

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE KULLANILAN EMME
SUSTURUCUSUNUN SAYISAL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Umut Can COŞKUN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof.Dr. Hasan GÜNEŞ

OCAK 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE KULLANILAN EMME
SUSTURUCUSUNUN SAYISAL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Umut Can COŞKUN
(503101139)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ

OCAK 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101139 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Umut Can COŞKUN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE KULLANILAN EMME SUSTURUCUSUNUN SAYISAL İNCELENMESİ”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. İsmail TEKE**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Y. Erhan BÖKE
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **16 Aralık 2013**
Savunma Tarihi : **21 Ocak 2014**

Aileme ve Arkadaşılarırma,

ÖNSÖZ

Başta yüksek lisans eğitimim boyunca gerçekleştirdiğim tüm akademik çalışmalarda ilgisini ve desteğini esirgemeyen, değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Hasan Güneş'e,

Gösterdikleri yakınlık ve arkadaşlıkları ile bana destek olan, bilgi ve deneyimlerini cömertçe paylaşan çalışma arkadaşlarım Dr. Sertaç Çadircı, Arş. Gör. Mustafa Özsipahi, Müh. Sibel Taş ve Arş. Gör. Abdussamet Subaşı'na,

Tez çalışmamda yaptıkları yorumlar, paylaştıkları fikirler ve tüm katkıları için Arçelik A.Ş. Ar&Ge ekibi çalışanları Dr. Hüsnü Kerpiçci ve Dr. Kemal Sarıoğlu'na,

En çok da tüm hayatım boyunca sevgi, destek ve özverilerini esirgemeyen aileme ve dostlarıma teşekkür ederim.

Aralık 2013

Umut Can COŞKUN
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1 Giriş.....	3
2.2 Hermetik Pistonlu Kompresörün Tanıtımı	3
2.3 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	8
2.4 Literatürdeki Çalışmalar	11
3. SAYISAL İNCELEME.....	13
3.1 Giriş.....	13
3.2 Matematiksel Model.....	13
3.3 Daimi Akış Analizleri	16
3.3.1 Akış hacminin oluşturulması	16
3.3.2 Çözüm ağının oluşturulması	18
3.3.3 Daimi akış analizleri	23
3.4 Zamana Bağlı Akış Analizleri.....	29
3.4.1 Sınır şartları.....	30
3.4.2 Analizler ve validasyon.....	34
3.4.3 Sonuçların incelenmesi ve iyileştirme önerileri.....	38
3.4.4 Prototip susturucu geometrilerine ait analizler	43
4. PİSTON VE SUSTURUCU ENTEGRASYONU	47
4.1 Giriş.....	47
4.2 Piston Hareketi ve Hareketli Çözüm Ağının Modellenmesi	47
4.2.1 Hareketli çözüm ağının incelenmesi	48
4.2.2 Hareketli parçalar için UDF kodunun geliştirilmesi	50
4.3 Emme Susturucusunun Piston Hareketi ile Modellenmesi	52
4.4 Akışkan-Yapı Etkileşimi (AYE)	57
4.4.1 Basit geometrilerde AYE uygulamaları	58
4.4.2 Akışkan-Yapı Etkileşimi (AYE) modeli.....	64
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	71
5.1 Sonuçlar.....	71
5.2 İleriye Dönük Çalışmalar	72
KAYNAKLAR	73
ÖZGEÇMİŞ.....	75

KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
AYE	: Akışkan-Yapı Etkileşimi
CFD	: Computational Fluid Dynamics
FSI	: Fluid-Structure Interaction
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HÇA	: Hareketli Çözüm Ağı
PFSI	: Piston driven Fluid-Structure Interaction
UDF	: User Defined Function
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : İzobütanın termofiziksel özellikleri.....	23
Çizelge 3.2 : Daimi akış analizlerinde kullanılan sınır şartları.....	23
Çizelge 3.3 : Farklı türbülans modellerinin basınç düşümüne etkisi	28
Çizelge 3.4 : Farklı duvar fonksiyonlarının basınç düşümüne etkisi.	28
Çizelge 3.5 : Zamana bağlı akış analizlerinde kullanılan sınır şartları.....	30
Çizelge 3.6 : Zamana bağlı akış analizlerinde kullanılan çıkış kesiti profili etkisi. ..	35
Çizelge 3.7 : Prototip susturucular, ortalama kütleli debi ve çıkış sıcaklıkları.	45

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Kompresör tipleri (Brown ve Lewis, 1986).	3
Şekil 2.2 : Hermetik kompresör.	4
Şekil 2.3 : Örnek kompresör kesiti (Oğuz, 2006).	5
Şekil 2.4 : Kompresör gövde grubu üst görünüşü (Oğuz, 2006).	6
Şekil 2.5 : Örnek emme susturucusu ve valf tablası.	7
Şekil 2.6 : İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi (Boles ve Çengel, 1996).	8
Şekil 2.7 : İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-v diyagramı (Cinisli, 2009).	9
Şekil 2.8 : İdeal olmayan buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-v diyagramı (Cinisli, 2009).	10
Şekil 2.9 : Buzdolabı soğutma sistemi elemanları (Boles ve Çengel, 1996).	10
Şekil 3.1 : Emme susturucusu katı model geometrisi.	13
Şekil 3.2 : Emme susturucusu katı model geometrisi orta kesit görseli.	16
Şekil 3.3 : Emme susturucusu akış hacminin oluşturulması adımları.	18
Şekil 3.4 : Emme susturucusu kanal bölgesi yapısal çözüm ağı.	19
Şekil 3.5 : Emme susturucusu yapısal çözüm ağı detay görseli.	19
Şekil 3.6 : Emme susturucusu çözüm ağı dış görünüşü.	20
Şekil 3.7 : Emme susturucusu çözüm ağı kesit görseli.	20
Şekil 3.8 : Emme susturucusu yapısal ve yapısal olmayan çözüm ağı birleşim bölgesi.	21
Şekil 3.9 : Emme susturucusu kanalı ve 1. hazne çıkış kesiti civarındaki çözüm ağı detay görseli.	21
Şekil 3.10 : Emme susturucusu 2. hazne çıkış kesiti ve kanal sonu civarındaki çözüm ağı detay görseli.	22
Şekil 3.11 : Çözüm ağı eleman sayısı – basınç kaybı grafiği.	22
Şekil 3.12 : Daimi akış analizlerine ait tipik yakınsama eğrileri.	24
Şekil 3.13 : Daimi akış analizi sonuçları: orta kesit hız dağılımı.	25
Şekil 3.14 : Daimi akış analizi sonuçları: kritik kesitlerdeki hız vektörleri.	26
Şekil 3.15 : Daimi akış analizi sonuçları: yoğunluk dağılımı.	27
Şekil 3.16 : Daimi akış analizi sonuçları: sıcaklık dağılımı.	27
Şekil 3.17 : Türbülans modelinin basınç dağılımına etkisi.	28
Şekil 3.18 : Duvar fonksiyonlarının sıcaklık dağılımına etkisi.	29
Şekil 3.19 : Gerçek kompresör debisi akış analizleri: orta kesitteki hız alanı ve hız vektörleri.	29
Şekil 3.20 : Emme susturucusu çıkış kesiti, zamana bağlı deneysel basınç profili.	31
Şekil 3.21 : Bir periyot boyunca emme valf yaprağının tahmini konumları.	32
Şekil 3.22 : Emme susturucusu çıkış kesiti, zamana bağlı P&V profili.	32
Şekil 3.23 : Emme susturucusu çıkış kesiti: F180 basınç profili.	33
Şekil 3.24 : Emme susturucusu çıkış kesiti: F130 basınç profili.	34

Şekil 3.25 : P profili: emme susturucusu giriş-çıkış kesitleri kütleselel debi sonuçları.	35
Şekil 3.26 : P&V profili: emme susturucusu giriş-çıkış kesitleri kütleselel debi sonuçları.	36
Şekil 3.27 : F180 profili: emme susturucusu giriş - çıkış kesitleri kütleselel debi sonuçları.	37
Şekil 3.28 : F130 profili: emme susturucusu giriş - çıkış kesitleri kütleselel debi sonuçları.	37
Şekil 3.29 : Farklı kesitlerden alınmış anlık basınç değeri.	38
Şekil 3.30 : Farklı kesitlerden alınmış anlık debi değeri.	39
Şekil 3.31 : Anlık hız dağılımı: 20 ⁰ krank açısı.	40
Şekil 3.32 : Anlık hız dağılımı: 40 ⁰ krank açısı.	40
Şekil 3.33 : Farklı Anlık hız dağılımı: 60 ⁰ krank açısı.	41
Şekil 3.34 : Anlık hız dağılımı: 80 ⁰ krank açısı.	41
Şekil 3.35 : Anlık hız dağılımı: 100 ⁰ krank açısı.	42
Şekil 3.36 : Anlık hız dağılımı: 120 ⁰ krank açısı.	42
Şekil 3.37 : Prototip emme susturucuları katı modeli orta kesit görünümü.	43
Şekil 3.38 : Prototip emme susturucuları giriş kesitleri kütleselel debi sonuçları.	44
Şekil 3.39 : Prototip emme susturucuları çıkış kesitleri kütleselel debi sonuçları.	44
Şekil 3.40 : Prototip emme susturucuları kanal kesiti anlık basınç değeri.	45
Şekil 4.1 : Hareketli çözüm ağı test geometrisi kesit görseli.	48
Şekil 4.2 : "Layering" hareketli çözüm ağı yöntemi.	49
Şekil 4.3 : "Smoothing" ve "remeshing" hareketli çözüm ağı yöntemi.	49
Şekil 4.4 : Açısall hareketin modellendiği çözüm ağı farklı zaman adımı görselleri.	50
Şekil 4.5 : Açısall hareketin modellendiği çözüm ağı farklı zaman adımı görselleri.	50
Şekil 4.6 : Piston hareketinin sinüzoidal ve deneysel verilere uygun konum-zaman değeri.	51
Şekil 4.7 : Enjeksiyon modeli: farklı zaman adımlarındaki çözüm ağı görselleri.	53
Şekil 4.8 : Enjeksiyon modeli: farklı zaman adımlarındaki vektörel hız alanları.	53
Şekil 4.9 : Modelde yapılmış geometrik değeri.	54
Şekil 4.10 : Enjeksiyon modeli ile referans susturucu analizi giriş kesiti zamana bağı kütleselel debi değeri.	55
Şekil 4.11 : Enjeksiyon modeli ile referans susturucu analizi çıkış kesiti zamana bağı kütleselel debileri.	56
Şekil 4.12 : Enjeksiyon modeli ile referans susturucu analizi kanal kesiti zamana bağı etkin basınçları.	56
Şekil 4.13 : AYE 1. test geometrisi. Piston hareketi: Layering Yöntemi.	58
Şekil 4.14 : AYE 1. test geometrisi. Piston hareketi: Smoothing ve remeshing yöntemi.	59
Şekil 4.15 : Sabit basınç altında şekil değeri valf yaprağı: çözüm ağı ve hız alanı.	60
Şekil 4.16 : Periyodik basınç değeri altında şekil değeri valf yaprağı: basınç alanları.	61
Şekil 4.17 : Değeri giriş basınç profilleri altında valf yaprağının maksimum şekil değeri.	61
Şekil 4.18 : Piston tahrikli analizlerde kullanılan farklı zaman adımlarında gösterilmiş hareketli çözüm ağı (üç boyutlu perspektif görünüş).	63

Şekil 4.19 : Piston tahrikli analizlerde kullanılan farklı zaman adımlarında gösterilmiş hareketli çözüm ağı (yandan görünüş).	63
Şekil 4.20 : Kontağın gerçekleştiği anda çözüm ağı kesit görseli (yandan görünüş).	64
Şekil 4.21 : Kontak testi sonuçları.	65
Şekil 4.22 : Şekil değiştiren levha içeren akışkan ve katı test geometrileri.	66
Şekil 4.23 : Test konfigürasyonlarında kullanılan çözüm ağı ve örnek basınç alanı.	67
Şekil 4.24 : Sabit basınç farkı altında valf yaprağı maksimum deformasyonları.....	68
Şekil 4.25 : Farklı valf yaprağı elastisite değerleri ile hesaplanmış maksimum deformasyonlar.	69
Şekil 4.26 : Farklı valf yaprağı elastisite değerleri ile hesaplanmış maksimum deformasyonlar: $t = t_1$	69
Şekil 4.27 : Farklı valf yaprağı elastisite değerleri ile hesaplanmış maksimum deformasyonlar: $t = t_2$	70

SEMBOL LİSTESİ

C_1	: Türbülans sabiti
c_p	: Sabit basınçta özgül ısı [J/kgK]
ε	: Türbülans dissipasyonu [m^2/s^3]
g	: Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
G_b	: Ortalama hız gradyenine bağlı kinetik enerji üretimi [kg/ms^2]
G_k	: Kaldırma kuvvetine bağlı kinetik enerji üretimi [kg/ms^2]
k	: Türbülans kinetik enerjisi [m^2/s^2]
$\dot{m}$	: Kütleli debi [kg/s]
μ	: Dinamik viskozite [kg/ms]
M_w	: Molekül ağırlığı [kg/kmol]
P	: Basınç [Pa]
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
R	: İdeal gaz sabiti [J/kgK]
S	: Kaynak terimi
T	: Sıcaklık [K]
t	: Zaman [s]
u	: Hızın x yönündeki bileşeni [m/s]
$\vec{V}$	: Hız vektörü[m/s]
v	: Hızın y yönündeki bileşeni [m/s]
w	: Hızın z yönündeki bileşeni [m/s]
Y_m	: Genleşme dissipasyonu [kg/ms^2]
σ	: Türbülans Prandtl Sayısı
τ	: Gerilme Tensörü [Pa]

HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE KULLANILAN EMME SUSTURUCUSUNUN SAYISAL İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmanın amacı, ev tipi buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlerin emme susturucusunun daimi ve daimi olmayan rejim şartları altında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerinin yapılarak incelenmesi ve emme susturucusu geometrisinin akış açısından iyileştirilebilecek yönlerinin belirlenmesidir.

Sayısal analizler Ansys-Fluent yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizlerde soğutucu akışkan olarak izobütan kullanılmıştır. Emme susturucusu üç boyutlu katı model geometrisi ile sınır şartı olarak kullanılmak üzere susturucu içinden geçen nominal soğutucu akışkan debi değeri ve susturucu cidar sıcaklıkları Arçelik A.Ş. tarafından deneysel verilerden sağlanmıştır.

Çalışmanın ilk kısmında, susturucu katı model geometrisi akış analizlerine uygun hale getirilmiş ve sayısal analizler için uygun çözüm ağları oluşturulmuştur. Çözümün ağıdan bağımsız hale getirilmesi için farklı çözüm ağlarıyla birçok analiz yapılmıştır. Sürekli rejim şartlarına ait HAD analizleri gerçekleştirilerek soğutucu akışkanın susturucu giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşümü elde edilmiştir. Analizlerde kullanılan türbülans modeli, duvar fonksiyonları gibi model parametreleri bu bölümde ayrıntılı olarak incelenmiştir.

Çalışmanın ikinci kısmında ise kapsamlı sayısal incelemelere uygun hale getirilen çözüm ağı kullanılarak *zamana bağlı* analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde, emme susturucusu çıkış kesiti sınır şartı için *zamana bağlı deneysel basınç verileri* kullanılmıştır. Validasyon kriteri olarak belirlenen kompresör ortalama kütleli debi değeri, yapılan analizler sonucunda deneysel verilere göre %4 hata ile hesaplanmıştır.

Elde edilen hız, basınç ve sıcaklık alanları, akım çizgileri ve bazı kesitlerdeki basınç çalkantılarının güç spektrumları incelenerek emme susturucusunun hem aerodinamik hem de aeroakustik yönden iyileştirilebilecek kısımlarına dair önerilerde bulunulmuştur. Yapılan iyileştirme sonucunda iki adet prototip katı model geometrisi önerilmiştir. Bu geometrilerdeki akış sayısal olarak incelenmiş ve aerodinamik olarak iyileşmenin sağlandığı tespit edilmiştir.

Bu çalışma, kompresör gaz hattının optimizasyonunu hedefleyen kapsamlı bir sayısal çalışmaya temel teşkil etmek üzere kurgulanmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda, emme susturucusu çıkış kesiti sınır şartının, akışın karakteristiğinde kritik bir rol oynadığı ve susturucu geometrisinde yapılacak her türlü değişiklikte çıkış kesiti sınır şartının değiştirilmesi gerektiği sonucu elde edilmiştir. Her bir durum için elde edilmesi güç ve zaman alıcı olan deneysel basınç profili yerine, kontrol hacmi silindirik bölgesini de kapsayacak şekilde genişletilmiştir. Böylece emme susturucusunun, her farklı geometrik optimizasyon parametresinde yeni bir *deneysel değere ihtiyaç duymaksızın* modellenebilmesi hedeflenmiştir. Bu sebeple hareketli çözüm ağı ve piston hareketi modele dahil edilmiştir.

Ayrıca, ileriye dönük çalışmalarda gaz hattı optimizasyon çalışmaları için valf yaprağı deformasyonunun da dahil edileceği akışkan-katı etkileşimi (AYE) modelleme yöntemleri araştırılmıştır.

NUMERICAL INVESTIGATION OF SUCTION MUFFLER IN A HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSOR

SUMMARY

In this study, a three-dimensional numerical investigation of a suction muffler in a hermetic reciprocating compressor of a domestic refrigerator was performed using a finite volume based flow solver, Ansys-Fluent. Both the steady and unsteady numerical investigations were carried out. The solutions were validated with the experimental data which was previously obtained by Arçelik A.Ş.

The basic suction muffler design, which was investigated in this thesis, was provided by Arçelik A.Ş. on account of compressor research and development (R&D). R600a was used as refrigerant fluid in all of the simulations. Incompressible flow assumption was used only in steady analyses. In order to achieve mesh independency in the analyses, several numerical grids were generated with different number of mesh elements. The pressure difference between the inlet and outlet boundaries of the suction muffler is obtained and compared with the experimental data to check the appropriateness of the steady analyses. A case study was carried out in an effort to assign a “good” turbulence model and suitable wall functions.

In order to reveal the behaviour of the flow realistically, transient analyses were carried out. The coolant fluid was assumed to be an ideal gas with constant thermophysical properties in unsteady flow analyses.

An experimentally obtained transient pressure profile was used for the outlet boundary condition. The experimental pressure profile consisted of effective pressure values at suction muffler outlet for each angular position of the crankshaft. Therefore, the time step size used was 1/360 s for the period of the crankshaft at all analyses.

The mass flow rate was over predicted than the experimental data when the pressure profile at the suction muffler outlet was used without any alteration. Several pressure profiles which took account of the motion of the suction valve reed were introduced. The results of the “best” configuration showed very close agreement with the experimental data.

Detailed investigations were carried out to reveal the instantaneous flow behavior in different muffler sections such as channel and chambers based on the mass flow rate variation with respect to crankshaft angle. It is shown that there is a phase shifting between the mass flow rates through the chamber inlets.

The aero-acoustic behaviour of the suction muffler was also investigated. Power spectrum of pressure fluctuations at selected points helped to reveal the noise characteristics of the muffler. This numerical analyses gave a comprehensive insight into the interaction of muffler’s chambers with flow through the channel.

After the results were examined, the ratio of the chamber volumes were found to be a major design parameter. To verify this assumption, two prototype geometries were

generated. In these prototypes, the plate that divides the suction muffler into two chambers was moved by 7 mm and 10 mm in the direction to enlarge the second chamber. The flow through the prototype geometries were investigated numerically. The results showed that the aerodynamic performance increased in both prototypes, while the aero-acoustic performance decreased slightly.

The pressure fluctuations occurred at the outlet section of the suction muffler due to the flutter of the suction reed, defines the flow through the suction muffler. The behaviour of the suction reed was influenced by the muffler geometry. Therefore, it is not reliable to use the pressure profile which belongs to reference suction muffler at all prototypes. It is also not practical to obtain the transient pressure profiles for every prototype experimentally. Alternative methods were introduced in order to model the flow through the suction muffler without any experimental input.

The valve in the compressor was designed to close the suction channel and open the blowing channel while blowing the coolant to the system and to close the blowing channel and open the suction channel while sucking the fluid to the cylinder chamber. However, the valve that have been used in our compressor was not designed as a perfect mechanism considering the simplicity and economic aspects.

The suction reed opens at about 50° crank angle after the piston had reach the Top Dead Center (TDC) and makes rapid closing and opening movement which is called as flutters. As a result of these; the pressure losses and noise of the compressor increases while the backflow from the cylinder to suction muffler heats up the fluid in the suction muffler. As an alternative method, to investigate the flow through the suction muffler without using an experimental pressure data, the behaviour of a perfect valve mechanism was introduced into model.

To implement such method, the suction and blowing channels and the cylinder chamber were included to the control volume. Instead of using an experimentally obtained pressure profile, the motion of the piston was introduced to the models. The surface of the piston was modeled as a moving wall. To introduce the motion of the piston into flow solver, a code was developed in C programming language as a User-Defined Function (UDF). Since the size of the control volume had to be changed by the motion of the piston, a dynamic mesh method was used instead of stationary mesh.

After studying several dynamic mesh methods, the layering method was selected. To model the optimum valve motion, the boundary type of the suction and blowing gates were changed between interior and wall when the piston was at top and bottom dead centers. The results have shown similarity to the reference flow.

This method showed the impact of the valve reed. The mass flow rate was 24% higher than the reference flow. The magnitude of the pressure fluctuations were decreased considerably so the noise which was created by the compressor were also decreased.

Since the method represents the optimum design and the solution was independent of the valve mechanism, the model was considered as a normalisation case. Exclusion of the valve reed enables the layering method in the cylinder chamber since there were no moving parts. Therefore the skewness of the moving mesh werent changed by the motion and the number of created mesh in the cylinder were kept at a minimum.

In the real situation, the valve reeds deform with the influence of the pressure differences between the two sides of the reeds, driven by the motion of the piston. To reveal the true behavior of the system, a more comprehensive optimization process needs to be done which involves the inlet valve dynamics and a two-way Fluid-Structure Interaction.

This study also aims to be an initial step to a more complicated numerical studies. For these reasons, the FSI concept and contact modelling phenomenon was also investigated. Several test cases were generated and the deformation of a valve reed like thin solid body were studied under various conditions.

Smoothing and remeshing dynamic mesh methods had to be introduced in order to model the motion of the valve reed. The dynamic behaviour of the moving mesh were enhanced. The model were tested using the suction muffler geometry.

Consequently, the modern methods and possible future studies were introduced for more complicated numerical simulations of a hermetic reciprocating compressor.

1. GİRİŞ

İnsanların konfor ve muhafaza ihtiyaçlarını karşılayan soğutma sistemleri günlük hayatın vazgeçilmez bir parçasıdır. Günümüzde her eve ve ofise giren buzdolapları ise soğutma sistemleri içerisinde ayrı bir öneme sahiptir. Yaygın kullanımları dikkate alındığında ev tipi buzdolaplarının, toplam enerji tüketiminde kayda değer bir payı bulunmaktadır. Enerji tüketiminin baş döndürücü bir hızla arttığı günümüzde bu cihazların performanslarının iyileştirilmesi ile enerji tüketiminin azaltılmasına göz ardı edilemez bir katkı sağlamak mümkündür. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan buzdolaplarında, çevrimde dolaşan buhar fazındaki soğutucu akışkanın sıkıştırılmasını sağlayan kompresörler, ev tipi buzdolaplarının verimlerinin iyileştirilmesinde en büyük katkıya sahip bileşendir. Dolayısıyla kompresörlerin detaylı olarak incelenmesi güncel bir araştırma konusudur.

Kompresör sıkıştırma işlemi sırasında akış gürültüsü de oluşmaktadır. İnsan sağlığı üzerindeki olumsuz etkileri nedeniyle gürültü seviyesinin makul sınırlara düşürülmesi arzu edilmektedir. Kompresörde meydana gelen gürültünün bir kısmı mekanik parçaların hareketinden meydana gelirken önemli bir kısmı ise soğutucu akışkanın hareketinden yani basınç çalkantılarından kaynaklanmaktadır. Meydana gelen bu gürültünün azaltılması kompresör susturucusu ile sağlanmaktadır.

Bu çalışma iki amaca hizmet etmektedir. Birinci amaç emme susturucusunun içinde gerçekleşen soğutkan akışının sayısal yöntemlerle detaylıca incelenmesi, aerodinamik ve aeroakustik açıdan geliştirilebilecek yönlerinin belirlenmesidir. İkinci amaç ise emme susturucusundan başlayıp, egzoz susturucusuna kadar olan soğutkan hattındaki akışkan dinamiği ile emme ve egzoz valf yapraklarının piston tahrikli olarak akışkan etkisi altında gerçekleşen yapısal deformasyonlarının bir arada ele alınacağı ileri bir sayısal modelleme ve optimizasyon çalışmasına temel teşkil etmesidir.

Bu tez çalışmasının ikinci bölümünde, tezin arka planını oluşturan soğutma çevrimi hakkında teorik bilgi verilmiş ve buzdolabı çalışma prensibi anlatılmıştır. Üzerinde

Çalışılan hermetik pistonlu kompresörün ve sayısal olarak incelenen emme susturucusunun tanıtımı yapılmıştır. Hermetik pistonlu kompresörlerde kullanılan emme susturucusunun aerodinamik ve aeroakustik açıdan incelenmesi ve iyileştirilmesi ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar aktarılmıştır.

Üçüncü bölümde tez kapsamında emme susturucusunun sayısal modelinin oluşturulması, incelenmesi, yapılan incelemeler ışığında aerodinamik ve aeroakustik iyileştirme önerileri ve bu öneriler doğrultusunda oluşturulan prototiplerin sayısal incelemeleri sunulmuştur. Dördüncü bölümde ise tez çalışmasının ikinci amacı işlenmiştir. İleride gaz hattı ve valf yaprağı dinamiklerinin dahil edilmesiyle gerçekleştirilmesi planlanan modelleme ve optimizasyon çalışmasına temel oluşturması için kurgulanan alternatif bir model ve akışkan-katı etkileşimi ele alınmıştır.

Son bölüm olan beşinci bölüm, yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçların yorumlanmasına ve projenin ileriye dönük geliştirilebilir kısımlarının aktarılmasına ayrılmıştır.

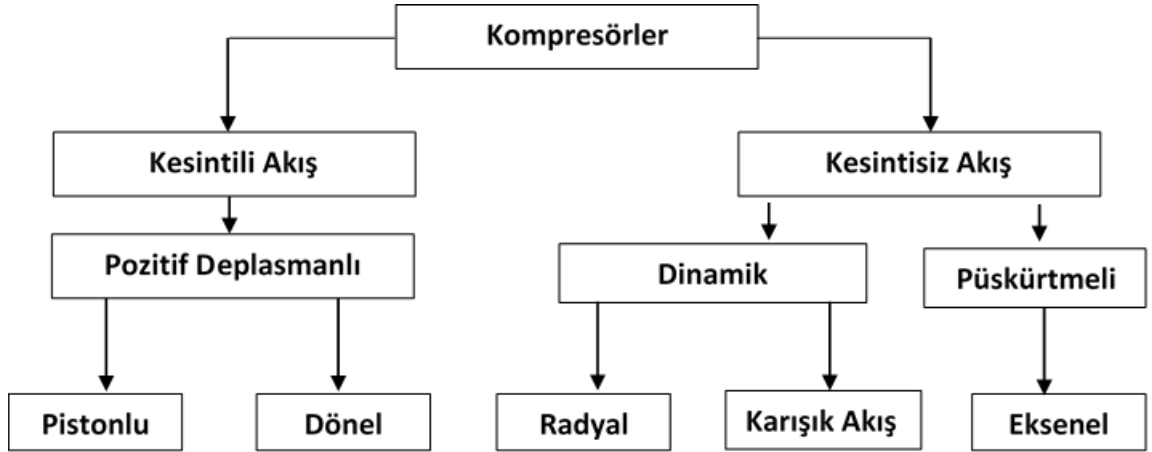
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Giriş

Bu yüksek lisans tez çalışmasında hermetik pistonlu kompresörlerde kullanılan emme susturucusu içindeki soğutkan akışının sayısal olarak incelenmesi üzerine olsa da, çalışmanın arkasında yatan teorinin anlaşılması ve incelenen bileşenlerin tanıtılması önemlidir. Bu bölümde detaydan büyük resme doğru sırasıyla çevrimde gerçekleşen sıkıştırma işlemini sağlayan kompresörün bileşenleri ve incelenen emme susturucusu tanıtılmış; buzdolabı çalışma prensibi, gerçekleşen soğutma çevrimi ile birlikte anlatılmıştır.

2.2 Hermetik Pistonlu Kompresörün Tanıtımı

Kompresörler motordan aldıkları mil gücünü, ilgilenilen gazın basıncını arttırmak suretiyle kinetik enerjiye dönüştüren makinalardır. Şekil 2.1’de kompresör sınıflandırmasına ait şema gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Kompresör tipleri (Brown ve Lewis, 1986).

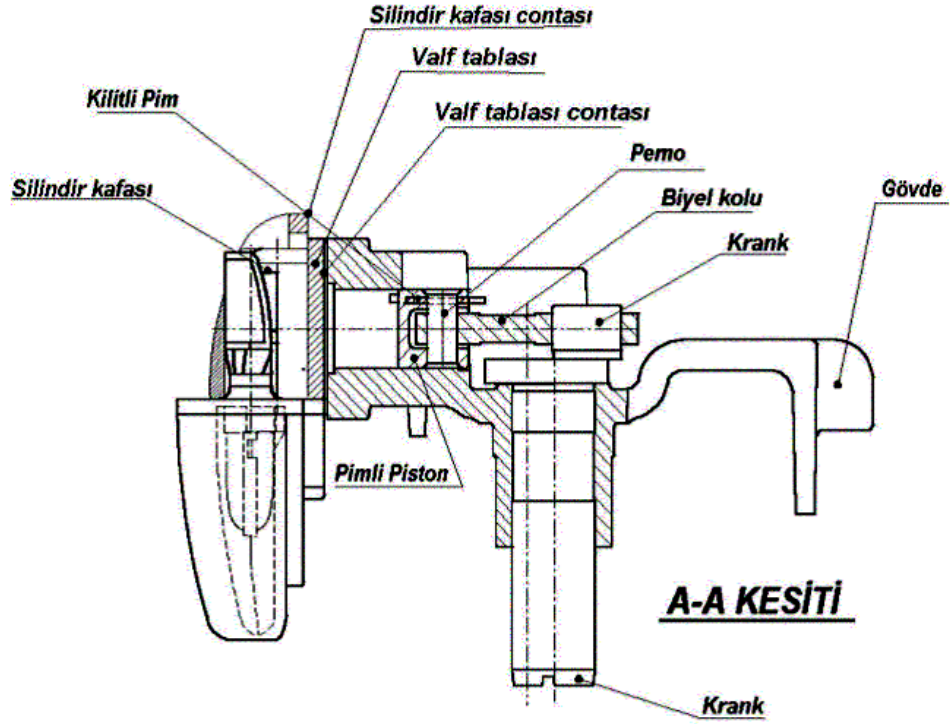
Kompresörler kesintisiz ve kesintili akış kompresörleri olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Kesintisiz akış kompresörleri santrifüj pompalar gibi akışta debinin kesintisiz olarak sağlandığı kompresörlerdir. Kesintili akış kompresörleri ise pistonlu veya dönel kompresörlerde olduğu gibi akışın pulsatif olarak gerçekleştiği

kompresörlerdir. Bu tez çalışmasında hermetik pistonlu kompresör incelendiği için diğer kompresör çeşitlerinden bahsedilmeyecektir.



Şekil 2.2 : Hermetik kompresör.

Hermetik kompresörler, motor ve kompresörün, soğutkanın sistemden kaçmasını önlemek amacıyla, kaynaklanarak birleştirilmiş tek bir metal muhafazanın içinde bulunduğu kompresörlerdir. Şekil 2.2’de örnek bir hermetik kompresör fotoğrafı sunulmuştur. Motor ve kompresör mili, muhafazanın içinde tek bir mil üzerinde birleştirildiği ve akışkan giriş çıkışı için kullanılan bakır borular muhafazaya kaynaklandığı için akışkan kaçağı problemi büyük ölçüde önlenmiştir. Yağ, soğutkan kaçağının ve termal kayıpların az olması nedeniyle verimleri yüksektir. Muhafazanın kaynak bağlantısı ile kapatılması nedeniyle bakımı yapılamamaktadır. Bu sebeple düzenli bakımın gerekmeyeceği buzdolabı gibi küçük soğutma sistemleri için idealdir. Şekil 2.3’de örnek bir hermetik pistonlu kompresörün kesit resmi gösterilmiştir.

