

**HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE
PİSTONUN İKİNCİL HAREKETİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Tolga KURTULUŞ
(Enstitü No)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Ocak 2007**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU
Diğer Jüri Üyeleri Doç. Dr. Ata MUĞAN
Yard. Doç. Dr. Selman NAS**

OCAK 2007

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU'na teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Şemsettin EKSERT ve Sn. Fatih ÖZKADI' nın şahsında teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen, değerli fikirleri ve eleştirilerinden dolayı Sn. Dr. Hüsnü KERPIÇÇİ'ye, deneysel çalışmalarındaki katkılarından dolayı Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU başta olmak üzere tüm ARGE Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim.

Tüm çalışmalarım boyunca verdikleri destekten dolayı tüm ARGE Yüksek Lisans Öğrencileri'ne teşekkür ederim.

Tüm lisans ve yüksek lisans çalışmalarım boyunca bana manevi ve maddi desteğini esirgemeyen Ayşe Nuran EYAZ'a teşekkürü borç bilirim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, her adımda maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, yanımda olmasa da hep yanımda olduklarını hissettiren sevgili AİLEME ve tüm dostlarıma teşekkürlerimi borç bilirim.

Aralık 2006

Tolga KURTULUŞ

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
TABLO LİSTESİ	V
SEMBOLLER LİSTESİ	VIII
ÖZET	IX
SUMMARY	X
1. GİRİŞ	1
1.1 KONU	1
1.2 LİTERATÜRDEKİ ÇALIŞMALAR	1
1.3 ÇALIŞMANIN AMACI VE KAPSAMI	3
2. KRANK BİYEL MEKANİZMASININ DENKLEMLERİ	5
3. DİNAMİK MODEL	10
3.1 MODELİN KURULMASI	10
3.1.1 Giriş	10
3.1.2 Kabuller	10
3.1.3 Dinamik Model	11
3.1.4 Bağlantılar	12
3.1.5 Parametreler	15
3.2 DİNAMİK SİMÜLASYON	20
3.2.1 Çözüm	21
3.3 SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	22
3.4 TEK PARAMETRENİN DEĞİŞİMİ	24
3.4.1 Biyel Boyu	24
3.4.2 Krank Eksantrikliği	25
3.4.3 Krank Kaçıklığı	27
3.4.4 Perno Bağlantı Noktası	28
3.4.5 Piston Ağırlık Merkezinin y Yönünde Değişimi	29
3.4.6 Krank Şaft Açısal Hızı	31
3.5 İKİ PARAMETRENİN BERABER DEĞERLENDİRİLMESİ	32
3.5.1 Biyel Boyu – Krank Eksantrikliği	32
3.5.2 Krank Eksantrikliği – Krank Kaçıklığı	34
3.5.3 Biyel Boyu – Krank Kaçıklığı	35
3.6 SONUÇLAR	38
4. DENEYSEL ÇALIŞMA	40
4.1 PİSTON KAÇAKLARINI ÖLÇME PRENSİBİ	41
4.2 PİSTON KAÇAKLARI DENEY DÜZENEGİ	42
4.2.1 Kompresörün Hazırlanması	42
4.2.2 Kalorimetre Düzeneginin Hazırlanması	43
4.3 PİSTON KAÇAKLARININ HESAPLANMASI	45

4.4	SONUÇLAR	46
5.	DEĞERLENDİRME	50
	KAYNAKLAR	51
	ÖZGEÇMİŞ	52

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 3.1.1 : Dinamik Modelde Araştırılan Parametreler	15
Tablo 3.1.2 : Araştırılan Parametrelerin Değerleri	16
Tablo 3.3.1 : Ticari Bir Kompresörün Parametreleri ve Analiz Sonuçları	22
Tablo 3.4.1 : Biyel Boyunun Değişimine Göre Y ve D Değerleri.....	24
Tablo 3.4.2 : Krank Eksantrikliği Değişimine Göre Y ve D Değerleri	25
Tablo 3.4.3 : Krank Kaçıklığı Değişimine Göre Y ve D Değerleri	28
Tablo 3.4.4 : Perno Konumunun Değişimine Göre Y ve D Değerleri.....	28
Tablo 3.4.5 : Piston Ağırlık Merkezi, y Yönündeki Değişimine Göre Y ve D Değerleri	29
Tablo 3.4.6 : Krank Şaft Açısal Hızının Değişimine Göre Y ve D Değerleri	32
Tablo 3.5.1 : Biyel Boyu ve Krank Eksantrikliği Değişimine Göre Y Değerleri.....	32
Tablo 3.5.1 : Biyel Boyu ve Krank Eksantrikliği Değişimine Göre D Değerleri.....	32
Tablo 3.5.2 : Krank Eksantrikliği ve Krank Kaçıklığının Değişimine Göre Y Değerleri	34
Tablo 3.5.3 : Krank Eksantrikliği ve Kaçıklığının Değişimine Göre D Değerleri	34
Tablo 3.5.4 : Biyel Boyu ve Krank Kaçıklığı Değişimine Göre Y Değerleri.....	36
Tablo 3.5.5 : Biyel Boyu ve Krank Kaçıklığı Değişimine Göre D Değerleri.....	36
Tablo 4.4.1 : Piston Kaçaklarının Karşılaştırılması	47
Tablo 4.4.2 : Piston Boyutları	47
Tablo 4.4.3 : Farklı Viskozitede Yağlar İle Yapılan Gaz Kaçakları Deneyleri.....	49

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1.1 : Krank-Biyel Mekanizması.....	5
Şekil 2.1.2 : Krank Açısı ile Basıncın Değişimi.....	8
Şekil 2.1.3 : Krank Açısı ile Kuvvetin Değişimi.....	9
Şekil 3.1.1 : Bağlantı Elemanları.....	11
Şekil 3.1.2 : Dönel Bağlantı	12
Şekil 3.1.3 : Temas Sisteminin Gösterimi	14
Şekil 3.1.4 : Sönümleme Katsayısının İç İç Girme ile Artışı	14
Şekil 3.1.5 : Marker	16
Şekil 3.1.6 : Araştırılan Parametrelerin Piston Üzerinde Gösterimi	17
Şekil 3.1.7 : Modelin Üstten Görünüşü	17
Şekil 3.1.8 : Model	18
Şekil 3.1.9 : Modelin Perspektif Görünüşü	18
Şekil 3.2.1 : Biyel Kolu ve Krank Eksantrikliği Parametrik Değişimi	21
Şekil 3.3.1 : Ağırlık Merkezinin Yaptığı Sapmanın (Y)	23
Şekil 3.3.2 : Dönme Açısının (D) Krank Açısına Göre Değişimi	23
Şekil 3.4.1 : Biyel Boyuna Göre Maksimum CM Sapmasının Değişimi.....	24
Şekil 3.4.2 : Piston Maksimum Dönmesinin Biyel Boyuna Göre Değişimi	25
Şekil 3.4.3 : Krank Eksantrikliğine Göre Maksimum CM Sapmasının Değişimi.....	26
Şekil 3.4.4 : Maksimum Piston Dönmesinin Krank Eksantrikliğine Göre Değişimi	26
Şekil 3.4.5 : Maksimum Piston Sapmasının Krank Kaçıklığına Göre Değişimi.....	27
Şekil 3.4.6 : Maksimum Piston Dönmesinin Krank Kaçıklığına Göre Değişimi.....	27
Şekil 3.4.7 : Maksimum Piston Sapmasının Perno Konumuna Göre Değişimi	28
Şekil 3.4.8 : Maksimum Piston Dönmesinin Perno Konumuna Göre Değişimi	29
Şekil 3.4.9 : Maksimum Piston Sapmasının Piston Ağırlık Merkezinin y Konumuna Göre Değişimi	30
Şekil 3.4.10 : Maksimum Piston Dönmesinin Piston Ağırlık Merkezinin y Konumuna Göre Değişimi	30
Şekil 3.4.11 : Maksimum Piston Sapmasının Krank Şaft Açısız Hızına Göre Değişimi	31
Şekil 3.4.12 : Maksimum Piston Dönmesi, Krank Şaft Açısız Hızına Göre Değişimi	31
Şekil 3.5.1 : Biyel Boyu ve Krank Eksantrikliğinin Değişimine Göre Y Değerleri ..	33
Şekil 3.5.2 : Biyel Boyu ve Krank Eksantrikliğinin Değişimine Göre D Değerleri ..	33
Şekil 3.5.3 : Krank Eksantrikliği ve Krank Kaçıklığına Göre Y Değerleri.....	35
Şekil 3.5.4 : Krank Eksantrikliği ve Krank Kaçıklığına Göre D Değerleri.....	35
Şekil 3.5.5 : Biyel Boyu ve Krank Kaçıklığı Değişimine Göre Y Değerleri	36
Şekil 3.5.6 : Biyel Boyu ve Krank Kaçıklığı Değişimine Göre D Değerleri	37
Şekil 4.1.1 : Piston Kaçaklarını Ölçme Prensibi	41
Şekil 4.2.1 : Doğrudan Emişli Bir Kompresör	43
Şekil 4.2.2 : Yağ Ayracı	43

Şekil 4.2.3 : Kompresör Gaz Kaçakları Deney Düzeneği	44
Şekil 4.2.4 : Boru Hattının Şematik Gösterimi.....	45
Şekil 4.4.1 : Kaçakların Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi.....	48

SEMBOLLER LİSTESİ

- ω : Mekanizmanın açısal hızı
 ω_t : Krank açısı
 φ : Biyelin yatak eksenine ile yaptığı açı
 σ_k : Lagrange çarpanları
 D : Sisteme yayılan enerji
 c_{max} : Maksimum sönümleme katsayısı
 f_k : Sınırlandırılmış denklemler
 d : ADAMS çözücüsünün sınırların maksimum iç içe geçme sınırı
 e : Yük değişim karakteristiğini tanımlayan pozitif gerçel sayı
 e : Krank kaçıklığı
 g : Perno yeri
 h : Piston ağırlık merkezinin y yönündeki konumu
 k : Katılık katsayısı
 l : Biyel uzunluğu
 m_1 : Piston bileşkesi kütlesi
 Q_i : Genelleştirilmiş koordinatlara göre genelleştirilmiş kuvvetler
 q_i : Genelleştirilmiş koordinatlar
 r : Krank yarıçapı
 T : Sistemin kinetik enerjisi
 V : Sistemin potansiyel enerjisi
 x : İki cisim merkezi arasındaki uzaklık
 x_p : Pistonun yer değiştirmesi
 x_l : Cismin temas ettiği veya edeceği cisme en yakın noktasının cismin kütle merkezine uzaklığı
 \dot{x} : x uzaklığının zamana göre türevi (hız)

HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLERDE PİSTONUN İKİNCİL HAREKETİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde müşteri odaklı gelişen pazarlarda verimli ve sessiz ürünlerin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Krank-biyel mekanizması gibi otomobillerde, gemilerde ve soğutma sistemlerinde yaygınca kullanılan dinamik sistemlerin daha sessiz ve daha verimli olabilmeleri için daha iyi anlaşılması gerekmektedir. Soğutma sistemlerinin bir parçası olan hermetik kompresörlerdeki gürültünün azaltılabilmesi ve verimin artırılabilmesi için krank-biyel mekanizmasının daha iyi anlaşılması gerekmektedir. Bu çalışmada pistonun ikincil hareketinin daha iyi anlaşılabilmesi için sayısal bir model oluşturulmuş ve parametrik simülasyonlarla piston dinamiğinin parametrelerinin etkileri görülmeye çalışılmıştır. Hazırlanan bir deney düzeneğinde pistonun ikincil hareketinin bir sonucu olan piston kaçakları deneysel olarak incelenmiştir. Krank-biyel mekanizması elektrik motorundaki dönme hareketini doğrusal harekete çevirmektedir. Dönme hareketinden doğrusal harekete geçiş esnasında piston, doğrusal hareketin yanında silindir merkez ekseninden silindir duvarına doğru hareket eder ve duvara çarpar. Bu “pistonun ikincil hareket” olarak adlandırılır. İkincil hareket enerji kayıplarına ve mekanik gürültüye sebep olmaktadır. Daha verimli ve sessiz kompresörlerin geliştirilebilmesi için ikincil hareketin engellenmesi veya azaltılması gerekmektedir. Bunun için basit dinamik bir model hazırlanmış; krank uzunluğu, biyel uzunluğu, dönme hızı, perno konumu ve piston ağırlık merkezi parametrik olarak incelenmiştir. Ayrıca ikincil hareketin bir sonucu olan piston kaçakları da deneysel olarak ölçülerek buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlerin gaz kaçakları belirlenmeye çalışılmıştır. Piston dinamiğine etki eden parametreler ve etki mertebeleri belirlenmiştir.

INVESTIGATING PISTON SLAP PHENOMENON IN HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSOR

SUMMARY

Today's markets are focusing on customer's desires that silent and economic products. Reciprocating products, which are used in autos, ships, refrigerators, should be studied to upgrade them as silent and economic products. To produce silent and economic refrigerators piston slap phenomenon should be understood. In this study a numeric model is created to understand the piston slap phenomenon and parametric simulations are generated. Then piston gas leakages, which are the result of secondary motion of piston, are measured at experimental setup. In commercial refrigerators, the reciprocating machine turns cycle motion to linear motion. In this transfer the piston does not only have a linear motion at the same time it moves to cylinder wall and impacts there. This is called "the piston slap phenomenon". The piston slap motion causes energy losses and mechanical noise. For more efficient and silent compressors, piston secondary motion should be avoided or minimized. In this study a basic dynamic model is designed to understand the secondary motion of piston. The parameters of secondary motion such as crank length, connecting rod length, rotational speed, pin position, piston's center of gravity are investigated. Piston leakages are the results of secondary motion and they are measured for commercial hermetical reciprocating compressors. The parameters of piston dynamics and their effects are determined.

1. GİRİŞ

1.1 Konu

Krank-biyel mekanizması elektrik motorundaki dönme hareketini doğrusal harekete çevirmektedir. Bu dönme hareketinden doğrusal harekete geçiş esnasında piston, doğrusal hareketin yanında silindir merkez ekseninden silindir duvarına doğru hareket eder ve duvara çarpar. Pistonun yaptığı bu hareket “**ikincil hareket**” olarak adlandırılmaktadır. İkincil hareket kompresörün gürültü düzeyini ve gaz kaçaqlarını etkilemektedir. Sessiz ve daha verimli soğutucu cihazların geliştirilebilmesi için kompresörlerin ikincil hareketinin iyi anlaşılmasına ihtiyaç vardır.

Buzdolaplarında ve havalandırma sistemlerinde halkasız pistonlu kompresörler kullanılmaktadırlar. Bu cihazlarda piston, makinenin sıkıştırma oranı, gürültü, enerji tasarrufu gibi performansı belirleyen önemli parametreleri etkilemektedir. Pistonun bu kadar etkin olmasının nedeni, piston dinamik karakteristiklerinin yani gaz kaçaqları, piston darbeleri ve sürtünme kayıplarının performans üzerinde etkili olmasıdır. Yağlanmış silindir deliği boyunca doğrusal hareket eden piston, dengelenmemiş yükler nedeniyle radyal salıntı ve yağ tabakası boşluğunda dönme hareketi yapmaktadır. Piston dinamiği içine giren ikincil hareket, performansı ve kararlılığı artırmak konusunda kritik bir konu olmuştur.

1.2 Literatürdeki Çalışmalar

Pistonun ikincil hareketi üzerine az bir araştırma yapılmıştır. Cho ve Moon’un [1] yaptığı araştırma incelendiğinde ikincil harekete etkiyen parametreler daha etkin bir şekilde görülmektedir. Pistonun ikincil hareketi radyal boşluk, yağ viskozitesi, perno bağlantı noktası, krank kaçıklığı ve piston gömlek profili gibi bir çok tasarım parametresinden etkilenmektedir. Bu tip çok parametrelili mühendislik problemlerinde etkin parametreler, uygun sayısal yöntemlerle araştırılarak dikkatle belirlenmelidir.

Motordaki gürültüyü azaltmak için birçok araştırma yapılmıştır. Cho'nun [2] yaptığı araştırma incelendiğinde motorlardaki mekanik gürültünün temel kaynağı pistonun silindir deliğine çarpması sonucu olduğu görülmüştür. Motorlardaki krank-biyel mekanizmasında pistonla silindir deliği arasında küçük bir boşluk vardır. Bu boşluk ufak olmasına karşın istenmeyen gürültünün ve titreşimin oluşmasına sebep olan pistonun periyodik ikincil hareketine izin verecek kadar büyüktür. Piston ve silindir arasındaki boşlukta oluşan bu ikincil hareket, pistonun konumuna bağlı olarak pistonun yönünü değiştiren yanal kuvvetler tarafından oluşturulmaktadır. Bu yanal kuvvetler biyel kolu ile yönlendirilir. Sonuç olarak piston silindir iç duvarına çarpar, bu olaya piston çarpması denir. Piston çarpması krank-biyel mekanizmasının açısına göre periyodik olarak gerçekleşmektedir. Titreşimin ve gürültünün azaltılması için ikincil hareket azaltılmalıdır.

Gürültünün incelendiği bir başka araştırma Nakashima'nın [3] araştırmasıdır. Bu çalışmaya göre piston dinamiği farklı hızlarda farklı özellik göstermektedir. Bu nedenle krank-biyel mekanizmasındaki bir değişiklikten birden çok hız için motor gürültüsünün düşürülmesi zordur. Piston ağırlık merkezi ve piston perno kaçıklığı optimizasyonu yapılarak motorun değişik hızlarda çalışırken ses düzeyinin düşmesi sağlanmıştır. Ayrıca, motor ses kalitesi önemli ölçüde yükseltilmiştir. Standart piston perno kaçıklık parametrelerine ek olarak gürültü seviyesini azaltmak için yeni piston ağırlık merkezi parametreleri kullanılmıştır. Pistonun ağırlık merkezinin konum optimizasyonu ile standart yaklaşımlarla çözülmesi kolay olmayan, değişik hızlarda çalışma durumunda piston çarpma gürültüsünü düşürme imkânı sağlanmıştır. Piston çarpması nedeniyle oluşan gürültünün azaltılması sonucu sesin kalitesi artmıştır.

Pistonun hareket etmesine sebebiyet veren yükler şunlardır: Sıkıştırılmış gazın pistonu uyguladığı yükler, biyel kolunun perno noktasına uyguladığı yük, piston ile silindir deliği arasındaki yağ filmindeki hidrodinamik yükler, pistonun atalet yükleri ve sürtünme yükleridir. Bu dengesiz yükler sonucunda, pistonun doğrusal hareketine ek olarak yalpalama hareketi de oluşmaktadır. Bu yalpalama hareketi piston parametrelerini etkilemektedir. Gaz sızması, sürtünme nedeni ile güç kaybı, gürültü ve aşınma ömrü gibi tasarımda dikkate alınan parametreler; piston dinamiği ve yağlamanın karşılıklı ilişkisine bağlıdır. Ticari buzdolaplarında kullanılan pistonlu motorlarda düşük sürtünme kayıpları istenmektedir. Bu nedenle piston gömleği ile

silindir deliği arsındaki sürtünmeyi azaltmak için genelde halkasız piston kullanılır. Bu tip kompresörlerde piston gömleğine gelen basınç dengesi, pistonla silindir arasındaki radyal boşluktaki küçük yağ tabakası ile sağlanır. Pistonla silindir arasındaki boşluk, yağ sızdırmayacak kadar dar, sürtünmeyi anlamlı Őekillerde düşürecek kadar da geniş olmalıdır. Krank-biyel mekanizmasında sürtünmenin ve gaz sızdırmasının düşük olması isteniyorsa pistonla silindir arasında çarpışma gerçekleşmemelidir. arpmalara etki eden pistonun yanal hareketinin ufak ve kararlı kılınabilmesinde pistonla silindir arasındaki yağ filmi etkindir. Bu nedenle pistonun dinamik analizinin tamamında yağlama önemli rol oynar.

Prata [4] pernonun konumunu incelemiştir. Bulduğu sonuçlara bakıldığında istenmeyen piston titreşiminin perno konumunun piston gömleğinin ortasından daha aşağı yerleştirildiğinde ortaya çıktığı grlmştir. Perno bağlantı noktasının pistonun doğrusal hareketine dik yönde kaydırılması ile piston dengesini bozan momentlerin azaltılabileceği ve piston kararlılığının artırılabilceği belirtilmiştir.

