

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE YAĞ DÖNÜŞÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. Ertuğrul ÜSTÜNDAĞ

Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ISI AKIŞKAN

HAZİRAN 2005

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE YAĞ DÖNÜŞÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. Ertuğrul ÜSTÜNDAĞ

(503031107)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 9 Mayıs 2005

Tezin Savunulduğu Tarih : 31 Mayıs 2005

Tez Danışmanı : Y. Doç.Dr. Erhan BÖKE

Diğer Jüri Üyeleri Doç.Dr. Hasan GÜNEŞ (İ.T.Ü.)

Doç.Dr. Şafak YILMAZ (İ.T.Ü)

HAZİRAN 2005

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezimin ortaya çıkmasında fikir ve önerileriyle beni yönlendiren çok değerli danışman hocam. Yrd. Doçent Dr. Erhan BÖKE'ye teşekkür ederim.

Bu çalışmanın yapılmasında bütün olanaklarını seferber eden Arçelik Araştırma ve Geliştirme Direktörlüğü'nden Sn. Şemsettin EKSERT'e ve Sn. Fatih ÖZKADI'ya teşekkür ederim.

Deneyin kurulumundan deneyin sonuçlanmasına kadar ki aşamalarda her türlü sorunlara karşı olumlu önerileriyle bana destek olan ve beni yönlendiren proje liderim Sn. Yalçın GÜLDALI'ya; deney süresince teknik desteğini esirgemeyen Sn. Sabahattin HOCAOĞLU'na, Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU'na, Sn. Ercan KURTULDU'ya, Sn. Faruk KOCABIYIK'a ve tüm diğer AR&GE Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim.

Çalışmam süresince bana yardımcı olan çok değerli arkadaşım Sn. Kemal BİLEN ve AR-GE Bölümü Yüksek Lisans öğrencilerine teşekkürlerimi sunarım.

Makine mühendisi olarak eğitimimde büyük pay sahibi olan çok değerli hocalarım Yrd. Doç. Dr. Murat ÇAKAN, Sn. Suna OKUR, Sn. Şehmus OKUR ve Sn. Gülay ARAL başta olmak üzere bütün İTÜ Makina Fakültesi hocalarına, asistanlarına ve teknisyenlerine teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, bu günlere gelmemde maddi ve manevi hiç bir desteğini esirgemeyen başta babam Rıza ÜSTÜNDAĞ olmak üzere aileme ve diğer bütün dostlarıma saygı ve sevgilerimi sunarım.

Mayıs 2005

Ertuğrul ÜSTÜNDAĞ

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	viii
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
1.1 Soğutma Sisteminde Yağın Görevi	1
1.2 Soğutma Sistemlerinde Yağ Dönüşü	3
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
2.1 Soğutma Sistemlerinde Yağın Isı Geçişine ve Basınç Düşümüne Etkisi	5
2.2 Akışkan/Yağ Karışımının Boru İçinde, Mikro kanallarda, Düz Levhadaki Akışı	12
2.3 Soğutma Sisteminde Hatta Kalan Yağ Miktarı	15
2.4 Yağ Dönüşüne Çözünürlüğün Etkisi	17
2.5 Yağ Dönüşüne Boru Çapının Etkisi	19
3. TEORİK İNCELEME	20
3.1 Hava ve Yağ Karışımının Akış Modelinin Belirlenmesi	20
3.2 Tam Gelişmiş Akışta Basınç Gradyanı ve Sürtünme Faktörü	24
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	25
4.1 Besleme Grubu	29
4.2 Yağ Toplama Kabı	30
4.3 Kompresör ve Kompresör Yağ Seviyesi Kalibrasyonu	31
4.4 Basınç Ölçer Kalibrasyonu	35
4.5 Kompresör Çıkışında Hız Ölçümü	39
5. DENEY DÜZENEGİNDE PARAMETRİK İRDELEMELER	41
5.1 Deneysel Çalışma-1: Yağsız ve Yağ Dönüş Borusu 7.93 mm	41
5.2 Deneysel Çalışma-2: Yağsız ve Yağ Dönüş Borusu 9.52 mm	43
5.3 Deneysel Çalışma-3: Yağ debisi 10 ml/h ve Yağ Dönüş Borusu 7.93 mm	44
5.4 Deneysel Çalışma-4: Yağ debisi 10 ml/h ve Yağ Dönüş Borusu 9.52 mm	47
5.5 Deneysel Çalışma-5: Yağ debisi 18.5 ml/h ve Yağ Dönüş Borusu 9.52 mm	49
6. DENEY SONUÇLARININ ANALİZİ	52
6.1 Boru Çapının Yağ Dönüş Borusunda Kalan Yağ Miktarına Etkisi	52
6.2 Yağ Debinin Yağ Dönüş Borusunda Kalan Yağ Miktarına Etkisi	53
6.3 Yağ Dönüş Borusunda Biriken Yağın Basınç Düşümüne Etkisi	54
6.4 Sürtünme Katsayısının Reynolds Sayısına Bağlı Değişimi	55

6.4.1 Deneysel Çalışma-1: Sistemin Yağsız ve Yağ Dönüş Borusunun 7.93 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı	55
6.4.2 Deneysel Çalışma-2: Sistemin Yağsız ve Yağ Dönüş Borusunun 9.52 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı	56
6.4.3 Deneysel Çalışma-3: Sisteme 10 ml/h Yağ Beslendiği ve Yağ Dönüş Borusunun 7.93 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı	57
6.4.4 Deneysel Çalışma-3: Sisteme 10 ml/h Yağ Beslendiği ve Yağ Dönüş Borusunun 9.52 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı	58
6.4.5 Deneysel Çalışma-5: Sisteme 18.5 ml/h Yağ Beslendiği ve Yağ Dönüş Borusunun 9.52 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı	59
6.4.6 Sürtünme Katsayısının Reynolds Sayısına Bağlı Değişimi	60
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	62
KAYNAKLAR	64
ÖZGEÇMİŞ	66

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No:</u>
Tablo 2.1.	R-12 için Düşey Emiş Borularında Yağın Sürüklenebilmesi için Gerekli Minimum Hız ve Kapasiteler 19
Tablo 4.1.	Kalibrasyon sonuçları..... 35
Tablo 6.1.	Kompresör çıkışında debi hesabı sonucu 56
Tablo 6.2.	Yağ dönüş borusunda sürtünme faktörü hesabı 56
Tablo 6.3.	Kompresör çıkışında debi hesabı sonucu 56
Tablo 6.4.	Yağ dönüş borusunda sürtünme faktörü hesabı 56
Tablo 6.5.	Kompresör çıkışında debi hesabı 57
Tablo 6.6.	Yağ dönüş borusu bilgileri 57
Tablo 6.7.	Yağ dönüş borusunda sürtünme faktörü hesabı 57
Tablo 6.8.	Kompresör çıkışında debi hesabı 58
Tablo 6.9.	Yağ dönüş borusu bilgileri 58
Tablo 6.10.	Yağ dönüş borusunda sürtünme faktörü hesabı 59
Tablo 6.11.	Kompresör çıkışında debi hesabı sonucu 59
Tablo 6.12.	Yağ dönüş borusu bilgileri 59
Tablo 6.13.	Yağ dönüş borusunda basınç düşümüne bağlı sürtünme faktörü.... 60
Tablo 6.14.	Yağ dönüş borusunun yağlı olduğu durumda sürtünme faktörü.... 60
Tablo 6.15.	Yağ dönüş borusunun yağsız olduğu durumda sürtünme faktörü..... 60

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No:
Şekil 1.1	: Örnek soğutma çevrimi..... 4
Şekil 2.1	: Yağın, ısı geçişine etkisini incelemek için kurulmuş düzenek [8] 6
Şekil 2.2	: Test bölmesi şematik gösterimi [8]..... 7
Şekil 2.3	: Çiller bölmesi [8] 8
Şekil 2.4	: Yağ derişikliği ölçmek için kullanılan örnekleme silindiri [8]..... 8
Şekil 2.5	: Saf HFC-134a'nın sabit ısı akısında ortalama ısı taşınım katsayısı kuruluk derecesi değışimi [8]..... 9
Şekil 2.6	: Saf soğutkan, R-134a'nın farklı kuruluk derecelerinde kütle akı-basınç düşümü ilişkisi [8] 10
Şekil 2.7	: Yağ derişikliğinin ısı geçişine etkisi [8] 11
Şekil 2.8	: Yağ derişikliğinin test bölmesi basınç düşüşüne etkisi [8]..... 12
Şekil 2.9	: Düz düzeneğinin şematik gösterimi [9] 13
Şekil 2.10	: Yağ film kalınlığının farklı modellerle ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması [9]..... 14
Şekil 2.11	: Kayma gerilmesi modeliyle yağ film kalınlığının tahmin edilmesi [9]..... 14
Şekil 2.12	: Farklı boru çaplarında birim uzunlukta kalan yağ miktarına etkisi [9] 15
Şekil 2.13	: Soğutma hattında yağ miktarını ölçmek için kurulmuş düzenek [10]..... 16
Şekil 2.14	: Kuruluk derecesinin ve kütle akının R134a/POE karışımında hatta kalan yağ miktarına etkisi [10]..... 16
Şekil 2.15	: Viskozitenin sıcaklık ve çözünmeyle değışimi [11]..... 17
Şekil 2.16	: Kompresörde yağ seviyesini ölçmek üzere tasarlanmış cam tüp düzeneği 18
Şekil 3.1	: Yatay düzlemde akış rejimleri [13] 21
Şekil 3.2	: İki fazlı akış için ideal model [13] 21
Şekil 3.3	: Hatta yağ beslendiği durum için yağ dönüş borusu kesiti 22
Şekil 4.1	: Deney tesisatı şeması 27
Şekil 4.2	: Deney tesisatı genel görünüşü 28
Şekil 4.3	: Sürme tipli damla ayar seti 29
Şekil 4.4	: Yağ toplama kabı 30
Şekil 4.5	: Yağ toplama kabı şeması 30
Şekil 4.6	: Kompresör ve yağ miktarı kalibrasyonu..... 32
Şekil 4.7	: Yağ dönüş deneyinde kullanılan kompresör..... 33
Şekil 4.8	: Kalibrasyon için kompresöre 50 cc yağın yağ seviyesi..... 33
Şekil 4.9	: Paint shop 6 programında yağ seviyesinin hassas belirlenmesi 34
Şekil 4.10	: Kompresör yağ seviyesi kalibrasyon sonucu..... 35
Şekil 4.11	: Basınç ölçer yerleşimi..... 36
Şekil 4.12	: Basınç ölçer kalibrasyon şeması 37

Şekil 4.13	: Kalibrasyon ekipmanlarından kalibratör, azot hattı, vakum pompası ve bağlantı boruları.....	38
Şekil 4.14	: Kalibrasyon için üç yollu vana, basınç ölçer, veri toplayıcı ve körlenmiş yağ dönüş hattı borusu	38
Şekil 4.15	: Kompresör çıkışından hız ölçümü	39
Şekil 4.16	: Kompresör çıkışından hız ölçümü	40
Şekil 5.1	: Dönüş Borusunun yağsız ve 7.93 mm dış çapında olduğu durum için basınç düşümü	41
Şekil 5.2	: Kompresörün çektiği gücün zamanla değişimi.....	42
Şekil 5.3	: Kompresör ortam sıcaklığının ve kompresör kafası sıcaklığının zamanla değişimi.....	43
Şekil 5.4	: Dönüş Borusunun yağsız ve 9.52 mm dış çapında olduğu durum için basınç düşümü	44
Şekil 5.5	: Kompresörün çektiği gücün zamanla değişimi.....	44
Şekil 5.6	: Yağ debisinin 10 ml/h ve yağ dönüş borusunun 9.53 mm olduğu durum için yağ dönüşü	45
Şekil 5.7	: Dönüş Borusunun yağlı ve 7.93 mm dış çapında olduğu durum için basınç düşümü	46
Şekil 5.8	: Kompresör çalışma süresince kullanmış olduğu gücün zamanla değişimi	47
Şekil 5.9	: Kompresör ortam sıcaklığının ve kompresör kafası sıcaklığının zamanla değişimi.....	47
Şekil 5.10	: Dönüş borusunun 9.52 mm olduğu durum için hatta kalan yağ miktarının zamanla değişimi	48
Şekil 5.9	: Yağ debisinin 10 ml/h olduğu durum için basınç düşümü değişimi	49
Şekil 5.10	: Yağ dönüş borusunda zamanla biriken yağ miktarı.....	50
Şekil 5.11	: Yağ debisinin 18.5 ml/h olduğu durum için basınç düşümü değişimi	50
Şekil 5.11	: Kompresör çalışma sürüsine kullanmış olduğu gücün zamanla değişimi	51
Şekil 5.12	: Kompresör ortam sıcaklığının ve kompresör kafası sıcaklığının zamanla değişimi.....	51
Şekil 6.1	: Sabit yağ debide boru çapının hatta kalan yağ miktarına etkisi	53
Şekil 6.2	: Yağ debisinin yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarına etkisi.....	53
Şekil 6.3	: Yağ dönüş borusunun 7.93 mm olduğu durum için yağın basınç düşümüne etkisi.....	54
Şekil 6.4	: Yağ dönüş borusunun 9.45 mm olduğu durum için yağın basınç düşümüne etkisi.....	54

SEMBOL LİSTESİ

A	: Kesit alanı [m^2]
Ç	: Islak çevre [m]
D	: Boru akış kesit çapı [m]
DB	: Dönüş borusu
DBH	: Dönüş borusundaki hava
h	: Hidrolik
L	: Yağ dönüş borusu boyu [m]
<i>m</i>	: Debi [kg/s]
p	: Basınç [Pa]
Re	: Reynolds sayısı
U	: Hava hızı [m/s]
V	: Hatta kalan yağ hacmi [m^3]
x	: Boru boyu [m]
α	: Yağ ıslatma açısı [rad]
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
v	: Kinematik viskozite [m^2/s]

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE YAĞ DÖNÜŞÜ

ÖZET

Yağ dönüşü, soğutma sistemlerinin güvenilirliği açısından şu ana kadar üzerinde durulan konuların başında gelmektedir. Yağın soğutma sisteminde, hareket eden parçalar arasında sürtünmeyi ve aşınmayı azaltmak; piston silindir arasındaki sızdırmazlığı sağlamak, böylece sıkıştırılan gazın silindirden kompresör muhafazasına kaçışını engellemek; sürtünme sonucu ortaya çıkan ısıyı uzaklaştırmak gibi temel görevleri vardır. Soğutma sistemlerinde yağ, kompresör muhafazasında bulunmaktadır. Soğutma işlemi sırasında, kompresör muhafazasında bulunan yağın bir kısmı soğutucu akışkanla birlikte soğutma sistemine atılmaktadır. Atılan yağların bir bölümü yoğunlaştırıcı ünitesinde, bir bölümü buharlaştırıcı ünitesinde, bir bölümü kompresör çıkış ve dönüş borularında sıvanmış halde, bir bölümü ise soğutucu akışkan içinde çözünmüş olarak bulunmaktadır. Yeterli önlemler alınmadığı durumlarda soğutma hattında biriken yağlar zamanla kompresörün yağsız kalmasına ve soğutma sisteminin ömrünün kısalmasına neden olmaktadır. Bununla birlikte ısı değiştiricilerinde ısı geçişinin azalmasına ve kompresör dönüş hattında basınç düşüşüne sebep olarak soğutma sisteminin performansını da büyük oranda etkilemektedir.

Soğutma sistemlerinde yağ dönüşünü etkileyen parametreler viskozite, çözünürlülük, sıcaklık, boru çapı, kompresör soğutma kapasitesi ve yükseltidir. Bu parametreler de göreceli olarak birbirini etkileyebilmektedir. Viskozite arttıkça yağ dönüşü zorlaşmaktadır. Çözünürlülük ve sıcaklığın yağ dönüşüne etkisi viskoziteye olan dolaylı etkisinden kaynaklanmaktadır. Çözünürlük ve sıcaklık arttıkça viskozite azalmaktadır. Yağın taşınmasına boru çapının etkisi soğutkanın sürüklenme hızına olan etkisindendir. Normal soğutma sistemlerinde soğutkan debisi sabittir. Çap azaldıkça akışkanın yağı sürüklenme hızı artmaktadır. Bu durumda küçük çaplarda yağ daha iyi taşınmasına rağmen hat boyunca daha fazla basınç düşüşü meydana geleceği için çap seçimi için optimizasyon yapmak gerekmektedir. Kompresör kapasitesinin yağ dönüşüne etkisi soğutkan ve yağın sürüklenme hızını değiştirmesinden kaynaklanmaktadır. Kompresör soğutma kapasitesi arttıkça yağı taşıyacak olan soğutucu akışkanın sürüklenme hızı artmakta ve yağ dönüşü iyileşmektedir. Yer çekimi kuvvetinin etkisinden dolayı yükselti yağ dönüşünü zorlaştırmaktadır.

Soğutma sistemlerinde yağ dönüşü probleminin en kritik olduğu yer buharlaştırıcı son bölümleri ve kompresör dönüş hattıdır, çünkü bu kısımlarda sıcaklık ve yağda çözünen akışkan miktarı en düşük seviyelerdedir. Bu kısımlarda yağı kompresöre taşıyan temel etken, gaz haldeki soğutkanın sürüklenme hızıdır. Bu çalışmada soğutucu akışkan yerine hava kullanılarak soğutma sistemindeki buharlaştırıcı son

kıvrımları ve dönüş hattı benzetim yapılmıştır. Atmosfer basıncında deneyler yapılarak yukarıda bahsedilen yağ dönüşüne etken parametrelerden boru çapı ve farklı yağ debisinin yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarına ve boru boyunca basınç düşümüne etkisi göreceli olarak incelenmiştir. Sonuçta, sürtünme katsayısının Reynolds sayına bağlı grafiği elde edilmiştir.

OIL RETURN IN REFRIGERATION SYSTEMS

SUMMARY

Oil return is one of the major topics that has been focused on the safety of the refrigeration systems for many years. Oil that is used as a lubricant in refrigeration system has some duties like to prevent friction and corrosion between moving parts in compressor, to prevent gas leakage from high pressure side to low pressure side of the piston and cylinder surfaces and to take away the heat dissipated from the compressor. The lubricant oil takes place in compressor carter and while the refrigeration is being held, tiny particles of the oil is being carried out from the compressor as a mixture with refrigerant to the other cooling equipments such as hot gas line, condenser, evaporator, and suction line. When the oil accumulates in these components, it affects the heat transfer rate and pressure drop in the cooling components and even it damages the compressor when the oil return is insufficient.

The parameters which affect the oil return characteristics are the viscosity, solubility, temperature, pipe diameter, compressor capacity and the gravity. Characterized parameters can also interact each other. The increase in viscosity can result in oil return problem. The affect of temperature and solubility on the oil return characteristic of the refrigeration system is due to its effect on viscosity of the oil. The increase in temperature and solubility results in viscosity decrease. During cooling operation, mass flow is constant so decrease in pipe diameter results in increasing refrigerant flow rate that carries oil to the compressor; however decrease in diameter increases the pressure drop through the pipe that affects the system cooling efficiency. So optimization should be held to choose optimum pipe diameter with respect to oil return criteria and pressure drop in suction line. Increase in compressor capacity ease the oil return in refrigeration system, because as the capacity increases, mass flow rate and also refrigerant velocity that carries oil to the compressor increases. Finally, gravity parameter makes difficulty in oil return for up flows.

The critical oil return problem exists at the evaporator outlet and suction line, since viscosity of the oil at this point is the greatest in all system. That is because of the lowest temperature and solubility level of the oil in the suction line. At these parts, the main factor that carries oil to the compressor is the superheat gas state of the refrigerant velocity. In this study, the superheat refrigerant gas state is simulated with atmospheric pressure air. The oil that is taken away with the refrigerant is simulated as being given an oil from outside to the simulated suction line. Then, the affect of pipe diameter, and the oil circulation rate on oil hold up and the pressure drop through the horizontal suction line is measured and the friction factor is calculated as a function of Reynold's number.

1. GİRİŞ

1.1 Soğutma Sisteminde Yağın Görevi

Soğutma sisteminde yağlama yağının görev yaptığı ve ait olduğu yer kompresördür. Kompresörde yağın üç temel görevi bulunmaktadır, bunlar:

- 1) Hareket eden parçalar arasında sürtünmeyi, ve aşınmayı azaltmak,
- 2) Piston silindir arasındaki sızdırmazlığı sağlamak, böylece sıkıştırılan gazın silindirden kartere kaçışını engellemek,
- 3) Sürtünme sonucu ortaya çıkan ısıyı uzaklaştırmaktır

Bunların dışında soğutma yapılırken yukarıda belirtilen özellikler dışında aşağıdaki özellikler de yağlama yağlarından beklenir:

- Sıkıştırılan gazın basma hattından emme hattına sızmasını azaltmalıdır.
- Soğutucu olarak yardımcı olmalıdır, karterde ısınan parçaların ısınıp uzaklaştırmalıdır.
- Kompresörde dönel elemanlarda meydana gelen gürültüyü sönümlendirmelidir.
- Hermetik sistemlerde motor sargıları yağla temas edeceğinden elektrik geçirgenliği çok düşük olmalıdır.
- Ne kadar önlem alınırsa alınsın yağlama yağının bir kısmı yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıya gideceği için düşük sıcaklıkta bile yeterince akıcı olmalıdır ve akışkanla çözünmeyi sürdürmelidir
- İyi bir ısı geçişi sağlaması ve kompresöre hızlı dönebilmesi için akışkanla karışma özelliğini sürdürmelidir.
- Yağ içinde asılı vaziyette katkı maddeleri bulunmamalıdır çünkü bu maddeler kılcal boru veya genleşme vanalarında tıkanmaya yol açabilir ve ayrıca buharlaştırıcı iç yüzeylerine sıvanıp ısı geçişini olumsuz etkiler.
- Temasta bulunduğu soğutucu akışkan, metal yüzeyler, motor sargı elemanlarıyla kimyasal olarak reaksiyona girmemelidir veya kimyasal olarak kararlı olmalıdır.
- Elde edilmesi kolay ve fiyatı uygun olmalıdır.

Sonuçta ideal bir yağ bulmak mümkün değildir, bu yüzden önemli olan en uygun durumu belirlemektir. Mesela, viskozitesi yüksek yağ kompresörde iyi bir sızdırmazlık sağlarken, tam aksine yağın kompresöre taşınması, buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda sıvanıp ısı iletkenliğini kötüleştirilmesi gibi özelliklerinden dolayı da ters etki göstermektedir. Bununla birlikte, yağda çok az köpürme, sesin sönümlenmesi için faydalıyken, fazla miktarda köpürme ise yağlama yağının gereken yere gerekli miktarda taşınmamasına sebep olmaktadır [1]. Soğutma sistemlerinde yağ, kompresör muhafazasında bulunmaktadır. Soğutma işlemi sırasında, kompresör muhafazasında bulunan yağın bir kısmı soğutucu akışkanla birlikte soğutma sistemine atılmaktadır. Atılan yağın bir kısmı yoğuşturucu ünitesinde, buharlaştırıcı ünitesinde, kompresör çıkış ve dönüş borularında sıvanmış halde, bir kısmı ise soğutucu akışkan içinde çözünmüş olarak bulunmaktadır. Yeterli önlemler alınmadığı durumlarda soğutma sistemi içinde farklı yerlerde biriken yağlar zamanla kompresörün yağsız kalmasına ve soğutma sisteminin ömrünün kısalmasına neden olabilmektedir. Bununla birlikte yağ oranı belli bir oranı geçtikten sonra, ısı değiştiricilerinde ısı geçişinin azalmasına ve kompresör dönüş hattında basınç düşümüne sebep olarak soğutma sisteminin performansını da kötü yönde etkilemektedir [2].

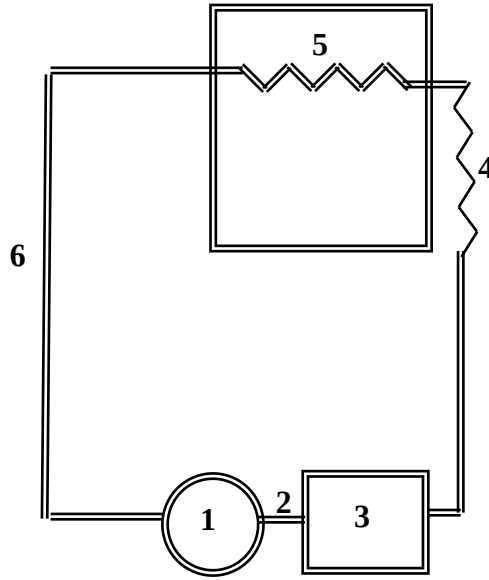
Yağ dönüşü üzerine yapılan çalışmada, kompresör çıkış ve dönüş borularının farklı akış şekilleri temsil edilmiş ve deneylerde hava ile yağ kullanılarak basınç düşümü ve yağ film kalınlığı deneysel olarak ölçülmüştür [3]. Diğer bir çalışmada, kompresör dönüş borusunda ve yukarı akışta kızgın buharın yağı taşıyabilmesi için gerekli minimum ortalama hız değeri için amprik bir bağıntı elde edilmiştir [4]. Kompresör dönüş hattının dikey konumda ve akışın yukarı olduğu durum için yağ film kalınlığının, hava debisi, yağ debisi ve boru çapıyla değişimi incelenmiştir [5]. Gerçek soğutma sistemi üzerindeki bir diğer çalışmada ise ısı değiştiricileri ve kompresör dönüş hattı girişlerine farklı debilerde yağ zerk edilip bahsi geçen ekipmanların çıkışında yağın tutulması suretiyle kalan yağ miktarı ölçülmüştür [6].

1.2 Soğutma Sistemlerinde Yağ Dönüşü

Kompresörden atılan yağların tekrar kompresöre geri kazandırılması soğutma sistemlerinin uzun dönem güvenli bir şekilde çalışabilmesi için önem arz etmektedir. Bu yüzden soğutma tesisatı kurulurken yağ dönüşünü göz önünde bulundurmamak gerekmektedir. Gerekli önlemler alınmadığı takdirde kompresörün yağsız kalıp aşırı ısınma sonucu yanması gibi problemlerle karşılaşılabilir. Bu yüzden de soğutma sisteminde kompresörün attığı yağın hareketini bilmek ve ona göre önlem almak gerekmektedir.