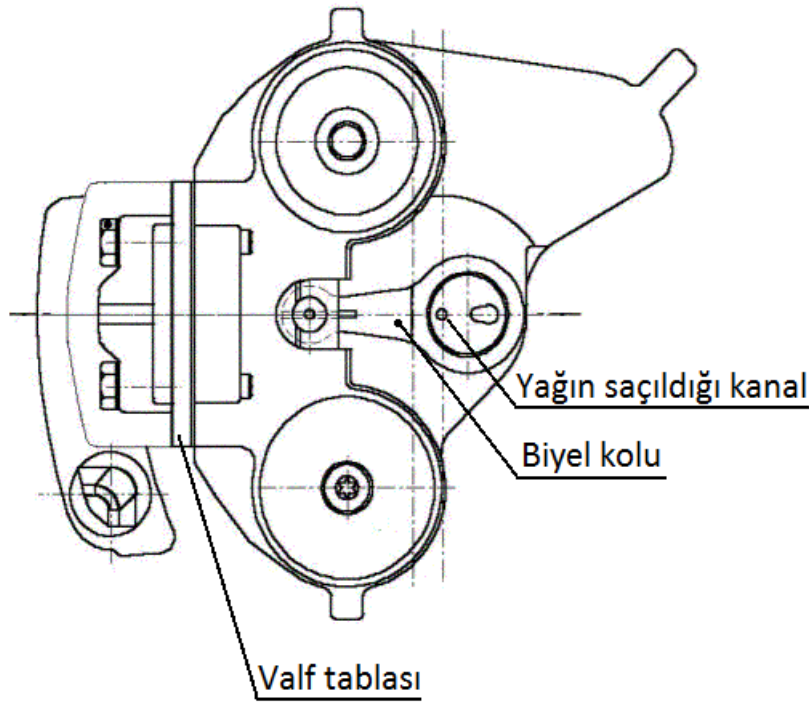


Şekil 2.3 : Örnek kompresör kesiti (Oğuz, 2006).

Hermetik kompresörler genel olarak 5 ana bileşenden grubundan oluşmaktadır;

- **Muhafaza:** Kompresörün tüm bileşenlerini içinde bulunduran, akışkan sızıntısını, termal kayıpları azaltan, kompresör bileşenlerinin darbe ve toza karşı korunmasını sağlayan ve yağ haznesi olarak da kullanılan koruyucu metal haznedir.
- **Elektrik motoru:** Elektrik enerjisini, piston ve yağlama sisteminin ihtiyaç duyduğu mekanik enerjiye dönüştüren, rotor ve statordan oluşan bileşen grubudur.
- **Mekanik grup:** Motor milindeki açısal hareketi, pistonda periyodik eksenel harekete dönüştüren, krank mili, biyel kolu ve pistondan oluşan bileşen grubudur.
- **Yay grubu:** Kompresörde oluşan mekanik titreşimleri sönmlemeye yarayan bileşen grubudur.
- **Ana gövde grubu:** Kompresörün üstlendiği termodinamik çevrimdeki sıkıştırma işleminin gerçekleştiği bölümdür. Emme susturucusu, valf tablası, valf yapıkları, silindir, egzoz manifoldu ve egzoz susturucundan oluşmaktadır.

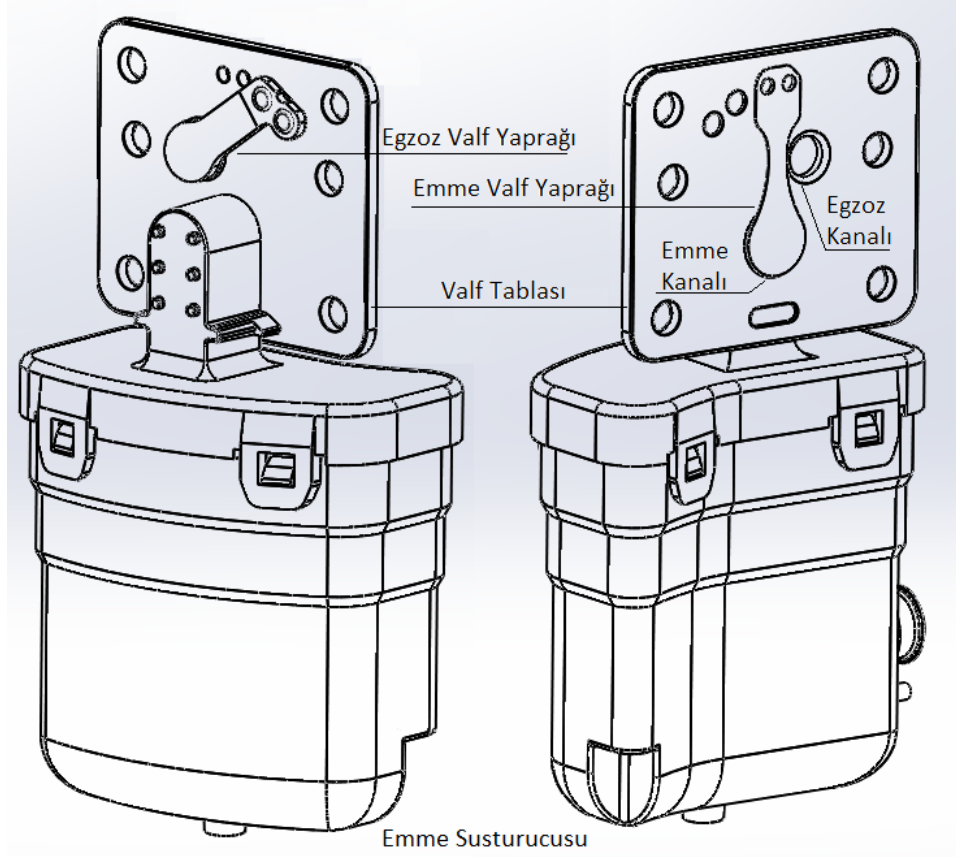
Elektrik motorunun çalışmaya başlamasıyla, rotora sıkı geçme şeklinde monte edilmiş krank mili dönmeye başlar. Krank milinin dönüşü hem yağlama hem de sıkıştırma işlemlerini tahrik eder. Yağın, alt ucu yağ haznesine dalmış olan krank milinin içindeki, yağın taşınması için açılmış kanallardan merkezkaç kuvveti etkisiyle tırmanması sağlanır. Bu kanallardan tırmanan yağ, krank milinin üst ucuna açılmış bir delikten kompresör muhafazasının içine saçılarak, kompresör içindeki hareketli parçaları yağlamaktadır. Krank mili ve pistonun üst görünüşü Şekil 2.4’de gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : Kompresör gövde grubu üst görünüşü (Oğuz, 2006).

Krank milindeki açısal hareket, biyel kolu vasıtası ile silindir içinde bulunan pistonun eksenel hareketine dönüşmektedir. Silindirin iki ucundan biri valf tablası ile diğer ucu ise piston tarafından sınırlandırılmaktadır. Farklı kompresör ve soğutkanlar için strok hacmi 3 – 12 cm³ arasında değişkenlik göstermektedir (Oğuz, 2006). Şekil 2.5’de gösterildiği gibi valf tablası üzerinde emiş ve tahliye kanalları ve bunları kapalı tutan valf yaprakları bulunmaktadır. Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru olan hareketi sırasında tüm valf yaprakları kapalı konumda olduğu için hacmi azalan soğutkanın basıncı yükselir. Silindir tarafında bulunan emme valfi, artan basınçla kapalı kalmaya zorlanırken egzoz valf yaprağı, silindir içindeki basınç egzoz basıncını yenene kadar kapalı kalır. Pistonun üst ölü noktaya yaklaşmasıyla silindir

iç basıncı; egzoz basıncı ve egzoz valf yaprağı atalet kuvvetlerini yenip egzoz valf yaprağını deforme ederek silindir içinde kalan akışkan tahliye edilir. Sıkıştırma işlemi sonunda üst ölü hacimde kalan artık soğutkanı tahliye etmek için piston üzerine, egzoz kanalına girecek şekilde bir pim yerleştirilmiş ve aynı zamanda ölü hacim küçültülmüş olur.



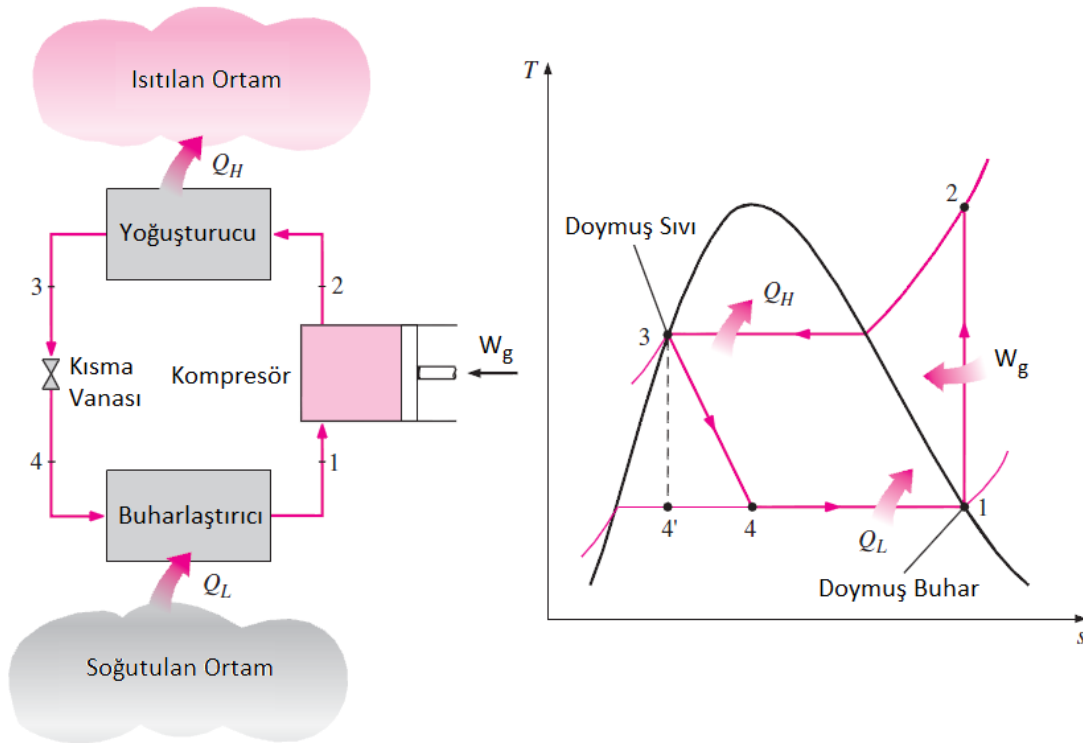
Şekil 2.5 : Örnek emme susturucusu ve valf tablası.

Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru olan hareketine başlar başlamaz egzoz yaprağı, egzoz kanalını kapatır. Silindir içindeki basıncın, egzoz basıncından küçük, susturucu içindeki basınçtan yüksek olması nedeniyle her iki valf yaprağı da kapalı konumdadır. Piston alt ölü noktaya yaklaştıkça silindir hacmi arttığından üst ölü hacimde kalan artık soğutkan genişler. Silindir içindeki akışkanın basıncı, emme susturucusu içindeki basınçtan daha düşük olduğunda, emme susturucusu deforme olarak emiş kanalını açar ve akışkan emme susturucusunun içinden silindire emilir. Piston alt ölü noktaya varmak üzereyken emme susturucusunun çevresindeki basınç dengelenir ve baskın hale gelen atalet kuvvetleri yaprağı deforme ederek emme hattını kapatır. Kompresörün bir çevrimi bu şekilde tamamlanmış olur.

2.3 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

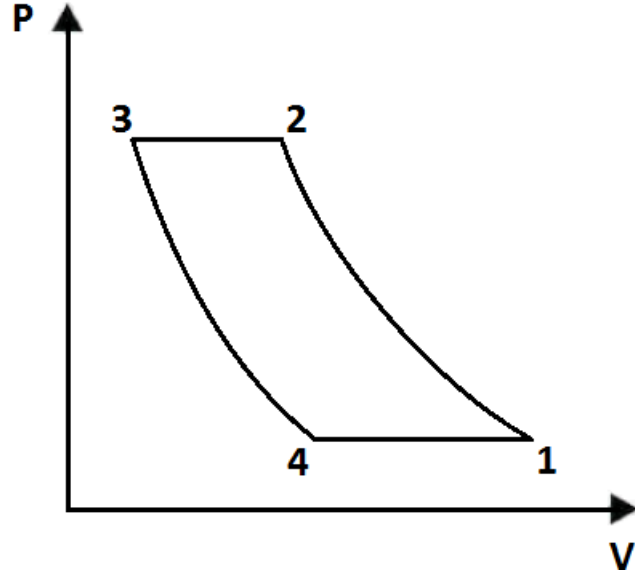
Buzdolapları; gıdaların uzun süre bozulmadan muhafaza edilmesi için tasarlanmış, bir ısı pompası ile ısının ortam sıcaklığının altında tutulması istenen ısı yalıtımlı bölmeden, buzdolabının bulunduğu dış ortama aktarılmasını sağlayan soğutma ürünleridir. Bilindiği üzere ısı geçişi, sıcaklığın yüksek olduğu ortamdan düşük olan ortama doğru gerçekleşir. Buzdolaplarında olduğu gibi bunun tersi ısı pompaları ile sağlanmaktadır (Boles ve Çengel, 1996).

Isı pompaları termodinamik çevrimler ile çalışır ve buzdolaplarında genellikle buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Şekil 2.6'da sırasıyla ideal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi şeması ve çevrimin T-s diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 2.6 : İdeal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi (Boles ve Çengel, 1996).

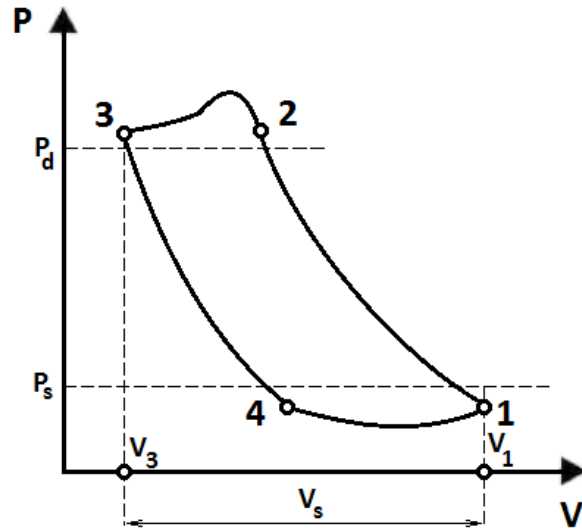
İdeal buhar sıkıştırılmalı termodinamik soğutma çevrimi 4 adımda gerçekleştirilmektedir. Bu adımlar sırasıyla soğutkanın izentropik sıkıştırılması (1-2), sabit basınçta tahliye edilmesi (2-3), izentropik genişletilmesi (3-4) ve sabit basınçta silindire alınmasıdır (4-1). Şekil 2.7'de ideal çevrimde kompresöre ait P-v diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, kompresöre ait P-v diyagramı (Cinisli, 2009).

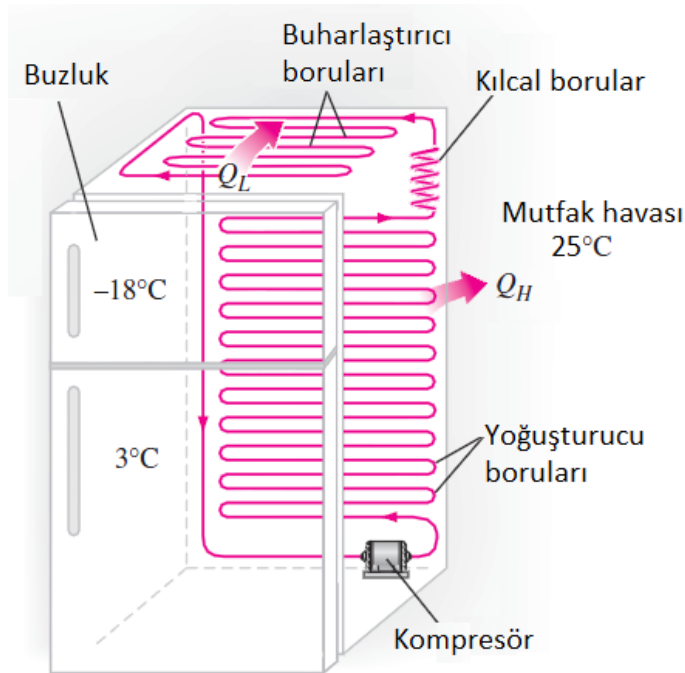
Pistonlu kompresörlerde ideal çevrim şartları göz önüne alındığında çevrimin başında piston alt ölü noktada bulunmaktadır. Silindir içindeki akışkan düşük basınçtadır. 1 – 2 konumları arasında, pistonun alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket etmesiyle tersinir adyabatik sıkıştırma işlemi gerçekleşmektedir. Çevrimin 2 – 3 konumları arasında piston, üst ölü noktaya doğru olan hareketine devam etmekte ve soğutkan sabit basınçta tahliye edilmektedir. Çevrimin 3 – 4 konumları arasında piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru harekete geçmekte ve böylece silindir içindeki soğutkanın tersinir adyabatik genişlemesi sağlanmaktadır. Son adımda ise soğutkan sabit basınçta silindir haznesine alınır. Pistonun alt ölü noktaya varmasıyla çevrim tamamlanmış olur.

İdeal olmayan soğutma çevriminde ise özellikle valf yaprak ve portlarında gerçekleşen basınç kayıpları, üst ölü hacminde kalan artık soğutkan, emme susturucusu, valf ve silindir bölgelerinde çalışma esnasında ısınmış olan bileşenler ve silindir bölgesinden emme susturucusuna olan ters akış nedeniyle soğutkana transfer olan ısı gibi tersinmezlikler meydana gelmekte ve kompresöre ait P-v diyagramı Şekil 2.8'deki gibi gerçekleşmektedir.



Şekil 2.8 : İdeal olmayan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, kompresöre ait P-v diyagramı (Cinisli, 2009).

Kompresöre ait gerçek (ideal olmayan) soğutma çevrimi P-v diyagramında 1 - 2 noktaları arasında soğutkanın sıkıştırılması işlemi gerçekleşmektedir. Bu aralıkta her iki valf yaprağı da kapalı konumdadır. Silindir 2 noktasına vardığında egzoz portu açılmıştır, ancak valf yaprağının mükemmel olmaması, valf yaprağı atalet kuvvetlerinin karşı basınç yaratması sebebiyle soğutkan, 2 - 3 aralığında egzoz basıncından yüksek basınçta tahliye edilmektedir. Şekil 2.9'da örnek bir buzdolabı şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.9 : Buzdolabı soğutma sistemi elemanları (Boles ve Çengel, 1996).

Sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltileen soğutkan, kompresörden çıkarak yoğuşturucu borularına iletilir. Yüksek sıcaklıktaki akışkanın ısısının bir kısmı kondenser görevi gören bu borularda ortama transfer olur. Soğutkan, kısma vanası görevi gören kılcal borulardan geçirilerek basıncı ve sıcaklığı düşürölür. Buzluk bölgesine yerleştirilmiş buharlaştırıcı borularına, istenen buzluk sıcaklığından daha düşük sıcaklıkta giren soğutkan, bu borular içinde dolaştırılarak ısıyı buzluktan çekerek soğutma işlemini gerçekleştirir. Basıncı ve sıcaklığı normal mertebelere inmiş olan soğutkan tekrar kompresöre alınır. Akışkanın kompresöre alınması, gerçek soğutma çevrimi P-v diyagramında 3 - 1 aralığında ifade edilmektedir. 3 - 4 noktaları arasında üst ölü hacimde kalan artık gaz, pistonun alt ölü noktaya doğru hareketi ile genişletilir. Bu sırada tüm valf yaprakları kapalı konumdadır. 4 - 1 noktaları arasında ise emme valfinin deformasyonu sayesinde emme portu açılır ve yaklaşık sabit basınçta soğutkanın silindire emilmesi sağlanır. İdeal çevrimden farklı olarak, egzoz periyotunda olduğu gibi bu sefer de emme valfinin atalet kuvvetlerinin yarattığı karşı basınç, emme portunun idealden daha düşük basınçta açılmasına neden olur ve böylece sisteme verilmesi gereken enerji ideal duruma göre yükselmiş olur.

2.4 Literatürdeki Çalışmalar

Emme susturucusu, gürültü seviyesinin kontrol edilmesi açısından önemli bir pistonlu kompresör elemanıdır. Bu bağlamda pek çok araştırmacı emme susturucusu ile ilgili yüksek performans ve düşük gürültü seviyesini sağlamak için çalışmaktadır.

Hermetik pistonlu kompresörlerde emiş bölgesinde ve emme susturucusu içerisindeki basınç çalkantısı hem gürültüye neden olmakta hem de soğutma performansına negatif etkide bulunmaktadır. Bu nedenle gürültü seviyesinin hem performans hem de konfor açısından minimum seviyede tutulması gerekmektedir (Lee ve diğ., 2002).

Choi ve diğ. (2000), emme susturucusunda optimum tasarımı sağlamak için, emme susturucusu içindeki gaz akışını ve ses alanını analiz ederek optimizasyon çalışması yapmışlardır. Aynı çalışmada gürültünün güç spektrumu incelenerek tek veya çift hazneli emme susturucusunun gürültü seviyesini azaltmada kullanılabileceğı gösterilmiştir.

Sarioğlu ve diğ. (2012), emme susturucusu içerisindeki soğutkan akışını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Zamana bağlı akış analizlerinde emme susturucusu kanal bölgesinin tasarımının, toplam basınç düşüşünün azaltılmasında önemli bir rol oynadığını gösterilmiştir. Bu çalışmada soğutkanın egzoz periyodu boyunca, emme susturucusu çıkış kesitinden, emme susturucusuna doğru ters akış oluştuğu belirtilmiştir.

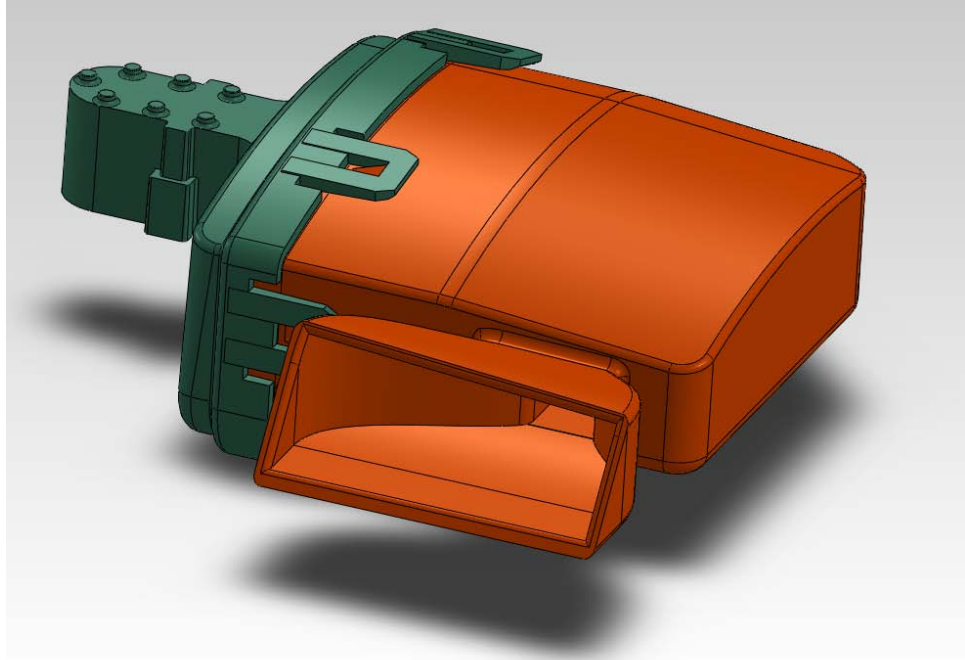
Nakano ve Kinjo. (2008), hermetik pistonlu kompresörlerin yağlama sistemi ve emme susturucusunun da dahil olduğu bazı bileşenlerindeki akışkan hareketini sayısal olarak modellemiştir. Analizlerde, üç boyutlu, zamana bağlı, sıkıştırılabilir, viskoz akış, ticari bir akış çözücüsü ile hesaplanmıştır. Silindir içerisindeki basınç değişimleri sınır koşulu olarak kullanılmıştır. Bu hesaplamalar emme susturucusu içerisindeki kütleli debinin ısı ve basınç kayıpları nedeniyle arttığını göstermiştir.

Pereira ve diğ. (2008), buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlerin performansını sayısal olarak incelemiş ve deneysel verilerle doğrulamıştır. Valf ve pistonun hareketi, hareketli çözüm ağı içerisine dahil edilmiş olup zamana bağlı hesaplamalarda valf ve akış dinamiği eş zamanlı ve bağlı olarak çözülmüştür.

3. SAYISAL İNCELEME

3.1 Giriş

Bu bölümde, üç boyutlu (3B) katı model geometrisi Arçelik A.Ş. tarafından sağlanmış olan, hermetik pistonlu buzdolabı kompresörlerinde kullanılan emme susturucusu içindeki soğutkan akışının, sayısal olarak incelenmesi için gerçekleştirilen tüm adımlar detaylı olarak anlatılmıştır. Şekil 3.1'de kullanılan emme susturucusu 3B katı modeli gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Emme susturucusu katı model geometrisi.

3.2 Matematiksel Model

HAD analizleri, çoğunlukla analitik çözümleri bulunmayan, doğrusal olmayan, bağlı denklem takımları ve karmaşık geometrilerde sayısal hesaplama imkanı vermeleri dolayısıyla son yıllarda gittikçe artan bir oranda kullanılmaktadır. Her hangi bir mühendislik problemini sayısal olarak çözmek için göz önüne alınan problemin matematiksel modelinin oluşturulması gerekmektedir. Genel itibari ile bir HAD

analizinin matematiksel modelinin oluşturulması ve sonuçlarının incelenmesi dört adımdan oluşmaktadır;

- **Akış hacminin oluşturulması:** İncelenilen parçanın üretimi için çizilen 3B katı model geometrileri, akış analizinde doğrudan kullanım için genellikle uygun değildir. Çoğu HAD uygulamasında kontrol hacmi, parça katı geometrisi içinde kalan ya da etrafını çevreleyen akışkan ortamı kapsamaktadır. Bu yüzden akışkanın doldurduğu hacmin geometrisi elde edilmelidir. Üretim için çizilen katı geometrisinde parçalar arasındaki uzunluk toleransları nedeniyle bırakılmış boşluklar, keskin kenar bırakmamak için verilmiş küçük radyuslar, cıvata başları ya da parça üzerindeki amblem yükselti veya girintileri gibi akış karakteristiğini etkilemeyeceği düşünülen geometrik detaylar, oluşturulacak çözüm ağının basitleştirilmesi amacıyla temizlenip, HAD analizine uygun hale getirilir.
- **Çözüm ağının oluşturulması:** HAD analizine uygun hale getirilen akışkan geometrisi üzerine, incelenen akış olayını ifade eden ayrıklaştırılmış yönetici denklemlerin sayısal olarak çözülebilmesi için, çözüm ağı oluşturulur. Çözüm ağının, akış gradyanlarının yüksek olduğu bölgelerde sık olması ve çözüm ağını oluşturan elemanların düşük çarpıklık seviyesinde (low skewness) bulunması gerekmektedir. Ayrıca herhangi bir HAD analizinde, sonuçların oluşturulan çözüm ağından bağımsız olması sağlanana kadar, çözüm ağı üzerinde iyileştirme ve sıklaştırma yapılır.
- **Akış modelinin oluşturulması ve çözümü:** Geometri ve çözüm ağının, doğrusal denklem sistemine dönüştürüldüğü ve çözümün gerçekleştirildiği adımdır. Bu adımda çözümü etkileyecek zaman adımı, kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri, çözülecek denklemler, yakınsama kriterleri, sınır şartları vb. parametreler modele tanıtılır. Başlangıç şartı tanımlanarak model, çözüme hazır hale getirilir. Analiz başlatılarak, ilgilenilen tüm parametreler yakınsayana ya da belirlenen maksimum iterasyon değerine veya zaman adımına ulaşılanaya kadar analiz sürdürülür.
- **Sonuçların görselleştirilmesi (post process, visualization):** Oluşturulan çözüm ağındaki her bir eleman için elde edilen parametrelerin bulunduğu veri dosyaları, bir görselleştirme yazılımına aktararak grafikler, akım çizgileri,

vektör ve skaler büyüklükler gibi kullanıcı tarafından yorumlanabilir görsellere dönüştürülür.

Tez kapsamında daimi ve daimi olmayan, *sıkıştırılabilir, türbülanslı* akış modelleri sayısal olarak incelenmiştir. Bunun için üç boyutlu kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri, türbülans modeli ve ideal gaz denklemi sayısal olarak çözülmüştür. Modelde kullanılan yönetici denklemler, denklem 3.1-3.9'da gösterilmiştir (Ansys-Fluent, 2011).

Kütlenin korunumu;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

Momentumun korunumu;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (3.2)$$

$$\tau_{ij} = \mu^* \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad ; \quad \mu^* = \mu + \mu_t \quad (3.3)$$

Enerjinin korunumu;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho C_p u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda^* \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3.4)$$

$$\lambda^* = \lambda + \lambda_t \quad (3.5)$$

Realizable k-ε türbülans modeli;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_m - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ &+ \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_1 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{,j} S_{,j}} \quad (3.8)$$

İdeal gaz denklemi;

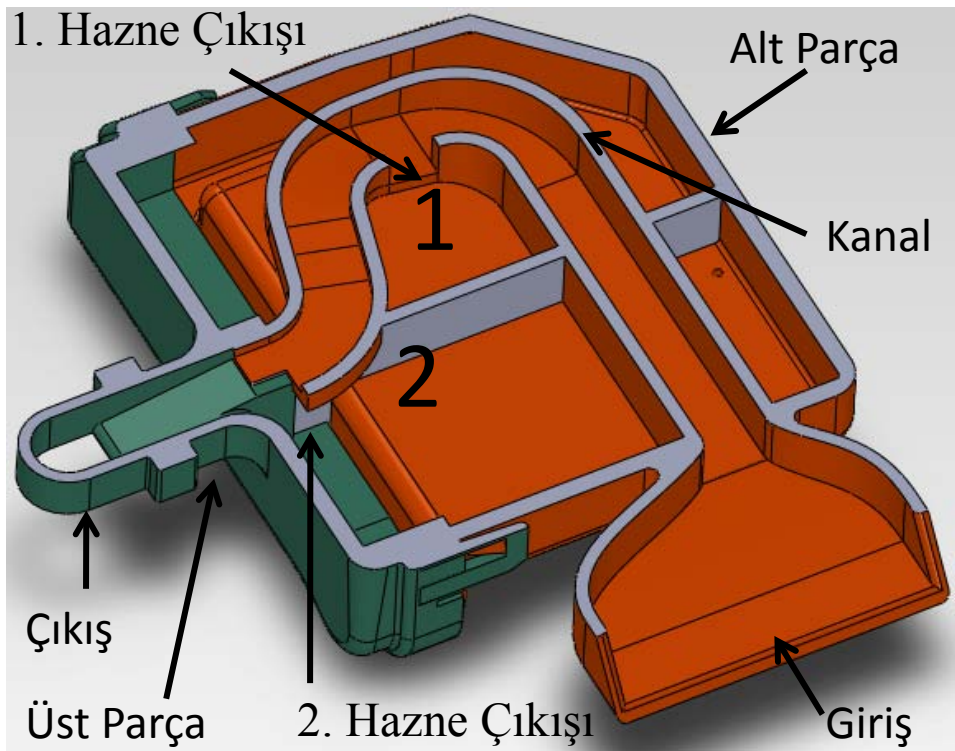
$$P = \rho RT \quad (3.9)$$

3.3 Daimi Akış Analizleri

Bu kısım mevcut deneysel verileri esas alarak, validasyon amaçlı ve sayısal model ve çözüm yöntemleri konusunda deneyim kazanmak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Bir önceki bölümde bahsedilen geometrinin akışa uygun hale getirilmesi, çözüm ağının optimize edilmesi ve model ve sayısal parametrelerinin belirlenmesi için analizler ilk olarak zamandan bağımsız (daimi) olarak gerçekleştirilmiştir.

