İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HERMETİK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRDEKİ YAĞLAMA SİSTEMİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mustafa ÖZSİPAHİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ

OCAK 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HERMETİK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRDEKİ YAĞLAMA SİSTEMİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mustafa ÖZSİPAHİ
(503111149)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ

OCAK 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111149 numaralı Yüksek LisansÖğrencisi **Mustafa ÖZSİPAHİ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"HERMETİK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRDEKİ YAĞLAMA SİSTEMİNİN SAYISAL İNCELENMESİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur

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

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

Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenim süresince beni çalışmaya teşvik eden ve çalışma ortamı sağlayan, her konuda yardımcı olan değerli hocam Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ'e teşekkürlerimi borç bilirim.
Proje süresince benden yardımını esirgemeyen çalışma arkadaşlarım Öğr. Gör. Dr. Sertaç ÇADIRCI, Araş. Gör. Umut Can COŞKUN ve Araş. Gör. Abdussamet SUBAŞI'na teşekkür ederim.
Değerli tecrübeleri ve bilgileriyle projeye yön veren Dr. Hüsnü KERPİÇÇİ ve Dr. Kemal SARIOĞLU'na teşekkür ederim.
Bu çalışma SANTEZ-0134-2012-1 "Buzdolaplarında Kullanılan Değişken Kapasiteli Hermetik Kompresörlerin Yeni Nesil Yağlama Sisteminin Tasarımı ve Prototip Üretimi" başlıklı proje çerçevesinde yapılan çalışmalardan elde edilmiş olup projeyi destekleyen T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na ve Arçelik A.Ş.'ye teşekkürü bir borç bilirim.
Bugüne kadar benden maddi ve manevi her türlü desteği esirgemeyen aileme ve nişanlım Şerife ÖZTÜRK'e teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2013

Mustafa Özsipahi
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xix**
ÖZET ..... **xxi**
SUMMARY ..... **xxiii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 2
1.2 Hermetik Pistonlu Kompresörler 2
1.3 Literatür Araştırması 5
2. SAYISAL MODELLEME **9**
2.1 Yönetici Denklemler 9
2.2 Sayısal Çözüm Ağı 11
2.3 Sınır Şartları ve Çözüm Yöntemi 12
3. FİZİKSEL PARAMETRELERİN YAĞ DEBİSİNE ETKİSİ **15**
3.1 Amaç 15
3.2 Çözüm Ağı İncelemesi 15
3.3 Zaman Adımı İncelemesi 16
3.4 Akış Modelinin Etkisi 16
3.5 Faz Alanlarının Zamanla Değişimi ve Hız Alanları 17
3.6 Krank Mili Devir Sayısının Etkisi 23
3.7 Yağ Viskozitesinin Etkisi 25
3.8 Fazlar Arası Yüzey Gerilmesinin Etkisi 27
3.9 Soğutucu Akışkanın Etkisi 28
4. GEOMETRİK PARAMETRELERİN YAĞ DEBİSİNE ETKİSİ **31**
4.1 Amaç 31
4.2 Helis Dönüş Sayısının Etkisi 31
4.3 Helisel Kanal Kesitinde Yapılan Değişiklikler 33
4.4 Krank Mili Emme Kesitinde Yapılan Değişiklikler 40
4.5 Krank Mili Emme Kesitine Açılan Pah Etkisi 43
4.6 Krank Mili Emme Kesitine Fatura Açılması 44
4.7 Krank Mili Daldırma Derinliğinin Etkisi 47
4.8 Krank Mili Emme Kesitinin Yağ Karteri Tabanına olan Mesafesinin İncelenmesi 49
4.9 Krank Mili Üst Kısmının Modellenmesi 51
4.10 Krank Mili Gömleğinin Modifikasyonu 54
5. DEĞİŞKEN DEBİLİ KOMPRESÖRÜN SAYISAL İNCELEMESİ **63**
5.1 Amaç 63
5.2 Çözüm Ağı ve Zaman Adımı İncelemesi 63

5.3 Fiziksel Parametrelerin Çözüme Etkisi 65
5.3.1 Devir sayısının etkisi 65
5.3.2 Yağ viskozitesinin etkisi 66
5.4 Anlık Akış Alanları 67
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 73
KAYNAKLAR 77
ÖZGEÇMİŞ 79

KISALTMALAR

HAD **:** Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
VoF **:** Volume of Fluid
cSt **:** Centistokes
FFT **:** Fast Fourier Trasnform
ms **:** Mili Saniye
PISO **:** Pressure-Implicit with Splitting Operators
SST **:** Shear-Stress Transport
VCC **:** Değişken Kapasiteli Kompresör (Variable Capacity Compressor)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Sayısal analizlerde kullanılan akışkan özellikleri ve çalışma koşulları. 13
Çizelge 4.1 : Helisel kanal kesitinde yapılan değişiklikler ve krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi..... 40

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2002). 3
Şekil 1.2 : Ev tipi hermetik kompresör ve kesit alınmış görüntüsü (Kim ve diğ., 2000). 4
Şekil 1.3 : Krank mili ve bilgisayar ortamında oluşturulmuş katı model geometrisi. . 4
Şekil 1.4 : Yağlama sistemi ve sisteme ait eşdeğer elektrik devresi (Kim ve diğ., 2000). 5
Şekil 1.5 : Hacimsel yağ oranının zamana bağlı değişimi a-) 4 ms, b-) 33 ms, c-) 72 ms, d-) 94 ms, e-) 133 ms, f-)194 ms (Lückmann ve diğ., 2000). .. 6
Şekil 1.6 : Yağın krank mili içindeki tırmanışı (Kerpiççi ve diğ., 2013). 7
Şekil 2.1 : VoF yönteminin üç temel yaklaşımı (Fluent Theory Guide 14.0). 10
Şekil 2.2 : Mevcut kompresör için oluşturulan sayısal çözüm ağı. 12
Şekil 3.1 : Çözüm ağı sayısının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi. 15
Şekil 3.2 : Farklı zaman adımlarının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi. 16
Şekil 3.3 : Laminer ile SST akış modelinin karşılaştırılması. 17
Şekil 3.4 : Yağ fazı eş yüzeyleri **0.76** ve **0.82**: t=5 s, devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm. 18
Şekil 3.5 : XY- düzleminde yağ fazına ait anlık görüntüler: Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm. 19
Şekil 3.6 : XZ- düzleminde yağ emiş kesitinden krank mili ucuna doğru faz alanlarının değişimi. 20
Şekil 3.7 : XY- düzleminde anlık hız alanı: t=5 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm. 21
Şekil 3.8 : XY- düzleminde anlık hız vektörü: t=5 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm. 21
Şekil 3.9 : XY- düzleminde anlık hız vektörü: t=5 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm. 22
Şekil 3.10 : XZ- düzleminde anlık hız vektörü: t=5 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm. 22
Şekil 3.11 : XY- düzleminde anlık basınç alanı: t=5 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm. 23
Şekil 3.12 : Farklı devir sayılarında krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi 24
Şekil 3.13 : Motor kalkışının etkisi: krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi. 25
Şekil 3.14 : Viskozitenin sıcaklıkla değişimi (Fuchs Reniso WS_5A) 25
Şekil 3.15 : Farklı yağ viskozitelerinde krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi 26
Şekil 3.16 : Krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin viskozite ile değişimi 26
Şekil 3.17 : Silindirik muhafaza kullanılarak oluşturulan çözüm ağı 27

Şekil 3.18 : Farklı fazlar arası yüzey gerilmelerinde krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi 28
Şekil 3.19 : Farklı soğutkanlardaki krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi 29
Şekil 4.1 : Bir sarmallı orijinal geometride yer alan helis 32
Şekil 4.2 : İki sarmallı modifiye edilmiş geometri 32
Şekil 4.3 : Helisel kanal dönüş sayısının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi 33
Şekil 4.4 : Mevcut helisel kanal kesiti (sürekli çizgi). 34
Şekil 4.5 : Modifiye edilmiş helisel kanal kesitleri (I ve II numaralı kesitler). 34
Şekil 4.6 : Helisel kanal kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi 35
Şekil 4.7 : (I) no'lu helisel kanal kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi. 35
Şekil 4.8 : (II) no'lu helisel kanal kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi. 36
Şekil 4.9 : Helisel kanal kesitinin derinleştirilmesi 37
Şekil 4.10 : Helisel kanal kesitinin derinleştirilmesi ve genişletilmesi 37
Şekil 4.11 : Helisel kanal kesitinin derinleştirilmesi ve genişletilmesi 38
Şekil 4.12 : Helisel kanal kesitlerinin alanları; (D): genişletme, (E): derinleştirme. . 38
Şekil 4.13 : Helisel kanal kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi 39
Şekil 4.14 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar-(F): 90◦ kesim, (G): 85◦ kesim ve (H): 80◦ kesim 40
Şekil 4.15 : Krank mili emiş kesitinde yapılan modifikasyonların krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi. 41
Şekil 4.16 : Krank mili emiş kesitinin akış alanına etkisi: (a) Mevcut geometri (b) F-modifikasyonu, (c) G-modifikasyonu, (d) H-modifikasyonu..... 41
Şekil 4.17 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar- (I): krank gömleğinin akış alanı ile beraber sağ taraftan kesilmesi ve (J): krank gömleğinin akış alanı ile beraber sol taraftan kesilmesi. 42
Şekil 4.18 : Krank mili emiş kesitinin sağ ve sol taraftan akış alanını içerecek şekilde kesilmesinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi. 43
Şekil 4.19 : Krank mili girişine açılan pah. 43
Şekil 4.20 : Pah açılmış emiş kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi (3000 d/d, 5 cSt ve 20 mm daldırma derinliği). 44
Şekil 4.21 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar, faz alanları-Krank mili girişine fatura açılması: (a) orijinal geometri, (b) faturalı geometri (6 mm). 45
Şekil 4.22 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar, basınç alanı-Krank mili girişine fatura açılması: (a) orijinal geometri, (b) faturalı geometri (6 mm). 45
Şekil 4.23 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar, hız vektörleri -Krank mili girişine fatura açılması: (a) orijinal geometri, (b) faturalı geometri (6 mm). 46
Şekil 4.24 : Krank mili girişine 12 mm derinliğinde fatura açılması: (a) basınç alanı, (b) hız alanı. 46

Şekil 4.25 : Krank mili girişine 6 mm ve 12 mm derinliğinde fatura açılması durumunda krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi. 47
Şekil 4.26 : Farklı daldırma derinlikleri için vortisite alanları (t=10 s)..... 48
Şekil 4.27 : Farklı daldırma derinliklerinde krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi..... 49
Şekil 4.28 : Krank milinin karter zeminine mesafesinin etkisi; sol sütun: basınç alanları, sağ sütun: hız vektörleri. (a) 5 mm, (b) 4 mm, (c) 3 mm. 50
Şekil 4.29 : Krank milinin karter zeminine mesafesinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi. 51
Şekil 4.30 : Üst haznenin eklendiği çözüm ağı ve detayı. 52
Şekil 4.31 : Devir sayısı ile krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin değişimi. 52
Şekil 4.32 : Üst hazne içerisinde yağ fazını (XZ- düzlemi) ve üç boyutlu eş yüzeyleri 53
Şekil 4.33 : Yağ fazı eş yüzeylerinin gösterimi..... 53
Şekil 4.34 : Dört farklı krank mili ucu tasarımı: a-) Mevcut durum, b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmiş durum. 54
Şekil 4.35 : Dört farklı emiş kesitinde 5 saniye sonunda elde edilen yağ fazı alanları: a-) Mevcut durum, b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmiş durum..... 55
Şekil 4.36 : Dört farklı emiş kesitinde 5 saniye sonunda elde edilen anlık basınç alanları: a-) Mevcut durum, b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmiş durum... 56
Şekil 4.37 : Dört farklı emiş kesitinde çözüm alanı içerisinde seçilmiş bir noktanın (x=10,y=20) zamana bağlı basınç datası. 57
Şekil 4.38 : Dört farklı emiş kesitinde çözüm alanı içerisinde seçilmiş 5 farklı noktanın zamana bağlı basınç datasına ait frekans spektrumları..... 58
Şekil 4.39 : Dört farklı emiş kesitinde 5 saniye sonunda elde edilen anlık hız vektörleri: a-) Mevcut durum, b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmiş durum... 59
Şekil 4.40 : Dört farklı emiş kesitinde 5 saniye sonunda elde edilen anlık vortisite alanları: a-) Mevcut durum, b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmiş durum... 60
Şekil 4.41 : Mevcut duruma ait -20 ve 20 değerine sahip vortisite eş yüzeyleri..... 61
Şekil 4.42 : (d) inceltilmiş krank miline ait -20 ve 20 değerine sahip vortisite eş yüzeyleri 61
Şekil 4.43 : Dört farklı krank mili konfigürasyonu için krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi..... 62
Şekil 4.44 : Dört farklı krank mili konfigürasyonu için krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi..... 62
Şekil 5.1 : V-NTU kompresöre ait katı model geometrisi ve akış alanı..... 63
Şekil 5.2 : Akış alanına ait çözüm ağı ve detayı..... 64

Şekil 5.3 : (a) Çözüm ağı eleman sayısının, (b) zaman adımının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi, dt= 10^{-4} s. 65
Şekil 5.4 : Devir sayısının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi.... 66
Şekil 5.5 : Yağ viskozitesinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi 66
Şekil 5.6 : Yağ-hava fazının zamana bağlı gelişimi. Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm 67
Şekil 5.7 : Yağ fazı eş yüzeyi, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm 68
Şekil 5.8 : Krank mili üzerinde alınan akım çizgileri 68
Şekil 5.9 : 0.2, 0.25 ve 0.3 m/s değerlerine sahip hızların eş yüzeyleri..... 69
Şekil 5.10 : XY- düzleminde anlık hız alanı: t=10 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm 70
Şekil 5.11 : XZ- düzleminde anlık hız alanı ve akım çizgileri: t=10 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm..... 70
Şekil 5.12 : -20 ve 20 değerlerine sahip eş vortisite yüzeyleri 71
Şekil 5.13 : XY- düzleminde anlık vortisite alanı: t=10 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm 71
Şekil 5.14 : Çözüm sonunda (t = 10s) krank mili-silindirik aparat arasındaki (a) hız (b) basınç dağılımı 72
Şekil 6.1 : Farklı devir sayılarında krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin V-NTU ve NTU tipi kompresörlerde karşılaştırılması. 75

SEMBOL LİSTESİ

Bo	: Bond sayısı
D	: Krank mili iç delik çapı [m]
F	: Kuvvet [N]
g	: Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
L	: Krank mili boyu [m]
$\dot{m}$	: Kütlesel debi [g/s]
Re	: Reynolds sayısı
t	: Zaman [s]
dt	: Zaman adımı [s]
v	: Hız [m/s]
W	: İş [kJ]
Q	: Toplam ısı geçişi [kJ]
α	: Hacimsel oran
ν	: Kinematik viskozite [m^2/s]
ρ	: Yoğunluk [kg/m^3]
σ	: Yüzey gerilmesi [N/m]
τ	: Kayma gerilme tensörü [N/m^2]

HERMETİK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRDEKİ YAĞ DEBİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

ÖZET

Son yıllarda enerji verimliliğine gösterilen önem giderek artmaktadır. Diğer sektörlerde olduğu gibi soğutma endüstrisi de son zamanlarda ekolojik sürdülebilirlik ve çevresel etki ile ilgili birçok zorlukla karşı karşıya kalmaktadır. Bu bağlamda gerçekleştirilen teknolojik çalışmalarda performanstan ödün vermeden, enerji tüketiminde düşme sağlayan, çevreye duyarlı soğutma sistemlerinin tasarımı ve üretimi hız kazanmıştır.

Hermetik pistonlu kompresör, ev tipi buzdolaplarında kullanılan en önemli bileşenlerden biridir. Hermetik kompresörün performansında gerçekleşen bir artışın soğutma ünitesindeki genel verim üzerinde çok büyük bir etkisi vardır.

Soğutma endüstrisinde ve ev tipi buzdolaplarında yaygın olarak kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde buhar fazındaki soğutucu akışkanın sıkıştırılması bir kompresör yardımıyla yapılmaktadır. Buzdolabı kompresörlerinde soğutkan ve kompresör yağı üretim sırasında doğrudan kompresör muhafazası içine şarj edilmekte ve bu nedenle sürekli olarak birbirleriyle temas halinde olmaktadır.

Kompresör yağlama sisteminde; yağ, muhafaza tabanındaki yağ birikintisinden emilerek, yağlanması ve/veya soğutulması gereken yataklara ve kompresör parçalarına iletilmektedir. Kompresör muhafazası içerisinde biriken yağ, krank milinin yağ emme bölgesine açılmış asimetrik bir delikten dönme hareketi ile merkezkaç kuvveti etkisi altında yukarıya doğru taşınır ve krank milinin dış yüzeyinde açılmış olan helisel bir kanal üzerinden yağ filmi halinde tırmanır. Bu yağ filmi, krank mili çıkışına doğru yönlendirilerek soğutucu akışkan içerisinde savrulur ve piston başta olmak üzere yatakların yağlanmasında kullanılır.

Kompresör içerisinde yağ ile hava çözünmeyen bir karışım oluşturmaktadır, dolayısıyla tez kapsamında gerçekleştirilen analizlerde, ayrı fazların bir arada bulunmasına izin veren “Volume of Fluid” (VoF) yaklaşımı iki fazlı akış modeli olarak kullanılmıştır.

Tez çalışması kapsamında hermetik pistonlu kompresör ile ilgili literatür taraması yapılmıştır. İncelenen makaleler doğrultusunda kompresörün yağlama sisteminin HAD analizleri yapılarak, mevcut yağlama sisteminin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Tezin 3. Bölümünde mevcut yağlama sistemini etkileyen fiziksel parametreler incelenmiştir. 4. Bölümde ise krank mili üzerinde geometrik modifikasyonlar yapılarak krank mili ucundan çıkan kütlesel debinin arttırılması amaçlanmıştır. Mevcut kompresör olarak Arçelik A.Ş tarafından sağlanan NTU 170 kompresörüne ait krank mili ve alt gövdesi kullanılmıştır.5. bölümde Arçelik A.Ş. tarafından sağlanan değişken kapasiteli kompresör (V-NTU) sayısal olarak incelenmiştir.

NUMERICAL INVESTIGATION OF OIL FLOW RATE IN A HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSOR

SUMMARY

In recent years, the interest in the energy efficiency issue has increased considerably. The refrigeration industry has recently been facing challenges about ecological sustainability and environmental impact just as other sectors. In this context, without compromising performance, the low energy consumption, environmentally sensitive designs in refrigeration systems manufacturing has been accelerated.

The hermetic reciprocating compressor is one of the main components in a household refrigerator. A small increase in performance of the hermetic reciprocating compressor affects the overall efficiency of the cooling unit.

There are various types of compressors used in the refrigeration systems. Compressors can be classified in two main groups namely volumetric type and dynamic type. The volumetric compressors include rotary, screw, scroll and reciprocating types. The latter one includes centrifugal, axial, radial types.

Reciprocating compressors are one of the most widely used types of the refrigerant compressors. These compressors have piston and cylinder arrangement like the automotive engine. The reciprocating motion of the piston due to external power compresses the refrigerant inside the cylinder.

Reciprocating compressors are defined as open-type when drive motor separate from the compression mechanics. In semi-hermetic compressors, on the other hand, both the compressor itself and the drive motor are housed inside the casing, which is designed so as to be opened for inspection and maintenance. In this case, the drive shaft and the crankshaft are one single piece. Semi-hermetic compressors are made so as to prevent air or dust from entering the mechanisms.

Reciprocating compressors are defined as hermetic when the casing is welded closed and sealed, and the heads of the cylinders cannot be accessed for inspection or maintenance. These are used in household refrigerators and freezers and in medium-capacity air-conditioning units.

The hermetic reciprocating compressor is the main part refrigeration cycle. Low pressure gas leaving the evaporator is sucked inside the cylinder of the compressor where it is compressed to high pressure and temperature. This high pressure gas (refrigerant) then goes to the condenser. This high pressure gas leaving the condenser isontropically throttled by a valve located between the condenser and evaporator.

As mentioned before the hermetic reciprocating compressor plays a significant role in the overall efficiency of the refrigeration. Therefore, it’s worth to investigate the compressor in detail. There are many factors influencing the performance of a compressor. One of them is the lubrication system which is vital for moving parts of the compressor.

In the production line of a compressor, lubricating oil and the refrigerant are injected into the compressor casing resulting in a multi-phase interaction. During operation a two phase-flow occurs. The dissolution of refrigerant in oil forms this mixture. Some properties of refrigerant-oil mixtures are very important for the design of compressors and performance of the refrigeration cycle. Among these properties, mixture viscosity and the amount of refrigerant that is dissolved in oil are two of the vital parameters in the design of compressor's moving parts.

Lubrication oil is pumped from the sump through an asymmetrically opened hole on the bottom of the crankshaft (suction side) by its rotational movement and climbs as an oil film on the internal surface of the helical channel carved on the shaft wall. This oil film is directed to crank shaft exit penetrating into the refrigerant medium and it's used to lubricate the main components of the compressor including the piston housing. The oil forms an immiscible mixture with refrigerant, thus a two phase flow model should be analyzed.

The solid model of the compressor supplied by Arcelik consist of all the components however only sump and the crankshaft are critical for the lubrication. The fluid zone is extracted from these parts and meshed to obtain a three-dimensional computational domain. A sufficiently fine mesh with 300,000 polyhedral elements is created by the Ansys mesh generator.

In this thesis, physical and geometric parameters affecting on the oil mass flow rate and flow characteristics are investigated numerically. All numerical simulations have been carried out by a finite-volume based laminar and transient flow solver (ANSYS-FLUENT). As the oil forms a mixture with the refrigerant, a two-phase flow has been analyzed using Volume of Fluid (VoF) approximation.

The flow is assumed to be laminar because of the very low Reynolds numbers at the oil intake section. PISO (Pressure-Implicit with Splitting Operators) algorithm, which is the basic pressure-based scheme for the transient flows, has been used for the pressure-velocity correction.

The continuity (including volume fraction terms) and Navier-Stokes equations are discretized with second order. Appropriate underrelaxiation factors for momentum equations and sufficiently small time step per iteration are selected to accelerate iterations.

The necessary physical and geometrical parameters influencing the mass flow rate and the flow field on the selected specific compressor NTU 170 are investigated in detail. Physical parameters are the rotational speed of the crankshaft, the temperature of the lubricating oil (viscosity) the surface tension between the phases.

The rotational speed significantly affects the oil mass flow rate emanating through the upper hole located top of the crankshaft. The viscosity of the lubricating oil changes with temperature thus various viscosities are used to investigate its effect on the mass flow rate.

To ease our numerical calculations, air is preferred instead of refrigerant as its physical properties are close to each other. Another reason to do this is that in the experiments a two-phase flow with an actual refrigerant cannot be sustained. In the literature, certain surface tensions between air and oil phases are reported. Based on these values, the numerical calculations are performed thus the effect of the interphase surface tension is also tested.

A major part of this thesis includes the investigation of several geometrical parameters that might be modifiedto increase the overall performance of thecompressor. These geometrical parameters include the submersion depth of the crankshaft in the oil sump, the cross section of the helical channel carved on the crankshaft surface, the geometry of the oil intake region of the crankshaft and an upper reservoir located on theoutlet of the crankshaft.

The main results from numerical modelling are as follows:

- The rotational speed of the crankshaft is defined as a constant boundary condition. As the rotational speed increases, the mass flow rate from the crankshaft outlet also increases. High rotational speeds such as 3000 rpm are intensively investigated compared to other rotational speeds.
- The viscosity of the lubricating oil is assumed to be constant at a certain temperature. To understand the effect of the viscosity, various viscosity values at different temperatures are obtained from charts. They vary between 3-15 cSt. Numerical calculations performed for different oil viscosities reveal that with increasing viscosity, viscous effects become more dominant leading to reduced mass flow rates through the crankshaft's outlet.
- Our numerical studies showed that the interphase surface tension between air and oil is not very important compared to the other effects. Thus, the surface tension in the literature is used in the numerical simulations.
- The submersion depth of the crankshaft in the oil sump is an important geometric parameter which has an important effect on the mass flow rate. A higher flow rate can be obtained if a larger value of the initial submersion depth is used, which increases hydrostatic head acting on the lubrication system.
- The cross section of the helical channel on the crankshaft surface transporting oil from the bottom to the crankshaft outlet is a very critical geometric parameter. The width and the depth of the helical groove are investigated separately. It is found that the depth of the groove is more dominant than the width of the groove as we observed a significant increase in the oil mass flow rate using a higher depth in the groove.
- Geometric modifications in the oil intake section of the crankshaft do not significantly affect the oil mass flow rate. However, these modifications might change the pressure fluctuations around the crankshaft in the oil sump.

All these general results mentioned above are in good agreement with the numerical/experimental results that can be found in the literature. This numerical study is an original and innovative research that is supported by Turkish Ministry of Science, Industry and Technology and Arcelik through the San-Tez Project Nr. 0134-2012-1.

1. GİRİŞ

Son yıllarda enerji verimliliğine gösterilen önem giderek artmaktadır. Diğer sektörlerde olduğu gibi soğutma endüstrisi de son zamanlarda ekolojik sürdürülebilirlik ve çevresel etki ile ilgili birçok zorlukla karşı karşıya kalmaktadır. Bu bağlamda gerçekleştirilen teknolojik çalışmalarda performanstan ödün vermeden, enerji tüketiminde düşme sağlayan, çevreye duyarlı soğutma sistemlerinin tasarımı ve üretimi hız kazanmıştır.

Hermetik pistonlu kompresör, ev tipi buzdolaplarında çalışma performansını etkileyen en önemli elemanlardan biridir. Kompresör performansındaki küçük bir artış, genel soğutma sistemi üzerinde önemli bir etki yapmaktadır.

Hermetik pistonlu kompresörlerde hareketli parçaların yağlanması kompresör performansı açısından son derece önemlidir. Kompresör yağlama sisteminde; yağ, muhafaza tabanındaki yağ birikintisinden emilerek, yağlanması ve/veya soğutulması gereken yataklara ve kompresör parçalarına iletilmektedir. Yağlama, hareketli parçaların sürtünme kayıplarını azaltmak, aşınmasını engelleyerek parça ömrünü uzatmak ve sürtünme sonucu ortaya çıkan ısıyı uzaklaştırmak için gereklidir. Kompresör çalışması esnasında iyi bir yağlama performansı ile aşağıdakilerin gerçekleşmesi beklenir.

- Yağlanması gereken parçalara gerekli yağın ulaşması (alt ve üst kaymalı yataklar, basmalı yatak, krank-biyel kaymalı yatağı, dış kaymalı yatak, biyel-perno kaymalı yatağı, piston-silindir düzlemsel yatağı)
- Yağlama ile ısınan parçaların soğutularak termodinamik verimin artırılması
- Sıkıştırma odasında, piston ile çember arasındaki sızıntının engellenmesi
- Değişken kapasiteli kompresörlerde özellikle düşük devirlerde ortaya çıkan yağlama sorunun önlenmesi

Bu tez kapsamında Bölüm 1'de hermetik kompresörler tanıtılarak soğutma çevriminden bahsedilmiştir. Bölüm 2'de HAD analizlerinde kullanılan sayısal

yöntemler tanıtılmış ve çözüm ağı yapısı gösterilmiştir. Bölüm 3'de mevcut kompresörde yağlama performansını etkileyen krank milinin devir sayısı, yağ viskozitesi, fazlar arasındaki yüzey gerilmesi, soğutucu akışkanın etkisi gibi fiziksel parametreler incelenmiştir. Ayrıca kullanılan sayısal modelin çözüm ağı ve zaman adımından bağımsızlığı gösterilerek akış modeli de ayrı bir alt bölüm olarak incelenmiştir. Bölüm 4'de krank mili üzerinde değişiklikler yapılarak, helis dönüş sayısı, helisel kanalın kesit alanı ve profili, krank milinin giriş kesiti ve krank gömleğinin akışa etkileri,krank milinin yağ içine daldırma derinliği ve krank milinin yağ karterine olan uzaklığıayrıntılı olarak incelenmiştir. Bölüm 5'de ise değişken kapasiteli kompresör sayısal olarak incelenmiştir.

1.1 Tezin Amacı

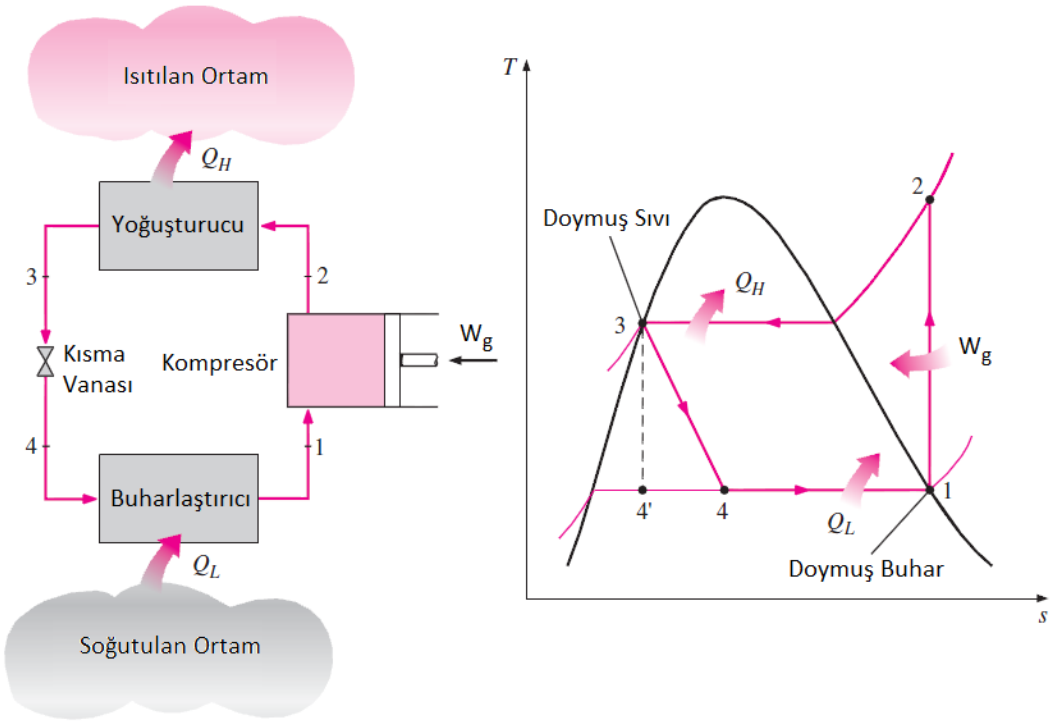
Bu tezin amacı, buzdolaplarında soğutma çevriminin en önemli parçası olan hermetik kompresörlerin yağlama sisteminin, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi ile incelenerek daha verimli bir kompresör yağlama sistemi tasarımına olanak sağlamaktır. Düşük devirlerde oluşan yağlama problemini önlemek adına kompresör performansını etkileyen fiziksel ve geometrik parametrelerin yağ debisine olan etkisi detaylı olarak incelenmiştir. Bunun neticesinde buzdolabının sarf ettiği elektrik enerjisinde düşüş sağlanması ve enerji tüketiminde ülke ekonomisine katkı sağlanması hedeflenmektedir.

1.2 Hermetik Pistonlu Kompresörler

Kompresörler soğutma çevriminin temel elemanlarından biridir. Kompresörün başlıca görevi gaz halindeki akışkanı sıkıştırarak basınçlandırmaktır.

Hermetik kompresörler pistonlu kompresörlerin bir alt grubudur. Bu tip kompresörlerde motor ve piston-silindir grubu dışarıdan hava almayacak şekilde yalıtılmış bir muhafaza içinde bulunur. Yarı hermetik kompresörlerde ise bu muhafaza dış ortama tam olarak yalıtılmamıştır ve herhangi bir bakım işleminde açılabilir. Açık tip kompresörlerde motor kısmı ile piston-silindir grubu aynı muhafaza içinde yer almaz ve genellikle krank bir dişli veya kayış mekanizması ile tahrik edilir.

Buzdolaplarında kullanılan buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin aşamaları şu şekildedir. Kompresör içinde bulunan piston-silindir grubu ile gaz halindeki soğutucu akışkan sıkıştırılarak basınçlandırılır. Kompresör basma hattındaki soğutucu akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığının üstüne çıkar. Yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkan, ortam sıcaklığında bulunan yoğuşturucu borulardan geçirilerek çevreye ısı atılır ve sıvı hale geçer. Sıvı haldeki soğutucu akışkan kurutucudan geçirilir. Kılcal borularda meydana gelebilecek olası tıkanmaların önüne geçebilmek için kurutucuda soğutucu akışkandaki fazla nem alınır. Daha sonra soğutucu akışkan kılcal borulardan geçirilerek basıncı düşürülür ve böylece buharlaşma sıcaklığı, soğutulan ortam sıcaklığının altına düşer. Soğutucu kısımda ise ısı çeken soğutucu akışkan buharlaşır ve tekrar aynı işlemi tekrarlamak için ortam sıcaklığında kompresöre geri dönerek çevrimi tamamlar. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi diyagramı Şekil 1.1'de verilmiştir. Temel olarak çevrim şu bölümlerden oluşmaktadır. 1-2 kompresörde gerçekleşen sıkıştırma, 2-3 yoğuşturucu borularından çevreye ısı atılması, 3-4 kılcal borularda basınç düşümünü ve 4-1 ise soğutucudan ısı çekilmesini göstermektedir.

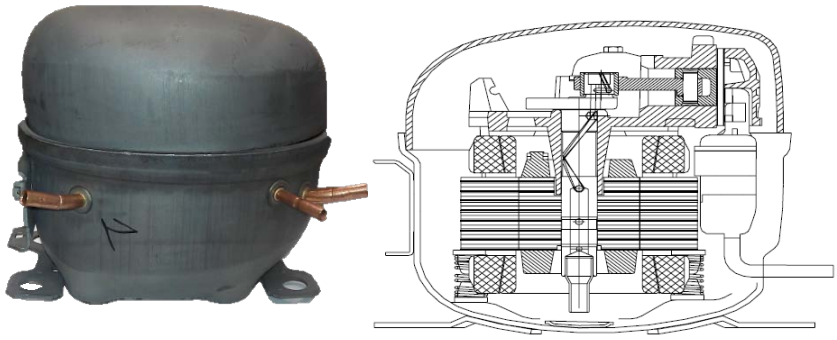


Şekil 1.1 : İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 2002).

