



**SUYLA YAĞLAMALI POLİMER GEMİ STERN TÜP
YATAKLARININ TRİBOLOJİK PERFORMANSININ
FARKLI YİV TASARIMLARIYLA İYİLEŞTİRİLMESİ**

Musab ÇULLU

Danışman: Doç. Dr. Halim KOVACI

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

2025

(Her hakkı saklıdır.)

T.C
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**SUYLA YAĞLAMALI POLİMER GEMİ STERN TÜP YATAKLARININ
TRİBOLOJİK PERFORMANSININ FARKLI YİV TASARIMLARIYLA
İYİLEŞTİRİLMESİ**

(Improving The Tribological Performance of Water Lubricated Polymer Ship Stern Tube
Bearings with Different Groove Designs)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Musab ÇULLU

Danışman: Doç. Dr. Halim KOVACI

Erzurum
Haziran, 2025



FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Graduate School of Natural and
Applied Sciences

T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü
TEZ KABUL VE ONAY TUTANAĞI

**SUYLA YAĞLAMALI POLİMER GEMİ STERN TÜP YATAKLARININ TRİBOLOJİK
PERFORMANSININ FARKLI YİV TASARIMLARIYLA İYİLEŞTİRİLMESİ**

Doç. Dr. Halim KOVACI danışmanlığında, Musab ÇULLU tarafından hazırlanan bu çalışma, 19/06/2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ Anabilim Dalı MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ Bilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS tezi olarak **oybirliği / oy çokluğu (.3/.3)** ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı:	Prof. Dr. Ayhan ÇELİK <i>ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Danışman:	Doç. Dr. Halim KOVACI <i>ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ</i>	Aslı ıslak imzalıdır
Jüri Üyesi:	Prof. Dr. Ali Fatih YETİM <i>ERZURUM TEKNİK ÜNİVERSİTESİ</i>	Aslı ıslak imzalıdır

Enstitü Yönetim
Kurulunun / ... / tarih
ve sayılı kararı.

Bu tezin Atatürk Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

Aslı ıslak imzalıdır
Prof.Dr. Alper NUHOĞLU
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ REKTÖRLÜĞÜ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ

ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU

Yüksek Lisans Tezi olarak *Doç. Dr. Halim KOVACI* danışmanlığında sunulan “Suyla Yağlamalı Polimer Gemi Stern Tüp Yataklarının Tribolojik Performansının Farklı Yiv Tasarımlarıyla İyileştirilmesi” başlıklı çalışmanın tarafımızdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını, yararlanılan eserlerin kaynakçada gösterildiğini, Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından belirlenmiş olan Turnitin Programı benzerlik oranlarının aşılmadığını ve aşağıdaki oranlarda olduğunu beyan ederiz.

Tez Bölümleri	Tezin Benzerlik Oranı (%)	Maksimum Oran (%)
Giriş	4	30
Kuramsal Temeller	15	30
Materyal ve Metot	4	35
Araştırma Bulguları ve Tartışma	10	20
Sonuçlar ve Öneriler	0	20
Tezin Geneli	13	25

Not: Yedi kelimeye kadar benzerlikler ile Başlık, Kaynakça, İçindekiler, Teşekkür, Dizin ve Ekler kısımları tarama dışı bırakılabilir. Yukarıdaki azami benzerlik oranları yanında tek bir kaynaktan olan benzerlik oranlarının %5'den büyük olmaması gerekir.

Sunulan bilgilerin doğru olduğunu, aksi halde doğacak hukuki sorumlulukları kabul ettiğimizi beyan ederiz.

Tez Yazarı (Öğrenci)	Tez Danışmanı
Musab ÇULLU	Doç. Dr. Halim KOVACI
19.6.2025	19.6.2025
İmza: Aslı ıslak imzalıdır	İmza: Aslı ıslak imzalıdır

* Tez ile ilgili YÖKTEZ’de yayınlamasına ilişkin bir engelleme var ise aşağıdaki alanı doldurunuz.

☐ Tezle ilgili patent başvurusu yapılması / patent alma sürecinin devam etmesi sebebiyle Enstitü Yönetim Kurulunun/....../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 2 (iki) yıl süreyle engellenmiştir.

☐ Enstitü Yönetim Kurulunun/....../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 6 (altı) ay süreyle engellenmiştir.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca düşünceleri ve önerileriyle bana yol gösteren, zaman mefhumu gözetmeksizin elinden gelen her türlü desteği sağlayan saygıdeğer danışman hocam Doç. Dr. Halim KOVACI' ya sonsuz teşekkür ederim.

Tez çalışmasında gerçekleştirilen CFD analizlerinde bilgisini, ilgi ve alakasını esirgemeyen ve her zaman bana yol gösteren saygıdeğer hocam Doç. Dr. Ahmet Numan ÖZAKIN'a çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans tez çalışmamın her aşamasında fikirleri ve deneyimleri ile bana yardımcı olan sevgili ağabeyim Mehmet Selim ÇULLU'ya çok teşekkür ederim.

Hayatımın her alanında olduğu gibi tez çalışmam boyunca da bana inanıp destek olan sevgili eşim Zeynep ÇULLU sevgili babam Memet Sıddık ÇULLU ve sevgili annem Nuran ÇULLU başta olmak üzere ablalarım ve kardeşlerime sonsuz teşekkür ederim.

Musab ÇULLU

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SUYLA YAĞLAMALI POLİMER GEMİ STERN TÜP YATAKLARININ TRİBOLOJİK PERFORMANSININ FARKLI YİV TASARIMLARIYLA İYİLEŞTİRİLMESİ

Musab ÇULLU

Danışman: Doç. Dr. Halim KOVACI

Amaç: Son zamanlarda çevre bilincinin artması ve yeni yasal önlemlerin yürürlüğe girmesi, çevre dostu teknolojilere olan ilginin artmasına neden olmuştur. Çevre dostu teknolojilere artan ilgi, özellikle gemi inşa sektöründe geleneksel petrol türevi madeni yağla yağlanan yataklar yerine suyla yağlanabilen polimer yatakların kullanımının da artmasını sağlamıştır. Su ile yağlamalı polimer yataklar; çevre dostu olmasının yanı sıra, mineral yağla yağlanan yataklara nazaran düşük maliyet, yüksek korozyon direnci, titreşimi sönmüleyebilme ve sınırlı yağlama rejimlerinde iyi çalışabilmesi gibi birçok avantaja sahiptir. Ancak pratik uygulamalarda son dönemlerde, bu tür yataklarda hızlı aşınma ve yatak burç aşınmasından kaynaklı şaft arıza vakaları sıklıkla meydana gelmektedir. Bu çalışmada, farklı yiv tasarımları kullanılarak suyla yağlanabilen polimer stern tüp yatakların uzun süreli ve güvenli çalışmasını sağlamak için hidrodinamik yük taşıma kapasitesi açısından en yüksek ve sıvı kayma gerilmesi açısından en düşük olan yatak modelinin araştırılması amaçlanmıştır.

Yöntem: Yiv geometrisi sabit tutularak yivlerin yatağa göre pozisyonu, sayısı ve yönlenmesi gibi parametreler kullanılarak SOLIDWORKS yazılımı ile 15 adet farklı yiv tipine sahip yataklar modellenmiştir. Akabinde polimer yatak ile pervane şaftı arasında kalan yağlama sıvısı formunun ANSYS Fluent yazılımı ile Reynolds sınır şartları uygulanarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics-CFD) analizleri gerçekleştirilmiştir.

Bulgular: Polimer stern tüp yataklarda kullanılan soğutma ve silt giderme yivlerinin sayısı, yatağa göre pozisyonu ve eksenel veya helisel durumu gibi parametrelerin yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini ve sıvı kayma gerilmesini önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Şaftın dönüş yönüne bağlı olarak yatağın alçak sıvı film basınç bölgesine yerleştirilen yivlerin yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini artırırken yatağın yüksek sıvı film basıncının olduğu bölgeye yerleştirilen yivlerin yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini azalttığı görülmüştür. Yatağa göre pozisyonu ve sayısı fark etmeksizin yatak burçlarına yerleştirilen helisel yivlerin sıvı kayma gerilmesini artırdığı, bu nedenle helisel yivlerin yatak performansını düşürdüğü görülmüştür. Yatağın yüksek sıvı film basıncının tam karşısına yerleştirilen eksenel yivlerin ise yatağın sıvı kayma gerilmesini azalttığı, bu nedenle yatak performansını artırdığı görülmüştür.

Sonuç: Farklı yiv tasarımları kullanılarak yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesinin artırılabilirdiği ve yatakta oluşan sıvı kayma gerilmesinin azaltılarak yatağın performansının iyileştirilebildiği sonucuna varılmıştır. Hidrodinamik yük taşıma kapasitesi açısından en iyi yatak modelinin yatağın sadece alçak basınç bölgesine saat yönü ve saat yönü tersine helisel yiv yerleştirilerek elde edilen eşkenar dörtgen desenli yatak modeli (Model-14) olduğu, sıvı kayma gerilmesinin en düşük olduğu, dolayısı ile yatak performansının en iyi olduğu yatak modelinin ise yatağın sadece alçak basınç bölgesine eksenel yiv yerleştirilen yatak modeli (Model-13) olduğu görülmüştür. Yatak optimizasyonu kapsamında hidrodinamik yük taşıma kapasitesi ve yatak performansı açısından en iyi yatak modelinin Model-13 olduğu sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Stern tüp, Polimer kaymalı yataklar, Suyla yağlamalı, Triboloji, Hidrodinamik yağlama.

Haziran 2025, 67 sayfa

ABSTRACT

MASTER THESIS

IMPROVING THE TRIBOLOGICAL PERFORMANCE OF WATER LUBRICATED POLYMER SHIP STERN TUBE WITH DIFFERENT GROOVE DESIGNS

Musab ÇULLU

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Halim KOVACI

Purpose: Recently, the increase in environmental awareness and the enactment of new legal measures have led to an increase in interest in environmentally friendly technologies. The increasing interest in environmentally friendly technologies has led to an increase in the use of water-lubricated polymer bearings instead of traditional petroleum-derived mineral oil-lubricated bearings, especially in the shipbuilding sector. Water-lubricated polymer bearings; In addition to being environmentally friendly, have many advantages over mineral oil-lubricated bearings, such as low cost, high corrosion resistance, ability to damp vibration and ability to operate well in limited lubrication regimes. However, in practical applications, rapid wear and shaft failure cases due to bearing bush wear have frequently occurred in such bearings in recent years. In this study, it was aimed to investigate the bearing model with the highest hydrodynamic load carrying capacity and the lowest fluid shear stress in order to ensure long-term and safe operation of water-lubricable polymer stern tube bearings using different groove designs.

Method: Bearings with 15 different groove types were modeled with SOLIDWORKS software by using parameters such as the position, number and orientation of the grooves relative to the bearing while keeping the groove geometry constant. Then, Computational Fluid Dynamics (CFD) analyses were performed by applying Reynolds boundary conditions with ANSYS Fluent software for the lubricating fluid film remaining between the polymer bearing bush and the propeller shaft.

Findings: It has been observed that the number of cooling and desilting grooves used in polymer stern tube bearings, their position relative to the bearing and their axial or helical condition, such as parameters, significantly affect the hydrodynamic load carrying capacity and fluid shear stress of the bearing. It has been observed that grooves placed in the low liquid film pressure region of the bearing, depending on the direction of rotation of the shaft, increase the hydrodynamic load carrying capacity of the bearing, while grooves placed in the region where high liquid film pressure occurs reduce the hydrodynamic load carrying capacity of the bearing. It has been observed that helical grooves placed in the bearing bushes, regardless of their position and number relative to the bearing, increase the fluid shear stress, and therefore reduce the bearing performance. It has been observed that axial grooves placed just opposite the high liquid film pressure of the bearing reduce the fluid shear stress of the bearing, and therefore increase the bearing performance.

Results: It was concluded that the hydrodynamic load carrying capacity of the bearing can be increased by using different groove designs and the performance of the bearing can be improved by reducing the fluid shear stress formed in the bearing. It was observed that the best bearing model in terms of hydrodynamic load carrying capacity is the rhombic patterned bearing model (Model-14) obtained by placing clockwise and counterclockwise helical grooves only in the low pressure region of the bearing, and the bearing model with the lowest fluid shear stress and therefore the best bearing performance is the bearing model (Model-13) in which axial grooves are placed only in the low pressure region of the bearing. It was concluded that the best bearing model in terms of hydrodynamic load carrying capacity and bearing performance within the scope of bearing optimization is Model-13.