3.3.1 Akış hacminin oluşturulması

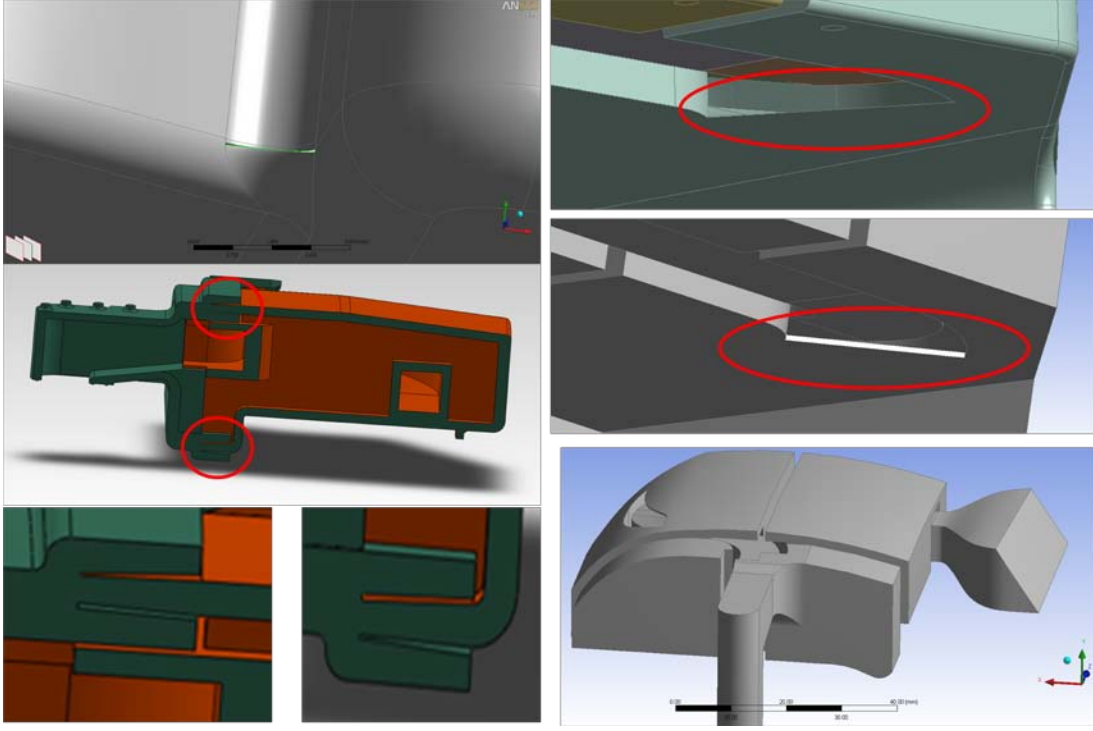
Arçelik A.Ş. tarafından sağlanmış olan emme susturucusu geometrisi parasolid dosya formatında alınmış ve içindeki akışın, HAD analizleriyle incelenebilmesi için gereken geometrik müdahalelerin gerçekleştirilmesi için, “Ansys Designmodeler” yazılımına aktarılmıştır. Şekil 3.2’de emme susturucusu kesit görseli sunulmuş, tez boyunca bahsedilecek kesit ve hacimler adlandırılmıştır.



Şekil 3.2 : Emme susturucusu katı model geometrisi orta kesit görseli.

Emme susturucusu geometrisini HAD analizlerine uygun hale getirmek için aşağıdaki işlemler gerçekleştirilmiştir;

- Parasolid dosyası olarak alınan susturucu geometri dosyası, biri katı (üst parça) diğeri yüzey (alt parça) geometrisi olmak üzere 2 parçadan oluşmaktadır.
- Alt parçadaki susturucu yırtık yüzeyleri gibi bozuk geometri öğeleri tamir edilerek geometrinin tamamı katı parça haline getirilmiştir.
- Katı modelde var olan ancak akışkan hacimde hesaplanması sonucu etkilemeyecek boşluklar, mümkün olan minimum değişikliklerle kapatılmıştır.
- Katı modelin giriş ve çıkış kesitleri kapatılarak doldurulmuş ve akışkan hacmi oluşturulmuştur.
- Akışkan hacmi üzerindeki, iç içe geçmiş kenar eğrileri (radius) gibi bozuk kenarlar onarılmıştır.
- Geometrinin boyutlarına oranla çok küçük yarıçaplı kenar eğrileri keskin kenarlar haline getirilmiştir.
- Çok dar açılarla birleşen sivri köşeler kütleştirilmiştir.
- Gözle fark edilemeyecek kadar küçük, problemli bölgeler analiz araçları ile temizlenmiştir.
- Çıkış kesiti, emme portu ve silindir bölgesini temsil edecek şekilde bir miktar uzatılmıştır.
- Kaliteli bir çözüm ağı oluşturabilmek için, geometri uygun görülen yerlerden kesilerek çok sayıda bölgeye ayrılmıştır.

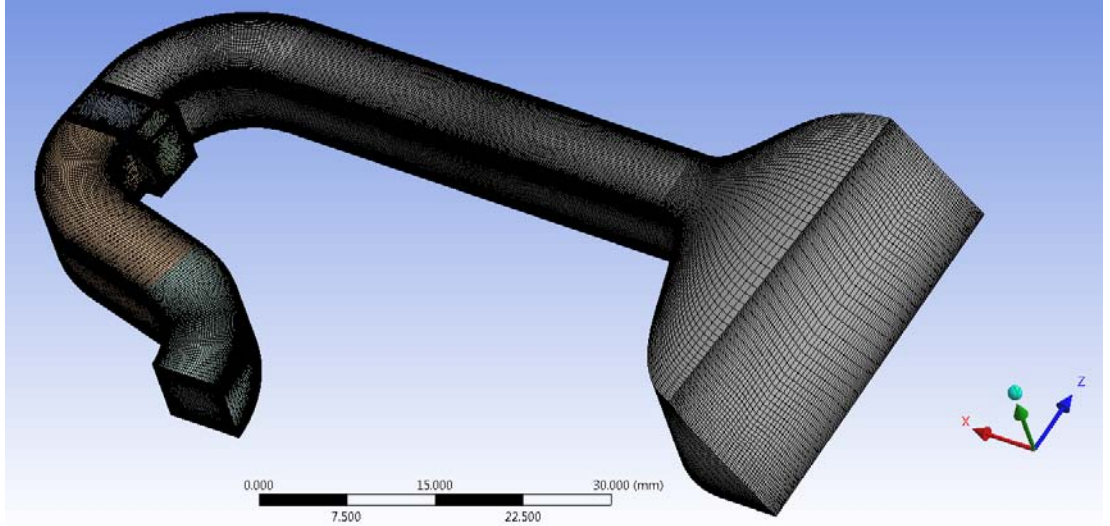


Şekil 3.3 : Emme susturucusu akış hacminin oluşturulması adımları.

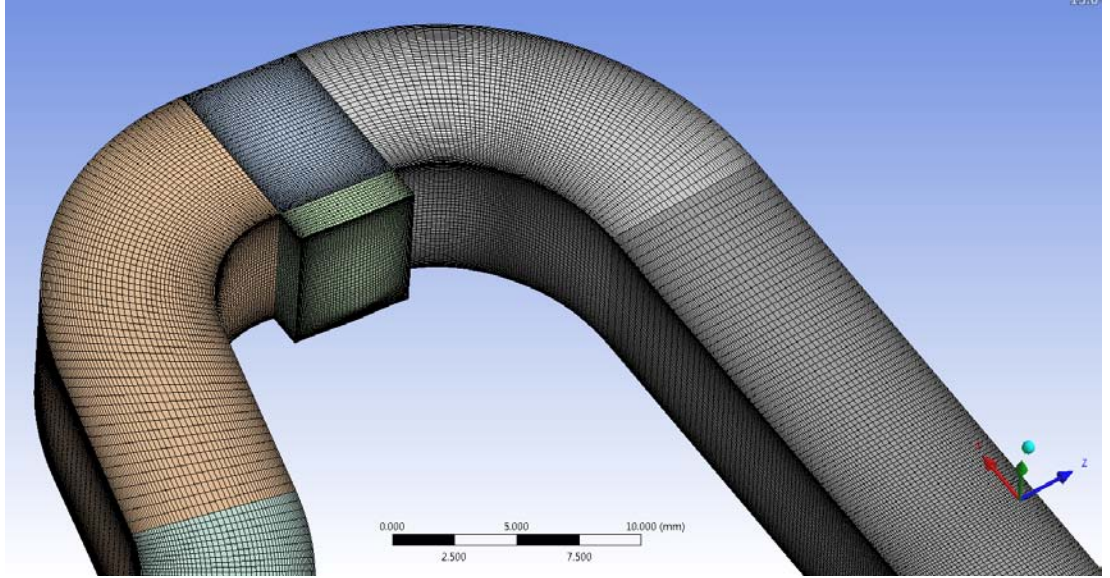
3.3.2 Çözüm ağının oluşturulması

Karmaşık geometriye sahip akış hacimlerinde, HAD analizi için çözüm ağları oluşturmanın en basit yolu, yapısal olmayan, eş boyutlu elemanlar kullanmaktır. Cidar ve jet civarı gibi akış parametreleri gradyenlerinin görece büyük olduğu bölgelerde sık bir çözüm ağına ihtiyaç duyulurken, cidarlardan uzak bölgelerde daha kaba bir ağ yapısı yeterli olmaktadır. Geometrinin tamamında çok sık bir çözüm ağı kullanmak pratik olmamaktadır.

Altı yüzlü (hexahedral) elemanlardan oluşan yapısal çözüm ağının, eş sayıda dört yüzlü (tetrahedral) elemanlardan oluşan, yapısal olmayan çözüm ağına göre daha iyi sonuç verdiği de bilinen bir durumdur. Ancak, karmaşık geometrilerin tamamında yapısal çözüm ağı oluşturmak her zaman mümkün ve/veya pratik olmamaktadır. Geometrik müdahale adımı kaliteli çözüm ağı oluşturmak için ayrılmış giriş ve kanal bölgeleri geometrik olarak uygun oldukları için, bu bölgelerde yapısal çözüm ağı oluşturulmuştur. Şekil 3.4 ve 3.5'te, giriş ve kanal bölgeleri yapısal çözüm ağı örneği sunulmuştur.

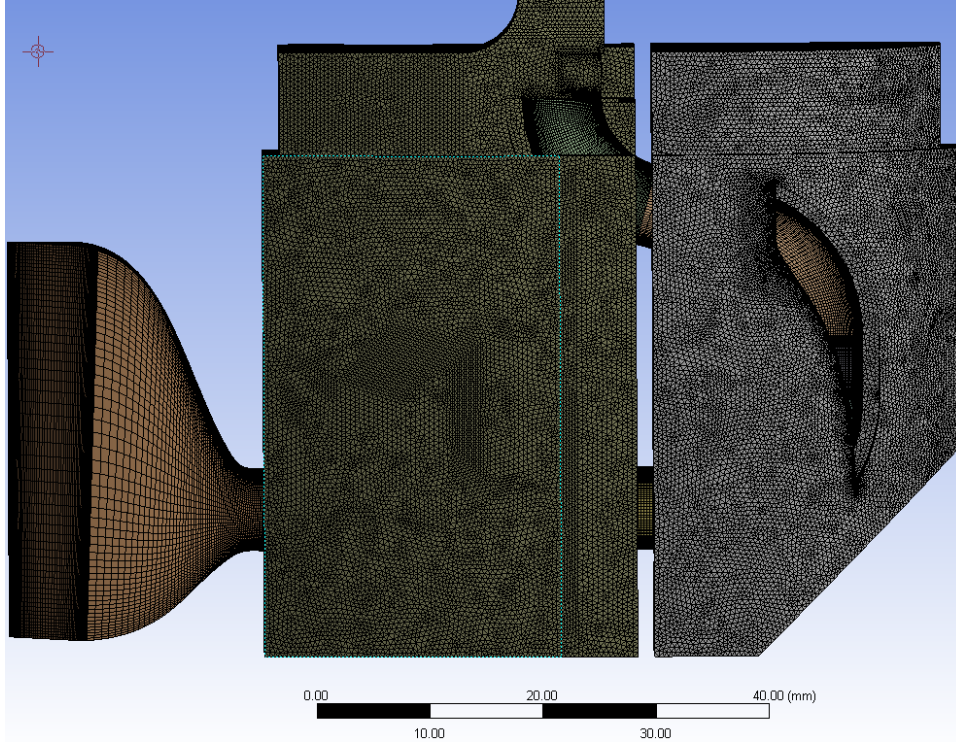


Şekil 3.4 : Emme susturucusu kanal bölgesi yapısal çözüm ağı.

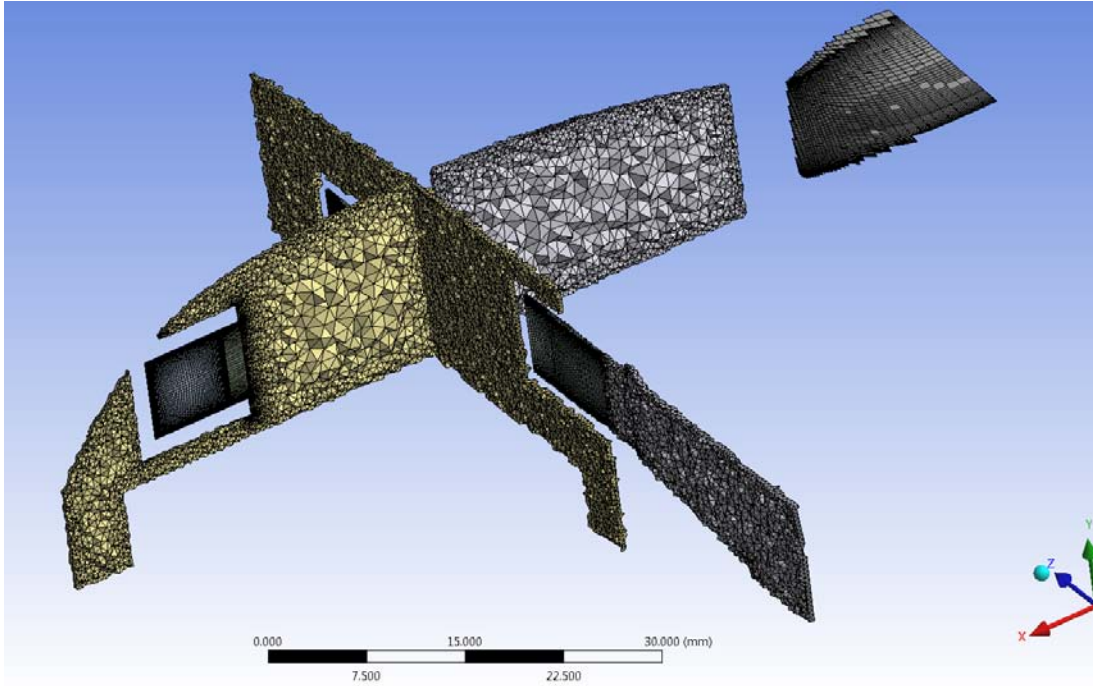


Şekil 3.5 : Emme susturucusu yapısal çözüm ağı detay görseli.

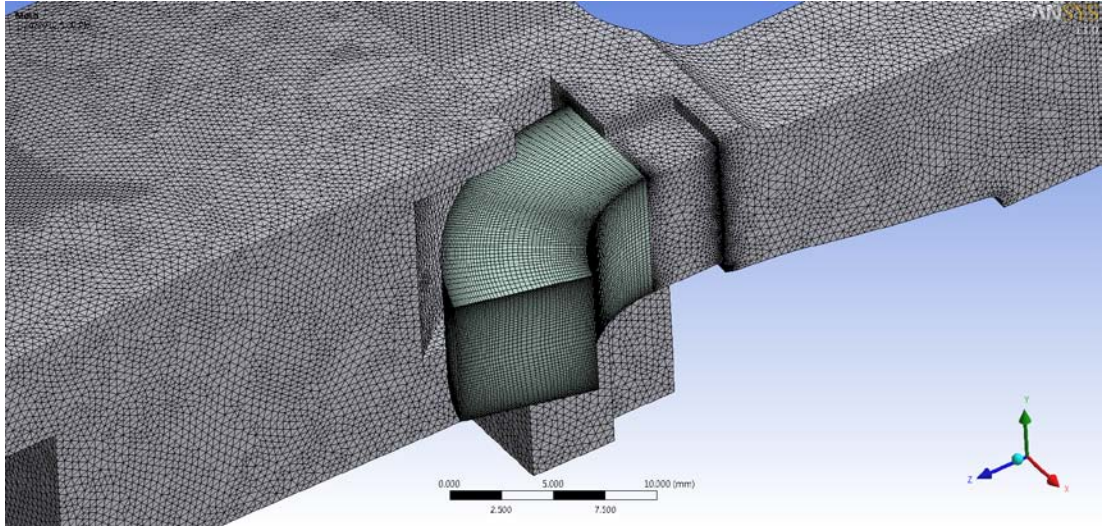
Yapısal çözüm ağının olduğu akış hacimlerinde cidara yakın, akışın yön değiştirdiği, 1. ve 2. hazne (bkz. Şekil 3.2) çıkış kesiti gibi jet akışının oluşması beklenen bölgelerde çözüm ağı sıklaştırılmıştır. Kalan bölgelerin tamamında dörtyüzlü “tetrahedral” elemanlar kullanılmıştır. Yapısal olsun ya da olmasın, geometrinin tamamında cidara yakın bölgelerde sık çözüm ağı gerektiği için yapısal olmayan bölgelerde bu durum, yüzey çözüm ağı boy ölçeği sınırlandırılarak sağlanmıştır. Şekil 3.6-3.10'da emme susturucusunun farklı kesitlerindeki çözüm ağı sunulmuştur.



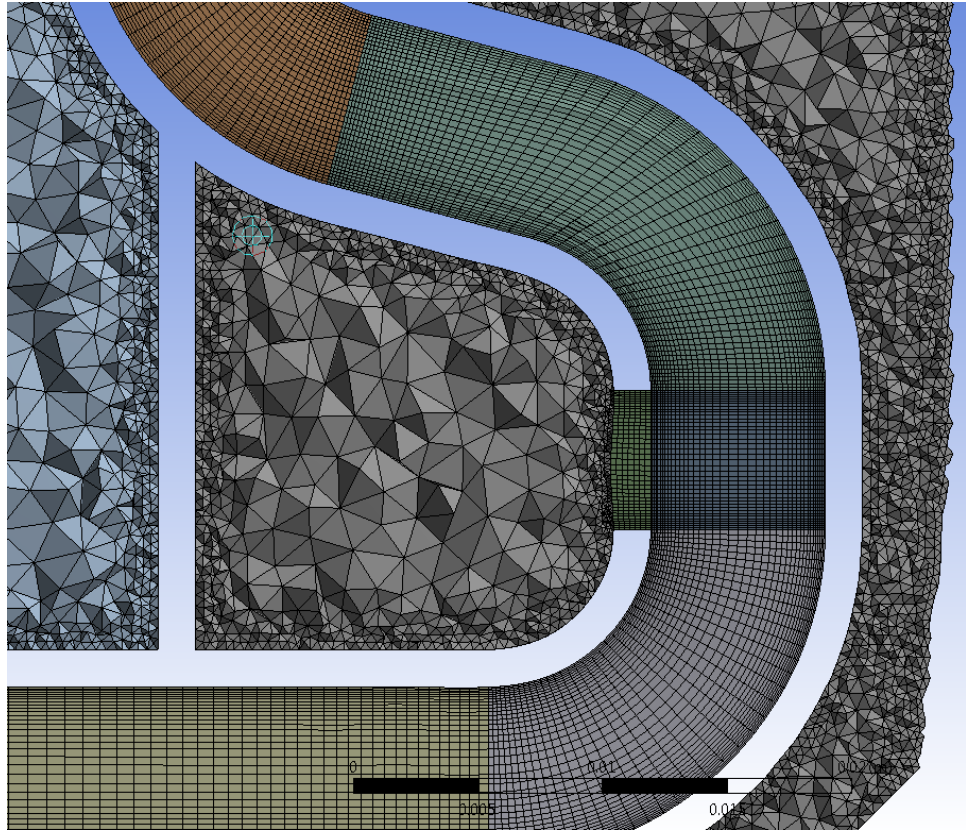
Şekil 3.6 : Emme susturucusu çözüm ağı dış görünüşü.



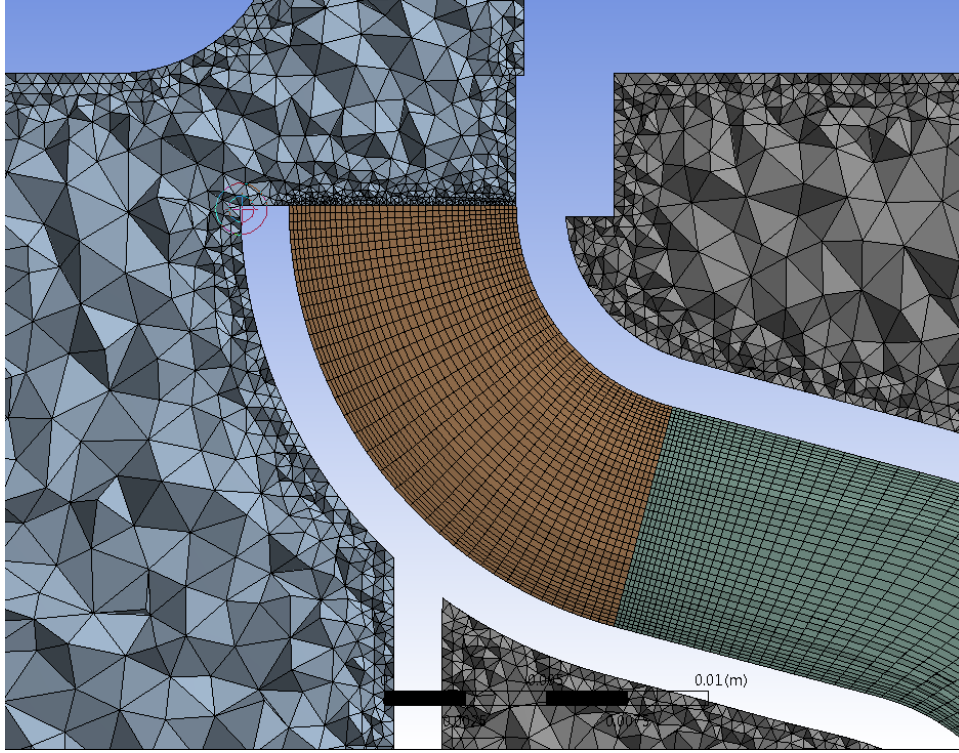
Şekil 3.7 : Emme susturucusu çözüm ağı kesit görseli.



Şekil 3.8 : Emme susturucusu yapısal ve yapısal olmayan çözüm ağı birleşim bölgesi.

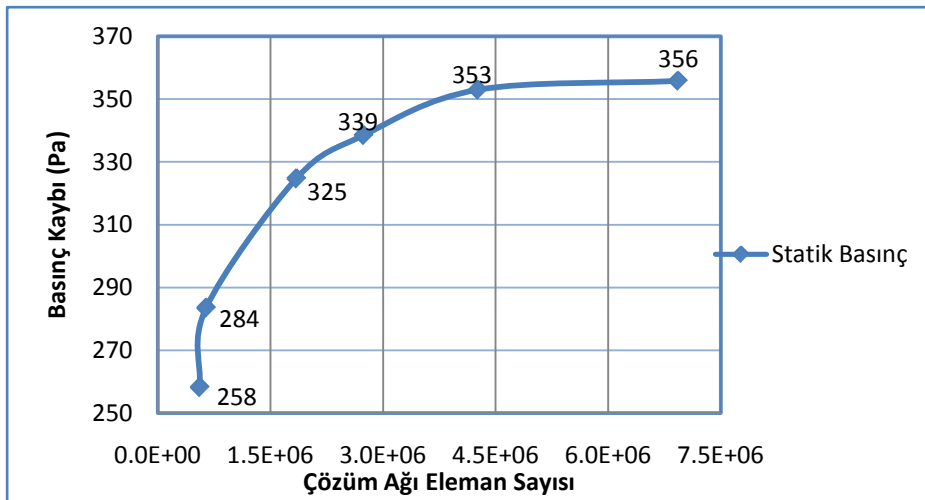


Şekil 3.9 : Emme susturucusu kanalı ve 1. hazne çıkış kesiti civarındaki çözüm ağı detay görseli.



Şekil 3.10 : Emme susturucusu 2. hazne çıkış kesiti ve kanal sonu civarındaki çözüm ağı detay görseli.

Analizlerin çözüm ağından bağımsızlığını göstermek için eleman sayıları yaklaşık 500.000 ile 7.000.000 arasında değişen 6 farklı çözüm ağı oluşturulmuştur. Bu çözüm ağlarının kullanıldığı, sabit giriş kütleli debisi ve sabit çıkış basıncı altında HAD analizleri gerçekleştirilmiş, giriş-çıkış kesitleri arasındaki basınç farkı deneysel verilerle validasyon amaçlı karşılaştırılmıştır. Şekil 3.11'de farklı çözüm ağları için eleman sayısı-basınç farkı grafiği verilmiştir (Yapılan analizlerle ilgili detaylar bölüm 3.3.3'de anlatılmıştır).



Şekil 3.11 : Çözüm ağı eleman sayısı – basınç kaybı grafiği

Kullanılan tüm çözüm ağlarında maksimum çarpıklık seviyesi 0.90'ın altında tutulmuştur. Şekil 3.11 de sunulan sonuçlara bakarak 4.200.000 elemanlı çözüm ağı, analizler için yeterli bulunmuş ve tüm analizlerde bu çözüm ağı kullanılmıştır.

3.3.3 Daimi akış analizleri

Zamana bağlı analizlere başlamadan, analiz süresinin daha kısa olması ve akışın geneli hakkında yeterince fikir vermesi amacıyla zamandan bağımsız analizler yapılmıştır. Analizlerde kullanılan sınır şartları Arçelik A.Ş. tarafından deneysel verilerden sağlanmıştır. Giriş sınır şartı olarak (mass flowrate) sabit kütleli debi, çıkış sınır şartı olarak sabit basınç (pressure outlet) verilmiştir. Cidarlarda kaymama koşulu (no-slip) uygulanmış ve adyabatik olarak dikkate alınmıştır. Kompresör içi mutlak basıncı 62400 Pa olarak verilmiş ve ortam basıncı olarak kullanılmıştır. Akışkan olarak izobütan (R600a) kullanılmış ve ideal gaz kabulü yapılmıştır. Hava ile karşılaştırmalı olarak izobütana ait termodinamik özellikler ve daimi akış analizlerinde kullanılan sınır şartları, sırasıyla Çizelge 3.1 ve 3.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1 : İzobütanın termodinamik özellikleri.

	İzobütan (R600a)	Hava
Yoğunluk (ρ)	İdeal Gaz ($\sim 1.35 \text{ kg/m}^3$)	1.225 kg/m^3
Özgül Isı (C_p)	1911 J/kg K	1006.4 J/kg K
Isıl İletkenlik (k)	0.022492 W/m K	0.0242 W/m K
Dinamik Viskozite (μ)	$8.7205e-06 \text{ kg/m.s}$	$17.894e-06 \text{ kg/m.s}$
Molekül Ağırlığı (M)	58.122 kg/kg-mol	28.966 kg/kg-mol

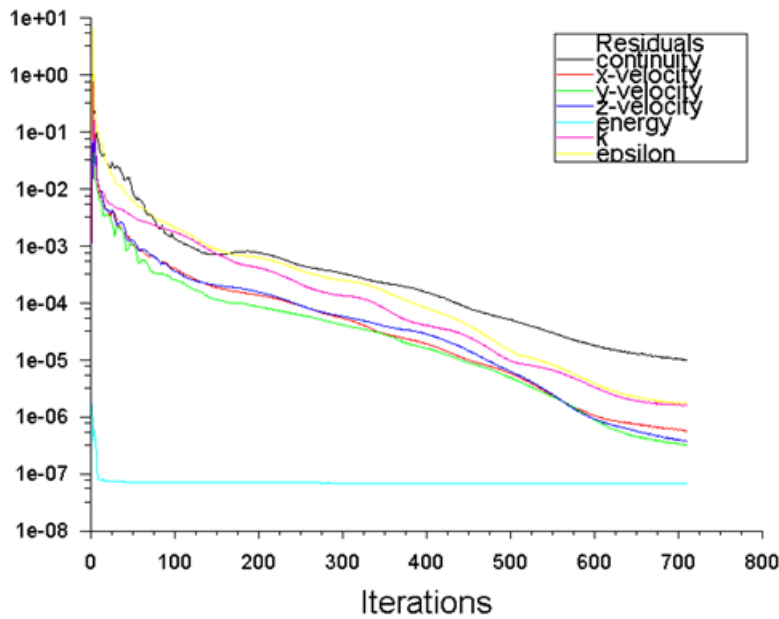
Çizelge 3.2 : Daimi akış analizlerinde kullanılan sınır şartları

Sınır Şartları		
Giriş	Kütleli Debi	0.000857 kg/s
Çıkış	Mutlak Basınç	62400 Pa
Giriş - Çıkış	Sıcaklık	$322.5 - 341 \text{ K}$
Duvarlar	Isı Akısı	Adyabatik $\text{W/m}^2 \text{ K}$

Sınır şartı değerleri için giriş kesitinde; 0.000857 kg/s kütleli debi değeri, 322.5 K giriş sıcaklığı, %10 türbülans şiddeti (turbulence intensity), 0.02 m hidrolik çap ve çıkışta; 0 Pa etkin basınç, 0.000857 kg/s hedef kütleli debi değeri (target mass-flow), 341 K ters akış sıcaklığı, %10 ters akış türbülans şiddeti, 0.008 m hidrolik çap girilmiştir. Giriş kütleli debi değeri, yüksek kapasiteli kompresörlerin debi değeridir ve ilgilenilen emme susturucusu bu tip kompresörlerde kullanılmamaktadır. Ancak

yüksek debi değeri, akış parametreleri gradyenlerinin şiddetini arttırdığı için karşılaşılabilecek problemlerin genliğini de yükseltmektedir. Çözüm ağı optimizasyonu ve daimi HAD analizi sonuçları, aynı zamanda bir güvenlik faktörü işlevi gördüğü için verilen yüksek debi değerinde gerçekleştirilmiştir.

Yakınsama kriteri olarak tolerans değeri tüm değişkenler için “1e-05” kullanılmıştır. Analizlerde realizable k-ε türbülans modeli, non-equilibrium duvar fonksiyonu (wall function) kullanılmıştır. Akışa etkilerinin ve aralarındaki farkların incelenmesi amacıyla “standart” ile “non-equilibrium” duvar fonksiyonlarının ve k-ε ile k-ω SST türbülans modellerinin kullanıldığı 4 ayrı analiz yapılmıştır. Sonuçlar ayrıca; sınır şartları olarak, bulunan basınç düşümü değerlerinin kullanıldığı bir analiz ile kıyaslanmıştır. Son olarak ilgilenilen emme susturucusu gerçek debi değeri olan 0.000312 kg/s'lik kütleli debi değeri için k-ε türbülans modeli ve non-equilibrium duvar fonksiyonunun kullanıldığı bir analiz gerçekleştirilmiş ve sonuçlar incelenmiştir.



Şekil 3.12 : Daimi akış analizlerine ait tipik yakınsama eğrileri

Sürekli rejimde hesaplanması hedeflenen temel parametre, susturucu giriş ve çıkış arasındaki basınç kaybı olup, bu değer 0.000857 kg/s'lik debi için “353 Pa” ve 0.000312 kg/s'lik debi için “70 Pa” olarak hesaplanmıştır.

İdeal gaz yasasına göre yoğunluk ve sıcaklığın basınçla değişimini veren ifade denklem 3.10 ve 3.11 ile gösterilmiştir.

