

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**RÜZGAR TÜRBİNLERİNDE KULLANILAN DIŞ DIŞLI
POMPALARDA DIŞLI MODİFİKASYONLARININ
VOLÜMETRİK VERİM VE KAVİTASYON ÜZERİNE
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**Hazırlayan
Alparslan İLBAŞ**

**Danışman
Doç. Dr. M. Serdar GENÇ**

Yüksek Lisans Tezi

**Mart 2018
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**RÜZGAR TÜRBİNLERİNDE KULLANILAN DIŞ DIŞLI
POMPALARDA DIŞLI MODİFİKASYONLARININ
VOLÜMETRİK VERİM VE KAVİTASYON ÜZERİNE
ETKİSİNİN İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Hazırlayan
Alparslan İLBAŞ**

**Danışman
Doç. Dr. M. Serdar GENÇ**

**Mart 2018
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Alparslan İLBAŞ



“RÜZGAR TÜRBİNLERİNDE KULLANILAN DIŞ DIŞLİ POMPALARDA DIŞLİ MODİFİKASYONLARININ VOLÜMETRİK VERİM VE KAVİTASYON ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ” adlı Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Hazırlayan

Alparslan İLBAŞ

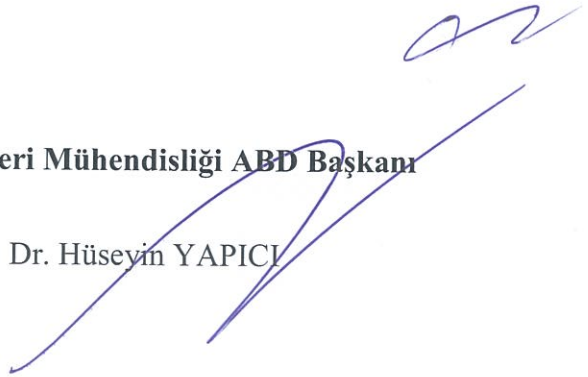


Danışman

Doç. Dr. M. Serdar GENÇ

Enerji Sistemleri Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. Dr. Hüseyin YAPICI



Doç. Dr. Mustafa Serdar GENÇ danışmanlığında Alparslan İLBAŞ tarafından hazırlanan “Rüzgar Türbinlerinde Kullanılan Dış Dişli Pompalarda Dişli Modifikasyonlarının Volümetrik Verim Ve Kavitasyon Üzerine Etkisinin İncelenmesi” adlı bu çalışma jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında **yüksek lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

07 / 03 / 2018

JÜRİ:

Danışman : Doç. Dr. Mustafa Serdar GENÇ

Üye : Prof. Dr. Beşir ŞAHİN

Üye : Prof. Dr. Gamze GENÇ

ONAY:

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 07/06/2018 tarih ve 2018/15-01 sayılı kararı ile onaylanmıştır.



07 / 06 / 2018

Prof. Dr. Mehmet AKKURT

Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ/TEŞEKKÜR

Bu çalışmasının oluşturulmasında bilgi ve tecrübeleriyle desteklerini esirgemeyen tez danışmanım Sayın Doç. Dr. M. Serdar GENÇ hocama teşekkürlerimi borç bilirim. Ayrıca eski çalışmanı olduğum Pi Makina Ltd. şirketine yüksek lisans çalışmalarımda beni desteklediği için ve FLUENT programının kullanımı hakkında benimle kıymetli bilgilerini paylaşan Arş. Gör. Mehmet Emin CANLI ve Arş. Gör. Burak KARAKAYA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Alparslan İLBAŞ

Mart 2018, KAYSERİ

RÜZGAR TÜRBİNLERİNDE KULLANILAN DIŞ DIŞLİ POMPALARDA DIŞLİ MODİFİKASYONLARININ VOLÜMETRİK VERİM VE KAVİTASYON ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Alparslan İLBAŞ

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi, Mart 2018
Danışman: Doç.Dr. Mustafa Serdar GENÇ

ÖZET

Yüksek kapasiteli rüzgar türbini sistemlerinde, sistem içerisindeki mekanizmaları tahrik edilmesi ve güç aktarım organlarının yağlanması amacıyla hidrolik pompalar kullanılmaktadır. Bu sistemlerde, birçok hidrolik sistemde olduğu gibi, maliyet avantajı ve çalışma performansı göz önüne alınarak dış dişli pompalar tercih edilmektedir. Dış dişli pompalar; karşılıklı çalışan iki dişli emmiş kısmından, dişleri arasına aldığı akışkanı karşı tarafa taşıyarak çalışmaktadır. Bu çalışmada, dişli pompada kullanılacak farklı basınç açısı değerlerine sahip dişli profillerinde yapılan ufak modifikasyonların akış üzerine etkisi, sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal analizde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yaklaşımı kullanılarak, pompanın dinamik çalışma ortamı dinamik ağ yapısı ile modellenmiş ve zamana bağlı akış durumunda en düşük basınç değerleri ve toplam verim hesaplanıp, kavitasyon oluşma durumları gözlemlenmiştir. Hesaplanan volümetrik verim değerlerinin karşılaştırılması neticesinde basınç açısındaki artışın volümetrik verimi artırdığı gözlemlenmiştir ve en yüksek hacimsel debi, basınç açısı en yüksek olan 27,5° basınç açısı değerine sahip profil için gerçekleşmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dış Dişli Pompa, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Kavitasyon, Volümetrik Verim

**AN INVESTIGATION OF EFFECTS OF GEAR MODIFICATIONS ON
CAVITATION AND VOLUMETRIC YIELD OF GEAR PUMPS USING AT
WIND TRUBINES**

Alparslan İLBAŞ

**Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences
Master Thesis, March 2018**

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Mustafa Serdar GENÇ

ABSTRACT

In the system of high capacity wing turbine, hydrolic pumps is used for stimulating mechanizms of the system and for lubricating parts of power transmission. As in the other hydrolic systems, in this systems, using of external gear pumps is prefered to consider advataces of costs an working performance. Gear pumps work by taking liquid between their teeth from the suction side and transfering this liquid to the pumping side. In this study, gear modification perfects on the flow characteristics with different pressure angle examined numerically. At numerical analysis, using approach of Computational Fluid Dynamic (CFD) methods, dynamic working environment of pump is modeled and lowest pressure value and total yield evaluated in the situations of depend upon time. Also cavitation conditions is investigated. As a result of comparison of volumetric yield values, is seen that volumetric yield increase with increasing pressure angle. The highest volumetric flow rate was seen on gear profile that have highest pressure angle with 27,5°.

Keywords: Cavitation, Computational Fluid Dynamics, External Gear Pump, Volumetric Efficiency

İÇİNDEKİLER

RÜZGAR TÜRBİNLERİNDE KULLANILAN DIŞ DIŞLI POMPALARDA DIŞLI MODİFİKASYONLARININ VOLÜMETRİK VERİM VE KAVİTASYON ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

	<u>Sayfa</u>
BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK	ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK.....	iii
KABUL VE ONAY	iv
ÖNSÖZ/TEŞEKKÜR	v
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
KISALTMALAR	xi
TABLolar LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLER LİSTESİ	xiii
GİRİŞ	1

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Dış Dişli Pompalar	5
1.1.1. Kaviteasyon Olayı ve Dış Dişli Pompalarda Kaviteasyon Oluşumu	6
1.1.2. Volümetrik Verim İfadesi	6
1.1.3. Dış Dişli Pompaların Yapısı Hakkında Bilgiler	7
1.1.4. Dış Dişli Pompaların Günümüz Piyasasında Kullanım Alanları	7
1.2. Dişli Teorisi.....	9
1.2.1. Basınç Açısının Dişli Formu Üzerine Etkileri	10
1.2.2. Modül Değerindeki Değişimin Dişli Formu Üzerine Etkileri	11

1.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	16
1.3.1. Mesh Mantığı ve Ansys - Fluent Programında Dinamik Mesh Uygulamaları Hakkında Bilgiler	16
1.3.2. Çözüm için Analitik Bir Yaklaşım	17
1.4. Problem Durumu	19
1.5. Araştırmanın Amacı	20
1.6. Araştırmanın Önemi.....	20

2. BÖLÜM

YÖNTEM VE MATERYAL

2.1. Referans Bir Ticari Pompanın Seçimi ve Pompa Dişlilerinin Ölçümü	21
2.2. Referans Dişli Pompanın 2 Boyutlu Modelinin Oluşturulması	26
2.3. Karşılaştırma Yapılacak Dişli Profillerinin Oluşturulması	27
2.4. Seçilen Akışkanın Teknik Özellikleri	29
2.5. Sayısal Analiz.....	29
2.5.1. Ağ Modelinin Oluşturulması	30
2.5.1.1 Ağ Yapısı Ayarlamaları.....	33
2.5.2 Sınır Koşulları.....	34
2.5.3. Fluent Çözücü Ayarlarının Belirlenmesi.....	34

3. BÖLÜM

BULGULAR

3.1. Kütleli Debi Değerlerinin Tespiti ve Volümetrik Verimin Hesaplanması.....	38
3.1.1 Basınç Açısı 22,5° ve Modül Değeri 2,75 mm Olan Pompa İçin Debi Değeri	40
3.1.2 Basınç Açısı 27,5° ve Modül Değeri 2,75 mm Olan Pompa İçin Debi Değeri	42
3.1.3 Elde Edilen Kütleli Debi Değerlerinin Karşılaştırılması	42
3.1.4. Volümetrik Verim Değerlerinin Tespiti	43
Tablo.1 : Volümetrik verim değerlerinin karşılaştırması	45

3.2. Basınç Değerlerinin Gösterimi ve Kaviteasyon Oluşumunun Değerlendirilmesi	45
3.2.1 Orijinal Model İçin Hesaplanan Minimum Basınç Değeri Grafiği ve Görseli	46
3.2.2 Basınç Açısı 22,5° Olan Model İçin Hesaplanan Minimum Basınç Değeri Grafiği ve Görseli	48
Tablo 2. X ve Y noktalarında basınç dağılımı	50
Tablo 3. X ve Y noktalarında hız dağılımı	51
3.2.3 Basınç Açısı 27,5° Olan Model İçin Hesaplanan Minimum Basınç Değeri Grafiği ve Görseli	51
3.2.4 Hareketle Mutlak Basıncın Değişiminin İncelenmesi	53
3.2.5 Hareketle Hız Dağılımlarının İncelenmesi	54

4. BÖLÜM

TARTIŞMA-SONUÇ ve ÖNERİLER

4.1. Tartışma	56
4.2. Sonuç ve Öneriler	56
KAYNAKLAR	59
EKLER	61
EK 1. MUTLAK BASINÇ DEĞERLERİNİN ZAMAN ADIMINA BAĞLI KARŞILAŞTIRILMASI TABLOSU	62
EK 2. HIZ DEĞERLERİNİN ZAMAN ADIMINA BAĞLI KARŞILAŞTIRILMASI TABLOSU	68
ÖZGEÇMİŞ	74

KISALTMALAR

CMM : (Coordinate Measuring Machine) Kordinat Ölçüm Cihazı

HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

CFD : (Computational Fluid Dynamics) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

CAD: (Computer Aid Design) Bilgisayar Destekli Tasarım



TABLULAR LİSTESİ

Tablo.1 : Volümetrik verim değerlerinin karşılaştırması.....	45
Tablo 2. X ve Y noktalarında basınç dağılımı	50
Tablo 3. X ve Y noktalarında hız dağılımı.....	51



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.	Dış dişli pompanın çalışma prensibi	5
Şekil 3.	Dişli terminolojisini temsil eden gösterim	9
Şekil 4.	Diş dibi kesilmesi durumunun şematik gösterimi	10
Şekil 5.	2,75 mm modül değeri için $20 - 22,5^\circ - 25^\circ - 27,5^\circ - 30^\circ$ basınç açılarında dişli profilleri.....	11
Şekil 6.	25° basınç açısı için modül 2,5 mm ve profil kaydırma katsayısı 0.4906 ...	12
Şekil 7.	25° basınç açısı için modül 2,6 mm ve profil kaydırma katsayısı 0.1946 ...	12
Şekil 8.	25° basınç açısı için modül 2,7 mm ve profil kaydırma katsayısı -0.0455 ..	13
Şekil 9.	25° basınç açısı için modül 2,8 mm ve profil kaydırma katsayısı -0.2299 ..	13
Şekil 10.	25° basınç açısı için modül 2,9 mm ve profil kaydırma katsayısı -0.3533 ..	14
Şekil 11.	Dişlinin yuvarlanma ve kayma hızları	15
Şekil 12.	Seçilen dişli pompanın katı model görünümü.....	22
Şekil 13.	Seçilen dişli pompanın demontaj edilmiş hali	22
Şekil 14.	Seçilen pompanın katalog verileri.....	23
Şekil 15.	Orijinal dişli profilinin Klingenberg P65 dişli ölçüm cihazında ölçüm sonuçları	24
Şekil 16.	Orijinal dişli profilinin Klingenberg P65 dişli ölçüm cihazında ölçüm sonuçları	25
Şekil 17.	CAD Model üzerinde dişli profilleri ve akış alanı	27
Şekil 18.	Orijinal dişli profilinin KISSOFT programı ile modellenmesi.....	28
Şekil 19.	ISO VG 220 madeni yağ teknik değerleri.....	29
Şekil 20.	Genel ağ ayarları	31
Şekil 21.	Yapılan bir analiz için mesh formu	32
Şekil 22.	Yapılan bir analiz için dişliler arası mesh formu	32
Şekil 22.	Eleman sayısı ve kalitesini gösterir görsel	33
Şekil 27.	Orijinal dişli profili için kütleli debi/zaman grafiği (Her bir zaman adımı $10e-6$ saniyedir).....	39
Şekil 28.	Seçilen pompa için çalışma devir - hacimsel debi grafiği.....	40
Şekil 29.	Basınç açısı $22,5^\circ$ dişli profili için kütleli debi/zaman adımı grafiği	41
Şekil 30.	Basınç açısı $27,5^\circ$ dişli profili için kütleli debi/zaman adımı grafiği	42

Şekil 31.	Karşılaştırmalı kütleli debi/zaman adımı grafiği	43
Şekil 32.	Orijinal dişli profili için akış alanını gösterir görsel	44
Şekil 33.	Orijinal Dişli Modeli İçin Minimum Basınç/Zaman Adımı Grafiği (Her bir zaman adımı $10e-6$ saniyedir)	46
Şekil 34.	Basınç açısı 25° olan orijinal model için düşük statik basınç bölgelerini gösterir görsel.....	47
Şekil 35.	Basınç açısı $22,5^\circ$ olan dişli modeli için minimum basınç/zaman adımı grafiği	48
Şekil 36.	Basınç açısı $22,5^\circ$ olan model için düşük basınç bölgelerini gösterir görsel	49
Şekil 37.	$27,5^\circ$ basınç açısı olan dişli modeli için minimum basınç/zaman adımı grafiği	52
Şekil 38.	Basınç açısı $27,5^\circ$ olan model için düşük statik basınç bölgelerini gösterir görsel.....	53

GİRİŞ

Günümüz enerji ihtiyacına bağlı olarak, giderek kullanımı yaygınlaşan temiz enerji kaynaklarından biri olan rüzgar türbinlerinin, boyutları ve enerji üretim kapasiteleri her geçen gün artmaktadır. Enerji üretim kapasitesinin artırılması ve türbin mekanizmalarındaki verimliliği artırıcı geliştirmeler, daha işlevsel mekanizmaların ortaya çıkmasına neden olmuştur. Sistemler büyüdükçe, mekanizmalar yardımı ile türbin kulesinin yönü ve kanat açılarının ayarlanması gerekmiş, soğutma ve yağlama ihtiyaçları artmış ve hatta kapaklar ve servis vinci gibi mekanizmalara ihtiyaç duymaya başlamıştır. Tüm bu sistemlerin çok dar hacimli türbin kulesi içine yerleştirilebilmesi ve işlevsel çalışabilmesi için, maliyeti düşük hidrolik sistemler ve devre elemanları yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır.

Bu tez çalışmasında, türbin mekanizmalarında da hidrolik devrelerin tahrik edilmesi ve türbin dişli kutusunun soğutulması için yaygın olarak kullanılan diş dişli pompaların geliştirilmesi amacıyla, dişli formundaki değişikliklerin pompanın verimi ve kavitasyon oluşumuna etkisi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi ile 2 boyutlu olarak incelenmek istenilmiştir.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Dış dişli pompa tasarımlarında küçük boyutlarda, yüksek debi ve basıncın oluşturulması ilk hedefdir. Dış dişli pompa dişlileri, yapıları itibari ile karşılıklı çalışırlar ve emiş tarafından aldıkları sıvıyı kendi çevrelerinden süpürerek, artan basınçla çıkış hattına iletirler [1,2]. Bir saniyede süpürülen toplam akışkanın hacimsel miktarı bize hacimsel debi değerini verir. Son dönemde dişli boyutlarının düşürülmesi ve hızın artırılması ile aynı güçte daha yüksek basınç ve yüksek debi değerlerine ulaşılmaya çalışılmaktadır. Bu esnada emiş kısmında ani basınç düşmeleri meydana gelir. Bu durum da hidrolikte kavitezyon diye tanımlanan soğuk kaynama olayına sebep olur [3]. Giriş kısmında basıncın ani düşmesi ile sıvının basıncı buharlaşma basıncının altına düşer ve aniden buharlaşma başlar. Bunun neticesinde sıvı içerisinde buhar kabarcıkları oluşur. Bu kabarcıklar dişli çark ve pompa iç yüzeylerine tutunma eğilimindedir. Pompa emiş kısmındaki basıncın ani azalış ve artışı ile bu buhar kabarcıkları patlar ve tutundukları yüzeyde aşınmaya sebep olurlar. Tüm bu süreç sonunda pompa içinde aşınmalar, gürültü, akış bozuklukları ve enerji kayıpları meydana gelir [3]. Bu nedenden dolayı son yıllardaki çalışmalar, yüksek basınç elde edilmesine rağmen kavitezyonu azaltmak amacıyla farklı dişli profilleri ve pompa yapısının geliştirilmesi konularında yoğunlaşmıştır [4,5]. Bununla birlikte, yüksek pompa hızlarında akışkanın dişlilerin arasına dolması zorlaşabilir. Tüm bu etkenler göz önüne alındığında dişli geometrisinin akışkan davranışına etkisi bu çalışmada incelenmek istenmektedir.

Tez çalışması öncesinde ve sırasında yapılan literatür çalışmasında, konu hakkında çeşitli yayın ve patentlerin yer aldığı görülmüş ve daha önce elde edilen bu bilgiler üzerine tez çalışması yönlendirilmiştir.

Dişli profillerinin dişli pompalar üzerinde akışa olan etkisi deneysel ve teorik olarak birçok çalışmada incelenmiştir. Olguner [6] asimetrik dişliler kullanarak, bir dişli pompa üzerinde dişlilerin akışa etkisini teorik yaklaşımla incelemiştir. Bu çalışmada dişli üzerindeki herz basıncı analitik olarak incelenmiş, basınç açısı, profil kaydırma değerleri ve diş sayıları değiştirilerek dişli gerilemeleri üzerine etkisi incelenmiştir.

Diş boşluklarındaki ani hacim değişikliklerinin büyük basınç dalgalanmaları meydana getirdiğini belirleyen Wang ve arkadaşları, dişlilerin temas hareketini göz önüne alarak, basınç değişimlerini düşürecek dişli boşluğu ve aşınma plakalarını tasarlamak için bir optimizasyon yapmış ve yaklaşımı doğrulamak üzere bu optimizasyonu yaptıkları deneysel çalışma sonuçlarıyla kıyaslamışlardır [7].

Costopoulos ve arkadaşları düz dişli pompalarda optimum diş profilini hesaplamış ve akış dalgalanmasını azaltacak bir metot üzerinde çalışmışlardır. Sıvının gönderilmesindeki hataların ve pompa büyüklüğü hatalarının giderilmesiyle akış dalgalanmasını azaltabileceği sonucuna ulaşmışlardır[8].

David del Campo Sud [9], HAD ile simule edilen bir referans pompa ve iç çember geometrisi değiştirilmiş, 4 alternatif pompa içi geometrisi tasarlayarak iç çemberde yapılan şekil değişikliğinin kaviteyona etkisini ve oluşan kaviteyasyonun volumetrik verime etkisini çalışmıştır. Çalışmada iki-boyutlu numerik yaklaşıma dayalı HAD yöntemiyle dış dişli pompalarının volumetrik veriminin kaviteyasyonun etkisi ortaya konmuştur.

Bu konuda James R. McBurnett ve William D. McMillan tarafından yapılan “Cavitation-free gear pump” isimli patent çalışmasında, geliştirdiği asimetrik dişli profillerinin kavitasyon oluşumunu azalttığını belirtmiş ve geliştirme sırasında yaptığı tasarımların patentlerini almıştır. Özellikle emiş kısmında backlash değerini artırarak ani basınç yükselmelerini engellediğini ve bu durumun kavitasyonun ikinci evresi olan buhar kabarcıklarının patlaması olayını azalttığını belirlemiş ve patentine dahil etmiştir [10].

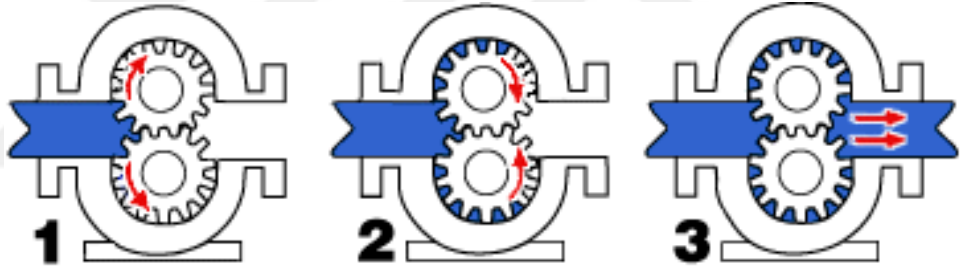
Yine bu konuda Steven A. Heitz tarafından yapılan “Gear pump with unequal gear teeth on drive and driven gear” isimli patent çalışmasında, diş sayıları eşit olmayan dişliler kullanılarak dişlilerin birbiri üzerinde kayma hızlarının azaltılacağı ve gerilme değerlerinin azalacağı belirlenmiş ve konu hakkında patent almıştır [11].

James B. Klassen tarafından yapılan “Gear Pump” isimli patent çalışmasında, bazı asimetrik dişli profillerine sahip pompalar tasarlanmış, bu dişli tasarımları ile daha fazla basınç karşılayacak pompalar elde etmiş ve bu pompların iç bükey diş profilleri ve dişli sayılarının kullanımını hakkında patent haklarını almıştır [12].

Literatürdeki bu çalışmalar incelendiğinde, çalışmaların dişli profillerini kapsamakla beraber daha çok pompa gövdesi üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Pompada kullanılan dişlilerin yapısı hakkındaki değişiklikler baz alınmak suretiyle yapılan çalışmalarda ise genellikle dişli mikro yapısından ziyade diş sayıları gibi çalışma performansını etkileyecek radikal değişikliklerin etkileri incelenmiştir. Ayrıca bu tür pompalar hakkında, sayısal çözüm alınan çalışmaların hayli az olduğu, doğru ve uygun sayısal modellemelerin oluşturulmasının, çalışmaların sürdürülmesine ve tasarımcı mühendislere yardımcı olacağı gerekçeleri göz önüne alınarak bu tez çalışmasına başlanılmıştır.

1.1. Dış Dişli Pompalar

Dış dişli pompalar, akışkanın bulunduğu alanı doldurarak istenilen tarafa taşıyan pozitif deplasmanlı pompalar sınıfındadır. Karşılıklı iki dişlinin çalışırken dişleri arasına aldığı akışkanı emiş bölgesinden (section area) basınç bölgesine (pressure area) taşıması prensibi ile çalışan bu pompalar, dişler arasındaki boşluklar ve diş üstü boşlukları sebebiyle özellikle yoğun akışkan maddelerin pompalanması için kullanılmaktadır. Üretimi basit ve maliyetlerinin düşük olmasından dolayı ile hidrolik devre uygulamalarında kullanımı yaygındır. Şekil 1’de bir dış dişli pompanın çalışma prensibi, temsili resimlerle gösterilmektedir. Şekildeki gösterime göre akışkan birbiri ile karşılıklı çalışan dişlilerin çevresinden taşınarak basınç bölgesine aktarılmaktadır.



Şekil 1. Dış dişli pompanın çalışma prensibi

Dış dişli pompaların avantajlarının yanı sıra, pratikte çalışmasında bazı sorunlar vardır. Öncelikle dış dişli pompalar diş boşluklarında sıvıyı taşıdıkları için, çalışırken akışkanı aralıklarla pompalarlar. Bu durum akışkanın darbeli olarak pompalanmasına sebep olur. Bu sebeple pompa titreyişine ve sistemde çalışan birleşenlere sıvının darbeli iletilmesine sebep olur. Ayrıca dişli pompalar diğer pompalara nazaran daha sesli çalışmaktadır. Tüm bunların yanında, pompanın kavitasyona girmesi durumunda ise oluşan titreşim ve ses çok daha yoğundur. Bu tür pompalarda kavitasyonun oluşumu, ilgili bölümde açıklanmıştır.

Ticari olarak özellikle orta basınçta (150 - 200 bar'a kadar) çalıştırılan hidrolik sistemlerde yaygın olarak kullanılan dişli pompalar, bu alanda üretim yapan firmalar tarafından dişli profilleri ve emiş bölümleri üzerinde değişiklikler yapılarak geliştirilmeye çalışılmaktadır.

1.1.1. Kaviteasyon Olayı ve Diş Dişli Pompalarda Kaviteasyon Oluşumu

Tüm bunların yanında, pompanın kaviteasyona girmesi durumunda ise oluşan titreşim ve ses çok daha yoğundur. Kaviteasyon; akışkanın ani basınç düşümünden kaynaklı buharlaşması ve bu buhar baloncuklarının yüksek basınç alanı etkisinde patlaması olayıdır [13]. Dişli pompalarda kaviteasyon oluşumu şu şekilde gerçekleşmektedir; Dişli pompanın emiş bölgesindeki basınç çalışma esnasında düşer. Bu alandaki basıncın akışkanın çalışma sıcaklığındaki buharlaşma basıncının altına düşmesi sonucu anlık buharlaşmalar meydana gelir ve buhar baloncukları sıvı içerisinde oluşmaya başlar. Bu buhar baloncukları pompa dişlileri ve yüzeyine tutunma davranışı gösterirler. Pompa dişlileri etrafında süpürülen akışkan yüksek basınç alanına geçtiğinde ise akışkan basıncının etkisinde ani olarak parçalanarak tutunduğu yüzeylerde hasara yol açar. Ayrıca bu kaviteasyon olayı, pompanın kararsız, gürültülü ve titreşimli çalışmasına sebep olur.