Krankın dönmesi neticesinde oluşan biyel kolunun ve krankın dönme ataleti, pistonu yatak ekseninden saptırmakta ve silindir deliğine arptırmaktadır. Bu arpmalar pistonun krank açısına göre periyodik olarak gerçekleşmekte, gürültü ve gaz kaçaklarına neden olmaktadır. Bu arpmalara neden olan ikincil hareketin azaltılabilmesi için piston dinamiğine etkiyen parametreler incelenmelidir. Güncel araştırmalar incelendiğinde ikincil hareket krank dönme hızından, krank şaft uzunluğundan, biyel kolu uzunluğundan, perno konumundan, piston ağrılık merkezi konumundan, krank şaft kaıklığından etkilenmektedir. Bu parametrelerin ikincil hareket üzerine etkilerinin daha iyi anlaşılabilir olması için basit bir parametrik model oluşturulmuş, parametrelerin belirli bir aralığında pistonun doğrusal hareket ekseninden sapması ve pistonun dönme açısı incelenmiştir. Bu çalışmaya ek olarak piston kaçaklarını ölçebilecek bir düzenek kurulmuş ve kompresörlerin gaz kaçakları llmştir.

1.3 Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Soğutucularda kullanılan kompresörlerin çevreye yaydıkları gürültünün azaltılması, ve sıkıştırma kapasitesini düşüren gaz kaçaklarının önlenmesi için ikincil harekete sebep olan yükler azaltılmalıdır. Bu amaçla biyel krank mekanizmasının dinamik modeli ve simülasyonu, ikincil hareketi incelemek ve özelliklerini iyileştirmek

yönünde tasarım ve geliştirme aşamasında etkin bir araçtır. Bunun yanında mevcut kompresörlerin gaz kaçaklarının mertebelerinin belirlenmesi ve çalışma şartlarına göre değişiminin incelenmesi ileride tasarlanacak kompresörler için yol gösterici olacaktır.

Pistonun ikincil hareketi üzerine inceleme yapılırken ilk olarak parametreler belirlenmiştir. Bunların değişiminin incelenebilmesi için ADAMS yazılımı kullanılarak krank-biyel mekanizmasının basit bir modeli oluşturulmuştur. Bu modelin gerçeğe uygun olabilmesi için ticari bir modelden yararlanılmıştır.

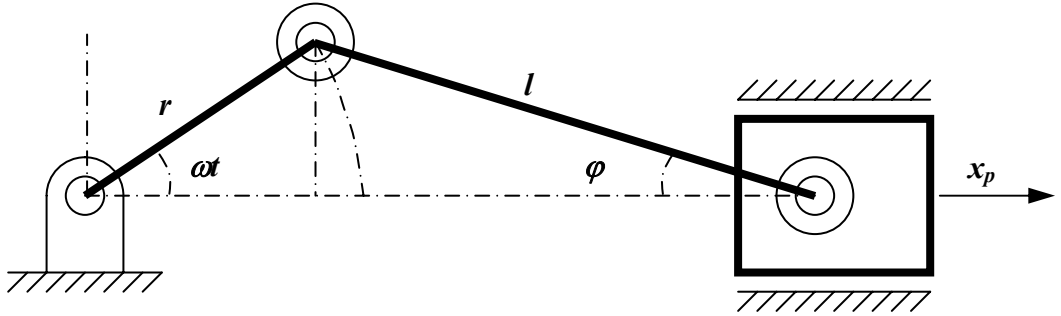
Geliştirilen bu modelde araştırılan parametrelerin pistonun ikincil hareketine etkisi incelenmiştir. Parametreler belirli bir aralıkta değiştirilmiş, pistonun ağırlık merkezinin doğrusal hareket ekseninden sapması ve piston perno noktası etrafında yaptığı dönme açısı belirlenmiştir. Hesaplanan değerler incelenerek parametrelerin ikincil harekete etkileri araştırılmıştır.

Sayısal çalışmaya ek olarak pistonun ikincil hareketinin bir sonucu olan gaz kaçakları araştırılmıştır. Öncelikle literatürde bulunan gaz kaçak deney düzeneği kurulmuş, kompresörler deneye uygun hale getirilmiştir. Daha sonra farklı çalışma şartlarında, farklı viskoziteli yağlarda ölçümler alınarak, gaz kaçaklarının etkilendiği parametreler bulunmuştur.

Bu çalışmanın daha verimli ve sessiz bir kompresör tasarımı için ileride gerçekleştirilmesi planlanan projelere ışık tutması amaçlanmaktadır. Daha önce yapılan çalışmalar incelendiğinde yağ filminin ve silindir boşluğunun ikincil hareket üzerinde etkisi olduğu görülmüştür. Ancak mevcut çalışmanın kapsamında kurulan dinamik modelde yağ filmi yoktur. Bu nedenle model mekanik parametrelerin etkisi konusunda fikir verecektir. Ancak yağın ikincil hareket üzerindeki etkisini gaz kaçaklarının deneysel olarak incelenmesiyle gösterilmeye çalışılmıştır.

2. KRANK BİYEL MEKANİZMASININ DENKLEMLERİ

Sistemde ikincil hareketin oluştuğu yer krank-biyel mekanizması olduğu için bu mekanizmanın dinamiği hakkında bilgi vermek yerinde olacaktır.



Şekil 2.1.1 : Krank-Biyel Mekanizması

Şekil 2.1.1, şematik olarak bir krank-biyel mekanizması ve pistonu göstermektedir.

[5] Burada;

x_p : Pistonun yer değiştirmesi

ωt : Krank açısı

r : Krank yarıçapı

l : Biyel uzunluğu olarak ifade edilmektedir.

Krank şaftının sabit ω açısal hızı ile döndüğünü kabul edilmiştir. İlk olarak ωt açısı cinsinden pistonun hareketini belirlenmiştir. Krank-biyel mafsallı noktası A, r yarıçaplı dairesel bir hareket yapmamış olsaydı, şekildeki DB uzunluğu x_p hareket aralığına eşit olacaktı. İlk yaklaşım olan DB uzunluğu

$$DB = r(1 - \cos \omega t) \quad (2.1)$$

olarak yazılabilir. x_p aralığını tam olarak hesaplayabilmek için bu ifadeye

$$AC - BC = l(1 - \cos \varphi) \quad (2.2)$$

ifadesini eklemeliyiz.

Biyelin yatay eksen ile yaptığı açı olan φ , ωt cinsinden ifade edilebilir;

$$AB = l \sin \varphi = r \sin \omega t \quad \text{veya} \quad \sin \varphi = \frac{r}{l} \sin \omega t \quad (2.3)$$

ve sonuç olarak

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \omega t} \quad (2.4)$$

bulunur. Yukarıda bulduklarımızdan sonra pistonun yer değiştirmesini gösteren x_p , krank açısı ωt cinsinden ifade edilebilir.

$$x_p = r(1 - \cos \omega t) + l \left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \omega t} \right) \quad (2.5)$$

Bu formülde, karekök içerisindeki ikinci terim birinciye göre küçüktür. Burada yapacağımız bir basitleştirme ilerideki hesaplamalarda kolaylık sağlayacaktır.

Genelde krank-biyel mekanizmalarında $\frac{r}{l}$ oranı $\frac{1}{4}$ değerine yakındır. Bu nedenle

ikinci terim $\frac{1}{16}$ değerinden küçüktür. Yani karekök içindeki değer, $\delta \ll 1$ olduğu

göz önüne alınarak $\sqrt{1 - \delta}$ şeklinde yazılabilir. Bu ifadeyi seriye açıp

$$\sqrt{1 - \delta} \approx 1 - \frac{\delta}{2} \quad (2.6)$$

yaklaşımını yapabiliriz. Sonuçta (2.5) eşitliği

$$x_p \approx r(1 - \cos \omega t) + \frac{r^2}{2l} \sin^2 \omega t \quad (2.7)$$

haline gelir.

Sinüs fonksiyonunun karesini kosinüs fonksiyonuna çevirerek formülü biraz daha basitleştirebiliriz.

$$\sin^2 \omega t = \frac{1 - \cos 2\omega t}{2} \quad (2.8)$$

Bu basitleştirmeden sonra piston yer değiştirmesini aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$x_p = \left(r + \frac{r^2}{4l} \right) - r \left[\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right] \quad (2.9)$$

Türev alarak hız ve ivme formüllerine de ulaşabiliriz.

$$\dot{x}_p = r\omega \left[\sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t \right] \quad (2.10)$$

$$\ddot{x}_p = r\omega^2 \left[\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right] \quad (2.11)$$

Bu denklemlere dayanarak pistonun yanal itki kuvvetini, piston başına etkiyen gaz basıncı P_c ve piston bileşkesinin atalet yükleri P_i olmak üzere iki bileşene ayırabiliriz.

$$P_i = m_1 r \omega^2 \left[\cos(\omega t) + \frac{r}{l} \cos(2\omega t) \right] \quad (2.12)$$

Burada m_1 piston bileşkesinin kütlesidir.

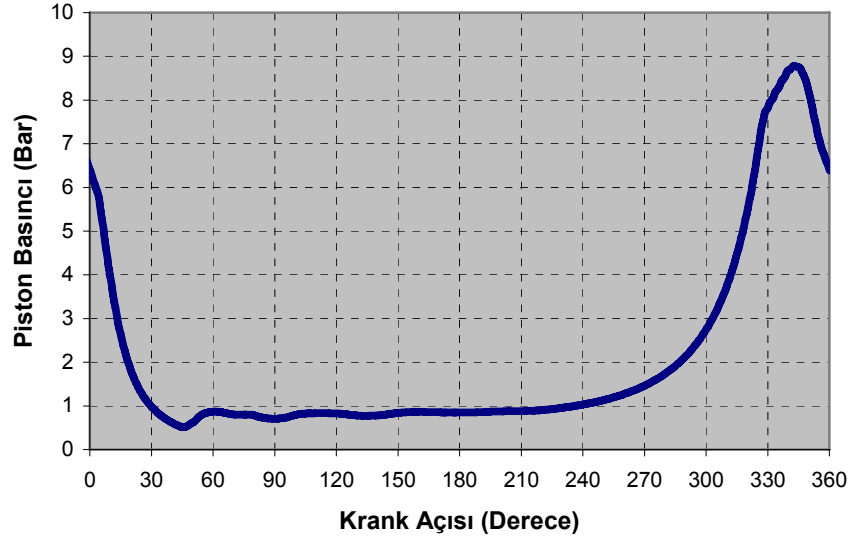
Biyel kolu açısı φ 'nin periyodik olarak değişmesine bağlı olarak, yanal itki kuvvetleri periyodik olarak değişmektedir:

$$\frac{\sin(\omega t)}{\sqrt{1 + \left[\frac{r}{l} \sin(\omega t) \right]^2}}$$

Bu yükler piston bileşkesini silindir duvarının bir tarafından diğer tarafına itmektedir. Matematiksel olarak yanal itki kuvvetlerini türetirsek 2.13 denklemini elde edilir.

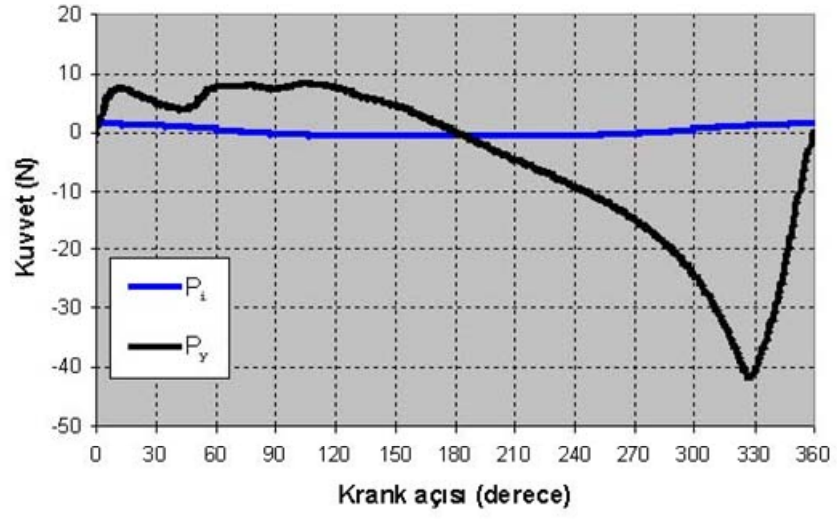
$$P_y = (P_c - P_i) \frac{\left[\frac{\sin(\omega t) r}{l} \right]}{\sqrt{1 + \left[\frac{r}{l} \sin(\omega t) \right]^2}} \quad (2.13)$$

Gaz basıncının P_c krank açısına göre değişimi, deneysel çalışmalarla doğruluğu kanıtlanmış verilerden alınmıştır. Piston basıncının krank açısına göre değişimini şekil 2.1.2’de gösterilmiştir.



şekil 2.1.2 : Krank Açısı ile Basıncın Değişimi

Denklem 2.12 ve 2.13 kullanılarak krank açısına bağlı yanal kuvvetler (P_y) ve atalet kuvvetleri (P_i) değerleri elde edilmiştir. şekil 2.1.3’den de anlaşılabileceği gibi atalet yüklerinin etkileri piston basınc etkisi yanında çok küçük kalmaktadır. Bunun yanı sıra P_y ’nin her sıfırdan geçişinde piston yönünü değiştirir ve bu da duvara çarpma anlamına gelmektedir. şekil 2.1.3’den de anlaşılacağı gibi iki noktada yön değiştirme ve çarpma vardır.



Şekil 2.1.3 : Krank Açısı ile Kuvvetin Değişimi

3. DİNAMİK MODEL

3.1 MODELİN KURULMASI

3.1.1 Giriş

Buzdolabı ve klima gibi soğutma sistemlerinin çalışma ilkesi, bir akışkanın sıkıştırılması ve genleştirilmesi işlemleri sonucunda oluşan ısı geçişleridir. Bu çalışma sırasında emme basma işlemi krank-biyel mekanizması ile silindirde gerçekleştirilmektedir.

Krank-biyel mekanizmasının bilgisayar yardımıyla dinamik modelinin oluşturulması, araştırmacılara tasarladıkları kompresörün dinamik davranışı hakkında önemli bilgileri önceden sağlayacaktır. Böylece kompresörün tasarımı aşamasında ikincil hareketin zararlı etkisini azaltacak adımlar sağlıklı bir biçimde atılabilecektir.

3.1.2 Kabuller

Piston ikincil hareketinin şiddetini belirlerken pistonu gelen yükler üzerinde durulmuş, mekanizma parametrelerinin ikincil hareket üzerindeki etkileri incelenmiş ve sönümlenme görevini yapan yağ filmi ihmal edilmiştir. Bu durumda piston ile silindir arasında temas algoritmasının izin verdiği ölçüde bir boşluk bulunmaktadır.

Krank-biyel mekanizmasının atalet verileri ticari bir kompresörün verilerinden alınmış ve bu veriler değiştirilen parametreler haricinde sabit tutulmuştur. Başka bir deyişle boyutlar ve konumlar değişmiş ancak atalet katsayıları sabit kalmıştır. Burada unutmamak gerekir ki atalet etkileri diğer etkiler yanında oldukça küçüktür.

Piston ile silindir arasındaki yağ filmi ihmal etmemiz ve yağ kaçaqlarını incelemediğimiz için, piston biyel mekanizmasında kullanılan elemanların deformasyonu ihmal edilebilir seviyelerdedir.

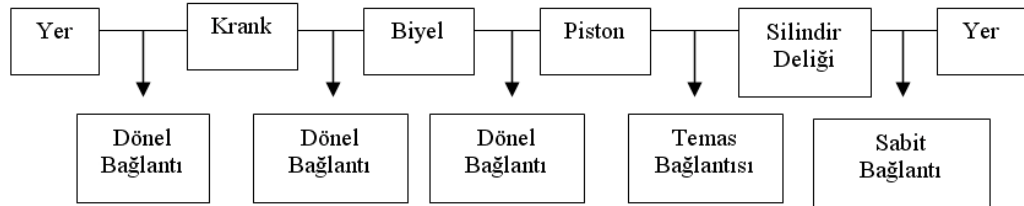
Krank-biyel mekanizmasının burulma hareketi, dönme hareketi yanında ihmal edilebilir seviyelerde kalmaktadır. Bu nedenle mekanizma iki boyutlu kabulü yapılarak incelenmiştir.

3.1.3 Dinamik Model

Krank-biyel mekanizmasının dinamik modeli, dinamik simülasyon yazılımı kullanılarak hazırlanmıştır. Dinamik simülasyon programı içinde CAD modeli çizilmiştir. Simülasyonun daha doğru bir sonuç verebilmesi için modelin atalet katsayıları ve ağırlık merkezlerinin yerleri ticari bir kompresörden alınmıştır. Simülasyonun uygun bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için modeldeki parçalar arasındaki ilişkiler tanımlanmıştır. Bunun için simülasyon yazılımı içinde bir takım bağlantı elemanları kullanılmıştır.

Krank mekanizmasını tanımlamak için ADAMS programına ait parçalar kullanılmıştır ancak ağırlık merkezi ve atalet yüklerinin doğru tanımlanabilmesi için ticari modelin verileri programa ayrıca tanıtılmıştır. Burada biyel kolu, krank mili, piston, silindir gövdesi olmak üzere dört parça kullanılmıştır.

Montaj bittikten sonra mekanizma tasarım modülüne geçilmiştir. Bu modül içindeki bağlantı elemanları sayesinde krank-biyel mekanizması montajı parçalarının karşılıklı hareket ilişkileri tanımlanmıştır. Krank-biyel mekanizmasını tanımlamakta kullanılan bağlantılar aşağıda listelenmiştir:



Şekil 3.1.1 : Bağlantı Elemanları

Bağlantılardan bahsederken “serbestlik derecesi” kavramından söz etmek yerinde olacaktır. Serbestlik derecesi bir modelde parçaların bağıl olarak nasıl hareket edebileceğinin bir göstergesidir. Uzaydaki bir cismin üç dönme, üç de yer değiştirme olmak üzere altı serbestlik derecesi vardır. Her serbestlik derecesi en azından bir hareket denkleminde karşılık gelmektedir. İki parça arasına herhangi bir

bağlantı elemanı yerleştirildiğinde, bağlantı elemanının tipine göre serbestlik derecelerinden bazıları ortadan kalkar ve sistemdeki hareket veya kuvvetlerden bağımsız olarak parçaların bağıl hareketleri kısıtlanmış olur. Dinamik simülasyon yazılımı veya mekanizma tasarım modülü içindeki tüm bağlantı elemanları farklı sayıda serbestlik derecesi ortadan kaldırır.

Örnek olarak dönel bir bağlantı elemanı yer değiştirme serbestlik derecelerinin tümünü, dönme serbestlik derecelerinden de ikisini ortadan kaldırır. Parçaların her ikisinin de bağlantı elemanının dönme eksenini üzerinde noktaları varsa bu noktalar bağıl olarak yer değiştirmez ancak dönme eksenine göre dönebilirler. Dönel bağlantı elemanları tek serbestlik dereceli bağlantı elemanları olarak adlandırılırlar. Çünkü parçalar arasında sadece tek tip harekete izin verirler. Söz konusu yazılım içinde iki ve üç serbestlik dereceli bağlantı elemanları da vardır.

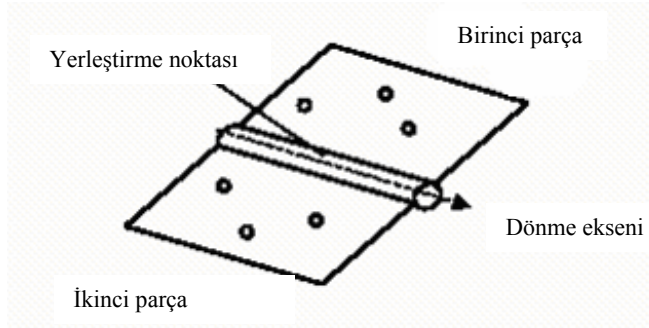
3.1.4 Bağlantılar

a) Sabit Bağlantılar

İki parçanın birbirine göre hareket imkânını kısıtlamak için bütün serbestlik dereceleri, ortadan kaldırılarak sabit bağlantı (fixed joint) elemanı kullanılabilir. Silindir gövdesini yere bağlamakta kullanılmıştır.

b) Dönel Bağlantılar

Dönel bağlantı belirli bir eksen etrafında bir parçanın başka bir parçaya göre dönmesine izin verir. Bu nedenle bir serbestlik dereceli bir elemandır. Bağlantı elemanı parçaların birbirine göre dönebileceği eksen üzerinde herhangi bir yere konulabilir. Bağlantı elemanının yönü parçaların bağıl olarak dönebildiği eksenini belirtir. Şekil 3.1.2’te bu bağlantı çeşidine bir örnek verilmiştir.