Hermetik kompresörler; kompresör ana gövdesi, mekanik sistem, yay sistemi ve muhafaza olmak üzere dört ana bölümden oluşmaktadır. Kompresör ana gövdesi

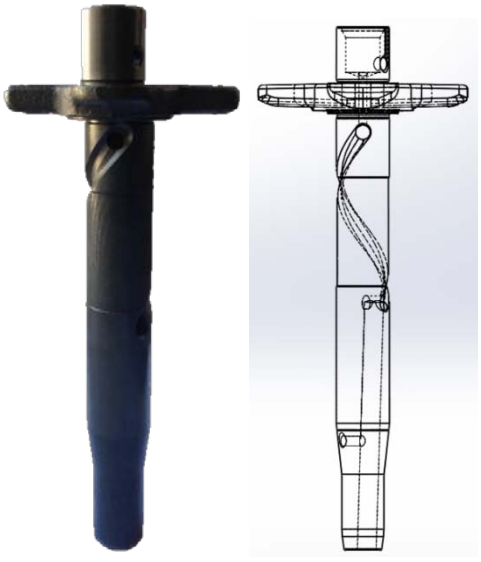
silindir, valfler, emme susturucusu, emme manifoldu, egzoz manifoldu, egzoz susturucuları, valf tablası ve mekanik sistemin yataklarını içermektedir. Motordan alınan tahriği biyel kolu aracılığı ile piston-silindir grubuna ileten mekanik sistem ise krank mili, biyel kolu ve pistondan oluşmaktadır. Yay sisteminin görevi ise mekanik elemanların titreşimlerini sönümlemektir. Muhafaza ise kompresörün tüm bölümlerini içinde barındıran, kompresörü dış etkilerden koruyan ve yağlama yağına yataklık eden dış ortama kapalı kabuktur (Aysal,2005).

Şekil 1.2'de ev tipi hermetik pistonlu kompresör ve iç elemanlarını gösteren kesiti görülmektedir.



Şekil 1.2 : Ev tipi hermetik kompresör ve kesit alınmış görüntüsü (Kim ve diğ., 2000).

Mevcut kompresöre ait krank mili Şekil 1.3'de verilmiştir. Krank milinin tasarımı yağlama performansı açısından çok önemlidir. Krank mili, muhafaza içerisindeki yağı kompresörün kritik kısımlarına ulaştırarak, bu parçaların yağlanmasını sağlar.



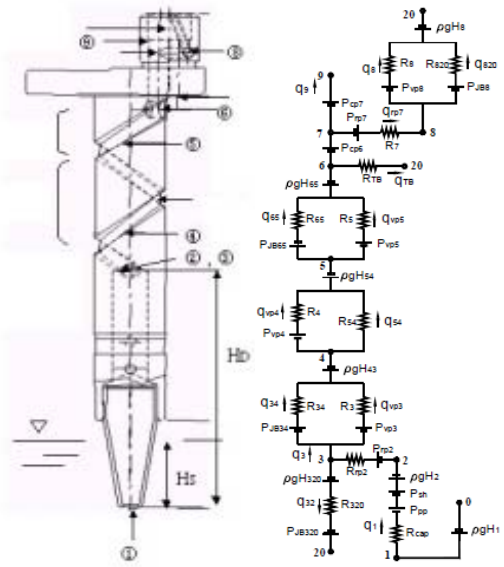
Şekil 1.3 : Krank mili ve bilgisayar ortamında oluşturulmuş katı model geometrisi.

1.3 Literatür Araştırması

Bu kısımda hermetik kompresör yağlama sisteminin sayısal modellenmesi ile ilgili literatürde yer alan çalışmalar detaylı olarak incelenmiştir.

Bernardi (2000), spiral (scroll) kompresörlerdeki yağ akışını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarında krank mili içerisinde yükselen yağın farklı devir sayılarında yağlama kanallarını nasıl yağladıklarını göstermişler ve sayısal analizlerin yağlama prosesini incelemede önemli bir yöntem olduğunu belirtmişlerdir.

Kim ve diğ. (2000), ev tipi buzdolaplarında kullanılan hermetik bir kompresördeki yağlama sistemini eşdeğer elektrik devresi ile sayısal olarak modellemişlerdir. Sonuçlarda, yağ sıcaklığı ve krank milinin açısal hızı arttıkça kütlesel debinin arttığı belirtilmiştir. Helisel kanalın kesit alanı ve helis açısının krank mili ucundan çıkan kütlesel debi ile değişimi verilmiştir. Ayrıca bu çalışmada deney sistemi kurularak, bulunan sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla iyi bir uyum içinde olduğu belirtilmiştir. Şekil 1.4'de yağlama sistemi ve eşdeğer elektrik devresi görülmektedir.



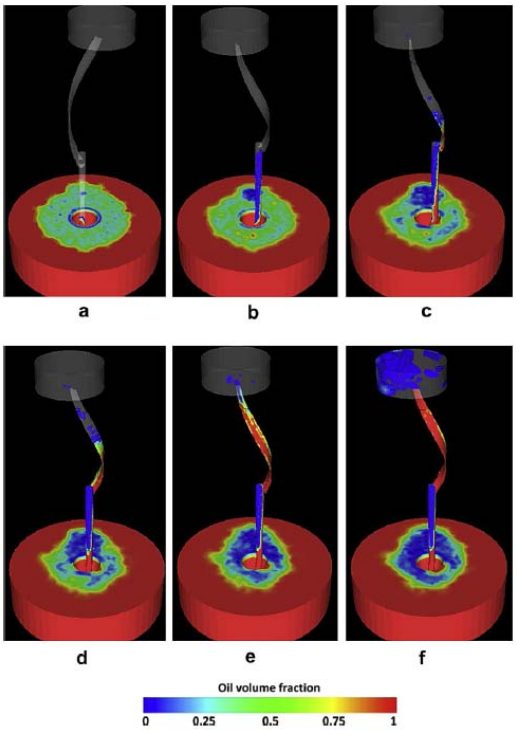
Şekil 1.4 : Yağlama sistemi ve sisteme ait eşdeğer elektrik devresi (Kim ve diğ.,2000).

Cui (2004), spiral kompresörlerdeki yağlama sistemini sayısal olarak modellemiştir. Çalışmasında yağ viskozitesi ve krank milinin yağ içine daldırma derinliğinin etkisini incelemiştir. Sonuç olarak yataklara iletilen yağ debisinin artan yağ viskozitesi ile azaldığını, artan daldırma derinliği ile arttığını belirtmiştir.

Lückmann ve diğ. (2009), ev tipi hermetik bir kompresörün yağlama sistemini sayısal olarak incelemişlerdir. Yağlama sisteminde meydana gelen çift fazlı akışı modelleyerek, yağ filminin gerekli yağlama bölgelerine tırmanma süresini hesaplamışlardır. Çalışmalarında motor kalkış hızını ihmal ederek tırmanma süresini yaklaşık 0,6 saniye bulmuşlardır.

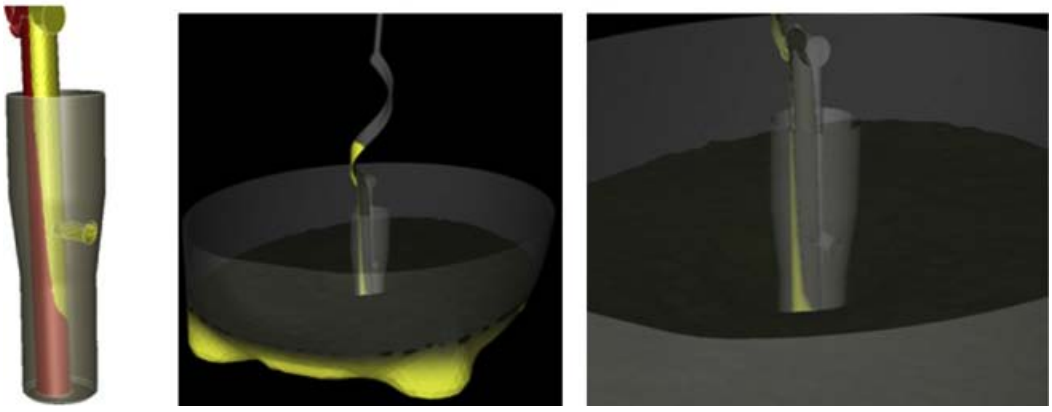
Prata ve Barbosa (2011), hermetik pistonlu kompresörlerde kullanılan yağın ısı transferi, termodinamik ve akışkanlar mekaniği gibi temel olaylara etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında yağ-soğutucu akışkan özelliklerinin kompresör tasarım ve performans özelliklerine etki ettiği belirtilmiştir.

Alves ve diğ. (2012), eksantrik borulu hermetik kompresörün yağlama sistemindeki akışı analitik ve sayısal olarak incelemişlerdir. Lückmann ve diğ. (2009) benzer olarak motor kalkış hızını ihmal etmişler ve yağın tırmanma süresini yaklaşık 0,2 saniye bulmuşlardır. Bu çalışmada sayısal olarak bulunan yağın kütlesel debisi analitik sonuçlarla karşılaştırılmış ve yaklaşık %15'lik bir sapma olduğu belirtilmiştir. Yağın krank mili içerisinde tırmanışı Şekil 1.5'de verilmiştir.



Şekil 1.5 : Hacimsel yağ oranının zamana bağlı değişimi a-) 4 ms, b-) 33 ms, c-) 72 ms, d-) 94 ms, e-) 133 ms, f-)194 ms (Lückmann ve diğ.,2000).

Kerpiççi ve diğ. (2013), hermetik bir kompresörün yağlama sistemini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Diğer çalışmalardan farklı olarak, motor kalkış verilerinden faydalanmışlar ve krank milinin açısal hızını sayısal modelde zamana bağlı sınır şartı olarak tanımlamışlardır. Sayısal olarak yağın tırmanma süresini 3.32 saniye olarak bulmuşlardır. Deneysel çalışmalarında ise yüksek hızlı kamera kullanarak yağın tırmanma süresini yaklaşık 3,7 saniye olarak bulmuşlardır. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasında %13,1'lik bir fark olduğunu belirtmişlerdir. Krank mili açısal hızının yağın tırmanma süresine önemli bir etki yapmadığını fakat artan devir sayısı ile krank mili ucundan çıkan kütlesel debinin arttığını belirtmişlerdir. Ayrıca bu çalışmada çift fazlı akış modelleri incelenmiş ve VoF ile Euler modelinin sonuçları karşılaştırılmıştır. Düşük yağ viskozitesindeki küçük değişimlerin krank mili ucundan çıkan kütlesel debiye önemli ölçüde etki ettiğini belirtmişlerdir.



Şekil 1.6 : Yağın krank mili içindeki tırmanışı (Kerpiççi ve diğ., 2013).

2. SAYISAL MODELLEME

Bu bölümde mevcut kompresörün katı model geometrisinden oluşturulan sayısal çözüm ağı ve HAD analizleri sırasında uygulanan sınır şartları ile çözüm yöntemleri verilmiştir.

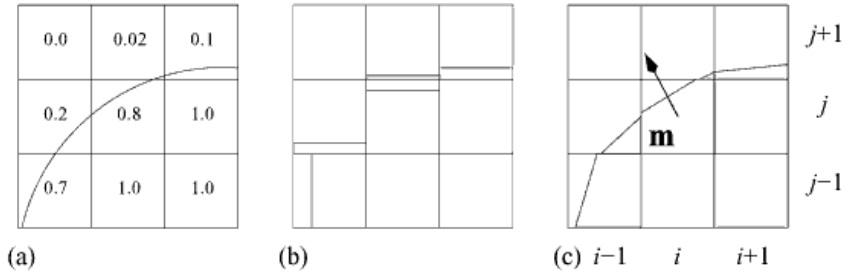
2.1 Yönetici Denklemler

Bir önceki bölümde belirtildiği üzere hermetik kompresör içerisinde dolaşan yağlama yağı, susturucu üzerinden kompresör gövdesine alınan soğutkan buharı ile birleşmekte ve ortaya iki fazlı bir akış çıkmaktadır. Bu bağlamda sayısal modellemelerde dikkat edilecek olan husus akışın iki fazlı oluşu ve buna bağlı seçilecek uygun yöntemin tayinidir. Burada iki akışkanın birbiri içerisinde çözünüp çözünmediği dikkat edilmesi gereken bir noktadır. Özellikle akademik dünyada ve sanayide karşılaşılan akışkanlar mekaniği ile ilgili problemlerin sayısal modellemesinde sıkça kullanılan Fluent yazılımında iki fazlı akışlar için farklı yöntemler mevcuttur.

Bununla beraber, iki fazlı akışların HAD modellemesinde VoF yöntemi sıklıkla kullanılmaktadır. VoF yönteminde fazların arayüz konumunun hesaplanmasında çözüm ağının her hücresinde farklı fazlara ait maddesel hacmin (sıvı veya buhar hacminin) zamanın bir fonksiyonu olarak oluşturulması ve zamana bağlı momentum ve enerji denklemlerinin (korunum denklemlerinin) çözümünde her zaman adımında yeniden oluşturulması (rekonstrüksiyon) bulunmaktadır. İki fazlı akışa ait arayüzün hareketi hacimsel faz oranları ile ifade edilir. VoF yönteminde, yoğunluk ve viskozite gibi fiziksel özellikler arayüz boyunca sürekli değildir ve hacimsel faz oranına göre hesaplanır. (Fluent Theory Guide 14.0)

VoF yöntemine göre referans faz olduğu kabul edilen akışkan tarafından sahiplenen hesaplama ağı hücrelerinin oranıyla (arayüz) temsil edilen bir fonksiyon kullanılmaktadır. Şekil 2.1'de VoF yönteminde kullanılan üç temel yaklaşım gösterilmiştir. (a)'da hücre kümesini kesen arayüz eğrisi ile akışkan fazlarının oranları belirlenmektedir, (b)'de akışkan fazlarının hacimsel oranı her bir hücreyi

değişik oranlarda bölen yatay veya düşey kirişlerle temsil edilmektedir, (c)'de ise m, referans akışkan fazına normal vektör olmak üzere hücreler boyunca birbirine bağlanmamış kirişler ile akışkan fazlarının hacimsel oranları belirlenmektedir.



Şekil 2.1 : VoF yönteminin üç temel yaklaşımı (Fluent Theory Guide 14.0).

VoF yönteminde iki temel adım vardır:

• Arayüz şeklinin yeniden oluşturulması (rekonstrüksiyonu): Her hücredeki hacimsel orandan hareket ile arayüzün bir başka deyişle iki akışkan fazını ayıran yüzün bir yaklaşımı yapılmalıdır.

• Verilmiş bir hız alanı içerisinde yeniden oluşturulmuş arayüzün adveksiyonu (nüfuzu) belirlenir. Başka bir deyişle komşu hücreler sınırında referans akışkan faz hacimlerinin değişim miktarı belirlenmelidir.

VoF yönteminde hücre içindeki herhangi bir akışkanın faz oranı α sembolü ile gösterilir ve herhangi bir hücre içindeki akışkanın faz oranı için aşağıdaki üç durumdan birisi söz konusudur.

- $\alpha = 0$: Hücre tamamen boş (seçilen akışkan için)
- $\alpha = 1$: Hücre tamamen dolu (seçilen akışkan için)
- $0 < \alpha < 1$: Hücre bir veya birden fazla akışkan ile arayüze sahip

İki fazlı akışın olduğu durumlarda, VoF yaklaşımında hareket denklemine ilave olarak Denklem 2.1'de verilen transport denklemi de çözülmektedir (Fluent Theory Guide).

$$\frac{\partial(\alpha_l \rho_l)}{\partial t} + \nabla(\alpha_l \rho_l \vec{v}_l) = 0 \qquad \textbf{(2.1)}$$

Transport denklemi birincil faz için çözülmemekle beraber aşağıdaki kısıta göre hesaplanır.

$$\sum_{q=1}^{n} \alpha_q = 1 \tag{2.2}$$

Transport denkleminde yer alan faz özellikleri her hücredeki bileşenlerin fazlarından elde edilir. Örneğin çift fazlı bir akışta fazlar alt indis olarak 1 ve 2 şeklinde belirtilsin. Bu durumda 2 numaralı akışkanın faz oranı hesaplanacaktır ve her hücre içerisindeki yoğunluk aşağıda verilen denklemden elde edilir.

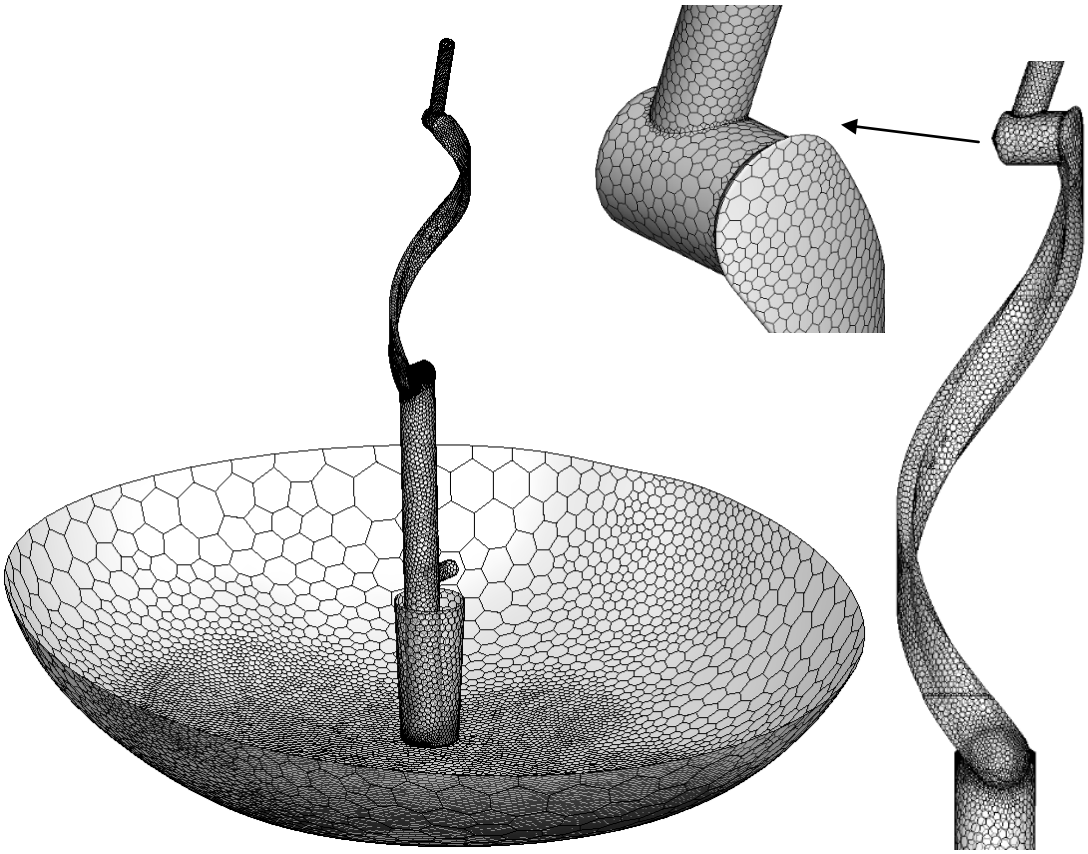
$$\rho = \alpha_2 \rho_2 + (1 - \alpha_2)\rho_1 \tag{2.3}$$

Denklem 2.4 ise momentumun korunumunu ifade eden denklemdir. Tek momentum denklem takımı çözülerek, bulunan hız alanı fazlar arasında paylaştırılır. Aşağıda verilen momentumdenklemi,ρ ve μ üzerinden her fazın hacimsel oranına bağlıdır(Fluent Theory Guide).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \tag{2.4}$$

2.2 Sayısal Çözüm Ağı

Arçelik A.Ş.'den tedarik edilen katı model kullanılarak, kompresör yağlama sistemine etki eden parçaların akış alanı oluşturulmuştur. Elde edilen akış alanı Ansys-Meshing programı kullanılarak çözüm ağlarına ayrıştırılmıştır. Yağlama sistemi; muhafaza, krank mili ve krank milinin yağ içerisindeki et kalınlığından oluşmaktadır. Krank milinin et kalınlığı yağ içerisinde dönerek akış alanına etki etmektedir. Krank mili cidarları ve yağ karterinin krank miline yakın bölgelerinde çözüm ağı sıklaştırılmıştır. Çalışmalarda daha hızlı ve iyi yakınsama sağladığı için polihedral tip çözüm ağı kullanılmıştır. İleriki bölümlerde çözüm ağı eleman sayısının sonuçlara etkisi incelenmiştir. Şekil 2.2'de oluşturulan sayısal çözüm ağı verilmiştir.



Şekil 2.2 : Mevcut kompresör için oluşturulan sayısal çözüm ağı.

2.3 Sınır Şartları ve Çözüm Yöntemi

Yağlama sistemi krank mili ve muhafaza olmak üzere iki kısıma ayrılmıştır. Muhafaza statik olarak modellenmiş ve cidarlarına kaymama sınır koşulu uygulanmıştır. Hesaplama ağında yağın krank mili girişinden çıkışına kadar merkezkaç kuvveti ile ilerlediği kısma ve krank mili gömleğine hız sınır şartı tanımlanmıştır. Muhafazanın üst yüzeyine ve krank milinin üst ucuna basınç sınır şartı girilerek bu iki kısım arasında basınç farkından oluşabilecek kütlesel debi geçişi önlenmiştir.

Analizler FLUENT yazılımı ile *zamana bağlı* olarak yapılmıştır. Üç boyutlu, sıkıştırılamaz ve daimi olmayan akış kabulü yapılmıştır. Her bir iterasyon için zaman adımı 0.0005 s seçilmiştir.

Transport ve momentum denklemleri 2. mertebe hassasiyet ile ayrıklaştırılmış ve gerekli durumlarda yakınsamayı arttırmak için momentum rahatlatma faktörleri kullanılmıştır.

Krank mili girişindeki hızların çok düşük olmasından dolayı akış laminer kabul edilmiştir. Daha sonra laminer ve geçiş bölgelerini çözen SST (Shear Stress Transport) modeli de kullanılarak laminer akışın geçerli bir çözüm olduğunukanıtlamıştır.

Basınç-hız bağlanması (Pressure-Velocity Coupling) için zamana bağlı akışlara uygun olan PISO (Pressure Implicit with Split Operator) yöntemi kullanılmıştır (Issa,1990).

Buzdolaplarında kullanılan hermetik kompresörler içerisindeki iki fazlı akışın *yağ ve soğutkandan* oluştuğu bilinmektedir. Ancak deneysel çalışmalarda kompresörün açık ortamda çalıştırıldığı ve *soğutucu akışkan yerine havanın* kullanılması nedeniyle bu bölümdeki analizlerde de *yağ-hava* karışımı kullanılmıştır.

Yapılan sayısal analizlerde kullanılan akışkan özellikleri ve çalışma koşulları Çizelge 2.1'de verilmiştir:

Çizelge 2.1 : Sayısal analizlerde kullanılan akışkan özellikleri ve çalışma koşulları.

Yağın yoğunluğu	890 kg/m^3
Yağın kinematik viskozitesi	5.0 cSt
Fazlar arası yüzey gerilmesi (yağ-hava)	0.024 N/m
Havanın yoğunluğu	1.225kg/m^3
Havanın viskozitesi	1.7894 x 10^{-5} kg/m.s
Krank milinin yağ içerisine daldırma derinliği	20 mm
Krank mili devir sayısı	3000 d/d

Akışkan özellikleri ve çalışma koşullarının etkisini belirlemek için yapılan değişiklikler ayrıca tezin ilgili bölümlerinde açıklanmıştır. Yapılan analizlerde sıcaklık değişimi ihmal edilmiştir. Böylece yağ ve havanın termofiziksel özellikleri değişmemektedir.

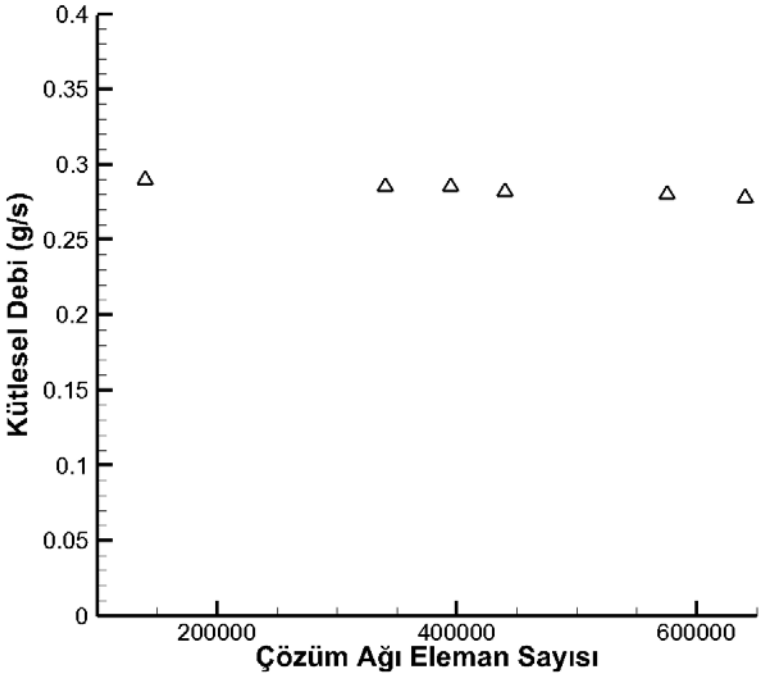
3. FİZİKSEL PARAMETRELERİN YAĞ DEBİSİNE ETKİSİ

3.1 Amaç

Bu bölümde mevcut kompresörün analiz sonuçları verilmiştir ve krank mili ucundan çıkan kütlesel debiye etki eden fiziksel parametreler detaylı olarak incelenmiştir.

3.2 Çözüm Ağı İncelemesi

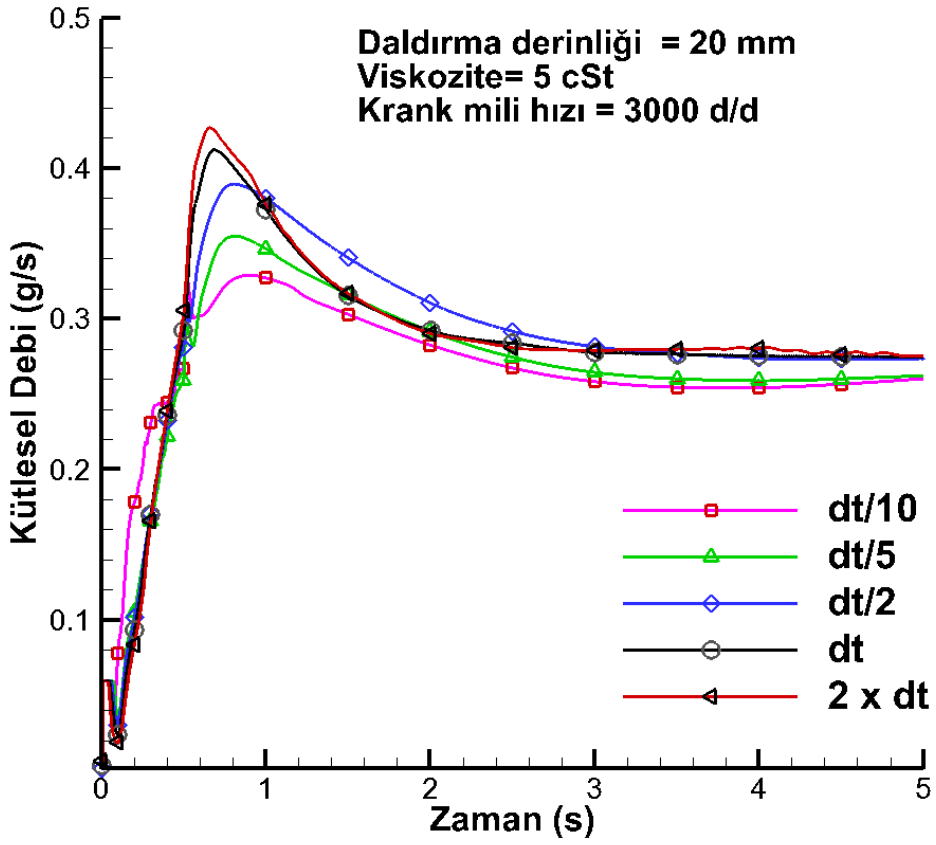
Polihedral çözüm ağı kullanılarak yapılan sayısal analizlerde, eleman sayısının etkisini belirlemek için yaklaşık olarak 140000, 195000, 340000, 440000, 575000, ve 640000 elemandan oluşan çözüm ağları oluşturulmuştur. Krank mili ucundan çıkan kütlesel debinin gerekli yakınsama sağlandıktan sonraki değerleri Şekil 3.1'de verilmiştir. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi eleman sayısının değişmesi, krank mili ucundan çıkan kütlesel debiyi en fazla %3.5 değiştirmektedir. Yapılan analizlerde kullanılan çözüm ağı 375000 elemandan oluşmaktadır ve bu eleman sayısı için alınan sonuçlar çözüm ağından büyük ölçüde bağımsızdır.



Şekil 3.1 : Çözüm ağı sayısının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi.

3.3 Zaman Adımı İncelemesi

Analizlerdestandart olarak $5x10^{-4}$saniye olarak seçilen zaman adımının etkisini incelemek amacıyla, zaman adımı $5x10^{-5}$, $1x10^{-4}$, $2.5x10^{-4}$ve 10^{-3}saniye olarak değiştirilerek krank mili ucundan çıkan kütlesel debi 4 farklı durum için incelenmiştir. Zaman adımının düşürülmesi ile 0.65 saniye civarlarında meydana gelen kütlesel debideki "sıçrama" azalmaktadır. Çözüm daimi rejime ulaştığında ise (t = 5 s) krank mili ucundan çıkan kütlesel debi değerinin $2.5x10^{-4}$, $5x10^{-4}$ve 10^{-3}zaman adımı ile yapılan çözümlerde değişmediği, $5x10^{-5}$ ve $1x10^{-4}$ zaman adımı ile yapılan çözümlerde ise diğer zaman adımlarında bulunan debi değerinden yaklaşık %5'lik bir fark olduğu Şekil 3.2'de görülmektedir.

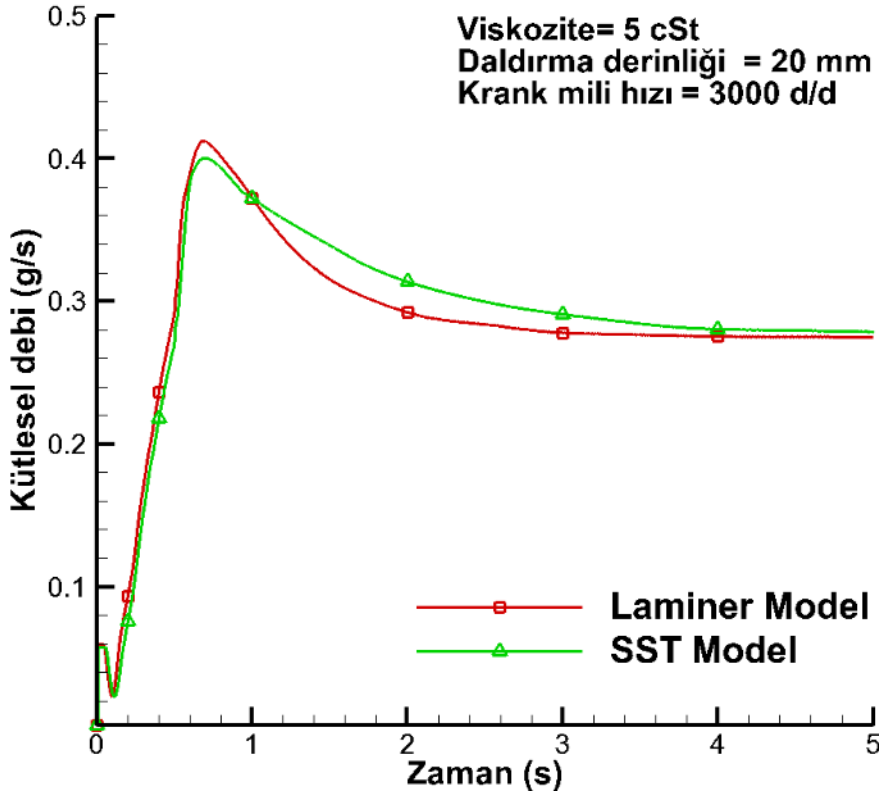


Şekil 3.2 : Farklı zaman adımlarının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi.

3.4 Akış Modelinin Etkisi

Polyhedral mesh kullanılarak standart karter geometrisine ait sayısal hesaplamalarda akış laminer olarak modellenmiştir. Ancak SST (Shear Stress Transport) modeli olarak adlandırılan ve laminerden türbülansa geçiş bölgesini de modelleme imkanı

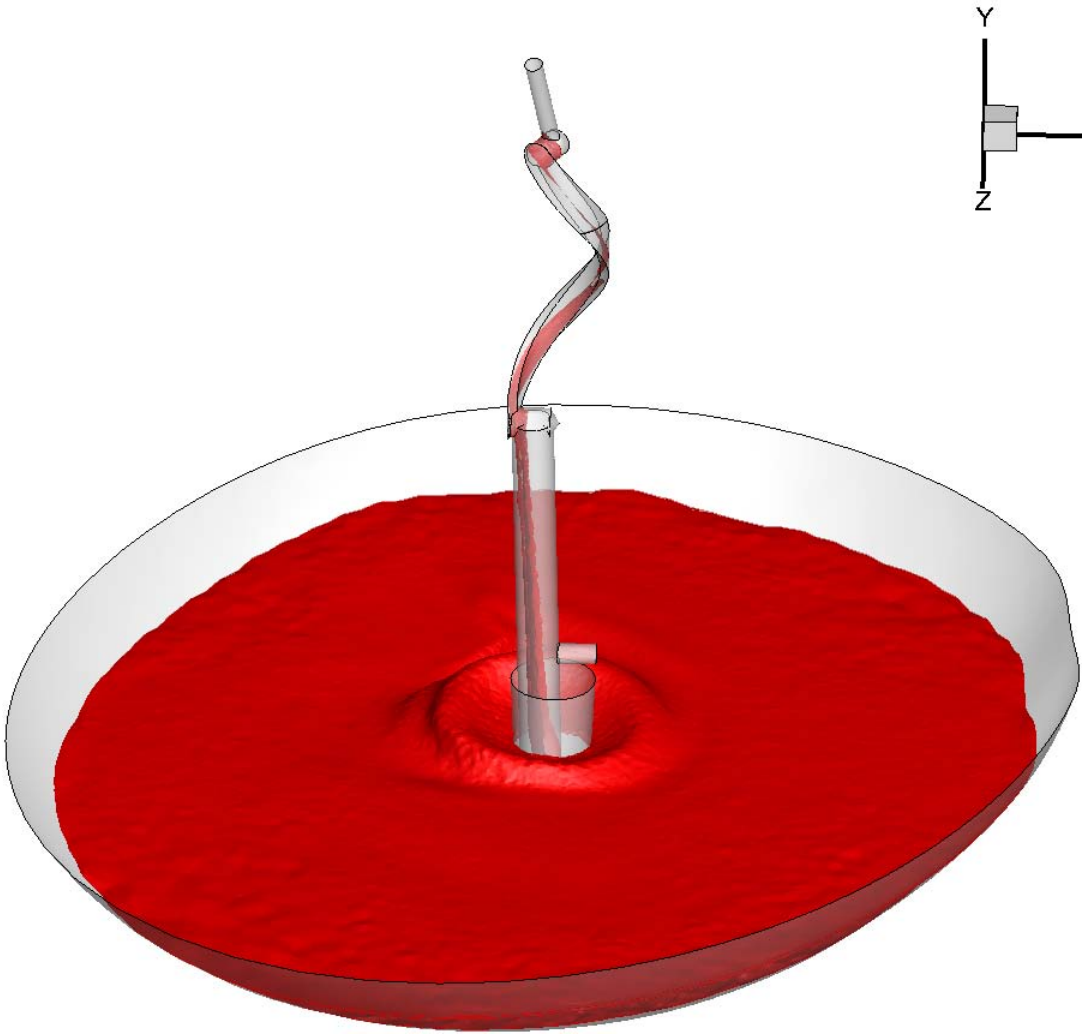
sağlayan yöntem ile de hesaplamalar yapılmış, sonuçlar Şekil 3.3'de verilmiştir. İlk 5 saniye sonunda her iki model de birbirine çok yakın sonuç vermekte olup, bu nedenle beklendiği gibi laminer akış çözümünün geçerli olduğu SST modeli ile de teyit edilmiştir.