Keywords: Stern tube, Polymer journal bearings, Water-Lubricated, Tribology, Hydrodynamic lubrication

June 2025, 67 pages

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY TUTANAĞI.....	i
ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TABLolar DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
GİRİŞ.....	1
KURAMSAL TEMELLER.....	7
Tribolojinin Tanımı.....	7
Sürtünme	7
Aşınma	9
Yağlama	11
Gemi stern tüp ve yatağı	20
MATERYAL VE METOT	23
Stern Tüp Yatağı Modeli.....	23
SOLIDWORKS Yazılımı Kullanılarak Yatak Modellerinin Oluşturulması	24
Referans model.....	24
Stern tüp yataklarda soğutma ve silt giderme yiv parametreleri.....	24
Mesh Bağımsızlaştırma	29
Modellere Uygulanan Sınır Şartları	30
ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	32
Modellerin Sıvı Film Basınç Analizleri	32
Yiv sayısının sıvı film basıncına etkisi	32
Yiv pozisyonunun sıvı film basıncına etkisi	33
Yiv yönlenmesinin sıvı film basıncına etkisi.....	36
Yivlerin Kavitasyona Etkisi	38
Sıvı Film Basınç Analizlerinden Elde Edilen Sonuçlar	38
Modellerin Sıvı Kayma Gerilmesi Analizleri	42
Yiv sayısının sıvı kayma gerilmesine etkisi.....	42

Yiv yönlenmesininin sıvı kayma gerilmesine etkisi	43
Yiv pozisyonunun sıvı kayma gerilmesine etkisi	44
Sıvı kayma gerilmesi analizlerinden elde edilen sonuçlar	44
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	47
KAYNAKLAR.....	49
ÖZGEÇMİŞ.....	53



TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1. M/Y (Motor Yacht) Tipi Gemiye Ait Yatak Parametreleri.....	24
Tablo 2. Modellerin Mesh Özellikleri	30
Tablo 3. Modellerde Oluşan Minimum, Ortalama ve Maksimum Sıvı Film Basıncı.....	40
Tablo 4. Modellerde Oluşan Minimum, Ortalama ve Maksimum Sıvı Kayma Gerilmeleri ...	45



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. Triboloji ve temel bileşenleri	7
Şekil 2. Sürtünme açısı ve sürtünme katsayısı arasındaki ilişki.....	8
Şekil 3. Statik ve kinetik sürtünme arasındaki ilişki	8
Şekil 4. Kuru sürtünme çeşitleri	9
Şekil 5. Serbest yüzey aşınmasının zamana göre değişimi	11
Şekil 6. Stribeck eğrisi	12
Şekil 7. Kuru, sınır ve sıvı sürtünme durumları.	13
Şekil 8. Kuru sürtünme modeli	14
Şekil 9. Hidrostatik yağlamalı yatak örneği	15
Şekil 10. Eğimli plakalar arasında oluşan yağlama sıvısının kama etkisi	16
Şekil 11. Hidrodinamik kaymalı yatak örneği	17
Şekil 12. Hidrodinamik eksenel yataklarda basınç oluşumu.....	17
Şekil 13. Radyal kaymalı yataklarda sıvı film basıncı oluşumu	18
Şekil 14. Radyal yatakta geometrik büyüklükler	18
Şekil 15. Reynolds diferansiyel denklemi gösterimi.....	20
Şekil 16. Tipik mineral yağlamalı stern tüp yatağı	21
Şekil 17. Suyla yağlamalı polimer gemi stern tüp yatağı	21
Şekil 18. Suyla yağlanan polimer stern tüp yatağın şematik gösterimi	22
Şekil 19. İş akış şeması.....	23
Şekil 20. (a) Referans model montaj görünümü ve (b), Referans model sıvı film formu	24
Şekil 21. Farklı yiv tiplerine sahip modellerin montaj görünümü	27
Şekil 22. Farklı yiv tiplerine sahip yatak modellerinin sıvı film formu.....	28
Şekil 23. Referans model 0,6 mm mesh boyutu.....	29
Şekil 24. Referans model residuals grafiği.....	29
Şekil 25. Akış modeli sınır koşulları şematik gösterimi	31
Şekil 26. Model-1, model-2, model-3 ve model-4 sıvı film basıncı	32
Şekil 27. Model-1, model-2, model-3 ve model-4 sıvı film basınç dağılımı grafiği	33
Şekil 28. Model-1, model-2, model-3 ve model-4 yük taşıma kapasitesi	33
Şekil 29. Model-8, model-10 ve model-11 sıvı film basıncı.....	34
Şekil 30. Model-8, model-10 ve model-11 sıvı film basınç dağılımı grafiği.....	34
Şekil 31. Model-8, model-10 ve model-11 yük taşıma kapasitesi	35

Şekil 32. Model-6, model-12, model-13 ve model-14 sıvı film basıncı	35
Şekil 33. Model-6, model-12, model-13 ve model-14 sıvı film basınç dağılımı grafiği.....	36
Şekil 34. Model-6, model-12, model-13 ve model-14 yük taşıma kapasitesi	36
Şekil 35. Model-4 ve model-10 sıvı film basıncı	37
Şekil 36. Model-4 ve model-10 sıvı film basınç dağılımı grafiği	37
Şekil 37. Model-4 ve model-10 yük taşıma kapasitesi.....	38
Şekil 38. Modellerin sıvı film basınçları	39
Şekil 39. Modellerin sıvı film basınç dağılımı grafiği	41
Şekil 40. Modellerin yük taşıma kapasitesi grafiği	42
Şekil 41. Model-1, model-2, model-3 ve model-4 sıvı kayma gerilmesi.....	43
Şekil 42. Model-8, model-9, model-10, model-12, model-14 ve model-15 sıvı kayma gerilmesi	43
Şekil 43. Model-6, model-7 ve model-13 sıvı kayma gerilmesi	44
Şekil 44. Modellerin sıvı kayma gerilmeleri	45
Şekil 45. Modellerin sıvı kayma gerilmesi grafiği.....	46

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

%	: Yüzde
μ	: Sürtünme Katsayısı
C	: Yatağın Radyal Boşluğu
d	: Şaft Çapı
D	: Yatak Çapı
e	: Yatak Merkezi ile Şaft Merkezi Arası Mesafe
ε	: Eksantriklik Oranı
F	: Yatak Yüğü
F_n	: Normal Kuvvet
F_t	: Teğetsel Kuvvet
h	: Film Kalınlığı
h_{min}	: Minimum Film Kalınlığı
L	: Yatak Boyu
m	: Metre
mm	: Milimetre
N	: Newton
P	: Basınc
Pa	: Pascal
P_m	: Ortalama Basınc
r	: Şaft Yarıçapı
R	: Yatak Yarıçapı
s	: Saniye
U	: Duvar Hızı
v	: Akışkan Hızı
ρ	: Yoğunluk
ω	: Açısal Hız
η	: Dinamik Viskozite

Kısaltmalar

CFD	: Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
FSI	: Fluid Structure Interaction (Akışkan-Yapı Etkileşimi)
M/Y	: Motor Yacht (Motorlu Yat)
NBR	: Nitril Kauçuk
PTFE	: Politetrafloroetilen
RPM	: Revolution Per Munte (Dakikadaki Devir Sayısı)



GİRİŞ

Ekolojik farkındalığın artması ve çevrenin korunmasına yönelik katı kuralların gelmesi ile birlikte enerji tasarrufu ve çevreye salınan kirlilik miktarlarının azaltılması günümüzdeki en önemli konulardan biridir. Bu nedenle makine tasarımında geleneksel petrol türevi madeni ve bitkisel yağlamalı yataklar yerine su ile yağlamalı yataklara giderek daha fazla önem verilmektedir. Geleneksel yağlamanın yanı sıra özellikle gemi inşa ve hidroelektrik santralleri başta olmak üzere suyla yağlamalı kaymalı yatakların uygulama alanları giderek artmaktadır. Diğer çoğu yağlayıcı akışkana kıyasla su yüksek soğutma ve yüksek kaynama noktasına sahiptir. Ancak bir yağlayıcı olarak suyun en büyük dezavantajı, viskozitesinin yağ ve grese oranla çok daha düşük olmasıdır. Su ile yağlanabilen kaymalı yatakların pratik uygulamalarında suyun düşük hidrodinamik yük taşıma kapasitesine sahip olduğu görülmüştür. Suyla yağlamanın çok daha fazla kullanılmamasının temel sebebi budur (Gengyuan *et al.* 2015).

Birbirine temas eden ve birbirlerine göre bağıl hareket içeren sayısız makine ve makine elemanı bulunmaktadır. Bu elemanlar, bilgisayar gibi cihazlarda bulunan küçük bileşenlerden, gemiler gibi büyük deniz araçlarında bulunan büyük boyutlu makine bileşenlerine kadar kullanılmaktadır. İki cismin yüzeyleri arasında radyal kuvvetler varsa ve aynı zamanda bu yüzeyler birbirlerine göre izafi hareket ediyorsa, bu yüzeylerde sürtünme, sürtünmeye bağlı olarak aşınma ve ısı oluşması kaçınılmazdır. Bu nedenle, bu makine elemanlarından daha iyi performans elde etmek ve izafi harekette bulunan yüzeylerin aşınmasını önlemek için sürtünmeyi azaltmak çok önemlidir. Bu yüzeylerin birbirlerine olan temasını ayırabilmek için ters yönde bir karşıt kuvvetin oluşturulmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu kuvvet, yüzeyler arasındaki bir akışkan sıvının basınçlandırılması ile oluşturulabilir. Akışkan sıvının basınçlandırılması harici bir pompa vasıtasıyla oluşturuluyorsa bu uygulamaya hidrostatik yağlama, iki yüzey arasındaki izafi hareket sayesinde sıvı film basıncı oluşuyor ise de buna hidrodinamik yağlama denir.

Hidrodinamik yağlama, mühendislik disiplini içerisinde en çok araştırma yapılan konulardan biridir. Bunun nedenleri, kullanımının çok yaygın olması, yapılan iyileştirmelerin maliyetinin düşük olması ve makine performansları açısından önemli ölçüde fayda sağlamasıdır. Gemi stern tüp yataklarının hidrodinamik yağlama performansı ile ilgili son

yıllarda hem analitik hem de deneysel araştırmalar gerçekleştirilmiş ve bu yatakların hidrodinamik yağlama performansı üzerinde çeşitli sonuçlar elde edilmiştir.

Gengyuan ve arkadaşlarının yaptığı bir çalışmada su ile yağlamalı kaymalı yataklarda hidrodinamik yağlamanın CFD (Computational Fluid Dynamics-Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizi yapılmış ve yapılan analizlerde yatak modelinde L/D oranı, eksantriklik oranı, şaft dönme hızı ve tutum açısı gibi parametrelerin yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesinde önemli derecede rol oynadığı gözlemlenmiştir (Gengyuan *et al.* 2015; Gao *et al.* 2014).

Egbers ve arkadaşlarının yaptığı bir çalışmada hidrodinamik yağlamada alçak basınç bölgesinde oluşan kavitasyon hasarını analiz edebilmek için Reynolds sınır şartları uygulanarak CFD analizi yapılmış ve kaymalı yataktaki yağ giriş oluğunun konumuna göre yataktaki kavitasyon değişimi gözlemlenmiştir (Egbers *et al.* 2015).

Yapılan başka bir çalışmada ise karbon elyaf takviyeli PTFE matrisli kompozit bir gemi stern tp yatağının FSI (Fluid Structure Interaction - Akışkan-Yapı Etkileşimi) metodu ile farklı eksantriklik oranı ve farklı şaft devir hızlarında CFD analizi yapılarak yatağın deformasyonu incelenmiş ve yatak optimizasyonu kapsamında en uygun eksantriklik oranı ve şaft devri tespit edilmiştir (Kalbande *et al.* 2016). CFD-FSI yaklaşımı ile yapılan başka bir çalışmada ise su ile yağlanabilen kaymalı yataklarda elastohidrodinamik davranış analizi yapılmış, oluşan sıvı film basıncı ve kavitasyondan dolayı yatakta oluşan deformasyonlar tespit edilmiştir (Tauviqirrahman *et al.* 2021; Xie *et al.* 2020; Liu *et al.* 2020; Wang *et al.* 2016). Burcun st kısmında yağlama oluklarına sahip PTFE ile NBR yatakların tribolojik performanslarının karşılaştırılmasının yapıldığı bir çalışmada ise PTFE yatağın NBR yatağa göre önemli ölçüde statik sürtünme katsayısı değerine sahip olduğu ortaya konmuştur (Litwin 2015).

