



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN NİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



EĞİK EKSENLİ PİSTONLU POMPALARIN
PERFORMANSINA ETKİ EDEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Sabri KOLDEMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Nisan-2021

KONYA

Her Hakkı Saklıdır

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza

Sabri KOLDEMİR

Tarih:25/06/2021

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

EĞİK EKSENLİ PİSTONLU POMPALARIN PERFORMANSINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Sabri KOLDEMİR

Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hüseyin KURT

2021, 58 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Dr. Öğr. Üyesi Muharrem Hilmi AKSOY

Bu çalışmada, Hipomak Hidrolik A.Ş.'de tasarlanan ve üretilen 110-1107045AIL4 kodlu eğik eksenli, 7 pistonlu pompanın çıkış basıncı ve devir sayısına bağlı olarak debisindeki değişim hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile incelenmiştir. HAD analizinde PumpLinx ticari programı kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Farklı pompa devir sayılarında ve çıkış basınç değerlerinde pompa debisindeki değişim, pompa çıkış hattında ve pistonlardaki anlık basınç dağılımı ve çıkış hattındaki hız dağılımı belirlenmiştir. Ayrıca, pompanın hidrolik performansını olumsuz yönde etkileyen kavitasyon olayının gerçekleştiği yerler gözlemlenmiştir. HAD analizinden elde edilen sonuçların doğrulanabilmesi için mevcut olan test düzeneğinde pompa test edilerek, giriş ve çıkış basıncı, devir sayısı ve debi ölçümü yapılmıştır. Pompanın gerçek çalışma şartlarında pompa debisi için sayısal analiz sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçları karşılaştırıldığında maksimum farkın %11 civarında olduğu görülmüştür. Pompada kavitasyonun, pistonun emiş hattından basınç hattına geçiş bölgesinde olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Eğik eksenli pistonlu pompa, Eksenel pistonlu pompa, HAD, PumpLinx,

ABSTRACT

MS THESIS

THE INVESTIGATION OF PARAMETERS THAT AFFECT THE PERFORMANCE OF BENT AXIS PISTON PUMP

Sabri KOLDEMİR

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHANICAL ENGINEERING**

Advisor: Prof. Dr. Hüseyin KURT

2021, 58 Page

Jury

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Dr. Öğr. Üyesi Muharrem Hilmi AKSOY

In this study, the change in the flow rate of the 110-107045AIL4 bent axis piston pump, 7 piston pump designed and manufactured in Hipomak Hydraulic Inc., depending on the output pressure and revolutions, was investigated with computational fluid dynamics (CFD). CFD analysis was performed using the PumpLinX commercial program. The change in pump flow rate at different pump speed and outlet pressure values, instantaneous pressure distribution in the pump outlet line and pistons, and velocity distribution in the outlet line were determined. In addition, places where cavitation occurs, which negatively affects the hydraulic performance of the pump, have been observed. In order to verify the results obtained from the CFD analysis, the pump was tested in the existing test setup, and inlet and outlet pressure, speed and flow were measured. When the numerical analysis results for the pump flow rate in the actual operating conditions of the pump are compared with the experimental measurement results, it is seen that the maximum difference is around 11%. It has been observed that cavitation in the pump occurs in the transition region of the piston from the suction line to the pressure line.

Keywords: Bent axis piston pump, Axial piston pump, CFD, PumpLinX

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmamın hazırlanma sürecinde, düşünceleri ve önerileriyle bana yol gösteren, elinden gelen her türlü desteği sağlayan saygıdeğer danışman hocam Prof. Dr. Hüseyin KURT'a teşekkürlerimi borç bilirim. Ayrıca çalışmalarımın çeşitli aşamalarında destek olan Doç. Dr. Engin GEDİK, Dr. Öğr. Üyesi Muharrem Hilmi AKSOY'a ve Dr. Arş. Gör. Mehmet Numan Kaya'ya teşekkür ederim.

Tezimi hazırlarken çalışmalarımın test ve analiz kısmında gösterdikleri anlayış için öncelikle Hipomak Hidrolik şirketi ve çalışanlarına teşekkür ederim. Bu zorlu çalışma sürecimde bana yardımlarından dolayı mesai arkadaşlarım Mak. Müh. Furkan DOĞAN, Mak. Müh. Ertan AKTAŞ, Mak. Müh. Hakan AYTAP, Oto. Müh. Yunus Emre AKAY, Mak. Müh. Muharrem CAMGÖZ, Mak. Müh. Emre MERMERTAŞ, End. Müh. İpek ARSEVEN ve arge müdürümüz Mak. Müh. Fatih KAÇAR'a çok teşekkür ederim.

Her konuda bana destek veren ve yanımda olan, tüm hayatım boyunca emeklerini hiçbir zaman esirgemeyen bu çalışmayı da bitirmem konusunda manevi güçlerini hissettirdikleri için aileme gönülden teşekkür ederim.

Sabri KOLDEMİR
KONYA-2021

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
1.1. Eksenel Pistonlu Pompalar	2
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
3.MATERYAL VE YÖNTEM.....	10
3.1. Sayısal Yöntem	12
3.1.1. Problem Geometrisi	12
3.1.2. Mesh Uygulaması	14
3.1.3.Akışkanın Özellikleri	18
3.1.4. Başlangıç ve Sınır Şartları	18
3.1.5. Sayısal Analiz	20
3.2. Deneysel Yöntem.....	21
3.2.1. Pompa Test Düzenegi	21
3.2.2. Basınç Sensörü.....	26
3.2.3. Sıcaklık Sensörü	27
3.2.4. Pompa Devir Ölçüm Sensörü	27
3.2.5. Debimetre.....	28
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	29
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	46
5.1. Sonuçlar	46
5.2. Öneriler	47
6. KAYNAKLAR	48
ÖZGEÇMİŞ	49

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

Kısaltmalar

HAD: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

UDF: User defined function

CAD: Computer aided design

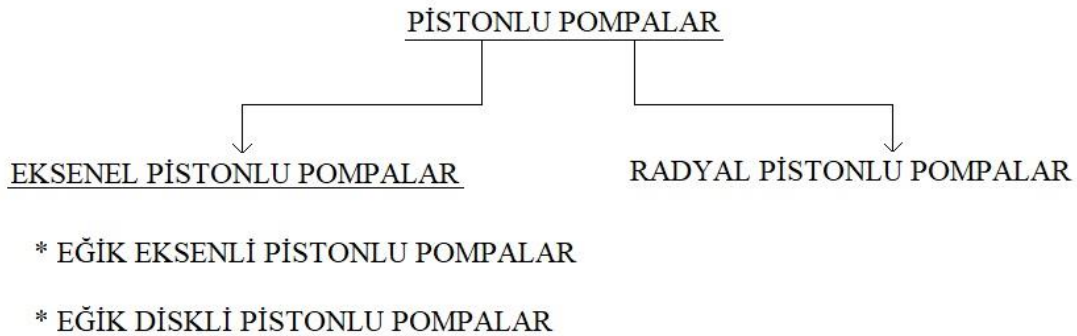
STL: Standard triangle language

1. GİRİŞ

Hidrolik pompa, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştüren bir devre elemanıdır. Elektrik motoru ya da içten yanmalı motordan aldığı dönme hareketi ile artan ve/veya azalan hacim prensibine göre depodan akışkanı emmeye ve ardından sisteme basmaya yarayan bir ekipmandır. Depoda bulunan akışkanı istenen basınç ve debide sisteme gönderirler. Pompalar, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştürürler. Bir motor tarafından tahrik ettirildiğinde, pompa temelde iki görevi yerine getirir. Pompa girişinde kısmî bir vakum basıncı oluşur, bu vakum basıncı, atmosferik basıncın akışkanı depodan pompaya doğru göndermesini sağlar. İkinci olarak, pompanın mekanik hareketi, bu akışkanı piston yuvalarında hapsederek çıkış hattından hidrolik sisteme iletirler.

Hidrolik pompaların dişli, kanatlı (paletli) ve pistonlu olmak üzere üç farklı tipi mevcuttur. Pistonlu hidrolik pompalar, hidrolik pompa tipleri arasında verimin en yüksek olduğu ve bununla birlikte en yüksek basınçları üretebilen bir pompa tipidir. Pistonlu pompalar, endüstriyel ve seyyar hidrolik sistemler için genellikle gerçek yüksek performanslı pompalar olarak kabul edilir. Kanatlı pompalar ve dişli pompalar 150-250 bar'lık basınç düzeylerine ulaşmaya çalışırken, pistonlu pompalar 300-400 bar'lık basınç düzeyinde çalışabilmektedir. Pistonlu pompalar, düşük basınç koşullarında çok rahat hareket eder ve modern tasarımları sayesinde, toplam verimleri %95 ve üzeri bir değere ulaşabilmektedir. Pistonlu pompaların eğik eksenli, sabit eksenli, değişken ve sabit debili gibi farklı çeşitleri vardır.

Yüksek çalışma basınçlarının gerekli olduğu durumlarda (400 bar'ın üzerindeki çalışma basınçlarında) radyal pistonlu pompalar kullanılır. Preslerde, plastik enjeksiyon makinelerinde ve diğer birçok uygulamada 700 bar'a varan basınçlarda kullanılabilir. Bir silindir içinde ileri-geri hareket eden pistonların emdikleri akışkanı sisteme basmaları prensibine göre çalışır. Boyutları diğer pompa türlerine göre daha büyüktür. Eksenel ve radyal olmak üzere iki çeşidi vardır.



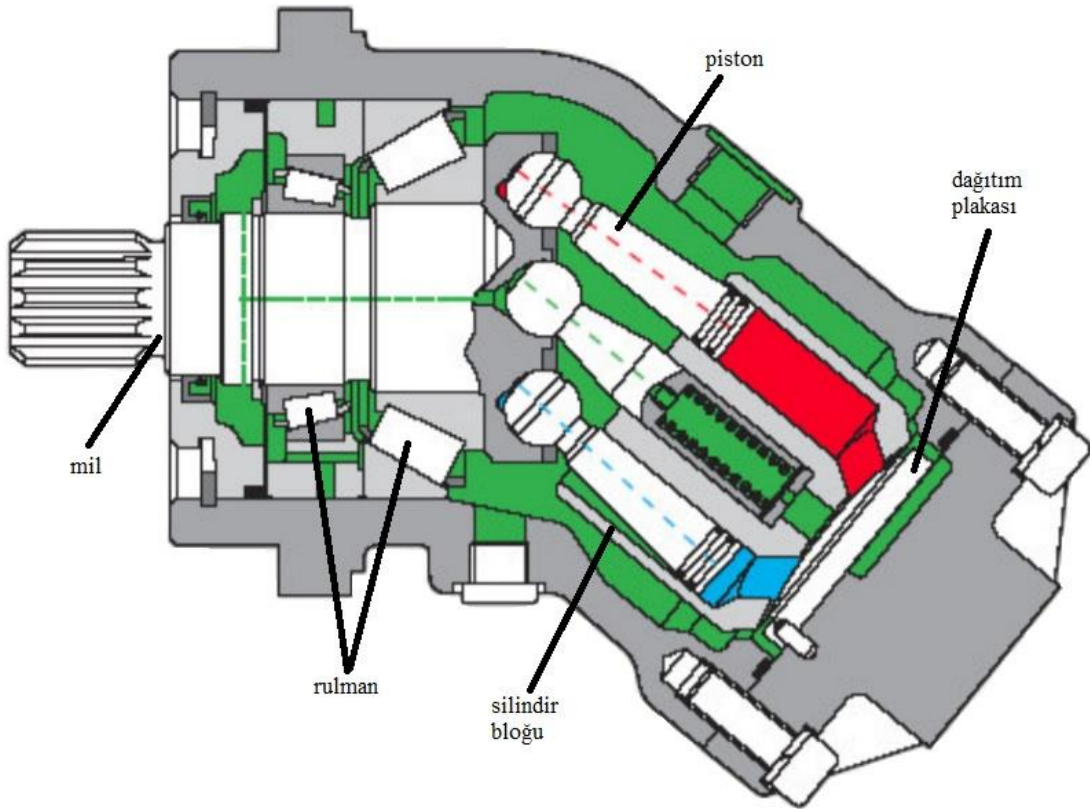
Şekil 1.1. Pistonlu pompa çeşitleri

1.1. Eksenel Pistonlu Pompalar

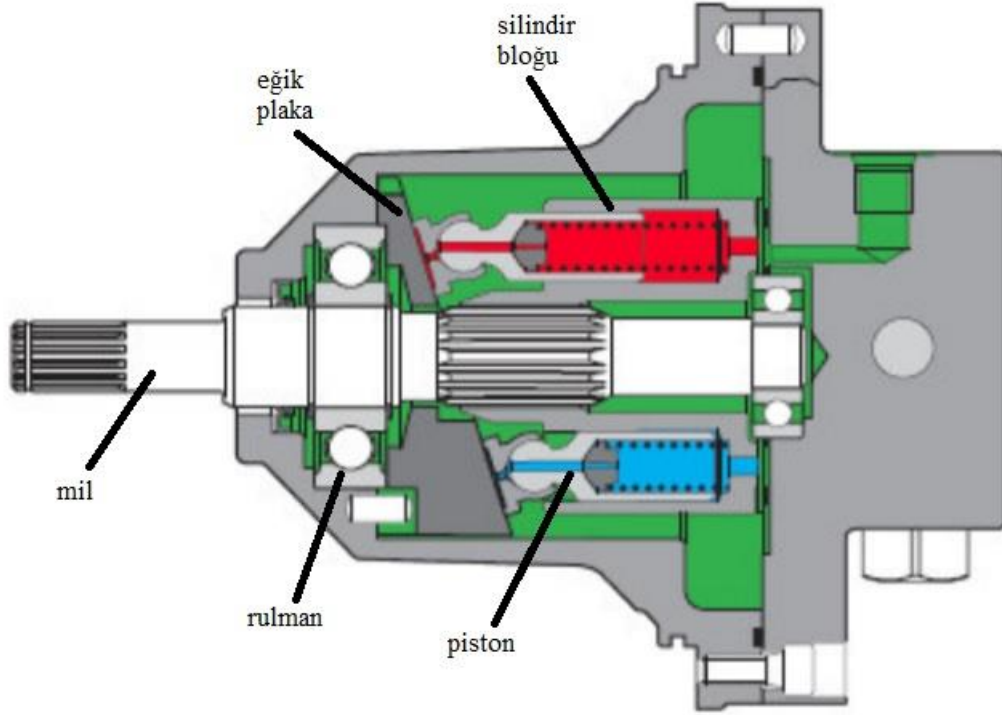
Hidrolik sistemlerin en önemli bileşeni olan eksenel pistonlu bir pompa, sağlamlığı, kontrol edilebilirliği, geniş çalışma aralığı ve kompakt boyutu nedeniyle akışkan enerjisi endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Pistonlu pompanın önemli bir performansı olan gürültü seviyesi, sürekli artan çalışma performansı talepleri ve çevresel kaygılar ile giderek daha önemli hale gelmektedir. Pompa gürültüsünün büyük çoğunluğu, özellikle akış dalgalanması ve silindir basıncı aşıldığında veya altına düştüğünde, esas olarak akış dinamiklerinden etkilenen sıvı kaynaklı gürültü olarak bilinir. Gürültü, düşük hacimsel verimlilik, silindir bloğunun çok yüksek devirde dönmesi, kavitasyon ve kısa hizmet ömrü gibi özellikler pompaya zarar verebilir (Ma ve ark., 2010).

Eksenel pistonlu pompaların eğik diskli ve eğik eksenli olmak üzere iki farklı tipi mevcuttur. Eksenel pistonlu pompada pistonlar dönme eksenine paralel hareket eder ya da belli bir açıda eksen eğiktir. Eğik plakalı eksenel pistonlu pompalar, eğik plakalı bir yüzey üzerinde hareket eden pistonlardan oluşur. Dönme hareketi sonucu pompadaki pistonlar ileri-geri hareket ederler. Pistonların ileri-geri hareketiyle emme ve basma işlemini gerçekleştirilir. Eğik gövdeli eksenel pistonlu pompalarda gövdeye açı verilmiştir. Gövdenin açısı büyüdükçe pistonların ileri-geri hareketinde kurs boyları büyür. Bu sırada pompanın debisi en büyük değere ulaşır. Böylece kurs büyüdükçe pistonlar silindirlere daha fazla akışkan göndermiş olurlar. Gövdenin açısı küçüldükçe ise pistonların kurs boyları ve debisi azalır.

Eğik eksenli pistonlu pompalarda, silindir bloğu tahrik mili ile açı oluşturacak biçimde dönerek mili tahrik eder. Silindir bloğu dönerken piston pabuçları sabit eğimli blok yüzeyini, pistonların ileri geri hareketini sağlayacak şekilde takip eder. Geri çekilen pistonlar ağız yarığını geçtiğinde, akışkan, genişleyen pompa odalarına çekilir. Silindir bloğu daha fazla döndüğünde, pistonlar silindir bloğu içine itilir ve çıkış ağız yarığını geçtiklerinde, akışkan sisteme doğru itilir. Pistonların boyut ve sayısı, strok boylarını belirlemesi yanında, pompanın debisini tayin eder. En sık kullanım yerleri yüksek basınç gerektiren proseslerdir. İş makineleri, vinçler, hidrolik pres makineleri vb. birçok endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Eğik eksenli pistonlu pompanın şematik yapısı Şekil 1.2’de eğik diskli pistonlu pompanın şematik yapısı ise Şekil 1.3’de görülmektedir.



Şekil 1.2. Eğik eksenli pistonlu pompanın şematik gösterimi



Şekil 1.3. Eğik diskli pistonlu pompanın şematik gösterimi

Eğik eksenli pistonlu bir pompanın iç dinamiklerinin analizi, pompanın karakteristiğini öngörebilmek için büyük öneme sahiptir. Bunundan dolayı bu çalışmada, Hipomak Hidrolik A.Ş.'de tasarlanan ve üretilen 110-1107045AIL4 kodlu eğik eksenli pistonlu pompanın hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle akış analizi yapılmış, farklı devir sayılarında ve pompa çıkış basıncı değerlerinde pompa debisindeki değişim, pompa çıkış hattında ve pistonlardaki anlık basınç dağılımı ve çıkış hattındaki hız dağılımı belirlenmiştir. Ayrıca, pompanın hidrolik performansını olumsuz yönde etkileyen kavitasyon olayının gerçekleştiği yerler gözlemlenmiştir.

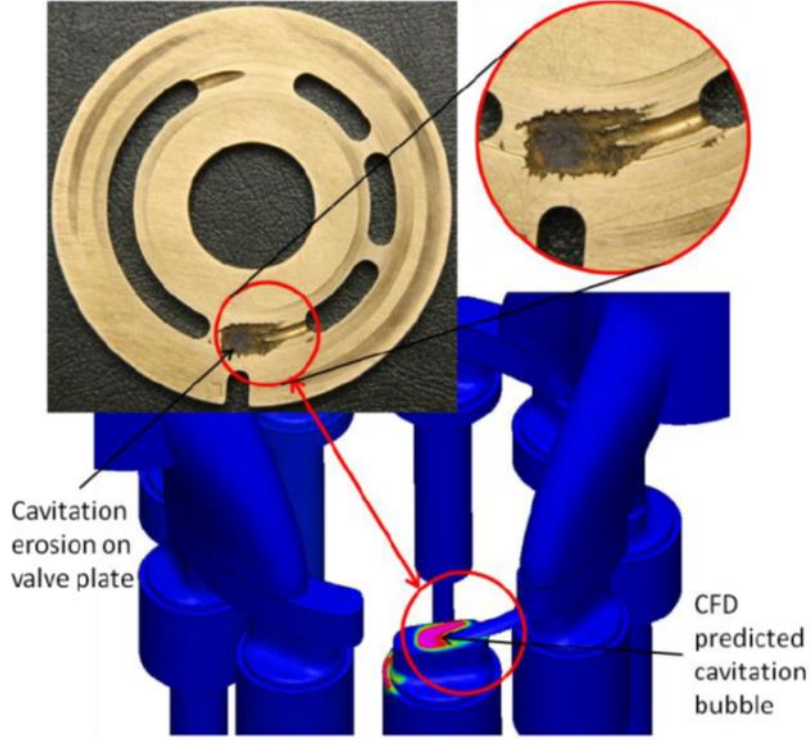
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Eksenel pistonlu pompalar, hidrolik devrelerde sağladıkları önemli avantajları nedeniyle literatürde eksenel pistonlu pompalar ile ilgili birçok çalışmanın yapılmış olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan çalışmalarda, eksenel pistonlu pompaların performansının geliştirilmesi üzerine odaklanılmış olduğu görülmüştür. Deneysel ve sayısal çalışmaların birçoğu, eksenel pistonlu pompanın performansına etkileyen parametrelerin HAD analizi ile incelenmesi, pompa verimi, pompa tasarımının geliştirilmesi gibi konulardadır. Bu çalışma kapsamında, eksenel pistonlu pompanın akış analizi yardımıyla pompa performansına etki eden parametreler inceleneceğinden dolayı literatürde eksenel pistonlu pompanın HAD yardımıyla akış analizinin yapıldığı çalışmalar irdelenmiştir. Bu konuda yapılan çalışmaların bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Zhang ve ark. (2016) yaptıkları çalışmada, çalışma performansını iyileştirmek için eksenel pistonlu bir pompanın akış dalgalanma özelliklerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile analiz ederek incelemiştir. Sayısal çalışmada pompanın akış koşulları, pompa test ünitesinden alınan veriler kullanılarak oluşturulmuştur. HAD modelinin doğruluğunu incelemek için devir sayısı 2000 dev/dk ve 80 lt/dk ileten dokuz pistonlu bir pompa kullanılmıştır. Sayısal çalışma sonuçları, pompa test ünitesinden alınan sonuçlar ile karşılaştırılarak, sayısal ve test sonuçlarının uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Eksenel pistonlu pompanın akış dinamiğinin esas olarak valf plakalarının giriş ve çıkış portları arasındaki basınç farkından ve akışkan yağın sıkıştırılabilirliğinden kaynaklandığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca, pistonlu pompanın akış dalgalanmasını kontrol etmek için, valf plakalarındaki tahliye oluklarının yapısal parametrelerinin optimize edilebileceği önerilmiştir.

