

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜZ DIŞLILERDEKİ MUHAFAZA BOYUTU VE DÖNME HIZININ HAVA
SÜRTÜNME KAYBI ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ali Kıvanç ERSAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Murat Kadri Aktaş

ARALIK 2019



Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilim Dalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 161511098 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **ALİ KIVANÇ ERSAN**'ın ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**DÜZ DIŞLILERDEKİ MUHAFAZA BOYUTU VE DÖNME HIZININ HAVA SÜRTÜNME KAYBI ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**" başlıklı tezi **11,Aralık,2019** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ**
TOBB Ekonomik ve Teknoloji Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Nuri YÜCEL (Başkan)**
Gazi Üniversitesi

Dr. Öğretim Üyesi Sıtkı USLU
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi



TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Ali Kıvanç Ersan



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DÜZ DIŞLİLERDEKİ MUHAFAZA BOYUTUNUN VE DÖNME HIZININ

HAVA SÜRTÜNME KAYBI

ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Ali Kıvanç Ersan

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Murat Kadri Aktaş

Tarih: Aralık 2019

Bu tezde, iki fazlı (hava-yağ) ortamda bulunan muhafaza içerisindeki düz dişlilerin sahip olduğu hava sürtünme güç kaybı değerleri üzerinde muhafaza boyutu ve dönme hızının etkisi incelenmiştir. Bu etkileri incelemek adına oluşturulan sayısal model hesaplamalı akışkanlar dinamiği metotları kullanılarak oluşturulmuştur. Sayısal modelin oluşturulmasında CFD++ yazılımı, sayısal ağ yapısının oluşturulmasında Pointwise yazılımı, dişli geometrisinin çiziminde ise AutoCAD programı kullanılmıştır. Oluşturulan sayısal model üç boyutlu (3-D) olarak çözülmüştür. Hesaplama gücünün el verdiği miktarda hücre oluşturularak sayısal ağ yapısının sık ve düzgün bir şekilde oluşturulması sağlanmıştır. Modeli doğrulamak ve güvenilirliğinden emin olmak adına literatürde sonuçları bulunan bir dişli geometrisi seçilmiştir. Diş boşluğundaki akışı daha detaylı bir şekilde incelemek ve hesaplama süresinden tasarruf elde edebilmek adına tek diş boşluğu için çalışmalar yapılmıştır. Tek diş için elde edilen güç kaybı değerini diş sayısı ile çarparak tüm dişlide meydana

gelen güç kaybı değeri hesaplanmıştır. Hava sürtünme kaybı üzerinde muhafaza boyutunun etkisini incelemek adına 4 farklı muhafaza konfigürasyonu için analizler tekrarlanmıştır. Analizlerde aksel muhafaza boyutu 3.6 mm olarak sabit tutulurken, radyal muhafaza boyutu da 3.6 mm ve 14.4 mm arasında 4 farklı değer olarak alınmıştır. Yine aynı şekilde hava sürtünme kaybı üzerinde dönme hızının etkisini incelemek adına 400 rad/s, 500 rad/s, 600 rad/s ve 700 rad/s dönme hızı değerleri için analizler tekrarlanmıştır. Ayrıca ortam farkının hava sürtünme kaybı üzerindeki etkisini görmek için iki fazlı ortamdaki hava sürtünme güç kaybı değerleri tek fazlı ortamdaki hava sürtünme güç kaybı değeri ile karşılaştırılmıştır. İkincil faz olan yağ modelde tanımlamak için CFD++ yazılımı içerisindeki Eulerian Dağınık Fazı (EDP) modeli kullanılmıştır. Bu modelde gerçek bir yağlama modelini yansıtmaya açısından farklı tanecik boyutlarına sahip yağ parçacıkları tanımlanmıştır. 2 µm ve 10 µm arasında değişen 5 farklı tanecik çapı belirlenmiştir. Her bir farklı tanecik çapına sahip parçacığın sistemde yer alan toplam yağ miktarı oranı ise Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu yardımı ile belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Düz dişli, Hava sürtünme (Windage) güç kaybı, İki fazlı akış, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Eulerian dağınık fazı, Muhafaza boyutu etkisi, Verim, Dişli kutusu, Yağlama, Güç aktarım sistemleri.

ABSTRACT

Master of Science

NUMERICAL INVESTIGATING THE EFFECTS OF SHROUDING LENGTH

AND ROTATIONAL SPEED ON THE WINDAGE POWER LOSSES

FOR SPUR GEARS

Ali Kıvanç Ersan

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Assoc. Prof. Murat Kadri Aktaş

Date: December 2019

In this thesis, effects of the shrouding length and rotational speed on the windage power losses of a spur gear in two-phase media (air-oil) are investigated. Computational fluid dynamic methods are used for investigating these effects. In order to modelling and calculating CFD++ commercial software is used. AutoCAD software is used for designing the gear and Pointwise software is used for generating meshes. The numerical model is applied for 3-D domain. Maximum number of cell is used for meshing the domain as much as computational power can solve. The spur gear geometry is selected from the literature and has already had numerical and experimental data, for reliability of the numerical model and validation. Only one tooth was modeled to reduce the calculation time of the simulations and made the simulations in the tooth space more detailed. Four different shrouding configurations are used for investigating the effect of the shrouding length on the windage power losses. In these configurations, axial shrouding length is 3.6 mm and radial shrouding length changes between 3.6 mm to 14.4 mm. Also, four different rotational speed values are used as 400 rad/s, 500 rad/s, 600 rad/s and 700 rad/s in order to investigate

the effect of the rotational speed on the windage power losses. In addition, effect of the two-phase media on the windage power losses according to single-phase is investigated. Eulerian Dispersed Phase (EDP) model is used for describing the second phase in CFD++. Simulations became more realistic with using different particle diameter values for oil particles. Five different particle diameter values are applied which depends between 2 μm and 10 μm . Rosin-Rammler distribution function is used for specifying the ratio of the each particle, which has different particle diameter, volume in total oil volume.

Key Words: Spur gear, Windage power loss, Two-phase flow, Computational fluid dynamics, Eulerian dispersed phase, Shrouding length effect, Efficiency, Gearbox, Lubrication, Transmission systems.

TEŐEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Doç. Dr. Murat Kadri Aktaş'a ve desteklerini bir an olsun esirgemeyen aileme ve arkadaşlarıma çok teőekkür ederim. Ayrıca burs sağladığı için TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne teőekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

Sayfa

DÜZ DIŞLİLERDE HAVA SÜRTÜNME KAYBININ HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ İLE ANALİZİ	i
1. GİRİŞ	1
1.1 Problemin Tanımı.....	1
1.2 Dişli Terminolojisi	1
1.3 Dişli Kutuları.....	4
1.4 Dişli Kutularındaki Güç Kayıpları	4
1.5 Dişlilerin Yağlanması.....	5
1.6 Diş Boşluğu ve Diş Çevresindeki Akışın Özelliği.....	6
1.7 Literatür Araştırması	9
1.8 Tezin Amacı	33
1.9 Tez İçeriği	34
2. MATEMATİKSEL MODEL VE SAYISAL YÖNTEM	35
2.1 Amaç	35
2.2 Temel Denklemler ve Metodoloji	35
2.3 Dişli Geometrisi	37
2.4 Sayısal Ağ Yapısı	39
2.5 Başlangıç ve Sınır Koşulları.....	40
3. ANALİZLER ve TARTIŞMA	45
3.1 Doğrulama.....	45
3.2 Muhafaza Konfigürasyonu I	46
3.3 Muhafaza Konfigürasyonu II	53
3.4 Muhafaza Konfigürasyonu III.....	55
3.5 Muhafaza Konfigürasyonu IV.....	57
4. SONUÇ VE ÇIKARIM	61
5. KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ.....	69



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1-1: Dişli çeşitleri (a) düz dişli, (b) helisel dişli, (c) düz konik dişli, (d) spiral konik dişli, (e) dik eksenli konik dişli, (f) sonsuz dişli.....	2
Şekil 1-2: Genel dişli terimleri.....	4
Şekil 1-3: Dişli kutusu.	4
Şekil 1-4: Yağlama yapılmamış bir dişli örneği	6
Şekil 1-5: Disk örneği	7
Şekil 1-6: Dişli örneği	7
Şekil 1-7: Düz dişli ve helis dişli için hava akış modeli	8
Şekil 1-8: Diş boşluğu ve diş çevresindeki hava akışı modeli	9
Şekil 1-9: Deney düzeneği	20
Şekil 1-10: Deney düzeneği	26
Şekil 1-11: Deney düzeneği	27
Şekil 1-12: Jet yağlama modeli	28
Şekil 1-13: Deney düzeneğindeki yağ giriş delikleri	28
Şekil 1-14: Kabuk muhafaza örneği	29
Şekil 1-15: Yapılan deney sonuçları	29
Şekil 1-16: Oluşturulan çözüm alanı	31
Şekil 1-17: Güç kayıplarının sınıflandırılması	32
Şekil 1-18: Akışkan dinamiği kayıpları	33
Şekil 2-1: Seçilen düz dişli geometrisi (a) muhafazasız dişli, (b) muhafazalı dişli ...	38
Şekil 2-2: Oluşturulan sayısal yapısal ağ örneği.....	39
Şekil 2-3: Kullanılan sınır koşulları.....	41
Şekil 2-4: Yağ parçacıklarının dağılımı.....	43
Şekil 3-1: Güç kaybı değerleri (Literatür vs. Analiz).....	46
Şekil 3-2: Muhafaza konfigürasyonu I için yağ dağılımı @600 rad/s (YZ Eksen)..	47
Şekil 3-3: Muhafaza konfigürasyonu I için yağ dağılımı @600 rad/s (XY Eksen)..	47
Şekil 3-4: 2 µm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.....	48
Şekil 3-5: 4 µm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.....	48
Şekil 3-6: 6 µm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.....	49
Şekil 3-7: 8 µm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.....	49
Şekil 3-8: 10 µm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.....	49
Şekil 3-9: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @600 rad/s.....	50
Şekil 3-10: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @400 rad/s.....	51
Şekil 3-11: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @500 rad/s.....	51
Şekil 3-12: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @700 rad/s.....	52
Şekil 3-13: Basınç farkı değerlerinin dönme hızına göre değişimi.....	53
Şekil 3-14: Muhafaza konfigürasyonu II için yağ dağılımı @600 rad/s (YZ Eksen).....	53
Şekil 3-15: Muhafaza konfigürasyonu II için yağ dağılımı @600 rad/s (XY Eksen).....	54
Şekil 3-16: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @600 rad/s.....	54

Şekil 3-17: Muhafaza konfigürasyonu III için yağ dağılımı @600 rad/s (YZ Ekseni).....	55
Şekil 3-18: Muhafaza konfigürasyonu III için yağ dağılımı @600 rad/s (XY Ekseni).	56
Şekil 3-19: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @600 rad/s.	56
Şekil 3-20: Muhafaza konfigürasyonu IV için yağ dağılımı @600 rad/s (YZ Ekseni).....	57
Şekil 3-21: Muhafaza konfigürasyonu IV için yağ dağılımı @600 rad/s (XY Ekseni).	58
Şekil 3-22: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @600 rad/s.	59
Şekil 3-23: Güç kaybı değerleri (Farklı muhafaza boyutları için).	59
Şekil 3-24: Güç kaybı değerleri (Farklı ortamlar için).....	60

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1-1: Katsayı değerleri.....	19
Çizelge 1-2: Katsayı değerleri	20
Çizelge 2-1: Akışkanların özellikleri.	35
Çizelge 2-2: Seçilen dişli geometrisi özellikleri	37
Çizelge 2-3: Muhafaza konfigürasyonları ve boyutları.	38
Çizelge 2-4: Analizlerde kullanılan dönme hızları.	39
Çizelge 2-5: Yapısal ağdaki hücre sayıları.....	40
Çizelge 2-6: Yağın fiziksel özellikleri.	43
Çizelge 3-1: Doğrulama analizleri sonucu elde edilen güç kaybı değerleri.....	45
Çizelge 3-2: Her bir dönme hızı için basınç farkı değerleri.....	52



KISALTMALAR

HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
DKTM	: Döner Kanat Teknoloji Merkezi
EDP	: Eulerian Dağınık Faz (Eulerian Dispersed Phase)
3-D	: Üç Boyutlu
PIV	: Parçacık Görüntü Hızölçer (Particle Image Velocimetry)
FEM	: Sonlu Eleman Metodu (Finite Element Method)
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Denklemleri (Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations)





SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
P	Çapsal adım
T	Adım
p	Dairesel adım
a	Addendum
b	Dedendum
Ω	Açısal hız
d	Dişli çapı
R	Dişli yarıçapı
b	Dişli genişliği
m	Modül
N	Diş sayısı
P_T	Toplam güç kaybı
P_{D0}	Dişlilerdeki yüke bağlı olmayan kayıplar
P_{D1}	Dişlilerdeki yüke bağlı kayıplar
P_{R0}	Rulmanlardaki yüke bağlı olmayan kayıplar
P_{R1}	Rulmanlardaki yüke bağlı kayıplar
P_S	Sızdırmazlık elemanlarındaki kayıplar
P_E	Eş zamanlama sebebiyle oluşan kayıplar
P_Y	Yardımcı elemanlar kaynaklı kayıplar
M	Mach sayısı
U	Akışkanın akış hızı
a	Ses hızı
ρ	Akışkan yoğunluğu
$\Delta\rho$	Yoğunluk değişimi
p	Basınç
Δp	Basınç değişimi
v	Çizgisel hız
r	Yarı çap
w	Açısal hız
P_w	Hava sürtünme kaybı
μ	Dinamik viskozite
ϕ	Efektif akışkan yoğunluğu
λ	Muhafazalama etkisi
Re	Reynolds sayısı
Fr	Freud sayısı
C_m	Boyutsuz tork değeri
C_{ch}	Çalkalama torku
S_m	Batırılmış yüzey alanı

T_w	Sürtünme kuvveti kaynaklı tork
h	Yağ içinde kalan dişli yüksekliği
C_f	Yan yüzeylerdeki hava sürtünme moment katsayısı
C_l	Diş boşluğundaki hava sürtünme moment katsayısı
C_t	Toplam hava sürtünme momenti katsayısı
X_A	Profil kaydırma katsayısı
ν	Kinematik viskozite
y^+	Boyutsuz duvar parametresi
y	Duvara olana uzaklık
u_τ	Duvar sürtünme hızı
$\overline{u_{pi}}$	Parçacık türü vektör hızı
ρ_{pi}	Parçacık türü yoğunluğu
$\overline{F_{D_i}}$	Fazlar arası sürtünme kuvveti
$\overline{u_f}$	Birincil faz hız vektörü
$\widetilde{\rho_{pi}}$	İkincil fazların özgül ağırlığı
d_i	İkincil fazların ortalama parçacık çapı
μ_f	Birincil akışkan dinamik viskozitesi

1. GİRİŞ

1.1 Problemin Tanımı

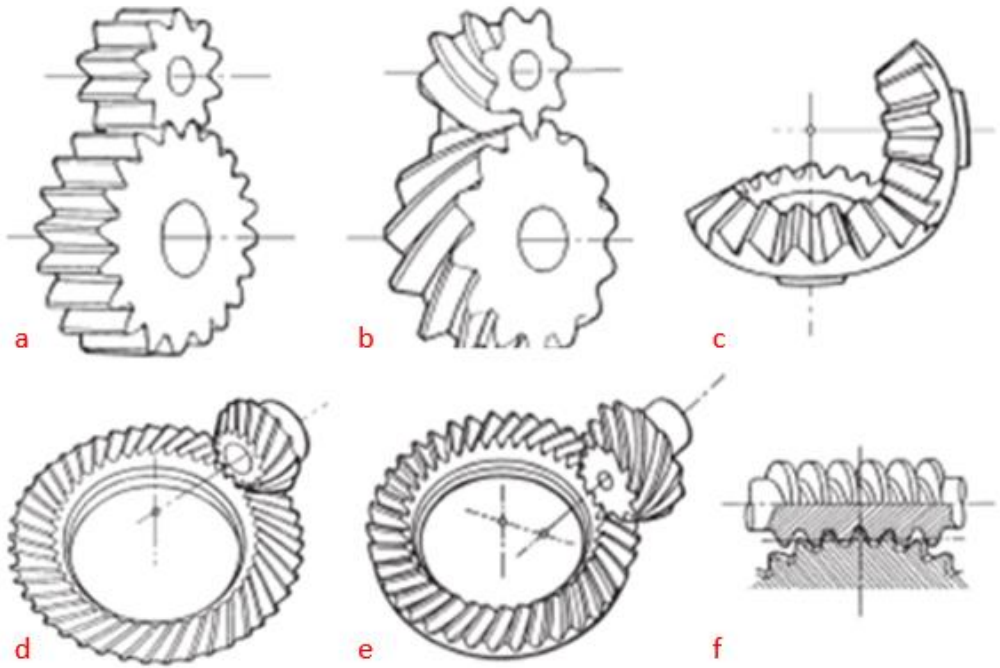
Günümüzde endüstriyel dünyadaki en önemli konu verimdir. Verimi artırmak adına her anlamda çalışmalar yapılmaktadır. Güç aktarım sistemlerinin ana elemanı olan dişli kutularındaki hava sürtünme kaybı kaynaklı kayıpları azaltıp, verimi artırmak da bu tez çalışmasındaki asıl amaçtır. Yavuz tarafından 2019 yılında yayınlanan tez çalışması [1] ve literatürde yer alan birçok çalışma incelenmiş ve hava sürtünme kaybını hesaplayan bir sayısal model oluşturulmaya çalışılmıştır. Öte yandan bu hava sürtünme kaybı değerlerinin dönme hızı ve muhafaza boyutu gibi değişkenlere ne derece bağlı olduğunu görmek de tez çalışmasında hedeflenen diğer bir odak noktasıdır.

1.2 Dişli Terminolojisi

Dişli; dişlerin eşit aralıklara sahip olduğu, silindirik veya konik şekle sahip makine elemanı türüdür. Dişlilerin üç ana fonksiyonu vardır: tork değerini artırmak, hızı azaltmak, artırmak veya dönen milin yönünü değiştirmek. Dişliler şekillerine ve mil pozisyonuna göre sınıflandırılabilirler. Dişlilerin kullanım tarihi Archimedes'in yazılarında bahsettiği gibi çok eskilere, antik Yunan devrine dayanır. Dişliler 4 ana sınıfa ayrılmıştır. Bunlar: düz dişliler, helisel dişliler, konik dişliler ve sonsuz dişliler [2].

Şekil 1-1 (a)'da bir düz dişli örneği gösterilmektedir. Düz dişliler paralel iki mil arasında güç aktarımı için kullanılır. Şekilde de görüldüğü gibi düz dişlideki dişler mil eksenine paralel bir şekilde konumlanmışlardır. Düz dişliler, dişliler arasında tek bir temas noktası ile çalıştıkları için helisel dişlilere göre daha gürültülü çalışırlar. Ayrıca düz dişliler üretimin en kolay olduğu dişli türüdür.

Helisel dişliler, paralel olan düz dişlilerin aksine, mile bir açıda yönlendirilmiş dişlere sahiptir. Helisel dişliye bir örnek Şekil 1-1 (b)'de verilmiştir. Helisel dişliler sahip oldukları bu açı sayesinde daha fazla yük taşımaya elverişlidir. Ayrıca helisel dişliler birden fazla temas yüzeyine sahip olduğu için düz dişlilere göre daha sessiz çalışırlar. Düz dişliler sadece paralel miller arasında güç aktarımı yapabilirler de helisel dişliler hem paralel hem de paralel olmayan miller arasındaki güç aktarımı için kullanılabilir.



Şekil 1-1: Dişli çeşitleri (a) düz dişli, (b) helisel dişli, (c) düz konik dişli, (d) spiral konik dişli, (e) dik eksenli konik dişli, (f) sonsuz dişli [2].

Konik dişliler genellikle kesişen millerdeki güç aktarımı için kullanılır. Konik dişliler genellikle daha maliyetlidir ve paralel mil ile yapılan güç aktarımlarına göre daha az tork iletir. Düz konik ve spiral konik olmak üzere iki çeşidi vardır. Dik eksenli konik dişli ise dönen millerin arasında mesafe olup, temas etmemesi dışında spiral konik dişliye benzerlik gösterir. Bu 3 çeşit konik dişli örneği Şekil 1-1 (c,d,e)'de gösterilmiştir.

Sonsuz dişliler genellikle 2 mil arasındaki hız oranının yüksek olduğu, 3 veya daha fazla, durumda kullanılır. Sonsuz dişliler ağır yüklemeler için çok uygundur ancak

diğer dişli türlerine göre verimleri düşüktür. Sonsuz dişli örneği Şekil 1-1 (f)'de verilmiştir.

Analizlerde kullanılan dişlilerin çizimleri için dişli terminolojisine hâkim olmak gerekir. Dişliler için önemli olan belli başlı terimler aşağıda açıklanmış ve Şekil 1-2 üzerinde gösterilmiştir [2].

- Diş sayısı (N): Bir dişli üzerinde bulunan toplam diş adedidir.
- Bölüm dairesi çapı (d): Dişlerin birbirine eşit aralıklarla bölündüğü dairedir.
- Modül (m): Dişli çaplarını diş sayısı cinsinden göstermek için kullanılan bir sabit orandır. Eşitlik (1.1)'de verilen formül sayesinde modül rahatça hesaplanır.

$$m = \frac{d}{N} \quad (1.1)$$

- Adım (t): Dişlinin yuvarlanma dairesi üzerinde ölçülen iki diş merkezi veya bir boş, bir dolu diş arasındaki uzaklıktır.
- Çapsal adım (P): Diş sayısının bölüm dairesi çapına bölümünden elde edilir. Eşitlik (1.2)'de verilen formül yardımıyla çapsal adım kolaylıkla hesaplanır.

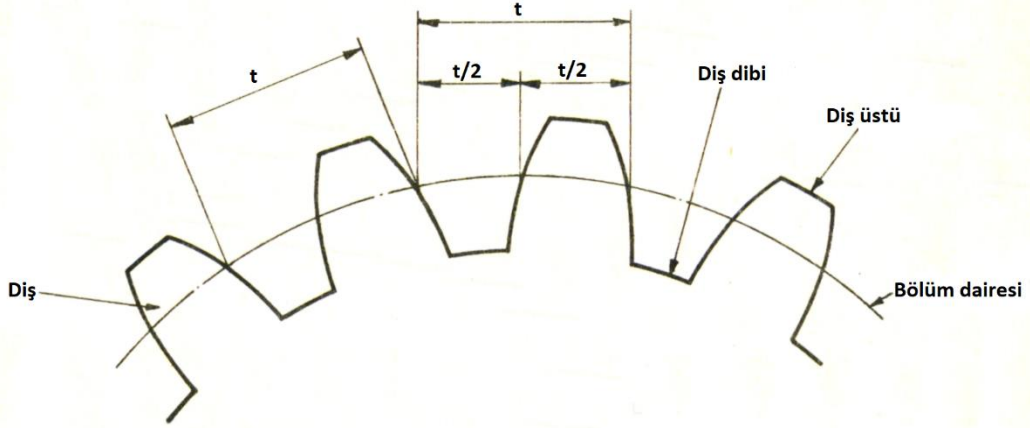
$$P = \frac{N}{d} \quad (1.2)$$

- Dairesel adım (p): Dişlinin adımının inç cinsinden değeridir. Eşitlik (1.3) ve Eşitlik (1.4) sayesinde dairesel adım kolaylıkla hesaplanır.

$$p = \frac{\pi * d}{N} = \pi * m \quad (1.3)$$

$$p * P = \pi \quad (1.4)$$

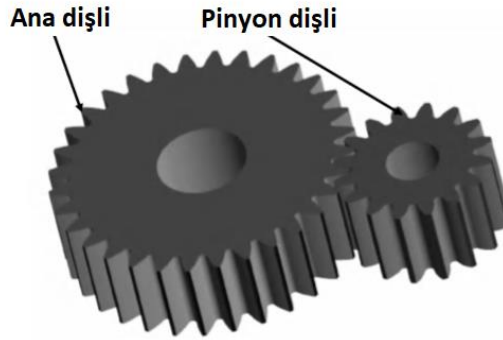
- Addendum (a): Diş üstünden bölüm dairesine kadar olan mesafedir.
- Dedendum (b): Bölüm dairesinden diş dibine kadar olan mesafedir.



Şekil 1-2: Genel dişli terimleri.

1.3 Dişli Kutuları

Dişli kutuları mekanik sistemlerde hızı ve torku değiştirmek için kullanılır. Kullanılan dişlilerin sayısı, büyüklükleri ve diş sayıları dişli kutusunun mekanik avantajını veya tork ya da hızın kaç kat arttığını, azaldığını belirler. Dişli kutusu mekanizmasını oluşturan tek tek elemanlara dişli denir. İki dişliden oluşan mekanizmalarda küçük olan dişliye pinyon dişli, büyük olan dişliye ise ana dişli denir. Pinyon dişli ve ana dişli Şekil 1-3'te gösterilmiştir.



Şekil 1-3: Dişli kutusu.

1.4 Dişli Kutularındaki Güç Kayıpları

Enerji kayıpları yüke bağlı kayıplar ve yüke bağlı olmayan kayıplar olarak ikiye ayrılır. Yüke bağlı kayıplar, dişli ve rulmanlardaki tork iletimi esnasında meydana gelen

kayıplardır. Yüke bağlı olmayan kayıplar ise herhangi bir yük iletimi olmadığı esnada meydana gelen kayıplardır. Dişli kutularındaki güç kaybı Eşitlik (1.5) yardımıyla kolayca hesaplanabilir [3].

$$P_T = P_{D0} + P_{D1} + P_{R0} + P_{R1} + P_S + P_E + P_Y \quad (1.5)$$

Bu eşitlikte: P_T toplam güç kaybını, P_{D0} dişlilerdeki yüke bağlı olmayan kayıpları, P_{D1} dişlilerdeki yüke bağlı kayıpları, P_{R0} rulmanlardaki yüke bağlı olmayan kayıpları, P_{R1} rulmanlardaki yüke bağlı kayıpları, P_S sızdırmazlık elemanlarındaki kayıpları, P_E eş zamanlama sebebiyle oluşan kayıpları, P_Y yardımcı elemanlar sebebiyle meydana gelen kayıpları ifade etmektedir. Aşağıda dişli kutusundaki güç kaybını oluşturan elemanların sınıflandırılması verilmiştir.

$$\begin{array}{l} \text{Yüke bağlı olmayan kayıplar} \left\{ \begin{array}{l} P_{D0} \\ P_{R0} \\ P_S \\ P_E \\ P_Y \end{array} \right. \\ \text{Yüke bağlı kayıplar} \left\{ \begin{array}{l} P_{D1} \\ P_{R1} \end{array} \right. \end{array}$$

Bütün bu kayıplara ek olarak dişli yüzeylerinde bulunan hava ve yağ parçacıklarının hareketi sonucu hava sürtünme kayıpları meydana gelmektedir. Bu kayıplar özellikle yüksek hızla dönen dişlilerde daha belirgin bir şekilde gözlemlenmektedir.