Stern tp yataklarında kullanılan dört farklı polimer malzemeden imal edilmiş yataklardan viskoz sürtünme nedeniyle oluşan güç kaybı analizlerinin yapıldığı bir çalışmada, polimer yataklar arasında epoksi matrisli karbon takviyeli polimer yatağın diğer yatlara göre daha verimli çalıştığı gözlemlenmiştir (Roldo *et al.* 2015).

Hindistan sahil güvenlik gemilerine ait stern tp yataklarında yoğun bölgesel aşınma meydana gelmesinden dolayı yatak aşınması problemini çözebilmek için deniz suyu ile yağlanan kaymalı yatağın karma yağlama analizi yapılmıştır. Belirli bir yatak yükü ve şaft devri koşulu için sıvı film kalınlığını, yatak-şaft yüzey pürüzlülüğü parametrelerini ve yağlama rejimini tahmin etmek için bir bilgisayar kodu yazılmıştır. Gerçekleştirilen teorik analizi doğrulamak için bilgisayar simülasyonundan elde edilen sonuçlar yatak üzerinde yapılan çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Yapılan analizler ve deneyler sonucunda şaft devrinin

artmasıyla deniz suyunun dinamik viskozitesinin arttığı, yataklarda planlanmamış aşırı radyal boşlukların yatağın yük taşıma kapasitesini azalttığı ve polimer yatağın hızlı aşınma sürecine girdiğini göstermiştir (Hirani *and* Verma 2009).

Suyla yağlanabilen hidrodinamik kaymalı yataklarda Zhang ve arkadaşlarının yaptığı başka bir çalışmada farklı boşluklara (klerans-clearance) ve farklı L/D oranlarına sahip yatakların sertlik katsayıları ile yük taşıma kapasiteleri arasındaki ilişkiyi ortaya konmuştur. (Zhang *et al.* 2015).

Yapılan başka bir çalışmada; çok yivli su ve ile yağlanabilen yatağın optimizasyonu kapsamında yatak modelinin eksantriklik oranı, yataktaki soğutma ve silt giderme yivlerinin sayısı ve tutum açısının yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesine olan etkileri araştırılmış ve yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini en fazla etkileyen parametrenin yataktaki yiv sayısı olduğu sonucuna varılmıştır (Ganesha *et al.* 2023; Zhou *et al.* 2016). Su ile yağlanan polimer yatağın performansının iyileştirilmesi kapsamında yatağın uç kısımları trompet şeklinde açıklıklar olacak şekilde tasarlanmış ve yapılan sayısal analizler yatağın uç kısımlarında oluşturulan trompet açıklıkların minimum sıvı film kalınlığını önemli ölçüde artırdığını göstermiştir (Lv *et al.* 2019).

Yapılan bir diğer çalışmada ise metalik olmayan su ile yağlanabilen stern tüp yataklarındaki sıvı film basıncının asimptotik tahmini ile Reynolds sınır şartlarında farklı yiv geometrilerine sahip yatakların sıvı film basınç dağılımları incelenmiştir. Yapılan çalışmada yiv geometrisinin yataktaki sıvı film basınç dağılımı üzerinde etkili olduğu sonucuna varılmıştır (Serdjuchenko *et al.* 2022).

Manyetoreolojik sıvı ile yağlanan NBR malzemeden imal edilmiş bir stern tüp yatağının performansı hakkında yapılan bir çalışmada ise sıcaklığın, manyetik alan kuvvetinin ve eksantriklik oranının yağlama performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yapılan gözlemler sonucunda sıcaklığın düşürülmesi ve manyetik alan kuvvetinin artırılması ile yatağın yük taşıma kapasitesinin artırılabilirdiği ve sürtünme katsayısının azaltılabildiği gözlemlenmiştir (Zhang *et al.* 2021).

Başka bir çalışmada, düşük devirler için stern tüp yatağının su ve yağ ile yağlama koşulları karşılaştırılmış ve stern tüp yatağına ait soğutma yivlerinin yatağın sadece üst kısmında bulunan yataklarda hem su, hem de yağ ile yağlama koşullarında yatağın tam sıvı sürtünme rejiminde çalıştığı gözlemlenmiştir (Litwin 2019).

FSI yöntemi kullanılarak yapılan başka bir çalışmada su ile yağlanabilen bir kaymalı yatağın yüzey dokusunun yatağın performansı üzerindeki etkilerine yönelik analizler yapılmış

ve yataktaki maksimum elastik deformasyonun sırasıyla 1, 3 ve 5 yivli yataklarda gözlemlenmiş ve elastik deformasyonun yatak performans özelliklerini önemli ölçüde etkilediği sonucuna varılmıştır (Shinde *and* Chavan 2019). Bir diğer çalışmada ise su ile yağlanan eksenel kaymalı yataklarda küresel dış bükey yüzey dokusunun tribolojik etkisinin incelenmesi kapsamında deneyler yapılmış ve yüzey dokusunun yatağın tribolojik performansını önemli ölçüde artırdığı ortaya konmuştur (Hu *et al.* 2019; Liang *et al.* 2016).

Başka bir çalışmada, kaymalı yatağın Bingham yağlayıcı ile hidrodinamik yağlanmasının CFD analizi yapılarak yatağın performans özellikleri araştırılmış ve farklı L/D oranlarında Bingham yağlayıcı ile yağlanan yatağın yük kapasitesinin Newtonian akışkandan daha büyük olduğu görülmüştür (Gertzos *et al.* 2008).

Hidrodinamik radyal kaymalı yatak performansının tespiti kapsamında Sommerfeld, Yarı-Sommerfeld ve Reynolds sınır şartlarında sayısal analizler yapılan bir çalışmada ise farklı eksantriklik oranlarında yatağın basınç dağılımı, yatakta oluşan maksimum sıvı film basıncı ve yatağın yük taşıma kapasitesi analiz edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda eksantriklik oranı arttıkça yatakta oluşan maksimum sıvı film basıncının ve yük taşıma kapasitesinin arttığı, yatağın eksantriklik oranı arttırıldıkça da Reynolds ve Yarı-Sommerfeld sınır şartları arasındaki farkın arttığı görülmüştür (Güllü *and* Yılmaz 2018).

Yapılan araştırmalardan görüldüğü üzere çevre dostu teknolojilere artan ilgi, özellikle gemi inşa sektöründe suyla yağlanan polimer yatakların ortaya çıkmasına da neden olmuştur. Su ile yağlamalı polimer yatakların çevre dostu olmasının yanı sıra, pahalı yağla yağlanan yataklara ve karmaşık sızdırmazlık ünitelerine dayanan klasik sistemle karşılaştırıldığında düşük maliyet, yüksek korozyon direnci, titreşimi sönümleyebilme ve sınırlı yağlama rejimlerinde iyi çalışabilmesi gibi birçok başka avantajları da vardır.

Ancak pratikte son dönemlerde, bu tür yataklarda hızlı aşınma ve yatak burç aşınmasından kaynaklı shaft arıza durumları sıklıkla meydana gelmekte, hatta çalıştırıldıktan birkaç gün sonra yatak değişiminin gerekli olduğu yatak aşınma vakaları da meydana gelmektedir (Litwin 2011; Litwin 2009). Polimer yataklarda hızlı aşınmaların; genellikle yetersiz yağlama sıvısı akışı, uygun olmayan tasarım, hatalı işleme, soğutma ve silt giderme oluklarının yanlış yerleşimi ile hatalı montaj işlemlerinden kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

Kaymalı yatağın en önemli tasarım parametrelerinden biri klerans boşluğudur. Suyla yağlanan polimer yataklar için klerans değeri olarak genellikle mil çapının %0,3 ile 0,4'ü arasında değişen ve milin dönme hızına bağlı olan boşluktan yararlanır (Litwin 2011; Litwin 2009). Boşluğun önerilen değeri genellikle, aşırı durumda mili tamamen bloke edebilen yatağın

iç çapında bir azalmaya yol açan, polimer tarafından su emme genel olgusundan kaynaklanmaktadır. Aşırı yatak boşluğu su emen ve şişen burcun mil üzerinde sıkışabileceği endişeleri nedeniyle, bu boşluk sıklıkla teorik olarak güvenli boyuta yükseltilmektedir. Fakat bu durum, yatağın hidrodinamik yük kapasitesini önemli ölçüde azaltmaktadır (Litwin 2009).

Polimer stern tüp yataklarda yatağın yoğun yerel aşınma nedenlerinden biri de montajın elastik gemi gövdesinin deformasyonu veya sıcaklık değişimlerinden kaynaklanan yatak/şaft kaymasıdır. Şaft eksen kaçıklığı yatağın yük taşıma kapasitesini sınırlayan sıvı film sürtünmesi için elverişsiz koşullara neden olur ve aşırı şaft/yatak kayma durumlarda şaft ve yatağın yoğun yerel aşınmasına neden olur (Lv *et al.* 2018; Litwin 2016; Zhang *et al.* 2016; Lv *et al.* 2019; Xie *et al.* 2021).

Sıvı sürtünmesi için elverişsiz olan yatak geometrisi, özellikle soğutma ve silt giderme yivlerinin yanlış yerleşimi, yatağın karışık yağlama rejimi altında çalışmasına neden olmaktadır (Litwin 2016). Yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlara göre yanlış hizalanmış yataklarda yanlış hizalama açısı arttıkça yatağın yük taşıma kapasitesinin azaldığı görülmüştür (Zhang *et al.* 2016; Lv *et al.* 2019).

Aşırı yatak aşınmalarının bir diğer nedeni ise genellikle yağlama maddesinin yataktan yetersiz akışından kaynaklanmaktadır. Bu durum yatağın yetersiz soğumasına neden olmaktadır. Bir polimer yatağın ısıyı iyi iletmediği ve normal koşullar altında sürtünme bölgesinde üretilen ısının çoğunun akan yağlama maddesi tarafından emildiği unutulmamalıdır (Litwin *and* Dymarski 2016).

Soğutma ve silt giderme yivleri yüksek sıcaklığa duyarlı polimer yatakta sürtünmeden kaynaklı yüksek ısıyı bölgeden uzaklaştırarak ısı transferini sağlamak amacıyla ısının etkili bir şekilde emilmesini sağlamaktadır. Yivlerin yatak çevresi boyunca düzenlenmesi, yatağın içinden geçen su akış hızını artırmayı ve bu şekilde soğutma koşullarını iyileştirmeyi mümkün kılar. Ayrıca gemi stern tüp yatakları deniz suyu ile soğutulduğu ve yağlandığı göz önüne alındığında bu yivlerin deniz suyundan gelen toz, kum gibi malzemelerin yatak bölgesinden uzaklaştırılarak güvenli bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır.

Su ile yağlanabilen polimer stern tüp yataklarının kısa sürede aşınma vakaları gemilerde sıklıkla görülmektedir. Stern tüp yatak değişimi için geminin denizden bağlantısının kesilerek havuza alınması gerekmekte ve bu durum ise kayda değer bir iş gücü, zaman ve maliyet kaybına sebep olmaktadır.

Burada verilen literatür incelemesinden görüldüğü gibi, suyla yağlamalı polimer yatakların hızlı aşınma sürecine girme nedenleri ve yatağın güvenli ve uzun süreli kullanılması

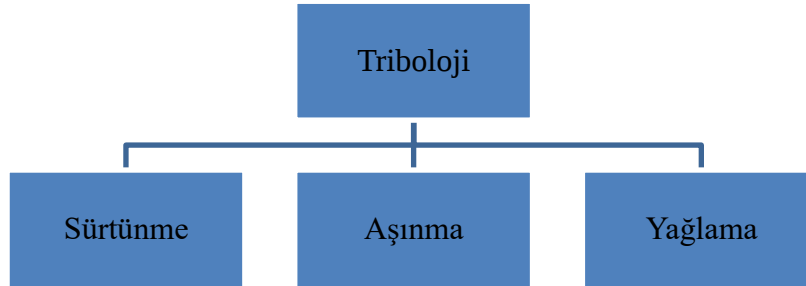
hakkında birçok çalışma yapılmış olmasına rağmen su ile yağlanabilen polimer gemi stern tüp yataklarına ait silt giderme ve soğutma yivlerinin geometrisi, sayısı ve yataktaki konumu gibi farklı yiv parametrelerinin yatağın tribolojik performansına etkisi hakkında herhangi bir çalışma bulunmamaktadır.

