

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SOĞUTUCU AKIŞKAN KOMPRESÖRLERİNDE
OLUŞAN YATAK KAYIPLARININ İRDELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA Müh. Bora ABDİK**

**Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği
Programı: Enerji**

Temmuz 2003

**SOĞUTUCU AKIŞKAN KOMPRESÖRLERİNDE
OLUŞAN YATAK KAYIPLARININ İRDELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bora ABDİK

503011003

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 14 Temmuz 2003

Tezin Savunulduğu Tarih : 15 Temmuz 2003

Tez Danışmanı : Doç.Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU

Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ

Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ

Temmuz 2003

ÖNSÖZ

Çalışmalarım boyunca gösterdiği ilgi ve destek için Sn. Doç. Dr. Seyhan Uygur Onbaşıoğlu'na teşekkür ederim.İçten yardımlarından dolayı başta Sn. Dr. Orhan Diril, Sn. Fatih Özkadı, Sn. Dr. Hüsnü Kerpiççi ve Sn. Akgün Kalkan olmak üzere çalışmalarımı yürüttüğüm ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi personelinin tümüne teşekkürü bir borç bilirim.Tez dahilinde yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen Sn. Ömer Akbaş'a en içten duygularıyla teşekkür ederim. Başta Sn. Fevzi Cinisli, Sn. Serdar Çelik ve Sn. Ayşe Çelik olmak üzere ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi Yüksek Lisans Öğrencilerinin hepsine teşekkür ederim.

Temmuz/2003

Bora ABDİK

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Soğutma Kompresörlerinin Kullanım Alanları	1
1.2. Çalışmanın Amacı	5
2.KOMPRESÖRDE OLUŞAN MEKANİK KAYIP İLE İLGİLİ LİTERATÜRDE YAPILMIŞ ÇALIŞMALAR	6
3.KOMPRESÖRDE OLUŞAN MEKANİK KAYIPLARIN DENEYSEL YÖNTEMLER İLE BELİRLENMESİ	10
3.1. Dolaylı Yoldan Ölçüm Yöntemi	13
3.1.1 Elektrik motoru deneyleri	14
3.1.1.1 Deney sisteminde kullanılan araçlar	14
3.1.1.2 Elektrik motoru deney sonuçları	21
3.1.1.2.1 P1 motoru sonuçları	21
3.1.1.2.2 P2 motoru sonuçları	24
3.1.2 pV deneyleri	27
3.1.3. Dolaylı yoldan ölçüm yöntemi hesapları	27
3.2. Elektrik Motorunun Devrilme Yöntemi (Diril Yöntemi) İle Ölçüm	28
3.2.1 Diril metodu ölçüm yöntemi	29
3.2.2 Diril yöntemi ölçüm sonuçları	32
3.3 Kompresörün Hız Değişimi İle Mekanik Kaybın Belirlenmesi	33
3.3.1 Deney sisteminde kullanılan parçalar	37
4. KOMPRESÖRDE OLUŞAN MEKANİK KAYIPLARIN TEORİK YOLLARDAN HESAPLANMASI	41
4.1. Teorik Hesaplar	42
4.1.1. Kaymalı yataklar	42
4.1.2. Basmalı yataklar	44
4.1.3. Piston-Silindir yatağı	45
4.2. Teorik Hesap Sonuçları	46
4.2.1 P1 kompresörü	46
4.2.2 P2 kompresörü	47
5. SONUÇLAR	50
KAYNAKLAR	52
ÖZGEÇMİŞ	53

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Farklı gerilim değerlerindeki %100 yükleme akımları.....	18
Tablo 3.2. Deney ölçüm parametreleri belirsizlikleri.....	21
Tablo 3.3. Diril yöntemi deney sonuçları.....	32
Tablo 4.1. P1 kompresörünün yataklarındaki Sommerfeld katsayıları.....	44
Tablo 4.2. P1 kompresörü mekanik teorik kayıp sonuçları.....	47
Tablo 4.3. P2 kompresörü yataklarındaki Sommerfeld katsayıları.....	48
Tablo 4.4. P2 kompresörü teorik mekanik kayıp sonuçları.....	49
Tablo 5.1. Teorik hesaplar ve deney sonuçları karşılaştırması.....	50

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 1.1 : İdeal ve Gerçek durumdaki ters Carnot çevrimi.....	2
Şekil 1.2 : Kompresör açınımı.....	4
Şekil 1.3 : Kompresörde enerji dönüşümü.....	5
Şekil 2.1 : Sakatani ve diğerlerinin hazırlamış olduğu deney sistemi.....	6
Şekil 2.2 : Lilie ve Kruger'in sisteminde kullanılan tork bileziği.....	7
Şekil 2.3 : Tork bileziğinin kompresör üstüne yerleştirilmesi.....	7
Şekil 2.4 : Tork bileziğinin kompresör kısmı ve motor arasına yerleştirilmesi.....	8
Şekil 2.5 : Lee ve diğerlerinin çalışmaları sonucunda elde ettikleri ivmelenme zaman grafiği.....	8
Şekil 2.6 : Kobayashi ve diğerlerinin mekanik kayıpları tespit etmek amacıyla kullandıkları sistem.....	9
Şekil 3.1 : Kompresörde mekanik kayıp kaynakları.....	10
Şekil 3.2 : Krank-gövde bağlantısı.....	11
Şekil 3.3 : Krank ekzantrik muylusu-biyel yatağı.....	12
Şekil 3.4 : Piston-perno bağlantısı	12
Şekil 3.5 : Piston-silindir yatağı.....	13
Şekil 3.6 : Hewlett Packard® 6814B serisinden bir alternatif akım kaynağı .	15
Şekil 3.7 : Alternatif akım kaynağının fonksiyonel elemanları.....	15
Şekil 3.8 : Himmel Stein'in 4901V torkmetresi.....	16
Şekil 3.9 : Torkmetrenin tork kalibrasyonu.....	17
Şekil 3.10 : Deney sisteminde kullanılan fren ve frenin soğutma suyunun haznesi.....	18
Şekil 3.11 : Frende uygulanan akımın tam yükleme akımına oranına bağlı olarak oluşan tork.....	19
Şekil 3.12 : Deney sisteminde kullanılan veri işleme kartları	19
Şekil 3.13 : Deney sisteminde kullanılan HP Unix (WS)	20
Şekil 3.14 : Deney sisteminin ölçme tekniği	20
Şekil 3.15 : P1 motoru tork-hız grafiği	22
Şekil 3.16 : P1 motoru mekanik güç-hız grafiği.....	22
Şekil 3.17 : P1 motoru giriş gücü-hız grafiği	23
Şekil 3.18 : P1 motoru güç faktörü hız-grafiği.....	23
Şekil 3.19 : P1 motoru verim-hız grafiği	24
Şekil 3.20 : P2 motoru tork-hız grafiği	24
Şekil 3.21 : P2 motoru mekanik güç-hız grafiği.....	25
Şekil 3.22 : P2 motoru giriş gücü-hız grafiği	25
Şekil 3.23 : P2 motoru güç faktörü-hız grafiği.....	26
Şekil 3.24 : P2 motoru verim-hız grafiği.....	26
Şekil 3.25 : P2 Kompresörü pV indikatif alanı.....	27

Şekil 3.26	: Yokogawa Wattmetre	29
Şekil 3.27	: PTC çalışma prensibi.....	29
Şekil 3.28	: Diril metodu P2 kompresörü akım-gerilim eğrisi	30
Şekil 3.29	: Diril metodu P2 kompresörü gerilim-çekilen güç eğrisi	31
Şekil 3.30	: Diril metodu P2 kompresörü gerilim-hız eğrisi	31
Şekil 3.31	: P1 kompresörü Sıcaklık-Mekanik kayıp eğrisi.....	32
Şekil 3.32	: P2 kompresörü Sıcaklık-Mekanik kayıp eğrisi.....	33
Şekil 3.33	: Hız ölçümü ile mekanik kaybın belirlenmesi deney sistemi	34
Şekil 3.34	: P2 kompresörü piston yüzey kuvveti-açı değerleri.....	35
Şekil 3.35	: Yük elemanı olarak doğrusal yay kullanıldığında kuvvet-açı grafiği	35
Şekil 3.36	: Doğrusal yay+tek yönlü sönüm elemanı kullanıldığında kuvvet-açı grafiği.....	36
Şekil 3.37	: Sadece tek yönlü sönüm elemanı kullanıldığında kuvvet-açı grafiği	36
Şekil 3.38	: Sadece gelişen bir yay kullanıldığında kuvvet-açı grafiği.....	37
Şekil 3.39	: Scancon enkoder.....	38
Şekil 3.40	: Futek yük hücresi.....	38
Şekil 3.41	: Gelişen yay karakteristiği	38
Şekil 3.42	: Gelişen yay-piston bağlantısı.....	39
Şekil 3.43	: Atalet volanı.....	39
Şekil 3.44	: Krank hızı-zaman diyagramı.....	40
Şekil 4.1	: Sommerfeld sayısı-sürtünme katsayısı grafiği.....	41
Şekil 4.2	: Paralel levhalar arasındaki yağ akışı.....	42
Şekil 4.3	: Konsantrik kaymalı yatak geometrisi.....	43
Şekil 4.4	: P1 kompresörü hız-açı grafiği.....	46
Şekil 4.5	: P1 kompresörü mekanik kayıp-açı grafiği.....	47
Şekil 4.6	: P2 kompresörü mekanik kayıp açı eğrisi.....	48

SEMBOL LİSTESİ

Q_{buh}	: Buharlaşıma ısısı
$Q_{yoğ}$	: Yoğuşma ısısı
W_{kom}	: Kompresör işi
$W_{kıs}$	: Kısılma vanasında verilen iş
M_b	: Mil üstündeki burulma
G	: Kayma modülü
I_p	: Kutupsal eylemsizlik momenti
ϕ	: Burulma açısı
l_{mil}	: Mil uzunluğu
T_{tot}	: Toplam tork değeri
J	: Atalet
$\dot{\omega}$	: Açısal ivme
T_m	: Motor torku
T_w	: Tüm yataklarda oluşan toplam kayıp
T_{osi}	: Hareket eden parçaların osilasyon hareketinden oluşan moment
T_g	: Piston yüzeyindeki gaz kuvvetinin oluşturduğu moment
$T_{w\ ana}$	: Ana muyludaki sürtünme momenti
$T_{w\ sürt}$	: Sürtünmeli yataktaki sürtünme momenti
$T_{w\ dış}$	: Dış yataktaki sürtünme momenti
$T_{w\ kb}$	: Krank-biyel arasındaki sürtünme momenti
$T_{w\ pb}$	: Piston-biyel arasındaki sürtünme momenti
$T_{w\ ps}$	: Piston-silindir arası sürtünme momenti
T_c	: Motor ile kompresör kısmı arasındaki moment
F_w	: Piston silindir arası sürtünme kuvveti
F_g	: Piston yüzeyindeki gaz kuvveti
φ	: Krank-biyel açısı
k	: Piston-silindir arası sürtünme katsayısı
η	: Elektrik motoru verimi
$\mathcal{U}_T$	: Tork ölçüm hassasiyeti
$\mathcal{U}_\omega$	: Hız ölçüm hassasiyeti
$\mathcal{U}_p$	: Giriş gücü ölçüm hassasiyeti
$\mathcal{U}_{Top}$	: Toplam hassasiyet
P_{tot}	: Toplam güç
$P_{friction}$	: Sürtünmeye harcanan güç
P_{piston}	: Piston yüzeyinde gazı sıkıştırmaya harcanan güç
w	: Açısal hız (Rad/s)
r	: Krank çapı
c	: Yağ filmi kalınlığı
P	: Birim yatak yükü
S	: Sommerfeld katsayısı

μ	: Yağ viskozitesi
F	: Kuvvet
A	: Alan
τ	: Kayma gerilmesi
U	: Çizgisel hız
e	: Yatak boşluğu
N	: Açısal hız (1/d)
N'	: Frekans
H	: Yatak kaybı gücü
W	: Yatak yükü
M	: Sürtünme momenti
θ	: Krank açısı
L	: Yatak uzunluğu

SOĞUTUCU AKIŞKAN KOMPRESÖRLERİNDE OLUŞAN YATAK KAYIPLARININ İRDELENMESİ

ÖZET

Soğutucu akışkan kompresörlerinde enerji çevrimi üç aşamada gerçekleştirilir: Bunlar sırasıyla elektrik gücünü mekanik harekete çeviren elektrik motoru çevrimi, motordan alınan mekanik gücü piston yüzeyine ileten mekanik çevrim ve piston yüzeyindeki gücü net pV 'ye dönüştüren termodinamik çevrim. Mekanik çevrim esnasında kompresör yataklarında oluşan kayıplar toplam kompresör kaybının % 30'u civarındadır. Mekanik kayıp miktarının azaltılmasına yönelik çalışmalarda çalışmaların hangi noktada olduğunun anlaşılabilmesi için mekanik kayıp değerinin ölçülebilmesi ve/veya hesaplanabilmesi gerekmektedir.

Bu tezde, kompresörde oluşan mekanik kaybın incelenebilmesi amacıyla üç ayrı deney sistemi ve bir teorik hesap yöntemi üzerinde çalışılmıştır.

Birinci deneysel yöntemde kompresör çevriminin birinci ve üçüncü basamağı olan elektriksel çevrim ve termodinamiksel çevrim (pV) deneylerinin sonuçları kullanılmıştır. Elektrik çevrimi deneylerinde kompresörde kullanılan elektrik motorunun verim değeri bulunmuştur. Bu sayede kranka aktarılan mekanik güç tespit edilmektedir. pV deneylerinden de kompresörün sıkıştırma işinin ne kadar olduğu tespit edilmiş ve bu iki deney sonucundan mekanik kayıp değerleri bulunmuştur.

İkinci deneysel yöntemde elektrik motorunun devrilme karakteristiğinden yararlanılmıştır. Elektrik motorunun kompresör yüksüz durumda iken çekmiş olduğu güç değeri bulunmuştur. Bu değer mekanik kayıp değerine tekabül etmektedir.

Üçüncü deneysel çalışmada ise, ataleti belli olan ve gerçeğe yakın şekilde yüklenen kompresörde, tahrik kesildikten sonraki hız dağılımından, mekanik kaybın belirlenmesine yönelik çalışmalar yapılmıştır.

Teorik hesaplarda Adams® simülasyon sonuçları ve Pettrof denklemi kullanılarak gerçekleştirilmiş çalışmalar bulunmaktadır.

A STUDY ON FRICTION LOSSES OF RECIPROCATING COMPRESSORS

SUMMARY

Compressors used for refrigeration converts energy in three steps. The first of the steps is the electric motor conversion, which has an electrical input and mechanical output. Second conversion is the mechanical one and it includes the energy transfer from the rotor through the piston. The third conversion is thermodynamic conversion. Mechanical losses in compressor bearings are approximately 30% of the total loss of compressor. For understanding the situation of the studies on degreasing the mechanical losses should be either calculated or measured.

In this study three types of experimental method and one theoretical study have been executed and the results were compared.

In the first experimental method, the indicator area of the compressor and the electrical efficiency have been measured to reach the mechanical losses value. In this method the electrical efficiency is being used to find out the mechanical output of the motor. This mechanical output value is the sum of the pV work and the mechanical losses. To obtain the mechanical losses, the pV work can be subtract from the mechanical output value.

In the second experimental method, electric motor running out characterization has been used. During this investigation, the compressor has been worked without loading to find out mechanical losses.

The third experimental system is an in-situ experimental system and compressor has been loaded as in the real conditions. At this system the compressor's inertia is being known and it is run out and the deceleration has been observed.

For the theoretical calculations Petroff equation has been used.

1 Giriş

1.1 Soğutma Kompresörlerinin Kullanım Alanları

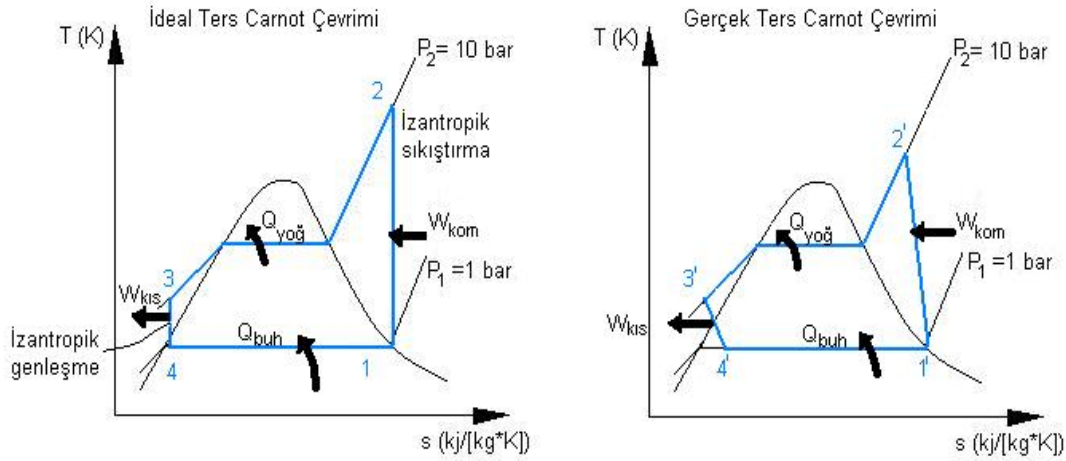
Doğal yoldan ısı geçişi her zaman için sıcaklığın azaldığı yöndedir. Termodinamiğin İkinci Kanunu da ısıнын kendiliğinden düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa geçemeyeceğini ifade eder. Isının düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa aktarılması olayı, ancak ısı makinalarının tersi yönde çalışan bir çevrimle gerçekleşir. Bunlar soğutma çevrimleridir. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde yüksek basınca sahip soğutucu akışkan, yoğuşturucuda buhar fazından sıvı fazına geçerken dış ortama ısı atar. Yoğuşturucudan ısı değeri azalmış olarak çıkan soğutucu akışkanın basıncı, kısılma vanası yardımıyla düşürülerek sıcaklığı azaltılır. Kısılma vanasından basıncı ve sıcaklığı azalmış olarak çıkan soğutucu akışkan, buharlaştırıcıdan geçerken, ortamdan ısı çekerek faz değiştirir ve tekrar buhar fazına geçer. Buhar fazındaki soğutucu akışkanın basıncının artırılması amacıyla kompresör kullanılır. Soğutma çevrimindeki hal değişimleri şunlardır (Şekil 1.1);

1-2: Kompresörde akışkanın sıkıştırılarak basıncının artırılması.

2-3: Yoğuşturucuda akışkanın ısı atması.

3-4: Kısılma vanasında akışkanın kısılarak basıncının azaltılması.

4-1: Buharlaştırıcıda ortamdan ısı çekilerek akışkanın buharlaştırılması.



Şekil 1.1 İdeal ve Gerçek durumdaki ters Carnot çevrimi

Evsel tip buzdolapları da bu çevrime göre çalışır. Soğutucu cihazlarda harcanan toplam enerjinin yüzde doksanını kompresör tüketmektedir. Bu bakımdan, daha düşük enerji sarfiyatına sahip buzdolaplarının oluşturulması için soğutucu akışkan kompresörlerinde oluşan kayıpların azaltılması gerekmektedir.

Soğutucu sistemlerin kalbini oluşturan kompresörler, elektro-mekanik cihazlardır. Kompresörlerin işlevi, çalışma prensibi ne olursa olsun bir gazın sıkıştırılması esasına dayanır. Bu işlemi gerçekleştirebilecek çeşitli kompresör tasarımları mevcuttur. Kompresörlerin tasarımlarındaki en önemli özellik, sızdırmaz (hermetik) olmalarıdır. Bunun dışında kompresörlerle ilgili terminolojinin daha iyi anlaşılabilmesi için bazı sınıflandırmalar yapılabilir:

Krank mili bir motora bağlanmak için kompresör muhafazasından dışarı çıkarılmış olan kompresörlere **açık kompresörler** denir. Soğutucu gazın dışarı kaçmasına engel olmak veya muhafaza basıncı atmosfer basıncından düşük olduğunda, havanın içeri girmesini önlemek için kompresör muhafazasından milin çıktığı yere bir sızdırmazlık elemanının yerleştirilmesi gerekir. Tasarımcılar sürekli daha iyi sızdırmazlık elde etmek için çalışsalar da bu elemanların her zaman kaçaklara yol açma ihtimali vardır. Bu şekilde meydana gelebilecek kaçakları önlemek için motor ve kompresör aynı muhafazaya konulmaktadır. Bu tip kompresörlere **hermetik sızdırmaz kompresörler** denir [1].

Motorun elektrik olarak izole edilmesini sağlayan teknikler sayesinde motorlar soğutucu gaz ile temas halinde bile çalışabilmektedirler. Birçok tasarımda soğutucu gaz, motoru soğutmak için motor üzerinden geçirilmektedir. Soğutucularda,

dondurucularda ve klimalarda kullanılan kompresör-motor kombinasyonunun hemen hepsi hermetik tiptir.