Şekil 3.3 : Laminer ile SST akış modelinin karşılaştırılması.

3.5 Faz Alanlarının Zamanla Değişimi ve Hız Alanları

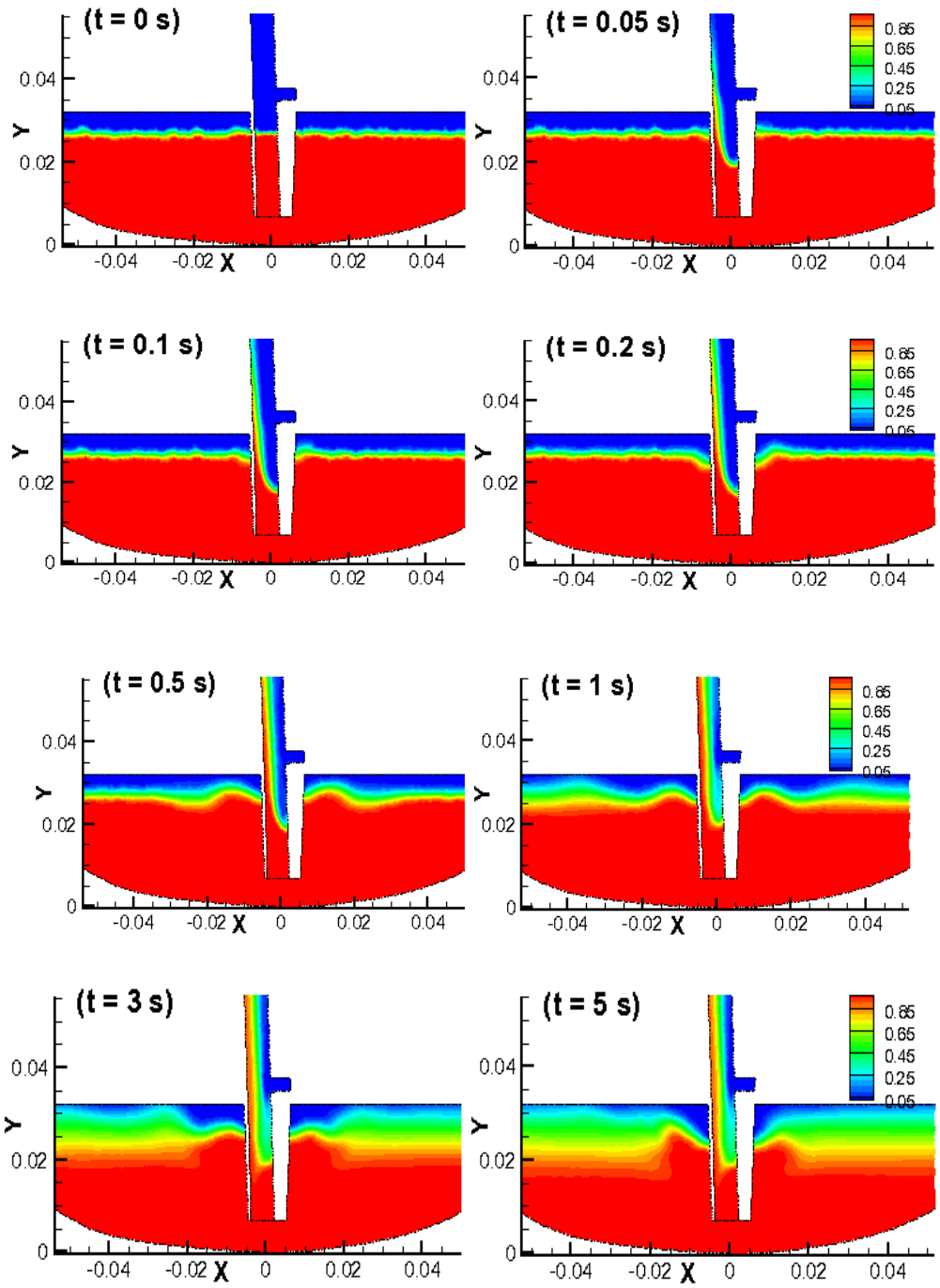
Bu bölümde ilk olarak hesaplama süresince yağ fazının krank mili ve yağ karteri içerisindeki zamana bağlı gelişimi incelenmiştir. Şekil 3.4'de , 5 saniye sonunda aynı yağ fazı oranına sahip eş yüzeyler gösterilmiştir. Şekil 3.4'de görüldüğü gibi krank milinin açısal hızından dolayı karter içinde krank mili çevresindeki yağ seviyesinde bir çökme meydana gelmektedir. Yağ, krank milinin sol iç cidarından yukarıya doğru tırmanmaktadır. Yağ fazının üzerinde yer alan hava bu şekilde gösterilmemiştir.



Şekil 3.4 : Yağ fazı eş yüzeyleri **0.76** ve **0.82**: t=5 s, devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm.

Üç boyutlu çözüm ağından krank milinin tam ortasına tekabül eden yerden, hava emiş deliğinin ortasından geçecek şekilde kesit alınarak faz değişimi incelenmiştir. Şekil 3.5, başlangıç anından (t=0 s) t=5 saniye sonuna kadar değişik zaman dilimlerindeki anlık yağ-hava fazı değişimini göstermektedir.

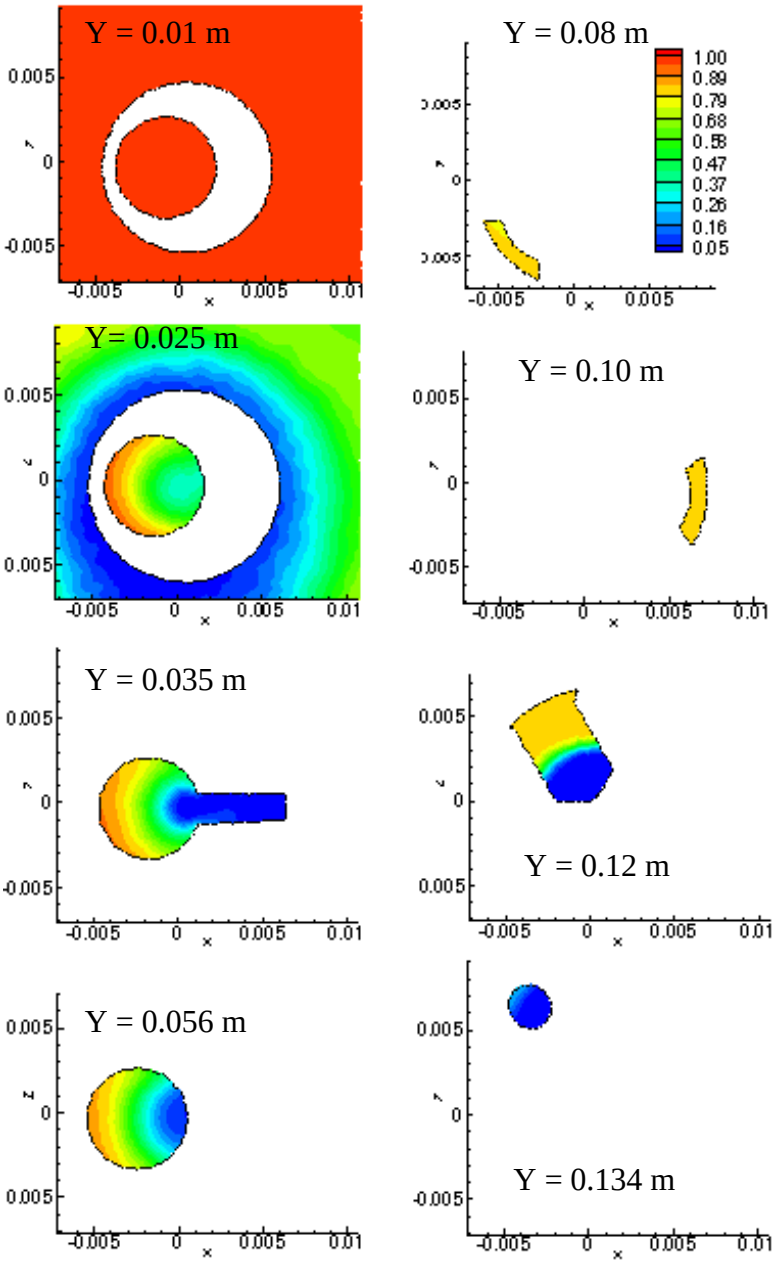
Şekil 3.5'de yağ fazının yanında beyaz olarak görülen yerler krank mili gömleğidir. Bu bölgenin akışı etkileyen yüzeyleri alınıp, önemsiz olan katı hacmi akış alanından çıkartılarak çözüm ağı sayısı gereksiz olarak arttırılmamıştır.



Şekil 3.5 : XY- düzleminde yağ fazına ait anlık görüntüler: Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm.

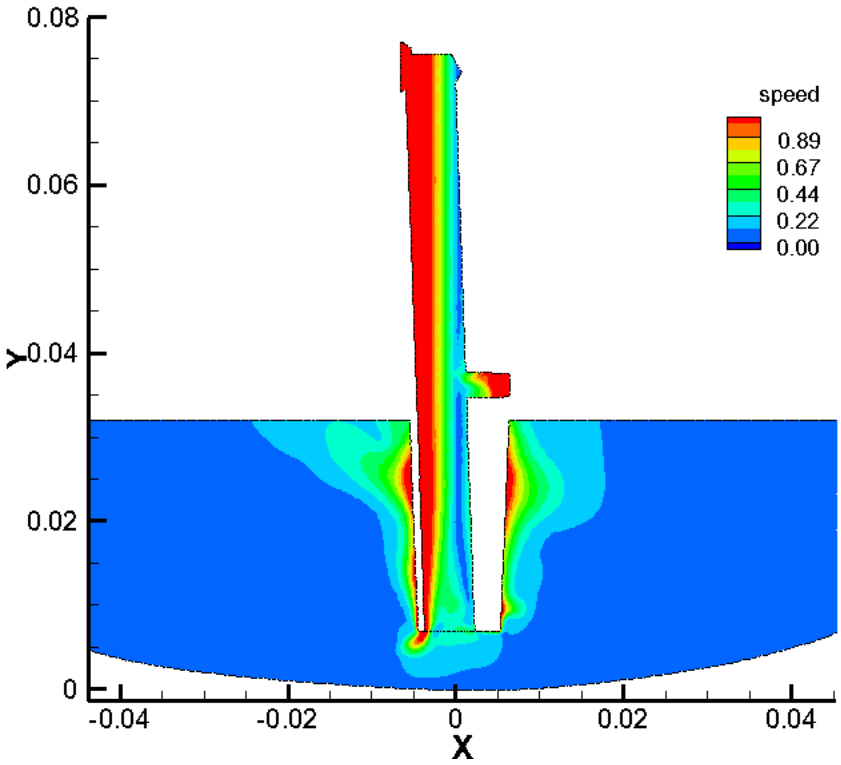
t = 0 s anında krank mili hareketsizdir ve yağ-hava arayüzü yatay bir çizgi halindedir. t= 0.05 s sonra krank milinin dönmesinden dolayı oluşan merkezkaç kuvvetin etkisi ile yağ, krank mili içinde tırmanmaya başlamaktadır. Krank milinin sol iç yüzeyinden yukarıya doğru tırmanmaya başlayan yağ filmi zaman ile kalınlaşmakta ve bu sürecin gelişmesi için 5 saniyenin yeterli olduğu görülmüştür. Şekil 3.6 krank

mili boyunca alınan XZ- düzlemi kesitlerini göstermektedir. Kırmızı renk yağ fazını, mavi renk ise havayı ifade etmektedir.

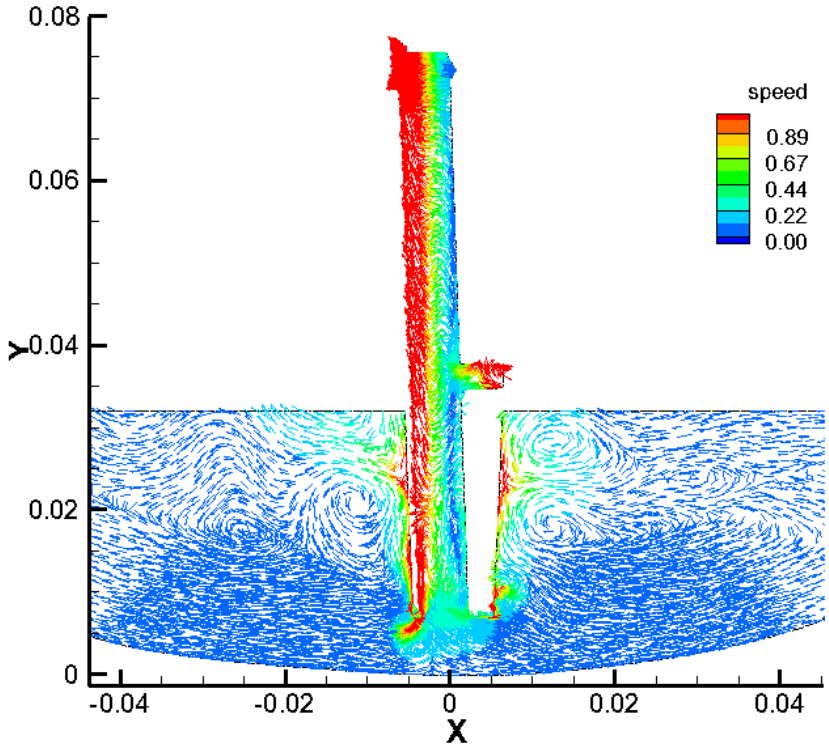


Şekil 3.6 : XZ- düzlemindeyağ emiş kesitinden krank mili ucuna doğru faz alanlarının değişimi.

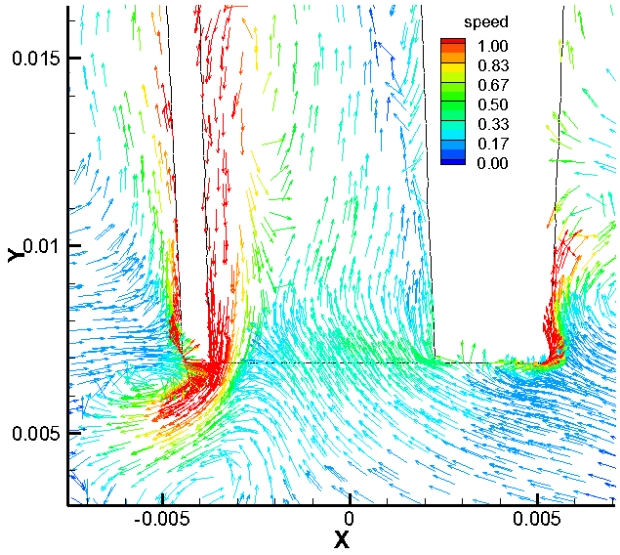
Şekil 3.7'de krank milinin dönme hareketinden dolayı yağ haznesi içinde gömlek etrafındaki hız dağılımının hesaplama sonundaki (t = 5s) durumu görülmektedir. Hız alanındaki renkler hız büyüklüğünü (m/s) cinsinden ifade etmektedir. Şekil 3.9'da, akış alanında önemli yerlere (örneğin krank mili yağ emişi) odaklanılarak hız vektörleri gösterilmiştir. Krank milinin yağ emdiği bölgeye odaklanılarak hız vektörleri şeklinde yağın hareket doğrultusu gösterilmiştir.



Şekil 3.7 : XY- düzleminde anlık hız alanı: t=5 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm.

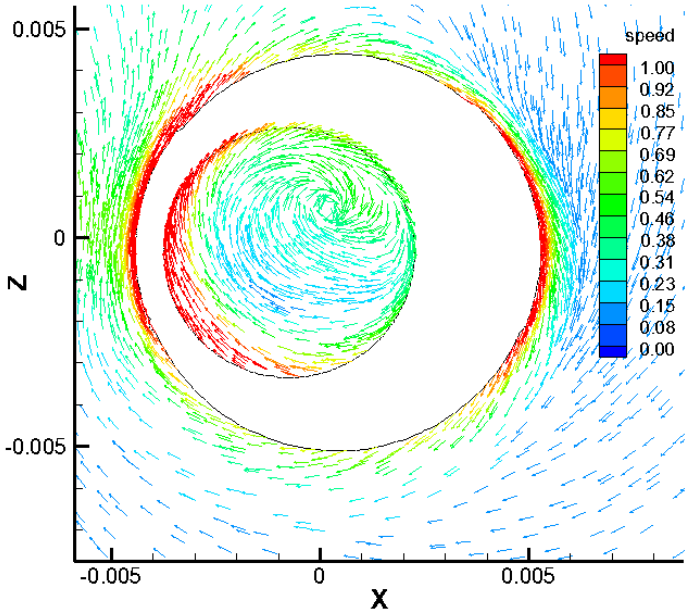


Şekil 3.8 : XY- düzleminde anlık hız vektörü: t=5 s, Devir sayısı:3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm.

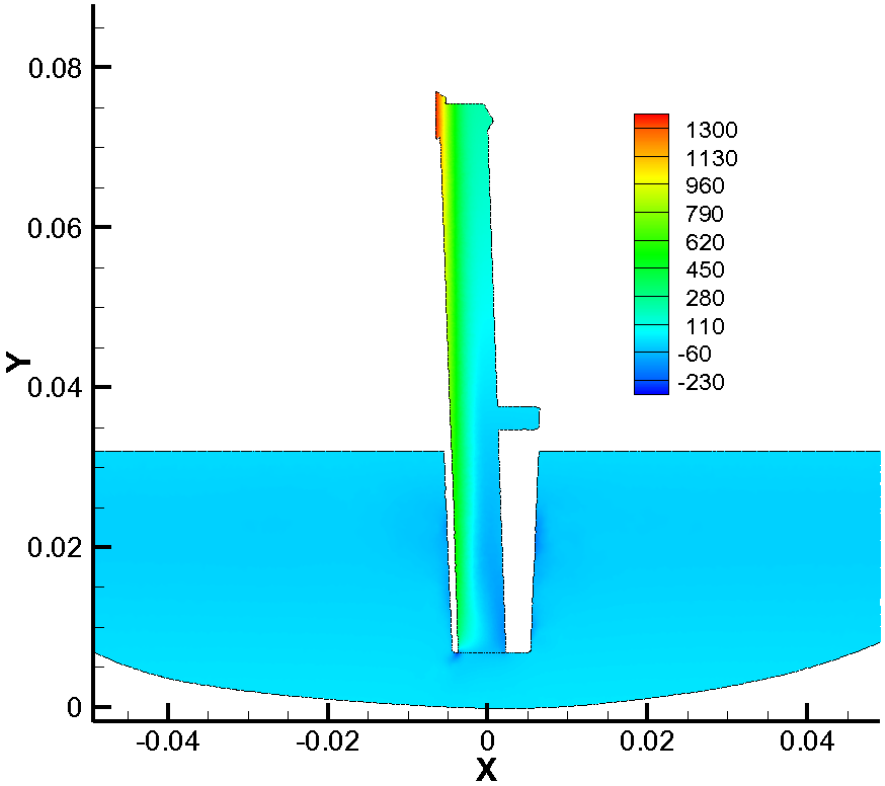


Şekil 3.9 : XY- düzleminde anlık hız vektörü: t=5 s, Devir sayısı:3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm.

Şekil 3.9'da görüldüğü gibi, muhafaza içerisinde bulunan yağ, krank milinin sağ tarafından emilerek, sol cidardan yukarıya doğru tırmanmaktadır. Krank milinin sol tarafında ise eksantriklikten dolayı oluşan geri akış görülmektedir. Bu geri akış bölgesi emiş bölgesinden yaklaşık 2 cm yukarıda oluşmaktadır. Şekil 3.10'da emiş kesitinin yukarısından alınan XZ- düzlemindeki hız vektörleri görselleştirilmiştir ve yağın tırmandığı cidardaki hızların daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 3.10 : XZ- düzleminde anlık hız vektörü: t=5 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm.



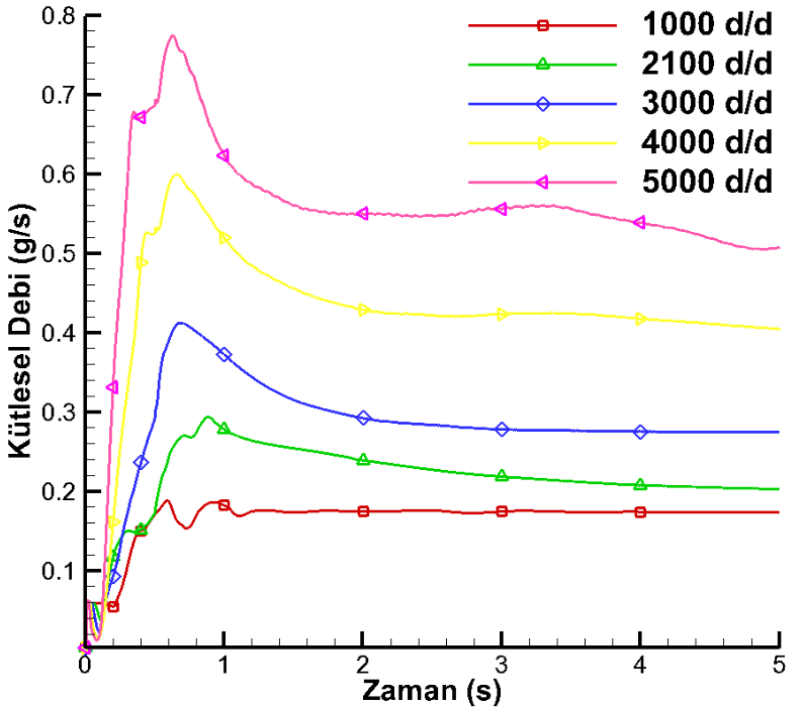
Şekil 3.11 : XY- düzleminde anlık basınç alanı: t=5 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm.

Şekil 3.11'de çözüm sonundaki basınç dağılımı görülmektedir. Krank mili emiş bölgesinde düşük olan basınç bölgesi krank mili boyunca artmaktadır. Krank milinin eksantrik olması ve krank mili içine açılan kanala eğim verilmesinden dolayı emme bölgesindeki basınç alanlarının simetrik olmadığı görülmektedir. Bölüm 4'te bu basınç alanları, krank mili üzerinde yapılan modifikasyonlar ile düzeltilmeye çalışılmıştır.

3.6 Krank Mili Devir Sayısının Etkisi

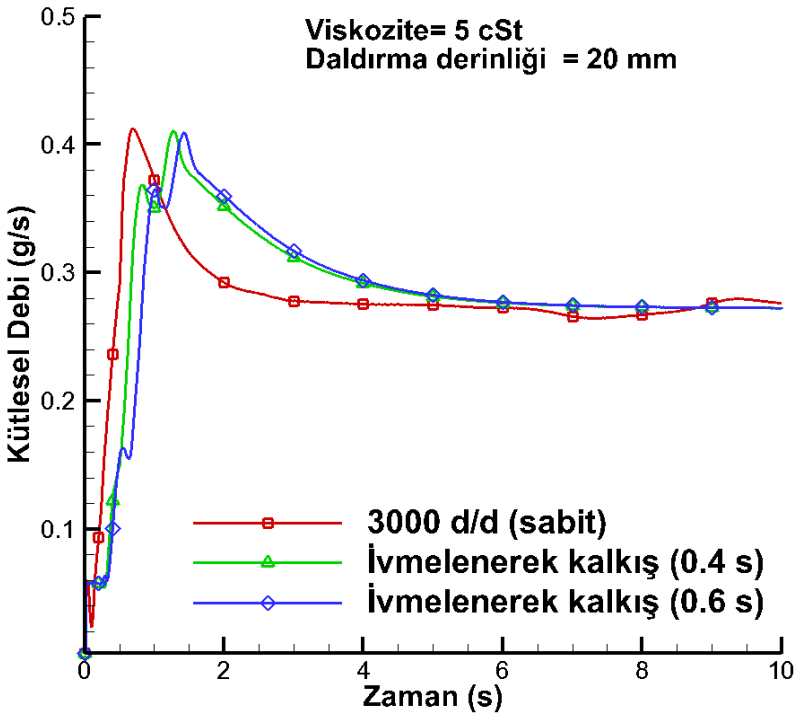
Krank milinin motordan aldığı açısal dönme hızı, krank mili cidarlarında hız sınır şartı olarak tanımlanarak, krank mili ucundan çıkan kütlesel debiye olan etkisi incelenmiştir. Beklendiği gibi açısal hızın artması ile yağın yukarıya taşınması sağlayan merkezkaç kuvvet artacağından çıkan kütlesel debi de artmaktadır. Diğer yandan, yüksek devir sayılarında (4000 d/d ve yukarısı) basınç kayıpları artacağından, kütlesel debideki artışın gittikçe azaldığı görülmüştür. 1000 d/d gibi düşük devir sayılarında sayısal analizler uzun sürmekte ve yakınsama için yüksek devir sayılarına göre daha fazla beklenmektedir. 5 s süren hesaplama zamanı,

kütlesel debinin kararlı hale gelmesi için genellikle yeterli olmaktadır. Bu bölümdeki hesaplamalar, standart değer olarak alınan 5 cSt yağ viskozitesi ve 20 mm daldırma derinliği kullanılarak yapılmıştır. Sonuçlardaki kütlesel debi, yağ ve hava fazını içermektedir. Havanın kütlesel debi değeri yağınkine oranla çok düşük olduğundan ihmal edilebilir seviyededir. Şekil 3.12'de devir sayısının yağ debisine etkisi verilmiştir.



Şekil 3.12 : Farklı devir sayılarında krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi

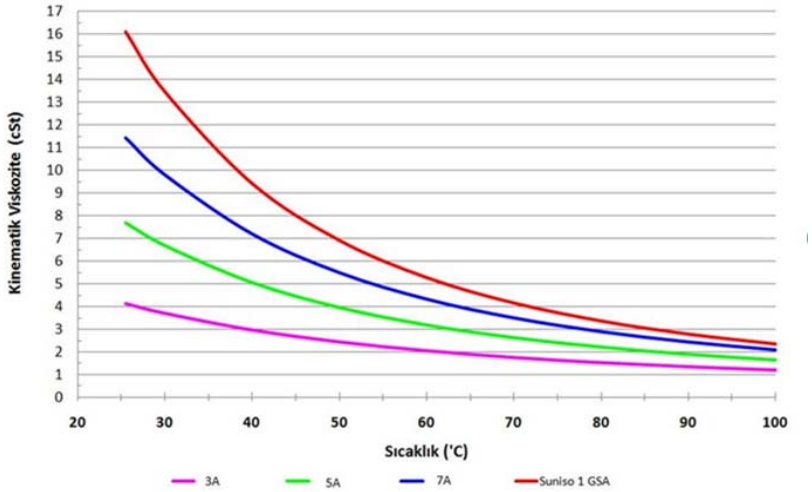
Sayısal analizlerde devir sayısı (örneğin 3000 d/d) sabit alınmıştır. Ancak elektrik motorunun ivmelenerek kalkışa geçmesi göz önüne alınırsa, devir sayısı ilk 0.4 ile 0.6 s içerisinde yaklaşık lineer bir şekilde artmaktadır ve bu süreden sonra sabit 3000 d/d değerinde devam etmektedir. Bu bağlamda UDF ile hazırlanan zamana bağlı açısal hız fonksiyonu krank mili cidarlarına hız sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Şekil 3.13'de üç değişik motor kalkışı için krank mili ucundan çıkan kütlesel debinin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Krank mili hızının ivmelenme süresi arttıkça, krank mili ucundan çıkan kütlesel debinin çıkış süresinde de gecikme gözlemlenmekte, ancak daimi rejimde debi değeri beklendiği gibi değişmemektedir.



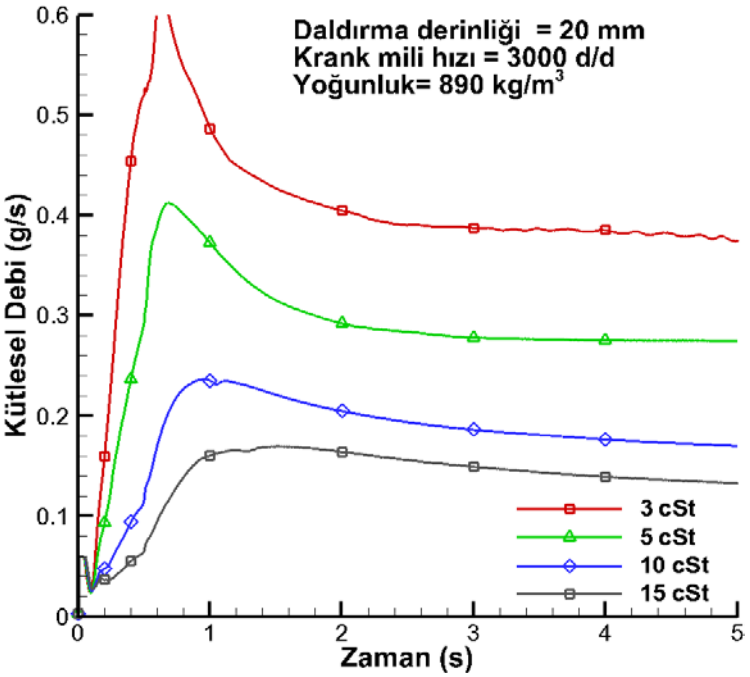
Şekil 3.13 : Motor kalkışının etkisi: krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi.

3.7 Yağ Viskozitesinin Etkisi

Bu çalışmada farklı viskozite değerlerindeki kütlesel debi değişimi incelenmiştir. Hermetik kompresörün çalışma sıcaklığı yaklaşık 65 ^{o}C'dir.Şekil 3.14'de verilen yağ üreticisinin viskozite-sıcaklık grafiği kullanılarak 40^{o}C ile 65^{o}C arasında değişen kinematik viskozite değerleri 3 ile 10 cSt olarak belirlenmiştir.

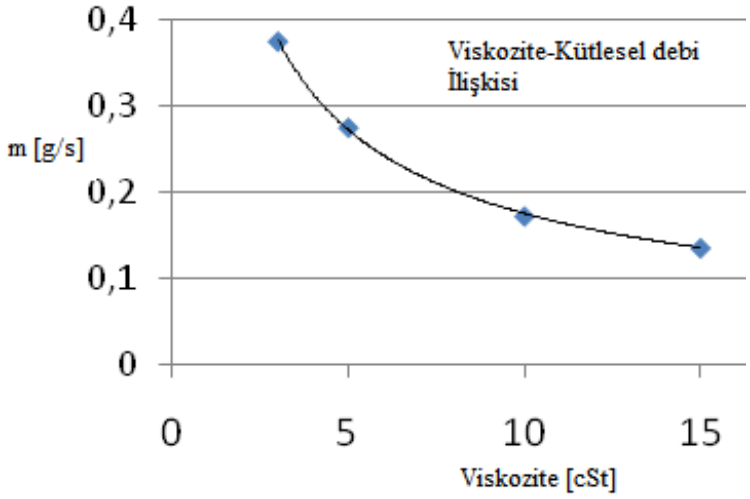


Şekil 3.14 : Viskozitenin sıcaklıkla değişimi (Fuchs Reniso WS_5A)



Şekil 3.15 : Farklı yağ viskozitelerinde krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi

Bu çalışmada 3, 5, 10 ve 15 cSt viskozite değerleri kullanılarak sonuçlar elde edilmiştir. Literatüre benzer olarak, sürtünme kuvvetlerinin daha etkili olması anlamına gelen yağ viskozitesinin artması, krank mili ucundan çıkan yağ miktarını azaltmaktadır. Bu bölümdeki hesaplamalar, standart değer olarak alınan 3000 d/d krank mili hızı ve 20 mm daldırma derinliği kullanılarak yapılmıştır. 5 saniyelik hesaplama süresinin gerekli yakınsama kriterleri için yeterli olduğu görülmüştür.



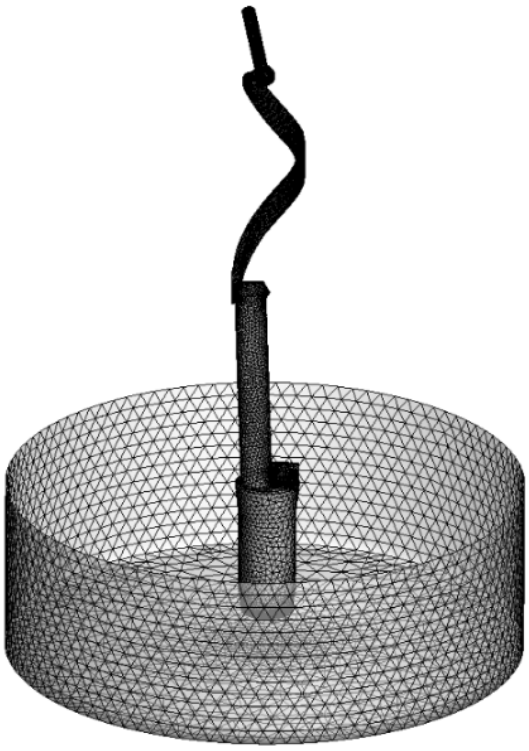
Şekil 3.16 : Krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin viskozite ile değişimi

3.8 Fazlar Arası Yüzey Gerilmesinin Etkisi

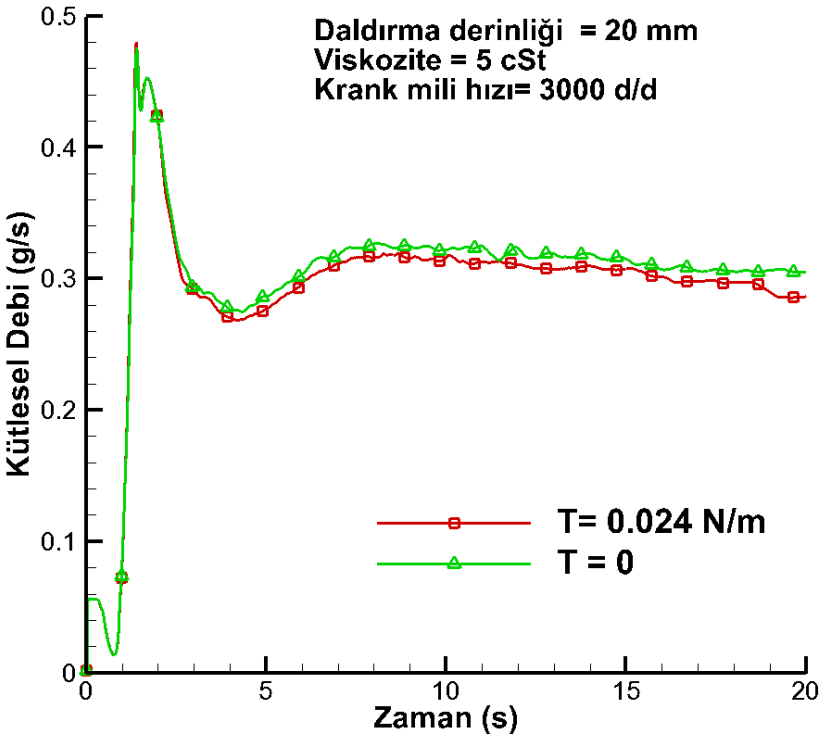
Bu hesaplamalardan önceki çalışmada orijinal muhafaza yerine silindirik muhafaza kullanılarak analizler yapılmıştır. Ağ sayısının daha düşük olması sayesinde HAD sınır şartlarının doğruluğu daha hızlı bir şekilde kontrol edilmiştir. Bu çalışmalar sırasında fazlar arasındaki yüzey gerilmesinin etkisi incelenmiştir.