Su ile yağlanabilen polimer gemi stern tüp yataklarına ait silt giderme ve soğutma yivlerinin geometrisi, sayısı ve yataktaki konumu gibi farklı yiv parametreleri veya bu parametrelerin kombinasyonunun, yatağın tribolojik özellikleri üzerinde etkili olduğu değerlendirilmektedir. Günümüzde kullanılan polimer stern tüp yataklarına ait soğutma ve silt giderme yivleri, yatağın sadece üst yarısında veya yatak çevresi boyunca sadece aksel olarak yerleştirilmektedir. Bu tez çalışmasında, stern tüp yatağının uzun süreli ve güvenli çalışmasını sağlamak için hidrodinamik yük kapasitesi açısından yüksek ve sıvı kayma gerilmesi açısından düşük (tribolojik performansı yüksek) bir yatak modelinin tasarlanması amaçlanmıştır. Bu amaçla, farklı yiv tiplerine ve sayısına sahip polimer stern tüp yataklarının tasarımları yapılmış ve akabinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri (Computational Fluid Dynamics-CFD) gerçekleştirilerek tribolojik performansı en yüksek modeller belirlenmeye çalışılmıştır.

KURAMSAL TEMELLER

Tribolojinin Tanımı

Birbirine göre bağıl harekette bulunan ve temasta olan iki cismin temas yüzeyleri arasında sürtünme, aşınma ve buna bağlı olarak sıcaklık artışı ve enerji kaybı meydana gelmektedir. Cisim yüzeyleri arasındaki sürtünme ve aşınma etkisini azaltmak için alınması gereken önlemlerin başında yağlama gelmektedir. Şekil 1’de gösterildiği gibi, cisimlerin yüzeyleri arasındaki sürtünme aşınma ve yağlama durumlarını inceleyen bilim dalına triboloji denir (Brushan 2000). Günlük hayattaki birçok mekanik sistemin işlevini yitirmesinin aşınmadan kaynaklı olduğu bilinmektedir. Bununla birlikte aşınmaya maruz kalan cisimlerin yüzeylerinde ısınmadan kaynaklı yüksek miktarda enerji kaybı ve buna bağlı olarak makine elemanlarında verim kaybı meydana gelmektedir. Sürtünme ve aşınma durumları sonucunda cisimlerin yüzeylerinde oluşan hasarın büyüklüğü gözlemlendiğinde tribolojinin önemi daha çok ortaya çıkmaktadır. Günümüzde makine elemanlarında oluşan sürtünme ve aşınmayı azaltmak amacıyla triboloji konusunda çok sayıda çalışma yapılmaktadır.

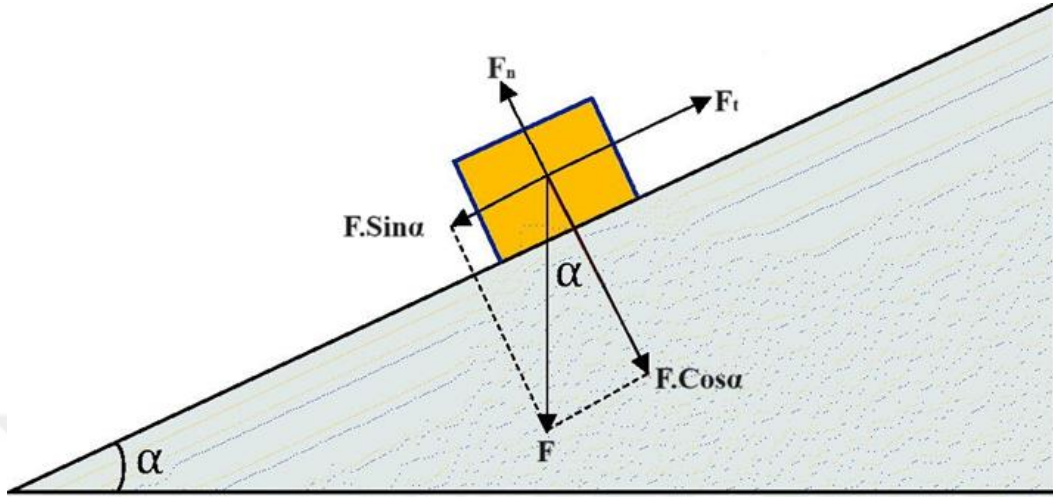


Şekil 1. Triboloji ve temel bileşenleri

Sürtünme

Genel anlamda temasta olan ve izafi hareket yapan iki elemanın temas yüzeylerinin harekete veya hareket ihtimaline karşı gösterdikleri direnç sürtünme denir (Akkurt 2012). Doğrudan temasta olan hareketli cisimlerin temas yüzeyleri arasında yuvarlanma, kayma veya kayma-yuvarlanma hareketi meydana gelebilir. Bu durumda da sürtünme kayma, yuvarlanma veya kayma yuvarlanması şeklinde olur. Sürtünme olayı temel olarak sürtünme katsayısı (μ) ile karakterize edilir. Sürtünme katsayısı Şekil 2’de gösterildiği gibi, teğetsel kuvvet (F_t) ile

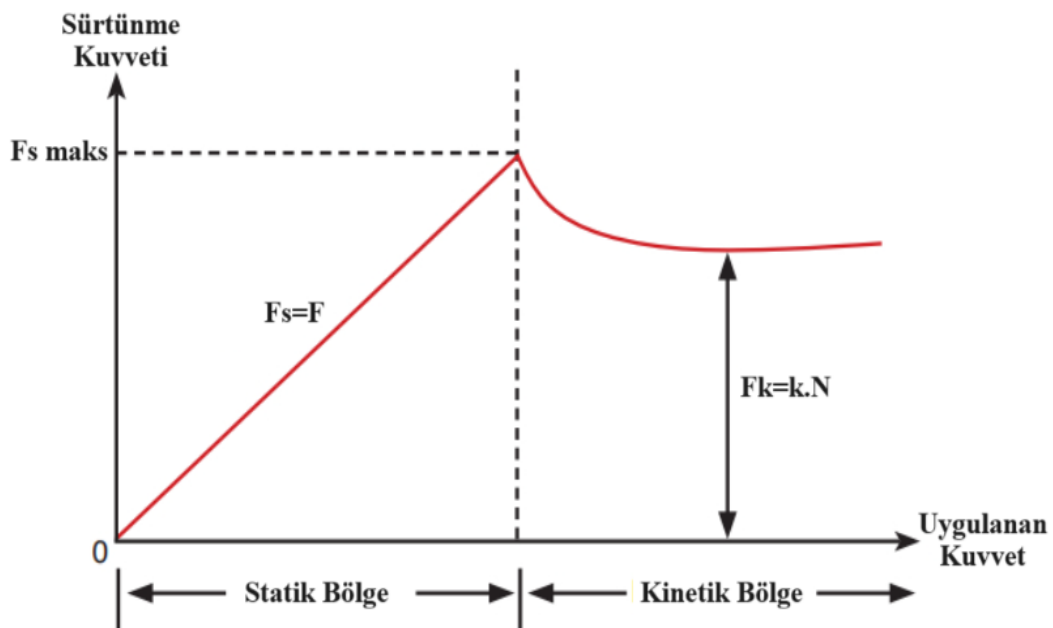
normal kuvvetin (F_n) oranı ile bulunmaktadır (Denklem-1). Bir teğetsel kuvvet (F_t) söz konusuysa ve kayma meydana gelmiyorsa bu durumdaki sürtünme katsayısı statik sürtünme katsayısı (μ_s), kayma durumunda oluşan sürtünme katsayısı ise kinetik sürtünme katsayısı (μ_k) olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 2. Sürtünme açısı ve sürtünme katsayısı arasındaki ilişki (Helmenstine 2014)

$$\mu = \frac{F_{\text{t}} \cos \alpha}{F_{\text{n}} \sin \alpha} = \frac{F_t}{F_n} = \tan \alpha \quad (1)$$

Şekil 3'te statik sürtünme ve kinetik sürtünme arasındaki ilişki verilmektedir. Kinetik sürtünme kuvveti ile statik sürtünme kuvveti karşılaştırıldığında kinetik sürtünme kuvvetinin statik sürtünme kuvvetine nazaran daha düşük veya eşit olduğu gözlemlenmektedir. Bunun sebebi ise yüzeylerin adeziv bağlar sebebiyle 'yapışma' eğilimini göstermesinden kaynaklanmaktadır (Brushan 1996).

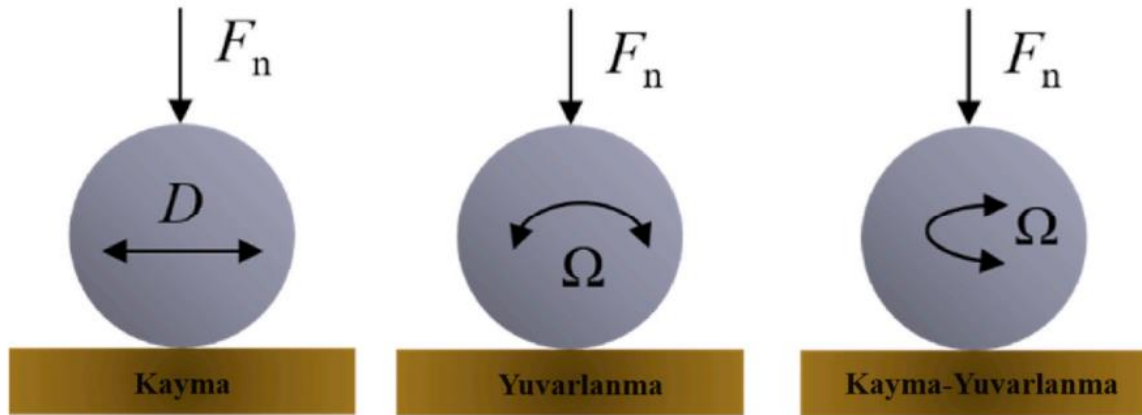


Şekil 3. Statik ve kinetik sürtünme arasındaki ilişki (Samuel 2010)

İzafi harekete göre sürtünme durumları

İzafi hareket eden cisimler arasında bir sürtünme söz konusuysa, Şekil 4'te gösterildiği gibi sürtünme kinematik bakımdan kayma, yuvarlanma veya kayma-yuvarlanma şeklinde meydana gelmektedir. Bu sürtünme çeşitlerinin meydana geldiği makine elemanlarına eksenel ve radyal kaymalı yataklar, rulmanlar, hareketli dişliler ve kam mekanizmaları örnek olarak verilebilir (Akkurt 2012).

İki cismin birbirini üzerine kayma hareketi yaptığı duruma kayma sürtünmesi denir. Bu sürtünme çeşidi cisim yüzeyleri arasındaki kenetlenme sonucunda meydana gelmektedir. Kayma durumunda sürtünme kuvveti cismin hareketine zıttır. Yuvarlanan cismin hareketine karşı gösterilen dirence ise yuvarlanma sürtünmesi denir. Yuvarlanma sürtünmesinde cisimlerin temas yüzeyleri dardır. Yuvarlanma sürtünmesinin değeri kayma sürtünmesine nazaran oldukça küçüktür. Birbirleriyle temas halinde olan cisimler tam rijit olmaması sebebiyle cisim yüzeylerinde deformasyon meydana gelir ve iki yüzey arasında oluşan yapışma kuvveti yuvarlanma sürtünmesine sebep olur (Laotreephet 2020). Kayma ve yuvarlanmanın birlikte meydana geldiği sürtünme çeşidine ise kayma-yuvarlanma sürtünmesi denir.