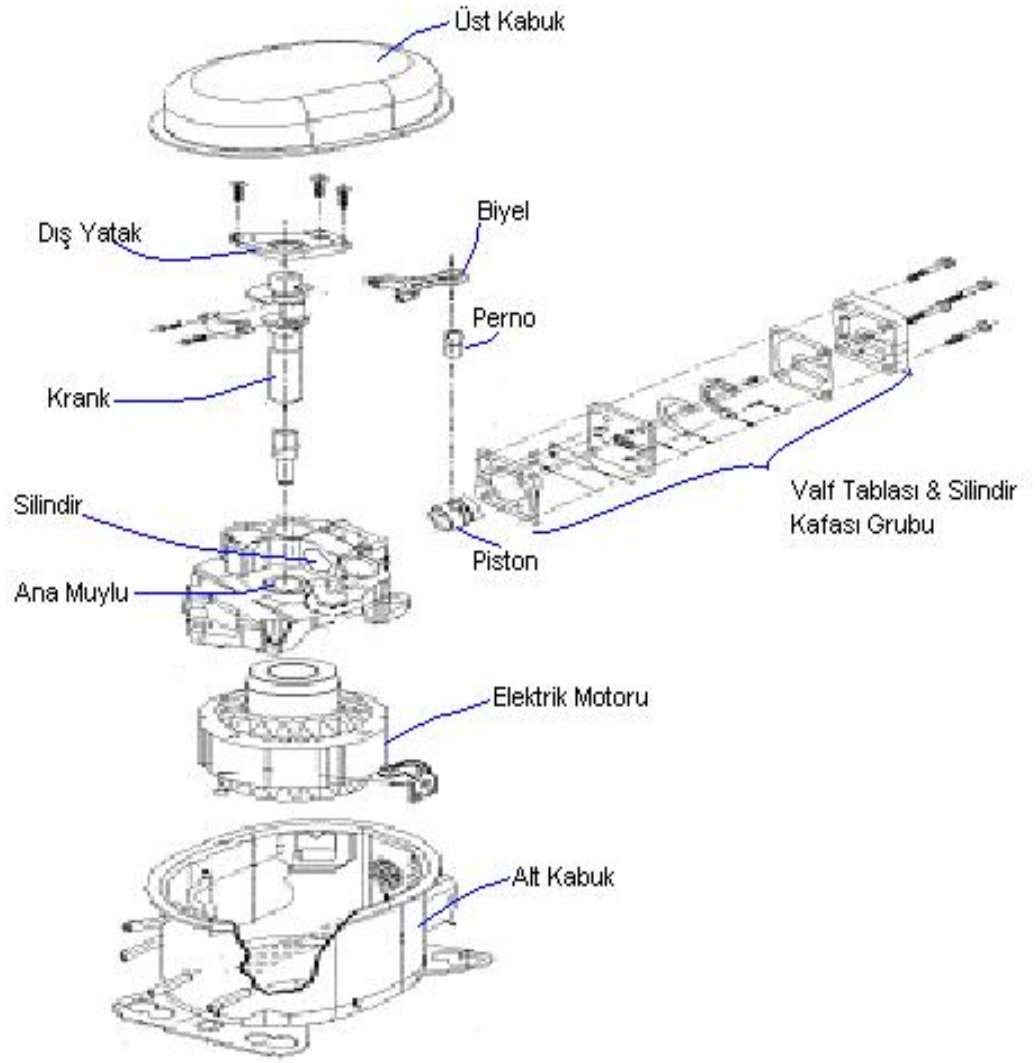
Pistonlu kompresörler üç tip olarak üretilirler:

- Hermetik kompresör: Motor kombinasyonu, kaynaklı çelik bir muhafaza içindedir. Genellikle ev tipi buzdolapları ve klimalarda, küçük boyuttaki ticari soğutma ve havalandırma ünitelerinde kullanılırlar.
- Yarı hermetik: Kompresör-motor kombinasyonu döküm bir muhafaza içine yerleştirilmiştir, valfler ve diğer önemli parçalara erişim için contalı kapaklar kullanılmıştır.
- Açık: Bu tip kompresörlerde bir sızdırmazlık elemanından geçen mil, dışarıda elektrik veya doğal gaz ile çalışan bir motordan tahrik alan başka bir mile bağlanmıştır. Bunlar, genelde amonyak bazlı soğutma ünitelerinde kullanılırlar.

Bu çalışmada, Şekil 1.2’de gösterilen, pistonlu, hermetik, soğutucu gazı muhafazadan emerek çalışan tek silindirli kompresörler incelenmektedir.

Pistonlu kompresörler, evsel soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası sistemlerinin vazgeçilmez elemanlarıdır. Bu sistemlerde pistonlu kompresörlerin tercih edilmesinin nedenleri şunlardır:

- Pistonlu kompresörler, özellikle buzdolabı gibi sistemlerde 20-30 yıla ulaşan ekonomik ve güvenilir çalışma özelliğine sahiptirler. Krank-biyel mekanizmasının, diğer sistemlere göre basit olması ve kompresör mekanizmasının sızdırmaz bir muhafazanın içinde bulunması nedeniyle kaçak ve pisliklerden kirlenme olasılığının en aza inmesi kompresörün uzun yıllar güvenilir olarak işlevini yerine getirmesini sağlamaktadır.
- Pistonlu kompresörler, kullanım alanlarında geniş bir sıkıştırma basınç aralığına, birbirinden oldukça farklı sıcaklık değerlerine ve değişik yük ihtiyaçlarına cevap vermektedir. İklimlendirme ve ısı pompası sistemlerinde pistonlu kompresörler, tasarım büyüklüklerine göre önemli kapasitelere ulaşabilirken, diğer tip kompresörler bu ihtiyaçlar için yetersiz kalabilmektedir.



Şekil 1.2 Kompresör açılımı

Kompresörlerde oluşan tüm tersinmezlikler üç ana kayıp kaynağından oluşmaktadır: Bu kayıp kaynakları sırasıyla; elektriksel kayıp, mekanik kayıp ve termodinamik kayıplardır (Şekil 1.3). Elektrik kaybı, elektrik gücünü mekanik güce çeviren elektrik motorunda oluşan kayıplardır. Mekanik kayıp, kranktaki mekanik gücü gaz kuvvetine çeviren kompresör bölümünde olan kayıplardır. Termodinamik kayıplar ise gazda akış patikası (emme odacığı, emme borusu, egzoz borusu, egzoz odacığı) boyunca oluşan kayıplardır (termodinamiksel kayıplar aynı zamanda sıkıştırma kaybı olarak nitelendirilebilir).



Şekil 1.3 Kompresörde enerji dönüşümü.

1.2 Çalışmanın Amacı

Bu çalışmada, Türkiye’de üretilen ve soğutma amacıyla kullanılan pistonlu, tek silindirli, sızdırmaz bir kompresörün mekanik kayıp değerlerinin tespiti için üç farklı deneysel metod kullanılarak teorik hesaplar karşılaştırılmıştır.

Kullanılan deneysel yöntemlerden ilki olan dolaylı ölçüm yönteminde, kompresörde kullanılan elektrik motorunun verimi ölçülmekte daha sonra aynı kompresörün pV (Basınç-Hacim) diyagramı kullanılarak kompresöre verilen giriş gücünün ne kadarının elektriksel kayba, ne kadarının mekanik kayba, ne kadarının ise sıkıştırma işine harcandığı dolaylı yoldan hesaplanmaktadır.

İkinci ölçüm yönteminde ise, yüksüz durumdaki kompresörün elektrik motoruna uygulanan gerilim kademe kademe düşürülerek motordan bağımsız enerji sarfıyatı bulunmaktadır. Kompresörün yüksüz çalıştırılması sayesinde sarf edilen enerji, kompresörün yatak kayıplarına harcanan enerji olmaktadır.

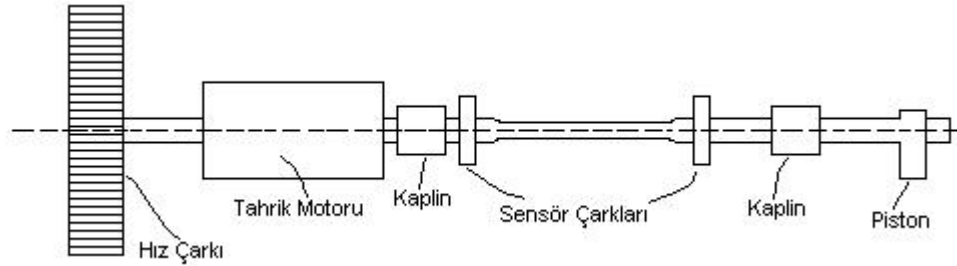
Üçüncü ölçüm yönteminde ise kompresör, gerçeğe yakın bir durumda yüklenerek dışarıdan tahrik edilir. Kompresörün üstündeki tahrik kesilerek hız değişiminden piston yüzeyindeki yük ve yataklarda oluşan mekanik kayıp sebebiyle harcanan toplam enerji bulunur. Ölçülen piston yüzeyi yükü toplam enerjiden çıkarılarak yataklarda oluşan kayıplar elde edilir.

Teorik hesaplarda ise, Petroff denklemi kullanılarak elde edilen viskoz kayıplar üzerinde çalışılmıştır. Petroff denklemi düşük yüklü yataklarda Reynolds denklemi ile aynı sonucu vermektedir. Petroff denkleminin bir özelliği olarak, yatakların eksenden merkezlenmiş ve yüksüz durumda çalışır şekilde olduğu kabul edilmiştir.

2 Kompresörde Oluşan Mekanik Kayıp İle İlgili Literatürde Yapılmış Çalışmalar

Yapılan literatür araştırmasında konuyla ilgili ancak dört adet makale bulunmuştur.

Bunlardan Sakatani ve diğerlerinin[2] yapmış olduğu çalışma “rotary” tipli bir kompresörün mekanik kaybının belirlenmesi üzerinedir. Çalışmada modifiye edilmiş bir kompresör kullanılmaktadır.



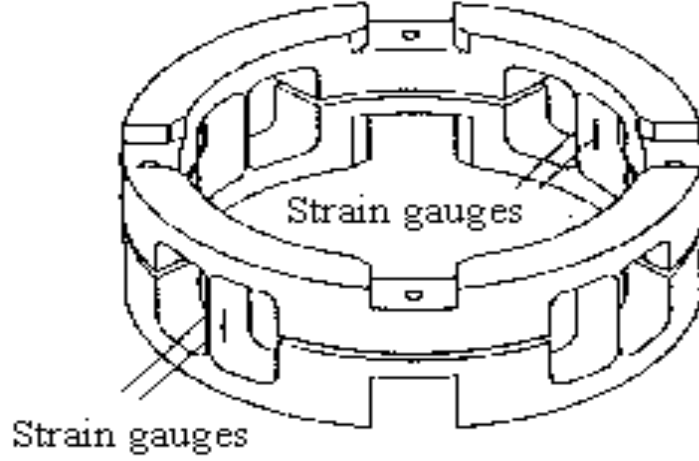
Şekil 2.1:Sakatani ve diğerlerinin hazırlamış olduğu deney sistemi [2].

Krank mili değiştirilen kompresörde, tork ölçüm parçası kaplinlerle kompresöre ve tahrik motoruna bağlanmıştır. Sistemdeki tork ölçüm parçasında elektromanyetik tork sensörü kullanılmıştır. Tork sensörü milin iki ucuna bağlanmış sensör çarkından ve bu çarkların arasında oluşan faz farkını ölçen bir sistemden oluşmaktadır. Faz farkının oluşmasındaki faktör milin üstündeki burulmadır.

$$M_b = \frac{GI_p \phi}{l} \quad (2.1)$$

Burulma açısından milin üstüne uygulanan tork değerine geçiş için formül (2.1) kullanılmaktadır. Sistemde aynı zamanda kompresörde yapılan sıkıştırma işinin ölçülebilmesi amacıyla basınç transdüseri ve hız çarkı; kompresörün giriş gücünü ölçmek amacıyla da bir wattmetre kullanılmıştır.

Lilie ve Krueger’in [3] çalışmasında, kompresör piston yüzeyinde herhangi bir yük bulundurulmadan deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerin basmalı yatak üzerinde farklı yük değerleri için tekrarlandığı belirtilmiştir. Çalışmada farklı yük değerleri ile tekrarlamanın yanı sıra, basmalı yatağın farklı alan değerleri için de 1/3 ve 2/3 oranlarında deneyler yapılmıştır.



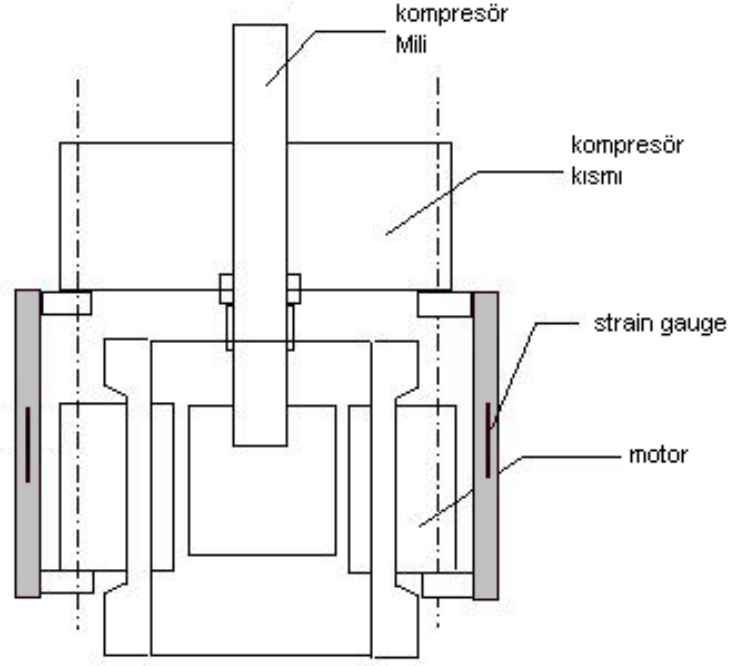
Şekil 2.2: Lilie ve Kruger'in sisteminde kullanılan tork bileziği [3]

Sistemde tork ölçümü amacıyla dört taşıma koluna ikişerli gerilme ölçer yerleştirilmiş bir bilezik kullanılmıştır (Şekil 2.2). Tork ölçümünün doğru yapılabilmesi amacıyla bileziğin üstüne yerleştirilen gerilme ölçerler birbirleriyle paralel olacak şekilde yerleştirilmişlerdir.



Şekil 2.3: Tork bileziğinin kompresör üstüne yerleştirilmesi

Bilezik, kompresörün sıkıştırıcı grubu ile elektrik motoru arasına iki tafa arasında bir köprü oluşturacak şekilde bağlanmıştır (Şekil 2.3 ve Şekil 2.4). Bu sayede gerilme ölçerlerden okunan değer, kompresör miline aktarılan güç değeri olmaktadır. Sıkıştırma işinin yapılmadığı durumlarda elektrik motorundan mile aktarılan güç tamamen mekanik kayıba harcanan güç olmaktadır.

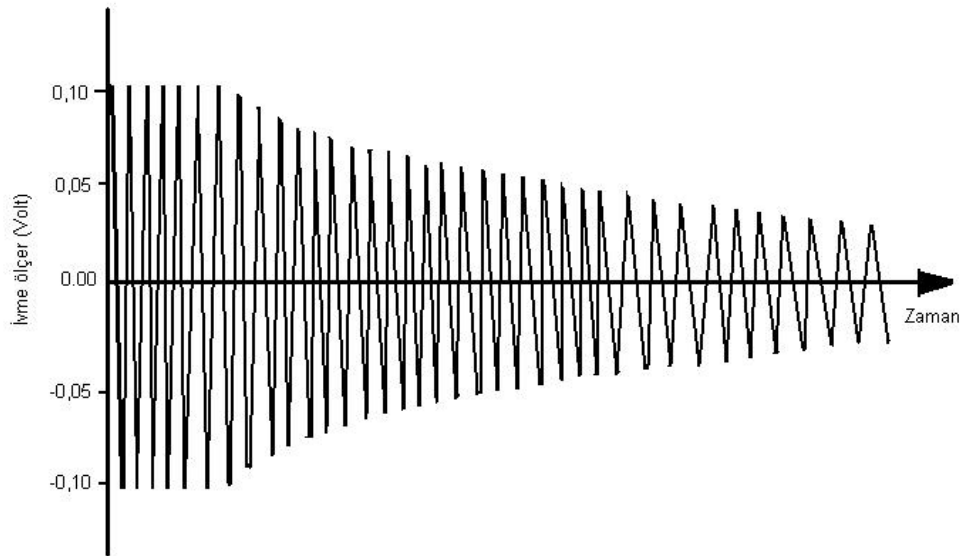


Şekil 2.4: Tork bileziğinin kompresör kısmı ve motor arasına yerleştirilmesi

Lee ve diğerlerinin [4] çalışmasında kompresörün üstüne yerleştirilmiş olan ivme ölçer kullanılmıştır. Bu sayede kompresörün giriş gücü kesildikten sonraki yavaşlaması kaydedilmiştir. Ataleti ve ivmelenmesi (Şekil 2.5) bilinen sistemde ise mekanik kayıplar.

$$T_{\text{tot}} = J \dot{\omega} \quad (2.2)$$

denklemini kullanarak hesaplanmıştır.

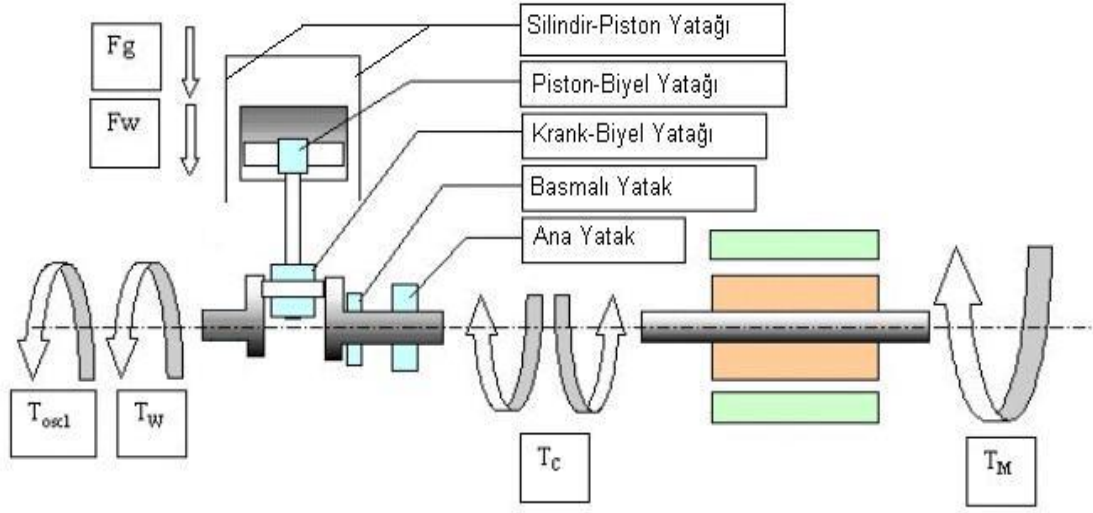


Şekil 2.5: Lee ve diğerlerinin çalışmaları sonucunda elde ettikleri ivmelenme zaman eğrisi [4]

3 Kompresörde Oluşan Mekanik Kayıpların Deneysel Yöntemler ile Belirlenmesi

Yukarıda da belirtildiği gibi, bu çalışmada kompresörde oluşan mekanik kayıpların belirlenmesi amacıyla üç ayrı ölçüm metodu üzerinde çalışılmıştır. Bunlar dolaylı ölçüm yöntemi, elektrik motorunun devrime yöntemi (Diril yöntemi) ve hız değişimi ile mekanik kaybın belirlenmesi yöntemidir.

Kompresörde, elektrik motorunun rotorundan alınan tahrikin, pistonun sıkıştırma işine iletilmesine kadar oluşan mekanik kayıplar Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1 Kompresörde mekanik kayıp kaynakları

Motor torku; mekanik kayıp, osilasyon kaybı ve sıkıştırma torklarının toplamıdır:

$$T_m = T_w + T_{osi} + T_g \quad (3.1)$$

Mekanik kayıplar

$$T_w = T_{w \text{ ana}} + T_{w \text{ sürt}} + T_{w \text{ dı}} + T_{w \text{ kb}} + T_{w \text{ pb}} + T_{w \text{ ps}} \quad (3.2)$$

şeklinde hesaplanır. Sıkıştırma momenti fonksiyonu:

$$T_g = f(F_g, \varphi) \quad (3.3)$$

ile; sürtünme momenti fonksiyonu ise

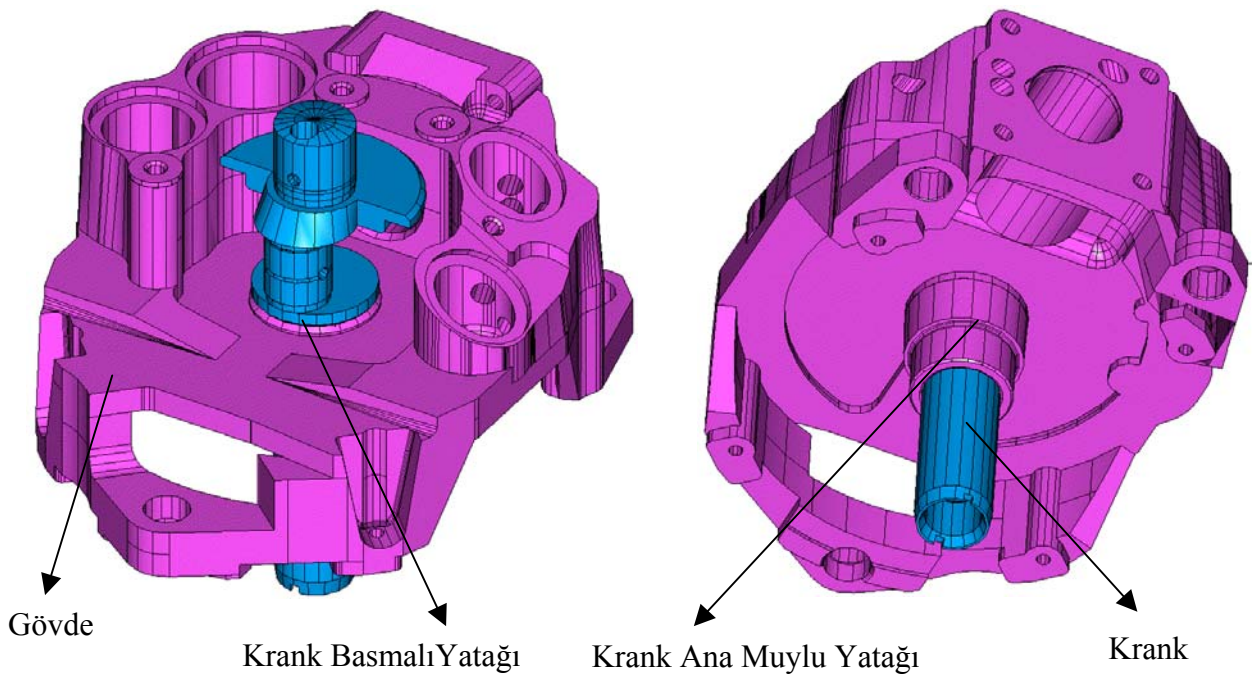
$$T_{wps} = f(F_g, \varphi, k) \quad (3.4)$$

ile verilmiştir.