1.1.2. Volümetrik Verim İfadesi

Volümetrik verim, pompalanan akışkan miktarının, teorik olarak pompalanması gereken akışkan miktarına oranıdır [14]. Dişli pompalarda, teorik olarak pompalanması gereken akışkan hacmi hesaplanırken, bir diş boşluğunun hacmi dikkate alınarak diş sayısı ile çarpılır ve 1 devirde pompalanması gereken teorik akışkan hacmi bulunmuş olur. Gerçekte pompalanan akışkan miktarı tespit edilirken, toplam pompalanan akışkan miktarı toplam devir sayısına bölünerek pompalanma akışkan miktarı bulunur. Bu iki değer birbirine bölümü ile volümetrik verim ifadesine ulaşılır. Diş üstü ve etrafındaki boşluklardan akışkanın emiş bölgesine geri kaçması verim değerini düşüren etkenlerdendir.

1.1.3. Dış Dişli Pompaların Yapısı Hakkında Bilgiler

Temel olarak dişli gövdesi, karşılıklı çalışan dişliler, dişlilerin dönme hareketine yataklık eden burçlar, burçların yatakladığı ve içerisinde, burçların, kullanılan akışkan yardımı ile, yağlanmasını sağlayan kanalların olduğu yan duvarlar bulunur. Yan duvarların üzerinde, içerideki sıvının sızdırmazlığını sağlamak için keçe kanalları bulunmaktadır. Ayrıca pompaya güç girişini sağlayan shaft üzerindeki sızdırmazlığı sağlama içinde döner mil keçesi olarak adlandırılan keçelerden kullanılmaktadır. Çalışmada kullanılmak üzere ticari bir dişli pompa sökülerek incelenmiştir.

1.1.4. Dış Dişli Pompaların Günümüz Piyasasında Kullanım Alanları

Dış dişli pompalar sanayide özellikle orta basınç seviyelerinde (150 – 200 bar) kullanılmaktadır. Bu sistemler sabit yapılar ve mobil platformlar olabilir. Rüzgar türbini ve diğer enerji ve iş makinelerinde de, hidro-mekanik sistemlerin tahrik edilmesi ve kritik mekanik parçaların yağlanması amacıyla dış dişli pompalar kullanılmaktadır. Şekil 2. 'de 1,5 MW gücünde elektrik üretimi yapan bir rüzgar türbininin mekanik transmisyon dişli kutusu görülmektedir. Bu sistemde, bir elektrik motoru yardımı ile tahrik edilen dişli pompa sayesinde hem sistemdeki mekanik sistemler tahrik edilmekte hemde sistem elemanları yağlanmaktadır. Ayrıca çalıştığım şirkette de iş makinalarında ana tahrik pompası olarak da dişli pompa kullanılmaktadır.



Şekil 2. Rickmeier firması tarafından üretilen, 1.5 MW rüzgar türbinlerinde kullanılan dış dişli pompa yağlama sistemi [15]

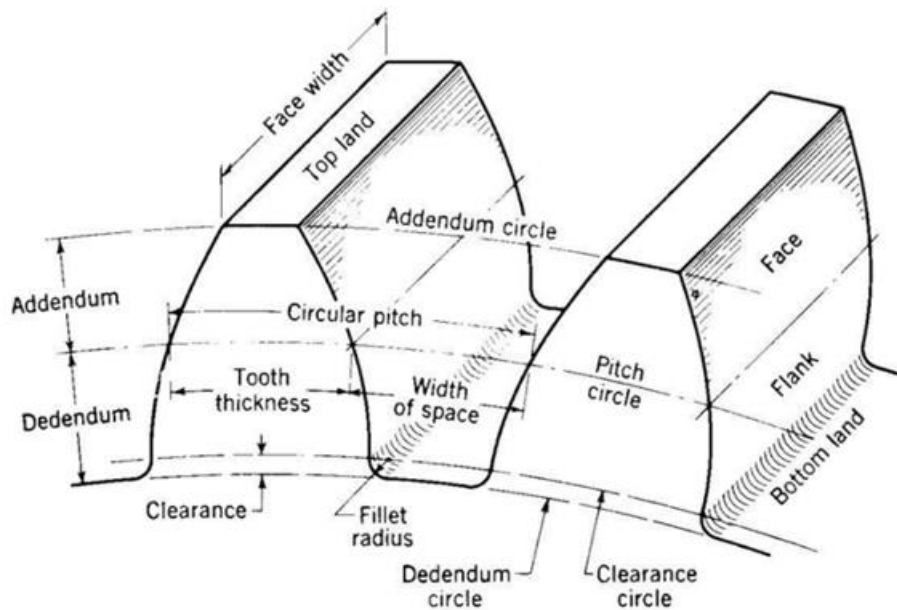
Pompa sistemlerinde kullanılan parçaların tamamı çok dar tolerans değerlerinde, pahalı prosesler ile üretildiği ve dişli pompaların yapısında oldukça az parça kullanıldığı için maliyet avantajı sağlarlar. Birçok akışkanın transferinde kullanılan bu pompalar, gıda sektörüne yönelik olarak paslanmaz, birkaç ayrı hattı tek güç kaynağından tahrik edebilmek için tandem olarak da üretilmektedir. Bunun yanında yüksek basınçlara dayanıklı döküm gövde veya hafif ürün için alüminyum gövdeli modeller halinde de üretilmektedir.

Ürün katalogları incelendiğinde dişli pompaların iletim hacmine, max. Çalışma hızına ve nominal basınç değerine göre katagorize edildiği görülmektedir. Ayrıca önde gelen dişli pompa üreticilerinin farklı dişli ve iç dizaynlara sahip dış dişli pompaları daha az darbeli ve titreşimli olduğunu öne sürerek piyasaya sürdükleri de görülmüştür.

1.2. Dişli Teorisi

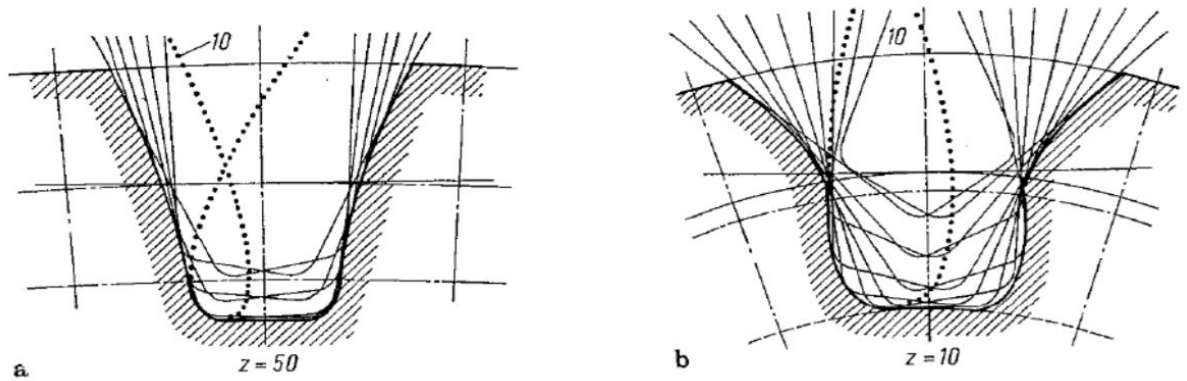
Dişliler eşlenik hareket sırasında sabit bir açısal hız oranı elde etmek için tasarlanan mekanizmalardır. Hareketi başka bir eksene aktarmaya ve bu geçişler sırasında devri ve tork değerini değiştirmek amacıyla kullanılırlar. Bunun yanında tez konumuz olan dişli pompa mekanizmalarının kurulmasına ve akışkanı diş aralarına alıp pompalamaya da yararlar.

Dişli terminolojisi ile ilgili açıklayıcı görsel Şekil 3'de gösterilmiştir. Dişli teorisi hakkında şu bilgiler verilebilir; bölüm dairesi (Pitch Diameter) tüm hesaplamaların dayandırıldığı teorik bir dairedir. Eş çalışan iki dişli çiftinin bölüm dairesi birbirine teğettir. Dairesel hatve, bölüm dairesi üzerinde diş kalınlığı ve diş boşluğunun toplamına eşittir. Modül m , bölüm dairesi çapının diş sayısına oranıdır. Modül değeri diş üstü ve diş dibi değerlerinin oransal olarak tanımlanması için de kullanılır. Diş yüksekliği (addendum) ve diş derinliği (dedendum) değerlerinin modül değerine bölünmesi ile diş yüksekliği katsayısı (addendum coefficient) ve diş derinliği katsayısı (dedendum coefficient) sayıları elde edilir.



Şekil 3. Dişli terminolojisini temsil eden gösterim [16]

Dişli tasarımında dikkat edilmesi gereken birçok etkenin yanında iki temel husus ön plandadır. Bunların ilki modül değerine göre diş sayısı az olan dişlilerde gerçekleşen diş dibi kesilmesi (Undercut) olayıdır. Bu durum dişli kesici takımın dişli profilini açarken geometri gereği diş dibine yaklaşması ve diş dibini mukavemeti azaltacak şekilde kesmesi olayıdır. Bu durum Şekil 4 'de gösterilmiştir. Şekillerde dişlinin tezgahta işlenişi sırasında takımın izleyeceği yol siyah çizgilerle sıralı çerçeveler içinde gösterilmiştir. Açılan dişli profillerinin yüzeyi taralı bölge ile belirtilmektedir. A şeklinde 10 mm modül değerine sahip 50 diş sayılı dişlinin işlenmesi temsili olarak görülmektedir. Burada dişli profilinin alt kısımları düz bir eğri olarak görülmektedir. Diş dibi incelmemiştir ve ani kesit daralması nedeniyle mukavemette azalma yoktur. B şeklinde aynı modül ölçüsü için 10 diş sayısına sahip dişlinin işlenmesi gösterilmektedir. Burada takım ekseninin dişli eksenine yakın olmasından dolayı diş dibinde kesit daralmasına ve diş dibi kalınlığının azalmasına sebebiyet veren işleme gerçekleşmiştir. Bu durum dişli mukavemet hesaplarında dikkate alınmalıdır. Ayrıca diş dibi kesilmesinin önüne geçebilmek adına pozitif yönde profil kaydırma uygulanabilir.



Şekil 4. Diş dibi kesilmesi durumunun şematik gösterimi

1.2.1. Basınç Açısının Dişli Formu Üzerine Etkileri

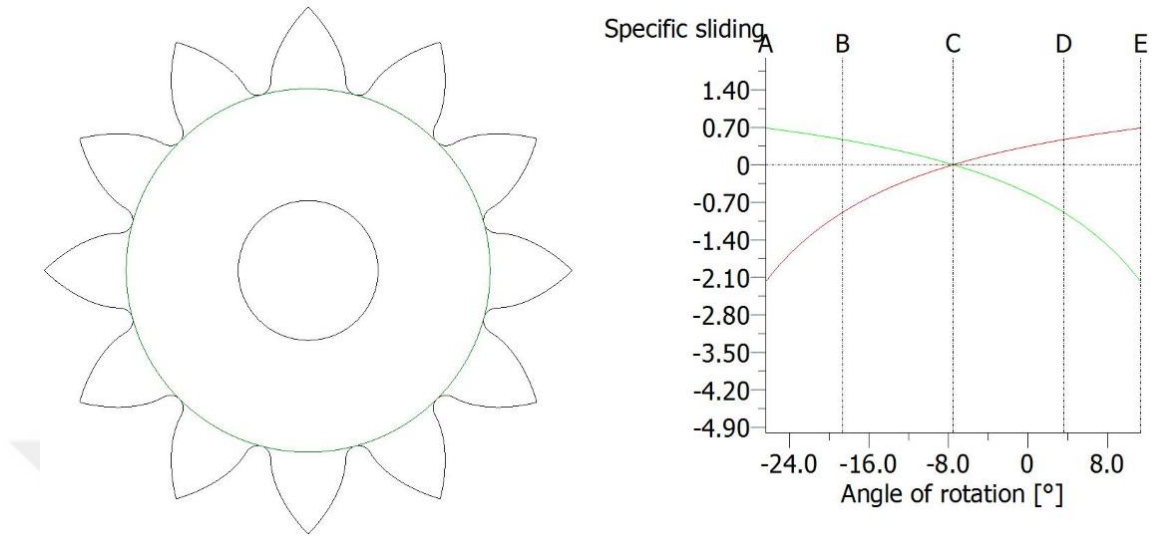
Basınç açısının dişli mekanizmalarının kuvvet dağılımına etkisi olduğu gibi profillerin formuna da etkisi vardır. Şekil 5’de modül değeri 2,75 mm olan orijinal dişli profili üzerinden türetilen ve 20° basınç açısından 30° basınç açısına kadar kademeli olarak değişen basınç açısı değerinin dişli formu üzerine etkisi görülmektedir. Basınç açısı değerinin azalması diş üstünün kalınlaşmasına sebep olurken diş dibinde incelme görülmektedir. Düşük basınç açısı değerleri dişliler arası kuvveti artırırken, diş dibindeki kalınlığın azalmasına ve bazı durumlarda diş dibi kesilmesi durumuna sebep olmaktadır.



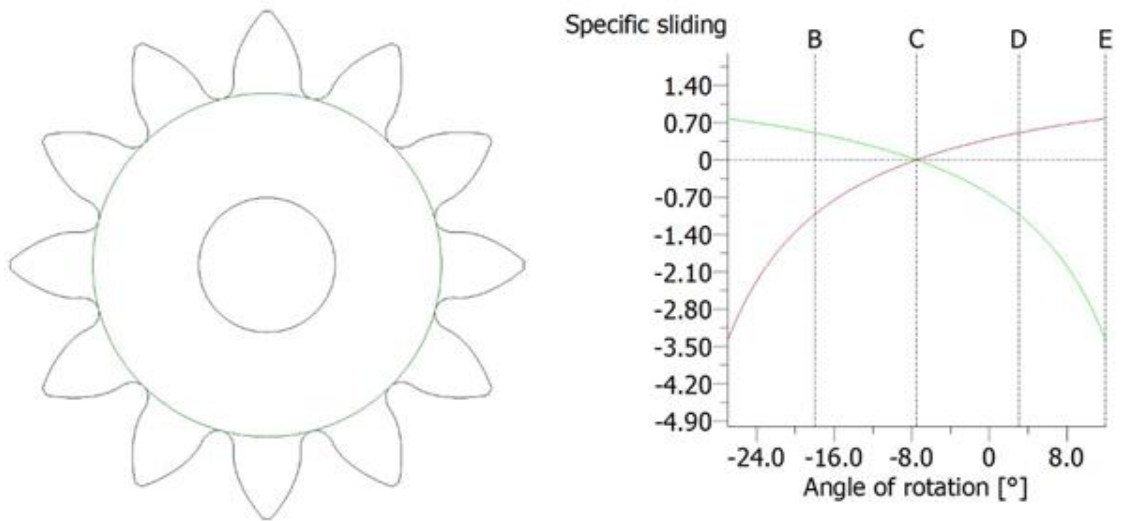
Şekil 5. 2,75 mm modül değeri için $20^\circ - 22,5^\circ - 25^\circ - 27,5^\circ - 30^\circ$ basınç açılarındaki dişli profilleri

1.2.2. Modül Değerindeki Değişimin Dişli Formu Üzerine Etkileri

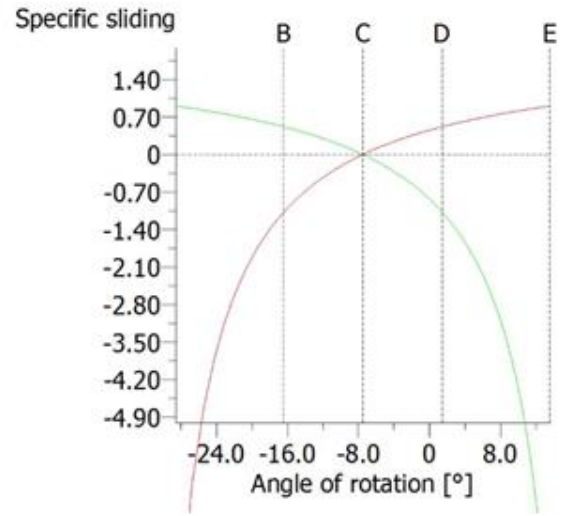
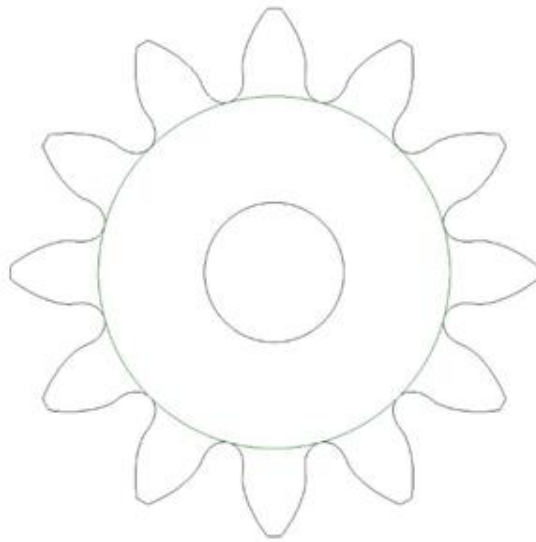
Dişli eksenleri arasındaki mesafenin ve diş sayılarının aynı kalması halinde modül değerinde yapılacak ufak değişiklikler profil kaydırma değerinin de uygun olarak değişmesi ile sağlanabilir. Geri kalan geometrik ölçüler değişmeden modül değerinin değiştirilmesi ile kayma hızları daha düşük ve diş üstü incelmesinden uzak dişliler elde edilebilir. Bu durumun incelenmesi, küçük boyutlarda daha sessiz ve aşınmaya mukavim dişlilerin tasarımı hakkında bizlere bilgi verir. Örnek olarak 25° basınç açısında, karşılıklı çalışan 12 diş ve 32.15 mm eksenler arası mesafeler baz alınarak Şekil 6 ‘den Şekil 10’a kadar modül değişiminin, dişli formları ve kayma hızının yuvarlanma hızına oranını temsil eden “specific sliding” grafikleri aşağıda gösterilmiştir;



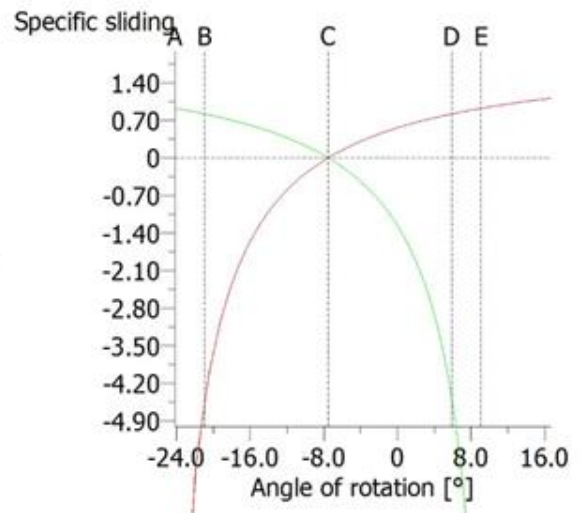
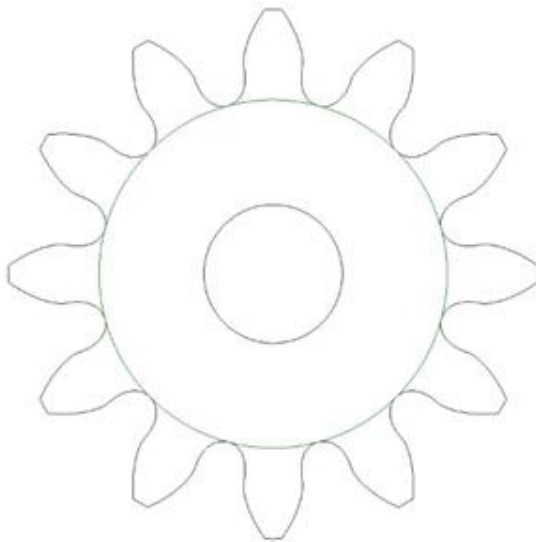
Şekil 6. 25° basınç açısı için modül 2,5 mm ve profil kaydırma katsayısı 0.4906



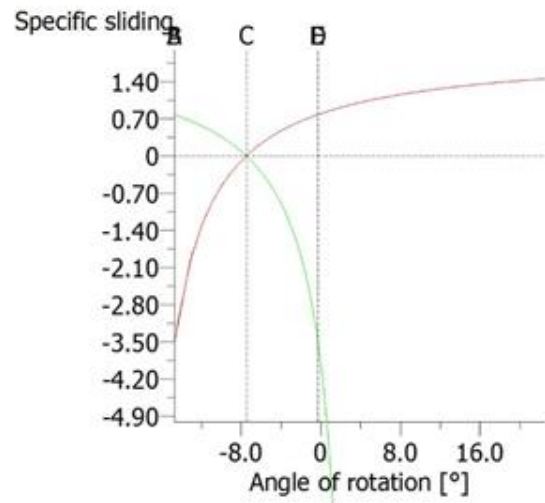
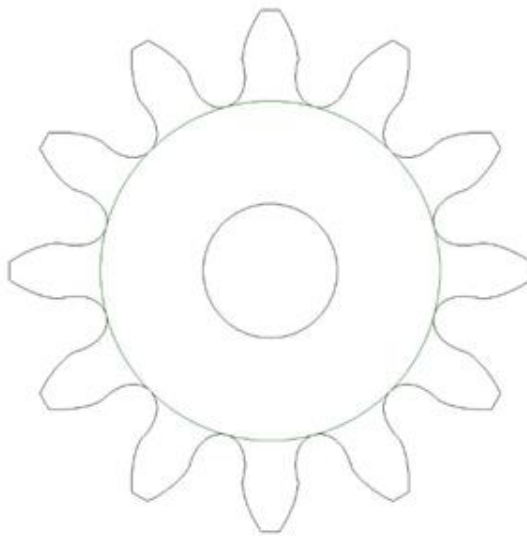
Şekil 7. 25° basınç açısı için modül 2,6 mm ve profil kaydırma katsayısı 0.1946



Şekil 8. 25° basınç açısı için modül 2,7 mm ve profil kaydırma katsayısı -0.0455



Şekil 9. 25° basınç açısı için modül 2,8 mm ve profil kaydırma katsayısı -0.2299



Şekil 10. 25° basınç açısı için modül 2,9 mm ve profil kaydırma katsayısı -0.3533

Specific sliding değeri AGMA 917-B97 standardında, dişlilerin kayma hızlarının dişin yuvarlanma hızına oranı olarak tanımlanmıştır. Dişlilerin kayma hızının dişlinin yuvarlanma hızına oranının belirli bir düzeyde tutularak tasarım yapılması, dişlinin aşınma sonucu deformasyonunu azaltacak bir tedbirdir. Kayma ve yuvarlanma hızı oranının şematik gösterimi Şekil 11’de belirtilmiştir.

1.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümü için çeşitli Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programları geliştirilmiştir. Bu programlar, akış alanının küçük kontrol hacimlerine (Mesh) bölünmesi ve her bir mesh için kapladığı alana giren ve çıkan kütle ve enerjinin anlık olarak çözülmesini sağlayan yazılımlardır. Sınır koşulları ve çözme başlama koşulları hesaplamalardan önce programa tanıtılır ve çözülmek istenen denklemler programa çözdürülür. Bu programlar geri planlarında Euler, Newton-Storke, Süreklilik denklemleri gibi bilimsel formüllerin yanı sıra, deneysel yollarla edinilmiş yaklaşımlar sonucu oluşan denklem ve sabitleri de çözüme katar. Çözüm, çözüme başlama anından sistemin denge durumuna gelmesi anına kadar devam eder ve sistem denge durumuna yaklaştığında, sonuçlar alınır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin çok karmaşık sistemlerin çözülmesinde kullanılması hesaplama işlemlerinde çığır açmıştır. Fakat bu yöntemin de bazı eksiklikleri vardır. Sistemin denge durumuna gelmesi ve süreklilik denklemlerinin tamamen çözülmesi teknik olarak çok zordur. Çünkü ihmal edilen akışkan davranışları ve mesh yapısındaki süreksizlikler verilen sınır koşullarına göre, tam doğru çözüm alınmasını engeller. HAD programları bu durumun çözümsüzlüğe gitmemesi için minimal hataları yok sayarak çözüme devam eder. Bu durum çözümün gerçekten uzaklaşmasına sebep olmasına rağmen sonuca elde edebilmek için gereklidir.

1.3.1. Mesh Mantığı ve Ansys - Fluent Programında Dinamik Mesh Uygulamaları Hakkında Bilgiler

Dinamik mesh; çözüm için kullanılan ağ yapısının, zamana bağlı olarak zaman bağı olarak değişmesi durumlarında kullanılır. Akış alanı içerisinde bulunan bir nesnenin zamana bağlı olarak konum ya da form değiştirmesi problemlerinde, bu metodla nesnenin etrafını çevreleyen akış alanı nesnenin akış içindeki anlık pozisyonuna göre

yeniden tanımlanır. Buna göre çözdürülmek istenen problem zaman bağılı olarak çözülecekse ve zamana bağılı olarak akış alanında değişiklikler olacaksa dinamik ağ uygulanır.

Fluent programında temel olarak davranış şekline göre 3 farklı dinamik mesh komutu vardır. Bunlar sırası ile; *smoothing*; akış alanındaki meshlerin hafif şekil değiştirmelerini kontrol etmek için kullanılır ve karmaşık geometriler için kullanılır. *Layering*; tabakalar halinde ve genelde dörtgen gibi ağların bir veya iki kenarından sıkışması veya genişlemesi amacıyla kullanılır. Bu komut sayesinde piston içindeki akış alanı gibi düzgün formlar çok daha hızlı ve pratik olarak çözülebilmektedir. *Remeshing*; bu metot ağların büyüklüklerinin belirlenen büyüklük aralığının üzerine veya altına kalması durumunda akış alanına yeni meshler atılarak ağ büyüklüklerini kontrol altında tutmak ve karmaşık şekillerin çözülebilmesi için kullanılır.

Dinamik ağ problemlerinde dikkat edilmesi gereken en önemli konu, şekil değişim hızının çözüm anındaki ağ büyüklüklerinden fazla olmaması gerekliliğidir.

1.3.2. Çözüm için Analitik Bir Yaklaşım

Bu problemin çözümünde şu kabullerin yapılması ile çözüm basitleştirilebilir;

Akış Newtonyandır.