Yağın soğutma çevriminde hareketi için Şekil 1.1’de örnek soğutma çevrimi gösterilmiştir. Kompresör muhafazasında (1), yağlayıcı vazife görmek üzere bir miktar yağ bulunmaktadır. Karterde bulunan yağ, kompresör çalıştığında yağ pompası vasıtasıyla yağ karterden taşınır ve yağ fişkirir. Yağ zerrecikleri soğutkanla karışır ve emme hattından pistonla ve oradanda yüksek basınç hattına (2) atılmaktadır. Soğutkanla birlikte atılan bu yağ, daha sonra yoğuşturucuya (3) geçmektedir. Yoğuşturucuda, soğutkan yoğuşarak sıvı hale geçmektedir. Atılan yağın bir kısmı yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutkan içinde çözünmektedir. Çözünmeyen yağ ise özgül ağırlığı sıvı soğutkana göre daha az olduğu için boru içinde yükselerek sıvı soğutkan üstünde ikinci bir tabaka oluşturmaktadır [3]. Oluşan bu tabaka, boru cidarında tutunarak cidarda film tabakası oluşturmaktadır. Film tabakasının kalınlaşması belli bir orandan sonra ısı geçişi azaltırken, cidarda kalan yağ miktarını da arttırmaktadır. Yoğuşturucuda sıvı soğutkanın hızı düşük seviyelerdir. Bu halde yoğuşturucudan çıkan sıvı soğutkan ve yağ karışımı kısımla vanasına ya da kılcal boruya (4) geçmektedir. Kılcal boru çıkışında, soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı düşmektedir. Soğutkanın basıncı ve sıcaklığının düşmesi, soğutkanın yağ çözme kabiliyetini azaltmaktadır. Kılcal boru çıkışı ile buharlaştırıcıya geçiş bölgesinde boru çapının genişlemesinden dolayı, soğutucu akışkan ani olarak buharlaştırıcı girişine püskürmektedir. Bu durum, buharlaştırıcıya soğutucu akışkanla birlikte geçen yağın boru içinde taşınmasını olumlu yönde etkilemektedir. Buharlaştırıcıda (5) buharlaşma basıncı ve sıcaklığı azaldığı için yağın viskozitesi artarken, çözünme oranı da azalmaktadır. Buharlaştırıcıda hareket eden düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutkan dış ortamdan aldığı ısı ile buharlaşarak ve zamanla kuruluk derecesi artmaktadır. Orta kuruluk derecesinde hatta kalan yağ

miktarı azdır, çünkü sıvı soğutkan ile yağ karışımını soğutkanın buhar fazı sürüklemektedir. Yüksek kuruluk derecelerinin gözlemlendiği buharlaştırıcı son kıvrımları ve kompresör dönüş hattında (6) soğutucu borularında daha fazla yağ kalmaktadır. Bu duruma neden olan temel etken, sıcaklığın çok düşük olmasıdır . Ayrıca, diğer bir etken ise düşük basınçtan dolayı yağ içinden akışkanın en fazla çözüldüğü yer olmasıdır. Her iki durumda yağın viskozitesini artırmaktadır. Bu bölgede yağı kompresöre sürükleyecek tek kuvvet yağın sürüklenme hızıdır. Bu bölgede yeterli soğutucu akışkan hızı sağlanmaz ise yağ bu kısımlarda kalarak kompresörün yağsız kalıp yanmasına yol açmaktadır [7].



Şekil 1.1 : Örnek soğutma çevrimi

Bu çalışmanın amacı yağ dönüş probleminin en çok gözlemlendiği bölge olan buharlaştırıcı son kıvrımları ve kompresör dönüş hattının simule edilerek yağ dönüşüne etken parametrelerin göreceli olarak incelenmesidir. Bu çalışmada soğutucu akışkan yerine hava kullanılarak soğutma sistemindeki buharlaştırıcı son kıvrımları ve dönüş hattı modellenmiştir. Atmosfer basıncında deneyler yapılarak yağ dönüşüne etken parametrelerden boru çapı ve farklı yağ debisinin yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarına ve boru boyunca basınç düşümüne olan etkisi göreceli olarak incelenmiştir. Sonuçta, sürtünme katsayısının Reynolds sayına bağlı grafiği elde edilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Soğutma Sistemlerinde Yağın Isı Geçişine ve Basınç Düşümüne Etkisi

Soğutma sistemlerinde yağ, hareketli parçalarda yağlayıcı olarak kullanılmaktadır. Kompresörden sisteme atılan yağın evaporatörlerde akış şeklinin değişimine, basınç düşümüne ve ısı geçişine etkisi büyük olmaktadır. Akışkanın yüzey gerilmeleri, viskozite ve ısı iletkenliği içerdiği yağ miktarıyla değişmektedir [8].

Tichy, Duval ve Macken (1986)'in CFC-12 ile yaptıkları çalışmada 65 cSt viskoziteli yağ kullanarak soğutkan kalitesinin ısı geçişi katsayısına etkisini incelemişlerdir. Buna göre, düşük kalitedeki soğutkanın yağ içermesi ısı geçişini artırırken, yüksek kalitedeki soğutkanın yağ içermesi ısı geçişini azaltmaktadır.

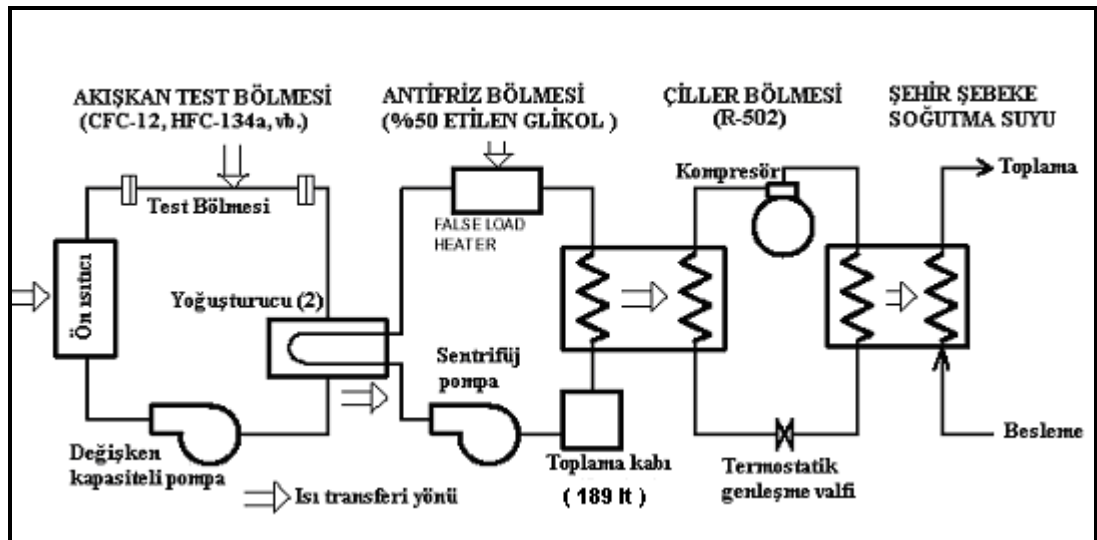
Spatz ve Zheng (1990), CFC-12 /mineral yağ ve R-134a/PAG yağ karışımlarının buharlaşma ve yoğuşma durumlarındaki ısı geçişi katsayılarına etkisini incelemişlerdir. Sonuçta, R-134a ile her durumda %10 ile %20 arasında daha fazla ısı geçişi katsayısı elde edilmiştir.

Fukushima ve Kudou (1990) yaptıkları çalışmada zorlanmış taşınımli buharlaşma ve yoğuşma durumunda bölgesel ısı geçişi katsayısını ölçmüşlerdir. HFC-134a/PAG yağ karışımı ve CFC-12/mineral yağ karışımı test edilmiştir. Sonuçta, soğutkan kalitesi 0.90'a kadar ısı geçişi katsayısı artarken bu değerden sonra ısı geçişi katsayısı hızla düşmektedir. Kütlece %10 yağın olduğu durum için ısı geçişi katsayısı %20 kadar azalmaktadır.

Hambraeus'un (1990) elektrikli ısıtıcı kullanarak düz boruda yaptığı çalışmada, düşük ısı akılarında %0.5 yağ oranında, %20 oranında ısı geçişi katsayısı artmaktadır. Yüksek ısı akılarında ise %2 yağ oranında ısı geçişi katsayısı %20 kadar azalmaktadır.

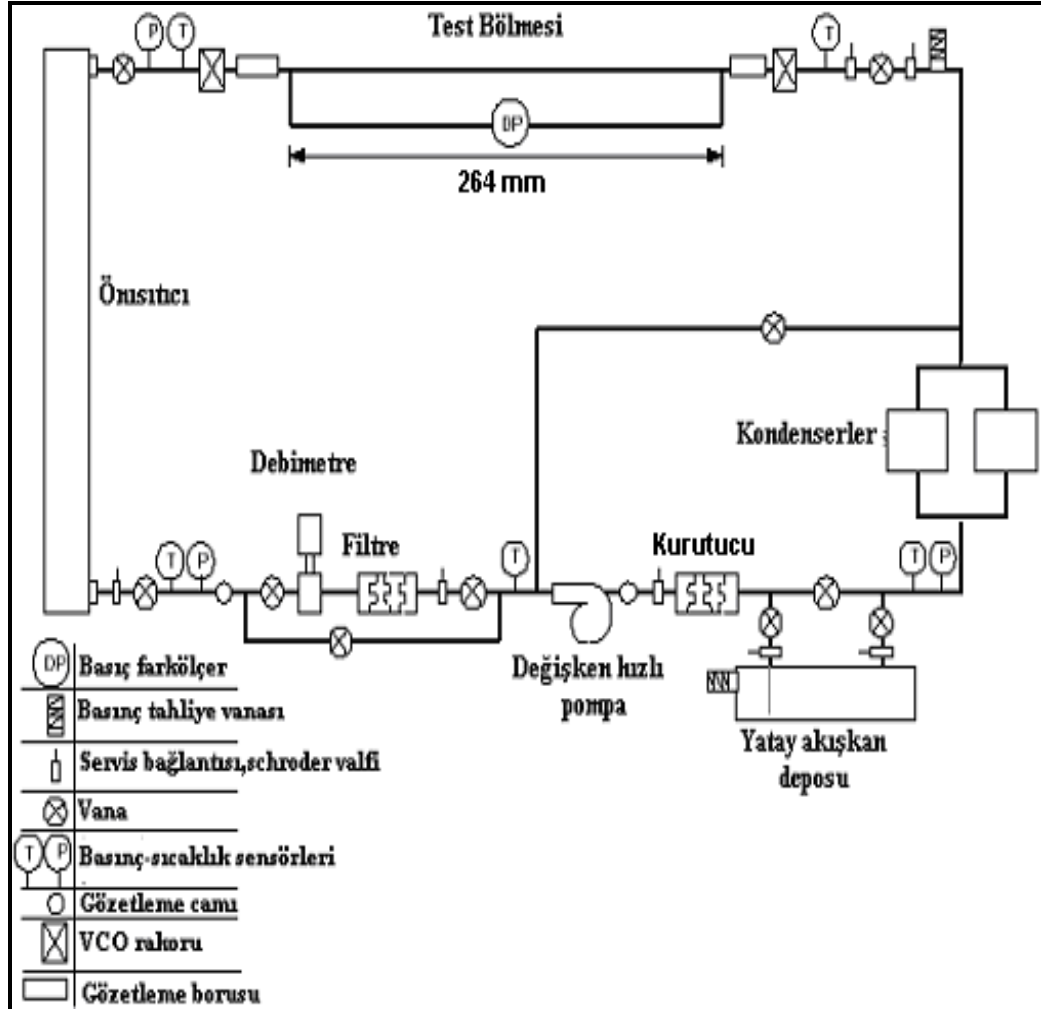
Eckels ve Pate'nin (1991) yaptığı çalışmada HFC-134a/PAG karışımı ile CFC-12/naftanik yağ karışımının buharlaşma ve yoğuşma ısı geçişi katsayıları incelenmiştir. Yağ derişikliği %0'dan %5.4'e kadar değıştirilmiştir. HFC-134a içinde, kütlece düşük oranda PAG yağ bulunması, yağ bulunmamasına göre ısı geçişini %10 oranında artırmaktadır. HFC-134a içinde, kütlece %5.4 oranında yağ içermesi durumunda ise ısı geçişini %40-%50 oranında azaltmaktadır. CFC-12/naftenik yağ içinde benzer durumla karşılaşmaktadır. Kütlece %2.5 yağ oranına kadar, saf soğutkana göre, ısı geçişi katsayısı %5-%8 oranında artarken; kütlece %2.5 dan daha fazla yağ oranında ısı geçişi katsayısı, saf soğutkana göre, %40 azalmaktadır.

Panek'in çalışmasında CFC-12 yerine HFC-R-134a gazına geçilmesi üzerine değışecek olan ısı geçişi katsayısı ve basınç düşümlerini belirlemek için yapılan çalışmada kullanılan deney düzeneğinin şematik çizimi Şekil 2.1'de verilmiştir. Bu deney düzeneğindeki temel bölme akışkan test bölmesidir. Yoğuşturucudan aşırı doymuş sıvı (subcool) olarak çıkan soğutkan, sıvı halde değışken kapasiteli kompresörle önısıtıcıya pompalanır. Önısıtıcıda akışkana yeterli miktarda ısı verilerek soğutkanın kaynaması sağlanır. Test bölümünde daha fazla ısı verilerek soğutkanın buharlaşması sağlanır. Çevrim böylece devam eder.



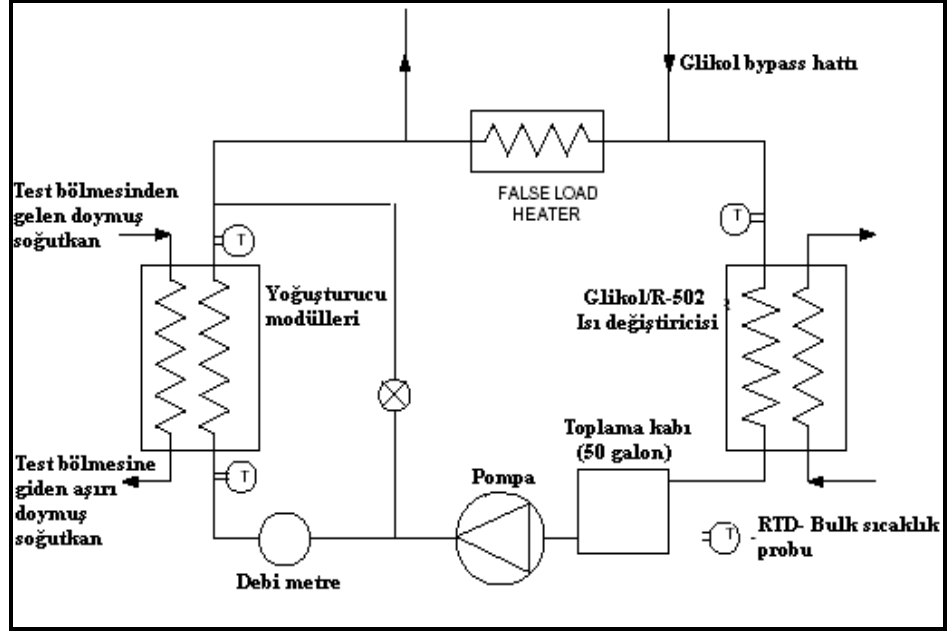
Şekil 2.1 : Yağın, ısı geçişine etkisini incelemek için kurulmuş düzeneğin [8]

Bahsi geçen çevrimin akışkan test bölgesinin detaylı çizimi aşağıda verilmiştir. Pompa çıkışından yoğuşturucu girişine yapılan by-pass valfi test bölgesi kütleli debisini kabaca ayarlamak içindir. İnce ayar, değişken hızlı pompanın devrini değiştirerek yapılmaktadır.



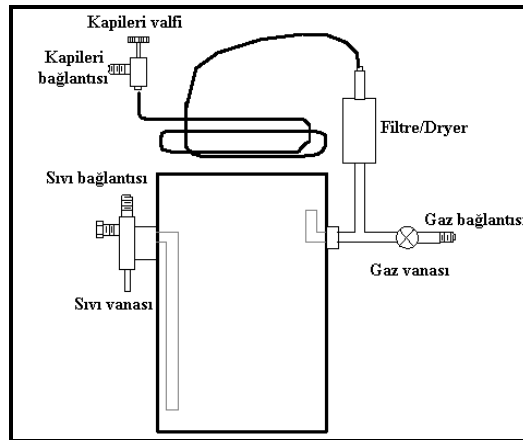
Şekil 2.2 : Test bölgesi şematik gösterimi [8]

Etilen glikol/R-502 çiller bölgesinin ana elemanları Şekil 2.3 te görüldüğü üzere yoğuşturucu grubundan, etilen glikol/su çözeltisi(tuzlu su), R-502 çiller ve kontrol sisteminden oluşmaktadır. R-502 çillerin kurulma amacı almış olduğu ısıyı şebeke suyuna aktarmaktır.



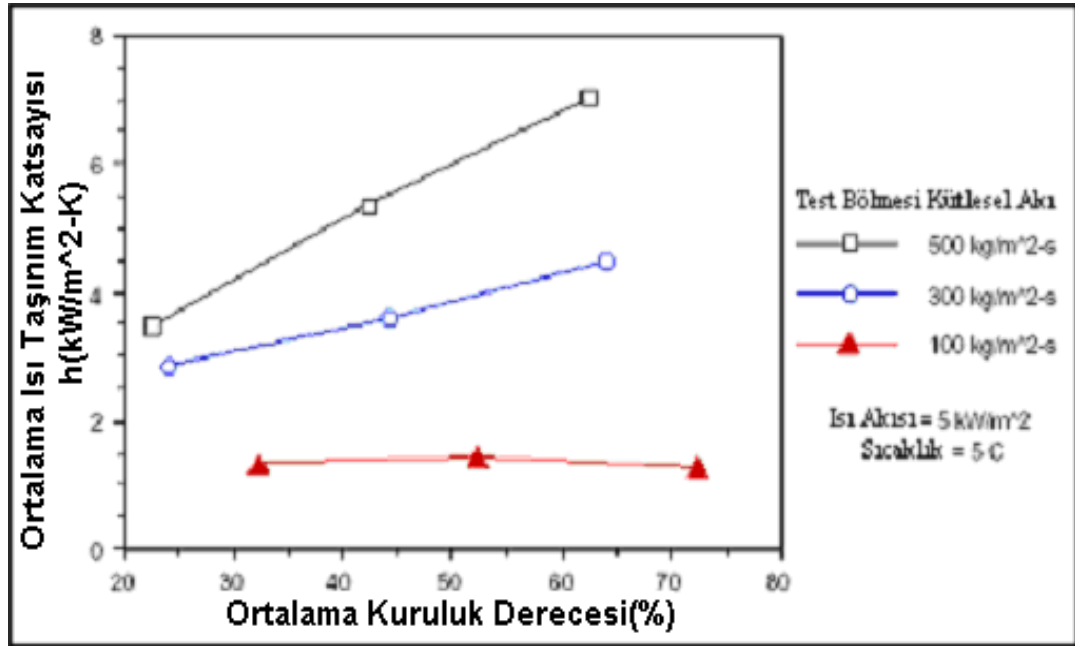
Şekil 2.3 : Çiller bölgesi [8]

Yağ derişikliğini ölçme işlemi şu şekilde yapılmaktadır. İlk başta, Şekil 2.4'te görülen boş silindir tartılmaktadır. Daha sonra aşırı soğumuş sıvı soğutkan-yağ karışımı örnekleme silindirine alınmaktadır. Bu şekilde tartılan silindirin içindeki yağ-akışkan miktarı belirlenmektedir. Daha sonra karışım yavaş yavaş ısıtılarak akışkanın yağdan ayrışması sağlanmaktadır. Bu şekilde 3.kez tartılan silindirin ağırlığı ile boş silindir arasındaki fark yağ miktarını vermektedir. 2.ölçüm sonucunda bulunan yağ-akışkan karışımından yağ miktarı çıkartılarak örnekleme kabındaki soğutkan miktarı belirlenmektedir.



Şekil 2.4 : Yağ derişikliği ölçmek için kullanılan örnekleme silindiri [8]

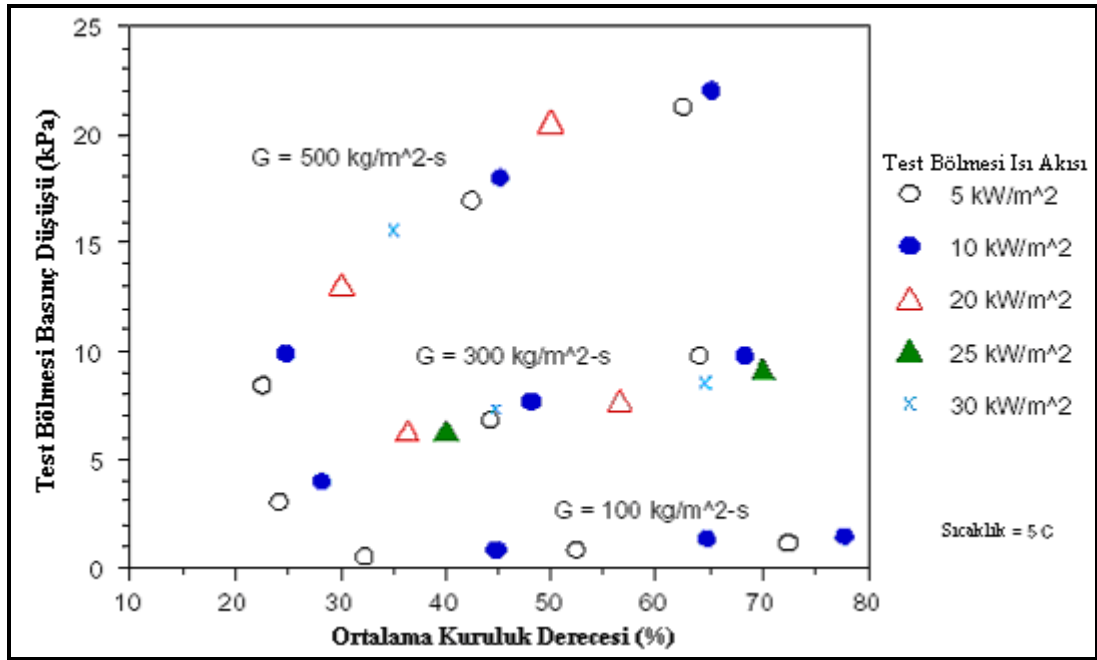
Kütlesel akının, ısı geçişine etkisi Şekil 2.5'te görülmektedir. Buna göre düşük kütlesel akılarda boru içinde dalgali akış (=stratified wavy) olduğu için boru cidarının sadece alt tarafı ıslanmaktadır. Bu yüzden ısı geçişi az olmaktadır. Yüksek kütlesel akılarda ise boru içinde halkasal akış olmaktadır. Halkasal akışta boru cidarının tamamı ıslanmakta ve böylece ısı geçişi yüksek olmaktadır. Sonuçta, halkasal akışın ısı geçiş katsayısı dalgali akış (=stratified wavy) göre daha fazla olmaktadır.



Şekil 2.5 : Saf HFC-134a'nın sabit ısı akısında ortalama ısı taşınım katsayısı kuruluk derecesi değişimi [8]

Saf soğutkanlarda basınç düşüşü kütlesel akıya , ortalama kuruluk derecesine ve akış rejimine bağlı olarak değişmektedir. Basınç düşüşü, halkasal akışta kütlesel akının ve ortalama kuruluk derecesinin artmasıyla artmaktadır. Bu duruma, boru içindeki yüksek soğutkan hızı ve cidardaki yüksek hız farkı sebep olmaktadır.

Soğutkanların kinematik viskoziteside basınç düşümünde etkili olmaktadır. 5°C'de R-134a'nın kinematik viskozitesi CFC-12'den daha fazla olduğu için %18.5 kadar daha fazla basınç düşüşü meydana gelmektedir. Şekil 2.6'da basınç düşümünün kütlesel akıyla ve ortalama kuruluk derecesiyle değişimi verilmiştir.

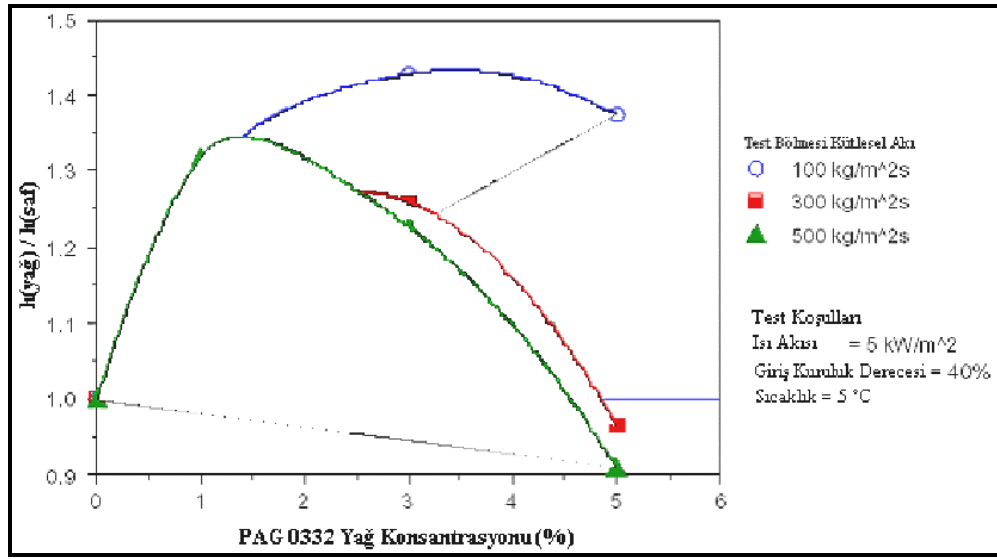


Şekil 2.6 : Saf soğutkan, R-134a'nın farklı kuruluk derecelerinde kütleli akı-basınç düşümü ilişkisi [8]

Kuruluk derecesi arttıkça, sıvı soğutkan buharlaşmakta ve soğutkan içindeki yağ oranı artmaktadır. Bu durumda çözüneme sınırına bağlı olarak, boru içinde iki tip katman oluşmaktadır. Birinci katman, sıvı soğutkanca zengin olan ve boru alt yüzeyinde olan katman; ikinci katman ise yağca zengin olan ve boru üst cidarındaki katmandır. Yatay harekette, iki katmanlı akış olduğunda, yağca zengin sıvı tabakası boru üst cidarını kaplarken, sıvı soğutkanca zengin katman borunun alt cidarını ıslatarak ısı geçişini artırmaktadır. Eğer yeterli miktarda yağ olmazsa boru üst cidarında kuru kısım(=dryout) kalacaktır, sonuçta da ısı geçişi azalacaktır. Buharlaştırıcı da kuru kalma problemi en çok yüksek kuruluk derecesinde görülmektedir.