Şekil 4. Kuru sürtünme çeşitleri (Pu et al. 2023)

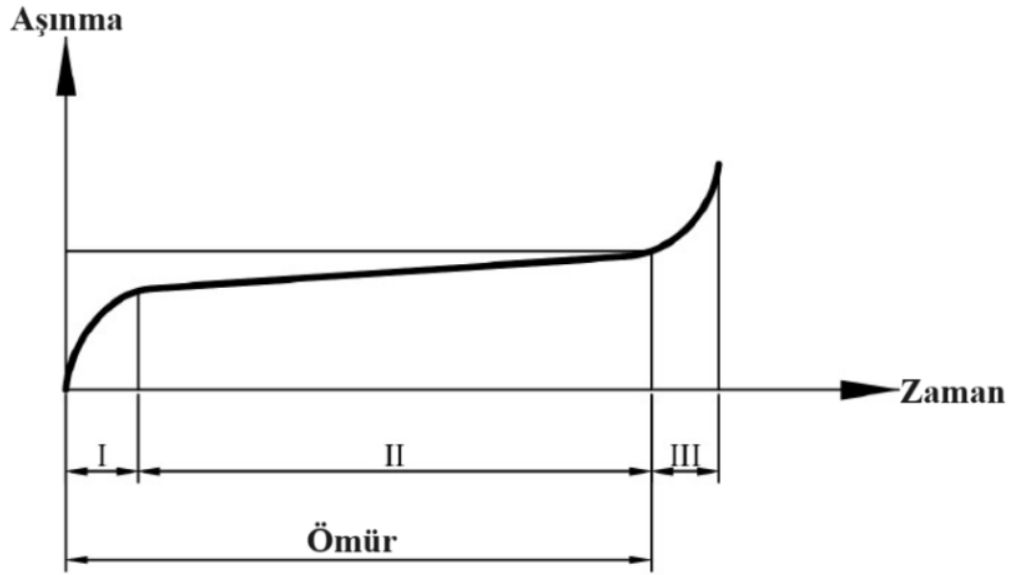
Aşınma

Aşınma, cisimlerin yüzeyleri arasında kayma, yuvarlanma veya kayma-yuvarlanma hareketinin sonucunda çalışma yüzeylerinde oluşan malzeme kaybı olarak tanımlanabilir (Bahari 2017). Yüzeylerin mekanik ve kimyasal özelliklerine bağlı olarak temas halindeki yüzeylerin etkileşimi aşınma olayına neden olmaktadır. Aşınma, talaşlı imalat yöntemi gibi işlemlerde kullanılsa da çalışan makine elemanlarında istenmeyen bir durumdur (Akinlabi 2018).

Aşınmanın meydana gelmesiyle birlikte makine parçalarında birçok sorun ortaya çıkmaktadır. Aşınma makine elemanları arasında radyal boşluğun artmasına, parça yüzeylerinin

pürüzlülüğün artmasına ve sistemlerin fonksiyonlarını yerine getirememesine sebep olabilmektedir. Bunun yanı sıra, sistemde vuruntu, titreşim ve gürültülerin meydana gelmesine, verimin düşmesine, sıcaklığın aşırı artmasından kaynaklı mekanik özelliklerin azalmasına ve yağlayıcı madde bulunması durumunda ise viskozite ve yapışma durumunun artmasına sebep olmaktadır (Akkurt 2012).

Aşınma aniden ve zamana bağlı olmak üzere iki şekilde karşımıza çıkmaktadır. Aniden meydana gelen aşınma olayında makine elemanlarında gözle görünür şekil bozuklukları, sıkışma ve makinenin işlev göremez duruma gelmesi gibi olaylar meydana gelir. Zamana bağlı meydana gelen bir bozulma olayının gerçekleşmesi ise Şekil 5'te gösterildiği gibi meydana gelir. Bu grafik incelendiğinde zamana bağlı aşınmanın üç aşamada meydana geldiği görülmektedir. Birinci aşamada montajı yapılmış ve daha önce hiç çalıştırılmamış bir makinede ilk çalışmaya başladığında makine elemanlarında şiddetli bir aşınma meydana gelmektedir. Bu bölgeye rodaj bölgesi denilmektedir. Rodaj, makine elemanlarının birbirine alışma safhası olarak tanımlanır. Rodaj, makine elemanlarının daha sonraki safhalardaki aşınmasını da büyük ölçüde etkilemektedir. Bu yüzden makinelerde rodaj faaliyetlerinin kısa sürede iyi bir şekilde yapılması gerekmektedir. Bunun için rodajların yapılması esnasında bu safhaya ait özel yağlar tercih edilmektedir. İkinci aşama, esas çalışma durumunda meydana gelen aşınmaları kapsamaktadır. Bu ikinci bölgede (aşamada) aşınma hızı sabit veya çok düşüktür. Bu bölgede zamana bağlı olarak makine elemanları arasında boşluklar gittikçe büyümeye başlamaktadır ve buna bağlı olarak makinede dinamik titreşimlerin artması ve kullanılan yağlama durumlarının kötüleşmesiyle birlikte aşınma miktarı gittikçe artmaya başlamaktadır. Bunun sonucu olarak şiddetli aşınma meydana gelmektedir. Şiddetli aşınma üçüncü bölgeyi (aşamayı) kapsamaktadır. Şiddetli aşınma sonucunda makinelerde iki durum meydana gelebilir. Bu durumlar makine elemanlarının yüzeylerinin hasara uğraması veya makinenin tamamen bozulmasıdır.



Şekil 5. Serbest yüzey aşınmasının zamana göre değişimi (Barari *et al.* 2019)

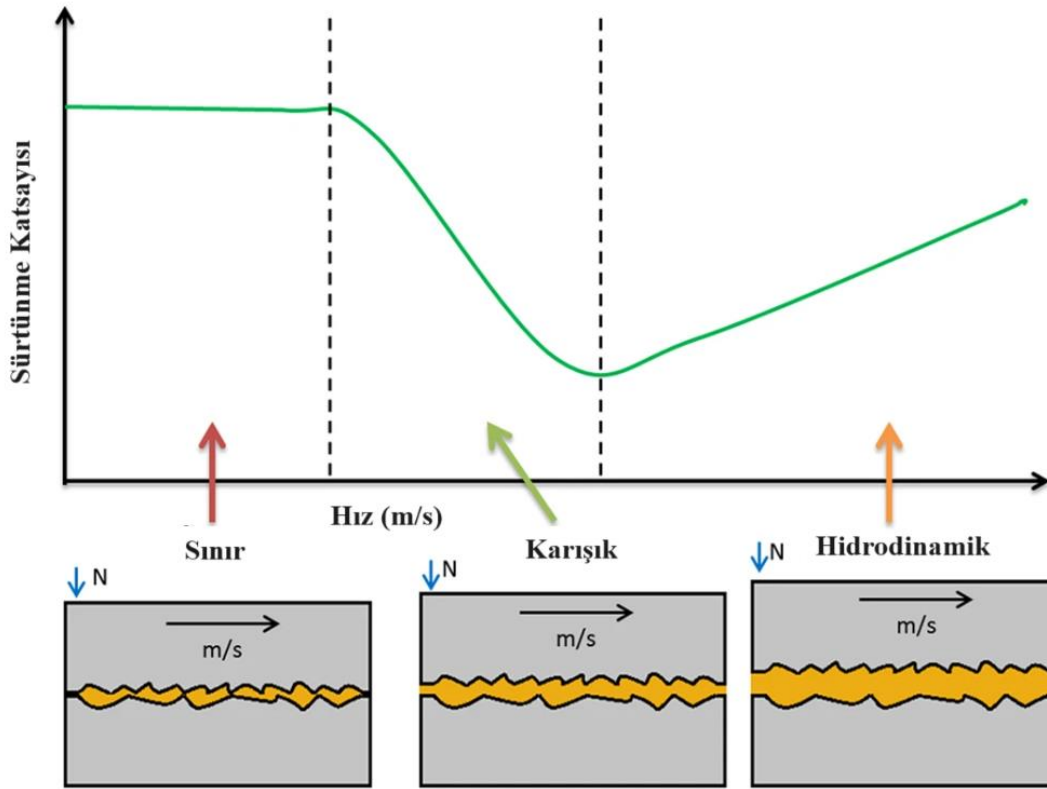
Bunlara birlikte, malzemelerin özelliklerine göre aşınma olayı farklı mekanizmalar ile meydana gelmektedir. Farklı pek çok aşınma mekanizması olmakla birlikte, malzemelerde en fazla karşılaşılan aşınma türleri:

- Adhezif aşınma
- Abrazif aşınma
- Korozyon aşınma
- Erozyon aşınma
- Yorulma aşınması olarak beş temel başlıkta sıralanabilir (Akinlabi 2018).

Yağlama

Yağlayıcı madde kullanımı, sürtünmeyi en aza indirmek ve aşınmayı kısmen veya tamamen ortadan kaldırmak için ve cisim yüzeylerinde oluşan ısıyı alabilmek için kullanılan en yaygın yöntemlerden biridir. Bunun yanı sıra cisimlerin yüzeylerinden aşınan partikülleri çalışma bölgesinden uzaklaştırmak, mekanik sistemlerin verimini ve ömrünü iyileştirme yönünde olumlu yönde katkılar sağlamaktadır. Yağlama mekanizmaları sürtünme durumuna göre sınır yağlama, karışık yağlama ve Hidrodinamik (tam film) yağlama olmak üzere üç ana başlık altında incelenmektedir. Yağlama rejimlerini ve izafi harekete göre cisimlerin zamana göre sürtünme durumlarını ifade edebilmek için Şekil 6'da gösterilen Stribeck eğrisinden faydalanılmaktadır. Karışık ve sınır yağlama durumlarında cisim temas yüzeyleri tam ayrılmadığı için sürtünme katsayısının artmasına sebep olmaktadır. İki yüzeyin birbiriyle tamamen ayrıldığı yağlama durumuna tam film rejiminde yağlama denilmektedir. Tam film yağlama olduğu zaman cisim yüzeyleri arasında sadece yağlayıcı sıvı kayma gerilmesi ve sıvı

sürtünmesi meydana gelmektedir. Yağlayıcı sıvı film basıncının oluşumuna göre yağlama Hidrostatik ve Hidrodinamik olmak üzere ikiye ayrılır.



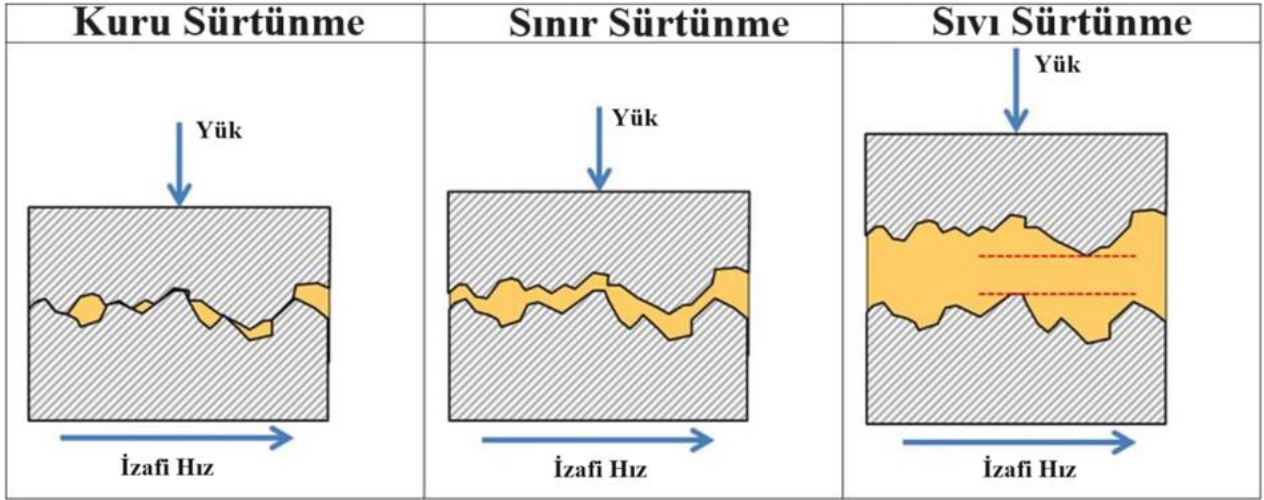
Şekil 6. Stribeck eğrisi (Zhou et al. 2015)

Yağlama durumuna göre sürtünme mekanizmaları

Sürtünme mekanizmalarını yağlama durumu dikkate alınarak genel anlamda kuru, sınır ve sıvı sürtünme olmak üzere üç gruba ayrılmaktadır. Şekil 7’de görüldüğü gibi kuru sürtünme yağlayıcı madde kullanılmadan iki yüzeyin doğrudan teması sonucunda meydana gelmektedir. Yüzeyler arasına yağlayıcı maddeler konulması durumunda ise sınır ve sıvı sürtünme hali söz konusu olmaktadır. Yüzeyler yağlayıcı ile tamamen kaplanmadığı durumlarda yüzeylerin bazı noktalarda doğrudan birbirleri ile temas etmesi sonucunda ortaya çıkan sürtünmeye sınır sürtünmesi denilmektedir. Yüzeylerin bir yağlayıcı tarafından tamamen kaplandığı zaman ortaya çıkan sürtünme ise sıvı sürtünme olarak adlandırılmaktadır (Lange 2001).