Pompalar için kavitasyon çok önemli bir fiziksel olgudur. Yerel basıncın sıvı buhar basıncının altına düştüğü noktalarda pompa içerisinde kavitasyon kabarcıkları ortaya çıkmaktadır. Kavitasyon, pompa performansını düşürür, titreşim ve gürültü oluşturur ve pompa donanımına zarar vererek pompanın ömrünün azalmasına neden olur. Ding ve ark. (2011) eğik eksenli pistonlu bir pompanın geometrisindeki karmaşıklıklar nedeniyle, HAD analizi ile pompa performansını olumsuz yönde etkileyen kavitasyon olayının gerçekleştiği bölgeleri tahmin edebilmek için pompa akış analizine yönelik bir çalışma yapmışlardır. Pompanın kavitasyon hasarını incelemek

için mevcut pompa kullanılarak pistonlu bir pompa simüle edilmiştir. Başlangıç sınır şartları olarak devir sayısı 1800 dev/dk, giriş basıncı 1 bar ve çıkış basıncı ise 250 bar olarak kabul edilmiştir. Şekil 2.1’de eğik eksenli pompada oluşan kavitasyon bölgesinin yapılan analiz sonucunda da aynı bölgede oluştuğu gözlemlenmiştir.



Şekil 2.1. Eğik eksenli pistonlu pompada kavitasyon oluşabilecek bölgeler (Ding ve ark.,2011)

Wiklund ve Svedburg (1997) bir eksenel pistonlu pompanın emme bölgesinde bir pistonun açılma ve kapanma aşamasını araştırmak için iki boyutlu bir model üzerinde Ansys Fluent yazılım paketi kullanılarak akış analizleri gerçekleştirmişlerdir. Pompa giriş manifoldu, dönen silindir bloğunu temsil eden bitişik bir hücre bölgesi ile modellenmiş ve pompanın girişini temsil eden ağ bölgesine bir "Basınç Girişi" sınır koşulu uygulanmıştır. Ayrıca, emme ağzı içerisindeki pistonları temsil eden ağ alanlarında zamana bağlı hız sınır şartları kullanılmış bir kullanıcı tanımlı işlev (UDF) kullanılarak uygulanmıştır.

Corvaglia ve Rundo (2018) eksenel pistonlu bir pompanın 3D modelini oluşturarak ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan PumpLinx yardımıyla pompa içerisindeki basınç dağılımını analiz etmiştir. Sonlu hacim yöntemiyle ana

denklemler ayrıklaştırılmış ve hareketli ağ kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Akışkan hacmi CAD geometrisinden çıkarılmış, daha sonra alt alanlara bölünmüş, STL formatına dönüştürülerek PumpLinx'e aktarılmıştır. Simülasyonlar milin 0.5° açısız adımı ile gerçekleştirilmiştir. Sınır koşulları olarak, giriş portunda ve port plakasının boşluğunun yan yüzeylerinde atmosferik basınç uygulanırken, çıkışta 300 bar'lık bir basınç uygulanmıştır.

Dönme hızını artırmak, aksel pistonlu pompaların güç yoğunluğunu iyileştirmenin etkili bir yoludur. Bununla birlikte, yüksek dönme hızlarında pompanın silindir odalarında kavitasyonun meydana gelme eğilimi, daha büyük bir güç yoğunluğu için hız artışını sınırlayan bir durum olarak karşımıza çıkar. Akışkanın hıza bağlı merkezkaç etkisi, bu kavitasyon oluşumunu etkileyen önemli faktörlerden biri olarak kabul edilir. Chao ve ark. (2019) aksel pistonlu pompanın silindirindeki kavitasyona merkezkaç etkilerini incelemek için silindir odalarındaki basınç dağılımı üzerindeki merkezkaç etkisini analiz etmek için analitik bir model geliştirmişlerdir. Silindir basıncını ve kavitasyonu tahmin etmek için bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli oluşturmuşlardır. Hem analitik hem de simülasyon sonuçlarına göre merkezkaç etkisinin silindir odalarında radyal olarak homojen olmayan bir basınç oluşturduğunu gözlemlemişlerdir. Merkezkaç etkisinin silindir deliklerinin dış duvarı yakınında silindir kavitasyonunu engellediğini, ancak silindir deliklerinin iç duvarı yakınında kavitasyon oluşumunu tetiklediğini, silindir kavitasyonu açısından yüksek hızlı aksel pistonlu pompalar için hacimsel yer değiştirmenin azaltmasının gerektiği sonucuna ulaşmışlardır.

Piston, aksel pistonlu pompada dönen önemli bir bileşendir ve çalkalama kayıpları, performansı ve verimliliği azaltacaktır. Ying ve ark. (2017) aksel pistonlu pompanın performansını ve verimliliğini artırmak için çalkalama kaybını incelemek amacıyla bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyon modeli oluşturarak, piston sayısının çalkalama kaybına etkisini ayrıntılı olarak incelenmişlerdir. Sayısal analiz sonuçlarına göre piston sayısı arttıkça çalkalama kayıplarının başlangıçta arttığını, ancak piston sayısı 6'dan 9'a yükseldiğinde, hidrodinamik gölgeleme etkisi nedeniyle çalkalama kayıplarının torku azaltmaya başladığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca kavitasyon sonuçlarının analizinde aksel pistonlu pompanın kavitasyon alanının

ağırlıklı olarak piston etrafında yoğunlaştığı ve hız arttıkça kavitasyonun daha ciddi hale geldiğini tespit etmişlerdir.

Shaogan ve ark. (2019) 19 serbestlik dereceli ve 4 kütleli eksenel pistonlu bir pompanın dinamik modelini oluşturarak HAD analizi yardımıyla basınç alanlarını hesaplanmıştır. Dinamik model ve HAD analiz sonuçlarını doğrulamak için deneysel bir sistem kurulmuş ve bu sistemde ölçülen değerler ile sayısal analiz ve dinamik model doğrulanmıştır.

Bergada ve ark. (2012) yapmış oldukları çalışmada değişken deplasmanlı pistonlu pompalarda debi dalgalanmasını ve iç kaçaqları incelemiştir. Geliştirdikleri matematik model ile debi ve basınç dalgalanmasının pompa dönüş hızına, eğim açısına ve pompa çalışma basıncına bağlı olarak nasıl değiştiğini göstermişlerdir.

Bügener ve ark. (2014), eksenel pistonlu bir pompanın emme performansını iyileştirmek için çalkantı plakasının tasarımına yönelik yapmış oldukları çalışmada, emme hattındaki basınç kayıplarının yanı sıra emme akışı ile dönen grup arasındaki etkileşimden kaynaklanan kayıpları da dikkate alarak HAD analizi yardımıyla eksenel pistonlu bir pompanın performansını incelemiştir. HAD analizi sonucunda toplam basınç kayıplarının en fazla olduğu bölgeler belirlenmiş, kıvrımlı tasarım sayesinde emme hattındaki basınç kayıplarının %50 oranında azaltılabildiğini göstermişlerdir.



Şekil 2.2. Analiz edilen pompanın patlatılmış görünümü (Frosina ve ark., 2018)

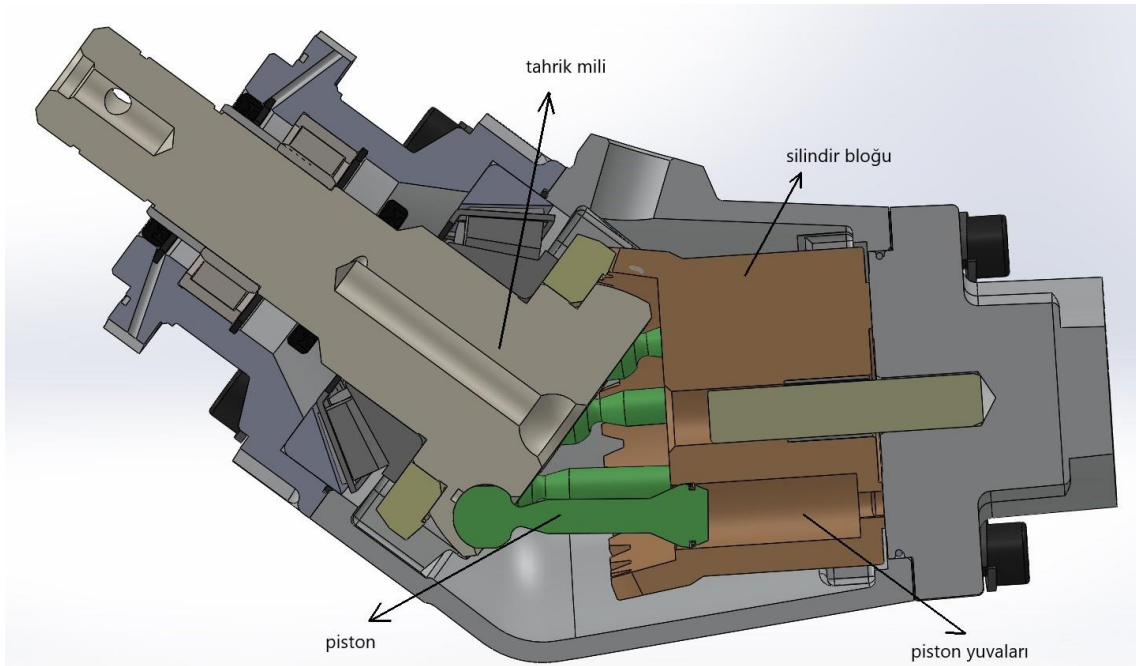


Şekil 2.3. Mesh uygulanmış pompanın akış hacmi (Frosina ve ark., 2018)

Eksenel pistonlu pompaların mekanizmasının kendisi akış titreşimi üretir. Teorik olarak akış dalgalanması, piston sayısının, pompanın yer değiştirmesinin ve hızının bir fonksiyonu olarak değerlendirilebilir. Frosina ve ark. (2018) eksenel pistonlu pompalarda ters akışın gürültüye olan etkisini inceledikleri sayısal çalışmada, akış dalgalanmasının azaltılmasına yönelik iki farklı valf plakası tasarlayarak, PumpLinx programında dokuz pistonlu bir pompanın üç boyutlu HAD modelini oluşturmuşlardır. Şekil 2.2’de analiz edilen pompanın patlatılmış görünümü, Şekil 2.3’de mesh uygulanmış pompanın akış hacmi görülmektedir. Sayısal çalışmada kullanılan sınır şartları; giriş basıncı 1 bar, ortalama çıkış basıncı 280 bar, pompa devir sayısı 1500 dev/dk ve 1800 dev/dk, yağ sıcaklığı ise 50°C olarak alınmıştır. Sayısal model, tüm çalışma koşullarında pompa üreticisi tarafından test edilmiş, pompa devir sayısı, akışkan karakteristiği ve sızıntılar dikkate alınarak doğrulanmıştır. Akış dalgalanmasını artırmadan, pompanın hacimsel verimliliğini artırmak için basınç tahliye oluklarının tasarımında yapılan değişiklikler ile hem ters akışta hem de akış dalgalanmasında %7 dolayında bir azalma olduğu gözlemlenmiştir.

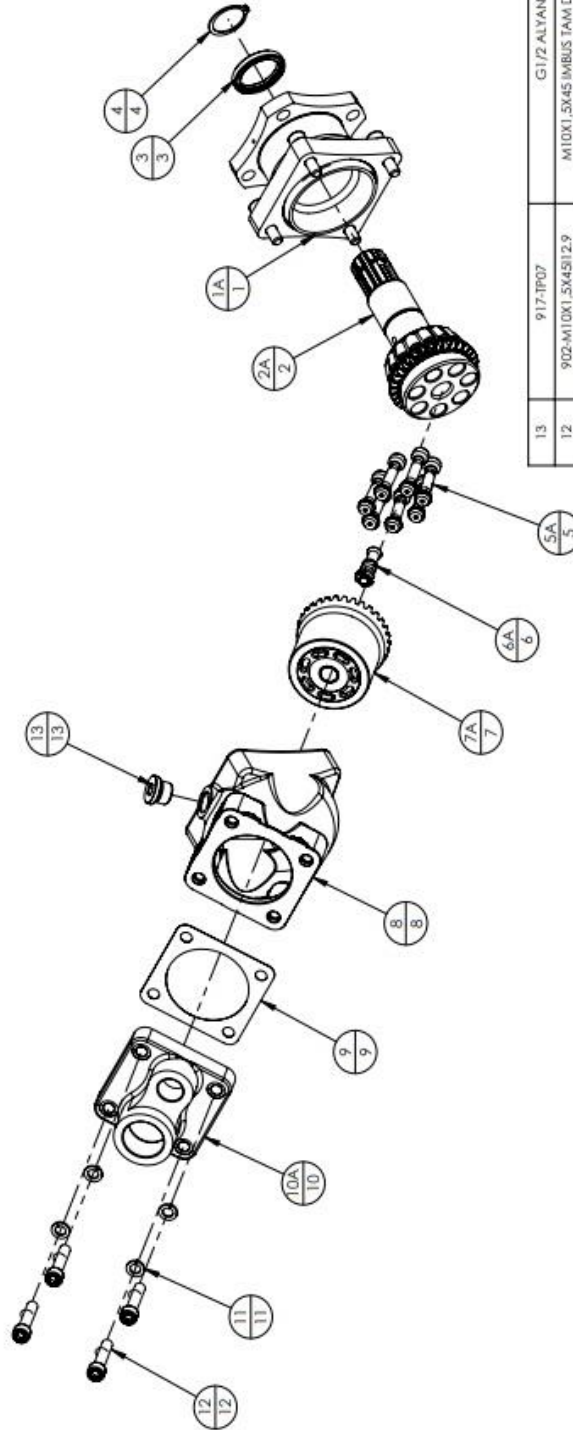
3.MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada, Şekil 3.1 şematik yapısı ve Şekil 3.2’de patlatılmış hali görülen Hipomak Hidrolik A.Ş.’de tasarlanan ve üretilen 110-1107045AIL4 kodlu eğik eksenli, 7 pistonlu 140° açılı eğikliğe sahip eğik eksenli pistonlu pompanın çıkış basıncı ve devir sayısına bağlı olarak debisindeki değişim HAD ile incelenmiştir. HAD analizinde PumpLinx ticari programı kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Farklı pompa devir sayılarında ve çıkış basınç değerlerinde pompa debisindeki değişim, pompa çıkış hattında ve pistonlardaki anlık basınç dağılımı ve çıkış hattındaki hız dağılımı belirlenmiştir. Ayrıca, pompanın hidrolik performansını olumsuz yönde etkileyen kavitasyon olayının gerçekleştiği yerler gözlemlenmiştir. HAD analizinden elde edilen sonuçların doğrulanabilmesi için firma bünyesinde mevcut olan test düzeneğinde pompa test edilerek, giriş ve çıkış basıncı, devir sayısı ve debi ölçümü yapılmıştır. Test düzeneğinden elde edilen ölçümler ile HAD analizinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak HAD analiz sonuçları doğrulanmıştır.



Şekil 3.1. Eğik eksenli pistonlu pompanın şematik gösterimi

Öğe numarasını belirtir.
Part number.
Montaj sırasını belirtir.
Assembly sequence.



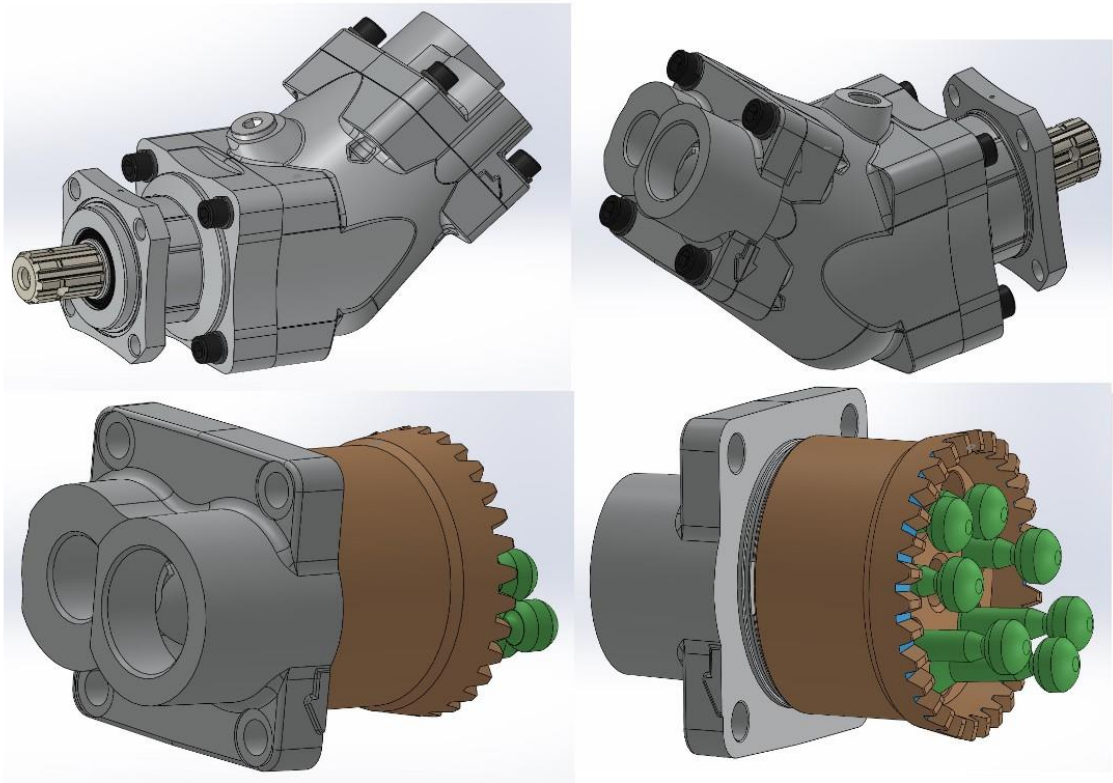
13	917-TR07	G1/2 ALYANI BASLI KORTAPA	OP-712	1
12	902-M10X1.5X45H12.9	M10X1.5X45 İMBUS TAM DİS KARARIMALI 12.9 CIVATA	OP-702	4
11	911-PL78	M10 YAYLI PUL 1. KALITE	OP-732	4
10A	100-KPPB07045M	45 CC E.P.P. VIDALI BASINÇ KAPAK-MONTAJLI	OP-718	1
9	903-C035	0.5 MM 45-56-65 CC E.P.P. ARKA KAPAK SIYAH ÇONTA	OP-703	1
8	90-GPP07045	45-56-65 CC E.P.P. GOWDE	OP-707	1
7A	100-GPPD07045M	45 CC E.P.P. DİSÜ GOVDE-MONTAJLI	OP-705	1
6A	100-MPP07045M	45-56-65-85-105-130 CC E.P.P. YAY MİL-MONTAJLI	OP-727	1
5A	100-İSP07045M	45 CC E.P.P. PİSTON-MONTAJLI	OP-725	7
4	914-Ø35D	Ø35 DİS SEGMAN	OP-739	1
3	905-40X52X7V	40X52X7 FKM DÖNER MİL KEÇESİ	OP-711	1
2A	100-KRPP07045M	45-56-65 CC E.P.P. KRANK-MONTAJLI	OP-724	1
1A	100-KRPP07045M	45-56-65 CC E.P.P. ON KAPAK-MONTAJLI	OP-724	1
ÖĞE NO. PART NO.	PARÇA KODU PART CODE	PARÇA ADI PART NAME	OP. KODU OP. CODE	MIKTAR QUANTITY

Şekil 3.2. Eğik eksenli pistonlu pompanın patlatılmış görünümü

3.1. Sayısal Yöntem

3.1.1. Problem Geometrisi

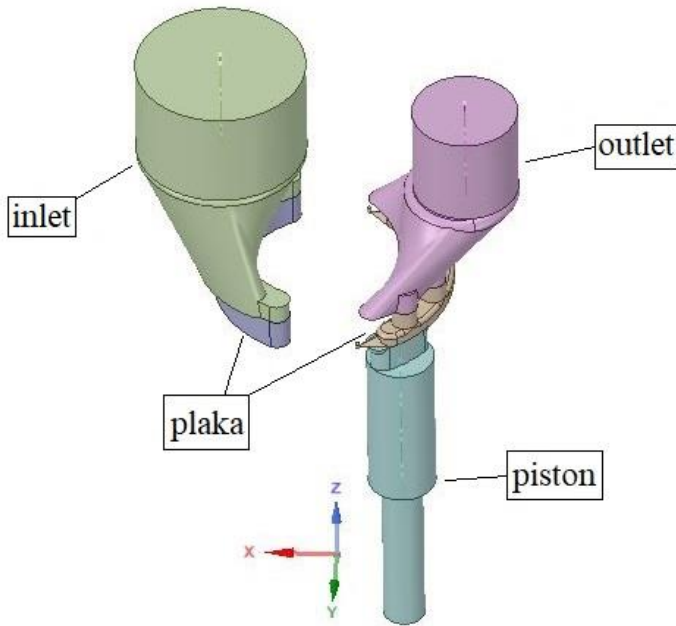
Şekil 3.3’de görülen eğik eksenli pistonlu pompanın bütün parçaları SolidWorks programında çizilmiş ve montajı yapılmıştır. Ansys’e aktarmak ve analiz süresini kısaltmak için akış hacmine dahil olmayan bileşenler çıkartılarak geometri sadeleştirilmiştir. Oluşturulan geometri, Ansys’e aktarmak için SolidWorks’te parasolid(*.x_t) uzantısında kaydedilmiştir.