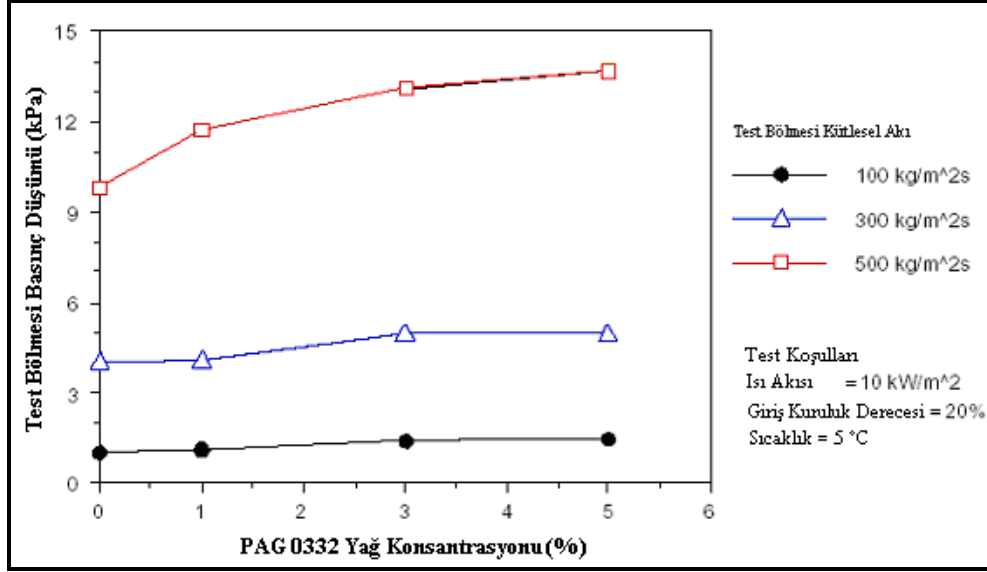
Isı geçişine yağın bir diğer etkisi köpük oluşumudur. Köpük oluşumu, özellikle yüksek hızlarda halkasal akışlarda meydana gelir. Yüksek hızdaki soğutkan buharı sıvı katmanda çalkantı oluşturarak kabarcık meydana getirmektedir. Yağ ve soğutkan karışımının yüzey gerilmesi saf soğutkana göre daha fazla olduğu için oluşan kabarcıklar hemen kaybolmamaktadır. Kabarcıklar daha sonra tüm sıvı tabaka içine yayılmaktadır. Oluşan bu soğuk kabarcıklar sıcak duvara çarparak buharlaşma hızını artırmaktadır. Yağın ısı geçişine olan etkisi Şekil 2.7'de görülmektedir. Yağ

derişikliği %0 iken ısı geğişi oranı $[h_{ip}(yağ)/h_{ip}(saf\ soğutkan)]$ 1'dir. Düşük yağ derişikliklerinde ısı geğişi oranı 1'den büyük olur iken, yüksek yağ derişikliklerinde bu oran 1'den daha küçük olmaktadır. Yağ miktarı arttıkça ısı geğişi kötüleşmektedir. $100\text{ kg/m}^2\text{-s}$ de ise ısı geçişinin daha iyi olduğu görölmektedir. Bu durumun sebebi düşük kütleli akılarda yağ sıvı soğutkan üzerinde yükselerek boru üst yüzeyindeki boşlukları doldurmaktadır. Böylece boru yüzeyinde daha fazla ısı transferi yüzeyi oluşmaktadır. Yağın içinde de belli miktarda sıvı soğutkan çözündüğü için bu soğutkanlarda buharlaşarak daha fazla ısı geğişi sağlanmış olmaktadır.



Şekil 2.7 : Yağ derişikliğinin ısı geçişine etkisi [8]

Soğutkana yağ eklenmesi karışımın viskozitesini artırmaktadır. Bu durumda duvar ile sıvı film arasındaki kesme kuvveti artmaktadır. Bir diğer etkisi ise, buhar ile sıvı film arasındaki kesme kuvvetinin artmasıdır. Sonuçta her iki etki, boru boyunca basınç düşüşüne sebep olmaktadır. Şekil 2.8'de, farklı kütleli akıların ve yağ derişikliklerinin boru boyunca basınç düşüşünde meydana getirdiği değişimler görölmektedir. Yağ derişikliği arttıkça basınç düşümü de artmaktadır.

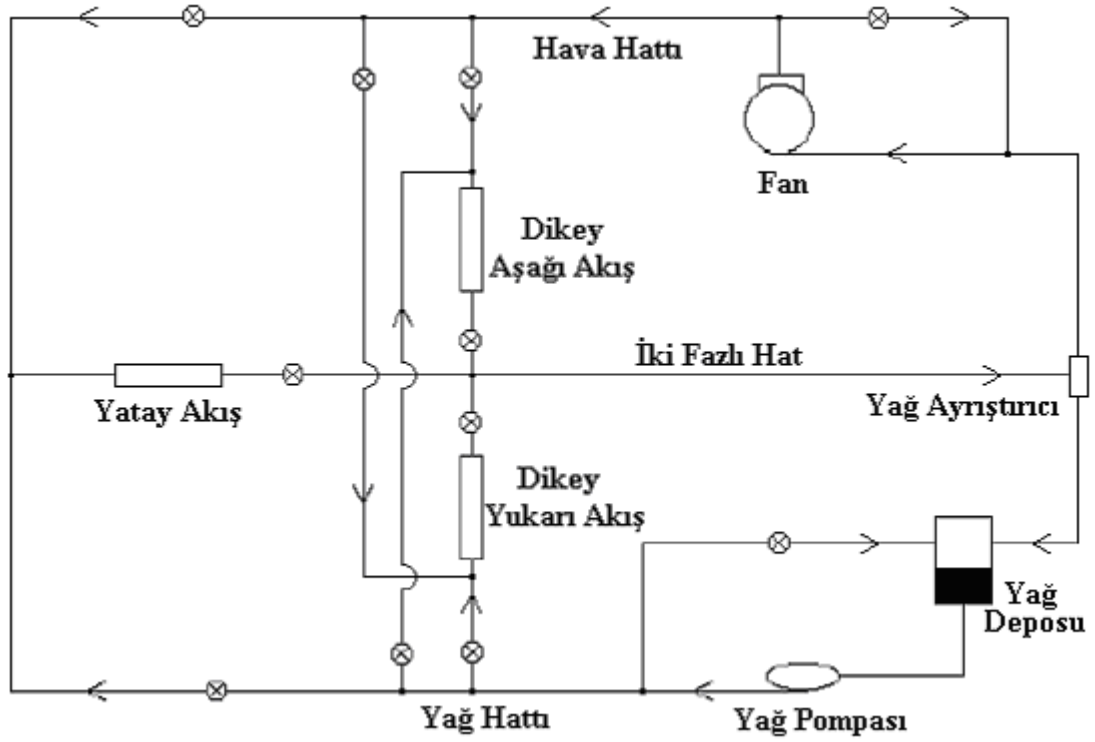


Şekil 2.8 : Yağ derişikliğinin test bölümü basınç düşüşüne etkisi [8]

2.2 Akışkan/Yağ Karışımının Boru İçinde, Mikro kanallarda, Düz Levhadaki Akışı

Newell'ın yaptığı çalışmada, akışkan/yağ karışımının akış özelliklerini geometriye bağlı olarak değişimi incelenmiştir. Bu çalışmada, düz levha üzerindeki viskoz akışta sıvı film tabakasını kalınlığını tahmin etmek üzere kayma gerilmesi modeli geliştirilmiştir. Elde edilen bu bilgi ile daha büyük çaptaki borular için basınç düşüşü ve hatta kalan yağ miktarı hakkında tahminde bulunabilmektedir [9].

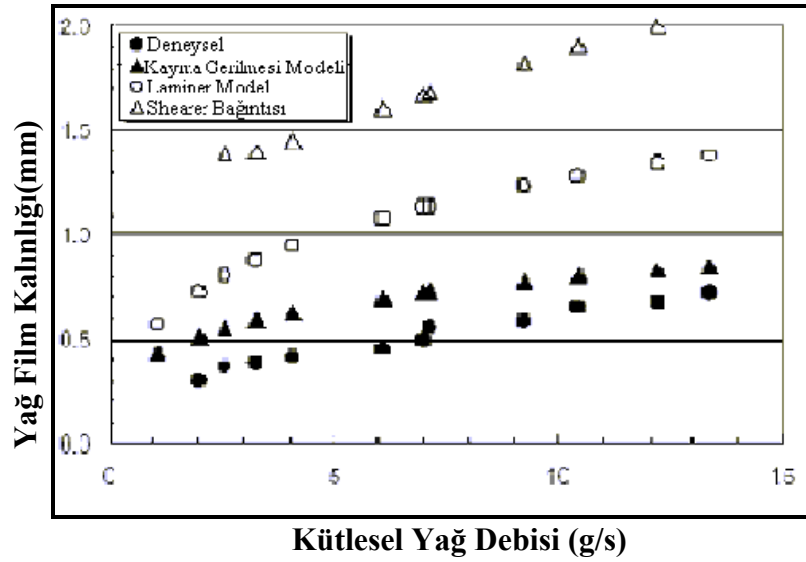
Deney düzeneği, Şekil 2.9 da görüldüğü üzere adyabatik, ortam basıncında, hava/yağ karışımından oluşmaktadır. Yağı çevrimde dolaştırmak için bir adet sıvı pompa kullanılmıştır. Havayı test bölümünde dolaştırmak için ise bir adet fan kullanılmıştır. Hava ve yağ test bölümüne girmeden önce karışmaktadır. Test bölümünden çıkan iki fazlı akışkan yağ ayrıştırıcıda ayrılmaktadır. Hava fana geçerken; yağ, yağ deposuna geçerek çevrim tamamlanmaktadır. Yağın kütleli debisi, debi metreyle ölçülürken; havanın kütleli debisi, test bölümünün giriş ve çıkışındaki basınç farkından hesaplanmaktadır, ölçüm yağ enjekte edilmeden önce yapılmaktadır. Hava/yağ karışımının kütleli debisi açma-kapama valfleriyle sağlanmaktadır. Bu çalışmada, yatay, yukarı dikey ve aşağı dikey akış incelenebilmektedir.



Şekil 2.9 : Düz düzeneğinin şematik gösterimi [9]

Düz levha test bölmesi, PVC tabakalarından yapılmıştır ve kalınlığı 0.65 cm'dir. Test bölmesinin uzunluğu 50.8 cm, genişliği 12.7 cm'dir. Tabakalar arası boşluğu 1.27 cm, 0.64 cm, 0.32 cm olmak üzere üç adet test bölmesi bulunmaktadır. İki adet basınç vanası test bölmesinin merkez eksenine 35.6 cm arayla yerleştirilmiştir. Test işlemi, ortam sıcaklığında ve basıncında hava ve alkali benzen yağı ile yapılmıştır. Kullanılan yağın 20°C'deki yoğunluğu $0.977 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ve 40°C'deki kinematik viskozitesi $72.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 'dir.

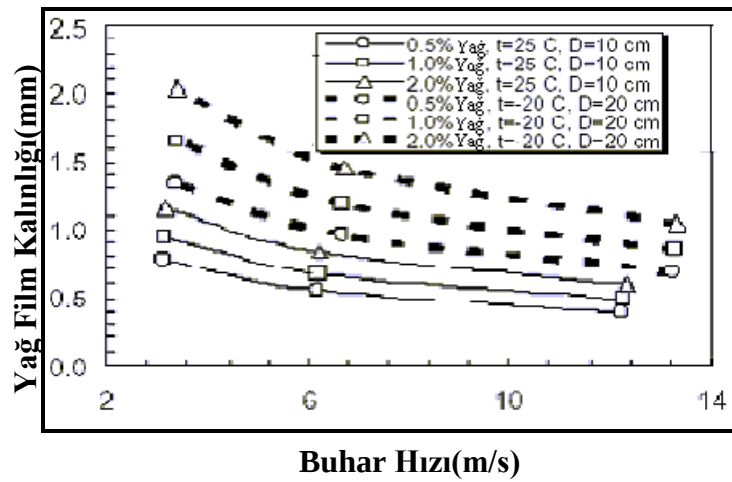
Şekil 2.10'da, 0.64 cm tabakalar arası boşlukta ve dikey yukarı akışta; sıvı film kalınlığının Shearer bağıntısıyla, laminar, Asali kayma gerilmesi modeliyle ve deneysel sonuçla karşılaştırılması verilmiştir. Bu çalışmada havanın ve yağın sırasıyla kütleli debisi 40°C'de, $\dot{m}_{hava} = 15 \text{ g/s}$, $\dot{m}_{ysg} = 1.1 \sim 13.4 \text{ g/s}$ 'dir.



Şekil 2.10 : Yağ film kalınlığının farklı modellerle ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması [9]

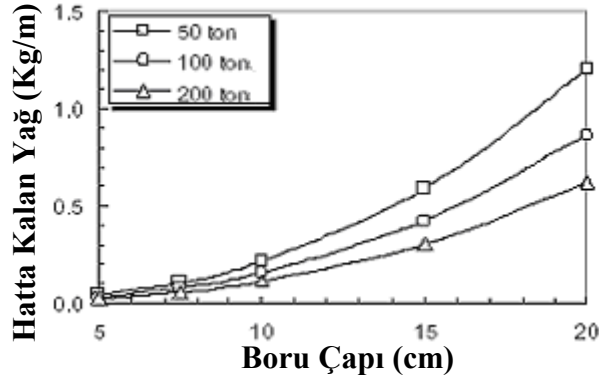
Geliştirilen kayma gerilmesi modeliyle borularda yağ film kalınlığı tahmin edilebilmektedir. 50~100 tonluk soğutma sisteminde R-22 çalışma soğutkanı kullanıldığı örnek bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada, çalışma basıncı 0.4 Mpa ve 1.0 Mpa'dır. Kompresör yağı olarak 64.72 cSt viskoziteli yağ kullanılmıştır .

Şekil 2.11'de yağ film kalınlığının kayma gerilmesi modeliyle değişik şartlardaki kalınlığı verilmiştir. Yüksek sıcaklık basma hattı sıcaklığını, düşük sıcaklık ise dönüş hattı sıcaklığını vermektedir. Sonuçta, sıcaklık düştükçe film kalınlığı artarken, yüksek hızlarda film kalınlığı azalmaktadır.



Şekil 2.11 : Kayma gerilmesi modeliyle yağ film kalınlığının tahmin edilmesi [9]

Şekil 2.12 de, 25 °C’de ve %0.5 yağ derişikliğinde basma hattında kalan yağ miktarının boru çapı ile değışmi verilmektedir. Buna göre, boru çapı arttıkça hatta kalan yağ miktarı artmaktadır. Benzer şekilde soğutma kapasitesi düştükçe, hatta kalan yağ miktarı artmaktadır.

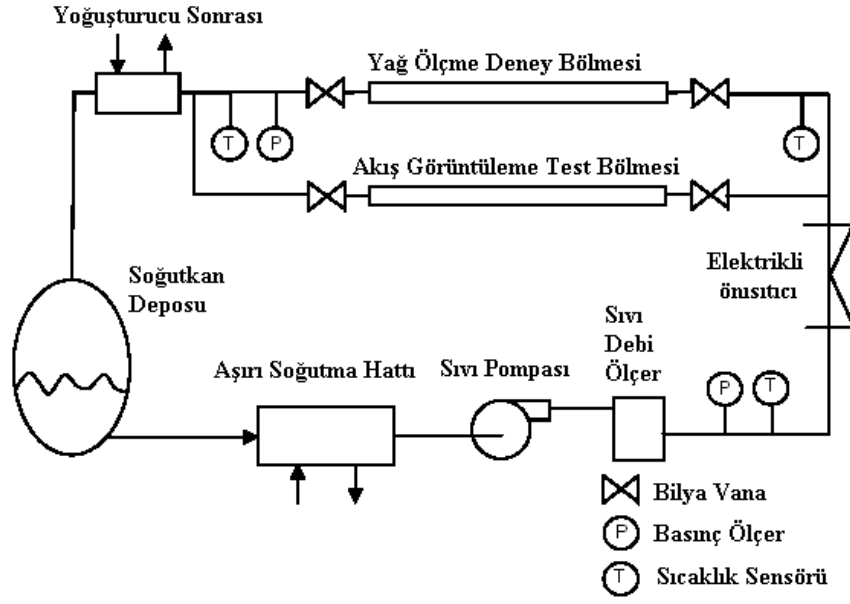


Şekil 2.12 : Farklı boru çaplarında birim uzunlukta kalan yağ miktarına etkisi [9]

2.3 Soğutma Sisteminde Hatta Kalan Yağ Miktarı

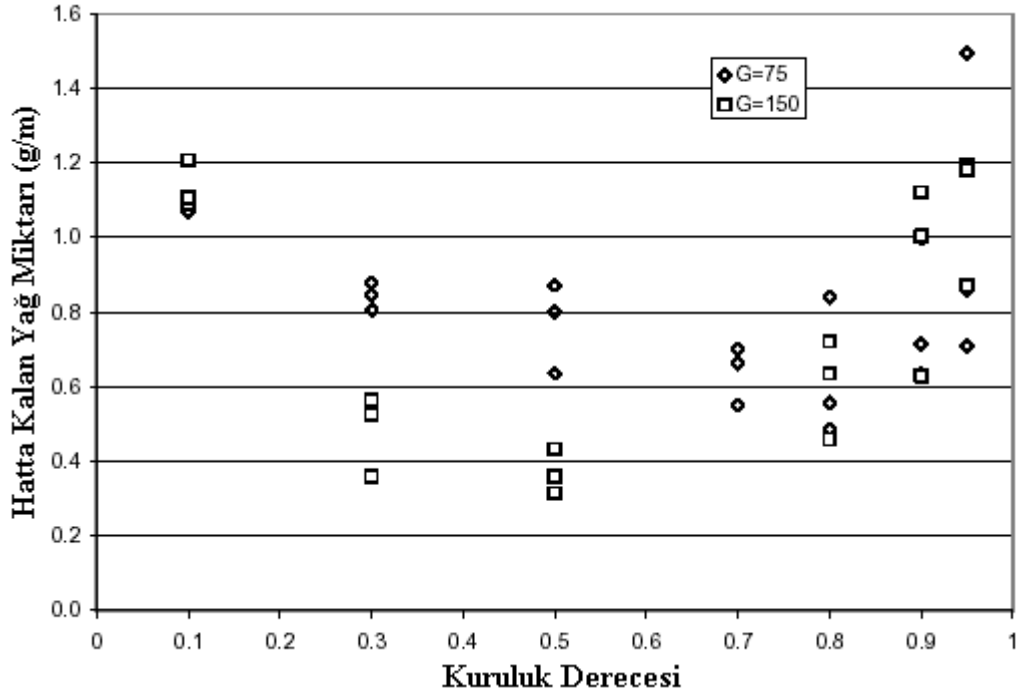
Newell (1999) , düz borularda, farklı iç geometrilerdeki mini kanallarda hatta kalan yağ miktarı üzerine deneysel bir çalışma yapmıştır [10]. Deney düzeneğinde kullanılan test bölmesi boru çapı 9.53 mm (3/8”) ve boru boyu 1.61 m’dir. Kütlesel akılar 75-3000 kg/m²-s aralında değışmektedir. Soğutkanların kuruluk derecesi %0-%100 arasındaki değerlerde soğutma hattında kalan yağ miktarı ölçülmüştür.

Şekil 2.13’te kullanılan deney tesisatı görülmektedir. Deney tesisatında kullanılan soğutkan deposu iki fazlı akışın, sıvı fazının gaz fazından ayrışmasını sağlamaktadır. Soğutkan deposundan çıkan akışkan soğuk şebeke suyuyla soğutularak aşırı soğumuş sıvı soğutkan halinde sıvı pompasına girmektedir. Sıvı pompasından çıkan soğutkan debi ölçerde debisi kontrol edildikten sonra elektrikli önısıtıcıya geçmektedir. Elektrikli önısıtıcıda soğutkanın kuruluk derecesi ayarlanmaktadır. Akışkanın kuruluk derecesi ayarlandıktan sonra test bölmesine iki fazlı akışkan olarak girmektedir. Test bölmesinin çıkışında bulunan su soğutmalı ısı değıştiricisinden geçen soğutkan tekrar, soğutkanın sıvı fazının buhar fazından ayrışması için soğutkan deposuna geçerek çevrim tamamlanmaktadır.



Şekil 2.13 : Soğutma hattında yağ miktarını ölçmek için kurulmuş düzenek [10]

Şekil 2.14'te, gerçek soğutma sisteminde kuruluk derecesine bağlı olarak soğutkan borusunda birim uzunlukta kalan yağ miktarının değişimi görülmektedir.



Şekil 2.14 : Kuruluk derecesinin ve kütleli akının R134a/POE karışımında hatta kalan yağ miktarına etkisi [10]

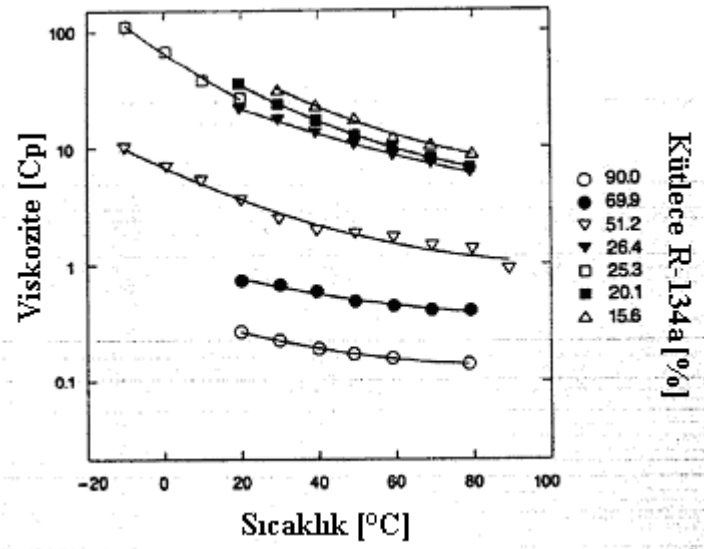
Yapılan bu çalışmadan aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Orta kuruluk derecelerinde hatta kalan yağ miktarı en az olmaktadır. Bu durumun sebebi, buharın sıvıyı sürüklenme hızının artmasıdır.
- Yüksek kuruluk derecelerinde hatta kalan yağ miktarı en yüksek olmaktadır. Bu durumun sebebi artan kuruluk derecesiyle viskozitede meydana gelen artıştır.
- Düşük kütleli yağlarda hatta kalan yağ miktarı fazla olmaktadır.

2.4 Yağ Dönüşüne Çözünürlüğün Etkisi

Ozon tabakasındaki azalma yüzünden soğutma endüstrisi daha güvenli gazlar bulmaya zorunlu kılmıştır (örneğin R134a). Bu nedenle yeni gazlara yeni yağlayıcılar gerekmektedir. Özellikle bu soğutkan-yağ çiftlerinin özelliklerinin parametrelerle nasıl değiştiği bilinmesi gerekmektedir. Örnek olarak çözünürlük ve viskozite bilgileri gerekmektedir. Bu bilgiler hidrodinamik yağlamayı tahmin etmek için faydalıdır. Ayrıca bu özellikler ısı geçişini, verimi ve basınç düşümlerini etkilemektedir (Spauschus Hendersen 1990).

Bu deneyde R-134a ve özel yapılmış PAG yağı (BRL-300) kullanılmıştır. R-134a ‘nın saflığı %99.97, yağın 40⁰ C’deki viskozitesi 70 (centipoise)’dir [11].



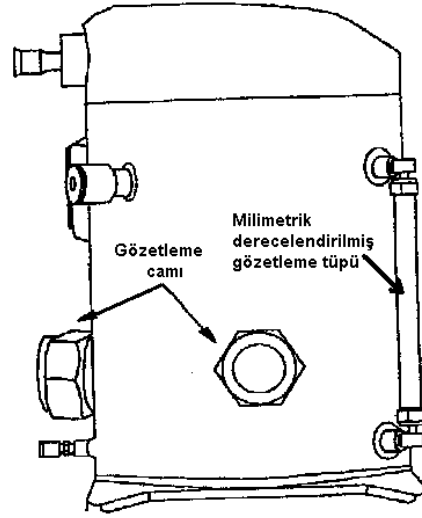
Şekil 2.15 : Viskozitenin sıcaklık ve çözünmeyle değişimi [11]

Bu deysel çalışmada -10^0 ile 90^0 C arasında soğutkan yağ karışımının kütlece oranının yağın viskozitesine olan etkisi belirlenmiştir. Grafiğin y-ekseni logaritmiktir. Karışımın % 15.6 ile % 90.0 soğutkandan oluşmaktadır.

Sonuç olarak, Şekil 2.15'te görüldüğü üzere, sıcaklık ve yağın içindeki akışkan miktarı arttıkça viskozite azalmaktadır; öyleki soğutkan çözünmesinin viskozite değerine etkisi sıcaklık etkisinden daha fazla olmaktadır.

Bir diğer çalışmada, yağ dönüşünü incelemek üzere farklı çözünme kabiliyetine sahip akışkan-yag karışımlarından, R-407C/mineral yağ ikilisini R-407C/POE ve R-22/mineral yağ ikilisiyle karşılaştırılması yapılmıştır [12].

Deney düzeneği olarak, 3 tonluk split ısı pompası, scroll tipi kompresör ve termostatik genleşme vanası kullanılmıştır. Yalnız sistemde akü ve karter ısıtıcısı kullanılmamıştır. Normal soğutma sisteminden tek farkı Şekil 2.16'da görüldüğü üzere, kompresördeki yağ seviyesini ölçmek için kompresöre milimetrik derecelendirilmiş gözetleme tüpü ve gözetleme camlarının yerleştirilmiş olmasıdır.



Şekil 2.16 : Kompresörde yağ seviyesini ölçmek üzere tasarlanmış cam tüp düzeneği

Dönüş hattının iç çapına eşit iç çapta bir gözetleme tüpü de akış şeklini gözetlemek üzere dönüş hattına yerleştirilmiştir. Kompresördeki yağ seviyesi ve akış durumu video kamera aracılığıyla kaydedilmiştir. Bu çalışmayla çözünürlüğün yağ dönüşüne olan etkisi incelenmiştir.

2.5 Yağ Dönüşüne Boru Çapının Etkisi

Yapılan kaynak araştırmasında elde edilen bulgulara göre yağ küçük çaplarda kolay taşınmakta, boru çapları arttıkça yağın taşınmasında zorluklarla karşılaşmaktadır. Tablo 2.1’de değişik boru çapları için yağın taşınması için gerekli minimum akışkan hızı ve soğutma kapasitesi verilmiştir [7].

Tablo 2.1: R-12 için Düşey Emiş Borularında Yağın Sürüklenebilmesi için Gerekli Minimum Hız ve Kapasiteler (+40 °C Yoğuşma Sıcaklığında)

Bakır Boru	Emiş Gazı Sıcaklığı(°C)											
	-40		-30		-20		-10		0		10	
	Hız(m/s)	Kpst.Ton/R	Hız(m/sn)	Kpst.Ton/R	Hız(m/sn)	Kpst.Ton/R	Hız(m/sn)	Kpst.Ton/R	Hız(m/sn)	Kpst.Ton/R	Hız(m/sn)	Kpst.Ton/R
7/8 inc.	7,6	0,28	5,9	0,33	4,6	0,4	3,6	0,45	2,9	0,5	2,6	0,55
1-1/8 inc.	8,7	0,54	6,8	0,65	5,3	0,8	4,1	0,9	3,3	1,1	3	1,35
1-3/8 inc.	9,6	0,87	7,5	1,1	5,8	1,3	4,5	1,5	3,6	1,8	3,3	2,23
1-5/8 inc.	10,5	1,38	8,2	1,73	6,3	1,9	4,9	2,4	3,9	2,7	3,5	3,4
2-1/8 inc.	12	2,85	9,3	3,4	7,3	4	5,7	4,7	4,6	5,5	4,1	7
2-5/8 inc.	13,3	4,6	10,4	5,9	8,1	6,8	6,4	7,8	5,1	9,5	4,4	11,2
3-1/8 inc.	14,8	7,5	11,3	9,2	8,9	10,8	7	12,6	5,6	14,7	4,7	17,5

3. TEORİK İNCELEME

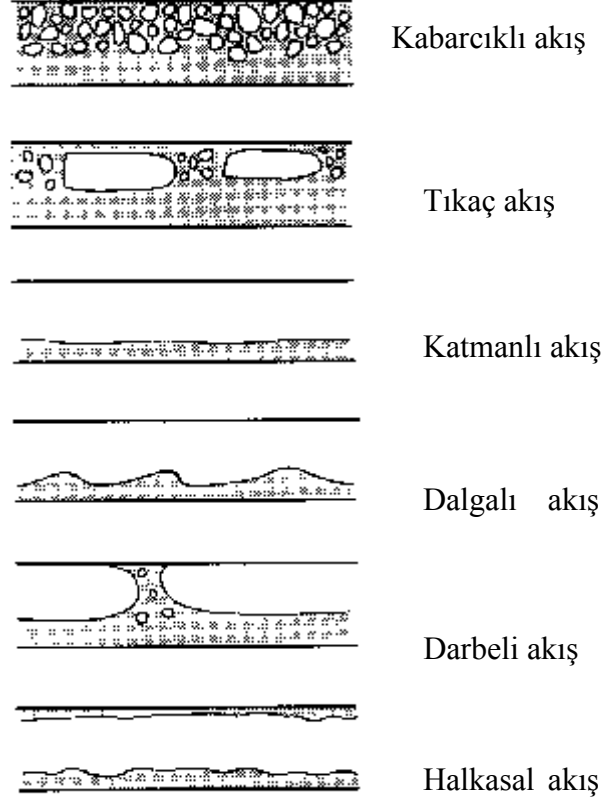
3.1 Hava ve Yağ Karışımının Akış Modelinin Belirlenmesi

Soğutma sistemlerinde iki fazlı akışlarda görülen akış rejimleri Şekil 3.1’de görülmektedir. Yatay akışların dikey akışlardan genel olarak farkı buhar fazın kanal içinde düşük yoğunluktan dolayı sıvı yüzeyine hareket etmesi, sıvı fazın ise boru içinde en altta akması şeklindedir. Düşük kuruluk derecelerinde yatay akışlarda kabarcıklı akış görülmektedir. Kabarcıklar kaldırma kuvvetinin etkisiyle boru üst çeperine taşınmaktadır.