1.5 Dişlilerin Yağlanması

Dişlileri yağlamada temel olarak iki adet neden vardır:

- Dişler arasında ince bir katman oluşturmak → sürtünme azalır.
- Soğutma → dişlinin dayanıklılığını korumak.

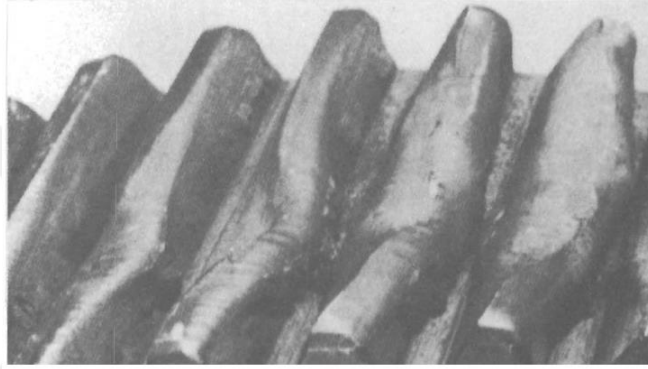
Yağlamanın kullanılmasının bu temel iki nedeni dışında; kirletici maddeleri çözmek, dişliyi oksitlenmeye karşı korumak, köpük oluşumunu azaltmak gibi nedenleri de vardır [4].

Tek bir yağ veya tek bir yağlama metodu için en iyisi diye bir sıfat kullanılamaz. Çünkü bu en iyi sıfatı teğetsel hız ve açılmalara bağlı olarak değişir. Temel olarak 3 adet yağlama yöntemi vardır [5]:

- Gresle yağlama: Bu yöntem düşük hız ve düşük yük uygulamaları için idealdir.

- Sıçrama ile yağlama (Yağ havuzu metodu): Bu yöntem orta ve yüksek hıza sahip kapalı sistemlerde kullanılır. Genellikle düz, helisel veya konik dişli kutuları için kullanılır. Bu yöntemin verimli olması için en az 3 m/s'lik teğetsel hıza ihtiyaç duyulur.
- Basınçlı yağlama: Bu yöntem yüksek hıza sahip uygulamalar için kullanılır. Kendi içinde yağ damlası, püskürtme ve yağ buharı gibi metotlar içerir.

Yüksek hızlarda yağlama yapılmadan çalışan bir dişlinin son hali Şekil 1-4'te gösterilmiştir. Şekilden de anlaşıldığı gibi dişler deforme olmuştur ve güç aktarma yetilerini kaybetmişlerdir [6].



Şekil 1-4: Yağlama yapılmamış bir dişli örneği [6].

1.6 Diş Boşluğu ve Diş Çevresindeki Akışın Özelliği

Bir akışkanın akış özelliğini belirleyen en önemli parametrelerden biri olan Mach sayısı (M), akışkanın akış hızının (U) ses hızına (a) oranıdır. Eşitlik (1.6)'da Mach sayısının hesaplanması gösterilmiştir [7].

$$M = \frac{U}{a} = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho a^2}} \quad (1.6)$$

Eşitlik (1.6)'da verilen: ρ akışkanın yoğunluğunu, Δp yoğunluk değişimini, p basıncı ve Δp ise basınç değişimini ifade etmektedir.

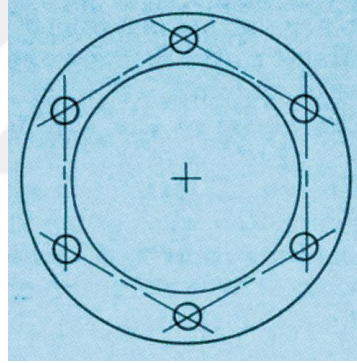
Mach sayısının 0.3'ten daha küçük olduğu durumlar ($M < 0.3$) sıkıştırılamaz akış, Mach sayısının 0.3'ten daha büyük olduğu durumlar ise ($M > 0.3$) sıkıştırılabilir akış olarak tanımlanır [7]. Eşitlik (1.6)'da da görüldüğü gibi akış karakteristiğini belirlemede akışkan hızı (U) ve akışkan yoğunluğu (ρ) son derece önemlidir. Örneğin deniz seviyesindeki hava için 15 C° sıcaklıktaki ses hızı (a) yaklaşık 340 m/s olarak kabul edilir. Yani bu havanın akış hızının (U) 102 m/s seviyesini geçtiği durumdaki

akışı sıkıştırılabilir akış olarak tanımlanabilir. Ancak hava-yağ karışımı gibi yoğunluğu (ρ) daha büyük akışkanlar daha düşük akış hızlarında (U) sıkıştırılmaz akıştan sıkıştırılabilir akışa geçebilirler.

Dişliler ve diskler dönen bir mil üzerinde hareket ederler. Dolayısı ile mil üzerindeki dişli ile milin açısal hızları birbirine eşittir. Dişlinin her noktasındaki açısal hız eşit olsa da çizgisel hız eşit değildir. Dişli üzerindeki çizgisel hız aşağıda verilen Eşitlik (1.7) yardımıyla hesaplanır [8].

$$v = r * w \quad (1.7)$$

Yukarıdaki eşitlikte, v çizgisel hızı, r çizgisel hızın hesaplanacağı noktanın dönme hareket eksenine olan lineer uzaklığı, w ise açısal hızı ifade etmektedir. Dişler de dişlilerin en uç noktalarında bulunduğu için buralardaki çizgisel hız maksimum seviyededir.



Şekil 1-5: Disk örneği [9].

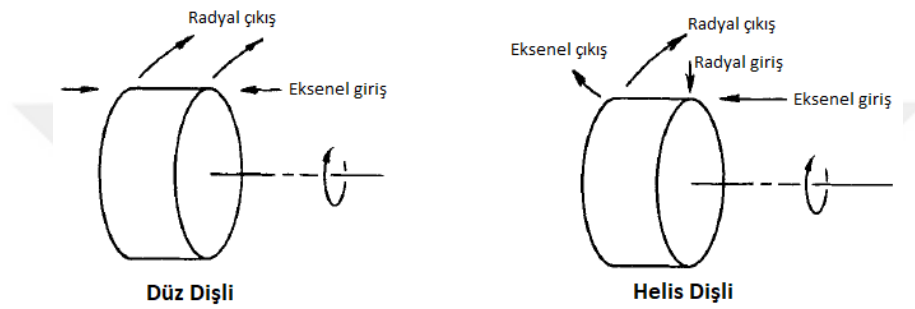


Şekil 1-6: Dişli örneği [2].

Yukarıda verilen Şekil 1-5 ve Şekil 1-6'da disk ve düz dişli örneği verilmiştir. Disklerdeki hava sürtünme kaybının asıl sebebinin viskoz sürtünme olduğu ancak

dişlilerdeki hava sürtünme kaybını hem viskoz sürtünmenin hem de basınç torkunun etkilediği yapılan çalışmalar sonucunda görülmüştür. Disklerde, dişlilerde bulunan diş tarzı bir geometrinin olmaması basınç torku kaynaklı kayıpların olmamasını açıklamaktadır.

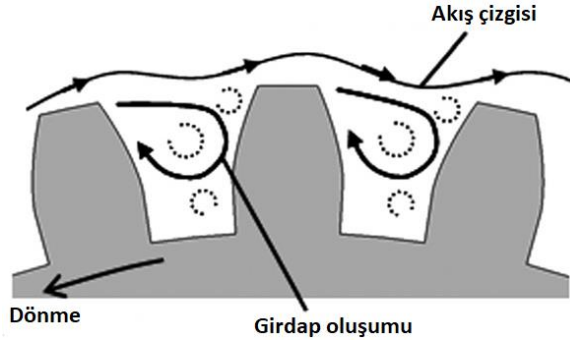
Diş boşluğu ve diş çevresindeki akışı etkileyen bir etken de dişlinin çeşididir. Dişli kutusu içerisindeki dişlinin düz, helis veya konik dişli olması buradaki akış özelliklerini doğrudan etkilemektedir. Şekil 1-7’de düz dişli ve helis dişli üzerindeki akışın farklılığı net bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 1-7: Düz dişli ve helis dişli için hava akış modeli [10].

Yukarıdaki şekilde gösterildiği gibi hava farklı dişli çeşitleri için farklı akış modelleri göstermektedir. Düz dişlide eksenel giriş ve radyal çıkış olmak üzere giriş ve çıkış tek yönlü iken helis dişlide hem radyal yönde giriş ve çıkış hem de eksenel yönde giriş ve çıkış olmak üzere 2 farklı yönde giriş ve 2 farklı yönde çıkış vardır. Bir helisel dişli dönmeye başladığında dişlerin bir fan gibi davrandığı ve dişlerin eksenel bir çekim oluşturduğu fark edilmiştir. Hava dişlerin uçlarından radyal bir şekilde içeri girerken dönme ekseninden de eksenel yönde içeri girmektedir. İçeri giren bu hava diş diplerinden eksenel olarak, diş uçlarında da radyal olarak dışarı çıkarak helisel bir yol izlemektedir [10].

Diş boşluğundaki akış modeli de Şekil 1-8’de verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi diş boşluklarında yüksek türbülans sonucu girdaplar görülebilir. Görülen bu girdapların merkezlerinin konumu ve yine bu girdapların büyüklükleri, dişlilerin açılma hızına ve ortam koşullarına göre farklılık gösterebilir. Diş çevresindeki akış çizgilerinin yönünün dişlinin dönme yönüne ters olduğu da Şekil 1-8’den kolaylıkla anlaşılmaktadır.



Şekil 1-8: Diş boşluğu ve diş çevresindeki hava akışı modeli [11].

1.7 Literatür Araştırması

Literatürde yer alan hava sürtünme güç kaybı ile ilgili çalışmalar incelendiğinde bu çalışmaların kendi içinde birkaç sınıfa ayrılabilceği görülür. Öncelikle çalışmalarda kullanılan yöntemlere bakacak olursak, analizler ve deneyler olarak ayırabiliriz. Araştırmacılar analizlerde hesaplamalı akışkanlar dinamiğiyle çözüm yapan bilgisayar programlarını kullanarak analizlerini yapmış ve bazı sonuçlar elde etmiştir. Diğer taraftan, araştırmacıların bazıları da hava sürtünme güç kaybını hesaplamak için analizler yerine hazırladıkları test düzeneklerini kullanarak deneyler yapmayı tercih etmiştir. Bazıları ise hem bilgisayarda analizlerini yapıp hem de test düzeneklerinde deneylerini gerçekleştirmiştir.

Literatürdeki hava sürtünme güç kaybı ile ilgili araştırmaları aynı zamanda tek fazlı ve iki fazlı ortamlarda yapılan çalışmalar olarak da sınıflandırabiliriz. Bu çalışmalardan tek fazlı olanlarda hava kullanılırken iki fazlı olanlarda hava yağ karışımı kullanılmıştır. İki fazlı ortamda yapılan çalışmalar detaylı bir şekilde incelendiğinde hava sürtünme güç kaybı konusunu ele alanların sayısının oldukça az olduğu görülmüştür. Hava sürtünme güç kaybına değinenlerde ise araştırma ve çalışmalar çok kısıtlı bir seviyede kalmıştır.

Bu alanda yapılan çalışmalardan tek fazlı ortamda gerçekleşen ilk elle tutulur olanı 1980 yılında Anderson ve Loewenthal tarafından yapılmıştır. Farklı hızlarda, farklı yüklemeler için ve farklı yağlama metotları için düz dişliler üzerinde analizler yapıp, analizlerden elde ettikleri sonuçları test sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Kayıpların dişli sürtünmesi, yataklama, çekiş gücü ve hava sürtünme sebebiyle olduğunu belirtmişlerdir. Ancak bütün bu kaybın içinde hava sürtünme sebepli kayıpların küçük

bir miktar olduğunu vurgulamışlardır. Hava sürtünme kaybı için kullandıkları eşitlik aşağıda verilmiştir [12].

$$P_w = C_4 \left(1 + 2.3 \frac{t}{R}\right) \rho^{0.8} n^{2.8} R^{4.6} \mu^{0.2} \quad (1.8)$$

Yukarıdaki eşitlikte P_w hava sürtünme kaybını, C_4 $2.04 \cdot 10^{-8}$ e karşılık gelen bir sabiti, t disk kalınlığını, R yarıçapı, ρ yağ yoğunluğunu, n dönüş hızını, μ yağın viskozitesini ifade etmektedir.

Aynı kişilere ait 1981 yılında yayınlanan bir çalışmada ise dişli çapı, büyüklüğü ve genişliği gibi dişlinin geometrik özelliklerinin güç kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Analizler sonucunda elde edilen değerlerin paylaşın değerler ile örtüştüğü görülmüştür. Aşağıda verilen birkaç sonuca varılmıştır [13]:

- Dişli verimliliği, dişli üzerine iletilen tork değerine doğrudan bağlıdır.
- Ağır yük altında, aynı dişli çapına sahip dişliler arasında daha fazla diş sayısına sahip olan dişliler daha az dişli sayısına sahip dişlilere göre daha verimlidir.
- Büyük dişliler genellikle küçük dişlilerden daha yüksek pik verimine sahiptir.

Bu alandaki diğer bir çalışma ise 1984 yılında Dawson ve diğerleri tarafından yapılmıştır. Tasarladığı test düzeneği üzerinde yaptığı deneylerle tek fazlı ortamda hava sürtünme güç kaybı değerlerini ölçmüş ve bu hava sürtünme güç kaybı değerlerinin hız, dişli geometrisi ve muhafazaya göre nasıl değişiklik gösterdiğini açıklamıştır. Çalışmalarını tek fazlı ortamda gerçekleştirmiş ve çalışmalarının sonunda iki fazlı ortam için bir bilgi eksikliği olduğunu belirtmiştir. Tasarladığı düzenekte, belli bir dönme hızına ulaşan milin gücünü keserek yavaşlama ivmesini ölçmüştür, buradan da hava sürtünme kaybına neden olan moment değerine geçmiştir. Farklı hız, dişli geometrisi ve muhafaza boyutu kombinasyonları için hava sürtünme kaybını ne kadar azaltılabileceğini yüzdeleriyle birlikte vermiştir. Yaptığı çalışmaların sonucunda, bazı varsayımlara da dayandırarak hava sürtünme kaybını yaklaşık hesaplayan bir deneysel formüle ulaşmıştır. Bu formül Eşitlik 1.9'da verilmiştir [10].

$$P = N^{2.9} (0.16D^{3.9} + D^{2.9} F^{0.75} M^{1.15}) * 10^{-20} * \phi * \lambda \quad (1.9)$$

Bu eşitlikte N açısal hızı, D çapı, F dişli genişliğini, M modülü, ϕ yağlı ortam için efektif yoğunluğu ve son olarak da λ muhafaza etkisini göstermektedir.

1996 yılında Wild ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise deneyler ve teorik hesaplamalar ile sabit bir muhafaza ve dönen bir silindir arasındaki akış modeli

sunulmaktadır. İkincil akış sebebiyle oluşan Taylor girdapları üzerinde hem deneysel hem de nümerik olarak çalışılmıştır. Deneysel düşük radyal boşluk genişliğine sahip iki rotor yarıçapı için gerçekleştirilmiştir. Nümerik model ise, rotor muhafazası arasındaki sonlu rotor uzunluğunu ve uç boşluklarını hesaplar. Nümerik model kararlı, sıkıştırılmaz ve türbülanslı akış özellikleri için yapılmıştır ve akışkan özellikleri sabit olarak kabul edilmiştir. Ayrıca akış simetrik eksenli olarak kabul edilmiştir. Türbülanslı akış için standart $k-\epsilon$ modeli, RNG $k-\epsilon$ modeli ve Reynolds Stress modeli olmak üzere 3 farklı model kullanılmıştır [14].

Yapılan çalışma sonucunda elde edilen hava sürtünme tork değerleri karşılaştırıldığında standart $k-\epsilon$ modelinin en iyi sonucu verdiği gözlenmiştir. Girdapların boy ve sayısının rotor üzerinden ölçülen tork değerlerine etkisi yoktur.

2004 yılında Diab ve diğerleri tarafından yayınlanan bir başka çalışmada ise hava sürtünme sebebiyle oluşan kayıpları hesaplamak için yapılan teorik çalışmalar ve deneyler anlatılmaktadır. Tek fazlı ortamda 1 disk ve 4 farklı geometriye sahip dişlinin 0-12000 rpm arasında değişen açılma hız değerleri için muhafazanın olmadığı durumdaki sonuçları verilmiştir. Önceki yıllarda yapılan deneyler gibi bu çalışmadaki deneyde de mil bir güç verilmiştir. Mil istenen dönüş hızına ulaştığında güç kaynağıyla olan bağlantısı kesilerek yavaşlama ivmesi ölçülmüştür, ölçülen bu ivme sonrasında da tork hesaplanmıştır. Yapılan teorik çalışmalar ışığında iki farklı yaklaşım geliştirilmiştir. Bu yaklaşımlardan ilki akış karakteristiği (Reynolds sayısı), dişli geometrisi (diş sayısı, çap, genişlik) ve hız gibi boyutsuz terimlere dayanan bir boyutsal analizdir. İkinci yaklaşım ise diş boşluğu ve dişli yüzeyindeki akışı detaylıca içeren bir yarı analitik modeldir. Her iki yaklaşım ile elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile karşılaştırıldığında, her iki yaklaşımın da hava sürtünme güç kaybını iyi bir şekilde tahmin ettiği görülmüştür. Ancak ortamda yağ bulunan durumlarda yarı analitik olan ikinci yöntemin daha başarılı olduğu gözlenmiştir. Her iki yaklaşım sonucu elde edilen eşitlikler aşağıda detaylı bir şekilde verilmiştir [15].

Boyutsal analiz sonucu hava sürtünme momenti elde edilmiştir. Bu moment Eşitlik 1.10'da açıklanmıştır.

$$M_g = f(\rho, \omega, \mu, R, b, Z, h_{1,2}) = \frac{1}{2} C_t \rho \omega^2 R^5 \quad (1.10)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan C_t boyutsuz hava sürtünme momenti katsayısını ifade etmektedir. Bu boyutsuz hava sürtünme momenti katsayısı aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$C_t = \alpha Re^\beta \left(\frac{b}{R}\right)^\gamma Z^\delta \left\{ \left(\frac{h_1}{R}\right)^\psi + \left(\frac{h_2}{R}\right)^\psi \right\} \quad (1.11)$$

Eşitlik 1.11'de yer alan $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \psi$ sabit katsayılar deneysel sonuçlara göre ayarlanır. Eşitlik 1.10 ve Eşitlik 1.11'de yer alan diğer terimler ise şöyledir: ρ akışkan yoğunluğu, ω dönme hızı, μ viskozite, R dişli yarıçapı, b dişli genişliği, Z diş sayısı, $h_{1,2}$ yağ içerisine batmış olan ana dişli ve pinyonun yüksekliği.

Önceden de belirtildiği gibi yarı analitik olan ikinci yaklaşım dişlinin ön-arka yüzeyleri ve dişlinin yan yüzeylerinden gelen kayıpları da detaylıca kapsamaktadır.

$$C_t = C_f + C_l \quad (1.12)$$

Bu yaklaşımda Eşitlik 1.11 de verilen boyutsuz hava sürtünme momenti katsayısı ön-arka yüzeyler ve yan yüzeyler için ayrı ayrı hesaplanıp toplandıktan sonra hesaplanır. Bu işlem Eşitlik 1.12'de gösterilmiştir.

Eşitlik 1.13'te ön-arka yüzeyler için olan boyutsuz hava sürtünme momenti katsayısının, Eşitlik 1.14'te ise yan yüzeyler için olan boyutsuz hava sürtünme momenti katsayısının nasıl hesaplandığı açıklanmıştır.

$$C_f = \frac{2n_1\pi}{5 - 2m_1} \frac{1}{Re^{*m_1}} \left(\frac{R^*}{R}\right)^5 + \frac{2n_2\pi}{5 - 2m_2} \left[\frac{1}{Re^{m_2}} - \frac{1}{Re^{*m_2}} \left(\frac{R^*}{R}\right)^5 \right] \quad (1.13)$$

Yukarıdaki eşitlikte C_f yan yüzeyler için olan boyutsuz hava sürtünme momenti katsayısını, n_1 ve m_1 laminar akış katsayılarını, n_2 ve m_2 türbülanslı akış katsayılarını, $Re^* 3 \cdot 10^5$ 'e karşılık gelen kritik Reynolds sayısını, R yarıçapı, $R^* = \sqrt{\mu Re^* / \rho \omega}$ şeklinde hesaplanan laminar ve türbülanslı bölgeyi ayıran kritik yarıçapı ifade etmektedir. Türbülansın olmadığı durumda $Re^* = Re$ ve $R^* = R$ olarak kabul edilir.

$$C_l \cong \xi \frac{Z}{4} \left(\frac{b}{R}\right) \left[1 + \frac{2(1 + X_A)}{Z} \right]^4 (1 - \cos \phi)(1 + \cos \phi)^3 \quad (1.14)$$

Yukarıdaki eşitlikte ξ indirgeme faktörünü, Z dişli sayısını, R dişli yarıçapını, b diş genişliğini, X_A profil kaydırma katsayısını ifade eder. $\phi = \frac{\pi}{Z} - 2(inv\alpha_p - inv\alpha_A)$ şeklinde hesaplanır ve buradaki α_p ve α_A temas noktası ve diş ucundaki basınç açılarını ifade etmektedir.

2005 yılındaki Diab ve diğerleri tarafından yayınlanan farklı bir çalışmada ise düz dişli çifti ve helis dişli çiftinde hareket esnasında meydana gelen hava sıkışması ve hava genişmesini tahmin eden bir hidrodinamik model gösterilmiştir. Bu model yapılan deneylerle de doğrulanmıştır. Özellikle yüksek hıza sahip uygulamalarda hava genişmesi ve hava sıkışmasının büyük güç kayıplarına sebep olduğu görülmüştür [16].

Yine 2005 yılında Farrall ve diğerleri tarafından yayınlanan başka bir çalışmada ise dönen dişli ve etrafındaki hava arasında oluşan sürtünme sebebiyle türbülansın ve ısının arttığı vurgulanmıştır. Çalışmada bu sebeple oluşan kayıpların sistemdeki toplam kayıpların %10'unu oluşturduğu söylenmektedir. Bu kayıpları azaltmak için ya muhafaza kullanılması gerektiği ya da girişte bir set kullanılması gerektiği söylenmiştir. Dişli etrafındaki akışı incelemek için nümerik simülasyonlar yapılmıştır. Sayısal simülasyonlarda konik dişli kullanılmıştır ve dönüş hızı olarak da 15000 rpm seçilmiştir. Hem girişte bir set olduğu durum hem de 3 farklı boyuttaki muhafaza için simülasyonlar tamamlanmıştır. Sonuçta girişte set kullanarak kayıpların %2,9 azaldığı görülmüştür. Muhafaza boyutunu incelemek için yapılan simülasyonlarda ise bir optimum muhafaza için kayıpların oldukça az olduğu, bu optimum boyutun üstünde veya altında bir boyuta sahip muhafaza için ise hava sürtünme güç kaybının arttığı gözlenmiştir. Hava sürtünme güç kaybı değerlerinde 1.5 mm muhafaza boşluğuna sahip olanda %2,9, 4 mm muhafaza boşluğuna sahip olanda %11,2 ve 12 mm muhafaza boşluğuna sahip olanda ise %6,6 azalma gözlenmiştir [17].

2007 yılında Al-Shibl ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu Fluent 6.2.16 programı ile tek bir düz dişlinin hava içerisindeki hareketini analiz etmek için kullanılmıştır. Çevresel muhafazanın hava sürtünme kaybını nasıl etkilediği ve dişli üzerindeki küçük modifikasyonlarla hava sürtünme kaybını düşürebilmenin mümkün olup olmadığı çalışmada araştırılmıştır. Çalışmada kullanılan simülasyonlar 5000 rpm ile 20000 rpm arasındaki farklı shaft hızları için yenilenmiştir. Yapılan iki boyutlu simülasyonlar ışığında hedeflenen sonuçların alınamaması sebebiyle üç boyutlu çalışmaların yapılması gerektiği önerilmiştir. Dişin uç kısmına oluk ekleyerek hava sürtünme kaybını %6 civarında azaltmanın mümkün olduğu görülmüştür. Öteki taraftan küçük bir dolgunun da hava sürtünme kaybını %6 civarında artırdığı gözlenmiştir [18].

2007 yılında Rapley tarafından yayınlanan diğ er bir ç alışmada ise tek fazlı ortamda spiral konik dişli etrafındaki akış profili ele alınmıştır. Ç alışmalar hem muhafazalı dişliler hem de muhafazasız dişliler için saat yönünde dönme ve saat yönünün tersinde dönme olarak ç eşitlendirilmiştir. Hesaplamalar sonucu elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda muhafazasız olanlarda hesaplamalar sonucu elde edilen veriler ile deneysel veriler arasındaki fark %27'ye kadar çıksa da bu fark muhafazalı olanlarda %23'e kadar gerilemiştir. Farklı hesaplamalı duvar koşullarının etkisi yayınlanan ç alışmada sergilenmiştir [19].

2008 yılında Hill ve diğ erleri tarafından yayınlanan bir akademik ç alışmada sadece hava ortamında bulunan üç boyutlu bir düz dişlinin hareketli üst küme ağ yapısı metodu ile hava sürtünme güç kaybı değeri hesaplanmaya ç alışılmıştır. Analizlerde zamana bağlı ve sıkıştırılmaz bir akış kullanılmıştır. Analizlerde kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodunu doğrulamak için hali hazırda sonuçları bulunan dişli geometrileri seçilmiş ve elde edilen sonuçların paralellik gösterdiği grlmştir. Dişli yüzeylerine temas eden viskoz ve basınç torkları kullanılarak hava sürtünme kaybı değerleri hesaplanmıştır. Yapılan analizler sonucunda basınç kuvvetlerinin daha etkili olduğu gözlenmiştir ancak daha yüksek dönme hızına sahip ortamlarda ise viskoz etkilerin daha baskın karakter olabileceği belirtilmiştir. Zaman tasarrufu açısından analizlerin tek diş için yapılması önerilmiştir. Sonuçta ise hava sürtünme güç kayıplarını azaltmak için muhafaza kullanımının önemi vurgulanmıştır [20].