Şekil 3.1.2 : Dönel Bağlantı

Bu tip eleman üç yerde kullanılmıştır: Krank kolu ile yer arasında, krank mili ile biyel kolu arasında ve biyel kolu ile piston arasında. Krank yere sadece bir yönde dönme yapabilecek şekilde sabitlenmiştir. Dönme yönü gerçek kompresördeki dönme yönünde seçilmiştir. İkinci dönme elemanı ise krank ile biyel kolu arasındadır. Bu bağlantıda dönme yönünü krank-yer bağlantısı ile aynı almak zorundadır. Aksi halde dönme hareketi ileri geri hareketine çevrilemez. Üçüncü bağlantı ise piston ile biyel kolu arasındadır. İki cisim arasındaki bağlantı perno bağlantı noktasına yerleştirilmiştir. Dönme yönü diğer iki dönel bağlantı ile aynı yöndedir.

c) Temas Etkisi

Kullanılan simülasyon programı (ADAMS), model parçalarının sadece tanımlanan bağlantılar vasıtası ile birbirlerini görmelerini sağlar. Bu durum birbirine tanımlanmamış iki parçanın birbirleri içinden geçmesine sebep olur. Bunu engellemek için iki cisim arasında temas (Contact) tanımlanmalıdır. Temas iki cisim arasındaki geometrik bağlantıdır. Cisimlerin geometrileri birbirleri ile etkileşime geçtiği zaman pozitif yükler oluşmakta, geometrilerin etkileşimi olmadığı zaman yüklerin değeri de sıfır olmaktadır. Teması tanımlayabilmek için çarpma formülasyonundan yararlanır. Çarpma çeşitli parametrelerin bir fonksiyonudur:

$$\text{Çarpma } (x, \dot{x}, x_l, k, e, c_{max}, d)$$

Bu parametreler aşağıda açıklanmıştır.

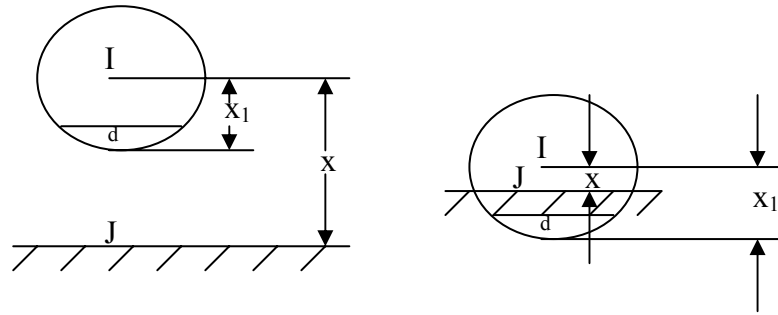
- x : İki cisim merkezi arasındaki uzaklık
- \dot{x} : x uzaklığının zamana göre türevidir ve hızı verir.
- x_l : Cismin temas ettiği veya edeceği cisme en yakın noktasının cismin kütle merkezine uzaklığıdır. Eğer $x < x_l$ olursa ADAMS çözücüsü iki cisme pozitif yük etkitmeye başlar. Diğer durumlarda bu yükün değeri sıfır olmaktadır.
- k : Katılık katsayısı. İki cismin sınır yüzeylerinin birbiri ile etkileşimi sonucu oluşur.
- e : Yük değişim karakteristiğini tanımlayan pozitif reel sayıdır. Örneğin sert yay tanımlarken $e > 1.0$ iken, yumuşak yay tanımlarken $0 < e < 1.0$ değerlerini alır.
- c_{max} : Maksimum sönümlenme katsayısıdır. Pozitif reel bir sayıdır.

d : Tam sönümlemenin uygulandığı özel iç içe geçme halidir. Pozitif gerçel bir sayıdır.

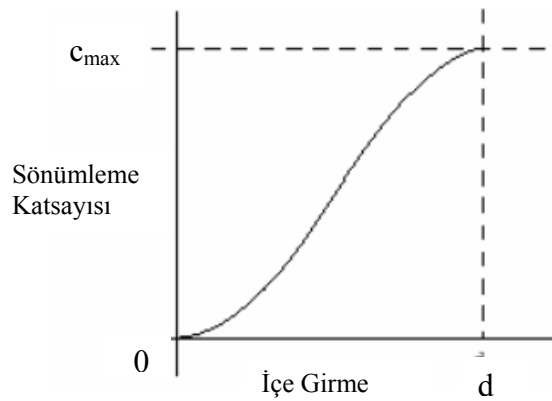
Katılık k ile orantılıdır ve iç içe geçmenin bir fonksiyonudur. Kuvvetin sönümleme elemanı, iç içe geçme hızının bir fonksiyonudur. Aynı zamanda sönümleme bağıl hareketin ters yönündedir.

Şekil 3.1.3'de gösterildiği gibi iki cisim arasında temsili temas kurulmuştur. İki cisim arasındaki mesafe x iken bir cismin diğeri içine girme mesafesi (x_1-x) dir. Temas esnasında sönümleme kuvvetinde süreksizlik oluşmaması için, sönümleme kat sayısı iç içe geçme mesafesinin (x_1-x) kübik fonksiyonudur.

Şekil 3.1.3 ve Şekil 3.1.4'de gösterilen d mesafesi, cisimler arasındaki sönümleme katsayısını belirlemekte kullanılan bir mesafedir. Bu mesafede Şekil 3.1.4'de görüldüğü gibi maksimum sönümleme katsayısına (c_{max}) ulaşır.



Şekil 3.1.3 : Temas Sisteminin Gösterimi



Şekil 3.1.4 : Sönümleme Katsayısının İç İçe Girme ile Artışı

Bunun dışında sürtünmeyi de tanımlamak için Coulomb sürtünme tanımından yararlanılmıştır. Coulomb sürtünmesinde statik katsayı ve dinamik katsayı olmak

üzere iki sürtünme katsayısı vardır. “Stiction Transition” hızı ve “Friction Transition” hızı olmak üzere iki hız tanımlanmıştır.

Friction Transition hızı \geq Stiction Transition hızı > 0

olabilir. İki eleman arasındaki temas noktasının hızı, statik konumdan hızlanarak artarken “Friction Transition” hızına ulaştığında statik sürtünme katsayısı dinamik sürtünme katsayısına eşit olur. Eğer hız azalıyorsa ve “Stiction Transition” hızına düşerse sürüklenme katsayısı statik sürtünme katsayısına eşit olur.

Piston ikincil hareketini inceleyebilmek amacıyla piston ile silindir arasında temas tanımlanmıştır. Piston ile silindir arasındaki temas ile modellenmesi sayesinde pistonun serbestlik derecesinde sınırlama getirmeden incelenebilmiştir.

3.1.5 Parametreler

Dinamik modelde amaçlanan ikincil hareketi etkileyebilecek mekanik parametrelerin araştırılması ve bu parametrelerin değişimine göre ikincil hareket davranışının incelenmesidir. Bu parametreler girişte bahsedildiği şekilde belirlenmiştir ve Tablo 3.1.1’de sıralanmıştır.

Bu parametrelerin belirli bir aralıktaki değişimi

Tablo 3.1.2’de verilmiş, piston üzerindeki değişimi Şekil 3.1.6’de gösterilmiştir. Bu değişim aralığı belirlenirken fiziksel olarak mümkün olan sınırların dışına çıkılmamaya özen gösterilmiştir.

Tablo 3.1.1 : Dinamik Modelde Araştırılan Parametreler

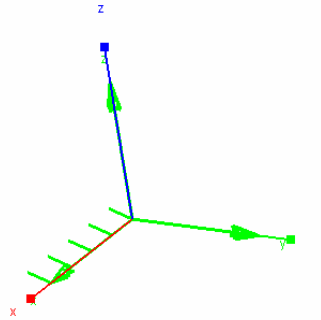
Değiştirilen Parametreler	Sembol
Biyel Boyu (mm)	l
Krank Boyu (mm)	r
Krank Kaçıklığı (mm)	e
Perno Yeri (mm)	g
Piston Ağırlık Merkezi y yönündeki konumu (mm)	h
Mekanizmanın Açısız Hızı (rad/sn)	ω

Tablo 3.1.2 : Araştırılan Parametrelerin Değerleri

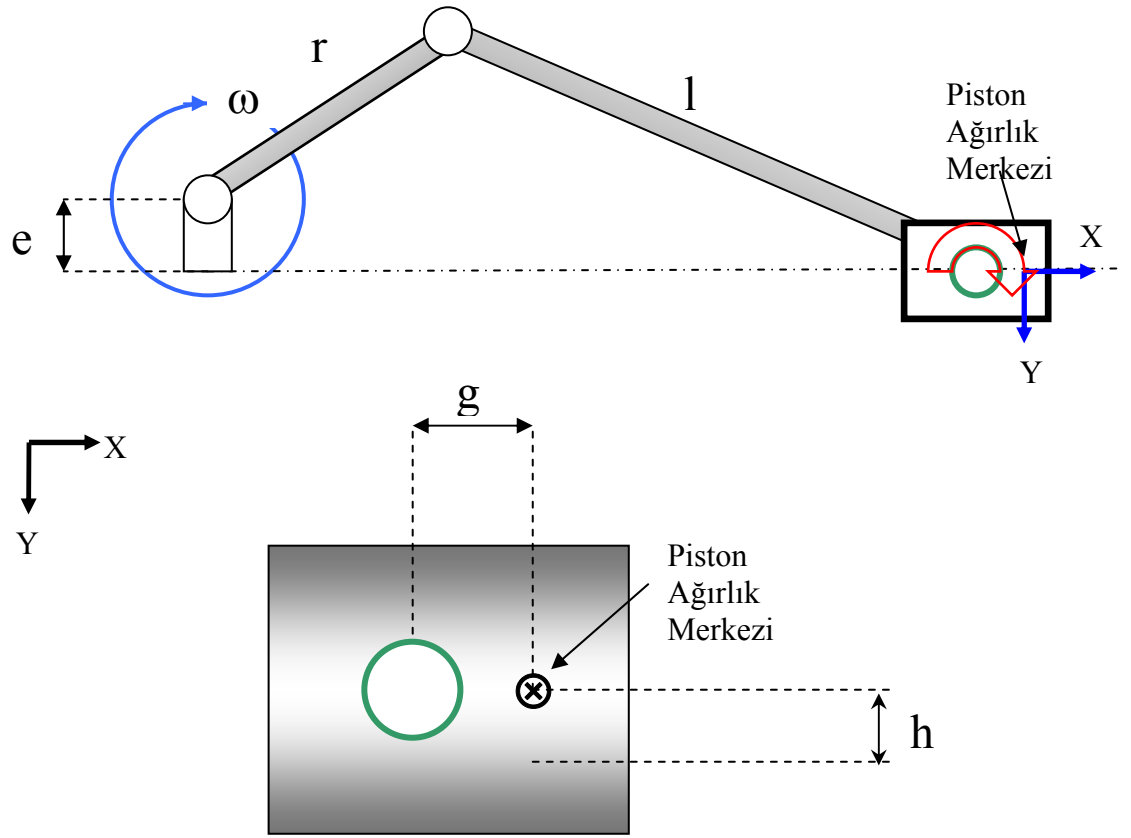
Biyel Boyu (l) mm (-%20 ile %20 arasında değiştirilmiştir)				
21,07	23,71	26,34	28,98	32,61
Krank Eksantrikliği (r) mm (-%20 ile %20 arasında değiştirilmiştir)				
6,12	6,88	7,65	8,41	9,18
Krank Kaçıklığı (e) mm (-1 mm ile 1mm arasında değiştirilmiştir)				
-1,0	-0,5	0,0	0,5	1,0
Perno Yeri (g) mm (Piston ağırlık merkezi ile arasındaki g mesafesi)				
4,99	3,33	1,66	0,00	-1,66
Piston Ağırlık Merkezi y yönündeki konumu (h) mm				
-8,61	-4,30	0,00	4,30	8,61
Krank açısall-hızı (ω) dev/dak				
3211,2	3065,4	2919,6	2773,2	2627,4

Bu parametrelerin ikincil hareket üzerindeki etkilerini görebilmek için ADAMS yazılımında parametrik bir model hazırlanmıştır. Bu model oluşturulurken parçaları, bağlantı noktalarını ve bunların konumlarını belirlemek için marker denen koordinat sisteminden yararlanılır. Marker uzayda bir noktadaki yerel eksen takımınıdır. Şekil 3.1.5’de gösterilmiştir. Parçaların boyutları ve konumlarını belirlerken markerlere göre tanımlamak mümkündür. Markerlerin konumlarını değiştirerek parametrik analiz yapılmıştır.

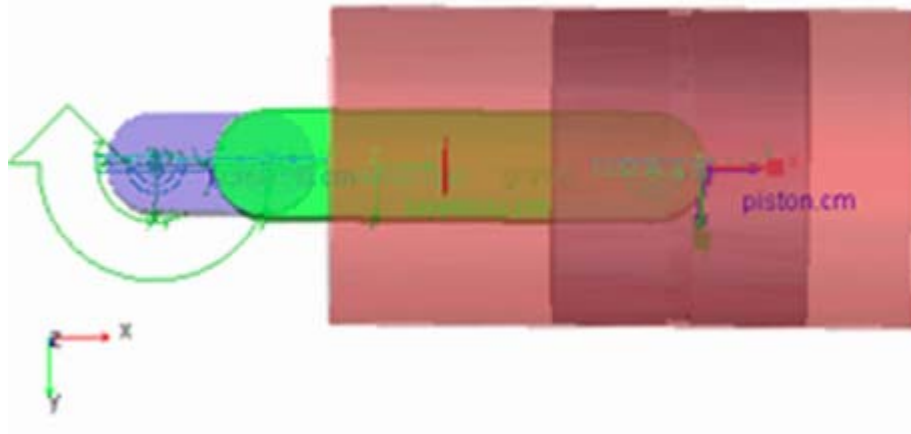
Model oluşturulurken ticari bir kompresörün verilerinden yararlanılmıştır. Atalet yükleri ve kütlesi aynı alınırken geometri ADAMS yazılımı içinde oluşturulmuştur. Bunun temel sebebi parametrik bir analiz yapılabilmesi için parametrelerin ADAMS içinde oluşturulma zorunluluğudur. Oluşturulan model Şekil 3.1.7 - Şekil 3.1.9’da gösterilmiştir.



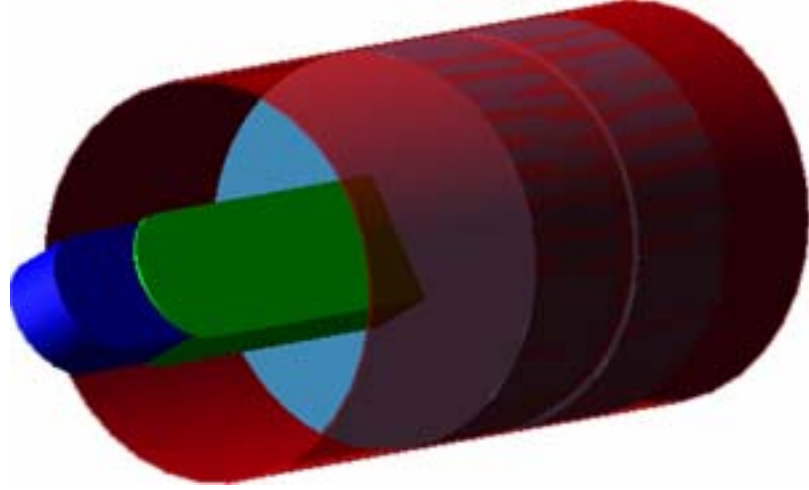
Şekil 3.1.5 : Marker



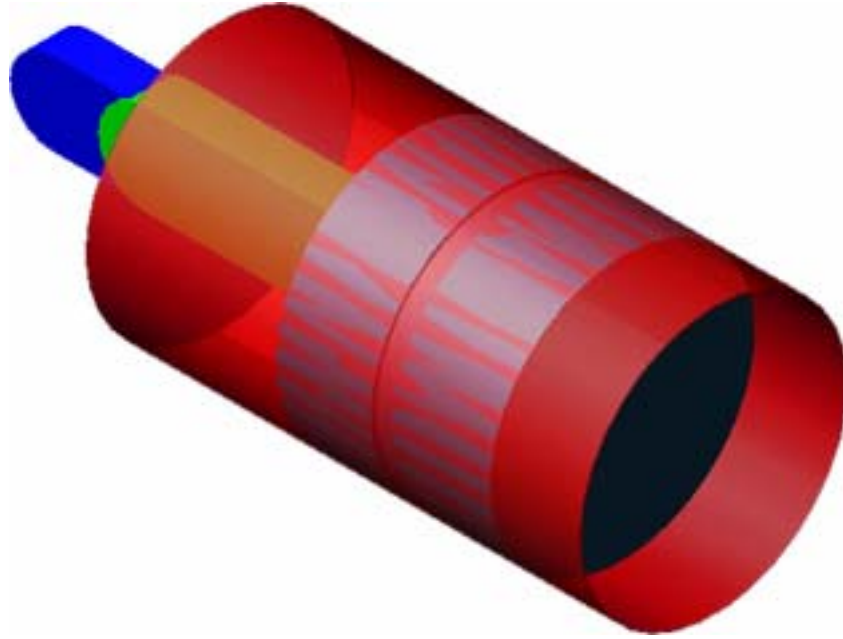
Şekil 3.1.6 : Araştırılan Parametrelerin Piston Üzerinde Gösterimi



Şekil 3.1.7 : Modelin Üstten Görünüşü



Şekil 3.1.8 : Model



Şekil 3.1.9 : Modelin Perspektif Görünüşü

Şekil 3.1.6'de şematik olarak gösterilen modeldeki parametrelerin değişimi aşağıda açıklanmıştır.

Biyel Boyu (l): Piston ile krank şaft kolu arasında bulunan biyel kolunun uzunluğudur. Tablo 3.1.2'de belirtildiği aralıkta değiştirilmektedir. Bu aralıkta biyel boyu değiştirilirken krank şaftının konumu da değiştirilerek modelde uyum sağlanmıştır.

Krank Eksantrikliği (r): Krank şaft kolu modelde yere sabitlenmiştir ve bu bağlantıdan belirli bir hızda dönme verilmiştir. Krank eksantrikliği Tablo 3.1.2’de verilen aralıkta değişmektedir. Krankın boyutları değiştikçe krank şaft kolunun yerle yaptığı bağlantının konum değişmektedir.

Krank Kaçıklığı (e): Krank kaçıklığı krank boyunu ve biyel boyunu sabit tutarak krank şaftının yerle olan bağlantısının konumunu, silindirin ekseninden itibaren y yönünde ve Tablo 3.1.2’de verilen aralıkta pozitif olarak değiştirmiştir.

Perno Yeri (g): Piston ile biyel kolunun birleştiği nokta olan perno yeri piston ağırlık merkezinden uzaklığı Tablo 3.1.2’de verilen değerlerde değiştirilerek parametrik hesaplar yapılmıştır. İlk safhada perno yeri piston ağırlık merkezinden uzaklaştırılmış, sonra ağırlık merkezine yaklaştırılmış ve ötesine geçirilmiştir.

Piston Ağırlık Merkezinin y Yönünde Değişimi (h): Piston ağırlık merkezi markerlerle tanımlanmıştır ve koordinatları değiştirilebilmektedir. Piston ağırlık merkezi Tablo 3.1.2’de verilen aralıkta pozitif y yönünde değiştirilmiştir. Simülasyonlar sonucunda elde edilen değerler piston ağırlık merkezine göre tanımlıdır. Bu nedenle sonuçlar incelenirken bağlı mesafeye dikkat edilmiştir.