Kuruluk derecesinin artmasıyla kabarcıklar bir araya gelerek büyük kabarcıkları oluşturmaktadır. Bu akışa tıkaç akış denmektedir. Düşük debilerde ve nispeten yüksek kuruluk derecelerinde akış katmanlı akışa dönmektedir. Bu akış şeklinde sıvı akışkan gaz akışkandan ayrılmaktadır. Sıvı akışkan boru tabanından akarken buhar faz boru üst çeperinde akmaktadır.

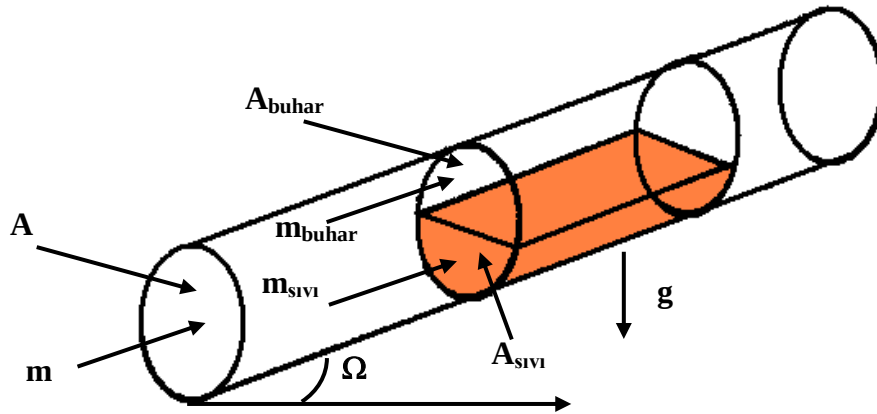
Düz akışta, debi ve kuruluk derecesinden herhangi birisi artacak olursa sıvı ile buhar fazın kesiştiği yüzeyde dalgalanmalar meydana gelmektedir. Bu tip akışlara dalgalı akış denmektedir. Daha yüksek sıvı akışkan debilerinde ise darbeli akış görülmektedir.

Yüksek buhar hızlarında ve orta sıvı hızlarında halkasal akış görülmektedir. Yalnız kaldırma kuvvetinin etkisi boru üst cidarındaki sıvı filminin kalınlığını azaltma eğilimindedir. Benzer şekilde boru tabanında ise sıvı filminin kalınlığı ise artma eğilimindedir [13].



Şekil 3.1 : Yatay düzlemde akış rejimleri [13]

Bu çalışmada yüksek kuruluk derecesindeki yatay akışlı emme hattı, hava ile benzeşim yapılmıştır. Yağın yoğunluğu havanın yoğunluğundan daha yüksek olduğu için ve kütleli akılar düşük mertebelerde kaldığı için yağın basınç düşüşüne etkisini hesaplamak üzere katmanlı akış kabul edilerek model oluşturulmuştur. Şekil 3.2’de iki fazlı akış için genel bir model gösterilmiştir. Bu çalışmada kullanılan bu model esas alınmıştır ve Ω açısı bu çalışmada 0° ’dir.



Şekil 3.2 : İki fazlı akış için ideal model [13]

Toplam kütleli debi sıvının ve buharın kütleli debilerinin toplamına eşittir.

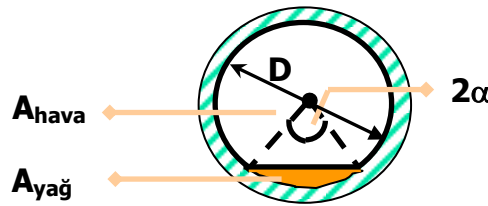
$$\dot{m} = \dot{m}_{buhar} + \dot{m}_{sivi} \quad (3.1)$$

Sonuçta toplam kesit alanı gaz ve sıvının kesit alanına eşittir.

$$A = A_{buhar} + A_{sivi} \quad (3.2)$$

Daha önce bahsi geçen modelde bahsedildiği üzere yağ dönüş borusu kesitinin şematik görünüşü verilmiştir. Benzer şekilde yağ, dönüş borusu tabanında bulunmaktadır. Yağın boru çeperini ıslattığı yüzey boru merkezinden $2\alpha^\circ$ ’lık bir açı yapmaktadır. Hatta kalan yağ deney sonuçlarından belirlenmektedir. Hatta kalan yağın kesit alanını bulmak için yağ dönüş borusu uzunluğu L olmak üzere aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$A_{yağ} = \frac{V_{yağ}}{L} \quad (3.3)$$



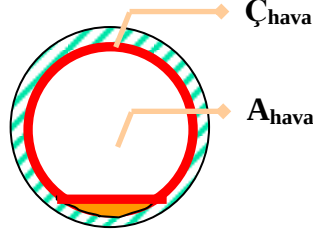
Şekil 3.3 : Hatta yağ beslendiği durum için yağ dönüş borusu kesiti

Denklem (3.3)’te yağ kesit alanı belirlendikten sonra boru kesitinin $2\alpha^\circ$ ’lık kesitinden, havanın oluşturduğu ikiz kenar üçgen kesiti çıkartıldığında yağ kesit alanı elde edilmektedir. Denklem (3.4)’te bahsi geçen denklemin formülü verilmiştir.

$$\frac{2\alpha}{2\pi} \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) - \frac{D^2}{8} \sin(2\alpha) = A_{yağ} \quad (3.4)$$

Yukarıdaki denklemde yer alan ve radyan birimine sahip olan α değerini tespit edebilmek için iterasyon işlemi yapılmaktadır. α açısından hava akış kesiti belirlenmiş olmaktadır. Hidrolik çapın hesabında Şekil 3.4’teki şekil esas alınmıştır. Buna göre hidrolik çapın hesabı Denklem 3.5’te verilmiştir.

$$D_{hidrolik} = \frac{4.A_{hava}}{C_{hava}} \quad (3.5)$$



Şekil 3.4 : Hidrolik çapın hesabı

Daha sonraki aşamada yağ dönüş borusundaki havanın hızının belirlenmesi gerekmektedir. Dönüş borusu vakum durumunda çalıştığı için emiş kısmından hız ölçülememektedir. Yağ dönüş borusu içindeki ortalama hızı belirlemek için tüm sistem boyunca kütleli debinin sabit olduğu varsayımı yapılmıştır. Sistemin toplam kütleli debisi, kompresör çıkışından pitot tüpü ile ölçülen hızların ortalamasından bulunmuştur. Elde edilen bu debiden denklem (3.6)'de yağ dönüş borusu kütleli debisine geçilmiştir. Yağ dönüş kütleli debisi, denklem (3.1) de gösterildiği gibi hem havanın hem de yağın kütleli debisinin toplamından oluşmaktadır.

$$\dot{m}_{sistem} = \dot{m}_{DB} \quad (3.6)$$

Yağ dönüş borusu içinde sadece havanın hızını bulmak için denklem (3.6) ile (3.1)'den aşağıdaki bağıntı kullanılmıştır.

$$\dot{m}_{DBH} = \dot{m}_{sistem} - \dot{m}_{yağ} \quad (3.7)$$

Denklem (3.7)'de verilen bağıntı ölçülenler cinsinden tekrar yazılacak olursa aşağıdaki denklem elde edilmektedir. Bu denklemde bilinmeyen sadece V_{YDB} 'dir.

$$\rho_{DBH} \cdot V_{DBH} \cdot A_{DBH} = \rho_{sistem} \cdot V_{sistem} \cdot A_{sistem} - \rho_{yağ} \cdot V_{yağ} \cdot A_{yağ} \quad (3.8)$$

Yağ dönüş borusunda Reynolds sayısı Denklem (3.9) ile hesaplanmaktadır.

$$Re = \frac{V_{YDB} \cdot D_h}{\nu} \quad (3.9)$$

3.2 Tam Gelişmiş Akışta Basınç Gradyanı ve Sürtünme Faktörü

Basınç düşüşünü hesaplamak için Denklem 3.10'da verilen boyutsuz parametre olan Moody (veya Darcy) sürtünme faktörü kullanılmıştır [14].

$$f = \frac{-(dp / dx) D}{\rho V_{YDB}^2 / 2} \quad (3.10)$$

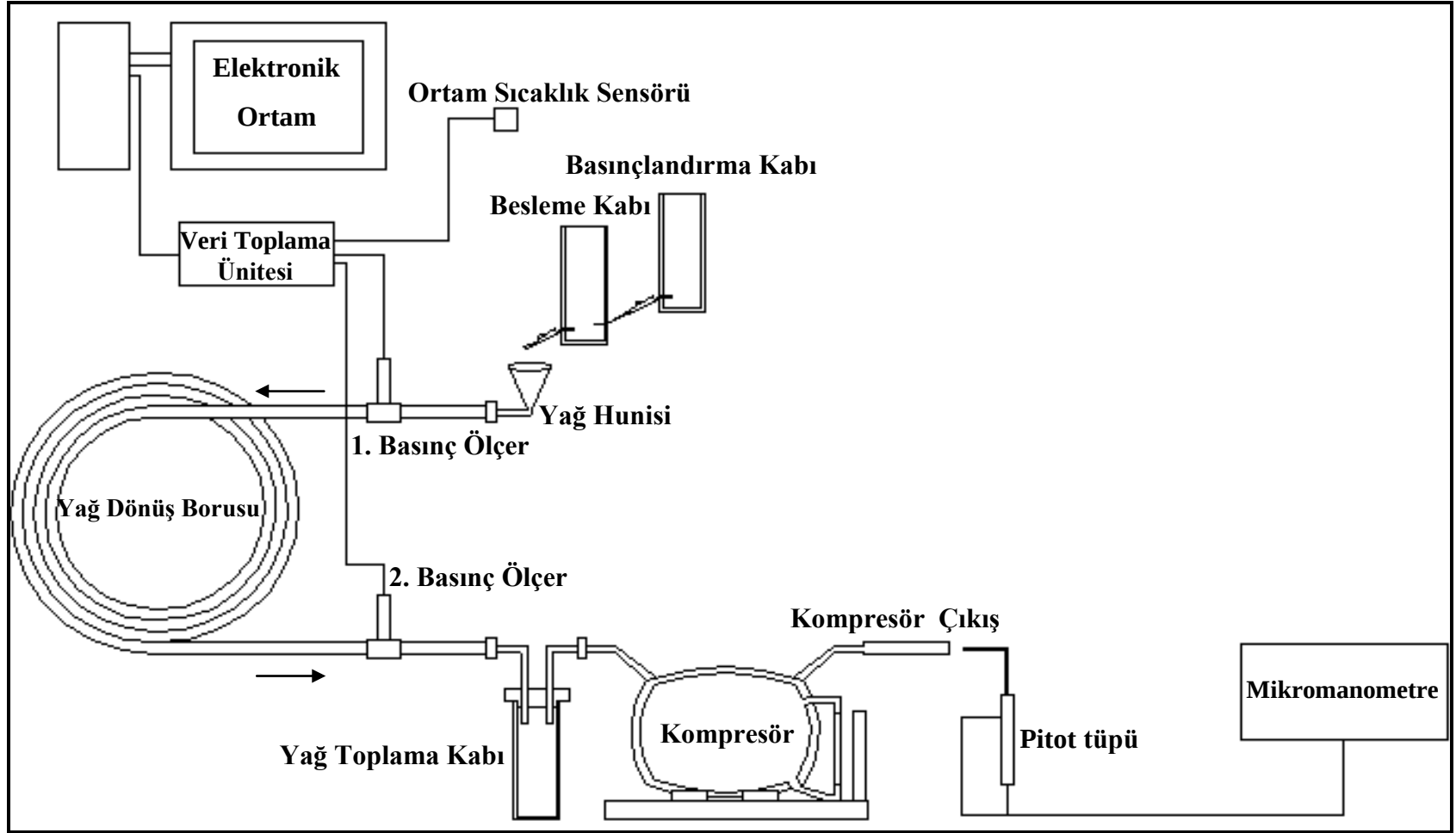
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deney tesisatı, sisteme sabit debide yağ vermek üzere yağ besleme grubu, yağın dolaşımını sağlamak üzere yağ dönüş borusu ve üzerinde giriş ve çıkış basınçlarını ölçmek üzere basınç ölçme elemanı, kompresör ve üzerinde yağ gözetleme camı, kompresör çıkışında hız ölçmek üzere pitot tüpü ve ölçülen dataları kaydetmek üzere mikromanometre, ve en son olarak basınç ve ortam sıcaklığının datalarını kaydetmek üzere veri toplama sisteminden oluşmaktadır. Şekil 4.1’de bahsi geçen deney tesisatının genel görünüşü verilmiştir. Şekil 4.2’de deney tesisatı genel görünüşü gösterilmiştir. Deney başlatılmadan önce hava hareketini sağlayan kompresör yağ seviyesi kontrol edilmiştir. Kontrol mekanizması olarak kompresöre belirli miktarda yağ ilave edilerek kompresör muhafazasına yerleştirilmiş milimetrik derecelendirilmiş yağ gözetleme camında meydana gelen yağ seviyesi yükseklikleri ölçülmüştür. Sonuçta, kompresördeki yağ miktarının milimetrik derecelendirilmiş yağ gözetleme camındaki yağ seviyesine göre kalibrasyon grafiği çizilmiştir. Böylece milimetrik derecelendirilmiş yağ gözetleme camı yağ seviyesinden kompresör muhafazasındaki yağ miktarındaki azalma hesaplanarak azalan miktar kadar yağ deney öncesinde kompresöre tekrar ilave edilmiştir. Kompresör yağ seviyesi kontrol edildikten sonra basınçlandırma kabı, besleme kabı ve yağ toplama kabı yağ seviyeleri kontrol edilmiştir. Basınçlandırma kabının başlangıç yağ seviyesi 100 cc’dir. Besleme kabı yağ seviyesi ise 50 cc’dir. Basınçlandırma kabında bulunan damla ayar seti aracılığıyla, besleme kabındaki yağ seviyesini 50 cc’de sabit sabit tutmak için basınçlandırma kabından besleme kabına sürekli olarak yağ beslenmektedir. Bu uygulamada ki amaç, besleme kabında ki yağ seviyesini aynı seviyede tutarak sisteme verilen yağın debisini deney boyunca sabit kalmasını sağlamaktır. Besleme kabı yağ seviyesinde meydana gelen herhangi bir değişim damla ayar seti uçlarındaki basıncı dolayısıyla damlanın debisini etkilemektedir. Bu deneyde ± 2 cc’ye kadar besleme kabı yağ seviyesindeki değişim debide belirgin bir değişime sebep olmazken 2 cc nin üzerindeki değişimlerde debide değişme

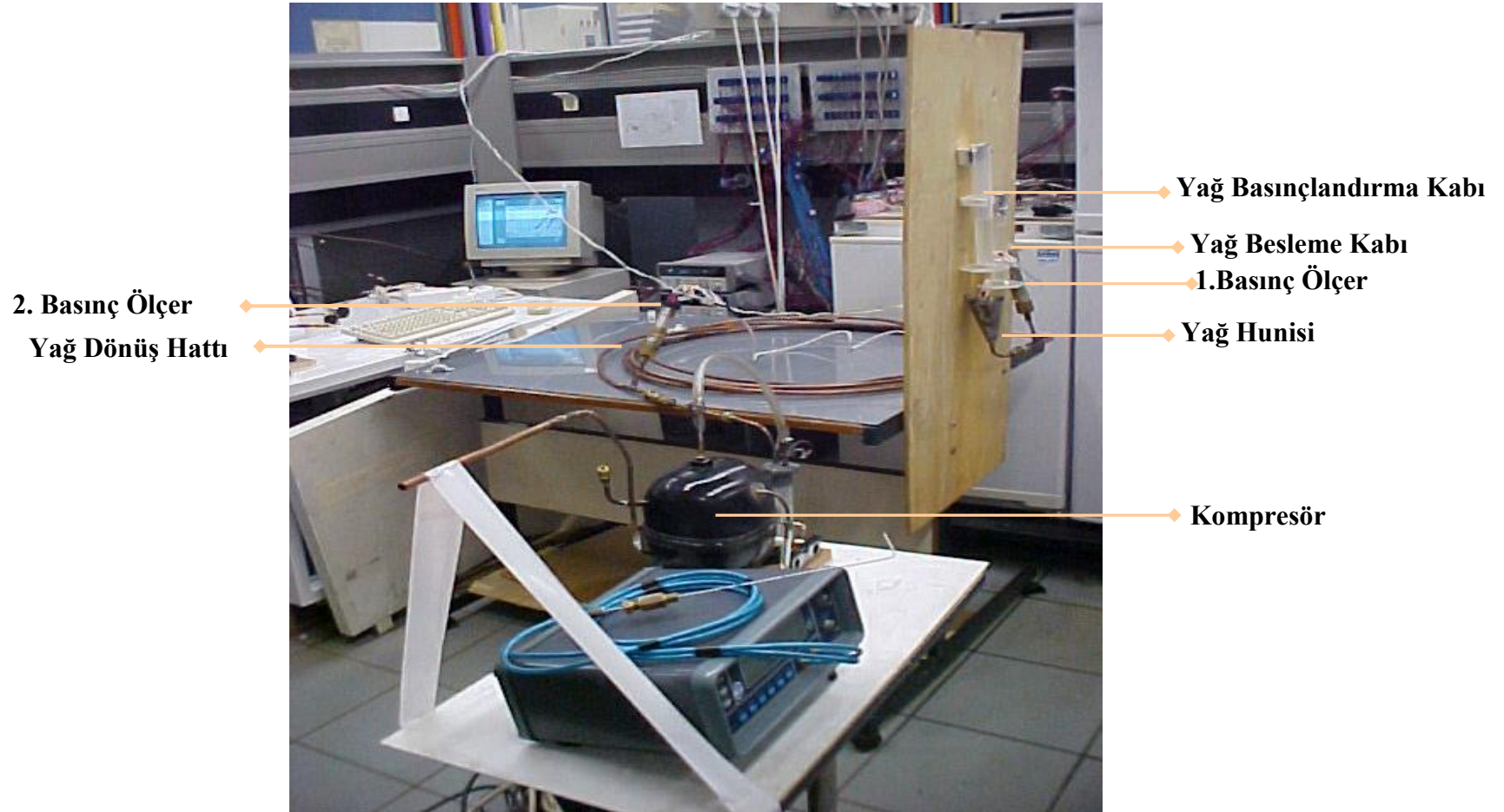
olmaktadır. Besleme kabından 2.damla ayar seti aracılığıyla 10 cc/h debide yağ sisteme verilmektedir. Yağ sisteme ilk önce yağ hunisine damlamaktadır. Yağ hunisinin diğer ucu kompresörün emme hattına bağlıdır. Kompresör çalışırken ortamda bulunan havayla birlikte besleme kabından yağ hunisine damlayan yağda beraberinde emmektedir. Havanın sürekleme hızı huni içine damlayan yağ, yağ dönüş borusu içinde taşımaktadır. Deneylerde kullanılan boru 10 m boyunda ve muhtelif çaplardadır. Bakır boru içinde ilerleyen hava-yağ karışımı toplama kabına geçmekte bu esnada yağ toplama kabında yağ ile hava ayrışmaktadır. Yağ, toplama kabındaki giriş ve çıkış borularının ters yerleşiminden dolayı toplama kabı altında birikirken hava toplama kabından kompresöre geçmekte ve en nihayetinde dış ortama verilmektedir. Ölçümler, her yarım saatte bir besleme kabı, basınçlandırma kabı ve yağ toplama kabı yağ seviyesini üzerlerindeki sıkalaları okuyarak alınmıştır. Hatta kalan yağ miktarı, basınçlandırma kabı ile besleme kabından sisteme verilen yağ miktarı ile yağ dönüş borularından geçerek yağ toplama kabında biriken yağ miktarı arasındaki farkın alınmasıyla belirlenmiştir.

Deney düzeneğinde dönüş borusu boyunca basınç düşümünü ölçmek üzere dönüş borusu girişi ve çıkışında olmak üzere sisteme yerleştirilmeden önce kalibre edilmiş iki adet basınç sensörü kullanılmıştır. Basınç sensöründen alınan veriler elektronik ortama veri toplama sistemiyle aktarılmıştır. Böylece zamanla dönüş borusunda biriken kompresör yağının hat boyunca meydana getireceği basınç düşüşü belirlenmiştir. Benzer şekilde ortam sıcaklığını ölçmek üzere bir adet sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Elde edilen veriler VEE veri toplama programı vasıtasıyla bilgisayar ortamında kaydedilirken, ayrıca veriler görsel olarak da bilgisayar ortamında takip edilmiştir.

Kompresörün debisini kontrol etmek üzere kompresör çıkışına pitot tüpü yerleştirilmiştir. Pitot tüpünden alınan veriler mikromanamotreya kaydedilmiştir. Ölçümler, bütün boru kesidinin taranması şeklinde yapılmıştır. Ölçümler her yarım saatte bir yapılmıştır.



Şekil 4.1 : Deney tesiatı şeması



Şekil 4.2 : Deney tesisatı genel görünüşü

4.1 Besleme Grubu

Besleme grubu, iki adet 1 ml aralıklarla derecelendirilmiş mezur ve iki adet damla ayar setinden olmaktadır. Basınçlandırma kabının kullanım amacı damla ayar seti yardımıyla, besleme kabındaki yağ seviyesini sabit tutmak ve besleme kabından birim zamanda sisteme verilen yağ miktarının deney boyunca sürekli aynı kalmasını sağlamaktır. Yapılan deneylerde besleme kabının yağ seviyesi 50 cc'de sabit tutulurken, basınçlandırma kabının deney başlangıç yağ miktarı 70 cc'dir. Sisteme verilen yağ miktarı basınçlandırma kabı üzerinden okunmuştur, çünkü besleme kabından sisteme verilen yağın sabit tutulabilmesi için sürekli olarak basınçlandırma kabından besleme kabına birinci damla ayar seti ile yağ verilmektedir.

Şekil 4.3'te sürmeli olarak çalışan ve yağ debisini kısmak suretiyle değiştiren damla ayar seti görülmektedir. Topuzun ileri-geri hareket ettirilmesiyle yağın içerisinde hareket ettiği ince hortum ezilip kısılmakta ve birim zamanda sisteme verilen yağ akışı kontrol edilmektedir. Üzerindeki skalayla ve iki damla arasındaki sürenin belirlenmesiyle sisteme hte verilecek olan yağ miktarı ayarlanmaktadır. Bu çalışmada yukarıda bahsedilen besleme grubu yağ seviyelerinde 10 cc/h'lik yağ debisi için iki damla arası zaman 10 sn olarak belirlenmiştir. Bütün deneylerde bu zaman temel alınmış ve bazen deney esnasında küçük ayarlamalara da gidilmiştir.



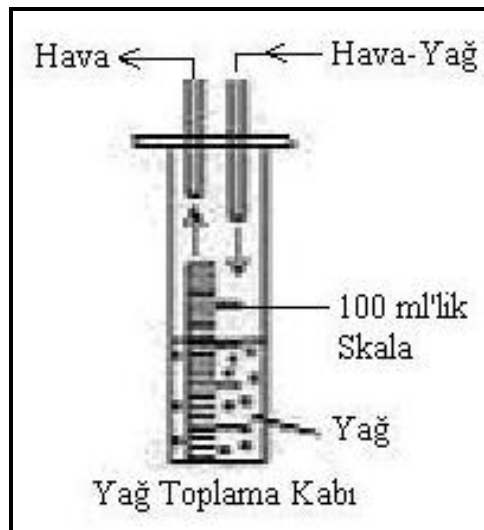
Şekil 4.3 : Sürmeli tipli damla ayar seti

4.2 Yağ Toplama Kabı

Yağ toplama kabı birçok klima sistemlerinde kullanılan yağ ayırıştırıcılar gibi çalışmaktadır. Kompresörün çalışmasıyla birlikte oluşturduğu havanın sürüklemesiyle toplama kabına gelen hava-yağ karışımı, burada birbirinden ayrılmaktadır. Yağ, yerçekimini etkisiyle yağ toplama kabında birikirken, hava emilerek kompresöre geçmektedir. Şekil 4.4'te deneyde kullanılan yağ toplama kabı gösterilmiştir. Şekil 4.5'te ise yağ toplama kabının şematik çizimi verilmiştir.