İlk anda akış hızı $V=0$ 'dır.

Akış 2 boyutludur.

Akış sabit sıcaklıktadır ve pompa içeresinde ısı üretimi ihmal edilmiştir. Akışkan üzerinde ısı etkisi yoktur.

Bu kabullerle birlikte çözüm için koordinat sistemi tahrik eden dişlinin merkezinde kabul edilmiştir. Bu durumda;

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \rho V = 0$$

Navier-Stokes denklemi şu şekilde sadeleştirilebilir;

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

Başlangıç koşulları;

T= için V=0

Sınır koşulları;

Pompa gövdesindeki akışkan hızı V=0

Dişli gövdeleri üzerindeki Akışkan hızı V=Vs

Giriş Basıncı (Sabit) $P = P_i$

Çıkış Basıncı (Sabit) $P = P_o$

Standart $k - \varepsilon$ m modeli, transport denklemlerine dayanan yarı deneysel sonuçlara göre çözüm verir. Burada belirtilen k türbülans kinetik enerjisini ve ε dağılım oranını temsil etmektedir. Transport denklemi akışın tam türbülanslı olduğu ve moleküler viskozitenin ihmal edildiği kabulüne dayanır.

Standart $k - \varepsilon$ m modeli için transport denklemi şu şekilde yazılabilir;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla(\rho k V) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla(\rho \varepsilon V) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon$$

Burada türbülans viskozitesi $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ olarak kabul edilebilir. Ayrıca empirik yaklaşımlar baz alınarak C sabitleri için şu kabuller yapılabilir; $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_{3\varepsilon} = 0.09$

Gerilme değerleri; $\sigma_k = 0.3$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$

1.4. Problem Durumu

Rüzgar türbinleri ve diğer mekanik sistemlerin alt birleşenlerinden biri olan hidrolik sistemlerin tahriki için dış dişli pompalar kullanılmaktadır. Fakat dış dişli pompalar yapıları gereği dalgalı değişken bir çıkış debisi ve buna bağlı olarak sarsıntılı ve dengesiz çalışırlar. Ayrıca bu tür pompalarda emiş bölgesinde ani basınç düşümüne bağlı buharlaşma ve devamında kavitasyon sorunları ile karşılaşılır. Sistem tasarımcıları ve akademik alanda çalışanlar bu durumların etkisini azaltmak için pompa geometrileri üzerinde çeşitli modifikasyonlar yapmakta ve etkilerini gözlemlemektedir. Bu alanda çok farklı geometrik şekil değişimlerine bağlı sonuçlara dayanan akademik çalışma ve

patentler görülmektedir. Bu çalışmada, bu tür bir pompa sayısal yöntemlerle çözülmeye çalışılmıştır ve tez kapsamında tasarımı yapılan yeni pompa dişlilerinin akış üzerine etkisi incelenmek istenilmiştir.

1.5. Araştırmanın Amacı

Yapılan çalışma rüzgar türbini ve diğer makinelerin hidrolik aksamalarını tahrik eden dış dişli pompalarda, dişli profillerindeki modifikasyonların akış üzerine etkisinin HAD modellemesi dinamik ağ kullanılarak belirlenmesini amaçlamaktadır. Çalışma baz alınan bir pompa geometrisi üzerinde yoğunlaşmış, kabul edilebilir sonuçların alınmasının ardından tasarımı yapılan dişli profilleri üzerinde de denenmiştir. Çalışma HAD tekniklerinin uygulaması hakkında gelecekte yapılacak çalışmalara yardımcı olmakla beraber, analizler öncesi dişli tasarımlarının nasıl olması gerektiği konusunda da araştırmacılara yardımcı olması hedeflenmiştir.

1.6. Araştırmanın Önemi

Yapılan çalışma sayesinde, çözümü ve modellemesi zor olan bir akış alanına sahip dış dişli pompaların çözüm alınabilir modellerinin elde edilmesi ve bu yolla tasarımcı ve üreticiler için maliyetli deneysel çalışmalardan önce hedef geometrik dişli özelliklerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Ayrıca dişli tasarımında dikkat edilmesi gerekenler bu çalışmada yer almıştır. Çalışma neticesinde elde edilen sayısal çözümler, pompa üreticileri ve tasarımcıları için bir örnek teşkil edecektir ve bu konuda yapılan diğer çalışmalarla birlikte yeni yapılacak teknik ve akademik çalışmalara zemin hazırlayacaktır.

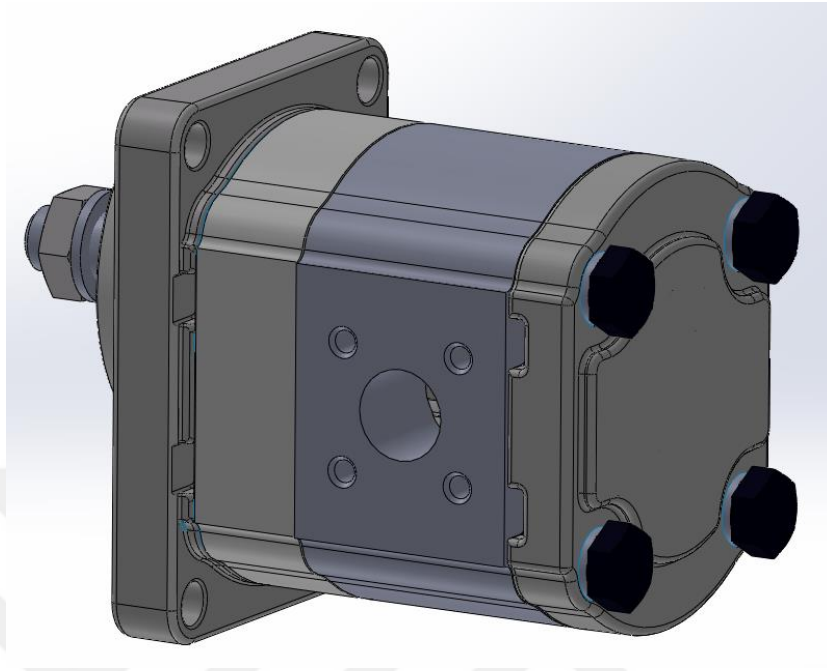
2. BÖLÜM

YÖNTEM VE MATERYAL

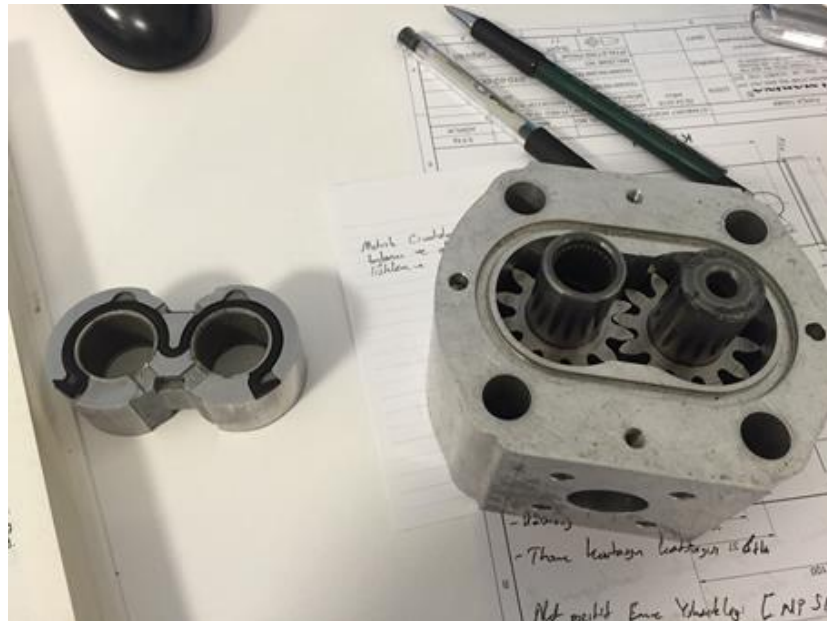
Yapılan bu çalışmada önce bir ticari pompa modeli seçilmiştir. Seçilen pompa, sökülüp dişli profili dişli ölçüm CMM cihazında incelenmiştir. Elde edilen verilerle orijinal pompa dişlileri modellenmiştir. Ayrıca incelenen dişli profilinden farklı dişliler modifiye edilmiştir. Bu modeller FLUENT ticari HAD yazılımı ortamında belirlenen sınır koşulları değerlerinde sayısal olarak çözümlenmiştir. Çözümlerden alınan çıktılar sonucu çözülen model ile orijinal pompa teknik değerleri doğrulanmıştır. Ayrıca dişli profillerindeki değişimin volümetrik verime etkisi bu yol ile kıyaslanmıştır. Bunun yanında, akış içinde kavitasyon oluşması muhtemel bölgeler basınç düşümüne göre belirlenmiş ve yine profildeki değişimin basınç düşümüne etkisi kıyaslanmıştır.

2.1. Referans Bir Ticari Pompanın Seçimi ve Pompa Dişlilerinin Ölçümü

Tasarımı baz alınarak tez projesinin ilerletildiği dişli pompa Cassappa PLP 20.4 tipi dış dişli pompadır. Bu pompanın katalog değerlerinde debi değerinin (Displacement) 4,95 cm³/devir olduğu belirtilmiştir. Ayrıca pompanın sürekli çalışma basıncının 250 bar ve maksimum devrinin 4000 devir/dakika olduğu belirtilmiştir. Seçilen pompanın üretici firmadan alınan katı model görüntüsü Şekil 12’de verilmiştir. Çalışma kapsamında pompa Şekil 13’te görüldüğü gibi demonte edilmiştir. Diğer katalog değerleri ile ilgili görseli Şekil 14’de gösterilmiştir.



Şekil 12. Seçilen dişli pompanın katı model görünümü



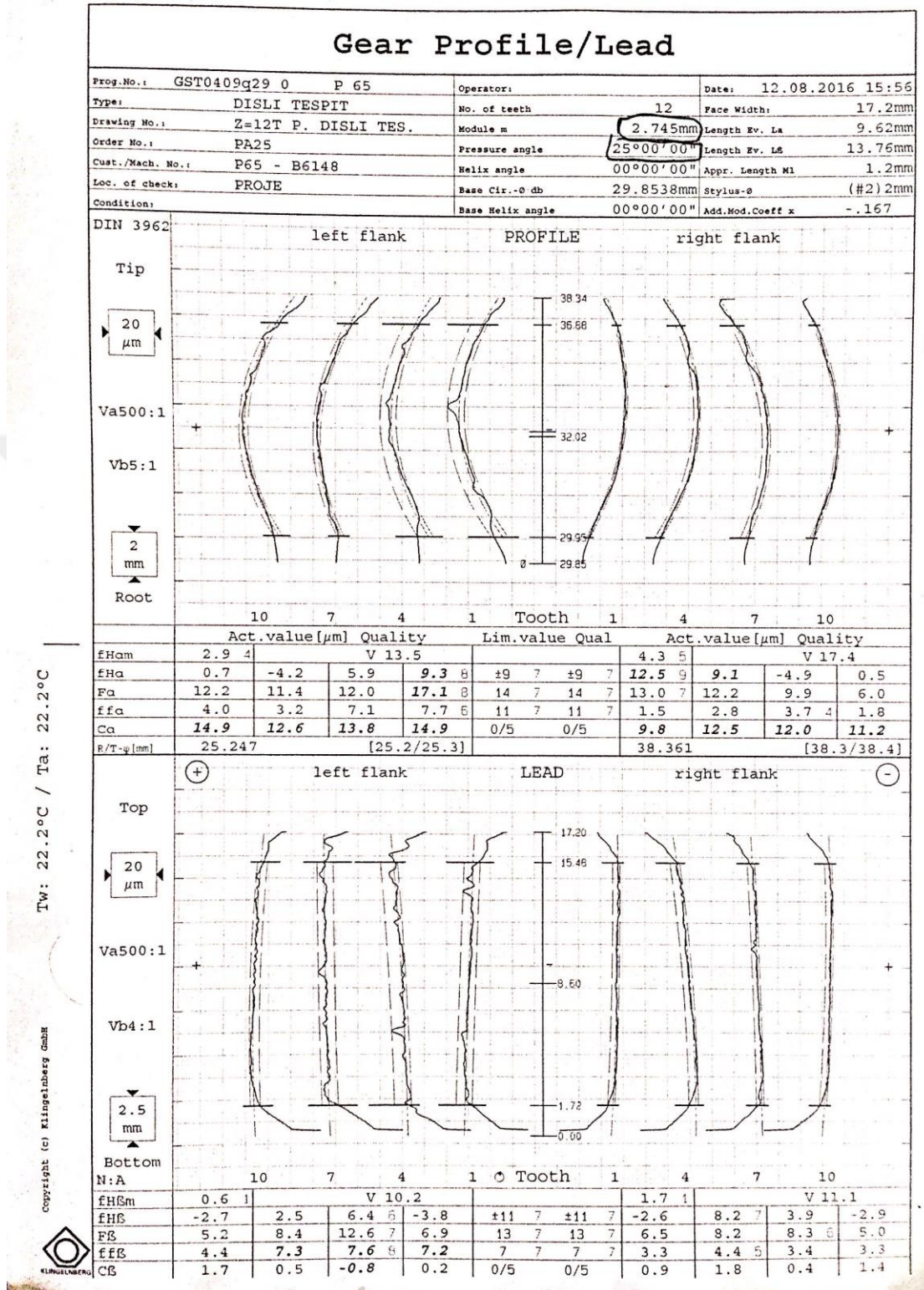
Şekil 13. Seçilen dişli pompanın demontaj edilmiş hali

GENERAL DATA PUMPS AND MOTORS							
Series	Pump type PLP Motor type PLM	Displacement	Max. pressure			Max. speed	Min. speed
			p ₁	p ₂	p ₃		
		in ³ /rev (cm ³ /rev)	psi (bar)			min ⁻¹	
POLARIS 10	PL. 10•1	0.07 (1,07)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•1,5	0.10 (1,60)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•2	0.13 (2,13)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•2,5	0.16 (2,67)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•3,15	0.20 (3,34)	3770 (260)	4060 (280)	4205 (290)	4000	650
	PL. 10•4	0.26 (4,27)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	4000	650
	PL. 10•5	0.33 (5,34)	3625 (250)	3915 (270)	4060 (280)	4000	650
	PL. 10•5,8	0.38 (6,20)	3335 (230)	3625 (250)	3770 (260)	3500	650
	PL. 10•6,3	0.41 (6,67)	3335 (230)	3625 (250)	3770 (260)	3500	650
	PL. 10•8	0.52 (8,51)	2610 (180)	2900 (200)	3045 (210)	3500	650
	PL. 10•10	0.65 (10,67)	2030 (140)	2320 (160)	2465 (170)	3500	650
POLARIS 20	PL. 20•4	0.30 (4,95)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600
	PL. 20•6,3	0.40 (6,61)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600
	PL. 20•7,2	0.44 (7,29)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	4000	600
	PL. 20•8	0.50 (8,26)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL. 20•9	0.56 (9,17)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL. 20•10,5	0.66 (10,9)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL. 20•11,2	0.69 (11,23)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	600
	PL. 20•14	0.89 (14,53)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3500	500
	PL. 20•16	1.03 (16,85)	3625 (250)	4060 (280)	4350 (300)	3000	500

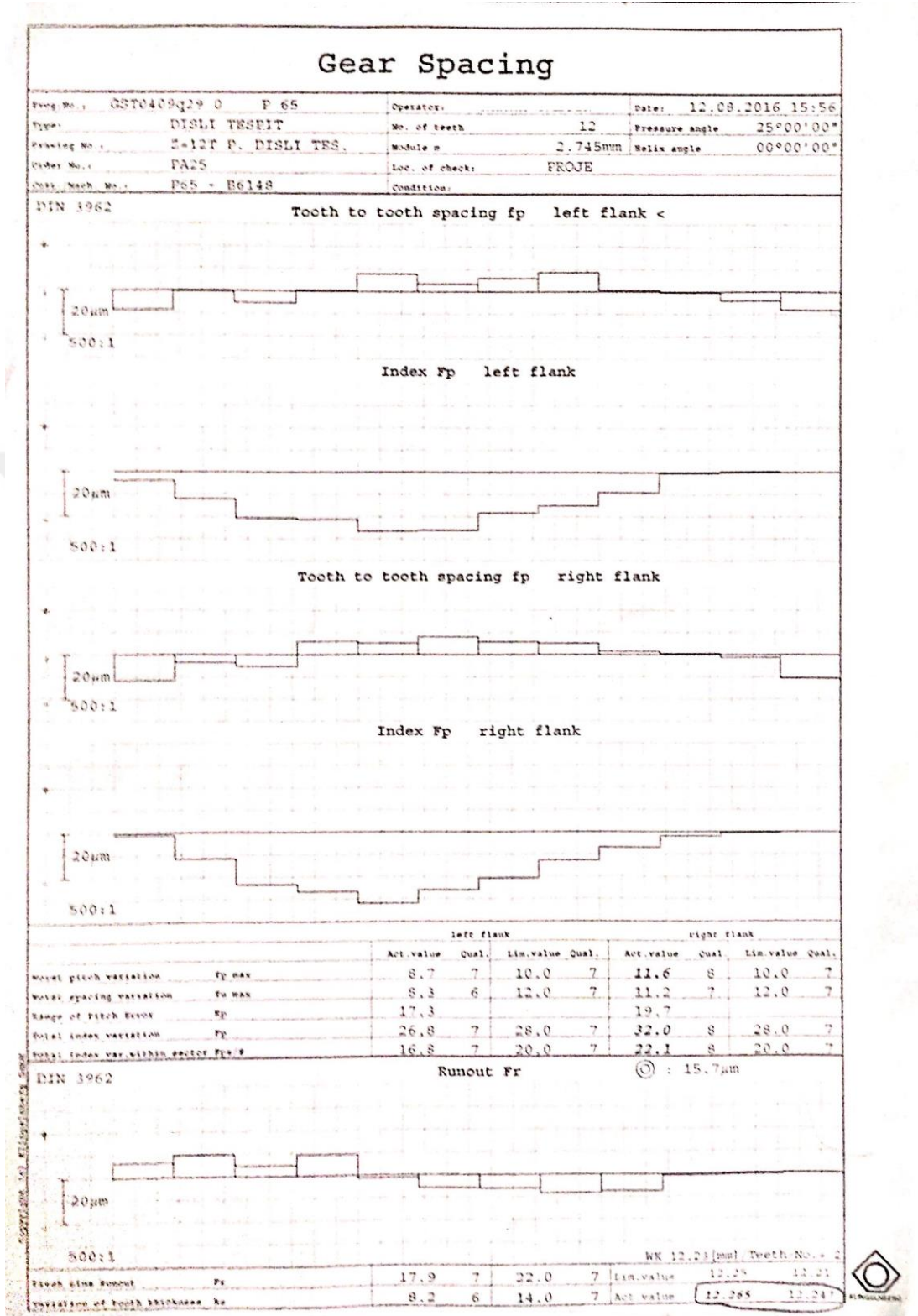
Şekil 14. Seçilen pompanın katalog verileri

Belirlenen dişli pompanın diş profilleri Klingenberg P65 dişli ölçüm tezgahında incelenmiştir. Ölçüm raporu Şekil 15 ve Şekil 16'de gösterilmiştir. Buna göre; dişlilerin diş sayısı 12, modülü 2.75 mm ve basınç açısı 25° olarak ölçülmüştür. Bu dişli profili değerleri baz alınarak diğer dişli formlarının tasarımı gerçekleştirilecektir.

Dişlilere profil yönünde 15 mikrometre ölçüsünde profile *crowning* modifikasyonu uygulandığı görülmüştür. Ayrıca raporda DIN 3962 standardına göre sapma değeri ölçülmüş ve aynı standartta belirtilen kalite sınıflarına göre *class 8* kalite sınıfında olduğu tespit edilmiştir. Bu bilgiler dişli pompalarda kullanılan dişlilerin kalite ve formları hakkında bize bilgi vermektedir.



Şekil 15. Orijinal dişli profilinin Klingenberg P65 dişli ölçüm cihazında ölçüm sonuçları

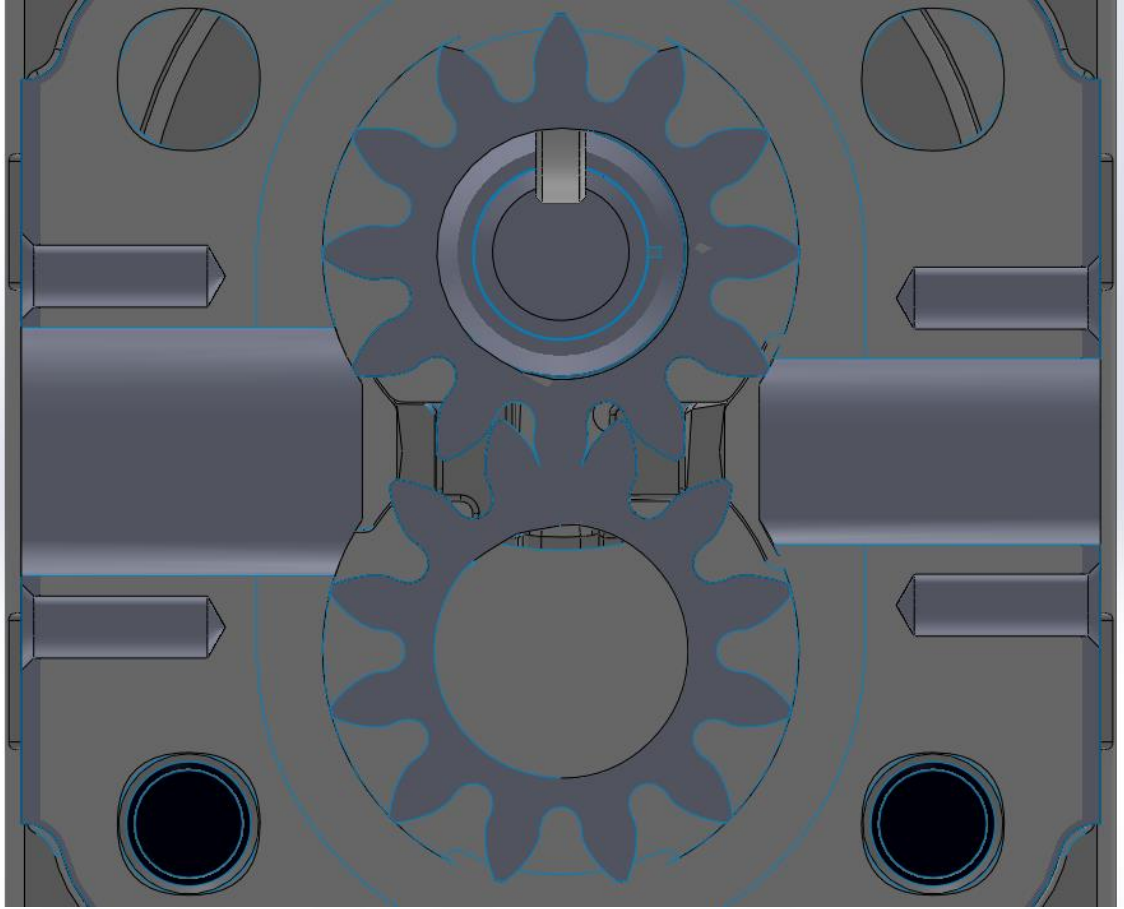


Şekil 16. Orijinal dişli profilinin Klingenberg P65 dişli ölçüm cihazında ölçüm sonuçları

2.2. Referans Dişli Pompanın 2 Boyutlu Modelinin Oluşturulması

Pompa modeli üretici firmadan talep edilmiştir. Üreticinin gönderdiği katı model, ayrıık yüzeylerden oluşmaktadır ve Şekil 16'da gösterilmiştir. Bu modelin akış alanı ortasından geçen yüzeyine düzlem oluşturulmuş ve buradan akış hacmi ve mevcut dişlinin geometrisi ayrı ayrı kaydedilmiştir. Daha sonra akış alanı referans alınarak dişli geometrileri olması gerektiği gibi konumlandırılarak bu modelin içerisinde akış alanı 2D olarak çıkarılmıştır. Ayrıca yapılan deneme ve çalışmalar neticesinde dinamik ağ alanının kararlı olabilmesi için akış alanı giriş ve çıkışları ayrıştırılıp, montaj ortamında tekrar birleştirilmiştir. Bunun amacı, giriş ve çıkış bölgelerine dikdörtgen yapıda yapısal ağ atabilirken dişlilerin çalıştığı akış alanına dinamik ağ davranışına uygun üçgen ağlar atabilmemizdir. Dinamik ağ bölgesine üçgen (*triangular*) yapıda ağlar uygulamak çözüm alabilmek için kritiktir.

Dinamik ağ uygulamasında, ağın izin verilen boyutlarına (*skewness*) kadar deforme olması, izin verileden daha fazla deformasyon gerektiğinde de ağların bölünerek izin verilen maksimum ve minimum büyüklük değerleri içerisinde kalması amaçlanmaktadır. Kullanılan yazılıma çözüm için gereken ağ büyüklük sınırları, dişli geometrisi üzerinde en yüksek çizgisel hıza ulaşan diş ucu bölgelerinin hareketi dikkate alınarak tanımlanmıştır. Çözüm için tanımlanan birim zaman adımında geçen süre içerisinde, hareket eden geometrinin bir ağ büyüklüğünü yutacak seviyede olmaması gerekmektedir.



Şekil 17. CAD Model üzerinde dişli profilleri ve akış alanı

Akış alanının belirlenip bölgelere ayrılması ile ilgili görsel Şekil 17 'de gösterilmiştir. Aynı akış alanı ve dişliler arası ölçü kullanılarak diğer dişli formları için de akış alanları hazırlanmıştır.

2.3. Karşılaştırma Yapılacak Dişli Profillerinin Oluşturulması

Karşılaştırma yapılacak dişli profillerinin belirlenmesi, orijinal profilin KISSOFT [17] programı ile modellenmesi ve kademeli olarak basınç açısı ve modül değerlerinin değiştirilmesi ile elde edilmiştir. KISSOFT programı dişli tasarımı konusunda özelleşmiş bir ticari yazılımdır ve *evolvent* dişlilerin tasarımı için kullanılan formüller yardımı ile istenilen esneklikte dişlilerin hızlı biçimde modellenmesini ve birbiri ile ilişkilerinin belirlenmesini sağlar. Bu dişlilerin belirlenmesinde, öncelikle değiştirilen

değerlerin dişli formu üzerine etkisi gözlemlenmiştir. Daha sonra makul boyutsal değişiklikler belirli aralıklarda uygulanmış ve profiller elde edilmiştir. Basınç açısı ve modül değerinin aynı dişli üzerine etkileri Bölüm 3.1 ve 3.2 de detaylı olarak açıklanmıştır. Ayrıca merkez mesafeleri değişmeden yapılan modül değişikliği durumunda, dişlilerin sıkışmadan çalışabilmesi için profil kaydırma değeri uygulanmasını gerektirmektedir.