Şekil 3.3. Eğik eksenli pistonlu pompanın CAD modelleri

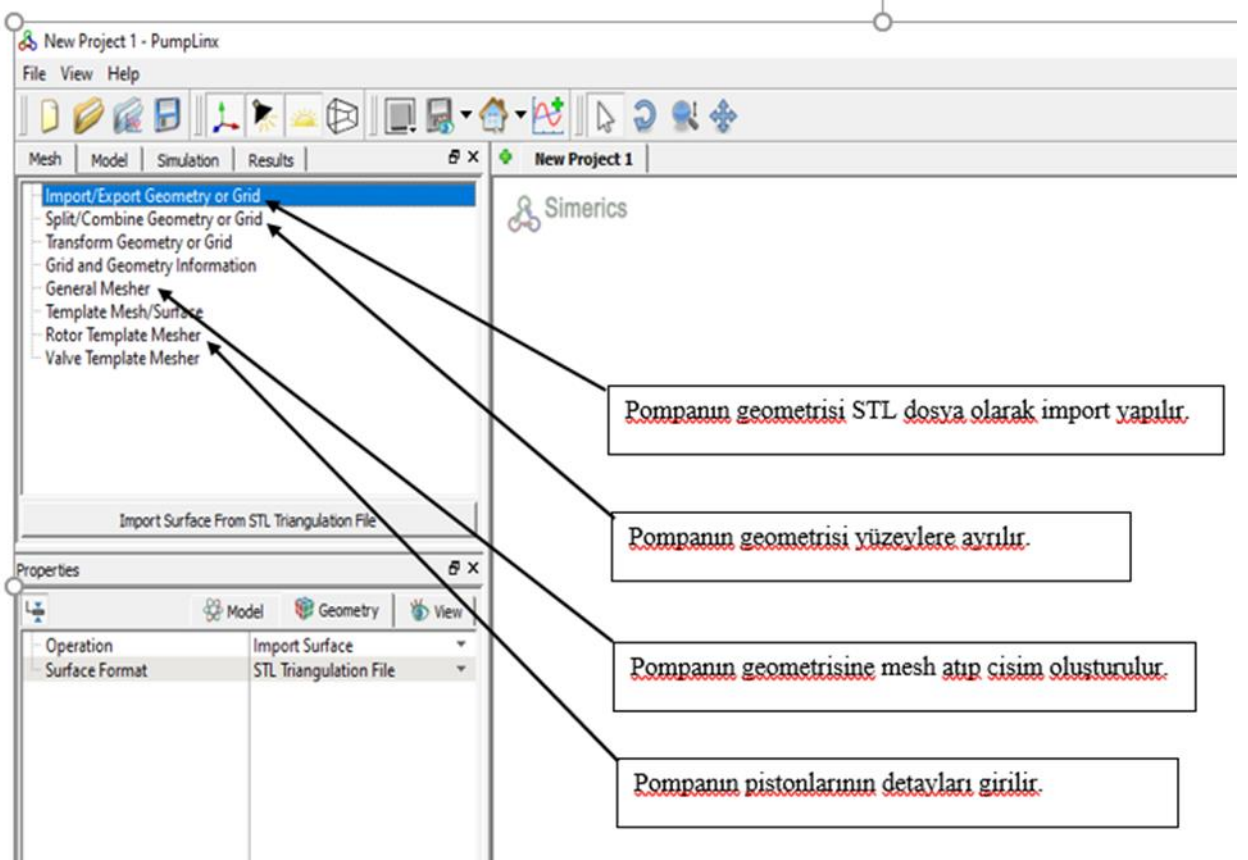
HAD analizinde kullanılacak geometrinin CAD modeli için ANSYS SpaceClaim programı kullanılmıştır. SolidWorks’de hazırlanan parasolid(*.x_t) uzantılı geometri, Şekil 3.4’de görüldüğü gibi Ansys SpaceClaim eklentisinde açılmıştır. Akışkanın giriş kısmından başlayıp çıkışa kadar ilerlediği akış formu SpaceClaim’de hazırlanmıştır. PumpLinx’te analizde kullanılacak olan kısımlar Şekil 3.4’de renklendirilmiş ve adlandırılmıştır. PumpLinx’e aktarmak için SpaceClaim’de akış formu hazırlandıktan sonra STL (*.stl) uzantılı dosya olarak kaydedilmiştir. Şekil 3.5’de

gösterildiği gibi PumpLinx'te de dosya açmak için STL formatında dosya istenmektedir.



ANSYS
2020 R2

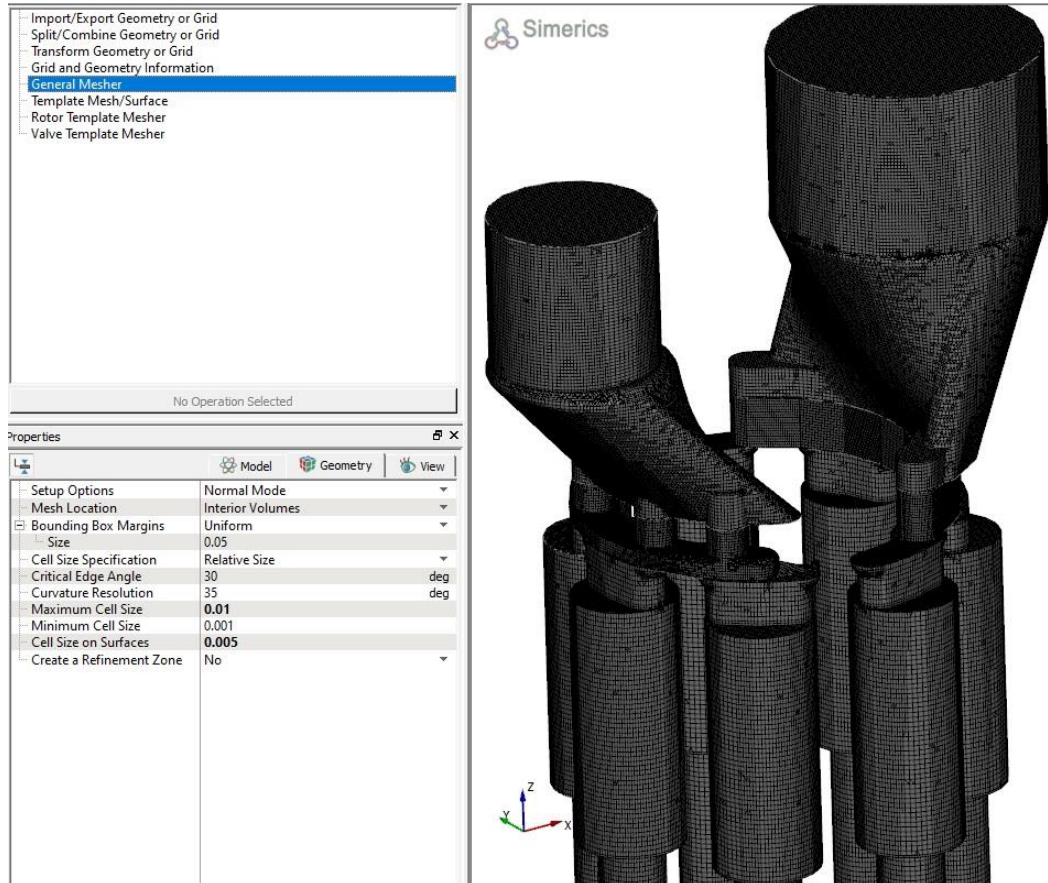
Şekil 3.4. Eğik eksenli pistonlu pompanın Ansys SpaceClaim'de oluşturulan akış hacmi



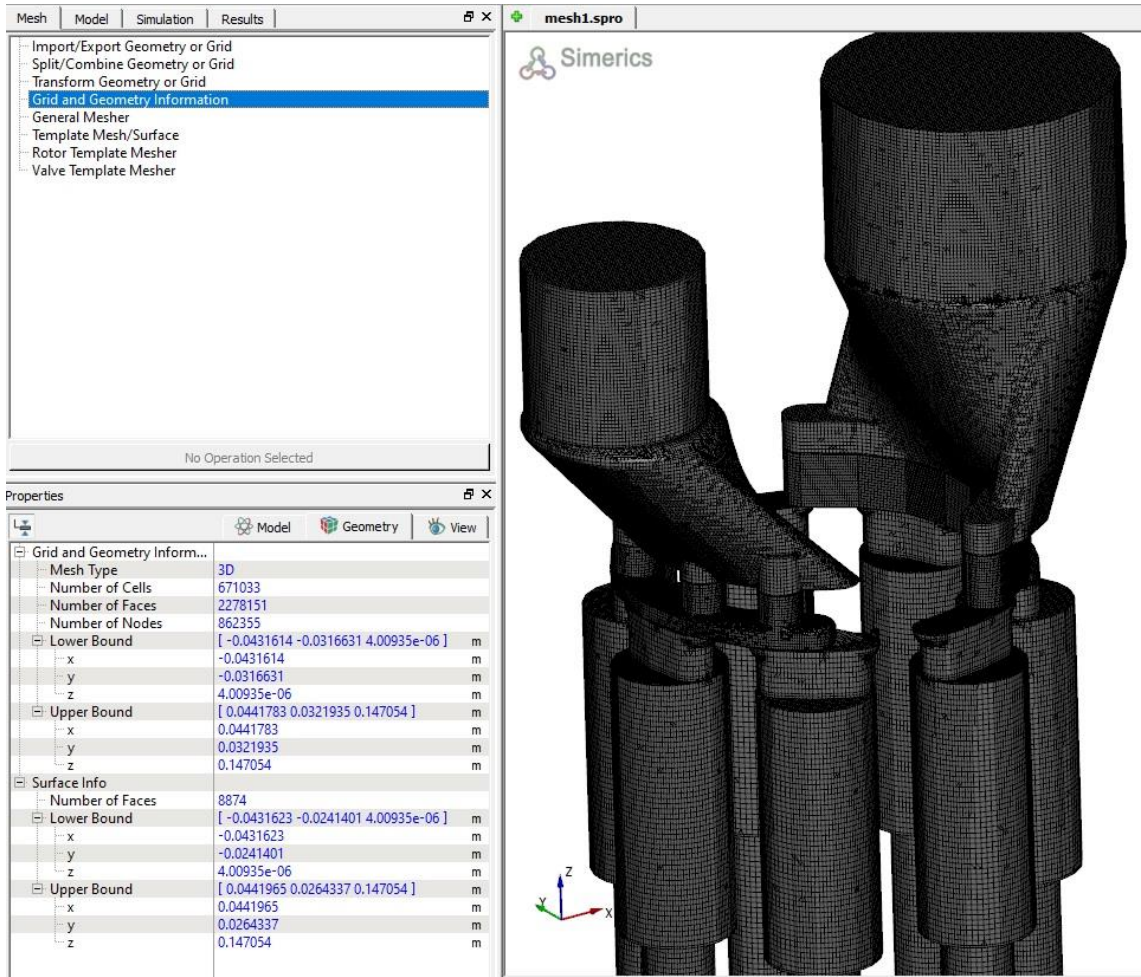
Şekil 3.5. PumpLinx STL(*.stl) uzantılı dosya yükleme

3.1.2. Mesh Uygulaması

Model geometri oluşturulduktan sonra uygun sayısal ağ yapısının (mesh) belirlenmesi işlemine geçilmiştir. Şekil 3.6'da PumpLinx'te maximum hücre boyutu ve yüzeydeki hücre boyutu girilerek mesh ayarları yapılmıştır. Şekil 3.7'de mesh ayarları yapıldıktan sonra oluşan toplam hücre sayısı, yüzey sayısı ve düğüm sayısı görülmektedir.

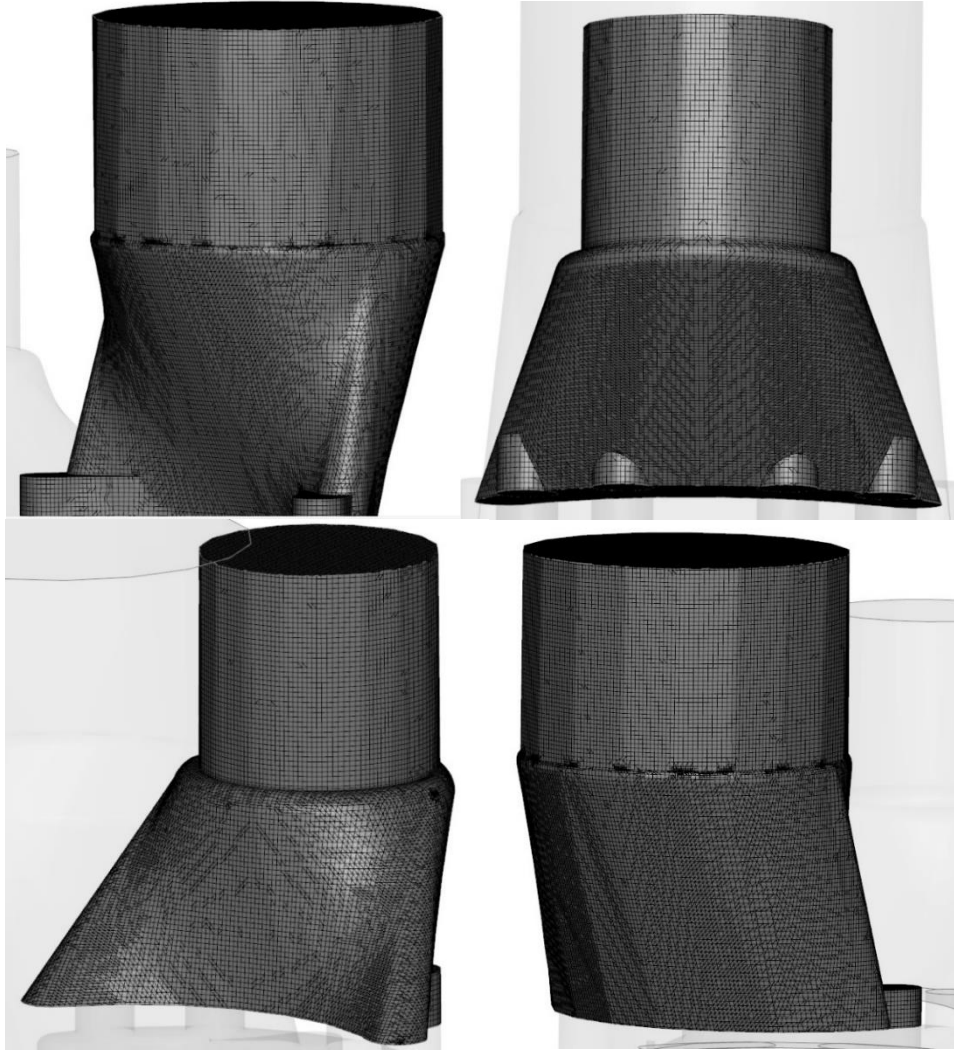


Şekil 3.6. Genel mesh ayarları

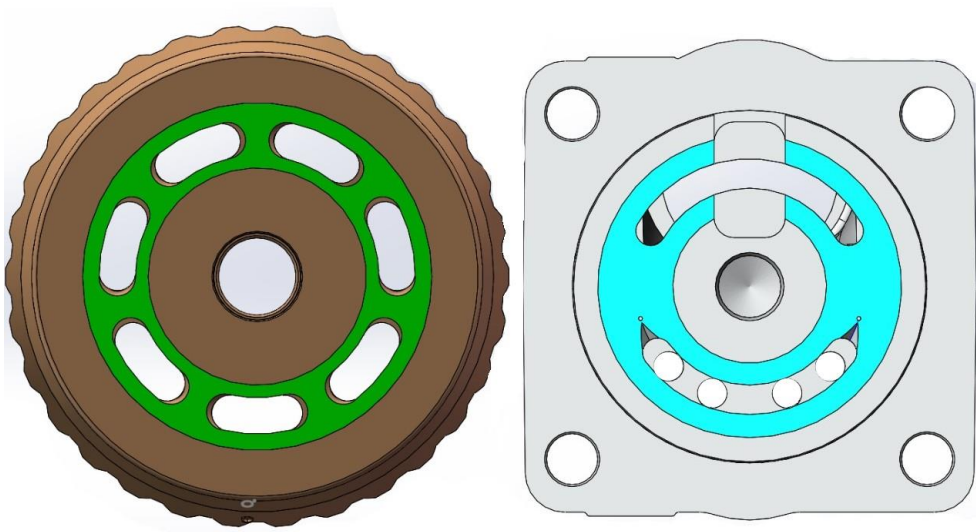


Şekil 3.7. Genel mesh ayarları yapıldıktan sonraki mesh özellikleri

Şekil 3.8’de, eğik eksenli pistonlu pompanın giriş ve çıkış hatlarındaki farklı açılardan mesh yapısı görülmektedir. Şekil 3.9’da plaka ve piston kısmındaki mesh yapıları incelenirken daha iyi anlaşılması için dişli gövdede yağın geldiği kısımlar yeşil renkle ile gösterilmiştir. Arka kapakta ise yağın emme hattından gelip basınç hattına iletildiği kısım mavi renkle gösterilmiştir. Renklendirilen bu kısımlar, pompa çalışırken dişli gövde ve kapağın temas ettiği yüzeylerdir.