Yoğunluk değişimi;

$$\rho = \frac{P_{Mutlak}}{\frac{R}{M_w} T} \cong 1.354 \text{ kg/m}^3 \quad (3.10)$$

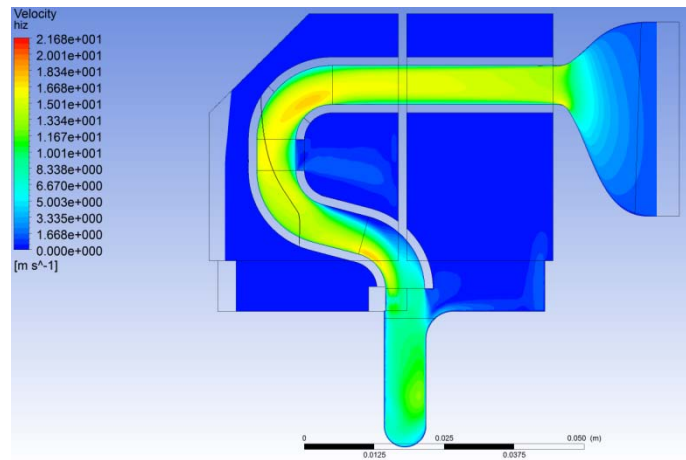
Sıcaklık değişimi;

$$T = \frac{P_{Mutlak}}{\frac{R}{M_w} \rho} \cong 322.5 \text{ K} \quad (3.11)$$

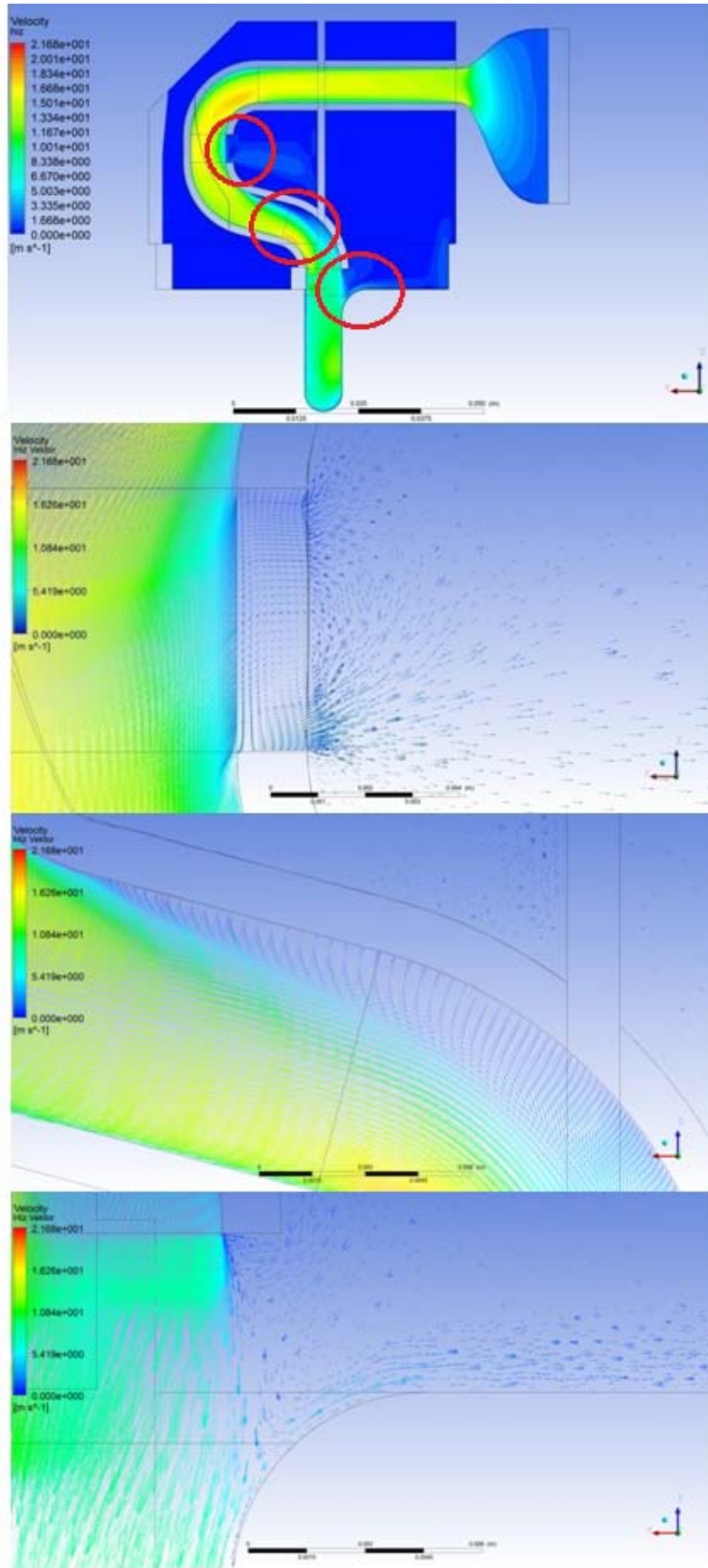
Giriş-çıkış kesitleri basınç farkının, ortam mutlak basıncına oranının düşük olması, ısı kaynağı ya da girdisi olmaması nedeniyle sürekli rejim akış analizlerinde yoğunluk ve sıcaklık değişimi tüm geometri boyunca önemsenmeyecek kadar azdır. Ortalama yoğunluk "1.35 kg/m³" ve ortalama sıcaklık "322.5 K" olarak hesaplanmıştır.

Basınç farkı ve yoğunluk değişimi çok düşük olduğundan, akış hacmi içinde ısı üretimi veya cidarlardan ısı girdisi olmaması nedeniyle sürekli rejim analizlerinde sıcaklık değişimi önemsenmeyecek kadar düşüktür.

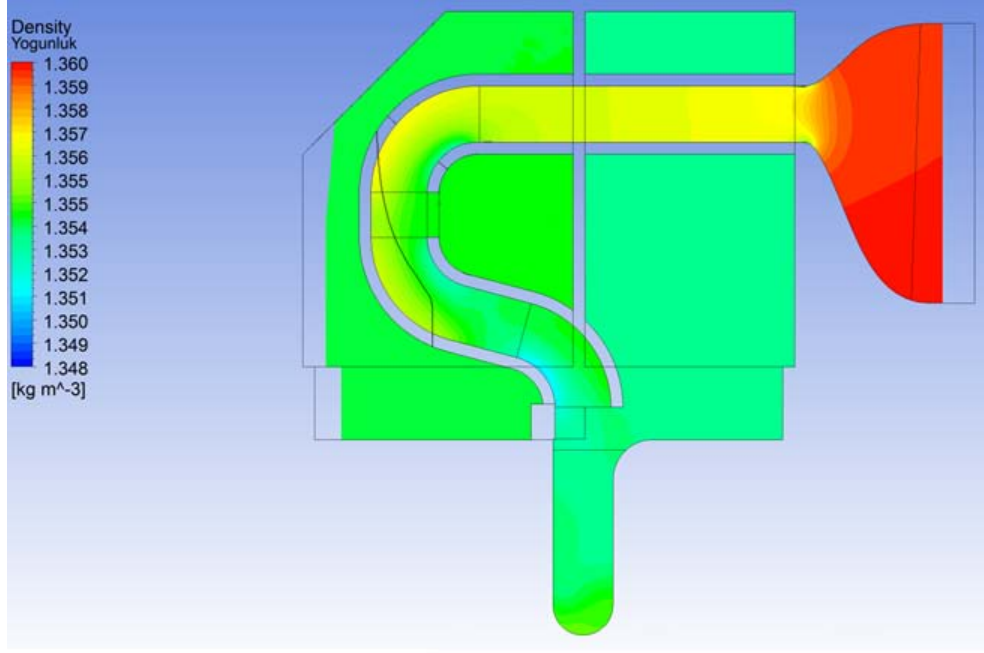
Şekil 3.13-3.16'da susturucu içerisindeki hız, basınç ve sıcaklık alanlarına ait sonuçlar verilmiştir. Özellikle, kanal çıkış kısmındaki son kıvrım bölgesinde çeperden ayrılmanın olduğu açıkça görülmektedir. Dolayısıyla bu bölgede tasarım değişikliğine gidilmesi uygun olacaktır. Bununla beraber, bu sonuçlar sadece sürekli rejim akış analizlerini içerdiğinden, susturucunun gerçek çalışma şekline daha uygun olan zamana bağlı akış analizleri yapıldıktan sonra, tasarım parametreleri tekrar değerlendirilmiştir.



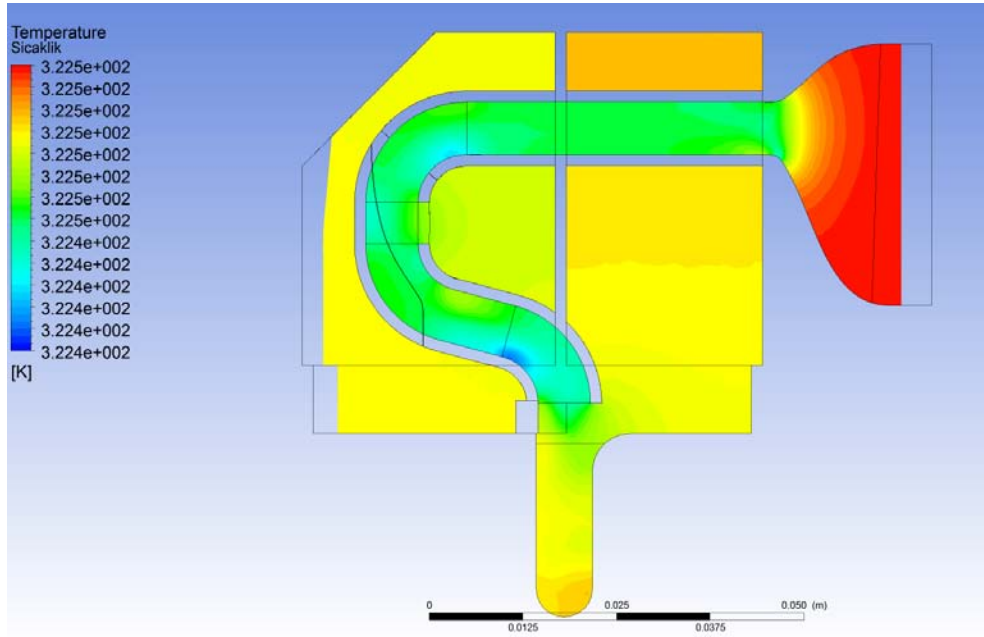
Şekil 3.13 : Daimi akış analizi sonuçları: orta kesit hız dağılımı



Şekil 3.14 : Daimi akış analizi sonuçları: kritik kesitlerdeki hız vektörleri



Şekil 3.15 : Daimi akış analizi sonuçları: yoğunluk dağılımı



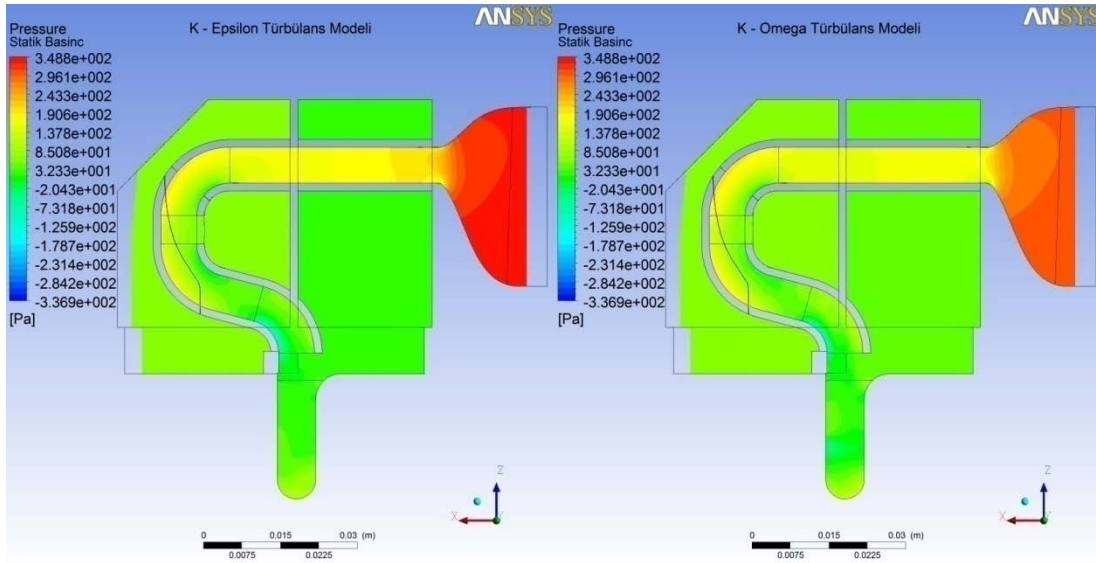
Şekil 3.16 : Daimi akış analizi sonuçları: sıcaklık dağılımı

Farklı duvar fonksiyonları ve türbülans modellerinde yapılan analizlerin sonuçları Çizelge 3.3 ve 3.4'de, basınç alanları ise Şekil 3.17-3.18'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Çizelge 3.3-3.4'de görüldüğü gibi k- ϵ ve k- ω türbülans modelleri çok benzer sonuç üretmekte ancak “non-equilibrium” duvar fonksiyonu sonuçları % 10 mertebesinde etkilemektedir. Elde edilen sonuçlara bakılarak zamana bağlı analizlerinde k- ϵ türbülans modeli ve “non-equilibrium” duvar fonksiyonu

kullanılmasına karar verilmiştir. Şekil 3.19 da ise, gerçek kompresör debisi olan 0.000352 kg/s değerinde analize ait hız ve vektör alanları gösterilmiştir.

Çizelge 3.3 : Farklı türbülans modellerinin basınç düşümüne etkisi.

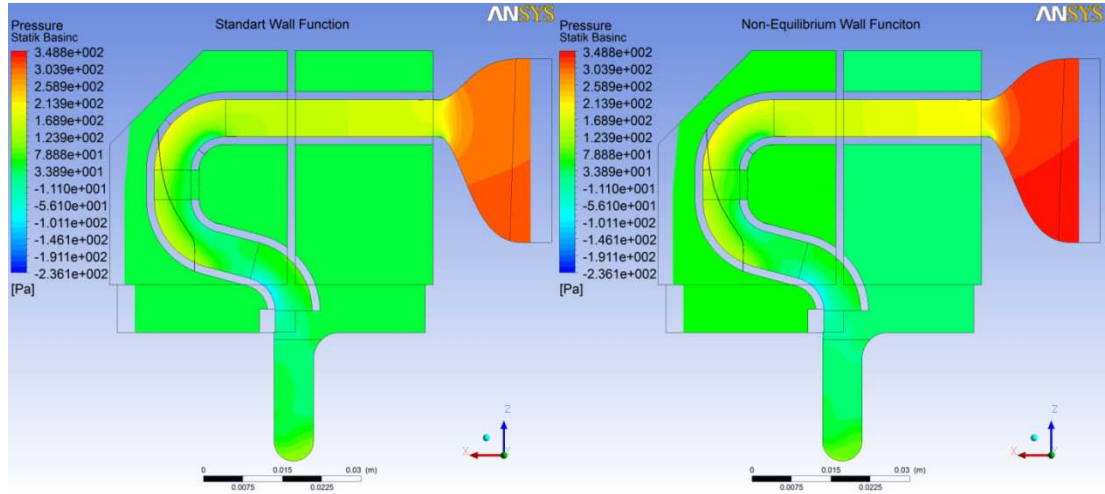
Türbülans Modeli	Statik Basınç [Pa]			
	Giriş	Çıkış	Fark	%
k- ϵ	337.2	-15.8	353	100
k- ω	301.8	-47.5	349.3	99



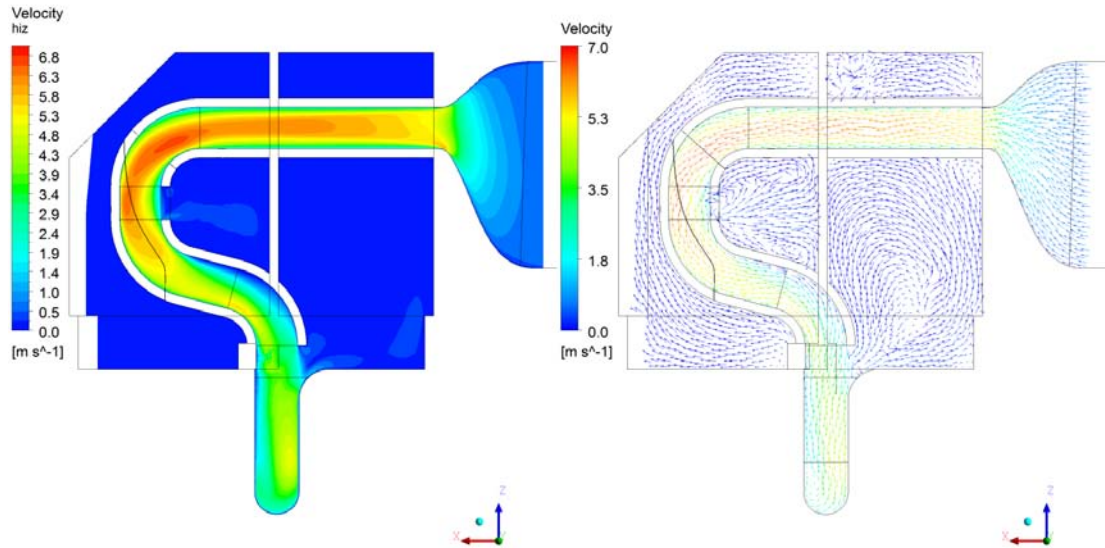
Şekil 3.17 : Türbülans modelinin basınç dağılımına etkisi

Çizelge 3.4 : Farklı duvar fonksiyonlarının basınç düşümüne etkisi.

Kütlesel Debi [kg/s]		Statik Basınç [Pa]			
$\dot{m}$	Duvar Fonksiyonu	Giriş	Çıkış	Fark	%
0.000857	Non-Equilibrium	337.2	-15.8	353	100
0.000857	Standart	305.3	-9.1	314.4	89.1



Şekil 3.18 : Duvar fonksiyonlarının sıcaklık dağılımına etkisi



Şekil 3.19 : Gerçek kompresör debisi akış analizleri: orta kesitteki hız alanı ve hız vektörleri

3.4 Zamana Bağlı Akış Analizleri

Hermetik pistonlu kompresörlerde akışkanın hareketi, pistonun eksenel hareketi ile sağlanmaktadır. Bu hareket periyodik olduğu için kompresör içindeki herhangi bir akış olayı gerçekte daimi olarak modellenemez. Akış genelde sabit bir genlik ve frekans değeri ile ifade edilemeyen basınç ve/veya debi salınımları şeklinde gerçekleşen pulsatif bir akış olarak gerçekleşmektedir. Bu yüzden modellenen sistemin gerçek davranışı için zamana bağlı analizlerin yapılması gerekmektedir. Kompresör emme susturucusu daimi rejim HAD analizlerinin devamı niteliğinde

olan bu bölümde, emme susturucusu içerisindeki akış, zamana bağlı olarak incelenmiştir.

Simülasyonlarda kullanılan kontrol hacmi, susturucu geometrisi ile sınırlandırılrsa da soğutkan; *piston ve valf yaprağı dinamiklerine bağlı olarak* hareket etmektedir. Emme portunun silindir ile birleştiği kesitte bulunan emme valf yaprağı, her iki yüzeyine etki eden basınç kuvvetleri etkisiyle deforme olarak, emme susturucusun silindir ile olan bağlantısını kontrol etmektedir. Piston, motordan aldığı tahrikle hareket ederken, silindir içindeki havanın genişlemesi veya sıkışmasını sağlamakta ve akışkanın valf yaprağı civarındaki basıncını değiştirmektedir. Bu bölümde emme susturucusunun zamana bağlı olarak modellenmesi, *valf ve pistonun yarattığı etkiyi taklit edecek*, zamana bağlı çeşitli basınç ve hız profillerinin kullanılmasıyla sağlanmıştır.

Susturucu emme sistemini tahrik eden motorun bir devirlik hareketi, sistemin bir periyotunu oluşturmaktadır. Yaklaşık 3000 d/dk ile dönmekte olan rotor için bu süre yaklaşık 20 ms'dir. Bir periyot için 360 eşit zaman aralığında ölçülmüş çıkış kesiti deneysel basınç verileri Arçelik A.Ş. tarafından sağlanmıştır. Sistemin zaman adımı olarak kullanılan 5.6786×10^{-5} s'lik zaman aralıkları, rotorun yaklaşık 1°'lik açısal hareketinde geçen süreye karşılık gelmektedir.

3.4.1 Sınır şartları

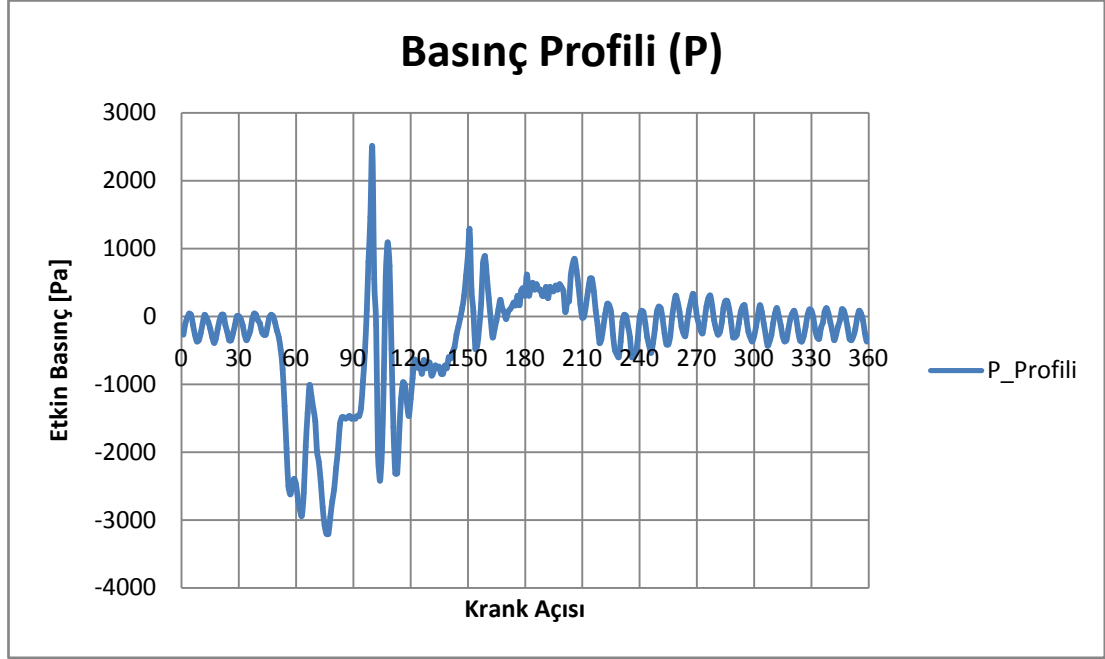
Duvar sıcaklıkları gibi daimi rejim analizlerinde dikkate alınmamış sınır şartları yerine, zamana bağlı analizlerde gerçek deneysel değerler kullanılmıştır. Giriş sınır şartı için sabit basınç, cidar sıcaklıkları için sabit sıcaklık ve çıkış kesiti için zamana bağlı basınç ve/veya hız profili kullanılmıştır. Sınır şartı olarak kullanılan değerler Çizelge 3.5'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.5 : Zamana bağlı akış analizlerinde kullanılan sınır şartları.

Giriş	Sabit Etkin Basınç	0 Pa
Çıkış	Zamana Bağlı Profil	-
Giriş - Çıkış	Sabit Sıcaklık	321.05 - 341 K
Duvarlar	Sabit Sıcaklık	331.65 K

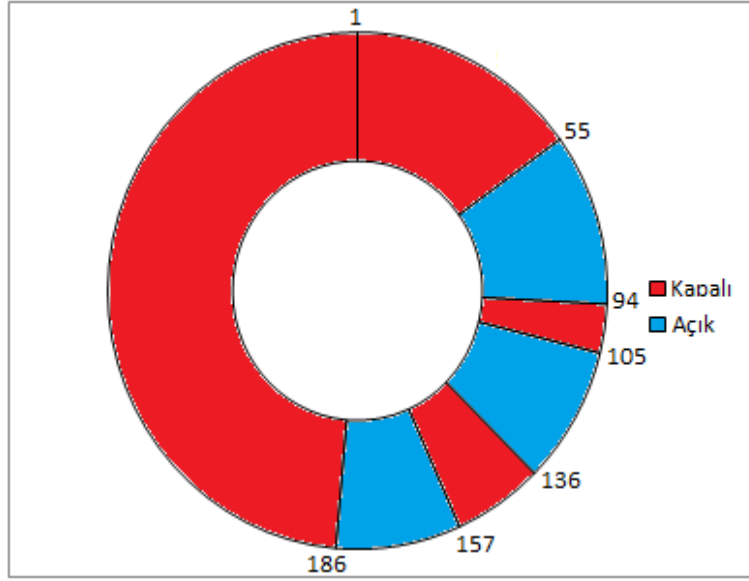
Bu çalışma kapsamında susturucu çıkış kesiti için 4 farklı basınç/hız profili kullanılmıştır. Bunlar aşağıdaki gibidir;

- 1) **P (Basınç) Profili:** İlk yaklaşımda çıkış kesiti sınır şartı; egzoz periyotunda valf yaprağının emme portunu kapatışı dikkate alınmaksızın, verilen basınç tablosu kullanılarak oluşturulan bir profil ile tanımlanmıştır. Arçelik A.Ş. tarafından deneysel çalışmalar kapsamında elde edilmiş zamana bağlı basınç değerleri, susturucu çıkış kesiti sınır şartı olarak kullanılmıştır. Şekil 3.20'de zamana bağlı bu deneysel basınç profili gösterilmiştir.



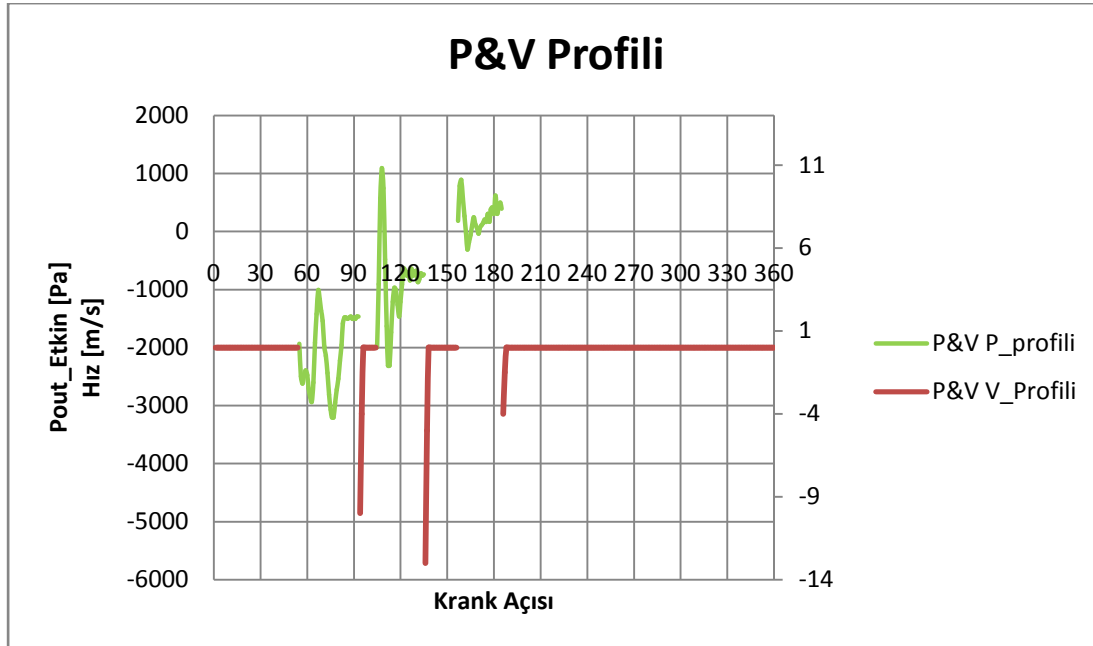
Şekil 3.20 : Emme susturucusu çıkış kesiti, zamana bağlı deneysel basınç profili

- 2) **P&V Profili:** İkinci yaklaşımda ise valf yaprağının açık olduğu düşünülen zaman adımları için çıkış kesitinde zamana bağlı deneysel basınç değerleri kullanılmıştır. Valf yaprağının kapalı kaldığı düşünülen zaman adımlarında, çıkış kesiti sınır şartı türü cidara çevrilmiştir. Valf yaprağının emme portunu kapatması hızlı gerçekleştiği ancak ani olmadığı için, valf yaprağının kapanması iki zaman adımı boyunca hızın doğrusal olarak 0 değerine indirildiği bir hız profili kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sınır şartı türü ve değerlerinin otomatik olarak değiştirilmesi için bir betik (journal) oluşturulmuştur.



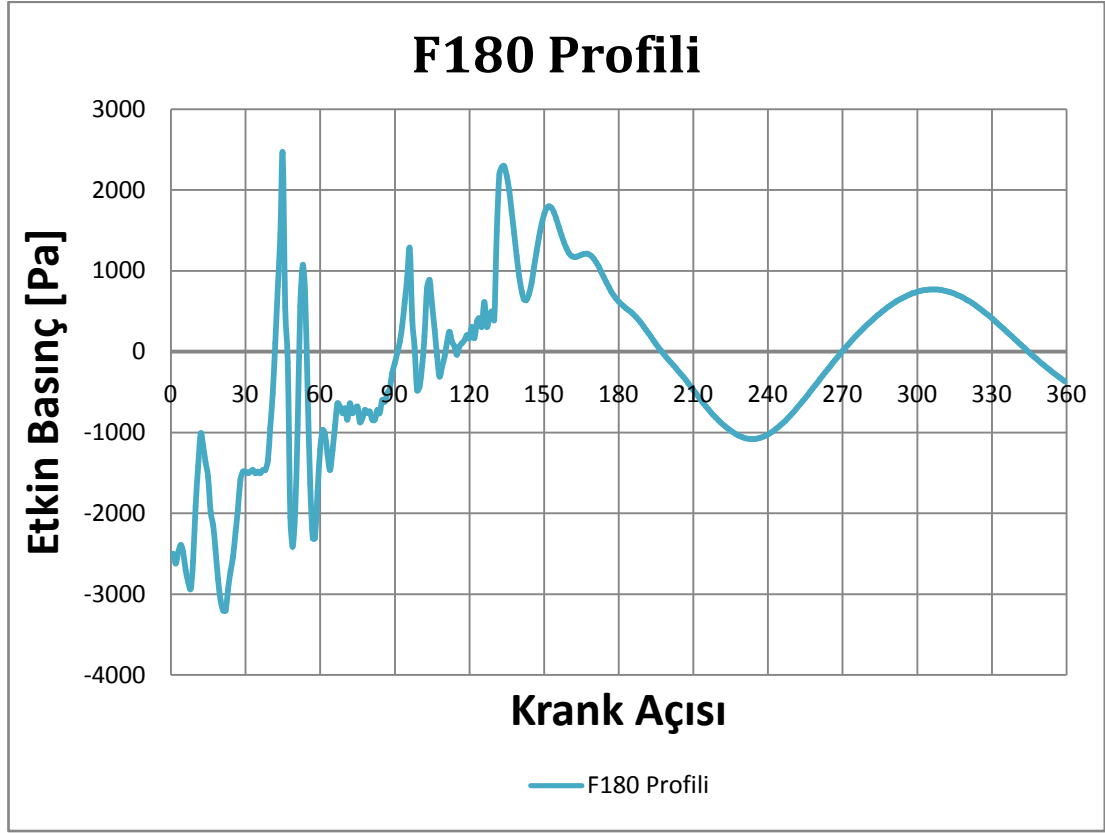
Şekil 3.21 : Bir periyot boyunca emme valf yaprağının tahmini konumları

Şekil 3.20'ye bakarak valf yaprağının, ölçüm başladıktan yaklaşık 55 zaman adımı sonra deforme olmaya başladığı ve emme portunun Şekil 3.21'de gösterilen mavi alanlar boyunca açık olduğu, kırmızı alanlar boyunca ise kapalı kaldığı düşünülmüştür. Problemin periyodik olması, oluşturulan betiklerde kolaylık sağlaması ve sonuçların yorumlanması açısından daha anlamlı olacağı düşünülerek bundan sonraki tüm analizlerde, periyot başlangıç adımı, valf yaprağı şekil değişiminin başlangıcı olarak alınmıştır.



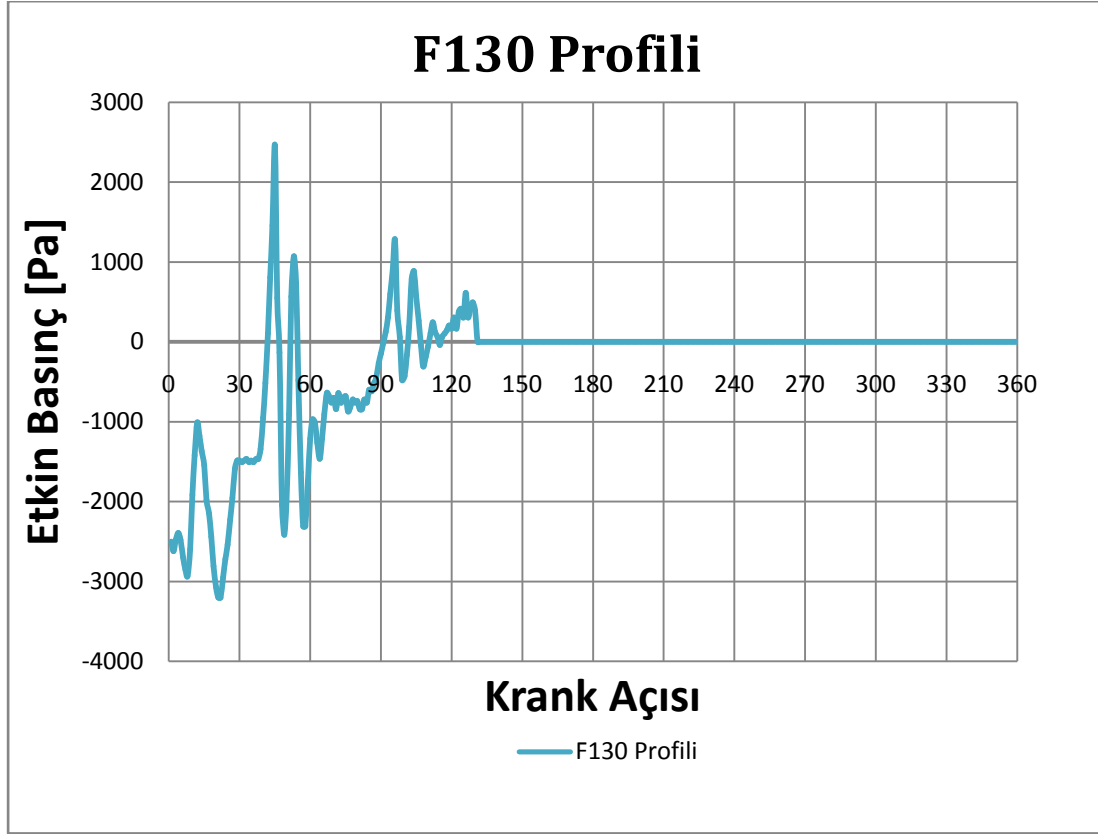
Şekil 3.22 : Emme susturucusu çıkış kesiti, zamana bağlı P&V profili.

- 3) **“Flutter180” Profili:** 180 zaman adımlık (yarı periyot) emme zamanı boyunca deneysel basınç değerleri, diğer zaman adımları için sıfır hız sınır şartı kullanılmıştır. Kullanılan profil Şekil 3.23'de gösterilmiştir.