Viskoz kayıpların oluştuğu yatakları, hareket şekline ve çalışma prensiplerine bakıldığında,  ana grupta toplamak mümkündür;

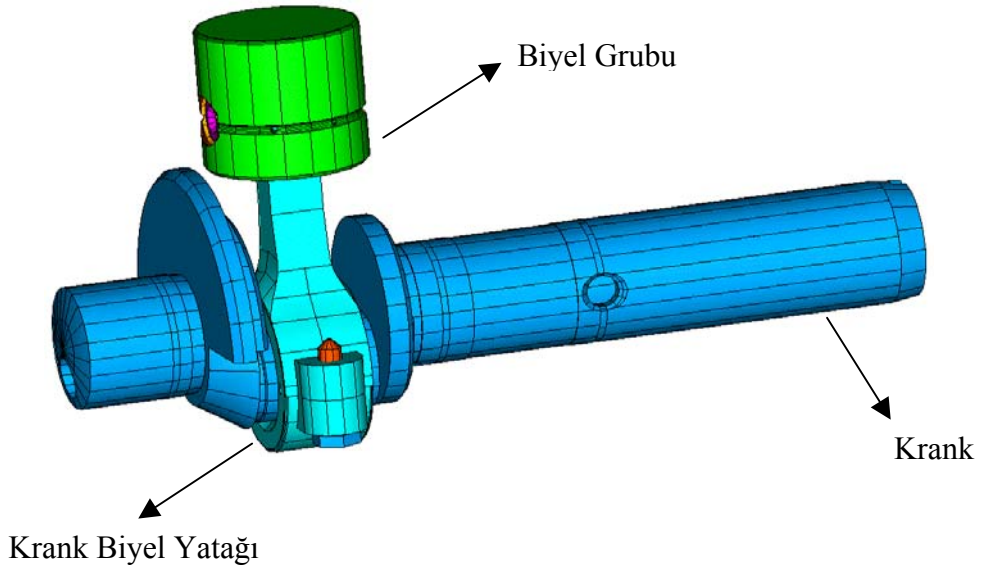
- Kaymalı yataklar (journal bearings): Gövde-krank ana mıylu; biyel-eksantrik mıylu; biyel perno deliği-perno.
- Basmalı yataklar (thrust bearings): Krank-basmalı yatak.
- Silindir-pistonun oluşturduğu düzlemsel yatak.

şekil 3.2’de gövde üzerinde bulunan yatakların I-Deas® programında çizilmiş resimleri görülmektedir. Bu yataklar, gövde-krank basmalı yatağı ve gövde-krank ana mıylu yataklarıdır.



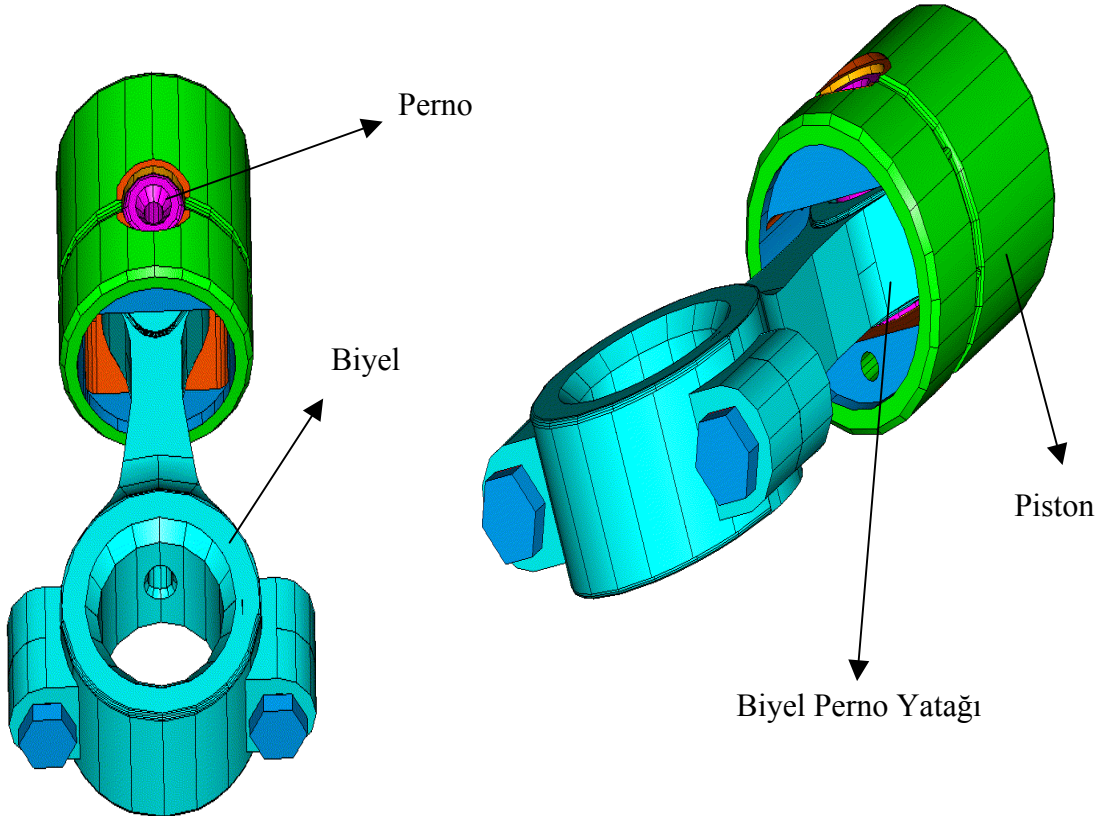
şekil 3.2 Krank-gövde bağlantısı

şekil 3.3’te biyel-krank eksantrik mıylusu yatağının gösterildiği I-Deas® izimi verilmiştir.



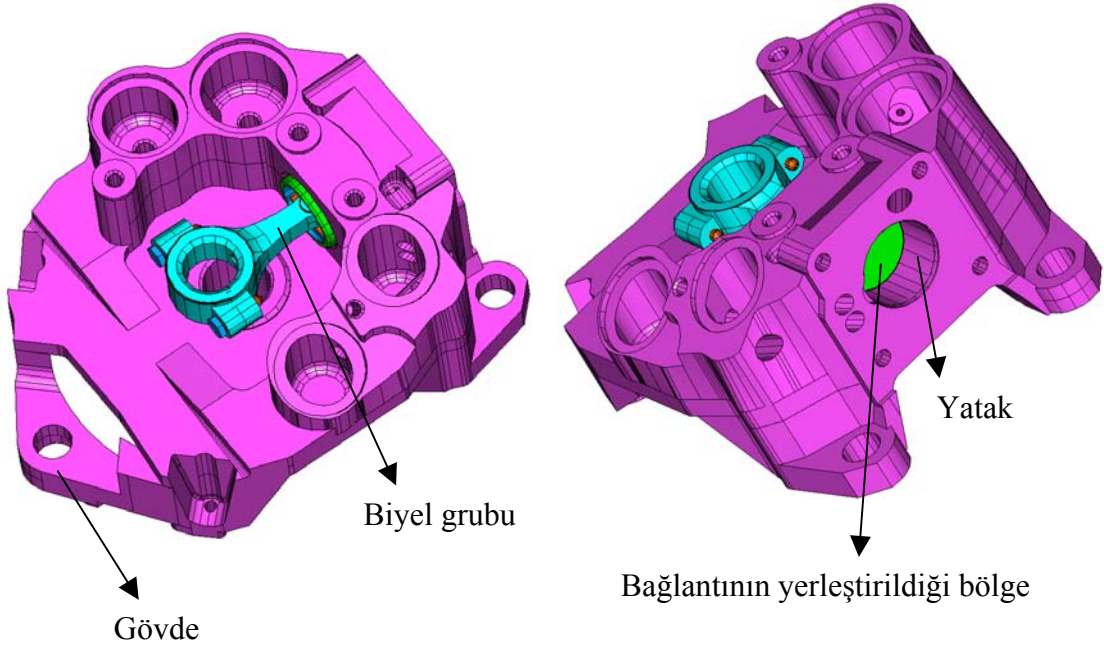
Şekil 3.3 Krank ekzantrik muylusu-biyel yatağı.

Şekil 3.4'te ise biyel perno yatağına ait I-Deas® çizimi gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Piston-perno bağlantısı.

Şekil 3.5'te piston silindir yatağına ait I-Deas® çizimi verilmektedir.



Şekil 3.5 Piston-silindir yatağı

3.1. Dolaylı Yoldan Ölçüm Yöntemi

Kompresörde asıl görev olan sıkıştırma işi için ihtiyaç duyulan enerji tek fazlı asenkron bir elektrik motorundan elde edilir. Tek fazlı asenkron motorların temel özelliği, sabit gerilim değerinde hıza bağlı olarak tek bir akım, giriş gücü, tork, mekanik güç ve verim eğrisi oluşturmasıdır. Yani; her bir hız değerinde sadece birer tane akım, giriş gücü, tork, mekanik güç ve verim değeri bulunmaktadır.

Kompresördeki enerji çevrim basamaklarından ilki olan elektrik motoru stator ve rotor olmak üzere iki kısımdan oluşur. Elektrik motorlarında stator üzerinde bulunan sargılara gerilim uygulanmasıyla birlikte stator laminasyonları tarafından manyetik alan oluşturulur. Oluşan manyetik alanın etkisiyle rotor üzerinde tahrik gerçekleştirilir ve rotor kendi eksenine etrafında döndürülür. Rotorla birlikte, rotora çakılmış olan krank mili de dönel bir hareket yapar. Böylece kompresördeki temel üç enerji çevriminden ilki gerçekleşmiş olur. Bu çevrim esnasında elektrik motorunda kayıplar (bakır kayıpları, demir kayıpları vs.) oluşur. Bu çevrimde kranka iletilen mekanik gücün elektriksel giriş gücüne oranı elektrik motorunun verimini temsil eder.

İkinci adımda ise krank milindeki dönme hareketi, biyel-perno-piston bağlantılarıyla, pistonun doğrusal gidip-gelme (reciprocate) hareketine çevrilir. Bu sayede pistonun yüzeyinde oluşan sıkıştırma işi sağlanmış olur. Bu çevrimde, rotordan alınan güç ile

sıkıştırmayı gerçekleştirmek için aktarılan güç arasında mekanik kaynaklı kayıplar oluşur. Kompresörde oluşan mekanik kayıplar; rotordan pistonu güç iletim sırasına göre, ana yataktan, sürtünmeli yataktan, krank-biyel yatağından, biyel-perno yatağından, perno-piston yatağından ve piston-silindir yatağından kaynaklanmaktadır.

Üçüncü çevrimde pistonun yüzeyindeki sıkıştırma işi sayesinde, emme odacığından silindir boşluğuna emilen soğutucu akışkan, sıkıştırılarak egzoz odacığına belli bir basınç değerinde terk edilir.

Kompresörde birinci çevrim olan elektriksel çevrim ve üçüncü çevrimi temsil eden pV diyagramı bilinirse, ikinci çevrim olan mekanik çevrimin verimi dolaylı olarak bulunabilir.

Bu amaçla, tez kapsamında elektrik motorunun verim değerlerinin belirlenmesi deneyleri gerçekleştirilmiştir. pV deneyi [6] sonuçları, mekanik kayıpların tespiti amacıyla bir girdi olarak kullanılmaktadır.

3.1.1 Elektrik motoru deneyleri

Mekanik kayıpları incelenen kompresörlerde kullanılan elektrik motorlarının, tüm özelliklerinin incelenmesi amacıyla elektrik motoru deneyleri yapılmıştır.

Motor verim deneylerinin gerçekleştirildiği sistemde, elektrik motorunun ihtiyaç duyduğu gücü sağlayan bir alternatif akım güç kaynağı, motorun devrini ve oluşturduğu gücü ölçen bir torkmetre, motorun üstünde yük oluşturan bir fren ve dataların toplanması işini gerçekleştiren bir iş istasyonu kullanılmıştır. Deney sırasında fren tarafından oluşturulan yükler değiştirilerek motorun farklı hız değerlerinde çalışması sağlanmaktadır. Bu sayede, tek bir deney süresince motorun farklı hız değerlerindeki karakteri çıkartılmaktadır.

3.1.1.1 Deney sisteminde kullanılan araçlar

Elektrik motoru deney sisteminde alternatif akım güç kaynağı, torkmetre, fren, veri işleme (data acquisition) kartları ve iş istasyonu kullanılmıştır.

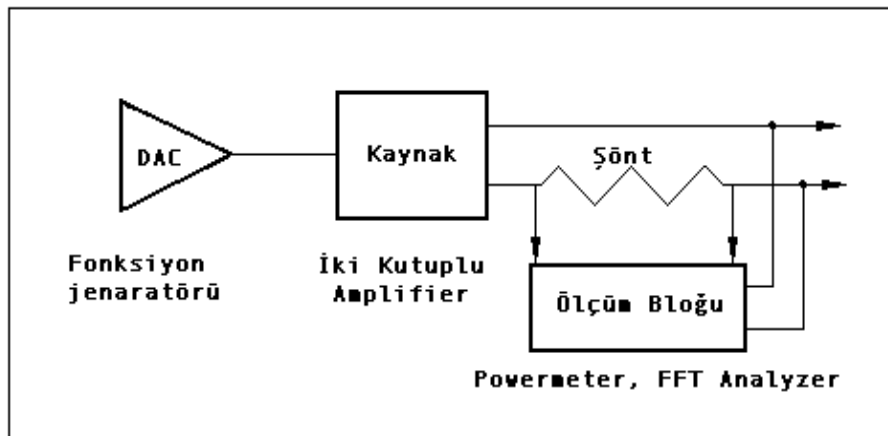
Alternatif akım güç kaynağı: Elektrik motorunun beslemesini alternatif akım güç kaynağı (Şekil 3.6) yapmakta ve uygulanan gerilimi, akımı ve gerilimle akım arasındaki faz farkını ölçmektedir. Alternatif akım güç kaynağı, gerilimin ve akımın

$\sum \sqrt{(N_i)^2}$ değerlerini bulup, güç faktörünü hesaplayıp, tüm elektriksel verileri (Gerilim, Akım, VAC, Input Pwr, Cosφ) İş İstasyonu'na iletmektedir.



Şekil 3.6 Hewlett Packard® 6814B serisinden bir alternatif akım kaynağı.

Alternatif akım güç kaynağı, üç ayrı amaca yönelik parçaların birleşmesiyle oluşmaktadır (Şekil 3.7). Alternatif akım güç kaynağının birinci kademesinde bir fonksiyon jeneratörü bulunmaktadır. Fonksiyon jeneratörü programlanabilir büyüklükte, frekansta ve formda dalga üretmektedir. Orta kademedeki iki kutuplu değiştirici, fonksiyon jeneratöründen gelen sinyali yükselterek istenilen özelliklere sahip alternatif akım esaslı güç üretmektedir. Doğru akım güç kaynağının üçüncü kademesi ise gerilimin ve akımın $\sum \sqrt{(N_i)^2}$ değerlerini ölçerek geri okuma sağlayan 'Powermeter' ve 'FFT Analyzer' bölümleridir.



Şekil 3.7 Alternatif akım kaynağının fonksiyonel elemanları

Alternatif akım kaynağının kalibrasyonu, bir wattmetre kullanılarak, oluşturulan yükün hem alternatif akım kaynağından, hem de wattmetreden okunması ile yapılmıştır. Kalibrasyon Sonucunda elde edilen hassasiyet ± 0.1 W dır.

Torkmetre: Elektrik motoru deney sisteminde, elektrik motorunun tork ve hız değerleri temassız (non-contact) bir torkmetre (Şekil 3.8) tarafından ölçülmektedir. Motorun ürettiği mekanik gücün hesabında, torkmetre tarafından ölçülen hız ve tork değerleri kullanılmaktadır.

Torkmetre elektrik motorunun oluşturduğu torku, torkun değerine bağlı olarak doğrusal bir oranda (0.564926 N.metre/volt) gerilime çevirmektedir. Torkmetrenin kapasitesi 2.82 N.metre (25 lbforce.inç) ve 15000 d/d dir.

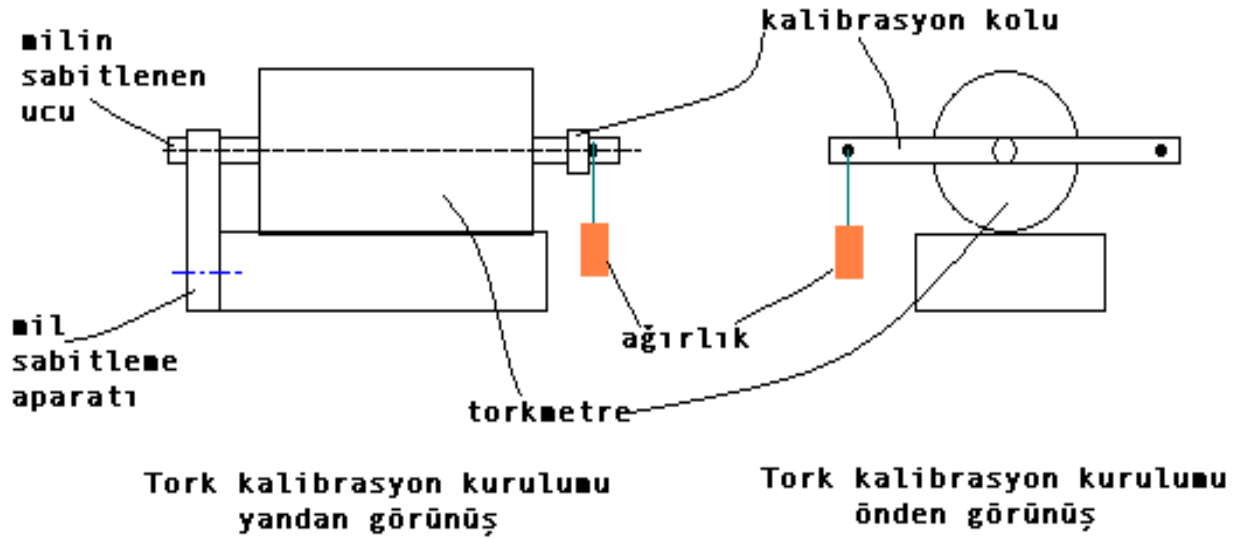
Sistemde elektrik motorunun açısal hızını ölçmek amacıyla bir enkoder (enkoder torkmetrenin üstünde bulunmaktadır) kullanılmaktadır. Kullanılan enkoderin A tipi bağlantısı pasif sensör türlerinden iken, Z tipi bağlantı ise aktif olanlardandır. Z tipi bağlantının A tipi bağlantıya göre üstünlüğü 100 d/d.'den düşük hızlarda pasif sensör bağlantılı A tipi sinyalinin hassasiyetinden yüksek olmasıdır. Deney sisteminde Z tipi sinyal kullanılmaktadır. Enkoder sinyali, kare dalga fonksiyonu şeklindedir. Kare dalga fonksiyonun her bir periyodu, milin 6 derecelik dönüşüne eşdeğerdir. Kare dalganın frekans değeri rakamsal olarak milin d/d cinsinden hızını vermektedir.