2010 yılında Webb ve diğ erleri tarafından yayınlanan bir makalede ise muhafazaya sahip spiral konik dişli için yapılan ç alışmalara yer verilmiştir. 91 dişe sahip bu dişli için periyodik sınır koşulları kullanılarak 1 diş üzerinden simülasyonlar yapılmıştır ve böylece hesaplama süresinden tasarruf elde edilmiştir. Deney ve simülasyon sonucu elde edilen muhafaza yüzeyindeki basınç değerleri karşılaştırıldığında değerlerin geçerliliği olan bir eğilimde olduğu görülmektedir. Ç alışmada dişli modülünün hava sürtünme kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak diş sayısındaki artışın hava sürtünme kaybında azalmaya sebep olduğu grlmştir [21].

Yukarıda bahsedilen 2008 yılında yayınlanan ç alışmanın sonunda muhafaza etkisinin araştırılması önerilmişti bu yüzden de aynı akademik ekip tarafından 2011 yılında yeni bir ç alışma yapılmış ve yayınlanmıştır. Burada da birkaç dişli geometrisi için hava sürtünme güç kaybı değerlerini analizler yardımıyla hesaplamış ve elde edilen

sonuçları literatürdeki değerlerle valide etmişlerdir. Eksenel ve radyal yöndeki muhafaza boyutlarını değiştirerek dört farklı muhafaza kombinasyonu için analizleri gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak ise muhafazanın hava sürtünme kaybını ciddi bir biçimde azalttığını göstermişlerdir. Yapılması gereken gelecek çalışmalar için de dişli kutularındaki iki fazlı akışların analizi önerilmiştir [22].

2012 yılında Pallas ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu kullanılarak düz dişlilerin hava içerisinde dönerken oluşturduğu hava sürtünme kaybını hesaplayan bir modele yer verilmiştir. Çalışmada farklı boyut parametrelerine sahip 3 adet düz dişli kullanılmıştır. Analizler üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Hacimsel debinin hava sürtünme kaybı üzerinde önemli bir role sahip olduğu görülmüştür. Sonuçta diş sayısı arttıkça hava sürtünme kaybının azaldığı, dişli çapı büyüdükçe de hava sürtünme kaybının arttığı görülmüştür. Elde edilen grafikler yorumlandığında da değişen bu iki parametreden dişli çapının daha dominant olduğu görülmüştür [23].

2013 yılında yine aynı ekip tarafından yayınlanan bir çalışmada ise düz dişlilerin hava ortamındaki güç kayıplarını hesaplamak için üç boyutlu analizler yapılmıştır. Bu çalışmayı öncekinden ayıran şey ise yan yüzeylerde oluşan kayıpların ihmal edilmesidir. Yine analizlerde hali hazırda verileri bulunan dişliler kullanılarak analiz sonuçlarının güvenilirliğinden emin olunmuştur. Analizlerde dönme hızı olarak 300 rad/s, 400 rad/s, 500 rad/s, 600 rad/s ve 700 rad/s kullanılmıştır. Analizler üç farklı dişli geometrisi için tekrarlanmıştır. Ayrıca çalışmada düz dişlilere ek olarak helisel dişlilere de yer verilmiş, helisel dişlilerde meydana gelen hava sürtünme güç kaybı değerleri üzerinde dönme hızının, helis açısının ve dişli genişliğinin etkisi incelenmiştir. Helis açısı ve dişli genişliğindeki artışın güç kaybı değerlerini de artırdığı sonucuna ulaşılmıştır [24].

2014'te Marchesse ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada literatürdeki çalışmalarda helis açısı ve diş genişliğinin hava sürtünme kaybı üzerindeki etkisi konusunda bir eksiklik olduğu vurgulanmış ve bu alana yönlendirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda diş genişliği ve helis açısındaki büyümenin diş boşluğuna daha fazla akışkan toplanmasına sebep olduğu ve böylece güç kaybı değerlerini de doğrudan artırdığı görülmüştür [25].

2016 yılında yine aynı ekip tarafından yayınlanan çalışmada ise yine helisel dişliler üzerinde çalışılmıştır. Helis açısı ve diş genişliğinin hava sürtünme güç kaybı

üzerindeki etkisi hem yapılan analizler hem de yapılan deneylerle araştırılmıştır. Analizlerde sadece diş boşluğundaki kayıplar elde edilirken, yan yüzeylerde oluşan kayıplar da nümerik olarak hesaplanıp sonradan eklenmiştir [26].

2017 yılında Massini ve diğerleri tarafından yayınlanan bir makalede ise hava ortamında bulunan düz dişlilerdeki hava sürtünme kaybını hesaplayan bir test düzeneği üzerinde yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Testte kullanılan dişli kutusunda parçacık görüntü hızölçeri yöntemiyle güç kayıpları hesaplanmış bu değerler de yapılan analizlerle doğrulanmıştır [27].

Daha önceden bahsedildiği gibi dişlileri yağlamanın temelde iki nedeni vardır. Birincisi dişliler arasındaki sürtünmeyi azaltmak ikincisi ise dişli çevresindeki sıcaklığı düşürüp dişlilerin kullanım ömürlerini uzatmaktır. İki fazlı ortam için gerçekleştirilen literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde temelde iki adet yağlama yöntemi dikkat çekmektedir.

- Yağ banyosu
- Jet yağlama

Yağ banyosu için yapılan çalışmalar 1975 yılında Terekhov tarafından yayınlanan ve yaptığı deneylere yer veren çalışması ile başlamıştır. Terekhov yüksek viskoziteli yağlarda, düşük dönme hızlarında, modülleri 2 mm ve 8 mm arasında değişen dişliler için deneyler gerçekleştirmiştir. Yaptığı bu deneyler sonucunda aşağıda verilen Eşitlik 1.15 yardımıyla çalkalama kayıplarını ölçülmüştür [28].

$$C_{ch} = \rho \Omega^2 b R_p^4 C_m \quad (1.15)$$

Bu eşitlikte C_{ch} çalkalama torkunu, C_m boyutsuz torku, ρ kullanılan yağın özkütlesini, Ω açışal dönme hızını, b dişli yüzey kalınlığını ve R_p dişli yarıçapını ifade etmektedir. Boyutsuz tork değeri (C_m) akış rejimine direkt bağlı olduğu için boyutsuz tork değerlerinin farklı akış rejimleri için nasıl hesaplandığı aşağıda verilen rejim aralıkları ve eşitlikler ile verilmiştir.

- Laminar akış için ($10 < Re < 2250$)
 - Eğer $Re^{-0.6} Fr^{-0.25} > 8.7 \times 10^{-3}$ ise

$$C_m = 4.57 Re^{-0.6} Fr^{-0.25} \left(\frac{h}{R_p} \right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{-0.4} \left(\frac{V_p}{V_0} \right)^{-0.5} \quad (1.16)$$

- Değil ise

$$C_m = 2.63 Re^{-0.6} Fr^{-0.25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0.17} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0.73} \quad (1.17)$$

- Türbülanslı akış için ($2250 < Re < 36000$)

$$C_m = 0.373 Re^{-0.3} Fr^{-0.25} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0.124} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0.576} \quad (1.18)$$

Yukarıda verilen eşitliklerde h batırılma derinliğini, $\frac{V_p}{V_0}$ batırılmış dişli hacminin oranını, Re Reynolds sayısını, Fr Freude sayısını, b dişli yüzey kalınlığını ve R_p dişli yarıçapını ifade etmektedir [28]. Reynolds sayısı (Re) Eşitlik 1.26'da Freude sayısı (Fr) ise eşitlik 1.27'de verilmiştir.

1983 yılında Lauster ve diğerleri tarafından yayınlanan farklı bir çalışmada ise boyutsuz tork değeri (C_m) kamyon transmisyon sistemi için aşağıda verilen şekilde hesaplanmıştır [29].

$$C_m = 2.95 Re^{-0.15} Fr^{-0.7} \left(\frac{h}{R_p}\right)^{1.5} \left(\frac{b}{R_p}\right)^{-0.4} \left(\frac{V_p}{V_0}\right)^{-0.5} \quad (1.19)$$

1989 yılında Boness ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise su veya yağ havuzu içerisinde dönen disk ve dişliler sonucu oluşan çalkantı kayıplarını hesaplamak için farklı bir eşitlikten yararlanılmıştır. Bu eşitlik aşağıda verilmiştir [30].

$$C_{ch} = \frac{\rho}{2} \Omega^2 S_m R_p^3 C_m \quad (1.20)$$

Bu eşitlikte, C_{ch} çalkalama torkunu, C_m boyutsuz torku, ρ kullanılan akışkan özkütlesini, Ω açısal dönme hızını, S_m batırılmış yüzey alanını ve R_p dişli yarıçapını ifade etmektedir. Boyutsuz tork değeri üç farklı akış rejimi durumunda değiştiğinden aşağıda verilen eşitlikler yardımı ile hesaplanmıştır.

- Laminar akış için ($Re < 2000$)

$$C_m = \frac{20}{Re} \quad (1.21)$$

- Orta dereceli akış için ($2000 < Re < 100000$)

$$C_m = 8.6 \times 10^{-4} Re^{1/3} \quad (1.22)$$

- Türbülanslı akış için ($100000 < Re$)

$$C_m = \frac{5 \times 10^8}{Re^2} \quad (1.23)$$

1999 yılında Luke ve diğerleri tarafından yayınlanan bir deneysel çalışmada ise yağ banyosuna batırılmış düz dişlilerdeki çalkalama kayıpları hesaplanmış ve daha önceden yapılmış çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Çalkalama kayıplarının genel verimliliği doğrudan etkilediğine ve ısınma sorununa sebep olduğuna vurgu yapılmıştır. Deneyler farklı hız, sıcaklık ve yağ miktarı için tekrarlanmıştır. Elde edilen sonuçlar Boness tarafından 1988 yılında yayınlanan analitik çalışma ile örtüşmezken 1975 yılında Terekhov tarafından yayınlanan analitik çalışma il daha çok örtüşmektedir. Boness tarafından yayınlanan eşitlikteki yağ viskozitesinin sabit alındığında kaybın daha doğru bir şekilde tahmin edilebileceği belirtilmiştir. Sonuç olarak her iki analitik çalışma ile de karşılaştırıldığında, Reynolds sayısına göre yapılan güç kaybı hesaplarının kusurlu olduğu gözlemlenmiştir [31].

2003 yılında Long ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada, yüksek hızla dönen dişlilerdeki yüzey sıcaklığını etkileyen dişli geometrisi, dönme hızı, uygulanan yük ve yağlama koşulları gibi etmenler üzerinde çalışılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak dişli yüzeyindeki sıcaklık nümerik olarak hesaplanmıştır. Yapılan analizler sonucunda elde edilen veriler deneysel veriler ile karşılaştırılmış ve uygulanan yüklerin dönme hızına göre yüzey sıcaklığını daha çok etkilediği tespit edilmiştir [32].

2007 yılında Chagnenet ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise farklı dişli geometrileri için yağa batırılmış bir ortamda gerçekleştirilen deney sonuçlarını yukarıda değinilen Eşitlik 1.15 ve Eşitlik 1.20'de verilen korelasyon sonuçlarıyla karşılaştırmış ve her iki eşitliğin de yetersiz kaldığını ileri sürülmüştür. Yetersiz görülen bu eşitlikler yerine çalkalama kayıplarını hesaplayan yeni bir korelasyon önerilmiştir [33].

$$C_{ch} = \frac{1}{2} \rho \Omega^2 R_p^3 S_m C_m \quad (1.24)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan boyutsuz tork (C_m) değeri ise aşağıda yer alan eşitlikler yardımı ile hesaplanmaktadır.

$$C_m = \psi_1 \left(\frac{m}{D_p} \right)^{\psi_2} \left(\frac{b}{D_p} \right)^{\psi_3} \left(\frac{h}{D_p} \right)^{\psi_4} \left(\frac{V_0}{D_p} \right)^{\psi_5} Re^{\psi_6} Fr^{\psi_7} \quad (1.25)$$

Bu eşitlikte $\psi_1 \dots \psi_7$ katsayıları ifade ederken Re Reynolds sayısını, Fr ise Freude sayısını ifade etmektedir. Re ve Fr değerleri aşağıdaki gibi açıklanabilmektedir.

$$Re = \frac{\Omega R_p^2}{\nu} \quad (1.26)$$

$$Fr = \frac{\Omega^2 R_p}{g} \quad (1.27)$$

Katsayılar ($\psi_1 \dots \psi_7$) ise Çizelge 1-1’de verilmiştir.

Çizelge 1-1: Katsayı değerleri.

	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_5	ψ_6	ψ_7
$Re < 6000$	1.366	0	0	0.45	0.1	-0.21	-0.6
$Re > 9000$	3.644	0	0.85	0.1	-0.35	0	-0.88

Bu eşitliklere 100’den fazla yapılan deneyler sonucunda ulaşılmıştır.

Aynı ekip tarafından 2008 yılında yayınlanan diğer bir çalışmada ise daha önce öne sürdükleri eşitlikteki eksiklikleri ortadan kaldırmak ve daha kapsamlı bir hesaplama yapabilmek adına deney düzeneklerinde modifikasyona gitmişlerdir. Deney düzeneğine birkaç tane hareket edebilen duvar dâhil ederek radyal ve aksel yöndeki mesafeyi ayarlanabilir hale getirmişlerdir. Yaptıkları deneyler sonucunda da, radyal yöndeki mesafenin aksel yöndeki mesafeye göre daha az bir etkiye sahip olduğunu ve doğru seçilen aksel muhafaza mesafeleri ile güç kayıplarının minimuma indirilebileceğini görmüşlerdir [34].

2011 yılında Changenet ve diğerleri tarafından yayınlanan bir diğer çalışmada ise 2007 ve 2008 yılında çalışmalarını yayınlayan ekip biraz daha genişlemiş ve elde ettikleri Eşitlik 1.24 ve 1.25’de de verilen eşitlikleri sadece 2 rejim aralığı için değil, bu sefer daha detaylı bir şekilde ve daha fazla rejim aralığı için vermişlerdir. Bunu yaparken de merkezkaç ivmesini (γ) hesaba katarak Eşitlik 1.25’de verilen korelasyonu tekrar yorumlamışlardır. Merkezkaç ivmesi ve daha detaylandırılmış rejim aralıkları için önerilen korelasyonlar aşağıda verilmiştir [35].

$$\gamma = \Omega^2 (R_p b m)^{1/3} \quad (1.28)$$

Burada R_p dişli yarıçapını, b dişli yüzeyi genişliğini ve m ise modülü ifade etmektedir.

$$C_m = \psi_1 \left(\frac{h}{D_p} \right)^{\psi_2} \left(\frac{V_0}{D_p^3} \right)^{\psi_3} Fr^{\psi_4} Re_c^{\psi_5} \left(\frac{b}{R_p} \right)^{\psi_6} \quad (1.29)$$

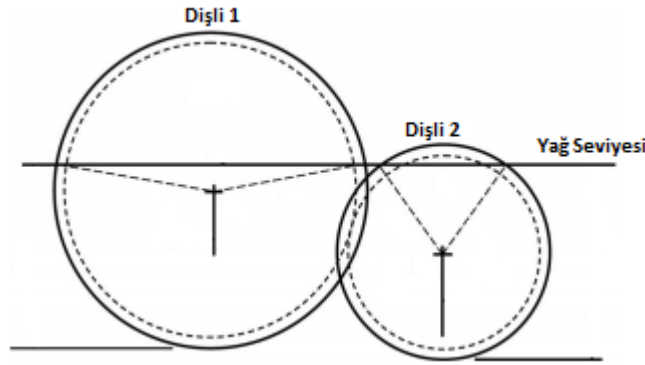
Katsayılar ($\psi_1 \dots \psi_6$) ise deneysel sonuçlardan elde edilen değerlerdir ve Çizelge 1-2’de detaylı bir şekilde verilmiştir.

Çizelge 1-2: Katsayı değerleri [35].

	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	ψ_5	ψ_6
$\gamma < 750 \text{ m/s}^2$ ve $Re_c < 4000$	1.366	0.45	0.1	-0.6	-0.21	0.21
$\gamma < 750 \text{ m/s}^2$ ve $Re_c > 4000$	0.239	0.45	0.1	-0.6	0	0.21
$\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$ ve $Re_c < 4000$	20.797	0.1	-0.35	-0.88	-0.21	0.85
$\gamma > 1250 \text{ m/s}^2$ ve $Re_c > 4000$	3.644	0.1	-0.35	-0.88	0	0.85

2009 yılında Michaelis ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise dişlilerdeki yüke bağlı olan ve yüke bağlı olmayan kayıplar incelenmiştir. Bir transmisyon sistemindeki kayıpların birçok sebebe bağlı olduğu gösterilmiştir. Türbin dişli kutuları ve otomotiv sektöründeki dişli kutuları örnek olarak incelenmiştir. Güç kayıplarının %50'ye kadar indirilebilmesinin mümkün olduğu vurgulanmıştır [36].

Yine 2009 yılında fakat Seetharaman ve diğerleri tarafından yayınlanan farklı bir çalışmada ise yağa batırılmış durumdaki bir dişli çifti için yapılan deneysel çalışmalara ve elde edilen verileri kullanarak güç kayıp değerlerinin elde edilmesine yer verilmiştir. Deney düzeneğinin mantığı Şekil 1-9'daki gibidir. Bu çalışmada da dişlideki kayıplar çalkalama kayıpları ve hava sürtünme kayıpları olarak ikiye ayrılmıştır [37].



Şekil 1-9: Deney düzeneği [37].

2012 yılında Chaari ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise yuvarlak bir muhafaza içerisindeki dişli için Fluent isimli hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı yardımı ile yapılan analizlere yer verilmiştir. Yuvarlak muhafazanın içinde iki fazlı ortamı sağlamak adına yağ da bulunmaktadır. Yapılan analizler sonucunda da güç kaybını dönme hızının, dişli tipinin, dişli sayısının ve modülün doğrudan etkilediği

görülmüştür. Hava sürtünme kaybının hesaplanması için programdan alınan viskoz moment değerleri kullanılmıştır. Dönme hızı arttığında hava sürtünme kaybı değerinin de arttığı görülmüştür. Ayrıca dişli yağlamasında kullanılan malzemenin de hava sürtünme kaybı üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir [38].

Yine 2012 yılında Leprince ve diğerleri tarafından yayınlanan farklı bir çalışmada ise yağ banyosu içerisindeki dişlilerin hareketi sonucu saçılan yağ miktarını muhafaza üzerindeki birkaç nokta yardımıyla ölçen bir test düzeneğine ve bu düzenek yardımı ile yapılan deney sonuçlarına yer verilmiştir. Hem düz dişliler hem de disk bu test düzeneği içerisinde kullanılmış ve her ikisinin davranışlarında da benzer hareketler sergilediği gözlemlenmiştir. Yağ banyosunun genelde düşük ve orta hıza sahip dişlilerde kullanıldığı söylenmiş ve bu sistemin de güç kaybı üretimi ve yağ miktarının kontrolündeki noksanlık gibi bazı dezavantajları olduğu vurgulanmıştır. Deney düzeneğinde yapılan çalışmalar farklı dönme hızları, farklı geometriler ve farklı yağa batırılma derinlikleri için tekrarlanmıştır. Yağ banyosunda kullanılan yağın fiziksel özelliklerinin bu sıçrama hareketi üzerinde doğrudan etkisi olduğu ve ileride yapılacak olan çalışmalarda farklı yağlar kullanılarak bu özelliklerin nasıl etkilediğinin araştırılması gerektiği söylenmiştir [39].

2016 yılında Concli ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise buldukları bir sayısal ağ yapısı modeli sayesinde elde edilen hesaplama zamanı kazancından bahsedilmiştir. Öncelikle kullandıkları modeli deneysel veriler ile karşılaştırarak modelin güvenilirliğinden emin olmuşlardır. Arada %10'dan daha az bir hata bulunmuştur. Ancak buldukları sayısal ağ yapısı modeli sayesinde analizler 15 kat hıza ulaşmıştır [40].

Yine 2016 yılında Concli ve diğerleri tarafından yayınlanan farklı bir çalışmada ise dişlilerdeki güç kayıplarını hesaplamak için geçmişten bugüne kadar olan yöntemler incelenmeye çalışılmıştır. Deneysel ve nümerik yöntemlere detaylıca bakılmış ve karşılaştırmalar yapılmıştır. Birbirlerine göre sahip oldukları avantaj ve dezavantajlar sonuç olarak sergilenmiştir [41].

- Deneysel yöntemlerin güç kaybı değerini doğru bir şekilde tahmin etmediği ancak dişlilerdeki yüke bağlı olmayan güç kayıplarının ilk kaba tahmininde daha başarılı olduğu görülmüştür.
- Nümerik yöntemlerin güç kaybı değerlerini tahmin etmede çok daha başarılı olduğu gözlemlenmiştir. Ancak nümerik yöntemlerin dezavantajı

olarak da büyük bir hesaplama gücüne ihtiyaç duyulduğu vurgulanmıştır. Nümerik modeller arasında en iyi olanın ise SPH metodu olduğu söylenmiştir.

2017 yılında Polly ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise yağa batırılmış bir ortamdaki tek dişli veya disk ile dişli çiftleri için yapılan deneylere yer verilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda [42]:

- Düşük sıcaklıkta gerçekleştirilen deneylerde, yüksek sıcaklıktaki deneylere oranla daha yüksek güç kaybı değerleri elde edilmiştir. Bunun sebebi olarak da viskozite farkı gösterilmiştir.
- Dişlilerin oluşturduğu güç kaybı değerlerinin diskinkine göre daha çok olduğu gözlemlenmiştir. Dişlinin oluşturduğu güç kaybı değerinin diskin oluşturduğu güç kaybı değerine göre %30 - %70 daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.
- Yağa batırılmış durumda çalışan bir helisel dişlinin ürettiği güç kaybı değerinin yine aynı ortamda çalışan bir düz dişlinin oluşturduğu güç kaybı değerine göre daha az olduğu gözlemlenmiştir.

Yine 2017 yılında Boni ve diğerleri tarafından yayınlanan farklı bir çalışmada ise, planet dişlilerdeki güç kaybını hesaplama adına yapılan deneylere yer verilmiştir. Farklı operasyon koşulları için testleri tekrarlamışlardır. Dönme hızı, yağ batırılma seviyesi ve sıcaklık bu değiştirilen koşullardır. Sıcaklık artışı sonucunda güç kaybı değerlerinde bir düşüş gözlenmiştir. Ayrıca dönme hızı arttığında da saçılan yağ miktarı da artmakta ve güç kaybı değerleri de doğru orantılı olarak artmaktadır. Güç kaybı değerlerini kullanılan yağ miktarının da doğrudan etkilediği vurgulanmıştır [43].

2018 yılında Boni ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise planet dişlilerdeki yağ saçılması sonucu oluşan kayıpları hesaplamak amaçlanmıştır. Ortamın sıcaklığını ölçmek ve moment değerlerini elde etmek adına birçok sensor deney düzeneğine yerleştirilmiştir. Elde ettikleri sonuçları geçmişte elde edilen veriler ile karşılaştırdıklarında kurdukları deney düzeneğinin tatmin edici olduğunu görmüşlerdir [44].

Hava sürtünme güç kaybının jet yağlamalı ortamdaki ilk hesaplamaları 1975 yılında NASA-Lewis araştırma merkezinde Akin ve diğerleri tarafından kurulan bir test düzeneği sayesinde yapılmıştır. Test düzeneğine yerleştirilen yüksek hızlı çekim yapabilen kamera sayesinde akışın detaylı bir şekilde gözlemlenmesi sağlanmıştır. Kurulan düzenekte düz dişli kullanılmıştır. Dişli dönüş hızı 4920 rpm ve 2560 rpm

olarak ayarlanmıştır. Jet yağlamada kullanılan jet basıncı da 70000 N/m² ile 410000 N/m² değerleri arasında alınmıştır. Ayrıca çalışmada hava sürtünme kayıplarını da içeren analitik bir modele de yer verilmiş ve sonuç kısmında deneysel veriler ile analitik model sonuçları karşılaştırılmıştır. Elde edilen çıkarımlar aşağıdaki gibidir [45]:

- Çarpma derinliği hakkında analitik model ve deneysel veriler benzer ve tutarlı sonuçlar vermiştir.
- 0.0076 mm'den daha küçük yağ parçacıkları hava sürtünmesinden doğrudan etkilenmişlerdir.
- Analitik modelde hesaplanan çarpma derinliğinin iyi bir sonuç verebilmesi için jet basıncının en az 70000 N/m² olması gerektiği vurgulanmıştır.
- Düşük jet basınç değerlerinde, yağın diş boşluğuna girişi çarpma derinliğinden çok küçük bir miktar daha fazladır. Böylece yağın çoğu dişli yüzeyi ile temasa geçmeden dışarı atılır, bu da yağın dişli üzerindeki soğutma etkisini oldukça düşürmektedir.

Yine aynı ekip tarafından 1978 yılında yayınlanan bir çalışmada ise, yine aynı test düzeneği üzerinde yapılan deneysel çalışmalara yer verilmiştir. Bu kez jet yağlama ayrışma tarafından uygulanmıştır. Çarpma derinliğinin hesaplanması farklı dişliler ve farklı hızlar için tekrarlanmıştır. Deneysel veriler yine yüksek hızlı çekim yapabilen kamera tarafından sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir [46]:

- Dişli oranının 1.5'e yakın olduğu durumlarda çarpma derinliği de maksimum değere ulaşmaktadır.
- Dişli oranının 1.172 ve üzerinde olduğu durumlarda pinyon dişlideki çarpma derinliği sıfırdır.
- Dişli oranının 1 olduğu durumda hem ana dişlideki hem de pinyon dişlideki çarpma derinliği eşittir.

Yine aynı ekip tarafından 1981 yılında aynı test düzeneği üzerinde deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak dişli yüzeyindeki sıcaklık, ısı transferi katsayısı ve çarpma derinliği hesaplanmaya çalışılmıştır. Yine jet yağlama metodu kullanılmıştır. Jet basıncındaki artışın yüzey sıcaklığını da doğrudan artırdığı gözlemlenmiştir. Yine dişli dönme hızı arttığında dişli yüzeyindeki sıcaklığın arttığı gözlemlenmiştir. Çarpma derinliğinin dişli soğutmasındaki etkisine dikkat

çekilmiştir. Yüksek miktarda jet yağlamada düşük miktardaki jet yağlamaya göre deneysel sonuçlar ve analiz sonuçları daha çok benzerlik göstermiştir [47].