Şekil 3.23 : Emme susturucusu çıkış kesiti: F180 basınç profili.

- 4) **“Flutter130” Profili:** 180 zaman adımlık (yarı periyot) emme zamanı boyunca valf yaprağının açılmaya başlamasından 130 zaman adımı sonra kapanarak, bir sonraki periyota kadar kapalı kaldığı düşünülmektedir. Bu sebeple 130 zaman adımı boyunca deneysel basınç değerleri, diğer tüm zaman adımları için sıfır hız sınır şartı kullanılmıştır. Kullanılanprofil Şekil 3.24'de gösterilmiştir.



Şekil 3.24 : Emme susturucusu çıkış kesiti: F130 basınç profili.

3.4.2 Analizler ve validasyon

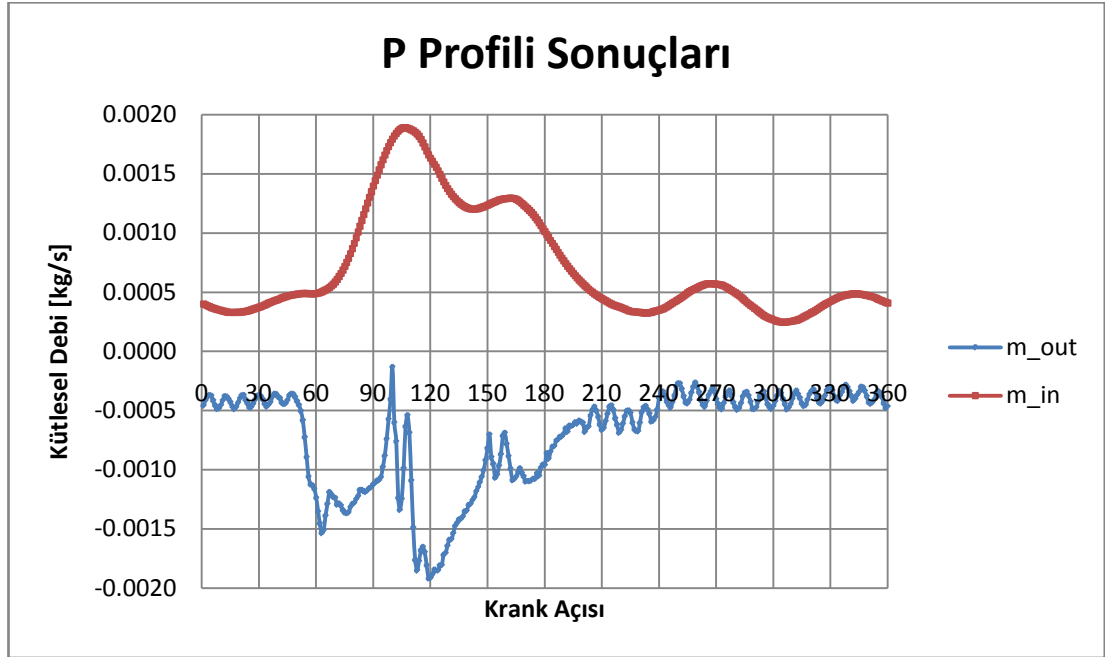
Analizlerde yakınsama kriteri olarak tüm parametreler için $1e-03$ değeri kullanılmıştır. Bir zaman adımında gerçekleştirilecek maksimum iterasyon sayısı 50 olarak sınırlandırılmıştır. Akış periyodik olduğu için analizlerin tamamı 4 periyot için çözülmüştür. Tez kapsamında sunulan sonuçlar, analizi gerçekleştirilen son periyota aittir.

Sonuçları doğrulamak için kullanılan parametre, kompresör ortalama kütleli debi değeridir. Tüm profil ve konfigürasyonlarda hesaplanan ortalama kütleli debi değerleri, Arçelik A.Ş. tarafından sağlanan 0.000312 kg/s 'lik deneysel debi değeri ile karşılaştırmalı olarak Çizelge 3.6'da verilmiştir.

Çizelge 3.6 : Zamana bağlı akış analizlerinde kullanılan çıkış kesiti profili etkisi.

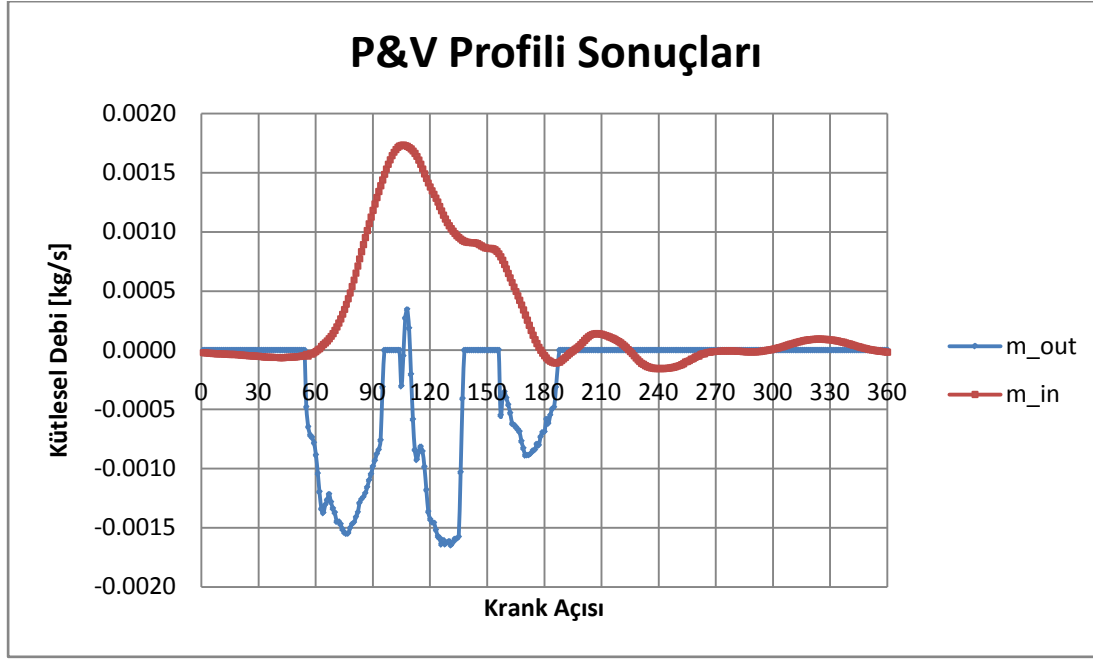
	Ortalama Kütlesel Debi [m^3/s]	% Hata
Deneyssel	3.12E-04	-
P Profili	7.19E-04	130
P&V Profili	2.84E-04	9
Flutter(130)	3.25E-04	4
Flutter(180)	4.53E-04	45

P profilinin kullanıldığı modelde Şekil 3.25'de verilen giriş-çıkış kesitleri kütleli debi grafiklerinden de görüleceği gibi, valf yaprağının kapalı konumda olduğu zaman adımları boyunca, çıkış kesitinde göz ardı edilemeyecek kadar yüksek bir kütleli debi gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlara bakılarak tüm zaman adımları için, zamana bağlı deneyssel basınç profilini olduğu gibi kullanmak, piston ve emme valf yaprağının yarattığı etkiyi modellemekte yetersizdir.



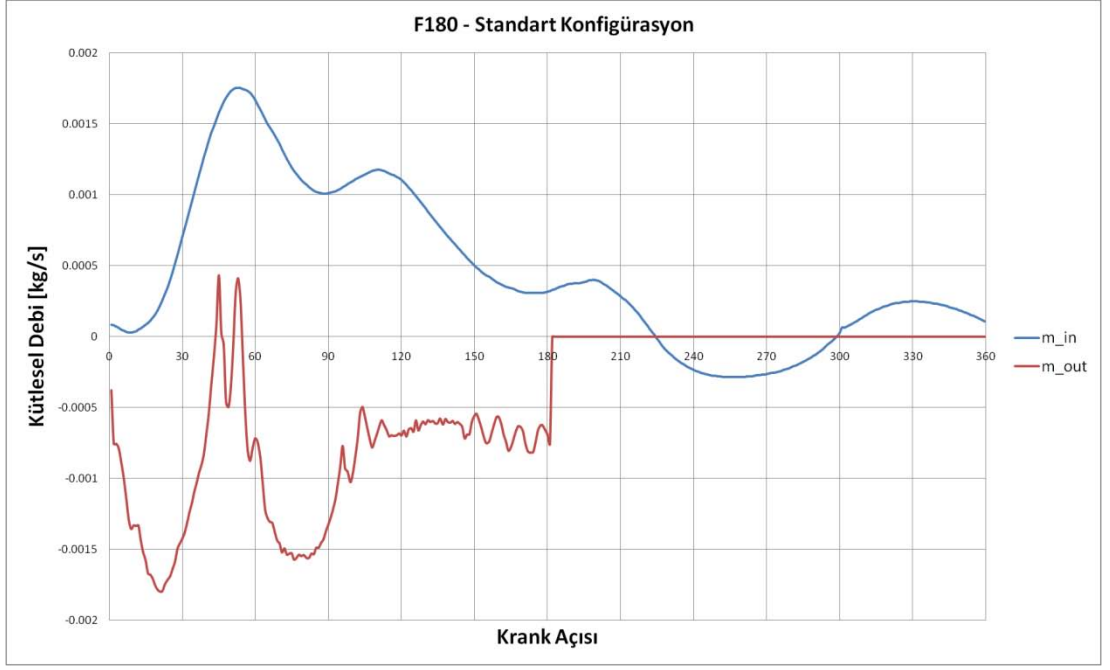
Şekil 3.25 : P profili: emme susturucusu giriş-çıkış kesitleri kütleli debi sonuçları.

P&V profilinin kullanıldığı modelde, ortalama deneyssel kütleli debi değerine yakın ancak %9 oranında düşük bir debi elde edilmiştir. Bunun sebebinin, valf yaprağının kırpışma(flutter) hareketinin modellenmesinde basınç ve hız profillerinin ikisinin birden kullanılması olduğu yorumu yapılmıştır.

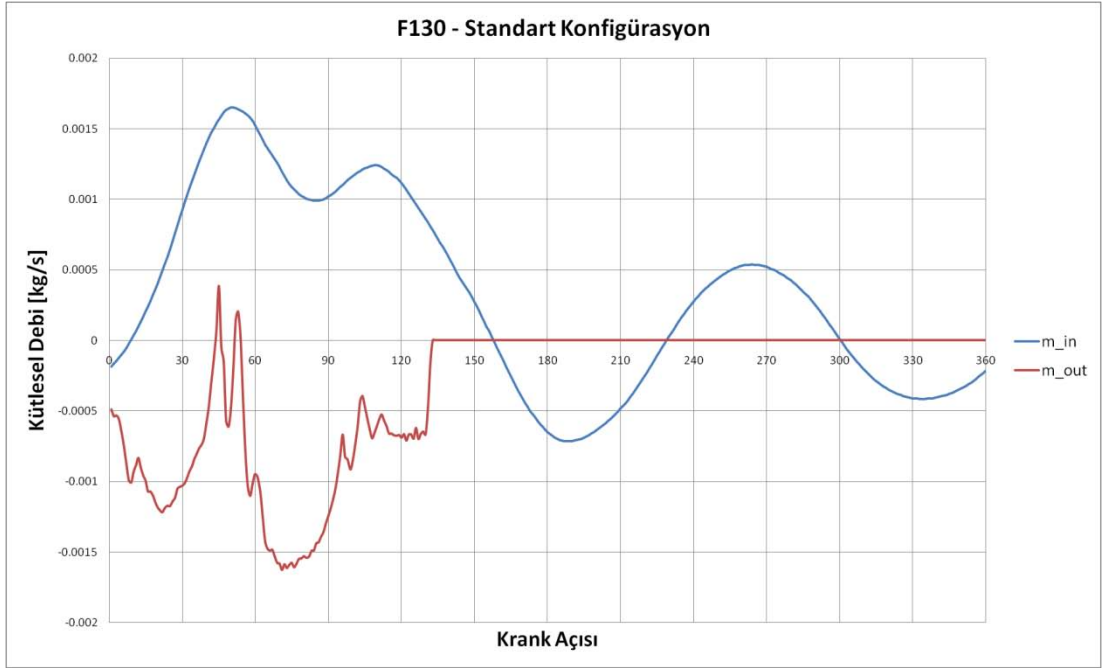


Şekil 3.26 : P&V profili: emme susturucusu giriş-çıkış kesitleri kütleli debi sonuçları.

F180 profilinde kırışma hareketinin modellenmesi için kullanılan hız sınır şartları kaldırılmıştır. P profili özellikle valfin kapalı olduğu zaman adımlarını modellemeye yetersiz olduğu için periyodun ikinci yarısında basınç profili yerine cidar sınır şartı kullanılmıştır. Ortalama debi değeri beklenildiği gibi deneysel değere P profilinden daha yakın çıkmakla birlikte hala yeterli değildir. Bu sebeple valf yaprağının açılmaya başladığı ve bir sonraki periyoda kadar kapalı kalmak üzere kapandığı 130 zaman adımı için deneysel basınç profili, kalan zaman adımları için cidar sınır şartı tipi kullanılmıştır. Ortalama kütleli debi değerine yalnızca %4 hata ile yaklaşıldığı için F130 profili, emme susturucusunun modellenmesi için yeterli olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 3.27 : F180 profili: emme susturucusu giriş - çıkış kesitleri kütleli debi sonuçları.

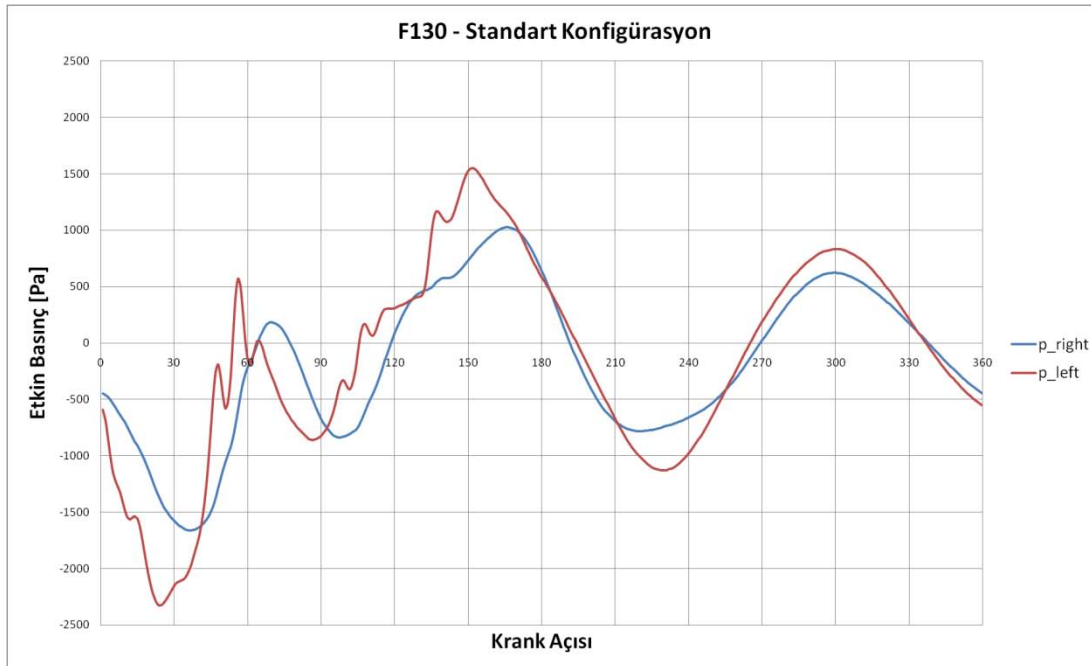


Şekil 3.28 : F130 profili: emme susturucusu giriş - çıkış kesitleri kütleli debi sonuçları.

3.4.3 Sonuçların incelenmesi ve iyileştirme önerileri

Deneyssel ortalama kütleli debi değeri ne en yakın sonucu verdiği için, Bölüm 3.4'ün kalan kısmında kullanılan tüm sonuç ve yorumlar F130 profiline ait sonuçlardır. Elde edilen sonuçlar, akış hattı boyunca önemli bulunan kesitlerden alınmış basınç, debi ve sıcaklık gibi akış parametrelerinin anlık yüzey ortalamalarına, anlık basınç ve hız dağılımlarına bakılarak yorumlanmış, emme susturucusunun aerodinamik ve aeroakustik açıdan iyileştirilmesi için geometrik değışiklik önerileri yapılmıştır.

Şekil 3.28'de yaklaşık 50 ve 110. zaman adımları civarında çıkış debisinde anlık azalmalar gözlemlenmiştir. Bu sıçramalar valf yaprağının kırpışma hareketi olarak adlandırılan, üzerine etki eden akış ve atalet kuvvetleri neticesinde yaprağın hızlı bir şekilde yüzeye çarpacak kadar kapanıp açılması hareketi ile açıklanmaktadır. Bu kırpışma hareketi debi ve basınçta sıçramalara neden olurken, basınç kayıplarını ve gürültüyü arttırdığı düşünülmektedir. Şekil 3.29'da emme susturucusu içindeki farklı kesitlerden, bir periyot boyunca tüm zaman adımları için alınmış statik basınç anlık kesit ortalama değeri gösterilmiştir.

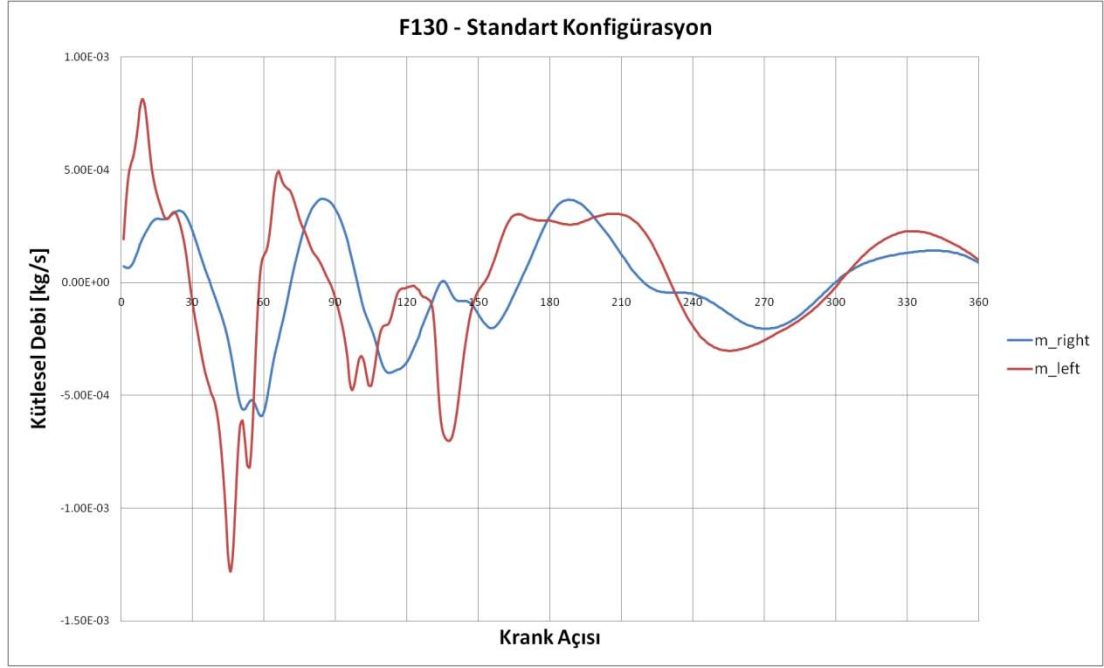


Şekil 3.29 : Farklı kesitlerden alınmış anlık basınç değeri.

Yapılan yorum ve öneriler iki temel gözleme dayanmaktadır. Birinci gözlemden Şekil 3.24 ve 3.29 göz önünde bulundurulursa; pistonun üst ölü noktadan geriye gitmesiyle başlayan bir periyotluk hareketi sırasında, valf yaprağının kırpışma hareketi ile

gerçekleşen basınç çalkantılarının genliklerinin, tüm kesitlerde periyodun başından sonuna doğru ve çıkış kesitinden giriş kesitine doğru şiddetini kaybederek yayıldığı tespit edilmiştir.

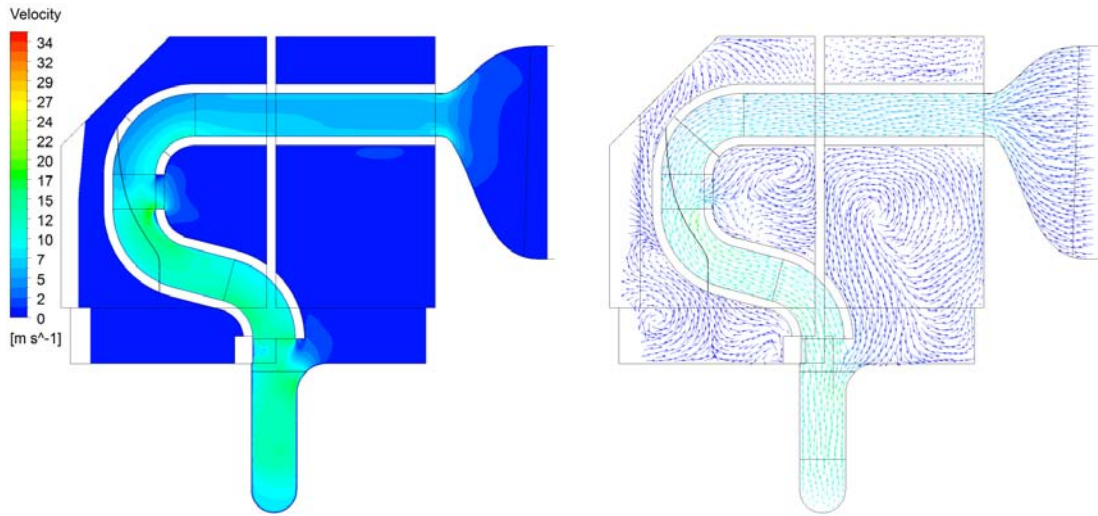
İkinci gözlem 1. ve 2. haznelerin kanal ile birleştiği kesitlerden geçen akışkanın debi değerlerine dayanmaktadır. Şekil 3.30'da emme susturucusu hazneleri, çıkış kesitlerindeki anlık debi kesit ortalamaları verilmiştir.



Şekil 3.30 : Farklı kesitlerden alınmış anlık debi değerleri.

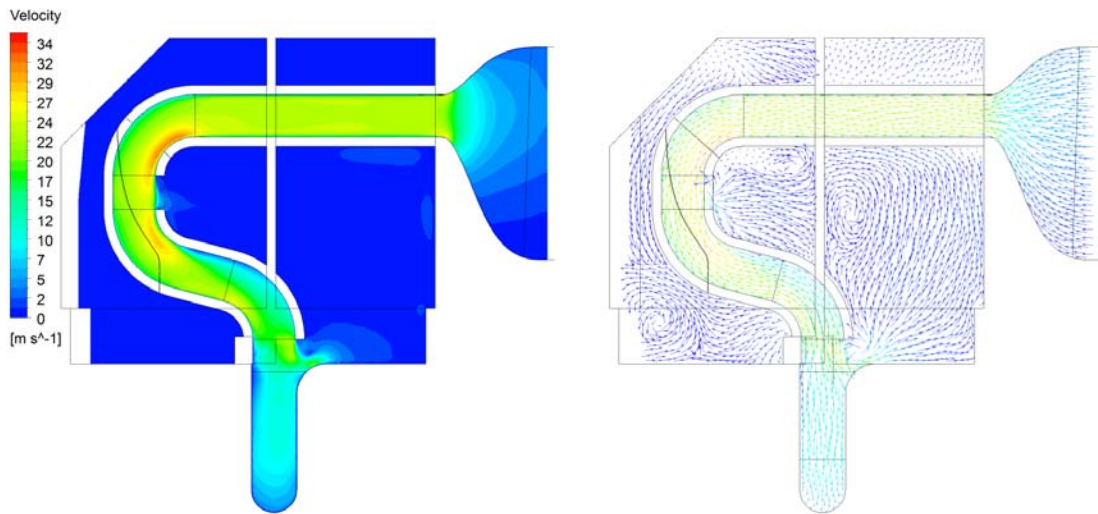
Valf yaprağı açıldığı anda, çevresindeki yüksek basınç farkından dolayı akışkanı emme susturucusundan silindire doğru akmaya zorlamaktadır. Akışın yapısından dolayı bu anlık debi ihtiyacı, direk dışarıdan taze gazın çekilmesi şeklinde değil, ilk önce çıkış kesitine yakın ve görece fazla akışkan ihtiva etmesi nedeniyle 2. hazneden sağlanmaktadır. Kapalı bir hazne olduğu için silindir ve 2. hazne ortalama basınçları arasındaki fark azalana kadar 2. hazneden silindire akış gerçekleşmekte, 2. haznenin basınç ve yoğunluğu düşmektedir. Bu debi ihtiyacı periyodun ilk 30 zaman adımı (30 krank açısı) boyunca 2. hazneden sağlanırken, zamanla kanala, 1. hazneye ve son olarak da giriş kesitindeki taze gaza ulaşarak soğutkanın bu bölgelerden de emilmesini sağlamaktadır. Yapılan önerilerdeki temel motivasyon, ilk flutter hareketinin periyot içinde daha ileri bir zamana ötelenmesi ve basınç çalkantılarının genliklerinin düşürülmesidir.

Emme susturucusu hazneleri ve soğutkan arasındaki bu etkileşim, anlık hız alanlarına bakılarak daha iyi anlaşılmaktadır. Şekil 3.31 ve 3.37 arasında bir periyot boyunca çeşitli krank açılarındaki orta kesitteki hız dağılımları gösterilmiştir. Başlangıç anında (0^0 krank açısı) çıkış kesiti kapalı konumda ve emme susturucusu içindeki düşük genlikli hız dağılımı, bir önceki periyodun kalıntısıdır. Şekil 3.31, 20^0 krank açısındaki hız dağılımını göstermektedir. Çıkış kesitindeki debi ihtiyacı büyük oranda 1. ve 2. haznelerden sağlanırken giriş kesitinden de taze gaz emilişi başlamıştır.



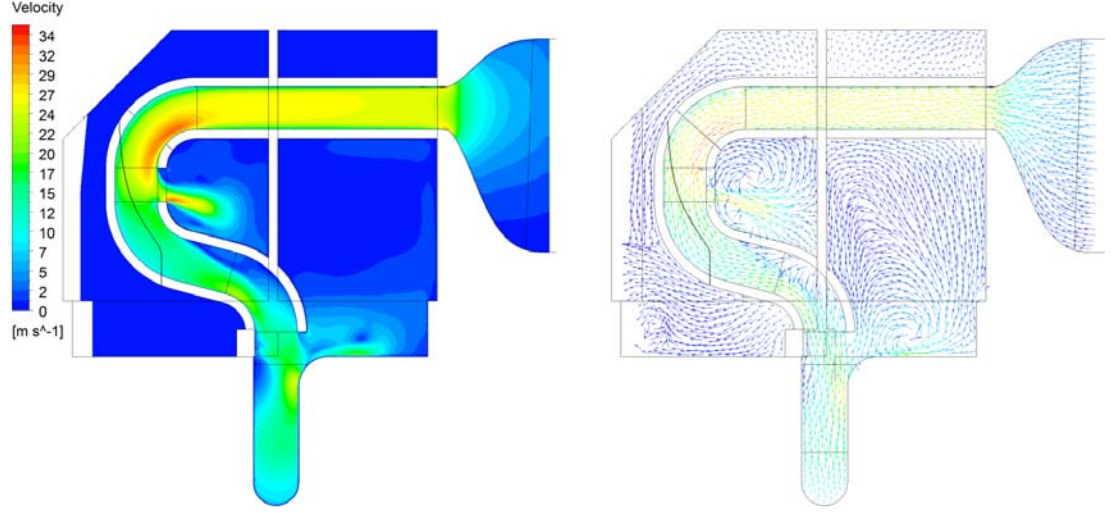
Şekil 3.31 : Anlık hız dağılımı: 20^0 krank açısı.

Şekil 3.32, 40^0 krank açısı hız dağılımını göstermektedir. Debi artık tamamen giriş kesitinden sağlanmaktadır. Çevrim sırasında 2. haznenin basıncı çok düştüğü için, giriş kesitinden sağlanan akışkanın bir kısmı 2. hazneye akmaktadır.

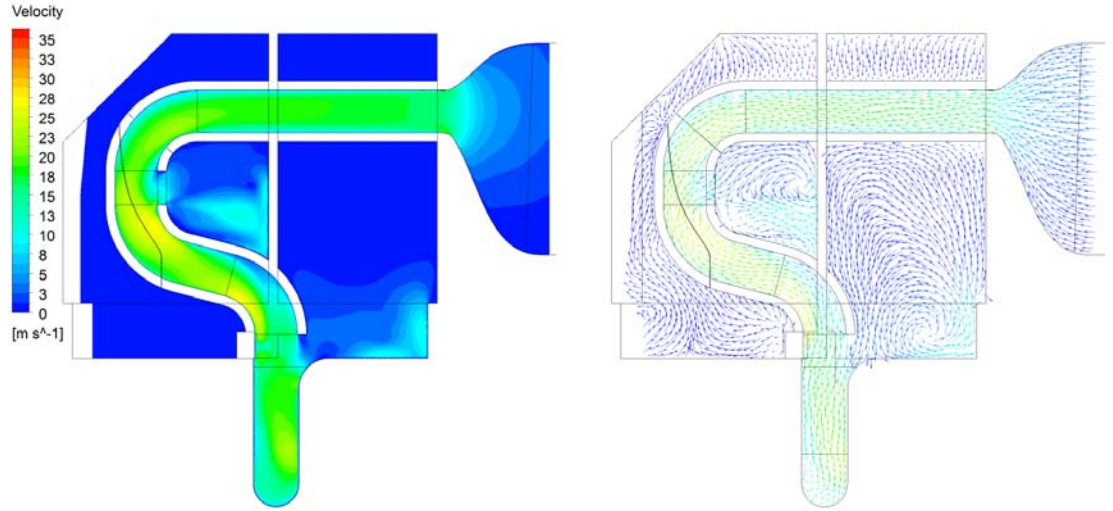


Şekil 3.32 : Anlık hız dağılımı: 40^0 krank açısı.

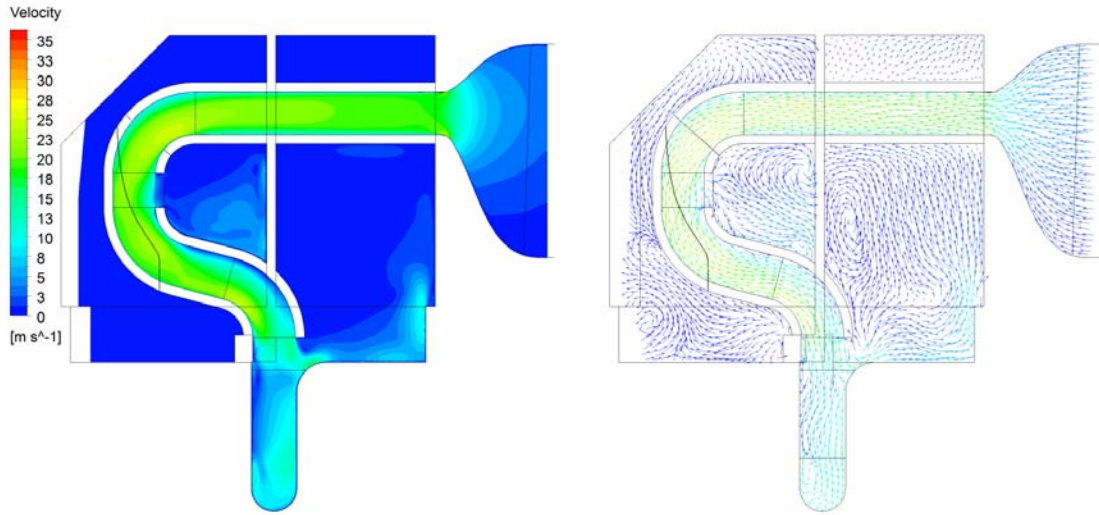
Şekil 3.30'da görüldüğü gibi, 1. ve 2. hazne arasında bir faz kayması bulunmaktadır. 60° krank açısında soğutkanın 2. hazneye emilimi sonlanmış ve periyot boyunca basıncı düştüğü için 1. hazne çıkışında akış, hazneye doğrudur. Periyodun kalan kısmına ait hız dağılımlarından da görüleceği gibi emme yaprağı, çıkış kesitini kapatana kadar akış bu şekilde devam etmektedir.