Şekil 3.8 Himmel Stein'in 4901V torkmetresi

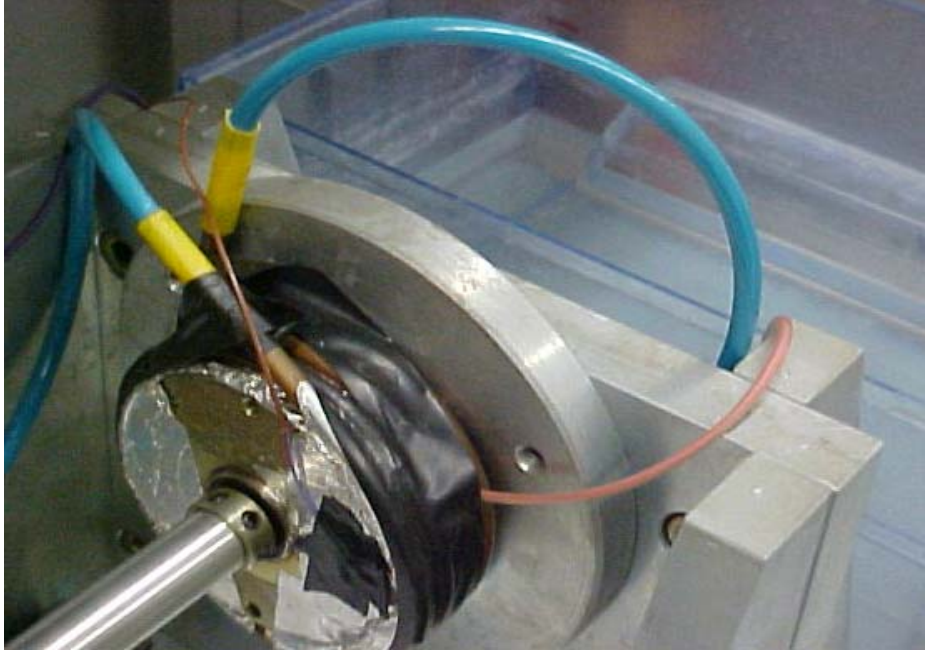
Hız kalibrasyonu için iki taraflı kontrol yapılmıştır. Bu kontrollerden birisi; kare dalganın profilini kontrol etmek amacıyla, osiloskop kullanılarak yapılan gözlemdir. Diğeri ise, kablolarda oluşan kaybın bulunabilmesi amacıyla kare dalga fonksiyon jeneratörü kullanılarak yapılmıştır. Bu sayede hızın hem enkoderden çıkış, hem de programdan okunuş noktalarında kalibrasyonu yapılmaktadır.

Torkmetrenin, tork kalibrasyonunu gerçekleştirmek için hareket iletim milinin bir tarafı sabitlenmekte, diğeri ucuna ise uzunluğu bilinen bir kol yerleştirilmektedir. Kolun ucuna asılan ağırlıklarla, statik kalibrasyon her iki hareket yönü için gerçekleştirilmektedir. Deney esnasında ölçüm alındığı anda hızın sabit olması sayesinde, yani ivmenin sıfır olmasıyla ataletten gelecek olan etkiler ortadan kaldırılmıştır. Bu sayede, sabit hız değerinde okunan tork değeri, statik tork değeri olmaktadır. Tork kalibrasyonunun nasıl yapıldığı Şekil 3.9’da verilmiştir. Torkmetrenin tork hassasiyeti ± 0.1 N.m iken hız hassasiyeti ± 4.5 d/d dir.



Şekil 3.9 Torkmetrenin tork kalibrasyonu.

Fren: Deney sisteminde elektrik motorunun üstünde yük oluşturmak amacıyla manyetik parçacıklı Placid Industries B35 (Şekil 3.10) serili fren kullanılmaktadır. Bu frenin kapasitesi 3.95 N.m ve cevap zamanı 0.4 saniyedir.



Şekil 3.10 Deney sisteminde kullanılan fren ve frenin soğutma suyunun haznesi

Fren 6, 12 , 24 ve 90 volt gerilim değerlerinde çalışabilmektedir. Tablo 3.1’de B35 freninin farklı gerilim değerleri için %100 yükleme akımları verilmektedir.

Tablo 3.1: Farklı gerilim değerlerindeki %100 yükleme akımları

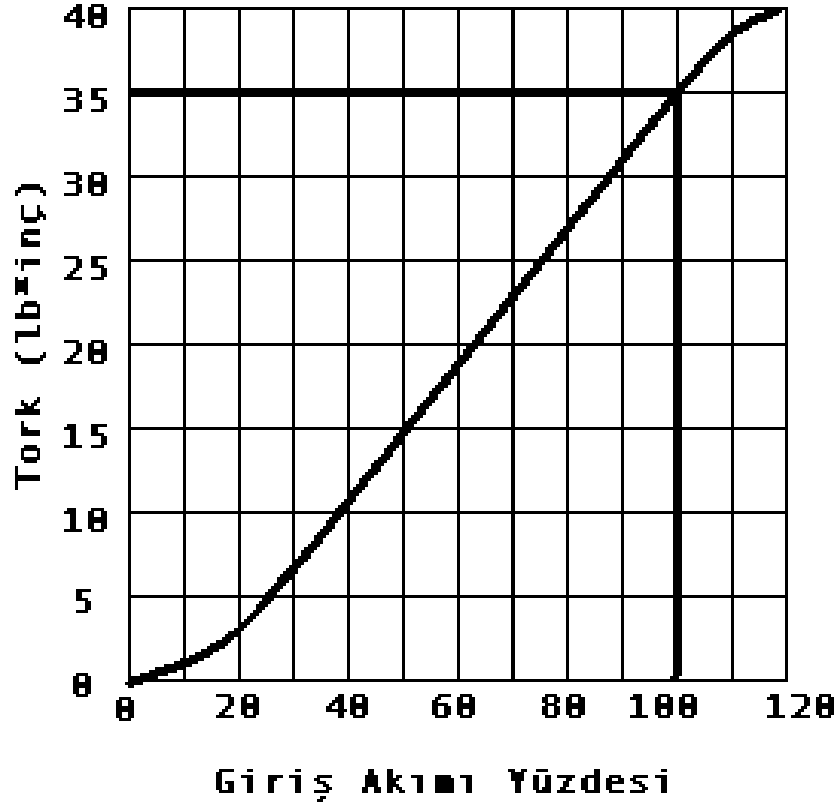
	6V	12V	24V	90V
Sargı direnci (ohm)	4.4	17	65	817
100% Giriş akımı (amper)	1.3	0.67	0.35	0.11

Şekil 3.11’de frenin oluşturduğu torkun, uygulanan akımın yüzdesine bağlı grafiği görülmektedir.

Frende oluşan ısı miktarı (3.5) ile elde edilebilir:

$$\text{Isıl güç (Watt)} = n(d/d) * \text{Tork (N*metre)} * 0.001356 \quad (3.5)$$

Bu ısınmanın sistemden uzaklaştırılması amacıyla bir pompayla sistemde dolaştırılan soğutma suyu kullanılmaktadır. Çünkü; frenin içindeki manyetik parçacıkların bozulmaması için çalışma sıcaklığı en fazla 160 °F (71 °C) olmalıdır.



Şekil 3.11 Uygulanan akımın tam yükleme akımına oranı değerine bağlı olarak oluşan tork

Veri işleme (Data Acquisition) Sistemleri: Deney sisteminde HP'nin Unix ile uyumlu veri işleme kartları (Şekil 3.12) kullanılmıştır.



Şekil 3.12 Deney sisteminde kullanılan veri işleme kartları

Unix sistemi: Tüm deney sisteminin sürülmesi ve verilerin toplanması HP Unix WS-C3000 (Şekil 3.13) tarafından gerçekleştirilmektedir.



Şekil 3.13 Deney sisteminde kullanılan HP Unix (WS)

3.1.1.3 Elektrik motoru deney sisteminin ölçme tekniği

Elektrik motoru ilk çalışma esnasında yüksüz bir şekilde çalıştırılır ve hızın rejime ulaşması beklenir. Daha sonra fren kasılarak motor üstünde belli bir yük oluşturulur ve bu noktada da hızın rejime oturması beklenir. Hız değeri rejime girdiği anda tork, hız, AC gerilim, akım, güç ve $\cos\phi$ (güç faktörü) değerleri onar kez ölçülerek ortalamaları alınır. Ölçümler, frenin oluşturduğu yük kademe kademe arttırılarak farklı hız değerleri için tekrarlanır. Sistemin ölçme tekniği Şekil 3.14’de verilmiştir.



Şekil 3.14 Deney sisteminin ölçme tekniği

Deney sistemimizde ölçüm parametrelerinin belirsizlikleri, yapılan kalibrasyonlar sonucunda, her bir parametre için ayrı ayrı bulunmuştur. Bu belirsizlik değerleriyle birlikte sistemin toplam belirsizliğinin bulunabilmesi amacıyla (3.6) kullanılarak (3.7)'de belirtilen formül elde edilmiştir. [7]

$$\eta = \frac{T_m \cdot \text{RPM} \cdot K + \text{Yatak Kaybı}}{\text{Giriş Gücü}} \quad (3.6)$$

$$\Psi_{\text{Top}} = \sqrt{\left[\frac{\partial \eta}{\partial T_m} \cdot \Delta T_m \right]^2 + \left[\frac{\partial \eta}{\partial \text{RPM}} \cdot \Delta \text{RPM} \right]^2 + \left[\frac{\partial \eta}{\partial Y_{\text{atak K.}}} \cdot \Delta Y_{\text{atak K.}} \right]^2 + \left[\frac{\partial \eta}{\partial \text{Giriş gücü}} \cdot \Delta \text{Giriş gücü} \right]^2} \quad (3.7)$$

Farklı hız değerleri için her bir ölçüm parametresinin belirsizliği ve (3.7) yardımıyla bulunan sistemin toplam ölçüm belirsizliği Tablo 3.2'de gösterilmiştir.

Tablo 3.2 Deney ölçüm parametreleri belirsizlikleri

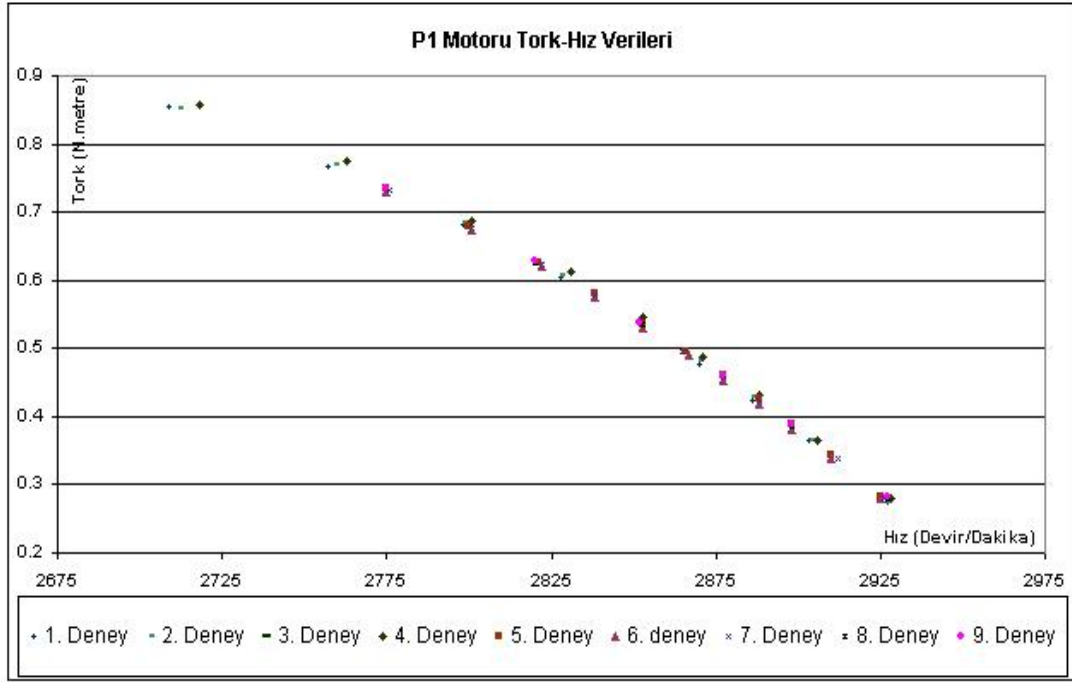
Dev/Dak	Ψ_T	Ψ_ω	Ψ_P	Ψ_{Top}
2920	+/-0.616%	+/-0.095%	+/-0.188%	+/-0.651%
2900	+/-0.694%	+/-0.108%	+/-0.185%	+/-0.726%
2875	+/-0.712%	+/-0.111%	+/-0.169%	+/-0.740%
2850	+/-0.718%	+/-0.113%	+/-0.151%	+/-0.743%
2825	+/-0.710%	+/-0.113%	+/-0.134%	+/-0.731%
2800	+/-0.704%	+/-0.113%	+/-0.124%	+/-0.723%
2750	+/-0.678%	+/-0.111%	+/-0.107%	+/-0.695%
2700	+/-0.650%	+/-0.108%	+/-0.096%	+/-0.665%
2650	+/-0.612%	+/-0.104%	+/-0.084%	+/-0.627%

3.1.1.4 Elektrik motoru deney sonuçları

Deney sisteminde iki farklı kapasiteli kompresörde kullanılan elektrik motorlarının deneyleri yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda elektrik motorlarının hıza bağlı olarak giriş gücü, tork, mekanik güç, güç faktörü ve verim eğrileri çıkarılmıştır. Yüksek kapasiteli kompresörlerde kullanılan elektrik motoru tez içinde P1 motoru, düşük kapasiteli kompresörlerde kullanılan elektrik motoru ise yine tez içinde P2 motoru olarak adlandırılmıştır.

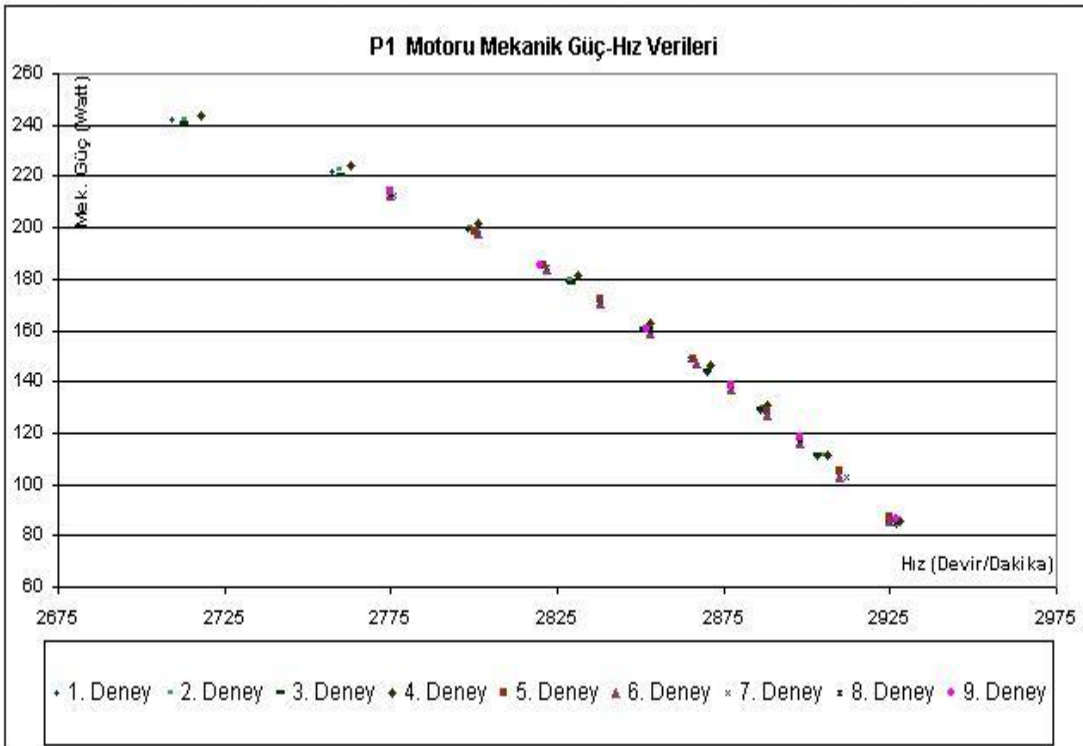
3.1.1.4.1 P1 motoru sonuçları

Tork-Hız Eğrisi: Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P1 motoruna ait Tork-Hız eğrisi Şekil 3.15'de verilmiştir.



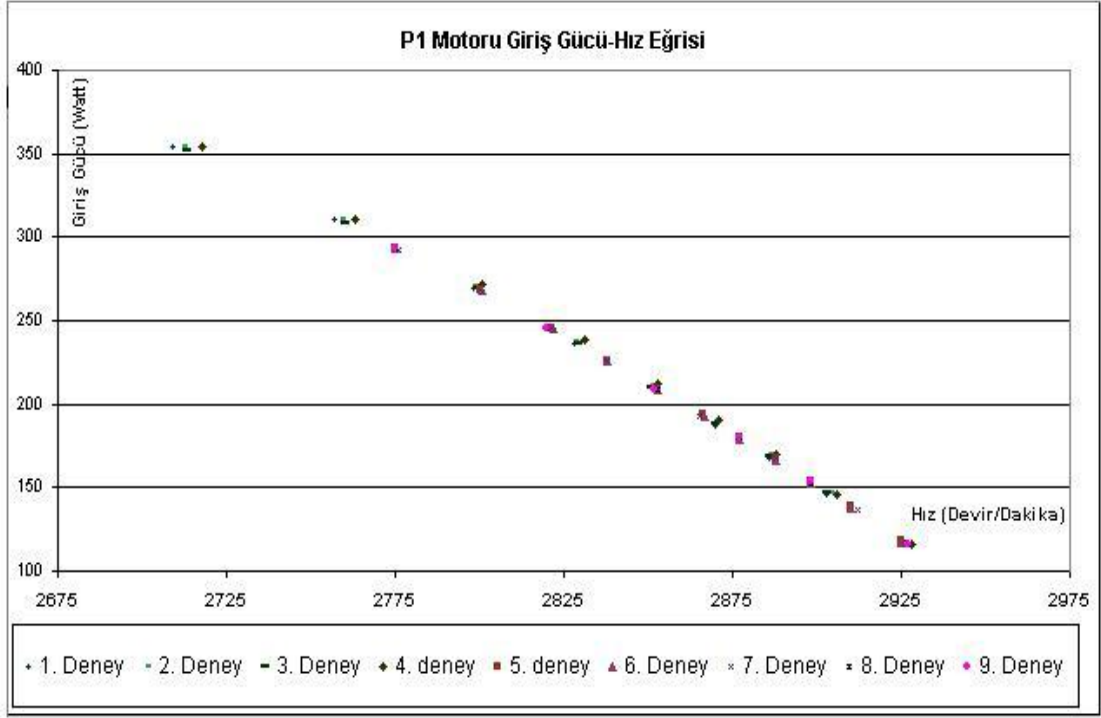
Şekil 3.15 P1 motoru Tork-hız grafiği

Mekanik Güç-Hız Eğrisi;Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P1 motoruna ait Mekanik Güç-Hız eğrisi Şekil 3.16’da verilmiştir.



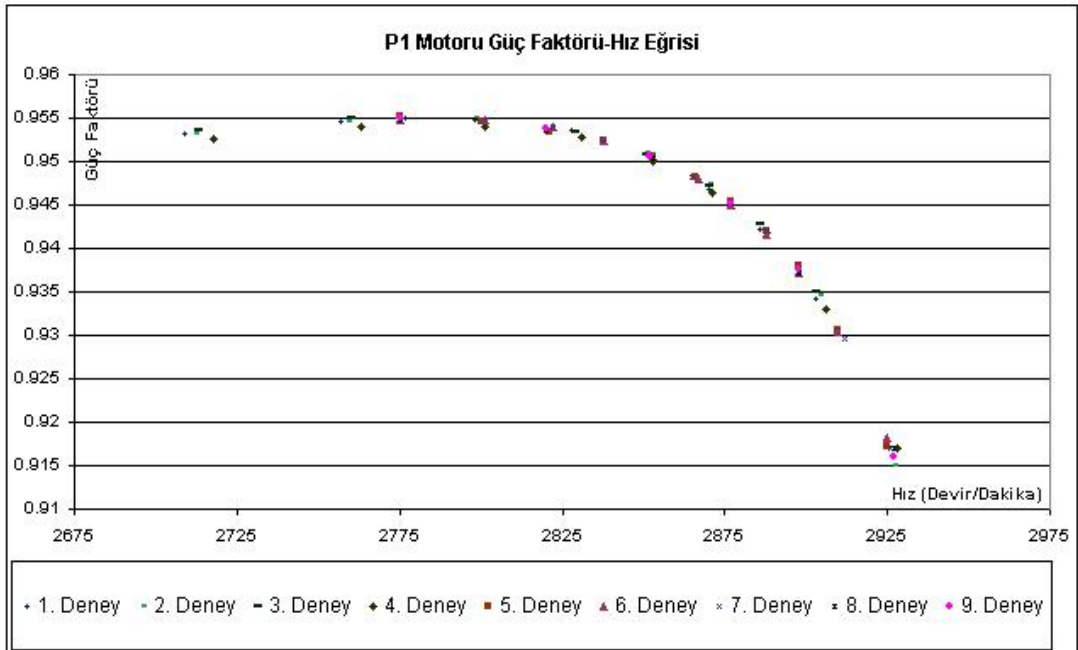
Şekil 3.16 P1 motoru mekanik güç-hız grafiği

Giriş Gücü-Hız Eğrisi: Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P1 motoruna ait Giriş Gücü-Hız eğrisi Şekil 3.17’de verilmiştir.