Şekil 7’de cisim yüzeyleri pürüzlü olarak gösterilmektedir. R_{t1} ve R_{t2} cisimlerin maksimum pürüzlülüklerini ifade etmektedir. Yani kuru sürtünme durumu maksimum pürüzler arasında meydana gelmektedir. Sınır sürtünme durumunda ise yağ tabakası arada bir boşluk (h) meydana getirmektedir. Fakat bu boşluk toplam pürüzlülük sayısından küçüktür. Bu da pürüzlerin bazı noktalarda temas etmesine neden olmaktadır. Sıvı sürtünme durumunda ise tam tersi durum söz konusudur yani oluşan boşluk toplam pürüz sayısından daha büyüktür ve bu

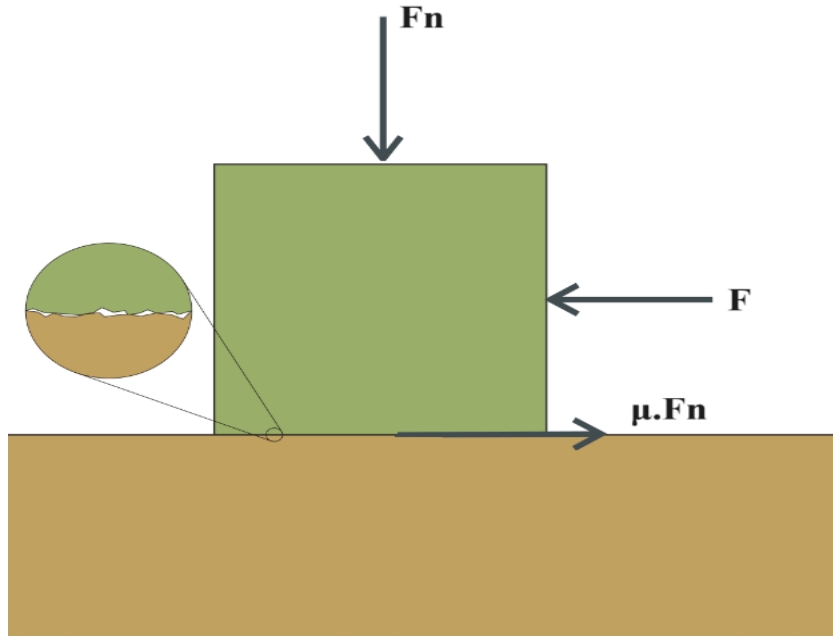
durumda yüzeyler arasında hiçbir temas meydana gelmemektedir. Bu durumda sıvı sürtünme hali söz konusudur ve sürtünme sıvı molekülleri arasında oluşmaktadır (Owsalau 2012).



Şekil 7. Kuru, sınır ve sıvı sürtünme durumları (Owsalau 2012)

Kuru sürtünme

Kuru sürtünme, birbirine göre izafi harekette bulunan ve direkt temasta olan iki cismin temas yüzeyleri arasında oluşan sürtünme olarak tanımlanmaktadır. Direkt temasta olan bu iki cisim yüzeyi arasında Şekil 8’de gösterildiği gibi F_n normal kuvvetinin etkisi altında harekete karşı direnç olarak tanımladığımız sürtünme kuvveti meydana gelir. Burada μ sürtünme katsayısıdır. Bir cisme Şekil 8’de gösterildiği gibi F kuvveti uygulanırsa analitik bakımdan iki durum ortaya çıkmaktadır. Birinci durumda $F < F_n$ olabilir. Bu durumda cisim temas yüzeyleri birbiri üzerinde hareket etmez ve kaymaz. Ancak cisimlerin temas yüzeylerinde statik sürtünme denilen bir direnç meydana gelir. İkinci durumda ise $F_s \leq F$ olabilir. Kinematik sürtünme olarak tabir edilen bu durumda F kuvvetinin etkisi altında cisimlerin temas yüzeyleri birbiri üzerinde kayar. Sürtünme denilince pratikte bu tür bir kinematik sürtünme akla gelir. Cisim yüzeyleri arasında aşınma, direnç, enerji kaybı ve sıcaklık artışı gibi olaylar kinematik sürtünme halinde ortaya çıkmaktadır.



Şekil 8. Kuru sürtünme modeli (Khereddin 2013)

Sınır sürtünme

İki cismin temas yüzeyleri arasında yağlayıcı bir akışkan madde bulunduğu halde temas eden iki yüzeyin pürüzlülüğünden dolayı tam sıvı sürtünme rejimi oluşmadığı takdirde yarı sıvı sürtünme veya sınır sürtünme hali ortaya çıkar (Soydan *and* Ulukan 2013). Bu sürtünme halinde cisim yüzeyleri arasındaki yağlayıcı sıvı cisim yüzeylerine ait pürüzlerin sürtünmesini önleyemez. Günümüzde makine elemanlarında en çok rastlanan bu sürtünme durumunda sürtünme katsayısı genel olarak 0.1 ile 0.3 arasında değişir (Lange 2001).

Sıvı sürtünme

Birbirlerine göre bağıl hareket yapan iki cismin temas yüzeylerinin bir yağlayıcı sıvı tabakası tarafından tamamen ayrılması olayına sıvı sürtünme hali denir. Bu tür sürtünmede cisim yüzeyleri birbirlerine temas etmediğinden dolayı sürtünme yağlayıcı sıvının tabakaları arasında olur. Cismin hareketine karşı koyan direnç kuvveti ise yağlayıcı sıvının kayma gerilmesine bağlıdır. Bu durumda birbirine göre bağıl harekette bulunan iki cismin yüzey pürüzlülüğü göz önüne alınırsa, tam sıvı sürtünme rejimi analitik bakımdan;

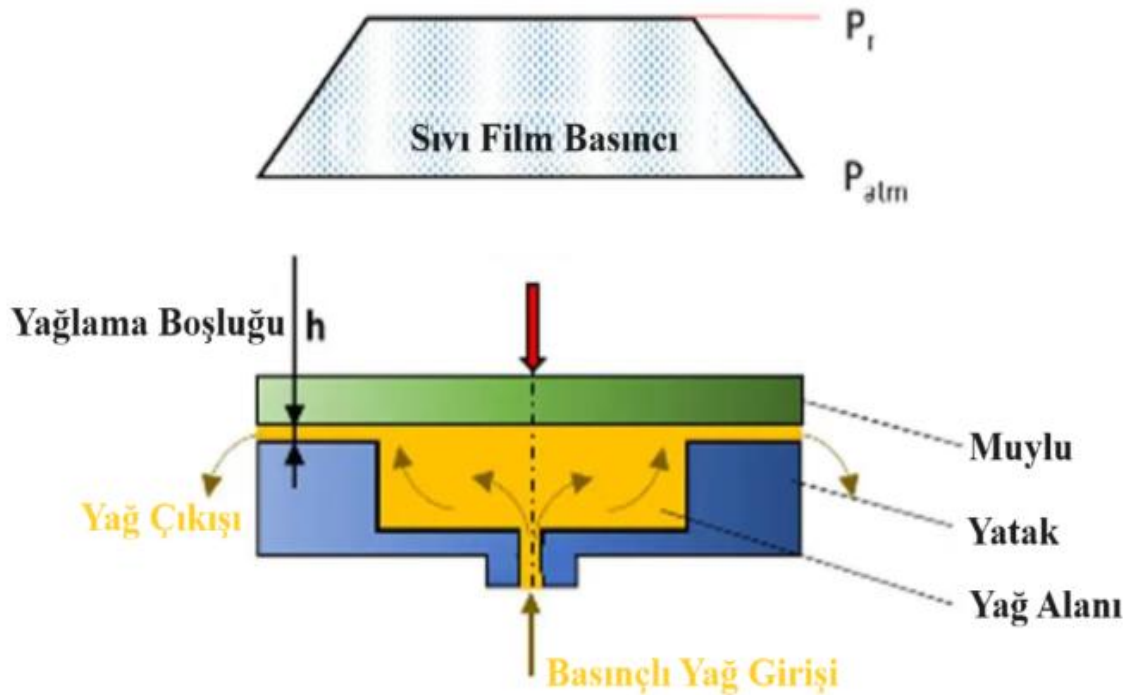
$$h_0 > (R_{t1} + R_{t2}) \quad (2)$$

bağıntısı ile ifade edilebilir. Burada; h_0 , minimum yağlayıcı sıvı film kalınlığı, R_{t1} ve R_{t2} , ise cisim yüzeylerinin maksimum pürüzlülükleridir. Tam sıvı sürtünmenin oluşmasında rol oynayan en önemli etken yağlayıcı sıvının film basıncıdır. Yağlayıcı sıvı film basıncının dış yükü dengeleyecek bir değere ulaştığı durumda cisim yüzeyleri birbirinden tamamen ayrılır (Lange 2001).

Hidrostatik yağlama

Hidrostatik yağlama, dış yükün dengelenmesi ve iki cismin temas yüzeylerinin birbirinden ayrılması için gereken yağlayıcı sıvı film basıncının, harici bir pompa marifeti ile dışarıdan sağlanmasıdır. Yağlayıcı sıvı basınçlandırılarak cisim temas yüzeyleri arasına gönderilir. Böylece hidrostatik yağlamada sistemin geometrik şartlarına bağlı olmaksızın tam sıvı sürtünme rejimi sağlanmaktadır.

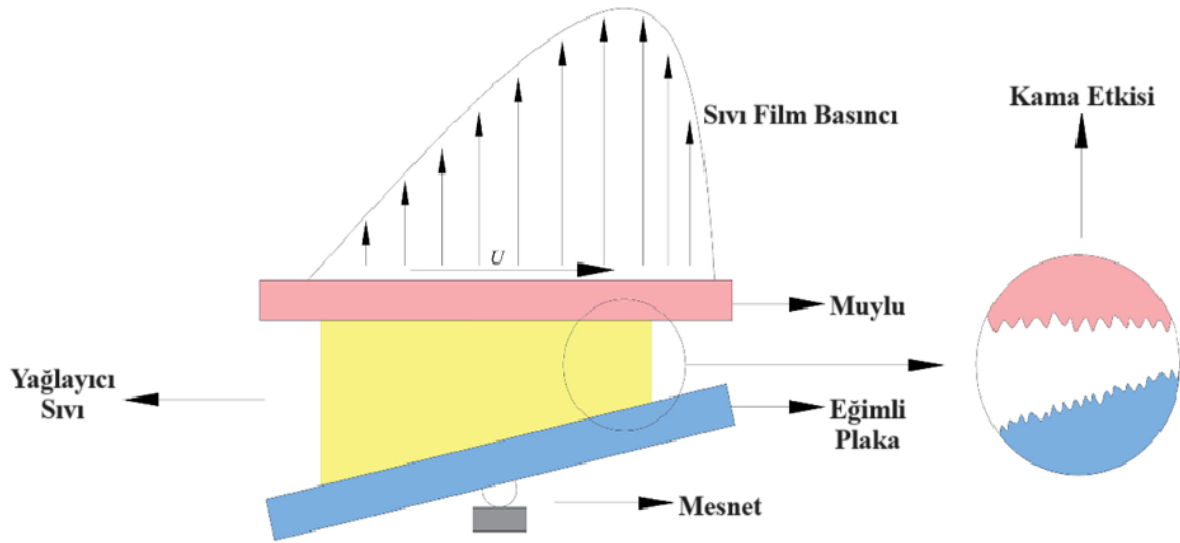
Yani hidrostatik yağlama durumu hareketsiz yüzeylerde de oluşturulabilir. Bu yağlama durumunda basınçlandırılmış yağlayıcı sıvı sayesinde şaft yatağına temas etmez ve böylece direk sıvı sürtünme hali sağlanır. Hidrostatik yağlamada şaft hareket etmeden de tam sıvı sürtünme hali meydana gelebilir. Hidrostatik yatağın yağlayıcı sıvı film basıncı dışarıdan bir pompa ile sağlandığından bu tür yatakların yük taşıma kapasiteleri diğer yataklara göre daha fazladır. Büyük yataklamalarda genelde hidrostatik yağlamalı yataklar kullanılmaktadır. Kaymalı yataklardaki sürtünme ve aşınmanın en çok iki cismin temas yüzeylerinin ilk bağıl harekete başladığı durumda olduğu düşünüldüğünde bu tür büyük yataklamalarda şaft dönmeye başlamadan önce şaft ile yatağın teması yağlayıcı sıvı tarafından ön yağlama pompası vasıtasıyla basınçlandırılarak sağlanır. Şekil 9'da hidrostatik yağlamalı bir yatak örneği gösterilmiştir.