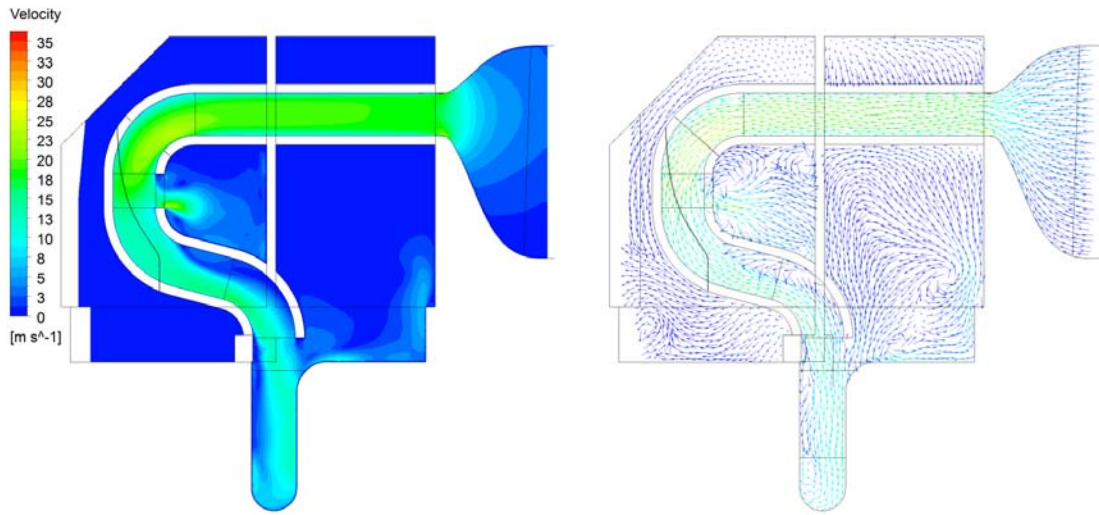
Şekil 3.33 : Farklı Anlık hız dağılımı: 60° krank açısı.



Şekil 3.34 : Anlık hız dağılımı: 80° krank açısı.



Şekil 3.35 : Anlık hız dağılımı: 100⁰ krank açısı.



Şekil 3.36 : Anlık hız dağılımı: 120⁰ krank açısı.

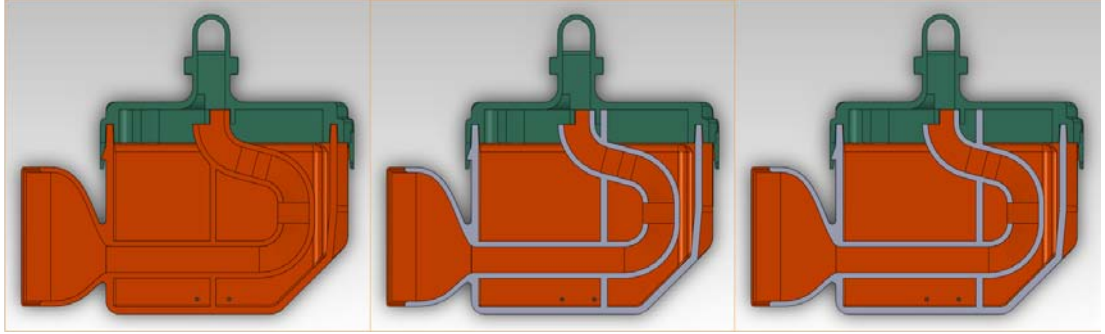
Emme valfi ilk açıldığı andan itibaren 30 zaman adımı boyunca, çıkış kesitine yakın haznenin (2. hazne), ani debi ihtiyacına yeterince uzun süre boyunca cevap veremediği, 2. hazneden çıkan akışkanın ise ancak valf yaprağı kırışması gerçekleştikten sonra etkinlik kazandığı ve böylece ilk kırışma hareketinin gerçekleştiği gözlemlenmiştir.

Bu gözlemler ışığında emme valfinin kırışma hareketinin, periyodun daha geç bir anında gerçekleşmesi, kırışma sayısının ya da şiddetinin azaltılabilmesi sağlanırsa, emme susturucusu hem aerodinamik hem de aeroakustik açıdan iyileşeceği düşünülmüştür. Bu etkinin sağlanabilmesi için yapılan tüm gözlem ve yorumlara bağlı olarak, çıkış kesitine yakın olan bölmenin hacmini genişletmek ve böylece başlangıçtaki ani debi ihtiyacına daha fazla cevap verebilmesini sağlamak amacıyla,

iki bölmeyi birbirinden ayıran ara kesit plakasını, çıkışa yakın bölmeyi (2. hacim) büyütecek yönde ötelenmesi önerilmiştir.

3.4.4 Prototip susturucu geometrilerine ait analizler

Bir önceki kısımda yapılan önerilere göre, hazneleri birbirinden ayıran plakanın, 2. hazneyi büyütecek yönde 7 ve 10 mm ötelenmesi ile iki prototip tasarlanmıştır. Tasarlanan prototiplere ait 3B katı model geometrileri kesit görselleri Şekil 3.37'de verilmiştir.



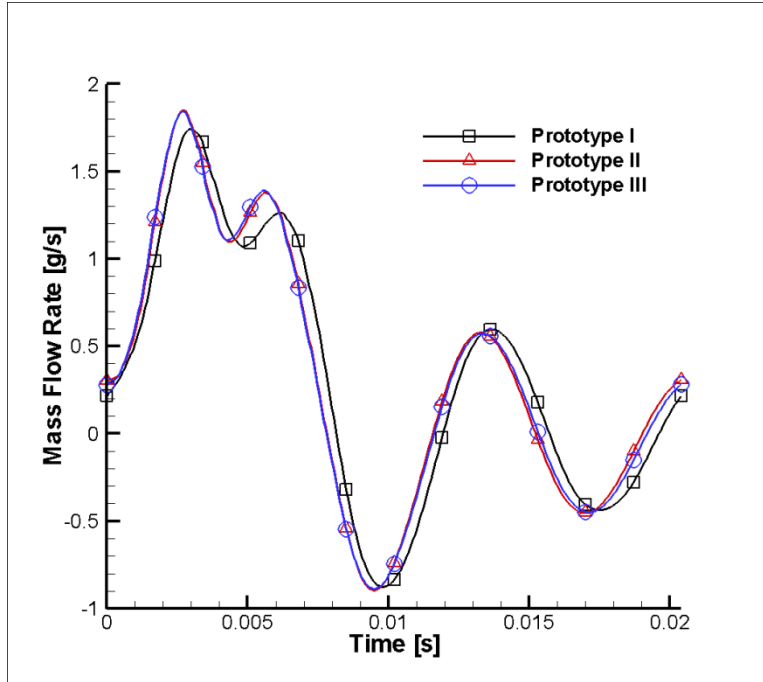
Şekil 3.37 : Prototip emme susturucuları katı modeli orta kesit görünümeleri.

İyileştirme önerilerindeki temel motivasyon çıkış kesitindeki sınır şartını kontrol edebilmek (değiştirmek) olduğu halde bu geometrilere ait zamana bağlı deneysel basınç profili olmadığı için, analizlerde referans emme susturucusuna ait profil (F130) kullanılmıştır. Bu sebeple deneysel değerlerle analiz değerlerinin, birbirine istenilen mertebelerde yakınsama göstermeyeceği ön görülmüştür. Ancak aynı çıkış kesiti sınır şartını kullanarak yapılacak analizlerin, ileride gerçekleştirilmesi olası prototip deneyleri ile kıyaslanması sonucunda iyileştirme sürecini kısaltacak bazı ampirik ifadelerin elde edilebileceği düşünülmüştür.

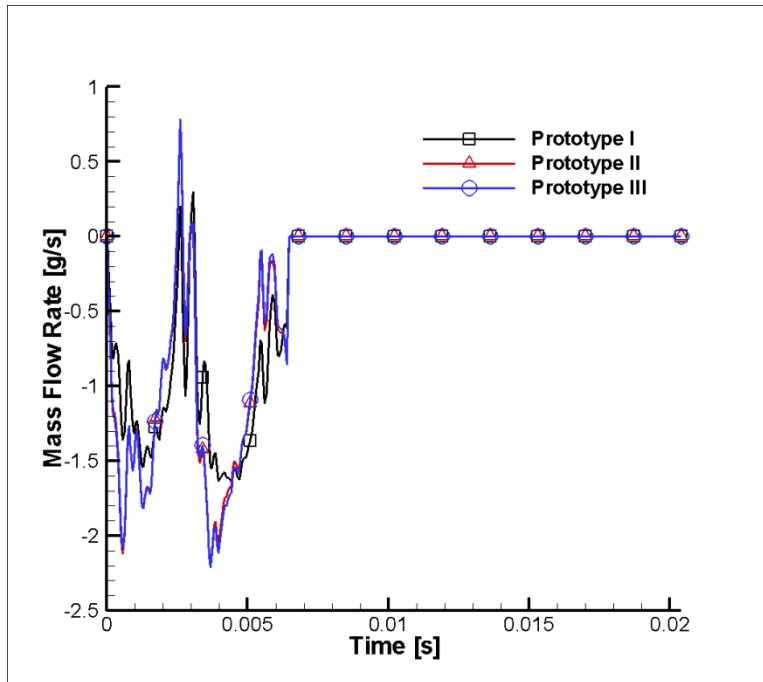
Prototip analizlerinde, referans susturucu analizlerinde kullanılabilecek çok benzer yapıda çözüm ağı, aynı analiz parametreleri ve sınır şartları kullanılmıştır. Sonuçlar çeşitli kesitlerdeki anlık kütleli debi, basınç ve sıcaklık kesit ortalamalarına bakılarak yorumlanmıştır. Gürültü seviyesi hakkında daha detaylı bilgi edinilebilmesi için giriş kesitine yeterince yakın olması nedeniyle kanal kesitindeki basınç çalkantılarından elde edilen güç spektrumu incelenmiştir.

Sonuçlarda debinin yaklaşık %3 mertebesinde artış gösterdiği, emme susturucusu ortalama çıkış sıcaklığının 5°C mertebesinde düştüğü gözlemlenmiştir. Prototip

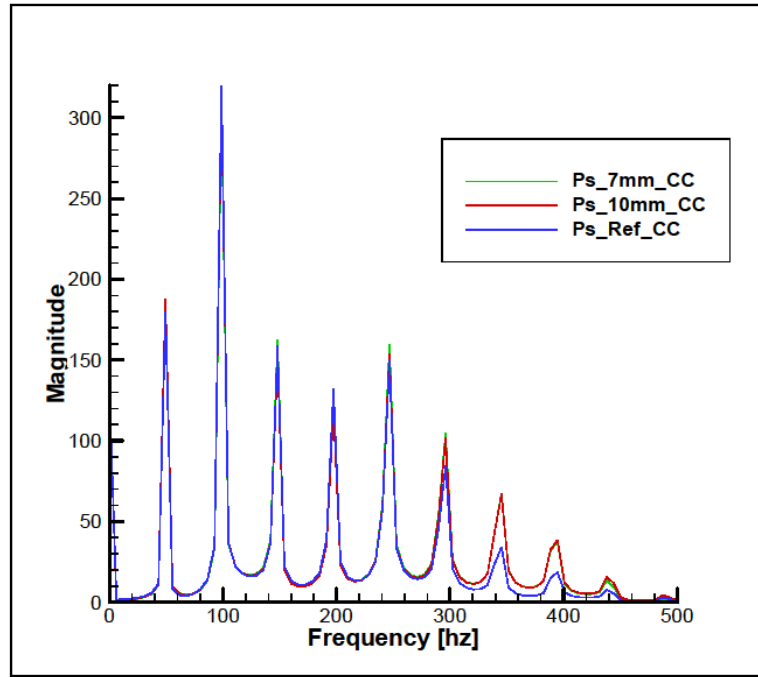
geometrilerine ait analiz sonuçları Şekil 3.38-3.40 arasında ve Çizelge 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.38 : Prototip emme susturucuları giriş kesitleri kütleli debi sonuçları.



Şekil 3.39 : Prototip emme susturucuları çıkış kesitleri kütleli debi sonuçları.



Şekil 3.40 : Prototip emme susturucuları kanal kesiti anlık basınç değerlerine ait güç spektrumu.

Çizelge 3.7 : Prototip susturucular, ortalama kütleli debi ve çıkış sıcaklıkları.

Ortalama Kütleli Debi ve Sıcaklıklar	Referans	7 mm	10 mm
Deneyisel [kg/s]	0.000312		
Hesaplanan [kg/s]	0.000329	3.40E-4 (+ %3.34)	3.37E-04 (+ %2.41)
	331.0K	325.9K	329.0K

4. PİSTON VE SUSTURUCU ENTEGRASYONU

4.1 Giriş

Emme susturucusu optimizasyonu akış ve geometri parametrelerinin değiştirilmesi ve her farklı konfigürasyonun incelenerek en iyi sonucun elde edilmesi fikrine dayanır. Ancak her bir geometri için emme susturucusu çıkış kesitindeki basınç profili birbirinden farklı olacaktır. Bu bölümde, ileride gerçekleştirilmesi planlanan optimizasyon çalışmalarının, her bir parametre değişikliğinde modelin yeni deneysel değerlere olan ihtiyacını ortadan kaldırmak suretiyle pratik bir hale getirilmesi için geliştirilmesi hedeflenen yöntemler anlatılmıştır.

4.2 Piston Hareketi ve Hareketli Çözüm Ağının Modellenmesi

Tez kapsamında yapılan analizler, sistematik bir şekilde susturucu, emme valf yaprağı ve pistonu içeren karmaşık modeli adım adım geliştirecek şekilde kurgulanmıştır. Piston hareketi, modeli tahrik edecek etken olduğu için öncelikli olarak ele alınmıştır. Piston hareketinin zamanla değişimi, emme susturucusu çıkış kesitindeki deneysel basınç profilinin aksine emme susturucusu geometrisinden bağımsızdır. Dolayısıyla emme susturucusu optimizasyonu için değiştirilecek tüm geometri ve akış parametreleri için kullanılabilir bir sınır şartıdır.

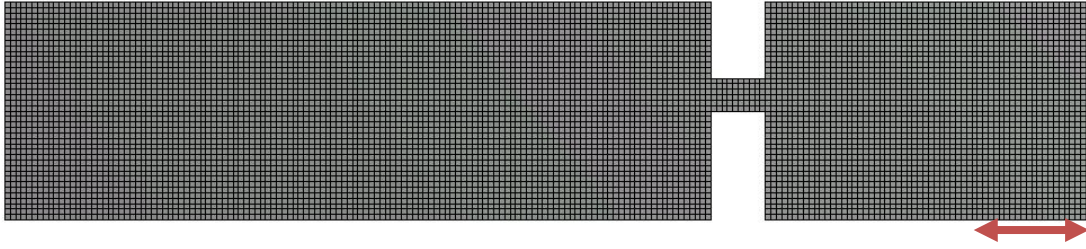
Hareketli parçaların modele dahil edilebilmeleri için hareketli çözüm ağına ve ilgili hareketi modele tanıttacak bir UDF koduna ihtiyaç duyulmaktadır. İkinci kısmın ilk aşaması, hareketli çözüm ağının oluşturulması ve optimizasyonu üzerinedir. Hareketli çözüm ağı türleri ve Ansys-Fluent yazılımındaki kontrol parametrelerinin optimizasyonu detaylıca incelenmiştir. İkinci aşamada ise modeldeki hareketli sınır şartının, pistonun deneysel olarak ölçülmüş olan hız-zaman grafiğine bağlı olarak hareket ettirilebilmesi için UDF kodu geliştirilmiştir.

Hareketli çözüm ağının oluşturulma süreci ve ilgili hareketi tanımlayan UDF kodunun geliştirilebilmesi birbirini gerektiren çalışmalardır. Bu nedenle ayrı aşamalar gibi görünseler de çalışma sırasında eş zamanlı olarak

gerçekleştirilmişlerdir. Anlatım sırasında kolaylık sağlaması için her bir aşama, diğer aşama gerçekleştirilmiş gibi anlatılacaktır.

4.2.1 Hareketli çözüm ağının incelenmesi

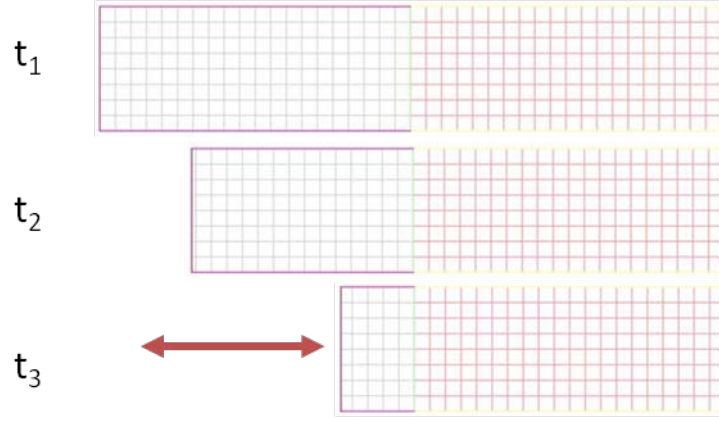
Şekil4.1'de görüldüğü gibi hareketli çözüm ağının (HÇA) incelenmesi için önce basit geometriler oluşturulmuş ve HÇA parametreleri bu geometriler üzerinde uygulanmıştır. Bu yöntem hem daha az eleman gerektirmesi nedeniyle zaman açısından, hem de çözüm ağı kalitesinin ve türünün kontrol edilebilmesine olanak sağlaması nedeniyle işlevseldir.



Şekil 4.1 : Hareketli çözüm ağı test geometrisi kesit görseli.

Hareketli çözüm ağları genel olarak dört türe ayrılmaktadır: Sliding, smoothing, layering ve remeshing. Sliding yöntemi kontrol hacminin sabit olduğu, hareketli parçanın kontrol hacminin içinde hareket ettiği durumlarda kullanılır. Yöntemde hareketli parça, kendisini içine alan çözüm ağı parçasıyla beraber hareket eder. Uygulanabildiği çoğu durum için sayısal açıdan en ucuz ve en verimli HÇA yöntemidir. Hareketli çözüm ağı ve sabit çözüm ağı, çözüm ağı noktalarının örtüşmediği bir ara kesitle birbirlerinden ayrılır. Emme susturucusu AYE modeli için bu yöntem uygulanabilir olmadığı için üzerinde durulmamıştır.

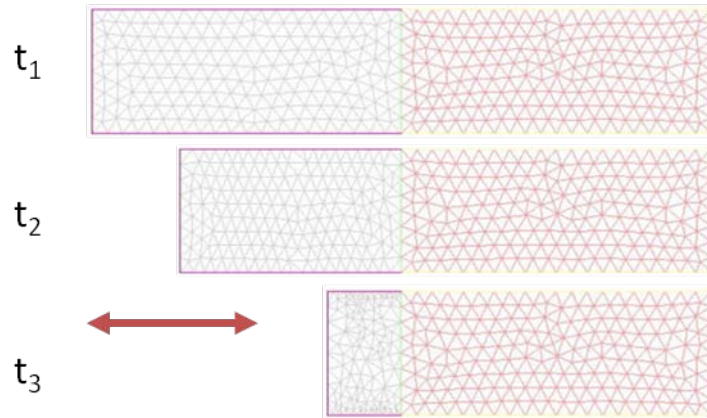
Layering yöntemi kontrol hacminin değiştiği ve yalnızca yapısal çözüm ağlarının olduğu bölgelerde uygulanabilir bir yöntemdir. Yöntemde maksimum-minimum eleman yüksekliği ya da büyüme oranı tanımlanarak oluşan ya da yok edilen çözüm ağı elemanlarının yapısal olarak hareketi sağlanır. Pistonu modellemek için en uygun yöntem olduğu için detaylıca incelenmiştir.



Şekil 4.2 : "Layering" hareketli çözüm ağı yöntemi.

Smoothing yöntemi kontrol hacminin hem sabit hem de hareketli olduğu durumlarda kullanılabilen bir yöntemdir. Genelde göreceli olarak küçük çözüm ağı hareketlerinin beklendiği uygulamalarda kullanılır. Hareket ettikçe, hareket eden yüzeyden geometriye yayılan çözüm ağı bozukluğunun iteratif bir yöntemle düzeltilmesi prensibine dayanır. Pek çok kontrol parametresi bulunmaktadır. AYE modelinde kullanılmaya uygun olması nedeniyle detaylıca incelenmiştir.

Remeshing yöntemi her türlü hareketli çözüm ağı uygulamasında kullanılabilen bir yöntemdir. Seçilen hareketli bölgede, belirli zaman aralıklarında yeniden bir çözüm ağı oluşturulması prensibine dayanmaktadır. Her bir zaman adımında yeni bir çözüm ağı oluşturulması ucuz bir yöntem olmadığı için, remeshing yöntemi genelde smoothing yöntemi ile birlikte kullanılmaktadır. Aynı bölgede birden fazla hareketli parçanın bulunması ve geometrinin karmaşıklığı nedeniyle AYE modelinde kullanmak için en uygun yöntemdir. Bu yüzden detaylıca incelenmiştir.

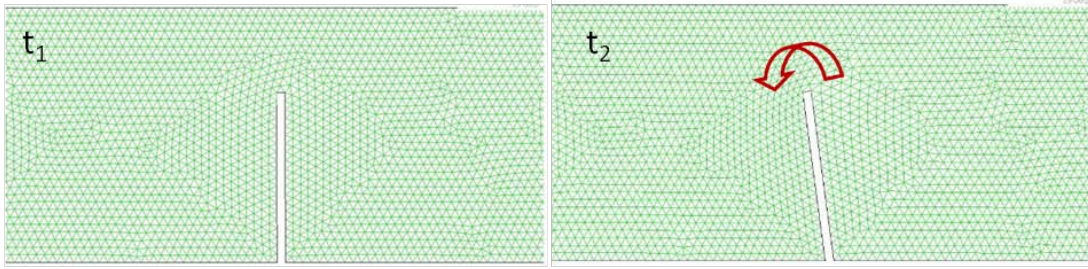


Şekil 4.3 : "Smoothing" ve "remeshing" hareketli çözüm ağı yöntemi.

Hareketli çözüm ağı, hem piston hareketinin modellenmesinde hem de valf yaprağının hareketinde kullanılmalıdır. Bu yüzden hem kontrol hacminin değiştiği

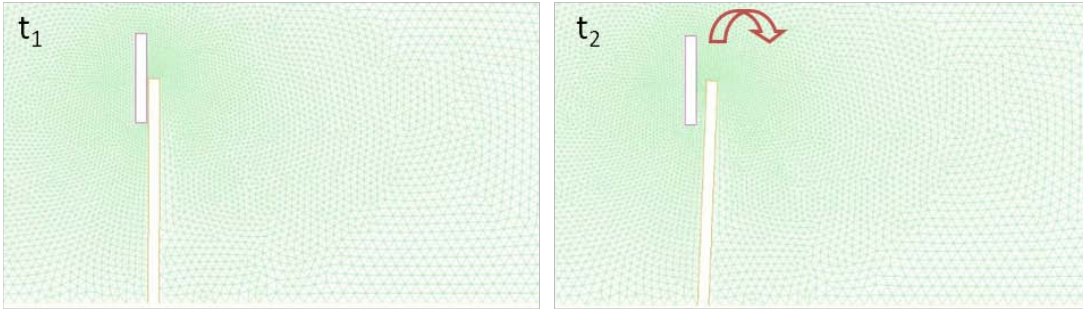
hem de kontrol hacmi içinde valf yaprağının 3 ekseninde hareket ettiği bir durum kurgulanmıştır.

Valf yaprağının civarındaki hareketli çözüm ağını kurgulamak için FSI modeline başlamadan önce iki boyutlu basit bir test geometrisi üzerinde çalışılmıştır. Yeterince benzerlik sağladığı için ince bir plakanın sabit hızda açısal hareketi modellenmiştir.



Şekil 4.4 : Açısal hareketin modellendiği çözüm ağı farklı zaman adımı görselleri.

Hareketli çözüm ağı için smoothing ve remeshing yöntemleri tercih edilmiştir. AYE uygulamasında valf yaprağı başlangıç anında valf tablasına temas halinde olacağı durumu modelleyebilmek için açısal hareketin incelendiği geometriye, yaprakla tabla arasında çok küçük bir boşluk kalacak şekilde valf tablası eklenmiştir. Hareketli çözüm ağı parametreleri, yüzeyden ayrılan bir parçaya da uyum sağlayacak şekilde güncellenmiştir.



Şekil 4.5 : Açısal hareketin modellendiği çözüm ağı farklı zaman adımı görselleri.

4.2.2 Hareketli parçalar için UDF kodunun geliştirilmesi

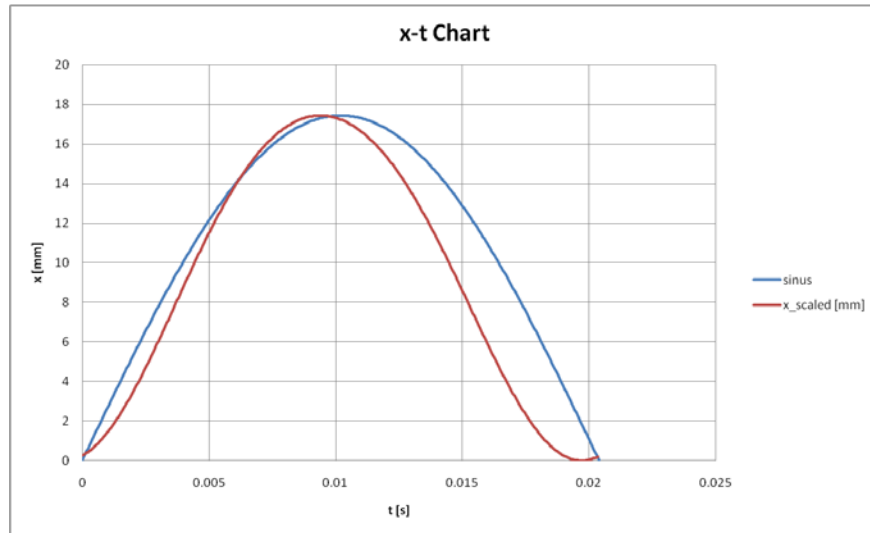
Ansys-Fluent yazılımında C programlama dili kullanılmaktadır. Kullanıcı tarafından Fluent yazılımına entegre edilmek istenen C dilinde yazılmış kodların Fluent ile haberleşmesi, Fluent tarafından geliştirilen macroların UDF kodu içinde kullanılmasıyla sağlanmaktadır. Fluent kullanıcı ara yüzünde ilgili sekmeler, kod derlenince bu macroları tanıyıp istenen işlemi gerçekleştirmektedir.

Ansys-Fluent yazılımında hareketli çözüm ağı için birden fazla macro bulunmaktadır. Piston hareketinin modellenmesinde "DEFINE_GRID_MOTION" macro'su kullanılmıştır. Bu macro ile hareketli yüzeydeki çözüm ağı düğüm noktalarının, kullanıcının belirlediği şekilde hareket etmesi sağlanır.

Piston hareketinin modellenmesinde, piston olarak seçilen yüzeyin üst ve alt ölü noktalar arasında ötelenmesi sağlanmıştır. Modelin hareketli çözüm ağı parametreleri de göz önünde bulundurularak adım adım geliştirilmesi için bu hareket; önce sabit hızda, daha sonra sinüzoidal hız profilinde ve son olarak deneysel hız verilerine bağlı kalınacak şekilde üç adet UDF kodu geliştirilmiştir.

UDF'ler pratiklik açısından emme susturucusu ve silindir bölgesini taklit eden, üç boyutlu basit test geometrisi üzerinde, yapısal çözüm ağına, layering metodu ile çalıştırılmıştır.

AYE modelinde kullanılan UDF için silindir hacminin her bir krank açısındaki deneysel hacim verileri Arçelik tarafından sağlanmıştır. Bu veriler kullanılarak pistonun üst ölü noktadan başlayacak şekilde her bir zaman adımı için konum verileri hesaplanıp bir metin belgesine kaydedilmiştir. Geliştirilen UDF kodu, piston konumlarının tutulduğu metin belgesindeki verileri periyodik bir dizi şeklinde okuyup, her bir zaman adımında piston konumunu sırayla değiştirmektedir.



Şekil 4.6 : Piston hareketinin sinüzoidal ve deneysel verilere uygun konum-zaman değişimi.

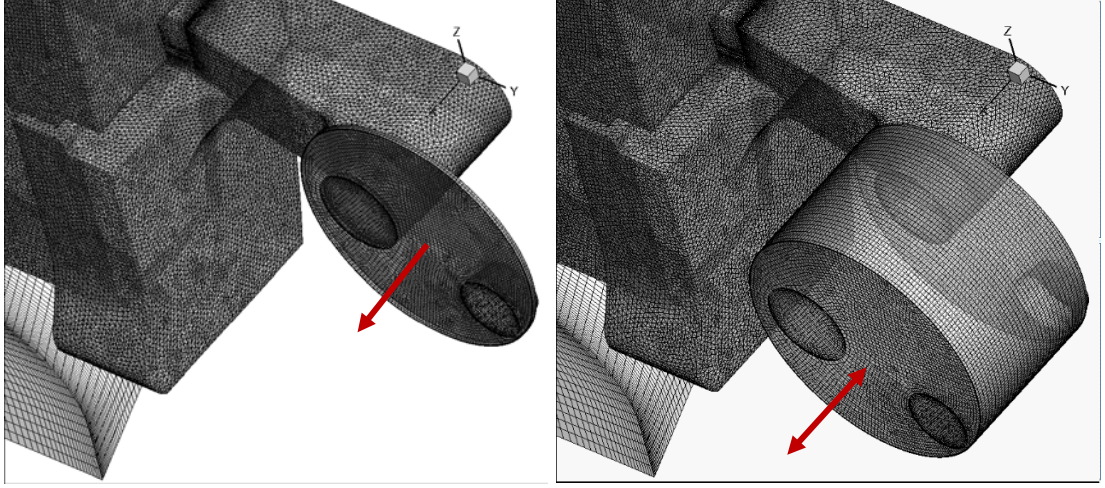
Valf yaprağı civarındaki hareketli çözüm ağının oluşturulması çalışmalarında kullanılmak üzere bir plakanın istenen hızda açısal hareketinin sağlanması için bir UDF kodu geliştirilmiştir. Bu kodda hareketli plakanın yüzeyindeki çözüm ağı

düğüm noktalarının konum vektörleri, plakanın tabanını orijin kabul edecek şekilde açışal hız ile çarpılmıştır. Çarpımın sonucunda elde edilen çizgisel hız vektörleri zaman adımı ile çarpılarak noktaların bir sonraki zaman adımında bulunacakları konumlar hesaplanmıştır

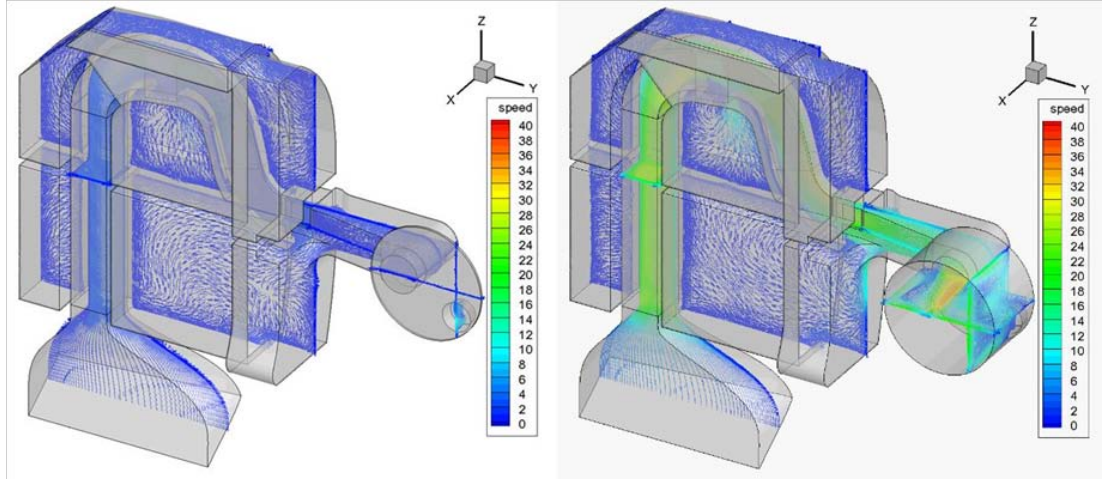
4.3 Emme Susturucusunun Piston Hareketi ile Modellenmesi

Emme susturucusu vasıtası ile taze akışkanın silindir haznesine alınması ve sisteme gönderilmesi için emme ve egzoz valfleri kullanılmaktadır. Burada istenen mekanizma piston üst ölü noktasından hareketine başlarken emme susturucusu ve silindir arasındaki kanalın açılması, piston alt ölü noktaya varana kadar bu kanalın açık kalması, alt ölü noktada kanalın kapanması, egzoz kanalının açılması ve piston üst ölü noktaya varana kadar tahliye kanalının açık kalmasıdır. Bu mekanizma ilgilenilen kompresörlerde kırpışma valfi (flutter valve) ile sağlanmaktadır. Ancak tüm titreşim valflerinde olduğu gibi ilgilenilen kırpışma valfinde de istenmeyen durumlar gerçekleşebilir. Valf yaprağı piston üst ölü noktada iken değil, valf yaprağının iki yüzü arasındaki basınç farkı belli bir eşik değeri aşınca açılmaya başlar, kademeli olarak açılır ve kırpışma (flutter) hareketi gerçekleştirir. Bu aşamaya kadar yapılmış olan çalışmalarda emme susturucusu içindeki gürültünün ve aerodinamik kayıpların büyük ölçüde emme valf yaprağının kırpışma hareketinden kaynaklandığı gözlenmiştir. Bu sebeple valf yaprağının olmadığı, emme ve tahliye kanallarının piston üst ve alt ölü noktadayken tamamen açılıp kapanmasının sağlandığı *basitleştirilmiş* bir model oluşturulmuştur.