Şekil 4.4 : Yağ toplama kabı

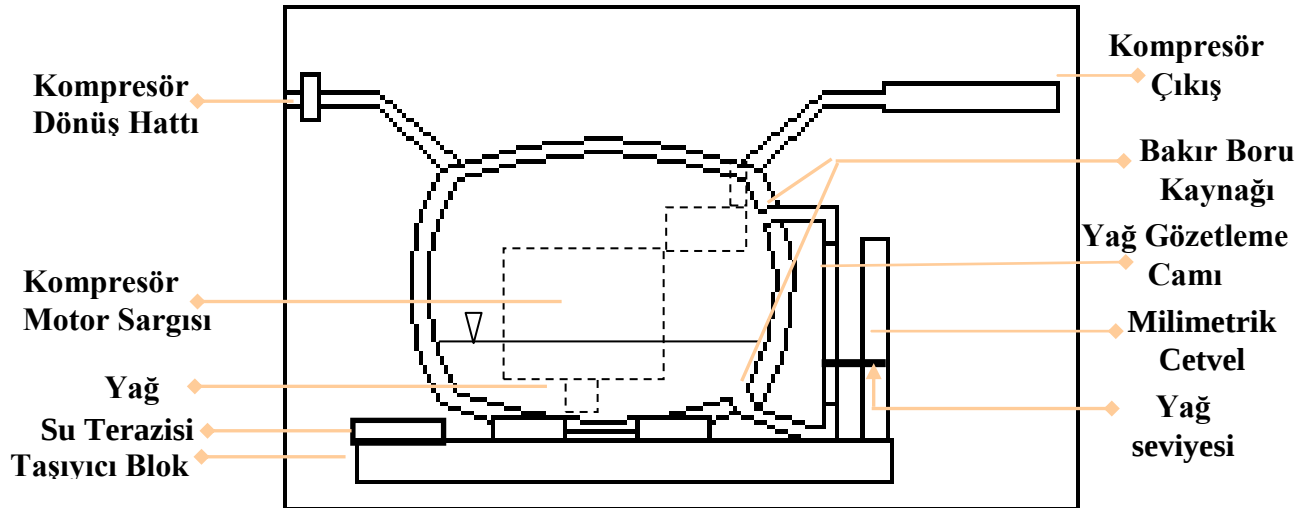


Şekil 4.5 : Yağ toplama kabı şeması

4.3 Kompresör ve Kompresör Yağ Seviyesi Kalibrasyonu

Normal soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörlerde belli miktar yağın soğutma sistemine atıldığı daha önce bahsedilmişti. Yağ dönüş deneyinde de belli miktarda yağ kompresör çıkışından dış ortama atılmaktadır. Deneylerde atılan yağ miktarı belirli bir miktardan sonra kompresörün çalışma performansını etkilemektedir. Bu yüzden yağdan kaynaklanabilecek etkileri yok edebilmek için her deneyden önce dış ortama atılan yağ miktarı kadar tekrar kompresöre eklenmektedir. Böylece kompresörün yağdan kaynaklanabilecek problemler de giderilmiş olmaktadır. Bu amaçla, kompresör prototip laboratuvarında kesilmiştir. İçerisinde bulunan motor sargısı ve yağ kompresörden ayrılmıştır. Çıkartılan yağ süzülerek bir kenara bırakılmıştır. Benzer şekilde motor ve sargısı çıkartıldıktan sonra ayrı bir yerde muhafaza edilmiştir. Kompresör muhafazasının yağ seviyesinin altından matkapla 3/16 inc boruya uygun delik açılmıştır. Benzer bir delik yine kompresör muhafazası üzerinde fakat yağ seviyesinin üstünde olacak bir yerden açılmıştır. Açılan iki deliğinde dikey yönde aynı doğrultuda olmasına dikkat edilmiştir. Matkap ile delme işlemi tamamlandıktan sonra bu deliklere bakır boru kaynak edilmiştir. Bakır borular her iki deliğede kaynak edildikten sonra motor ve sargısı kompresöre tekrar ileve edilmiştir. Daha sonra kompresör kesildiği yerden tekrar kaynak edilerek kompresör muhafazası kapatılmıştır. Kaynak işleminden önce kompresör yağ seviyesinin altından ve üstünden eklenen bakır boru uçlarına 6 mm iç çapında yağ gözetleme camı yerleştirilmiştir. Yağ gözetleme camının yerleşiminde yağ seviyesinin görülebileceği uygun bir pozisyonda gözetleme camı ile bakır boru güçlü bir yapıştırıcı olan J B WELD yapıştırıcı kullanılmıştır. Yapıştırıcının tam manasıyla etkin olabilmesi için en az 24 h beklenmiştir. Yapıştırma işlemi tamamlandıktan sonra 6 barda kompresöre kaçak testi uygulanmıştır. Normal çalışmada yağ gözetleme camının kompresör çalışırken maruz kalabileceği basınç 1 bar ve altı civarındır. Kompresör durup sistemin basıncı dengelendiğinde ise ortalama 3-4 bar civarında dengeye geldiği düşünülürse yağ gözetleme camının çalışma esnasında kırılma yada patlama yapmayacağı görülmektedir. Bu çalışmada sistem dengelenme basıncı ortam basıncı olacağı için her hangibir sorunla karşılaşılmamıştır. Kaçak testinden sonra, kompresörü taşıyacak ve yatay düzlemde düzgün bir zemin oluşturması için düz tahta levha hazırlanmıştır. Kompresör 4 ayağından bu levha

üzerine sabitlenmiştir. Levha ve gözetleme camına milimetrik cetvel yerleştirilerek yağ seviyesindeki değişim görülmek istenmiştir. Kompresörün konumu yağ seviyesinde yanlış okumalara sebep olacağı için kompresör taşıyıcı blok üzerine iki adet su terazisi yerleştirilmiştir. Su terazisi ile paralellik sağlandıktan sonra daha önceden kompresörden alınarak süzülen yağdan kompresöre 20’şer cc yağ verilmiştir. Her eklenen yağdan sonra kompresör yağ gözetleme camında meydana gelen yağ seviyesi ölçülmüştür. Ölçüm her 20 cc yağ eklendikten sonra dijital fotoğrafla yağ seviyesinin fotoğrafı çekilmek suretiyle yapılmıştır. Çekilen fotoğraf daha sonra bilgisayar ortamında “paint shop 6“ programı yardımıyla işlenerek detaylı yağ seviyesi belirlenmiştir. Benzer işlem kompresöre en son 275 cc yağ eklenene kadar devam edilmiştir. Böylece, yağ gözetleme camından milimetrik cetvel ile okunan değer ile yağ miktarı arasında kalibrasyon grafiği elde edilmiştir. Her deney sonunda en az 24 saat süre sonunda yağ seviyesi ölçülerek kompresör yağ seviyesi belirlenmiştir. 24 saat sonra ölçülmesindeki amaç kompresör çalışırken kompresör sargısı, motoru ve iç yüzeyine dağılan yağın tekrar kompresör muhafazasına süzülmesini sağlamak içindir. Kompresör yağ seviyesi belirlendikten sonra kalibrasyon grafiğinden elde edilen katsayılar ile kompresörden azalan yağ miktarı belirlenmektedir. Azalan miktar tekrar kompresöre ilave edilmiştir.

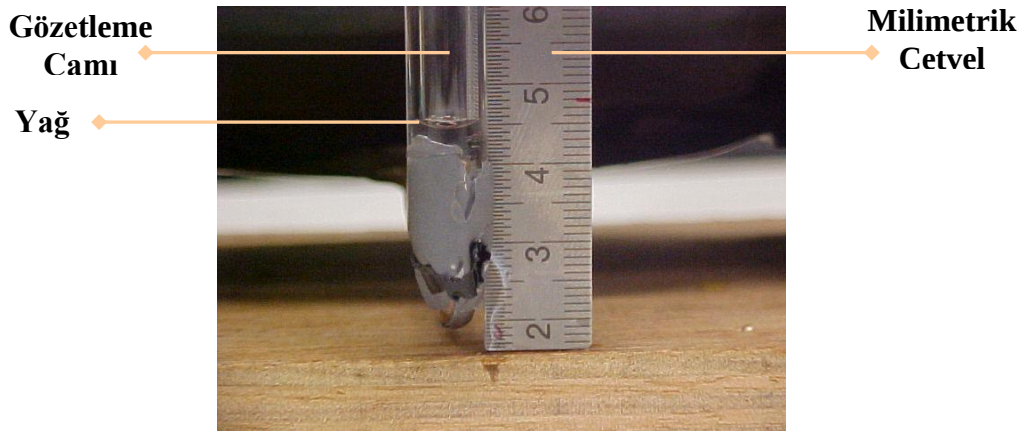


Şekil 4.6 : Kompresör ve yağ miktarı kalibrasyonu



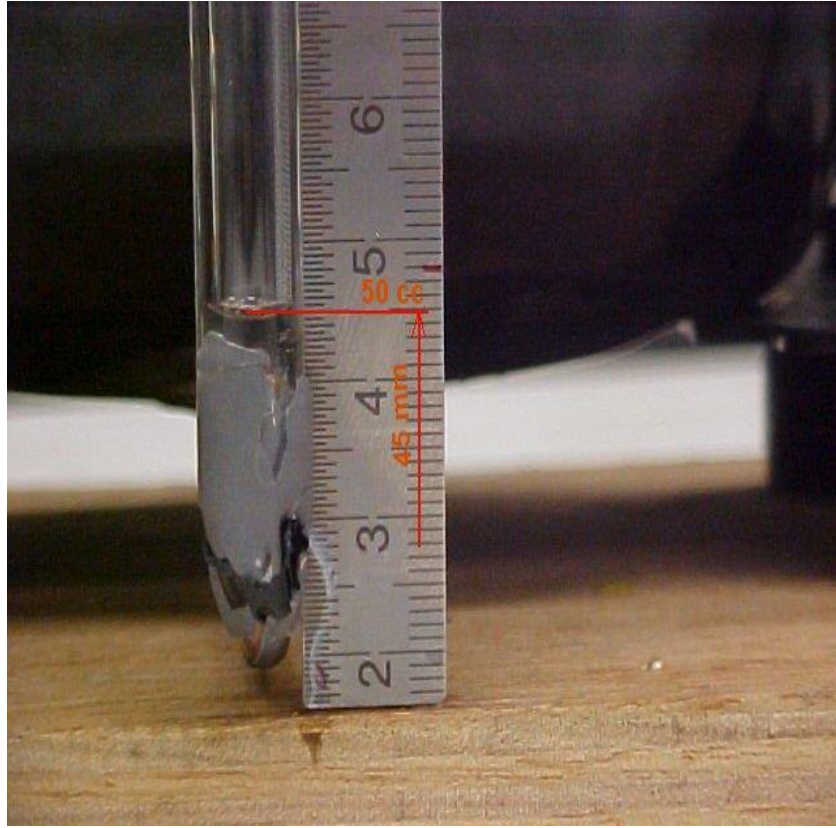
Şekil 4.7 : Yağ dönüş deneyinde kullanılan kompresör

Kompresörün yağ seviyesi kalibrasyon işlemi yapılırken öncelikle kompresör paralel düzleme yerleştirilmiştir. Daha sonra kompresör servis borusundan kompresör muhafazasına 25'er cc yağ verilmiştir. Her 25 cc 'den sonra yağ gözetleme camında yağ yüksekliği milimeterik cetvel üzerinden belirlenmiştir. Kullanılan kompresörün yağ seviyesi kalibrasyonunda ilk 25 cc'de yağ gözetleme camında herhangi bir yağ seviyesi gözlenmemiştir. Şekil 4.7'de , 50 cc yağ eklenmesinden sonra gözetleme camından dijital kamera kullanılarak yağ seviyesi hassas bir şekilde fotoğraflanabilmıştır. Fotoğraflama işleminde benzer şekilde paralel çekime dikkat edilmiştir.



Şekil 4.8 : Kalibrasyon için kompresöre 50 cc yağın yağ seviyesi

Fotoğraflama işlemi tamamlandıktan sonra çekilen resim bilgisayar ortamında paint shop programı aracılığıyla işlenmiştir. Şekil 4.8’de yağ seviyesini daha hassas bir şekilde ölçmek için paint shop programında örnek bir uygulama gösterilmiştir. Program üzerinden yağ üst seviyesinden milimetrik gözetleme camına paralel çizgi çekilmiştir. Çekilen bu çizginin milimetrik cetvel üzerinde karşı geldiği yükseklik belirlenmiştir. 50 cc ‘nin milimetrik cetvel üzerinde 45 mm’ye karşılık gelmektedir. Eğer yağ seviyesi için çekilen çizgi milimetrik cetvelde iki çizgi arasına rast gelirse paintshop programında çizgilerin y-ekseninde karşılık geldikleri piksel numarasından ve çizilen çizginin üzerinde bulunduğu pixel iterasyon işlemi yapılarak yağ seviyesi belirlenmiştir.

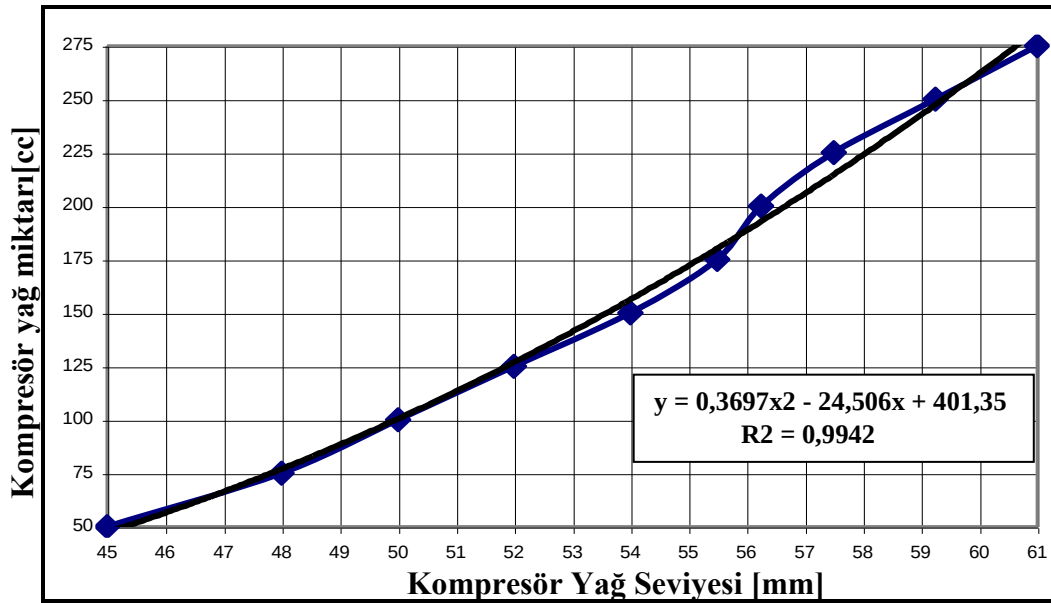


Şekil 4.9 : Paint shop 6 programında yağ seviyesinin hassas belirlenmesi

Bütün bu işlemler tamamlandıktan sonra yağ miktarının yüksekliğe bağlı grafiği elde edilmiştir. Tablo 4.1’de kalibrasyon sonuçları gösterilmektedir. Şekil 4.9’da ise kalibrasyon grafiği görülmektedir. Grafiğin lineer olmamasına kompresör içindeki parçaların geometrileri etkili olmaktadır.

Tablo 4.1: Kalibrasyon sonuçları

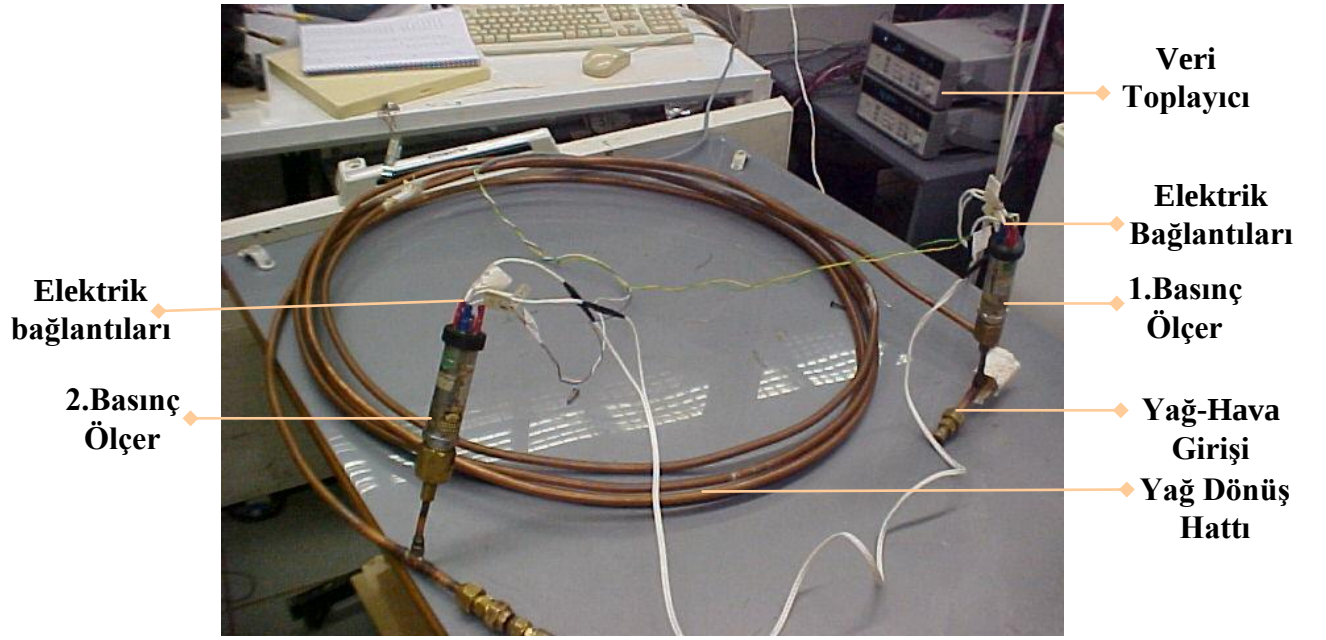
Yağ seviyesi [mm]	Yağ Miktarı [cc]
45.00	50
48.00	75
50.00	100
52.00	125
54.00	150
55.50	175
56.25	200
57.50	225
59.25	250
61.00	275



Şekil 4.10 : Kompresör yağ seviyesi kalibrasyon sonucu

4.4 Basınç Ölçer Kalibrasyonu

Yağ dönüş hattı üzerinde basınç kayıplarını ölçmek üzere iki adet basınç ölçer kullanılmıştır. Şekil 4.11’de görüldüğü üzere basınç ölçerler, yağ dönüş hattının giriş ve çıkışına yerleştirilmiştir. Basınç ölçerin elektronik bağlantıları veri toplayıcıya bağlanmıştır. İki basınç ölçerde 0-6 Volt arasında gerilim okunmaktadır. Bu çıktılar, kalibre edilerek bilgisayar ortamında bar biriminde sonuçlar elde edilmiştir.

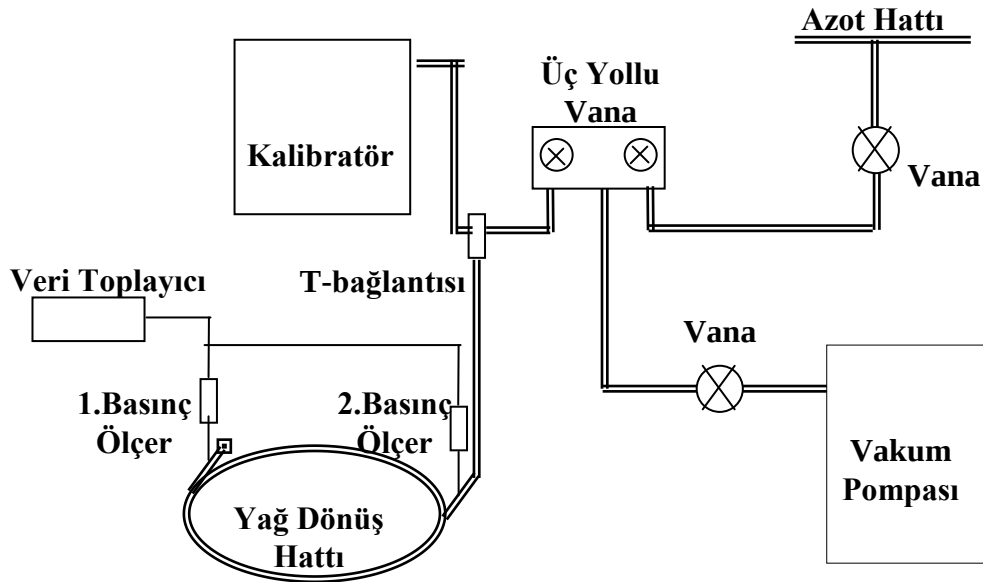


Şekil 4.11 : Basınç ölçer yerleşimi

Kalibrasyon işlemi, basınç ölçerler yağ dönüş hattı üzerindeyken yapılmıştır. Şekil 4.12’de görüldüğü üzere, yağ dönüş hattının yağ-hava giriş kısmı kapatılmıştır. Yağ-hava çıkış bölümüne ise 3 yollu vananın bir kolu bağlanmıştır. 3 yollu vanadan yağ dönüş hattına T-bağlantısıyla paralel bir hatta kalibratöre bağlanmıştır. Üç yollu vananın bir kolu ise vakum hattına ve en son hattı ise azot hattına bağlanmıştır. Azot hattında 10 bar basınçta azot gazı bulunmaktadır. Kalibrasyona başlanmadan önce basınç ölçer bağlantılarında kaçak testi yapılmıştır. Kaçak testi için azot hattı üzerinde bulunan vana açılmıştır. Üç yollu vanadan kontrollü olarak 5 barlık basınç yağ dönüş hattına verilmiştir. Hat üzerindeki kaçaklar köpükle ve veri toplama sistemi üzerinden kontrol edilmiştir. Sistemde kaçak kontrolü yapıldıktan sonra üç yollu vananın azot tarafı kapatılmıştır. Bu sefer üç yollu vananın vakum pompa tarafı ile yağ dönüş hattı ve kalibratör tarafı açılmıştır. Vakum pompası çalıştırılarak yağ dönüş hattı vakum edilmiştir. Bütün hat kalibratör üzerinde bulunan basıncın 1 psia’a basınca düşünceye kadar vakumlama işlemine devam edilmiştir. Daha sonra üç yollu vananın vakum hattı üzerinde bulunan vanası kapatılmıştır. Vakum seviyesi en düşük seviyeye kadar azaldıktan sonra, üç yollu vananın bu sefer azot hattı tarafı açılmıştır. Azot hattı tarafından yağ dönüş hattına üç yollu vananın yağ dönüş tarafı ile kalibratör tarafı açılmıştır. Bu valfin çok az miktarlarda kontrollü bir şekilde açılmasıyla, azot sisteme verilmektedir. Böylece kalibratörde ve dolayısıyla yağ

dönüş hattı üzerinde basıncın 1 psia'dan 28 psia oluncaya kadar, azot hattı üzerinden üç yollu vana aracılığıyla yağ dönüş hattına azot gazı verilmiştir. Veri toplama sisteminden her iki basınç ölçerden alınan voltaj değerleri ortalama 100 sn boyunca kaydedilmiştir. Kalibratörden her bir basınca karşılık gelen voltaj değerini belirlemek için 100 sn boyunca alınan verilerin ortalaması alınmıştır.

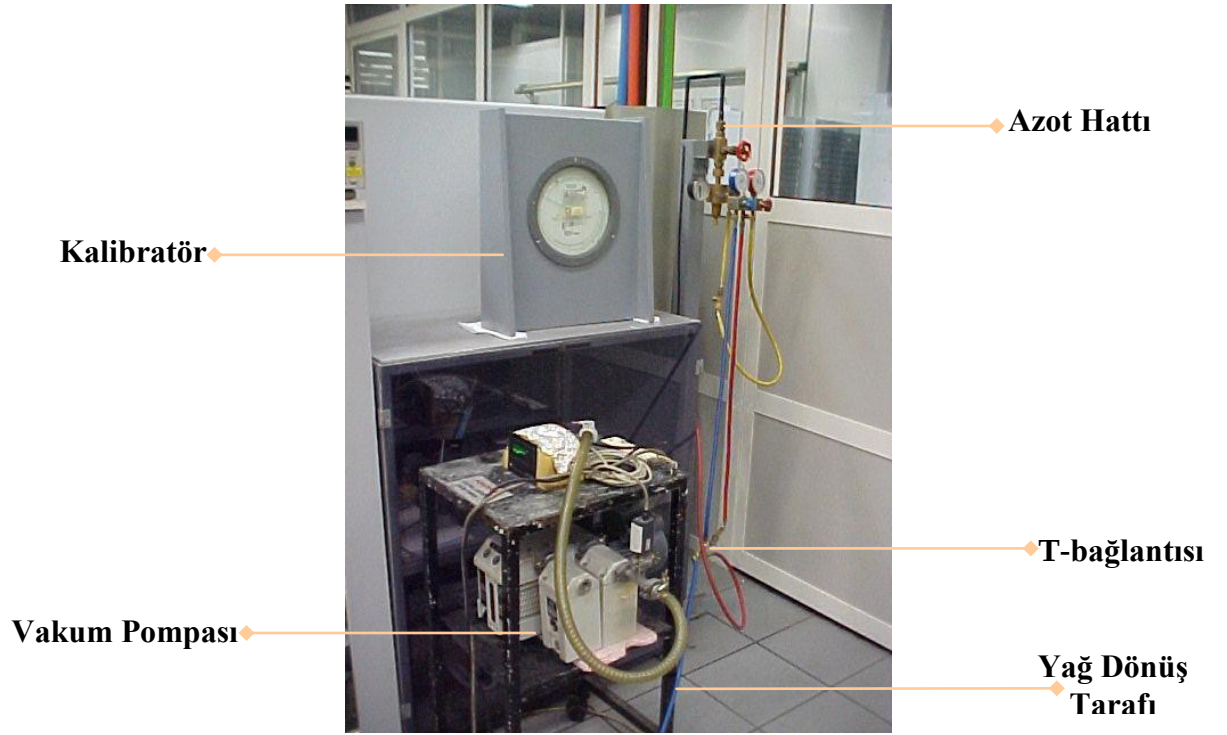
Kalibrasyonun ilk aşamasında bütün hat vakum halinde iken yağ dönüş hattına gaz verilerek ileri yönde ölçümler alınmıştır. İkinci aşamada ise bu sefer geri yönde kalibrasyon işlemi yapılmıştır. Bunun için yağ dönüş hattı 28 psia iken azot hattı üzerinde bulunan vana kapatılmış ve üç yollu vananın vakum tarafı açılmıştır. Bu sefer 28 psia'dan 1 psia 'ya kadar yağ dönüş hattı üzerinden gaz emilerek geri yönde kalibrasyon işlemi yapılmıştır. Böylece kalibratör üzerinde gözle yapılabilecek hatalar da azaltılmış olmaktadır.



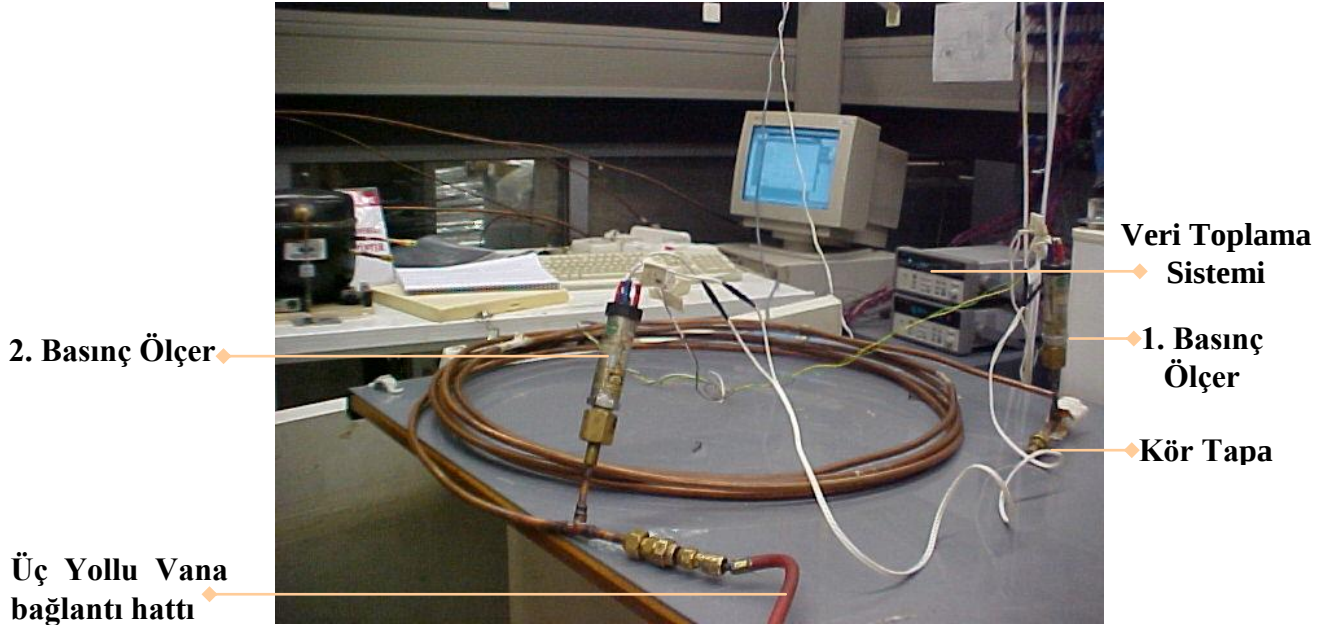
Şekil 4.12 : Basınç ölçer kalibrasyon şeması

Yukarıda kalibrasyon şeması verilen sistemin parçalarından kalibratör, azot hattı, üç yollu vana ve vakum pompası Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'te birlikte görülmektedir. Kalibratörün hassasiyeti 0.2 psia'dır. Azot hattı merkezi bir hatta bağlı ve 10 bar basınçta azot gazı ihtiva etmektedir. Üç yollu vana üzerinde iki adet açma kapama vanası bulunmaktadır. Ayrıca üç yollu vana üzerinde hassas olmamakla birlikte basınç ölçer bulunmaktadır. Yağ dönüş hattının hava-yağ giriş kısmında kör tapa kullanılarak hattın bir tarafı kapatılmıştır. Veri toplama sistemi bir adet veri toplayıcı

ile verileri elektronik ortamda izlemek ve kaydetmek üzere VEE programı içeren bilgisayar sistemi birlikte verilmiştir.



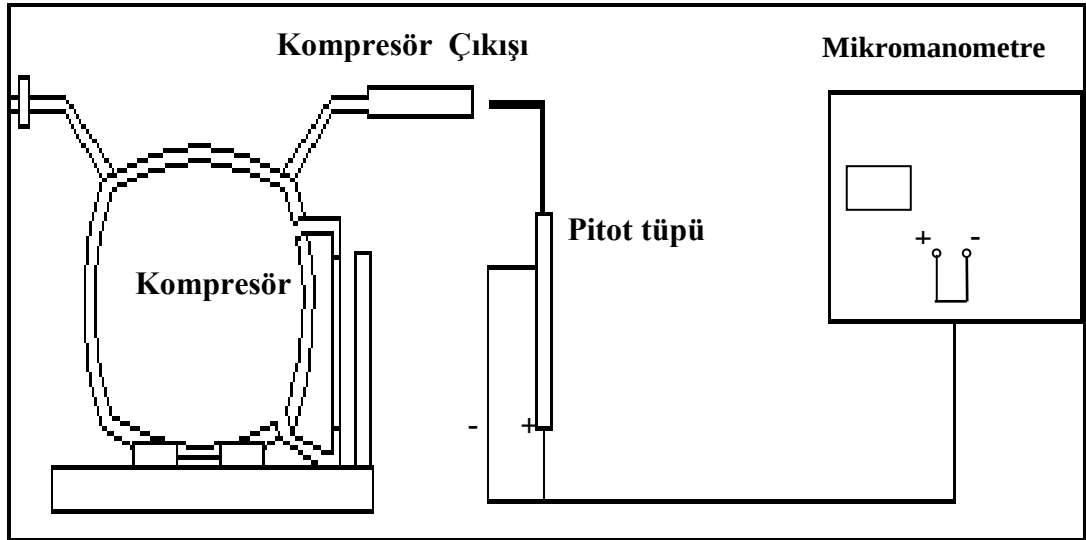
Şekil 4.13 : Kalibrasyon ekipmanlarından kalibratör, azot hattı, vakum pompası ve bağlantı boruları



Şekil 4.14 : Kalibrasyon için üç yollu vana, basınç ölçer, veri toplayıcı ve körlenmiş yağ dönüş hattı borusu

4.5 Kompresör Çıkışında Hız Ölçümü

Farklı boru çaplarının kompresörün debisine etkisine belirlemek amacıyla kompresör çıkışından pitot tüpü aracılığıyla hız değişimleri ölçülmüştür. Ölçme işleminin daha doğru olabilmesi ve türbülans etkisinin azaltılması amacıyla kompresör çıkışında çap genişletilmiş ve belli miktarda boru uzatılmıştır. Burada amaç, tam gelişmiş akışın elde edilmesidir. Ayrıca titreşimi sönmölemek üzere kompresör çıkışı yapıştırıcı ile sabitlenmiştir. Şekil 4.15'te bahsi geçen sistemin şematik görünüşü verilmiştir. Şekil 4.16'da ise hız ölçümü için kullanılan cihazlar gösterilmiştir. Pitot tüpünden şekilde görüldüğü üzere iki hat çıkmaktadır. Bu hatlardan birisi + kutuplu olup mikromanometre üzerinde (+) kutbuna bağlanmıştır. Pitot tüpü üzerinde, (-) kutup ise benzer şekilde mikromanometre üzerinde (-) kutba bağlanmıştır. Ölçümler her yarım saatte bir kompresör çıkışında uzatılan 9.5 mm'lik boru çıkışına yerleştirilen pitot tüpüyle yapılmıştır. Hız ölçümleri boru kesidini taramayla yapılmıştır. Tarama işlemi merkezden bakır çeperine daire çizerek yapılmıştır. Mikromanometreyle her 2 saniyede bir alınan hız verileri kaydedilmiştir. Daha sonra kaydedilen bu datalar bilgisayara aktarılmıştır.



Şekil 4.15 : Kompresör çıkışından hız ölçümü



Şekil 4.16 : Kompresör çıkışından hız ölçümü

5. DENEY DÜZENEĞİNDE PARAMETRİK İRDELEMELER

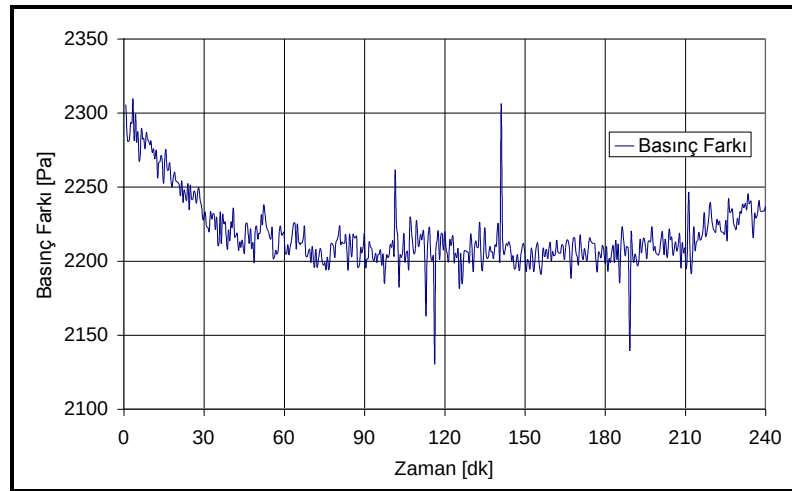
Soğutma sistemlerinde yağ dönüşü başlığı altında yapılan deneylerde incelenen parametreler şunlardır:

1. Boru çapının yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarına ve yağ dönüş borusundaki basınç düşümüne etkisi
2. Soğutma hattında kalan yağ miktarının yağ dönüş borusundaki basınç düşümüne etkisi
3. Farklı yağ debilerinin yağ dönüşüne ve basınç düşümüne etkisidir.

Bu amaçla hazırlanan deney düzeneğinde bahsi geçen parametrelerin etkisini görmek için 6 adet deney yapılmıştır. Bahsi geçen deneyler sırasıyla verilmiştir.

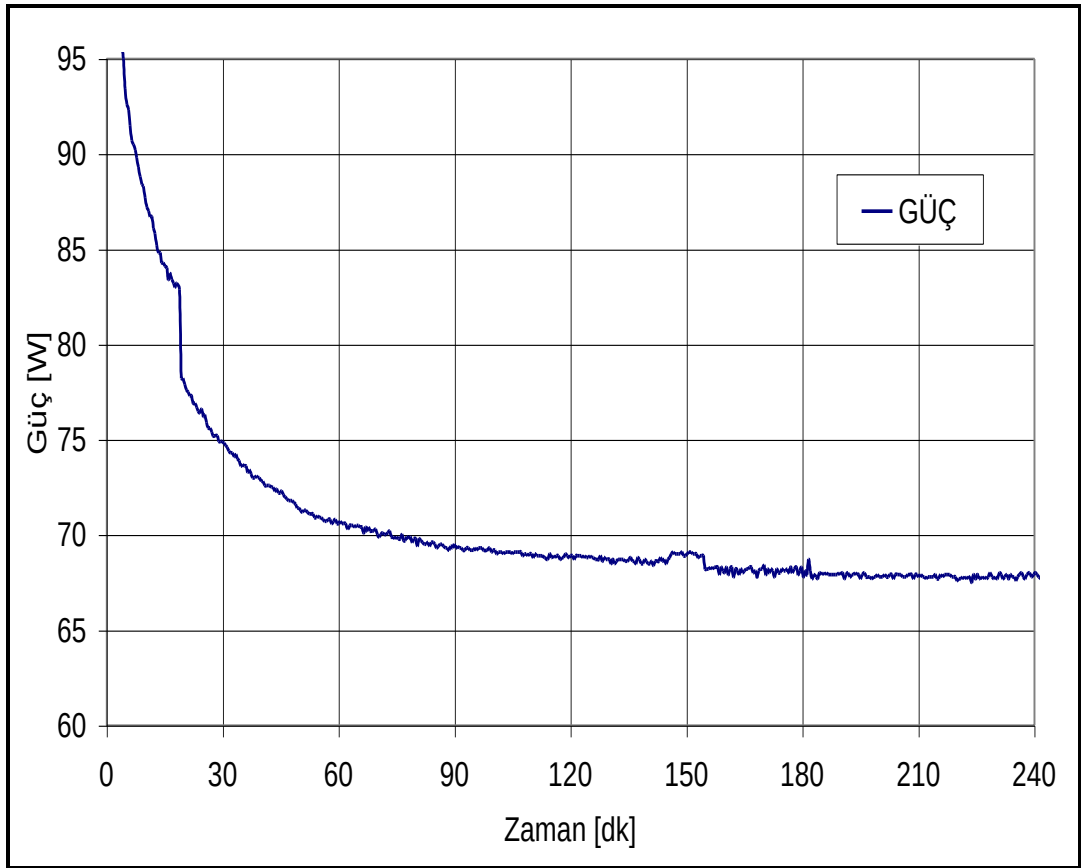
5.1 Deneysel Çalışma-1: Yağsız ve Yağ Dönüş Borusu 7.93 mm

Yağ dönüş borusunda, yağın boru boyunca basınç düşümüne etkisinin belirlenmesi için öncelikle sisteme yağ beslenmeden deney yapılmıştır. Şekil 5.1’de yağ dönüş borusunda yağ dönüş borusu girişi ile yağ dönüş borusu çıkışı arasındaki basınç farkının zamanla değişimi verilmiştir.

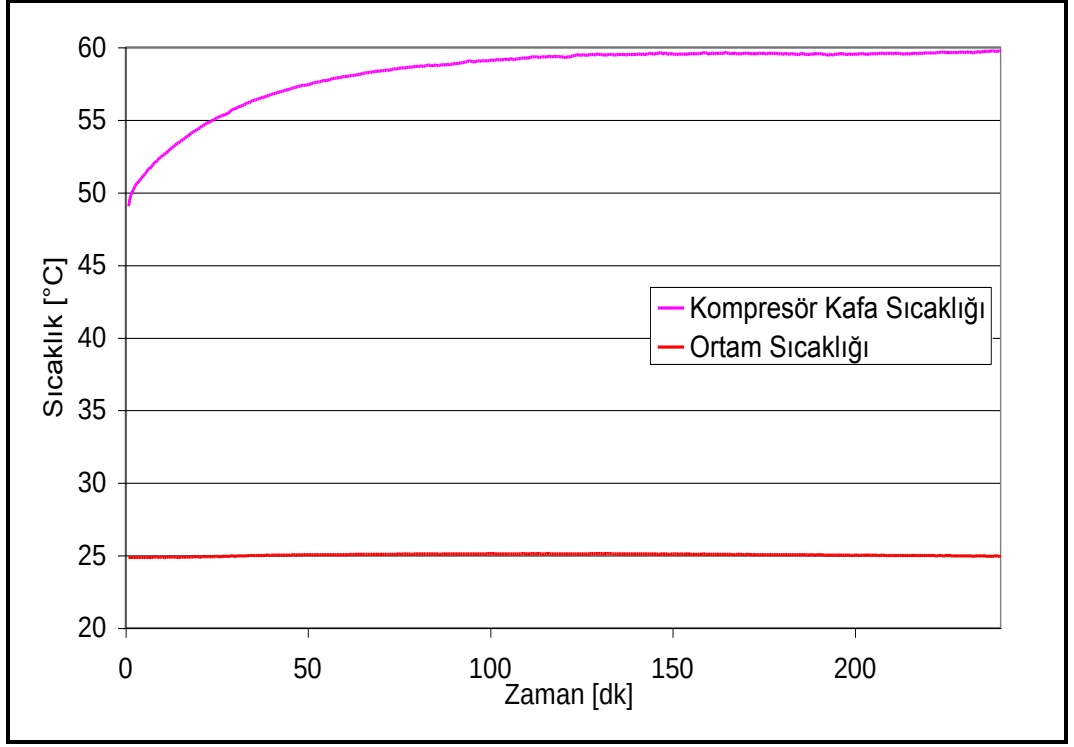


Şekil 5.1 : Dönüş Borusunun yağsız ve 7.93 mm dış çapında olduğu durum için basınç düşümü

Şekil 5.1’de görüldüğü üzere basınç düşümü çalışma peryodunun başlarında yüksek olmasına rağmen zamanla fark azalmakta ve dengeye gelmektedir. Bu azalmanın sebebi; kompresörün ilk çalışmaya başladığında ortamla aynı sıcaklıkta olması ve zamanla sıcaklığının artmasıdır. Bu durum, kompresörün sıkıştırdığı gazın yoğunluğunun azalmasına, sonuçta da kompresör debisinin azalmasına sebep olmaktadır. Ayrıca kompresör debisinin azalmasında etkili olan bir diğer faktör de kompresör içinde piston ve silindir arasında sızdırmazlığı sağlayan yağın viskozitesinin de düşmesidir. Şekil 5.2 ve 5.3’te de kompresörün dengeye gelinceye kadar ki çektiği güç ve kompresör kafa sıcaklığındaki değişim verilmiştir. Buna göre kompresör gücü ortalama 95 W’tan 67 W’a kadar düşerek dengeye gelmektedir. Benzer şekilde kompresör kafa sıcaklığı da ilk başlarda 50 °C civarında iken zamanla artarak 59 °C civarına çıkarak dengeye ulaşmaktadır.



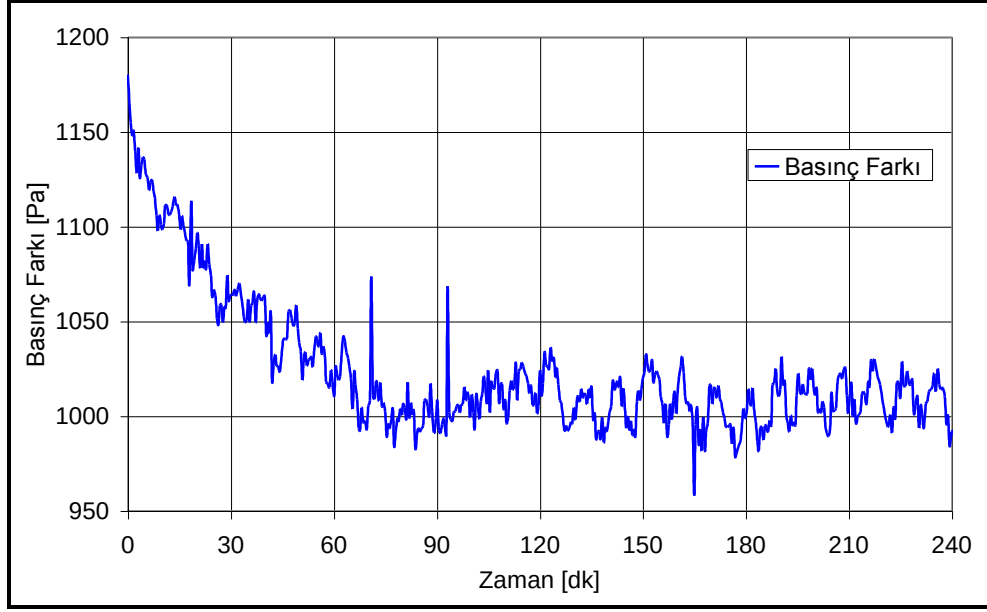
Şekil 5.2 : Kompresörün çektiği gücün zamanla değişimi



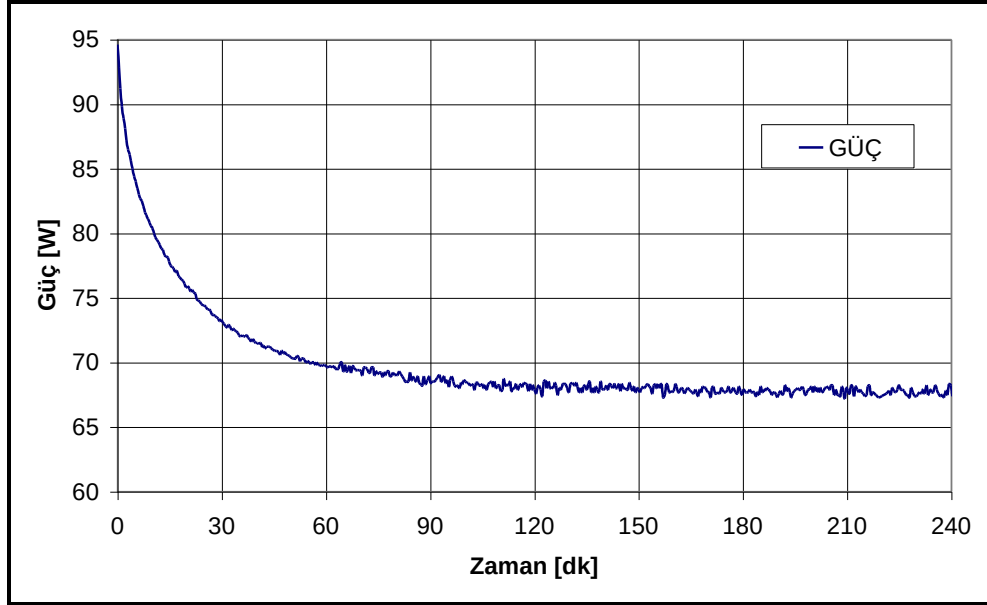
Şekil 5.3 : Kompresör ortam sıcaklığının ve kompresör kafası sıcaklığının zamanla değişimi

5.2 Deneysel Çalışma-2: Yağsız ve Yağ Dönüş Borusu 9.52 mm

Bu çalışmada yağ dönüş borusu daha önceki çapa göre daha geniştir. Şekil 5.4'te görüldüğü üzere boru çapının artması 7.93 mm çapında yağ dönüş borusunda meydana gelen basınç farkı değişimi ile benzer özellik göstermiştir. İlk 90 dakikalık çalışma periyodunda yağ dönüş borusunda meydana gelen basınç farkı 1150 Pa 'dan azalarak 1000 Pa civarında dengeye gelmiştir. Bu durumun sebebi, kompresör silindrinde bulunan havanın sıcaklığının artmasıdır. Havanın sıcaklığın artması yoğunluğunun azalmasına dolayısıyla kompresörün bastığı debinin azalmasına sebep olmaktadır. Kompresörün debisinin azalması ise kompresörün çektiği gücün azalmasına yol açmaktadır. Kompresörün harcadığı gücün azalmasında sıcaklığın bir diğer sonucu ise kompresör muhafazasında bulunan yağın viskozitesini azaltmasıdır. Düşük viskozite mekanik kayıpların azalmasına yol açmaktadır. Şekil 5.5'te kompresörün çektiği gücün zamanla değişimi görülmektedir.



Şekil 5.4 : Dönüş Borusunun yağsız ve 9.52 mm dış çapında olduğu durum için basınç düşümü

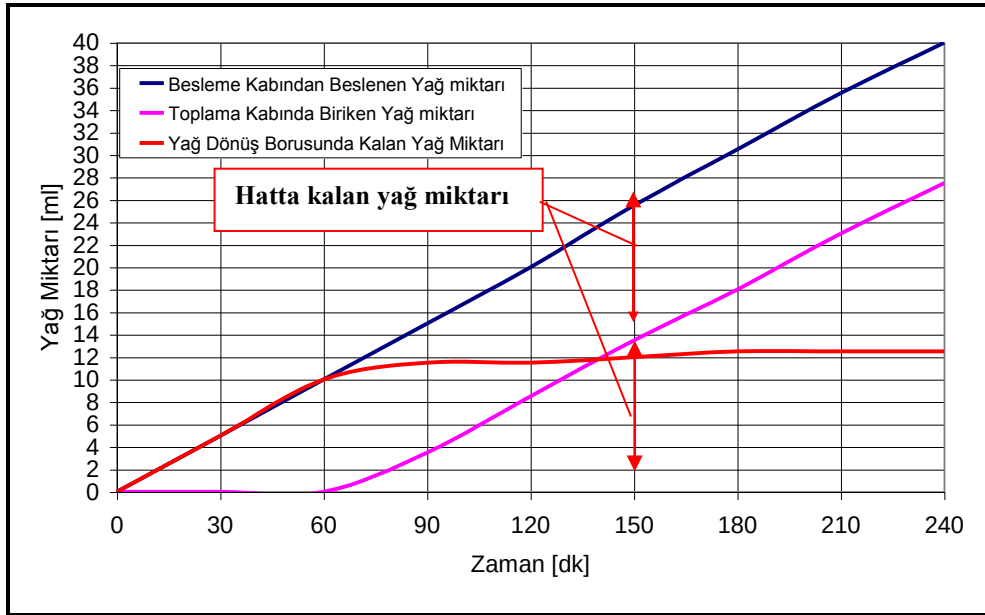


Şekil 5.5 : Kompresörün çektiği gücün zamanla değişimi

5.3 Deneysel Çalışma-3: Yağ debisi 10 ml/h ve Yağ Dönüş Borusu 7.93 mm

Daha önceki çalışmalarda yağ dönüş borusuna yağ verilmemişti. Bu çalışmada ise yağ dönüş borusuna, 10 ml/h'lik sabit debide yağ verilmiştir. Verilen bu yağlar zamanla yağ dönüş borusundan geçerek yağ dönüş borusu çıkışında bulunan yağ

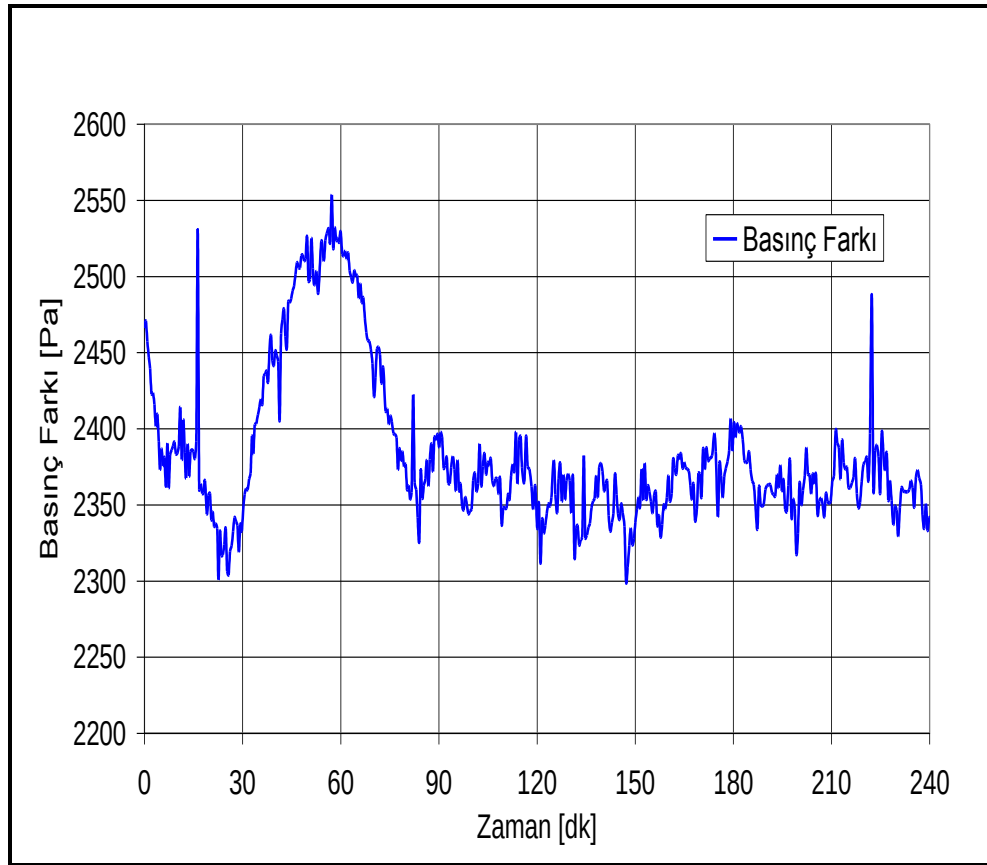
toplama kabında birikmektedir. Böylece her yarım hte bir ölçümler alınarak 4 hlik deney süresince hatta kalan yağ miktarının ve bu kalan yağ miktarının yağ dönüş borusunda meydana getirdiği basınç düşümünün zamanla değişimi ölçülmüştür. Yağ dönüş borusuna verilen yağ miktarı, yağ besleme kabı üzerinden ölçülürken yağ dönüş borusundan geçerek yağ toplama kabına geçen yağ miktarı ise yine yağ toplama kabı üzerindeki göstergeyle ölçülmüştür. Yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarı ise yağ besleme kabından yağ dönüş borusuna verilen yağ miktarı ile yağ toplama kabında biriken yağ miktarının farkı alınarak ölçülmüştür. Şekil 5.6'da gösterildiği üzere ilk 60 dakikalık zaman peryodunda yağ dönüş borusuna beslenen yağlar yağ toplama kabına geçmemiştir. İlk 60 dakikadan sonra beslenen yağlar toplama kabına ulaşmış ve zamanla beslenen yağ miktarının zamana göre eğimiyle yağ toplama kabında biriken yağın zamana bağlı eğimi eşitlenmiştir. Buda hatta kalan yağ miktarının artık dengelendiğini yani yağ dönüş borusuna verilen yağ debisi ile yağ toplama kabına giren yağ debisinin eşitlendiği anlamına gelmektedir. Bu deneyde denge halinde hatta kalan yağ miktarı 12 ml'dir.