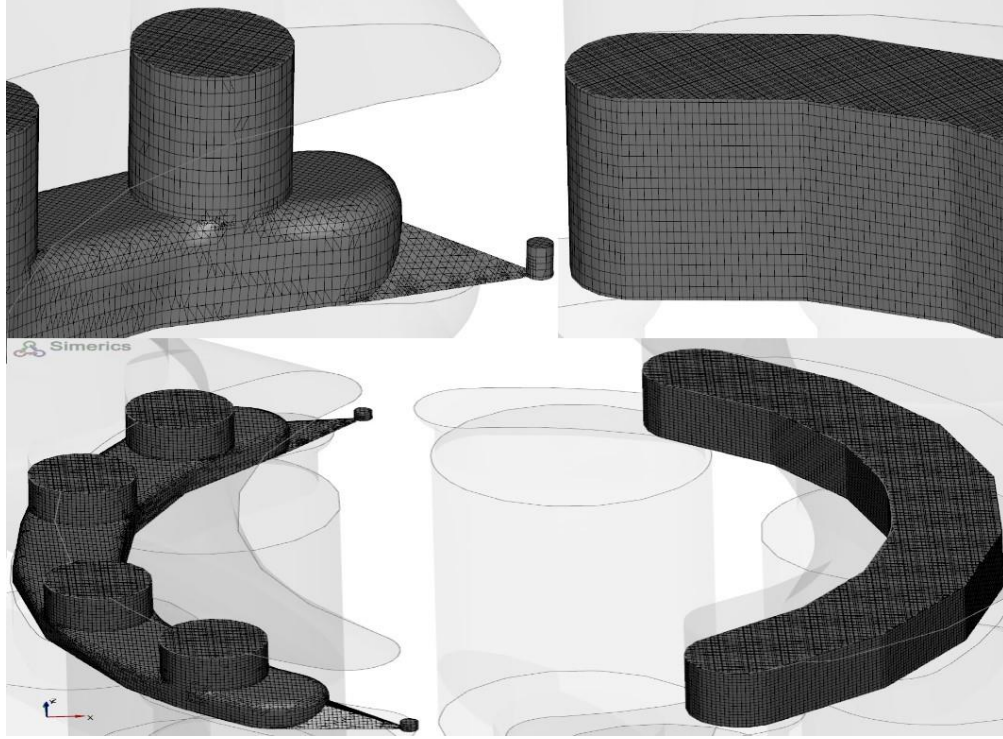


Şekil 3.8. Pompanın giriş ve çıkış hatlarındaki mesh yapısı

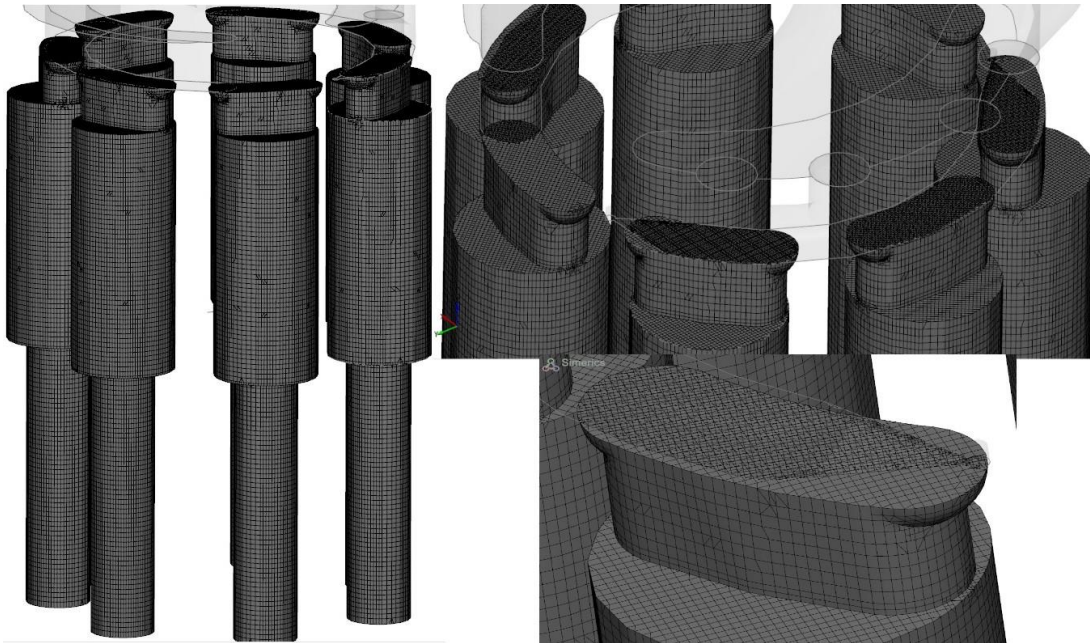


Şekil 3.9. Eğik eksenli pistonlu pompanın çalışırken temas ettiği dişli gövde ve arka kapak

Şekil 3.10’da eğik eksenli pistonlu pompanın plaka kısmından farklı açılarda mesh yapısı, Şekil 3.11’de ise eğik eksenli pistonlu pompanın pistonların ve piston yuvalarının farklı açılarda mesh yapısı gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Pompanın plaka kısmındaki mesh yapısı



Şekil 3.11. Pompanın piston ve piston yuvasındaki mesh yapısı

3.1.3. Akışkanın Özellikleri

Akışkan olarak, eğik eksenli pompalarda kullanılan ISO 32 (SAE 10 W) hidrolik yağı seçilmiştir. Seçilen ISO 32 (SAE 10 W) hidrolik yağın viskozite ve yoğunluk değerleri Tablo 3.1’de, sıcaklığa göre dinamik viskozite ve yoğunluk değerlerinin değişimi ise Tablo 3.2’de verilmiştir.

Tablo 3.1. ISO 32 (SAE 10 W) hidrolik yağın viskozite ve yoğunluk değerleri

ISO Sınıfı	Eşdeğer SAE Sınıfı	Viskozite				Yoğunluk	
		centiStokes		10^{-6} Reyns (LB s /) ²		kg / m ³	lb / inç ³
		40 °C	100 °C	104 °F	212 °F		
32	10 W	32	5.4	4	0.6	857	0,0310
46	20	46	6.8	5.7	0.8	861	0,0311
68	20 W	68	8.7	8.5	1.1	865	0,0313
100	30	100	11.4	12.6	1.4	869	0,0314
150	40	150	15	19	1.8	872	0,0315
220	50	220	19.4	27.7	2.4	875	0,0316

Tablo 3.2. ISO 32 (SAE 10 W) hidrolik yağın sıcaklığa göre dinamik viskozite ve yoğunluk değişimi

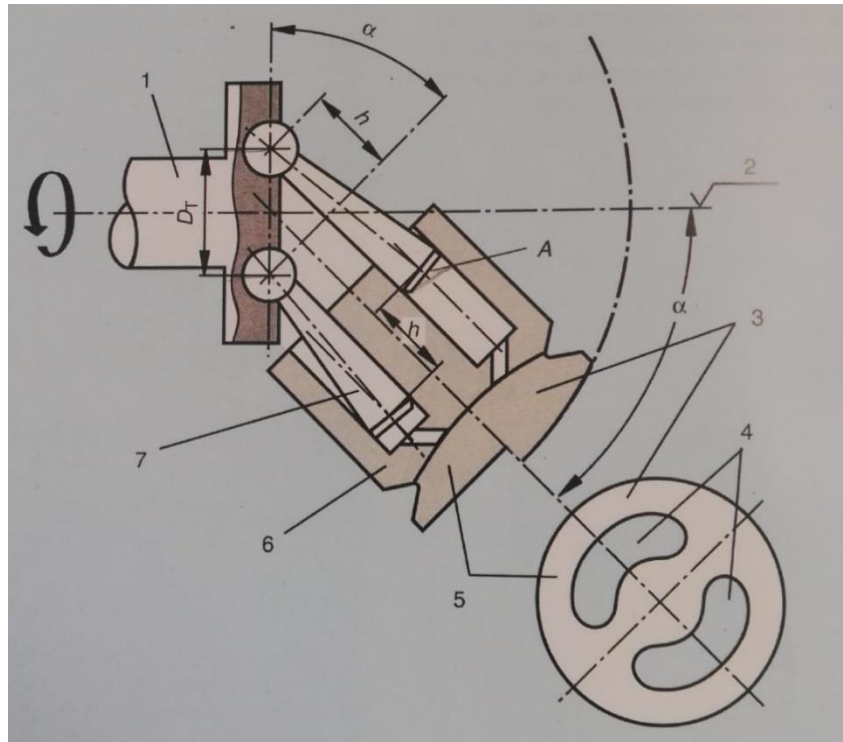
Temperature		Viscosity							Density		
[F]	[C]	Kinematic				Dynamic			[lb _m /ft ³]	[gm/mL]	[kg/m ³]
		[cSt]	[m ² /s]	[1000·m ² /s]	[ft ² /s]	[CP]	[N·s/m ²]	[lb _m ·s/ft ²]			
40	4.44	249	2.49E-04	2.49E-01	2.68E-03	218.30	2.18E-01	4.56E-03	0.054731	0.8767	876.7
50	10.00	166	1.66E-04	1.66E-01	1.79E-03	144.90	1.45E-01	3.03E-03	0.054493	0.8729	872.9
60	15.56	116	1.16E-04	1.16E-01	1.25E-03	100.84	1.01E-01	2.11E-03	0.054269	0.8693	869.3
70	21.11	84	8.40E-05	8.40E-02	9.04E-04	72.69	7.27E-02	1.52E-03	0.054025	0.8654	865.4
80	26.67	62	6.20E-05	6.20E-02	6.67E-04	53.43	5.34E-02	1.12E-03	0.053800	0.8618	861.8
90	32.22	47	4.70E-05	4.70E-02	5.06E-04	40.35	4.04E-02	8.43E-04	0.053601	0.8586	858.6
100	37.78	36	3.60E-05	3.60E-02	3.88E-04	30.78	3.08E-02	6.43E-04	0.053376	0.855	855.0
110	43.33	29	2.90E-05	2.90E-02	3.12E-04	24.68	2.47E-02	5.15E-04	0.053120	0.8509	850.9
120	48.89	23	2.30E-05	2.30E-02	2.48E-04	19.50	1.95E-02	4.07E-04	0.052926	0.8478	847.8

3.1.4. Başlangıç ve Sınır Şartları

Bu çalışmada ele alınan eğik eksenli pistonlu pompa 45 cm³/dev deplasmana sahiptir. Pompa 7 pistonlu ve 140° açıda tasarlanmıştır. HAD analizi için pompa giriş ve çıkışındaki sınır şartları belirlenmiştir. Bunun için deney düzeneğinde ölçülen mutlak basınç cinsinden giriş basıncı olan 0.6 bar (-0.4 bar vakum basıncı) pompa girişindeki sınır şartı, çıkış basıncı olarak ise 300 bar olarak alınmıştır. Analizde ele alınan eğik eksenli pistonlu pompanın teknik özellikleri Tablo 3.3’de verilmiştir.

Tablo 3.3. Eğik eksenli pistonlu pompanın teknik özellikleri

	Değer	Birim
Deplasman	45	cm ³ /dev
Nominal Hız	1500	dev/dk
Nominal Basınç	300	bar
Nominal Debi	67.5	lt/dk
Piston stroğu, h	34.2	mm
Kranktaki piston yuvalarının merkez çapları, D_T	55.5	mm
Pompa gövdesinin eğim açısını, α	40	°
Piston yuvası kesit alanı, A	188	mm ²
Piston sayısı, c	7	
Strok hacmi, V_g	45	mm ³

**Şekil 3.12.** Eğik eksenli pistonlu pompanın şematik gösterimi

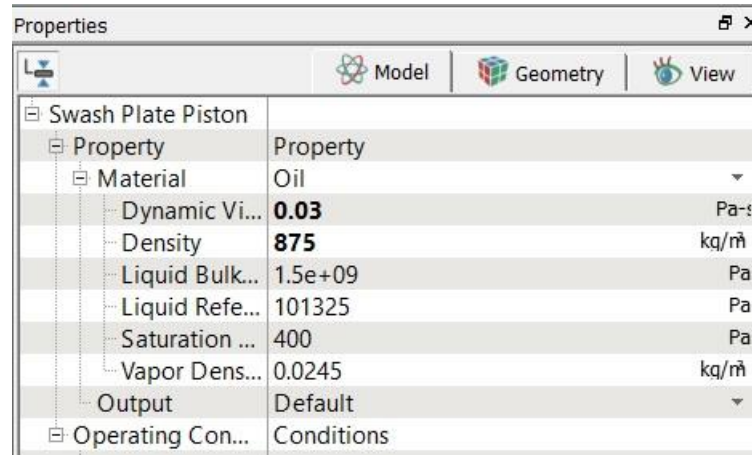
Şekil 3.12’de görülen eğik eksenli pistonlu pompa şeklinden pompanın hacmi aşağıdaki eşitliklerden hesaplanır. Şekil üzerinde verilen h piston stroğunu, D_T kranktaki piston yuvalarının merkez çaplarını, α pompa gövdesinin eğim açısını, A piston yuvası kesit alanını göstermektedir. Eşitliklerde c piston sayısını, V_g strok

hacmini ifade etmektedir. Bu çalışma kapsamında incelenen eğik eksenli pompaya ait bu değerler

$$h = D_T \times \sin \alpha$$

$$V_g = c \times A \times h$$

Analizlerde kullanılan hidrolik yağın dinamik viskozitesi 0.03 kg/ms, yoğunluğu ise 875 kg/m³ olarak belirlenmiştir. Şekil 3.13’de viskozite ve yoğunluk değerlerinin PumpLinx’e nasıl girildiği görülmektedir.



Properties		
Model Geometry View		
Swash Plate Piston		
Property	Property	
Material	Oil	
Dynamic Vi...	0.03	Pa-s
Density	875	kg/m ³
Liquid Bulk...	1.5e+09	Pa
Liquid Refe...	101325	Pa
Saturation ...	400	Pa
Vapor Dens...	0.0245	kg/m ³
Output	Default	
Operating Con...	Conditions	

Şekil 3.13. PumpLinx’e girilen hidrolik yağın özellikleri

3.1.5. Sayısal Analiz

Bu çalışmada gerçekleştirilen HAD analizleri için PumpLinx ticari yazılımı kullanılmıştır. PumpLinx, akışkan pompaları, motorlar, kompresörler, valfler, pervaneler, hidrolik sistemler ve dönen veya kayan bileşenlere sahip diğer akışkan cihazlarının analizi için geliştirilmiş, 3 boyutlu bir HAD yazılımıdır. PumpLinx, sonlu hacimler metodu ile çözüm yapan bir HAD analiz aracıdır. PumpLinx, farklı uzantılı dosyaları kendi bünyesine aktardıktan sonra sonuçların analizine kadar birçok işlemi kapsamaktadır. Bir CAD-CAM dosyasıyla başlayan PumpLinx, tasarım mühendisinin sayısal simülasyonları yapabilmesi için sanal bir pompa oluşturarak analizlerin yapılmasını sağlar. Diğer HAD analiz programlarından tek farklı yanı hidrolik ile ilgili elemanların analizi için kullanılmasıdır.

SolidWorks'te CAD modeli oluşturulan eğik eksenli pompa modelinin akış hacmi Ansys SpaceClaim'de hazırlanıp ağ yapısı PumpLinx'de oluşturulmuştur. Pistonların hareketinin 3 boyutlu modeli, SpaceClaim'de oluşturulan CAD modelinde pistonların her birinin uç yüzüne uygulanan ileri geri hareket hızı ile sabit hacimler olarak modellenerek simule edilmiştir. Dönen plaka ise simule etmek için, pistonları temsil eden hücre hacimlerine merkezi bir eksen etrafında açısal bir hız verilmek suretiyle simule edilmiştir. Hareketli ve sabit ağ hacimleri arasındaki ara yüzü kolaylaştırmak için kayan bir ağ kullanılmıştır. Maximum hücre boyutu 0.01 mm ve minimum hücre boyutu 0.005 mm olarak ayarlanmıştır. Bu ayarlara göre ağ yapısında toplam 415309 hücre oluşmuştur. Akışkan olarak hidrolik pompalarda kullanılan ISO 32 (SAE 10 W) hidrolik yağı seçilmiş ve 800 kg/m^3 , 850 kg/m^3 , 857 kg/m^3 ve 875 kg/m^3 yoğunluk değerlerinin pompa debisine etkisi belirlenmiştir. Analizler, 100 bar, 200 bar ve 300 bar olmak üzere üç farklı çıkış basıncı değerinde gerçekleştirilmiştir. Her bir çıkış basınç değerinde devir sayısı 366 dev/dk, 595 dev/dk, 874 dev/dk ve 1500 dev/dk olmak üzere dört farklı pompa devir sayısında yapılmıştır. Çıkış portuna konulan nokta sayesinde pompanın çıkışındaki hız bileşenleri tespit edilmiştir. Ayrıca, piston yuvalarındaki basınç dağılımı belirlenmiştir. Kavitasyonun meydana geldiği bölgeler ve anlık basınç dağılımları analiz ortamında gözlemlenmiştir. Analizler, yaklaşık 630 iterasyonda çözüme kavuşmuştur.

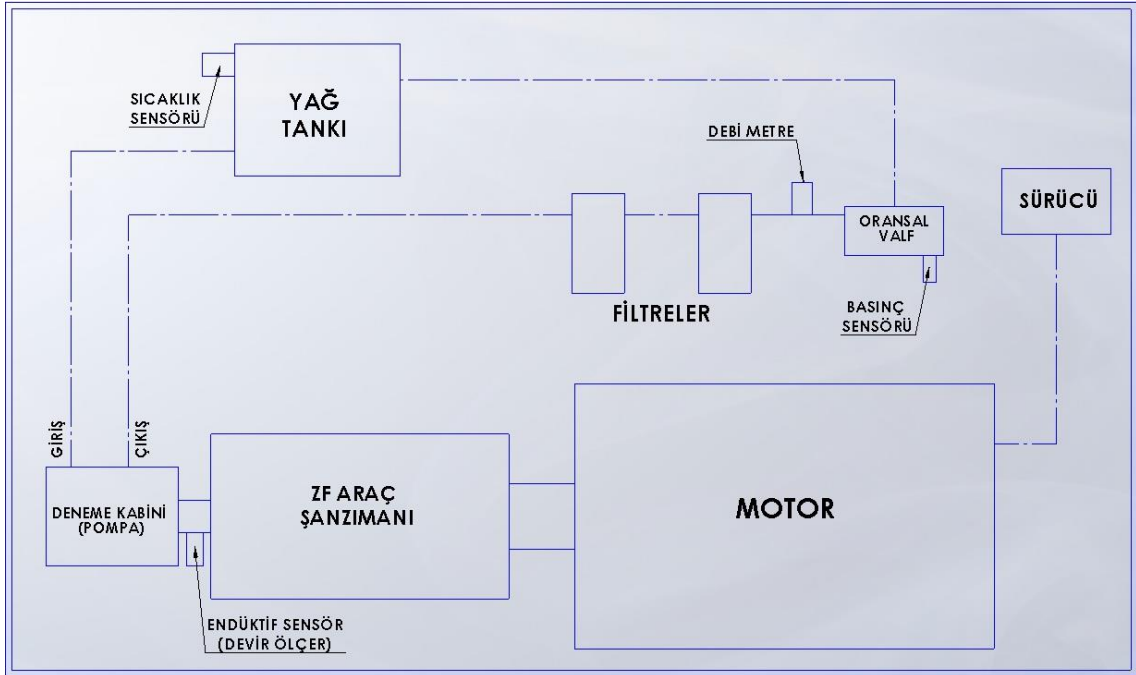
3.2. Deneysel Yöntem

3.2.1. Pompa Test Düzenegi

Bu çalışmada eğik eksenli pistonlu pompa ile ilgili gerçekleştirilen deneysel ölçümler için Hipomak Hidrolik A.Ş. tarafından tasarlanan ve firma bünyesinde kurulan ve Şekil 3.14'de görülen test düzenegi kullanılmıştır. Test düzeneginin şematik yapısı Şekil 3.15'de verilmiştir. Test düzenegi, yüksek devir ve yüksek basınçlarda hidrolik pompa testlerine uygun olacak şekilde tasarlanmıştır.



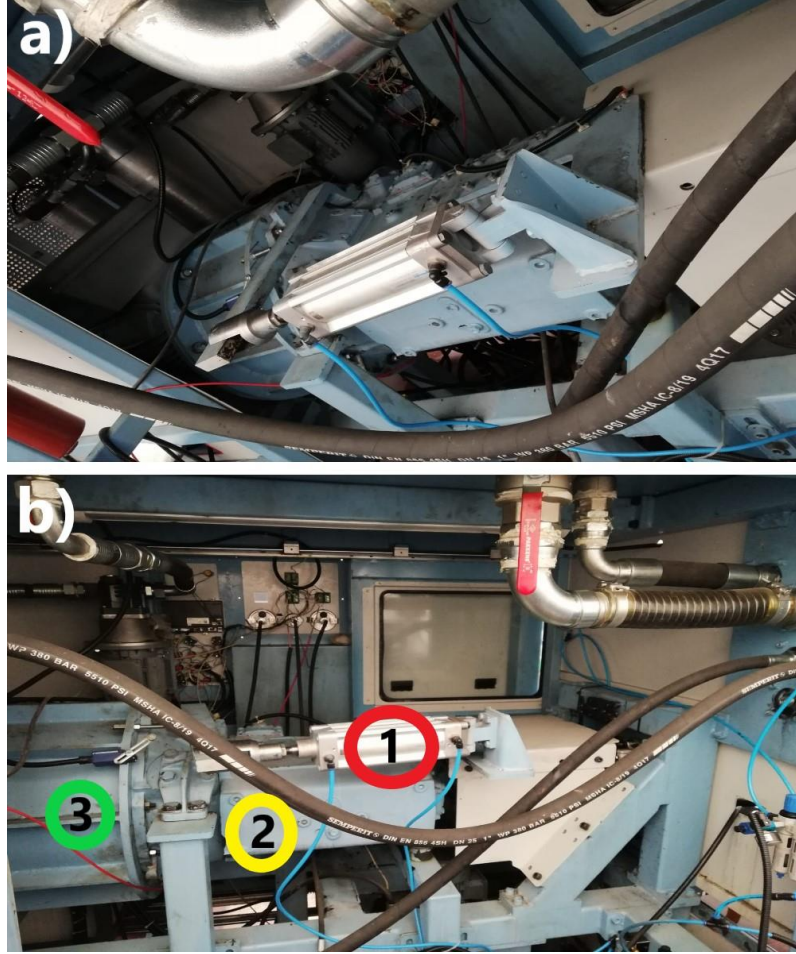
Şekil 3.14. Hidrolik pompalar için tasarlanmış test düzeneği



Şekil 3.15. Pompa test düzeneğinin şematik yapısı

Şekil 3.16'de pompa test düzeneğini oluşturan bileşenler gösterilmiş olup, 3 nolu bileşen 200 kW'lık elektrik motorunu göstermektedir. Bu elektrik motoru devir sayısı 2000 dev/dk ve $130 \text{ cm}^3/\text{dev}$ deplasmanlı pompaları test edebilecek büyüklüktedir. Test düzeneğinde farklı devirlerde testler yapabilmek için elektrik motoru çıkışına Şekil

3.16.b’de 2 nolu bileşen olarak gösterilen ZF araç şanzımanı yerleştirilmiştir. Şanzıman üzerinde devir sayısı 200 dev/dk’den başlayarak 1800 dev/dk’e kadar farklı devirlerde testlerin yapılabilmesi için altı vites mevcuttur. Farklı devirlerin elde edilebilmesi için vites değiştirilmesine yardımcı olan debriyaj, bir pnömomatik sistem ile test düzeneğine entegre edilmiştir. Şekil 3.16.b’de pnömomatik sistemli debriyaj sistemi 1 nolu bileşen olarak gösterilmiştir.