Oluşturulan model birden fazla fayda sağlamaktadır. Hem valfin negatif etkilerinden arınmış olduğu için ilgilenilen emme susturucusunun performans üst limiti hakkında bilgi sağlamakta, hem de ileride gerçekleştirilebilir çalışmalar için hızlı bir tasarım yöntemi sunmaktadır. Modelleme kolaylığı ve analiz süresi açısından da çok avantajlı bir yöntemdir. Silindir kısmında eksenel hareketi bozacak hareketli parça olmadığı için, *hareketli çözüm ağı yapısal elemanlarla layering metodunun kullanılmasına uygun* hale gelmiştir. Böylece piston hareketi sırasında oluşan çarpıklık seviyesi ve yüksek çözüm ağı elemanları problemi ortadan kalkmış olacaktır. Analiz hızı açısından ise hem hareketli çözüm ağı eleman sayısı, elemanlar yapısal oldukları için azalacak, hem de çözüm süresi AYE yöntemi kullanılmadan elde edildiği için kısılacaktır.

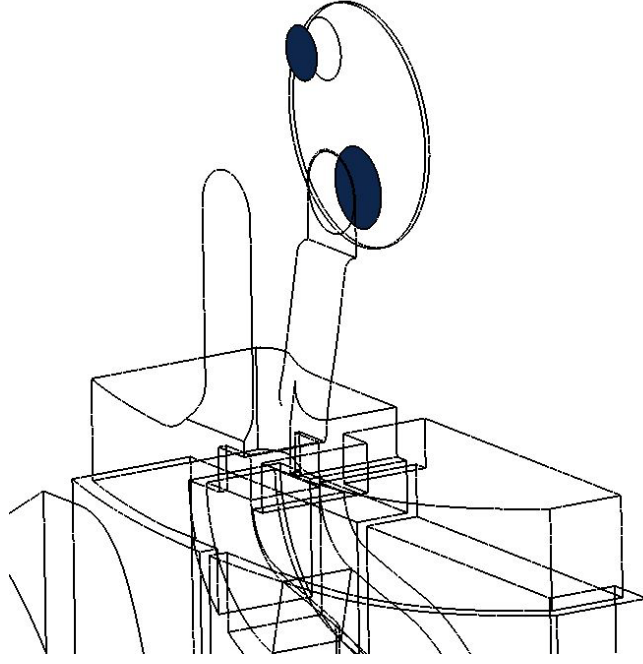


Şekil 4.7 : Enjeksiyon modeli: farklı zaman adımlarındaki çözüm ağı görselleri.



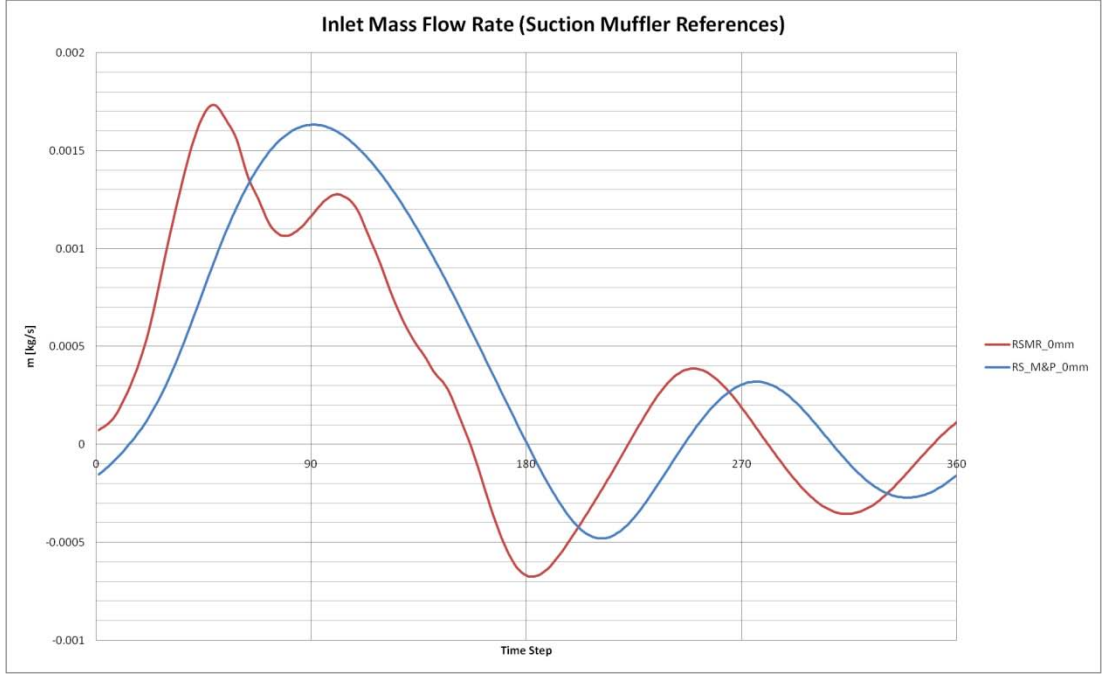
Şekil 4.8 : Enjeksiyon modeli: farklı zaman adımlarındaki vektörel hız alanları.

Geometrik olarak modelden valf yaprakları ve Şekil 4.9'da görüldüğü gibi, piston üzerindeki yükselti kaldırılmıştır ve kaldırılan valf yapraklarının yerine akışı kontrol etmek için oluşturulan emme ve egzoz yüzeyleri gösterilmiştir. Bu yüzeyler ilgili zaman adımlarında cidar (wall) veya iç yüzey (interior) olarak değiştirilmekte, böylece valf yapraklarının açılma/kapanma görevini üstlenmektedir.



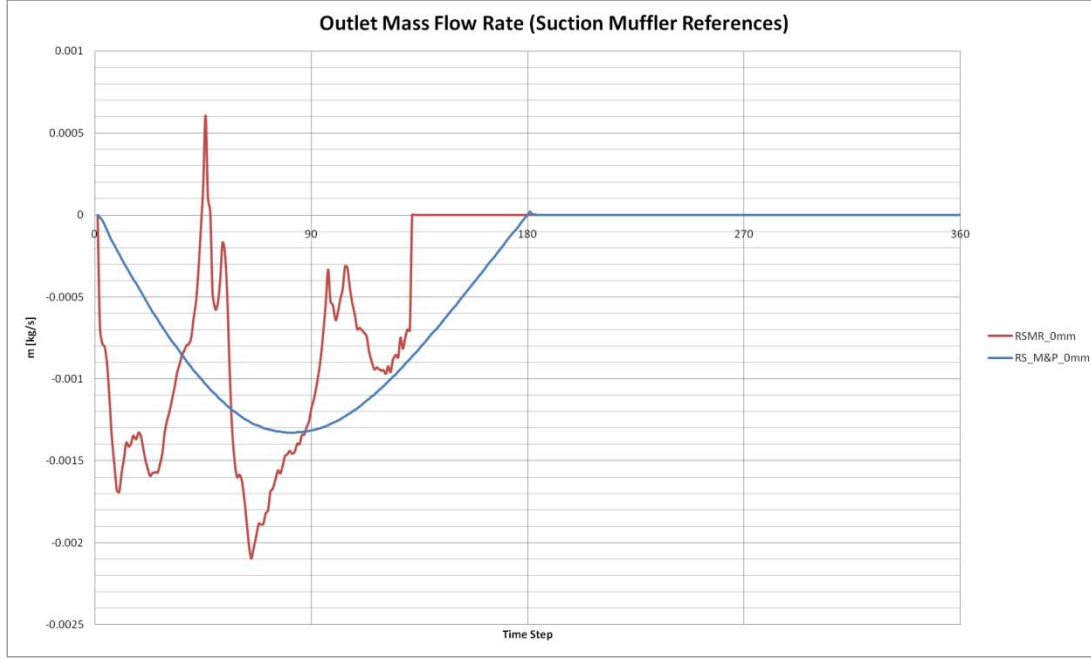
Şekil 4.9 : Modelde yapılmış geometrik değişiklikler.

Zamana bağlı çözümler 7 periyot için gerçekleştirilmiştir. Bu kısım ile ilgili sunulan görseller ve veriler son periyoda aittir. Şekil 4.10'da hem referans akışa hem de “enjeksiyon modeli” olarak adlandırılan piston hareketi ile modellenmiş akışa ait, emme susturucusu giriş kesitindeki zamana bağlı ortalama kütleli debi değerleri görülmektedir. Valf yaprağı titreşimi olmadığı için susturucu ortalama kütleli debisinin, referans akışa göre %24 yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar iki unsuru ortaya çıkarmıştır. Birincisi “ideal valf” yerine mevcut valfin kullanılması kompresör kütleli debisini %20 azaltmaktadır. İkincisi, giriş kesiti kütleli debi kestirimi için “Enjeksiyon Modeli” referans akışa benzer sonuç vermektedir.



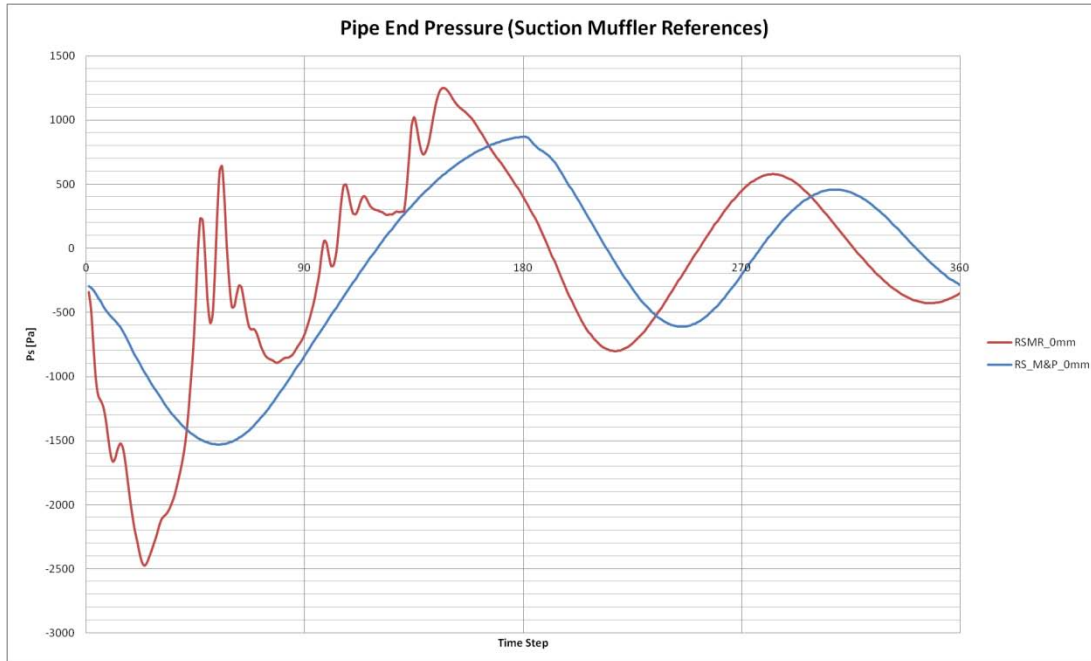
Şekil 4.10 : Enjeksiyon modeli ile referans susturucu analizi giriş kesiti zamana bağlı kütleli debi değişimi.

Şekil 4.11'de bir periyot boyunca emme susturucusu çıkış kesiti ortalama kütleli debileri gösterilmektedir. Giriş kesitinin aksine, “enjeksiyon modeli” çıkış kesitinde valf yapraklarının yarattığı kütleli debi çalkantısı gözlenmemektedir. Ancak bu modelde ideal valf hareketi kullanıldığı için ideal valf hareketinde ya da kullanılan valften bağımsız olacak şekilde sonuç vermektedir. Elde edilen sonuçların ayrıca ileriki çalışmalarda, farklı valf yapılarını normalize etmek, performanslarını kıyaslamak için kullanılabileceği planlanmıştır.



Şekil 4.11 : Enjeksiyon modeli ile referans susturucu analizi çıkış kesiti zamana bağlı kütleli debileri

Önceki çalışmalarda emme susturucusu aeroakustik davranışlarının incelenmesi için kullanıcı tarafından tanımlanmış sınır şartlarından yeterince uzak olması açısından kanal kesiti kullanılmıştı. Şekil 4.12'de bir periyot boyunca emme susturucusu kanal kesitinden alınmış ortalama statik basınçlar gösterilmektedir.



Şekil 4.12 : Enjeksiyon modeli ile referans susturucu analizi kanal kesiti zamana bağlı etkin basınçları

Emme susturucusu çıkış kesitindeki kütleli debi grafiğinden de tahmin edileceği üzere, kanal kesitindeki ortalama statik basınç çalkantılarının şiddetinin referans durumdan daha küçük olduğu gözlemlenmiştir. Bu sonuçların ışığında hem valf yapısı üzerinde yaklaşık %24'lük bir kütleli debi artış potansiyeli tespit edilmiş hem de emme susturucusu optimizasyonu için tek başına yeterli olmasa da ileriki çalışmalarda bu modelle yapılacak analizlerin faydalı sonuçlar sağlayacağı sonucuna varılmıştır. Emme susturucusu optimizasyonunda, akışkan ve valf hareketlerini bir bütün olarak incelemek için AYE modeline ihtiyaç duyulmaktadır.

4.4 Akışkan-Yapı Etkileşimi (AYE)

Akışkan-Yapı Etkileşimi (Fluid Structure Interaction-FSI); temas halinde bulunan katı ve akışkan fazlarının birbiri ile olan etkileşimidir. AYE problemleri ile mühendislik uygulamalarında sıkça karşılaşılır. Son zamanlarda AYE konusu hesaplamalı mühendislik alanında popüler konular arasında yer almaktadır.

AYE problemleri fiziksel olarak tek yönlü ve çift yönlü olmak üzere iki kategoriye ayrılır. Tek yönlü AYE problemleri; akışkan ya da katı ortamlardan yalnızca birindeki değişimin diğer ortamı etkileyebildiği durumlardır. Örneğin havanın bulunduğu bir ortamda, dış etkilerle rijit cisim hareketi yapan bir çelik parçası, içinde bulunduğu akışı etkilerken, havanın yarattığı akışkan kuvvetlerinin katı deformasyonu üzerindeki etkileri ihmal edilebilir mertebededir. Hem akışkanın hem de katının birbiri üzerinde ihmal edilemez mertebede etkiye sebep olduğu problemlere de çift yönlü AYE problemleri denir.

Zamana bağlı bir durum olan AYE problemleri hesaplama yöntemi olarak da ikiye ayrılır: monolitik yaklaşım ve bölümlendirilmiş yaklaşım. Monolitik yaklaşımda tüm yönetici denklemler birbirine bağlı tek bir denklem sistemi halinde ele alınır. Hem katı hem de akışkanlar mekaniği denklemleri eş zamanlı olarak çözülür. Bölümlendirilmiş yaklaşımda ise katı ve akışkanlar mekaniği denklemleri ayrı çözücülerde çözülür. Katı mekaniği çözücüsü; akışkan-katı ara yüzeyinden bir önceki zaman adımına ait kuvvet girdisi alıp deformasyon hesaplar, akışkanlar mekaniği çözücüsü deformasyon girdisi alıp kuvvet hesaplar.

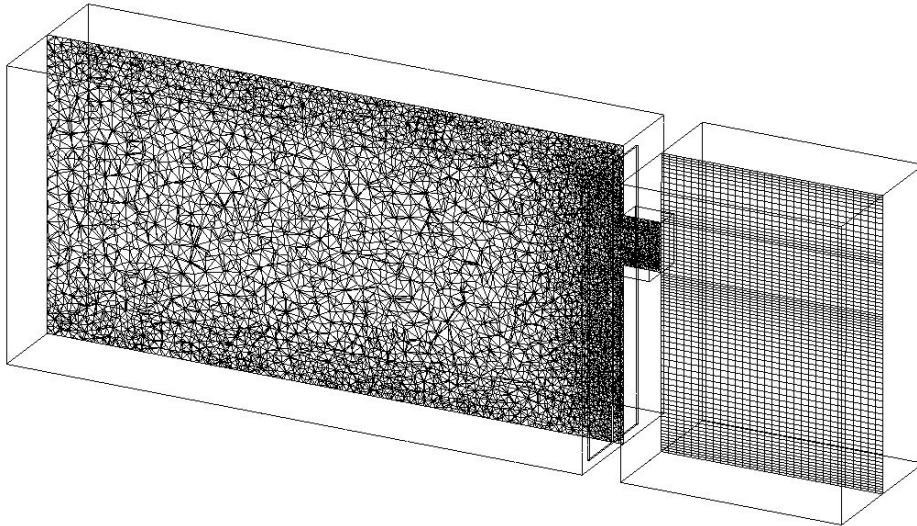
İki yönlü AYE problemlerinde akışkan-katı etkileşimi çok güçlü olduğu için bölümlendirilmiş hesaplama yöntemlerini kullanmak zordur. Bu gibi durumlarda

AYE problemleri güçlü bağlı ve güçsüz bağlı olarak adlandırılan iki farklı yaklaşımla ele alınırlar. Güçlü bağlı iki yönlü FSI problemlerinde her bir zaman adımında bir dış döngüyle iterasyon yaparak, akışkan-katı etkileşiminin senkronize olması sağlanır.

Emme valf yaprağında kullanılan yöntem, problemin fiziği gereği *iki yönlü* olup çözüm yöntemi olarak da güçlü bağlı, bölümlendirilmiş AYE yöntemi tercih edilmiştir. Akışkanlar mekaniği denklemleri çözümü için Ansys-Fluent yazılımı kullanılırken, katı mekaniği hesaplamaları için Ansys Structural yazılımı kullanılmıştır. Bu çözücülerin, Ansys Workbench ortamında "System Coupling" modülü kullanılarak güçlü bağlı FSI yöntemine olanak verecek şekilde haberleşmeleri sağlanmıştır.

4.4.1 Basit geometrilerde AYE uygulamaları

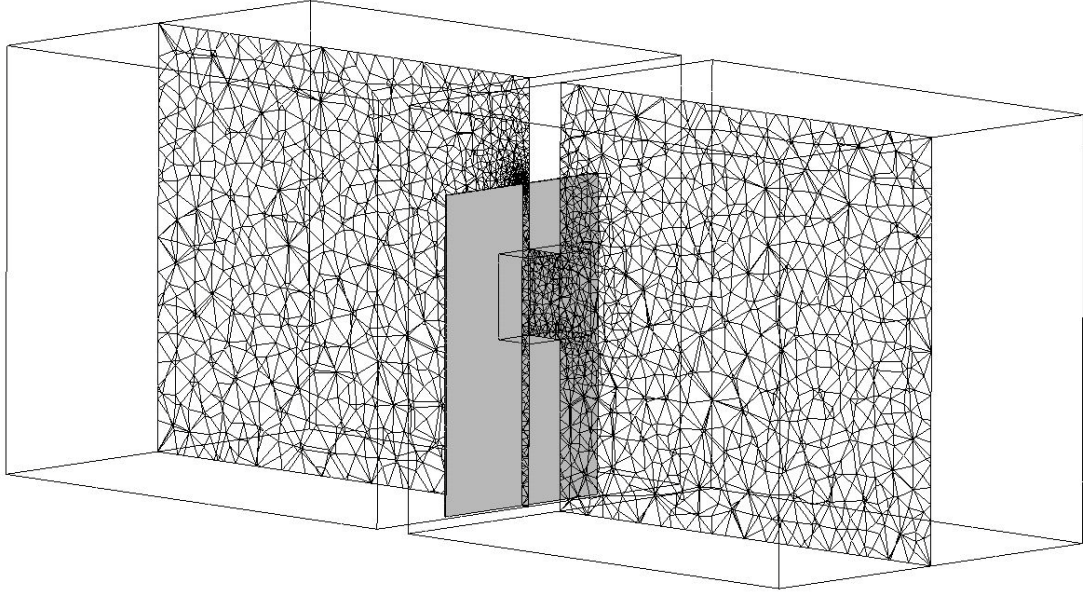
Öncelikle, Ansys yazılımında AYE yapısını incelemek ve mevcut probleme uygulamak için basit geometriler üzerinde denemeler yapılmıştır. Şekil 4.13, AYE 1. test geometrisini ve orta kesitindeki çözüm ağını göstermektedir. Geometrinin sağ tarafı silindir bölgesini ve sol tarafı ise susturucu bölgesini temsil etmektedir. AYE 1. test geometrisi silindir kısmındaki çözüm ağı, piston hareketinin layering metodu ile modellenebilmesi için yapısal olarak oluşturulmuştur.



Şekil 4.13 : AYE 1. test geometrisi. Piston hareketi: Layering Yöntemi

Şekil 4.14 ise, AYE 2. test geometrisini ve orta kesitindeki çözüm ağını göstermektedir. AYE 2. test geometrisi çözüm ağı, piston hareketinin smoothing ve

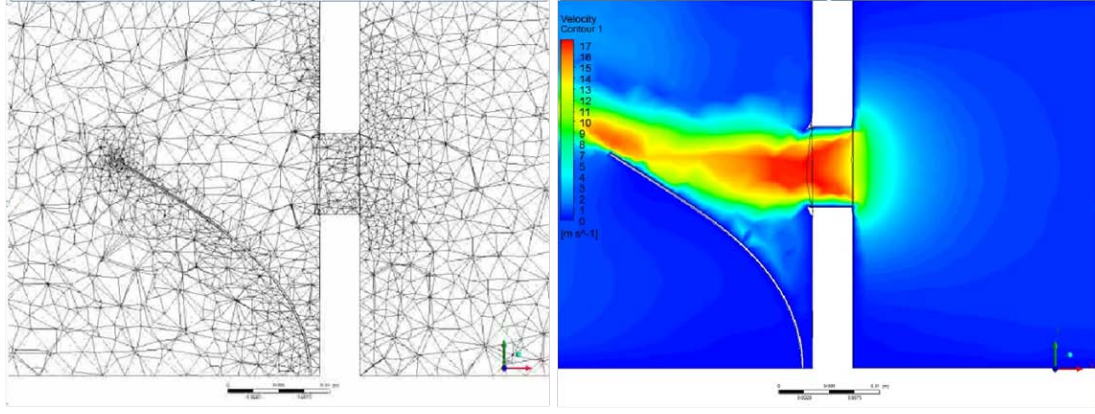
remeshing metodu ile modellenenebilmesi için dörtyüzlü elemanlardan oluşturulmuştur.



Şekil 4.14 : AYE 1. test geometrisi. Piston hareketi: Smoothing ve remeshing yöntemi.

İlk aşamada amaç sadece AYE yapısını incelemek olduğu için valf yaprağı, susturucu tarafına ve kontak problemi ile daha sonra ilgilenmek için plakadan yeterince uzağa yerleştirilmiştir. Silindir bölgesi yapısal, susturucu bölgesi ise dörtyüzlü elemanlarla yapısal olmayacak şekilde çözüm ağı oluşturulmuştur.

Karşılaşılabilecek problemleri teker teker ele almak adına giriş çıkış kesitleri arasında önce sabit daha sonra sinüzoidal basınç farkı sınır şartı ve son olarak da piston hareketi tahrikli olacak şekilde analizler yapılmıştır. Remeshing ve smoothing parametreleri, çözüm ağının cidarlara yakın bölgelerinde sıklığını koruması için optimize edilmiştir.

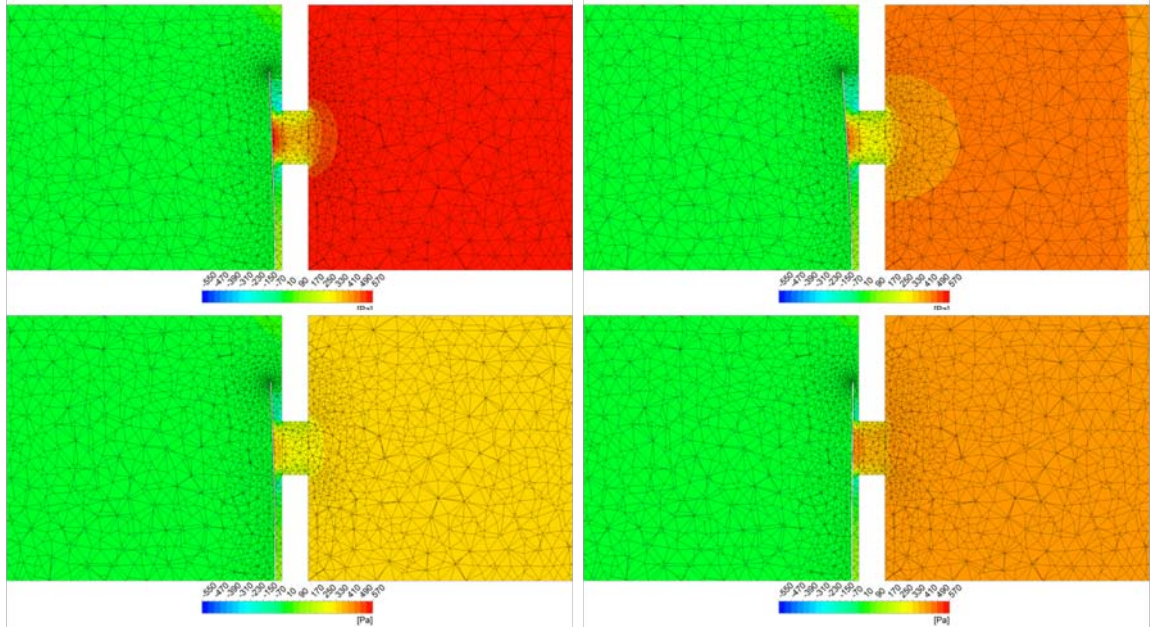


Şekil 4.15 : Sabit basınç altında şekil değiştiren valf yaprağı: çözüm ağı ve hız alanı.

Şekil 4.15'de, orta kesitindeki hız konturları gösterilen AYE uygulamasında, giriş basıncı 200 Pa, çıkış basıncı 0 Pa olarak belirlenmiştir. Deformasyonu gözlenecek parça alt yüzeyinden sabitlenirken, diğer tüm yüzeyleri akışkan-katı ara yüzeyi olarak seçilmiştir. Toplam analiz süresi, susturucu analizine benzerlik göstermesi açısından 0.0204 s olarak alınmıştır. Şekil değişiminin gözlenebilmesi için test geometrilerinde katı levhanın (valf) elastisitesi 1.1 GPa, yoğunluğu 950 kg/m^3 ve poisson oranı 0.42 olarak seçilmiştir.

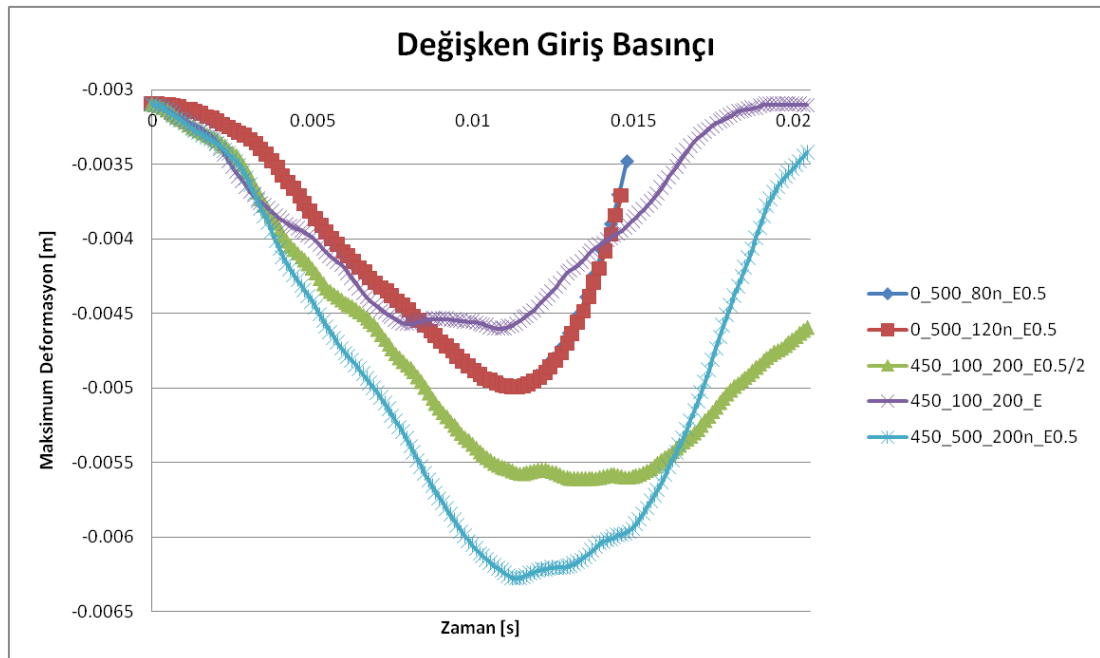
Katı parça akışkan kuvvetlerin baskın olduğu valf plakasına yakın bölgeden akışkan kuvvetleri etkisi altında deforme olurken, deformasyon arttıkça atalet kuvvetleri baskın hale gelmekte ve parça osilasyon hareketi yapmaktadır. Bu sırada parçanın hareketi, içinde bulunduğu akışkan ortam tarafından sönümlenmektedir. Böylece katı parça şiddeti gittikçe azalan osilasyonlarla Şekil 4.15'deki konuma yakınsamış ve akış daimi hale gelmiştir.

Gerçek analizde valf yaprağı değişken basınç farkı altında çalışacaktır. Gerçek duruma olan benzerliği arttırmak için çıkış basıncı değiştirilmezken, giriş basıncının zamanla değişmesi sağlanmıştır. Başlangıç anında çıkış kesiti basıncı 450 Pa olarak belirlenmiştir. Analiz boyunca çıkış kesiti basıncı, periyodu 0.0204 s ve genliği 100 Pa olan bir sinüs dalgası şeklinde değiştirilmiştir.



Şekil 4.16 : Periyodik basınç değişimi altında şekil değiştiren valf yaprağı: basınç alanları.

Çözüm ağının aynı tutulduğu, giriş kesitindeki zamana bağlı sinüsoidal basınç profilinin, katı levha (valf) elastisitesi ve analizlerde kullanılan zaman adımları değiştirilerek, AYE yapısı incelenmiştir.



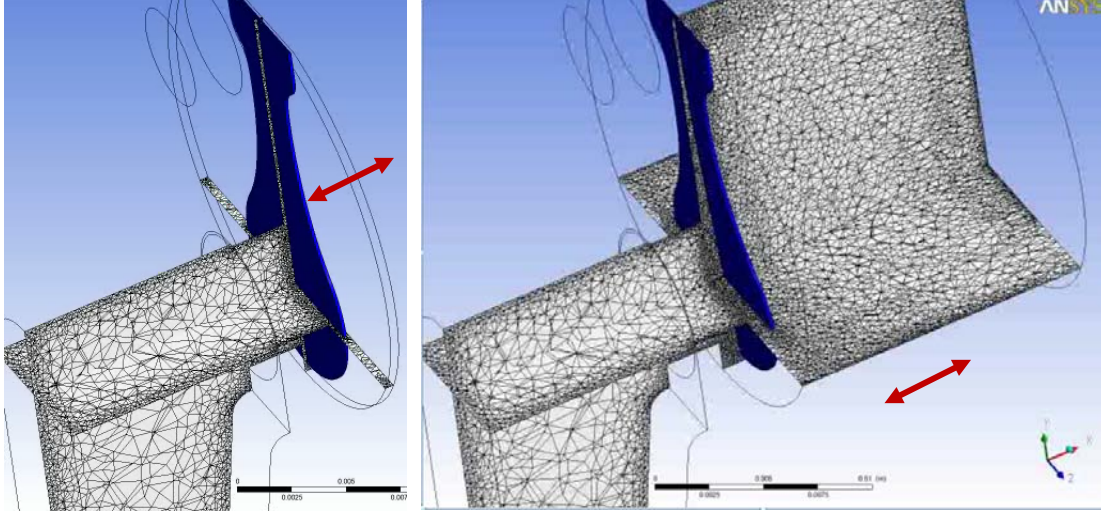
Şekil 4.17 : Değişken giriş basınç profilleri altında valf yaprağının maksimum şekil değiştirmesi.