Krank şaft kolunun dönme hızı (ω): Dönme hızı krank şaft koluna hareket olarak tanımlanmıştır. Mevcut çalışma rejimin halinde koşullarındaki minimum ve maksimum hızlar alınmıştır. Tablo 3.1.2’de verilmiş değerler arasında değiştirilmektedir.

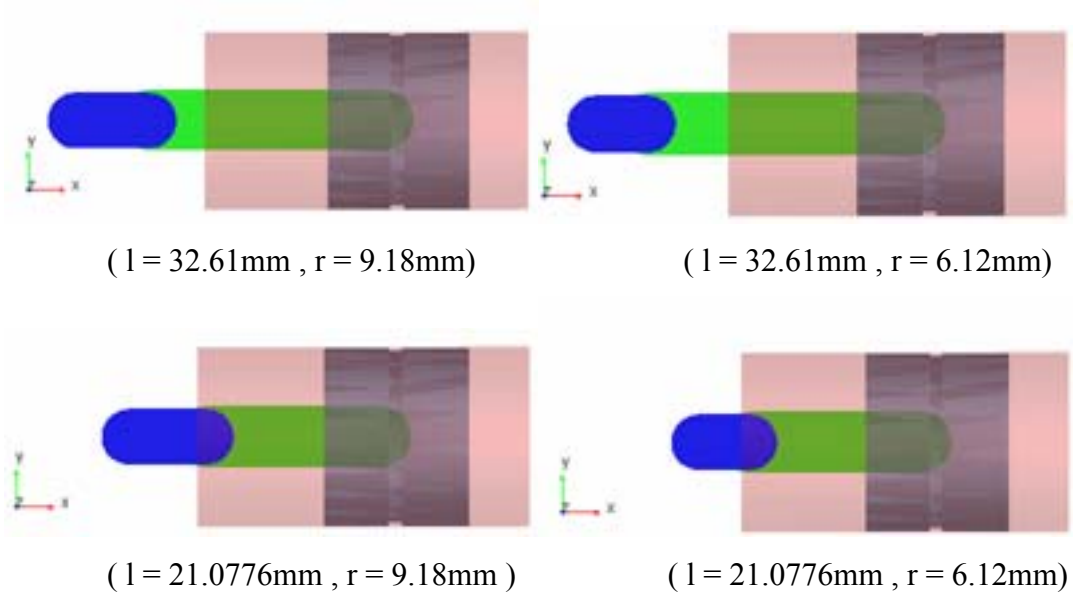
Tasarlanan modelde ikincil hareketin etkilerini tespit edebilmek için piston ağırlık merkezinin doğrusal hareket ekseninden sapması ve pistonun perno noktasında yaptığı açı ölçülmüştür. Bunu yapabilmek için piston ağırlık merkezini tanımlayan işaretin (marker) y yönündeki deplasmanı ölçülmüştür. Piston dönmesinin tespiti için de perno bağlantı işaretine z yönündeki dönmeyi tespit eden bir ölçer yerleştirilmiştir.

3.2 DİNAMİK SİMÜLASYON

Önceki kısımda oluşturulan dinamik model bu kısımda işlemeye hazır hale getirilecektir. Oluşturulan modelin krank şaft açısai hızı, ticari bir kompresörün ortalama çalışma hızından alınmıştır. Krankın yere bağlandığı noktada krankın sabit bir açısai hızı vardır. Ancak krankın başlangıç koşullarındaki açısai hızı sıfırdır. Kompresörün başlangıç durumundan normal çalışma durumuna geçiş esnasında süreksizlik oluşmaması için 0,0 – 0,1 saniyeleri arasında hız lineer olarak sıfırdan ortalama açısai hıza ulaştırılmıştır. Bu geçiş dönemi kompresörün normal çalışma şartlarını yansıtmadığı için genel değerlendirmeye katılmamıştır.

Sisteme etki eden dış kuvvetlerden biri gaz basıncıdır. Emme ve sıkıştırma işlemi sırasında piston üzerine ve silindir hacmine soğutucu gaz tarafından basınç uygulanmaktadır. Basıncı modele aktarabilmek için piston üzerine gelen basıncın piston yüzey alanı ile çarpılmış, pistonu etki eden toplam gaz kuvveti bulunmuştur. Daha sonra elde edilen bu kuvvet piston üzerine birçok noktadan eşit olarak bölüştürülerek etki ettirilmiştir. Gaz basıncının krank açısına göre değişimi, deneysel çalışmalarla doğruluğu kanıtlanmış bir kompresör modelinden elde edilmiştir. Bu veriler sayesinde yazılım her krank açısı için gaz basıncını okuyacak, karşılık gelen kuvveti de belirlenen noktaya uygulayacaktır. Gaz nedeni ile oluşan kuvvetler modele bu şekilde aktarılmıştır. Şekil 2.1.2’de gaz basıncının krank açısı ile değişimi gösterilmektedir.

Dinamik modeli parametrik olarak çözmek için ADAMS programının tasarım değerlendirme (design evaluation) kısmından yararlanılmıştır. İlk safhada değişken parametreler teker teker tanımlanmış ve teker teker değiştirilmesiyle ikincil hareket incelenmiştir. Buradan çıkan sonuçlarla parametreler arasında etkili olanlar seçilmiştir. Etkili olanların çift parametrelili değişimleri ile ikincil hareket incelenmiştir. İkili parametre değişimine bir örnek Şekil 3.2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2.1 : Biyel Kolu ve Krank Eksantrikliği Parametrik Değişimi

3.2.1 Çözüm

ADAMS ticari yazılımı Denklem 3.1 ve 3.2’de Newton – Euler formülasyonu gösterilen hareket denklemlerini, Denklem 3.3 ile gösterilen Lagrange formülasyonunu kullanarak çözer.

$$F - Ma = 0 \quad (3.1)$$

$$T - I\alpha = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i + \sum_{k=1}^{\varphi} \sigma_k \frac{\partial f_k}{\partial q_i} \quad i = 1, \dots, n+\varphi \quad (3.3)$$

T : Sistemin kinetik enerjisi

V : Sistemin potansiyel enerjisi

D : Sisteme yayılan enerji

q_i : Genelleştirilmiş koordinatlar

Q_i : Genelleştirilmiş koordinatlara göre genelleştirilmiş kuvvetler

σ_k : Lagrange çarpanları

f_k : Sınırlandırılmış denklemler

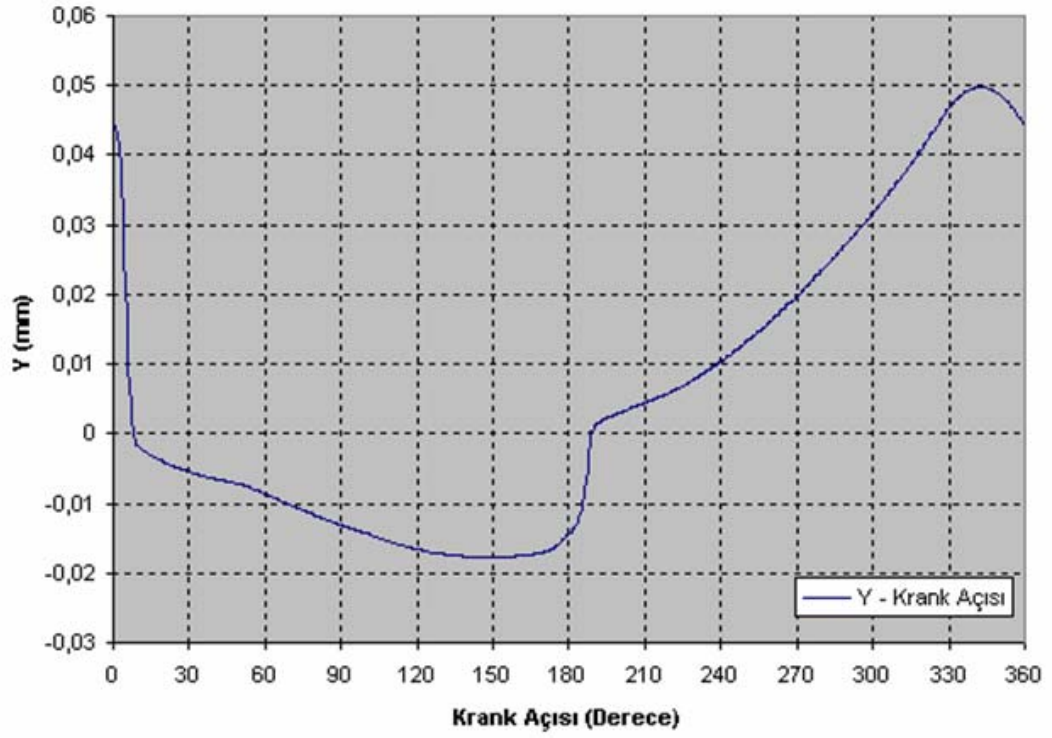
Ortaya çıkan diferansiyel denklemlerin sayısal entegrasyon ile çözümü için yazılım, geri fark formülasyonu (Backward Difference Formulation - BDF) adı verilen bir metot kullanır [1]. Bu metot tahminci-düzeltilici (predictor- corrector) adı verilen iki aşamalı bir teknikten oluşur. İlk aşamada önceki zaman dilimindeki çözümlerden bir eğri geçirilip extrapolasyonla bir sonraki zaman dilimindeki çözüm tahmin edilmeye çalışılır. Uydurulan eğrinin derecesine yazılım içindeki kontroller dahilinde ulaşılabilmektedir. Bunun neticesinden doğrudan eğriyi oluşturan nokta sayısı etkilenir. Genelde tahmin edilen sonuç kabul edilebilir sınırlar içinde değildir. Bu nedenle düzeltilici adı verilen ve ikinci aşamayı oluşturan, iteratif düzeltme teknikleri devreye girer. Bu aşamada zaman geçici olarak sabit tutulur ve kullanıcı tarafından belirlenen bir tolerans değeri veya maksimum iterasyon sayısı göz önüne alınarak iteratif olarak çözüm iyileştirilir. Tüm iterasyonlar bitirilmeden çözüm yakınsarsa, yazılım bu sonucu yeteri kadar yakın kabul eder ve bir sonraki zaman dilimi için süreci tekrar başlatır. Yakınsayan değerler eğer integrasyon toleransı dahilinde değilse, kabul edilebilir son adıma dönülerek parametreler değiştirilir ve işlemler tekrarlanır.

Dış kuvvetlerin de eklenmesi ile oluşturduğumuz dinamik model bitmiştir. Modeli çalıştırdığımızda piston ağırlık merkezinin doğrusal hareket ekseninden ne kadar saptığını zamana göre ölçen bir ölçücü (measure) yerleştirilmiştir. Bunun yanı sıra pistonun bulunduğu açı konumundan ne kadar döndüğünü zamana göre ölçen bir ölçücü ve ayrıca krank açısını zamana göre ölçen bir ölçücü yerleştirilmiştir.

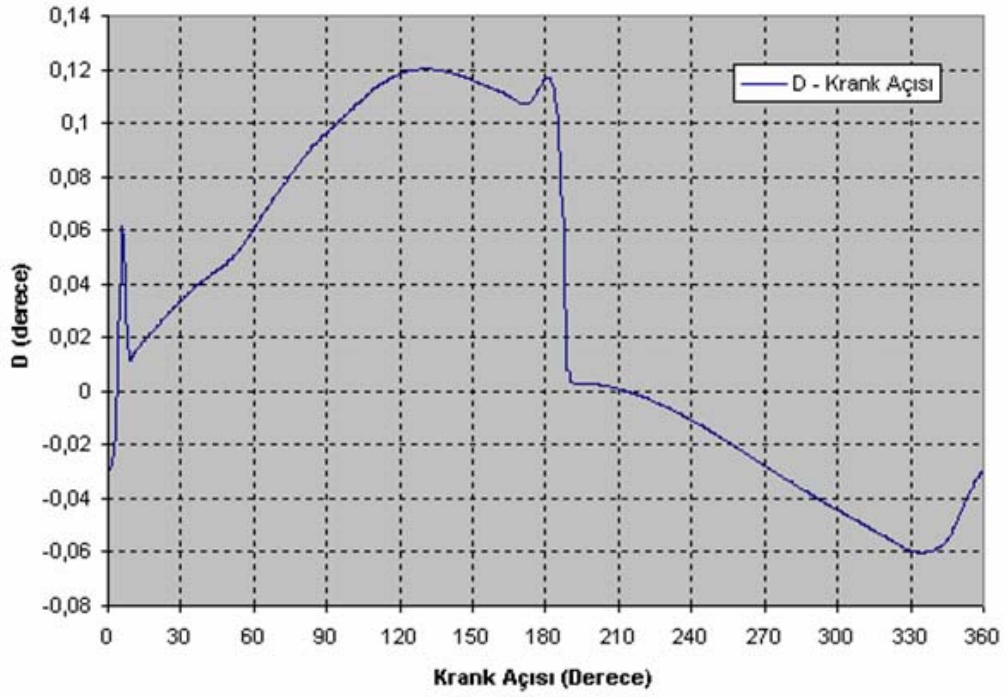
3.3 SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Tablo 3.3.1 : Ticari Bir Kompresörün Parametreleri ve Analiz Sonuçları

Normal Çalışma Şartları	
L	26,347
R	7,655
E	0
G	0
h	0
w	46,66
Bulunan Maksimum Değerler	
Y (mm)	0,0498
D (Derece)	0,121



Şekil 3.3.1 : Ağırlık Merkezinin Yaptığı Sapmanın (Y) Crank Açısına Göre Değişimi



Şekil 3.3.2 : Dönme Açısının (D) Crank Açısına Göre Değişimi

Oluşturulan model ilk aşamada mevcut parametrelerle çalıştırılmıştır. Normal çalışma şartları ve bu durumda bulunan maksimum sapma ve dönme değerleri Tablo 3.3.1’de verilmiştir. Piston ağırlık merkezinin bir çevrim boyunca yaptığı sapma (Y) Şekil 3.3.1’de verilmiştir. Bir çevrim boyunca piston dönme açısı (D) Şekil 3.3.2’de verilmiştir.

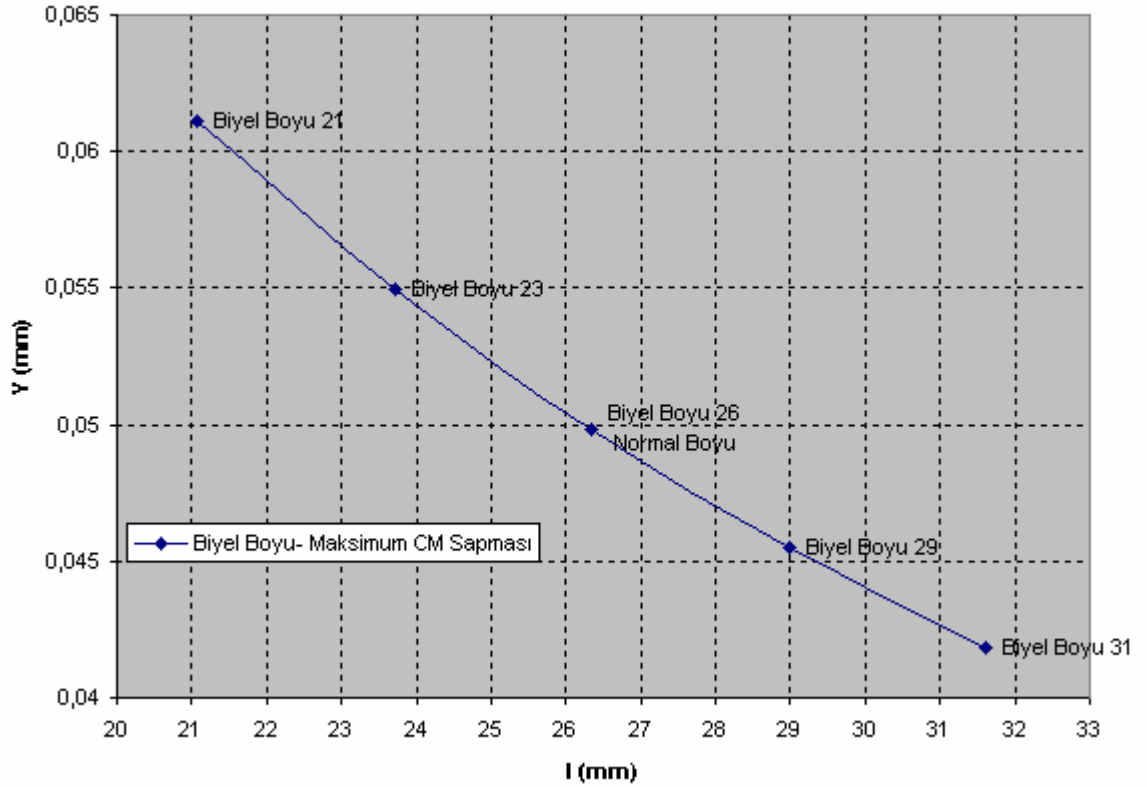
3.4 Tek Parametrenin Değişimi

3.4.1 Biyel Boyu

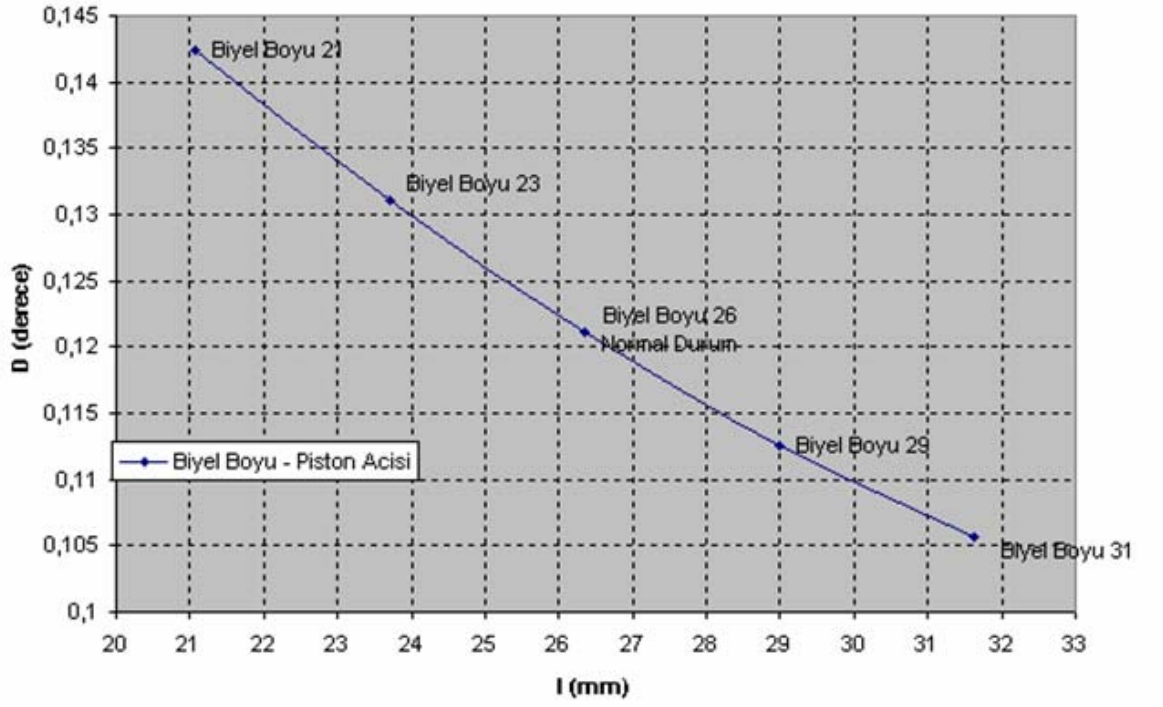
Biyel boyundaki değişimler Tablo 3.4.1 verilmiştir. Şekil 3.4.1 ve Şekil 3.4.2’ten de anlaşılacağı gibi biyel boyu arttıkça piston sapması (Y) ve dönmesi (D) azalmaktadır. İkincil hareket biyel boyu uzadıkça azalacaktır.