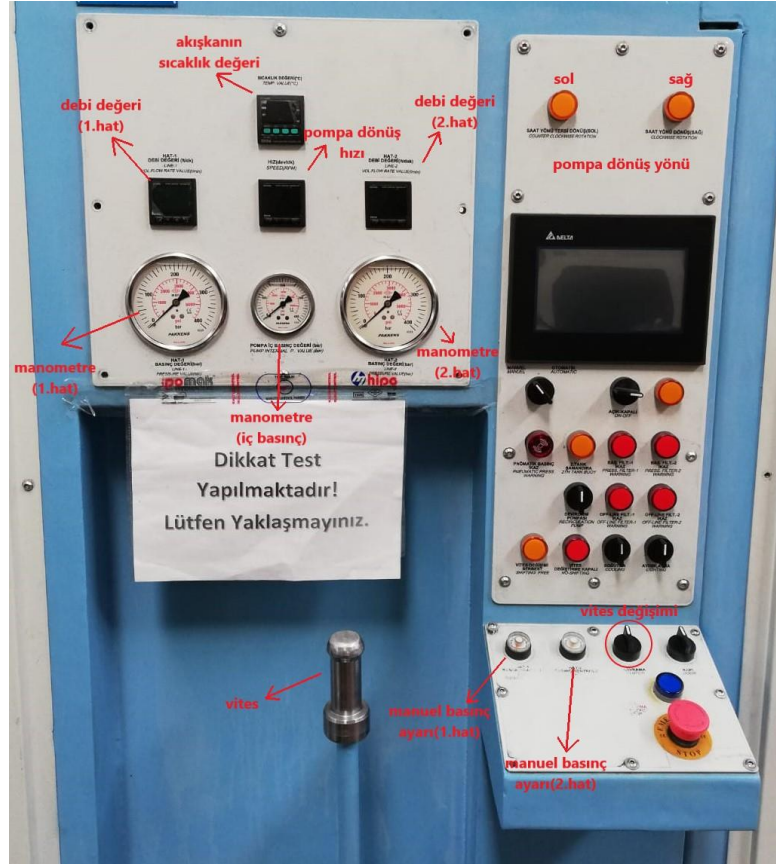
Şekil 3.16. Pompa test düzeneğinin bileşenleri 1) Pnömatik sistemli debriyaj 2) Devri ayarlayan şanzıman sistemi 3) Tahriki sağlayan elektrik motoru



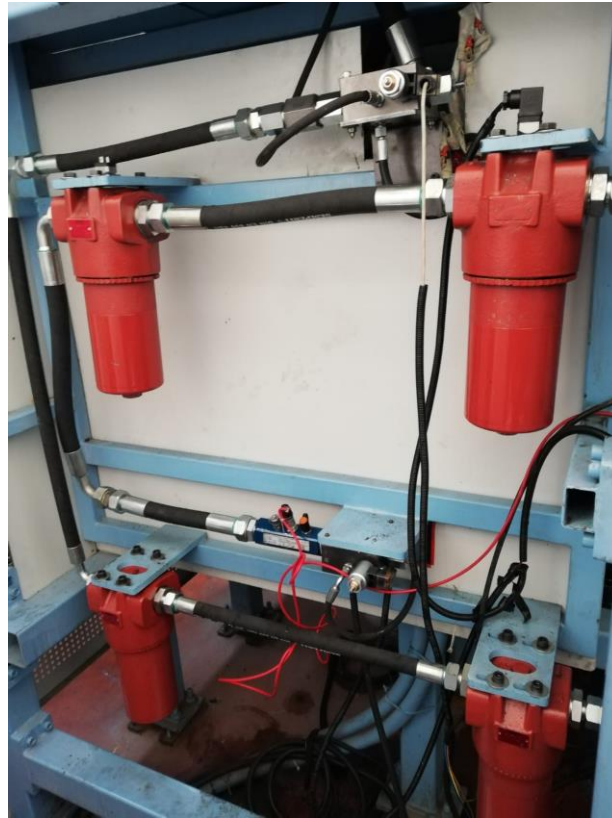
Şekil 3.17. Test düzeneğinin pompa bağlantı kabini

Test düzeneğinin ISO standardındaki bağlantı ölçülerine göre oluşturulan pompa bağlantı kabini Şekil 3.17’de gösterilmiştir. Bağlantı noktasında ISO–UNI dönüştürücü adaptör kullanılarak farklı bağlantı şekillerine sahip pompalarda test edilebilmektedir. Düşük ve yüksek deplasmanlı pompalar için kullanılacak iki emiş hortumu bulunmaktadır. Ayrıca tandem ve çift çıkışlı pompaların testleri için iki çıkış hortumu bulunmaktadır. Bütün emiş ve çıkış hattında kullanılan hortumlar Şekil 3.17’de gösterilmiştir.

Şekil 3.18’de ise test düzeneğinin kontrol merkezi ve gösterge paneli görülmektedir. Vites değişimini gerçekleştirebilmek için gösterge panelindeki kavrama düğmesi ile pnömatik sistem harekete geçirilerek debriyaj aktif hale getirilir ve vites değişimi gerçekleştirilmiş olur. Vites kolu yardımı ile altı viteste farklı devirler elde edilebilmektedir. Test düzeneğinin gösterge paneli üzerinde 1. hat ve 2. hat için iki adet manometre, iki adet debimetre göstergesi, akışkan yağ sıcaklığını gösteren dijital termometre, mil dönüş hızını gösteren devir ölçer ve iç basıncı gösteren bir adet manometre bulunmaktadır. 1.hat ve 2.hat için basınç ayarları manuel olarak ayarlanabilmektedir.



Şekil 3.18. Test düzeneğinin kontrol merkezi ve gösterge paneli



Şekil 3.19. Test düzeneği üzerindeki yağ filtreleri ve oransal valfler

Şekil 3.19'da test düzeneğinde bulunan yağ filtreleri ve oransal valfler gösterilmiştir. Testleri yapılan pompaların çıkış hattında oluşturulacak direnç basıncı, oransal valfler ile gerçekleştirilmektedir.

Test düzeneğinde basınç, sıcaklık ve debi ölçümünün yapıldığı sensörler aşağıda ayrıntılı olarak tanıtılmıştır.

3.2.2. Basınç Sensörü

Test düzeneği üzerinde bulunan basınç sensörü, Şekil 3.20'de görülen HDA 8400 serisi bir basınç sensörüdür. HDA 8400 basınç sensörü, sağlam ve uzun ömürlü bir ince film sensörü ile ölçüm yapmaktadır. Akışkan ile temas eden tüm parçalar (sensör ve basınç portu) paslanmaz çelikten imal edilmiştir ve birbirine kaynaklanmıştır. Dolayısıyla, sensörün sızıntı olasılığı hariç sızdırmazlığı sağlanmıştır. Basınç sensörleri, DIN 16086'ya göre $\leq \pm 0.5$ ve $\leq \pm 1$ ölçüm hassasiyetine sahip olup, 0 - 600 bar aralığında basınç değerlerini ölçebilmektedir.



Şekil 3.20. HDA 8400 basınç sensörü

3.2.3. Sıcaklık Sensörü

Test düzeneğinde akışkan sıcaklığını ölçmek için kompakt tasarımı nedeniyle endüstriyel ve mobil sektörlerdeki hidrolik uygulamalarda akışkan sıcaklığını ölçmek için yaygın bir şekilde kullanılan Şekil 3.21’de görülen ETS 7200 serisi sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Silikon yarı iletken bir ölçüm yöntemiyle ölçüm yapan sıcaklık sensörü, -25 ° C ile 100 °C aralığındaki sıcaklık değerlerini ölçebilmektedir. Sıcaklık sensörünün oda sıcaklığındaki hassasiyeti üretici firma tarafından $\leq \pm 1.0 \%$ ve $\leq \pm 2.0 \%$ olarak verilmiştir.



Şekil 3.21. ETS 7200 sıcaklık sensörü

3.2.4. Pompa Devir Ölçüm Sensörü

Test düzeneğinde test edilen pompanın devir sayısı Şekil 3.22’de görülen IS 112 MM/4NO-4E0-M12 endüktif sensör ile ölçülmüştür. Endüktif sensörler, kendisine yaklaşan metal cisimlerin varlığını algılama tekniğine göre devir sayısını ölçerler. Algılama alanı içerisinde bir manyetik alan oluşturarak, algılama alanı içine giren herhangi bir metal cisim bu manyetik alan tarafından etkilenir. Bu etkilenme sensörün elektronik devrelerinde kaydedilir ve sensörün çıkış sinyali değişim gösterir. Bu çıkış sinyali ile herhangi bir sistemin kontrol merkezine bilgi iletilerek devir sayısı ölçülmüş olur.



Şekil 3.22. IS 112 MM/4NO-4E0-M12 devir ölçüm sensörü



Şekil 3.23. Türbin tipi debimetre

3.2.5. Debimetre

Test düzeneğinde debi, Şekil 3.23'de görülen türbin tipi bir debimetre ile ölçülmektedir. Türbin tipi debimetre, 316 paslanmaz çelik gövde ve rotor destek tertibatı, Cd4MCu paslanmaz çelik rotor ve aşınmaya dayanıklı tungsten karbür rotor mili ve muylu yataklarına sahiptir. Debimetre, çeşitli endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan aşındırıcı sıvılarda ölçüm doğruluğunu ve mekanik bütünlüğü koruyacak şekilde tasarlanmıştır. Debimetreye giren akışkan, türbülanslı akış modelini azaltan ve akışkanın hız profilini iyileştiren giriş akışını düzleştiren bir ortamdan geçtikten sonra türbinden geçerek türbinin akışkan hızıyla orantılı bir hızda dönmesine neden olur. Her türbin kanadı dönüştürücünün tabanındaki manyetik alandan geçerken, pikap bobininde bir AC voltaj darbesi üretilir. Bu darbeler, debimetreden geçen hacimsel akışla orantılı bir çıkış frekansı üreterek akış debisi ölçülmüş olur. Debimetrenin hassasiyeti üretici firma tarafından $\pm\%0,5$ ve $\pm\%0,2$ olarak verilmiştir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

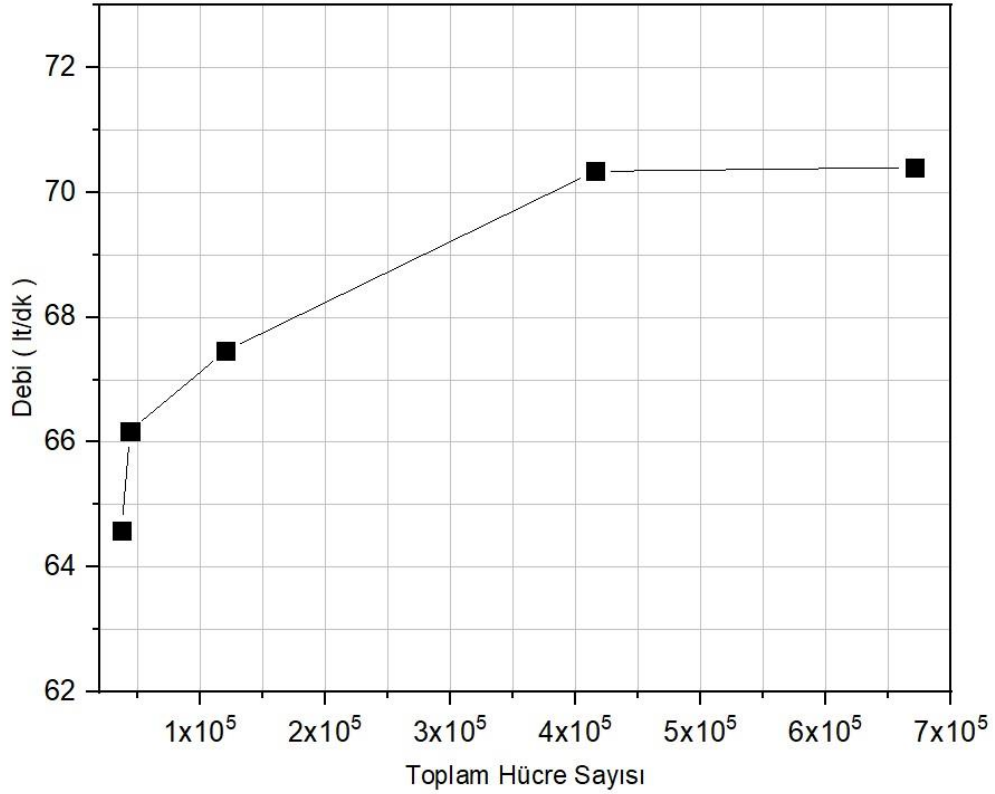
Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen sayısal analiz ve deneysel ölçümlere göre 7 pistonlu 140° eğik geometriye sahip eğik eksenli bir pompanın 366 dev/dk, 595 dev/dk, 874 dev/dk ve 1500 dev/dk olmak üzere 4 farklı devir sayılarında ve 100 bar, 200 bar ve 300 bar olmak üzere üç farklı çıkış basınç değerlerinde pompa debisindeki değişim, pompa çıkış hattında ve pistonlardaki anlık basınç dağılımı ve çıkış hattındaki hız dağılımı incelenmiştir. Ayrıca, pompanın hidrolik performansını olumsuz yönde etkileyen kavitasyon olayının gerçekleştiği yerler gözlemlenmiştir. HAD analizinden elde edilen sonuçların doğrulanabilmesi için mevcut olan test düzeneğinde pompa test edilerek, giriş ve çıkış basıncı, devir sayısı ve debi ölçümü yapılmıştır. Deney düzeneğinden elde edilen ölçümler ile HAD analizinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak HAD analiz sonuçları doğrulanmıştır.

Sayısal analizden elde edilen sonuçlar üzerinde hücre sayısının etkisini azaltmak amacıyla eğik eksenli pistonlu pompa farklı hücre sayılarında modellenerek hücre sayısının sonuçlar üzerindeki etkisi incelenmiştir. Her bir hücre sayısı için pompa debisi hesaplanmış, pompa debisinin hücre sayısı ile değişimi belirlenerek Şekil 4.1’de verilmiştir. Analizler 300 bar pompa çıkış basıncı değerinde gerçekleştirilmiştir.

Tablo 4.1 incelendiğinde, hücre sayısı 671033 olan model ile hücre sayısı 415309 olan modelden elde edilen pompa debisi değerleri arasındaki farkın %0.08 olduğu görülmektedir. Pompa debisi için hücre sayısına bağlı olarak elde edilen değişimler 415309 hücre sayısı için çok küçük olduğundan dolayı 415309 hücre sayısı kullanılarak oluşturulan modelden elde edilen sayısal sonuçların hücre sayısından bağımsız olduğu kabul edilmiştir.

Tablo 4.1. Pompa debisinin Mesh değerlerine bağlı olarak değişimi

Parametre	1	2 (Default)	3	4	5
Maximum cell size	0.1	0.05	0.02	0.01	0.005
Cell size on surfaces	0.05	0.025	0.0125	0.005	0.0025
Number of cells	37296	44118	120253	415309	671033
\dot{V} (m ³ /s)	0.001009	0.001034	0.001054	0.001099	0.0011
\dot{V} (lt/dk)	64.58	66.18	67.46	70.34	70.4

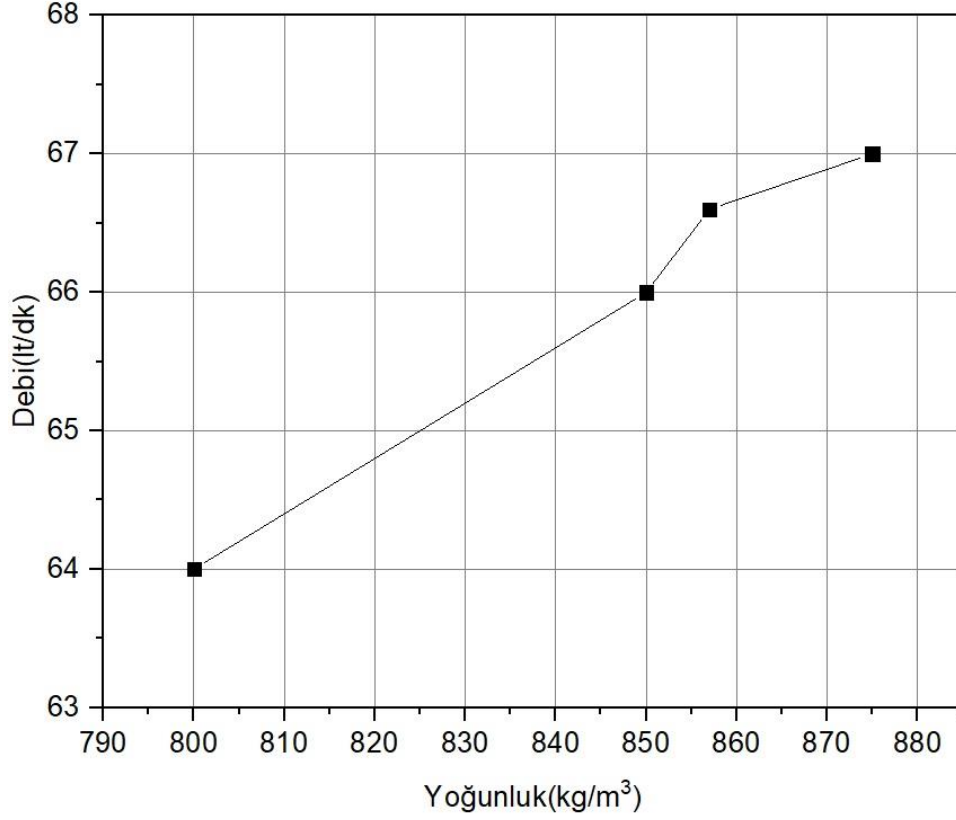


Şekil 4.1. Pompa debisinin toplam hücre sayısına bağlı olarak değişimi

Akış analizinde uygun olan mesh sayısı değeri belirlendikten sonra analizlerde hidrolik yağın yoğunluğunun pompa debisine etkisini belirlemek için Tablo 4.2’de verilen değerler kullanılarak hidrolik yağın farklı yoğunluk değerlerinde ve 300 bar çıkış basınç değerinde, PumpLinx mesh ayarlarının default değerlerinde analizler gerçekleştirilmiş, elde edilen sonuçlar Tablo 4.2’de ve grafiksel olarak ise Şekil 4.2’de verilmiştir. Bu analizden elde edilen sonuçlara göre, 857 kg/m^3 ve 875 kg/m^3 değerlerindeki pompa debisindeki değişim çok küçük olduğundan dolayı analizlerde hidrolik yağın yoğunluğunun 875 kg/m^3 olarak alınmasına karar verilmiştir.