Bu kapsamda 2.75 mm modül ve 25° açı değerinde olan orijinal profilde modül değeri baz alınarak 22.5° ve 27.5° basınç açılarında profiller oluşturulmuştur. Programda yapılan ayarlar ve orijinal dişli formu Şekil 18’de gösterilmiştir.

The screenshot displays the KISSOFT software interface for gear design. The 'Basic data' tab is active, showing the following parameters:

- Normal module m_n : 2.73000 mm
- Pressure angle at normal section α_n : 25.0000°
- Spur gear (selected)
- Helix angle at reference circle β : 0.0000°
- Center distance a : 32.0080 mm
- Number of teeth z : Gear 1 = 12, Gear 2 = 12
- Facewidth b : 10.0000 mm
- Profile shift coefficient x' : -0.1300
- Quality (ISO 1328) Q : 6

The 'Material and lubrication' section shows:

- Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$, $J=12\text{mm}$, $\leq \text{HRC}28$
- Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$, $J=12\text{mm}$, $\leq \text{HRC}28$
- Lubrication: Oil: ISO-VG 220

The 'Results' section shows the following data:

	Gear 1		Gear 2	
Contact ratio (Transverse/Overlap/Total)	1.4466/0.0000/1.4466			
Actual tip circle d_{a_e}	38.373		38.373	
Actual root circle d_{f_e}	25.344		25.344	
Number of teeth spanned	2		2	
Wk	12.250		12.250	
Wk _{eff}	12.245		12.245	
D _{meff}	5.000		5.000	
M _{dK}	39.497		39.497	
M _{dK_{eff}}	39.488		39.488	

The 3D geometry window shows a 3D model of two meshing gears, one blue and one green. The gear parameters are listed below:

$da1 = 38.3727$ mm, $df1 = 25.3442$ mm, $As1 = -0.0025$ mm
 $da2 = 38.3727$ mm, $df2 = 25.3442$ mm, $As2 = -0.0025$ mm

Şekil 18. Orijinal dişli profilinin KISSOFT programı ile modellenmesi

Bu modül ve basınç açılarının belirlenmesindeki en önemli etken, çok sayıda deneme sonucunda, diş üstü sivrileşmesi ile karşılaşmadan bu pompa geometrisi için dişli profillerinin elde edilebiliyor olmasıdır. Ayrıca bu modül ve basınç açısının seçilmesinde, dişli çiftleri arasındaki *specific sliding* değerleri de dikkate alınmıştır.

2.4. Seçilen Akışkanın Teknik Özellikleri

Çalışmada kullanılmak üzere, mekanik parçaların yağlanması ve dişli sistemlerinin çalışmasında sıklıkla kullanılan ISO VG 220 madeni yağı seçilmiştir. Bu yağ ile ilgili bir üretici firmanın kataloglarından alınana teknik değerler Şekil 19’da gösterilmiştir. Ayrıca yine üretici firma tarafından yayınlanan bir teknik dokümanda [20] yağın buharlaşma basıncının 0,5 Pa civarında olduğu beyan edilmiştir.

Properties			Method	Shell Omala S2 G
ISO Viscosity Grade			ISO 3448	220
Kinematic Viscosity	@40°C	mm ² /s	ISO 3104	220
Kinematic Viscosity	@100°C	mm ² /s	ISO 3104	19.4
Viscosity Index			ISO 2909	100
Density	@15°C	kg/m ³	ISO 12185	899
Flash Point (COC)		°C	ISO 2592	240
Pour Point		°C	ISO 3016	-18

Şekil 19. ISO VG 220 madeni yağ teknik değerleri

2.5. Sayısal Analiz

Tez çalışmamızda ANSYS/Fluent [18] programı ile problem zamana bağlı olarak çözülmüştür. Bu problemi zorlaştıran başlıca etkiler, problemin tek bir an için denge durumunu incelemek yerine belirli bir zaman aralığında sürekli çözüm alınması durumudur. Ayrıca bu zaman aralığında dişli geometrisi yüksek hızlarda karşılıklı olarak dönmekte ve kontrol hacim olarak belirlenen bölgelerin her bir zaman adımı için sürekli değişmesi gerekmektedir. Bu gibi durumlar için dinamik ağ kavramı oluşmuştur.

Dinamik ağ, akış alanındaki ağların formlarının, çözümdeki her bir zaman adımı için yeniden şekillenmesi veya oluşturulması işleminden sorumludur. Dişlilerin her bir pozisyonu için, belirlenen ağ kurallarına göre program otomatik olarak ağ atmak durumunda ve her bir zaman aralığında doğru çözüme yaklaşmak için iterasyonlar yapılmaktadır. Bu sebepten dinamik ağ işlemi sırasında sorunlar oluşmakta ve program her bir safa için ağ oluşturamamaktadır. Hareketin hızlı olması durumunda program

ağları yok edememekte ve yeni ağları oluşturamadan hata vermektedir. Bu durumun aşılması da her bir problem için farklı ağ ayarlarının belirlenmesi ile gerçekleştirilmiştir.

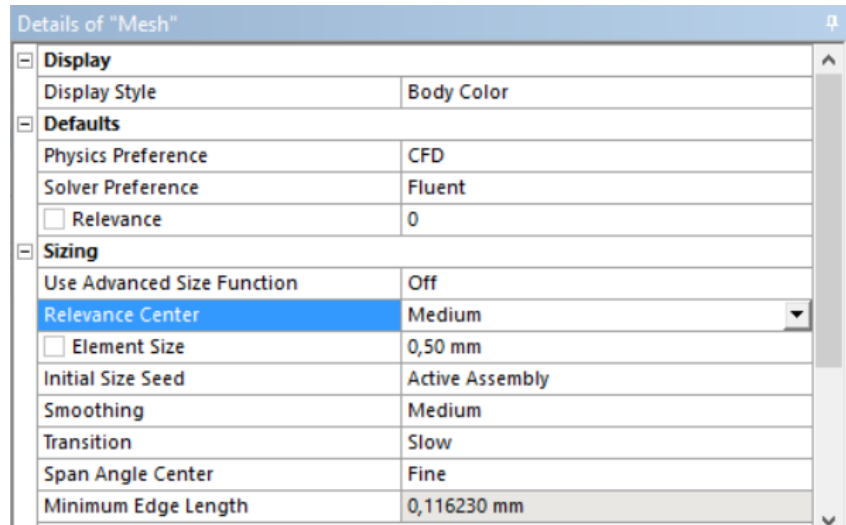
HAD problemlerinin çözümünde kritik olan bir diğer husus, çözüm sırasında kullanılan denklemler ve yöntemlerin belirlenmesidir. Kütlelerin korunumu ve momentum denklemleri her halükarda çözüme dahil olacaktır. Fakat akışın türbülanslı olması ve bu türbülans durumuna ait çözüm yöntemleri kullanıcı tarafından varsayılmalıdır. Ayrıca sistemin ısı üretmesi veya ısıya maruz kalması durumunda problem daha zor bir hal alacak, ısı bölgelerine göre akışkan genleşecek veya faz değiştirecek ve akış mekaniği tüm bu durumlardan etkilenecektir. Bu durumda Enerji denklemlerinin çözüme dahil edilmesi gerekir. Buna benzer şekilde yanma, akışkanın non-newtonian olması, elektromanyetik alan gibi bir çok etken probleme eklenebilir. Fakat bu durumun çözüm sürelerini artıracığı veya programın çözüm elde edemeden hata verebileceği unutulmamalıdır.

2.5.1. Ağ Modelinin Oluşturulması

Ağ yapısında dikkat edilmesi gereken temel nokta, dinamik ağ uygulanacak bölgenin olabildiğince dar tutulması ve sabit ağ uygulanacak diğer yüzeyler arasında bir konumda yer almasıdır. Ayrıca yapılan çalışmada ağ geçişlerinin karmaşık geometriler yerine basit geometrik geçişlerin çözümde negatif hacim hatası alınmasının önüne geçtiği anlaşılmıştır. Bunun yanında çözüm alınabilmesi için ağ yapısının üçgen ya da prizma ağ (eğer 3 boyutlu çözüm alınacaksa) formda olmasıdır.

Yapılan çalışmada akış alanı 3 farklı alana bölünmüş, dişlilerin karşılıklı ters dönme yönlerinde hareket edeceği ve dinamik ağ uygulanacak alana 0,1 mm eleman boyutlarında üçgen ağ yapısı uygulanmış, giriş ve çıkış alanlarında 0,5 mm eleman boyutuna sahip dörtgen ağ yapısı kullanılmıştır. Ayrıca üçgen ağ ile giriş-çıkış alanında kalan dörtgen ağ boyutlarının kademeli büyümesi için birleşim yüzeylerine 0,2 mm eleman boyutunda ağ uygulanmıştır.

FLUENT programında, genel ağ ayarları için Şekil 20 'de görülen ayarlar girilmiştir.

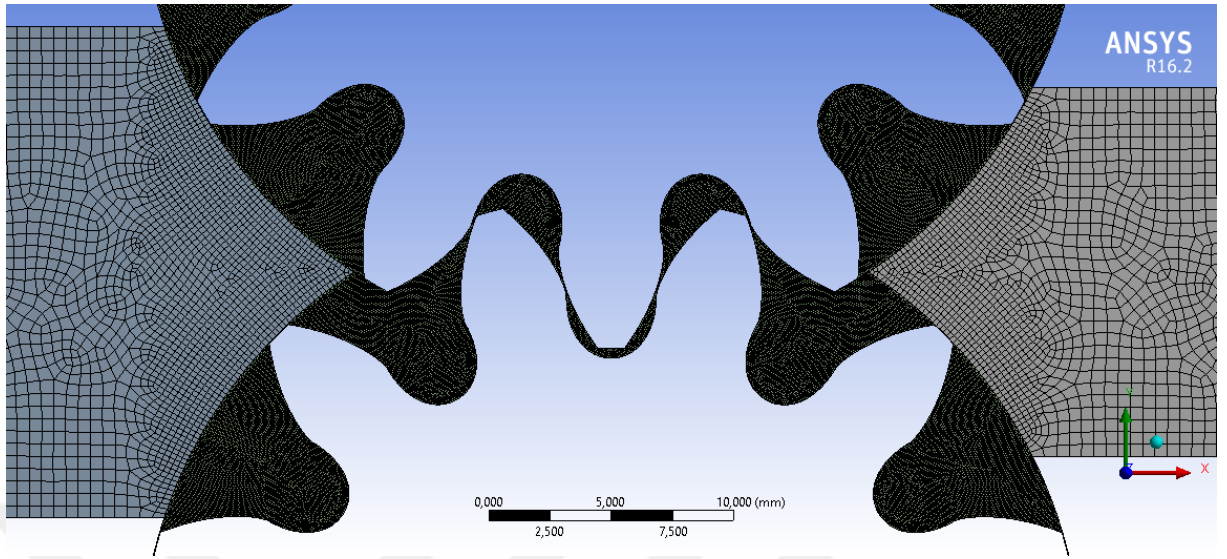


Şekil 20. Genel ağ ayarları

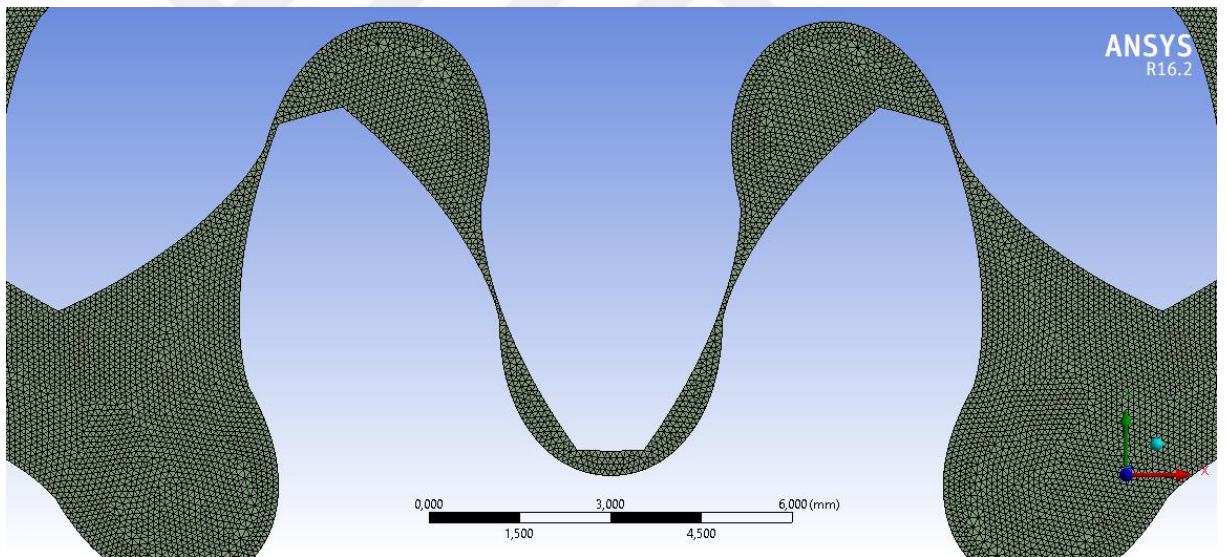
Eleman boyutu 0,5 mm ile sınırlandırılarak *skewness* değeri düşük boyutlu ağların oluşumu garantilenmek istenmiştir. Bu değer geometrideki minimum boşluk değerlerine yakın olduğu için tercih edilmiştir. Bu geometri için yapılan çok sayıda deneme sonucu, daha küçük ağların programın hata vermesine sebep olduğu anlaşılmıştır.

Dişlilerin çalıştığı akış alanı Mesh Method komutu ile Triangles olarak belirlenmiştir. Çözüm alabilmek için dinamik ağ kullanılan bölgelerde başka ağ türünün olmaması gerekmektedir. Ayrıca Body Sizing komutu kullanılarak bu bölgedeki eleman boyutları 0,1 mm ile sınırlandırılmıştır.

Orijinal dişli baz alınarak yukarıda bahsedilen ağ oluşturma yöntemleri kullanılarak oluşturulan modelin ağ yapısı Şekil 21'de görülmektedir. Şeklin sol tarafında kalan dikdörtgen ağ yapısındaki alan giriş ve sağ tarafında kalan alan çıkıştır. Ayrıca dişliler arasında kalan dar alanları ve dinamik ağ bölgesini gösterir görsel Şekil 22'de görülmektedir.

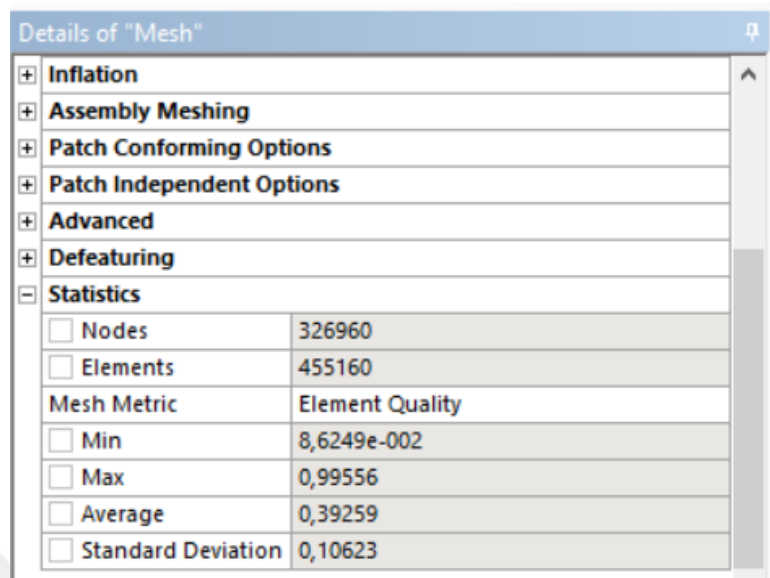


Şekil 21. Yapılan bir analiz için mesh formu



Şekil 22. Yapılan bir analiz için dişliler arası mesh formu

Çözüm için hazırlanan ağ modelinde eleman sayısı ve eleman kalitesi (*Element quality*) değerlerini gösterir görsel Şekil 22’de belirtilmiştir. Çözümler için uygulanan ağlarda eleman sayıları 455,100 civarındadır.



Details of "Mesh"	
+ Inflation	
+ Assembly Meshing	
+ Patch Conforming Options	
+ Patch Independent Options	
+ Advanced	
+ Defeaturing	
- Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	326960
<input type="checkbox"/> Elements	455160
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	8,6249e-002
<input type="checkbox"/> Max	0,99556
<input type="checkbox"/> Average	0,39259
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,10623

Şekil 22. Eleman sayısı ve kalitesini gösterir görsel

2.5.1.1 Ağ Yapısı Ayarlamaları

Problemin çözümünde kullanılan ağ yapısının çözüm üzerine etkisi, ağ boyutlarındaki değişimin sonuçlar üzerine etkisi ile incelenmek istenmiştir. Fakat dinamik çözüm alanındaki ağ boyutlarındaki değişim, yazılımın problemi çözümsüz olarak görmesine neden olmaktadır. Ağ yapısı için mevcut çözümlerde 0,1 mm *skewness* değerine sahip ağlar kullanılmıştır. Bu değer dişler arasında kalan minimum boşluk değerine yakındır. Dinamik çözüm alanına *skewness* değeri daha büyük ağlar kullanılarak çözüm alınmak istenildiğinde negatif hacim hatası (*Negative Volume Detected*) ile karşılaşmaktadır. Bu hatanın sebebi, dişli geometrisinin hızı gereği, akış alanındaki anlık konum değişimine mevcut ağların adapte olamaması olarak görülmektedir. Ayrıca daha küçük ağlar uygulanarak ağ bağımsızlığı kontrol edilmek istendiğinde, mevcut kullandığımız bilgisayarların hızlarının yeterli olmadığı ve programın hata vermeden yanıt veremez duruma düştüğü saptanmıştır. Yukarıda bahsi geçen hatalar ağ büyüklükleri 0,3 mm ve ağ büyüklüğü 0,05 mm için denenen sonuçlar neticesinde alınmıştır. Yapılan yüzlerce deneme sonucunda mevcut ağ yapısı ve büyüklüğünün analizin yapıldığı 1500 dev/dk dönme hızı için çözümün alınabildiği en uygun ağ yapısı olduğu anlaşılmış ve bu sebeple çözümlerde bu ağ ayarları kullanılmıştır.

2.5.2 Sınır Koşulları

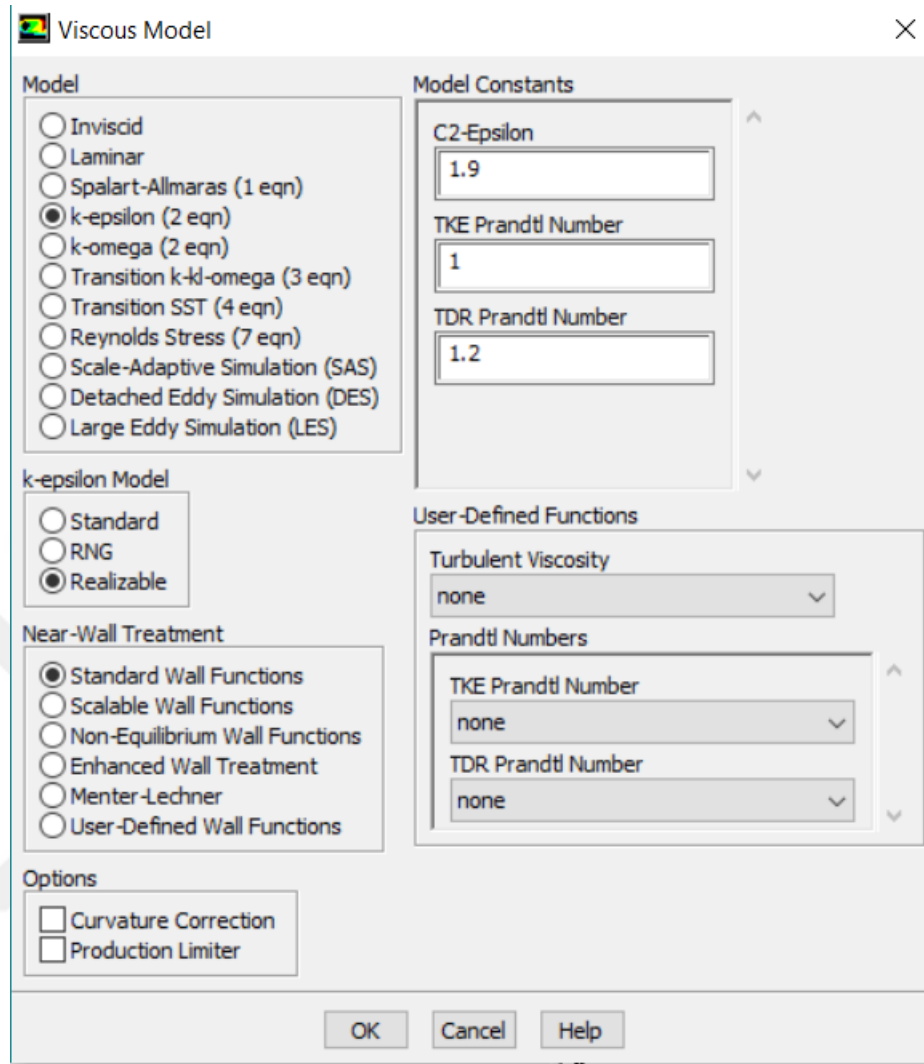
Yapılan çalışmada, çözüm için çalışma ortamı koşullarına yakın bir çözüm ortamı değerleri seçimi yapılmıştır. Çalışma basıncı değerleri, giriş ve çıkış durumu için açık hava basıncı alınmıştır. Dişli çalışma hızı 1500 dev/dk olarak belirlenmiştir. Problem adyabatik olarak ele alınmış ve akış sırasında ısı oluşumu ve ısı değişimleri ihmal edilmiştir. Bu basitleştirmeye bağlı olarak sıvı viskozitesinin de değişmediği varsayılmış ve çözüm için sabit tutulmuştur. Çözüm halindeki ortam sıcaklığı 45°C olarak belirlenmiş ve akışkan özellikleri buna göre baz alınmıştır.

Kullanılan akışkan olarak, pompanın kullanım amacına uygun olarak ISO VG 220 yağ için çözümler elde edilmiştir. Bu akışkanlarla ilgili yoğunluk ve viskozite değerleri 2.Bölüm 5.2’de belirtilmiştir. Çözüm, biri orijinal dişli profili olmak üzere toplam 3 farklı dişli profiline sahip pompa için tekrarlanmıştır. Orijinal pompa dişlisi 25° basınç açısı ve 2,75 modül değerine sahiptir. Tasarımı yapılan yeni pompa dişlilerinde modül değeri sabit tutularak, basınç açısı değeri 22,5° ve 27,5° olarak değiştirilmiştir.

2.5.3. Fluent Çözücü Ayarlarının Belirlenmesi

Fluent programına problemin tanımlanması ve çözüm sırasında kullanılacak formülasyonlar ile ayarlamalar uygulanmıştır. Bu ayarlar, problemin zamana bağlı olarak çözülmesini (*transient*), enerji denklemlerini, dinamik ağ yapısına bağlı dişli hareketlerinin tanımlanmasını ve başlangıç koşullarını içermektedir.

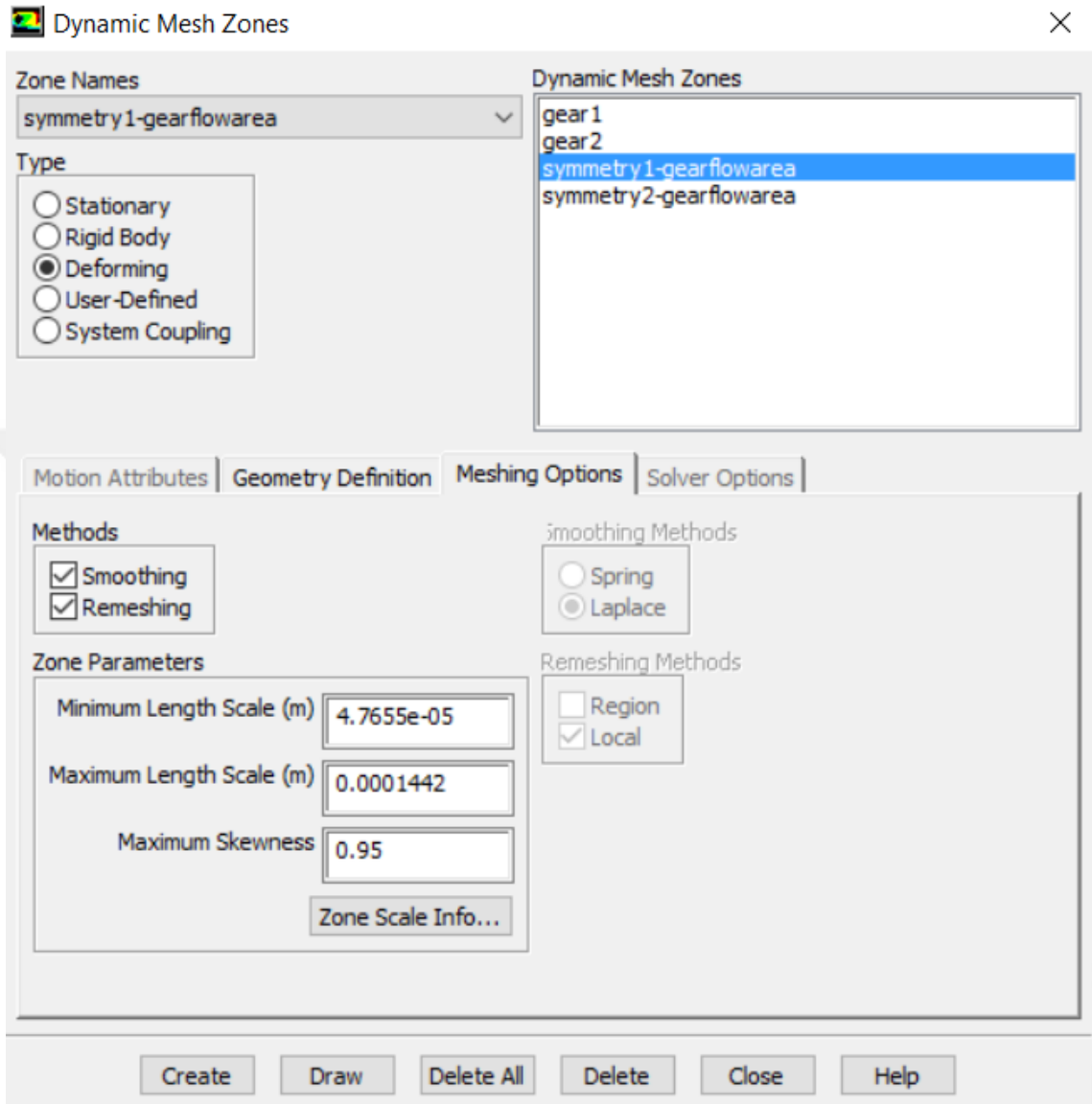
Problemin çözümünde viskozite modeli olarak “k-epsilon” çözüm modeli kullanılmıştır. K-epsilon modeli “realizable” formda ve duvar yüzeyine yakın çözüm parametresi olarak “standard wall functions” alınmıştır. Bu seçimler literatürde incelenen çalışmalarda kullanılan seçimlerle paralellik göstermektedir. Seçim ekranına ait parametreler Şekil 24’de gösterilmiştir.