1989 yılında Mizutani ve diğerleri tarafından yayınlanan bir deneysel çalışmada ise çeşitli yüklemeler, hız ve basınç koşullarındaki düz dişlilerin hava sürtünme güç kaybı değerinin hesaplanmasına yer verilmiştir. Güç kaybı değerinin hesaplanmasında yağın, dişlilerin ve dişli kutusunun sıcaklığı ayrıca yağın debisi kullanılmıştır. Sonrasında da güç kaybını sürtünme kayıpları, hava sürtünme kayıpları ve çalkalama kayıpları olarak sınıflandırmışlardır. Yüksek hıza sahip dişlilerdeki asıl kayıpların ise hava sürtünme kayıpları ve çalkalama kayıpları kaynaklı olduğu vurgulanmıştır. Aşağıda verilen sonuçlar elde edilmiştir [48]:

- Dişli güç kayıpları dişli yükleriyle ve yağ akış oranı ile doğru orantılıdır.
- Dişli güç kaybının temel sebebi hava sürtünme kayıpları ve çalkalama kayıplarıdır.
- Çalkalama kayıplarının asıl sebebi dişliye gönderilen yağ karışımıdır.

1992 yılında Etemad ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise yüksek hıza sahip rotorlardaki hava sürtünme güç kayıplarının hesaplanması amaçlanmıştır. Hesaplamalarda akışkan havanın kütlesi ve sıcaklık değişimi kullanılmıştır. Çalışmada ayrıca hava jetlerinin rotor kenarındaki girişinin etkisi incelenmiştir. Rotor ve stator arasındaki boşluğun hava sürtünme güç kaybı değerleri üzerindeki etkisinin çok da önemli olmadığı gözlemlenmiştir. Ayrıca en düşük hava sürtünme güç kaybı değerlerinin, havanın rotor stator arasındaki boşluktan girip rotorun kenarından deliğine doğru takip ettiği yönde olduğu gözlemlenmiştir. Aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hava sürtünme güç kaybı üzerinde çeşitli parametrelerin etkisi incelenmiştir [49].

$$P_w = T_w \omega \quad (1.30)$$

Bu eşitlikte P_w hava sürtünme güç kaybı değerini, T_w sürtünme kuvveti kaynaklı torkları ve ω ise açısal dönme hızını ifade etmektedir. Sürtünme kuvveti kaynaklı tork aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır.

$$T_w = \frac{1}{2} C_m \rho \omega^2 r^5 \quad (1.31)$$

Yukarıdaki eşitlikte C_m tork katsayısını, ρ yoğunluğu, r ise yarıçapı ifade etmektedir. Tork katsayısı (C_m) ise aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$C_m = \frac{0.062}{(Re)^{0.25}(s/r)^{0.25}} \quad (1.32)$$

Re Reynolds sayısını, s ise aksenal yöndeki boşluğu ifade etmektedir. Tüm eşitlikler iç içe konulduğunda aşağıda verilen genel korelasyon ortaya çıkmaktadır.

$$P_w = 0.0311(s/r)^{-0.25}\mu^{0.25}\rho^{0.75}\omega^{2.75}r^{4.5} \quad (1.33)$$

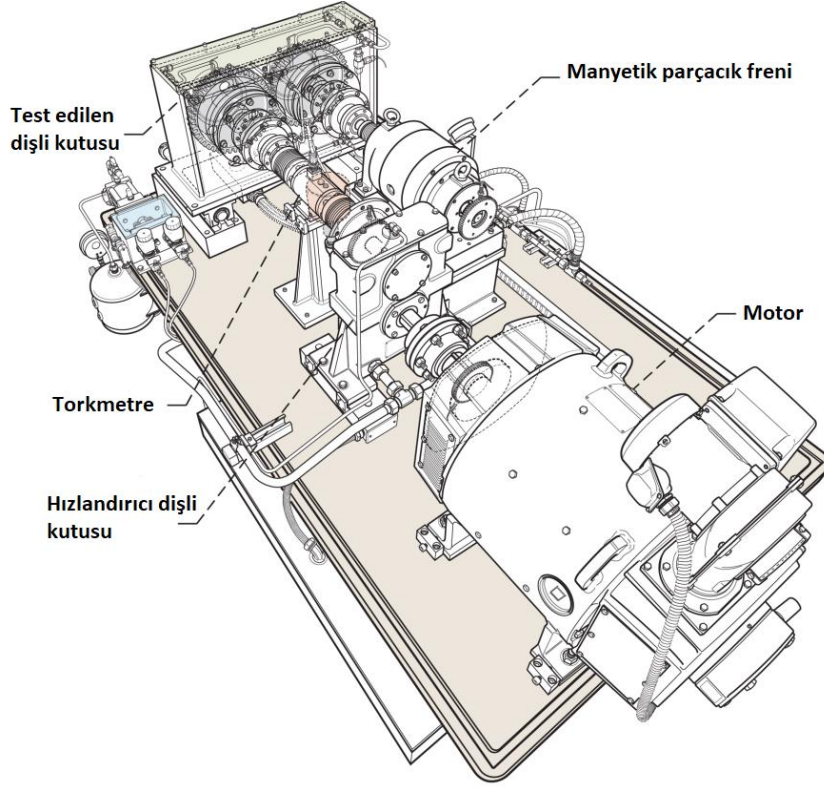
Jet yağlama metodu ile yapılan ilk kayda değer deneysel çalışma ise 2007 yılında Petry-Johnson ve diğerleri tarafından yayınlanmıştır. Yüksek hızlara sahip düz dişlilerin farklı tork değerlerinde sahip olduğu verimler araştırılmıştır. Test düzeneğindeki dönme hızları 10000 rpm gibi yüksek hız değerlerini bulurken sisteme aktarılan güç miktarı da 700 kW civarındadır. Test düzeneğinde 2 farklı modüle sahip dişli, 2 farklı yüzey pürüzlülüğüne sahip malzeme, 3 farklı yağlayıcı kullanılmıştır. Bu parametrelerin yüke bağlı güç kayıpları, yüke bağlı olmayan güç kayıpları ve toplam güç kaybı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Aşağıda verilen çıkarımlar elde edilmiştir [50]:

- Dişlilerdeki verim üzerinde en çok dişli modülü parametresinin etkili olduğunun bu parametreyi ise yüzey pürüzlülüğü parametresinin takip ettiği gözlemlenmiştir.
- Kullanılan farklı yağlayıcılar içerisinde ise viskozitesi en yüksek olanın en düşük güç kaybı oluşturduğu saptanmıştır.

2010 yılında Seetharaman ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada düz dişli çiftindeki hava sürtünme kayıplarını tahmin etme adına korelasyon ve modele yer verilmiştir. Bu modelde jet yağlama modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar daha önceden paylaşılmış veri ve sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Sonuçların karşılaştırma sonucu tatmin edici olduğu görülmüştür [51].

2010 yılında Handschuh ve diğerleri tarafından yayınlanan bir diğer çalışmada ise hava sürtünme güç kayıplarını ölçmek adına kurulan bir test düzeneğine yer verilmiştir. Bu test düzeneği Şekil 1-10'da gösterildiği gibidir. Dişli kutusunda yer alan dişliler farklı dönme hızları için tekrarlanarak test edilmiştir. Tek dişli üzerinden hava sürtünme kaybı değerleri hesaplanmıştır. Muhafazalı ve muhafazasız koşullarda deneyler tekrarlanmıştır. Aynı şekilde jet yağlamalı ve jet yağlamasız koşullar için de testler tekrarlanmıştır. Aşağıda elde edilen sonuçlar verilmiştir [52]:

- Muhafaza kullanımı yüksek dönme hızına sahip dişlilerde hava sürtünme güç kaybı değerlerini oldukça düşürmektedir.
- Muhafaza boşluklarının aksenal ve radyal yönlerde minimum olduğu koşullarda hava sürtünme güç kaybı değerlerinin de minimum olduğu görülmüştür.



Şekil 1-10: Deney düzeneği [52].

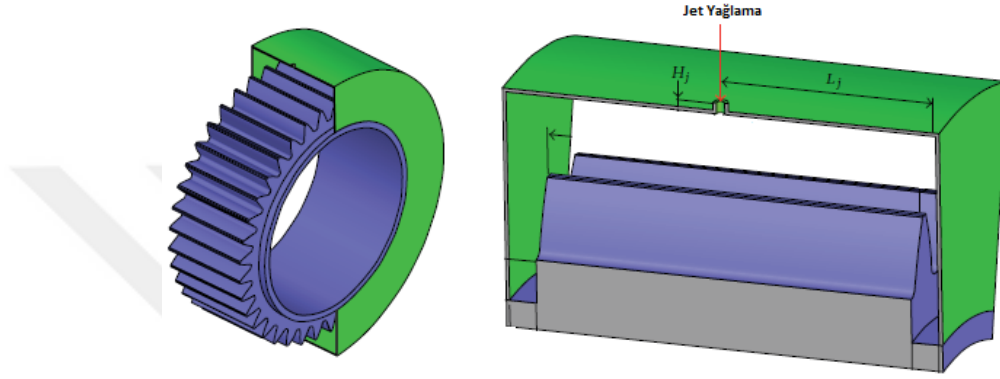
2013 Turner ve diğerleri tarafından yılında yayınlanan bir çalışmada ise spiral konik dişli üzerindeki iki fazlı akış hareketini inceleyen analitik hesaplamalara yer verilmiştir. Bu hesaplamalar sonucunda [53]:

- Giriş kısmından enjekte edilen yağ parçacıkları muhafazanın iç çapına ait olan yüzeyin yakınında toplanmıştır.
- Dişlinin yan tarafından dış boşluğuna doğru enjekte edilen yağ parçacıkları nispeten daha homojen bir dağılım göstermiştir.

2014 yılında Talbot ve diğerleri tarafından yayınlanan bir analitik çalışmada iç içe geçirilmiş helisel dişlilerdeki dişler arasında oluşan sıkışma kayıplarını hesaplamak için kullanılan modele yer verilmiştir. Bu modelin özelliği bir helisel dişliyi birkaç düz dişliden meydana gelmiş gibi bölmesi ve bu şekilde analitik hesaplamayı yapmasıdır.

Bu çalışmada değişen dönme hızı, helis açısı ve yağ miktarına göre çözümler tekrarlanmıştır [54].

2015 yılında Fondelli ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada ise yüksek hıza sahip bir düz dişlideki güç kayıplarını hesaplamak için yapılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle çözüm yapan analizlere yer verilmiştir. Kullanılan model Şekil 1-11'de gösterildiği gibidir [55].

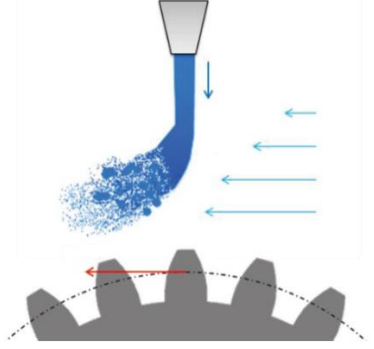


Şekil 1-11: Deney düzeneği [55].

Yine 2015 yılında Al ve diğerleri tarafından yayınlanan farklı bir çalışmada ise güç aktarım sistemlerindeki verimin kayıpları minimuma indirip kullanılan yakıt ile maksimum iş yapılabilmesi olduğu söylenmiştir. Bu çalışmada ikincil faz iki farklı model kullanılarak tanımlanmıştır. Bunlardan ilki ayrık faz modeli, diğeri ise Eulerian çoklu faz modelidir. Çalışmalar Fluent isimli program tarafından yürütülmüştür. Periyodik sınır koşulları kullanılarak da tek bir diş için analizler yapılmış, böylece hesaplama yükü minimuma indirilmiştir. Analizlerde muhafazalı spiral konik dişli kullanılmıştır. Kullanılan modeldeki yağ ise jet yağlama ile sisteme dâhil edilmiştir. Yağ parçacıklarının merkez-kaç kuvveti sebebiyle muhafazaya yakın olarak ince bir film tabakası oluşturduğu gözlenmiştir [56].

2016 yılında Massini ve diğerleri tarafından yayınlanan bir çalışmada transmisyon sisteminin motorun genel verimini doğrudan etkilediğine değinilmiştir. Yüksek hızlı dişlilerde kayıpların oldukça önemli olduğu vurgulanmıştır. Yağlama yöntemi olarak da genel olarak bu tarz uygulamalarda jet yağlama metodunun uygulandığı söylenmiştir. Jet yağlama kanalının olduğu ve içerisinde bir düz dişlinin hareket ettiği test düzeneği üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Parametrelerin jet yağlama üzerindeki etkisi incelenmiştir. Kurulan test düzeneğindeki jet yağlama metodu Şekil 1-12'de

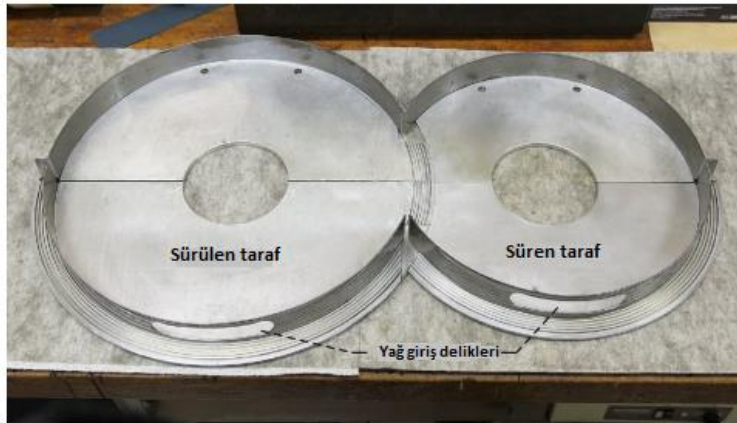
gösterilmiştir. Sonuç olarak ise dişli dönüş hızı arttığında jet yağlama miktarının azaldığı görülmüştür [57].



Şekil 1-12: Jet yağlama modeli [57].

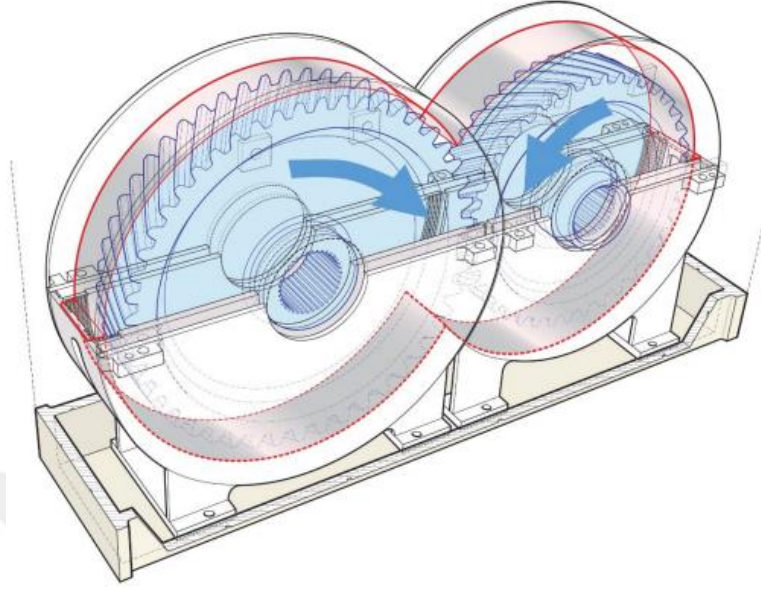
2017 yılında Massini ve diğerleri tarafından yayınlanan bir makalede jet yağlamalı düz dişlilerden oluşan bir test düzeneğindeki çalışmalara yer verilmiştir. Deneyler farklı dönme hızlarında ve farklı basınç değerlerinde tekrarlanmıştır. Güç kaybı değerlerinin jet hızından ve dişli dönme hızından doğrudan etkilendiği görülmüştür. Güç kayıp değerlerinde, jet açısının da çok büyük bir öneme sahip olduğu vurgulanmıştır [58].

2017 yılında Delgado ve diğerleri tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise daha önceden bahsi geçen ve Şekil 1.16'da gösterilen test düzeneği üzerinde yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Yüksek hıza sahip dişli kutularında hava sürtünme kaybı sonucu ısı artışı ve verimde düşme olduğu gözlenmiştir. Test düzeneği üzerinde yapılan çalışmalar muhafazalı, muhafazasız ve kabuk muhafaza şeklinde çeşitlendirilmiştir. Kullanılan sistemdeki yağ kanalları Şekil 1-13 üzerinde detaylıca gösterilmiştir [59].



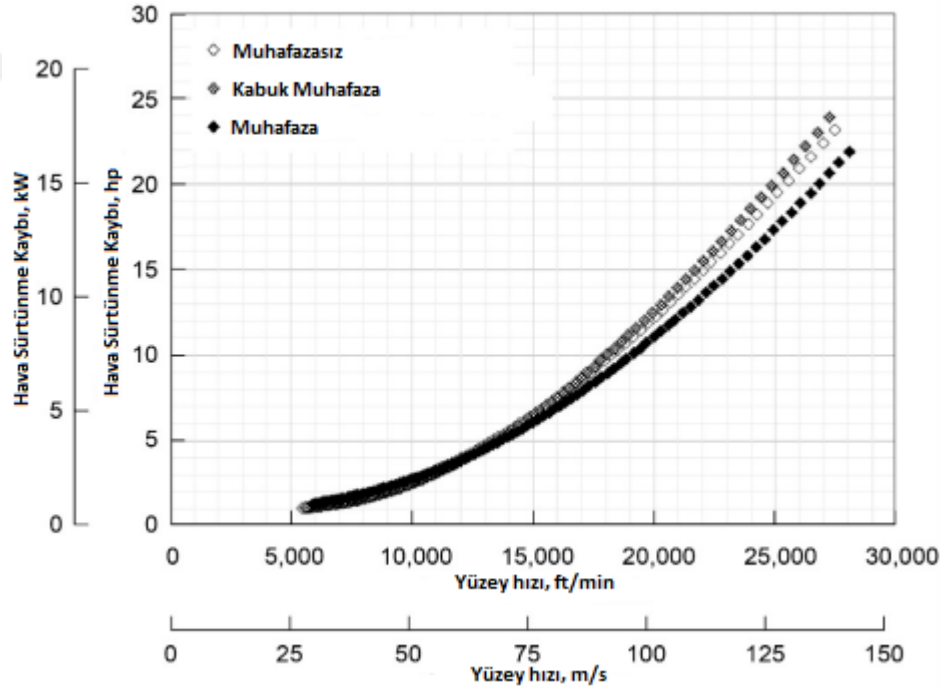
Şekil 1-13: Deney düzeneğindeki yağ giriş delikleri [59].

Şekil 1-14'te ise kabuk muhafaza örneği gösterilmiştir.



Şekil 1-14: Kabuk muhafaza örneği [59].

Yapılan testler sonucu elde edilen sonuçlar Şekil 1-15 üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 1-15: Yapılan deney sonuçları [59].

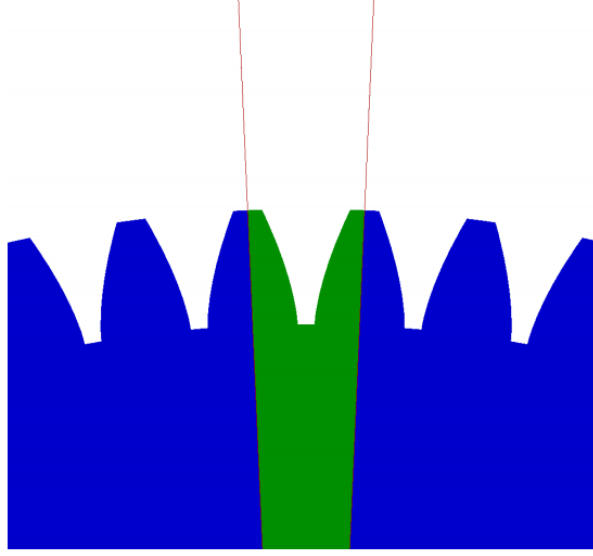
Yapılan çalışmalar sonucunda aşağıda verilen çıkarımlar elde edilmiştir:

- 51 m/s ve üzerindeki hızlarda hava sürtünme güç kaybı değerleri ihmal edilemeyecek düzeylere ulaşmaktadır.

- Yağ giriş sıcaklığındaki artışın hava sürtünme güç kaybı değerlerini düşürdüğü gözlemlenmiştir.
- Giren yağ miktarındaki artışın hava sürtünme güç kaybı değerlerini artırdığı gözlemlenmiştir.
- 76 m/s ve üzerindeki hızlara sahip dişlilerde muhafazanın ne kadar önemli olduğuna dikkat çekilmiştir.
- 127 m/s hıza sahip dişlilerde muhafaza kullanılarak güç kaybı değerlerinde muhafazasız dişlilere göre %10 düşüş gözlemlenmiştir.
- Muhafazasız ortamda bulunan iç içe geçmiş düz dişlilerdeki hava sürtünme kaybı değerleri yine muhafazasız ortamda bulunan tek düz dişliye göre 7 kat daha fazladır.
- Muhafazalı ortamda bulunan iç içe geçmiş düz dişlilerdeki hava sürtünme kaybı değerleri yine muhafazalı ortamda bulunan tek düz dişliye göre 6-12 kat arasında daha fazladır.

Yine 2017 yılında ve yine aynı ekip tarafından aynı test düzeneği üzerinde yapılan farklı bir çalışmada ise yağ sıcaklığının muhafazalı ortamdaki iç içe geçmiş dişlilerin sahip olduğu hava sürtünme güç kaybı değerleri üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Hava araçlarındaki dişli kutularının verimlerinin yüksek hızlara çıktığında düştüğünden bahsedilmiştir. Yine ayrıca hız, yağın viskozitesi, sıcaklık, yük ve yağlama metodlarının verim üzerinde büyük etkiye sahip olduğundan bahsedilmiştir. Muhafazalı ve muhafazasız ortamlarda iç içe geçmiş dişliler için sabit basınca sahip fakat farklı sıcaklıktaki yağ girişleri için yapılan çalışmaların sonuçlarına yer verilmiştir. Yağ sıcaklığı olarak 100°F, 125°F, 160°F ve 180°F seçilmiştir. 4 farklı muhafaza yapısı için testler tekrarlanmıştır [60].

Düz dişlilerdeki hava sürtünme kayıpları üzerine hem deneysel hem analitik birçok çalışma olsa da en kayda değer olan çalışma ve yayın 2012 yılında Hill ve diğerleri tarafından yayınlanmıştır. Bu yayında literatürdeki çalışmalara değinilmiş ve bunları geliştirerek en kapsamlı sayısal çalışmalara imza atılmıştır. Yaptıkları sayısal analizlerde hem tek fazlı ortama hem de iki fazlı ortama yer vermişlerdir. Periyodik sınır koşullarını kullanarak oluşturdukları çözüm alanı Şekil 1-16'da verilmiştir [61].



Şekil 1-16: Oluşturulan çözüm alanı [61].

Çalışmada birkaç farklı dişli geometrine yer verirken, elde ettikleri sonuçları da literatürde yer alan deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Elde edilen çıkarımlar aşağıda verilmiştir [61]:

- Hava sürtünme kaybı üzerindeki baskın etkinin basınç kuvvetleri tarafından oluşturulduğu görülmüştür.
- Muhafaza hava sürtünme kayıplarındaki basınç componentini azaltmaktadır.
- Sayısal analiz sonuçları deneysel veriler ile örtüşmektedir. Muhafazanın sahip olduğu aksenal ve radyal yöndeki componentler birlikteyken hava sürtünme kaybını azalttığı görülse de her iki componentin birbirinden bağımsız bir şekilde uygulandığında da hava sürtünme güç kaybı değerleri üzerinde etkili olduğu gözlemlenmiştir.
- Viskoz kayıpların hesaplanmasında düşük Reynolds sayısına sahip türbülans modelinin kullanılması iyi sonuçlar vermiştir.
- Basınç kayıplarının viskoz kayıplara göre daha baskın olması sebebi ile yüksek Reynolds sayısına sahip iki denklemlili türbülans modelleri tercih edilmiştir.
- Viskoz kayıplar da muhafaza yardımıyla azalır ancak bu azalma toplam güç kaybının yanında çok küçük olduğu için ihmal edilebilir seviyededir.

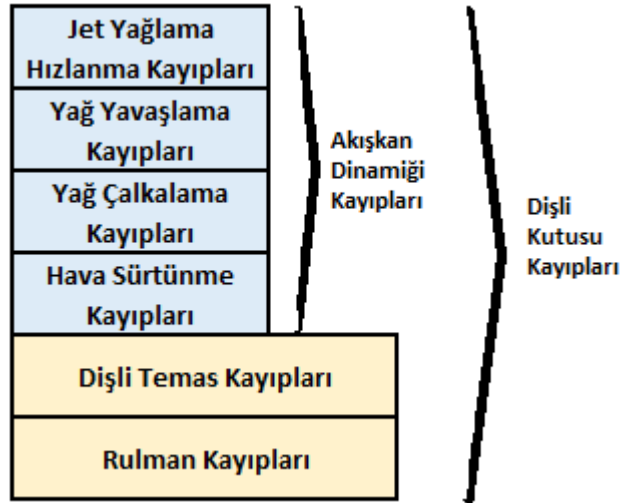
Kayda değer farklı bir çalışma ise 2009 yılında yayınlanan ve analitik çözüm ve analizlere yer veren makale ile başlamıştır. Bu çalışma sonrasında yine grup tarafından

2014 ve 2017 yıllarındaki yayınlar ile geliştirilmiş ve deneysel çalışmalar ile de valide edilmiştir.

2009 yılında Arisawa ve diğerleri tarafından yayınlanan çalışmada dişli kutularındaki kaybın asıl sebebini öğrenmeye ve bu kayıpları azaltabilmek için neler yapılması gerektiğine yer verilmiştir. Sayısal analizlerde muhafazalı konik dişliler üzerinde çalışılmıştır. Muhafaza kullanarak muhafazasız ortama göre kayıpların % 36 düştüğü görülmüştür. Uyguladıkları çözüm modelinin sonrasında farklı dişli kutularına da uygulanabileceğini belirtmişlerdir. 4 farklı muhafaza tipi için iki fazlı ortamda analizler tamamlanmıştır [62].