Şekil 9. Hidrostatik yağlamalı yatak örneği (Budak *et al.* 2022)

Hidrodinamik yağlama

Hidrodinamik sıvı sürtünmede, birbirlerine göre bağıl harekette bulunan yüzeylerin kinematik ve geometrik şartlarına bağlı olarak yağlayıcı sıvının kendi kendine bir basınç alanı oluşturmasıdır. Basınçlı bir yağ filminin oluşabilmesi için yağ tabakasının hareket yönünde daralması yağlayıcı sıvının kama etkisi yapması gerekir (Şekil 10). Hidrodinamik yağlama teorisinin amacı, yağlayıcı sıvı basıncının hangi koşullarda meydana geldiğini ve bu basınca bağlı olarak yatağın yük taşıma kapasitesini hesaplamak için gereken parametreleri meydana getirmektir. Hidrodinamik yağlama teorisinin bugünkü hali Reynolds'un (1886) yaptığı teorik ve Tower'ın (1880) yaptığı deneysel çalışmalara dayanır (Hori 2006).

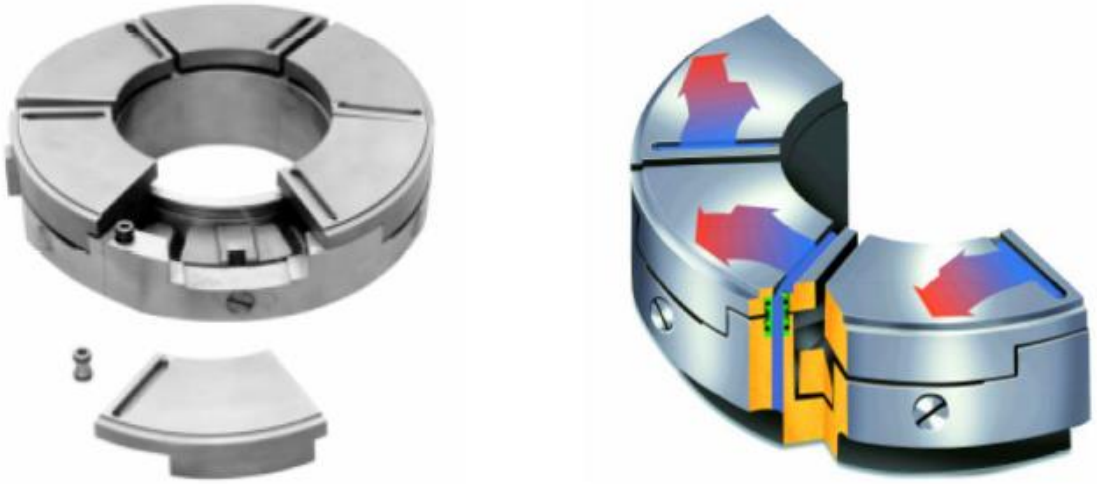


Şekil 10. Eğimli plakalar arasında oluşan yağlama sıvısının kama etkisi (Özgen 2006)

Hidrodinamik sıvı sürtünmesi meydana gelebilmesi için; temas eden cisim yüzeyleri arasında belirli bir bağıl hızın olması, yağlayıcı sıvının bu bağıl hareket sayesinde hareket yönünde daralması ve cisim yüzeyleri arasında yağlayıcı sıvının basınçlanması gerekir. Genellikle bu tür mekanik uygulamalarda shaft döner ve yatak sabit olduğundan bağıl hız şartı kendiliğinden meydana gelmiş olur. Hidrodinamik sıvı sürtünmenin oluşup oluşmadığı minimum yağ filmi kalınlığı ve yağ film basıncı ile kontrol edilir. Hidrodinamik kaymalı yataklar aksel ve radyal olmak üzere ikiye ayrılır.

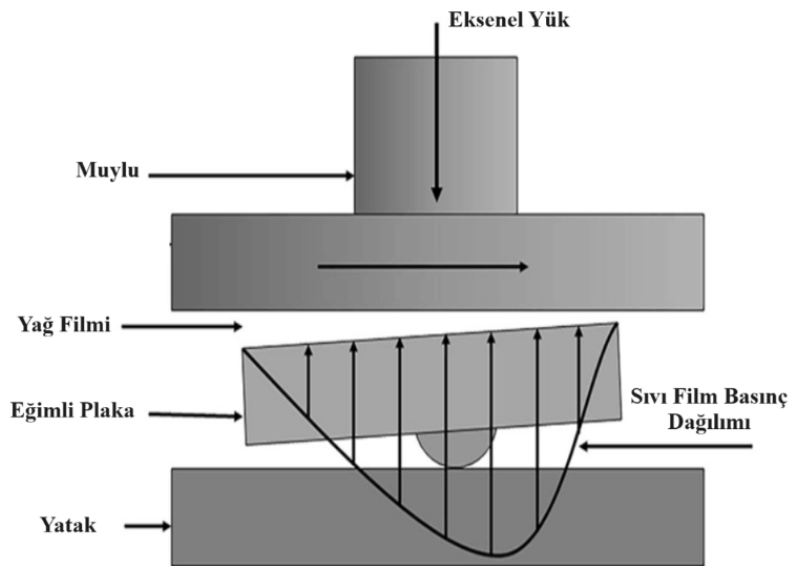
Hidrodinamik aksel yataklar

Hidrodinamik aksel yataklar eğimli plakalardan oluşmakta ve böylece bu yataklarda hidrodinamik sıvı sürtünmesi oluşması sağlanmaktadır (Şekil 11).



Şekil 11. Hidrodinamik kaymalı yatak örneği (Özgen 2006)

Yatak yüzeyine kayma hareketi yönünde eğim verilmesi kama şeklinde hareket yönünde daralan bir yağ tabakasının oluşmasını sağlar. Eksenel yataklardaki plakaların eğimi sabit veya değişken olabilir. Değişken eğimli plakalar mafsallar ile oynak hale getirilir. Bu yataklar Amerika’da Kingsbury, Avrupa’da Michell yatakları olarak bilinir (Akkurt 1990). Hidrodinamik eksenel yataklardaki basınç oluşumu Şekil 12’de gösterilmiştir.

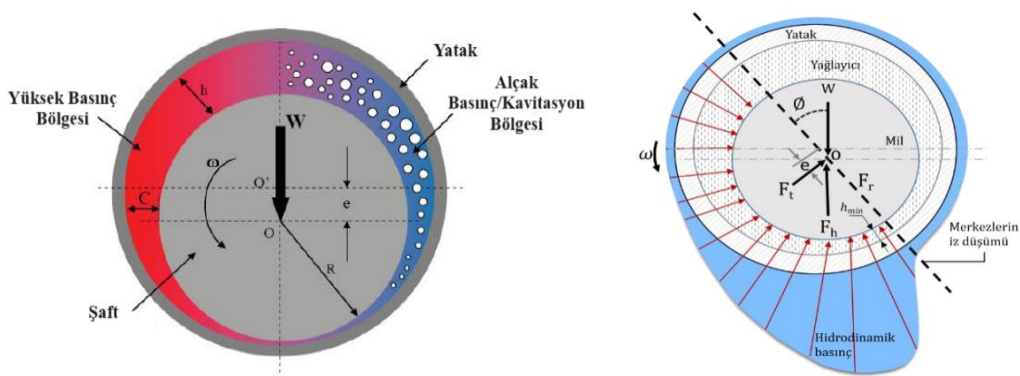


Şekil 12. Hidrodinamik eksenel yataklarda basınç oluşumu (Kahraman 2010)

Hidrodinamik radyal yataklar

Hidrodinamik radyal yataklarda genellikle şaft ω hızı ile dönerken yatak sabittir. Bu sayede hidrodinamik sıvı film sürtünmesinin oluşması için gereken bağıl hız yatağın çalışma koşulları sayesinde yerine gelmektedir. Hidrodinamik yağlamanın gerçekleşebilmesi için diğer bir şart olan yağlayıcı sıvının hareket yönünde daralması ve kama etkisi koşulu şaftın yatağa

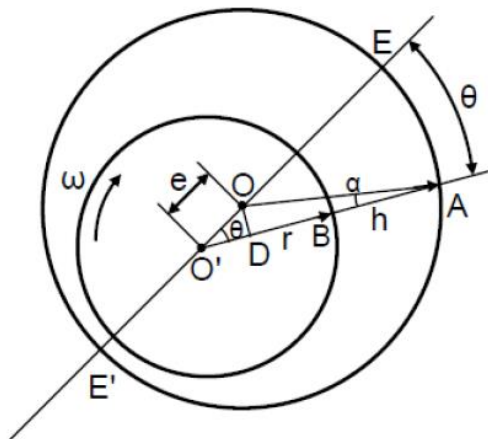
göre eksantrik bir konum alması sayesinde gerçekleşmektedir. Bu olay şaftın yatak içine bir klerans (radyal boşluk) bırakılarak monte edilmesi ile gerçekleşir. Şaftın hareket etmediği durumda şaft ile yatak yüzeyi direkt temasta olduğundan, şaftın harekete başladığı ilk anda yatakla şaft arasında çok kısa bir süre kuru sürtünme hali meydana gelir. Şaft yatak içerisinde hareket yönünün ters tarafına doğru tırmanmaya başlar. Şaftın hızı arttıkça yağlayıcı sıvı yatağın yüzeyleri arasında yayılmaya başlar ve sınır sürtünmesi oluşur. Şaft hızının belirli bir değerinde şaft yatağa göre eksantrik bir konum alır, tam sıvı sürtünme rejimi başlar ve yağlayıcı sıvıda belirli bir miktar basınç meydana gelir. Bu durumdaki hidrodinamik radyal kaymalı yatakta oluşan basınç dağılımı Şekil 13'te gösterilmektedir.



Şekil 13. Radyal kaymalı yataklarda sıvı film basıncı oluşumu (Razavykia 2019)

Hidrodinamik radyal kaymalı yataklarda geometrik büyüklükler

Şekil 14'te gösterildiği gibi, simetri ekseni yatak yüzeyini E ve E' de kesecek şekilde uzatıldığında yataktaki maksimum yağlayıcı sıvı film kalınlığının E noktasında, minimum yağlayıcı sıvı film kalınlığının ise E' noktasında olduğu görülür. Maksimum yağlayıcı sıvı film kalınlığı noktasından θ açısal konumunda oluşan h film kalınlığı ($h=AB$) $\overline{O'A}$ uzunluğundan belirlenebilir (Koç 2017).



Şekil 14. Radyal yatakta geometrik büyüklükler (Koç 2017)

$$\overline{OA} = R$$

$$\overline{O'B} = r$$

$$\overline{OO'} = e$$

$$R - r = c$$

$$h_0 = c - e$$

$$h_{\max} = c + e$$

olarak ifade edilir.

Bu durumda kaymalı yatakta en önemli sabit olan izafi eksantriklik oranı:

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad \text{şeklinde ifade edilmektedir.} \quad (3)$$

Ortalama yatak yüzey basıncı ise:

$$P_m = \frac{F}{LD} \quad \text{olarak ifade edilir.} \quad (4)$$

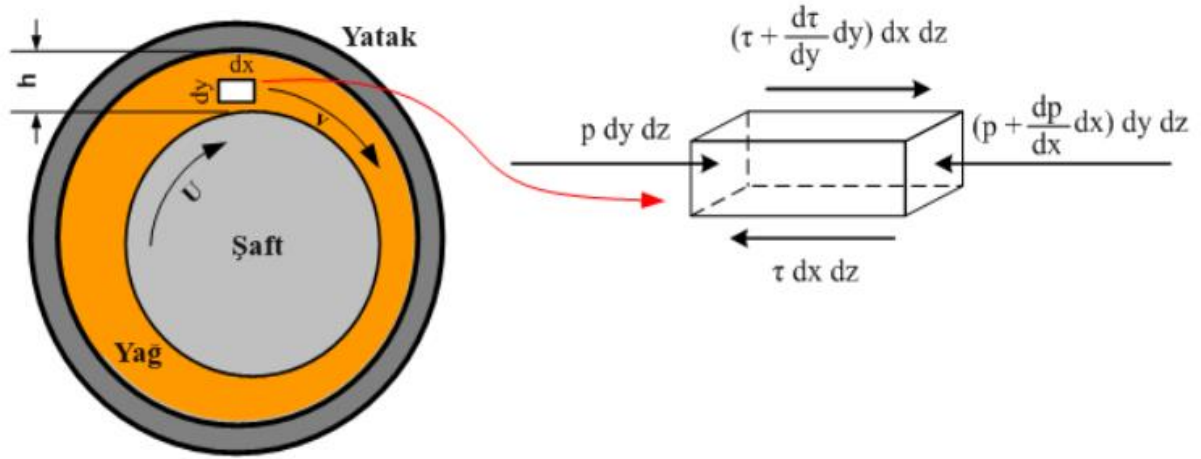
Yatağın yük taşıma kapasitesi ise:

$$F = P_m LD \quad \text{olarak ifade edilir.} \quad (5)$$

Hidrodinamik radyal yataklarda reynolds diferansiyel denklemi

Reynolds diferansiyel denklemi yatak ile şaft arasında kalan yağlayıcı sıvı film basınç dağılımını hesaplamak için de kullanılmaktadır. Reynolds diferansiyel denklemi gösterimi Şekil 15'te açıklanmıştır. Bu denklemi kullanmak için aşağıdaki kabulleri yapmak gerekir (Brushan 2000).