Şekil 24. Seçilen viskoz model ayarlarının gösterimi

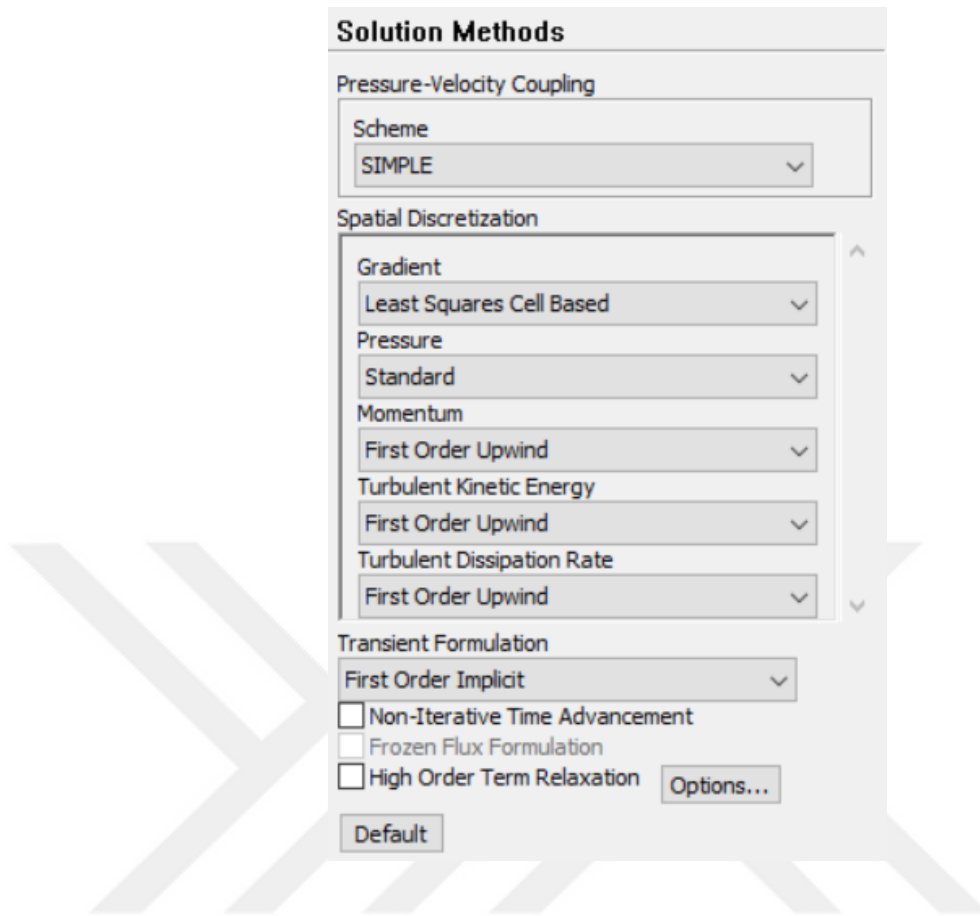
Kullanılan yağın yoğunluğu 899 kg/m^3 ve viskozitesi $0,015 \text{ kg/m-s}$ olarak uygulanmıştır. Sistemin girişindeki ve çıkışındaki akışkan basıncı, çözümü zamandan bağımsız tutabilmek için açık hava basıncına (101325 Pa) eşit tutulmuştur.

Çözüm başladığı anda dişlilerin ilk pozisyonundan birbirinin zıttı yönlerde hareket etmeleri için her bir dişliye ters yönlerde 157 rad/sn (1500 dev/dk) dönme hızları tanımlanmıştır. Ayrıca dinamik mesh alanı da deforme olabilen mesh yapısına göre ayarlanmıştır. Dinamik mesh sırasında oluşturulacak meshlerin büyüklüklerinin tanımlandığı ayar değerleri Şekil 25’de tanımlanmıştır.



Şekil 25. Dinamik mesh sahasında maksimum ve minimum müsaade edilebilir mesh büyüklüğü ayarı

Programın çözücü ayarları ile ilgili kısım, yazım üreticisinin bu tür problemler için önerdiği gibi uygulanmıştır. Çözücü ayarları Şekil 26'de gösterilmiştir.



Şekil 26. Çözücü ayarları

Problem zamana bağlı olarak çözülmüş ve her bir zaman adımı $10e-6$ saniyelik bir zaman dilimini kapsamaktadır. Çözümler dinamik mesh yapısının bozulmadan çözüme devam edebileceği ve sonuçların anlamlı olabileceği değerlere kadar farklı modeller için farklı zaman adımı sayılarında çözdürülmüştür. En düşük zaman adımına sahip çözümde 5700 zaman adımı ilerlenmiştir. Bu çözüm 0,057 saniyelik bir gerçek çözüm zamanına denk gelmektedir. Her bir zaman adımında maksimum 20 iterasyon ile çözüm alınması komutu girilmiştir. Ayrıca her 100 zaman adımında bir çözüm dataları kayıt altına alınmış ve sonuçlar için değerlendirilmiştir.

3. BÖLÜM

BULGULAR

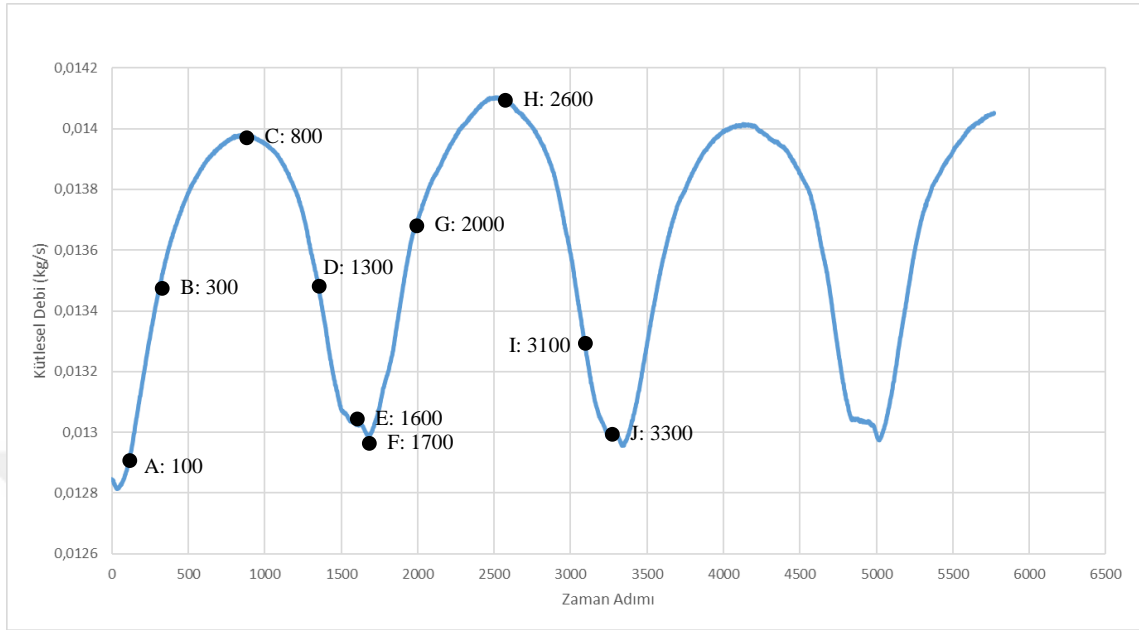
Yapılan çalışmada basitleştirilmiş geometri ile elde edilen sayısal değerler, mevcut pompa geometrisiyle karşılaştırılmıştır. Mevcut pompanın dişli profili ile yapılan çözümlerde alınan sonuçlara göre pompalanan akışkanın kütleli debisi, mevcut pompanın debisi ile karşılaştırılmış ve çözümün gerçek değerlere olan yakınlığı incelenmiştir. Bunun yanında, akış zamanı içerisinde oluşan minimum basınç değerleri çözümler boyunca kaydedilmiş ve minimum basıncın oluştuğu bölgeler görselleştirilmiştir. Minimum basınç değerinin akışkanın buharlaşma basıncına yakın olduğu bölgeler kavitasyon oluşumu muhtemel bölgeler olarak değerlendirilmiştir.

3.1. Kütleli Debi Değerlerinin Tespiti ve Volümetrik Verimin Hesaplanması

Orijinal dişli profilinin analizi sonucu elde edilen kütleli debi değeri, pompa üreticisi firmanın öngördüğü debi değeri ile kıyaslanmıştır. Orijinal pompanın katalog değerleri üretici firmanın resmi internet adresinden [19] alınmıştır ve Şekil 27’de gösterilmiştir.

Orijinal profile göre yapılan çözümde elde edilen kütleli debi/zaman grafiği Şekil 25’de belirtilmiştir. Bu grafiğe göre her bir periyotta akış sırasında debi dalgalanmaları düzenli sinüs dalgalanması şeklindedir. Bu durumun pompanın daha yumuşak ve periyodik darbeler halinde akışkanı pompalamasına uygun olduğu değerlendirilmektedir.

Ayrıca şekil üzerinde belirlenen noktalarda ilerleyen bölümlerde basınç ve hız detaylandırması yapılacaktır.



Şekil 27. Orijinal dişli profili için kütleli debi/zaman grafiği (Her bir zaman adımı $10e-6$ saniyedir)

1500 dev/dk (157 rd/sn) dönüş hızı ve orijinal profil (basınç açısı 25° , modül 2,75 mm) yapılan sayısal çözüm sonucu elde edilen çıkış kısmı kütleli debi değeri şu şekildedir;

Bir periyotta ortalama kütleli debi değeri: 0,01362 kg/s

Gereken birim dönüşümleri aşağıdaki gibidir;

Hesaplanan geometri 1mm kalınlıkta bir akış alanı için çözülmüştür. Gerçek dişli kalınlığı 7,5 mm'dir. Gerekli birim dönüşümleri şu şekilde yapılmalıdır,

Hacimsel debi dönüşümü:

$$0,01362 \frac{kg}{sn} \times \frac{1}{899} \frac{m^3}{kg} = 1,51502 \times 10^{-5} \frac{m^3}{sn}$$

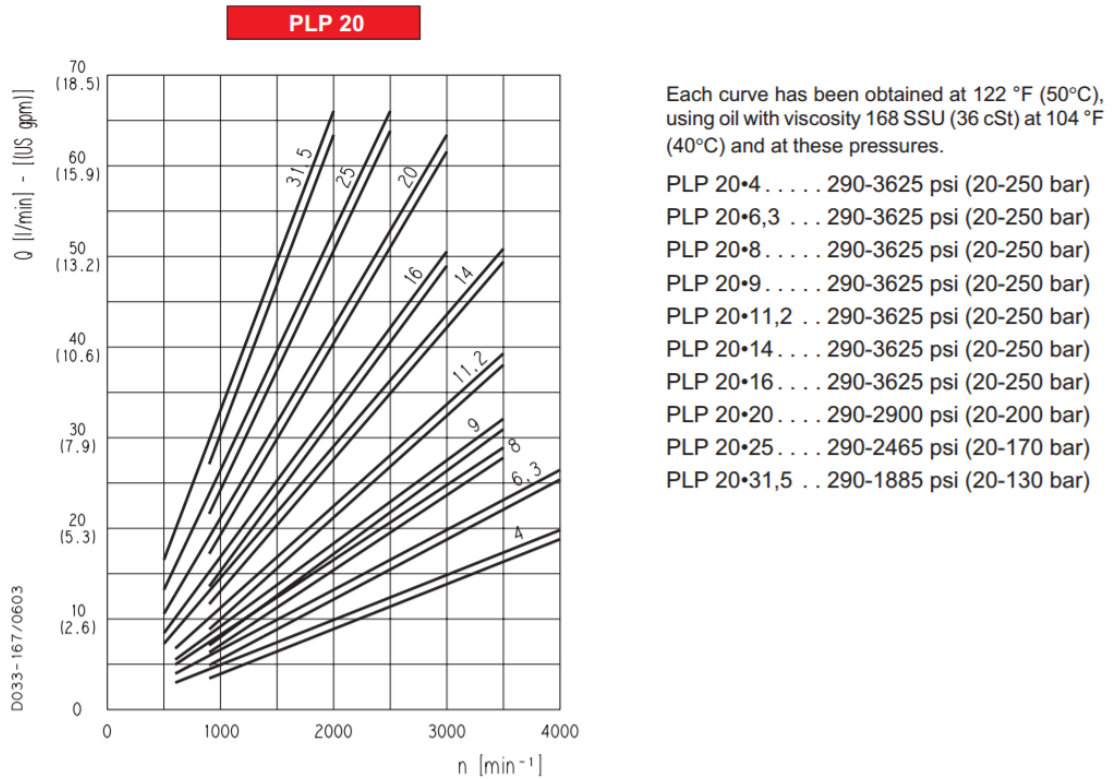
$$= 1,51502 \times 10^{-2} \frac{lt}{sn}$$

$$= 60 \times 1,51502 \times 10^{-2} = 0,909012 \frac{lt}{dk}$$

$$= 7,5 \times 0,90912 \frac{lt}{dk}$$

$$= 6,81759 \frac{lt}{dk}$$

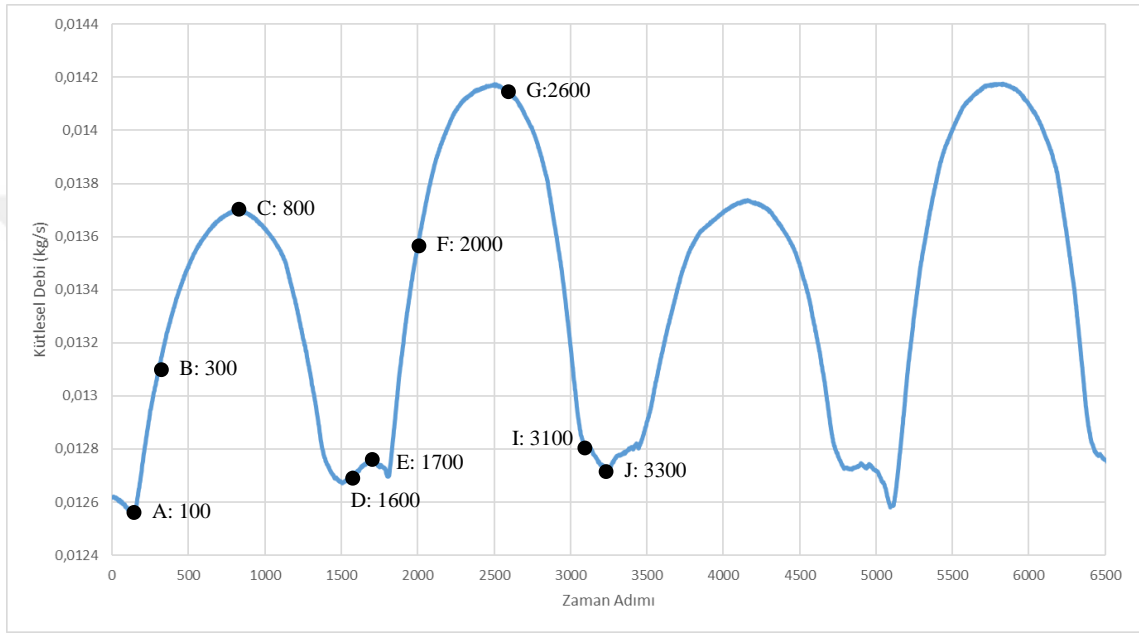
Pompanın litre/dakika cinsinden hacimsel debisinin gösterir grafik Şekil 28'da belirtilmiştir. Hesaplamalar arasındaki bu fark, problemin 2 boyutta çözülmesi ile dişli çevresindeki sızıntıların ihmal edilmesi kaynak olabileceği tahmin edilmektedir. Yine de elde edilen sonuçlar, sayısal çözümün fiziki pompa değerine yakın olduğunu göstermektedir.



Şekil 28. Seçilen pompa için çalışma devir - hacimsel debi grafiği

3.1.1 Basınç Açısı 22,5° ve Modül Değeri 2,75 mm Olan Pompa İçin Debi Değeri

Basınç açısı $22,5^\circ$ ve modül değeri 2,75 mm olan, profile göre yapılan çözümde elde edilen kütleli debi/zaman grafiği Şekil 29'de belirtilmiştir. Grafikte bir diş dönüş periyodu için kütleli debi için farklı büyüklükte iki maksimum değer alındığı görülmektedir. Bu durumun dişli geometrisine bağlı akışkan hızı vektörlerinin açısından kaynaklı olabileceği değerlendirilmektedir.



Şekil 29. Basınç açısı $22,5^\circ$ dişli profili için kütleli debi/zaman adımı grafiği

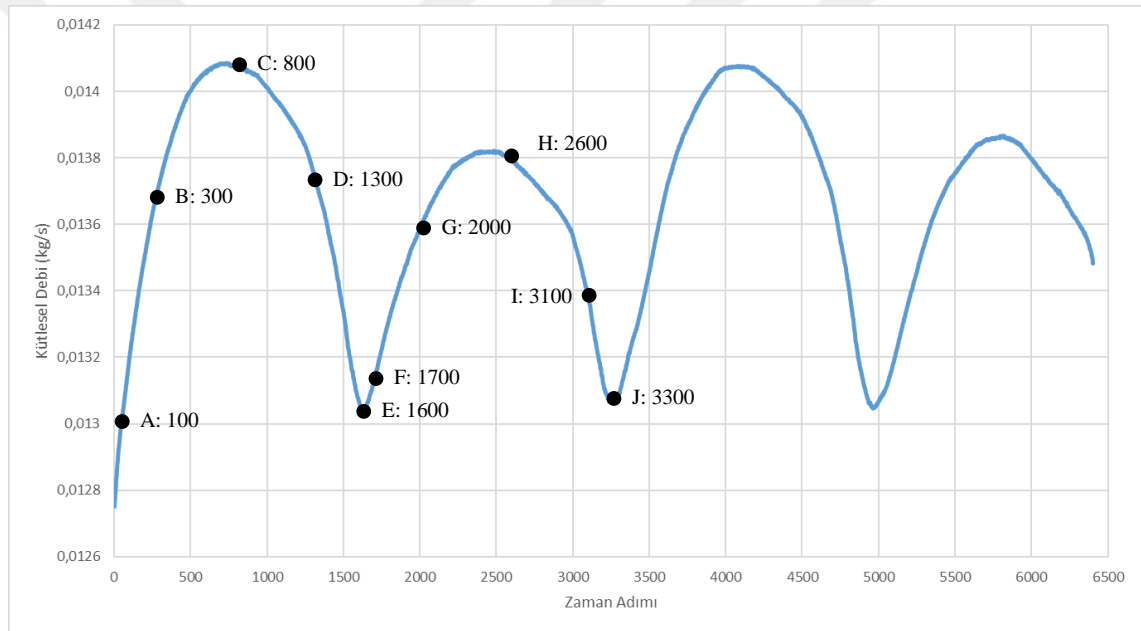
1500 dev/dk (157 rd/sn) dönüş hızı ve basınç açısı $22,5^\circ$, modül 2,75 mm olan pompa geometrisi için sayısal çözüm sonucu elde edilen kütleli debi değeri şu şekildedir;

Bir periyotta ortalama kütleli debi değeri: 0,01340 kg/s

Elde edilen sonuçlara göre, mevcut pompa geometrisiyle benzer dişli özelliklerinde olmasına rağmen basınç açısının küçültülmesi ile elde edilen, dişli profili üzerindeki geometrik değişim etkisi neticesinde, akış daha kararsız bir halde seyretmekte ve akış sırasında çıkış kısmındaki kütleli debi değerinde önemli değişiklikler olmaktadır. Bu durumun pompanın genel çalışmasını olumsuz etkileyebileceği ve hidrolik sistem içerisinde yer alan elemanların (valf, piston, hidrolik bağlantı elemanları vs.) daha darbeli akışın olduğu bir ortamda çalışacağı yorumlanmaktadır.

3.1.2 Basınç Açısı $27,5^\circ$ ve Modül Değeri 2,75 mm Olan Pompa İçin Debi Değeri

Basınç açısı $27,5^\circ$ ve modül değeri 2,75mm olan, profile göre yapılan çözümde elde edilen kütleli debi/zaman grafiği Şekil 30'de belirtilmiştir. Dişlinin basınç açısı değerindeki artış neticesinde, bir dişli dönüş periyodunda iki farklı maksimum debi değeri görülmektedir. Değerler arasındaki fark, basınç açısı $22,5^\circ$ olan dişli profiline göre daha az ve dalgalanmalar düzgün bir formda görülmektedir.



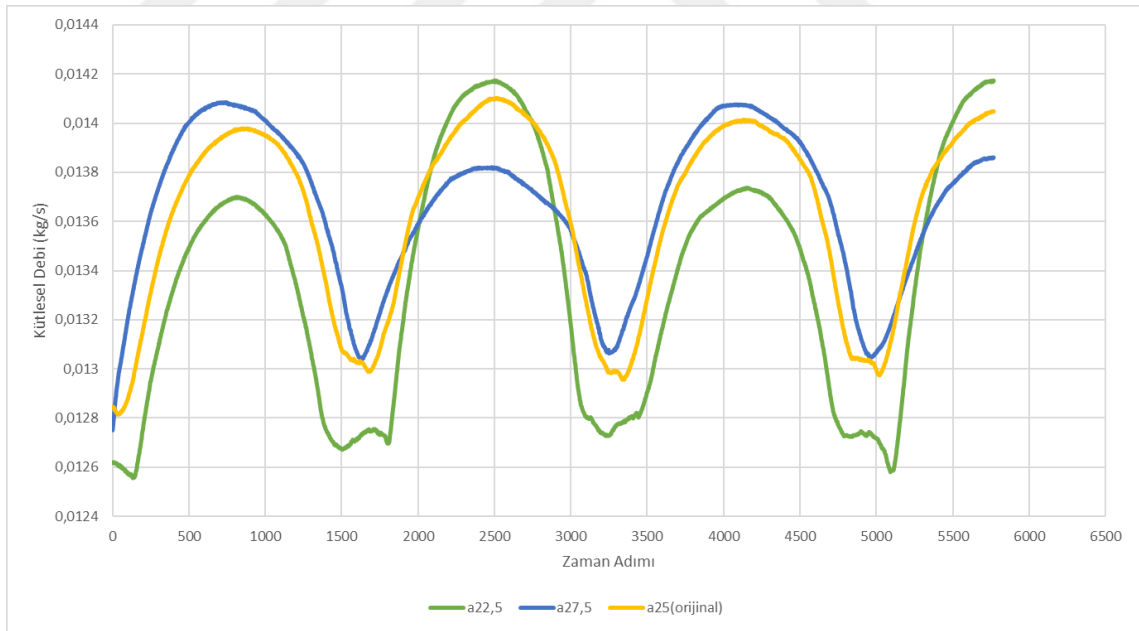
Şekil 30. Basınç açısı $27,5^\circ$ dişli profili için kütleli debi/zaman adımı grafiği

1500 dev/dk (157 rd/sn) dönüş hızı ve basınç açısı $27,5^\circ$, modül 2,75 mm olan pompa geometrisi için sayısal çözüm sonucu elde edilen kütleli debi değeri şu şekildedir;

Bir periyotta ortalama kütleli debi değeri: 0,01367 kg/s

3.1.3 Elde Edilen Kütleli Debi Değerlerinin Karşılaştırılması

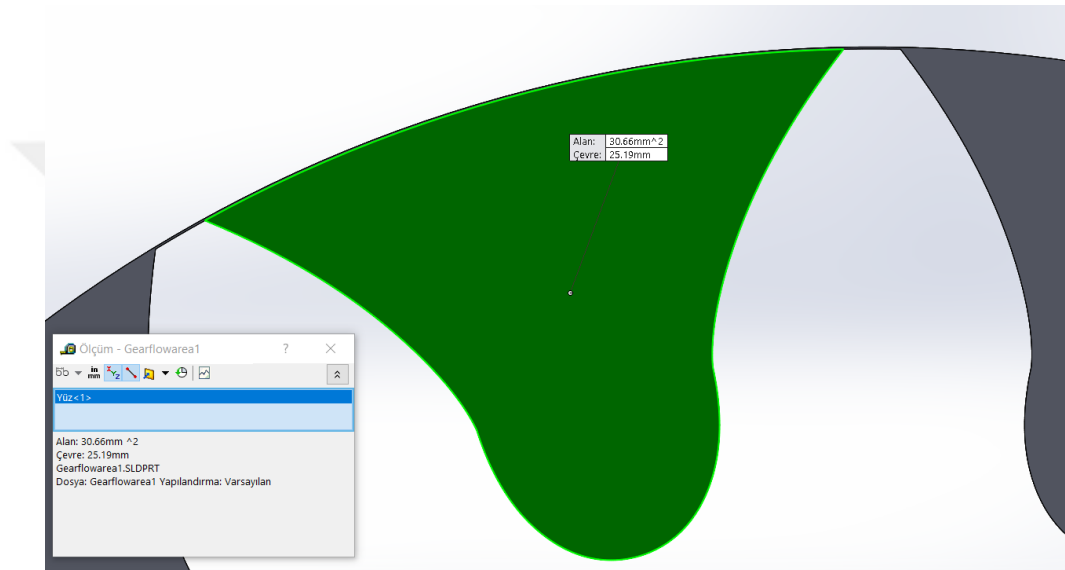
Tüm basınç açısı değerleri için karşılaştırmalı kütleli debi/zaman grafiği Şekil 31’de gösterilmiştir. Kütleli debi değerlerinin karşılaştırılması neticesinde orijinal profil olan ve 25° basınç açısı ve 2,75 mm modül değerine sahip orijinal dişli profilinin daha kararlı dalgalanmalar sergilediği ve akışın daha düzenli olduğu görülmektedir. Çözülen geometri için basınç açısındaki artış ve azalış akışın daha düzensiz olmasına sebebiyet verdiği değerlendirilmektedir. Kütleli debide grafikte görülen dalgalanma, dişlilerin dönüşü sırasında akışkanı diş boşluklarında taşıyarak iletmeleridir. İlk dalgalanma, dişlilerden birinin boşluğundaki akışkanı pompalama alanına taşıması ile oluşur. İkinci dalgalanma ise bu dişlinin karşılığına çalışan dişlinin diş boşluğundaki akışkanı pompalama alanına taşımasıyla oluşur. Bu iki akış arasında geçen süre bir periyot olarak değerlendirilir. İlk dişlinin, dişli boşluğundaki akışkanı sürüklediği vektörlerin yönü, ikinci dişli boşluğu yolu ile pompalanan akışkanın debisini etkiler. Karşılaştırma grafiğinde görülen farklılıkların kaynağının bu olduğu değerlendirilmektedir.