Şekil 4.17'de, yapılan analizlerde ilk periyot boyunca maksimum deformasyon gösterilmiştir. Eğrilerin isimlerindeki ilk rakam başlangıç anındaki giriş kesiti basınç

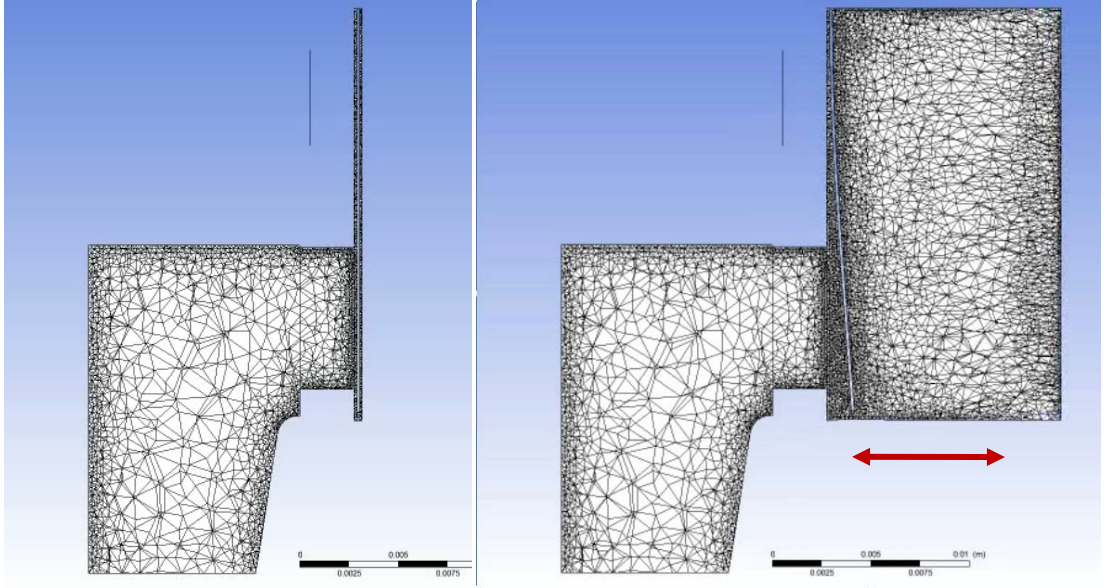
değerini, 2. rakam sinüs dalgasının genliğini, 3. rakam 1 periyodun kaç zaman adımına bölündüğünü ve son kısım da katı levhanın (“valfin”) elastisitesini göstermektedir. E değeri, 1.1 GPa olarak belirlenmiştir. Analizlerin bir kısmında kontak gerçekleşirken bir kısmında da gerçekleşmemiştir. Analizlerde henüz kontak durumu modellenmediği için kontağın gerçekleştiği durumlarda analiz hata üretip sonlanmıştır. Kırmızı ve mavi eğrilerde yaklaşık 0.015'inci saniyede kontak gerçekleştiği görülmektedir. Aynı zamanda, zaman adımının farklı değerlerinde analizin sonucunun değişmediği de görülmektedir. Yeşil, mor ve açık mavi eğrilerde ise elastisite ve basınç profili genliğinin etkisi gösterilmiştir.

Basit geometriler üzerinde piston hareketi tahrikli bir AYE uygulamasının yapılması da kurgulanmıştır. Bu uygulamada Şekil 4.11'de gösterilen çözüm ağı kullanılmıştır. Silindir bölgesinde yalnızca piston hareketi olacağı için layering metodu kullanılırken, valf yaprağı deformasyonu için de smoothing ve remeshing metotları kullanılmıştır. Ancak yapılan çalışmalar sonucunda layering metodunun smoothing & remeshing ile aynı anda kullanıma uygun olmadığı görülmüştür. Bu noktada piston hareketi ile tahrik edilecek FSI uygulaması (PFSI) üzerinde test amaçlı basitleştirmeler yapılmış gerçek geometride, aynı hacimde hem piston hem de valf yaprağı deformasyonuna cevap veren tek hareketli çözüm ağı yöntemi olduğu için smoothing ve remeshing yöntemleri ile incelenmiştir.

PFSI uygulamasında ilk etapta hareketli çözüm ağının kurgulanması hedeflenmiştir. Bunun için Şekil 4.18-4.19'da gösterildiği gibi emme susturucusu, çıkış kanalı yakınından kesilmiş ve susturucu kısmı modelden çıkartılmıştır. Böylece hareketli çözüm ağının önem teşkil ettiği test geometrisinden yaklaşık dört milyon eleman çıkartılarak test hızı arttırılmıştır. Test geometrisi kontrol hacmi emme susturucusu çıkış kanalından başlayıp, valf yaprağı ve silindir hacmini kapsayacak şekilde düzenlenmiştir.



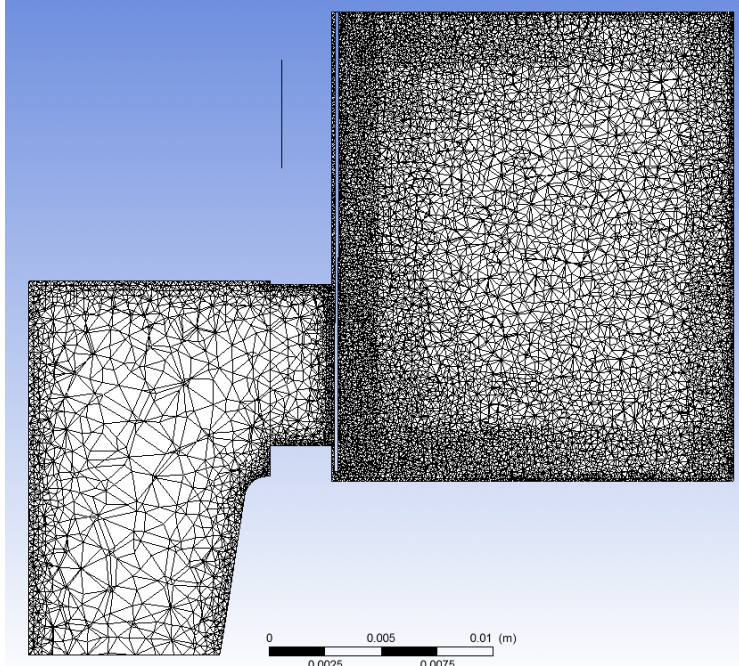
Şekil 4.18 : Piston tahrikli analizlerde kullanılan farklı zaman adımlarında gösterilmiş hareketli çözüm ağı (üç boyutlu perspektif görünüş).



Şekil 4.19 : Piston tahrikli analizlerde kullanılan farklı zaman adımlarında gösterilmiş hareketli çözüm ağı (yandan görünüş).

Aynı sınır şartları ve başlangıç çözüm ağına sahip referans test konfigürasyonunda smoothing, remeshing ve hareketli yüzeylere ait diğer çözüm ağı parametrelerini değiştirerek, çözüm ağı için parametrik bir çalışma yapılmıştır. Hareketli çözüm ağının performansını kıyaslamak için her bir zaman adımında ölçülen, çözüm ağındaki maksimum çarpıklık (maximum equivolume skewness) değerleri incelenmiştir. Oluşturulan konfigürasyonlar arasında, çözüm ağı çarpıklığının dışında silindir bölgesinde oluşan maksimum ve minimum çözüm ağı eleman sayısı ve

oluşan elemanların cidarların etrafında sık olacak şekilde hareketi sağlanması hedeflenmiştir.



Şekil 4.20 : Kontakın gerçekleştiği anda çözüm ağı kesit görseli (yandan görünüş).

Şekil 4.20'de görüldüğü gibi çözüm ağının cidarlar çevresinde sık olacak şekilde oluşması sağlanmıştır. Hareketli çözüm ağında, en iyi çözüm ağı parametre konfigürasyonunda, en fazla dört milyon eleman oluşmaktadır. Bu konfigürasyonda kontak modellenmediği için, kontakın gerçekleştiği anda analiz hata verip kapanmaktadır. Bir sonraki başlıkta kontak problemi ele alınmıştır.

4.4.2 Akışkan-Yapı Etkileşimi (AYE) modeli

Bu kısımda AYE modelinin, susturucu optimizasyonunda nasıl kullanılacağı ve bu yöntemde karşılaşılabilecek beklenen problemler hakkında bilgiler ve çözüm önerileri sunulmuştur. Bu problemlerde biri de hareketli bir parçanın, bir başka katı ile temasında gerçekleşen kontak problemidir.

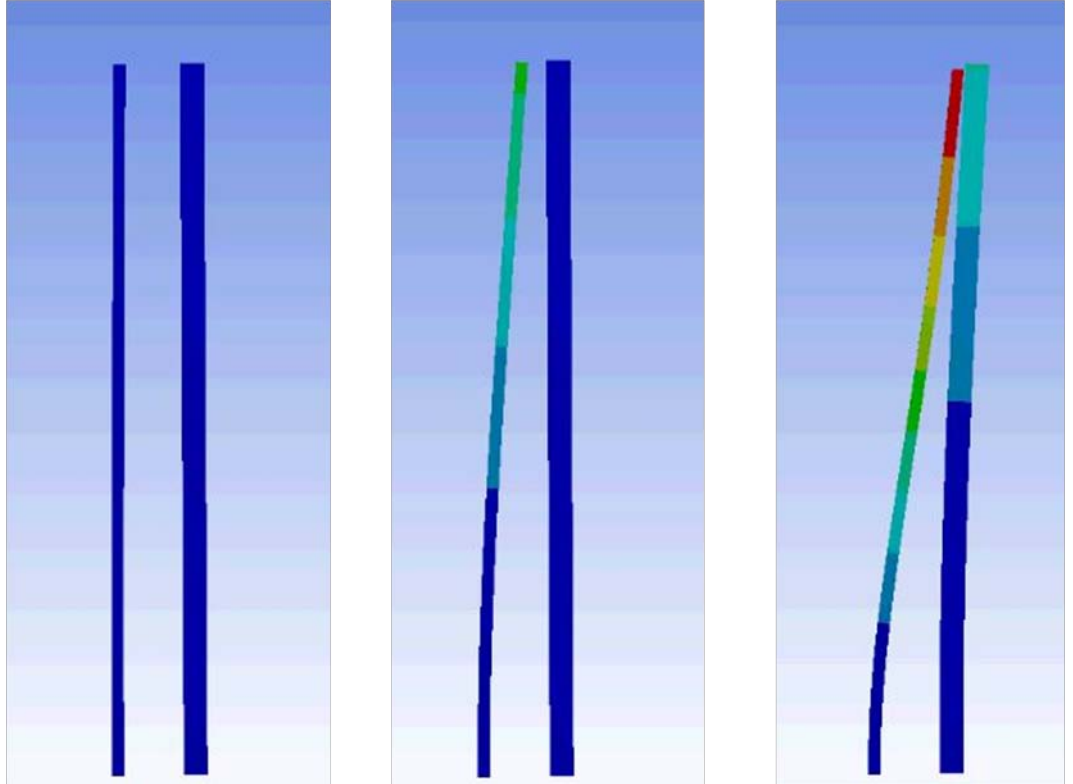
Bir birinden bağımsız iki katı yüzeyin birbirlerine temas etmelerine kontak denir. Kontak halindeki yüzeyler şu karakteristik özelliklere sahiptirler,

- Birbirlerinin içine girmezler,
- Birbirlerine normal ve teğetsel kuvvet iletirler,
- Birbirlerine çekme gerilmesi uygulayamazlar.

Kontak problemi fiziksel olarak doğrusal olmayan bir problemdir. Katı mekaniği yönetici denklemleri doğrusal olmayan denklemlere dönüşür. Farklı kontak durumlarında kullanmak üzere Ansys Structural yazılımında birden fazla kontak yöntemi mevcuttur.

Fluent yazılımında hareketli çözüm ağında iki cidarın temas etmesi durumu oluşturulamamaktadır. Hareketli veya hareketsiz iki cidar arasında daima sonlu bir mesafe kalması gerekmekte ve bu boşluğa da akışkan hesaplamaları için çözüm ağı atılmalıdır. Yapısal analizde kantağın gerçekleşeceği yüzeyler arasında tanımlanan bir kontak öteleme mesafesi kaldığında, iki yüzey arasında kontak gerçekleşmiş gibi modellenmektedir.

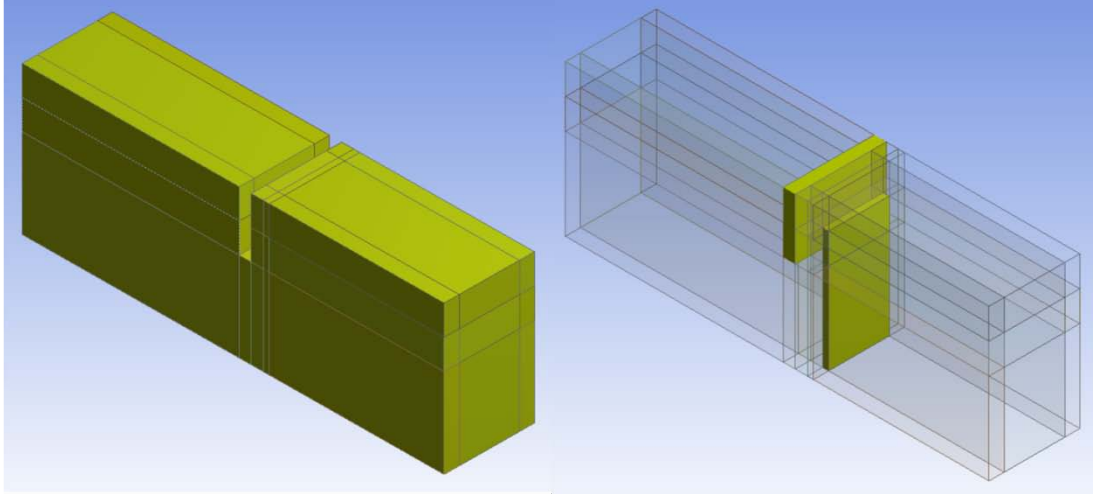
Şekil 4-21'de yan yana iki levha görölmektedir. İnce olan levhanın sol yüzeyinden sabit basınç uygulanmaktadır. İnce olan parça deforme olarak kalın olan levhaya, aralarında tanımlanan öteleme mesafesi kaldığında temas etmekte ve üzerine etki eden basınç kuvvetlerini, kantağın gerçekleştiğı yüzeyden aktararak, ikinci levhanın da kendisi ile beraber deforme olmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.21 : Kontak testi sonuçları.

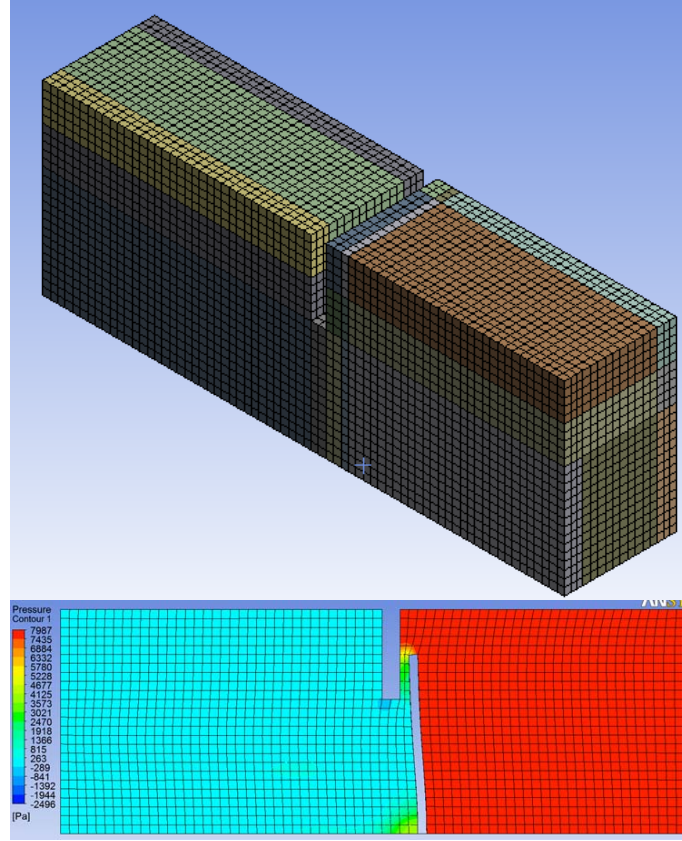
Bu proje kapsamında çalışmanın konusu daha çok akışkanlar mekaniği kısmına odaklandığı için yapısal analiz ve kontak problemine daha fazla değinilmemiştir. İleri çalışmalar için yapısal analiz parametrelerinin incelenmesi ve kontak modelinin optimizasyonu çalışmaları planlanmaktadır.

Gerçek geometride AYE modelini kullanmadan önce, AYE uygulamasında farklı AYE parametrelerinin çözümü nasıl etkilediği incelenmiştir. Bunun için Şekil 4.22'de görüldüğü gibi bir test geometrisi çizilmiştir.



Şekil 4.22 : Şekil değiştiren levha içeren akışkan ve katı test geometrileri.

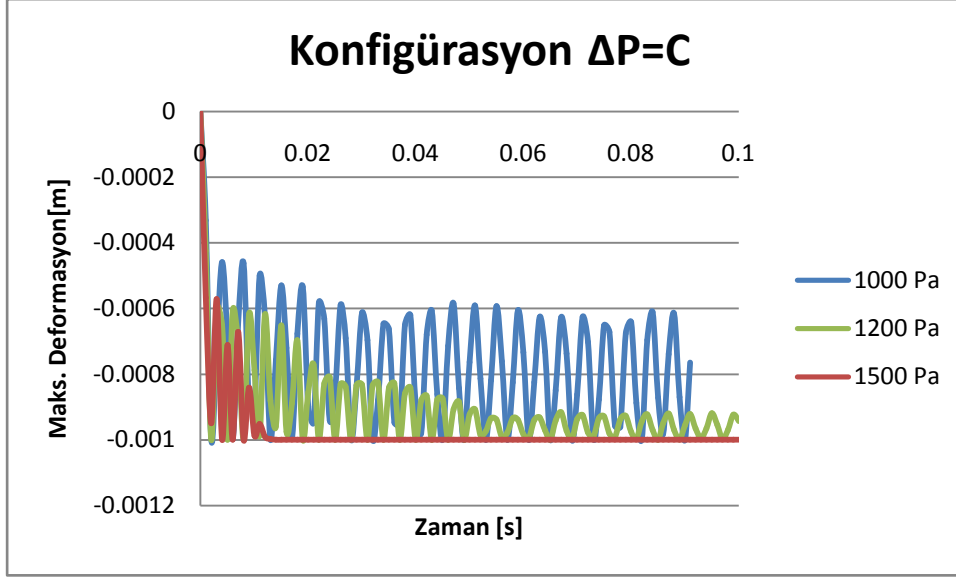
Çözüm ağı kenar uzunluğu 1 mm olan küp elemanlardan oluşturulmuştur. Valf yaprağı da, valf tablasından 2 mm uzağa yerleştirilmiş 1 mm kalınlığında bir levha şeklinde tasarlanmıştır. Geometri 3 boyutlu olarak oluşturulmuştur. Ancak sonuçlar Şekil 4.23'deki gibi orta kesit üzerindeki hız ve basınç alanlarının incelenmesi sonucu yorumlanmıştır. Şekil 4.23'deki geometride sağ ve sol yüzeyler sırasıyla “pressure inlet” ve “pressure outlet” olarak tanımlanmıştır. Giriş sınır şartının farklı sabit değerleri, zamana bağlı sinüzoidal basınç profili değerleri ve valf yaprağı farklı elastisite değerleri için farklı konfigürasyonlar oluşturulmuş ve bu konfigürasyonların sonuçları karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.23 : Test konfigürasyonlarında kullanılan çözüm ağı ve örnek basınç alanı.

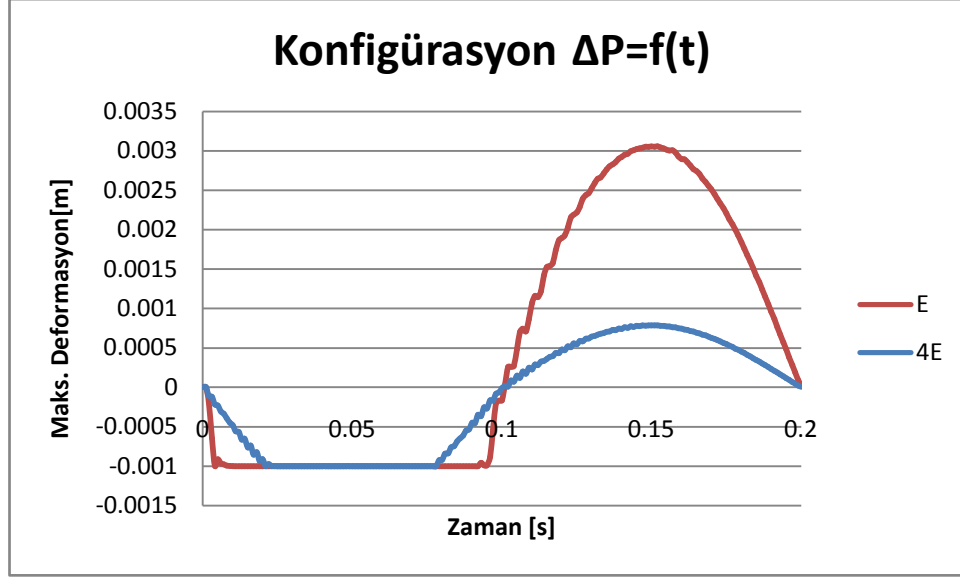
Referans durum için katı levhanın elastisitesi 1.1GPa, yoğunluğu 950 kg/m^3 ve poisson oranı 0.42 olarak verilmiştir. Giriş basıncı 1000 Pa'dır. Akışkan 300 K sıcaklığındaki havadır ve sıkıştırılamaz akış kabulü yapılmıştır.

Giriş kesiti 1000, 1200 ve 1500 Pa basınç değerleri için analizler yapılmıştır. Şekil 4.24'de görüldüğü kontak mesafesi valf tablasından 1 mm olarak belirlendiği için valf yaprağı negatif yönde 1 mm deforme olup kontak yüzeyine temas etmiştir. 1000 Pa giriş basıncının olduğu konfigürasyonda giriş basıncı, valf yaprağının kontak yüzeyine kadar ancak deforme olmasına yetmektedir. Valf yaprağının etrafından geçen akışkanın yarattığı çalkantılar, valf yaprağının deformasyonunda baskın rol oynamaktadır. Giriş basıncı 1500 Pa'a çıkartıldığında valf yaprağı kontak bölgesine temas edip orada kalmaktadır.

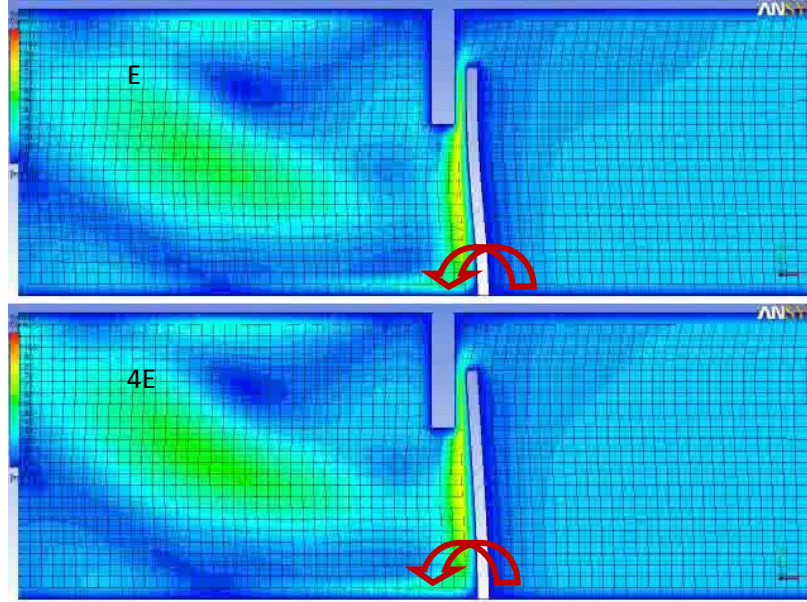


Şekil 4.24 : Sabit basınç farkı altında valf yaprağı maksimum deformasyonları

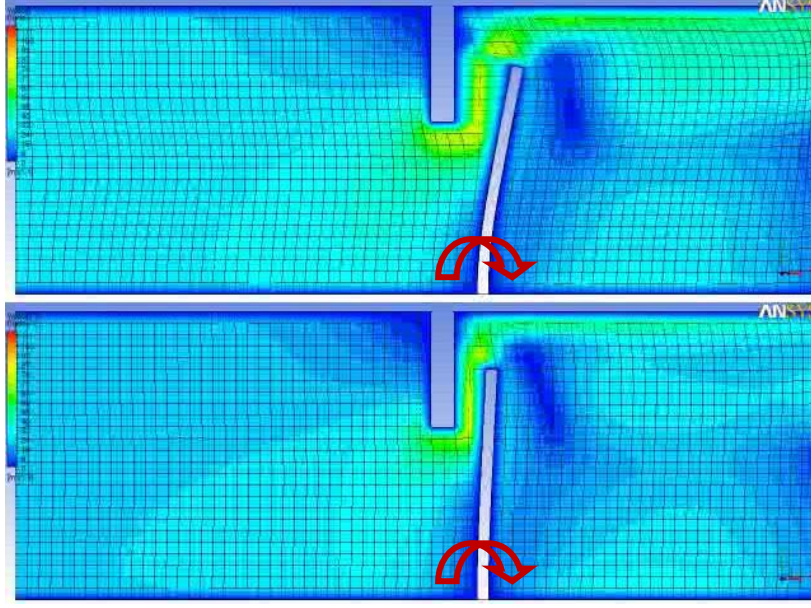
Sabit basınç altında çalışan AYE uygulamaları, değişken basınç profilinde incelenmiştir. Giriş sınır şartı olarak genliği 8000 Pa olan zamana bağlı bir sinüsoidal basınç profili kullanılmıştır. Şekil 4.26 ve 4.27'de görüldüğü gibi valf yaprağı önce valf plakasına temas etmiş, daha sonra ters yönde deforme olup başlangıç konumuna dönmüştür. Valf yaprağının elastisitesindeki değişimin FSI analizlerine etkisinin incelenmesi için, valf yaprağı malzemesinin elastisitesinin 4 kat arttırıldığı bir analiz yapılmıştır. Analizde beklendiği gibi artan elastisite atalet kuvvetlerini daha baskın hale getirmiştir. Kontak daha uzun bir zaman sonra gerçekleşmiş, valf yaprağı kontak bölgesinden daha kısa zamanda ayrılmış ve diğer yöndeki serbest deformasyonunun şiddeti daha az olmuştur. Farklı FSI uygulamalarında model beklentiye uygun sonuçlar vermiştir.



Şekil 4.25 : Farklı valf yaprağı elastisite değerleri ile hesaplanmış maksimum deformasyonlar.



Şekil 4.26 : Farklı valf yaprağı elastisite değerleri ile hesaplanmış maksimum deformasyonlar: $t = t_1$.



Şekil 4.27 : Farklı valf yaprağı elastisite değerleri ile hesaplanmış maksimum deformasyonlar: $t = t_2$.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Yüksek lisans tez kapsamında ev tipi buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlerdeki emme susturucusu sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal incelemede akış hacmi, çözüm ağı ve akış modelleme parametreleri ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Emme susturucusuna ait analizler hem daimi hem de daimi olmayan rejimde gerçekleştirilmiş; akışa ait hız, basınç ve sıcaklık alanları incelenerek emme susturucusunun aeroakustik ve aerodinamik açıdan geliştirilebilir yönleri tesbit edilmiştir. Emme susturucusu haznelerini birbirinden ayıran plaka, 2. hacmi büyütecek yönde 7 ve 10 mm ötelendiği 2 prototip emme susturucusu önerilmiş ve akış analizleri yapılmıştır. Bu analizlerde susturucunun aerodinamik açıdan iyileştiği ancak aeroakustik açıdan bir miktar kötüleştiği görülmüştür.

Sayısal bir optimizasyon çalışması için prototip geometrilerinde, her bir parametre değişimi için deneysel sınır şartı kullanmak pratik olmayacağı için, optimizasyon parametresine bağımlı bir sınır şartı kullanılmaması gerektiği sonucuna varılmıştır. Pistonun zamana bağlı konum değişiminin emme susturucusu geometrisinden bağımsız olması nedeniyle, piston hareketinin ve hareketli çözüm ağının kullanıldığı, valf yaprağının dahil edildiği ve edilmediği iki model incelenmiştir.

Valf yaprağının dahil edilmediği, emme ve egzoz portlarının ideal olarak açılıp kapatıldığı modelde, *akışın karakteristiği* elde edebilmiş ancak beklendiği gibi deneysel değerlere yeterli yakınlık gözlenmemiştir. Buna karşın; sayısal olarak zaman alıcı olmaması ve kullanılan valften bağımsız sonuç vermesi nedeniyle hızlı bir optimizasyon aracı olarak kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Akışın tüm detayları ile gerçekçi olarak modellenmesi için valf yaprağının da modele dahil edilmesi gerektiği görülmüştür. Bunun için valf yaprağı ve soğutkan arasındaki güçlü bağın, AYE yöntemi ile modellenmesi gerekmektedir. AYE yöntemi; hem katı hem akışkan dinamiği çözücüsü gerektirdiği, aralarındaki güçlü bağ nedeni ile akışkan ve katı dinamiği çözücülerinin bir üst döngüde senkronize olmaları gerektiği,

valf yaprağı hareketi nedeniyle silindir bölgesinde yapısal hareketli çözüm ağı kullanılamaması, bu yüzden çözüm ağı eleman sayısının ve çarpıklığının artması sebepleriyle model sayısal olarak pahalı/zaman alıcı ve gerçekleştirmesi oldukça güçtür. Gerçek emme susturucusuna ait AYE modelinin kurulabilmesine ön hazırlık olmak üzere, basit geometrilerde hareketli çözüm ağı ve AYE model parametreleri incelenmiş, karşılaşılabilecek problemler ve çözüm yöntemleri incelenmiştir.

5.2 İleriye Dönük Çalışmalar

Çalışmanın ilerleyen safhalarında, emme susturucusu içindeki akışın iki yönlü AYE modeli kullanılarak modellenmesi, deneysel veri girdisi ihtiyacı doğurmaksızın, güçlü bir modelleme ve optimizasyon yöntemi sağlaması açısından önemlidir. Oluşturulacak AYE modelinde valf yaprağı deformasyonunun validasyonu için bir test kurulumu üzerinde, valf yaprağı deplasmanının deneysel olarak ölçülmesi gerekmektedir. AYE modeli ile modellenecek emme susturucusu için, çıkış kesiti civarında sayısal olarak elde edilecek zamana bağlı basınç profili, deneysel profile yeterli yakınsamayı sağladıktan sonra, geliştirilen AYE modeli farklı emme susturucularına ait sayısal optimizasyon çalışmalarında kullanılabilecektir.

Ayrıca, optimizasyon çalışmasının zenginleştirilmesi için yalnızca emme susturucusu ve piston-silindir bölgesi değil, emme susturucusu giriş kesitinden başlayan ve soğutkanın kompresörü terk ettiği kesite kadar olan tüm gaz hattının modele dahil edilmesi, kompresörün iyileştirilmesi ve sayısal P-v diagramının çıkarılması açısından önem arz etmektedir.

KAYNAKLAR

- Ansys, Inc.**(2011).Ansys Fluent Theory Guide, Release 2014, Technical Report.
- Brown, R.N.,Lewis, R.A.**(1986).Centrifugal Compressor Application Sizing, Selection and Modelling, Proceedings of the 23rd Turbomachinery Symposium, 195-201.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A.**(1996).Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, çev. T. Derbentli,Literatür Yayınları.
- Choi, J.K., Joo, J.M., Oh, S.K., Park, S.W.**(2000).Smart Suction Muffler Design for a Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Paper 1442, Purdue University.
- Cinisli, F.**(2003).Hermetik Kompresörlerde Soğutucu Akışkanların İndikatör Diyagramına Etkisinin İncelenmesi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Lee, J.H., An, K.H., Lee, I.S.**(2002).Design of the Suction Muffler of a Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Paper 1543, Purdue University.
- Nakano, A., Kinjo, K.**(2008).CFD Applications for Development of Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Paper 1842, Purdue University.
- Oguz, E.**(2006).Hermetik Soğutucu Akışkan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- Pereira, E.L.A., Deschamps, C.J., Ribas, F.A.**(2008).Performance Analysis of Reciprocating Compressors Through Computational Fluid Dynamics, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, DOI: 10.1243/09544089JPME194.
- Sarioglu, K., Ozdemir, A.R., Oguz, E., Kaya, A.**(2012).An Experimental and Numerical Analysis of Refrigerant Flow Inside the Suction Muffler of Hermetic Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Paper 2063, Purdue University

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad:Umut Can COŞKUN

Doğum Yeri ve Tarihi: TOKAT 07.04.1988

Adres: Caferağa Mh., Sivastopol Sok., Dilara Apt., D:2, 34710, Kadıköy/İstanbul

E-Posta: ucoskun@itu.edu.tr

Lisans: Kocaeli Üniversitesi Makina Mühendisliği

Mesleki Deneyim: İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi
Araştırma Görevlisi (2012/ -)

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- **Coşkun, U.C.,**Güneş, H., Sarioğlu, K., 2013:Numerical Investigation of Suction Muffler in Household Refrigerator Compressor, *Proceedings of the 2013 Conference on Mechanics, Fluids, Heat, Elasticity and Electromagnetic Fields*, Venice, 85-89.
- **Coşkun, U.C.,**Güneş, H., Sarioğlu, K., Kerpiççi, H., 2014:Unsteady Flow Simulation in Suction Muffler of a Hermetic Reciprocating Compressor, *ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis*, Copenhagen