Sayısal hesaplamalarda fazlar arası yüzey gerilmesinin krank mili ucundan çıkan kütlesel debiye etkisi literatürdeki bazı araştırmalarda ihmal edilmiştir (Kerpiççi ve diğ., 2013). Krank mili ucundan çıkan kütlesel debinin zamana bağlı gelişimi, fazlar arası yüzey gerilmesinin hesaba katıldığı ve ihmal edildiği durumlarda Şekil 3.18'de gösterilmiştir. Yerçekimi kuvvetinin yüzey gerilmesi kuvvetine oranını ifade eden Bond sayısı (Bo) bu çalışmada yaklaşık olarak 7000 bulunmuştur. Dolayısıyla yerçekimi kuvvetleri yüzey gerilmesi kuvvetlerine göre baskın olup, yüzey gerilmeleri ihmal edilebilir. Burada 'L' krank mili boyunu ifade etmektedir (Özsipahi ve diğ. , 2013).

$$\mathrm{Bo} = \frac{\left(\rho_S - \rho_G\right) g L^2}{\sigma} \qquad \textbf{(3.2)}$$



Şekil 3.17 : Silindirik muhafaza kullanılarak oluşturulan çözüm ağı

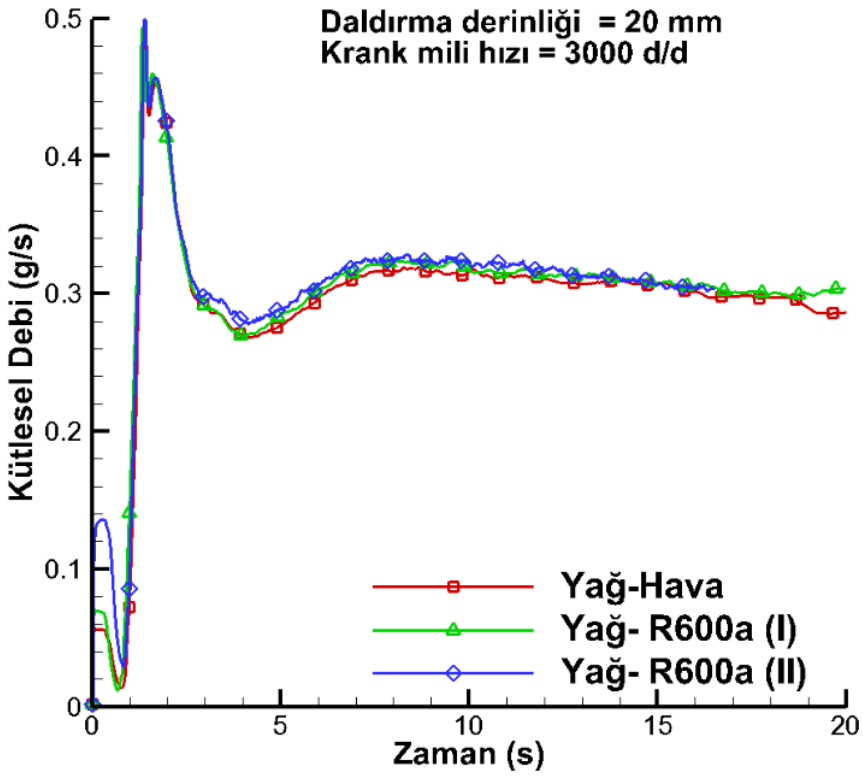


Şekil 3.18 : Farklı fazlar arası yüzey gerilmelerinde krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi

Şekil 3.18'de görüldüğü gibi yüzey gerilmesinin, krank mili ucundan çıkan kütlesel debiye önemli bir etki yapmadığı analiz sonuçlarında görülmektedir. Bu tez kapsamında yağ ile hava arasındaki yüzey gerilmesi 0.024 N/m alınmıştır.

3.9 Soğutucu Akışkanın Etkisi

Gaz fazındaki akışkan olarak literatürde yer alan farklı fiziksel özelliklerdeki soğutkanlar ile havanın krank mili ucundan çıkan kütlesel debiye olan etkisi incelendiğinde, çok yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Dolayısıyla yağ-hava ile yağ- R600a (I) ve yağ- R600a (II) arasında önemli bir fark yoktur (bkz. Şekil 3.19). Burada (I) numaralı soğutkanın termofiziksel özellikleri:ρ_1 = 1.354 kg/m^3; ν_1 = 6.44 cSt ve (II) numaralı soğutkanın termofiziksel özelliklerip $_2$ = 4.289 kg/m^3; ν_2 = 3.2 cSt olarak literatürden alınmıştır.



Şekil 3.19 : Farklı soğutkanlardaki krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi

4. GEOMETRİK PARAMETRELERİN YAĞ DEBİSİNE ETKİSİ

4.1 Amaç

Bu bölümde Arçelik A.Ş. tarafından sağlanan krank mili üzerinde geometrik değişiklikler yapılmıştır. Çalışmalar ağırlıklı olarak ev tipi hermetik kompresöre ait krank milinin geometrik modifikasyonu ile ilgili olup farklı geometrilerin kullanılması ile elde edilen yağ fazı, basınç ve hız alanları karşılaştırılmıştır. Ayrıca krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin farklı modifikasyonlar için karşılaştırılması yapılmıştır. Bu bağlamda aşağıda özetlenen maddeler bu bölümün içeriğini oluşturmaktadır:

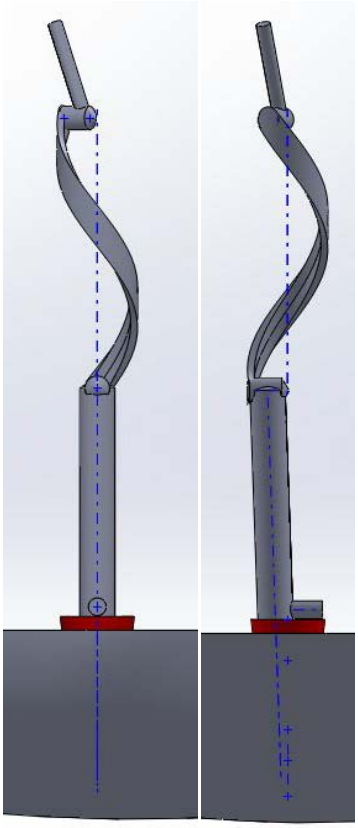
- Helis geometrisinin etkisi: Sarmal sayısının etkisi (1 dönüş, 2 dönüş).
- Helisel kanal kesitindeyapılan modifikasyonlar: Kanal kesitini genişletme, derinleştirme ve yuvarlatma etkilerinin incelenmesi
- Krank mili yağ emiş kesitinin modifikasyonu.
- Krank mili gömleğinin modifikasyonu (Krank mili dış çapının arttırılması, azaltılması ve yuvarlatma etkilerinin ortadan kaldırılması)
- Krank mili emiş kesitinin yağ karteri tabanına olan mesafesinin etkisinin incelenmesi (yağ miktarının azaltılması)
- Krank mili üst kısmının modellenmesi (üst haznenin eklenmesi)

Bu bölümde kullanılan akış alanına ait sayısal hesaplama ağı 280.000 polihedral elemandan oluşmaktadır.

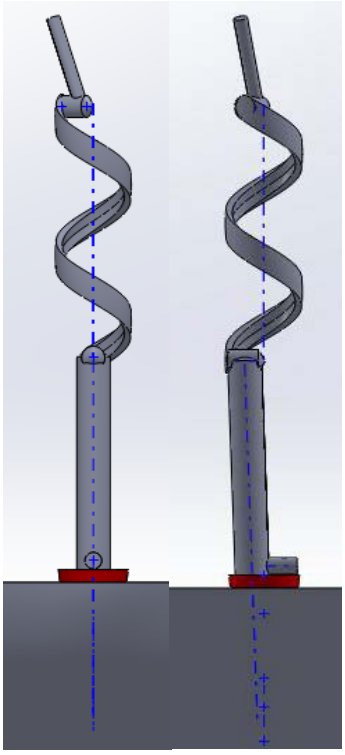
4.2 Helis Dönüş Sayısının Etkisi

Bu bölümde krank mili üzerinde açılan helisel kanalın açısı değiştirilerek, krank mili ucundan çıkan kütlesel debiye olan etkisi incelenmiştir. Şekil 4.1 ve 4.2'de sırasıyla oluşturulan akış alanının helis ayrıntısı görülmektedir. Şekil 4.1 mevcut durumdaki helisel kanalı, Şekil 4.2 ise iki dönüş yapan helisel kanalı göstermektedir. Helisel

kanalın tam tur atamadığı durumlarda, yiv açılmış kanalın yeri değiştiği için geometri oluşturulmamıştır.

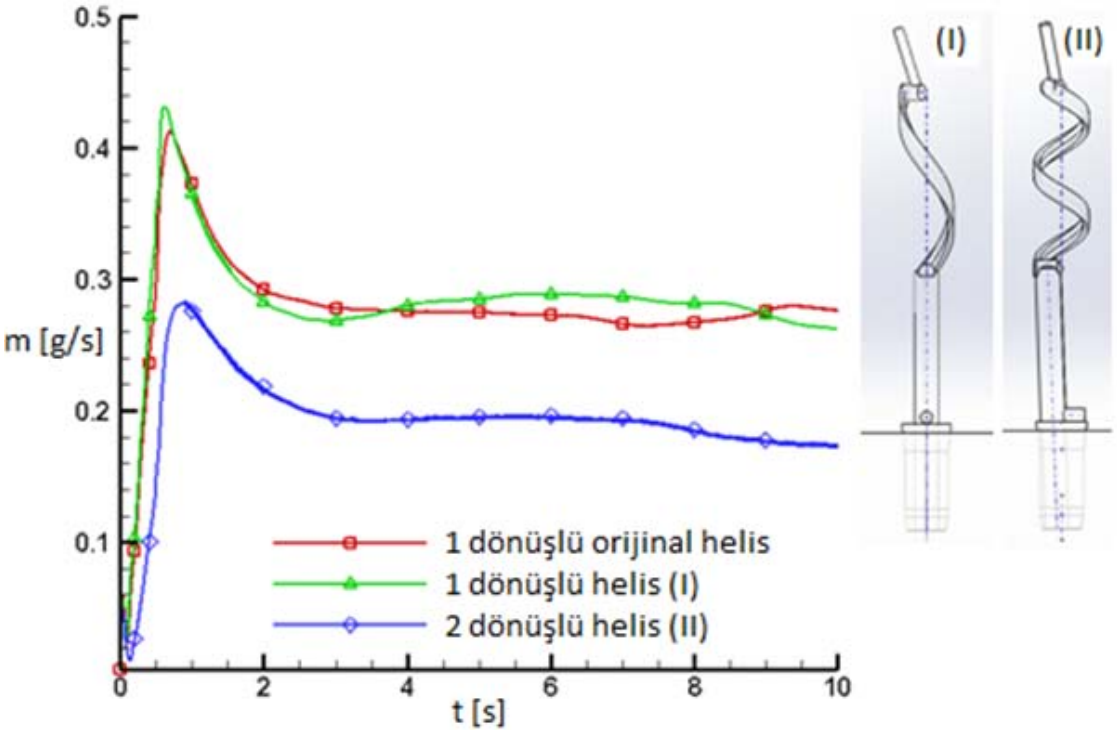


Şekil 4.1 : Bir sarmallı orijinal geometride yer alan helis



Şekil 4.2 : İki sarmallı modifiye edilmiş geometri

Şekil 4.3'de görüldüğü gibi tek sarmal olan geometride çift sarmala göre krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisi daha fazladır. Helis kesit alanı aynı olmak şartıyla, sarmal sayısı yani yağın izlediği yol arttıkça sürtünme etkisi nedeniyle yağ debisinin azaldığı sonucuna varılmıştır.

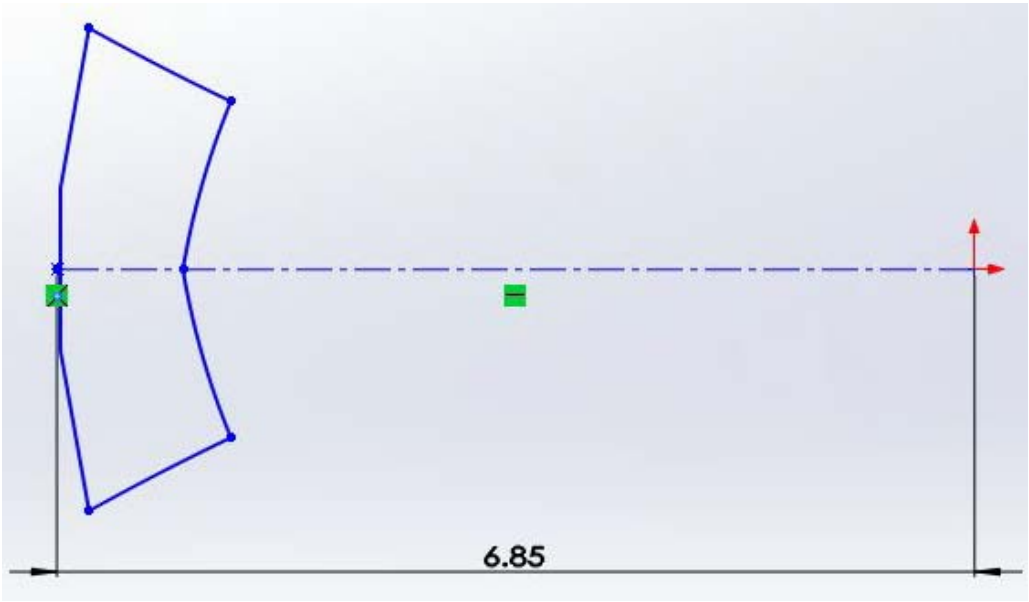


Şekil 4.3 : Helisel kanal dönüş sayısının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi

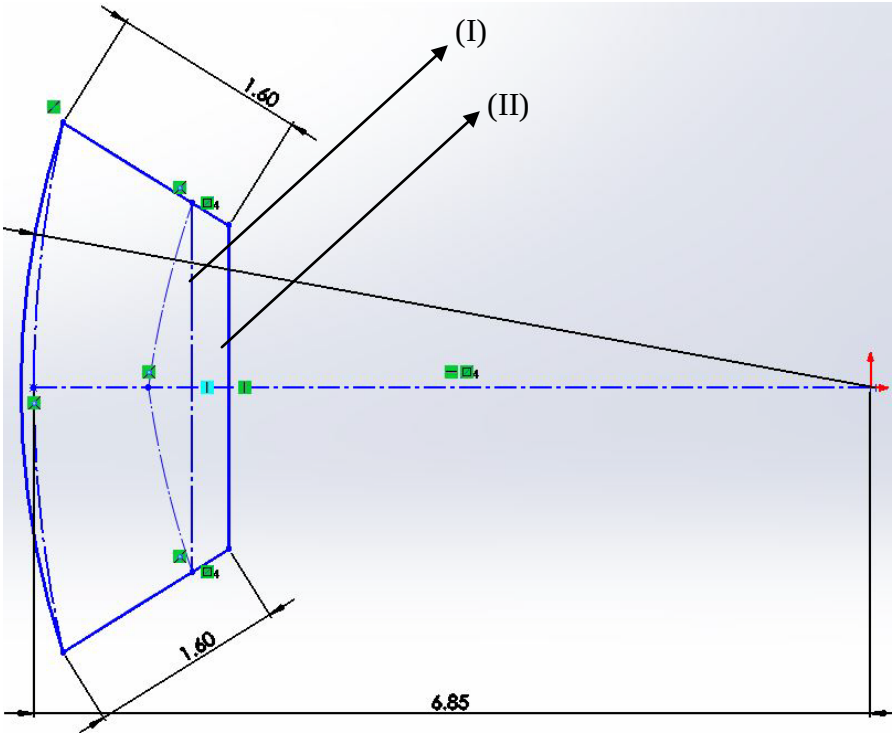
4.3 Helisel Kanal Kesitinde Yapılan Değişiklikler

Arçelik A.Ş. tarafından sağlanan krank milinde yer alan helisin kanal kesiti değiştirilmiştir. Şekil 4.5'de ayrıntıları görüldüğü üzere helisel kanalın derinliği arttırılarak ve mevcut helisel kanalın iç tarafındaki üçgen profilli takım izleri kaldırılarak daha yumuşak dönüşler verilmiştir.

Şekil 4.6'da krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin farklı helisel kanal geometrileri için elde edilen sonuçları gösterilmiştir. Görüleceği üzere helisel kanal kesitinde yapılan nispeten küçük bir modifikasyon ile normalde (standart çalışma koşulları ve 3000 d/d için) 0.29 g/s mertebesinde olan kütlesel yağ debisi (I) no'lu kesitte 0.38 g/s'ye ve (II) no'lu kesitte ise 0.49 g/s'ye kadar çıkmaktadır.



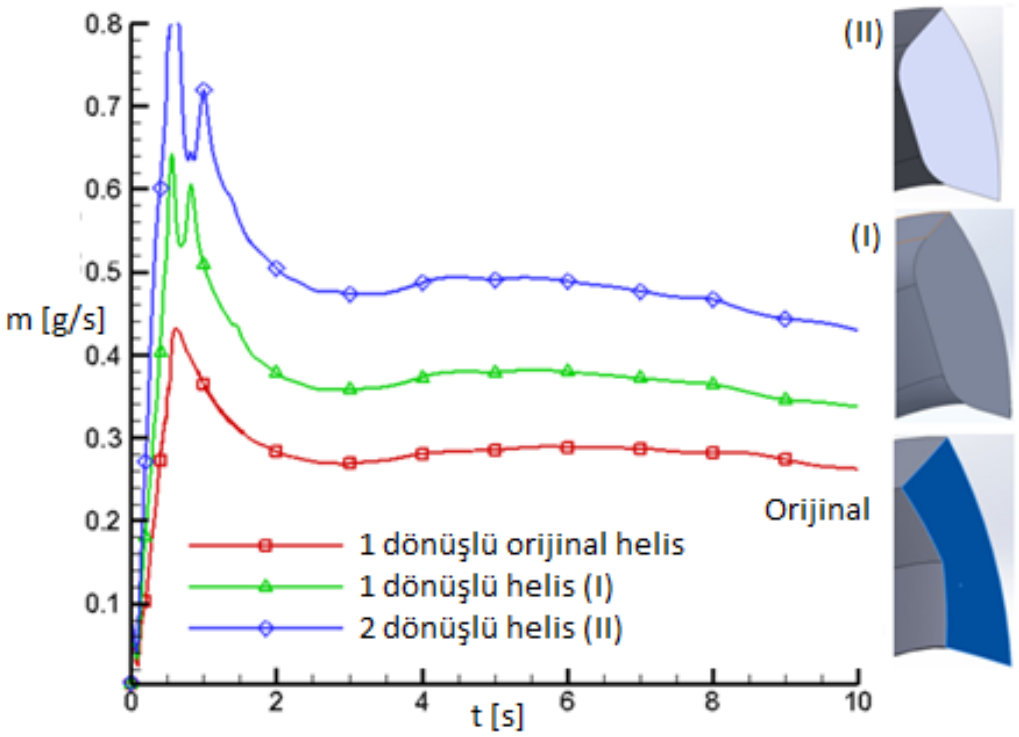
Şekil 4.4 : Mevcut helisel kanal kesiti (sürekli çizgi).



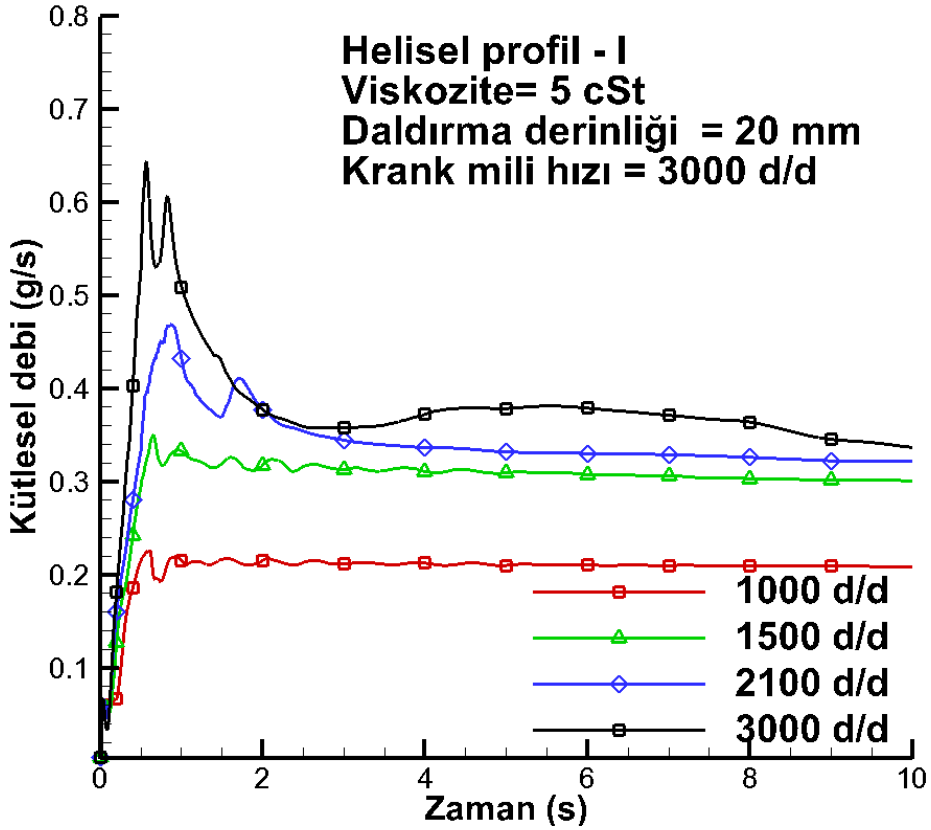
Şekil 4.5 : Modifiye edilmiş helisel kanal kesitleri (I ve II numaralı kesitler).

(I) ve (II) helisel kanal kesitleri, orijinal kesite göre arttırılarak elde edilmiştir:

- Orijinal helisel kanal kesit alanı = 3.96 mm^2
- (I) no'lu helisel kanal kesit alanı = 4.82 mm^2
- (II) no'lu helisel kanal kesit alanı = 5.68 mm^2

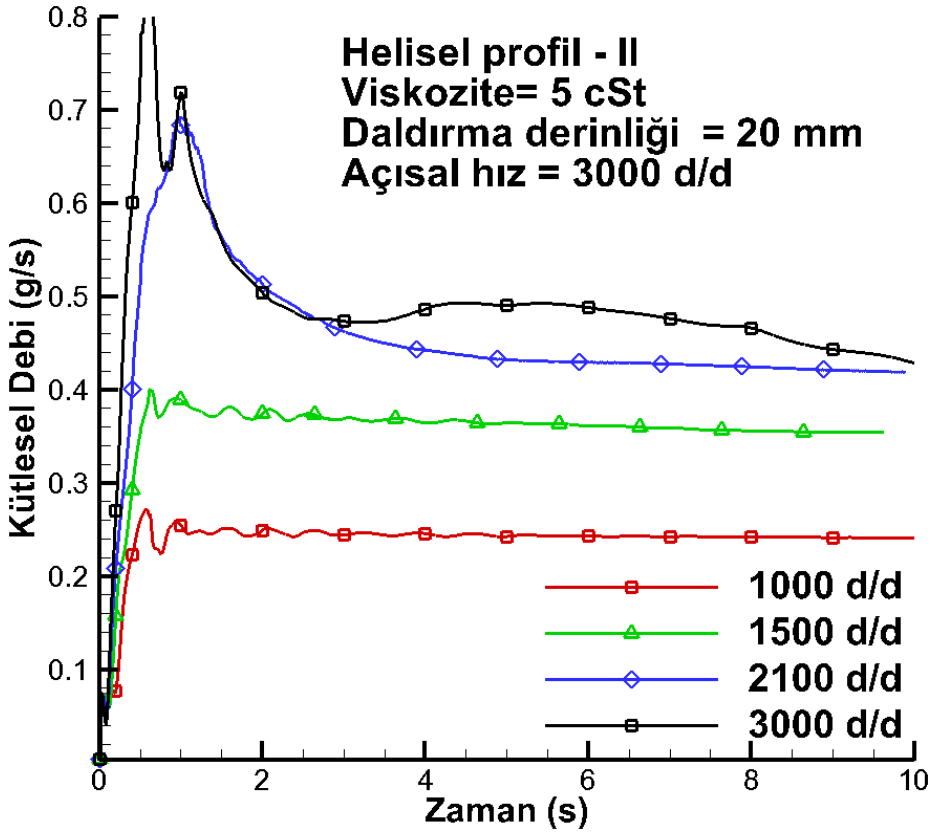


Şekil 4.6 : Helisel kanal kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi



Şekil 4.7 : (I) no'lu helisel kanal kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi.

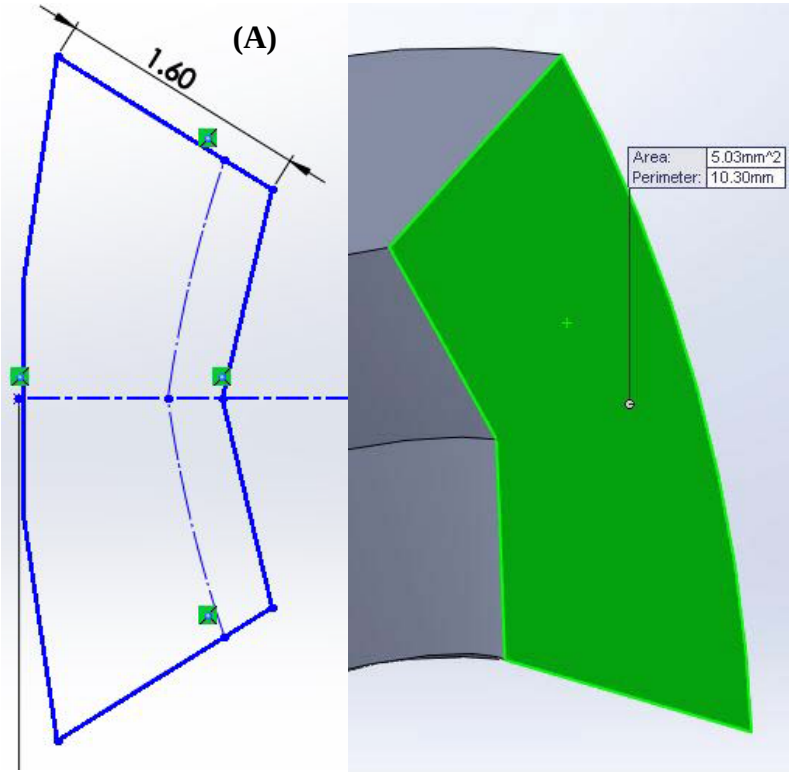
İki farklı helis kesiti için farklı devir sayılarında krank mili ucundan çıkan yağın kütlesel debisinin zamanla gelişimi incelenmiştir. Şekil 4.6 ve 4.7 sırasıyla (I) ve (II) no'lu helisel kanalları için kütlesel debi gelişimini farklı devir sayıları için göstermektedir. Görüldüğü gibi II durumu I durumuna göre her devirde daha fazla kütlesel debi sağlamaktadır.



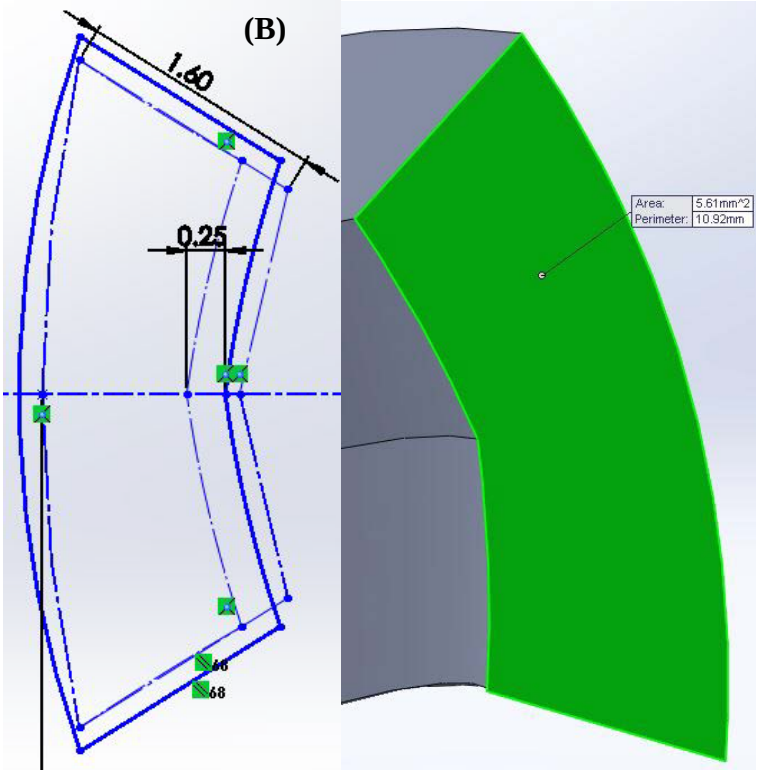
Şekil 4.8 : (II) no'lu helisel kanal kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi.

Helisel kanal seri üretiminde takım izlerinin kolaylıkla kaldırılamayacağından dolayı bu aşamada *takım izleri korunmuş*beş farklı helisel kanal kesiti oluşturularak sayısal analizler yapılmış ve bu kesit geometrilerinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi ayrı ayrı incelenmiştir.

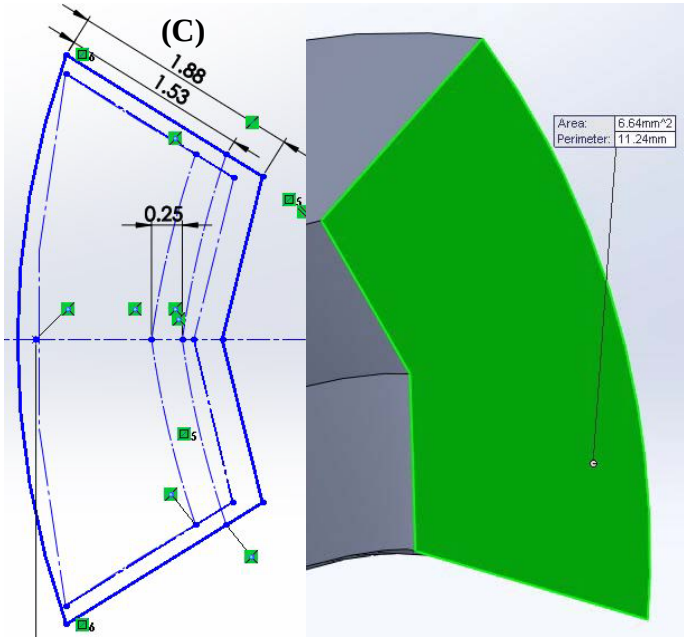
İncelenen helisel kanal kesitlerinde *derinleştirme ve genişletme* yapılmış (A-B-C-D ve E no'lu kesitler) ve krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin sayısal analiz sonuçları Arçelik A.Ş. tarafından verilen standart kesit geometrisine ait referans değerler ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.9 : Helisel kanal kesitinin derinleştirilmesi

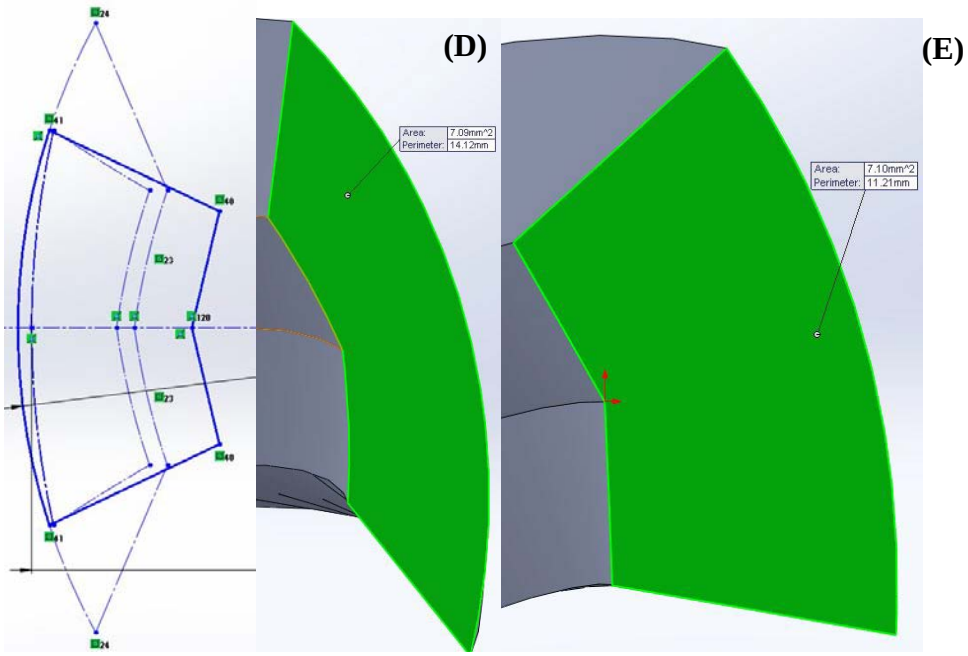


Şekil 4.10 : Helisel kanal kesitinin derinleştirilmesi ve genişletilmesi



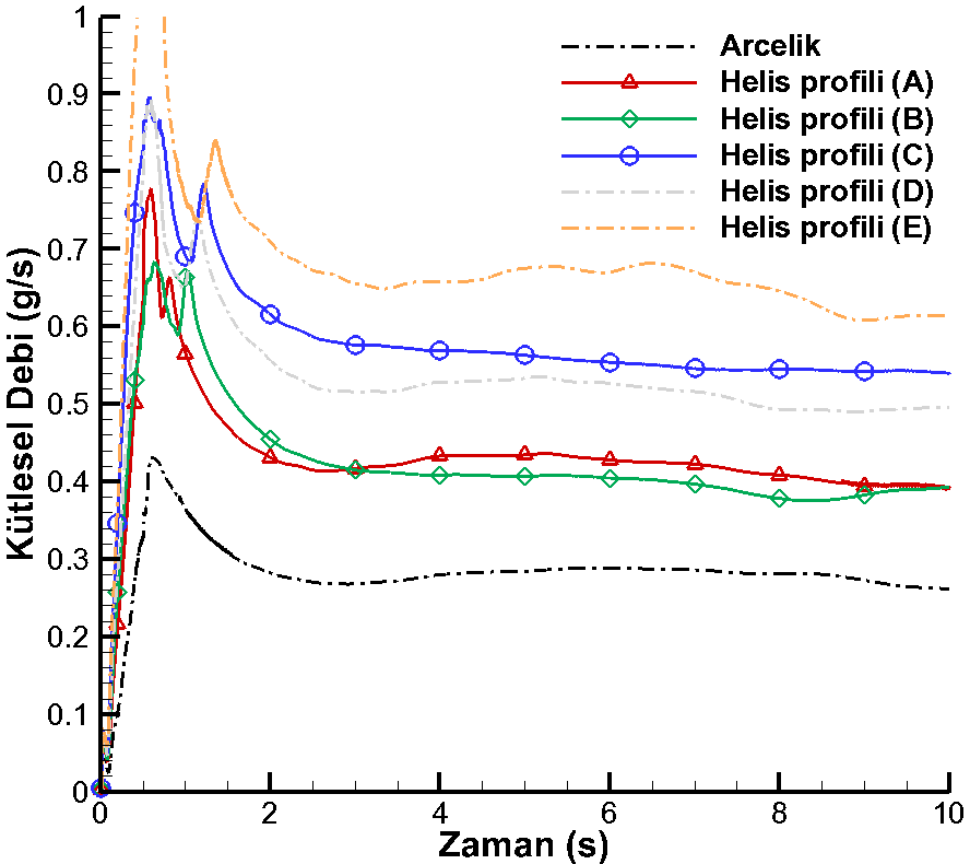
Şekil 4.11 : Helisel kanal kesitinin derinleştirilmesi ve genişletilmesi

Şekil 4.12'de ise sırasıyla (D) ve (E) helisel kanal kesitlerinde genişletme ve derinleştirme yapılmıştır. Bu iki helisel kanal kesitinin alanları eşit olup (7.1 mm^2), aynı kesit alanını sağlayan genişletme ve derinleştirme işlemlerinin hangisinin daha avantajlı olduğu incelenmiştir.