Şekil 31. Karşılaştırmalı kütleli debi/zaman adımı grafiği

3.1.4. Volümetrik Verim Değerlerinin Tespiti

Elde edilen sonuçlara göre, pompanın ortalama pompalama debisinin, teorik olarak akışkan debisine bölümü sonucu volümetrik verim ifadelerine ulaşılmıştır. Bunun için pompaların teorik akış alanlarının hesaplanması, orijinal dişli modeli ve tasarımı yapılan yeni modeller için oluşturulan katı modeller üzerinden tespit edilmiştir. Örnek olması açısından orijinal dişli profili için bir diş boşluğunu gösterir görsel Şekil 32'da gösterilmiştir.



Şekil 32. Orijinal dişli profili için akış alanını gösterir görsel

Orijinal dişli profili için 1 turda pompalaması gereken teorik akış hacmi şu şekilde hesaplanmaktadır;

$2 \times \text{Diş Sayısı} \times \text{Bir Diş Akış Alanı} \times \text{Diş Genişliği} = 1 \text{ Turda Pompalanan Akışkan Debisi}$

$$2 \times 12 \times 30,66 \text{ mm}^2 \times 7,5 \text{ mm} = 5518,8 \text{ mm}^3$$

$$0,005518 \text{ lt} \times 1500 \text{ dev/dk} = 8,277 \text{ lt/dk}$$

Bu hesaplama göre orijinal dişli profili için volümetrik verim değeri;

Volümetrik verim= Gerçek akış hacimsel debisi / teorik akış debisi

$$= 6,81759 / 8,277$$

$$= 0,8236$$

Volümetrik verim hesaplaması diğer dişli profilleri içinde yapılmış ve elde edilen değerlerin karşılaştırılması Tablo.1'de verilmiştir. Tabloda belirtilen A25_M2,75 gösterimi orijinal profil değerleridir. Ayrıca sırası ile A22,5_M2,75 değeri basınç açısı 22,5° olan dişli profili ve A27,5_M2,75 değeri basınç açısı 27,5° olan dişli profili değerlerini temsil etmektedir.

Tablo.1 : Volümetrik verim değerlerinin karşılaştırması

	Akış Alanı (mm ²)	HAD Sonucu Hacimsel Debi (lt/dk)	Teorik Hacimsel Debi (lt/dk)	Volümetrik Verim
A22,5_M2,75	30,72	6,70747	8,294	0,80871
A25_M2,75 (Orijinal Profil)	30,66	6,81759	8,277	0,8236
A27,5_M2,75	30,38	6,84261	8,202	0,83426

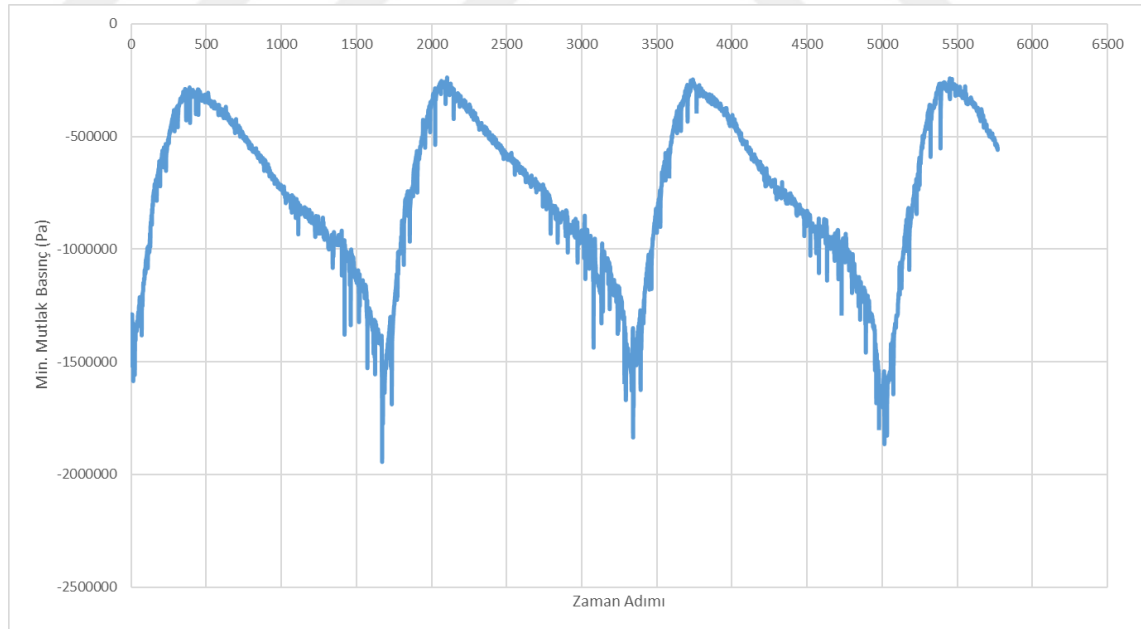
Hesaplanan volümetrik verim değerlerinin karşılaştırılması neticesinde basınç açısındaki artışın volümetrik verimi artırdığı gözlemlenmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen değerlere göre, basınç açısı artışı neticesinde akış alanının azaldığı görülmektedir. Fakat HAD çözümlerindeki çıkış hacimsel debi değerleri aynı oranda azalmamış ve bunun neticesinde volümetrik verimin arttığı görülmüştür. Ayrıca alınan sonuçlara göre en yüksek hacimsel debi basınç açısı en yüksek olan 27,5° basınç açısı değerine sahip profil için gerçekleşmiştir. Tüm bu sonuçlardan yola çıkarak, basınç açısındaki artışın çıkış debisini artırdığı yorumu yapılabilir.

3.2. Basınç Değerlerinin Gösterimi ve Kaviteasyon Oluşumunun Değerlendirilmesi

Modellemede kullanılan akışkanın buharlaşma basıncı üretici firmanın katalog değerleri baz alınarak elde edilmiştir [20]. Akışkan olarak kullanılan ISO VG 220 yağın katalog değerlerine göre 20 C° de buharlaşma basıncı 0,5 Pa'dır . Yapılan analiz sırasında, akış alanındaki en düşük basınç değeri okunarak akışkanın buhar basıncı ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca akış sırasında alınan görüntülerde akış alanındaki düşük basınç bölgeleri gösterilmek istenmiştir. Bu bölgeler kavitasyona sebebiyet verecek buhar baloncuklarının oluşabileceği muhtemel bölgeler olarak değerlendirilmektedir.

3.2.1 Orijinal Model İçin Hesaplanan Minimum Basınç Değeri Grafiği ve Görseli

Orijinal pompa dişlilerinin profili ile yapılan analiz sonucu, tüm akış alanında oluşan minimum basınç değeri grafiği Şekil 33'de gösterilmiştir. Elde edilen statik basınç değerleri, akışın ortam basıncı olan atmosfer basıncı ile toplanmış ve mutlak basınç değerleri elde edilmiştir.

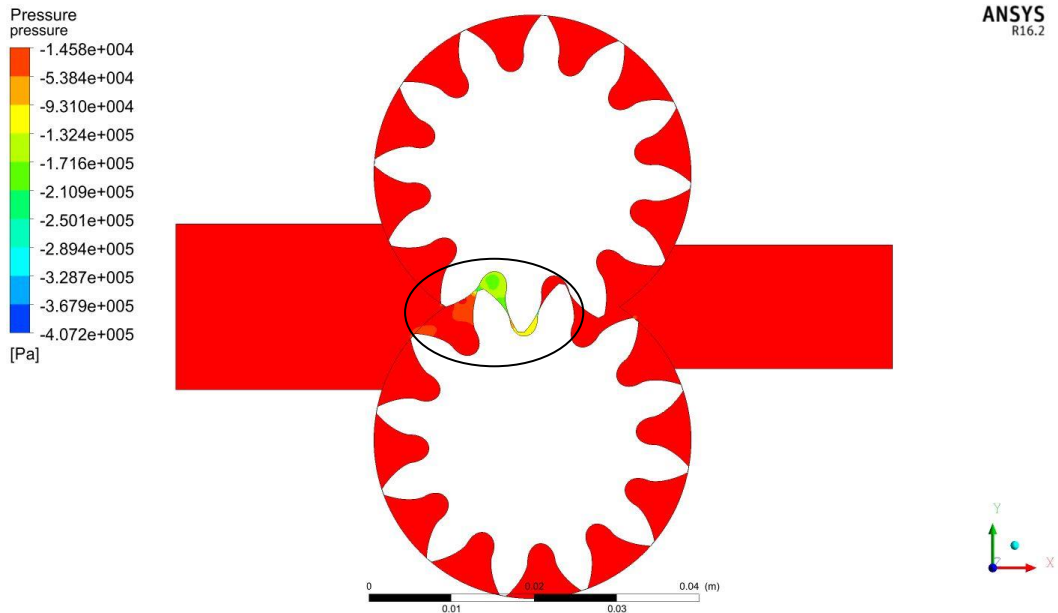


Şekil 33. Orijinal Dişli Modeli İçin Minimum Basınç/Zaman Adımı Grafiği (Her bir zaman adımı 10e-6 saniyedir)

Çözüm sırasında oluşan ani basınç değişimleri dinamik ağ modeli kaynaklı olabileceği ve anlık çözüm hatalarından kaynaklı olabileceği değerlendirilerek ihmal edilmiştir. Grafiğin genel seyrine bakılarak oluşan minimum basınç değerinin yoğunlaştığı zaman adımları görülmektedir.

Atmosfer basıncından elde edilen statik basınç değeri çıkarılarak, anlık basıncın akışkanın buharlaşma basıncın altına düşüp düşmediği kontrol edilmiştir.

Akışkan olan ISO VG 220 yağın katalog değerlerine göre buharlaşma basıncı 0,5 Pa'dır [20]. Buna göre akış sırasında kavitasyon oluşması ihtimali gözlemlenmiştir. Düşük statik basınç bölgesine ait ve 3800 zaman adımında oluşan görsel Şekil 34'de sunulmuştur. Bu zaman adımı, emiş bölgesine akışkanın serbest bırakılmaya başladığı an olduğu için seçilmiştir. Ayrıca zamana bağlı karşılaştırmalı mutlak basınç değerleri çalışmanın devamında gösterilmiştir.

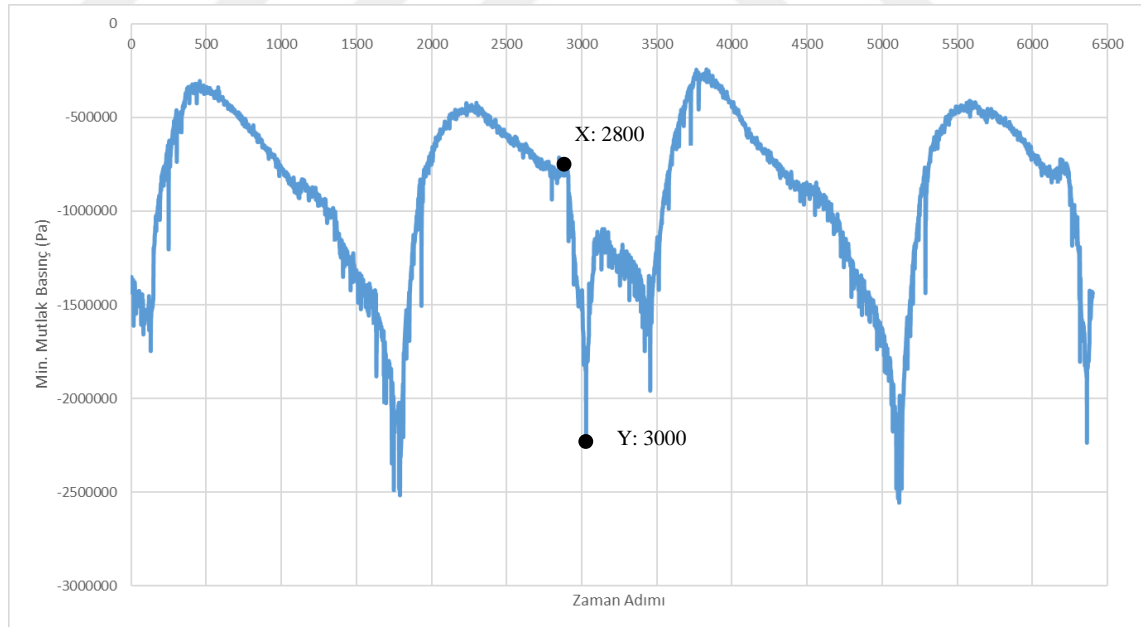


Şekil 34. Basınç açısı 25° olan orijinal model için düşük statik basınç bölgelerini gösterir görsel

Şekil 32’de görüldüğü üzere en düşük basınç değerleri yeşil ve sarı renklerle diş boşluklarında görülmektedir. Bu alanlarda akış alanı genişlemekte ve ani vakum basıncı oluşmaktadır. Ayrıca dikkat edilmesi gereken önemli hususlardan biri de turuncu renkle gösterilen ve dişlilerin hemen solunda kalan bölgelerdir. Akış sırasında hızlanan ve dişler arasındaki dar alanda jet akışı etkisi gösteren akışkan bu bölgelerde basıncın anlık olarak düşmesine sebep olmaktadır.

3.2.2 Basınç Açısı $22,5^\circ$ Olan Model İçin Hesaplanan Minimum Basınç Değeri Grafiği ve Görseli

Basınç açısı $22,5^\circ$ olan pompa dişlilerinin profili ile yapılan analiz sonucu, tüm akış alanında oluşan minimum basınç değeri grafiği Şekil 35 ‘de gösterilmiştir. Elde edilen statik basınç değerleri, akışın ortam basıncı olan atmosfer basıncı ile toplanmış ve mutlak basınç değerleri elde edilmiştir.



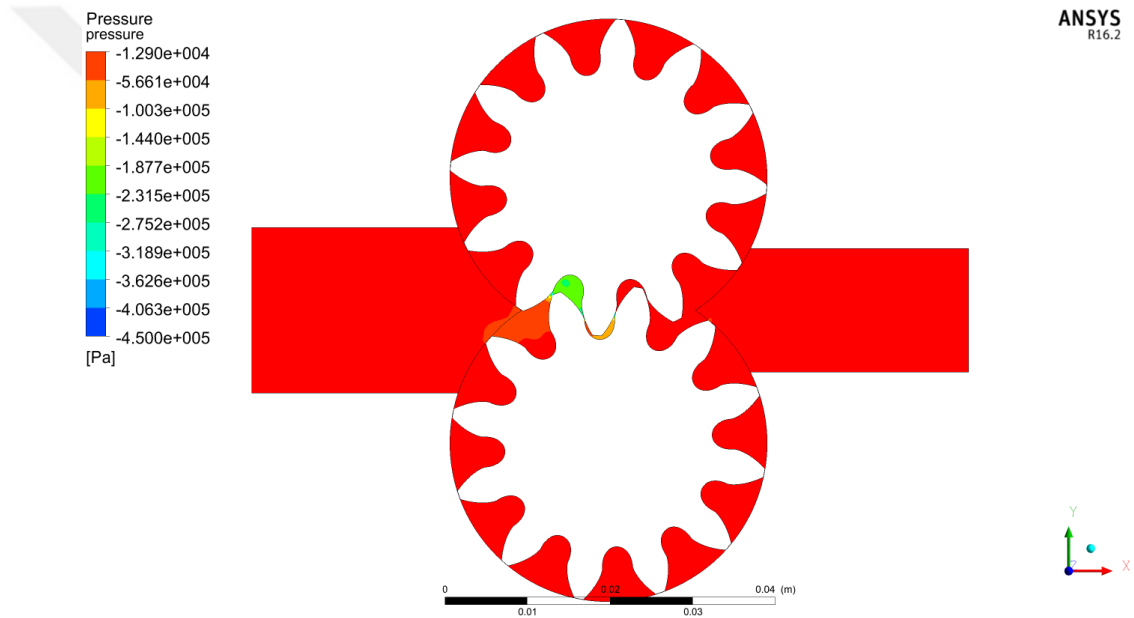
Şekil 35. Basınç açısı $22,5^\circ$ olan dişli modeli için minimum basınç/zaman adımı grafiği

Çözüm sırasında oluşan ani basınç değişimleri dinamik ağ modeli kaynaklı olabileceği ve anlık çözüm hatalarından kaynaklı olabileceği değerlendirilerek ihmal edilmiştir.

Grafiğin genel seyrine bakılarak oluşan minimum basınç değerinin yoğunlaştığı zaman adımları görülmektedir.

Atmosfer basıncından elde edilen statik basınç değeri çıkarılarak, anlık basıncın akışkanın buharlaşma basıncının altına düşüp düşmediği kontrol edilmiştir. Buna Göre;

Akışkan olan ISO VG 220 yağın katalog değerlerine göre 20 C° de buharlaşma basıncı 0,5 Pa'dır. Buna göre akış sırasında kavitasyon oluşması ihtimali gözlemlenmiştir. Düşük basınç bölgesine ait görsel Şekil 36'de sunulmuştur.

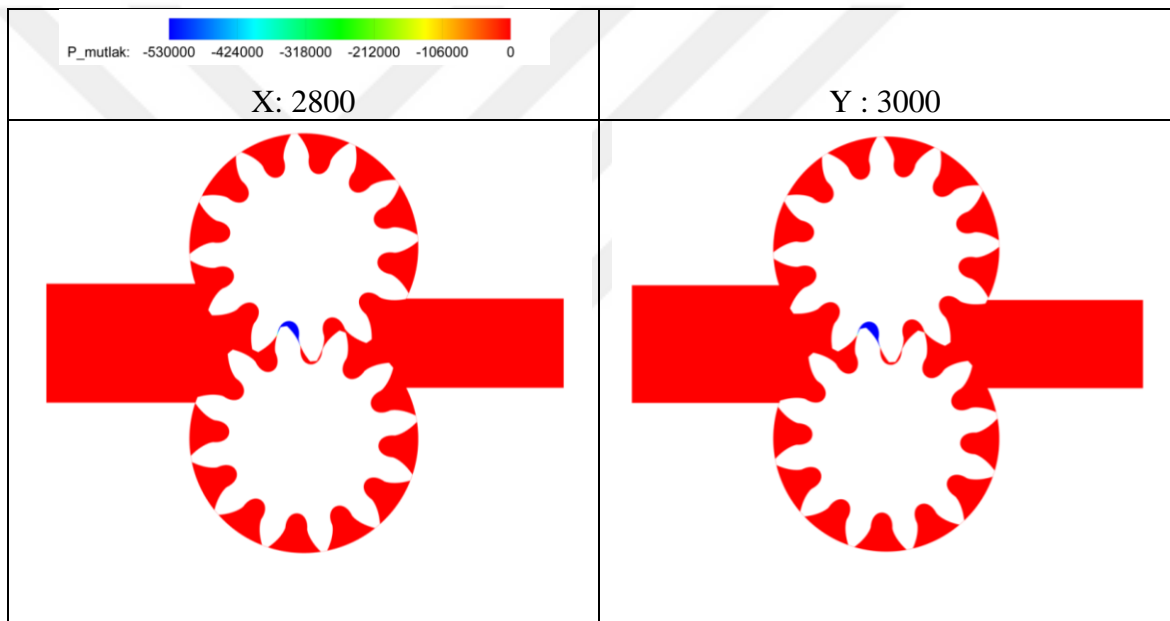


Şekil 36. Basınç açısı 22,5° olan model için düşük basınç bölgelerini gösterir görsel

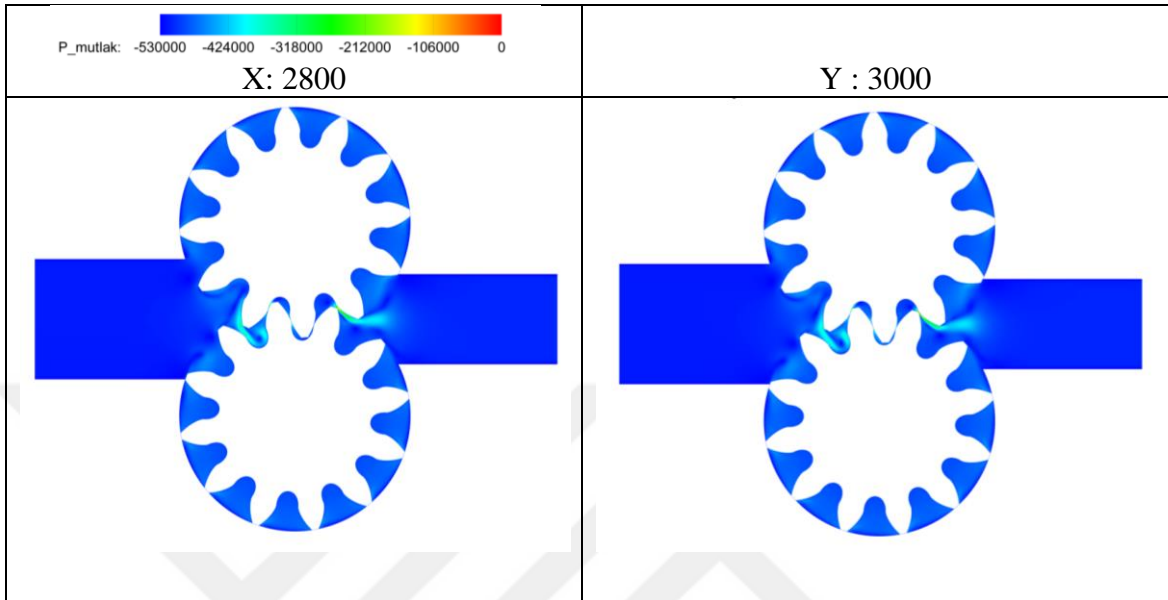
Basınç açısı 22,5° olan bu yeni tasarımla ilgili statik basınç bölgelerini gösteren Şekil 36'deki görsele göre, orijinal dişli tasarımında olduğu gibi, en düşük basınç değerleri yeşil ve sarı renklerle diş boşluklarında görülmektedir. Dişlinin akışı sürüklediği turuncu renkli alanlar bu tasarımda da görülmektedir. Bu alanda da basıncın düştüğü görülmüştür ve yüksek hızlarda kavitasyon oluşabileceği değerlendirilmiştir.

Şekil 33’de bir periyot sırasında, akış alanındaki en düşük mutlak basınç değerleri belirtilmiştir. Belirtilen akış alanında 2800 (X) ve 3000 (Y) zaman adımlarında basıncın ani düştüğü görülmektedir. Dişlilerin pozisyonuna göre akış dalgalanmasındaki diğer zamanlarda da benzer dalgalanmalar aynı grafikte görülmektedir. Bu zaman durumlarında akış sırasında oluşan basınç ve hız değişimleri her iki zaman için de, karşılaştırmalı olarak Tablo 2 ve Tablo 3’de verilmiştir.

Tablo 2. X ve Y noktalarında basınç dağılımı



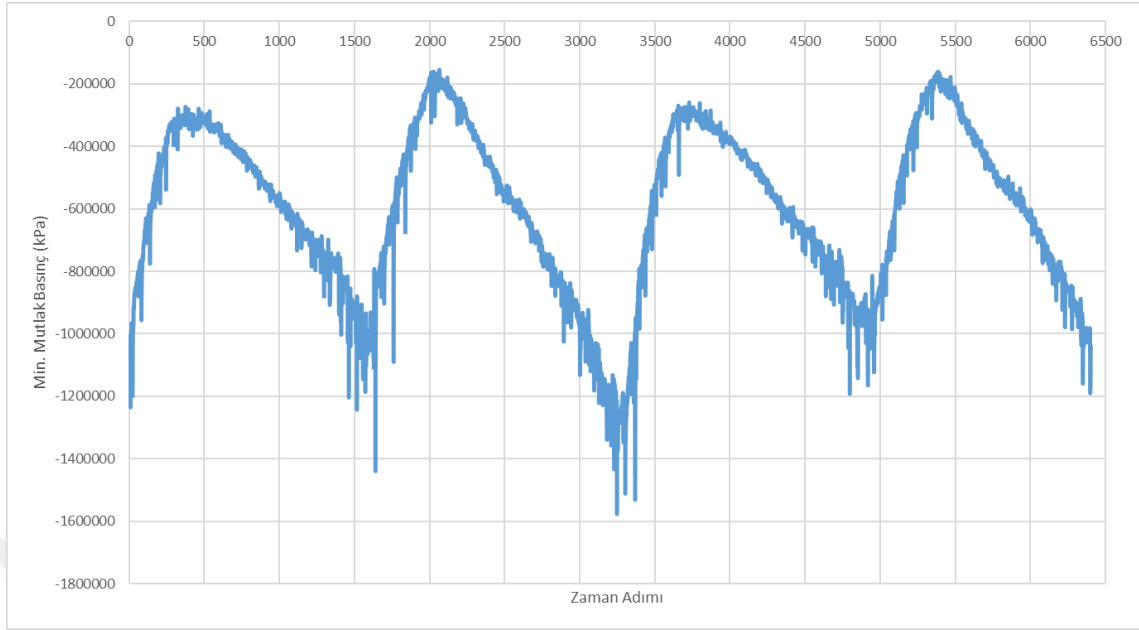
Tablo 3. X ve Y noktalarında hız dağılımı



X anında, çıkış kısmında, dişler arasındaki akışkan pompalanmakta ve çıkış kütleli debisi Y noktasına kadar azalmaktadır. Bu zaman diliminde geçen süre $10e-4$ saniyedir. Çıkış kütleli debisinin azalması sırasında en düşük basınç değerinin de düşmesi, dişlilerin arasında kalan akışkanın bu zaman anına kadar genişlemesi sonucunda olduğu tahmin edilmektedir. Bu zaman farkında, genel basınç grafiğinde ve hız diyagramında fark edilebilir bir değişim gözlemlenmemiştir.