Tablo 3.4.1 : Biyel Boyunun Değişimine Göre Y ve D Değerleri

I (mm)	31,6164	28,9817	26,3470	23,7123	21,0776
Y (mm)	0,0419	0,0455	0,0498	0,0549	0,0611
D (Derece)	0,1057	0,1125	0,1212	0,1311	0,1423



Şekil 3.4.1 : Biyel Boyuna Göre Maksimum CM Sapmasının Değişimi



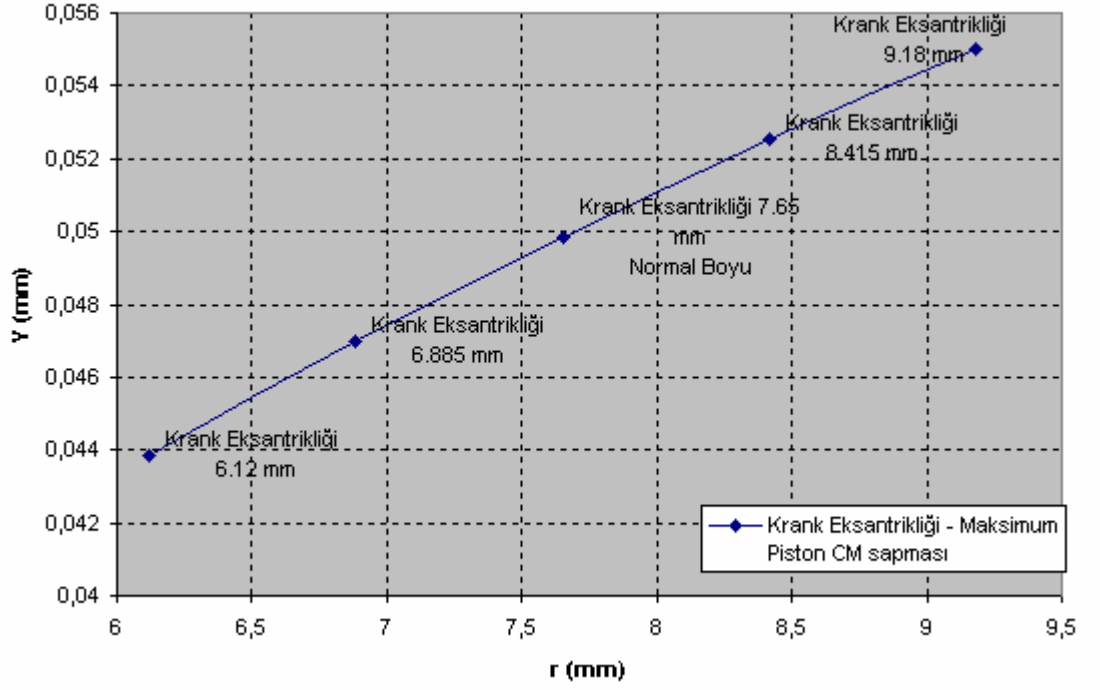
Şekil 3.4.2 : Piston Maksimum Dönmesinin Biyel Boyuna Göre Değişimi

3.4.2 Krank Eksantrikliği

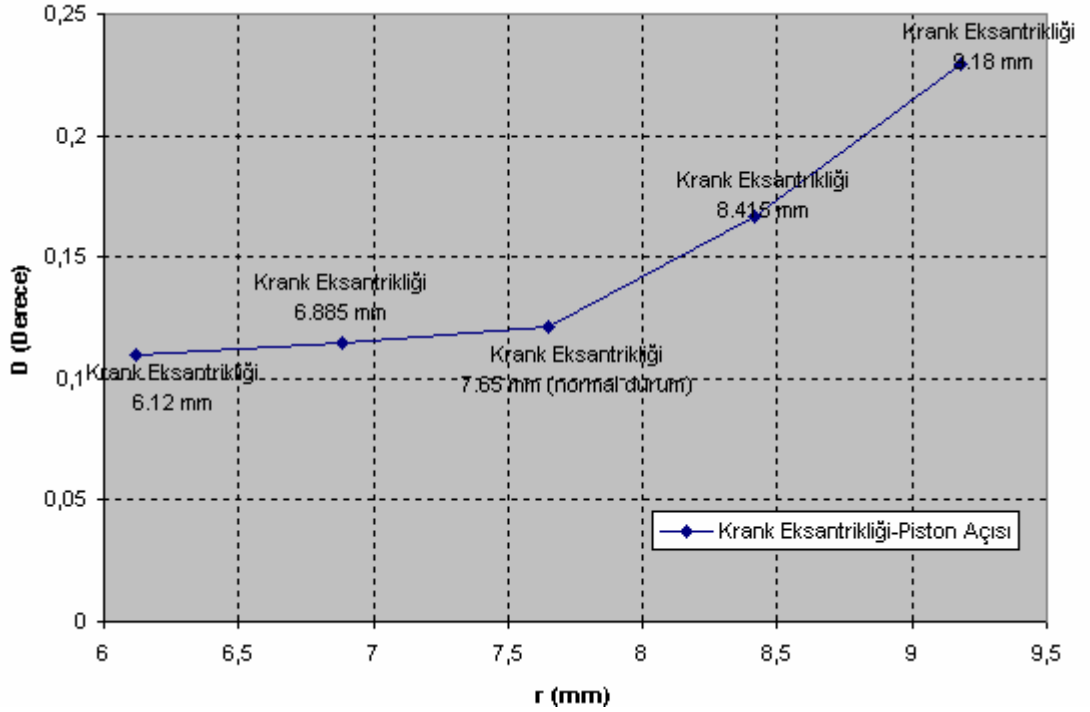
Krank eksantrikliğine bağlı değişimler Tablo 3.4.3’de verilmiştir. Şekil 3.4.3 ve Şekil 3.4.4 ’dan anlaşılacağı gibi eksantriklik uzadıkça piston sapması (Y) ve piston açısı (D) artmaktadır. İkincil hareket eksantrikliğin artmasına bağlı olarak olumsuz etkilenmektedir.

Tablo 3.4.2 : Krank Eksantrikliği Değişimine Göre Y ve D Değerleri

r (mm)	9,1800	8,4150	7,6500	6,8850	6,1200
Y (mm)	0,0550	0,0525	0,0498	0,0470	0,0439
D (Derece)	0,2290	0,1670	0,1210	0,1150	0,1100

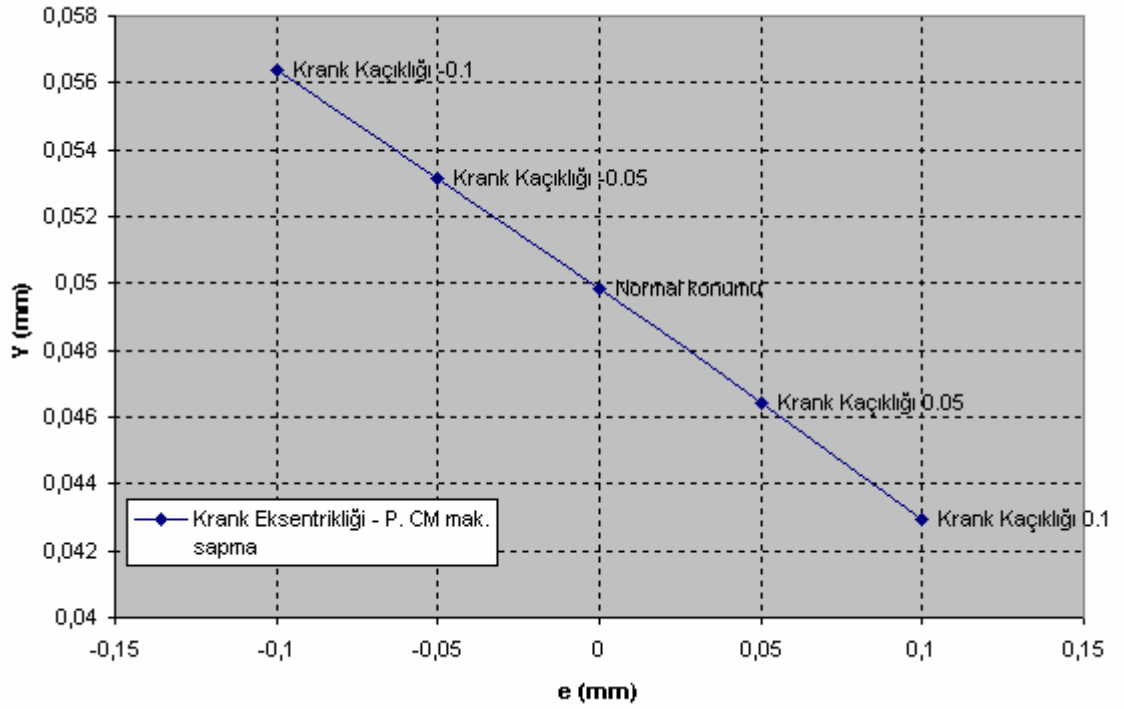


Şekil 3.4.3 : Krank Eksantrikliğine Göre Maksimum CM Sapmasının Değişimi

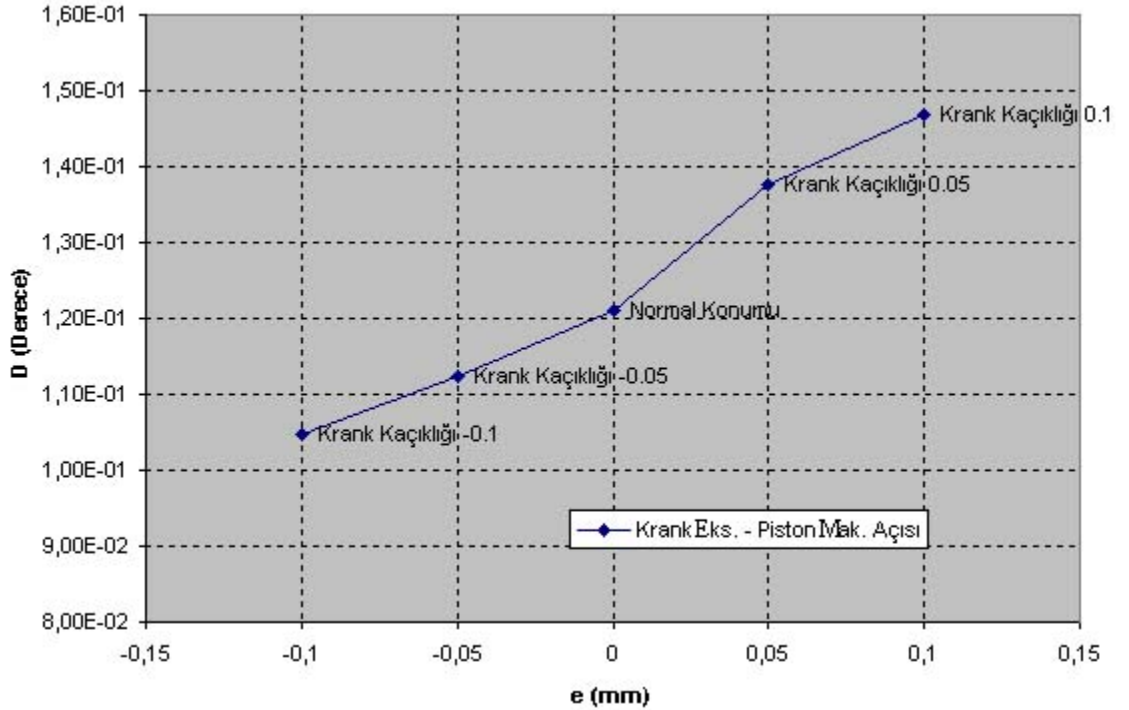


Şekil 3.4.4 : Maksimum Piston Dönmesinin Krank Eksantrikliğine Göre Değişimi

3.4.3 Krank Kaçıklığı



Şekil 3.4.5 : Maksimum Piston Sapmasının Krank Kaçıklığına Göre Değişimi



Şekil 3.4.6 : Maksimum Piston Dönmesinin Krank Kaçıklığına Göre Değişimi

Krank kaçıklığına bağlı sonuçlar Tablo 3.4.3’de verilmiştir. Şekil 3.4.5 ve Şekil 3.4.6’den de anlaşılacağı gibi kaçıklık arttıkça piston sapması (Y) azalmakta ancak piston açısı (D) artmaktadır.

Tablo 3.4.3 : Krank Kaçıklığı Değişimine Göre Y ve D Değerleri

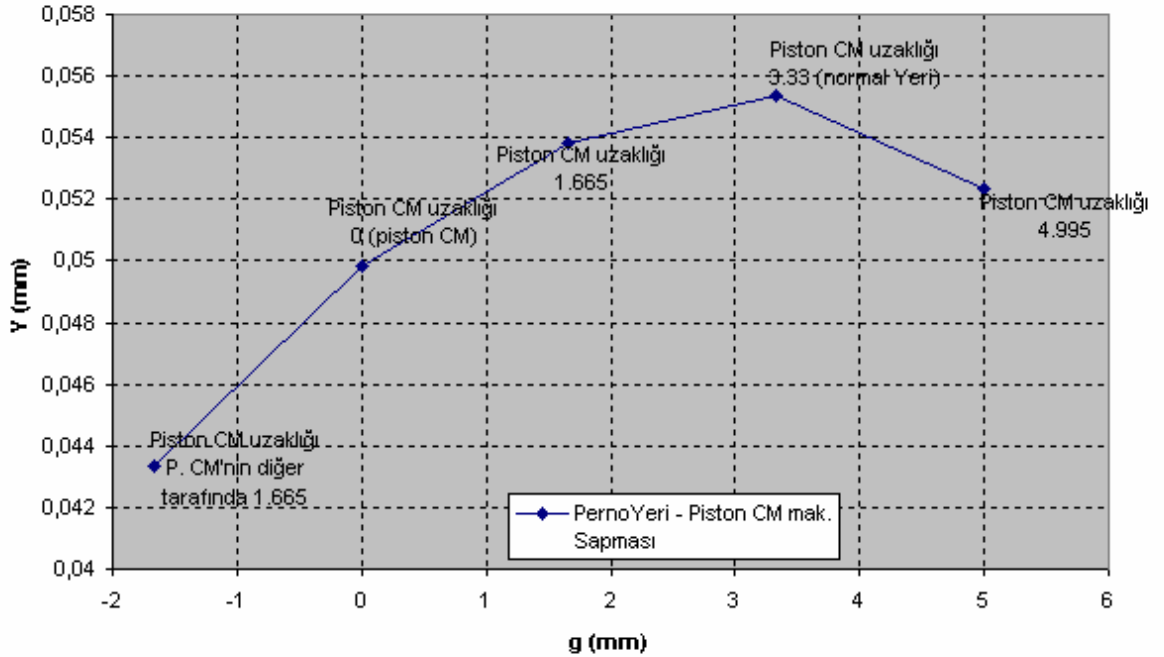
e (mm)	-0,1	-0,05	0	0,05	0,1
Y (mm)	0,0564	0,0531	0,0498	0,0464	0,0429
D (Derece)	0,105	0,112	0,121	0,138	0,147

3.4.4 Perno Bağlantı Noktası

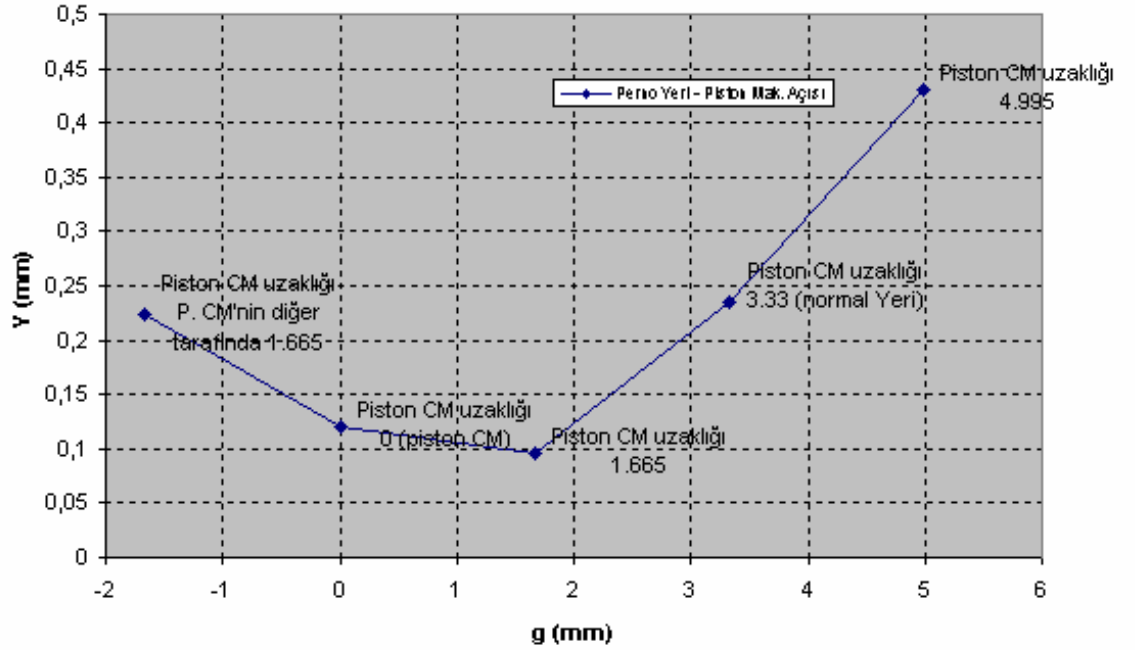
Perno bağlantı noktasına bağlı veriler Tablo 3.4.4’te gösterilmiştir. Şekil 3.4.7 ve Şekil 3.4.8 ’dan da anlaşılacağı gibi pernoyu piston ağırlık merkezine yaklaştırmanın ikincil hareketi azalttığı görülmektedir. Ancak piston ağırlık merkezinin diğer tarafına geçildiğinde piston dönmesinde artış belirmektedir.