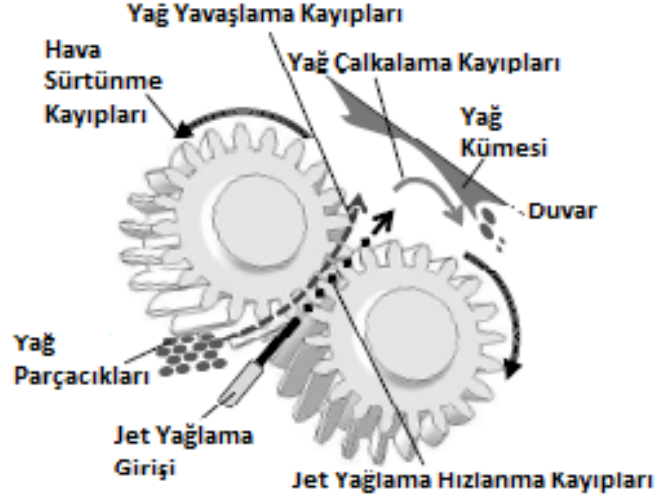
2014 yılında Arisawa ve diğerleri tarafından yayınlanan çalışmada konik dişliler üzerindeki hava sürtünme kayıplarını azaltmak adına yapılan test ve sayısal analizlere yer verilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak oluşturulan modelleme tekniğinin yüksek hıza sahip spiral dişlideki hava sürtünme kaybı değerlerini doğru tahmin ettiği görülmüştür. Hava sürtünme kayıplarına ek olarak çalkalama kayıplarının da muhafaza kullanımı sayesinde düştüğü gözlemlenmiştir [11].

2017 yılında Arisawa ve diğerleri tarafından yayınlanan çalışmada ise dişli kutularındaki kayıpların sınıflandırılmasına yer verilmiştir. Bu sınıflandırma Şekil 1-17'de verilmiştir [63].



Şekil 1-17: Güç kayıplarının sınıflandırılması [63].

Yukarıda ismi geçen akışkan dinamiği kayıpları şematik olarak Şekil 1-18 üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 1-18: Akışkan dinamiği kayıpları [63].

- Çalışma sonucunda güç kayıplarını yeni bir şekilde sınıflandırma yöntemi önerilmiştir.
- Hava sürtünme kaybı değerinin ve yağ çalkalama kaybı değerinin, dönme hızının üçüncü kuvveti ile doğru orantılı olduğu gözlemlenmiştir.
- Jet yağlama hızlanma kayıpları ve yağ yavaşlama kayıplarının bulunan yeni çeşit kayıplar olduğu vurgulanmıştır.
- Yapılan çalışmalar hem yağ hem de hava için sıkıştırılmaz akış olarak kabul edilerek yapılmıştır.

1.8 Tezin Amacı

Bu tezde, iki fazlı ortamda bulunan düz dişlilerdeki hava sürtünme kayıplarının muhafaza boyu değişikliği ve dişlilerin dönüş hızındaki değişikliğe göre sergilediği davranışı incelemek amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda CFD++ isimli ticari yazılımda hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modeli oluşturulacaktır. Model yardımı ile hem muhafaza boyutundaki değişimin hem de dönme hızındaki değişimin etkisi bağımsız bir şekilde anlaşılacaktır. Oluşturulan model yardımı ile döner kanatlı hava araçlarında bulunan dişli kutularının tasarımına ve bu dişli kutularının verimlerinin yükseltilmesine katkıda bulunulması amaçlanmıştır. Bu tezde yer alan çalışmalar, Türk Havacılık ve Uzay Sanayii şirketine bağlı Döner Kanat Teknoloji Merkezi (DKTM) Müdürlüğü tarafından yürütülen DKTM/2014/15 numaralı ve “Dişli

Kutusu Hava Sürtünme (Windage) Kaybının Sayısal Modellenmesi ve Analizi” isimli proje çerçevesinde desteklenmiştir.

1.9 Tez İçeriği

Bu tez çalışmasında, tez konusunun asıl odak noktası dişli olduğu için öncelikle dişli terminolojisi üzerinde araştırmalar yapılmıştır. Daha sonra ise dişli kutuları ve dişli kutularında oluşan kayıplar hakkında araştırmalara yer verilmiştir. Buna takiben tezde iki fazlı ortamdaki modelleme amaçlandığından dişli kutularındaki yağlama şekilleri üzerinde durulmuştur. Sonrasında ise dişli kutusu içerindeki akışkanın sergilediği davranış araştırılmıştır. Geçmişten günümüze kadar olan ve bu konu kapsamında literatürde yer alan çalışmalar hakkında bilgiler verilmiş ve elde edilen sonuçlara değinilmiştir. Daha sonrasında ise oluşturulan matematiksel model ve sayısal yöntem anlatılmış ve bu model kullanılarak yapılan analizler ve elde edilen sonuçlar ile devam edilmiştir. En sonunda ise elde edilen çıkarımlar ve öneriler ile tez tamamlanmıştır.

2. MATEMATİKSEL MODEL VE SAYISAL YÖNTEM

2.1 Amaç

Diş boşluğu ve diş çevresinde oluşan akışı gözlemleyebilmek ve akış sonucu oluşan hava sürtünme güç kaybı değerlerini elde edebilmek adına matematiksel bir model geliştirilmiştir. Bu model uygun sayısal yöntemler ile parametreleri değiştirerek tekrar ve tekrar çözülmüştür.

2.2 Temel Denklemler ve Metodoloji

Yağ ve havadan oluşan iki fazlı ortamdaki akış sıkıştırılmaz ve viskoz olarak kabul edilmiştir. Yapılan tüm analizlerde yağın tüm akışkan hacmine göre oranı %3 olarak kabul edilmiştir ve program ara yüzünde bu şekilde tanımlanmıştır. Reynolds sayısının hesaplanabilmesi için gerekli olan eşitlikler aşağıdaki verilmiştir.

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (2.1)$$

$$V = w * r \quad (2.2)$$

Bu eşitlikteki Re Reynolds sayısını, ρ özkütleyi, V çizgisel hızı, w açısız hızı, L uzunluğu, μ dinamik viskoziteyi, r ise yarıçapı ifade etmektedir. Eşitliklerde kullanılması gereken akışkan özellikleri 600 rad/s dönme hızı ve 288 K ortam sıcaklığı için CFD++ yazılımının içerisinden alınmıştır ve aşağıdaki çizelgede verilmiştir. Dişli yarıçapı (r) ve uzunluk (L) da birbirine eşit olup 0.144 m'dir.

Çizelge 2-1: Akışkanların özellikleri.

$\rho_{yağ}$ (kg/m ³)	845
ρ_{hava} (kg/m ³)	1.225
$\rho_{ortalama}$ (kg/m ³)	26.54
$\mu_{yağ}$ (Pa.s)	0.295
μ_{hava} (Pa.s)	1.81*10 ⁻⁵
$\mu_{ortalama}$ (Pa.s)	8.87*10 ⁻³

$Re < 2300 \rightarrow$ *Laminar akış*

$2300 < Re < 4000 \rightarrow$ *Geçiş rejimi*

$Re > 4000 \rightarrow$ *Türbülanslı akış*

Tüm değerler Eşitlik 2.1’de yerine konduğunda Reynolds sayısının yaklaşık 37500’e eşit olduğu görülmüştür. Akış özelliği olarak yukarıda da görüldüğü gibi türbülanslı akış özelliği göstermektedir. Diş boşluğundaki ve diş etrafındaki akışı daha doğru bir şekilde görebilmek ve diş boşluğunda oluşacağı düşünülen girdapları da daha net bir şekilde görebilmek için CFD++ analiz kurulum aşamasındaki “Denklem Seti” kısmından 2 denklemlilik $k-\omega$ (SST) türbülans modeli seçilmiştir. Bu modelde yer alan Eddy-viskozitesi ise aşağıda yer alan eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.3)$$

Bu eşitlikteki k türbülans kinetik enerjisi, ω ise türbülans enerjisi yitim oranını ifade etmektedir. Türbülans kinetik enerjisi (k) aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (2.4)$$

Türbülans enerjisi yitim oranı (ω) ise aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (2.5)$$

Yukarıda yer alan eşitliklerde u_i hız komponentini, $x_i - x_j$ kartezyen koordinat sistemini, P_k türbülans üretimini ifade etmektedir.

Süreklilik denklemi ve momentum korunumu denklemi aşağıdaki eşitliklerde verildiği gibidir.

$$\frac{\partial(\rho_{pi} \vec{u}_{pi})}{\partial x_i} = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial(\rho_{pi} \vec{u}_{pi})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_{pi} \vec{u}_{pi} \vec{u}_{pi}) = \vec{F}_{D_i} \quad (2.7)$$

Eşitlik 2.10’da verilen momentum korunumu denkleminde yer alan \vec{F}_{D_i} fazlar arası sürüklenme kuvveti anlamına gelmektedir. Normalde momentum korunumu denkleminde korunumu etkileyen fazlasıyla etken olsa da fazlar arası sürtünme kuvveti dışındaki etkenler ihmal edilmiştir. Fazlar arası sürtünme kuvvetinin (\vec{F}_{D_i}) hesaplanmasında ise aşağıda verilen eşitlik kullanılmıştır.

$$\vec{F}_{D_i} = \rho_{pi} \frac{f_{Di}}{\tau_{ui}} (\vec{u}_f - \vec{u}_{pi}) \quad (2.8)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan ρ_{pi} parçacık türü yoğunluğunu, f_{Di} Stokes denklemi parçacık türü korelasyon sabitini, τ_{ui} Stokes denklemi parçacık türü gevşeme zamanını, \vec{u}_f birincil faz hız vektörünü ve \vec{u}_{pi} parçacık türü hız vektörünü ifade etmektedir. Aynı şekilde Stokes denklemi parçacık türü gevşeme zamanı (τ_{ui}) da aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\tau_{ui} = \frac{\widetilde{\rho}_{pi} d_i^2}{18\mu_f} \quad (2.9)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan $\widetilde{\rho}_{pi}$ ikincil fazların özgül ağırlığını, d_i ikincil fazların ortalama parçacık çapını, μ_f birincil akışkanın dinamik viskozitesini ifade etmektedir. Parçacık türü korelasyon sabiti (f_{Di}) Reynolds sayısına bağlı bir şekilde aşağıda verildiği şekilde hesaplanmıştır.

$$f_{Di} = \begin{cases} 1.0 + 0.15 (Re_i)^{0.687}, & Re_i < 1000 \\ 0.01833 Re_i, & Re_i > 1000 \end{cases} \quad (9) \quad (2.10)$$

$$Re_i = \frac{\rho_f |\vec{u}_f - \vec{u}_{pi}| d_i}{\mu_f} \quad (10) \quad (2.11)$$

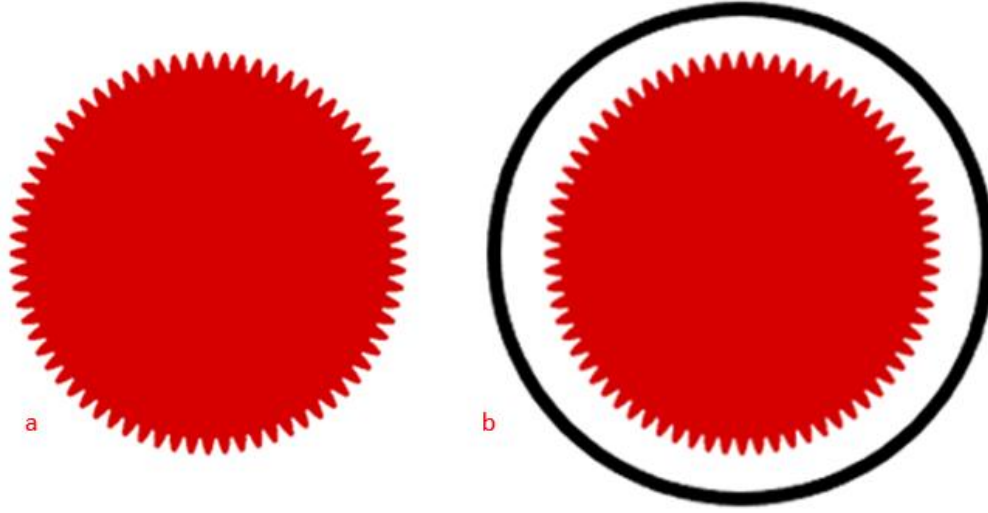
2.3 Dişli Geometrisi

Kullanılacak sayısal modelin güvenilirliğinden emin olmak adına dişli seçimi yapılırken daha önceden deneysel ve analitik sonuçları olan bir dişli seçilmesine dikkat edilmiştir. Bu kapsamda literatürdeki çoğu çalışmada kullanılan bir dişli modeli seçilmiştir. Dişli özellikleri yine literatürden alınmıştır ve Çizelge 2-2’de verilmiştir.

Çizelge 2-2: Seçilen dişli geometrisi özellikleri [15].

Diş Çapı (mm)	Diş Kalınlığı (mm)	Modül (mm)	Diş Sayısı
288	30	4	72

Özellikleri yukarıda verilen dişli kullanılan AutoCAD yazılımı ile çizilmiştir. Yapılan çizim sonucu oluşan düz dişli Şekil 2-1’de gösterilmiştir.



Şekil 2-1: Seçilen düz dişli geometrisi (a) muhafazasız dişli, (b) muhafazalı dişli [15].

Bu tez çalışmasında muhafaza boyutunun hava sürtünme kaybı üzerindeki etkisi araştırılmak istendiğinden dişli geometrisi üzerine oluşturulan muhafaza boyutları aşağıdaki Çizelge 2-3'te verilmiştir. Muhafaza aksenal ve radyal olmak üzere iki farklı boyuttan oluşturulmuştur.

Çizelge 2-3: Muhafaza konfigürasyonları ve boyutları.

Muhafaza Konfigürasyonu	Eksenal Muhafaza (mm)	Radyal Muhafaza (mm)
I	0.6	3.6
II	0.6	7.2
III	0.6	10.8
IV	0.6	14.4

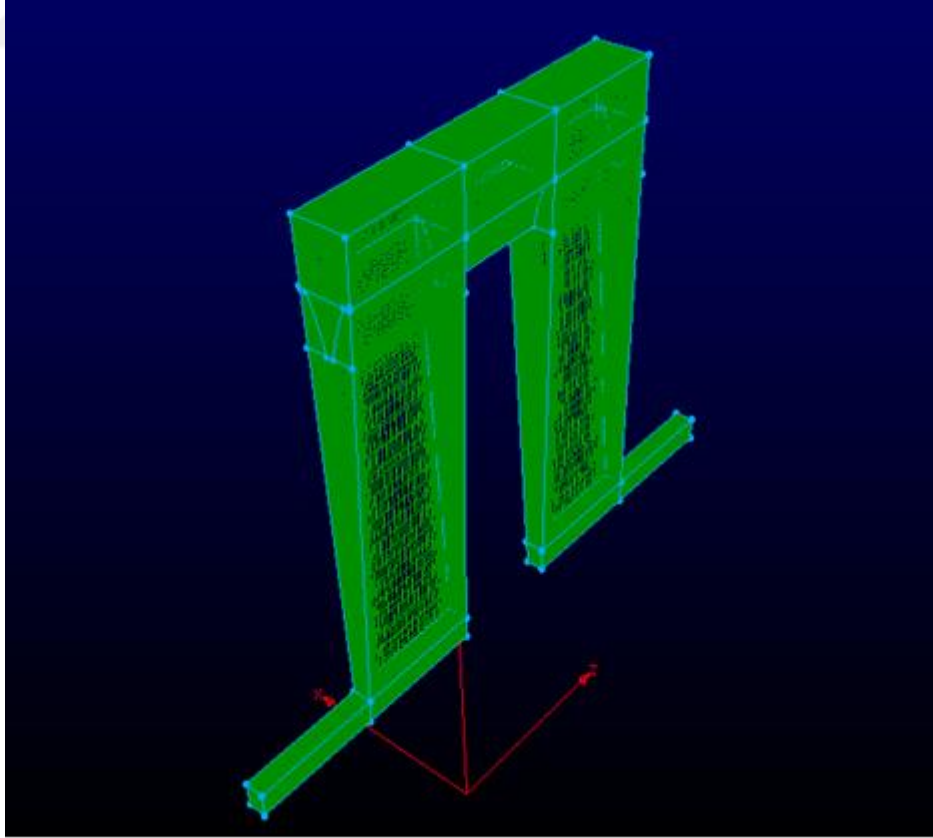
Çizelgede de görüldüğü gibi 4 farklı muhafaza konfigürasyonu vardır. Bu konfigürasyonlarda aksenal yöndeki muhafaza boyutu sabit tutulmuş, radyal yöndeki muhafaza boyutu ise değişken olarak kabul edilmiştir. Bu tez çalışmasında hava sürtünme kaybı üzerinde muhafaza boyutunun etkisinin yanında dönme hızının etkisi de incelenmiştir. Bu kapsamda kullanılan açısal dönme hızları ve diş ucunda oluşan çizgisel hız değerleri Çizelge 2-4'te verilmiştir.

Çizelge 2-4: Analizlerde kullanılan dönme hızları.

Açısal Dönme Hızı (rad/s)	Çizgisel Hız (m/s)
400	57.6
500	72
600	86.4
700	100.8

2.4 Sayısal Ağ Yapısı

Oluşturulan dişli geometrisi için sayısal ağ yapısı çalışmaları Pointwise isimli yazılım üzerinde yapılmıştır. Oluşturulan ağ yapısında yüzeylerdeki akışı daha detaylı bir şekilde inceleyebilmek adına, duvar yüzeylerine yakın kısımlarda daha sık bir ağ yapısı tasarlanmıştır. Ancak akışın çok da değişmeyeceği düşünülen üst kısımlarda ise daha büyük hücrelerden oluşan, daha geniş bir ağ yapısı tasarlanmıştır. Oluşturulan sayısal ağ yapısı örneği Şekil 2-2’de verilmiştir.



Şekil 2-2: Oluşturulan sayısal yapısal ağ örneği.

Ağ yapısı oluşturulurken yapısal ağ tipi seçilmiştir. Yapısal ağ modelleri içerisinde ise altı yüzü bulunan model seçilmiştir. Oluşturulan ağ yapısındaki hücre sayıları aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 2-5: Yapısal ağdaki hücre sayıları.

Muhafaza Konfigürasyonu	Eksenel Muhafaza (mm)	Radyal Muhafaza (mm)	Hücre Sayısı
I	0.6	3.6	934902
II	0.6	7.2	984192
III	0.6	10.8	1023624
IV	0.6	14.4	1043340

Modeldeki akışın güvenilirliğinden emin olmak ve akışı daha detaylı bir şekilde görebilmek için boyutsuz duvar uzunluğunun (y^+) 300'den küçük olması gerekmektedir. Bu değeri istenilen aralıkta elde edebilmek için hücre boyutları üzerinde birçok kez denemeler yapılmıştır. Hatta bu değer duvar yüzeylerine yakın olan bölgelerde 1'e yakın olması hedeflenmiştir. Oluşturulan ağ yapısı ve yapılan analizler sonucunda boyutsuz duvar uzunluğu (y^+) 40'tan küçük olarak elde edilmiştir. Bu parametre aşağıda verilen eşitlikler yardımı ile hesaplanabilmektedir.

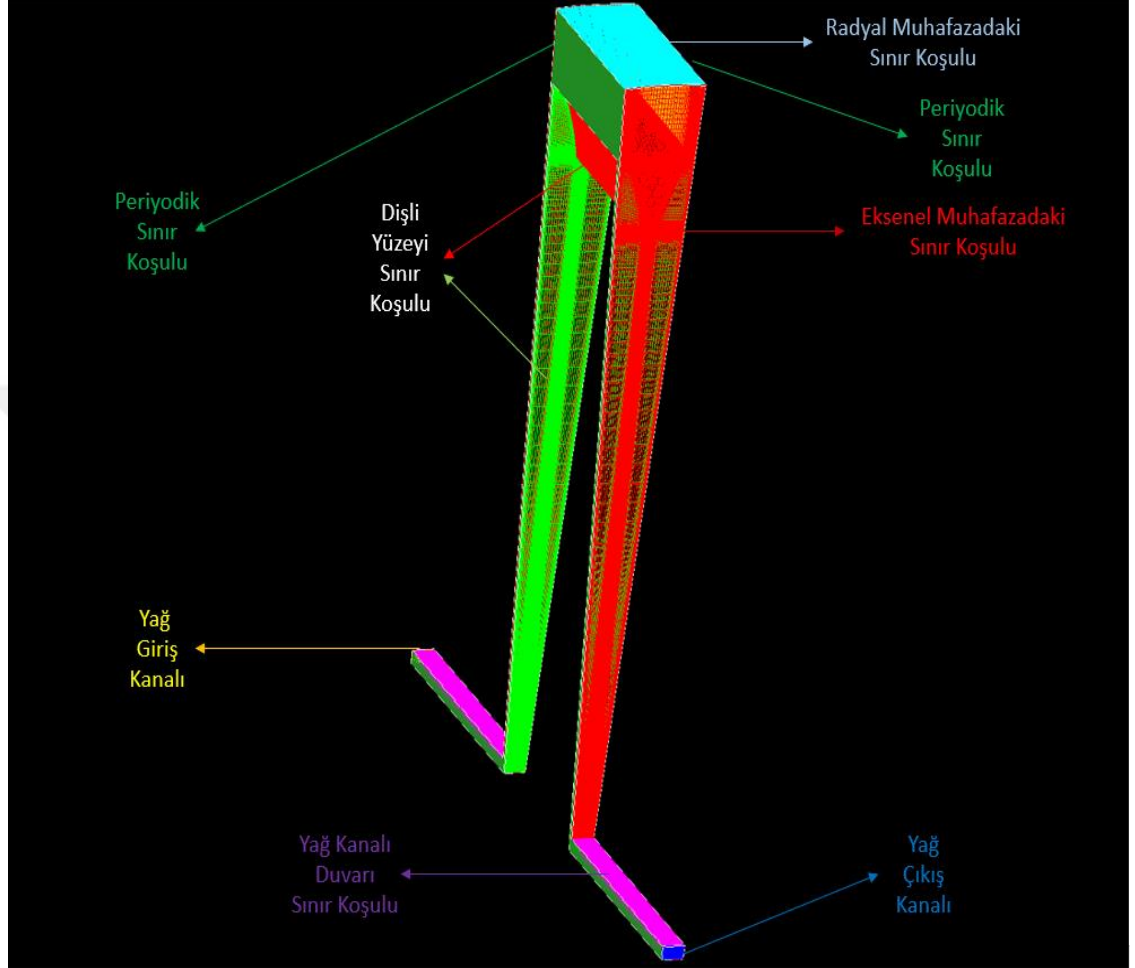
$$y^+ = \frac{\rho y u_\tau}{\mu} \quad (2.12)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.13)$$

2.5 Başlangıç ve Sınır Koşulları

Dişlilerdeki hava sürtünme kayıplarını hesaplayabilmek adına ilk yapılması gereken şey modelin doğru bir şekilde kurulmasını sağlamaktır. CFD++ programı üzerindeki model kurulumu ise temel denklemlerden sonra başlangıç koşulları ile devam etmektedir. Ortamdaki statik basınç 0 Pa, sıcaklık ise 288 K (15 °C) olarak tanımlanmıştır. Yine ortamdaki birincil faz olan havanın başlangıç koşulları 288 K sıcaklık ve 1 atm (101325 Pa) basınç olarak alınmıştır.

Başlangıç koşulları tanımlandıktan sonra sınır koşullarına geçilmiştir. Dişli üzerinde ek olarak aksel muhafaza ve radyal muhafaza da bulunduğu için modelde kullanılan sınır koşulu çeşitleri de artmıştır.



Şekil 2-3: Kullanılan sınır koşulları.

Literatürdeki çalışmalarda da çokça görüldüğü gibi hesaplama gücünden tasarruf etmek ve diş boşluğundaki akışı daha detaylı bir şekilde gözlemlemek için çalışmalar tek diş boşluğu üzerinde yapılmıştır. Tek diş boşluğu için oluşturulan modeli tüm dişliye uyarlamak amacıyla ise periyodik sınır koşulları kullanılmıştır. Kullanılan periyodik sınır koşulları Şekil 2-3'te yeşil renk ile ifade edilmiştir.

Periyodik sınır koşulundaki asıl mantık, akışkanın çözüm modelini bir periyodik sınırdan terk ederken fiziksel özellikleri koruyarak diğer periyodik sınırdan modele giriş yapmasıdır. Bu yüzden de her iki sınırdaki basınç, sıcaklık ve hız değerleri birbirine eşittir.

Diş boşluğuna bakan yüzeylerdeki sınır koşulu yağ yapısı ile birlikte hareket eden duvar olarak seçilmiştir. Örneğin 600 rad/s'lik dönme hızına sahip analizdeki diş yüzeyleri de bu sınır koşulu yardımı ile 600 rad/s'lik açısal hız ile dönüyormuş gibi kabul edilir. Yani dişli yüzeyi ve yağ yapısı arasındaki bağıl hız 0'dır. Bu sınır koşulu Şekil 2-3'te gösterilmiştir. Model üzerinde bu sınır koşulu oluşturulurken diş yüzeyleri viskoz ve adiyabatik olarak seçilmiştir.

Diş boşluğuna bakan yüzeylerdeki sınır koşulu aynı şekilde dişlinin yan yüzeylerinde de uygulanmıştır. Uygulanan bu sınır koşulu yine Şekil 2-3'te detaylıca gösterilmiştir. Muhafaza önceden de belirtildiği gibi eksenel ve radyal yönde olmak üzere iki parçadan oluşmaktadır. Her iki muhafaza komponentinde de aynı sınır koşulu kullanılmıştır. Bu sınır koşulu yağ yapısı ile farklı hareket eden sınır koşuludur. Bu sınır koşulundaki dönme hızı 0 rad/s olarak tanımlanmıştır. Bu şekilde muhafaza duvarlarının modellenmesi sağlanmıştır. Eksenel muhafazadaki sınır koşulları ve radyal muhafazadaki sınır koşulları Şekil 2-3'te gösterilmiştir.

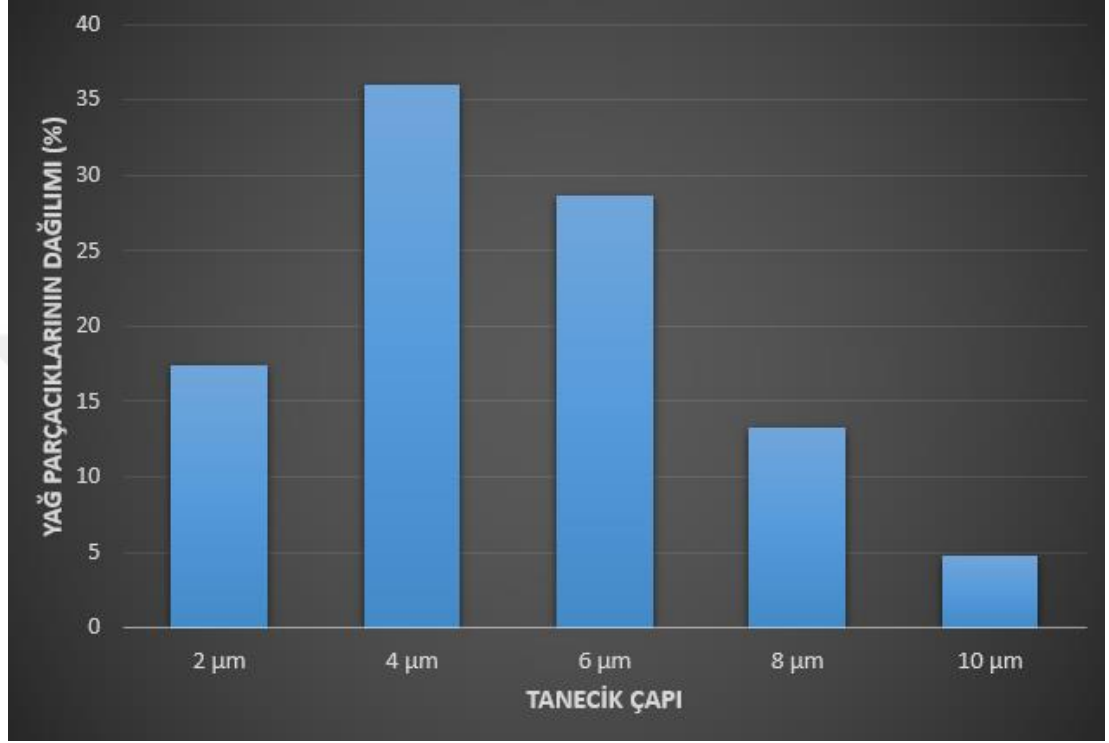
Muhafazalarda kullanıldığı gibi aynı şekilde yağ giriş ve çıkış kanallarının duvarında da yine aynı sınır koşulları kullanılmıştır. Bu sınır koşulları Şekil 2-3'te gösterilmiştir. Önceden de belirtildiği gibi bu tezdeki çalışmalar iki fazlı ortamda gerçekleştirilmiştir. Birincil faz olan hava başlangıç koşullarında tanımlanırken ikincil faz olan yağ ise CFD++ programındaki Eulerian Dağınık Faz (EDP) modeli ile analize dâhil edilmiştir. Bu ikincil faz parçacıkları EDP modelinde küresel olarak tanımlanmıştır. Deneylerde kullanılan yağlama uygulamalarına benzer olması sebebi ile de yağ parçacıkları tek bir boyutta değil, 5 farklı tanecik çapına sahip olarak tanımlanmıştır. Tanecik çapları olarak da 2µm, 4µm, 6µm, 8µm ve 10µm seçilmiştir. Farklı yarıçaplara sahip her bir taneciğin toplam yağ miktarına göre oranı ise Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu kullanılarak hesaplanmıştır. Toplam yağ miktarı ise bütün analizlerde hacim olarak %3 olarak tanımlanmıştır. Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu aşağıda verilmiştir.

$$Y = 1 - e^{-\left(\frac{x}{x_0}\right)^n} \quad (2.14)$$

$$x_0 = 3.8 \left(\frac{\sigma}{\rho * D * \omega^2} \right)^{0.5} \quad (2.15)$$

Yukarıdaki Eşitlik 2.14'te yer alan karakteristik parçacık çapı (x_0) Eşitlik 2.15 yardımı ile hesaplanmaktadır. Yukarıdaki eşitliklerde σ yüzey gerilimini, ρ yoğunluğu, D dişli çapını, ω dönme hızını ifade etmektedir. n sabit katsayısı ise 2 olarak kabul edilmiştir.

5 farklı tanecik çapı için bu eşitlikler tekrarlanarak çözülmüştür. Sonuçta gerçek yarıçapa yakın olan tanecik boyutu yüzdesi en çok çıkmıştır. Bu genel dağılım aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 2-4: Yağ parçacıklarının dağılımı.

Yukarıda açıklanan ikincil fazın sisteme giriş ve çıkışı ise bir kanal tarafından yapılmıştır. Çözüm alanının en altında yer alan giriş ve çıkış kanalları Şekil 2-3'te gösterilmiştir.

Giriş kanalından sisteme giren yağ tanecikleri çıkış kanalından sistemden çıkmıştır. Bu işlem ise giriş ve çıkış noktaları arasında tanımlanan basınç farkı sayesinde sağlanmıştır. Tanımlanan ikincil faz olan yağın fiziksel özellikleri ise Çizelge 2-6'da verilmiştir. Bu özellikler analiz kurulumu sırasında CFD++ programının EDP bölümüne girilmiştir.

Çizelge 2-6: Yağın fiziksel özellikleri.

Isı Kapasitesi	2020 j/(kg.K)
Molekül Kütlesi	80 kg/kmol
Özkütle	845 kg/m ³



3. ANALİZLER ve TARTIŞMA

3.1 Doğrulama

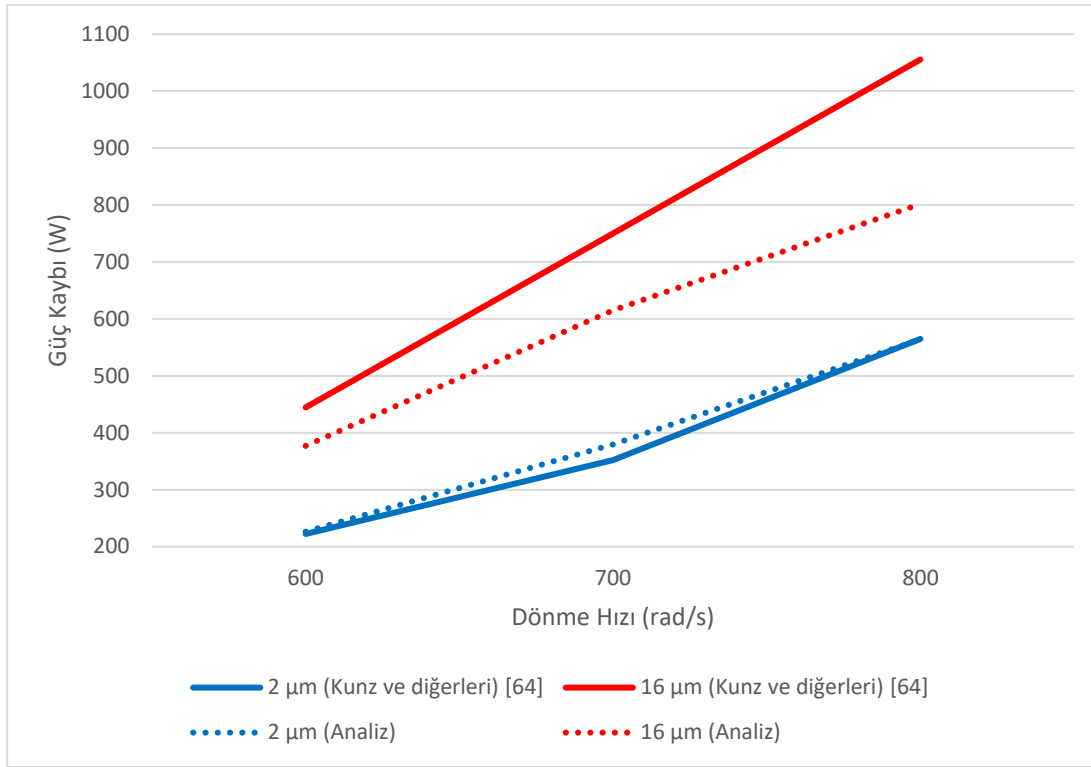
Uygulanan sayısal modelin güvenilirliğinden emin olmak adına önceden de bahsedildiği gibi Diab ve diğerleri tarafından kullanılan ve sonuçları bulunan bir dişli geometrisi tercih edilmiştir [15]. Kurulan sayısal modele tam anlamı ile güvenebilmek için ise öncelikle modelin doğrulamasının yapılması gerekmektedir. Doğrulama için ise Kunz ve diğerleri tarafından gerçekleştirilen çalışmalar kullanılmıştır [64]. Bu amaçla 600 rad/s, 700 rad/s ve 800 rad/s dönme hızı için yağ tanecik çapının 2 µm ve 16 µm olduğu analizler yapılmıştır. Elde edilen güç kaybı değerleri ve Kunz ve diğerlerinin çalışmalarına ait güç kaybı değerleri Çizelge 3-1’de verilmiştir.

Çizelge 3-1: Doğrulama analizleri sonucu elde edilen güç kaybı değerleri.

Dönme Hızı (rad/s)	Hava Sürtünme Güç Kaybı Değeri (Literatür [64]) (W)		Hava Sürtünme Güç Kaybı Değeri (Analiz) (W)	
	2 µm	16 µm	2 µm	16 µm
600	222.22	444.44	226.28	376.92
700	351.85	750	379.81	615.38
800	564.81	1055.56	563.9	801.79

Elde edilen güç kaybı değerlerinin Kunz ve diğerlerinin elde ettiği güç kaybı değerlerine göre karşılaştırılması Şekil 3-1’de gösterilmiştir.

Grafikten de anlaşıldığı gibi Kunz ve diğerlerinin elde ettiği güç kaybı değerlerine daha küçük tanecik çapına sahip yağ parçacıkları için gerçekleştirilen analizlerle daha büyük tanecik çapına sahip yağ parçacıkları için gerçekleştirilen analizlere göre daha çok yaklaşıldığı görülmüştür. Yağ tanecik çapının 2 µm olduğu analizlerde hata payı %2 mertebesinde iken yağ tanecik çapının 16 µm olduğu analizlerdeki hata payı %20 seviyelerindedir. 2 µm’lik analizlerde hata payının daha az olmasının sebebi ise daha küçük tanecik çapına sahip parçacıkların dış boşluğunda daha homojenize bir şekilde dağılmış olması ve daha gerçekçi güç kaybı değerlerinin elde edilmiş olmasıdır. Elde edilen sonuçlar tatmin edici olduğundan oluşturulan sayısal modelin güvenilirliği kanıtlanmış ve tezde amaçlanan sayısal analiz çalışmalarına geçilmiştir.



Şekil 3-1: Güç kaybı değerleri (Literatür [64] vs. Analiz)

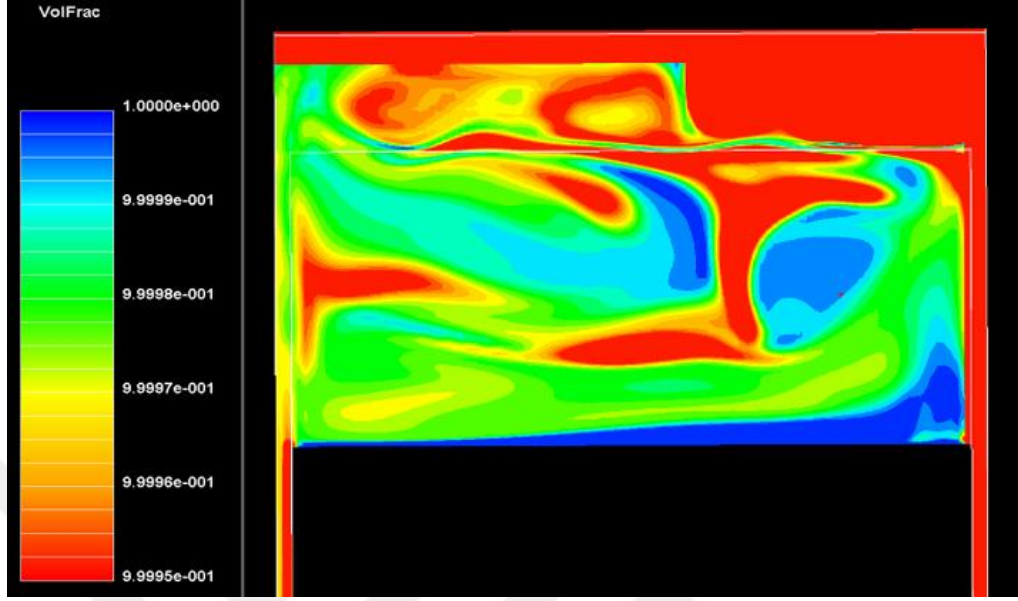
Daha önce belirtilen muhafaza konfigürasyonları için 400 rad/s, 500 rad/s, 600 rad/s ve 700 rad/s dönme hızlarında doğrulanmış sayısal metot için analizler gerçekleştirilmiştir.

3.2 Muhafaza Konfigürasyonu I

Bu muhafaza konfigürasyonunda aksenal muhafaza boyutu 0.6 mm, radyal muhafaza boyutu ise 3.6 mm'dir. Muhafaza boyutları diğer konfigürasyonlara göre daha küçük olduğu için çözüm alanı da, ağ yapısını oluşturan hücre sayısı da daha küçüktür. Bu sebepten dolayı analizler 15000-20000 basamakta yakınsamıştır. Aşağıda genel olarak dönme hızının 600 rad/s olduğu durum için sonuçlar verilmiştir, çünkü literatürdeki çoğu çalışmada da bu dönüş hızı referans olarak alınmış ve bu hıza ait sonuç görselleri paylaşılmıştır. Dönme hızının 600 rad/s olduğu analizin YZ eksenindeki yağ dağılımı görüntüsü Şekil 3-2'de verildiği gibidir.

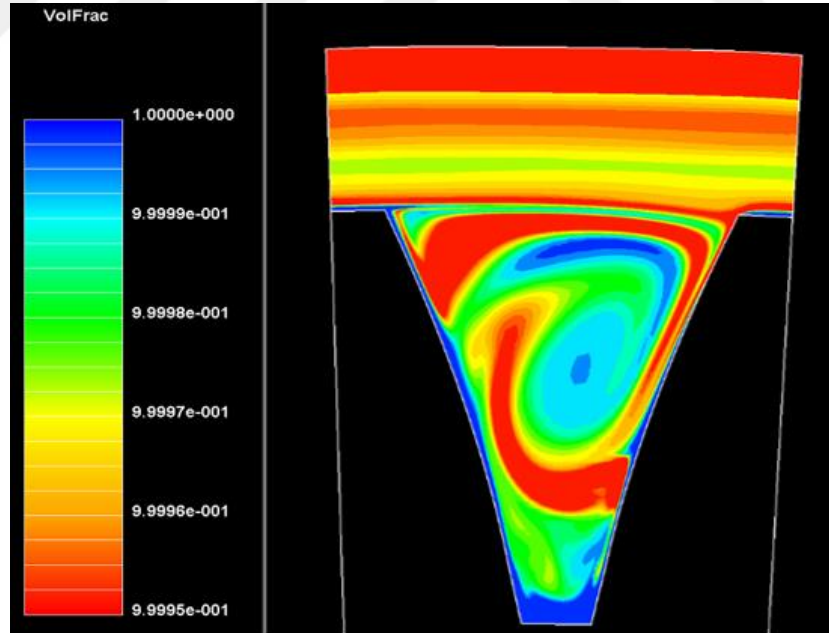
Şekil 3-2'de kırmızı renk ile gösterilen yerler yağın olduğu yerleri ifade etmektedir. Şekil 3-2'de net bir biçimde görüldüğü gibi yağ parçacıkları diş boşluğunun üst kısmında dağılmış, hatta merkezkaç kuvvetinin etkisinden dolayı muhafaza yüzeyine

yakın bir bölgede toplanmışlardır. Ayrıca yağ parçacıklarının bir kısmı dış boşluğunda beklenen girdaba uygun bir biçimde dağılmıştır.



Şekil 3-2: Muhafaza konfigürasyonu I için yağ dağılımı @600 rad/s (YZ Eksenini).

Yağ dağılımının XY eksenindeki görseli de Şekil 3-3'te verilmiştir.

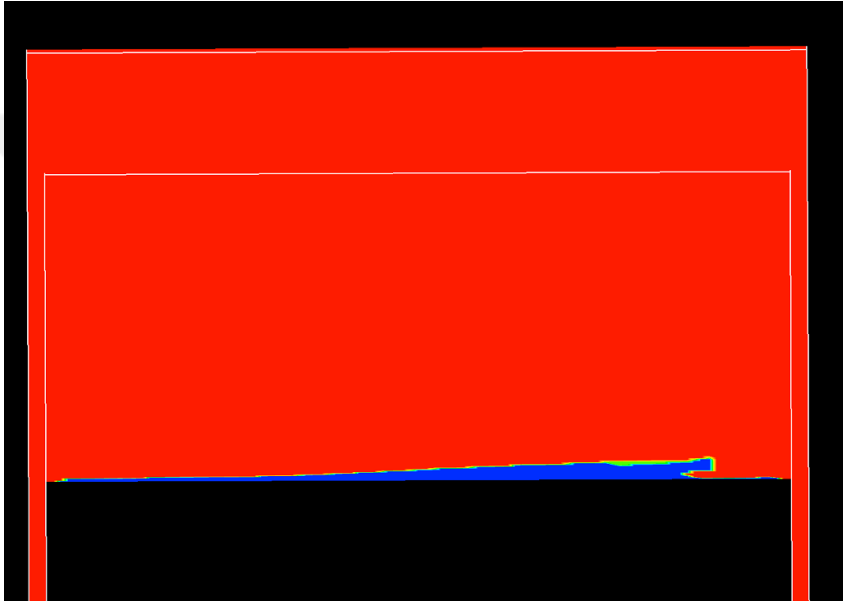


Şekil 3-3: Muhafaza konfigürasyonu I için yağ dağılımı @600 rad/s (XY Eksenini).

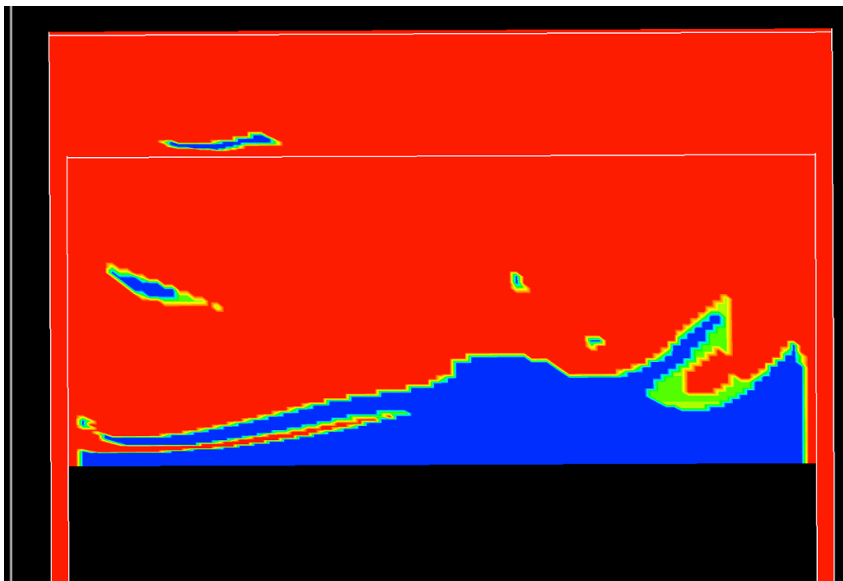
Yukarıda da bahsi geçen dış boşluğunda oluşması beklenen girdap davranışı XY ekseninde YZ eksenine göre daha net bir biçimde görünmektedir. Ayrıca dış yüzeyine bakıldığında ihmal edilemeyecek miktardaki yağın ince bir tabaka oluşturduğu

gözlemlenmiştir. Bu yağ tabakası sonucu ile dış yüzeyinin yağ parçacıkları ile buluşması engellenmiş bu durumda da dış yüzeyinde oluşan viskoz kayıpların arttığı gözlemlenmiştir.

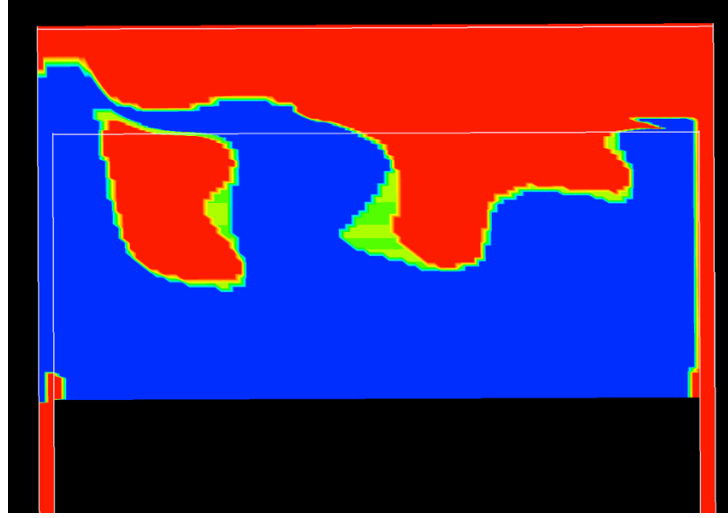
Yağ parçacıkları daha önceden de belirtildiği gibi 2 μm , 4 μm , 6 μm , 8 μm ve 10 μm tanecik çapına sahip olarak tanımlanmıştır. Her bir tanecik çapına ait yağ parçacıklarının dağılımı Şekil 3-4, Şekil 3-5, Şekil 3-6, Şekil 3-7 ve Şekil 3-8'de verilmiştir. Bu her bir şekilde kırmızı renk o tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının bulunduğu yeri ifade etmektedir.



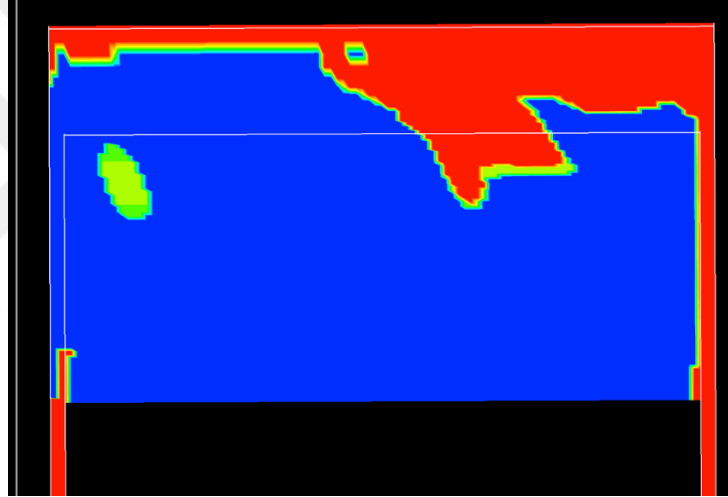
Şekil 3-4: 2 μm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.



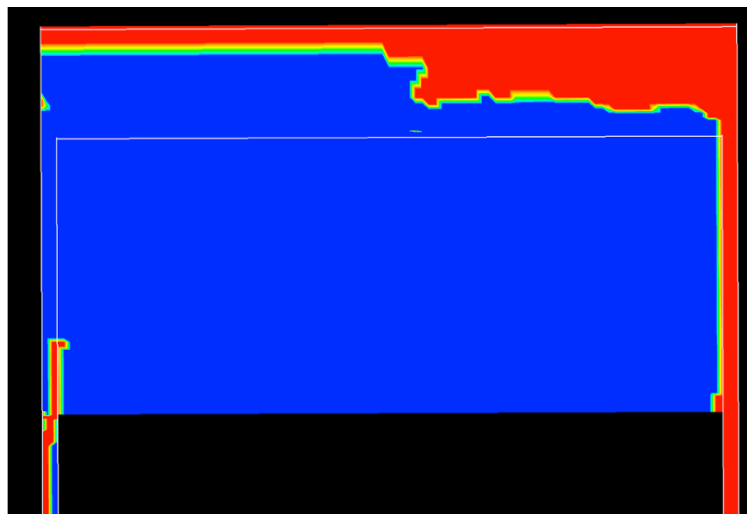
Şekil 3-5: 4 μm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.



Şekil 3-6: 6 µm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.

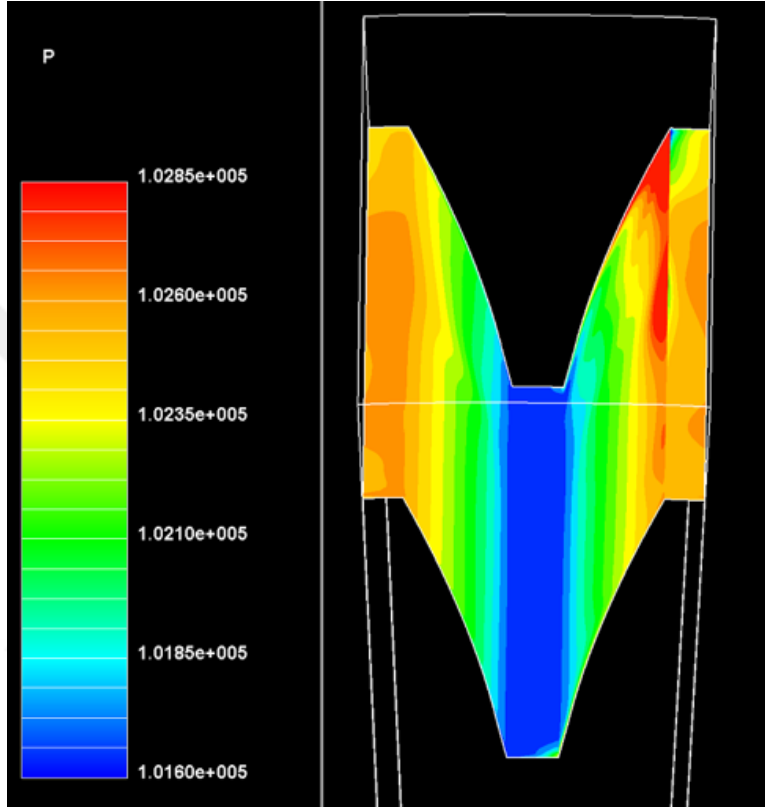


Şekil 3-7: 8 µm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.



Şekil 3-8: 10 µm tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dağılımı.

Şekil 3-4, Şekil 3-5, Şekil 3-6, Şekil 3-7 ve Şekil 3-8 incelendiğinde, daha küçük tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının dış boşluğunda daha homojen bir şekilde dağıldığı öte yandan daha büyük tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının muhafaza yüzeyinin etrafında toplandığı görülmüştür. Şekil 3-9'da 600 rad/s dönme hızına sahip analizdeki dişli yüzeyinde oluşan basınç dağılımı görseli verilmiştir.

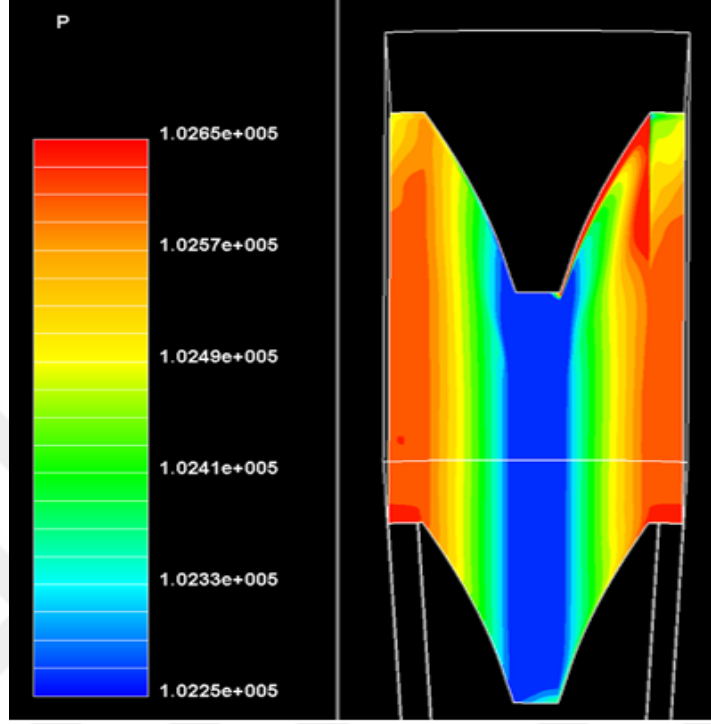


Şekil 3-9: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @600 rad/s.

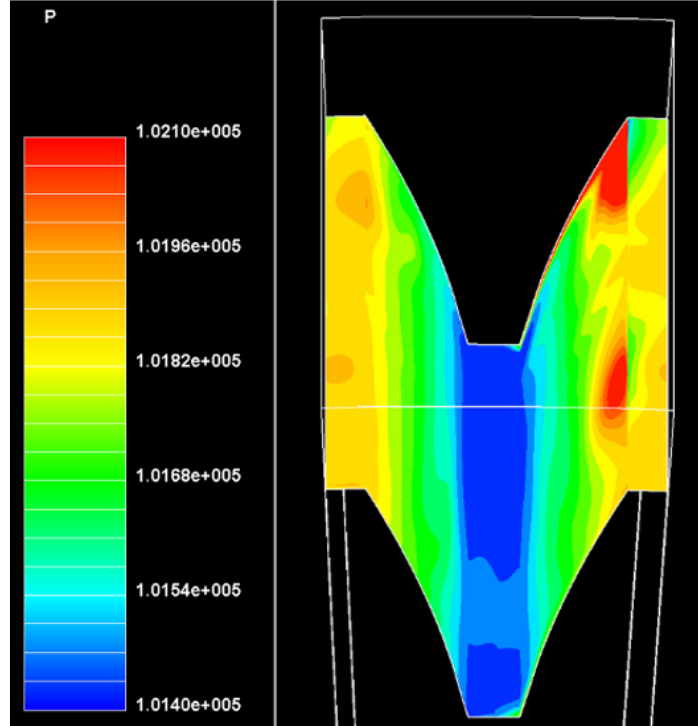
CFD++ tarafından analiz çözümlerinde Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) denklemleri kullanılmıştır ve bunlar temel denklemler bölümünde verilmiştir. Bu sebeple yukarıdaki basınç dağılımı görselindeki renk konturu mutlak basınç değerini ifade etmektedir. Beklenildiği gibi, akışın dişli yüzeyi ile ilk buluştuğu nokta olan dişli yüzeyinin sağ tarafında basınç değerleri maksimum seviyededir. Yine beklenildiği gibi basınç değerleri dişli tepe noktasından diş dibine doğru azalmaktadır. Görseldeki renk konturuna bakıldığında maksimum değer 102850 Pa, minimum değer ise 101600 Pa olduğu anlaşılmaktadır. Yani maksimum ve minimum basınç değerleri arasındaki fark 1250 Pa olarak hesaplanmıştır.

Hava sürtünme kaybı üzerinde dönme hızının etkisini incelemek için, muhafaza konfigürasyonu değiştirilmeden dönme hızının 400 rad/s, 500 rad/s ve 700 rad/s

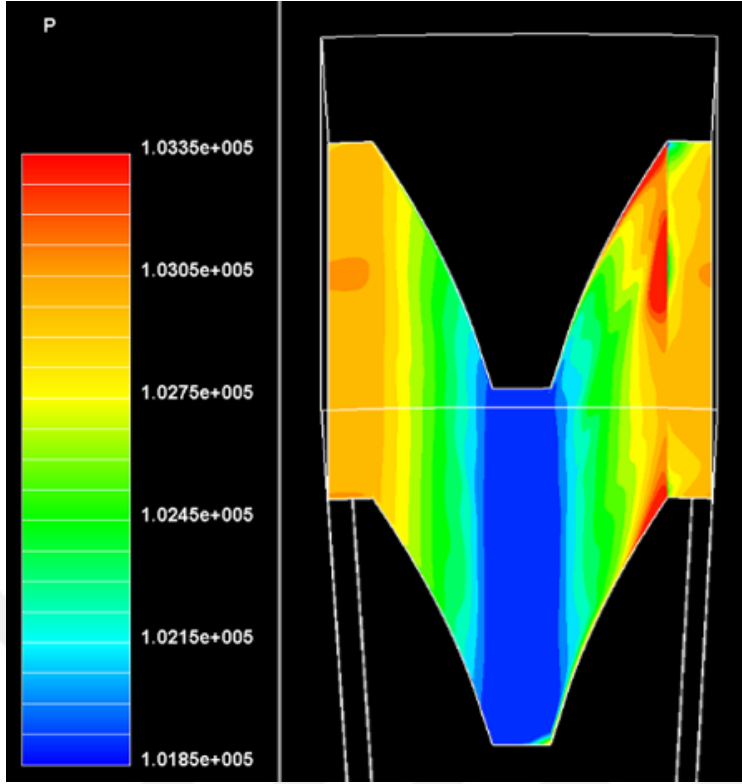
olduğu analizler de tekrar ozlmstr. Bu farklı dönme hızlarına ait analizler sonucu elde edilen dişli yüzeylerindeki basınç dağılımları sırası ile şekil 3-10, şekil 3-11 ve şekil 3-12’de verilmiştir.



şekil 3-10: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımları @400 rad/s.



şekil 3-11: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımları @500 rad/s.



Şekil 3-12: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @700 rad/s.

Tüm analizler sonucu elde edilen basınç farkı değerleri Çizelge 3-2’de verilmiştir.

Çizelge 3-2: Her bir dönme hızı için basınç farkı değerleri.

Dönme Hızı (rad/s)	Maksimum Basınç (Pa)	Minimum Basınç (Pa)	Basınç Farkı (Pa)
400	102650	102250	400
500	102100	101400	700
600	102850	101600	1250
700	103350	101850	1500

Tüm dönme hızı değerleri için basınç farkı değerleri elde edildiğinde Şekil 3-13’te verilen grafik ortaya çıkmıştır. Açıkça görüldüğü gibi basınç farkı değerleri dönme hızı ile birlikte düzenli bir şekilde artış göstermiştir.

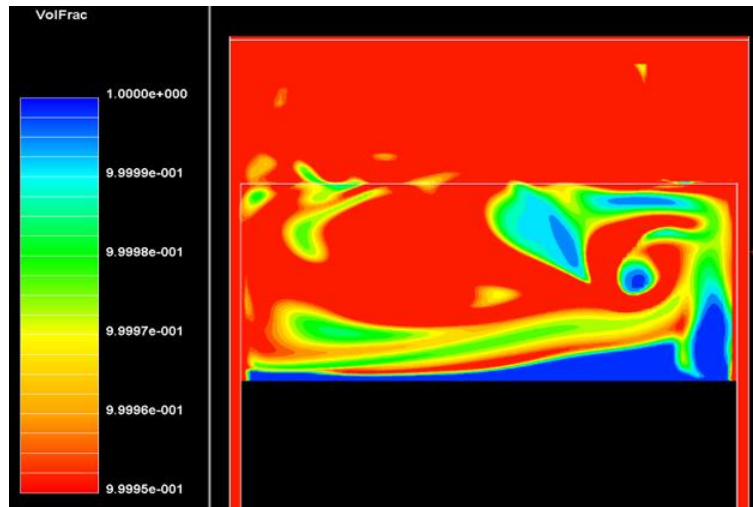
Şekil 3-13’te verilen grafikte de açıkça görüldüğü gibi dönme hızı değerleri arttıkça basınç farkı değerleri de artmaktadır.



Şekil 3-13: Basınç farkı değerlerinin dönme hızına göre değişimi.

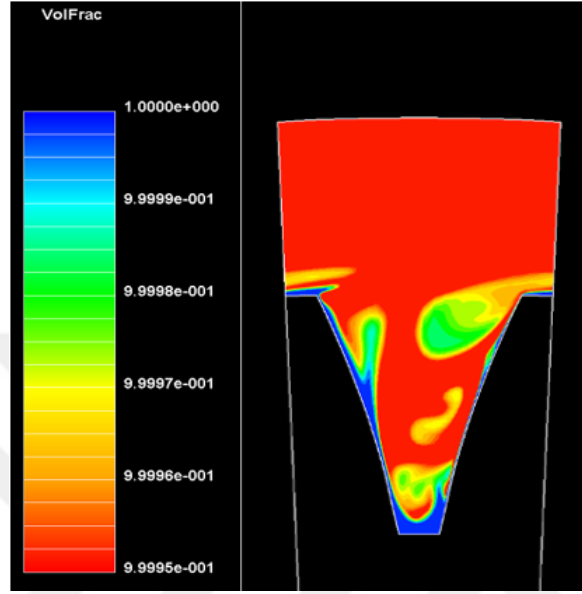
3.3 Muhafaza Konfigürasyonu II

Bu muhafaza konfigürasyonunda aksenal muhafaza boyutu 0.6 mm, radyal muhafaza boyutu ise 7.2 mm'dir. Ağ yapısında muhafaza konfigürasyonu I'e göre daha fazla hücre içerdiği için analizler 20000-30000 basamakta yakınsamıştır. Aşağıda genel olarak dönme hızının 600 rad/s olduğu durum için sonuçlar verilmiştir. Tanecik çapına göre yağ parçacıklarının dağılımı ve her bir dönme hızı değeri için yapılan basınç farkı hesabı bu muhafaza konfigürasyonu için aşağıda verilmemiştir, çünkü elde edilen sonuçlar muhafaza konfigürasyonu I ile paralellik göstermektedir. YZ eksenindeki yağ dağılımı görüntüsü Şekil 3-14'te verildiği gibidir.



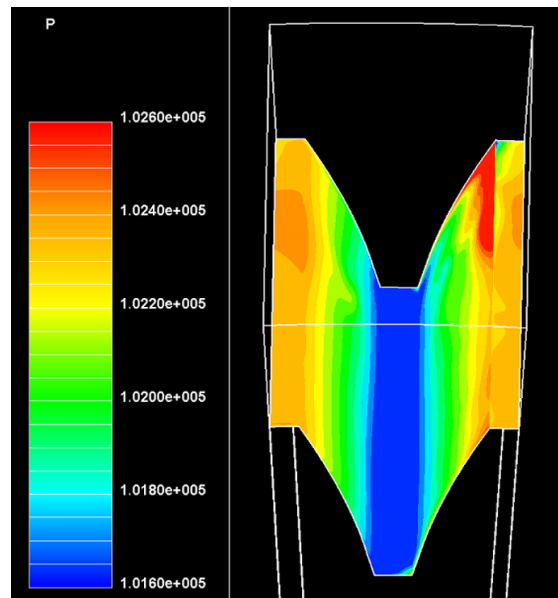
Şekil 3-14: Muhafaza konfigürasyonu II için yağ dağılımı @600 rad/s (YZ Eksenini).

Şekil 3-14'te görüldüğü gibi, yağ parçacıklarının çoğu diş boşluğunun üstünde dağılmış ve muhafaza etrafında toplanmış olsa da bazıları diş boşluğunda oluşan girdap hareketini takip etmiştir. Şekil 3-15'te ise yağ parçacıklarının dağılımının XY ekseninden bir görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3-15: Muhafaza konfigürasyonu II için yağ dağılımı @600 rad/s (XY Eksen).

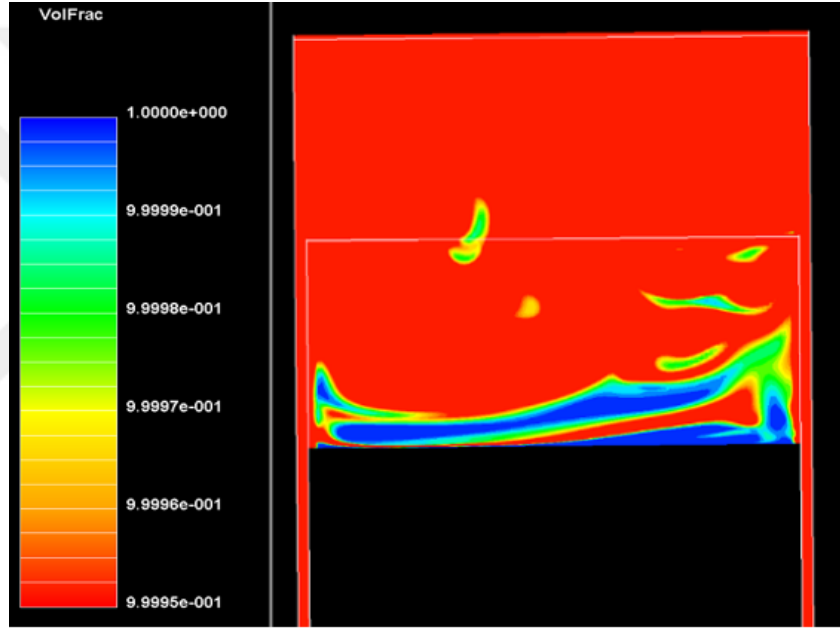
Şekil 3-15'te görüldüğü gibi diş boşluğunda birkaç girdap oluşmuştur. Merkezkaç kuvvetleri etkisi ile muhafaza etrafında oluşan yağ toplanması da dikkat çekmektedir. Muhafaza konfigürasyonu II'ye ait 600 rad/s dönme hızındaki analiz sonucu elde edilen dişli yüzeyindeki basınç dağılımı Şekil 3-16'daki gibidir.



Şekil 3-16: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @600 rad/s.

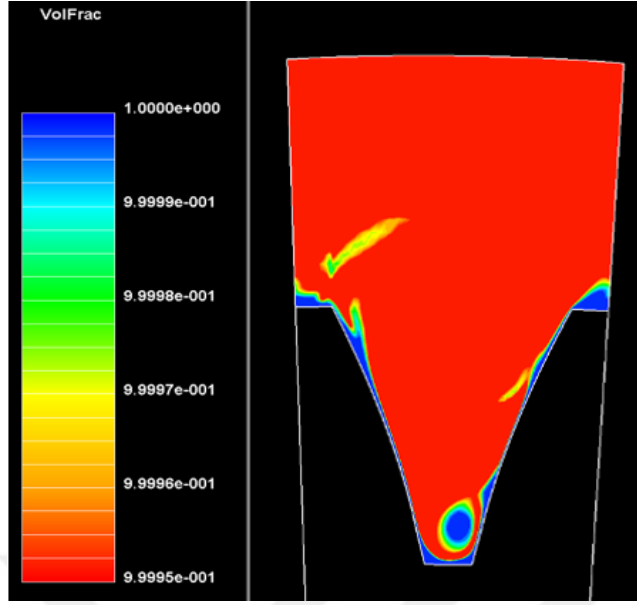
3.4 Muhafaza Konfigürasyonu III

Bu muhafaza konfigürasyonunda aksenal muhafaza boyutu 0.6 mm, radyal muhafaza boyutu ise 10.8 mm'dir. Ağ yapısında muhafaza konfigürasyonu II'e göre daha fazla hücre içerdiği için analizler 40000-50000 basamakta yakınsamıştır. Aşağıda genel olarak dönme hızının 600 rad/s olduğu durum için sonuçlar verilmiştir. Tanecik çapına göre yağ parçacıklarının dağılımı ve her bir dönme hızı değeri için yapılan basınç farkı hesabı bu muhafaza konfigürasyonu için verilmemiştir, çünkü elde edilen sonuçlar muhafaza konfigürasyonu I ile paralellik göstermektedir. YZ eksenindeki yağ dağılımı görüntüsü Şekil 3-17'de verildiği gibidir.



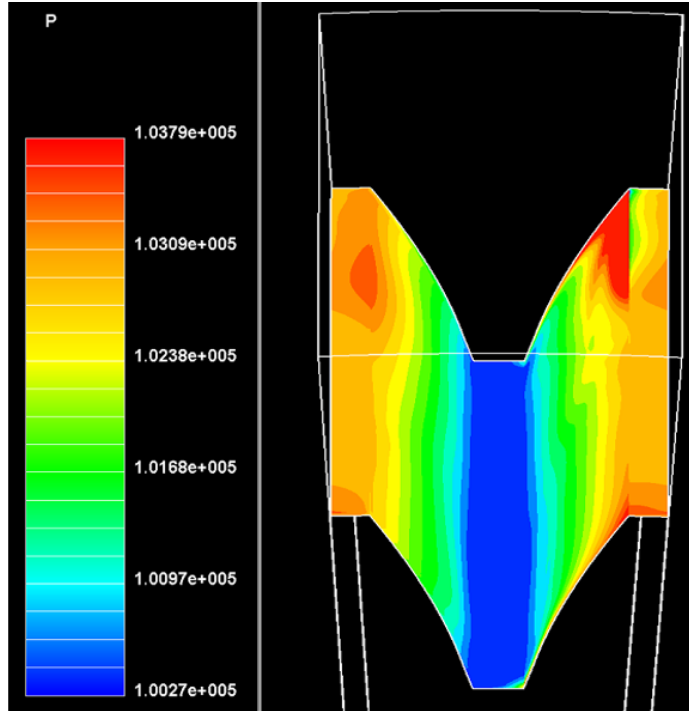
Şekil 3-17: Muhafaza konfigürasyonu III için yağ dağılımı @600 rad/s (YZ Eksenini).

Yağ parçacıklarının dış boşluğunda, daha önce sonuçları verilen muhafaza konfigürasyonu sonuçlarına göre daha homojen bir şekilde dağıldığı görülmüştür. YZ ekseninden bakıldığında dış boşluğunda oluşması beklenen girdaplara rastlanılmamıştır. Yine merkezkaç kuvveti etkisi ile yağ taneciklerinin alt kısımlara kıyasla üst tarafta daha çok toplandığı gözlemlenmiştir. Aynı yağ dağılımının XY eksenindeki görüntüsü ise Şekil 3-18'de verildiği gibidir.



Şekil 3-18: Muhafaza konfigürasyonu III için yağ dağılımı @600 rad/s (XY Eksen).

Şekil 3-18’de yine merkezkaç kuvveti etkisi açıkça gözlemlenmiştir. YZ ekseninden bakıldığında görülemeyen ancak normalde dış boşluğunda oluşması beklenen girdap, XY ekseninden bakıldığında açıkça görülmüştür. Muhafaza konfigürasyonu III’e ait 600 rad/s dönme hızındaki analiz sonucu elde edilen dişli yüzeyindeki basınç dağılımı Şekil 3-19’daki gibidir.

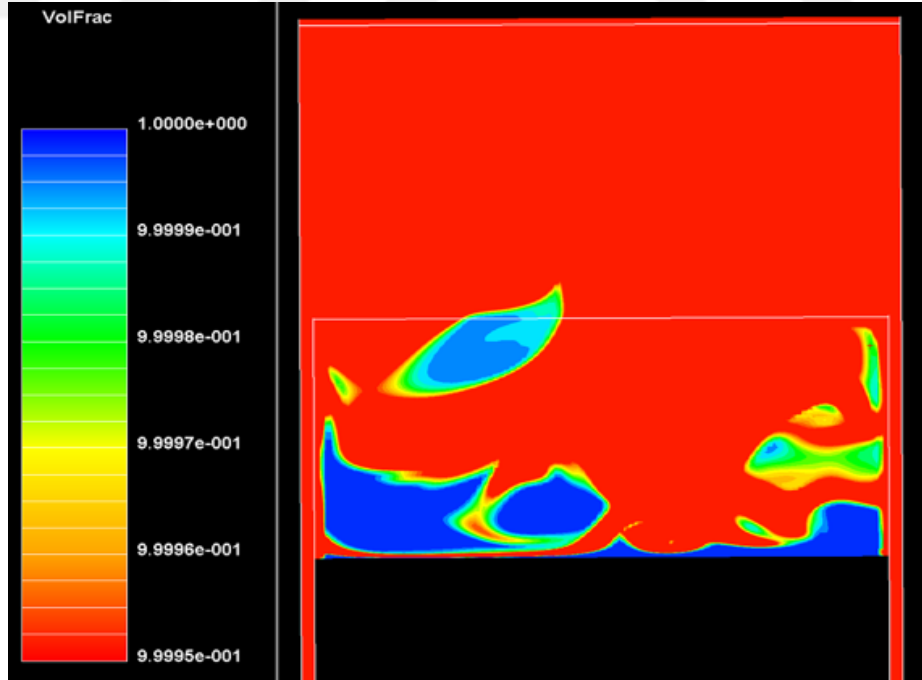


Şekil 3-19: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @600 rad/s.

Şekil 3-19'daki renk konturları öncekiler gibi yine mutlak basınç değerlerini göstermektedir. Beklenildiği gibi akışkan ile yüzeyin ilk buluşma noktasında basınç değerleri maksimum seviyededir ve yine beklenildiği gibi minimum basınç değerinin görüldüğü dış dibinden dış tepesine doğru çıkıldığında mutlak basınç değerindeki artış dikkat çekmektedir.

3.5 Muhafaza Konfigürasyonu IV

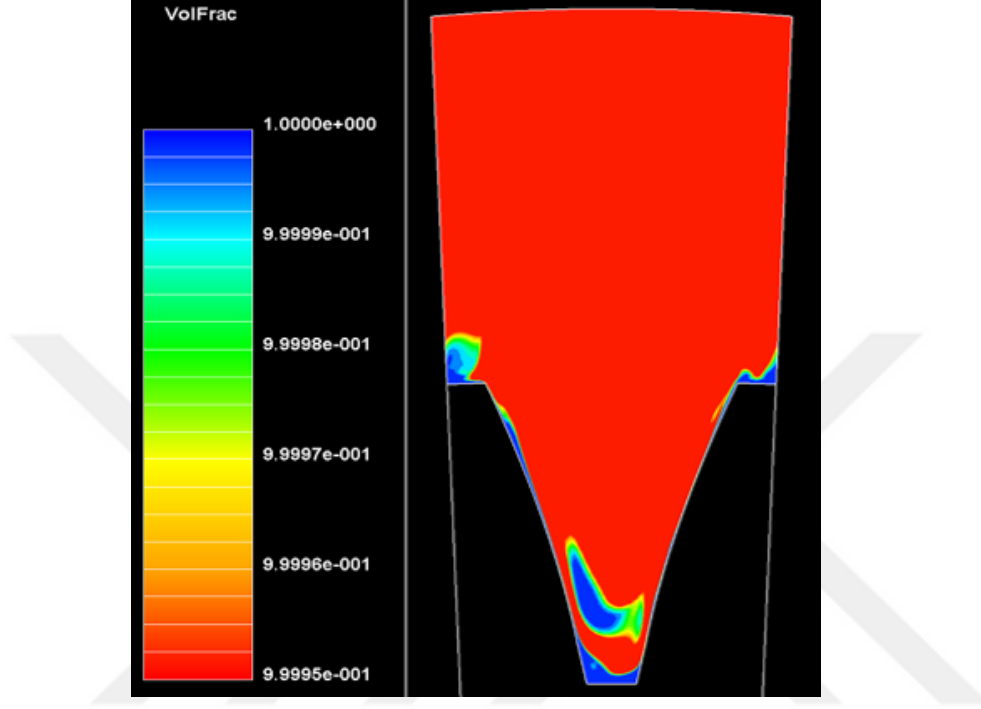
Bu muhafaza konfigürasyonunda aksel muhafaza boyutu 0.6 mm, radyal muhafaza boyutu ise 14.4 mm'dir. Ağ yapısında diğer muhafaza konfigürasyonlarına göre daha fazla hücre içerdiği için bu analizlerin yakınsaması en uzun süreyi almıştır. Yaklaşık olarak 60000-75000 basamakta yakınsamıştır. Dönme hızının 600 rad/s olduğu duruma ait sonuçlar aşağıda verilmiştir. Tanecik çapına göre yağ parçacıklarının dağılımı ve her bir dönme hızı değeri için yapılan basınç farkı hesabı bu muhafaza konfigürasyonu için aşağıda verilmemiştir, çünkü elde edilen sonuçlar muhafaza konfigürasyonu I ile paralellik göstermektedir. YZ eksenindeki yağ dağılımı görüntüsü Şekil 3-20'de verilmiştir.



Şekil 3-20: Muhafaza konfigürasyonu IV için yağ dağılımı @600 rad/s (YZ Eksenini).

Yağ parçacıklarının dış boşluğunda, daha önce sonuçları verilen muhafaza konfigürasyonu sonuçlarına göre daha homojen bir şekilde dağıldığı görülmüştür. YZ

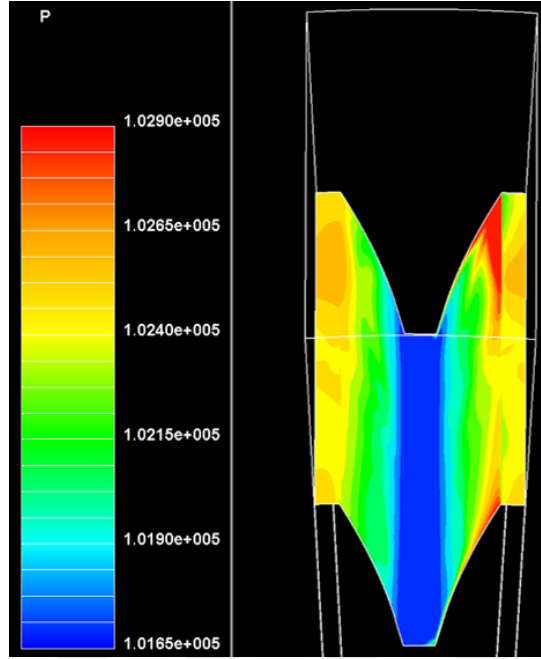
ekseninden bakıldığında diş boşluğunda oluşması beklenen girdaplara rastlanmıştır. Merkezkaç kuvveti etkisi ile yağ taneciklerinin alt kısımlara kıyasla üst tarafta daha çok toplandığı gözlemlenmiştir. Aynı analize ait yağ dağılımının XY eksenindeki görüntüsü ise Şekil 3-21’de verildiği gibidir.



Şekil 3-21: Muhafaza konfigürasyonu IV için yağ dağılımı @600 rad/s (XY Eksen).

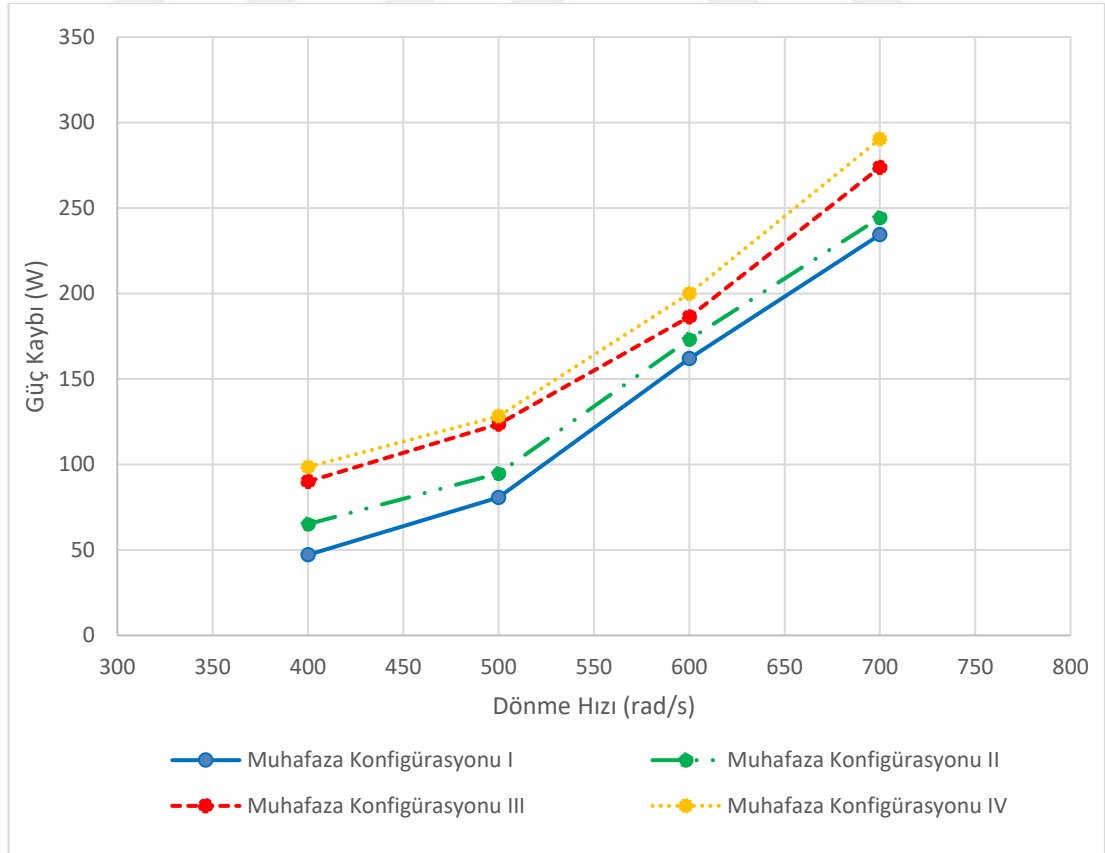
Şekil 3-21’de yine merkezkaç kuvveti etkisi açıkça gözlemlenmiştir. YZ ekseninden bakıldığında görülen girdaplara aynı şekilde XY ekseninden bakıldığında da görülmüştür. Muhafaza konfigürasyonu IV’e ait 600 rad/s dönme hızındaki analiz sonucu elde edilen dişli yüzeyindeki basınç dağılımı Şekil 3-22’deki gibidir.

Şekil 3-22’deki renk konturları daha önceden de açıklandığı gibi mutlak basınç değerlerini göstermektedir. Beklenildiği gibi akışkan ile yüzeyin ilk buluşma noktasında basınç değerleri maksimum seviyededir ve yine beklenildiği gibi minimum basınç değerinin görüldüğü diş dibinden diş tepesine doğru çıkıldığında mutlak basınç değerindeki artış dikkat çekmektedir.



Şekil 3-22: Dişli yüzeyindeki basınç dağılımı @600 rad/s.

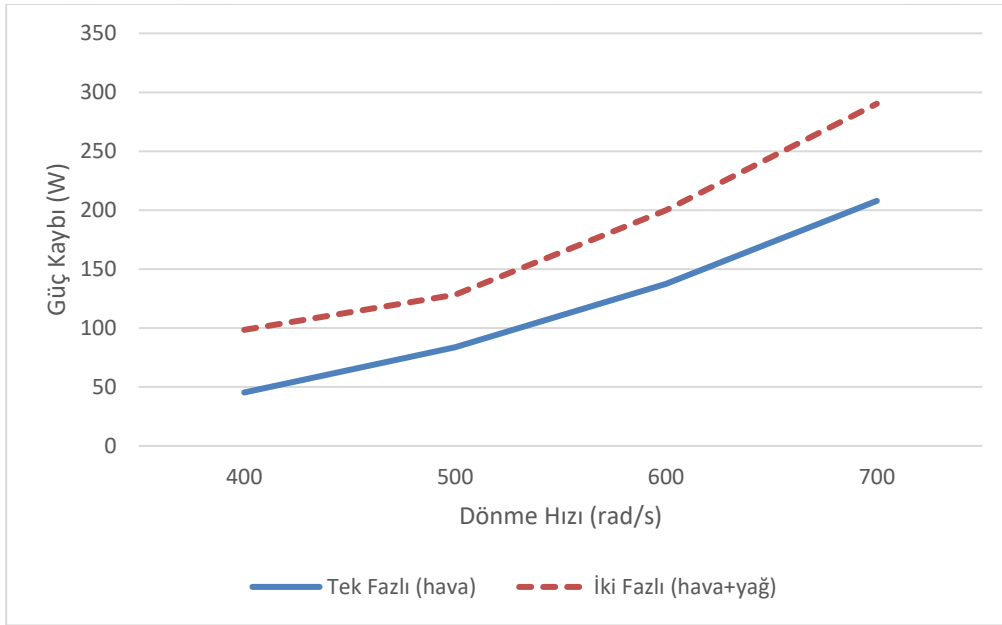
Şekil 3-23'te tüm analizler için CFD++ çıktıları sonucu hesaplanan güç kaybı değerleri verilmiştir.



Şekil 3-23: Güç kaybı değerleri (Farklı muhafaza boyutları için).

Şekil 3-23'te net bir şekilde görülmüştür ki hem dönme hızı hem de muhafaza boyutları güç kaybı değeri üzerinde fazlasıyla büyük etkiye sahiptir. Literatürde yer alan çalışmalara da bakıldığında elde edilen sonuç tatmin edici bir şekilde beklenildiği gibi çıkmıştır. Çünkü artan dönme hızının güç kaybını artırdığı hem de büyüyen muhafaza boyutlarının güç kaybını artırdığı açıkça görülmüştür.

Güç kaybı değeri üzerinde iki fazlı ortamın etkisini inceleyebilmek adına muhafaza konfigürasyonu IV için elde edilen sonuçlar geçmişte aynı dişli geometrisi ve aynı muhafaza boyutları için sadece havanın olduğu tek fazlı ortamda gerçekleştirilen analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlar daha önceden yayınlanan çalışmalardan elde edilmiştir [65].



Şekil 3-24: Güç kaybı değerleri (Farklı ortamlar için).

Şekil 3-24'te sadece akışkan sayısının farklı olduğu, bunun dışında dişli geometrisi, analiz kurulumu, dönme hızı gibi diğer tüm değişkenlerin aynı kaldığı analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. İki fazlı ortamda oluşan güç kaybı değerlerinin tek fazlı ortama göre çok daha fazla olduğu açıkça gözlemlenmiştir. Elde edilen bu sonuç, bu konu hakkındaki literatür çalışmaları da incelendiğinde beklenildiği gibidir.

4. SONUÇ VE ÇIKARIM

Bu tezde, iki fazlı (hava-yağ) ortamda muhafaza içerisindeki düz dişlilerde meydana gelen hava sürtünme kayıplarını hesaplamada kullanılacak bir sayısal model üzerinde çalışılmıştır. Sayısal model oluşturulduktan sonra, hava sürtünme kaybı üzerinde dönme hızı ve muhafaza boyutlarının etkisi de incelenmiştir. Oluşturan sayısal model için yapılan çözüm ve analizler CFD++ isimli yazılım üzerinden yapılmıştır. Oluşturulan modelin güvenilirliğinden emin olmak adına, geçmişte üzerinde çalışılan, geçmişten kalma sonuç ve verileri olan bir dişli modeli seçilmiştir. Daha sonra ise bu dişli geometrisi ve çözüm modeli valide edilmiş ve yapılacak yeni çalışmalar için hazır duruma gelinmiştir. Sayısal modelin daha gerçekçi olması ve tüm etkileri görmek adına üç boyutlu (3-D) model üzerinde çalışılmıştır. Model üç boyutlu olduğu için sayısal ağ yapısı oluşturulurken hesaplama gücünün el verdiği miktarda fazla hücre kullanılmaya çalışılmıştır. Analizlerde hem hesaplama gücünden hem de zamandan tasarruf edebilmek adına tek diş boşluğu için çalışılmıştır. Bu şekilde tasarrufun yanı sıra diş boşluğundaki akışı daha detaylı bir şekilde inceleme fırsatı da yakalanmıştır. İkincil faz olan yağ için CFD++ yazılımı üzerindeki EDP modeli kullanılmıştır. İki fazlı ortamın daha gerçekçi olması adına yağ parçacıkları tek düze olarak değil farklı tanecik boyutlarına sahip beş farklı tanecik tipi şeklinde tanımlanmıştır. Küresel yapıya sahip bu yağ taneciklerinin boyutları belirlenmiş ve Rosin-Rammler dağılım fonksiyonu kullanılarak da bu beş farklı tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının toplam yağ hacmi içinde sahip oldukları oranlar belirlenmiştir.

Sonuçta elde edilen çıkarımlar ise aşağıda verilmiştir.

- Tek fazlı (hava) ortamdan iki fazlı (hava-yağ) ortama geçildiğinde hava sürtünme kaybı değerinde artış gözlemlenmiştir.
- Dönme hızı arttıkça hava sürtünme kaybı değerlerinin arttığı görülmüştür.
- Muhafaza boyutları büyüdüğünde hava sürtünme kaybı değerlerinin de arttığı gözlemlenmiştir.
- Dönme hızı arttıkça sistemde oluşan basınç farkı değerinin arttığı ve basınç kaynaklı kayıpların arttığı gözlemlenmiştir.

- Daha küçük tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının daha homojen bir şekilde dağıldığı, daha büyük tanecik çapına sahip yağ parçacıklarının ise merkezkaç kuvveti etkisi ile muhafaza yakınında toplandığı gözlemlenmiştir.

Bu çıkarım ve sonuçlar ışığında gelecekte aşağıda verilen çalışmalar ve incelemeler yapılabilir.

- Kurulan sayısal model üzerinde farklı dişli geometrileri için analizler yapılabilir.
- Kurulan bu sayısal model sonucu elde edilen veriler, bir deney düzeneği kurularak oradan elde edilen veriler ile karşılaştırılabilir.
- Muhafaza boyutu küçüldüğünde hava sürtünme kayıplarının azaldığı görülmüştür ancak muhafaza boyutundaki bu küçülmenin örneğin sıcaklık gibi diğer parametreleri nasıl etkilediği araştırılabilir.
- Yağlama modelinin hava sürtünme kaybı üzerindeki etkisi incelenebilir.
- Hesaplama gücünün daha büyük olduğu bir ortamda tek diş boşluğu için değil tüm dişli geometrisi için bu model tekrar kurulabilir.
- Tüm etkenlerin incelenmesi bittiğinde hava sürtünme kaybını direk hesaplayabilen bir korelasyon elde edilebilir.

5. KAYNAKLAR

- [1] **Yavuz, M.A., (2019).** *Düz Dişlilerde Hava Sürtünme Kaybının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Analizi* (yüksek lisans tezi).
- [2] **Budynas, R.G., Nisbett, J.K.,** Shigley's Mechanical Engineering Design, Mc Graw Hill.
- [3] **Michaelis, K., B.-R. Höhn, B.R., Hinterstoisser, M.,** (2011). Influence factors on gearbox power loss.
- [4] **Andersson, M.,** (2014). Churning losses and efficiency in gearboxes, Stockholm.
- [5] **Url1**
https://khkgears.net/gear_knowledge/gear_technical_reference/lubrication_of_gears.html. alındığı tarih: 26.11.2018.
- [6] **Bartz,** (1993). Lubrication of Gearings, London.
- [7] **Nakayama, Y.,** (1998). *Introduction to Fluid Mechanics*, Butterworth Heinemann, pp. 218-238.
- [8] **Young, H.D., Freedman, R.A.,** *University Physics*, Addison Wesley, pp. 278-298.
- [9] **Mancuso, J.C.,** Disc vs Diaphragm Couplings, Zurn Industries Inc..
- [10] **Dawson, P.H.,** (1984). Windage loss in larger high-speed gears.
- [11] **Arisawa, H., Nishimura, M., Imai, H., Goi, T.,** (2014). Computational fluid dynamics simulations and experiments for reducing of oil churning loss and windage loss in aeroengine transmission gears.
- [12] **Anderson, N., Loewenthal, S.,** (1980). Spur gear system efficiency at part and full load, NASA, Cleveland.
- [13] **Anderson, N.E., Loewenthal, S.E.,** (1981). Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss, *Journal of Mechanical Design*, cilt 103, pp. 151-159.
- [14] **Wild, P.M., Djilali, N., Vickers, G.W.,** (1996). Experimental and Computational Assesment of Windage Losses in Rotating Machinery, *Journal of Fluids Engineering*, no. 118, pp. 116-122.
- [15] **Diab, Y., Ville, F., Velez, P., Changenet, C.,** (2004). Windage Losses in High Speed Gears Preliminary Experimental and Theoretical Results, *Journal of Mechanical Design*, no. 126, pp. 903-908, 2004.
- [16] **Diab, Y., Ville, F., Houjoh, H., Sainsot, P., Velez, P.,** (2005). Experimental and numerical investigations on the air-pumping phenomenon in high-speed spur and helical gears, *IMechE*, cilt C, no. 219, pp. 785-800.
- [17] **Farrall, M., Simmons, K., Hibberd, S., Young, C.,** (2005). Computational Investigation of the Air Flow Through a Shrouded Bevel Gear, *ASME Turbo Expo 2005*, Nevada.
- [18] **Al-Shibl, K., Simmons, K., Eastwick, C.N.,** (2007). Modelling windage power loss from an enclosed spur gear.

- [19] **Rapley, S., Eastwick, C., Simmons, K.,** (2007). The Application of CFD to Model Windage Power Loss from a Spiral Bevel Gear, *ASME Turbo Expo 2007*, Montreal.
- [20] **Hill, M.J., Kunz, R.F., Noack, R.W., Long, L.N., Morris, P.J., Handschuh, R.F.,** (2008). Application and Validation of Unstructured Overset CFD Technology for Rotorcraft Gearbox Windage Aerodynamics Simulation, *American Helicopter Society 64th Annual Forum*, Montreal.
- [21] **Webb, T., Eastwick, C., Morvan, H.,** (2010). Parametric Modelling of a Spiral Bevel Gear Using CFD, *ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air*, Glasgow.
- [22] **Hill, M.J., Kunz, R.F., Medvitz, R.B., Handschuh, R.F., Long, L.N., Noack, R.W., Morris, P.J.,** (2011). CFD Analysis of Gear Windage Losses: Validation and Parametric Aerodynamics Studies, *Journal of Fluids Engineering*, cilt 133.
- [23] **Pallas, S., Marchesse, Y., Changenet, C., Ville, F., Vex, P.,** (2012). A windage power loss model based on CFD study about the volumetric flow rate expelled by spur gear, *Mechanics & Industry*, no. 13, pp. 317-323.
- [24] **Pallas, S., Marchesse, Y., Changenet, C., Ville, F., Vex, P.,** (2013). Application and Validation of a simplified numerical approach for the estimation of windage power losses in spur gears, *Computers & Fluids*, cilt 84, pp. 39-45.
- [25] **Marchesse, Y., Voeltzel, N., Changenet, C., Ville, F., Vex, P.,** (2014). Investigations on CFD simulation for predicting windage power losses generated by helical gears, *STLE 2014 Annual Meeting & Exhibition*, Lake Buena Vista, Florida.
- [26] **Voeltzel, N., Marchesse, Y., Changenet, C., Ville, F., Vex, P.,** (2016). On the influence of helix angle and face width on gear windage losses, *Journal of Mechanical Engineering Science*, cilt 230, pp. 1101-1112.
- [27] **Massini, D., Fondelli, T., Andreini, A., Facchini, B., Tarchi, L., Leonardi, F.,** (2017). Experimental and numerical investigation on windage power losses in high speed gears, *ASME Turbo Expo*, Charlotte.
- [28] **Terekhov, A. S.,** (1975). Hydraulic Losses in Gearboxes with Oil Immersion, *Vestnik Mashinostroeniya*, cilt 55, no. 5, pp. 13-17.
- [29] **Lauster, E., Boos, M.,** (1983). Zum Warmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe für Nutzfahrzeuge, *VDI-Ber.*, cilt 488, pp. 45-55.
- [30] **Boness, R. J.,** (1989). Churning Losses of Discs and Gears Running Partially Submerged in Oil, *ASME Int. Power Trans. Gearing Conf.*, Chicago.
- [31] **Luke, P., Olver, A.V.,** (1999). A study of churning losses in dip-lubricated spur gears, *Journal of Aerospace Engineering*, cilt 213, pp. 337-346.
- [32] **Long, H., Lord, A.A., Gethin, D.T., Roynance, B.J.,** (2003). Operating temperatures of oil-lubricated medium-speed gears: numerical models and experimental results, *Journal of Aerospace Engineering*, cilt 217, pp. 87-106.
- [33] **Changenet, C., Vex, P.,** (2007). A Model for the Prediction of Churning Losses in Geared Transmissions - Preliminary Results, *Journal of Mechanical Design*, cilt 129, pp. 128-133.

- [34] **Changenet, C., Velex, P.,** (2008). Housing Influence on Churning Losses in Geared Transmissions, *Journal of Mechanical Design*, cilt 130, no. 062603, pp. 1-6.
- [35] **Changenet, C., Leprince, G., Ville, F., Velex, P.,** (2011). A Note on Flow Regimes and Churning Loss Modeling, *Journal of Mechanical Design*, no. 133.
- [36] **Michaelis, K., Höhn, B.R., Hinterstoisser, M.,** (2009). Influence factors on gearbox power loss, *3rd International Conference on Integrity, Reliability and Failure*, Porto.
- [37] **Seetharaman, S., Kahraman, A.,** (2009). Load-Independent Spin Power Losses of a Spur Gear Pair: Model Formulation, *Journal of Tribology*, no. 131.
- [38] **Chari, F., Romdhane, M.B., Baccar, W., Fakhfakh, T., Haddar, M.,** (2012). Windage Power Loss In Spur Gear Sets, *Wseas Transactions on Applied and Theoretical Mechanics*, cilt 7, no. 2, pp. 159-168.
- [39] **Leprince, G., Changenet, C., Ville, F., Velex, P.,** (2012). Investigations on Oil Flow Rates Projected on the Casing Walls by Splashed Lubricated Gears, *Advances in Tribology*, cilt 2012.
- [40] **Concli, F., Torre, A.D., Gorla, C., Montenegro, G.,** (2016). A New Integrated Approach for the Prediction of the Load Independent Power Losses of Gears: Development of a Mesh-Handling Algorithm to Reduce the CFD Simulation Time, *Advances in Tribology*, cilt 2016.
- [41] **Concli, F., Gorla, C.,** (2016). Windage, churning and pocketing power losses of gears: different modeling approaches for different goals, *Forsch Ingenieurwes.*
- [42] **Polly, J., Talbot, D., Kahraman, A., Singh, A., Xu, H.,** (2017). An Experimental Investigation of Churning Power Losses of a Gearbox, *ASME 2017 International Design Engineering Technical Conference*, Cleveland.
- [43] **Boni, J., Neurouth, A., Changenet, C., Ville, F.,** (2017). Experimental Investigations on Churning Power Losses Generated in a Planetary Gear Set, *The Japan Society of Mechanical Engineering*.
- [44] **Boni, J., Changenet, C., Ville, F.,** (2018). A model for predicting churning losses in planetary gears, Lyon.
- [45] **Akin, L.S., Mross, J.J., Townsend, D.P.,** (1975). Study of Lubricant Jet Flow Phenomena in Spur Gears, *Journal of Lubrication Technology*, pp. 283-295.
- [46] **Townsend, D.P., Akin, L.S.,** (1978). Study of Lubricant Jet Flow Phenomena in Spur Gears - Out of Mesh Condition, *Journal of Mechanical Design*, no. 100, pp. 61-68.
- [47] **Townsend, D.P., Akin, L.S.,** (1987). Analytical and Experimental Spur Gear Tooth Temperature as Affected by Operating Variables, *Journal of Mechanical Design*, no. 103, pp. 219-226.
- [48] **Mizutani, H., Isikawa, Y., Townsend, D.P.,** (1989). Effects of Lubrication on the Performance of High Speed Spur Gears, *Fifth International Power Transmission and Gearing Conference*, Chicago.
- [49] **Etemad, M.R., Pullen, K., Besant, C.B., Baines, N.,** (1992). Evaluation of Windage Losses for High-Speed Disc Machinery, *Proc Instn Mech Engrs*, no. 206, pp. 149-157.

- [50] **Petry-Johnson, T.T., Kahraman, A., Anderson, N.E., Chase, D.R.,** (2007). Experimental Investigation of Spur Gear Efficiency, *ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences*, Las Vegas.
- [51] **Seetharaman, S., Kahraman, A.,** (2010). A Windage Power Loss Model for Spur Gear Pairs, *Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, Columbus.
- [52] **Handschuh, R.F., Hurrell, M.J.,** (2010). Initial Experiments of High-Speed Drive System Windage Losses, *International Conference on Gears*, Garching.
- [53] **Turner, A., Morvan, H.P., Simmons, K.,** (2013). Two Phase CFD Modelling of a Spiral Bevel Gear Using Particle Injections and a Wall Film Model, *Turbine Technical Conference and Exposition*, San Antonio.
- [54] **Talbot, D., Kahraman, A., Seetharaman, S.,** (2014). A Helical Gear Pair Pocketing Power Loss Model,» *Journal of Tribology*, no. 136.
- [55] **Fondelli, T., Andreini, A., Soghe, R.D., Facchini B., Cipolla, L.,** (2015). Numerical Simulation of Oil Lubrication for High Speed Gears, *International Journal of Aerospace Engineering*, no. 2015.
- [56] **Al, B.C., Simmons, K., Morvan, H.P.,** (2015). Two-Phase Computational Modelling of a Spiral Bevel Gear Using a Eulerian Multiphase Model, *Turbine Technical Conference and Exposition*, Montreal.
- [57] **Massini, D., Fondelli, T., Facchini, B., Tarchi, L., Leonardi, F.,** (2016). High Speed Visualizations of Oil Jet Lubrication for Aero-Engine Gearboxes, *71st Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association*, Turin.
- [58] **Massini, D., Fondelli, T., Facchini, B., Tarchi, L., Leonardi, F.,** (2017). Experimental Investigation on Power Losses Due to Oil Jet Lubrication in High Speed Gearing Systems, *Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Charlotte.
- [59] **Delgado, I.R., Hurrell, M.J.,** (2017). Experimental Investigation of Shrouding on Meshed Spur Gear Windage Power Loss, *73rd Annual Forum and Technology Display*, Fort Worth.
- [60] **Delgado, I.R., Hurrell, M.J.,** (2017). Baseline Experimental Results on the Effect of Oil Temperature on Shrouded Meshed Spur Gear Windage Power Loss, *International Design Engineering Technical Conferences*, Cleveland.
- [61] **Hill, M.J., Kunz, R.F.,** (2012). A Computational Investigation of Gear Windage, Philadelphia.
- [62] **Arisawa, H., Nishimura, M., Imai, H., Goi, T.,** (2009). CFD Simulation for Reducing of Oil Churning Loss and Windage Loss on Aeroengine Transmission Gears, *Power for Land*, Orlando.
- [63] **Arisawa, H., Shinoda, Y., Tanaka, M., Goi, T., Akahori H., Yoshitomi, M.,** (2017). Classification of Fluid Dynamic Loss in Aeroengine Transmission Gears - Experimental Analysis and CFD Validation, *Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, Charlotte.
- [64] **H. M. J. S. K. J. M. S. M. Kunz R. F.,** (2012). Computational Studies of the Roles of Shrouds and Multiphase Flow in High Speed Gear Windage Loss, *American Helicopter Society 68th Annual Forum*, Fort Worth.

- [65] **Yavuz, M.A., Ersan, A.K., Aktaş, M.K.**, (2018). Düz Dişlilerdeki Hava Sürtünme Güç Kaybının İki Fazlı Ortamda Numerik Analizi, *VI. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı*, Samsun.





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Ali Kıvanç Ersan
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 1993 / Ankara
E-posta : kivancersan@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2016, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yükseklisans** : 2019, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM:

Yıl	Yer	Görev
2016-2018	TUSAŞ	Proje Mühendisi
2018-	TUSAŞ	Tasarım Mühendisi

YABANCI DİL: İngilizce, Almanca

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Ersan, A.K.,** Yavuz M.A., Aktaş, M.K., (2019). Investigating the Effects of Shrouding Length on the Windage Power Losses of a Spur Gear, 8th Asian/Australian Rotorcraft Forum, ARF 2019, 30 Ekim - 2 Kasım, Ankara.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Aktaş, M.K., Yavuz, M.A., **Ersan, A.K.**, (2018). Computational Fluid Dynamics Simulations of Windage Loss in a Spur Gear, *63rd International Conference on Turbomachinery, ASME 2018 TURBO EXPO*, 11-15 Haziran.
- Aktaş, M.K., Yavuz, M.A., **Ersan, A.K.**, (2018). Numerical prediction of windage power losses for a spur gear in two phase media”, *9th International Symposium on Turbulence Heat and Mass Transfer, THMT-18*, 10-13 Temmuz.