3.2.3 Basınç Açısı $27,5^\circ$ Olan Model İçin Hesaplanan Minimum Basınç Değeri Grafiği ve Göreseli

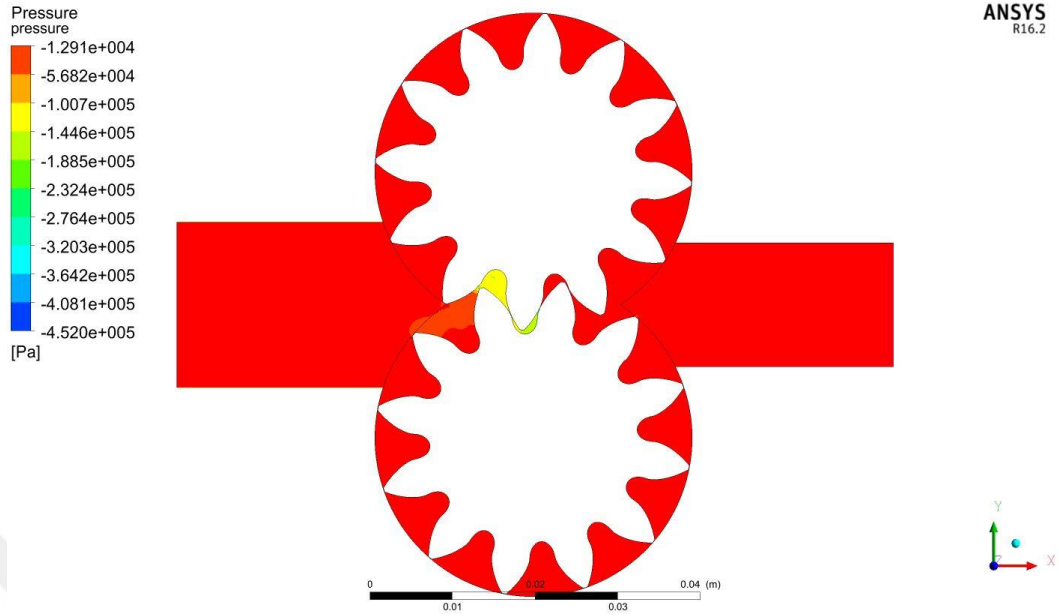
Orijinal pompa dişlilerinin profili ile yapılan analiz sonucu, tüm akış alanında oluşan minimum basınç değeri grafiği Şekil 37’de gösterilmiştir.



Şekil 37. 27,5° basınç açısı olan dişli modeli için minimum basınç/zaman adımı grafiği

Çözüm sırasında elde edilen statik basınç değerine, ortam basıncı olan atmosfer basıncı eklenerek mutlak basınç değerine ulaşılmıştır ve anlık mutlak basıncın akışkanın buharlaşma basıncının altına düşüp düşmediği değerlendirilmiştir. Bunun için görsel statik basınç dağılımı grafiğinde bulunan bölgesel en düşük basınç değeri baz alınmıştır.

Akışkan olan ISO VG 220 yağın katalog değerlerine göre 20 C° de buharlaşma basıncı 0,5 Pa'dır. Buna göre akış sırasında kavitasyon oluşması ihtimali gözlemlenmiştir. Düşük basınç bölgesine ait görsel Şekil 38'de sunulmuştur.



Şekil 38. Basınç açısı $27,5^\circ$ olan model için düşük statik basınç bölgelerini gösterir görsel

Basınç açısı $27,5^\circ$ olan bu yeni tasarımla ilgili statik basınç bölgelerini gösteren Şekil 34 'deki görsele göre, orijinal dişli tasarımında olduğu gibi, en düşük basınç değerleri yeşil ve sarı renklerle diş boşluklarında görülmektedir. Dişlinin akışı sürüklediği turuncu renkli alanlar bu tasarımda da görülmektedir. Bir önceki tasarımda olduğu gibi; bu alanda da basıncın düştüğü görülmüştür ve yüksek hızlarda kavitasyon oluşabileceği değerlendirilmiştir.

3.2.4 Hareketle Mutlak Basıncın Değişiminin İncelenmesi

Çözümler sonucu kritik basınç değişimleri ve debi dalgaları incelenmiş ve kritik görülen zaman anlarında, çözüm alanının basınç dağılımı görselleştirilmiştir. Buna göre Şekil 27'de belirtilen, çıkış debisine göre, çözüm noktaları (A,B,C,D,E,F,G,H,I,J) için alınan basınç değerleri EK 1'de gösterilmiştir.

Kritik zamanlara göre grafikler mutlak basınç değerleri baz alınarak hazırlanmıştır. 0 Pa altında kalan akış alanları filtrelenmiş ve 0 Pa ve üzeri basınca sahip alanlar kırmızı renk ile gösterilmiştir. Kırmızı renk alanı dışında, zaman adımına bağlı olarak dişler arasında basınç değişimleri görülmektedir. Görülen renkli alanlar emiş kısmına doğru dönen dişlilerin, dönme hareketi sırasında, aralarındaki alanın genişlemesi sonucu vakum basıncının olduğu bölgelerdir. Bu bölgelerde basınç ani olarak düşmektedir. Bu durum kavitasyon olayına sebebiyet verebilecek kritik basınç değerinin altında bir bölge oluşmasına neden olur. Yeni nesil dişli pompalarda bu alandaki basıncın artırılması için pompa gövdesine yatay kanallar açılarak bu alana sıvı dolması kolaylaştırılır ve kavitasyon oluşumunun önüne geçilir. Fakat yine de Şekil 34, Şekil 36 ve Şekil 38’de görülen emiş kısmında dişliler arasında kalmadığı halde basıncın düştüğü görülmektedir. Ele aldığımız sınır koşullarında bu bölgeler mutlak basınç değerinin altında kalmamaktadır fakat yüksek pompa hızlarında, akış hızının artması ve emiş nedeni ile oluşan vakum sonucu bu bölgelerde kavitasyon oluşması muhtemel olarak değerlendirilmektedir.

3.2.5 Hareketle Hız Dağılımlarının İncelenmesi

Hız dağılımları için, kritik görülen anlık zaman adımları için görsel sonuçlar alınmış ve Şekil 27’de belirtilen, çıkış debisine göre, çözüm noktaları (A,B,C,D,E,F,G,H,I,J) için alınan hız değerleri EK 2’de gösterilmiştir. Grafiklere göre; beklenildiği üzere emiş ve pompa kısımlarında akış hızlanmış ve diş boşluklarında girdaplar oluşturarak farklı vektörlerde dağılmıştır. Emiş kısmında en çok hızlanma, tam genişleme evresinde, 2600 zaman adımında görülmektedir. Bu anda dişler arasındaki boşluk hızla genişlemekte ve vakum basıncı etkisi ile emiş bölgesinde dişler arasına hızlanarak dolan sıvı yine dişlerin hareketi sonucu emiş bölgesinin dışına itilmektedir. Bu evrede hızın artması ve emiş bölgesinden pompalanan akışkanın oluşturduğu vakum etkisi sonucu kavitasyon oluşması muhtemeldir. Seçilen akış hızında ve giriş çıkış basınçlarında emiş alanında, basınç sadece diş boşluklarında çok düşük değerleri görmüştür. Bu durum genişleme kaynaklıdır. Yeni geliştirilen pompa sistemlerinde dış gövdeye açılan yatay boşaltma kanalları sayesinde bu durumdan kurtulmak mümkündür. Fakat yine de yüksek hızlarda,

akışın hızlanması ve emiş bölgesinde vakum etkisinden dolayı, Tablo 3’de görülen akış hızlanma bölgelerinde kavitasyon etkisinin görülebileceği değerlendirilmektedir.



4. BÖLÜM

TARTIŞMA-SONUÇ ve ÖNERİLER

4.1.Tartışma

Yapılan çalışmada, çözüm alınmak istenen gerçek pompa geometrisine yakın özelliklerde, 2 boyutlu olarak akış alanı modellenmiş ve geometrideki dişliler gerçeğe uygun şekilde çalıştırılmıştır. Gerçek pompa geometrisi ile yaptığımız modeldeki geometri arasındaki farkın elde edilen sonuçlar üzerinde etkili olduğu tahmin edilmektedir. Akış alanının iki boyutlu modellenmesinden kaynaklı basitleştirmelerdir. Bu durum 3 boyutlu pompa geometrisi üzerinde çıkış kısmındaki basınç nedeni ile oluşan geri sızıntıların bir kısmını ihmal etmek anlamına gelmektedir.

Yapılan yüzlerce deneme sonucunda bu çözüm metodu ve modelin en uygulanabilir çözüm olduğu tespit edilmiş ve yapılan çalışma literatürdeki diğer çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Alınan sonuçların yeterli seviyede olduğu değerlendirilmiştir. Gelecekte yapılacak çalışmalarda, sorun üç boyutlu olarak ele alınıp değerlendirilebilir. Ayrıca çok fazlı çözüm ortamında problemin çözülmesi ile çalışma derinleştirilebilir.

4.2.Sonuç ve Öneriler

Yapılan çalışmada, gerçek bir dış dişli pompanın sayısal olarak modellenebilmesi amaçlanmış ve geliştirilen çözüm metodu kullanılarak, yapılan yeni dişli tasarımlarında

pompa verileri kıyaslanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, sayısal modelleme de bulunan çıkış kütleli debisi ile dişli pompa üreticisinin katalog değerleri arasında bir yakınlık kurulmuştur. Arada oluşan farkın problemin iki boyutta çözülmesinden kaynaklı geometrik ihmaller kaynaklı olabileceği değerlendirilmiştir.

Sayısal çözümler sırasında, dinamik çalışma ortamı için basınç değişimleri gözlemlenmiş ve düşük basınç bölgeleri görsel grafiklerle gösterilmiştir. Bulunan düşük basınç bölgeleri, M. Mocilan ve arkadaşlarının [14] çalışmaları ile benzerlik göstermekte ve kavitasyonun oluşması muhtemel, emiş bölgesinde meydana gelmektedir. Bu bize çalışmanın gelecekte yapılacak dişli tasarımlarına yön verebilecek düzeyde olduğunu göstermektedir. Ayrıca akış zamanına bağlı minimum basınç değişimi değerleri grafikler halinde çalışmada sunulmuştur. Bu grafiklerde minimum basınç değerleri kavitasyon oluşumuna sebebiyet verecek seviyenin çok altında çıktığı görülmektedir. Bu durumda sonuçların yapılan diğer çalışmalara nazaran beklenildiği gibi çıkmadığı görülmüştür. Fakat bu grafikler zaman adımına bağlı minimum basınç değişimi görülmekte ve dişli pozisyonuna göre kavitasyon oluşması riski yoğun olan bölgeleri işaretlememize yardımcı olmaktadır. Gelecekte yapılacak çalışmalarda sorunun kaynağı daha detaylı araştırılarak daha kesin çözümler elde edilebilir.

Çalışmada orijinal model ve tasarımı yapılan modeller için HAD metodu ile ortalama çıkış hacimsel debisi bulunmuştur. Bununla birlikte tüm profiller için teorik hacimsel debi değerleri hesaplanmış ve pompa modellerinin volümetrik verim değerleri karşılaştırılmıştır. Bu yöntem ile dişli profillerindeki değişimin pompanın volümetrik verimine etkisi incelenmek istenmiştir.

Bu çalışma sayısal yöntemlerle karmaşık akış alanı değişimlerinin modellenmesi açısından değer arz etmektedir. Ayrıca dış dişli pompalarda dişli profillerindeki değişimin akış dalgalanmasına, çıkış debisine ve basınç düşümüne etkisinin incelenmesini sağlamıştır. Çalışma sayesinde dişli pompa üreticileri belirli dişli

profillerine yönelebilir ve maliyetli deneysel çalışmalardan önce sayısal özümlemlerle tasarlayacakları pompaları dizayn edebilirler.



KAYNAKLAR

1. Dearn R., 2001 The fine art of gear pump selection and operation. *World Pumps* 417:38–40.
2. N. Erturk, A. Vernet, R. Castilla, P.J. Gamez-Montero, J.A. Ferre, 2011, Experimental analysis of the flow dynamics in the suction chamber of an external gear pump, **International Journal of Mechanical Sciences** 53: 135–144.
3. M. Kaya, Pompalarda kavitasyon ve öngörme yöntemleri, 8. Pompa ve Vana Kongresi – Mayıs 2013
4. Wood G., 2006, External gear pumps for accurate and reliable metering duties. **World Pumps** 472:34–6.
5. Roquet P., 1998, Enhanced design of high pressure gear pumps using environmentally acceptable hydraulic fluids, Ecopump, Brite-Euram project BE-951046.
6. Olguner S., June 2014, A study on the design of asymmetric gear for application in gear pumps, M. Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering University of Gaziantep, 88
7. Wang S., Sakurai H., Kasarekar A., 2011, The optimal design in external gear pumps and motors, 945-952, IEEE/ASME Transactions On Mechatronics
8. Th. Chen Liping, Zhao Yan, Zhou Fanli, Zhao Jianjun and Tian Xianzhao, 2011, Modeling and Simulation of Gear Pumps based on Modelica/MWorks®, 421-429, Proceedings 8th Modelica Conference, Dresden / Germany, Linköping University Electronic Press.
9. D.C. Sud, 2012, Analysis of the suction chamber of external gear pumps and their influence on cavitation and volumetric efficiency, Universitat Politecnica de Catalunya , thesis for the degree of doctor, 191

10. McBurnett, J.R., McMillan , W.D., 2000, Dana Corporation, Cavitation-free gear pump, U.S. Patent No. 6123533 A . Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office , September 26, 2000
11. .Heitz , S.A., 2010, Steven A. Heitz, Gear pump with unequal gear teeth on drive and driven gear, U.S. Patent No. 20100158738 A1 . Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office, June 24, 2010
- 12..Klassen, J.B., 2009, M&M Technologies, Inc., Gear pump, U.S. Patent No. US 7479000 B2 . Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office, January 20, 2009
13. Brennen, C.E., 2014. Cavitation And Bubble Dynamics. Cambridge University Press USA, 76/249
14. Moczala, M., 2009, Intermittent CFD simulation of interlocked hydraulic pumps - industrial use, basic conditions and prospect, FLUIDON Konferenz 2009 Simulation im mechanischen Umfeld, Aachen / Germany
15. Rickmeier AG. (<http://www.rickmeier.de/en/products/systems.html>) , Ocak 2018
16. Budynas, R.G., Nisbett, J.K.,2008, Shingley's Mechanical Engineering Desing, Mc Graw Hill USA, 676/1088
17. Kisssoft AG. (<http://www.kisssoft.ch/english/home/index.php>), Ocak 2018
18. Ansys/Fluent 16.2, (<https://www.ansys.com/Products/Fluids/ANSYS-Fluent>), Ocak 2018
19. Cassappa ,(<https://www.casappa.com/en/c/downloads/category/2/>), Ocak 2018
20. Shell Co., (<http://ebpaving.com/wp-content/uploads/2013/09/Omala-Oil-220.pdf>), Ocak 2018


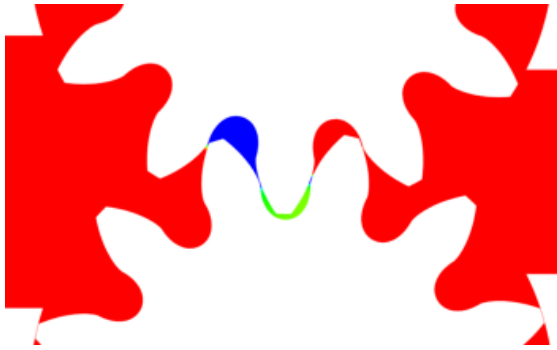
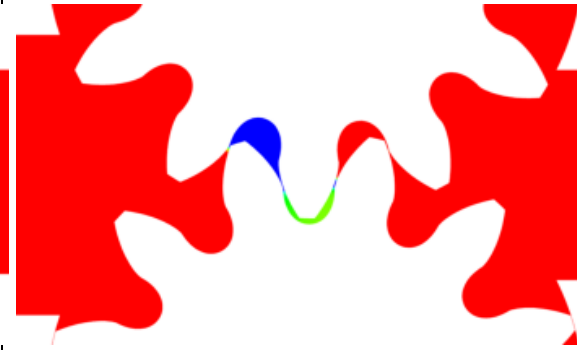
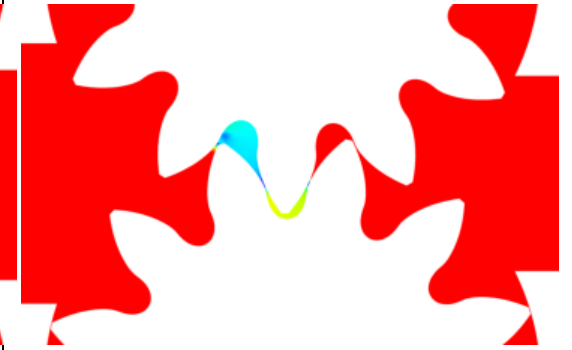
EKLER

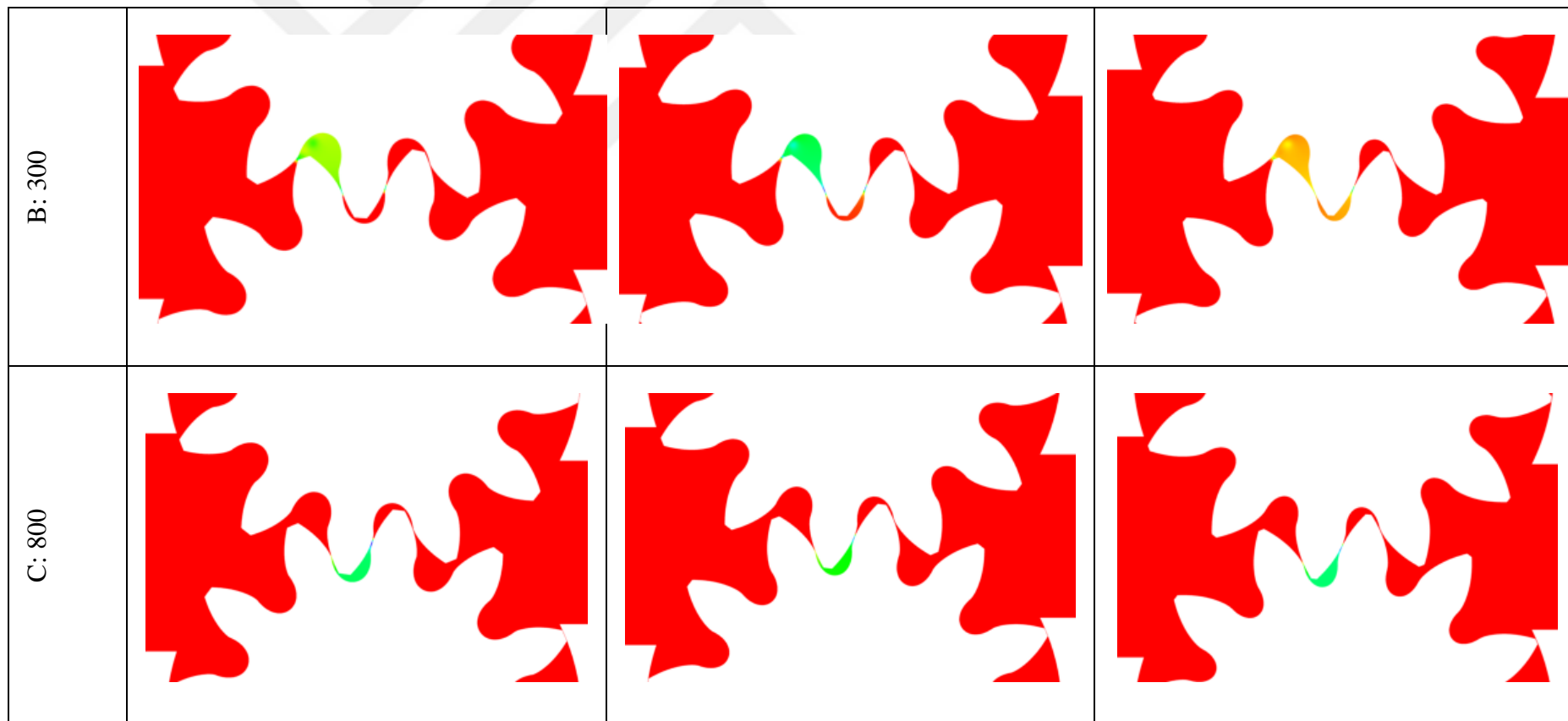
**EK 1. MUTLAK BASINÇ DEĞERLERİNİN ZAMAN ADIMINA BAĞLI
KARŞILAŞTIRILMASI TABLOSU**