Şekil 4.12 : Helisel kanal kesitlerinin alanları; (D): genişletme, (E): derinleştirme.

Bu bağlamda herbir geometrik modifikasyonun etkisi; bizim için önemli olan *krank mili ucundan çıkan yağın kütlesel debisinin* karşılaştırmasıyla incelenmiştir. Farklı parametrelerde krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisi zamana bağlı olarak karşılaştırılmıştır. Şekil 4.13'de tüm bu helisel kanal kesit profilleri kullanılarak elde edilen yağ debisi sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 4.13 : Helisel kanal kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi

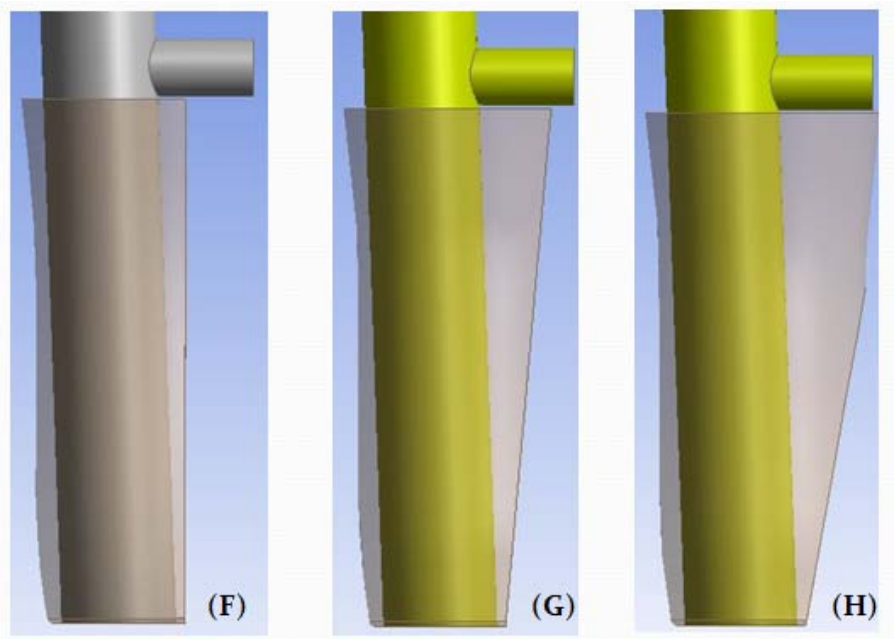
Şekil 4.13'de görüldüğü gibi takım izleri korunarak yapılan bu beş farklı kanal kesiti modifikasyonlarında kesit alanı daha fazla olduğu için krank mili ucundan çıkan kütlesel debi mevcut duruma oranla daha fazladır. D ve E profillerinin sonuçları incelendiğinde ise kesitin genişletilmesi ile akışkanın cidara olan sürtünme yüzeyi artacağından krank mili ucundan daha az kütlesel yağ debisi çıkışı görülmektedir. Beş farklı helisel kanal kesitlerine ait farklılıkları özetleyen, kesit alanı ve krank mili ucundan çıkan kütlesel debi değerini gösteren tablo Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Helisel kanal kesitinde yapılan değişiklikler ve krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi.

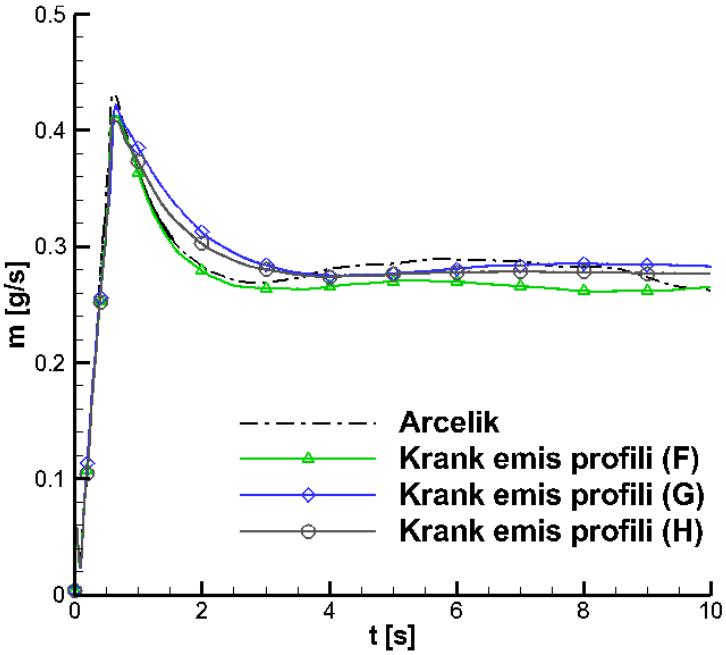
Helis No	Kesit Alanı (mm^2)	Yapılan Modifikasyon	Kütlesel debi (g/s)
Orijinal	3.96	----	0.29
(A)	5.03	Derinleştirme	0.42
(B)	5.61	Derinleştirme ve genişletme	0.42
(C)	6.64	Derinleştirme ve genişletme	0.54
(D)	7.09	Sadece genişletme	0.50
(E)	7.10	Sadece derinleştirme	0.60

4.4 Krank Mili Emme Kesitinde Yapılan Değişiklikler

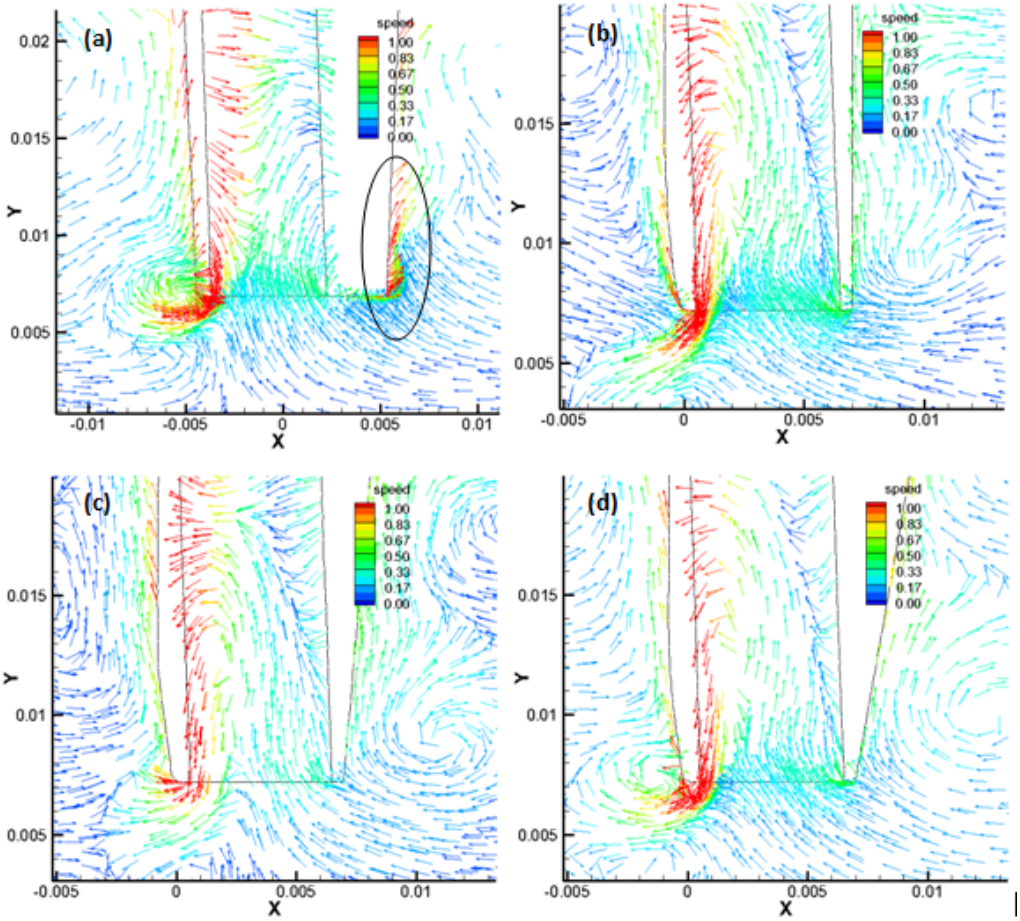
Çalışmanın bu aşamasında krank milinin etrafındaki krank gömleğinin karter içerisinde kalan kısmından malzeme tıraşlanarak, krank mili girişindeki akış çalkantıları azaltılmaya çalışılarak yağ emişinin iyileştirmesi amaçlanmıştır. Bu şekilde krank gömleğinden sırasıyla düşeyle 90^o, 85^o ve 80^o açı yapacak şekilde dilimler kesilmiş (sırasıyla F, G ve H modifikasyonları) ve hem krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisi hem de krank emiş bölgesindeki hız alanları incelenmiştir. Şekil 4.14'de krank mili emiş kesitinde yapılan modifikasyonlar gösterilmiştir.



Şekil 4.14 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar-(F): 90◦ kesim, (G): 85◦ kesim ve (H): 80◦ kesim



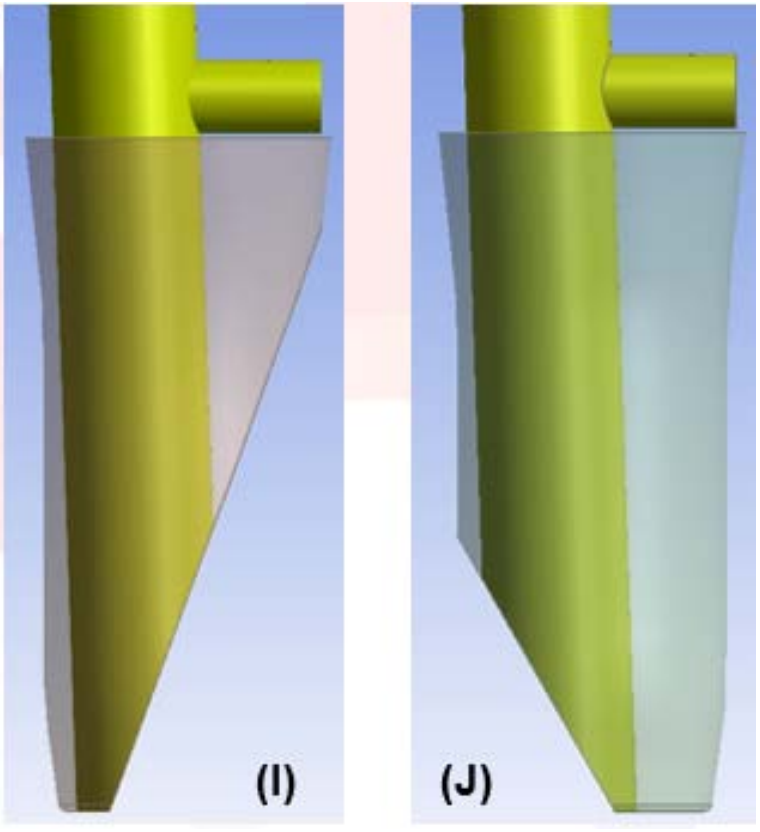
Şekil 4.15 : Krank mili emiş kesitinde yapılan modifikasyonların krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi.



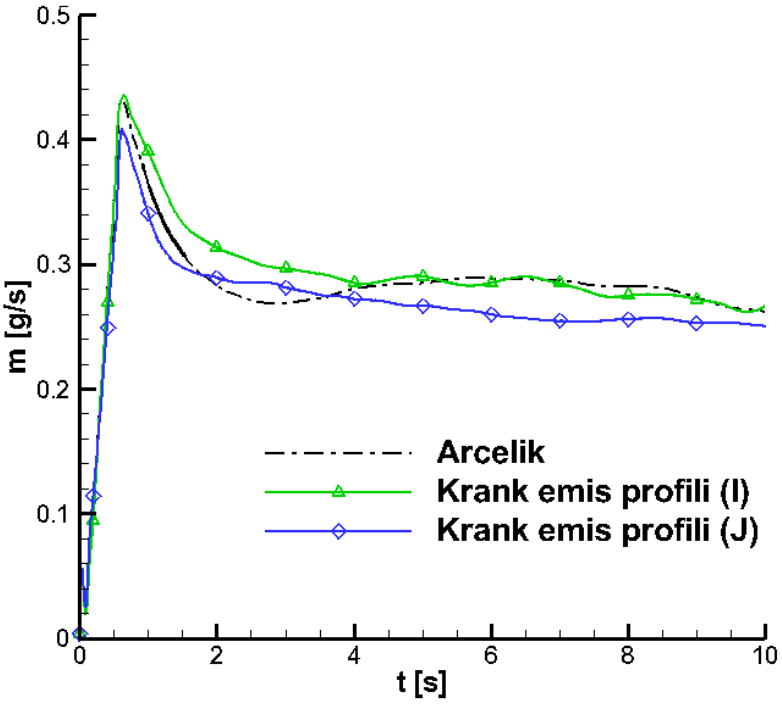
Şekil 4.16 : Krank mili emiş kesitinin akış alanına etkisi: (a) Mevcut geometri (b) F-modifikasyonu, (c) G-modifikasyonu, (d) H-modifikasyonu.

Krank mili giriş (emiş) kesitinde 90^o, 85^o ve 80^oaçılarla malzeme kaldırılması ile akışı düzeltmeye yönelik modifikasyonlar normalde (3000 d/d, 5 cSt, 20 mm daldırma derinliği için) 0.29 g/s mertebesinde olan kütlesel debiyi 10 saniye sonunda çok fazla etkilememiştir. Krank mili emiş kesitinde yapılan modifikasyonların kütlesel debiye fazla bir etkisi olmadığı ancak emiş bölgesindeki çalkantılarınıdeğiştirdiği görülmüştür.

Bunun yanında krank gömleğinin akış alanını da içerecek şekilde ayrı ayrı sağ ve sol taraflardan kesilmesi (sağ taraftan kesilmesi: (I) profili, sol taraftan kesilmesi: (J) profili) ile hem krank mili emiş kesiti değiştirilmiş hem de akış alanına müdahale edilmiştir (bkz. Şekil 4.17). Bu modifikasyonlar krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisi değişimine fazla yansımamakla beraber akış alanına da istenen doğrultuda tesir etmemiştir. Şekil 4.18'de bu modifikasyonların kütlesel yağ debisine etkisi karşılaştırmalı olarak görülmektedir.



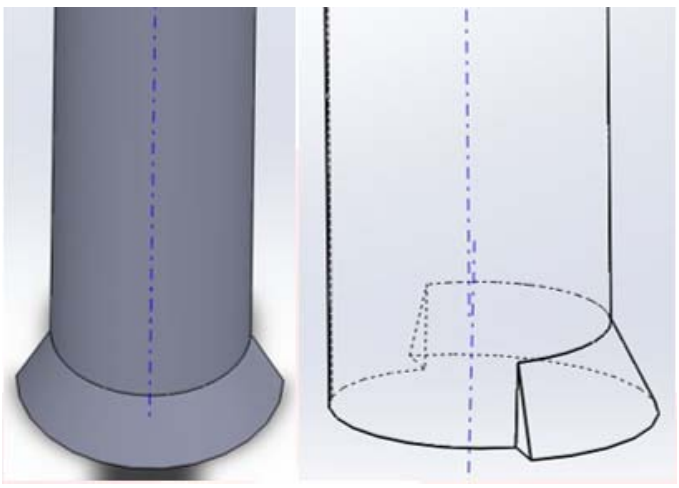
Şekil 4.17 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar-(I): krank gömleğinin akış alanı ile beraber sağ taraftan kesilmesi ve (J): krank gömleğinin akış alanı ile beraber sol taraftan kesilmesi.



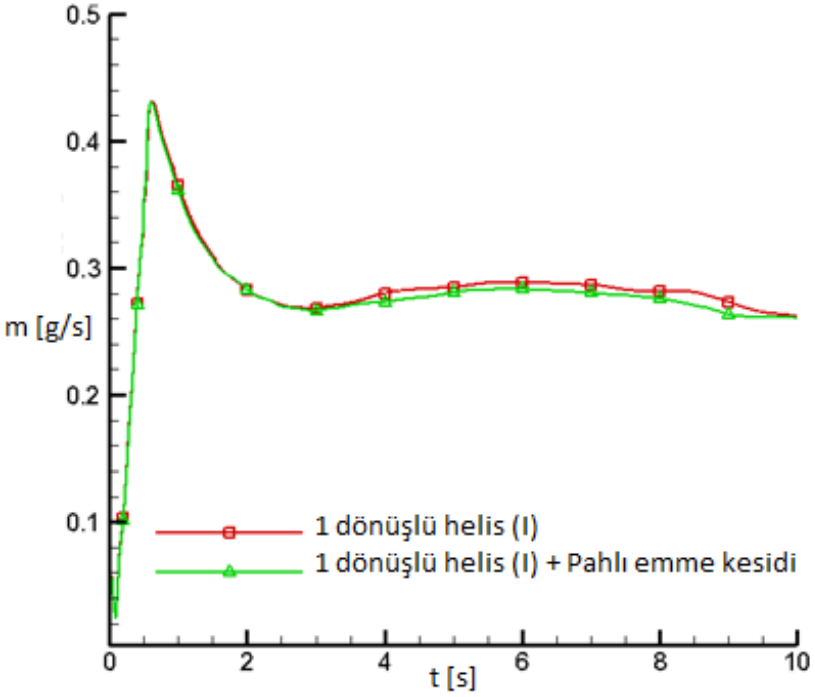
Şekil 4.18 : Krank mili emiş kesitinin sağ ve sol taraftan akış alanını içerecek şekilde kesilmesinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi.

4.5 Krank Mili Emme Kesitine Açılan Pah Etkisi

Krank mili tarafından emilen yağ miktarına etki eden diğer bir geometrik parametre krank mili emiş kesitinin geometrisidir. Bu bağlamda emiş kısmına açılan pah ile emiş kesiti arttırılarak krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine olan etkisi incelenmiştir. Şekil 4.19'da modifiye edilen krank mili giriş geometrisi görülmektedir. Ancak Şekil 4.20'de bu uygulamanın krank mili ucundan çıkan debiye pozitif bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.19 : Krank mili girişine açılan pah.



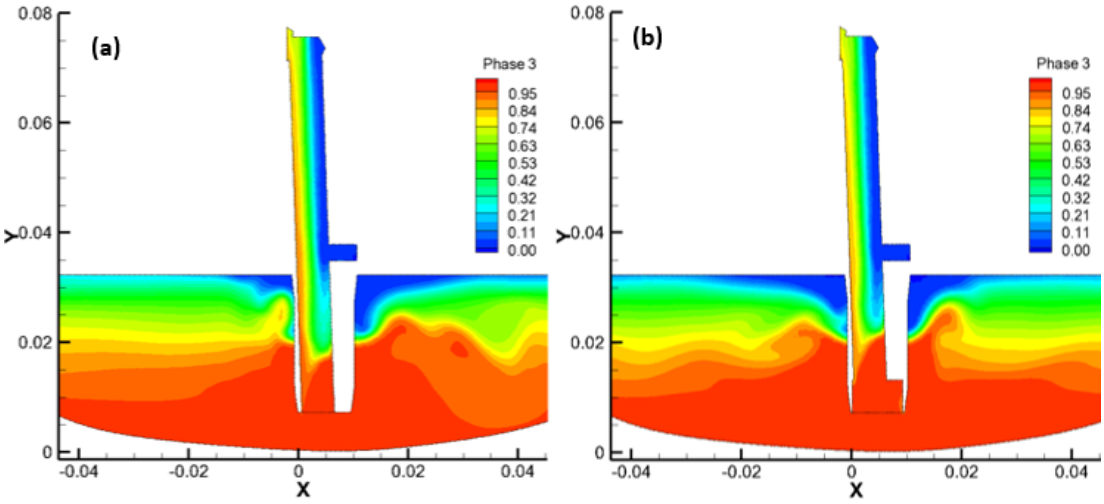
Şekil 4.20 : Pah açılmış emiş kesitinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi(3000 d/d, 5 cSt ve 20 mm daldırma derinliği).

4.6 Krank Mili Emme Kesitine Fatura Açılması

Krank mili emme kesitine farklı derinlikte iki fatura açılarak, mevcut durumda krank miline sağ taraftan giren yağın, iki taraftan emilerek krank mili ucundan çıkan kütlesel debinin arttırılması hedeflenmiştir.

Şekil 4.21'de sırasıyla orijinal çözüm ağından elde edilen 10 saniye sonundaki yağ fazı dağılımı ile krank mili emiş kesitinde 6 mm içeriye kadar uzanan *faturalı* geometriden elde edilen yağ fazı görülmektedir.

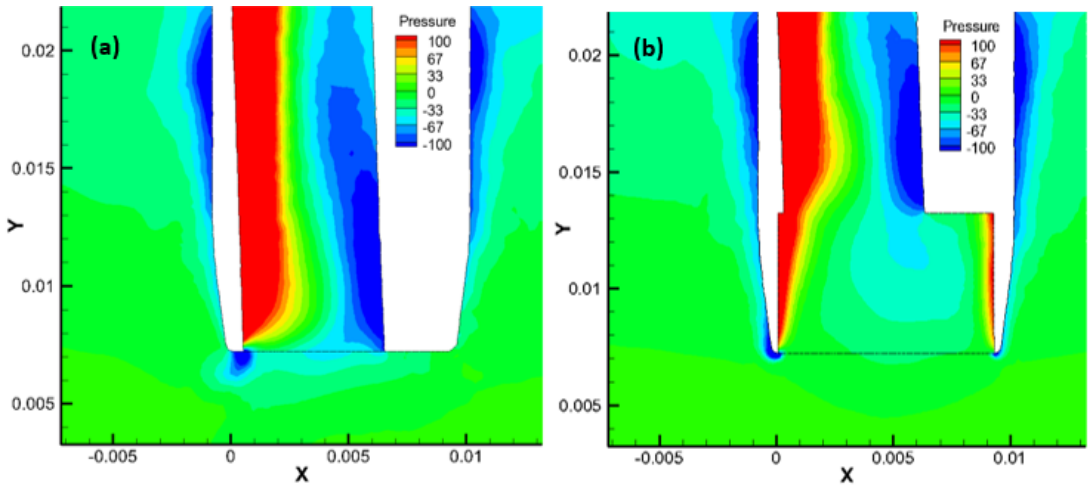
Her geometri için öncelikle, 3000 d/d'da, 5 cSt yağ viskozitesinde ve 20 mm daldırma derinliğinde sayısal modelleme sonuçları elde edilmiş ve birbiriyle karşılaştırılmıştır. Hesaplama süresi sonundaki (5 s) yağ fazı, hız vektörleri ve basınç alanlarıelde edilmiştir.



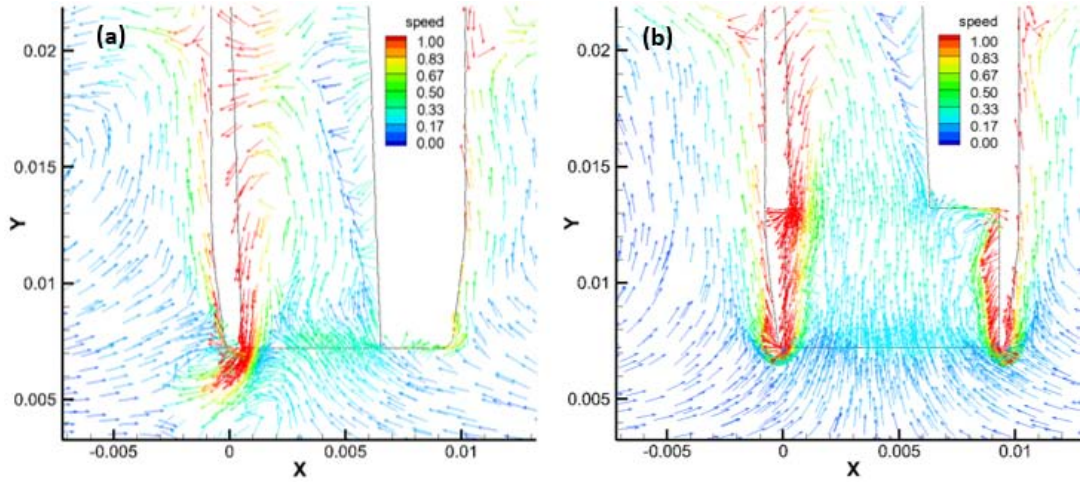
Şekil 4.21 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar, faz alanları-Krank mili girişine fatura açılması: (a) orijinal geometri, (b) faturalı geometri (6 mm).

Yağ fazı dağılımına bakıldığında krank mili gömleği etrafındaki çalkantılarda değişiklik gözlemlenmektedir. Krank mili emiş kesitinin 6 mm derinliğinde fatura açılarak modifiye edilmesi ile sonucunda (10 s sonunda) basınç ve hız alanlarında önemli bir değişiklik olmaktadır.

Şekil 4.22'de sırasıyla orijinal ve fatura açılmış krank emiş kesitlerindeki basınç dağılımı gösterilmiştir.



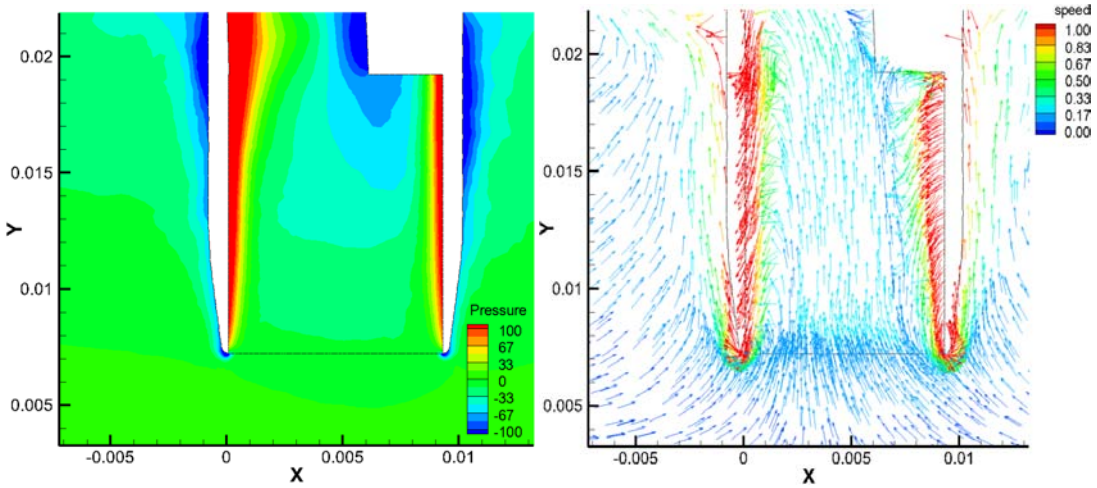
Şekil 4.22 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar, basınç alanı-Krank mili girişine fatura açılması: (a) orijinal geometri, (b) faturalı geometri (6 mm).



Şekil 4.23 : Krank mili girişindeki modifikasyonlar, hız vektörleri -Krank mili girişine fatura açılması: (a) orijinal geometri, (b) faturalı geometri (6 mm).

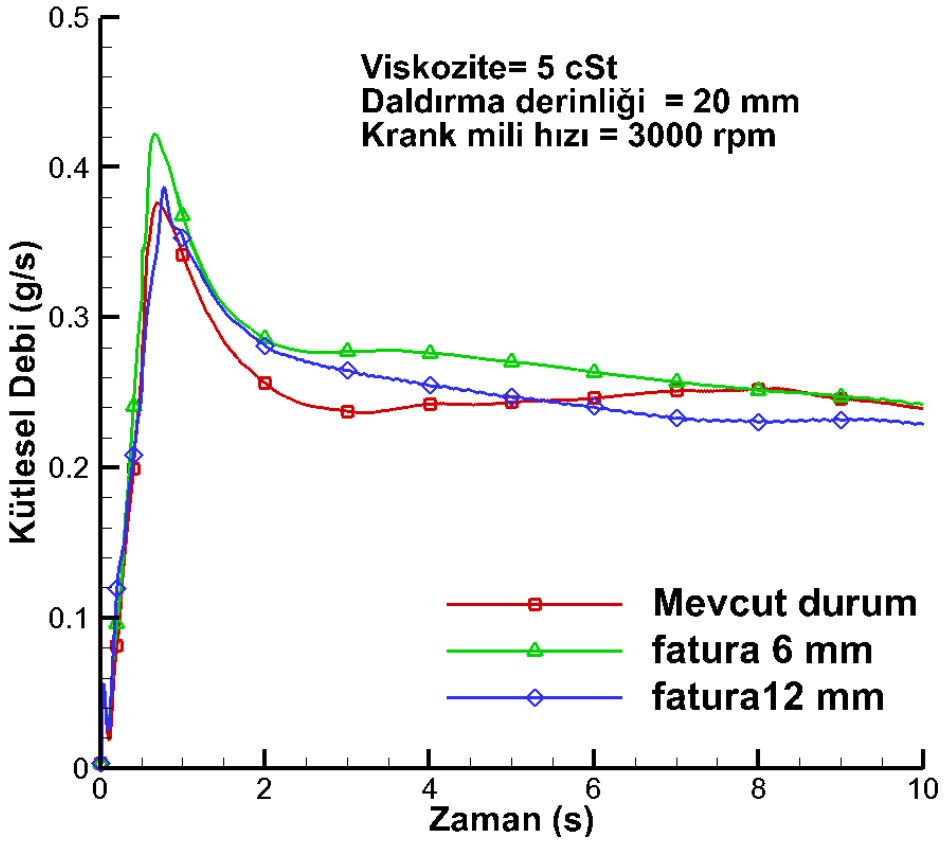
Fatura açılarak krank emiş kesitinde dönme noktasının krank merkezinde olması sebebiyle, krank mili girişindeki basınç alanlarının "daha simetrik" bir yapıda olması sağlanmıştır. Krank mili cidarlarında oluşan yüksek basınç bölgeleri karterdeki düşük basınç bölgelerine doğru geri akışa neden olmaktadır.

Buna benzer bir sonuç *12 mm* derinliğinde fatura açılması ile de elde edilmiştir. Krank mili emiş kesitine 12 mm derinliğinde bir fatura açılırsa 6 mm için elde edilen sonuçlara benzer sonuçlar bulunmuştur ve yukarıda yapılan yorumlar geçerlidir. Şekil 4.24'de krank mili emiş kesitine 12 mm derinliğinde fatura açıldığı zaman elde edilen basınç ve hız alanı görülmektedir (10 s hesaplama sonunda).



Şekil 4.24 : Krank mili girişine 12 mm derinliğinde fatura açılması: (a) basınç alanı, (b) hız alanı.

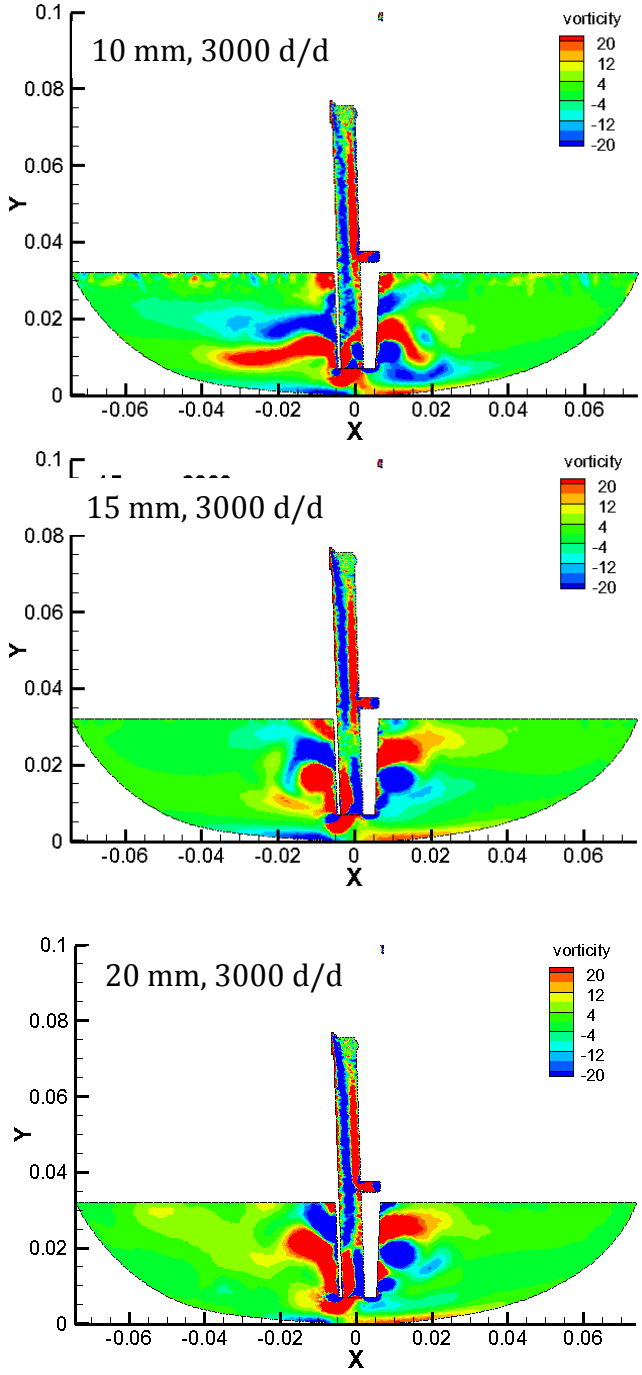
Bu modifikasyonun krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi ise Şekil 4.25'de gösterilmiştir. Anlaşılacağı üzere orijinal krank emiş kesiti kullanıldığı zaman elde edilen kütlesel yağ debisi ile fatura açıldığı zaman elde edilen kütlesel yağ debileri aynı mertebededir. Geometri merkezden ne kadar kaçık ise, o kadar fazla yağ emilecektir, dolayısıyla bu uygulama krank mili emiş bölgesinden daha fazla yağ emilmesinden ziyade*akış kaynaklı gürültünün kontrol altına alınması açısından fayda sağlayabilir.*



Şekil 4.25 : Krank mili girişine 6 mm ve 12 mm derinliğinde fatura açılması durumunda krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi.