Tablo 3.4.4 : Perno Konumunun Değişimine Göre Y ve D Değerleri

g (mm)	-1,665	0	1,665	3,33	4,995
Y (mm)	0,0433	0,0498	0,0538	0,0554	0,0524
D (Derece)	0,2228	0,1212	0,096	0,2347	0,4296



Şekil 3.4.7 : Maksimum Piston Sapmasının Perno Konumuna Göre Değişimi



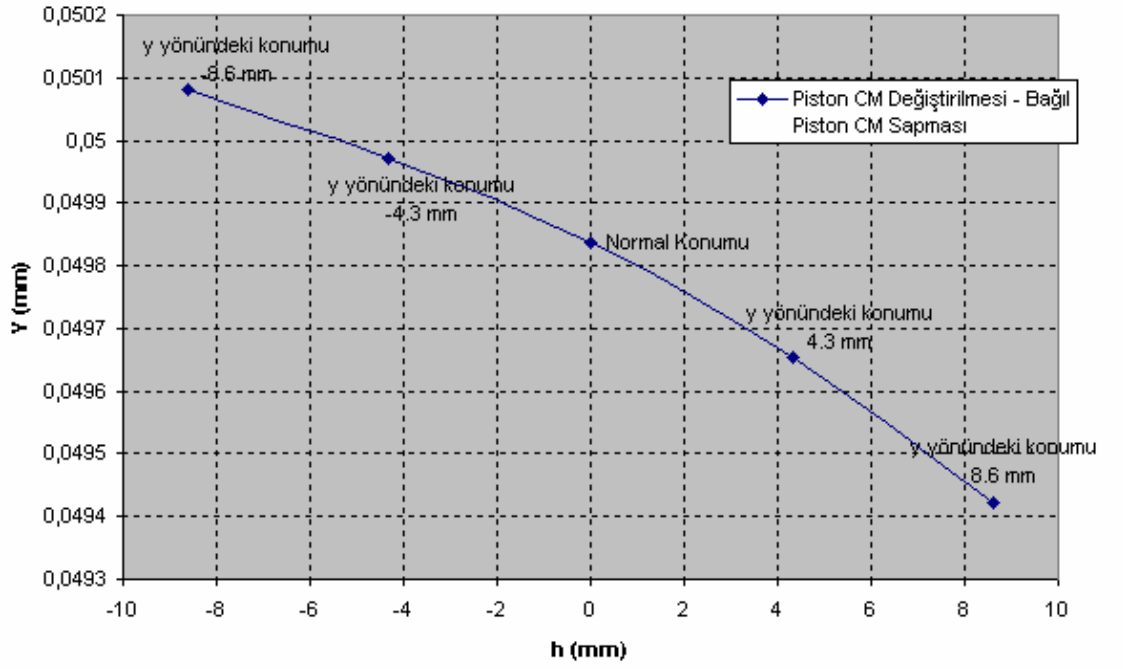
Şekil 3.4.8 : Maksimum Piston Dönmesinin Perno Konumuna Göre Değişimi

3.4.5 Piston Ağırlık Merkezinin y Yönünde Değişimi

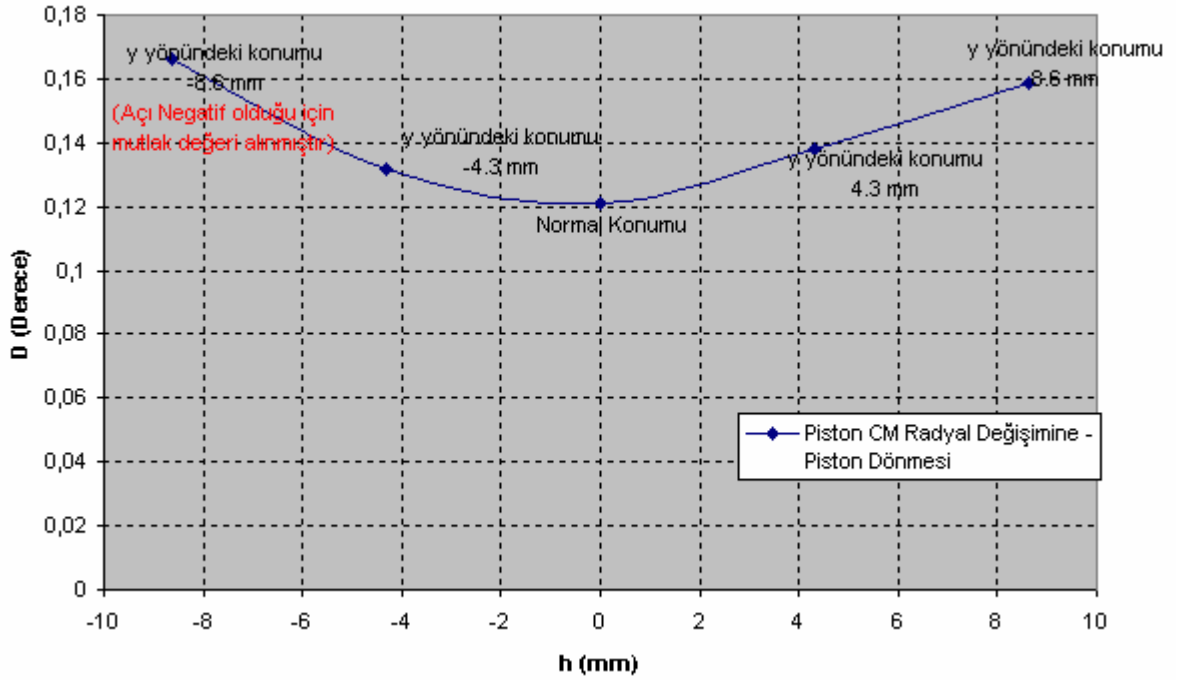
Pistonun ağırlık merkezinin mevcut konumuna göre değişimi Tablo 3.4.5'da belirtildiği gibi değiştirilmiştir; pistonun maksimum sapma ve dönme değerleri bulunmuştur. Pistonun dönme yönüne bağlı olarak piston sapması, piston ağırlık merkezinin değişimi ile azalmaktadır. Bu durum Şekil 3.4.9'de net bir şekilde görülmektedir. Şekil 3.4.10'dan da anlaşılacağı gibi piston dönmesi ağırlık merkezi silindirik eksenenden uzaklaştıkça artmıştır. Ancak maksimum değerlerin incelenmesi durumunda h parametresinin -8,616 mm olduğu durumda maksimum dönme değeri negatif z yönünde olduğu görülmektedir. Dönmenin negatif çıkması pistonun dönme yönünün ters olduğunu göstermektedir.

Tablo 3.4.5 : Piston Ağırlık Merkezi, y Yönündeki Değişimine Göre Y ve D Değerleri

h (mm)	-8,616	-4,308	0	4,308	8,616
Y (mm)	0,0501	0,05	0,0498	0,0497	0,0494
D (derece)	0,166	0,132	0,121	0,138	0,159

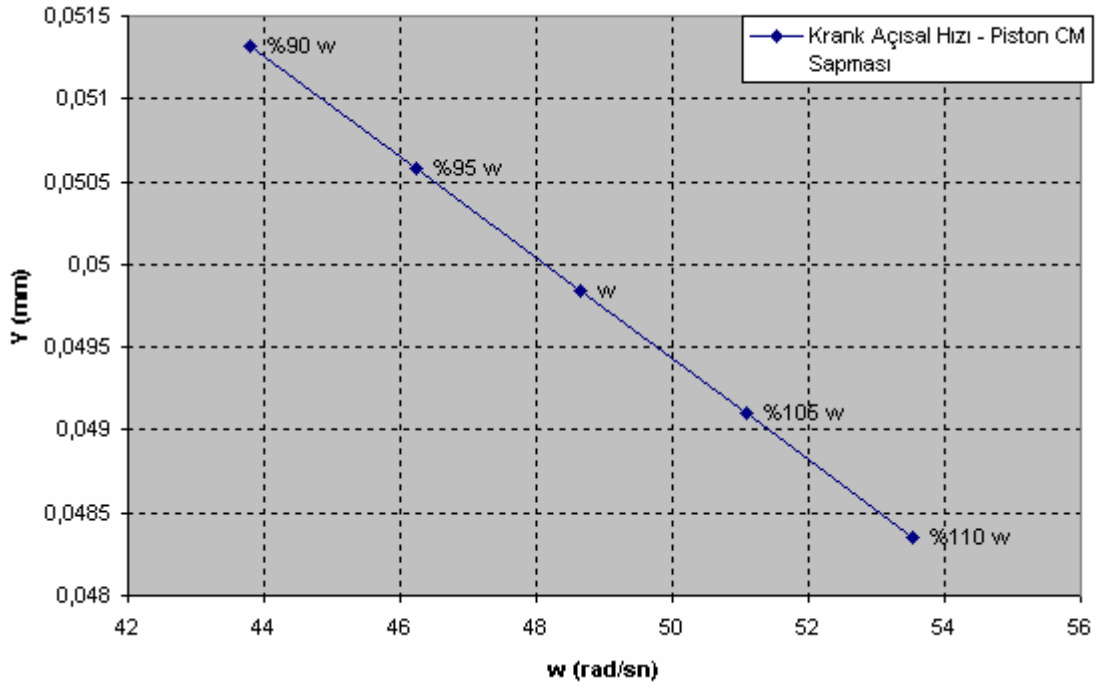


Şekil 3.4.9 : Maksimum Piston Sapmasının Piston Ağırlık Merkezinin y Konumuna Göre Değişimi

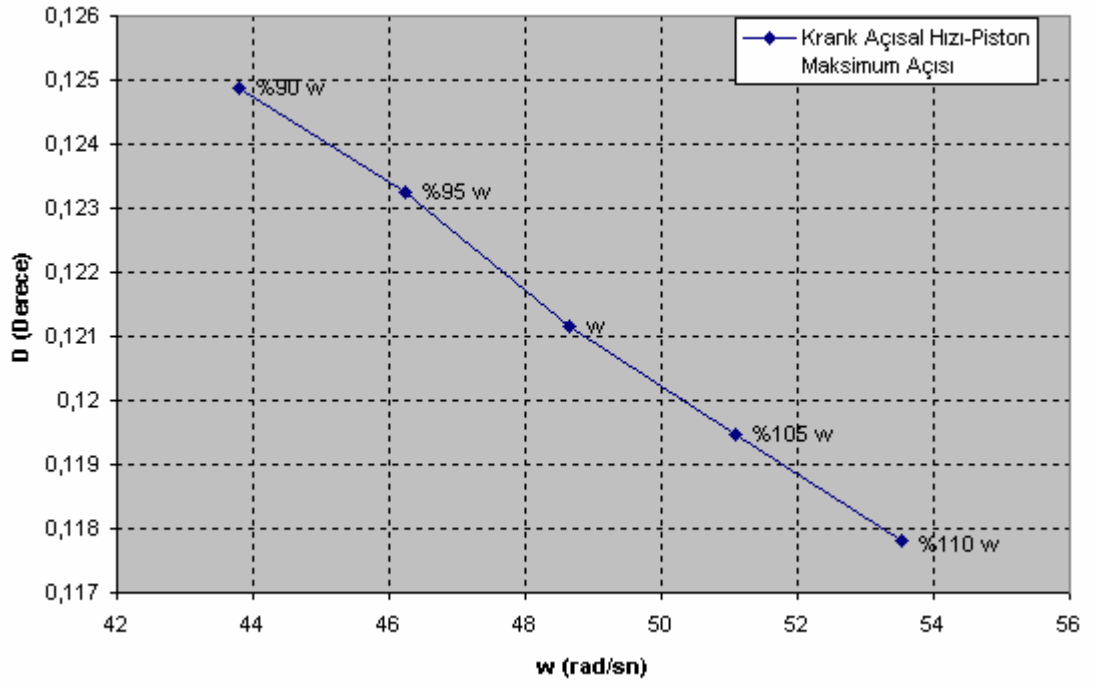


Şekil 3.4.10 : Maksimum Piston Dönmesinin Piston Ağırlık Merkezinin y Konumuna Göre Değişimi

3.4.6 Krank Şaft Açısal Hızı



Şekil 3.4.11 : Maksimum Piston Sapmasının Krank Şaft Açısal Hızına Göre Değişimi



Şekil 3.4.12 : Maksimum Piston Dönmesi, Krank Şaft Açısal Hızına Göre Değişimi

Dönme hızının analiz sonuçları Tablo 3.4.6’de verilmiştir. Şekil 3.4.11 ve Şekil 3.4.12’ten anlaşılacağı gibi dönme hızı arttıkça ikincil harekette iyileşme oluşmaktadır.

Tablo 3.4.6 : Krank Şaft Açısal Hızının Değişimine Göre Y ve D Değerleri

w (rad/sn)	53,5230	51,0930	48,6600	46,2270	43,7940
Y (mm)	0,0484	0,0491	0,0498	0,0506	0,0513
D (Derece)	0,1178	0,1195	0,1212	0,1233	0,1249

3.5 İki Parametrenin Beraber Değerlendirilmesi

Parametreler tek tek incelendikten sonra ikincil hareketin azalmasında etkin olan biyel kolu boyu, krank eksantrikliği ve krank kaçıklığı parametrelerinin birbiri ile değişimi araştırılmaya değer bulunmuştur.

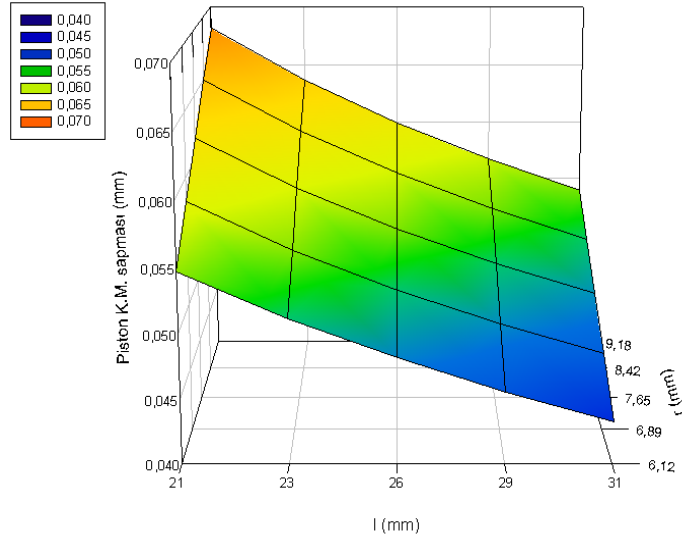
3.5.1 Biyel Boyu – Krank Eksantrikliği

Tablo 3.5.1 : Biyel Boyu ve Krank Eksantrikliği Değişimine Göre Y Değerleri

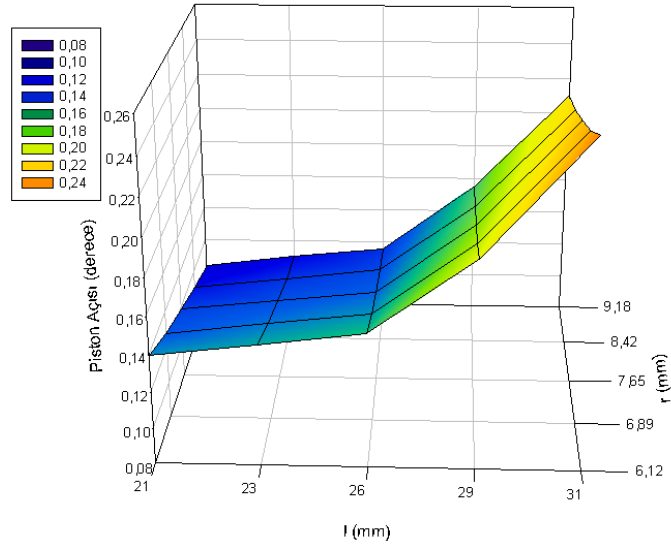
Y (mm)					
l (mm) r (mm)	32,6164	28,9817	26,3470	23,7123	21,0776
9,1800	0,0539	0,0567	0,0599	0,0637	0,0682
8,4150	0,0514	0,0540	0,0571	0,0607	0,0649
7,6500	0,0488	0,0513	0,0542*	0,0575	0,0616
6,8850	0,0461	0,0485	0,0512	0,0544	0,0582
6,2100	0,0433	0,0456	0,0483	0,0512	0,0548

Tablo 3.5.2: Biyel Boyu ve Krank Eksantrikliği Değişimine Göre D Değerleri

D (Derece)					
l (mm) r (mm)	32,6164	28,9817	26,3470	23,7123	21,0776
9,1800	0,2097	0,2170	0,2267	0,2378	0,2518
8,4150	0,1550	0,1615	0,1694	0,1788	0,1913
7,6500	0,1154	0,1230	0,1306	0,1405	0,1521
6,8850	0,1098	0,1165	0,1250	0,1340	0,1452
6,2100	0,1035	0,1107	0,1190	0,1274	0,1390



Şekil 3.5.1 : Biyel Boyu ve Krank Eksantrikliğinin Değişimine Göre Y Değerleri



Şekil 3.5.2 : Biyel Boyu ve Krank Eksantrikliğinin Değişimine Göre D Değerleri

Biyel boyu ve krank eksantrikliğinin analizleri sonucunda maksimum Y ve D hesaplanmış, bunlar Tablo 3.5.1 ve Tablo 3.5.2’de gösterilmiştir. Şekil 3.5.1’de piston ağırlık merkezinin sapması incelenmiştir. Burada biyel boyunun uzamasının ve krank eksantrikliğinin kılınmasının, maksimum piston sapmasını azalttığı görülmektedir. Şekil 3.5.2’de piston dönmesi incelenmiştir. Buradan da görüldüğü gibi biyel boyu krank boyuna nazaran daha etkin bir değişim sağlamaktadır.

3.5.2 Krank Eksantrikliği – Krank Kaçıklığı

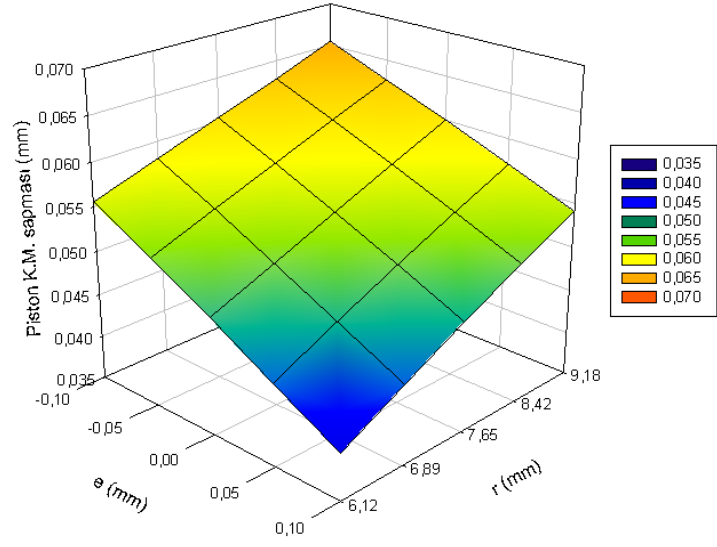
Krank eksantrikliği ile krank kaçıklığı simülasyonlarının sonuçları Tablo 3.5.3 ve Tablo 3.5.4’de verilmiştir. Bunlara bakarak maksimum piston sapması incelenirse krank kaçıklığının krank eksantrikliği kadar etkili olduğu görülmektedir. Krank kaçıklığı simetrik olmasına karşın piston sapmasının bir yönde artarken diğer yönde azalmasının temel sebebi krank şaftının dönme yönüdür. Şekil 3.5.3’da da görüldüğü gibi pozitif kaçıklık durumunda piston sapması azalmıştır. Şekil 5.20’de krank eksantrikliği ile krank kaçıklığının maksimum piston açısına göre değişimleri incelenmiştir. Burada krank kaçıklığı, krank eksantrikliği kadar etkili olmayıp aynı zamanda doğrusal bir artış görülmemektedir. Kaçıklık artıkça piston açısında artış gözlenmiş; ancak piston sapmasında azalma görülmüştür.

Tablo 3.5.3 : Krank Eksantrikliği ve Krank Kaçıklığının Değişimine Göre Y Değerleri

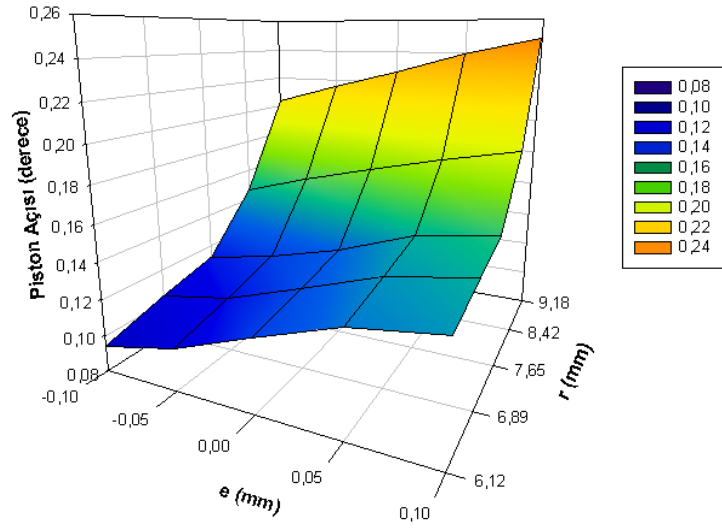
Y (mm)					
r (mm) e (mm)	9,1800	8,4150	7,6500	6,8850	6,1200
1,0000	0,0541	0,0509	0,0476	0,0440	0,0402
0,5000	0,0571	0,0541	0,0510	0,0477	0,0443
0,0000	0,0599	0,0571	0,0542	0,0512	0,0483
-0,5000	0,0627	0,0600	0,0573	0,0546	0,0520
-1,0000	0,0654	0,0629	0,0604	0,0580	0,0556

Tablo 3.5.4 : Krank Eksantrikliği ve Kaçıklığının Değişimine Göre D Değerleri

D (Derece)					
r (mm) e (mm)	9,1800	8,4150	7,6500	6,8850	6,1200
1,0000	0,2488	0,1880	0,1527	0,1467	0,1405
0,5000	0,2391	0,1793	0,1461	0,1398	0,1343
0,0000	0,2267	0,1694	0,1306	0,1250	0,1190
-0,5000	0,2157	0,1584	0,1197	0,1108	0,1030
-1,0000	0,2038	0,1460	0,1116	0,1033	0,0935



Şekil 3.5.3 : Krank Eksantrikliği ve Krank Kaçıklığına Göre Y Değerleri



Şekil 3.5.4 : Krank Eksantrikliği ve Krank Kaçıklığına Göre D Değerleri

3.5.3 Biyel Boyu – Krank Kaçıklığı

Biyel boyu ve krank kaçıklığı analizleri Tablo 3.5.5 ve Tablo 3.5.6’te verilmiştir. Biyel kolunun boyu ile krank kaçıklığını incelendiği zaman, Şekil 5.21’den görülebileceği gibi biyel boyunun uzamasının ikincil harekette belirgin bir düşürme oluşturduğu görülmektedir. Buna karşılık Şekil 3.5.5 ve Şekil 3.5.6’den de

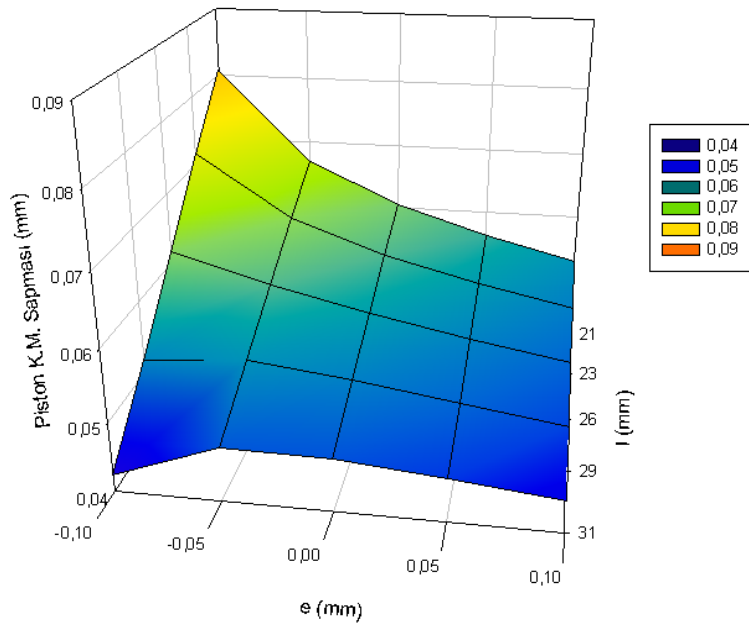
görüldüğü gibi krank kaçıklığının piston sapmasına olumlu etkileri varken piston açısında olumsuz etkiler yaratmaktadır.