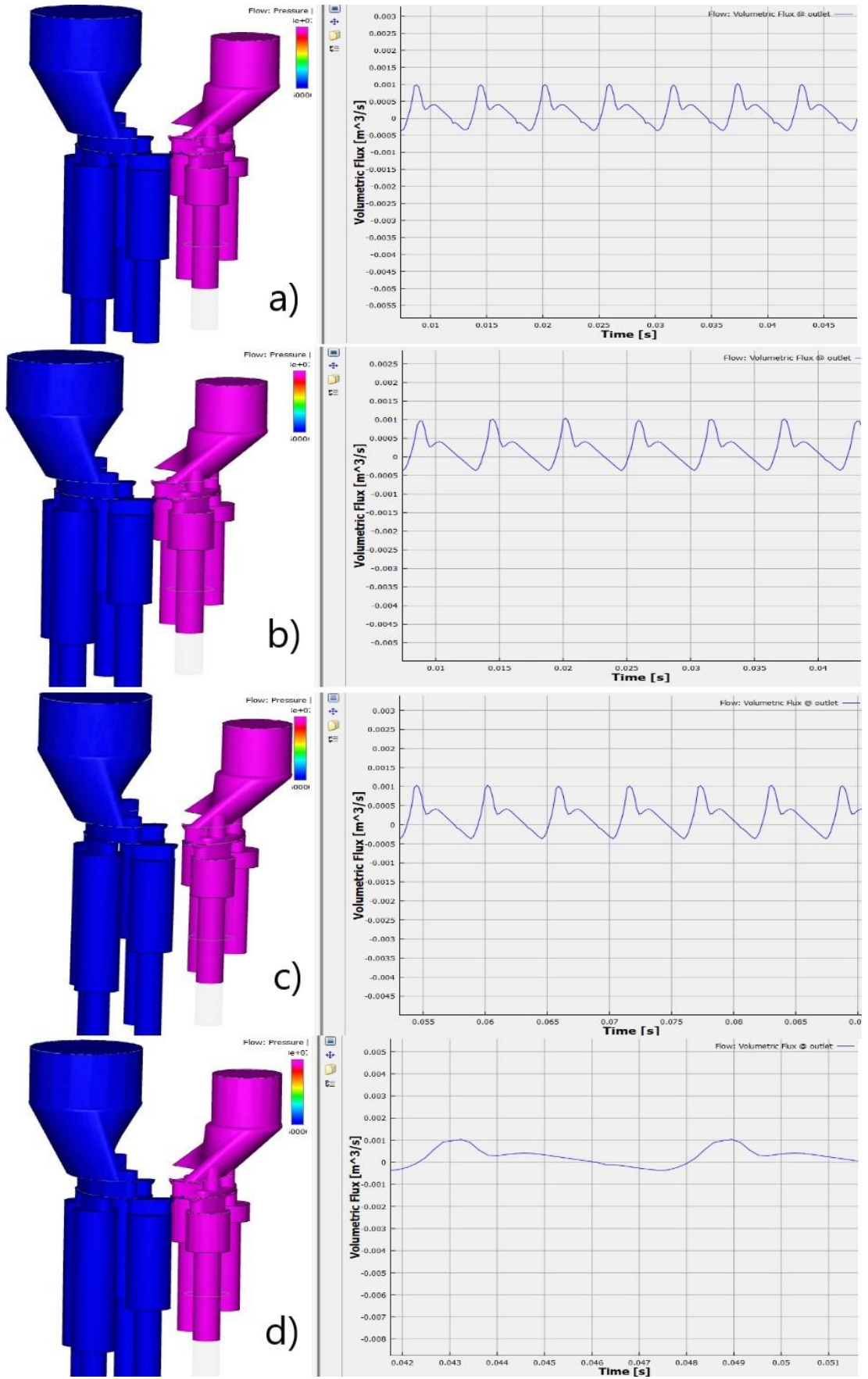
Tablo 4.2. Hidrolik yağın yoğunluğuna bağlı olarak pompa debisinin değişimi

Parametre	a	b	c	d
Density (kg/m^3)	800	850	857	875
Dynamic viscosity(Pa.s)	0.0007	0.03	0.031	0.03
Maximum cell size	0.05	0.05	0.05	0.05
Cell size on surfaces	0.025	0.025	0.025	0.025
Number of cells	44118	44118	44118	44118
\dot{V} (m^3/s)	0.001003	0.00103	0.00104	0.001045

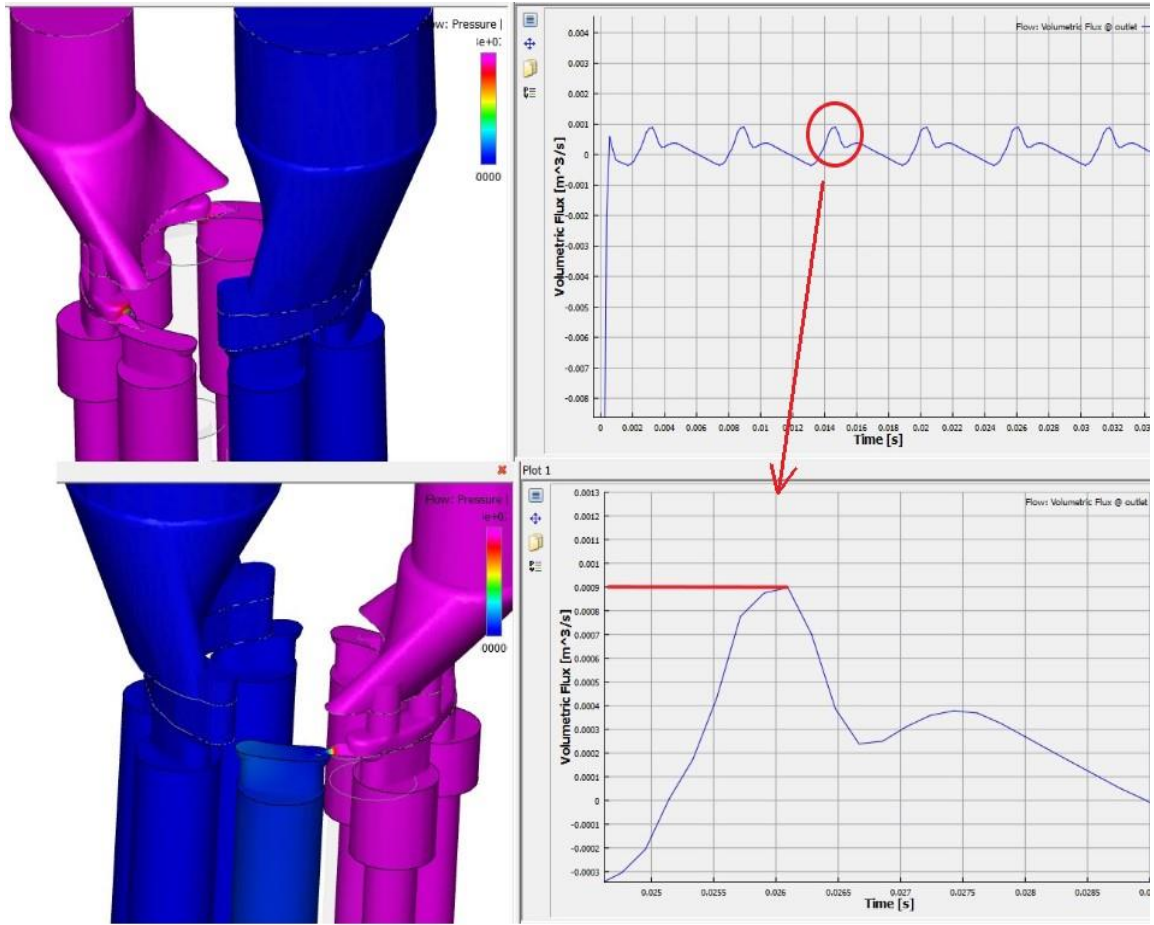


Şekil 4.2. PumpLinx'te mesh ayarları default değerlerinde pompa debisinin hidrolik yağın yoğunluğunun ile değişimi

Tablo 4.2'de verilen 4 farklı yoğunluk değerlerinde ve çıkış basıncı 300 bar alınarak yapılan analiz sonucunda her bir yoğunluk değerinde pompa debisinin zamana bağlı değişimi Şekil 4.3'de görülmektedir. Şekil 4.3d'dende görülebileceği gibi 875 kg/m³ yoğunluk değerinde pompa debisindeki zamana bağlı değişim, diğer yoğunluk değerlerindeki değişime göre dalgalanması daha az olmuştur. Bundan dolayı yukarıda da ifade edildiği gibi analizlerde yağın yoğunluğunun 875 kg/m³ olarak alınmasının uygun olacağı bu grafikler ile de desteklenmiştir.

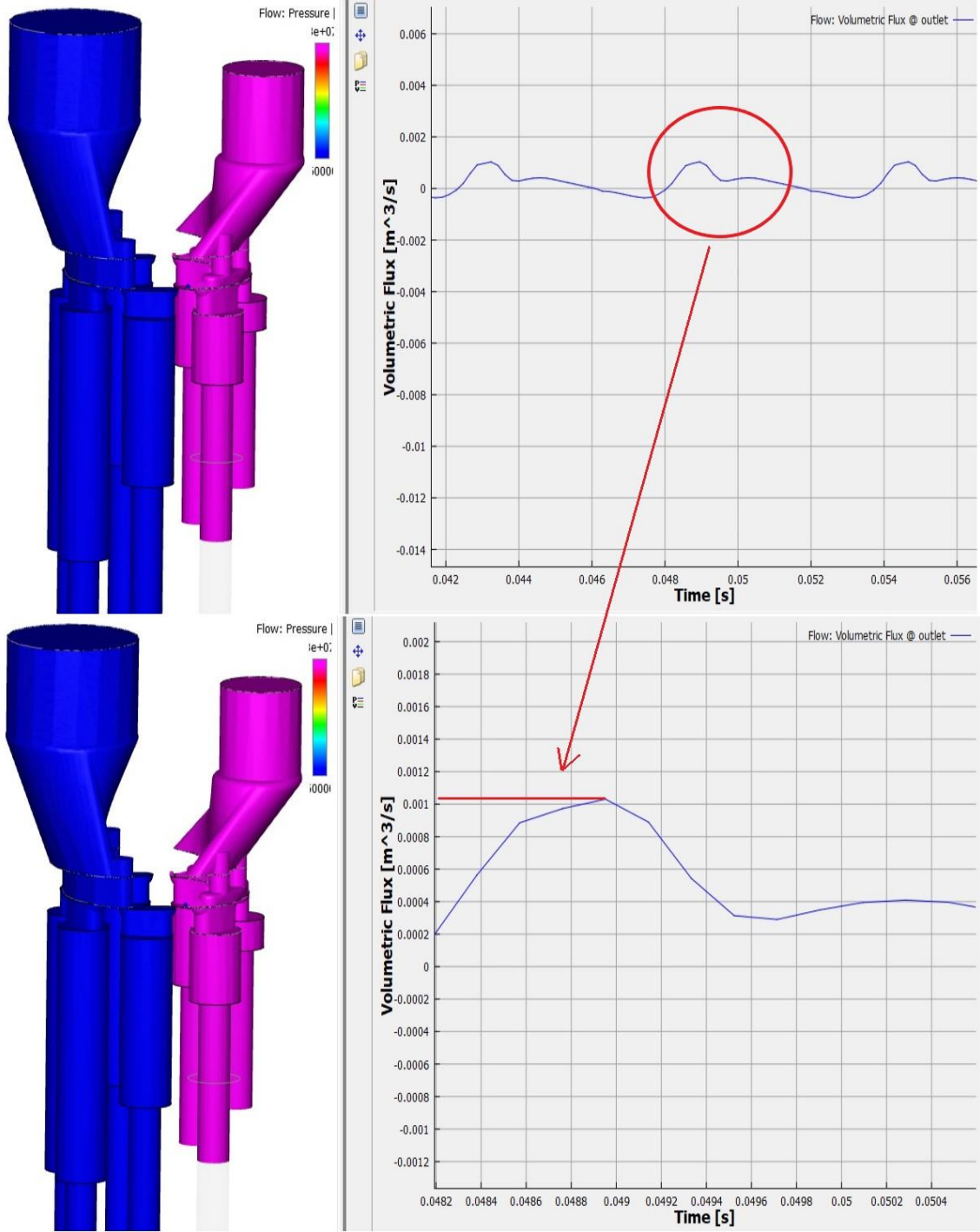


Şekil 4.3. Pompa debisinin farklı yoğunluk değerlerindeki zamana bağlı değişimi

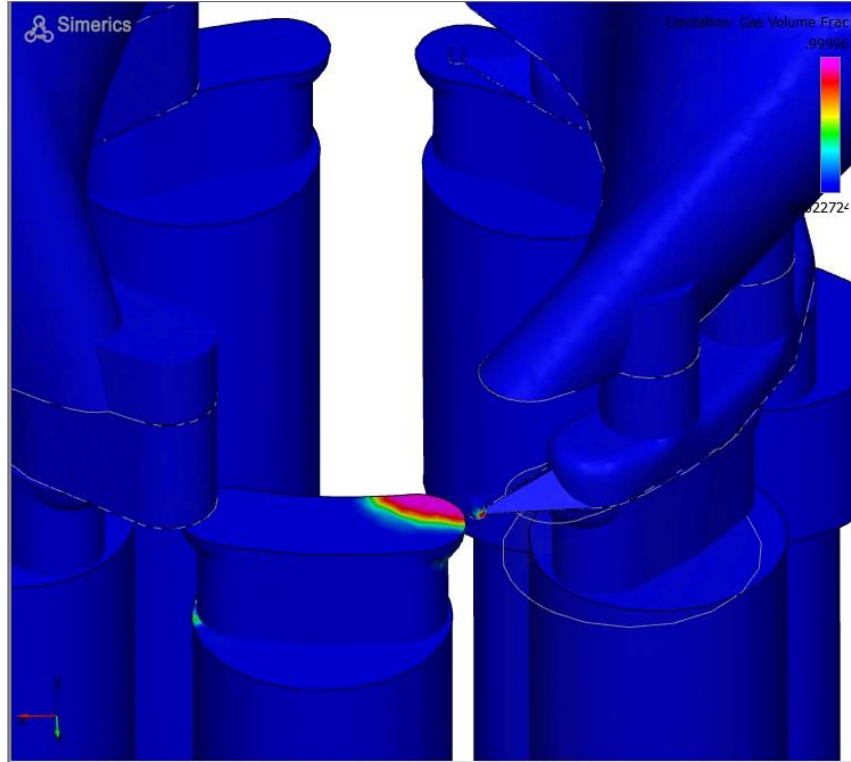


Şekil 4.4. Hücre sayısının 120253 değerindeki pompa debisinin zamana bağlı değişimi

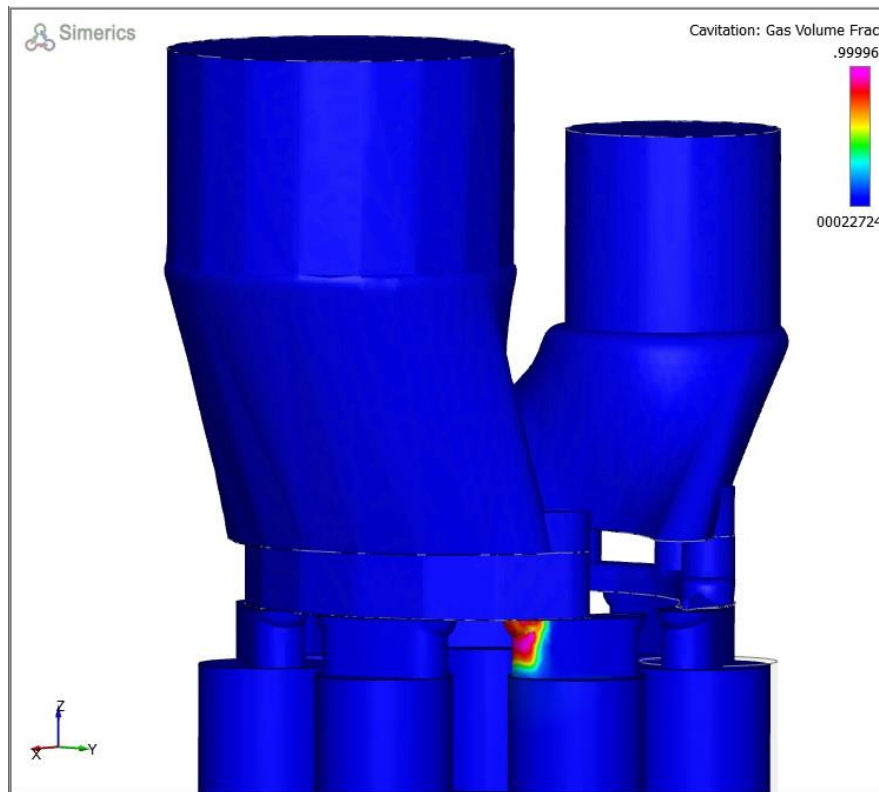
Sayısal analizlerde hücre sayısının pompa debisinin zamana bağlı olarak değişimine etkisini inceleyebilmek için 120253 ve 415309 hücre sayılarında, hidrolik yağın yoğunluğu 875 kg/m^3 , pompa çıkış basıncı 300 bar ve pompa devir sayısı 1500 dev/dk alınarak yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’de verilmiştir. Hücre sayısı az olduğunda pompa debisindeki zamana bağlı dalgalanmanın daha fazla olduğu Şekil 4.4 ile Şekil 4.5 karşılaştırıldığında görülebilmektedir. Bu çalışma kapsamında belirlenen 415309 hücre sayısı değerinin seçiminin uygunluğu bu şekillerden de görülebilmektedir.



Şekil 4.5. Hücre sayısının 415309 değerindeki pompa debisinin zamana bağlı değişimi



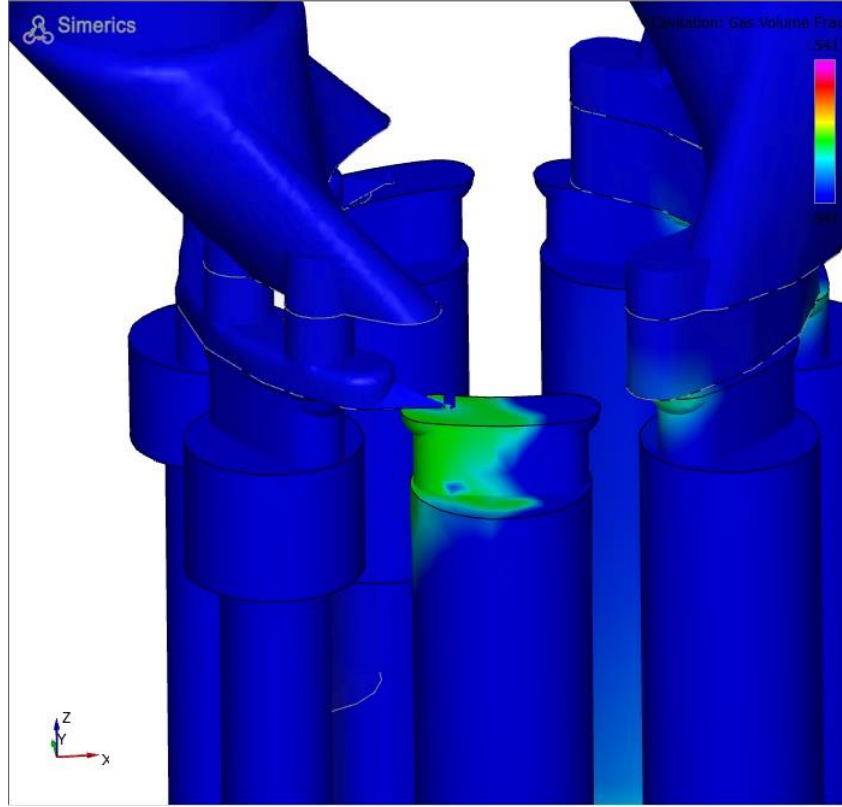
Şekil 4.6. 1500 dev/dk ve 300 bar çıkış basıncı değerlerinde pompada oluşan anlık kavitasyon dağılımı



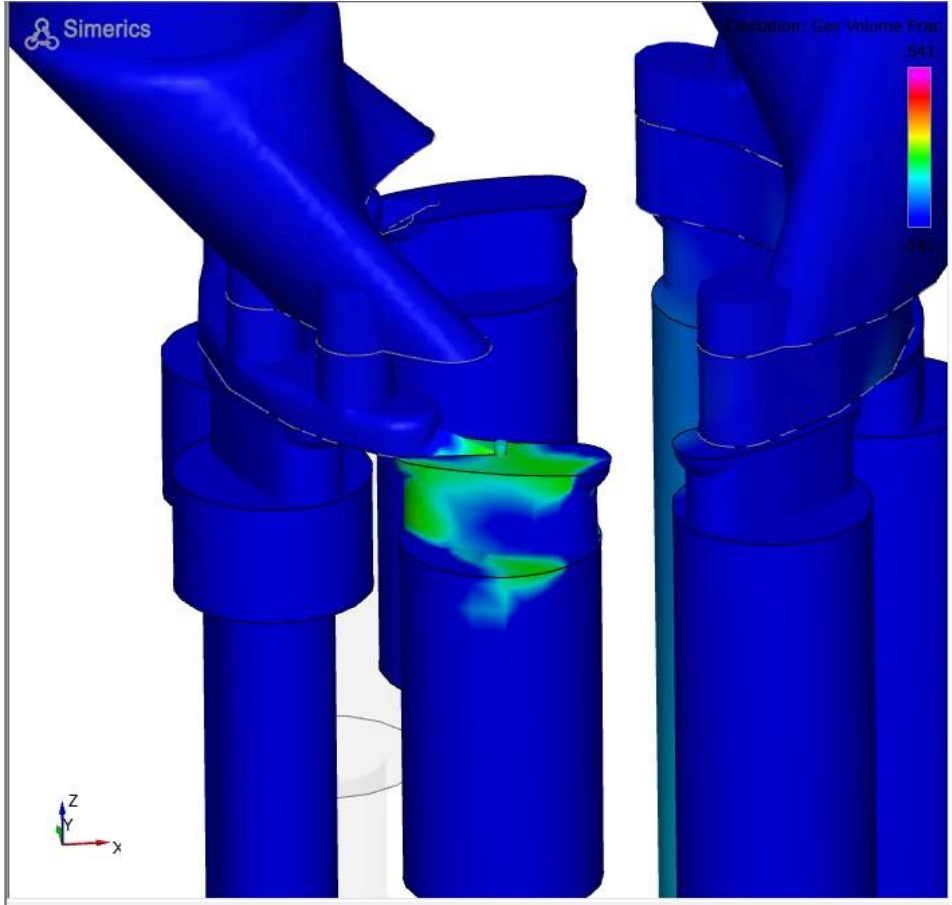
Şekil 4.7. 1500 dev/dk ve 300 bar çıkış basıncı değerlerinde pompada oluşan anlık kavitasyon dağılımı

Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de, 300 bar pompa çıkış basıncında, 1500 dev/dk pompa devir sayısında pompada kavitasyon oluşumunun gerçekleştiği bölgeler görülmektedir.

Şekil 4.6’da görülen bölge, pistonun emiş hattından basınç hattına geçiş bölgesi olup, Şekil 3.9’da gösterilen CAD modeli üzerindeki üçgen bir geometriye sahip olan kısımdır. Bu üçgen kısım pompada oluşan kavitasyonu minimize etmek için tasarlanana bölge olup, tasarım aşamasında bu duruma dikkat edilmediği takdirde şiddeti daha büyük kavitasyon oluşabilecektir. Dolayısıyla belirlenen bu kavitasyon tasarım aşamasında minimize edilmiş olan kavitasyon olup, pompada kavitasyonun beklendiği bir bölgede oluşmuştur. Şekil 4.7’deki görülen kavitasyon ise, Şekil 3.9’da gösterilen dişli gövde kısmındaki fasulye bölgesinde oluşmaktadır. Bu bölgedeki kavitasyon, Şekil 4.6’da görülen kavitasyonun aşağıya fasulye kısmına doğru ilerlemesi sonucunda oluşmaktadır.