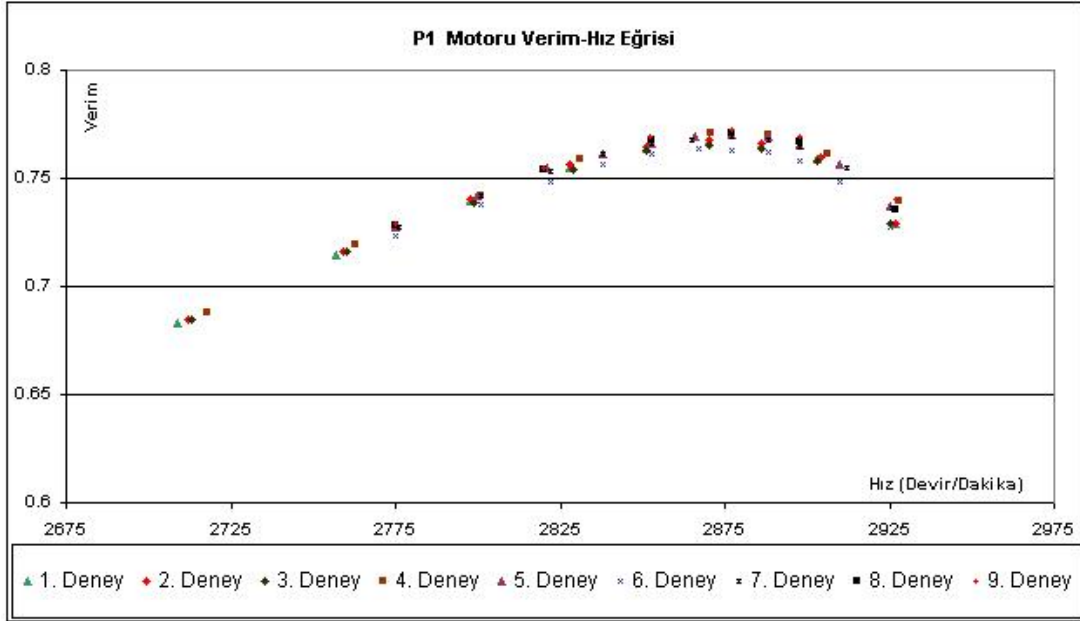
Şekil 3.17 P1 motoru giriş gücü-hız grafiği

Güç Faktörü-Hız Eğrisi; Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P1 motoruna ait Güç Faktörü-Hız eğrisi Şekil 3.18’de verilmiştir.



Şekil 3.18 P1 motoru güç faktörü hız-grafiği

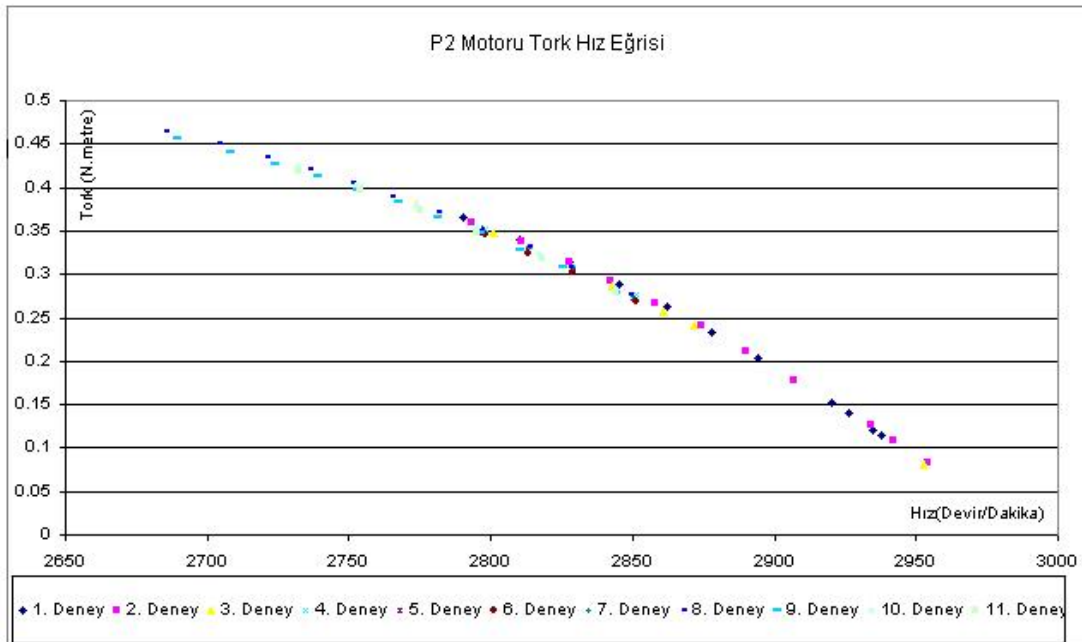
Verim-Hız Eğrisi; Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P1 motoruna ait Verim-Hız eğrisi Şekil 3.19’da verilmiştir



Şekil 3.19 P1 motoru verim-hız grafiği

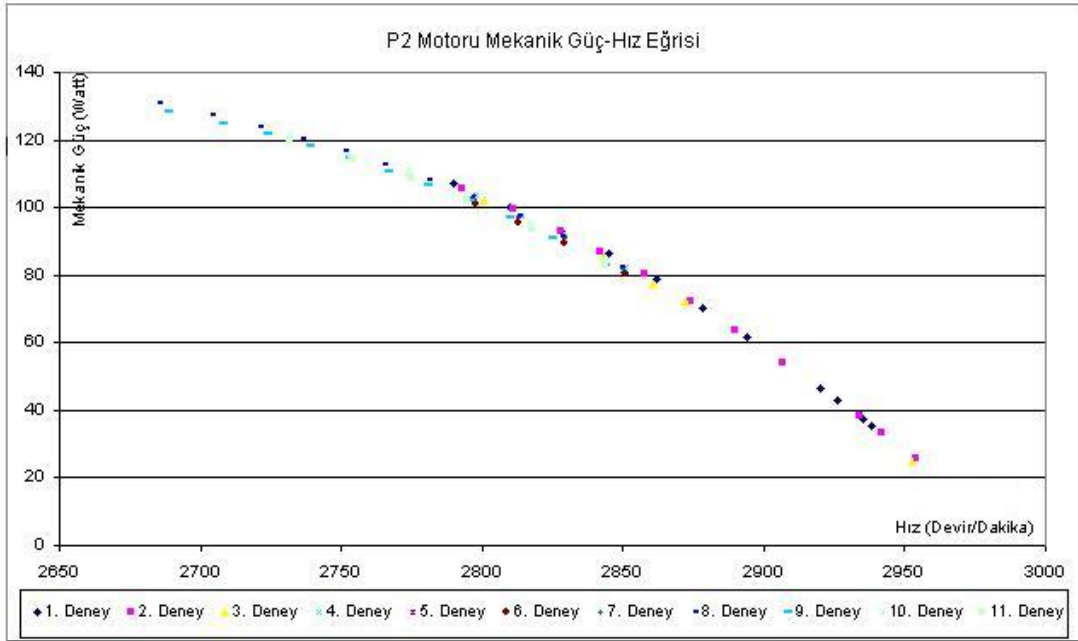
3.1.1.4.2 P2 motoru sonuçları

Tork-Hız Eğrisi; Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P2 motoruna ait Tork-Hız eğrisi Şekil 3.20’de verilmiştir.



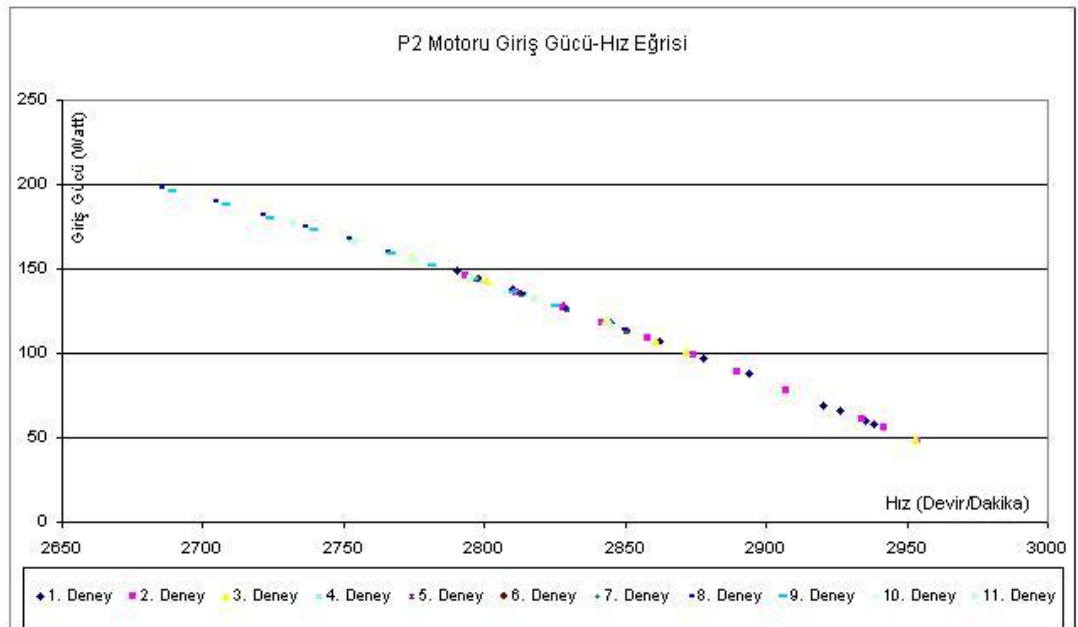
Şekil 3.20 P2 motoru tork-hız grafiği

Mekanik Güç-Hız Eğrisi; Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P2 motoruna ait Mekanik Güç-Hız eğrisi Şekil 3.21’de verilmiştir.



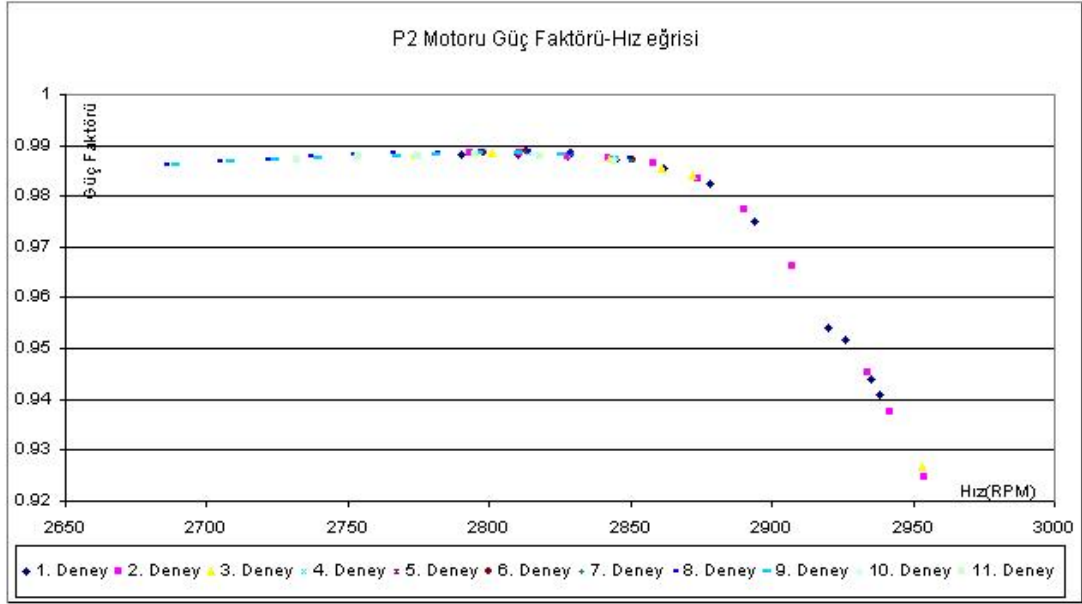
Şekil 3.21 P2 motoru mekanik güç-hız grafiği

Giriş Gücü-Hız Eğrisi; Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P2 motoruna ait Giriş Gücü-Hız eğrisi Şekil 3.22’de verilmiştir.



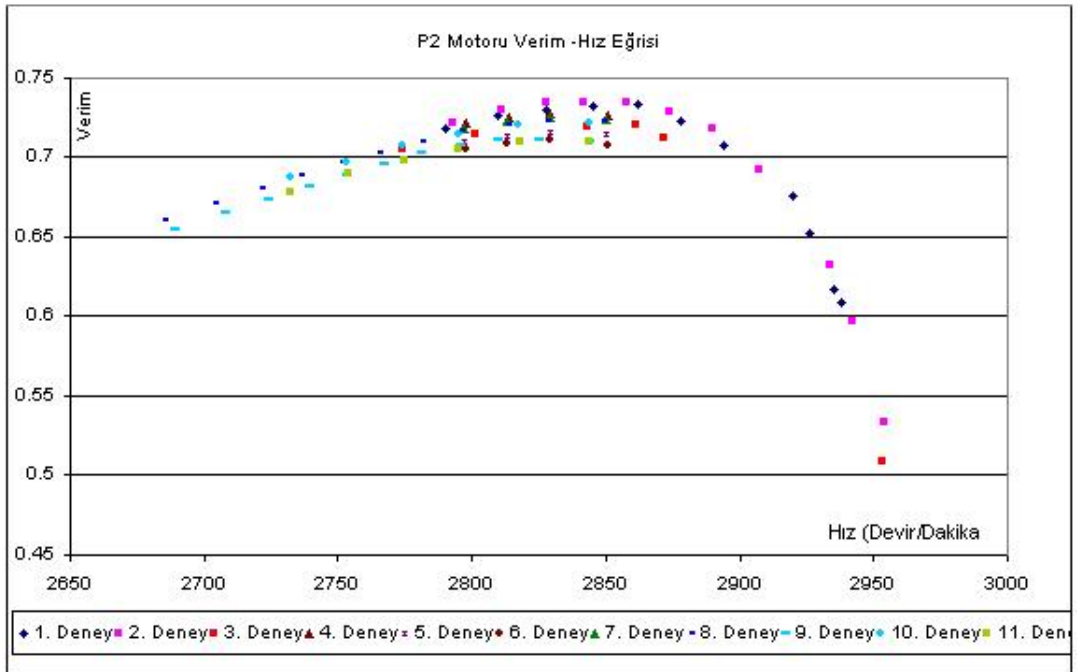
Şekil 3.22 P2 motoru giriş gücü-hız grafiği

Güç Faktörü-Hız Eğrisi; Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P2 motoruna ait Güç Faktörü-Hız eğrisi Şekil 3.23’da verilmiştir.



Şekil 3.23 P2 motoru güç faktörü-hız grafiği

Verim-Hız Eğrisi; Yapılan elektrik motoru deneyleri sonucunda P2 motoruna ait Verim-Hız eğrisi Şekil 3.24’de verilmiştir.



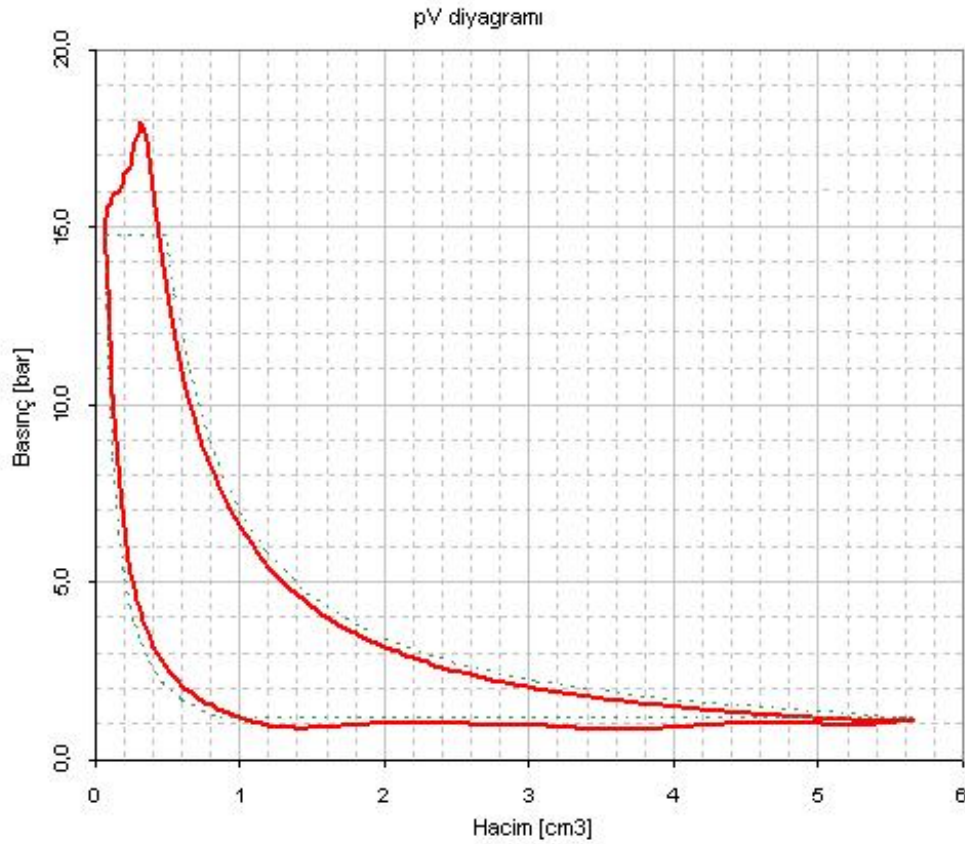
Şekil 3.24 P2 motoru verim-hız grafiği

3.1.2 pV deneyleri

Kompresörde indikatif alanının (pV) [6] sonuçları mekanik kayıp hesabında kullanılmak üzere bir girdi olarak kullanılmaktadır.

P2 kompresörünün pV deneyleri sonucunda elde edilen indikatif diyagram Şekil 3.25’de verilmiştir.

Elde edilen indikatif alanın entegralinin alınması sonucunda piston yüzeyindeki sıkıştırma işi bulunur.



Şekil 3.25 P2 Kompresörü pV indikatif alanı [6]

3.1.3. Dolaylı yoldan ölçüm yöntemi hesapları

Kalorimetre deneyleri sonucunda P1 kompresörünün giriş gücü 120.8 watt olarak ölçülmüştür. Kompresörde kullanılan elektrik motorunun verimi çalışma aralığındaki ortalama verimi 0.76 dır. Elde edilen giriş gücü ve elektrik motor verimi değerlerinden krank miline iletilen mekanik gücün 91.808 watt olduğu hesaplanmıştır.

Yapılan pV deneylerinin sonucunda sıkıştırma işi 82.4 watt olarak bulunmuştur. Motordan mile iletilen mekanik güç ile sıkıştırma gücü arasındaki fark olan mekanik kayıp değeri 9.408 watt olarak hesaplanmıştır.

Kalorimetre deneyleri sonucunda P2 kompresörünün giriş gücü 69.2 watt olarak ölçülmüştür. Kompresörde kullanılan elektrik motorunun çalışma aralığındaki verimi ortalama 0.725 dir. Elde edilen giriş gücü ve elektrik motoru verimi değerlerinden, krank miline iletilen mekanik gücün 50.17 watt olduğu hesaplanmıştır.

Yapılan pV deneylerinin sonucunda sıkıştırma işi 40.8 watt olarak bulunmuştur. Motordan mile iletilen mekanik güç ile sıkıştırma işi arasındaki fark olan mekanik kayıp değeri 9.370 watt olarak hesaplanmıştır.

3.2. Elektrik Motorunun Devrilme Yöntemi (Diril Yöntemi) İle Ölçüm

Yöntemde yüksüz bir kompresörün elektrik motoruna uygulanan gerilim, kademe kademe azaltılarak, akımın minimum yaptığı gerilim değeri bulunmaktadır. Bu gerilim değerine kadar olan giriş gücü değerleri belirlenip, giriş gücü gerilimin sıfır noktasına gerilimin karesiyle oranlanarak ekstrapole edilir. Bu sayede elektriksel kayıpların (demir kayıpları, bakır kayıpları vs.) çekmiş olduğu güç, ölçülen güç değerinden çıkartılmış olur. Bulunan güç değeri, kompresörün o koşullardaki mekanik kayıp değerleridir.

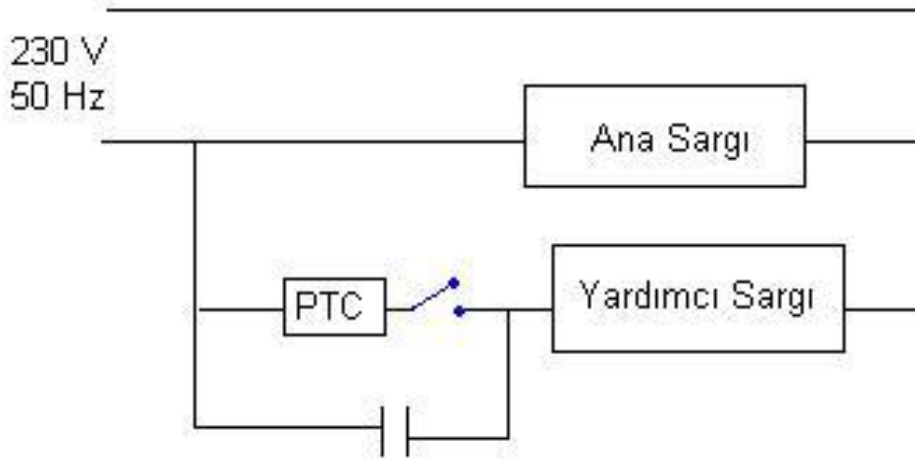
Diril metodu ile mekanik kayıp ölçüm deney sisteminde alternatif güç kaynağı olarak HP'nin 6814 B alternatif akım kaynağı kullanılmıştır. Ayrıca gerilimin frekansı da alternatif akım kaynağı ile ayarlanmaktadır. Alternatif akım kaynağının iç mekaniklerinden ve kablolarından oluşabilecek kayıpların hesap dışında bırakılabilmesi ve motora uygulanan gerilim, akım, güç faktörü gibi değerlerin kesin belirlenebilmesi için Yokogawa wattmeter (Şekil 3.26) bir çeşit kalibratör olarak kullanılmıştır.