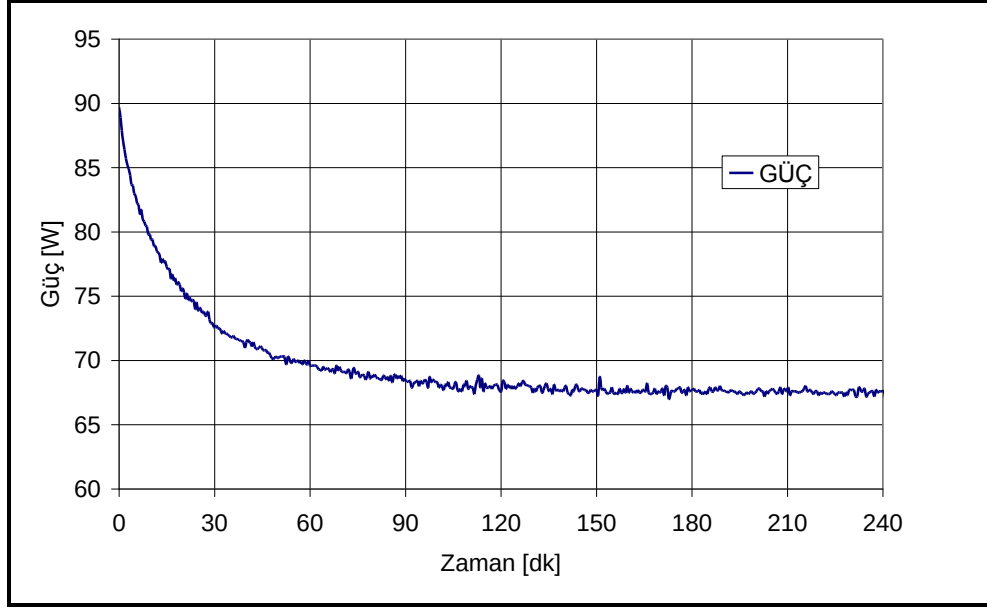
Şekil 5.6 : Yağ debisinin 10 ml/h ve yağ dönüş borusunun 9.53 mm olduğu durum için yağ dönüşü

Hatta kalan yağ miktarı yağ dönüş borusunda boru çapını daraltmak suretiyle basınç düşümüne sebep olmaktadır. Şekil 5.7'de görüldüğü üzere çalışmanın ilk başlarında, yağ dönüş borusunda kompresör kafa sıcaklığında meydana gelen artışla birlikte

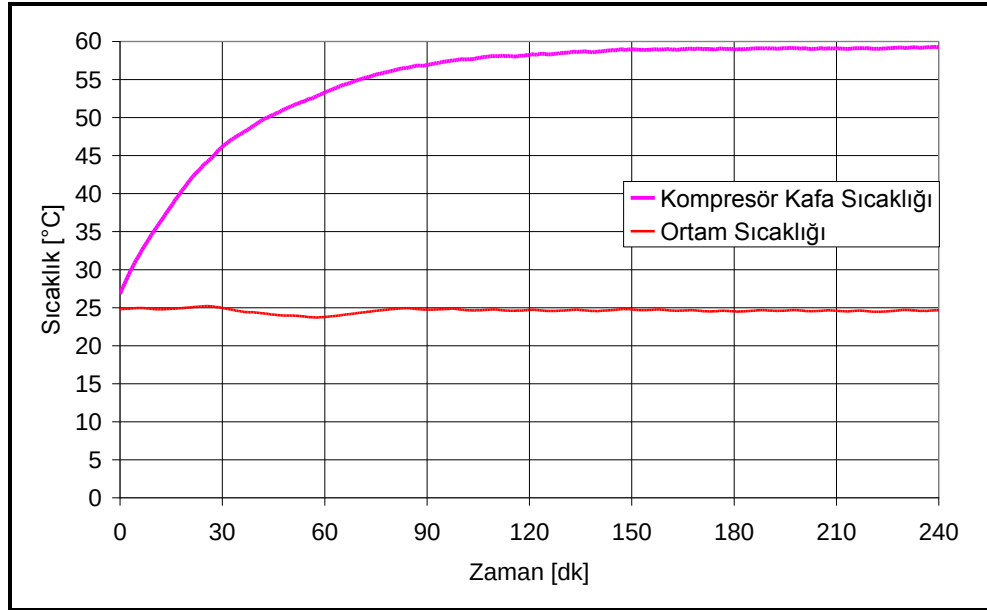
basınç farkı azalma eğiliminde iken yağ dönüş borusunda biriken yağında zamanla artmasıyla basınç farkı 30.dakikadan itibaren tekrar artmaya başlamıştır. 30.dakikadan itibaren Şekil 5.9’da görüldüğü üzere kompresörün zamanla ısınması sonucu debiki azalma yağ dönüş borusundaki basınç düşümünü azaltmaktadır. Bu zaman aralığında yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarının basınç farkını artırıcı etkisine kıyasla, debideki azalma basınç düşümüne azaltıcı etkisi daha fazla olmaktadır. 90.dakikadan itibaren sırasıyla Şekil 5.9, Şekil 5.8 ve Şekil 5.6’ da görüldüğü üzere kompresör kafa sıcaklığı, kompresörün gücü ve hatta kalan yağ miktarının da dengelenmesiyle basınç düşümü 2350 Pa civarında salınım yapmaktadır. Bu çalışmada da benzer şekilde kompresör gücü 67 W değerinde, kompresör kafa sıcaklığı da 59 °C’de dengeye varmıştır. Bu durum kompresörün debisinde bariz bir değişimin olmadığını göstermektedir.



Şekil 5.7 : Dönüş Borusunun yağlı ve 7.93 mm dış çapında olduğu durum için basınç düşümü



Şekil 5.8 : Kompresör çalışma süresince kullanmış olduğu gücün zamanla değişimi

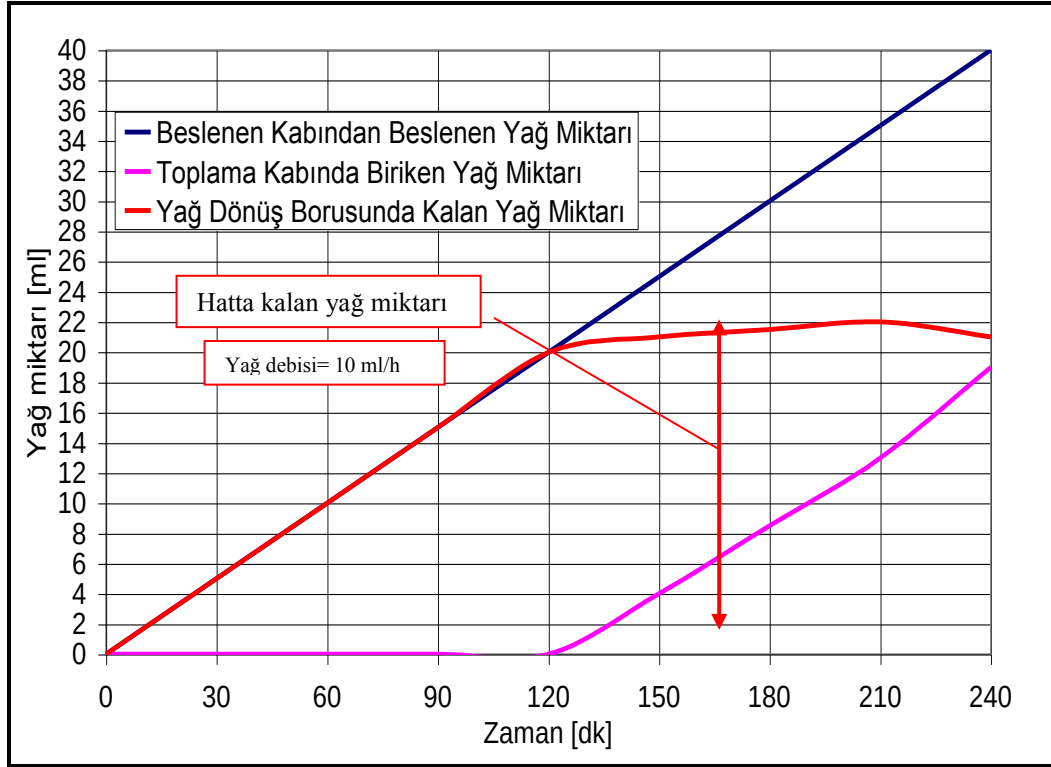


Şekil 5.9 : Kompresör ortam sıcaklığının ve kompresör kafası sıcaklığının zamanla değişimi

5.4 Deneysel Çalışma-4: Yağ debisi 10 ml/h ve Yağ Dönüş Borusu 9.52 mm

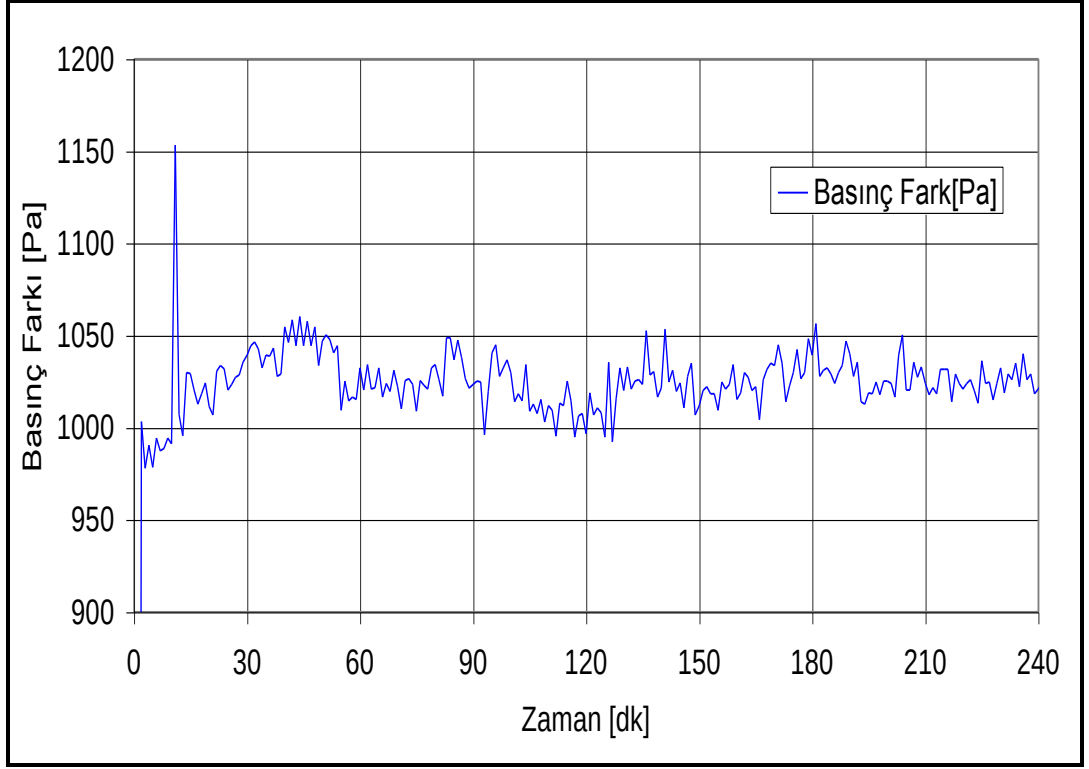
Bu çalışmada 25 °C ortam sıcaklığında 9.52 mm dış çapında ki yağ dönüş borusunda, yağ dönüş borusunda biriken yağın zamanla değişimi ve bu yağın hat boyunca oluşturduğu basınç düşümü ölçülmüştür. Şekil 5.10'da görüldüğü üzere ilk

120 dakikalık kısımda 20 ml yağ beslenmesine karşın yağ toplama kabında hiç yağ birikmemiştir. 120 dakikadan sonra yağ dönüş borusuna beslenen yağlar yağ toplama kabına geçmektedir. Belli bir süre gecikmeden sonra beslenen yağın zamana göre eğimi ile toplama kabında toplanan yağın zamana göre eğimi eşitlenmektedir. Böylece yağ besleme kabından beslenen yağ debisi ile yağ toplama kabında biriken yağ debisi eşitlenmektedir. Sonuçta yağ dönüş borusunda 21 ml yağ kalmaktadır.



Şekil 5.10 : Dönüş borusunun 9.52 mm olduğu durum için hatta kalan yağ miktarının zamanla değişimi

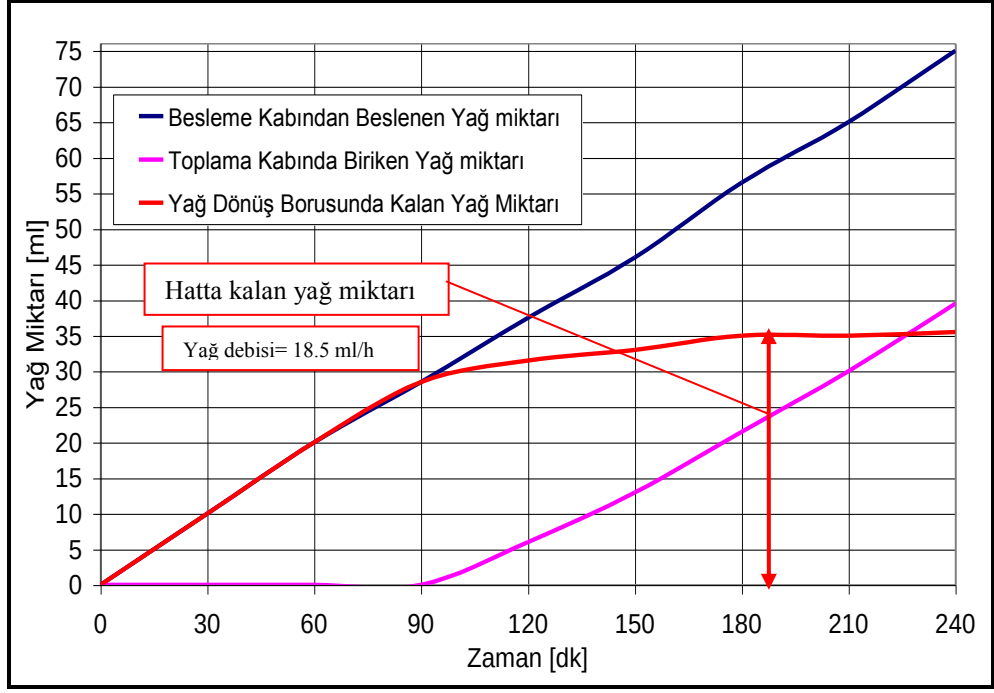
Basınç düşümü ise Şekil 5.9'da görüldüğü üzere ilk başlarda artma eğilimindedir. Bu durumun sebebi kompresör silindirine giren havanın yoğunluğunun yüksek olmasıdır. Daha sonra kompresör silindirinin de ısınmasıyla debi azalmaktadır. Debinin azalması yağ dönüş borusunda basınç düşümünü azaltmaktadır. Grafikten de görüldüğü üzere debinin azalması sonucu zamanla azalması beklenen basınç düşüşü çok büyük miktarda azalmamıştır. Çünkü yağ dönüş borusuna beslenen yağın oluşturduğu basınç düşümü bu azalmayı dengelemiştir. Yapılan bu deneyde, yağ dönüş borusu boyunca ortalama 1025 Pa'lık bir basınç düşümü meydana gelmiştir.



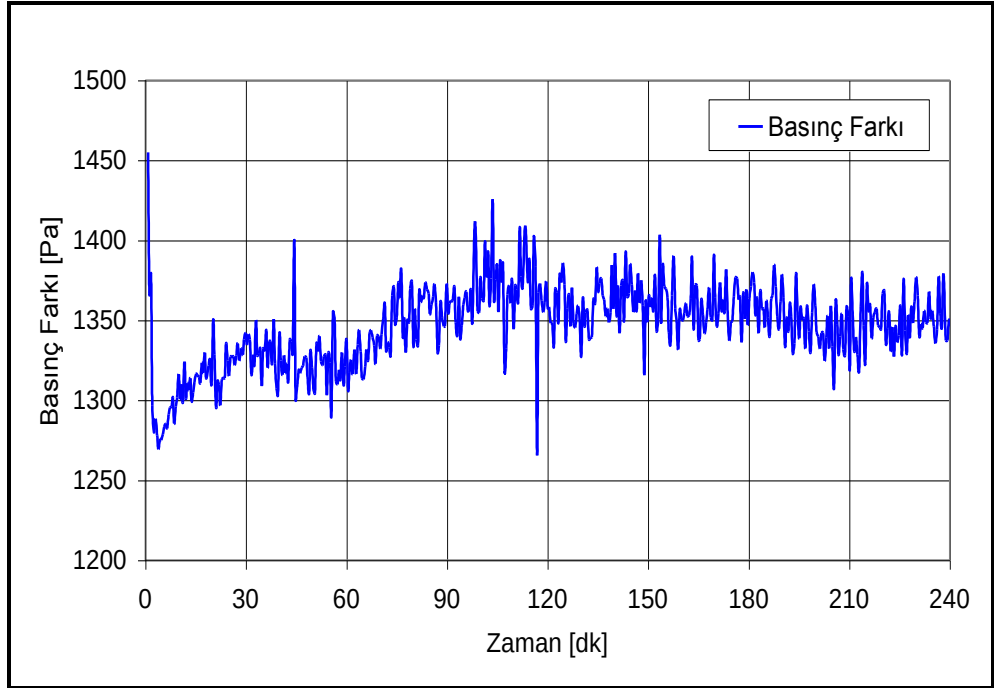
Şekil 5.9 : Yağ debisinin 10 ml/h olduğu durum için basınç düşümü değişimi

5.5 Deneysel Çalışma-5: Yağ debisi 18.5 ml/h ve Yağ Dönüş Borusu 9.52 mm

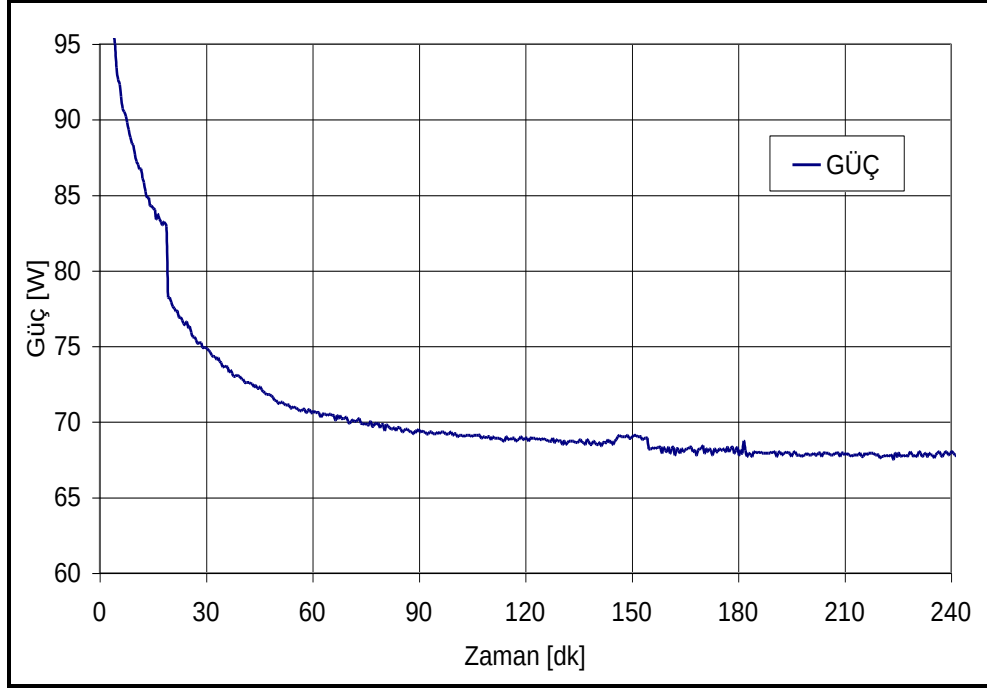
Bu çalışmada yağ besleme kabından yağ dönüş borusuna 18.5 ml/h sabit debide yağ beslenmiştir. Yağ dönüş borusu dış çapı ise 9.52 mm'dir. Şekil 5.10'da yağ dönüş borusunda zamanla biriken yağ miktarı görülmektedir. 90.dakikadan itibaren yağ toplama kabında yağ birikmeye başlamıştır. Yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarı 35 ml 'de olmaktadır. Bu çalışmada, hatta kalan yağ miktarının basınç düşümünü oldukça etkilemiştir. Şekil 5.11'de görüldüğü üzere yağ dönüş borusu boyunca basınç farkı başlangıçtan itibaren az bir oranda artış göstermiştir. Her ne kadar Şekil 5.11 ve Şekil 5.12 de görüldüğü üzere kompresörün sıcaklığının artması kompresörün debisini dolayısı ile basınç düşümüne azaltıcı bir etki doğursada, yağ debisinin yüksek olmasının basınç düşümünün artmasında daha fazla etkili olduğu görülmektedir. Sonuçta yağ dönüş borusu boyunca basınç düşümü artarak 1350 Pa da dengelenmektedir.



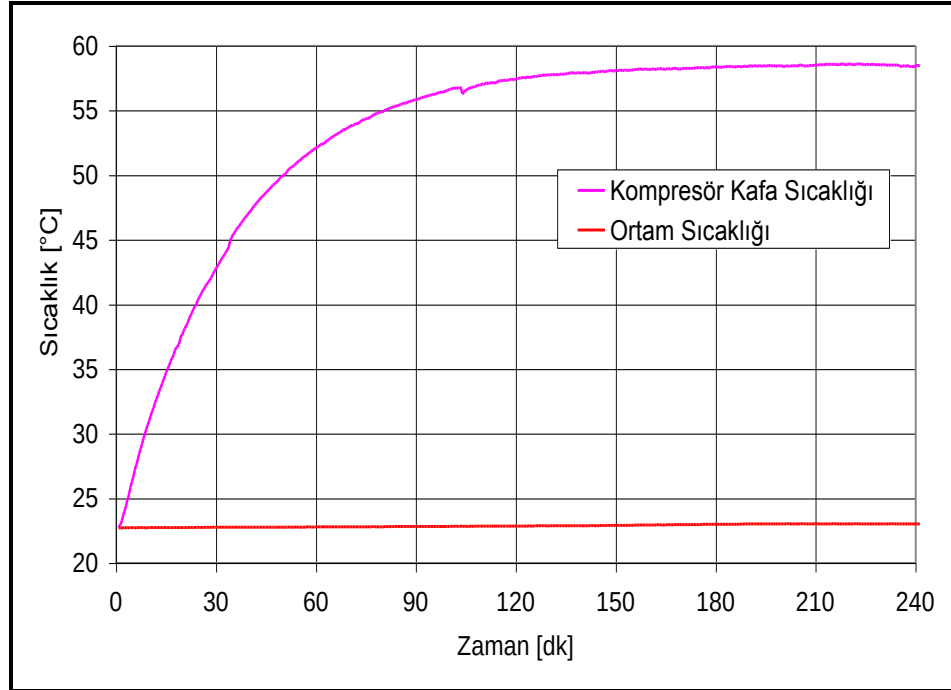
Şekil 5.10 : Yağ dönüş borusunda zamanla biriken yağ miktarı



Şekil 5.11 : Yağ debisinin 18.5 ml/h olduğu durum için basınç düşümü değişimi



Şekil 5.11 : Kompresör çalışma sürüsince kullanmış olduğu gücün zamanla değişimi



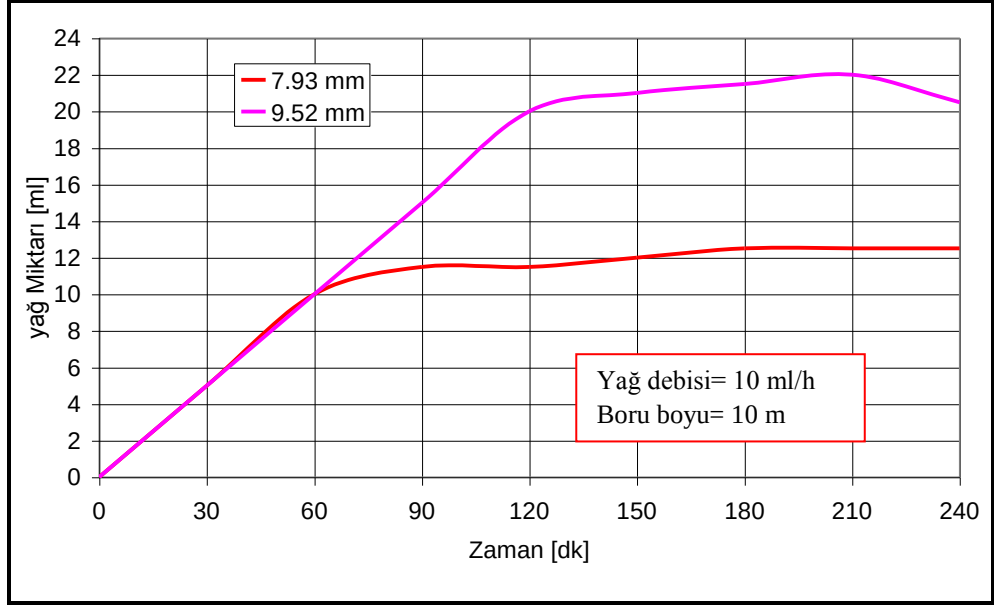
Şekil 5.12 : Kompresör ortam sıcaklığının ve kompresör kafası sıcaklığının zamanla değişimi

6. DENEY SONUÇLARININ ANALİZİ

Yapılan deney sonuçlarından da görüldüğü üzere kompresör kafa sıcaklığı ve kompresör gücü sırasıyla 58 °C ve 67 W civarında dengeye gelmektedir. Bu durumda kompresör dengeye geldiğinde çektiği debide belirgin bir değişme olmadığını göstermektedir. Farklı çaplarda yağ dönüş borularının kullanılması debiden daha çok havanın sürüklenme hızının değişmesini sağlamaktadır. Bu durum basınç düşümlerini azaltırken boru içinde yağın süpürülme hızını arttırmaktadır. Bu bölümde farklı boru çaplarının ve farklı yağ debilerinin basınç düşümüne ve hatta kalan yağ miktarına etkisi karşılaştırılmalı olarak verilecektir.

6.1 Boru Çapının Yağ Dönüş Borusunda Kalan Yağ Miktarına Etkisi

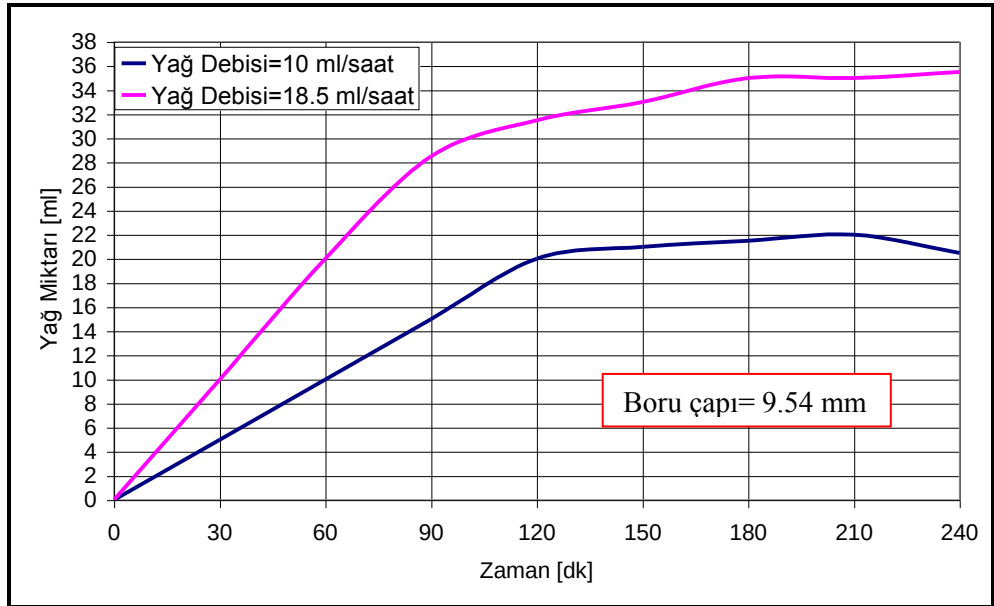
Boru çapının, yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarına olan etkisi Şekil 6.1’de görülmektedir. Normal çalışma şartlarında kompresör debisinde değişim çok az olmaktadır. Boru çapında yapılan bir değişim debiden daha çok boru içinde akışkanın sürüklenme hızını değiştirmektedir. Boru çapının artması sonucunda boru içinde yağı süpüren akışkanın hızı azalmaktadır. Sürüklenme hızın azalması ise yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarını artırmaktadır. Yağ dönüş borusuna 10 ml/h lik sabit debide yağ beslenmesi durumunda yağ dönüş borusu çapının 7.93 mm olduğu durum için hatta kalan yağ miktarı 12.5 ml olurken, 9.52 mm çap için bu miktar artarak 21 ml olmaktadır.