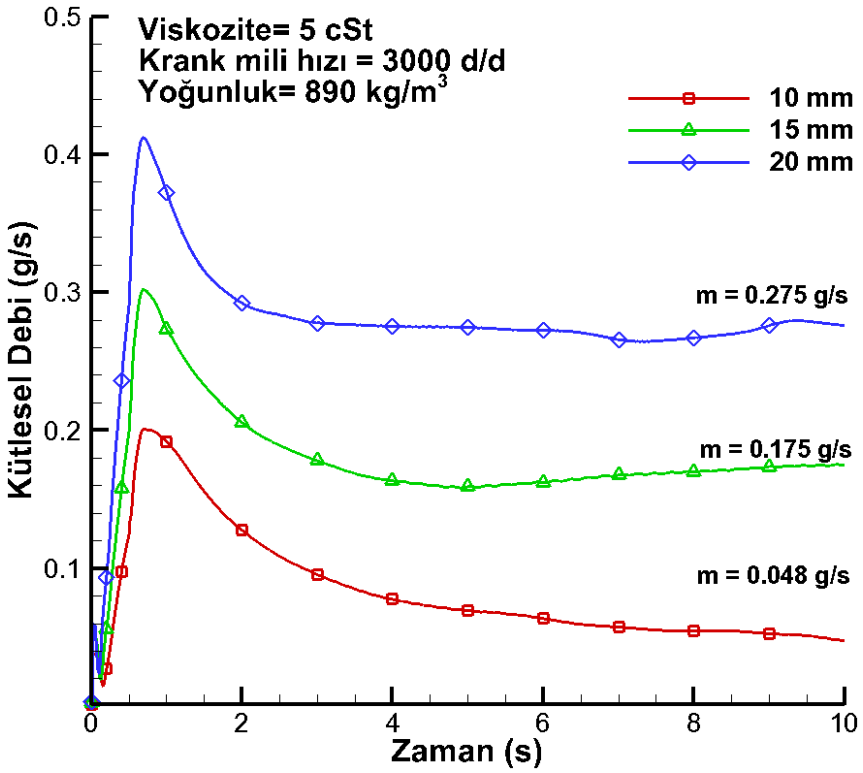
4.7 Krank Mili Daldırma Derinliğinin Etkisi

Üç farklı daldırma derinliği için (10 – 15 ve 20 mm) iki boyutlu kesitler içerisinde vortisite alanları hesaplatılmıştır. Krank milinin açısal hızından dolayı, muhafaza içindeki yağ fazında girdaplar (vorteksler) oluşmaktadır. Bu vorteksler Şekil 4.26'da gösterilmiştir.



Şekil 4.26 : Farklı daldırma derinlikleri için vortisite alanları (t=10 s)

Şekil 4.26'da görüleceği üzere 10 mm daldırma derinliğinde oluşan vortisiteler daha geniş bir alana yayılmıştır. Daldırma derinliğinin artması ile vortisite alanları krank mili cidarı etrafında yoğunlaşmakta olduğu görülmektedir. Şekil 4.27'de farklı krank mili daldırma derinliklerinde krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi verilmiştir.



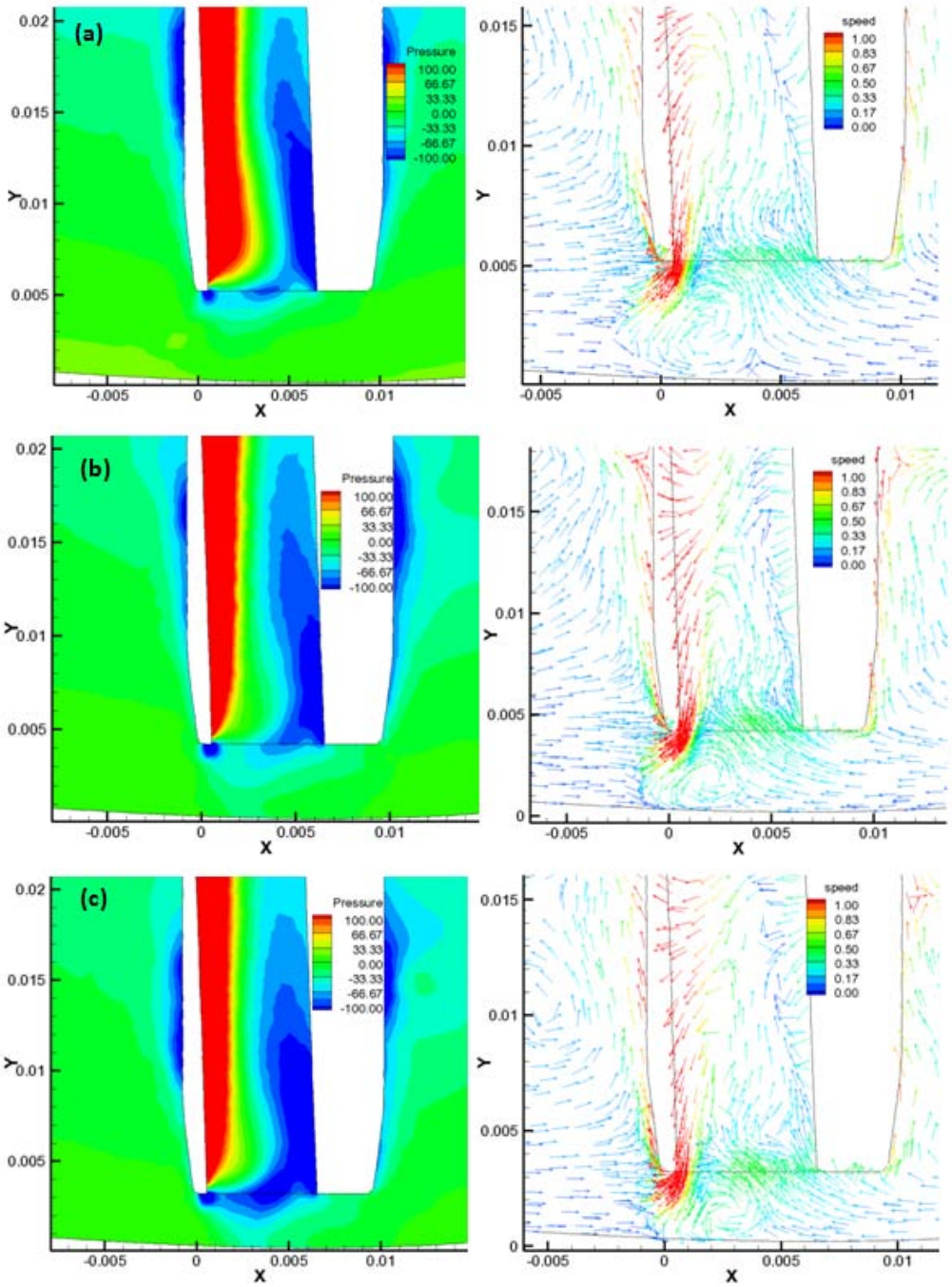
Şekil 4.27 : Farklı daldırma derinliklerinde krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi

4.8 Krank Mili Emme Kesitinin Yağ Karteri Tabanına olan Mesafesinin İncelenmesi

Krank mili emiş kesitinin (yağ emilen kesitin) karter zeminine olan mesafesinin çıkan kütlesel yağ debisi üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Şekil 4.28'de krank mili karter zemini mesafesinin sırasıyla 5 mm, 4 mm ve 3 mm olduğu 3 farklı durumun 5 saniye sonundaki sayısal çözümden elde edilen anlık basınç alanları ve hız vektörleri verilmiştir. Şekil 4.28'in sol sütunu anlık basınç alanlarını (Pa), sağ sütunu ise hız vektörlerini (m/s) göstermektedir.

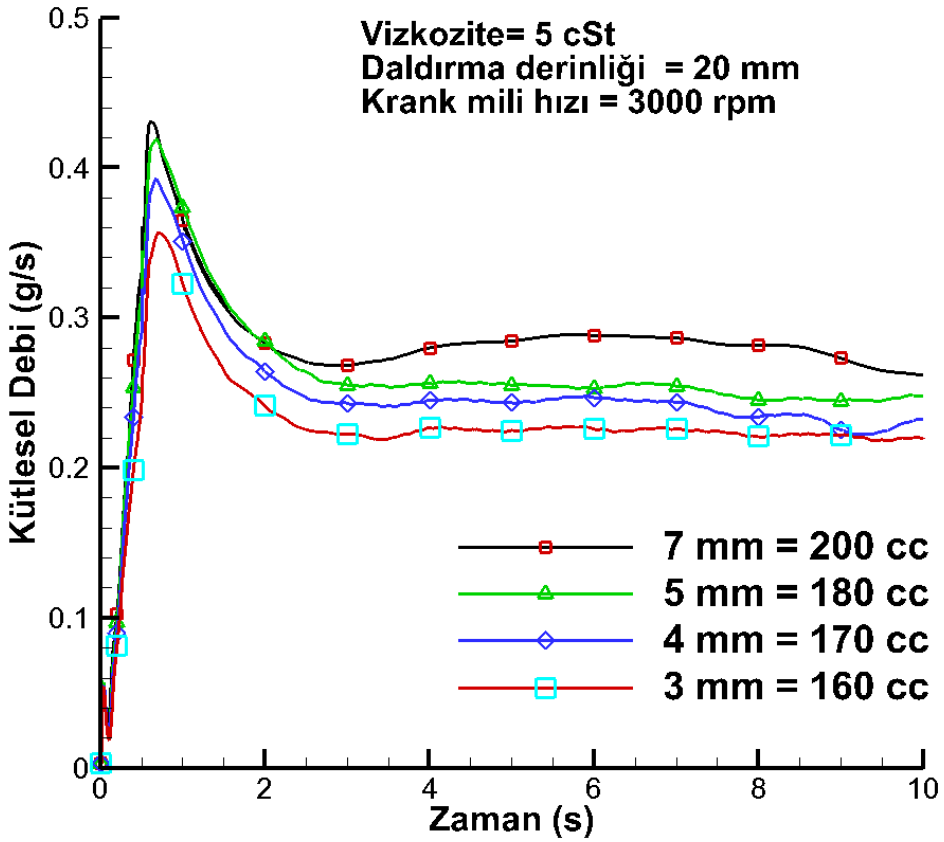
Krank mili karter zeminine yaklaştıkça yağ emiş bölgesinde negatif basınç alanının arttığı görülmektedir.



Şekil 4.28 : Krank milinin karter zeminine mesafesinin etkisi; sol sütun: basınç alanları, sağ sütun: hız vektörleri. (a) 5 mm, (b) 4 mm, (c) 3 mm.

Aynı hesaplama ağı kullanılarak elde edilen çözümlerin sonuçları karşılaştırıldığında krank mili ucundan çıkan kütlesel debilerin beklendiği gibi bir sıralama izlediği görülmüştür. Şekil 4.29'da görüldüğü gibi orijinal krank mili-karter mesafesi olan 7 mm kullanıldığında maksimum kütlesel yağ debisi bulunmuştur. Dolayısıyla aynı daldırma derinliği için krank mili-karter mesafesinin azalması ile kütlesel yağ debisi de azalmaktadır.

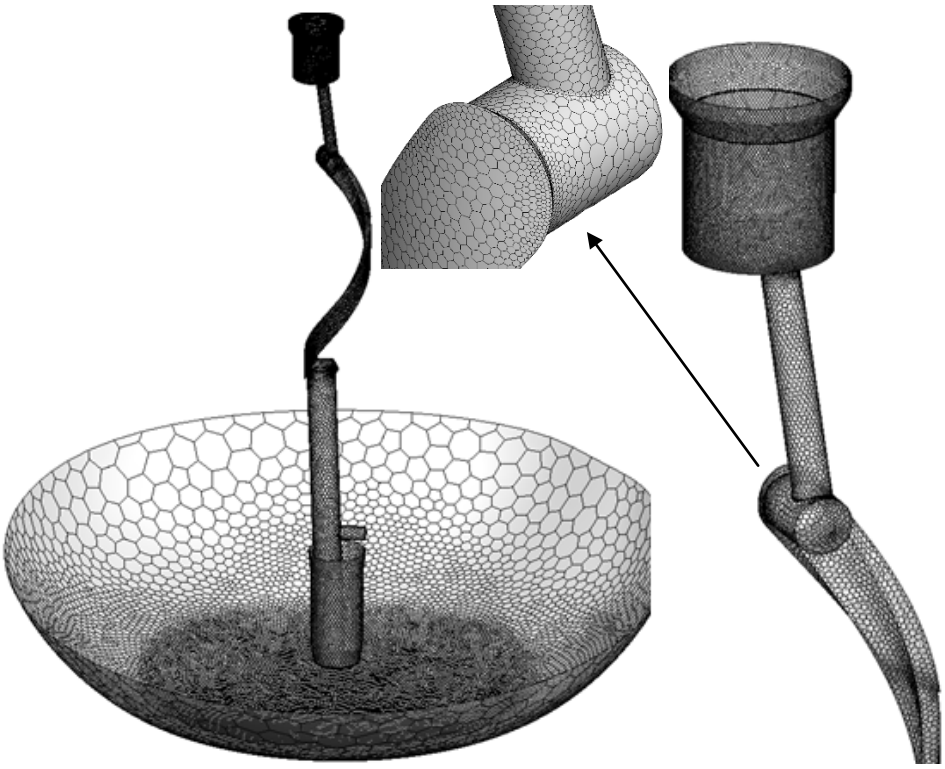
Analizlerde krank mili-karter zemini mesafesi 7 mm, yağ serbest yüzeyi ile krank emiş kesiti arasındaki mesafe olarak ifade edilen daldırma derinliği 20 mm olarak alınmıştır. Ancak krank mili-karter zemini mesafesi 5 mm olarak değiştirilirse, aynı daldırma derinliğini (20 mm) korumak için yağ miktarı azalacaktır. Bu bağlamda krank mili-karter zemini mesafesinin hacimsel yağ miktarı cinsinden (cc) ifade edilmesi krank mili-karter mesafesi etkisini yorumlamak açısından faydalı olacaktır.



Şekil 4.29 : Krank milinin karter zeminine mesafesinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi.

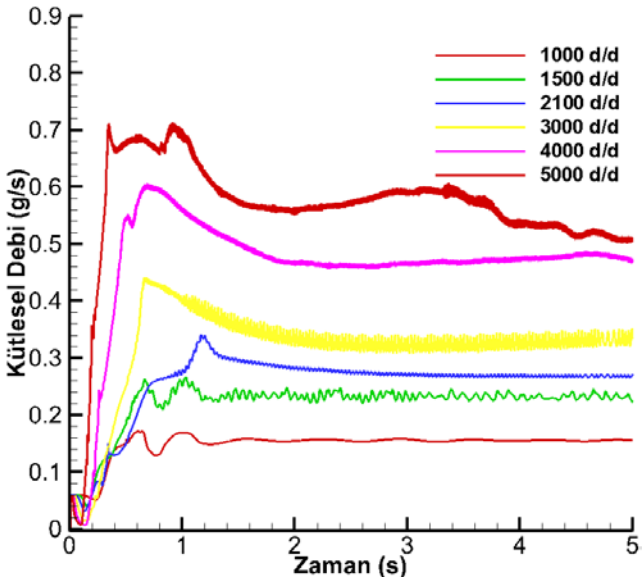
4.9 Krank Mili Üst Kısmının Modellenmesi

Krank mili ucuna üst hazne eklenmesinin çıkan kütlesel debiye etkisi incelenmiştir (bkz. 4.30). Üst hazne, krank mili ucundan çıkan kütlesel debiyi arttırmaktadır. Bu bağlamda çözüm bölgesinin neresi olması gerektiği önemlidir. Önceki geometride kullanılan krank mili çıkışında tanımlanan basınç sınır koşulu, üst hazne yüksekliği kadar yukarı taşınmıştır ve kütlesel debide artış görülmüştür.



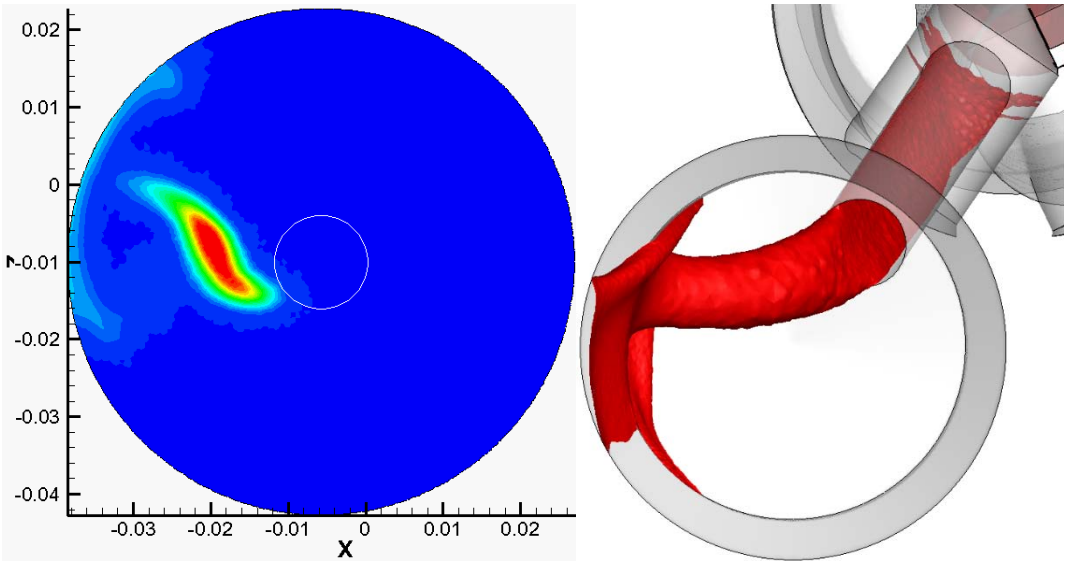
Şekil 4.30 : Üst haznenin eklendiği çözüm ağı ve detayı.

Şekil 4.31'de üst hazne eklenmesi halinde kütlesel yağ debisinin devir sayısı ile değişimi verilmiştir. Üst hazne bulundurmayan geometri ile 3000 d/d ve 5 cSt yağ viskozitesinde 0.29 g/s olarak bulunan kütlesel yağ debisi 0.35 g/s bulunmuştur. Beklendiği gibi devir sayısı arttıkça, krank mili ucundan savrulan kütlesel yağ debisi artmaktadır.

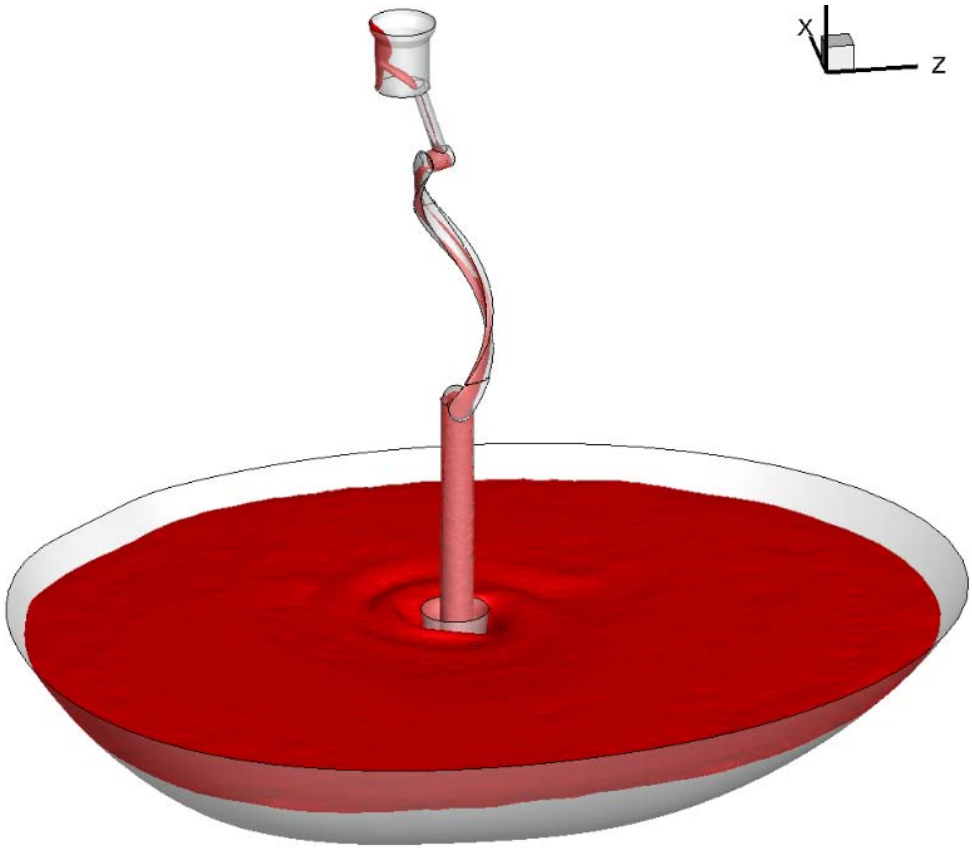


Şekil 4.31 : Devir sayısı ile krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin değişimi.

Şekil 4.32'de ise yağ fazının 5 saniye hesaplama sonunda üst hazne içerisindeki anlık faz dağılımı görülmektedir. Bu XZ- kesiti yağın sol tarafa doğru savrularak haznenin yukarısına doğru tırmandığını göstermektedir. Kırmızı renk yağ fazını mavi renk ise hava fazını ifade etmektedir.



Şekil 4.32 : Üst hazne içerisinde yağ fazını (XZ- düzlemi) ve üç boyutlu eş yüzeyleri



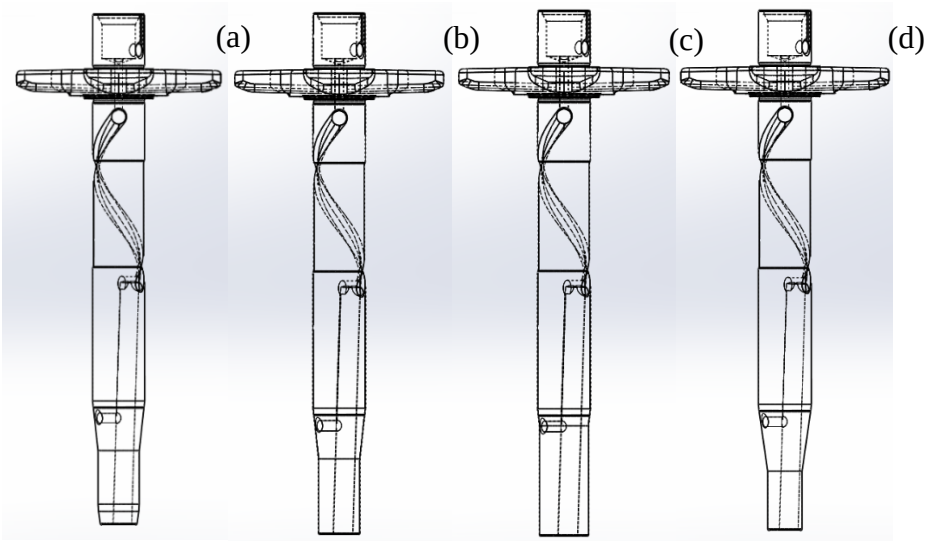
Şekil 4.33 : Yağ fazı eş yüzeylerinin gösterimi

4.10 Krank Mili Gömleğinin Modifikasyonu

Krank mili gömleğindeki tasarım değişiklikleri krank mili emiş kesitinin dış çapının değiştirilmesi veya pah etkisinin ortadan kaldırılması ile sağlanmıştır. Farklı krank mili gömleğine sahip 4farklı geometrinin sayısal çözüm ağları oluşturulmuş, analizler gerçekleştirilmiş ve modelleme sonuçları yorumlanmıştır. Oluşturulan çözüm ağları her durum için özdeş olarak oluşturulmuştur ve maksimum çarpıklık değerleri eşittir. Krank mili gömleğinin incelenen 4 farklı geometrisi şu şekildedir:

- Mevcut durum
- Pah etkisi ortadan kaldırılmış durum.
- Krank mili dış çapı 1 mm arttırılmış durum
- Krank mili dış çapı 1 mm inceltilmiş durum

Şekil 4.34'de krank mili gömleğinin katı modelleri görülmektedir. Her geometri için öncelikle, 3000 d/d'da, 5 cSt yağ viskozitesinde ve 20 mm daldırma derinliğinde sayısal analiz sonuçları elde edilmiş ve birbiriyle karşılaştırılmıştır. Çözüm süresi sonundaki (5 s) anlık yağ fazı ve hız vektörleri elde edilmiştir.

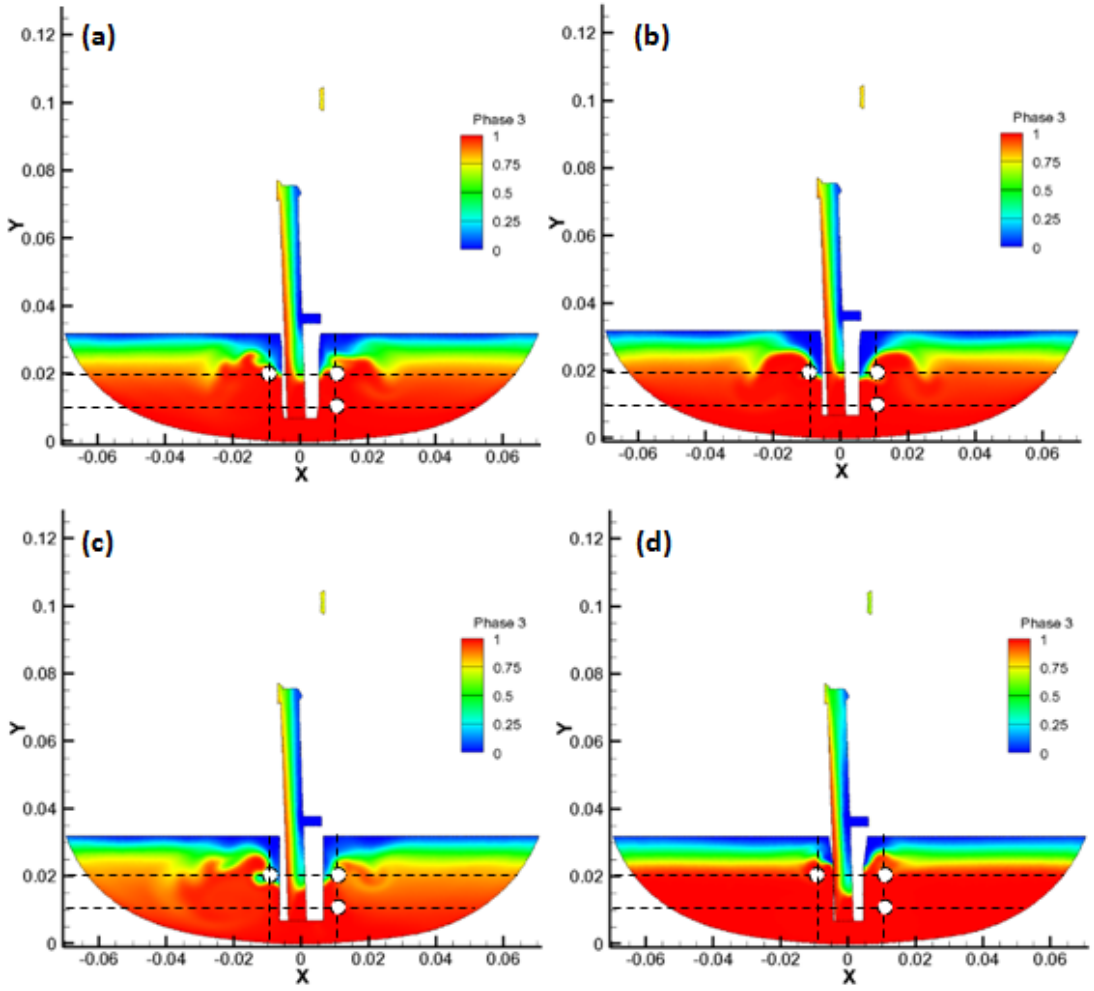


Şekil 4.34 : Dört farklı krank mili ucu tasarımı: a-)Mevcut durum,b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmişdurum.

Yağ emiş bölgesinde krank mili ucundaki tasarım değişikliklerinin amaçlarından biri, kompresör titreşim ve ses düzeyini kontrol etmektir. Bu kapsamda, aşağıda karter

içerisindeki yağ ve yağ-hava arayüzündeki çalkantılar ve basınç alanları incelenmiştir.

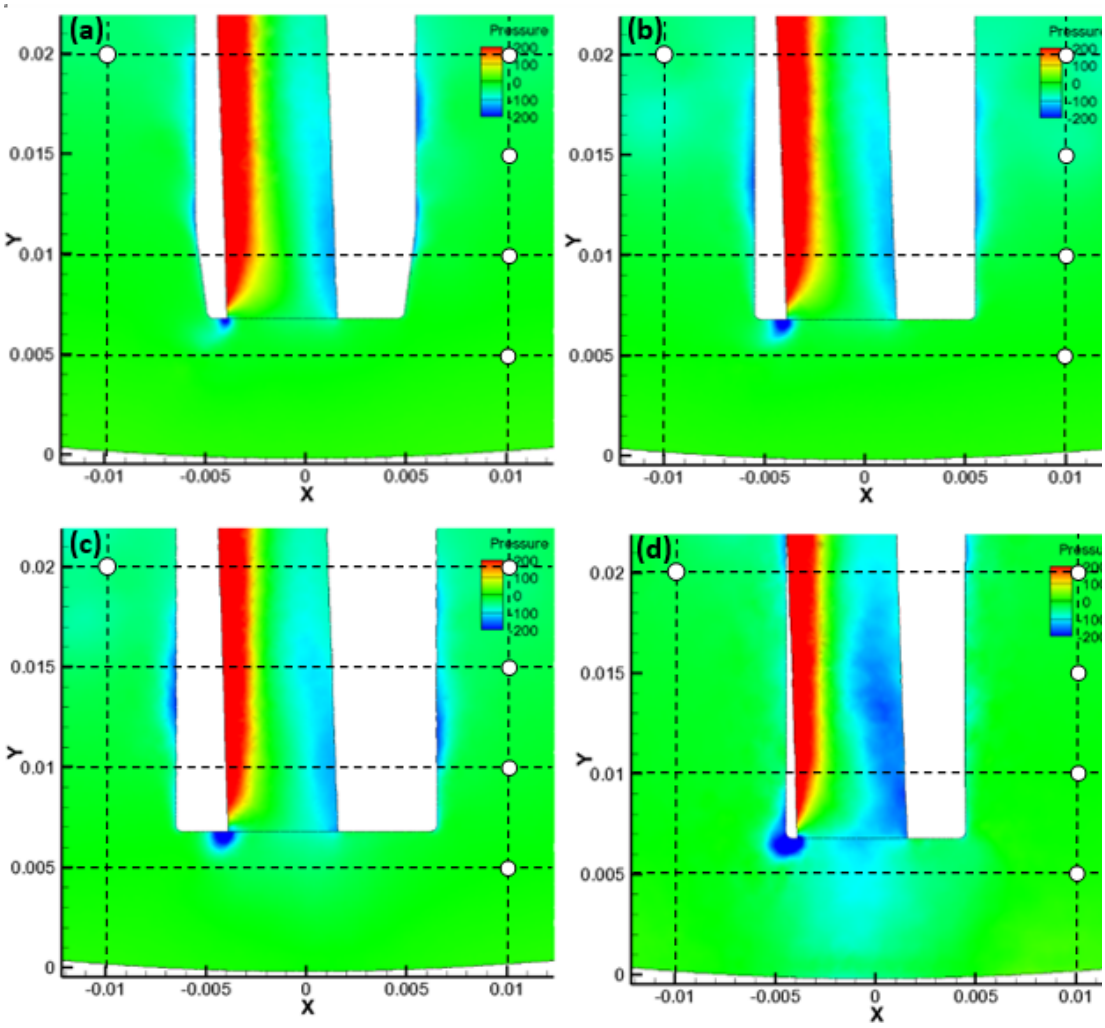
Şekil 4.35'de anlık faz alanları görülmektedir. İlk iki geometri için (ave b) çalkantılar yaklaşık olarak aynı düzeydedir, üçüncü (c) geometride krank gömleğinin çapının bir miktar büyük olmasından dolayı yağ içerisinde daha fazla çalkantı meydana geldiği görülmektedir. Dördüncü geometride ise (d) krank mili girişindeki dış çapın 1 mm azaltıldığı durumda bu çalkantılar oldukça *azalmaktadır* ve çok daha düzgün bir yağ-hava arayüzü elde edilmektedir.



Şekil 4.35 : Dört farklı emiş kesitinde 5 saniye sonunda elde edilen yağ fazı alanları: a-) Mevcut durum, b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmişdurum.

Şekil 4.28'de anlık basınç alanları görülmektedir. Anlaşılacağı üzere (a), (b) ve (c) geometrilerinde basınç dağılımında belirgin bir farklılık söz konusu değildir, ancak

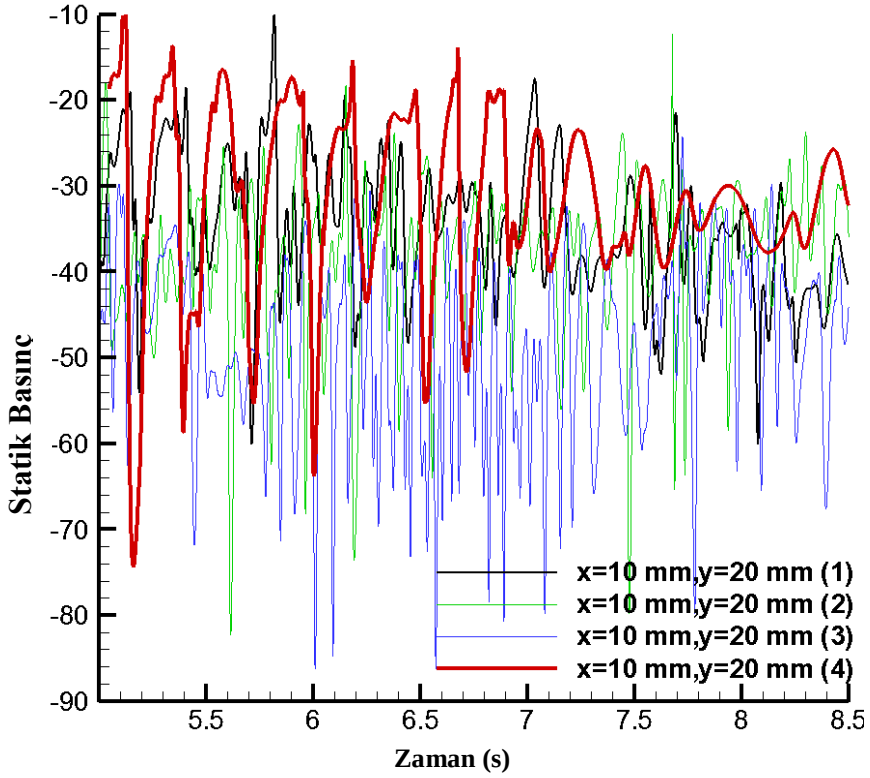
(d) geometrisinde yağın tırmanmadığı cidarda daha belirgin bir negatif basınç görülmektedir. Bu negatif basınç yağın krank mili içerisine daha iyi emilmesini sağlayabilir. Şekil 4.36'da gösterilmiş olan beyaz noktalardaki basınç değerlerinin zamana bağlı değişimi ve FFT analizi yapılmıştır. FFT analizinde kullanılan basınç verileri, akış daimi rejime ulaşıldıktan sonra alınmıştır (5 s'den sonra). Bu noktaların koordinatları sırasıyla (x,y) mm olarak (10,5), (10,10), (10,15), (10,20) ve (-10,20) olarak seçilmiştir.



Şekil 4.36 : Dört farklı emiş kesitinde 5 saniye sonunda elde edilen anlık basınç alanları: a-) Mevcut durum, b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmişdurum.

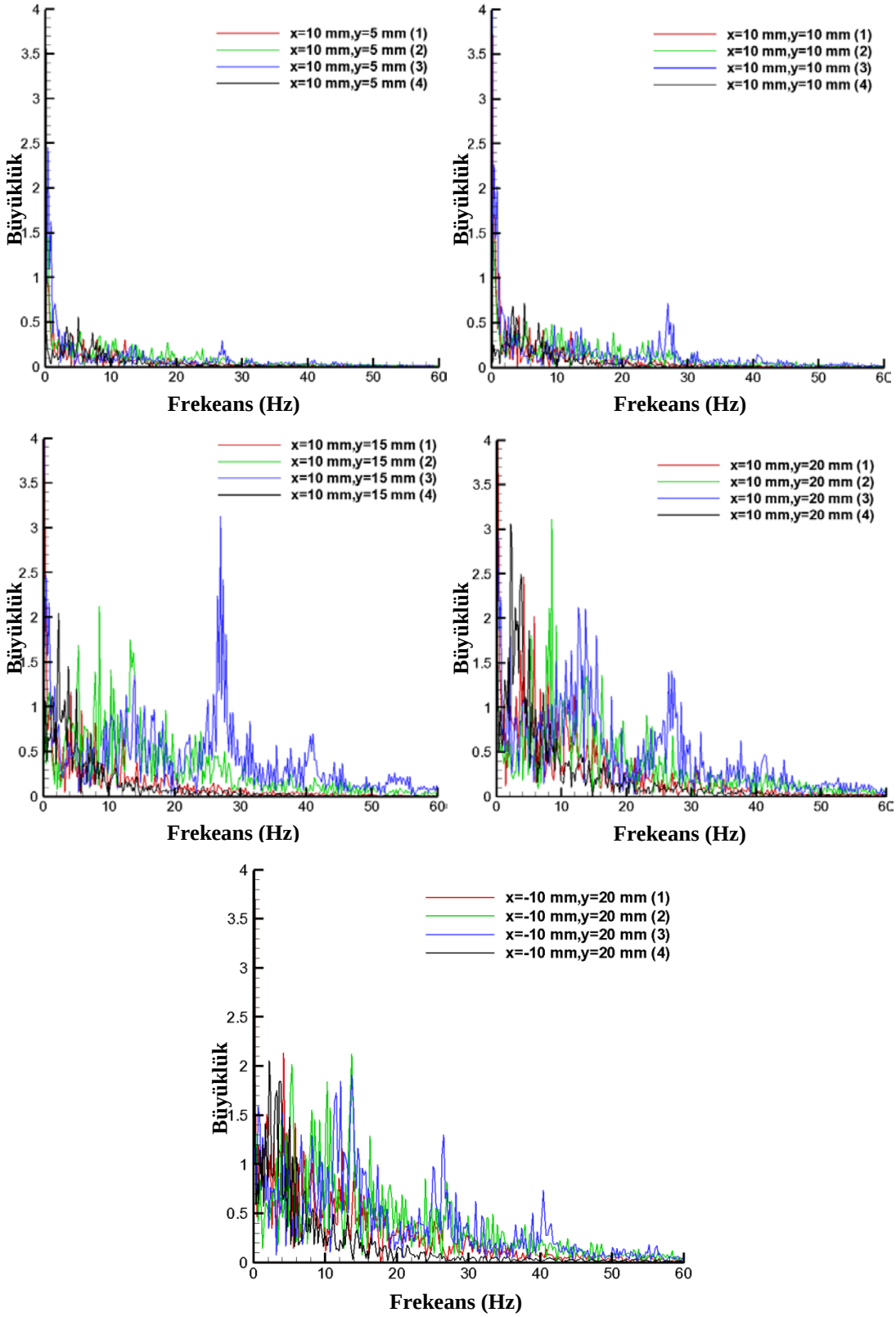
Şekil 4.37'de dört farklı emiş kesiti için yapılmış sayısal modellemelerden elde edilmiş (10,20) noktasına ait basınç verisinin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Krank mili dış çapının 1 mm arttırılması halinde (c-geometrisi) basınç çalkantıları da

artmaktadır. Krank mili dış çapının 1 mm azaltılması halinde (d-geometrisi) basınç çalkantısı düzeyi diğer durumlara göre azalmaktadır.



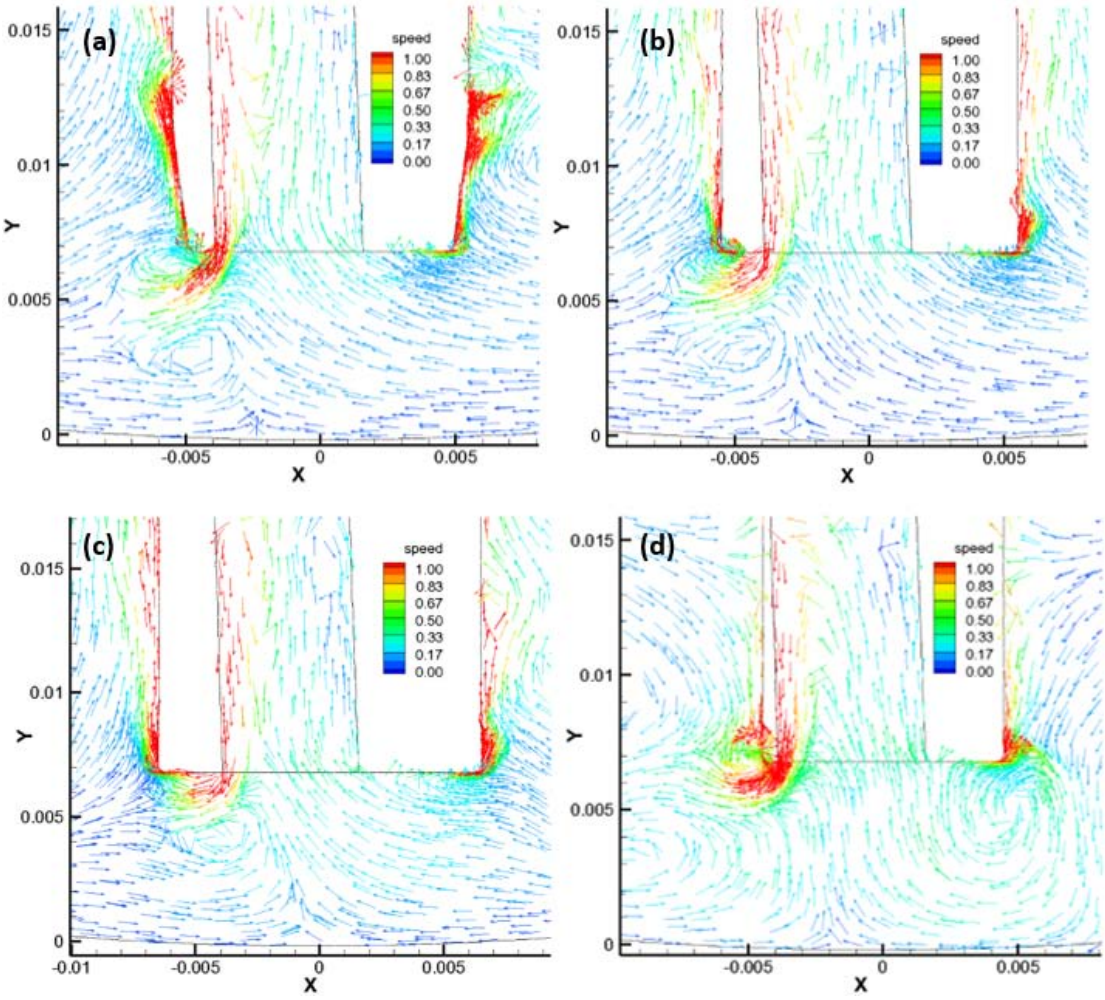
Şekil 4.37 : Dört farklı eliptik kesitinde çözüm alanı içerisinde seçilmiş bir noktanın (x=10,y=20) zamana bağlı basınç datası.

Şekil 4.38'de anlaşılacağı üzere karter tabanından yağ-hava arayüzüne doğru yaklaştıkça (y =5 mm'den 20 mm'ye doğru) basınç değerlerinin büyüklüğü artmaktadır. Alınan 5 farklı nokta içerisinde görüldüğü gibi c geometrisinin FFT sonuçları diğerlerine oranla daha yüksektir.



Şekil 4.38 : Dört farklı emiş kesitinde çözüm alanı içerisinde seçilmiş 5 farklı noktanın zamana bağlı basınç datasına ait frekans spektrumları

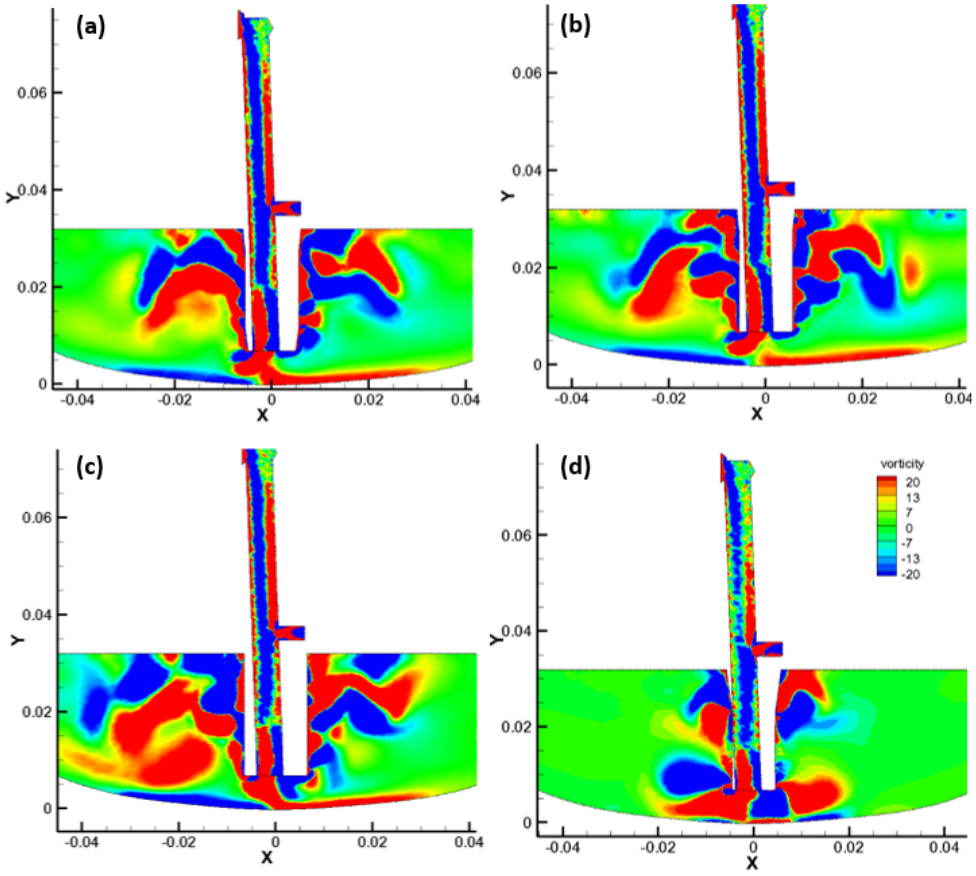
Şekil 4.39'da anlık hız vektörleri verilmiştir. İlk üç geometrinin faz ve basınç alanları birbiriyle benzer olduğu gibi, hız vektörleri de benzerdir. Dördüncü geometri ise çalkantısız bir faz dağılımı sağlarken, dış krank çapının inceldiği noktada sadece krank ucunda keskin ve belirgin bir ters akış olmaktadır. Yağ-hava arayüzünde çalkantı yaratacak krank mili gövdesi dışındaki yukarıya doğru olan akış (d) durumunda önlenmiş durumdadır. Ayrıca, krank mili içindeki ters akışın cidara doğru azaldığı gözlemlenmektedir.



Şekil 4.39 : Dört farklı emiş kesitinde 5 saniye sonunda elde edilen anlık hız vektörleri: a-) Mevcut durum, b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmişdurum.

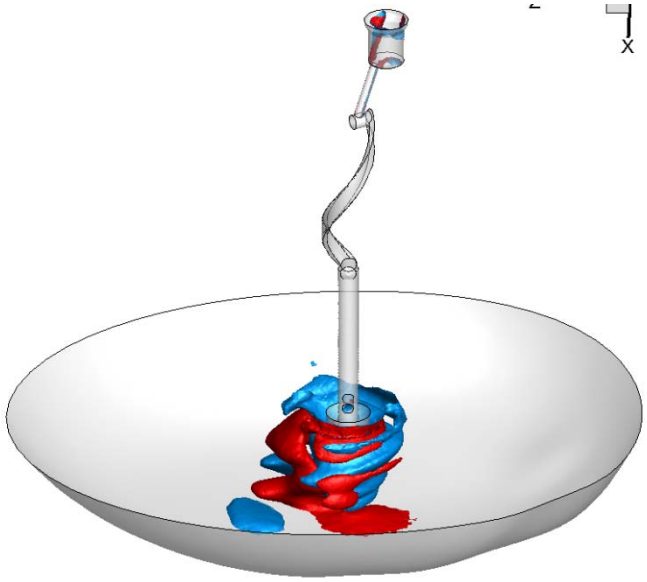
Şekil 4.40'da incelenen dört geometriye ait anlık vortisite alanları görülmektedir. Mevcut duruma çok yakın olan pah etkisinin kaldırıldığı durum ve arttırılmış krank gömleği durumunda çevrinti/girdaplar karterin geneline yayılmışken, inceltilmiş krank gömleği çapında çevrintiler daha çok krank mili etrafında oluşmaktadır. Bu

bağlamda vortisite alanlarıda diğer şekillerdeki durumu destekler olup (d) geometrisi, diğer üç geometriye göre getirileri daha fazla olan bir krank mili gömleği geometrisidir.

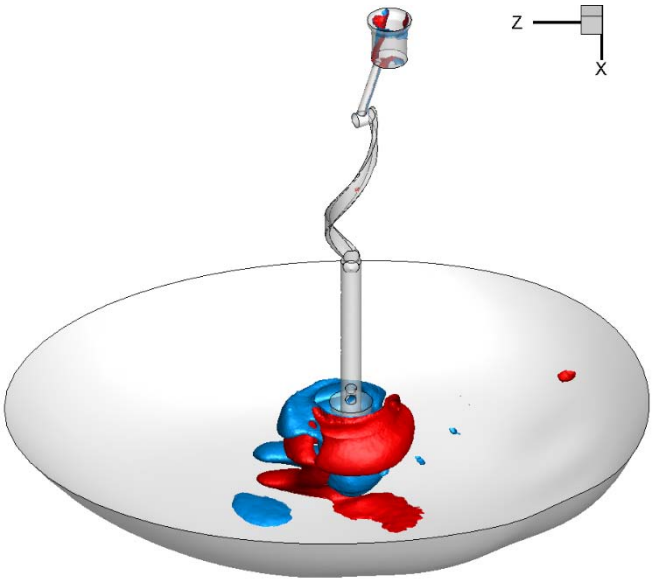


Şekil 4.40 : Dört farklı emiş kesitinde 5 saniye sonunda elde edilen anlık vortisite alanları: a-) Mevcut durum, b-) Krank mili girişindeki pah etkisi kaldırılmış durum, c-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm artırılmış durum ve d-) Krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmiş durum.

Şekil 4.41 ve 4.42'de sırasıyla mevcut durum ve krank mili girişindeki dış çap 1 mm inceltilmişduruma (d) ait vortisite eş yüzeyleri görülmektedir. Bu şekillerde krank milinin dönmesinden dolayı oluşan vortisiteleri üç boyutlu olarak gözlemlemek mümkündür.

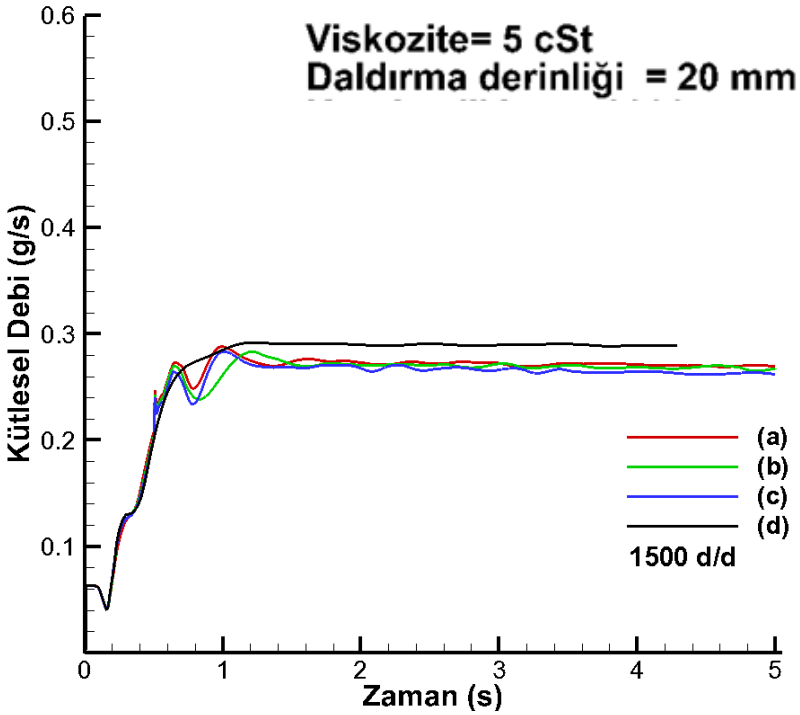


Şekil 4.41 : Mevcut duruma ait -20 ve 20 değerine sahip vortisite eş yüzeyleri

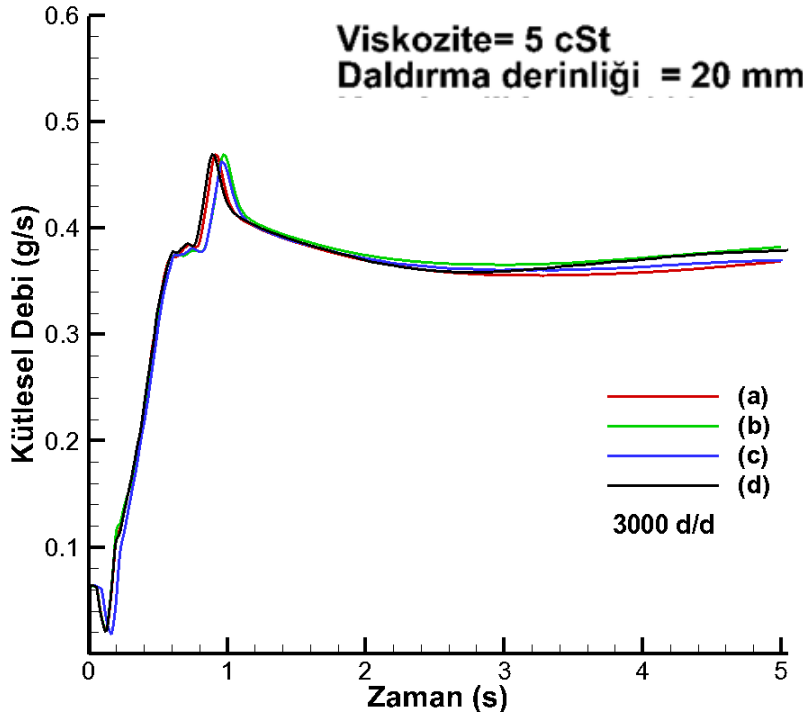


Şekil 4.42 : (d) inceltilmiş krank miline ait -20 ve 20 değerine sahip vortisite eş yüzeyleri

Dört farklı emiş kesitine ait kütlesel debi değerleri arasında sabit devirlerde bir karşılaştırma yapmak için Şekil 11 oluşturulmuştur. Görüldüğü gibi (d) geometrisi kullanıldığında 1500 d/d için krank milinden daha fazla yağ çıkmaktadır dolayısıyla inceltilmiş krank mili düşük devirlerde yağlama probleminin önlenmesi için elverişli olabilir. 3000 d/d ise her durumun yaklaşık olarak aynı kütlesel debi değerleri sağladığı görülmektedir. Bununla beraber (d) durumunun daha az çalkantı oluşturmasından dolayı akış kaynaklı gürültü bakımından diğer durumlara oranla daha avantajlı olduğu değerlendirilmektedir.



Şekil 4.43 : Dört farklıkrank mili konfigürasyonu içinkrank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi



Şekil 4.44 : Dört farklı krank mili konfigürasyonu içinkrank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamana bağlı gelişimi

5. DEĞİŞKEN DEBİLİ KOMPRESÖRÜN SAYISAL İNCELEMESİ

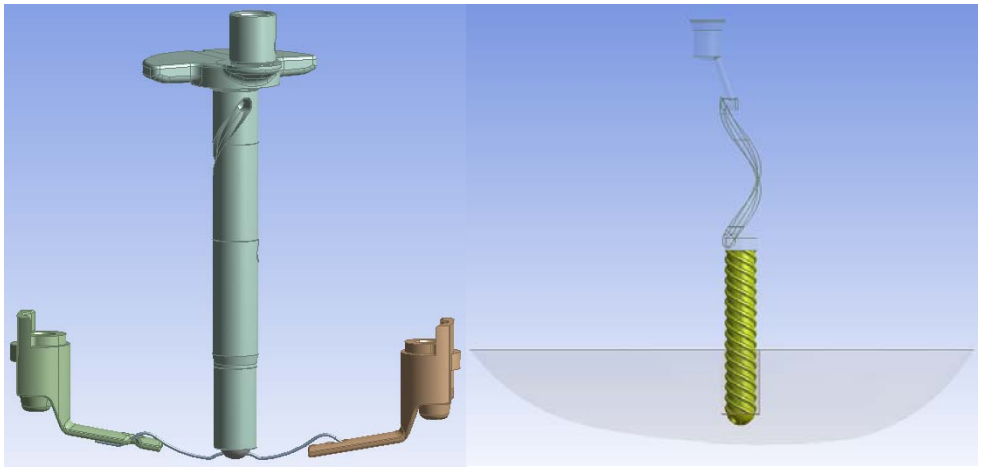
5.1 Amaç

Bu bölümde değişken kapasiteli kompresör (V-NTU) yağlama sistemi sayısal olarak incelenmiştir. Bu kompresörün daha önce incelediğimiz NTU tipi kompresörden temel farkı, krank mili deliğinin eş merkezli olması ve giriş kısmında burgulu silindirik bir aparat bulundurmasıdır.

Bu kısımda V-NTU kompresörüne ait yağlama sistemi sayısal olarak modellenerek, farklı fiziksel parametrelerin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisi ve akış/basınç alanları üzerindeki etkisi incelenmiştir.

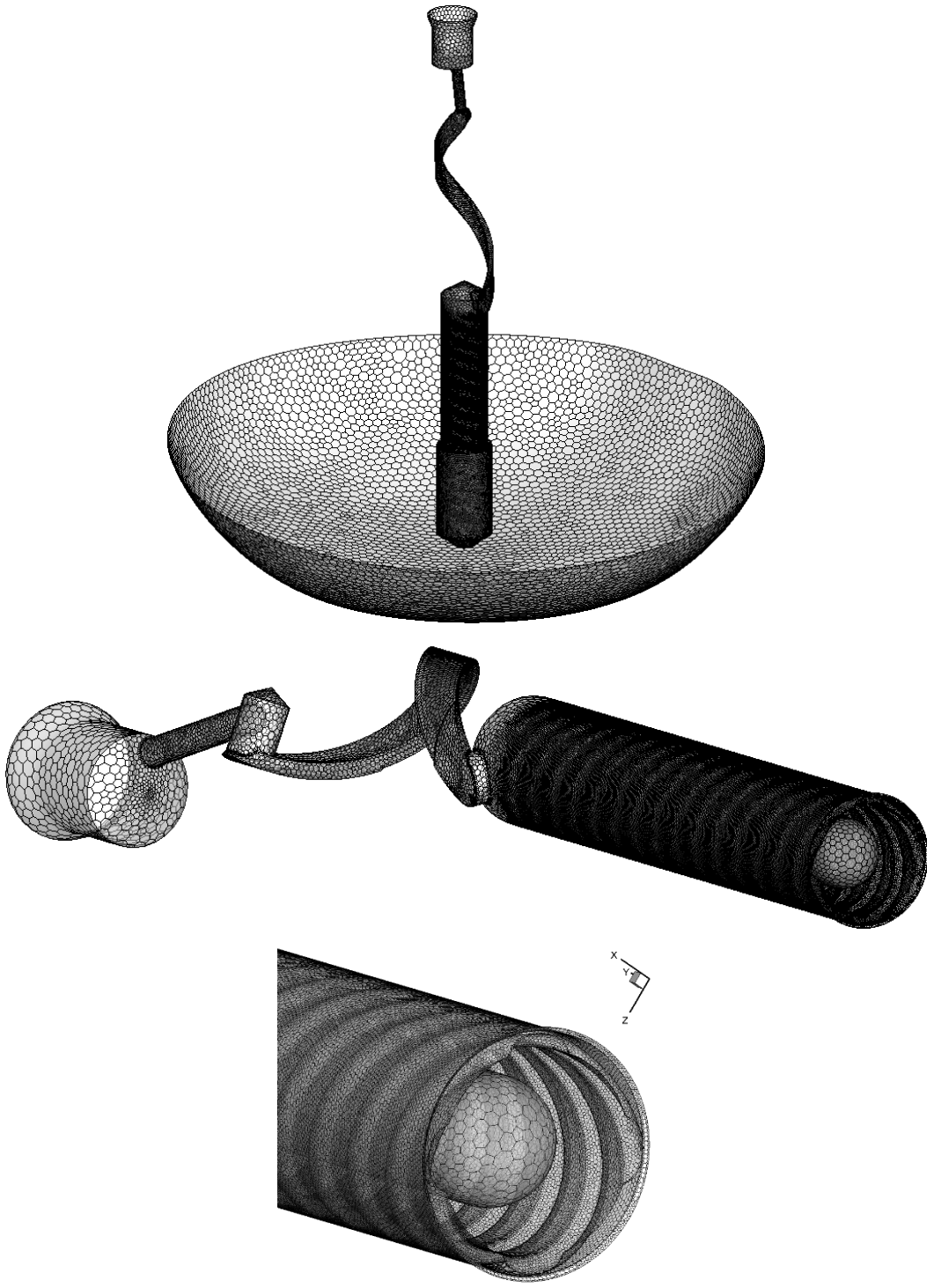
5.2 Çözüm Ağı ve Zaman Adımı İncelemesi

Şekil 5.1'de V-NTU kompresörüne ait katı model ve bu modelden elde edilen sayısal hesaplamalarda kullanılmış olan akış hacmi gösterilmiştir. Akış hacmi; yağın biriktirildiği karter, krank mili ve burgulu aparat arasındaki akış hacmi, helisel kanal ve üst hazneyi içermektedir. Silindirik aparatın sabitlenmesi için kullanılan borular akışı çok fazla etkilemeyeceği düşünülerek akış alanına katılmamıştır. Silindirik aparatın ucu ile karter zemini arasında 6,5 mm mesafe vardır. Krank milinin emme yüzeyi ile zemin arasında ise 9 mm mesafe vardır.



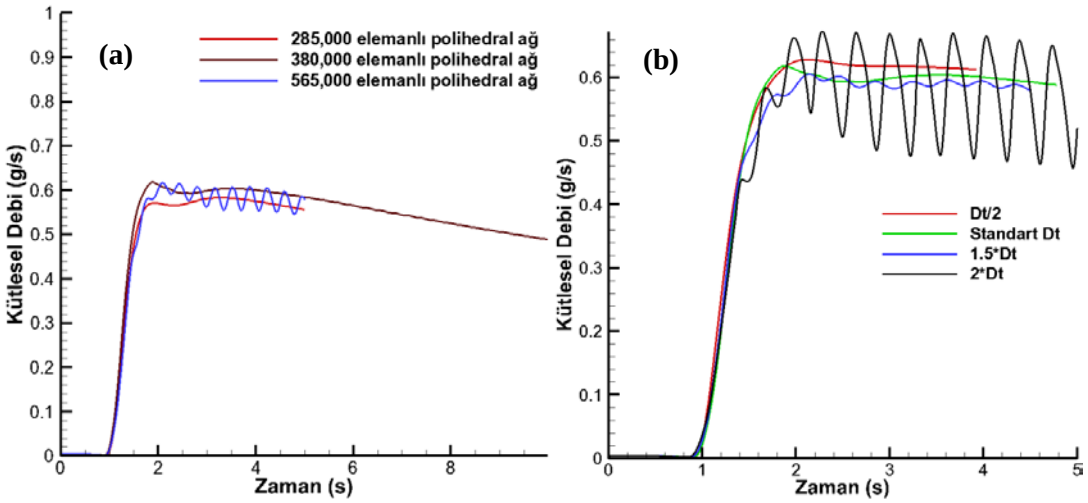
Şekil 5.1 : V-NTU kompresöre ait katı model geometrisi ve akış alanı.

Akış alanına ait çözüm ağı oluşturulurken yaklaşık 2 milyon tetrahedral elemandan oluşan çözüm ağı polihedral elemana dönüştürülmüş ve yaklaşık 380000 elemandan oluşan bir çözüm ağı elde edilmiştir. Çözüm ağı, yağın tırmandığı helisel kanalda ve krank mili civarında çok sık tutulmuştur. Şekil 5.2'de hesaplamalarda kullanılmış olan çözüm ağı görülmektedir.



Şekil 5.2 : Akış alanına ait çözüm ağı ve detayı

Öncelikle yapılan analizlerde sonuçların çözüm ağından bağımsızlığı incelenmiş ve 285.000- 380.000 ve 565.000 eleman içeren çözüm ağlarında aynı zaman adımı (dt = 10^{-4} s) kullanılarak krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin zamanla değişimi gözlemlenmiştir (bkz. 5.3). Aynı şekilde zaman adımının da çözüm üzerindeki etkisini belirlemek için standart zaman adımı (dt = 10^{-4} s) ve katları kullanılarak analizler yapılmış ve zaman adımının krank mili ucundan çıkan kütlesel debiye olan etkisi incelenmiştir (bkz. 5.3).



Şekil 5.3 : (a) Çözüm ağı eleman sayısının, (b) zaman adımının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi, dt= 10^{-4} s.

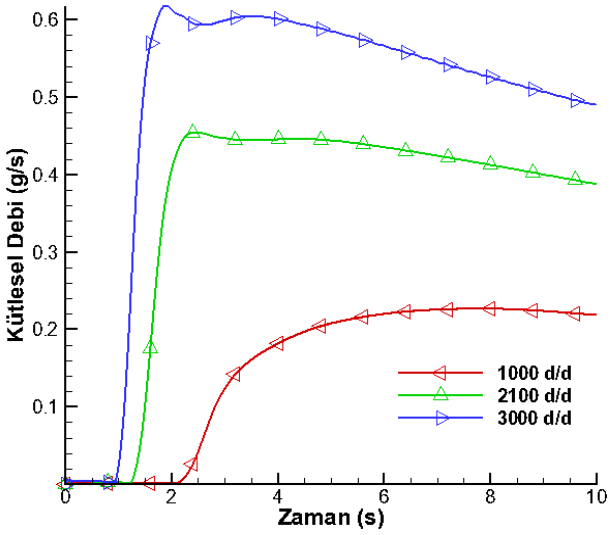
5.3 Fiziksel Parametrelerin Çözüme Etkisi

Bu kısımda krank mili ucundan çıkan yağın kütlesel debisine etki eden fiziksel parametreler (devir sayısı, viskozite) detaylı olarak incelenmiştir. Çözüm süresince meydana gelen anlık değişimler incelenerek, kanal içinde tırmanan yağ incelenmiştir.

5.3.1 Devir sayısının etkisi

Krank mili devir sayısı daha önceki çalışmalarda da yapıldığı gibi krank mili cidarlarına hız sınır şartı olarak girilmiştir. Hareketsiz olan helisel parça ve yağ karteri cidarlarında kaymama sınır koşulu uygulanmıştır.

Şekil 5.4'de kütlesel yağ debisinin zamana bağlı değişiminde artan devir sayısı ile yağ debisinin de arttığı görülmektedir. Devir sayısı azaldıkça yağın ilk çıkış zamanı da artmaktadır (1000 d/d için yaklaşık 2 s). Burada elde edilen çözümler 3000 d/d, 5 cSt yağ viskozitesinde ve 20 mm daldırma derinliği için elde edilmiştir.

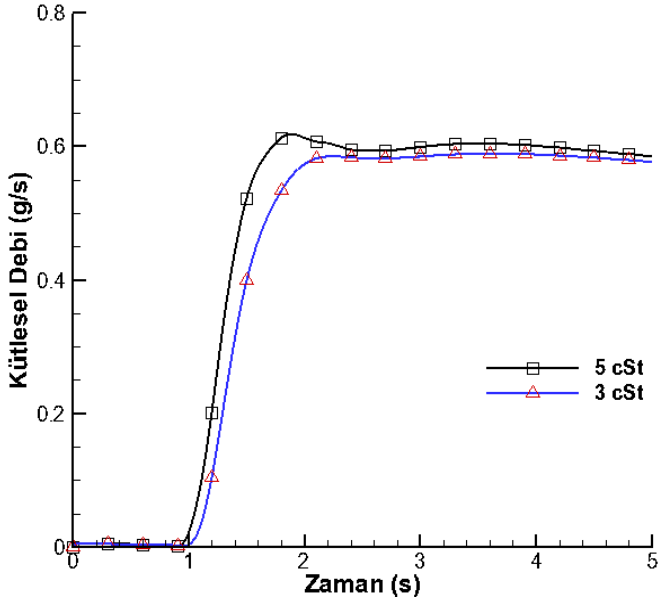


Şekil 5.4 : Devir sayısının krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi

Şekil 5.4'den anlaşılacağı üzere 3000 d/d'da zamanla krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinde azalma olmaktadır. Krank mili ucundan çıkan yağ, kartere geri dönmemektedir. Bunu engellemek için krank mili ucundançıkan yağı sisteme eklemek üzere bir düzenleme yapılabilir.

5.3.2 Yağ viskozitesinin etkisi

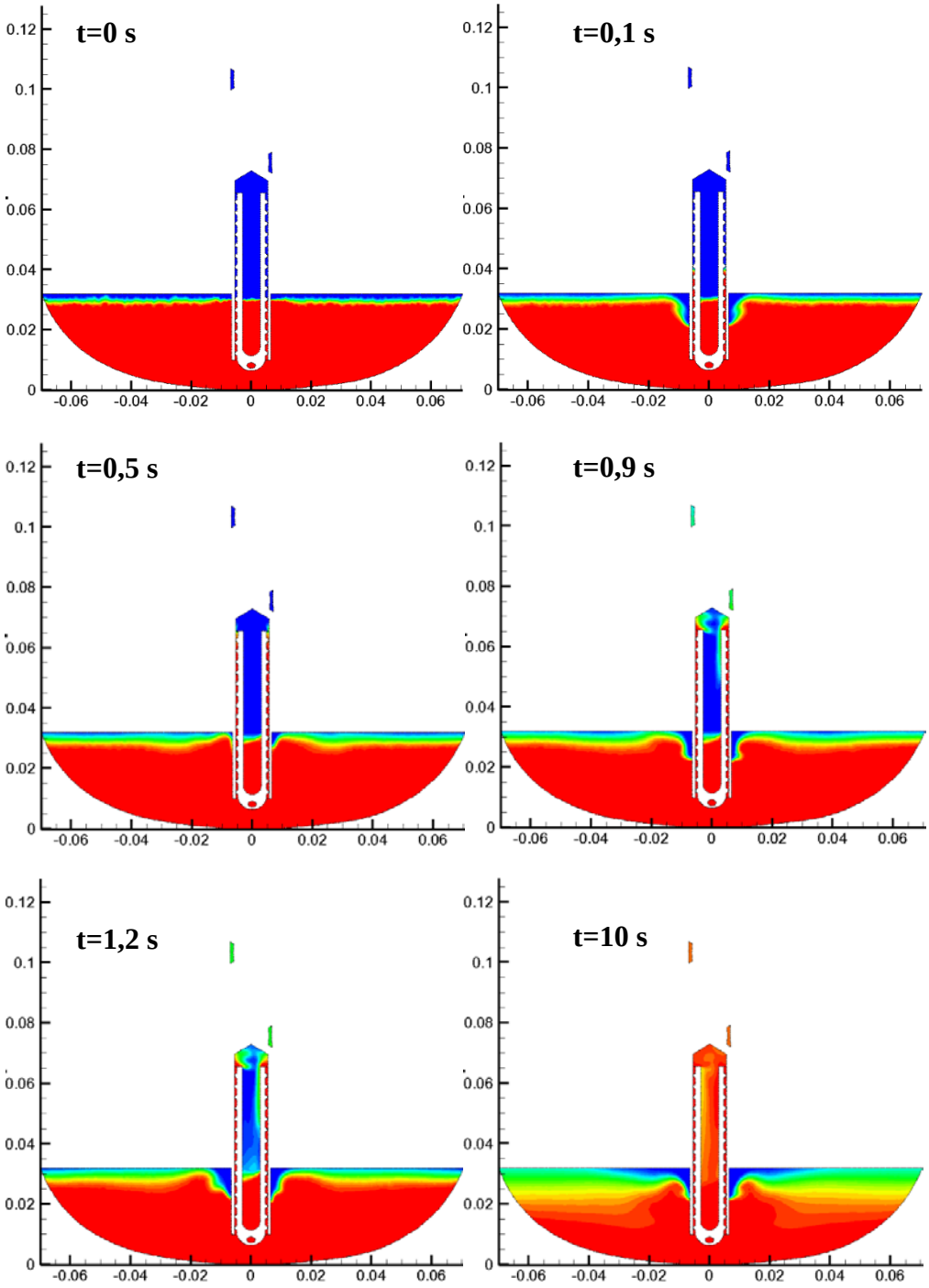
V-NTU kompresöründe viskozitenin artması ile debi değeri mertebe olarak fazla değişmemektedir.



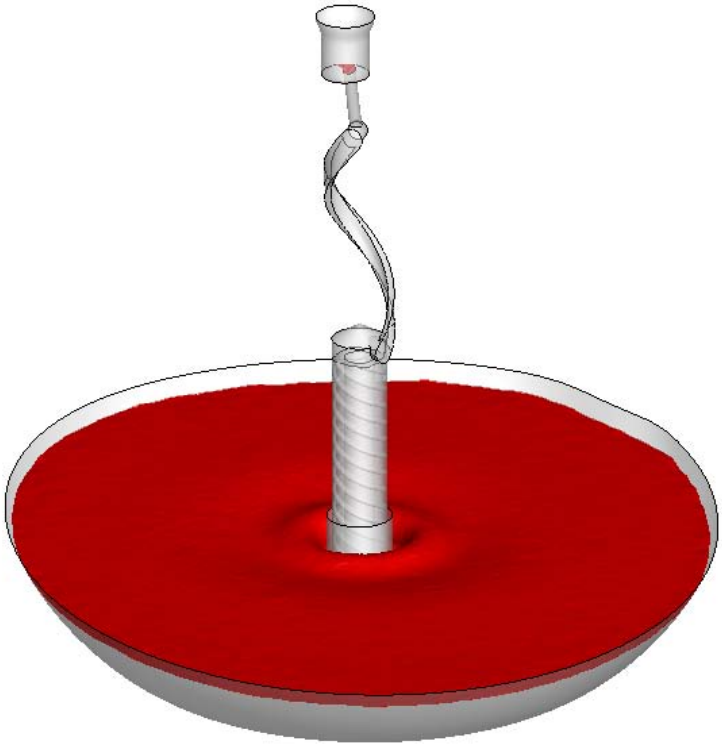
Şekil 5.5 : Yağ viskozitesinin krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etkisi

5.4 Anlık Akış Alanları

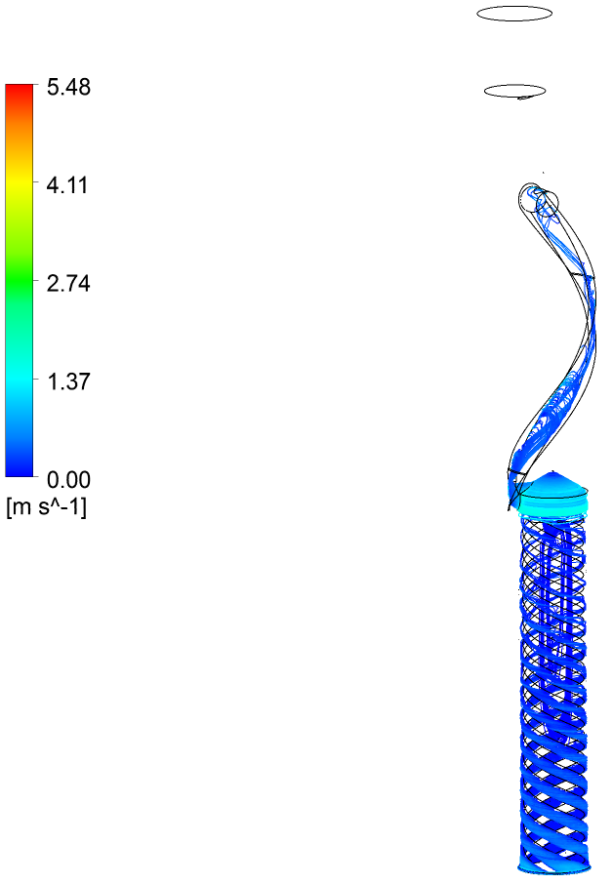
Yapılan iki fazlı akış (VoF) yaklaşımlı sayısal modellemelerde zamana bağlı akış alanları incelenmiştir. Şekil 5.6, başlangıç anından t=10 saniye sonuna kadar değişik zaman dilimlerindeki yağ-hava fazı değişimini göstermektedir. Şekil 5.7'de krank mili emme kesitinden başlanarak alınan 3 boyutlu akım çizgileri görülmektedir.



Şekil 5.6 : Yağ-hava fazının zamana bağlı gelişimi. Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm

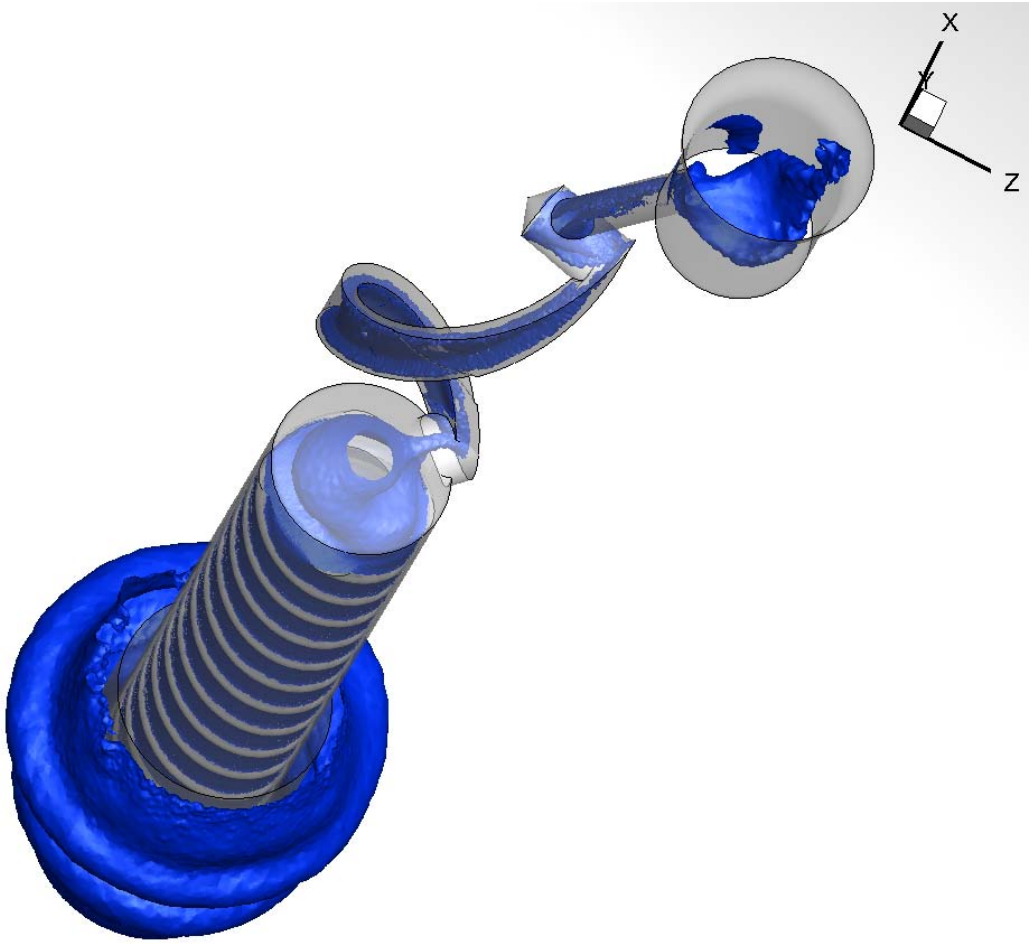


Şekil 5.7 : Yağ fazı eş yüzeyi, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm



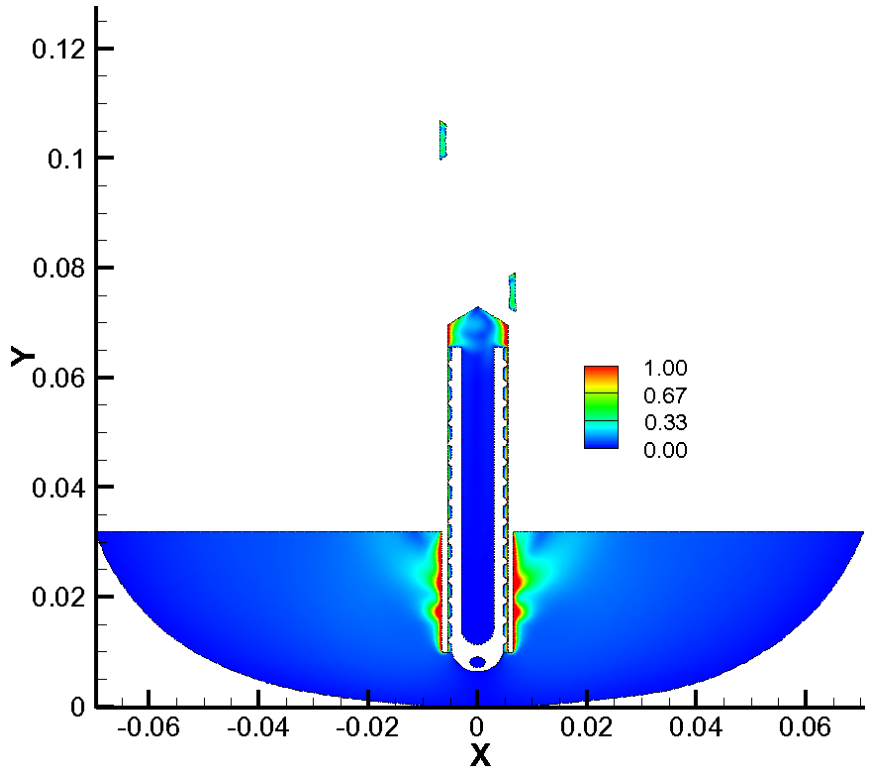
Şekil 5.8 : Krank mili üzerinde alınan akım çizgileri

Şekil 5.8'de krank milinin dönme hareketinden ötürü yağ haznesi içinde gömlek etrafındaki hız dağılımının hesaplama sonundaki (t = 10s) eş yüzeyleri görülmektedir. Şekil 5.8'de görüleceği gibi krank mili ucundan çıkan yağ merkezkaç kuvvetinin etkisiyle üst haznenin sol cidarına çarparak tırmanmaya devam etmektedir.

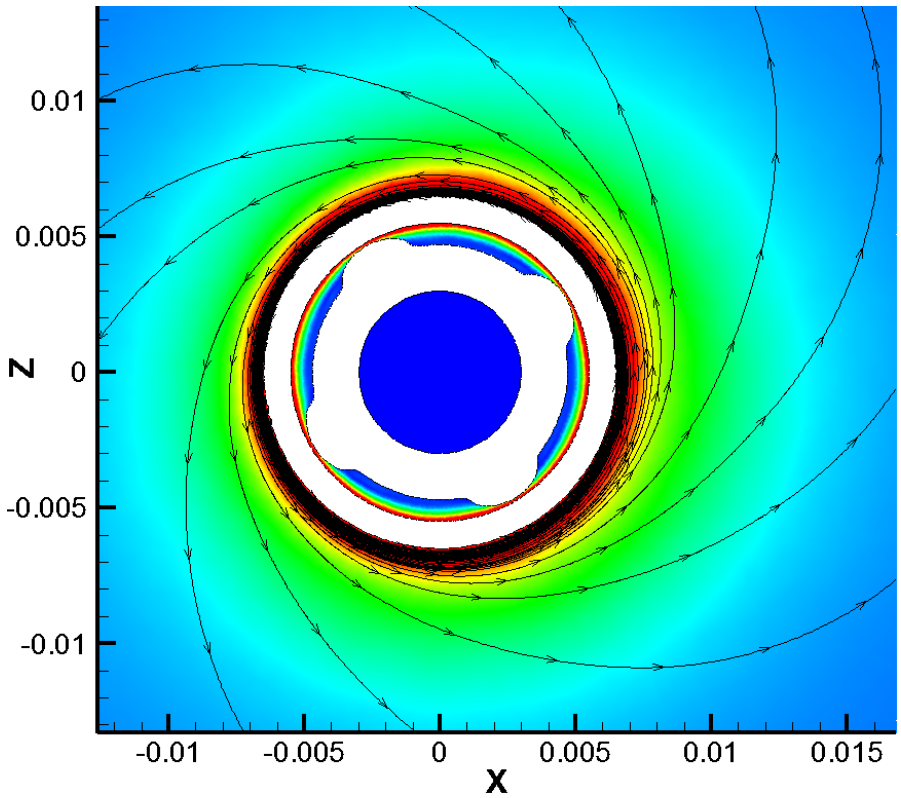


Şekil 5.9 : 0.2, 0.25 ve 0.3 m/s değerlerine sahip hızların eş yüzeyleri

Şekil 5.10'da krank mili emiş bölgesine odaklanılarak elde edilmiş hız alanları görülmektedir. Şekil 5.10'da görüldüğü gibi krank mili iç cidarından yağ merkezkaç kuvvetinin etkisiyle yukarı doğru tırmanmaya zorlanmaktadır. Şekil 5.11'de ise karterin 2 cm yukarısından alınan XZ- düzlemindeki hız alanları görülmektedir. Şekil 5.11'de görüldüğü gibi krank milinin dönme merkezi yaklaşık olarak x=0 ve y=0 noktasından geçmektedir. Krank mili V-NTU kompresöründe eksantrik değildir dolayısıyla daha uniform bir hız alanı görülmektedir.

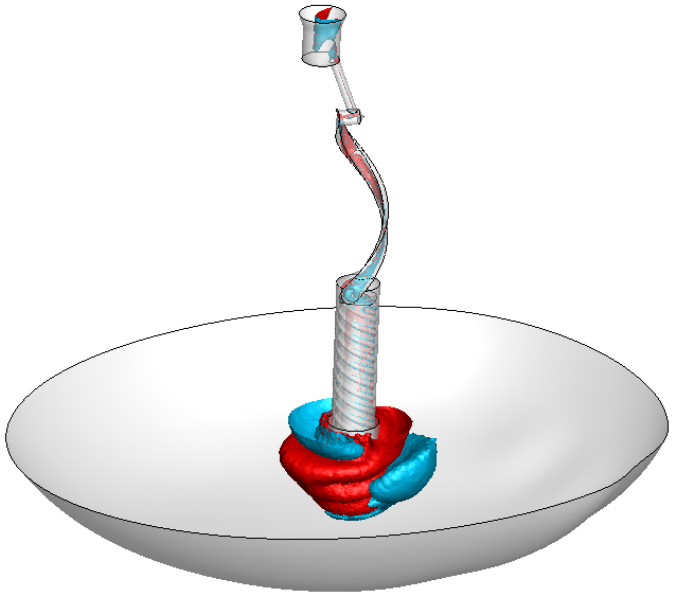


Şekil 5.10 : XY- düzleminde anlık hız alanı: t=10 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm

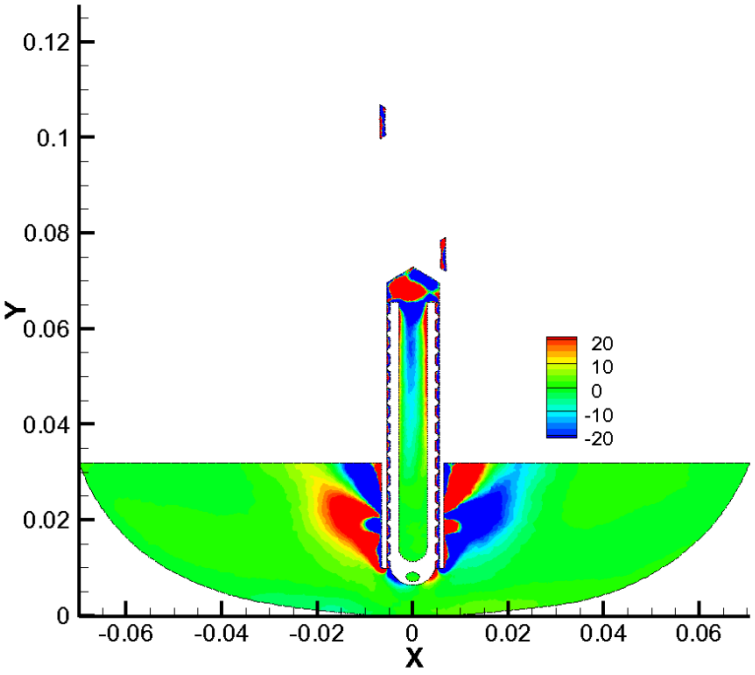


Şekil 5.11 : XZ- düzleminde anlık hız alanı ve akım çizgileri: t=10 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm

Çözüm sonunda (t = 5s) elde edilen akış alanından oluşturulan eş vortisite yüzeyleri ve vortisite (çevrinti) alanı sırasıyla Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi krank milinin etrafında oluşan girdaplar (sağında ve solunda ters yönü göstermek üzere farklı renkler ile belirtilmiş) oluşmaktadır. Bu girdaplar, krank milinin helise bağlandığı bölgede de yoğunlaşmaktadır.



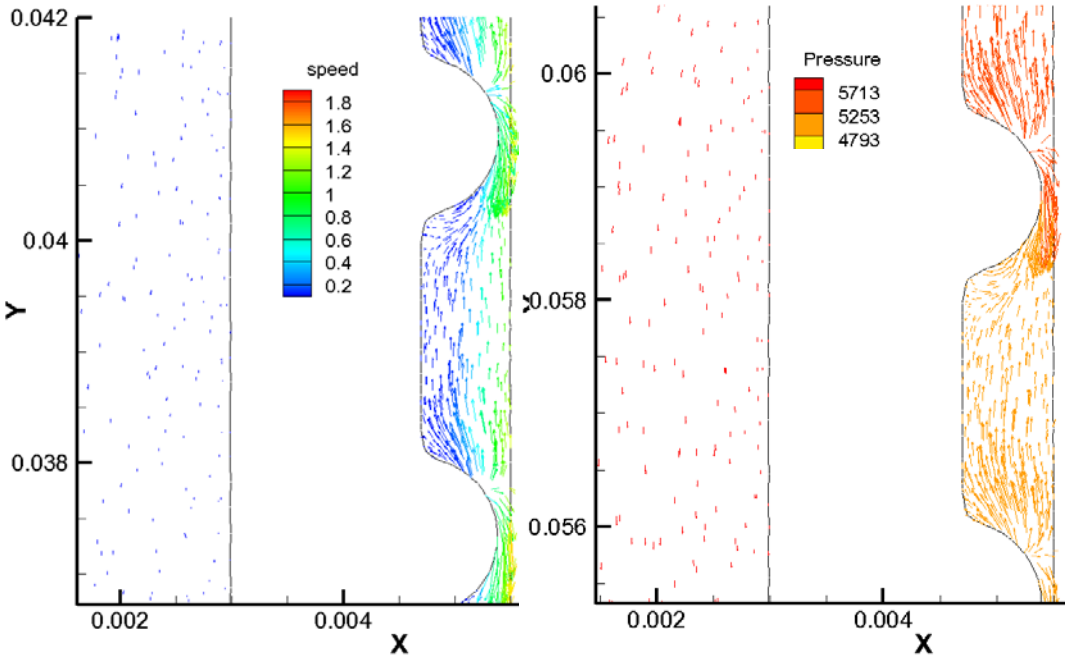
Şekil 5.12 : -20 ve 20değerlerine sahip eş vortisite yüzeyleri



Şekil 5.13 : XY- düzleminde anlık vortisite alanı: t=10 s, Devir sayısı: 3000 d/d, viskozite: 5 cSt, daldırma derinliği: 20 mm

Şekil 5.14, krank mili iç cidarı ile silindirik aparat arasındaki akışı anlamak açısından önemlidir. Helisel kanal ile krank mili iç cidarı arasındaki basınç ve hız alanları Şekil 11a ve b'de görülmektedir. Görsellerden de anlaşıldığı üzere basınç farkından dolayı aşağı doğru bir debi kaçağı olmaktadır.

Mevcut durumda helisel parçanın diş ucu ile krank iç cidarı arasındaki mesafe 0,1 mm'dir.Bu değerin altına düşmek zor olsa da 0,05 mm fark olan bir geometri denenebilir. Başka bir yol olarak, bu debi kaçağının önlenmesi için diş profilini trapez veya kare şeklinde kurgulayarak, geri kaçak akışının sürtünme etkisi ile azaltılabileceği öngörülebilir.



Şekil 5.14 : Çözüm sonunda (t = 10s) krank mili-silindirik aparat arasındaki (a) hız(b) basınç dağılımı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlere ait yağlama sistemi sayısal olarak modellenmiştir.

Tez çalışmasının 3. bölümünde NTU 170 tipi hermetik kompresörün yağlama sistemi sayısal olarak modellenmiş ve krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etki eden fiziksel parametreler incelenmiştir. Bu bölümde yapılan çalışmalarda elde edilen bulgular aşağıda özetlenmiştir.

- Çözüm ağının eleman sayısı ve zaman adımı, analiz sonuçları için çok önemlidir. Çözüm ağısıklaştırılması ve zaman adımının küçültülmesi beraber şekilde ele alınmalı, krank mili ucundan çıkan yağ debisinde fiziksel olmayan salınımların önlenmesine dikkat edilmelidir. Ayrıca çözüm ağının gereğinden fazla sıklaştırılması çözüm süresini önemli ölçüde uzatmaktadır.
- Devir sayısı arttıkça krank mili ucundan çıkan kütlesel debi artmaktadır. Eğer yağın tırmanma süresi ile ilgileniliyorsa, motor kalkış ivmesinin de hesaba katılması gerektiği gösterilmiştir.
- Viskozitenin artması ile krank mili ucundan çıkan kütlesel debi azalmaktadır. Ayrıca düşük viskozitelerdeki küçük değişimler, krank mili ucundan çıkan kütlesel debiyi önemli ölçüde değiştirmektedir.
- Yağ-hava arasındaki yüzey gerilmesinin hesaba katılması krank mili ucundan çıkan kütlesel debiyi pratik açıdan etkilememektedir. Bu çalışmada önemli olan merkezkaç kuvvetin etkisi yüzey gerilmesine oranla çok daha etkilidir.

Tez çalışmasının 4. bölümünde ise krank mili üzerinde geometrik değişiklikler yapılarak krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin arttırılması hedeflenmiştir. Bu bölümde yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

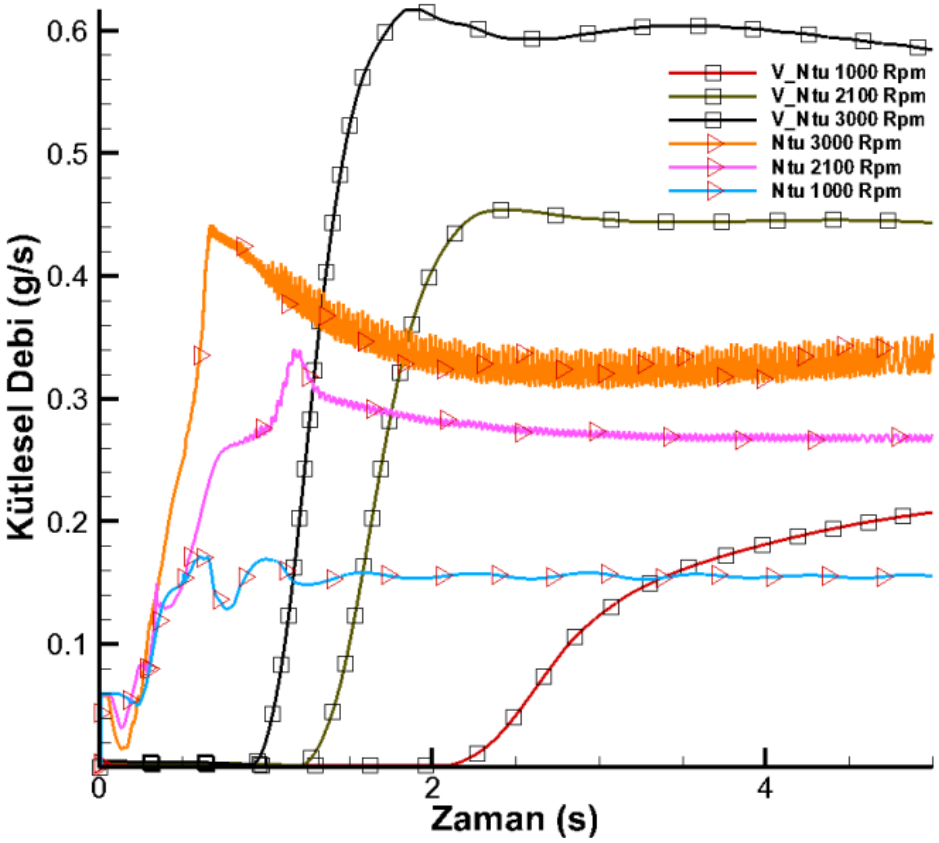
- Helis dönüş sayısının arttırılması sonucu sürtünme etkisi nedeniyle krank mili ucundan çıkan yağ debisinin azaldığı sonucuna varılmıştır.

- Helis kesit alanının arttırılması ile krank mili ucundan çıkan kütlesel debi artmaktadır. Helisel kanal kesitinin derinleştirilmesi ise genişletmeye oranla daha fazla yağ debisi sağladığı gösterilmiştir. Helisel kanal kesitinin karesel olması debi açısından ideal bir durum olarak değerlendirilmiştir.
- Krank mili girişindeki basınç dağılımının üniform olmamasından dolayı geri akış görülmektedir. Krank mili emme kesitinin değiştirilmesi, basınç farkından kaynaklanan geri akışı engelleyemediği görülmüştür.
- Krank milinin yağ içerisine daldırma derinliği arttıkça krank mili ucundan çıkan kütlesel debi artmaktadır fakat maliyet açısından daha fazla yağ kullanmayı gerektirmektedir.
- Krank mili emme kesiti ile yağ karteri tabanı arasındaki mesafenin azaltılması krank mili ucundan çıkan kütlesel debiyi azaltmaktadır.
- Krank mili gömleğinin değiştirilmesi, krank mili ucundan çıkan kütlesel debiyi kayda değer derecede etkilememektedir fakat krank mili gömleğinin çapının inceltilmesiyle basınç çalkantıları, dolayısıyla akış kaynaklı gürültü açısından bir avantaj sağlandığı tespit edilmiştir.

Tez çalışmasının 5. bölümünde değişken kapasiteli V-NTU tipi hermetik bir kompresörün yağlama sistemi sayısal olarak modellenmiş ve krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisine etki eden fiziksel parametreler incelenmiştir. Bu bölümde yapılan çalışmalarda elde edilen bulgular aşağıda özetlenmiştir.

- Şekil 6.1'de görüldüğü gibi devir sayısının artması ile krank mili ucundan çıkan kütlesel debi artmaktadır ve NTU-170 tipi kompresöre oranla çok daha iyi yağlama debisi sağlamaktadır. Yağın tırmanma süresi silindirik aparatın eklenmesinden dolayı yağın tırmandığı yol uzayacağından daha uzun sürmektedir, ancak bu süredevir sayısının arttırılması ile azalmaktadır.
- Yapılan ön çalışmalar, özellikle düşük viskozite değerleri için, viskozitenin değişimi ile yağ debisinde önemli bir değişikliğin olmadığını göstermiştir. NTU tipi kompresöre göre farklılık arz eden bu durum ayrıntılı olarak incelenmelidir.

- Silindirik aparatın optimizasyonu ile yağ debisini daha da artırmak ve çok düşük devir sayılarında etkin bir yağlama elde etmek mümkün olup, bu konudaki çalışmalar devam etmektedir.



Şekil 6.1 : Farklı devir sayılarında krank mili ucundan çıkan kütlesel yağ debisinin V-NTU ve NTU tipi kompresörlerde karşılaştırılması.

KAYNAKLAR

Alves M.V.C., Barbosa J.R., Prata A.T.(baskıda). Analytical and cfd modelling of the fluid flow in an eccentric-tube centrifugal pump for hermetic compressors, *International Journal of Refrigeration*, 2012.

Aysal, V. (2005).Hermetik pistonlu soğutma kompresörlerinde muhafaza içindeki gaz karışımının deneysel olarak incelenmesi,İstanbul Teknik Üniversitesi, Tez (Y. Lisans).

Bernardi, J.D. (2000) Cfd simulation of a scroll compressor oil pumping system.*International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 707-714.

Cui, M.M. (2004) Investigation on the oil supply system of a scroll compressor. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 93.

Çengel, Y.A., Boles, M.A. (2002). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, çev. T. Derbentli, Literatür Yayınları.

Issa, R.I. (1986). Solution of the implicitly discretized fluid flow equations by operator splitting, *Journal of Computational Physics*, 62, 40-45.

Kerpiççi H., Yağcı A., Onbaşıoğlu S.U., (2013). Investigation of oil flow in a hermetic reciprocating compressor, *International Journal of Refrigeration*, 36, 215-221.

Kim, H.J., Lee T.J., Kim, K.H., Bae, Y.J. (2002) Numerical simulation of oil supply system of reciprocating compressor for household refrigerators, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, C10-3.

Lückmann J.A, Alves M.V.C., Barbosa J.R. (2009). Analysis of oil pumping in a reciprocating compressor, *Applied Thermal Engineering*, 29, 3118-3123.

Özsipahi, M., Çadırcı, S., Güneş, H., Sarıoğlu, K., Kerpiççi, H. (2013). Hermetik bir kompresördeki yağ debisinin sayısal incelenmesi, *19. Ulusal Isı Bilimi Kongresi*,Samsun,1093-1098.

Prata A.T., Barbosa J.R,. (2009). Role of the thermodynamics, heat transfer, and fluid mechanics of lubricant oil in hermetic reciprocating compressors, *Heat Transfer Engineering*, 30:7, 533-548.

Scardovelli, R., Zaleski, S.,(2000). Direct numerical simulation of free-surface and interfacial flows, *Annual Review of Fluid Mechanics,* 31, 533-548.

Yağcı, A. (2011).Değişken kapasiteli bir kompresörde minimum 1200 rpm'de sorunsuz çalışabilen kompresör krank mili tasarımının gerçekleştirilmesi,İstanbul Teknik Üniversitesi, Tez (Y. Lisans).

Ansys Fluent 14.0 Theory Guide, 2011

Url-1 <http://www.danfoss.com/businessareas/refrigerationandairconditioning/articles/hermeticreciprocatingcompressors.htm>

Url-2<http://www.youtube.com/watch?v=nA-XbfxqgRo>

Url-3<http://www.carel.com/carelcom/web/eng/mercati/compressore.jsp>

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Mustafa ÖZSİPAHİ

Doğum Yeri ve Tarihi:BURSA / 13.05.1989

E-Posta:ozsipahimu@itu.edu.tr

Lisans:Yıldız Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği(2007-2011)

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

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- **Özsipahi, M.,** Çadırcı, S., Güneş, H., Sarıoğlu, K., Kerpiççi, H., 2013: Hermetik bir kompresördeki yağ debisinin sayısal incelenmesi, *19. Ulusal Isı Bilimi Kongresi,* Samsun, 1093-1098.

- **Özsipahi, M.,** Çadırcı, S., Güneş, H., Sarıoğlu, K., Kerpiççi, H., 2013:Numerical Investigation of Oil Flow in a Hermetic Compressor, *Proceedings of the 2013 Conference on Mechanics, Fluids, Heat, Elasticity and Electromagnetic Fields,* Venice, 71-74.

- **Özsipahi, M.,** Çadırcı, S., Güneş, H., Sarıoğlu, K., Kerpiççi, H., 2014:Numerical Simulation of Lubrication System in a Hermetic Reciprocating Compressor, *ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis,* Copenhagen