Tablo 3.5.5 : Biyel Boyu ve Krank Kaçıklığı Değişimine Göre Y Değerleri

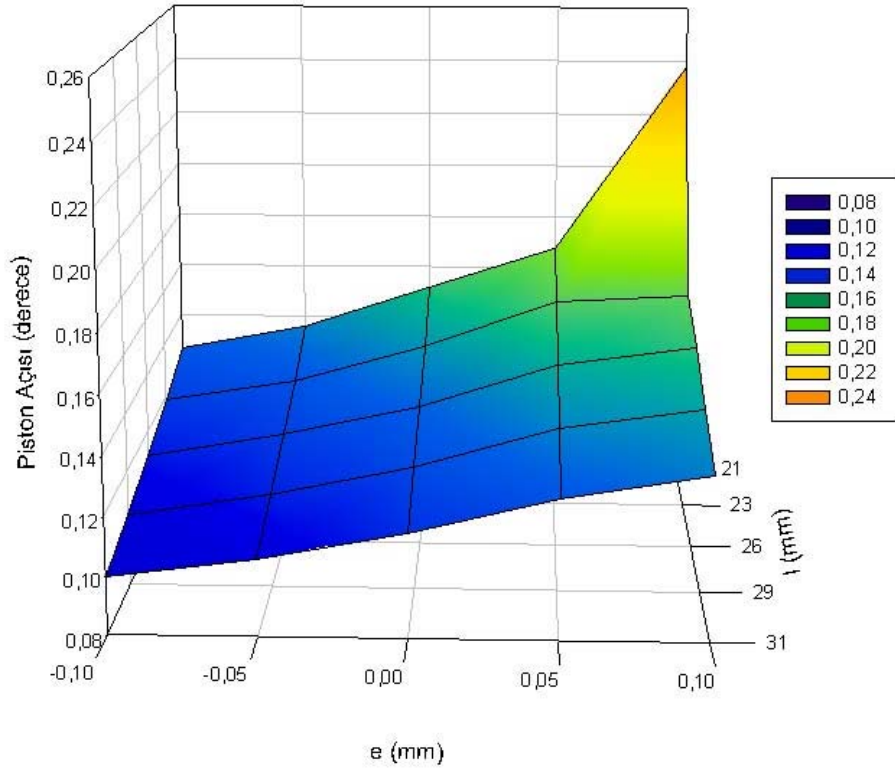
Y (mm)					
l (mm) e (mm)	32,6100	28,9800	26,3400	23,7100	21,0730
1,0000	0,0444	0,0461	0,0476	0,0478	0,0424
0,5000	0,0467	0,0488	0,0510	0,0527	0,0516
0,0000	0,0488	0,0513	0,0542	0,0575	0,0616
-0,5000	0,0508	0,0537	0,0573	0,0623	0,0716
-1,0000	0,0527	0,0561	0,0604	0,0669	0,0807

Tablo 3.5.6 : Biyel Boyu ve Krank Kaçıklığı Değişimine Göre D Değerleri

D (Derece)					
l (mm) e (mm)	32,6100	28,9800	26,3400	23,7100	21,0730
1,0000	0,1355	0,1437	0,1527	0,1605	0,2379
0,5000	0,1273	0,1368	0,1461	0,1576	0,1677
0,0000	0,1154	0,1230	0,1306	0,1405	0,1521
-0,5000	0,1063	0,1128	0,1197	0,1269	0,1359
-1,0000	0,0996	0,1051	0,1116	0,1190	0,1265



Şekil 3.5.5 : Biyel Boyu ve Krank Kaçıklığı Değişimine Göre Y Değerleri



Şekil 3.5.6 : Biyel Boyu ve Krank Kaçıklığı Değişimine Göre D Değerleri

3.6 SONUÇLAR

Pistonlu makinelerde pistonun ikincil hareketi birçok parametreden etkilenmektedir. Bu parametrelerin piston dinamiğine etkileri dinamik bir modelle araştırılmıştır. Parametrelerin belirlenen bir aralıkta değiştirilebileceği bir krank-biyel mekanizması modeli oluşturulmuştur. Bu modele bir hermetik pistonlu buzdolabı kompresörünün özellikleri girilmiştir. Sayısal analizler yapılarak aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Biyel boyu arttıkça piston sapması (Y) ve dönmesi (D) azalmaktadır. İkincil hareket biyel boyu uzadıkça azalmaktadır.
- Kompresörün sıkıştırma oranını belirleyen parametrelerden biri olan krank eksantriklik arttıkça piston sapması (Y) ve piston açısı (D) artmaktadır. İkincil hareket, eksantrikliğin artmasına bağlı olarak olumsuz etkilenmektedir.
- Krank kaçıklığı doğrusal hareket eksenine göre simetrik olmasına karşın piston sapmasının bir yönde artarken diğer yönde azalmasının temel sebebi krankın dönme yönüdür. Krank pozitif eksantriklik durumunda iken piston sapması azalmıştır. Pozitif eksantriklik konumunda piston açısının değişiminde artış gözlenmiş; ancak piston sapmasındaki azalma ile incelendiğinde bu konumdaki ikincil hareketin azaldığı söylenebilmektedir.
- Perno bağlantı yerini piston ağırlık merkezine yaklaştırmanın ikincil hareketi azalttığı görülmektedir. Ancak piston ağırlık merkezinin diğer tarafına geçince piston açısında artış belirmektedir.
- İkincil hareket, piston ağırlık merkezinin radyal değişimi incelendiğinde pistonun dönme yönüne bağlı olarak piston sapması azalmakta, piston açısı ise ağırlık merkezi doğrusal hareket ekseninden uzaklaştıkça artmaktadır. Derecenin negatif çıkması pistonun dönme yönünün ters olduğunu göstermektedir.
- Dönme hızı arttıkça ikincil harekette iyileşme oluşmaktadır.

Bu parametreler içinde en etkili görülenler pernonun piston ağırlık merkezine uzaklığı ve kaçıklıktır. Ayrıca eksantriklik de ikincil hareket üzerinde değişiklik

oluşturmaktadır. Ancak bu parametrenin değişimi kapasite, sıkıştırma oranı, hız gibi diğer parametrelerde de değişiklik oluşturacağı için daha kapsamlı bir inceleme gerekecektir.

Görüldüğü üzere piston ikincil hareketi birçok parametreden etkilenmektedir, tüm bu parametrelerin istenen kapasite ve verim doğrultusunda minimum ikincil hareket oluşturacak şekilde belirlenmesi bir optimizasyon problemidir. İleride yapılması düşünülen çalışmalara bu açıdan bakılmalı, ayrıca bu çalışmada göz ardı edilen yağ filmi etkisi de ikincil hareket problemine dahil edilmelidir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMA

Buzdolaplarında kullanılan hermetik kompresörlerde krank-biyel tasarımı ve piston geometrisi kompresör kapasitesini dolayısıyla Performans Katsayısını (PK) (Coefficient of Performance - COP) doğrudan etkilemektedir. Kompresörün çalışması sırasında susturucuda, emme/egzoz valf yaprakları ve portlarda ortaya çıkan kayıplar kompresör sıkıştırma işini dolayısıyla kapasitesini düşürmektedir. Bunun dışında özellikle sıkıştırma işi sırasında conta ve pistonda ortaya çıkan gaz kaçakları kompresör kapasitesini düşüren önemli nedenlerden biridir.

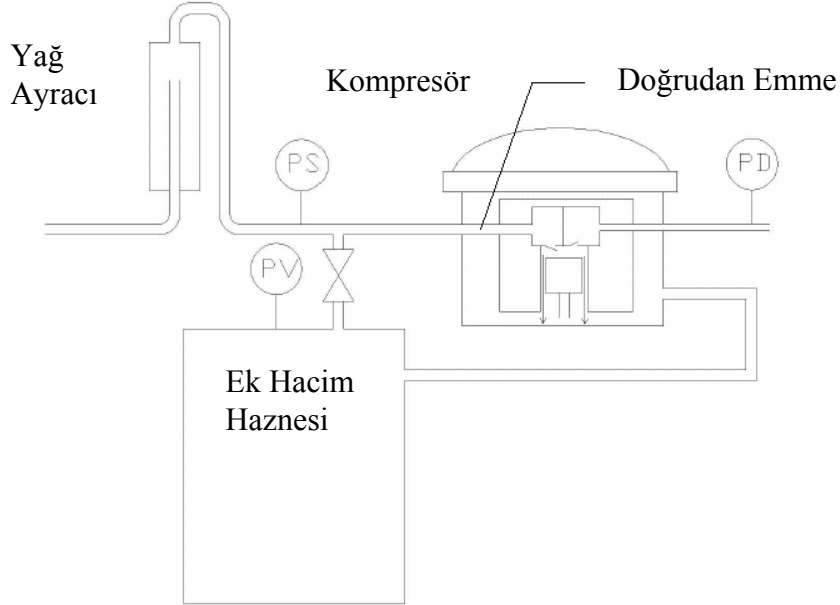
Buzdolabı kompresör pistonunda otomobil motorlarında kullanılan pistonlarından farklı olarak segman bulunmamaktadır. Bu nedenle kompresör pistonlarında pim ekseninde dönme hareketine (tilt hareketi) ve silindir ekseninden kaçıklığın sonucu olarak ortaya çıkacak piston ikincil hareketine bağlı mekanik kayıplar ve gaz kaçakları daha yüksek mertebelere ulaşabilmektedir. Dolayısıyla krank-biyel tasarımı ve piston geometrisi sıkıştırma işi sırasında ortaya çıkan gaz kaçakları belirleyen en önemli parametrelerden biridir.

Sıkıştırma işi sırasında kaçakların deneysel olarak belirlenmesi güçtür. Ölçüm düzeneği kalorimetre deney düzeneği üzerinde bazı değişiklikler yapılarak hazırlanmıştır. Çalışmalar sırasında iki farklı kapasiteye sahip kompresörler kıyaslanmaya çalışılmıştır.

Pistonun ikincil hareketini etkileyen bir parametre de yağ viskozitesidir. Sayısal çalışmalar sırasında dikkate alınmayan yağ viskozitesi etkisi deneysel çalışmada göz önünde bulundurulmuştur. Bir kompresör üzerinde üç farklı viskoziteli yağ kullanılarak piston kaçakları deneyleri yapılmıştır. 10 cSt, 7cSt, 5cSt yağlarla gerçekleştirilen deneylerde yağ viskozitesinin piston kaçaklarına etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Alınan sonuçlar viskoziteye bağlı olarak piston gaz kaçaklarındaki değişimi göstermektedir.

4.1 PİSTON KAÇAKLARINI ÖLÇME PRENSİBİ

Piston kaçaklarını ölçme prensibi şematik olarak Şekil 4.1.1’de gösterilmektedir.



Şekil 4.1.1 : Piston Kaçaklarını Ölçme Prensibi

Buzdolabında kullanılan hermetik pistonlu kompresörde emme borusundan gelen soğutkan silindire emildikten sonra piston hareketi ile sıkıştırılarak yoğuşturucuya gider. Ancak sıkışan gazın bir kısmı egzoz borusuna ulaşmadan piston, conta gibi yerlerden çıkarak kompresörün içine geri döner. Sıkıştırma işi sırasında ortaya çıkan gaz kaçakları kompresör termodinamik verimi dolayısıyla PK’sını doğrudan etkilemektedir. Söz konusu kaçakların belirlenmesi oldukça güçtür. Piston kaçaklarını belirlemek için hazırlanan deney düzeneği Şekil 4.1.1’de gösterilmektedir.

Deney düzeneği, bir kompresör kalorimetresinde gaz kaçaklarının ölçülmesi için bazı değişiklikler yapılarak oluşturulmaktadır. Prensip olarak buharlaştırıcıdan gelen soğutkan muhafaza içine alınmadan doğrudan emmeyle (direct suction) silindire gönderilmektedir. Bu durumda emme borusu ile silindir arasında doğrudan bağlantı sağlanmaktadır. Silindirde pistonun hareketi ile sıkıştırılan gaz egzoz portu ve susturucudan geçerek titreşim borusu ile yoğuşturucuya gönderilmektedir. Bu

esnada egzoz borusuna gitmeyen, conta ve piston çevresinden geri dönen piston kaçakları muhafaza içinde kalarak haznenin basıncını yükseltir. Bu basınç değişimi ölçülerek piston kaçak miktarı hesaplanabilmektedir.

Sistemde akışkan ile beraber akmakta olan yağ, kompresöre geri dönecek ve doğrudan emme ile silindir haznesine girecektir. Bu durumun neticesinde oluşacak hataların önüne geçebilmek için sistemde kompresör öncesine yağ ayırıcı konulmuştur. Sıkıştırma işi sırasında ortaya çıkan gaz kaçakları zamanla kompresör içindeki basıncın artmasına neden olmaktadır. Deneylerde artan basıncın ölçümler sırasında piston kaçaklarının değişimine neden olmaması için kompresör haznesine ek bir hazne bağlanmıştır. Kalorimetrede istenilen yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklığında kompresör rejime girene kadar normal şartlarda çalışması için emme hattı ile ek hazne birbirlerine vana ile bağlanmıştır.

4.2 PİSTON KAÇAKLARI DENEY DÜZENEGİ

4.2.1 Kompresörün Hazırlanması

Kompresör piston kaçakları daha önce belirtilen prensiple ölçülebilmesi için kompresörün doğrudan emme (direct suction) yapacak şekilde hazırlanması gerekmektedir. Bu nedenle doğrudan emişli yapıda olmayan kompreslerde gerekli değişiklikler yapılmıştır. Öncelikle kompresörün susturucusu silindir kafası içinde kalan kısmı kullanılacak şekilde kesilmiştir. Susturucunun silindir kafası içinde kalan bölüme bakır boru yerleştirilerek soğuk kaynak (J-B Weld) yapılmıştır. Bunlara ek olarak emme borusu kompresör içine uzatılmıştır. Borular arasındaki bağlantı sağlamak için özel bir malzemedan hazırlanmış körük kullanılmıştır. Bağlantılarda kaçak olmaması son derece önemlidir. Bunun için deneylerde önce kaçak testi (0,8 –1,0 bar arasındaki değişim için 7 dk, 1,4-1,2 bar değişim için 80 s) yapılmaktadır. Doğrudan emişli bir kompresör Şekil 4.2.1’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.2.1 : Doğrudan Emişli Bir Kompresör

4.2.2 Kalorimetre Düzeneginin Hazırlanması

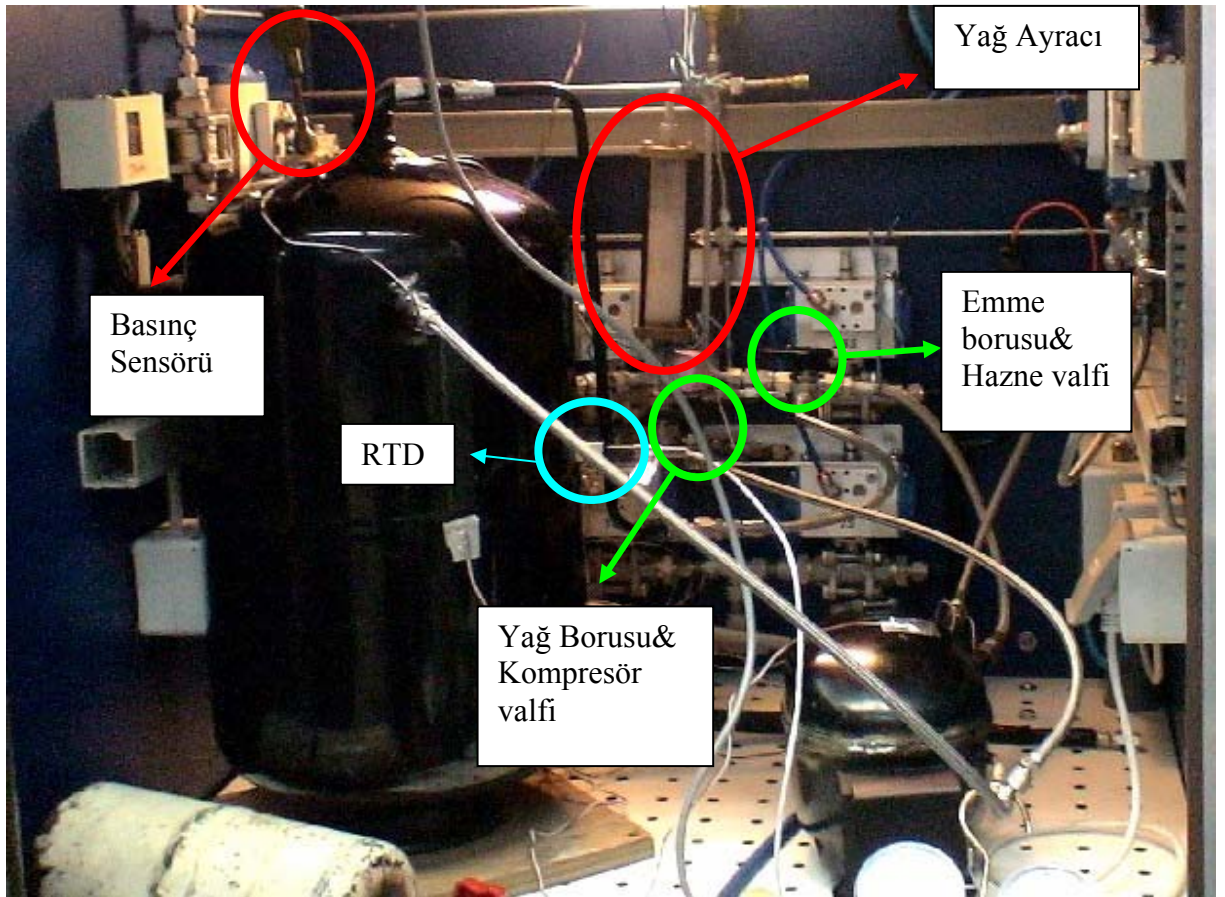
Piston kaçakları kalorimetre deney düzeneginde gerçekleştirilmiştir. Hacim artırıcı haznenin hacmi 20 lt olarak seçilmiş ve iki adet giriş bağlantısı kullanılmıştır. Şekil 4.2.2' te gösterilen yağ ayracı kompresörün emme girişine monte edilmiştir.



Şekil 4.2.2 : Yağ Ayracı

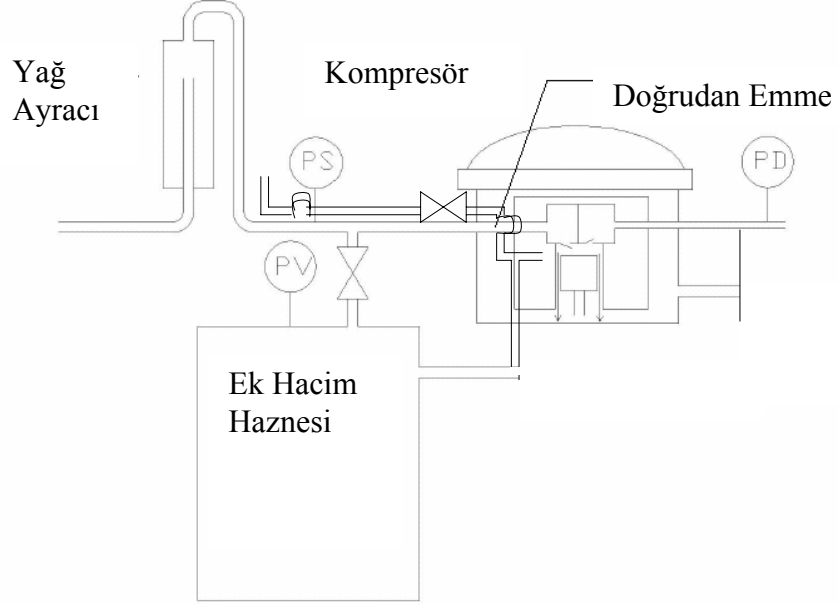
Sistemin rejime girebilmesi (emme basıncı, yoğuşturucu sıcaklığı, kompresör ve hazne sıcaklıklarının dengede olması) için belirli bir zaman gerekmektedir. Bu süre zarfında sistemde dolaşan yağ ayrıçta kalacak ve kompresöre gitmeyecektir. Kompresördeki yağın azalmaması için ayrıçtaki yağın kompresöre geri verilmesi gerekmektedir. Bunun için ayrıç ile kompresör arasına bağlantı kurulmuştur. Bu bağlantı, deney esnasında bir vana ile kapatılmaktadır. Bu bağlantı Şekil 4.2.3' te gösterilmiştir.

Hazne sıcaklığının ve basıncın ölçülebilmesi için Şekil 4.2.3' te gösterildiği gibi hazne üzerinde delikler açılmış ve basınç sensörü ile RTD (sıcaklık ölçer) yerleştirilmiştir. Sisteme ek olarak yerleştirilen basınç duyargası ve RTD'den verileri alabilmek için Hydra Fluke veri toplayıcısı ile diz üstü bilgisayar kullanılmıştır. Alınan verilerin birbiri ile tutarlı olabilmesi için Fluke ile Kalorimetre bilgisayarı eş zamanla hale getirilmiştir.



Şekil 4.2.3 : Kompresör Gaz Kaçakları Deney Düzeneği

Kompresörün emme ve egzoz hatları dışında servis hattının da kullanıldığı bu ölçüm düzeneğinde bağlantıların şematik gösterimi Şekil 4.2.4'te verilmiştir.



Şekil 4.2.4 : Boru Hattının Şematik Gösterimi

4.3 Piston Kaçaklarının Hesaplanması

Piston kaçaklarının bulunabilmesi için deneysel olarak elde edilen verilerin işlenmesi gerekmektedir. Bu veri işleme esnasında ideal gaz denklemi (4.1) kullanılmıştır. Denkleme göre kompresör ve hazne içindeki gazın kütlelerini bulabilmek için sıcaklık, basınç ve hacim değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Sıcaklık ve basınç değerleri yerleştirilen sensörler ile elde edilirken kompresörün hacmi farklı yollardan elde edilmiştir. 'Rapor 04308/AR35 [1] kompresör hacmi belirlemek için Boyle kanunu ($PV=\text{sabit}$) kullanılmasını önermektedir. Ancak daha kolay olan kompresörün içine su doldurma yöntemi ile hacim belirlenmiştir. HTK-12AA kompresörün gaz hacmi 1,55 litredir.

Ölçülen kompresörlerde R600a soğutucu gazı kullanılmıştır. Bu gazın molar kütlesi 58,08 g/mol' dür.

$$PV = RnT \quad (4.1)$$

$$M = n \underline{\text{MolKütlesi}} = \frac{PV}{RT} \quad (4.2)$$

M	=	kütle (g)
n	=	gazın molü (mol)
R	=	ideal gaz katsayısı ($\text{Pa}\cdot\text{m}^3/\text{mol}\cdot\text{K}$)
T	=	Gaz sıcaklığı ($^{\circ}\text{K}$)
P	=	Gaz basıncı (Pa)
V	=	Gazın hacmi (m^3)

Mol Kütle = R600a gazının molar kütle (g/mol)

Piston kaçaqları deneyinde sistem kapatılmadan önceki ve kapatıldıktan bir süre sonraki veriler alınarak kompresör ve hazne içindeki gaz kütle ölçülür. Aradaki gaz kütle farkı piston kaçaqlarından gelmektedir. Zamana bölünerek piston kaçak debisi belirlenmiştir. Piston kaçak debisinin sistemdeki debiye oranı piston kaçak yüzdesini belirler.

4.4 SONUÇLAR

Kompresörün çalışması sırasında ortaya çıkan gaz kaçaqlarının belirlenmesi için öncelikle kalorimetre düzeneğinde gerekli değişiklikler yapılarak sistem gaz kaçaqlarını ölçecek şekilde düzenlenmiştir. Kompresörlerin gaz kaçak ölçümleri öncelikle ASHRAE şartlarında (buharlaşma sıcaklığı $-23,3^{\circ}\text{C}$, yoğuşma sıcaklığı $54,4^{\circ}\text{C}$) gerçekleştirilmiştir. Daha sonra düşük kapasiteli kompresör farklı buharlaşma ve yoğuşma şartlarında piston kaçaqları belirlenmiştir.

Düşük kapasiteli kompresörde farklı viskoziteli yağlar kullanılarak ASHRAE şartlarında ölçümler alınmıştır. Normal imalatta kullanılan (10cSt) yağı değiştirilerek (7cSt ve 5cSt) yağları ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler sırasında elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmektedir:

- Büyük kapasiteli kompresör ile gerçekleştirilen deneylerde belirlenen gaz kaçağı debisi Tablo 4.4.1'da verilmektedir. Ölçümler ASHRAE şartlarında gerçekleştirilmiştir. Ortalama kaçak debisi $0,00445 \text{ g/s}$ ve standart sapması $0,00079$ 'dır.
- Orijinal 10cSt yağının kullanıldığı küçük kapasiteli kompresör ile gerçekleştirilen ASHRAE şartlarındaki ölçümlerin sonuçları yine Tablo 4.4.2 'da

verilmiştir. Küçük kapasiteli kompresör için elde edilen ortalama gaz kaçağı debisi 0,0054 g/s ve standart sapması 0,00032'dir.

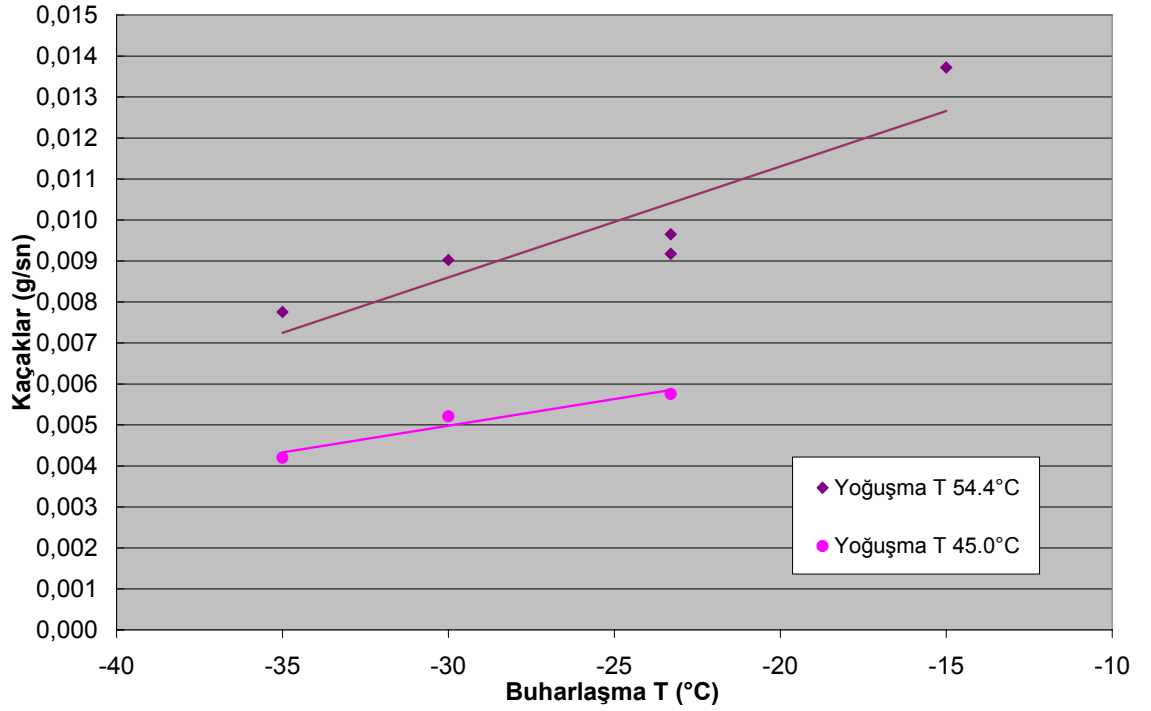
Tablo 4.4.1 : Piston Kaçaklarının Karşılaştırılması

	Kaçaklar (g/sn)	Kütleli Debi (g/sn)	Kaçak Oranı %
Büyük Kapasiteli Kompresör	0,0039	0,489	0,8
	0,0053	0,490	1,1
	0,0053	0,489	1,1
	0,0036	0,489	0,7
	0,0042	0,489	0,9
Küçük Kapasiteli Kompresör	0,0061	0,275	2,2
	0,0052	0,274	1,9
	0,0053	0,274	1,9
	0,0052	0,275	1,9
	0,0053	0,274	1,9
	0,0051	0,275	1,9
	0,0057	0,274	2,1
	0,0053	0,274	1,9

- Farklı kapasitede kompresörler için elde edilen sonuçlar incelendiğinde küçük kapasiteli kompresörde gaz kaçak debisinin büyük kapasiteli kompresöre kıyasla daha fazla olduğu görülmektedir. Karşılaştırılan kompresörlerin piston boyutları ve krank-biyel uzunluklarının farklı olduğundan sıkıştırma işi sırasındaki ikincil hareketleri de farklı olmaktadır. Pistonun ikincil ve tilt hareketi neticesinde ortaya çıkan kaçaklar da buna bağlı olarak değişmektedir. Kompresörlere ait geometri bilgileri Tablo 4.4.2 'de verilmektedir. Daha doğru bir karşılaştırmanın yapılabilmesi için kaçakların kütleli debiye oranları incelenmiştir. Büyük kapasiteli kompresörün kapasitesi küçük kapasiteli kompresörün kapasitesinin yaklaşık iki katıdır. Bu durumda küçük kapasiteli kompresörde kaçakların debiye oranı büyük kapasiteli kompresörünün iki katı olduğu görülmektedir.

Tablo 4.4.2 : Piston Boyutları

	Büyük Kapasite Kompresör	Küçük Kapasite Kompresör
Piston Çapı (mm)	25,5	24,4
Piston Uzunluğu (mm)	16,6	18



Şekil 4.4.1 : Kaçakların Buharlaştırıcı Sıcaklığına Göre Değişimi

- Küçük kapasiteli kompresöre ait gaz kaçakları haritası ile ilgili çalışma yukarıdaki şekilde gösterilmektedir. Buna göre artan buharlaşma ve yoğuma sıcaklığına bağlı olarak piston kaçakları artmaktadır. Aynı yoğuma sıcaklığı için artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak piston kaçaklarının lineer olarak arttığı görülmektedir. Sabit buharlaşma sıcaklıklarında artan yoğuma sıcaklığı dolayısıyla basıncına bağlı olarak gaz kaçakları artmaktadır. Artan yoğuma sıcaklığı bağlı olarak kompresör çıkış artmakta ve buna bağlı olarak gaz kaçaklarında artış belirlenmektedir.
- Sabit yoğuşma sıcaklığında yapılan deneylerde buharlaşma sıcaklığındaki değişim kompresöre giriş basıncını etkilemektedir. Buna karşılık yoğuma sıcaklığındaki değişim yoğuma basıncını dolayısıyla kompresör çıkış basıncını etkilemektedir. Bu durum pistonun gelen yüklerin artışı ile pistonun ikincil hareketinin artışı dolayısıyla gaz çıkışının artışı şeklinde yorumlanabilir. Gaz kaçakları özellikle kompresör çıkış basıncı, yani yoğuma basıncından daha fazla etkilenmektedir. Bu nedenle yapılan ölçümlerde yoğuma basıncındaki artışa bağlı olarak gaz kaçaklarındaki artışın buharlaşma sıcaklığındaki artışa bağlı artan gaz kaçaklarına kıyaslan daha fazla olduğu görülmektedir.

- Küçük kapasiteli kompresör öncelikle 10 cSt yağı ile daha sonra 7 ve 5 cSt yağları ile gaz kaçakları deneylerine alınmıştır. Farklı viskozitede yağlar ile yapılan gaz kaçakları ölçüm sonuçları Tablo 4.4.3 'de verilmektedir. Söz konusu yağlar arasındaki viskozite farkı, sıkıştırma işlemi sırasında silindir sıcaklığının yükselmesi sonucu çok azalacaktır. Bu durumda piston dinamiğinde yağ viskozitesine bağlı önemli bir değişimin olmaması beklenmektedir. Ancak sonuçlar incelendiğinde viskozite ile piston kaçaklarının yağ viskozitesi ile değiştiği ve bu değişimin lineer bir bağıntı olmadığı görülmüştür.

Tablo 4.4.3 : Farklı Viskozitede Yağlar İle Yapılan Gaz Kaçakları Deneyleri

Küçük Kapasiteli Kompresör	10 cSt		7 cSt		5 cSt	
	Eğim	Yüzde	Eğim	Yüzde	Eğim	Yüzde
ASHRAE	0,0053	1,9	0,0076	2,8	0,0041	1,5
	0,0054	2,0	0,0074	2,7	0,0045	1,7
Evap -23.3	0,0053	1,9	0,0075	2,8	0,0049	1,8
Kondanse 54,4	0,0052	1,9	0,0073	2,7	0,0046	1,7
	0,0052	1,9	0,0076	2,8	0,0045	1,7
	0,0056	2,0			0,0051	
	0,0053	1,9				
	0,0051	1,9				
Ortalama	0,0053	1,9	0,0075	2,8	0,0046	1,7
Standart Sapma	0,0002	0,1	0,0001	0,0	0,0003	0,1

- Piston hareketini incelemek için yapılan analizler sırasında, piston ataletinin ve piston boşluk oranının otomobil pistonlarına kıyasla küçük olması nedeni ile yanıl kuvvetlerin taşınmasını sağlayan yağ filminin sıkıştırma (squeeze) ve kama (wedge) etkilerine bağlı olarak oluştuğunun görüldüğü belirtilmiştir. Ayrıca pistonun çevrim boyunca hareketi incelendiğinde pistonun sınır yağlama şartlarında çalışmadığı düşünülmektedir. Bu durumda sıkıştırma işi sırasında yağ filminin oluştuğu yan yüzeylerden gazın kaçması mümkün değildir. Dolayısıyla piston kaçaklarının pistonun yük taşımayan yüzeylerinden olabileceği düşünülmektedir.

5. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada krank-biyel mekanizmasının mekanik kayıplarını, piston gaz kaçaklarını ve gürültüsünü belirleyen pistonun ikincil hareketi incelenmeye çalışılmıştır. Dinamik bir model oluşturularak, krank-biyel mekanizmasının parametreleri incelenmiştir. Daha sonra pistonun ikincil hareketi neticesinde oluşan piston gaz kaçakları literatürdeki deney düzeneği kullanılarak ölçülmüştür.

Dinamik modelde biyel boyu, krank uzunluğu, krank kaçıklığı, perno konumu ve piston ağırlık merkezinin konumu parametrik olarak incelenmiştir. Bu parametreler içinde en etkili görülenler pernonun piston ağırlık merkezine uzaklığı ve kaçıklıktır. Ayrıca eksantriklik de ikincil hareket üzerinde değişiklik yaratmaktadır ancak bu parametrenin değişimi kapasite, sıkıştırma oranı, hız gibi diğer parametrelerde de değişiklik yaratacağı için daha kapsamlı bir inceleme gerekecektir.

DeneySEL çalışmalar sırasında yağ viskozitesi, buharlaşma ve yoğuma sıcaklıkları gibi parametreler incelenmiştir. Bu parametreler pistonu gelen yükü ve piston dinamiğini değiştirdiği görülmüştür. Yağ viskozitesi lineer bir değişim yaratmazken yoğuma ve buharlaşma sıcaklıklarının artışına bağlı olarak piston kaçakları lineer olarak artmıştır. Buharlaşma sıcaklığının değişimi ile yoğunluğun değiştirilerek kaçakları üzerinde etkili olurken yoğuma sıcaklıkları çıkış basıncını değiştirilerek ve pistonu gelen yükleri artırmış, kaçakların artmasına neden olmuştur. Kaçakları üzerinde yoğuma sıcaklıkları buharlaşma sıcaklığına göre daha etkindir.

Yapılan çalışmalar piston ikincil hareketinin birçok parametreden etkilendiğini göstermektedir. Tüm bu parametrelerin istenen kapasite ve verim doğrultusunda minimum ikincil hareket yaratacak şekilde belirlenmesi bir optimizasyon problemidir. İleride yapılması düşünülen çalışmalara bu açıdan bakılmalıdır. Ayrıca bundan sonra yapılacak çalışmalarda yağ filmi etkisi ve piston ile silindir arasındaki boşluğun (clearance) etkileşimi eklenmeli, ısı ve elastik deformasyonlar dahil edilerek pistonun ikincil hareket problemi incelenmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] **J.R. Cho, S.J. Moon**, 2004. A Numerical Analysis of The Interaction Between The Piston Oil Film and The Component Deformation in a Reciprocation Compressor, *Tribology International*, South Korea, **38**, 459-468.
- [2] **S.-H. Cho, S. T. Ahn., Y. H. Kim**, 2002. A Simple Model to Estimate The Impact Force Induced by Piston Slap, *Journal of Sound and Vibration*, **255**, 229-242.
- [3] **K. Nakashima et al.**, 1999. Approach to Minimization of Piston Slap Force for Noise Reduction – Investigation of Piston Slap Force by Numerical Simulation, *JSAE Review*, **20**,. 211-216.
- [4] **A. T. Prata et al.** , 2000. Dynamic Analysis of Piston Secondary Motion for Small Reciprocating Compressors, *Transactions of the ASME*, **122**, 459-468.
- [5] **Kalkan A.**, 2002. Adams ile Kompresör Dinamik Simülasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [6] **Brayton, R. K., Gustavson, F. G., Hatchel, G.D.**, 1972, A New and Efficient Algorithm for Solving Differential-Algebraic Systems Using Implicit Backward Differentiation Formulas, *Proceedings of IEEE*, **60**,. 98-108.

ÖZGEÇMİŞ

Tolga KURTULUŞ, 1982 yılında Eskişehir’de doğdu. 1993–2000 yılları arasında Kılıçoğlu Anadolu Lisesi’nde orta öğrenimini tamamladı. 2000 yılında girdiği İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Fakültesi’nden 2005 senesinde Uçak Mühendisi olarak mezun oldu ve aynı yıl İ.T.Ü. Disiplinlerarası Programında, Uçak ve Uzay Mühendisliğinde yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen, İ.T.Ü. Uçak ve Uzay Mühendisliğinde yüksek lisans öğrencisi olup, “Endüstride Uygulama Destekli Tez Programı” kapsamında Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Direktörlüğü’nde çalışmalarına devam etmektedir.