Şekil 6.1 : Sabit yağ debide boru çapının hatta kalan yağ miktarına etkisi

6.2 Yağ Debisinin Yağ Dönüş Borusunda Kalan Yağ Miktarına Etkisi

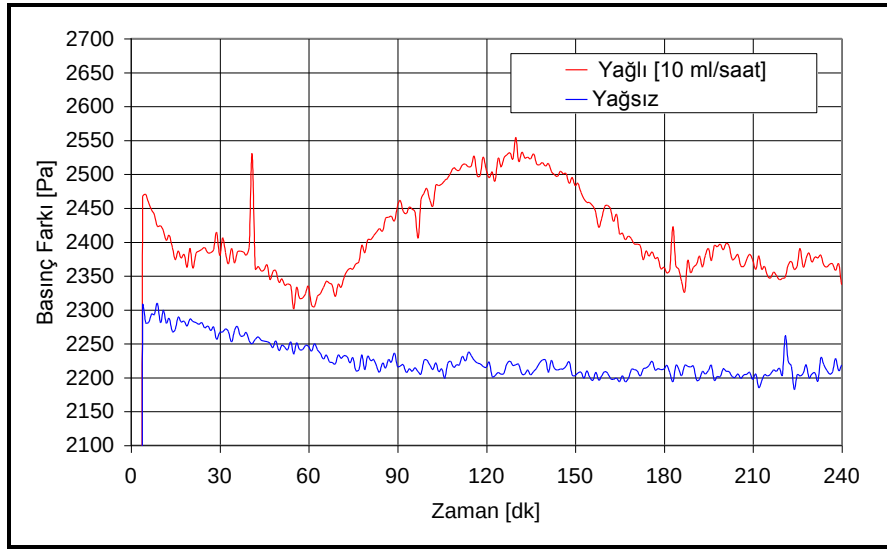
Farklı kompresörleri modellemek üzere yağ dönüş borusuna farklı miktarlarda yağ beslendiği durum için Şekil 6.2’de görüldüğü üzere yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarı değişmektedir. 10 ve 18.5 ml/h olmak üzere iki farklı yağ debisinde sırasıyla yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarı 21 ve 35 ml olmaktadır.



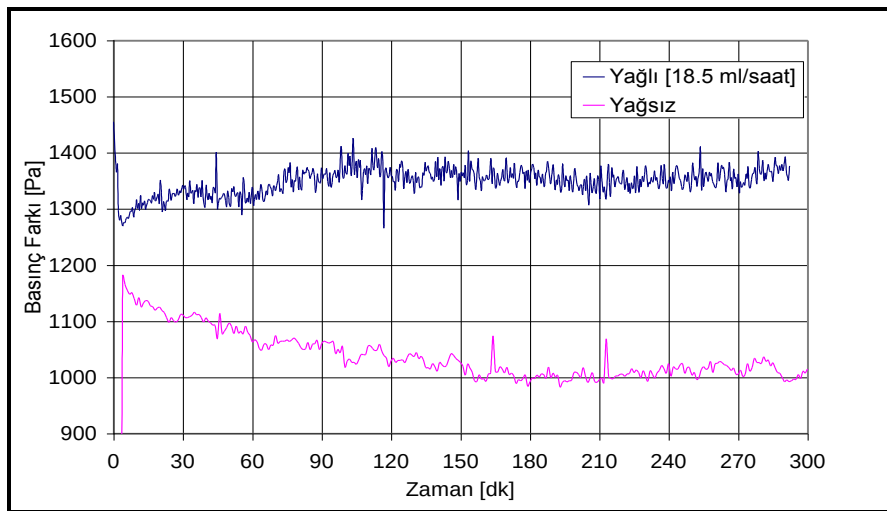
Şekil 6.2 : Yağ debisinin yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarına etkisi

6.3 Yağ Dönüş Borusunda Biriken Yağın Basınç Düşümüne Etkisi

Daha önce bahsi geçtiği üzere boru çapının azalması yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarını azaltırken çap daralması sonucu basınç düşümü artmaktadır. Yağ dönüş borusunda kalan yağ da boru çapında daralmaya sebep olmaktadır. Şekil 6.3 ve Şekil 6.4'te farklı boruların yağlı ve yağsız olduğu durumlar için basınç düşümü farkı görülmektedir. Her iki grafikte de görüldüğü üzere yağ dönüş borusuna yağ beslendiği durum için basınç düşümü fazla olmaktadır.



Şekil 6.3 : Yağ dönüş borusunun 7.93 mm olduğu durum için yağın basınç düşümüne etkisi



Şekil 6.4 : Yağ dönüş borusunun 9.45 mm olduğu durum için yağın basınç düşümüne etkisi

6.4 Sürtünme Katsayısının Reynolds Sayısına Bağlı Değişimi

Sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimini belirlemek için öncelikle kompresör çıkışında hız ölçülmüştür. Böylece 3.Bölümde de bahsedildiği üzere kompresör çıkışında ölçülen hız ve sıcaklık değerinden kompresörün debisi belirlenmiştir. Hesaplanan bu debi ile yağ dönüş borusundaki debi aynı olduğu kabulü ile yağ dönüş boru içinde ortalama hız değeri elde edilmiştir. Basınç düşümleri deney sonuçlarında kompresör kafa sıcaklığı ve çektiği gücün dengeye ulaştığı zaman aralığında ortalama basınç düşümü olarak alınmıştır. Bu basınç düşümünden Moody (veya Darcy) sürtünme faktörü kullanılarak sürtünme faktörü hesaplanmıştır.

Sisteme yağ beslendiği zaman ise benzer şekilde yağ dönüş borusunda meydana gelen daralma için hatta kalan yağ miktarı esas alınmıştır. Kalan yağ miktarı boru kesitinde darlamaya sebep olacağından bu miktarı belirlemek için hatta kalan yağ miktarı yağ dönüş borusu uzunluğuna bölünerek oluşturduğu kesit hesaplanmıştır. Bu kesitten hidrolik çap hesaplanarak benzer şekilde yağsız boruda kullanılan formüller kullanılarak boru boyunca sürtünme faktörü hesaplanmıştır.

6.4.1 Deneysel Çalışma-1: Sistemin Yağsız ve Yağ Dönüş Borusunun 7.93 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı

Bu hesaplamada kompresör çıkış debisi hesaplanmıştır. Kompresör çıkışında akış kesit alanı 7.93 mm²'dir. Kompresörden geçen hava kompresörde ısınmaktadır ve denge halinde ortalama 35°C olmaktadır. Tablo 6.1'de ölçülen değerler ve kompresör çıkış debisi hesabının sonuçları verilmiştir. Tablo 6.2'de kompresör çıkışında elde edilen hava debisiyle yağ dönüş borusunda ki debiye geçilmiştir. Yağ dönüş borusu kesiti çapı 6.35 mm'dir. Kompresör çıkışında hesaplanan debiden yağ dönüş borusu içindeki ortalama hız değeri elde edilmiştir. Elde edilen hız ile Reynolds sayısı hesaplanmıştır. Daha sonra, deneysel sonuçtan elde edilen denge hali basınç düşümüyle sürtünme faktörü elde edilmiştir.

Tablo 6.1: Kompresör çıkışında debi hesabı sonucu

Komp.Çıkış Sıcak. [°C]	Hava Yoğunluğu [kg/m ³]	Hava Kin. Viskozitesi [m ² /s]	Boru Çapı [m]	Akış Kesit Alanı [m ²]	Komp.Çıkış Hızı [m/s]	Hava Çıkış Debisi [kg/s]
35	1.14	0.0000165	0.00793	0.0000494	6.95	0.00039

Tablo 6.2: Yağ dönüş borusunda sürtünme faktörü hesabı

m _{hava_ydb} [kg/s]	Kin.Vis.25 °C [m ² /s]	Yoğunluk 25°C [kg/m ³]	Yağ Dönüş Borusu Çapı [m]	Hava Hızı [m/s]	Reynolds Sayısı	Basınç Düşümü [Pa]	f _s
0.00039	0.0000156	1.184	0.00635	10.44	4248	2220	0.0218

6.4.2 DeneySEL Çalışma-2: Sistemin Yağsız ve Yağ Dönüş Borusunun 9.52 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı

Bu çalışmada yağ dönüş borusu akış kesit çapı 7.93 mm'dir. Kompresör çıkışında pitot tüpüyle ölçülen ortalama hız değerinden kompresör çıkış hava debisi hesaplanmıştır. Tablo 6.3'te yapılan ölçümler ve kompresör çıkışında hava debisi sonucu hesap özeti verilmiştir. Tablo 6.4'te kompresör çıkışında elde edilen hava debisinden, yağ dönüş borusu debisi elde edilmektedir. Yağ dönüşborusu debisinden yağ dönüş borusunda ortalama hız değeri sonuçları bulunmaktadır. Elde edilen hız değerinden de yağ dönüş borusunda Reynolds sayısı hesaplanmıştır. Deney sonuçlarından elde edilen basınç düşümünden sürtünme faktörü hesaplanmıştır.

Tablo 6.3: Kompresör çıkışında debi hesabı sonucu

Hava Yoğunluğu [kg/m ³]	Hava Kin. Viskozitesi [m ² /s]	Boru İç Çapı [m]	Akış Kesit Alanı [m ²]	Komp.Çıkış Hızı [m/s]	Hava Çıkış Debisi [kg/s]
1.140	0.0000165	0.00793	0.0000494	6.90	0.00038

Tablo 6.4: Yağ dönüş borusunda sürtünme faktörü hesabı

m _{hava_ydb} [kg/s]	Kin.Vis.25°C [m ² /s]	Yoğunluk 25°C [kg/m ³]	Yağ Dönüş Borusu Çapı [m]	Hava Hızı [m/s]	Reynolds Sayısı	Basınç Düşümü [Pa]	f _s
0.000388	0.0000156	1.184	0.00793	6.64	3377	2220	0.067

6.4.3 Deneyisel Çalışma-3: Sisteme 10 ml/h Yağ Beslendiği ve Yağ Dönüş Borusunun 7.93 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı

Bu deneyisel çalışmada, yağ dönüş borusuna 10 m/h sabit debide yağ verilmiştir. Kompresör çıkışında pitot tüpüyle ölçülen hız değerinden kompresör çıkışında debi hesaplanmıştır. Tablo 6.5'te kompresör çıkışı hesap sonuçları verilmiştir.

Tablo 6.5: Kompresör çıkışında debi hesabı

Hava Yoğunluğu [kg/m ³]	Yağ Kin. Viskozitesi [m ² /s]	Hava Kin. Viskozitesi [m ² /s]	Boru Çapı [m]	Akış Kesit Alanı [m ²]	Komp.Çıkış Hızı [m/s]	Hava Çıkış Debisi [kg/s]
1.14	0.000010	0.00001650	0.00793	0.0000494	6.95	0.000391

Kütlenin korunumu ilkesinden kompresör çıkışı debisinden yağ dönüş debisinde hesaplanmış olmaktadır. Yapılan deney sonucunda sürekli halde hatta kalan yağ miktarı 12.5 mm'dir. Bu yağ miktarından birim uzunluk için kesit alanı bulunmuştur. Yağ dönüş borusu çapından ve yağ kesit alanından α açısı iterasyon işlemiyle bulunmaktadır. Bu kısımda bahsi geçen hesaplamalar Tablo 6.6'da verilmiştir.

Tablo 6.6: Yağ dönüş borusu bilgileri

$m_{yağ}$ [kg/s]	m_{hava_ydb} [kg/s]	Boru Çapı _{ydb} [m]	Boru Kesit Alanı [m ²]	Yağ Kesiti [m ²]	α [Radyan]
0.00000245	0.000389	0.00635	0.00003167	0.00000125	0.584

α açısının hesabından sonra boru kesitindeki daralma da belirlenmiş olmaktadır ve bu açı değeriyle hidrolik çap hesaplanmaktadır. Boru içindeki hava hızından ve hidrolik çaptan deneyisel sonuçta elde edilen basınç düşümünden boru içindeki sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı hesaplanmıştır. Bahsi geçen hesapların sonucu Tablo 6.7'de verilmiştir.

Tablo 6.7: Yağ dönüş borusunda sürtünme faktörü hesabı

A_c [m ²]	ζ [m ²]	$D_{hidrolik}$ [m]	Hava Hızı [m/s]	Kin. Vis. 25°C [m ² /s]	Yoğunluk 25°C [kg/m ³]	Reynolds Sayısı	Basınç Düşümü [Pa]	f_s
0.0000304	0.0197	0.00616	10.83	0.0000156	1.184	4280	2377	0.021

6.4.4 Deneysel Çalışma-3: Sisteme 10 ml/h Yağ Beslendiği ve Yağ Dönüş Borusunun 9.52 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı

Yağ dönüş borusu akış kesit çapı bu deneyde 7.93 mm'dir. Yağ dönüş borusuna 10 ml/h sabit debide yağ verilmiştir. Deney sonucunda hatta kalan yağ miktarı 20 ml olmuştur. Yağ dönüşü borusu boyunca basınç düşümü 1010 Pa olarak ölçülmüştür. Bütün sistemin debisi, kompresör çıkışında ölçülen hız değerinden elde edilmiştir. Tablo 6.8'de kompresör çıkışında debi hesabı sonuçları verilmiştir.

Tablo 6.8: Kompresör çıkışında debi hesabı

Hava Yoğunluğu [kg/m ³]	Yağ Kin. Viskozitesi [m ² /s]	Hava Kin. Viskozitesi [m ² /s]	Boru Çapı [m]	Akış Kesit Alanı [m ²]	Komp.Çıkış Hızı [m/s]	Hava Çıkış Debisi [kg/s]
1.140	0.0000100	0.0000165	0.00793	0.0000494	6.93	0.00039

Kompresör çıkışında ölçülen debiden yağ dönüş borusu debisini bulmak için öncelikle hatta kalan yağ miktarının boru kesitinde oluşturduğu daralma hesaplanması gerekmektedir. Hatta kalan yağ miktarı yağ dönüş borusu boyuna bölünerek yağ kesit alanı bulunmuştur. İterasyon işlemi yapılarak yağın boru merkeziyle yapmış olduğu ıslatma açısı hesaplanmış olmaktadır. Tablo 6.9'da sonuçlar verilmiştir.

Tablo 6.9: Yağ dönüş borusu bilgileri

Yağ Yoğunluğu [kg/m ³]	m _{yağ} [kg/s]	m _{hava_ydb} [kg/s]	Yağ Kesit [m ²]	α [Radyan]
881.5	0.0000024	0.000387	0.0000020	0.52

Islatma açısından hava akış kesit alanı hesaplanarak yağ dönüş borusunda ortalama hız değeri elde edilmektedir. Deneysel basınç düşümünü kullanarak yağ dönüş borusunda sürtünme katsayısı hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler Tablo 6.10 da verilmiştir.

Tablo 6.10: Yağ dönüş borusunda sürtünme faktörü hesabı

Ac [m ²]	Ç [m ²]	D _{hidrolik} [m]	Hava Hızı [m/s]	Kin.Vis.25°C [m ² /s]	Yoğunluk 25°C [kg/m ³]	Reynolds Sayısı	Basınç Düşümü [Pa]	fs
0.0000474	0.0247	0.00767	6.93	0.0000156	1.184	3407	1010	0.0272

6.4.5 Deneysel Çalışma-5: Sisteme 18.5 ml/h Yağ Beslendiği ve Yağ Dönüş Borusunun 9.52 mm Olduğu Durum İçin Sürtünme Faktörü Hesabı

Yağ dönüş borusu akış kesit çapı bu deneyde 7.93 mm'dir. Yağ dönüş borusuna 18.5 ml/h sabit debide yağ verilmiştir. Deney sonucunda hatta kalan yağ miktarı 35 ml olmuştur. Yağ dönüşü borusu boyunca basınç düşümü ise 1350 Pa olarak ölçülmüştür. Bütün sistemin debisi, kompresör çıkışında ölçülen hız değerinden elde edilmiştir. Tablo 6.8'de kompresör çıkışında debi hesabı sonuçları verilmiştir.

Tablo 6.11: Kompresör çıkışında debi hesabı sonucu

Hava Yoğunluğu [kg/m ³]	Yağ Kin.Viskozitesi [m ² /s]	Hava Kin. Viskozitesi [m ² /s]	Boru Çapı [m]	Akış Kesit Alanı [m ²]	Komp.Çıkış Hızı [m/s]	Hava Çıkış Debisi [kg/s]
1.14	0.000010	0.0000165	0.00793	0.0000494	6.75	0.0004

Kompresör çıkışında hesaplanan debiden yağ dönüş borusu debisi hesaplanmıştır. Yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarından yağ dönüş borusundaki daralma hesaplanmıştır. Tablo 6.12 de yağın boru merkezden boru çeperini ıslatma açısı hesap sonucu verilmiştir.

Tablo 6.12: Yağ dönüş borusu bilgileri

m yağ [kg/s]	m _{hava_ydb} [kg/s]	Boru Çapı _{ydb} [m]	Boru Kesit Alanı [m ²]	Yağ Kesit Alanı [m ²]	α [Radyan]
0.00000453	0.000376	0.00793	0.0000494	0.00000350	0.8440

Islatma açısı hesabından hidrolik çap ve yağ dönüş borusu içinde ortalama hız hesaplanmıştır. Deney sonuçlarından elde edilen basınç düşümünden yağ dönüş borusu boyunca sürtünme katsayısı elde edilmiştir. Sonuçlar Tablo 6.13'te verilmiştir.

Tablo 6.13: Yağ dönüş borusunda basınç düşümüne bağlı sürtünme faktörü

Ac [m ²]	Ç [m ²]	D _{hidrolik} [m]	Hava Hızı [m/s]	Kin.Vis.25°C [m ² /s]	Yoğunluk 25°C [kg/m ³]	Reynolds Sayısı	Basınç Düşümü [Pa]	Fs
0.0000459	0.0241	0.0076	6.93	0.0000156	1.184	3379	1350	0.036

6.4.6 Sürtünme Katsayısının Reynolds Sayısına Bağlı Değişimi

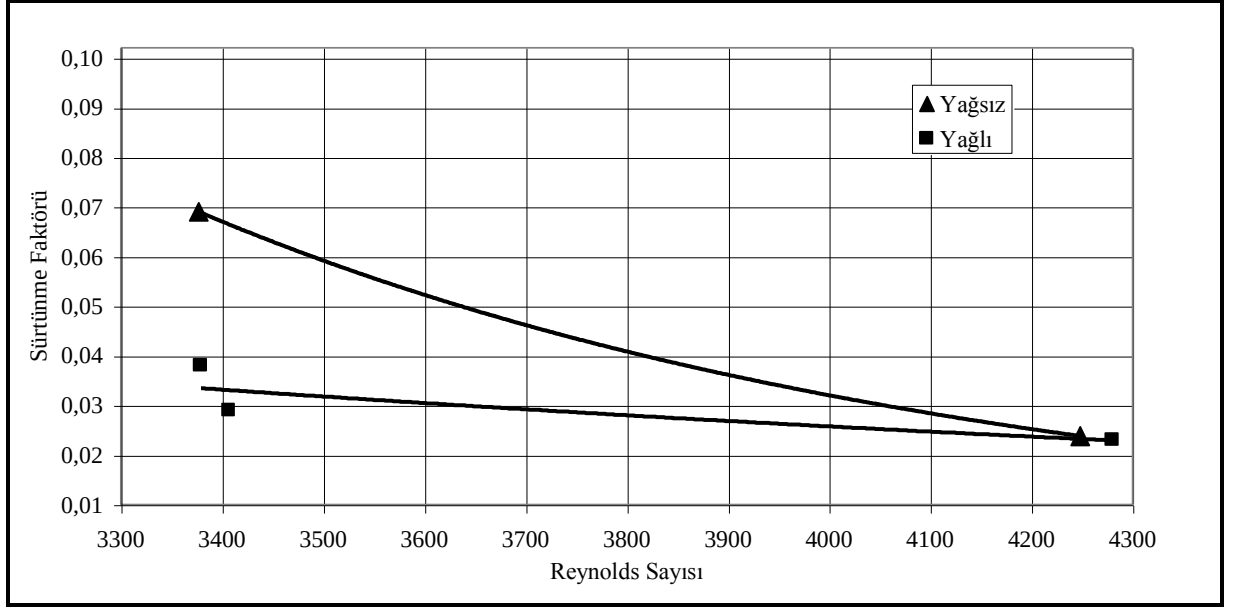
Yapılan deneyler sonucunda yağ dönüş borusunun yağlı ve yağsız olduğu durum için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı hesap sonuçları Tablo 6.14 ve Tablo 6.15'te verilmiştir. Reynolds sayısının artmasıyla sürtünme faktörü azalmaktadır. Şekil 6.5 te sürtünme faktörünün yağ dönüş borusunun yağlı ve yağsız olması durumlarında boru içinde Reynolds sayısına bağlı grafiği gösterilmiştir.

Tablo 6.14: Yağ dönüş borusunun yağlı olduğu durumda sürtünme faktörü

Re	f _s
3379	0.036
3407	0.027
4280	0.021

Tablo 6.15: Yağ dönüş borusunun yağsız olduğu durumda sürtünme faktörü

Re	f _s
3377	0.0670
4248	0.0218



Şekil 6.5 : Yağ dönüş borusunun yağlı ve yağsız olduğu durum için sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağlı değişimi

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Soğutma sistemlerinde yağ dönüşü çalışmasında, yağ dönüşünün en kritik olduğu yer olan emme hattı benzeşimi yapılmıştır. Emme hattında yağı kompresöre taşıyan yegane etken kızgın buhar halindeki soğutkanın sürüklenme hızıdır. Bu çalışmada kızgın buhar hava ile kompresörden atılan ve sistemde hareket eden yağ ise, dışarıdan yağ vermek suretiyle temsil edilmiştir. Hazırlanan test düzeneğinde, farklı boru çaplarının ve soğutma hattına beslenen farklı yağ debilerinin soğutma hattında kalan yağ miktarına olan etkisi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Ayrıca, soğutma hattında kalan yağ miktarının basınç düşümüne olan etkisi belirlenerek yağ dönüş borusu boyunca, yağlı ve yağsız olmak üzere Reynolds sayısına bağlı sürtünme faktörleri hesaplanmıştır.

Kaynak araştırmasında, farklı akış şekillerinde ve geometrilerde buhar hızlarının oluşturduğu film kalınlıkları, hatta kalan yağın ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisi üzerine çalışmalar tespit edilmiştir.

Bu tez çalışmasında ilk olarak boru çaplarının dönüş borusunda kalan yağ miktarına olan etkisini incelemek üzere 7.93 mm ve 9.52 mm olmak üzere iki farklı çapta yağ dönüş borusu kullanılmıştır. 10 ml/h sabit debide dönüş hattına yağ verilerek hatta kalan yağ miktarının zamanla değişimi incelenmiştir.

İkinci çalışma da ise yağ dönüş borusuna farklı debilerde yağ beslenerek yağ debisinin hatta kalan yağ miktarına olan etkisi incelenmiştir.

En son olarak ise yağ dönüş borusunun yağsız ve yağlı olması durumu için basınç düşümü belirlenerek yağ dönüş borusunda yağlı ve yağsız durum için Reynolds sayısına bağlı sürtünme faktörü bulunmuştur.

Yapılan deneyler sonucunda aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

- Yağ dönüş borusu çapı arttıkça yağ dönüş borusunda kalan yağ miktarı artmaktadır. Sabit debide çapın artması yağı sürükleyecek havanın hızının azalmasına sebep olmaktadır.

- Boru çapının azalması yağ dönüşü için avantajlı iken basınç düşümünü artırmamasından dolayı istenmeyen bir durum oluşturmaktadır bu yüzden boru çapı belirlenirken optimizasyon yapılması gerekmektedir.
- Kompresör ilk çalışmaya başladığında basınç düşümü artmaktadır. Bu durumun sebebi debide meydana gelen artıştır. Belli bir zamandan sonra basınç düşümü dolayısıyla debi azalmaktadır. Bu durum kompresörün zamanla ısınmasıyla silindir hacminde bulunan havanın yoğunluğunun azalmasıdır. Yoğunluğun azalması ise kompresörün debisini azaltmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **Özkoç, N.**, 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın No: 115,
- [2] **Panek, J.S., Chato, J.C., Jabardo, M.S., De Souza, A.L., Wattelet, J.P.** 1992. Evaporation heat transfer and pressure drop in ozone-safe refrigerants and refrigerant-oil mixtures, *ACRC Technical Report*, TR-11.
- [3] **Bai, X. T. Newell, A.** 2000. Investigation of Two-phase Viscous Liquid Flow, Proceeding of the 2002 *International Refrigeration Conference at Purdue*, West Lafayette, USA.
- [4] **Kesim, S.C., Albayrak, K., İleri A.**, 2000. Oil entrainment in vertical refrigeration piping. *International Journal of Refrigeration* **23**, 626-631
- [5] **Fukuta, M., Yanagisawa, T., Sawai, K.** 2000. Flow characteristic of oil film in suction line of refrigeration cycle, *Eighth International conference at Purdue university*, West Lafayette, IN, USA
- [6] **Lee, J., Hwang, Y., and Radermacher, R.**, 2002. *Proceedings of The International Compressor Engineering Conference and Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, IN
- [7] **Kesim S.C., Albayrak K., İleri A.**, 2000. Oil entrainment in vertical refrigeration piping. *International Journal of Refrigeration*, **23** , 626-631
- [8] **Panek, J.S., Chato, J.C., Jabardo, M.S., De Souza, A.L., Wattelet, J.P.** 1992. Evaporation heat transfer and pressure drop in ozone-safe refrigerants and refrigerant-oil mixtures, *ACRC Technical Report*, TR-11.
- [9] **Newell, T.A.**, 1999. Flow visualization of refrigerant/oil flows in tubes, microchannels, flat plates, and tube bend, *ACRC Annual Report, Project#113*, Illinois
- [10] **Newell, T.A. Chato, J.C.**, Investigation of refrigerant/oil mixtures in horizontal tubes and flat plate condensers and evaporators, *ACRC Annual Report, Project#120*, Illinois
- [11] **Thomas, R.H.P., Pham, Hang , Wu, Wei-Te.**, 1999. Solubility&viscosity of R-134a refrigerant/lubricant mixtures. *Ashrae Journal*, 1-10

- [12] **Sundaresen S. G., Radermacher, R.,** 1996. Oil return characteristics of refrigerant in split heat pump system, *Ashrae Journal*, **38** , 57-61.
- [13] **Carey, Van P.,** 1992. Hemisphere Puplishing Corporation, Liquid-vapor phase-change phenomena, US
- [14] **Incropera, F. P. ve DeWitt D.P.,** 2001. Isı ve kütle geçişinin temelleri, Literatür yayıncılık, TR

ÖZGEÇMİŞ

Ertuğrul ÜSTÜNDAĞ, 1980 yılında Konya’da doğdu. Orta öğrenimini 1995 yılında, Konya Ereğli Anadolu Lisesi’nde; lise öğrenimini 1998 yılında Özel Ankara Samanyolu Erkek Fen Lisesi’nde(burslu) tamamladı. 2003 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi’nden Makina Mühendisi olarak mezun oldu. Aynı yıl, İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Isı-Akışkan Programı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen, İ.T.Ü. Makine Fakültesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı’nda yüksek lisans öğrencisi olup, İ.T.Ü. ve ARÇELİK A.Ş. arasında imzalanmış olan özel bir anlaşma çerçevesinde ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi’nde makine mühendisi olarak çalışmalarına devam etmektedir.