Şekil 4.8. 1500 dev/dk ve 200 bar çıkış basıncı değerlerinde pompada oluşan anlık kavitasyon dağılımı

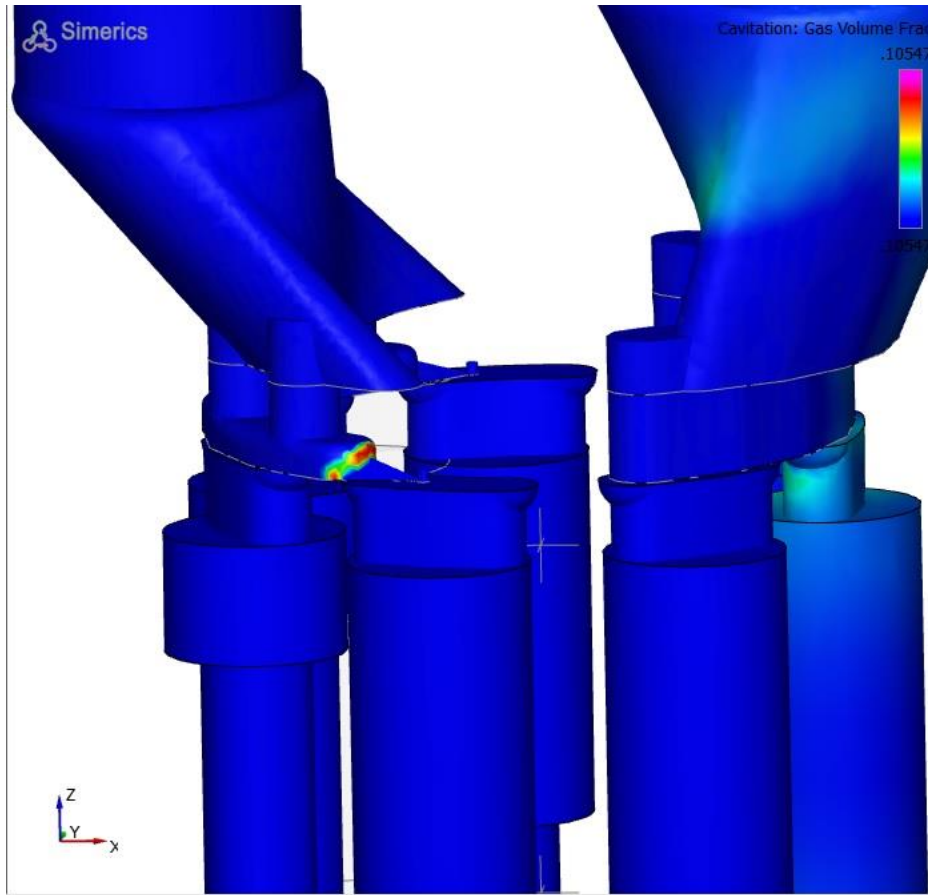


Şekil 4.9. 1500 dev/dk ve 200 bar çıkış basıncı değerlerinde pompada oluşan anlık kavitasyon dağılımı

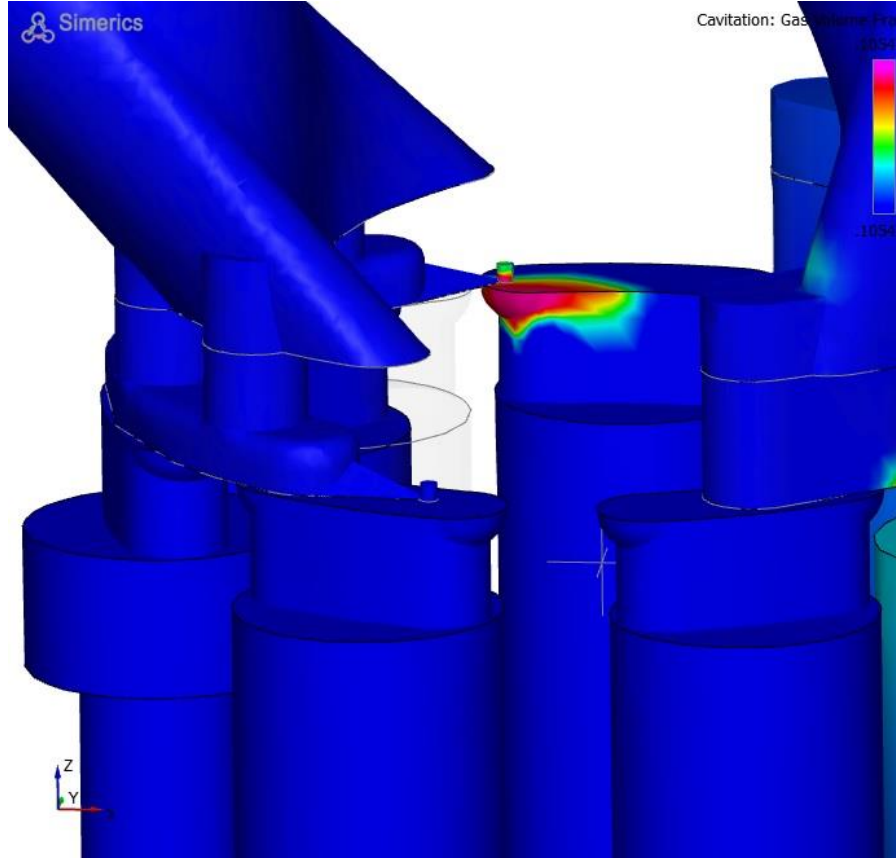
Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da, 200 bar pompa çıkış basıncında, 1500 dev/dk pompa devir sayısında, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’de ise 100 bar pompa çıkış basıncında, 1500 dev/dk pompa devir sayısındaki kavitasyon oluşum bölgeleri görülmektedir. Pompa çıkış basıncı 200 bar ve 100 bar olduğunda kavitasyon oluşum bölgeleri pompa çıkış basıncının 300 bar olduğu durumda oluşan kavitasyon bölgeleriyle aynı bölgeler olduğu şekillerden görülmektedir. Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’dan da görülebileceği gibi 200 bar çıkış basıncı değerinde oluşan kavitasyonun şiddetinin 300 bar ve 100 bar çıkış basıncına göre oluşan kavitasyonun şiddetinden daha düşük olduğu gözükmemektedir. Bu değerden de anlaşılabilceği gibi pompanın kavitasyon şiddetinin düşük olması için 200 bar çıkış basıncında çalışmasının uygun olacağı gözükmemektedir. Pompada kavitasyon oluşumu, hidrolik yağın içerisindeki çözünmüş gazlar ya da hava, pompa emişinde yüksek vakum basıncı oluşması halinde sıvı fazdan gaz fazına geçmesiyle gerçekleşmektedir. Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen sayısal analizde kavitasyonun şiddeti çıkış basıncındaki değişime göre sayısal bir değer olarak

belirlenemediğinden dolayı sadece pompada kavitasyon oluşan bölgeler belirlenebilmiştir.

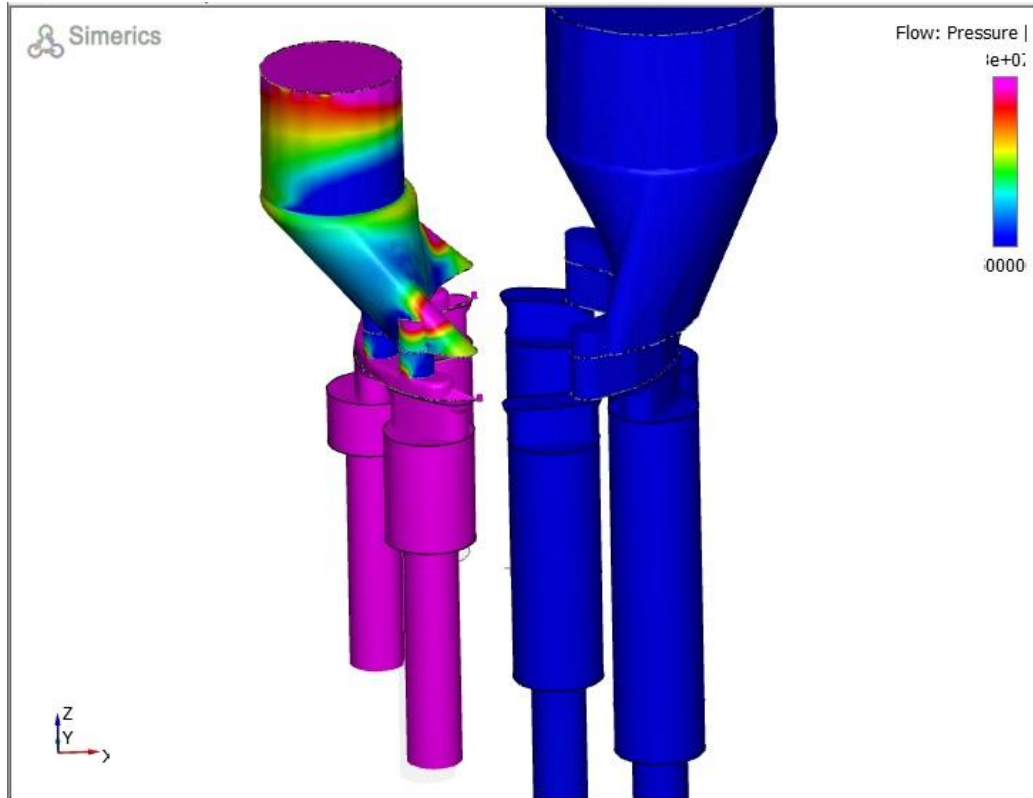
Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’de, pompa çıkış basıncının 300 bar olduğunda, pompa devir sayısının ise 1500 dev/dk değerindeki pompa çıkış hattındaki ve pistonlardaki anlık basınç dağılımı gösterilmiştir. Şekil 4.12’de çıkış hattındaki anlık basınç dağılımı, basınç kapağından sisteme gidiş noktasına doğru basıncın arttığı görülmektedir. Dişli gövde döndükçe, basınç dağılımının piston yuvalarına doğru değiştiği ise Şekil 4.13’de görülebilmektedir. Şekil 4.13’de görülen ortadaki piston basma işlemini bitirmek üzere olup, basma işlemi devam eden diğer pistonlara göre daha yüksek basınç dağılımına sahip olmuştur.



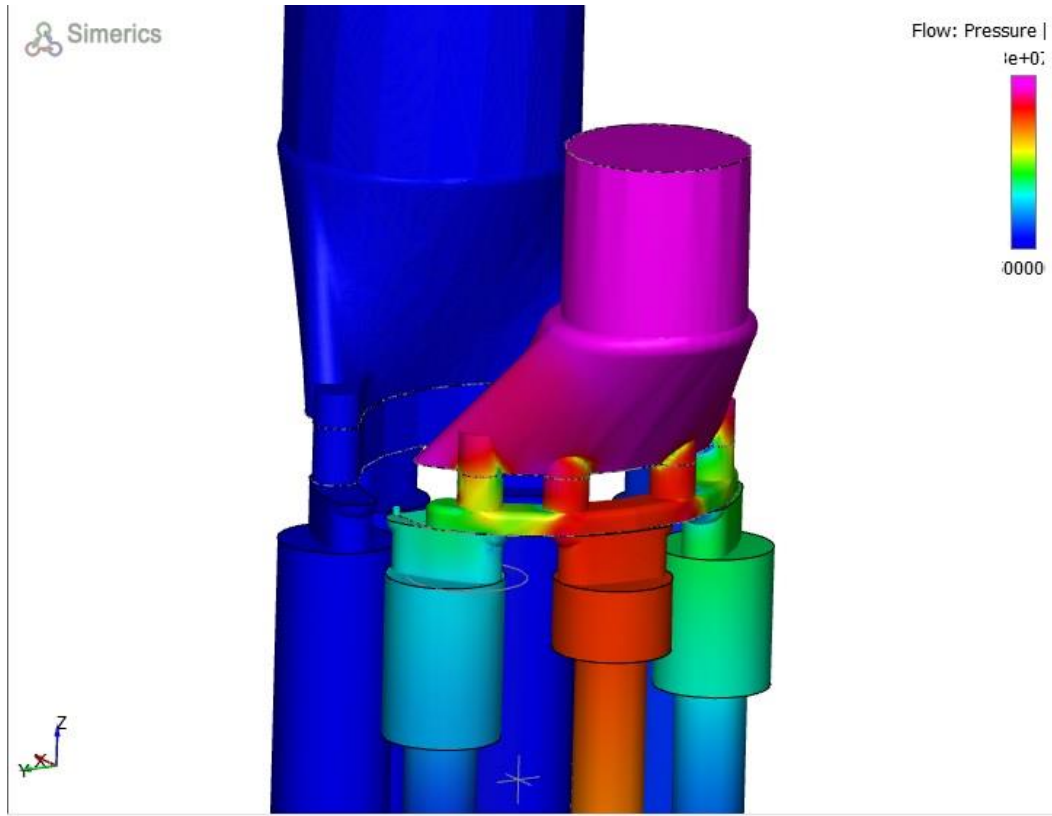
Şekil 4.10. 1500 dev/dk ve 100 bar çıkış basıncı değerlerinde pompada oluşan anlık kavitasyon dağılımı



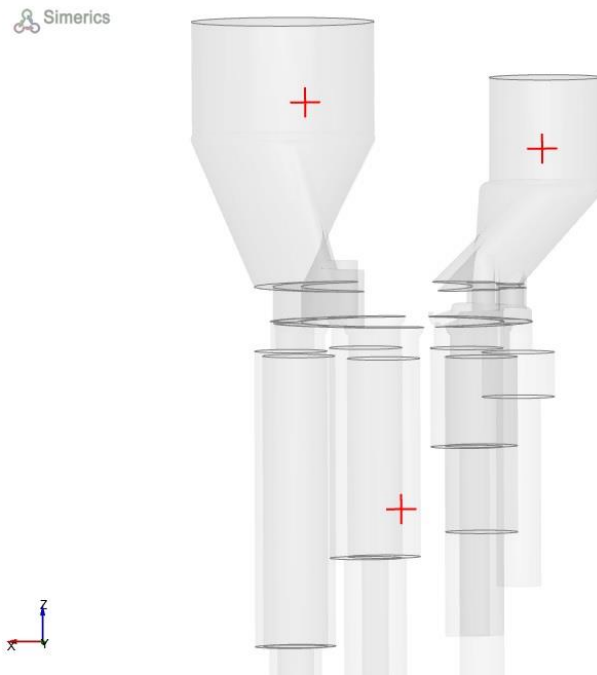
Şekil 4.11. 1500 dev/dk ve 100 bar çıkış basıncı değerlerinde pompada oluşan anlık kavitasyon dağılımı



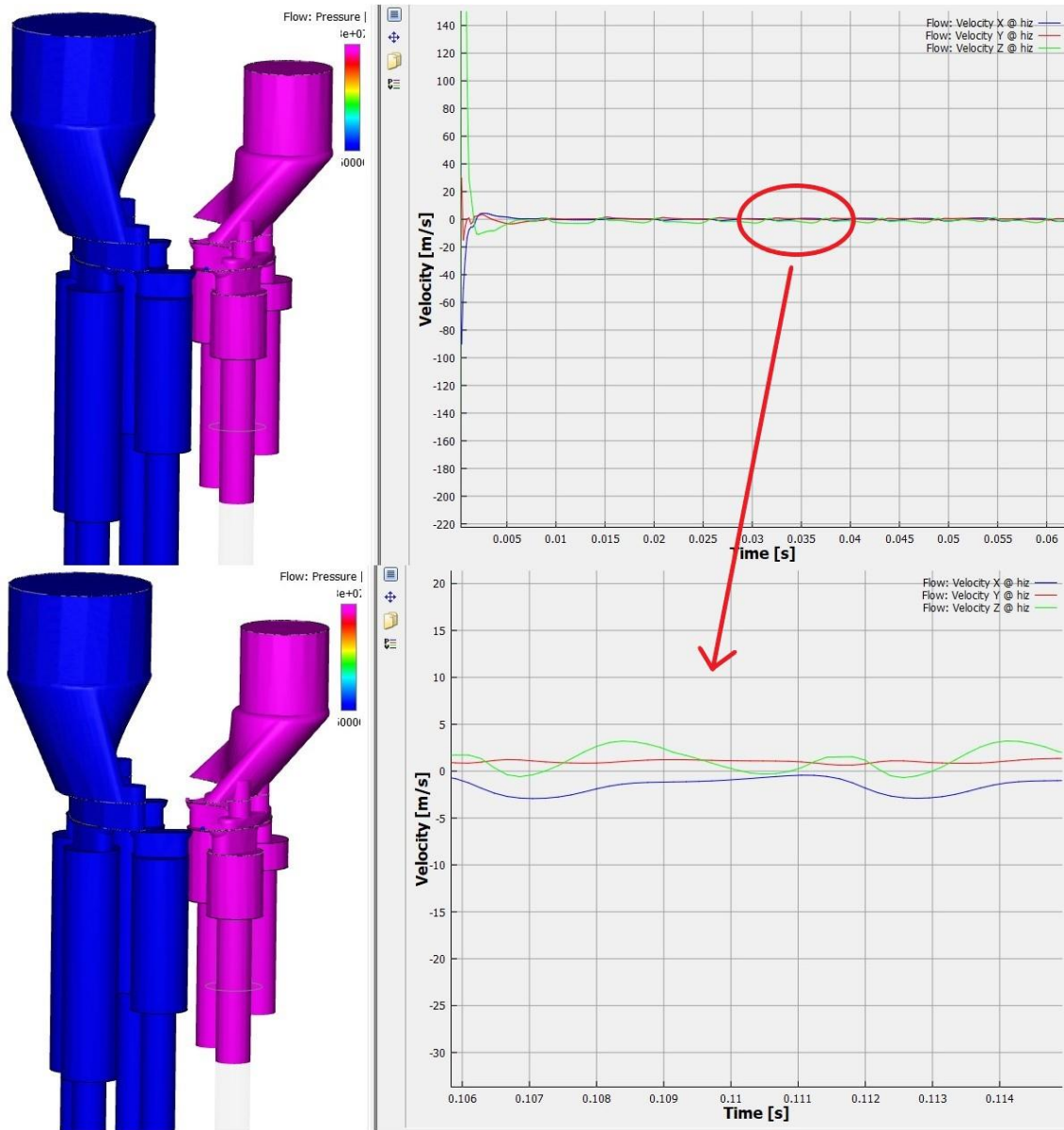
Şekil 4.12. Pompa çıkış hattındaki anlık basınç dağılımı



Şekil 4.13. Pompa çıkış hattında ve piston yuvalarındaki anlık basınç dağılımı



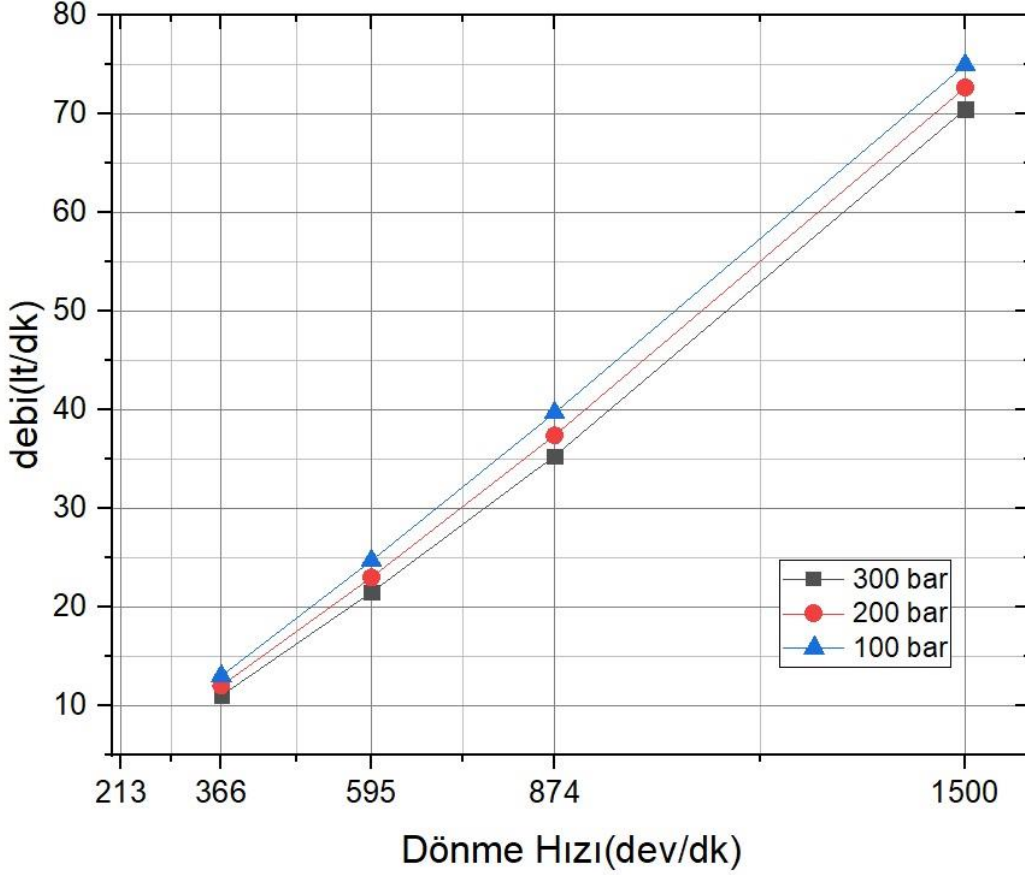
Şekil 4.14. Pompadaki akış hızının alındığı noktalar



Şekil 4.15. Şekil 4.14’de görülen pompa çıkış hattındaki akışkanın hız dağılımı

Sayısal analizler tamamlandıktan sonra pompa çıkış hattına konulan noktadaki akışkanın hız bileşenleri PumpLinx programında alınabilmektedir. Şekil 4.14’de, 300 bar pompa çıkış basıncında ve 1500 dev/dk pompa devir sayısında pompadaki akışkan hızının alındığı noktalar, Şekil 4.15’de ise pompa çıkış hattındaki akışkanın hız bileşenleri görülmektedir. Şekilden de görülebileceği gibi, başlangıçta akışkanın hız bileşenlerinde bir dalgalanma olurken, zamanla bu dalgalanmanın azaldığı ve hız bileşenlerinin bir birine yakın değerler olduğu görülmektedir. Pompanın deneysel olarak ölçülen debi değerinden z doğrultusundaki hız bileşeni 2 m/s olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.15’de görüldüğü gibi sayısal analizden elde edilen akış hızının z bileşeninin de

yaklaşık 2 m/s civarında olduğu görülmektedir. Buna göre deneysel olarak ölçülen debiye göre hesaplanan akış hızı ile sayısal analizden elde edilen akış hızının bir biriyle uyumlu olduğu gözükmemektedir. Dolayısıyla bu durum, sayısal analiz sonuçları deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlarla doğrulandığını göstermektedir.

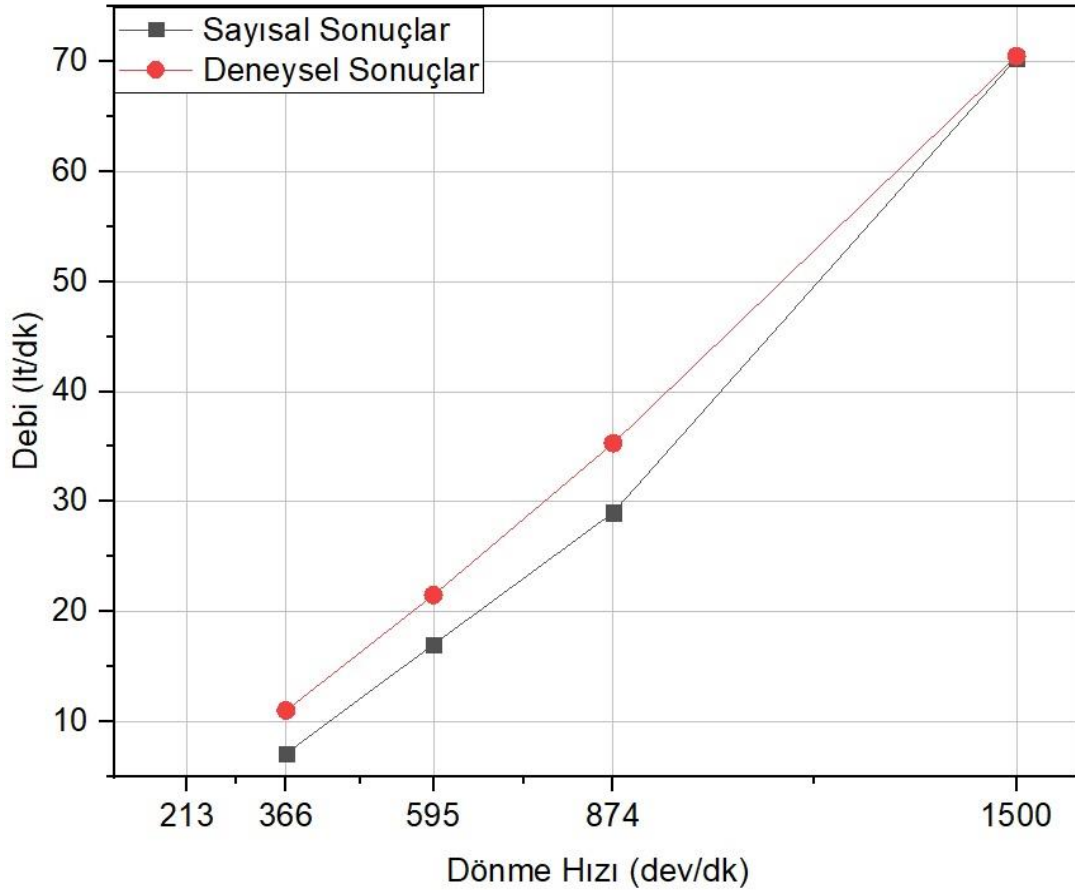


Şekil 4.16. Pompanın farklı devir sayılarında ve çıkış basıncı değerlerinde ölçülen debi değerleri

Şekil 4.16'da test düzeneğinde farklı devir sayılarında ve çıkış basıncı değerlerinde ölçülen pompa debi değerleri verilmiştir. Düşük devir sayılarında çıkış basınca bağlı ölçülen debi değerleri birbirine daha yakın değerler alırken, devir sayısı arttıkça çıkış basıncına bağlı debi değerleri arasındaki fark bir miktar artmaktadır.

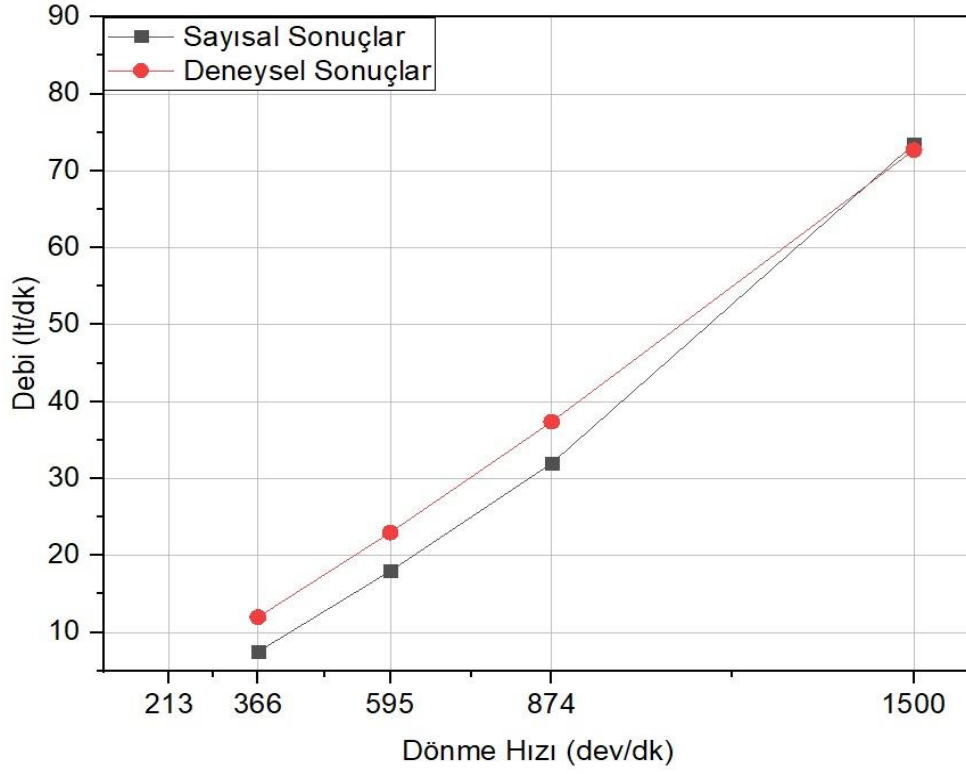
Sayısal analizlerde 4 farklı devir sayısında ve 3 farklı çıkış basıncı değerlerinde yapılan analizden elde edilen sonuçlar deneysel olarak ölçülen debi değerleri ile karşılaştırılarak sayısal analiz sonuçları doğrulanmıştır. Şekil 4.17'de 300 bar çıkış basıncı değerinde ve 4 farklı devir sayısında sayısal analiz sonuçları ile deneysel analiz sonuçlarının karşılaştırılması görülmektedir. Bu çalışmada ele alınan hidrolik pompa

genel olarak 1000-1500 dev/dk arasında çalıştığı dikkate alınarak 1500 dev/dk'daki sonuçlar irdelenmiştir. Buna göre çıkış basıncının 300 bar, devir sayısının 1500 dev/dk olduğu durumda sayısal analiz sonucu ile deneysel ölçüm sonucu arasındaki debi değerindeki farkın %0.2 olduğu belirlenmiştir. Diğer devirlerde bu farkın daha fazla olduğu görülmüştür.

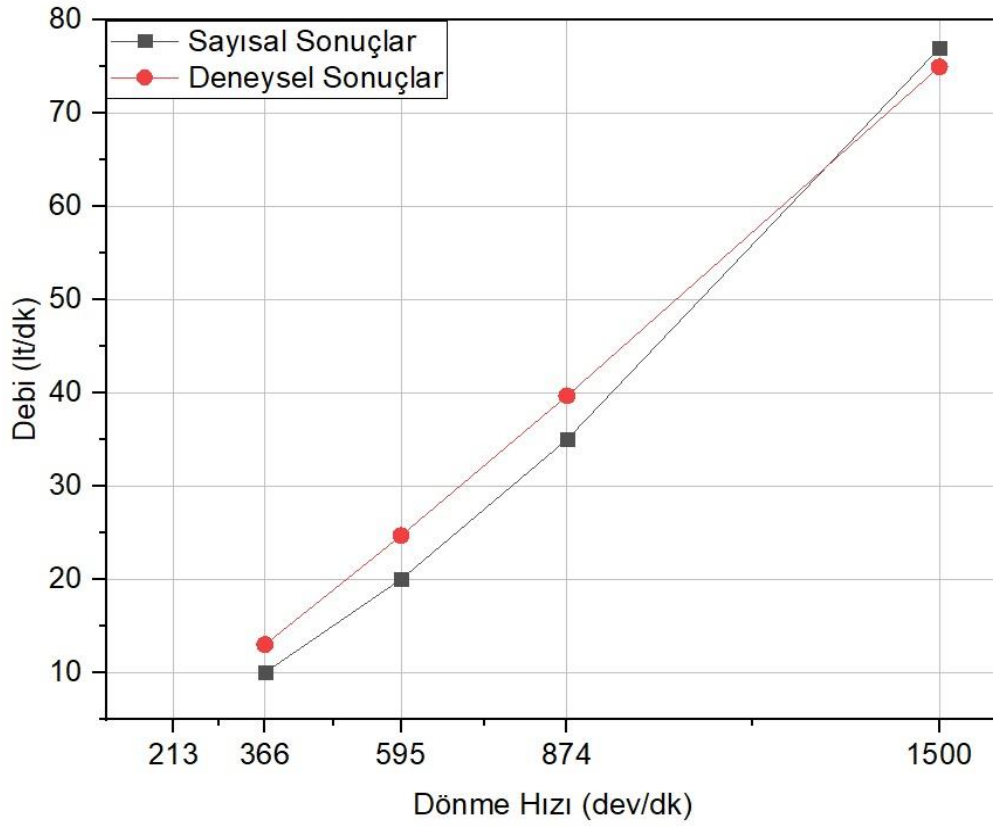


Şekil 4.17. Pompanın farklı devir sayısı ve 300 bar çıkış basıncı değerlerinde sayısal analiz ve deneysel debi değerlerinin karşılaştırılması

Şekil 4.17 ve 4.18'de ise 4 farklı devir sayısında çıkış basıncının 200 bar ve 100 bar olduğu durumdaki pompa debisi için sayısal analiz sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması görülmektedir. Bu şekillerden de görülebileceği gibi çıkış basıncının 300 bar olduğu durumdaki değişime benzer bir durum gözükmele birlikte 1500 dev/dk devir sayısında 300 bar çıkış basıncında sayısal analiz sonucu deneysel analiz sonucundan küçük bir miktar düşük çıkarken, 200 bar ve 100 bar çıkış basıncı değerlerinde ise sayısal analiz sonuçları deneysel ölçüm sonuçlarından bir miktar daha büyük olmuştur.



Şekil 4.18. Pompanın farklı devir sayısı ve 200 bar çıkış basıncı değerlerinde sayısal analiz ve deneysel debi değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.18. Pompanın farklı devir sayısı ve 100 bar çıkış basıncı değerlerinde sayısal analiz ve deneysel debi değerlerinin karşılaştırılması

Pompa devir sayısının 1500 dev/dk olduğunda 200 bar çıkış basıncı değerinde pompa debisi için sayısal analiz sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçları arasındaki fark %1.1, çıkış basıncının 100 bar olması durumunda ise bu farkın %2.5 olduğu belirlenmiştir. Pompa devir sayısı 1000 dev/dk olduğunda 300 bar çıkış basıncı değerinde pompa debisi için sayısal analiz ve deneysel ölçüm sonuçları arasındaki fark %11 civarında olurken, bu farkın 200 bar çıkış basıncı değerinde %6, 100 bar çıkış basıncı değerinde ise %4 olduğu görülmüştür. Bu değerlerden de görülebileceği sayısal analiz sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçları arasındaki fark, düşük çıkış basıncı değerlerinde küçük değerler alırken çıkış basıncı değeri arttıkça bu farkında arttığı gözükmemektedir. Bu çalışmada incelenen hidrolik pompanın 1000-1500 dev/dk arasında çalıştığı dikkate alındığında pompanın gerçek çalışma şartlarında sayısal analiz sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçlarının bir birbiriyle uyumlu olduğu söylenebilir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, 7 pistonlu 140° eğik geometriye sahip eğik eksenli hidrolik bir pompanın 366 dev/dk, 595 dev/dk, 874 dev/dk ve 1500 dev/dk olmak üzere 4 farklı devir sayısında ve 100 bar, 200 bar ve 300 bar olmak üzere üç farklı çıkış basınç değerlerinde pompa debisindeki değişim, pompa çıkış hattında ve pistonlardaki anlık basınç dağılımı ve çıkış hattındaki hız dağılımı incelenmiştir. Ayrıca, pompanın hidrolik performansını olumsuz yönde etkileyen kavitasyon olayının gerçekleştiği yerler gözlemlenmiştir. HAD analizinden elde edilen sonuçların doğrulanabilmesi için mevcut olan test düzeneğinde pompa test edilerek, giriş ve çıkış basıncı, devir sayısı ve debi ölçümü yapılmıştır. Deney düzeneğinden elde edilen ölçümler ile HAD analizinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak HAD analiz sonuçları doğrulanmıştır.

Çalışma kapsamında incelenen pompanın kullanıldığı yerlerdeki gerçek çalışma şartlarında pompa debisi için sayısal analiz sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçları karşılaştırılmış, 1000 dev/dk devir sayısında çıkış basıncının 300 bar, 200 bar ve 100 bar olması durumunda sayısal sonuçlar ile deneysel ölçüm sonuçları arasındaki farkın sırasıyla %11, %6 ve %4 civarında olduğu belirlenmiştir. Pompa devir sayısı 1500 dev/dk ve pompa çıkış basıncının 300 bar, 200 bar ve 100 bar olması durumunda ise bu farkın sırasıyla %0.2, %1.1 ve %2.5 olduğu tespit edilmiştir. Bu değerlerden de görülebileceği gibi pompa devir sayısı arttıkça sayısal analiz sonuçları ile deneysel ölçüm sonuçlarının birbiriyle uyumunun daha iyi olduğu gözükmektedir.

Pompa performansını olumsuz yönde etkileyen ve pompaya vermiş olduğu hasar nedeniyle pompanın ömrünü azaltan kavitasyon olayı ise bu çalışmada incelenen pompada, kavitasyonun pistonun emiş hattından basınç hattına geçiş bölgesinde olduğu görülmüştür. Kavitasyon, Şekil 3.9'da gösterilen pompa CAD modeli üzerindeki üçgen bir geometriye sahip olan kısımda oluşmaktadır. Pompa tasarım aşamasında bu üçgen kısmın açısı, genişliği gibi geometrik parametreleri pompada oluşacak kavitasyonu minimize etmek için tasarlanır ve minimum kavitasyon oluşumunu sağlayacak tasarım belirlenir. Yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçlara

göre 200 bar çıkış basıncı değerinde diğer çıkış basınçlarına göre kavitasyonun şiddetinin daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.

Gerçekleştirilen bu çalışmadan elde edilen sonuçlara göre pompanın 200 bar çıkış basıncı değerinde ve 1500 dev/dk devir sayısında çalışması durumunda kavitasyon oluşumunun daha düşük olacağı dolayısıyla pompa debisinin daha büyük değerlere ulaşacağı görülmüştür. Ayrıca, pompa tasarımı aşamasında HAD analizi yapılması gerektiği durumlarda PumpLinx ticari programının diğer HAD analiz programlarına göre daha kolay ve pratik bir uygulama olduğu gözlemlenmiştir. Bundan dolayı hidrolik pompaların HAD analizi için PumpLinx programının kullanılması önerilmektedir. Ayrıca,

5.2. Öneriler

Bu çalışmadan elde edilen sonuç ve tecrübelerle dayanarak hidrolik pompaların HAD analizinin yapılması gerektiği durumlarda bu amaç için geliştirilmiş olan PumpLinx programının kullanılmasının diğer HAD analiz programlarına göre kullanıcıya çok büyük kolaylıklar sağladığı gözlemlenmiştir. Ayrıca, model ve akış formu çıkartma aşamasında mümkün olduğunca geometriyi sadeleştirmek, önemli olmayan bileşenlerin çıkarılması analiz aşamasında hem zamandan tasarruf sağlamakta hem de daha doğru sonuçlara ulaşılmasına imkan vermektedir. Pompada oluşan kavitasyonun önlenmesi için pompa bileşeni olan plaka tasarımının geliştirilmesi ve kavitasyonu mümkün olacak değerlere düşürecek tasarımların yapılması gerektiği sonucuna varılmış olup, bu plaka tasarımı aşamasında farklı tasarımlar geliştirilerek kavitasyonun ne oranda azaltılabileceği konusunda çalışmaların yapılmasının önemli olduğu düşünülmektedir.

6. KAYNAKLAR

- Bergada J.M., Kumar S., Davies D.LI., Watton J. (2012) “Complete Analysis of Axial Piston Pump Leakage and Output Flow Ripples” *Applied Mathematical Modelling* 36, 1731–1751
- Bügener, N. 2014. *Analyse und Verbesserung des Ansaugverhaltens von Axialkolbenpumpen in Schrägscheibenbauweise*. Dissertation. Technische Universität Dresden, Institut für Fluidtechnik.
- Corvaglia, A., & Rundo, M. (2018). Comparison of 0D and 3D Hydraulic Models for Axial Piston Pumps. *Energy Procedia* 148,114–121.
- Chao Q., Zhang J., Xu B., Huang H., & Zhai J. (2019). Centrifugal effects on cavitation in the cylinder chambers for high-speed axial piston pumps. *Meccanica* 54, 815–829.
- Ding, H., Visser, F. C., Jiang, Y., & Furmanczyk, M. (2011). Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications. *Journal of Fluids Engineering*, 133(1), 277–293.
- Frosina, E., Marinaro, G., Senatore, A., & Pavanetto, M. (2018). Effects of PCFV and Pre-Compression Groove on the Flow Ripple Reduction in Axial Piston Pumps. *Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS)*.
- Ma, J., Fang, Y., Xu, B., & Yang, H. (2010). Optimization of cross angle based on the pumping dynamics model. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A.*, 11(3), 181–190.
- Shaogan Y., Junhui Z., Bing X., Shiqiang Z., Jiawei X., (2019) “Hesheng Tang “Theoretical investigation of the contributions of the excitation forces to the vibration of an axial piston pump” *Mechanical Systems and Signal Processing* 129, 201–217.

Ying L., Xing C., Hao L., Jun-Hui Z., & Jin Z. (2017) Research on the Influence of the Piston Number on the Churning Losses in Axial Piston Pumps. Chinese Mechanical Engineering Society and Springer, 1-14.

Zhang, B., Ma, J., Hong, H., Yang, H., & Fang, Y. (2016). Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pump based on the computational fluid dynamics method. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 11(1), 86–95.

Wiklund, P. and Svedberg, G.C. Using computational fluid dynamics (CFD) to analyse the inlet flow of an axial piston pump. Scandinavian International Conference on Fluid Power, pp. 45-59 Sweden, 1997.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Sabri KOLDEMİR
Uyruđu : T.C.
Dođum Yeri ve Tarihi : KONYA /20.06.1993
Telefon : 0539449351
Faks :
e-mail : sabri678@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Adil Karaađaç Anadolu Teknik Lisesi	2011
Üniversite	: Selçuk Üniversitesi	2017
Yüksek Lisans	: Necmettin Erbakan Üniversitesi	2021

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2017 – (devam)	Ziya Usta Hidrolik	Arge Mühendisi