Şekil 3.26 Yokogawa Wattmetre

3.2.1 Diril metodu ölçüm yöntemi

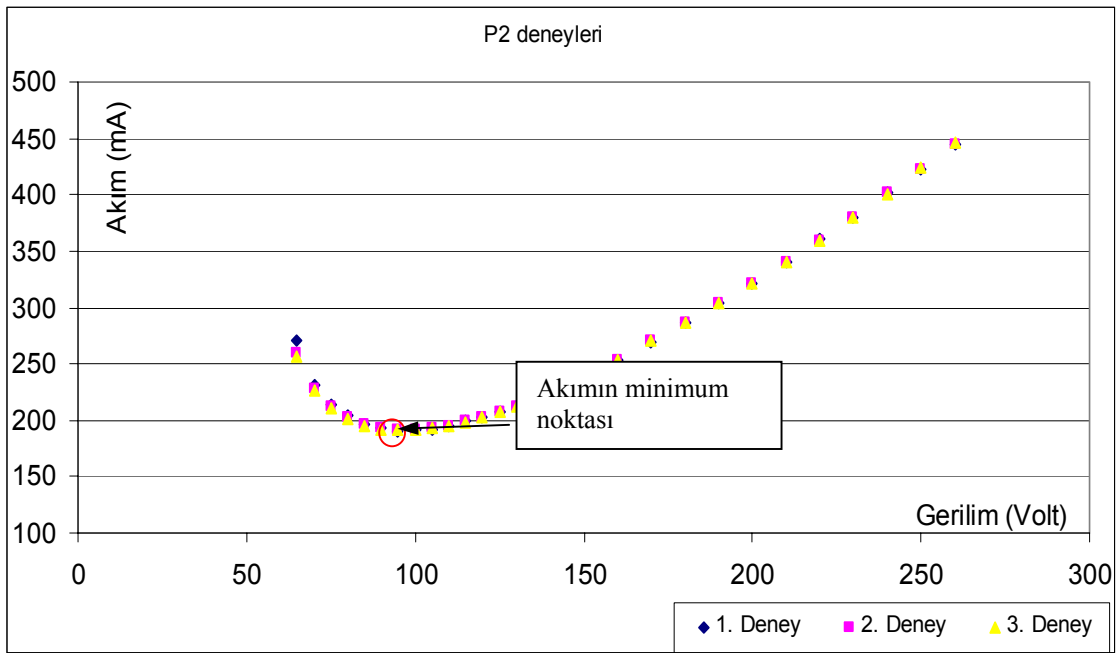
- Ana ve yardımcı sargılar (yardımcı sargı ilk başta doğrudan, daha sonra PTC' nin [Positive Temperature Coefficient Resistor/ Sıcaklığa Bağımlı Direnç] oluşturduğu direnç sebebiyle Run kapasitörü üzerinden beslenmektedir Şekil 3.27) kompresörün normal koşullardaki gerilim değeri (220-230Volt) ile beslenerek motora ilk hareket verilir.



Şekil 3.27:PTC çalışma prensibi

- İkinci aşamada, sistemde bulunan bir anahtar yardımıyla yardımcı sargı devreden çıkartılır. Bu sayede PTC, Run kapasitörü gibi yardımcı sargı devresinin üzerinde bulunan aparatlarda oluşan elektriksel güç sıfırlanmış olur.

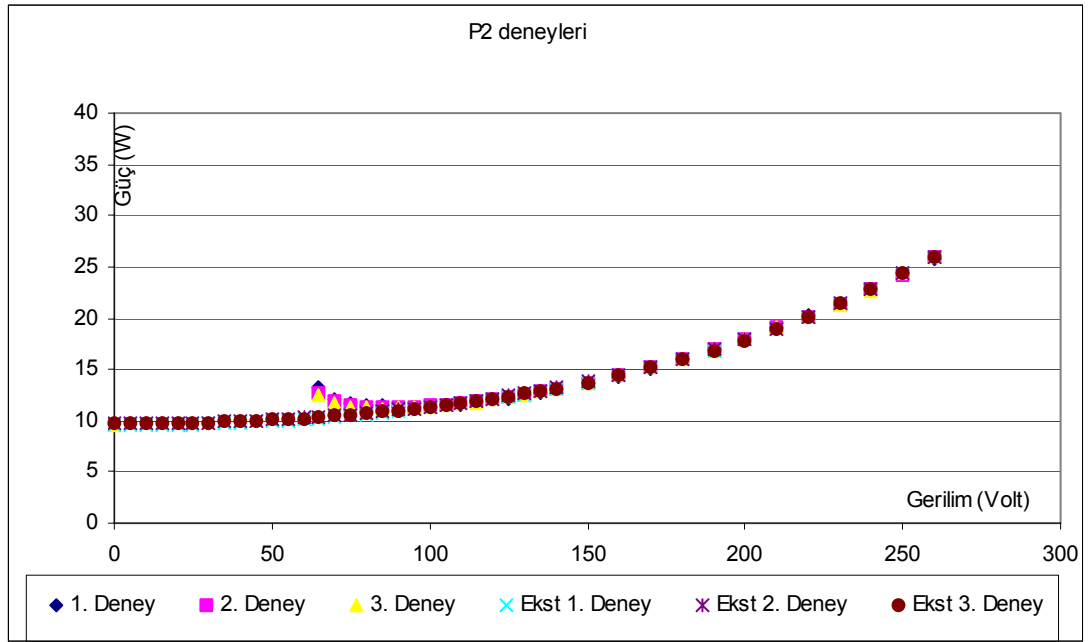
- Üçüncü aşamada ise gerilim, kademe kademe (5 veya 10 Voltluk kademeler ile) azaltılarak her kademedeki hız, gerilim, akım, güç faktörü ve çektiği güç değerleri kaydedilir. Gerilimin azaltılması işlemi motor devrilip duruncaya kadar devam edilir.
- Dördüncü aşamada, gerilim akım eğrisinde (Şekil 3.28) akımın en düşük olduğu noktanın gerilim değeri bulunur. Aynı gerilim değerine kadar olan giriş gücü değerleri eğri haline getirilerek eğri gerilimin sıfır değerine uzatılır.



Şekil 3.28 Diril metodu P2 kompresörü akım-gerilim eğrisi

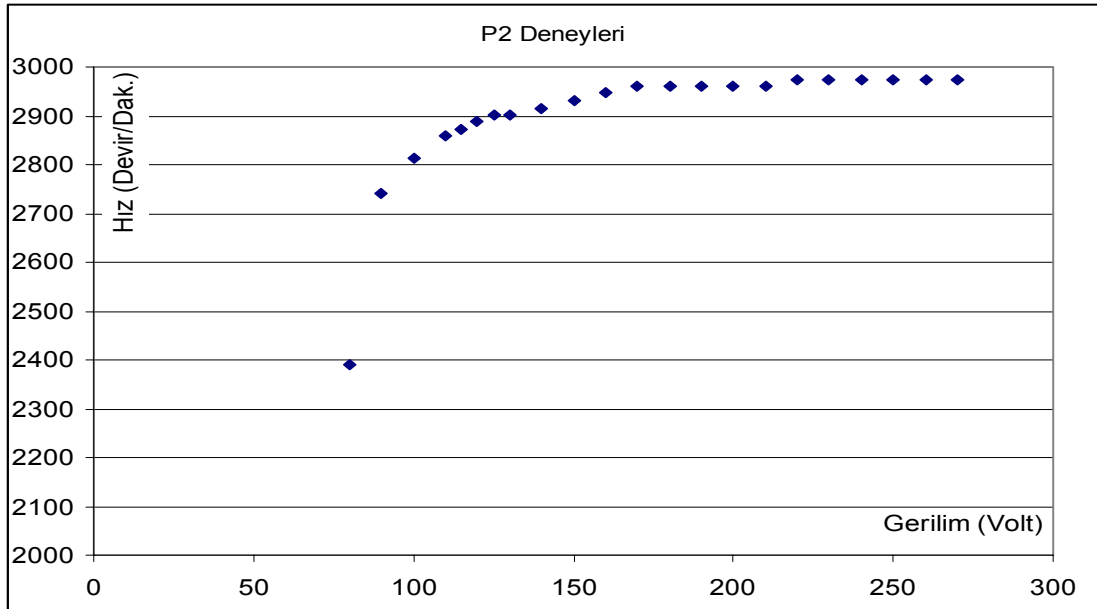
- Eğrinin sıfır gerilim noktasına uzatılması (ekstrapole edilmesi) ile elektriksel kaybın (demir kayıpları, bakır kayıpları vs.) çekmiş olduğu güç ölçülen güç değerinden çıkartılmış olunur (Şekil 3.29). Geriye kalan değer ise kompresörün o koşullardaki harcamış olduğu güç, yani toplam mekanik kayıp değeridir.

Deneylerde sıkıştırma işinin ortadan kaldırılması için, normal kompresörden farklı olarak valf tablası ve silindir kafası sökülerek ölçümler alınmıştır.



Şekil 3.29 Diril metodu P2 kompresörü gerilim-çekilen güç eğrisi

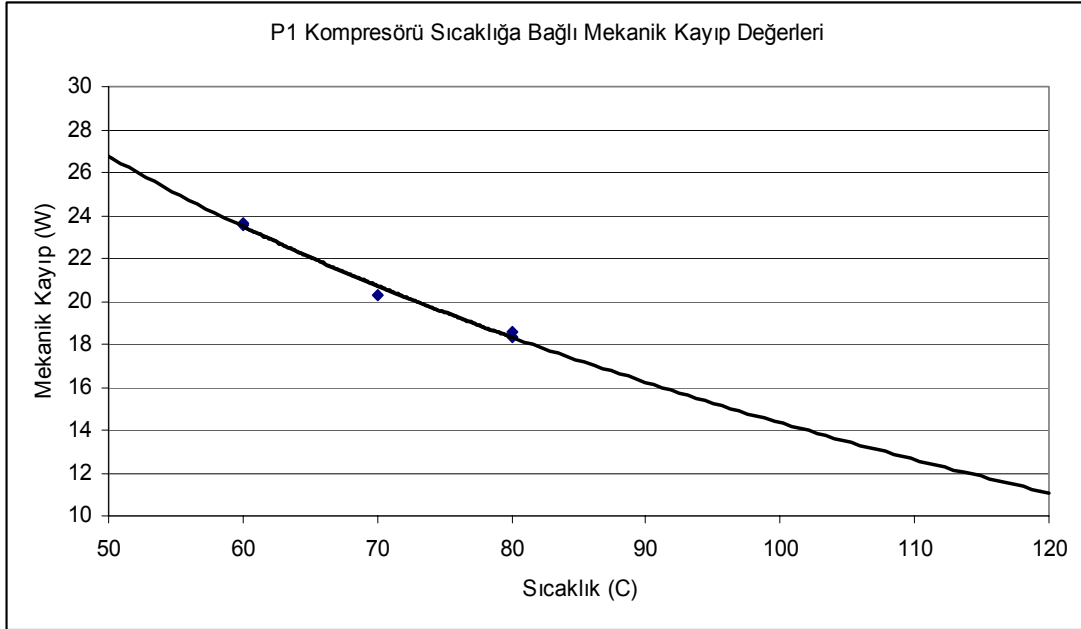
Deney boyunca hız değerleri gözlemlenmiştir (Şekil 3.30). Kompresörün hızı, akımın minimum olduğu noktaya kadar kompresörün normal çalışma koşullarındaki hız değerinin %2 lik bandı içinde kalmıştır.



Şekil 3.30 Diril metodu P2 kompresörü gerilim-hız eğrisi

3.2.2 Diril yöntemi ölçüm sonuçları

P1 kompresörünün çalışma şartı sıcaklığına deneyler esnasında ulaşılammıştır. Çalışma sıcaklığındaki mekanik kayıp değerleri ekstrapolasyon sonucu elde edilmiştir.



Şekil 3.31 P1 kompresörü Sıcaklık-Mekanik kayıp eğrisi

P1 kompresörünün çalışma noktası için elde edilen mekanik kayıp değeri 15.252 watt olarak bulunmuştur. P1 kompresörünün farklı sıcaklık değerleri için gerçekleştirilen deney sonuçları ve çalışma noktasına ekstrapole edilen eğri Şekil 3.31’de gösterilmiştir.

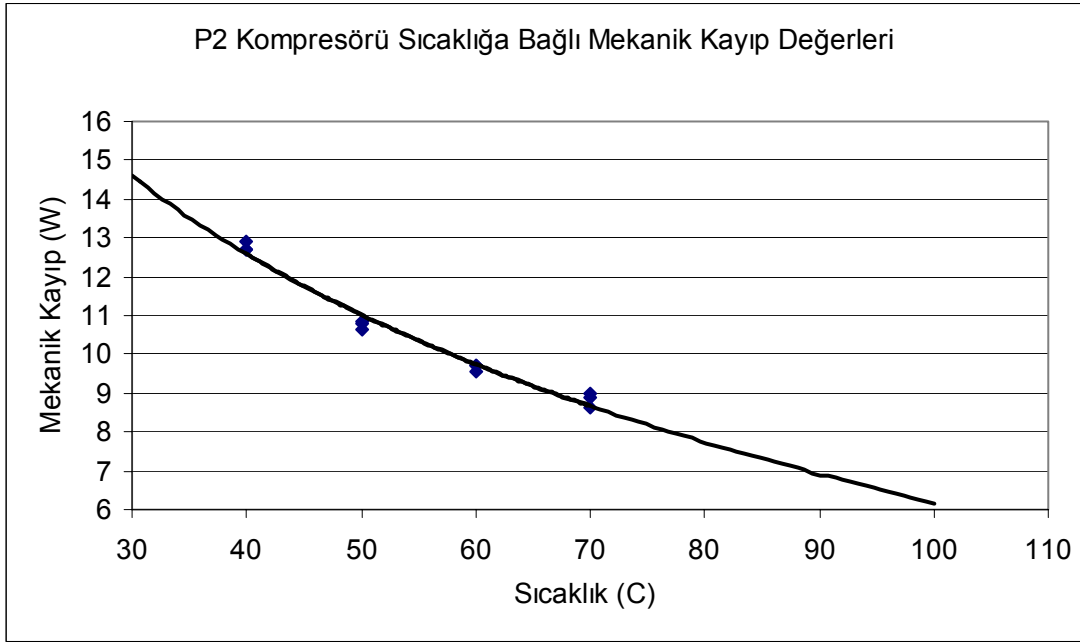
P2 kompresörü ile çalışma şartı sıcaklığında yapılan deneylerin sonuçları Tablo 3.3’de verilmiştir

Tablo 3.3 Diril yöntemi deney sonuçları

Deney	Mekanik Kayıp (W)
1. Deney	9,816
2. Deney	9,549
3. Deney	9,364
Ortalama	9,576

Bu sonuçlara göre Diril yöntemi ile elde edilen P2 kompresörü mekanik kayıp değeri 9.576 watt olarak bulunmuştur.

Farklı sıcaklık değerlerinde Diril yöntemi deneyleri tekrarlanmış ve Şekil 3.32’de verilen grafik elde edilmiştir.



Şekil 3.32 P2 kompresörü Sıcaklık-Mekanik kayıp eğrisi

3.3 Kompresörün Hız Değişimi İle Mekanik Kaybın Belirlenmesi

Kompresörde mekanik kayıpların deneysel olarak belirlenmesindeki yollardan birisi de tahriki kesilen kompresörün hız değişiminin belirlenmesidir.

Açısal hız değişimi ve ataleti bilinen bir cisim üzerindeki tahrik kesildikten sonra toplam tork değeri

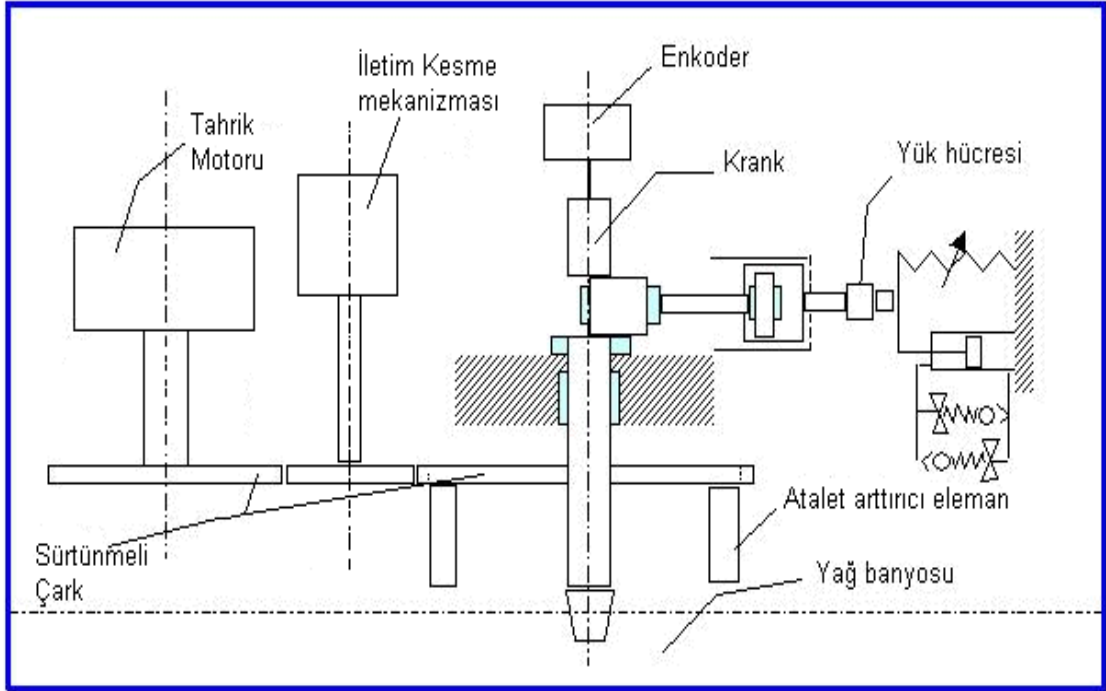
$$T_{\text{tot}} = J \dot{\omega} \quad (3.8)$$

ifadesinden, gazın sıkıştırılmasına ve yatak kayıplara harcanan toplam güç ise

$$P_{\text{tot}} = P_{\text{friction}} + P_{\text{piston}} \quad (3.9)$$

$$P_{\text{tot}} = T_{\text{tot}} N' \quad (3.10)$$

ifadelerinden bulunur.



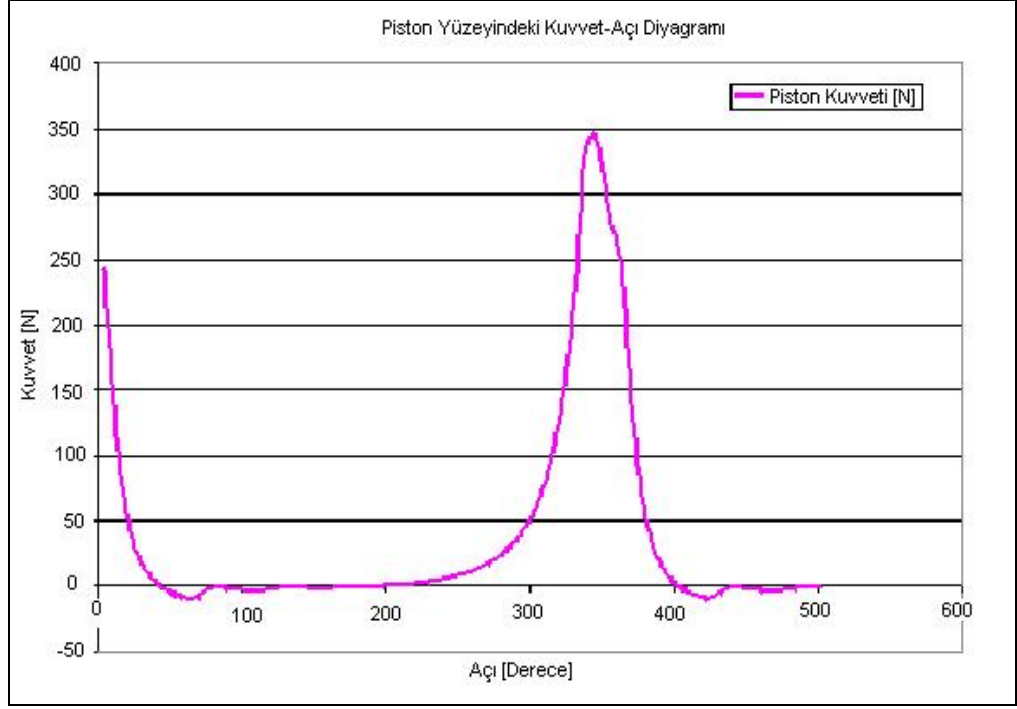
Şekil 3.33 Hız ölçümü ile mekanik kaybın belirlenmesi deney sistemi

Sistemde elektrik motorundan alınan tahrik, bir adi çark mekanizması ile kompresörün krankına sabitlenmiş bir sürtünmeli çarka iletilir (Şekil 3.33). Bu sayede kompresör krankı normal dönme yönü olan saat yönünde tahrik edilmiş olur. Aynı zamanda bu adi çark mekanizması tahrik iletiminin gerektiği zaman kesilmesi amacıyla da kullanılmaktadır.

Deney sisteminde tahrik iletimi kompresör krankının hızı normal çalışma değerinin üstüne çıkarıldıktan sonra kesilir. Bu sayede çalışma esnasında sürtünmeli çarkların yüzeylerinde oluşabilecek kaymaların sebep olacağı tahrik kesilmelerinin etkisi ortadan kaldırılacaktır.

Hız değişiminin incelenerek mekanik kayıpların belirlenmesi deney sisteminde P2 kompresörünün deneylerinin yapılması ve P2 kompresörünün mekanik kayıp değerinin ölçülmesi amaçlanmaktadır.

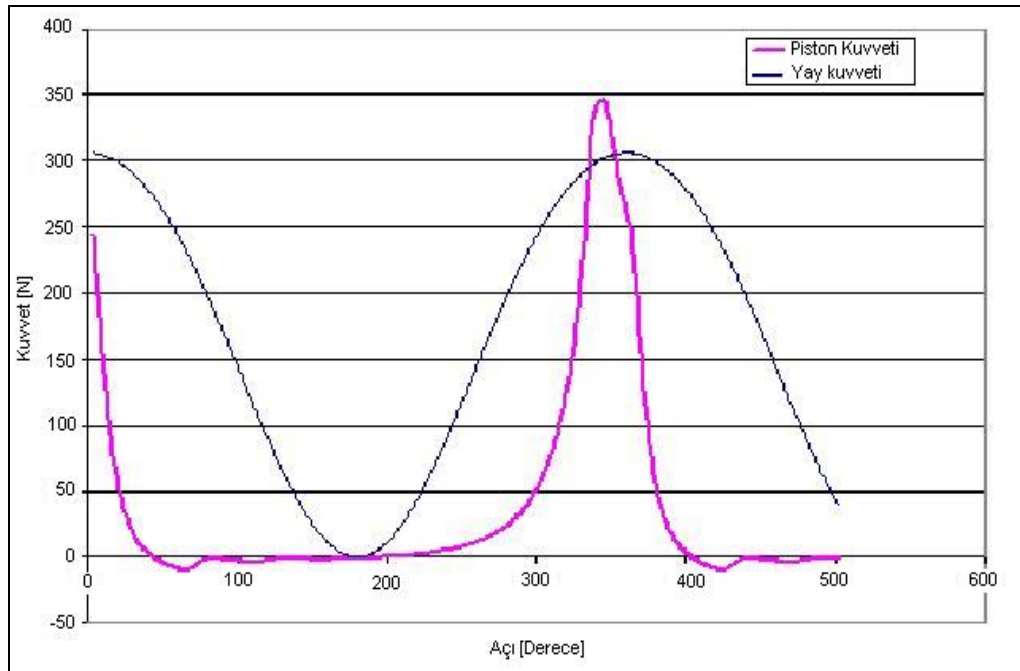
P2 kompresörünün piston yüzeyinde oluşan kuvvetlerin bir devir boyunca ki değişimleri Şekil 3.34’de verilmiştir.[6]



Şekil 3.34 P2 kompresörü piston yüzey kuvveti-açı değerleri

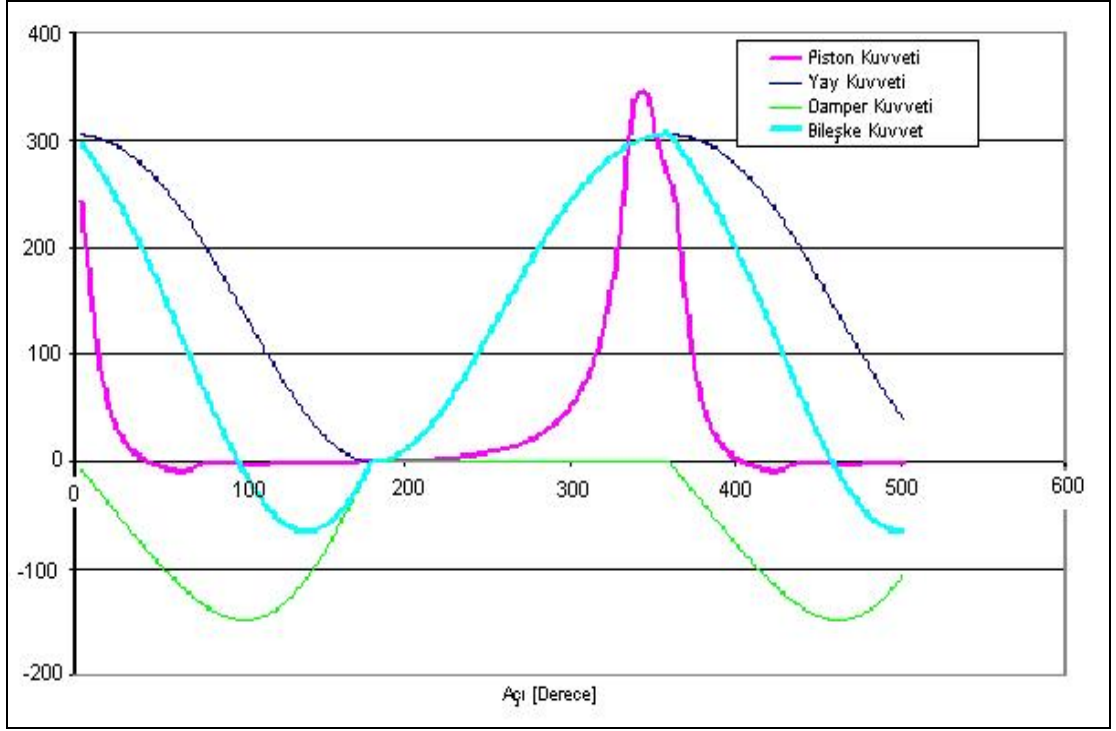
Bu kuvvet-açı diyagramının simüle edilebilmesi amacıyla dört alternatif araştırılmıştır. Bunlar sırasıyla doğrusal yay, tek yönlü sönümleyici, tek yönlü sönümleyici+doğrusal yay ve gelişen yaydır. Yapılan simülasyon çalışmalarında bu dört alternatifin piston üzerinde uyguladıkları kuvvetin araştırması yapılmıştır.

Şekil 3.35’de doğrusal yay karakteristiği ile yapılan simülasyon sonucunda elde edilen piston yüzey kuvveti-açı grafiği verilmiştir.



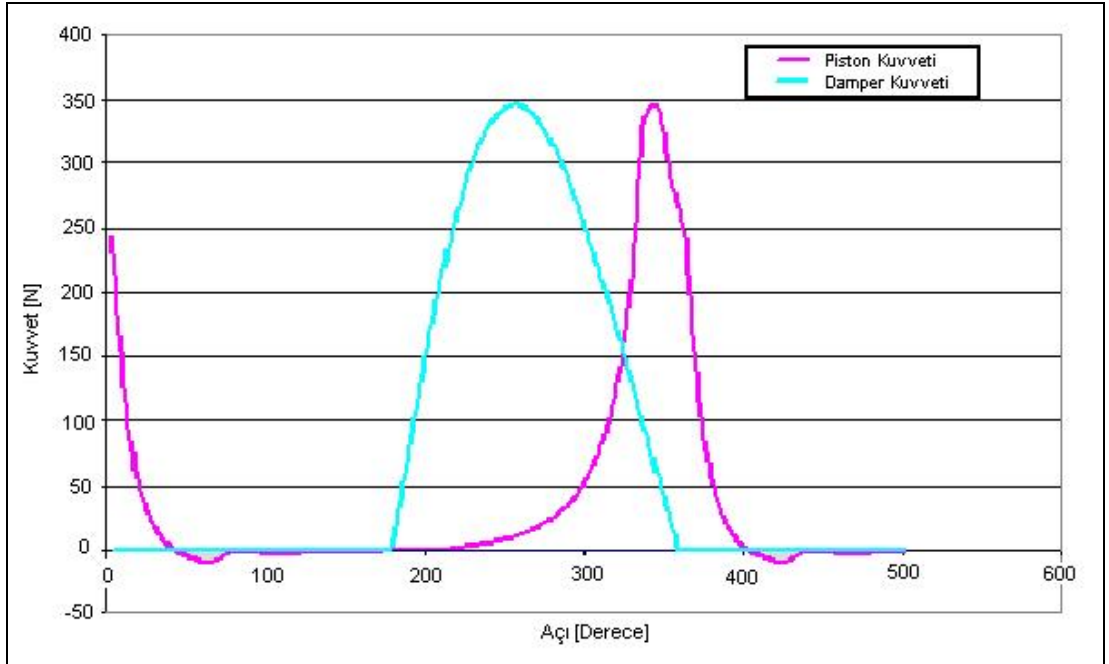
Şekil 3.35 Yükleme elemanı olarak doğrusal yay kullanıldığında kuvvet-açı grafiği

Şekil 3.36'da tek yönlü sönüm elemanı + doğrusal yay kombinasyonu şeklinde kurulan yükleme sisteminin simülasyon sonucu verilmektedir.



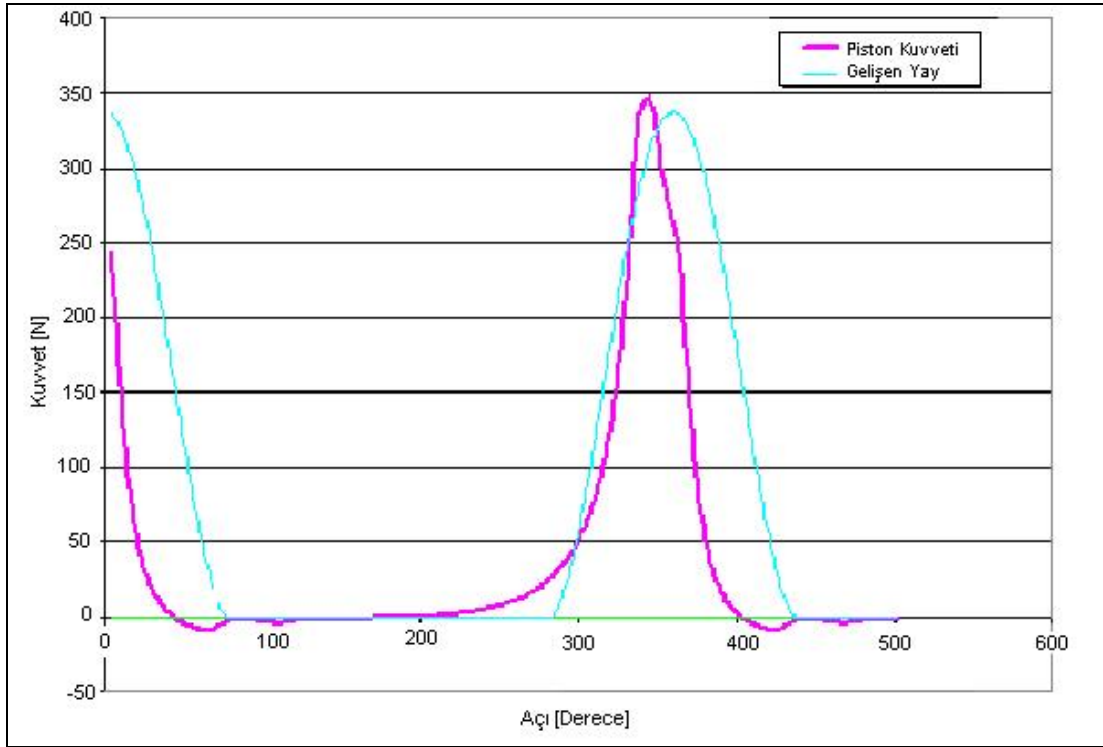
Şekil 3.36: Doğrusal yay+tek yönlü sönüm elemanı kullanıldığında kuvvet-açı grafiği

Şekil 3.37'de sadece tek yönlü sönüm elemanı ile kurulan yükleme sisteminin simülasyon sonucu verilmektedir.



Şekil 3.37: Sadece tek yönlü sönüm elemanı kullanıldığında kuvvet-açı grafiği

Şekil 3.38’de gelişen yayın yükleme simülasyon sonucu verilmektedir.



Şekil 3.38 Sadece gelişen bir yay kullanıldığında kuvvet-açı grafiği

Dört farklı yükleme alternatifi arasından gerçeğe en yakını olarak gelişen yayın olduğu görülmektedir. Bu sebeple deney sisteminde gelişen yayın kullanılmasına karar verilmiştir.

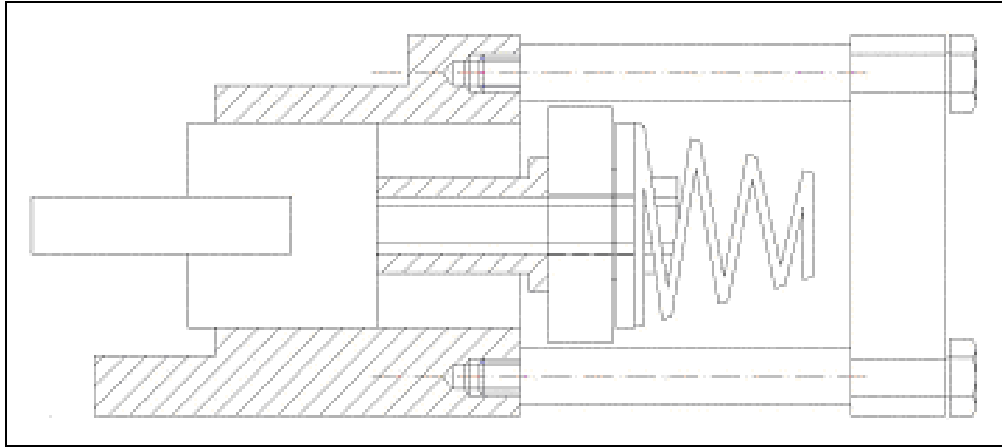
3.3.1 Deney sisteminde kullanılan parçalar

Sistemde hızın ölçülmesi amacıyla enkoder, piston yüzeyindeki yüklemeyi ölçmek amacıyla yük hücresi, piston yüzeyinde yük oluşturmak amacıyla gelişen yay, ataleti arttırmak ve hareket iletimini sağlamak amacıyla tahrik çarkları ve verilerin toplanıp gerekli işlemlerin yapılması amacıyla veri toplama sistemi kullanılacaktır.

Enkoder: Deney sisteminde kompresörün hızının ölçülmesi amacıyla Scancon'un 360 pulse/revolution özelliği olan 2RM-enkoderi kullanılmaktadır.(Şekil 3.39). Enkoderin ölçebileceği en yüksek hız değeri 9000 dev/dak.'dır. Enkoder'in Hassasiyeti ± 0.1 d/d dir.

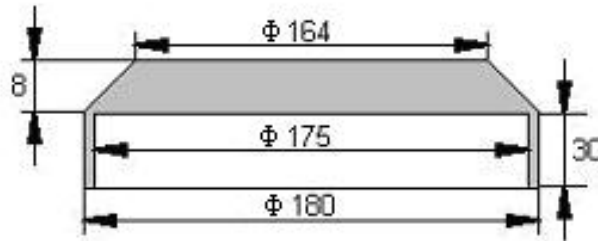
Gelişen yay pistona Şekil 3.42’de belirtildiği gibi bağlanmalıdır bu sayede yük hücresinin ölçeceği kuvvet değeri doğrudan piston yüzeyine uygulanan kuvvet değeri olmaktadır.

Deney sisteminde yaylı bir sistemin kullanılmasının bir avantajı da sönümleyici sistemlerde piston yüzeyi tarafından yapılan iş geri alınamazken yaylı bir sistemde yayın sönümleme miktarı dışındaki işin aynı tur içinde geri alınabilmesidir. Bu sayede tahriki kesilen kompresör için, aynı koşullarda yay kullanılmasıyla sönümlü eleman kullanılmasına göre daha fazla süre hareket imkanı kazanır.



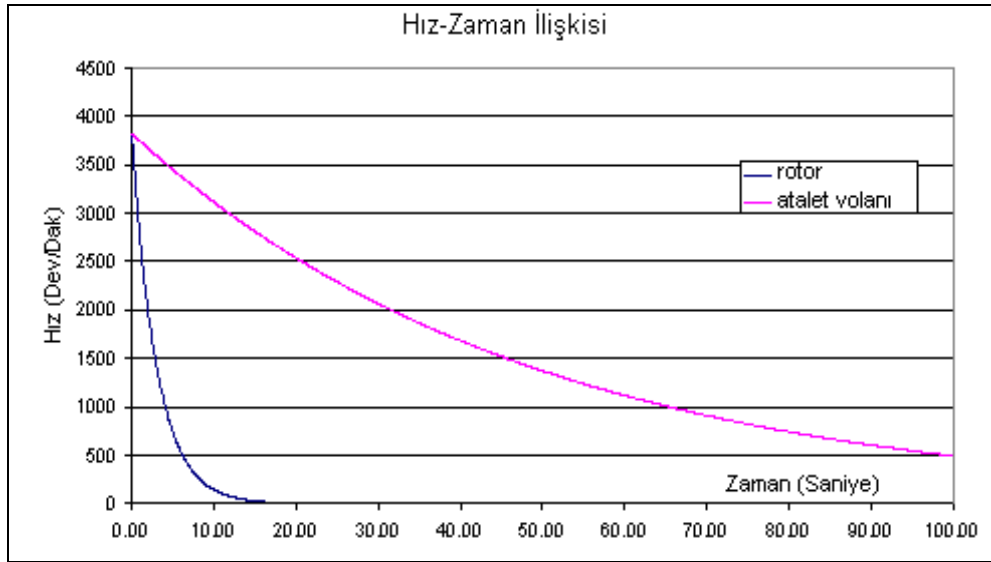
Şekil 3.42 Gelişen yay-piston bağlantısı

Atalet Volanı/Tahrik İletim Diskleri: Kullanılan atalet volanın boyutları Şekil 3.43’te verilmiştir. Atalet volanının 45^0 eğimli yüzeyleri aynı zamanda tahrik iletimi için de kullanılmaktadır. Yataklarda oluşan yükte farklılık olmaması açısından atalet volanının kütlesi kompresör krankından sökülen rotor ile aynıdır.



Şekil 3.43 Atalet volanı

Yapılan hesaplarda sökülen rotorun ataleti 310 kgmm^2 iken kullanılan volanın ataleti 2580 kgmm^2 çıkmıştır. Atalet volanının ve rotorun kullanılması durumlarındaki krank hızındaki değişim Şekil 3.44’te verilmiştir.



Şekil 3.44 Krank hızı-zaman diyagramı

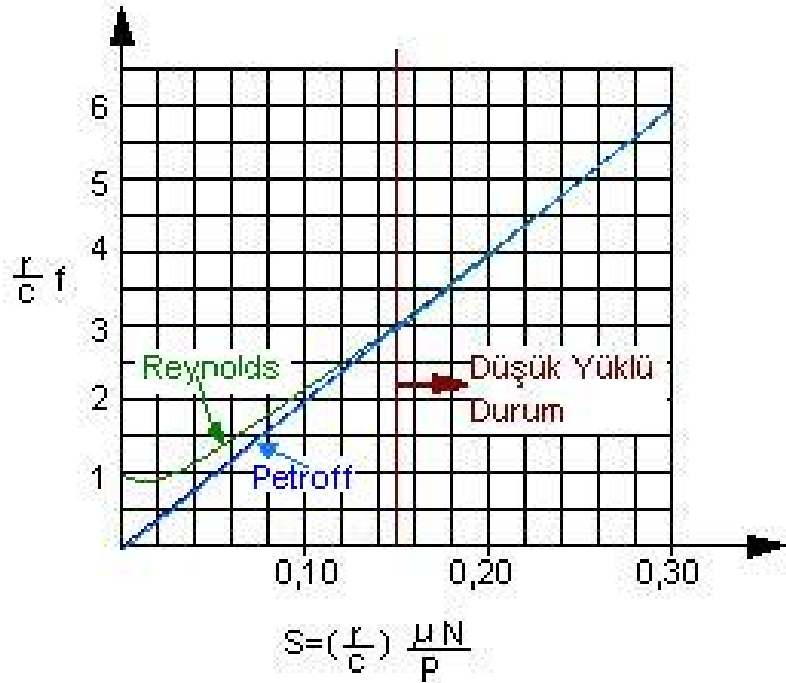
4 Kompresörde Oluşan Mekanik Kayıpların Teorik Yollardan Hesaplanması

Kompresörde mekanik kayıplara yol açan parçalar yön ve büyüklüğü açığa bağlı olarak değişen yükleme koşulları altında çalışırlar. Eğer gerçek çalışma koşullarında düşük yükleme değerleri varsa yüksüz çalışma koşulları göz önüne alınarak kayıp değerleri elde edilebilir. Çalışma şartının düşük yükleme değerlerinde olduğu Sommerfeld sayısının

$$S = \left(\frac{r}{c} \right)^2 \left(\frac{\mu N^1}{P} \right) \quad (4.1)$$

tespitiyle mümkündür

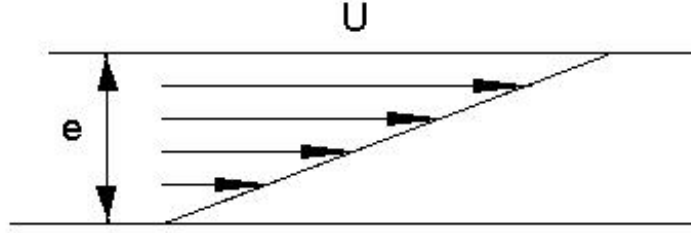
Petroff denkleminin hangi koşullarda Reynolds çözümü ile aynı sonucu verdiğini Şekil 4.1’de verilmiştir. Bu şekilden de görüldüğü gibi Somerfeld sayısının 0.15 den büyük olduğu yerlerde düşük yükleme durumu geçerlidir.[8]



Şekil 4.1 Sommerfeld sayısı-sürtünme katsayısı grafiği [3]

4.1. Teorik Hesaplar

Yatak kayıplarının belirlenmesi için yapılması gereken, model olarak seçilen bir geometride sürtünme kuvvetinin hesaplanmasıdır. Şekil 4.2’de verilen paralel levhalar arasındaki yağ tabakası göz önüne alınırsa Newton’un Viskozite kanunundan aşağıdaki ifadeler elde edilir. [9]



Şekil 4.2 Paralel levhalar arasındaki yağ akışı

$$F = \tau.A \quad (4.2)$$

$$F = \mu.A \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4.3)$$

$$F = \frac{\mu.A.U}{e} \quad (4.4)$$

Bu formülasyon aralarında yağ bulunan ve birbiriyle göreceli hareket halinde olan yüzeylerin sürtünme kaybının hesaplanmasında kullanılır.

Teorik hesapların gerçekleştirilebilmesi için soğutucu akışkan kompresöründeki hareketli her parçanın hızının bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla Adams simülasyon programıyla elde edilen hız değerleri kullanılmıştır. [10]

4.1.1 Kaymalı yataklar

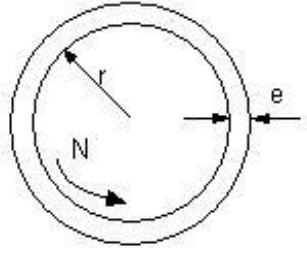
(4.4) denklemi, konsantrik olarak (yüksüz durum) çalışan bir kaymalı yatağa (Şekil 4.3) uygulandığında hidrodinamik sürtünme kaybı elde edilir:

$$F = (2.\pi.r.L).\mu.\left(\frac{2.\pi.r.N}{60.e}\right) \quad (4.5)$$

$$F = \frac{4.\pi^2}{60} \left(\frac{\mu.r^2.L.N}{e} \right) \quad (4.6)$$

$$H = F.r.\left(\frac{2.\pi.N}{60}\right) \quad (4.7)$$

$$H = \frac{8.\pi^3}{3600} \left(\frac{\pi.r^3.L.N^2}{e} \right) \quad (4.8)$$



Şekil 4.3 Konsantrik kaymalı yatak geometrisi

(4.8) Petroff denklemi olarak adlandırılır. Petroff denklemi yüksüz durum için çıkartılmış olsa da, az yüklenmiş yataklar için de kullanılır.

Sürtünme katsayısı bulunmak istenirse

$$f = \frac{F}{W} \quad (4.9)$$

$$P = \frac{W}{2.r.L} \quad (4.10)$$

$$f = \left(\frac{2.\pi^2}{60} \right) . \left(\frac{r}{e} \right) . \left(\frac{\mu.N}{P} \right) \quad (4.11)$$

$$f = 2.\pi^2 . \left(\frac{r}{e} \right) . \left(\frac{\mu.N^1}{P} \right) \quad (4.12)$$

Bu yaklaşım yatakların az yüklü ve yüksüz olduğu durumlar için geçerlidir. Bu sebeple, sürtünme katsayısının doğruluğunun kontrol edilmesi ve gerekli değişikliklerin yapılması gerekmektedir. Bu amaçla Sommerfeld katsayısından

faydalandığı bölüm başında belirtilmiştir. Sommerfeld sayısının 0.15 den büyük değerlerinde sürtünme kaybı Petroff denklemiyle elde edilen değer olarak alınır. Eğer alınan yük değeri daha küçük Sommerfeld katsayısına tekabül ediyorsa gerçek sürtünme katsayısı Şekil 4.1’den belirlenir.

Tablo 4.1 P1 kompresörünün yataklarındaki Sommerfeld katsayıları

Sommerfeld Sayıları	
Gövde Krank	0.192
Biyel Eksantrik	0.050
Dış Yatak	0.108
Biyel Perno	0.045
Silindir	379.048

4.1.2 Basmalı yataklar

4.2 denklemi, konsantrik olarak (yüksüz durum) çalışan bir basmalı yatağa uygulandığında sürtünme momenti bulunur:

$$\tau = \mu \frac{U}{e} \quad (4.13)$$

$$\tau = \mu \frac{r.w}{e} \quad (4.14)$$

$$\tau = \frac{2.\mu.\pi.N^1.r}{e} \quad (4.15)$$

$$dM = \tau.r^2.d\theta.dr \quad (4.16)$$

$$dM = \frac{2.\pi.\mu.r^3.N^1}{e}.d\theta.dr \quad (4.17)$$

$$M = \frac{2.\pi.\mu.N^1}{e} \int_0^{2\pi} d\theta \int_{r_0}^{r_1} r^3 dr \quad (4.18)$$

$$M = \frac{4\pi^2\pi N^1}{e} \int_{r_0}^{r_1} r^3 dr \quad (4.19)$$

$$M = \frac{\pi^2 \mu \cdot N^1 (r_1^4 - r_0^4)}{e} \quad (4.20)$$

Sürtünme momentinin açısal hız ile çarpımı sonucunda sürtünme gücünü veren ifade elde edilir.

$$H = w \cdot M \quad (4.21)$$

$$H = 2 \cdot \pi \cdot N^1 \cdot \frac{\pi^2 \mu \cdot N^1 (r_1^4 - r_0^4)}{e} \quad (4.22)$$

4.1.3 Piston-Silindir yatağı

(4.4) konsantrik olarak (yüksüz durum) çalışan bir basmalı yatağa uygulandığında (4.23) elde edilir:

$$F = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \cdot \mu \frac{U}{e} \quad (4.23)$$

Eğer U için açıya bağlı olan kinematik formül

$$U = r \cdot w \cdot \left[\sin \theta + \frac{r}{2l} \sin 2\theta \right] \quad (4.24)$$

(4.23)'de yerine konulursa [6],

$$F = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \cdot \mu \frac{r \cdot 2 \cdot \pi \cdot N}{60 \cdot e} \left[\sin \theta + \frac{r}{2l} \sin 2\theta \right] \quad (4.25)$$

elde edilir.

Çıkan sürtünme kuvvetinin çizgisel hız ile çarpılmasıyla sürtünme kaybı bulunur:

$$H = F \cdot U \quad (4.26)$$

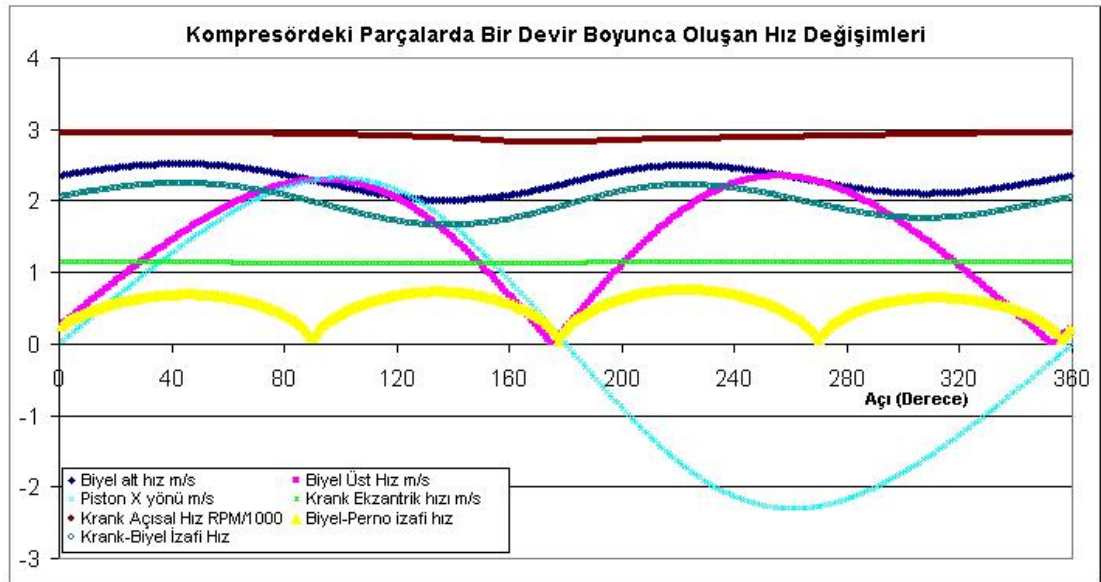
$$H = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \cdot \mu}{3600 \cdot e} \left[r \cdot 2 \cdot \pi \cdot N \left(\sin \theta + \frac{r}{2l} \sin 2\theta \right) \right]^2 \quad (4.27)$$

Piston-silindir yatağının Sommerfeld katsayısı hesabında piston ve silindir eksenlerinin mükemmel çakıştığı kabul edilmiş ve buna istinaden yük olarak sadece pistonun ağırlığı göz önüne alınmıştır.

4.2. Teorik Hesap Sonuçları

4.2.1 P1 kompresörü

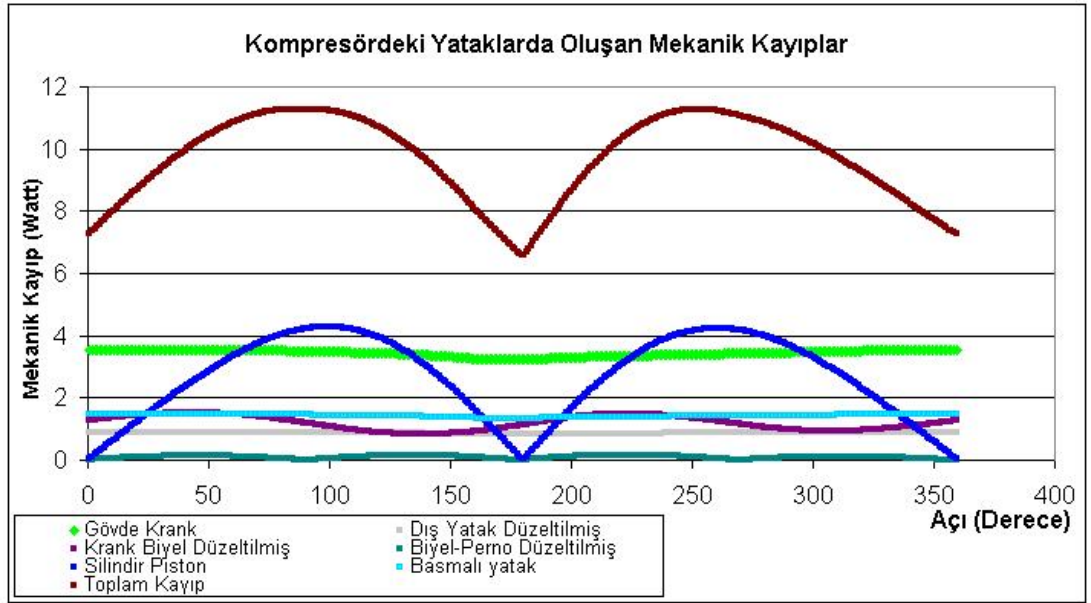
Yataklardaki her parçanın birbirlerine göre izafi hızları Adams Modeli'nden elde edilen çıktılar ile bulunmuştur. Hareketli parçaların krank açısına bağlı olarak hızları Şekil 4.4'de verilmiştir.



Şekil 4.4 P1 kompresörü hız-açı grafiği:

Hareketli parçaların krank açısına bağlı olarak mekanik kayıpları Bölüm 4.1'de elde edilen formüller ışığında hesaplanmıştır. Sommerfeld sayısı 0.15 değerinden küçük olan yataklarda oluşan kayıpların bulunması için Şekil 4.1'de verilen katsayılar uyarınca düzeltme yapılmıştır. Elde edilen mekanik kayıp değerleri açığa bağlı olarak Şekil 4.4'te verilmiştir.

Bir çevrim boyunca oluşan kayıp değerlerinin ortalaması Tablo 4.2'de verilmiştir. Tablo 4.2'den de görülebileceği gibi, soğutucu akışkan kompresörlerinde oluşan sürtünme kayıplarının iki ana kaynağı (yaklaşık üçte ikisi) piston silindir yatağı ve krank ana muylu-gövde yatağıdır.



Şekil 4.5 P1 kompresörü mekanik kayıp-açı grafiği

Tablo 4.2 P1 kompresöründe teorik olarak hesaplanan mekanik kayıplar [W]

Gövde Krank	3.441
Dış Yatak Düzeltilmiş	0.877
Krank Biyel Düzeltilmiş	1.192
Biyel-Perno Düzeltilmiş	0.092
Silindir Piston	2.667
Basmalı yatak	1.426
Toplam Kayıp	9.697

4.2.2 P2 kompresörü

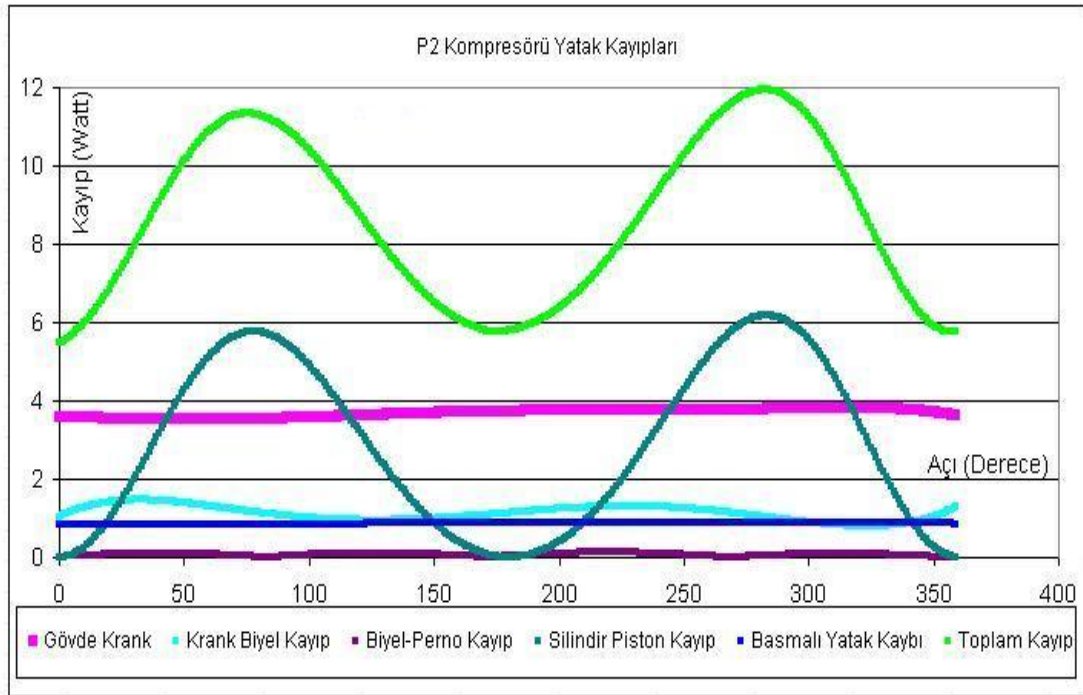
P2 kompresörünün Adams Modeli olmadığı için, bu tip kompresörün teorik yatak kayıpları hesabı için deneysel yollardan elde edilmiş krank hızı kullanılmıştır. Krank hızı bilinen kompresörde, kinematik formülden (4.8) piston hızı da bulunabilmektedir. Ancak biyel-perno hızı bulunamamıştır. Bu sebeple P2 kompresörünün biyel-perno yatağında oluşan mekanik kayıplar, perno çapı aynı olan P1 modelindeki kayıplar ile aynı kabul edilmiştir.

Yapılan Sommerfeld katsayısı hesaplarında, P2 kompresörünün bütün yataklarının az yüklü durumda çalıştığı tespit edilmiştir. Elde edilen Sommerfeld katsayıları Tablo 4.3'te verilmiştir.

Tablo 4.3: P2 kompresörü yataklarındaki Sommerfeld katsayıları

Sommerfeld Sayıları	
Gövde Krank	0.450
Biyel Eksantrik	0.221
Biyel Perno	0.215
SilindirPiston	61.732

Petroff denklemi uygulanarak elde edilen mekanik kayıp değerlerinin açığa bağlı sonuçları Şekil 4.6’da verilmiştir.



Şekil 4.6 P2 kompresörü mekanik kayıp açığı eğrisi

P2 Kompresörü yataklarında oluşan mekanik kayıpların ortalama değerleri Tablo 4.4’te görülmektedir.

Tablo 4.4 P2 kompresöründe teorik olarak hesaplanan mekanik kayıplar [W]

Gövde Krank	3.684
Krank Biyel Kayıp	1.124
Biyel-Perno Kayıp	0.069
Silindir Piston Kayıp	2.878
Basmalı Yatak Kaybı	0.873
Toplam Kayıp	8.629

Teorik hesaplar sonucunda P1 ve P2 kompresörleri arasında 1.07 Wattlık bir farkın olduğu görülmektedir.

5 SONUÇLAR

Tez kapsamında incelenen üç farklı deney sisteminin ikisinden sonuç alınmıştır. Bu sonuçların teorik hesaplarla karşılaştırması Tablo 5.1’de verilmiştir. Tablo 5.1’de verilen ölçüm ve hesap değerleri watt cinsindendir.

Tablo 5.1 Teorik hesaplar ve deney sonuçlarında elde edilen mekanik kaybın karşılaştırması

Kompresör	Sonuçlar		
	Dolaylı Ölçüm Yöntemi [W]	Diril Yöntemi [W]	Teorik Hesaplar [W]
P1 Kompresörü	9.408	15,252	9.697
P2 Kompresörü	9.370	9.576	8.629

- Dolaylı ölçüm yöntemi ile teorik hesaplamalarını sonuçları arasında P1 kompresöründe % 2, P2 kompresöründe ise %12 civarında fark olduğu görülmektedir.
- Diril yöntemi ile teorik hesaplar arasında P1 kompresörü için %35’lik, P2 kompresörü için ise %10’luk bir farklılık görülmektedir.
- İki deneysel yöntem olan Diril yöntemi ile dolaylı ölçüm yöntemi arasında P1 kompresöründe % 40’lık, P2 kompresöründe % 2 lik bir fark görülmektedir.
- P1 kompresörünün Diril metoduyla elde edilen mekanik kayıp sonucu, dolaylı ölçüm ve teorik hesap sonuçlarına göre % 40 civarında farklı çıkmıştır. Sonuçların bu mertebede farklı çıkmasının sebebi olarak deneylerin çalışma şartı sıcaklıklarında gerçekleştirilememiş olması ve bu noktaya ölçüm sistematığının dışında ikinci bir ekstrapolasyon ile ulaşılmasının sebep olduğu öngörülmektedir.
- P2 kompresörü için teorik hesapların Diril yöntemi ve Dolaylı ölçüm yöntemi sonuçlarından %10 mertebelerinde farklı olmasının sebebi olarak teorik

hesaplarda girdi olarak kullanılan Adams® programı sonuçlarının sabit yük altında elde edilen değerler olmasından kaynaklanabileceği öngörülmektedir.

- Dolaylı ölçüm yönteminde P1 kompresörü sonucunun P2 kompresörü sonucundan daha büyük olmasının sebebi ise P1 kompresörünün pV deneylerinin temel noktasından farklı bir noktada çalışırken yapılmasından kaynaklandığı öngörülmektedir.
- Tez içerisinde çalışma mantığı anlatılmış; ancak deneyleri tamamlanmamış olan “Hız Değişimi İle Ölçüm Yöntemi”nin soğutucu akışkan kompresörlerinin mekanik kayıp değerinin belirlenmesi amacıyla uygulanması gereken bir çalışma olduğu düşünülmektedir.
- Diril yönteminin çalışma mantığında bulunan ekstrapolasyon sebebiyle elde edilen sonuçların kesin değerler olmadığı düşünülmektedir. Ancak kompresörlerde yapılan değişikliklerin Diril yöntemi kullanılarak göreceli olarak tespit edilebileceği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Öztürk A. ve Kılıç A.**, 1993, Çözümlü Problemlerle Termodinamik, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.
- [2] **Sakitani K., Koiwa J. & Maekawa T.**, 1986, Performance Evaluation Of Hermetic Refrigeration Compressor Using Torque Measurement Method, Proceedings of International Compressor Engineering Conf. At Purdue.
- [3] **Lilie V. & Krueger M.**, 1990, Friction Losses Measurements On A Reciprocating Compressor Mechanism, Proceedings of International Compressor Engineering Conf. At Purdue.
- [4] **Lee H., Lee I. & Oh W.**, 1994, Measuring Friction Losses Using Accelerometer, Proceedings of International Compressor Engineering Conf. At Purdue.
- [5] **Kobayashi M, Hayashi A. Yoshimura T.**, 1998, Experimental Study On Journal Bearing Characteristics In Reciprocating Compressors For HFC-134a, Proceedings of International Compressor Engineering Conf. At Purdue.
- [6] **Cinisli F.**, 2003, Soğutucu Akışkanın Kompresör İndikatör (pV) Alanına Etkisinin Deneyisel Yöntemler ile İncelenmesi, İ.T.Ü. F.B.E. Yüksek Lisans Tezi.
- [7] **Holman, J.P.**, 1994, Experimental Methods For Engineers, Mc Graw Hill, A.B.D.
- [8] **Aydın C.**, 1998, AE 148 Kompresöründe Yatak Kaybının Belirlenmesi Amaçlı Temel Hesaplar, Arçelik A.Ş., İstanbul.
- [9] **Edis K. ve Karadoğan H.**, 1992, Akışkanlar Mekaniği Ders Notları 1, İstanbul .
- [10] **Kalkan A.**, 2002, Tek Pistonlu Bir Kompresörün Bilgisayar Yardımıyla Dinamik Analizi, İ.T.Ü. F.B.E. Yüksek Lisans Tezi.

ÖZGEÇMİŞ

Bora Abdik, 1977 yılında İstanbul’da doğdu. 1996 yılında orta öğrenimini İstanbul Bahçelievler Lisesi’nde tamamladı. 2001 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünden Makina Mühendisi olarak mezun oldu. Halen İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı’nda yüksek lisans öğrencisi olup İ.T.Ü. ve ARÇELİK A.Ş. arasında imzalanan özel bir anlaşma çerçevesinde ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi’nde çalışmalarına devam etmektedir.