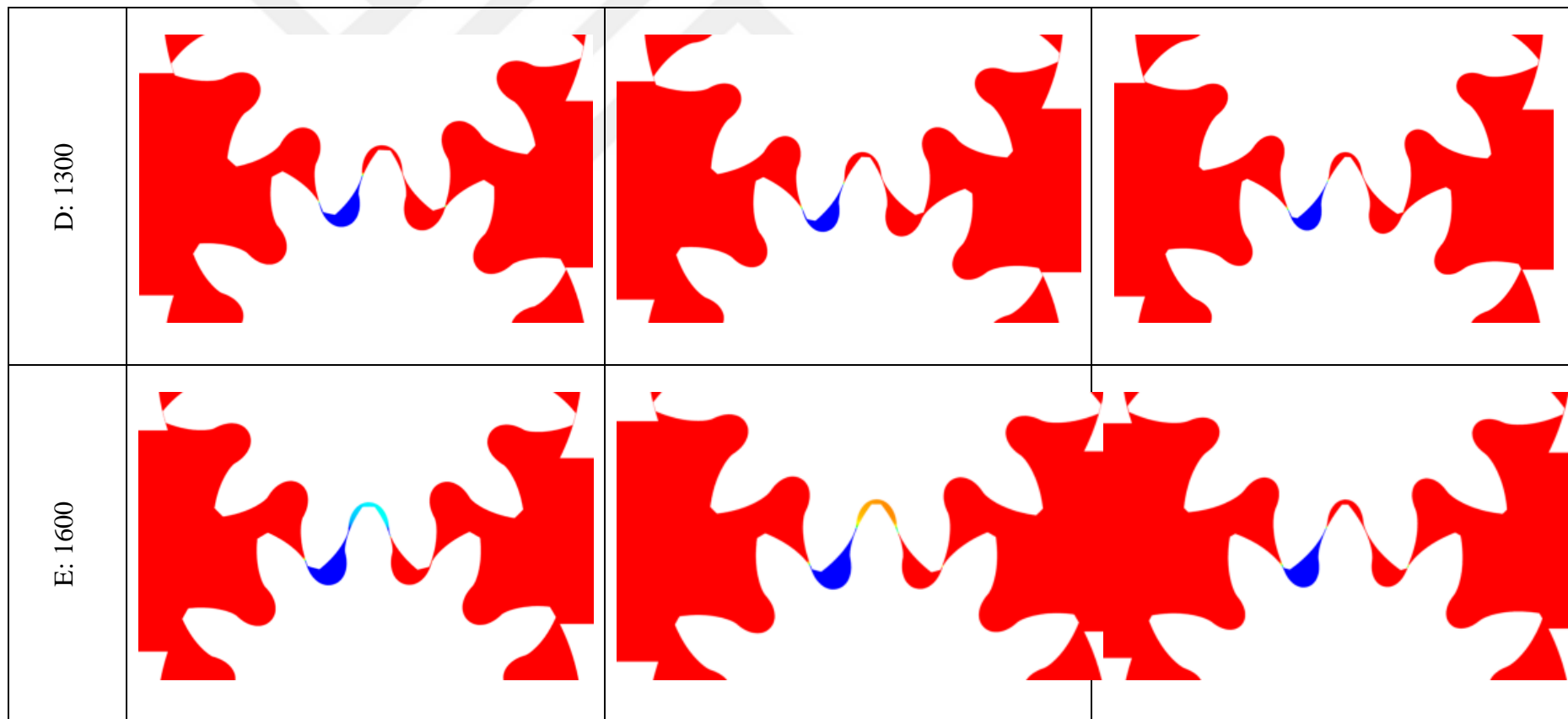
**EK 2. HIZ DEĞERLERİNİN ZAMAN ADIMINA BAĞLI
KARŞILAŞTIRILMASI TABLOSU**

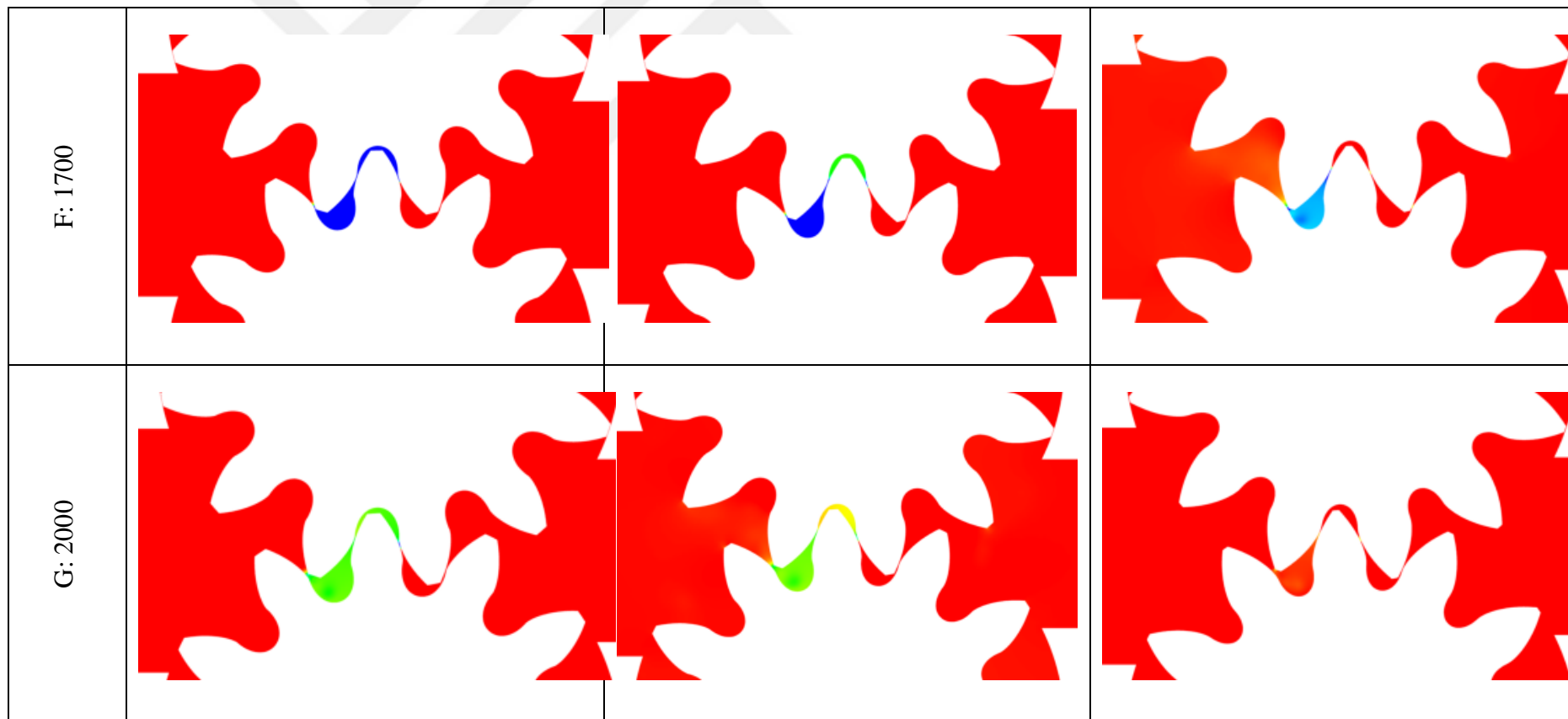


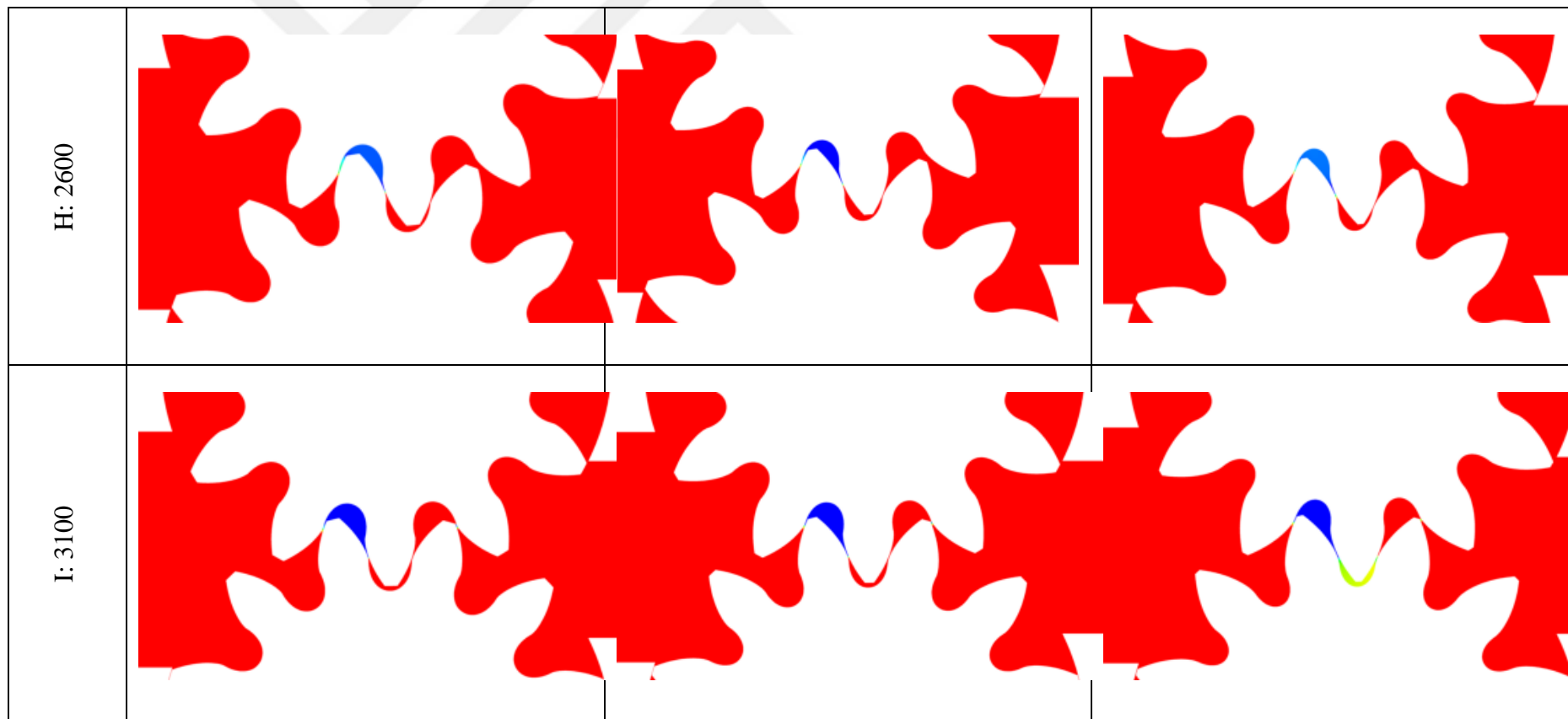
EK 1. MUTLAK BASINÇ DEĞERLERİNİN ZAMAN ADIMINA BAĞLI KARŞILAŞTIRILMASI TABLOSU**(6 Sayfa)**

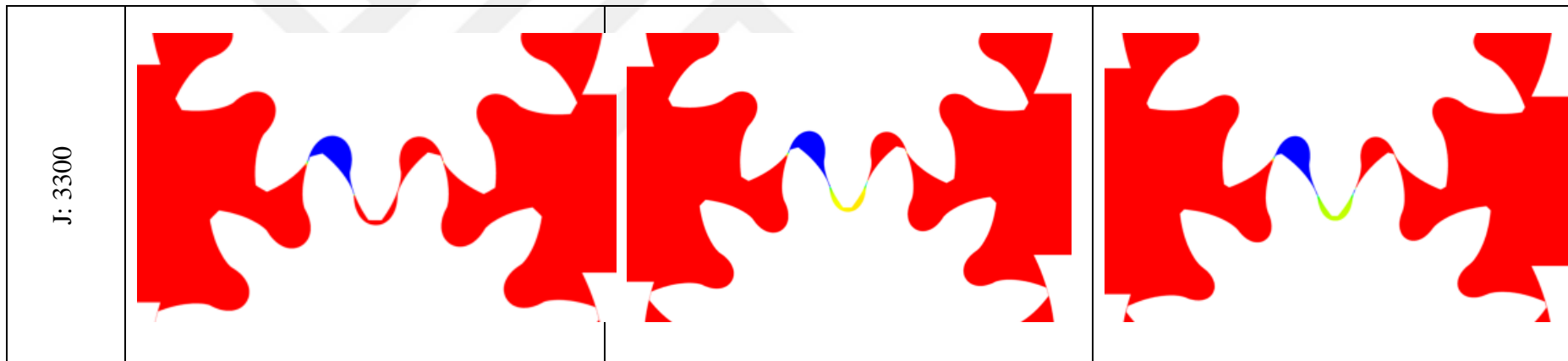
	 P_mutlak: -530000 -424000 -318000 -212000 -106000 0 22,5° Basınç Açısı	25° Basınç Açısı (Orijinal Profil)	27,5 Basınç Açısı
A: 100			






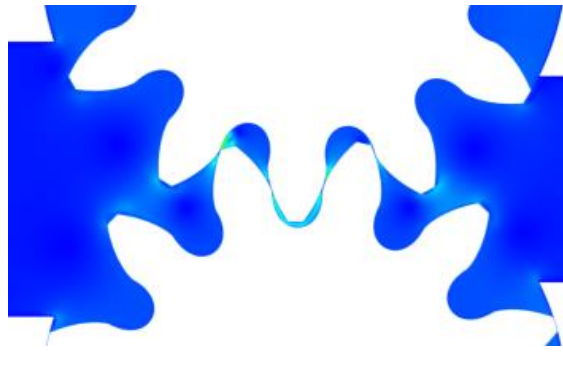
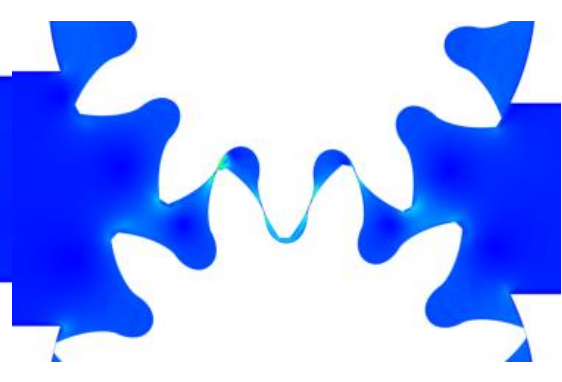
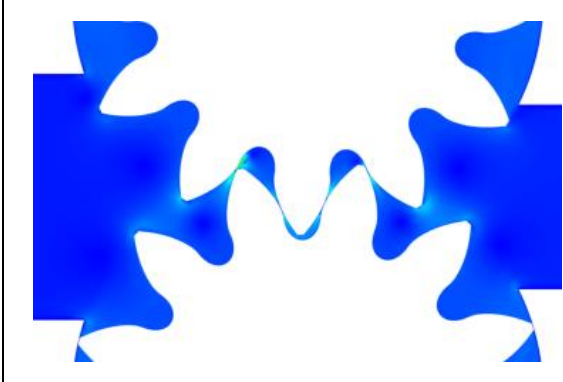


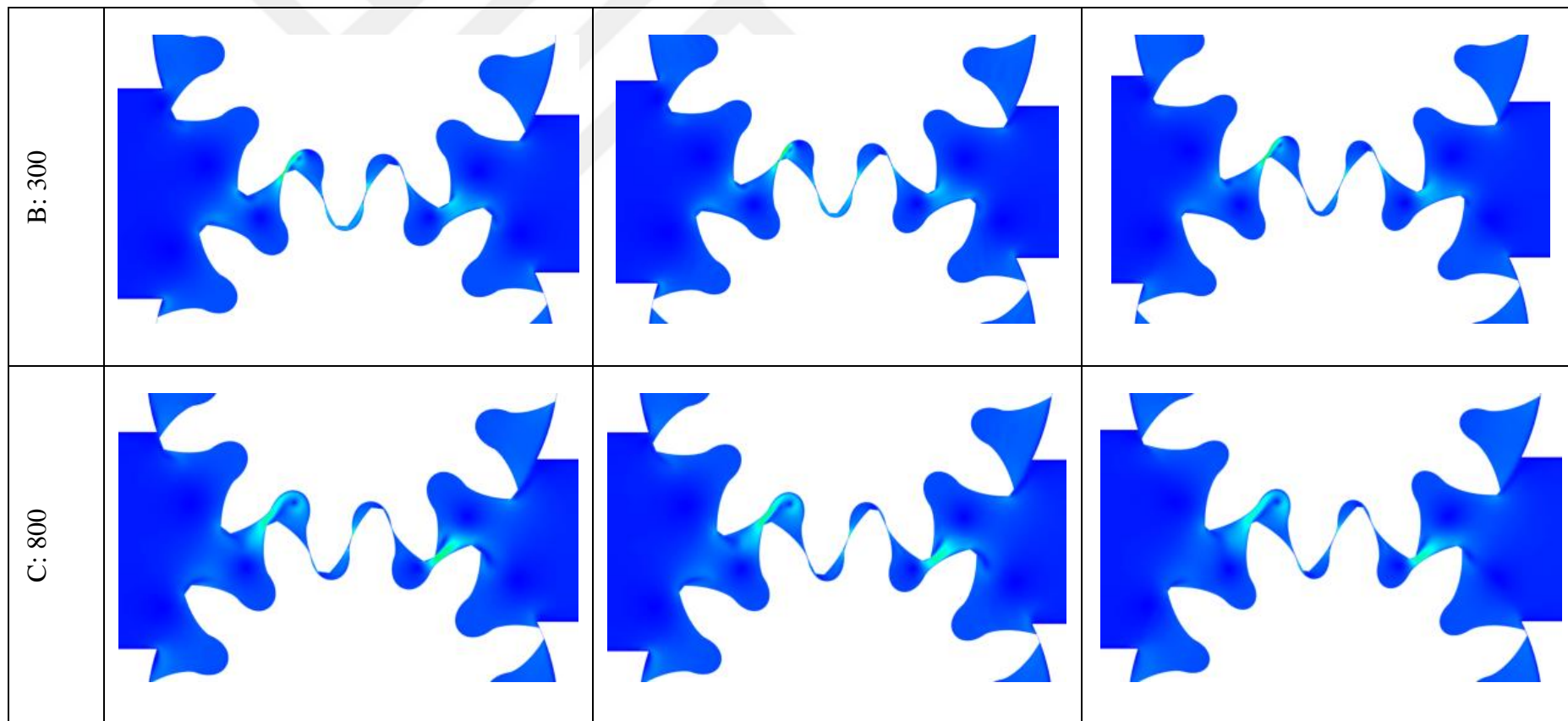


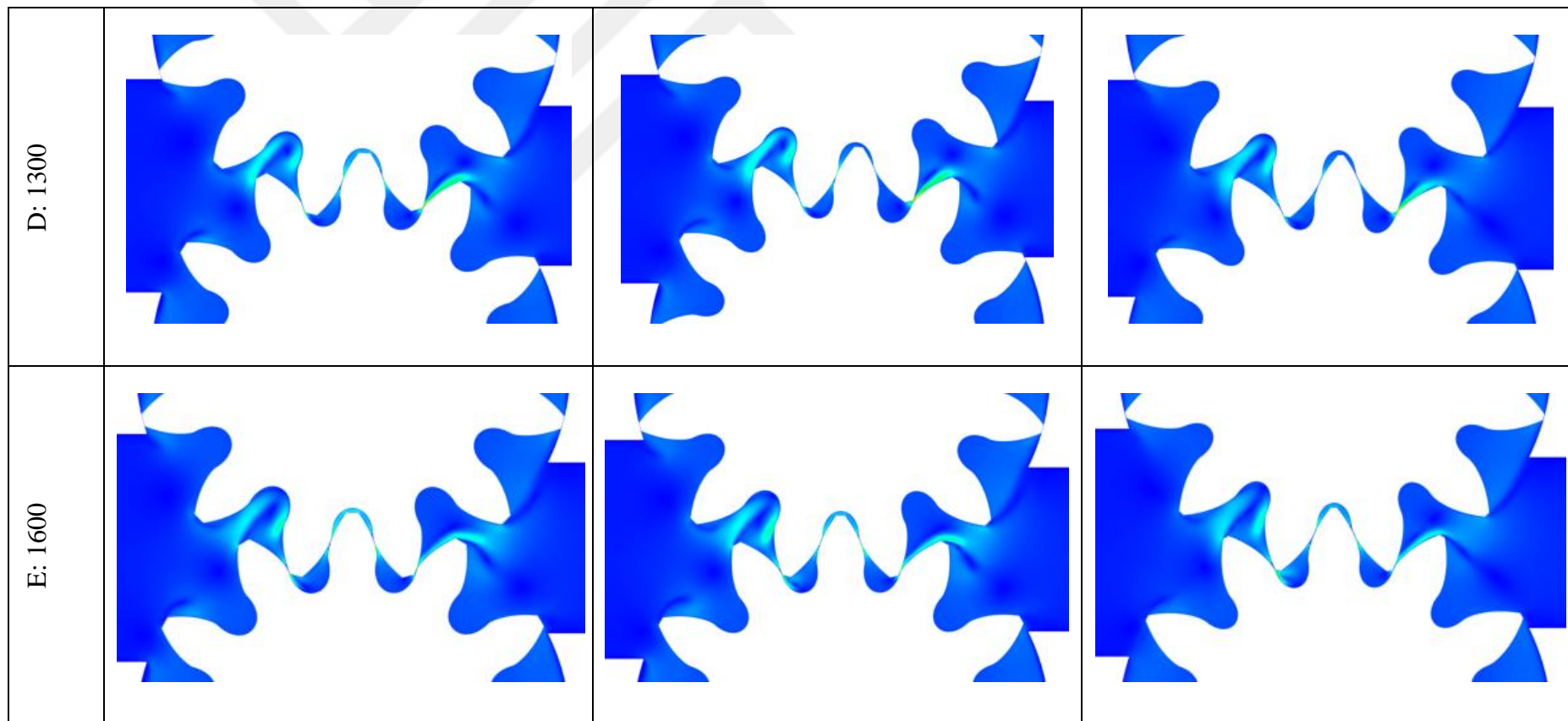


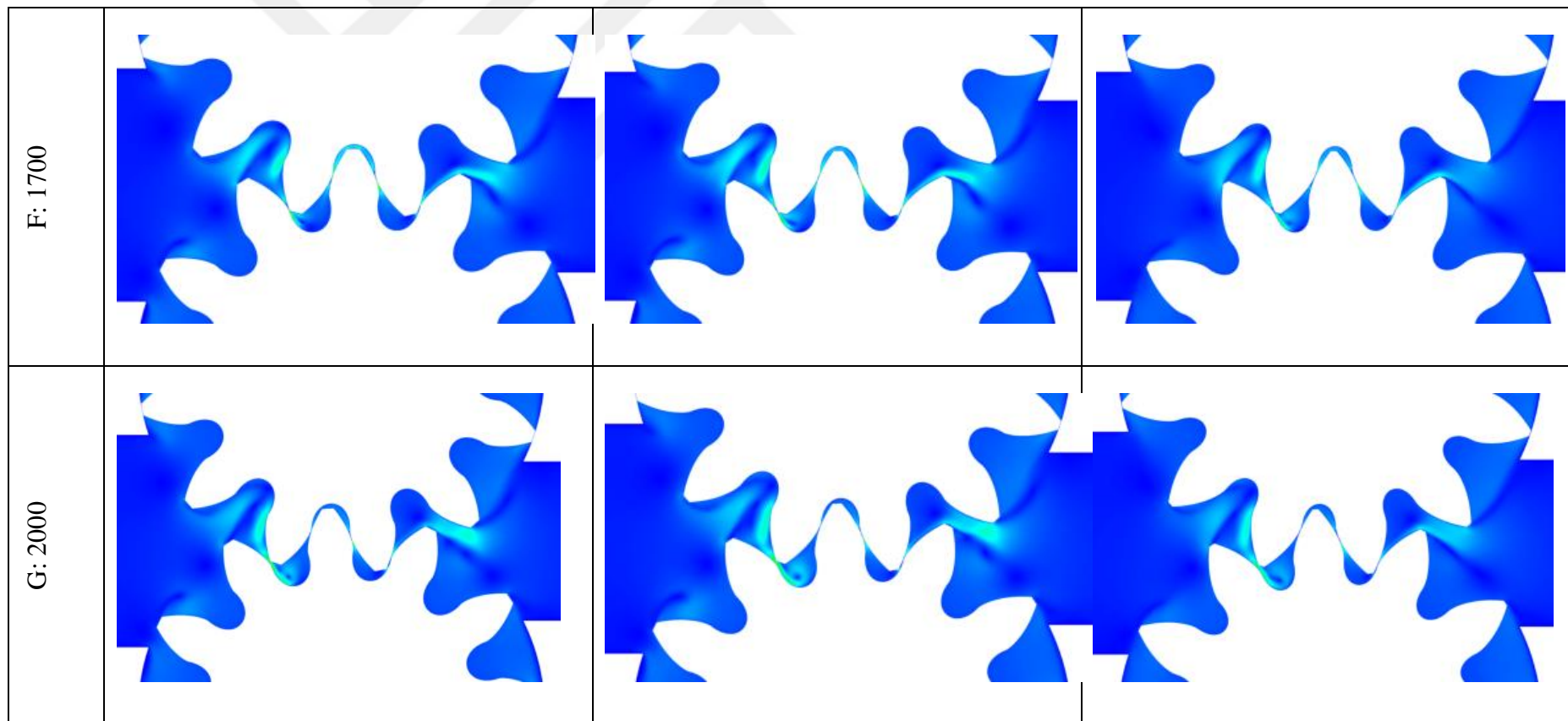
EK 2. HIZ DEĞERLERİNİN ZAMAN ADIMINA BAĞLI KARŞILAŞTIRILMASI TABLOSU

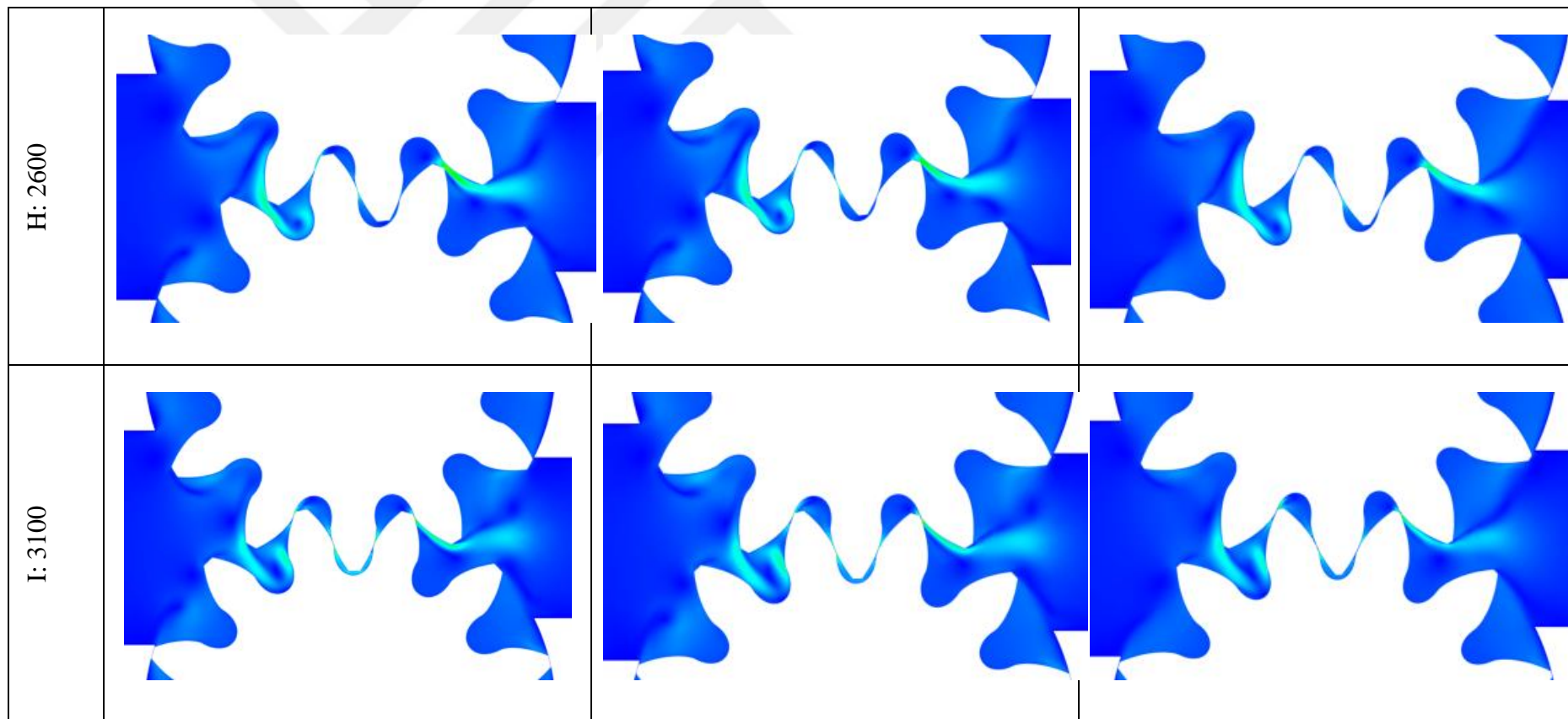
(6 Sayfa)

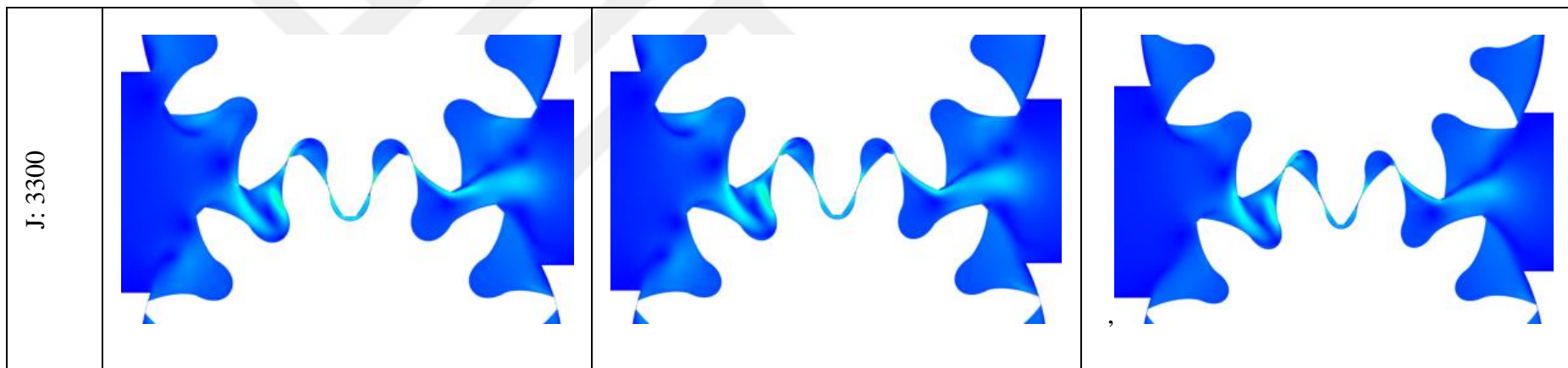
	 Velocity: 0 3 6 9 12 15 18 21 24 27 30		
	22,5 ° Basınç Açısı	25 ° Basınç Açısı (Orijinal Profil)	27,5 Basınç Açısı
A: 100			











ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı: Alparslan İLBAŞ
Uyruğu: Türkiye (T.C)
Doğum Tarihi ve Yeri: 18.05.1990 - Van
Medeni Durum: Bekar
e-mail: alparslanilbas@gmail.com
Yazışma Adresi: Eryaman Mah. Amasya Beyannamesi Cad. Özar sitesi Cemre
Apt. No:14 Etimesgut/ANKARA

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Erciyes Üniversitesi, Makine Mühendisliği	2013
Lise	Yozgat Fen Lisesi, YOZGAT	2007

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2017-Halen	Erkunt Traktör Fabrikası	Ar-ge Mühendisi
2015-2017	Pi Makina	Ar-ge Mühendisi
2014	Makro Makina	Tasarım Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce