun ve nispeten dar kanallar akışı hızlandırmak yerine kendi yapısından kaynaklanan kayıpları (sürtünme kayıpları) gibi sebepler nedeniyle olumsuz etkilemektedir. Bunun yerine daha sade incelenmesi ve üzerinde kolay değişiklik yapılabilen bir yapıya sahip hazne içine teğet giriş sağlayan sabit (dairesel veya dikdörtgen) kesitli elemanlar hem kayıpları azaltacak hem de akışın davranışını daha rahat incelenebilecektir. Ayrıca bu tip giriş formlarının üretimleri de daha kolay ve ucuz gerçekleşmektedir.

Hazne uzunluğu; giriş – çıkış basınçları, gazın debisi ve diğer çalışma koşulları ile ayrıştırıcının diğer değişkenlerine bağlı olarak optimum bir aralığa sahiptir. Belirli bir durum için gerekenden kısa yapıldığı vakit gazın içeride yeterince dolaşmasına izin vermeden kısa sürede hazneyi terk etmesine yol açacaktır. Bu yeterince ayrışma olamaması anlamına gelir. Gereğinden uzun yapılması ise akışın helezon

yörüngelerde yukarı çıkışını zamanla kaybedip yalpalamasına zerrelere hazne çeperlerine istenen hızda çarpılmayıp akış içinde olmasına veya yalpalayan gazın ayrılan zerreleri yeniden akışın içine sürüklemesine yol açacaktır.

Vizör diye tabir edilen çıkış kanalının hazne içine olan uzantısının akışa kılavuzluk etmekte ve ayrılan yağ zerrelerinin akışa tekrar katılmasına zemin hazırlayan yalpalamayı azaltıcı yönde rol oynamaktadır. Vizörün diğer boyutlara bağlı olarak gereğinden uzun yapılması iç vorteks akışını kısaltıcı etki yapar. Gereğinden kısa yapılması hazne içinde yalpa etkisi yaratarak düzensiz bir akış ortamı oluşturup verimi düşürür. Hız ve basınç üzerinde kayda değer değişiklik yaratmaz.

Ayrıştırıcının yarıçapı diğer unsurlardan daha baskın olduğu analizlerde gözlemlenmiştir. Hızın artışı fark edilebilir mertebelerde olmaktadır. Bunun yanında basınç farkını bir miktar arttırmaktadır. Ama bu artış hızın artış oranına ulaşamamıştır. Çapın azaltılması aynı zamanda silindirin yanıl alanını da aynı ölçüde azalttığını unutmamak gerekir. Bu da akışın çarpacağı daha az alan anlamına gelir. Bu iki karşıt etkinin deney ve analizlerle belirlenmeye çalışılıp çap için uygun bir oran belirlenmelidir.

Giriş ve çıkış kanalının çapında değişiklikler yapmak seçilen akış koşullarına göre akışın özelliklerini ciddi biçimde değiştirmektedir. Özellikle çapın daraltılması gazın sıkıştırılmaz kabulü sınırının rahatlıkla geçilmesini sağlar ve analizlerde bunun üzerinde dikkatle durulması gerekir. Ayrıca, bu tip dar kanallardan aniden nispeten çok geniş kesitlere (siklon haznesi gibi) gerçekleşen geçişler akışın düzensizliğini fazlasıyla arttıracaktır. Bu da siklon ayrıştırıcı için olumsuz bir durumdur.

Girişin haznenin üst kısmında yer alması çeper yakınlarındaki hız bölgesindeki değerlerde önemli bir değişiklik yaratmamıştır. Ama uygun uzunluktaki vizör ile birlikte hazne içindeki akış bölgelerinin çok muntazam bir şekilde girdiği (Mesela; Şekil 4.23 gibi) yalpalamanın minimuma indiği dolayısıyla ayrılan zerrelerin tekrar akışa katılmadığı ve birbirine paralel uzanan farklı basınç bölgeleri arasında da değer olarak uçurum olmayan bir akış ortamı oluşmasını sağlar. Üretim zorluğu ve maliyet açısından da fark oluşturmadığı açıkça görülen durumda girişin hazne üstünden verilmesi daha verimli bir ayrıştırma işlemine vesile olur.



## KAYNAKLAR

- [1] **Brown, R. N.**, 2005. Compressors: Selecting and Sizing. Elsevier Inc, Oxford.
- [2] **Pirro, D. M.**, 2001. Lubrication Fundamentals. Marcel Dekker, Inc., New York.
- [3] **Davidson, J. and Bertele, O.**, 1996. Process Fan and Compressor Selection. Antony Rowe Ltd, Wiltshire.
- [4] **Beals, C.**, 2003. Improving Compressed Air System Performance. Industrial Technologies Clearinghouse, Washington.
- [5] **Petchers, N.**, 2003. Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies and Applications. The Fairmont Pres, Inc., Lilburn.
- [6] **Tokmak, B.**, 2006. Vidalı kompresörlerde yeni bir ayrıştırma sisteminin geliştirilmesi, Bosan Kompresör San. Ve Tic. A.Ş. Proje ön bilgileri, Yenibosna, İstanbul.
- [7] **Bosan Kompresör San. Ve Tic. A.Ş.** (2006). Vidalı Kompresörler [Broşür]. İstanbul: Bosan Kompresör San. Ve Tic. A.Ş.
- [8] **Stosic, N., Smith, I. ve Kovacevic, A.**, 2005. Screw Compressors Mathematical Modelling and Performance Calculation. Springer-Verlag, Netherlands.
- [9] **Wikipedia**, (2007). Gas Compressors. 16 Kasım 2007'de [http://en.wikipedia.org/wiki/Gas\\_compressor](http://en.wikipedia.org/wiki/Gas_compressor) 'den alındı.
- [10] **Hanlon, P. C.**, 2001. Compressor Handbook. McGraw-Hill, New York.
- [11] **Wines, T. H. ve Brown, R. L.**, 1994. Recent developments in liquid/gas separation technology, *Pall Corporation Scientific and Technical Report*, Sarnia, Ontario.
- [12] **Mueller Environmental Designs, Inc.** (2006). Fundamentals of Gas Solids/Liquids Separation. 20 Kasım 2007'de <http://www.muellerenvironmental.com/images/200-059.pdf> 'den alındı.

- [13] **Kütükçeken, E.**, 2001. Teğetsel girişli – aksenal çıkışlı siklon dizaynı, *Yüksek Lisans Tezi*, İ. T. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [14] **Hosson, S. A.**, 1994. Teğetsel girişli ters akışlı gaz siklonlarında yüksek sıcaklıkta taneciklerin ayrışımı, *Yüksek Lisans Tezi*, İ. T. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [15] **Ludwig, E. E.**, 1999. Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. Gulf Publication Company, Houston.
- [16] **Salcedo, R. L. ve Coelho, M. A.**, 1999. Turbulent dispersion coefficients in cyclone flow: an amprical approach. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, **77**, 609-617.
- [17] **Salcedo, R. L.**, 1993. Collection efficiencies and particle size distributions from sampling cyclones – comparsion of recent theories with experimental data. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, **71**, 20-27.
- [18] **Wang, L. ze ve Ye, L.**, 1999. Reducing pressure drop in cyclones by a stick, *Aerosol Science and Tehnology*, **31**, 187-193.
- [19] **Kim, W. S. ve Lee, J. W.**, 1997. Collection efficiency model based on boundary-layer characteristics for cyclones, *AIChE Journal*, **43**, 2446-2455.
- [20] **Avcı, A. ve Karagöz, I.**, 2000. A mathematical model fort the determination of a cyclone performance. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, **27**, 263-272.
- [21] **Avcı, A. ve Erel, G. K.**, 2003. Siklon separatörlerde uzunluğun verime etkisi ve optimizasyonu. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, **8**, 101-109.
- [22] **Zhao, B., Shen, H. ve Kang, Y.**, 2004. Development of a symmetrical spiral inlet to improve cyclone separator performance. *Powder Technology*, **145**, 47-50.
- [23] **Reydon, R. F. ve Gauvin, W. H.**, 1981. Theoretical and experimental studies of confined vortex flow. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, **59**, 14-23.
- [24] **Millington, B.C., ve Thew M. T.**, 1987. Laser dopler anomometer of component velocities in air-water models of steam-water cyclone separators.

*Proc., 3rd International Conference on Multiphase Flow*, The Hague, The Netherlands, 115-125.

[25] **Farchi, D.**, 1990. A Study of Mixers and Separators for Two-Phase Flow in MHD Energy. Yüksek Lisans Tezi, Ben Gurion U., Beersheba, İsrail.

[26] **Erdal, F., Shirazi, S., Shoham, O. and Kouba, G.**, 1996. CFD Simulation of Single-Phase and Two-Phase in Gas-Liquid Cylindrical Cyclone Separators, *SPE 71st Annual Meeting*, Denver, October 6-9.

## **ÖZGEÇMİŞ**

Emre ERSEVER, 1982 yılında İstanbul'da doğdu. İlköğrenimine 1988 yılında Halil Vedat Fıratlı Pansiyonlu İlkokulu'nda başladı. Orta öğrenimi 1993–1996 yılları arasında Yeşilköy Muhsin Adil Binal Ortaokulu'nda sürdürdü. Lise öğrenimini ise 1996–2000 yılları arasında Özel Cihangir Koleji'nde devam etti. 2000 yılında İ.T.Ü. Makine Mühendisliği Lisans programına girerek 2005 yılında mezun oldu. Akabinde Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Konstrüksiyon Yüksek Lisans Programına girdi.