- Akışkana harici bir kuvvet etki etmemektedir.
- Akışkan ataleti ihmal edilebilir.
- Yüzeydeki hızlar sabittir.
- Şaft yüzey hızı ile akışkan hızı aynıdır. Kayma yoktur.
- Akış laminerdir.
- Film kalınlığına oranla eğrilik yarıçapı çok büyüktür.
- Film kalınlığı boyunca basınç sabittir.



Şekil 15. Reynolds diferansiyel denklemi gösterimi (Brushan 2000)

Bir boyutlu diferansiyel denklemi;

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx} \text{ şeklinde yazılabilir.} \quad (6)$$

Viskozitenin sabit kabul edilmesi halinde;

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6U\eta \frac{dh}{dx} \text{ olarak tanımlanır.} \quad (7)$$

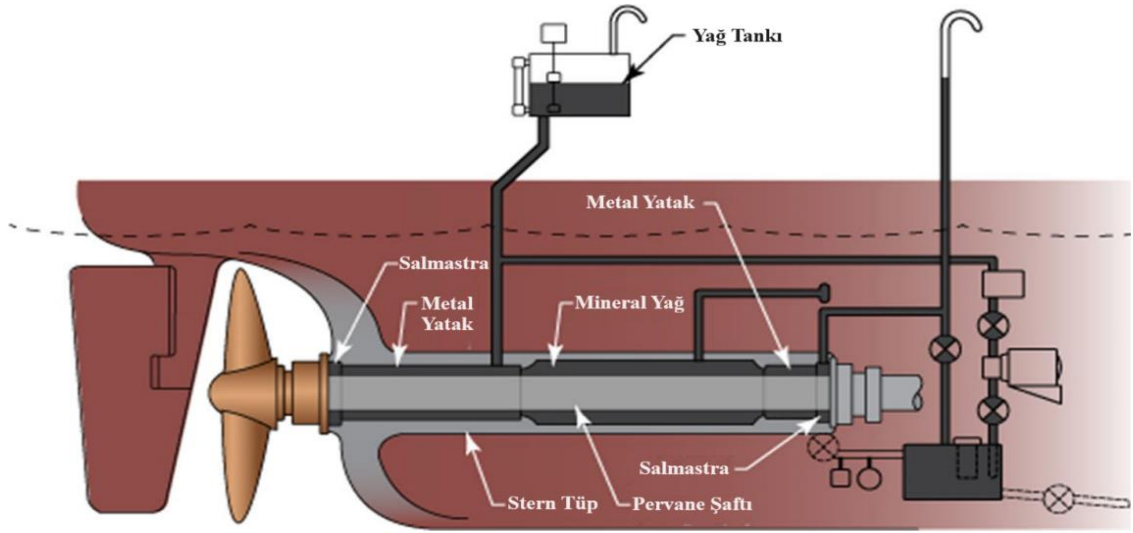
Tanımlı olan denklemde x ve y yönündeki akımlar ihmal edilirse;

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \text{ olarak tanımlanabilir.} \quad (8)$$

Gemi stern tüp ve yatağı

Pervane şaftının gemi gövdesinden çıktığı ve yataklandığı, su veya yağ ile yağlanan ve gemiye su girişini engellemek maksadıyla salmastra bulunan sisteme stern tüp denir. Stern tüp sisteminin çok önemli iki adet görevi bulunmaktadır. Bunlar, pervane yükünü taşımak ve geminin içerisine deniz suyu girmesini engelleyerek sızdırmazlık sağlamaktır.

Mineral yağla yağlanan stern tüp sistemlerinde, stern tüp içerisinde pervane şaftının yataklanması yağlama düzeni ve sızdırmazlığı geminin çalışmasında hayati bir rol oynar. Şekil 16'da gösterildiği gibi tipik bir sızdırmaz mineral yağla yağlamalı stern tüp sisteminde, pervane şaftını destekleyen metalik yatakların her iki ucunda bir salmastra ile sızdırmaz hale getirilir. Tipik olarak mineral yağla yağlanan stern tüp sistemi, gemi boyutuna bağlı olarak 1500 ile 3000 litre yağ içerir. Bu stern tüp sistemlerinde gemiye deniz suyu girip girmediğini kontrol etmek amacıyla sık sık yağ numunesi almak gerekir.



Şekil 16. Tipik mineral yağlamalı stern tüp yatağı (Carter 2004)

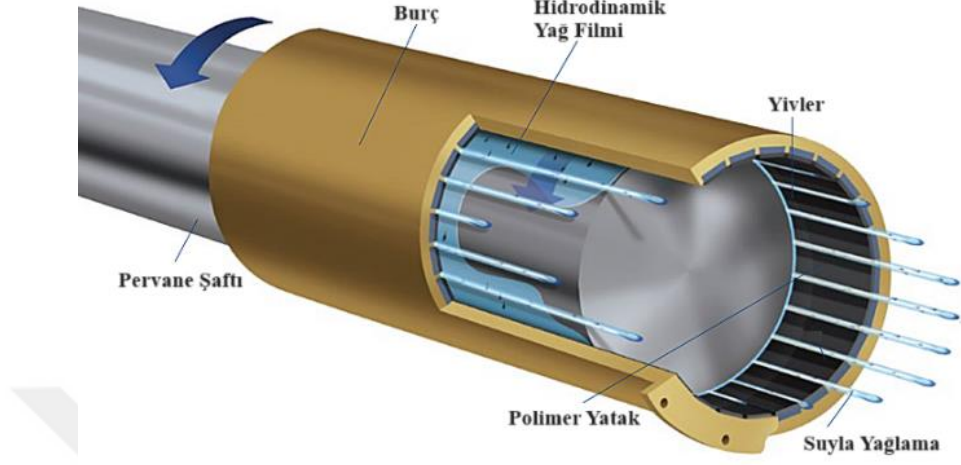
Eskiden kullanılan ve çevre bilincinin artması ile günümüzde tekrar gündeme gelen bir çalışma şekli ise deniz suyu ile yağlanabilen stern tüp yataklardır. İyi bir aşınma direncine sahip ve su ile uyuşan pelesenk ağacı eski bir yöntem olarak stern tüp yatağı olarak kullanılmaktaydı. Bronz veya pirinçten yapılan burçların iç yüzünde boyuna olarak kırlangıçkuyruğu şeklinde oyuklar açılıp, oyukların içerisine pelesenk ağacı geçirilerek elde edilen stern tüp sistemine pelesenkli stern tüp denir. Pervane şaftı yatak içinde dönerken kovan ile pelesenk yatak arasından deniz suyu geçmektedir. Son yıllarda pelesenk ağacı yerine Şekil 17’de gösterilen elastik polimer yataklar kullanılmaktadır (Güner 1999).



Şekil 17. Suyla yağlamalı polimer gemi stern tüp yatağı (Carter 2004)

Suyla yağlanan polimer yataklar, mineral yağla yağlanan yatakların aksine açık sistemlerdir. Deniz suyu ile yağlanan polimer stern tüp yataklarında, sadece stern tüp girişinde salmastra bulunur. Böylece deniz suyu bir pompa vasıtasıyla denizden alınarak stern tüp yatağına basılır. Basılan deniz suyu polimer yataktaki yiv kanallarından geçerek yatağın soğutulmasını, yağlanmasını sağlayarak tekrar denize döner. Yiv kanallarının yatağı soğutması

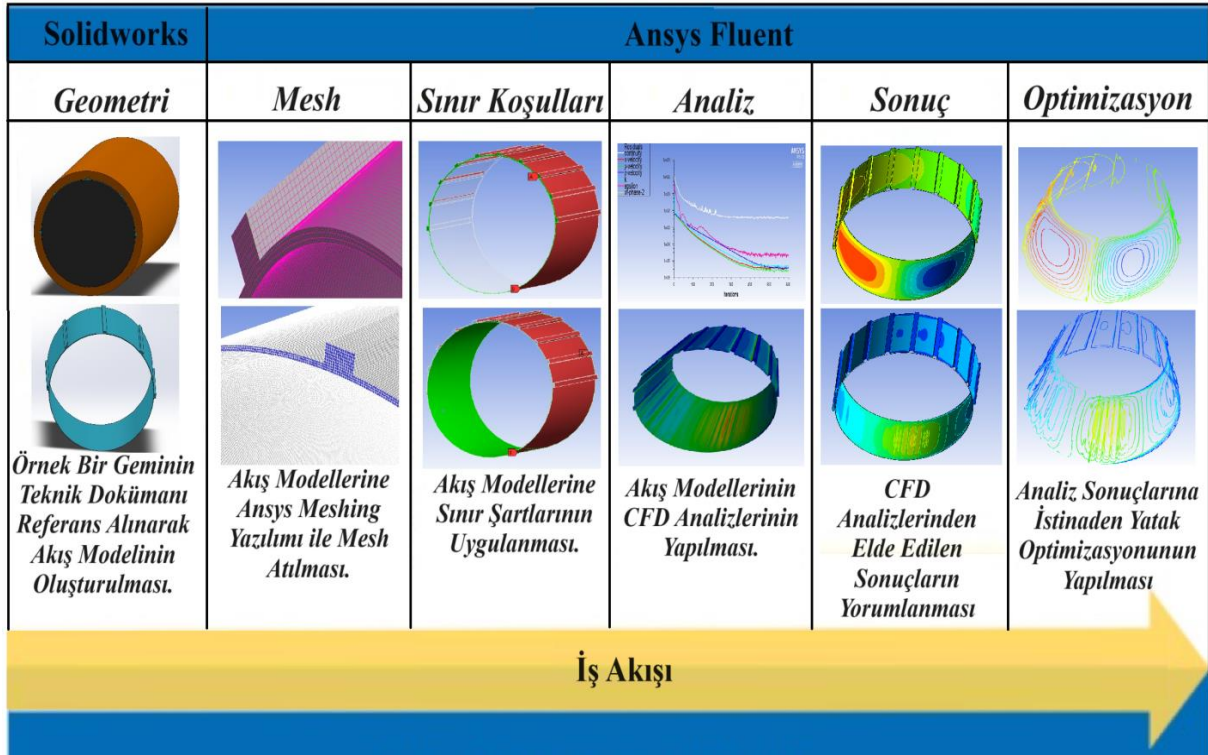
ve yağlaması haricinde bir diğer görevi ise silt giderme denilen pompa vasıtasıyla denizden alınıp stern tüp yatağına basılan deniz suyu ile birlikte gelen deniz kumunun yiv kanallardan geçerek stern tüp içerisinde birikmesini engellemek ve yatağın güvenli çalışmasını sağlamaktır. Suyla yağlanan polimer stern tüp yatağı şematik olarak Şekil 18’de gösterilmiştir.



Şekil 18. Suyla yağlanan polimer stern tüp yatağı şematik gösterimi (Zhou *et al.* 2020)

MATERYAL VE METOT

Bu çalışmada, farklı yiv tiplerine ve sayısına sahip deniz suyu ile yağlanabilen polimer gemi stern tüp yatakları SOLIDWORKS 2019 SP05 Education Edition versiyonu ile modellenerek polimer yatak ile pervane şaftı arasında kalan yağlama sıvısı formunun ANSYS Fluent R19.0 Academic versiyonu ile Reynolds sınır şartları uygulanarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizleri yapılmıştır. Akabinde yataktaki soğutma ve silt giderme yivlerinin konumu, şekli ve sayısının yatağın tribolojik performansına etkileri incelenmiş ve yapılan analizler sonucunda yatak optimizasyonu kapsamında tribolojik performansı en yüksek modeller belirlenmeye çalışılmıştır. Tez çalışması kapsamında yapılan çalışmalara ait aşamalar Şekil 19’da gösterilmiştir.



Şekil 19. İş akış şeması

Stern Tüp Yatağı Modeli

Analizi yapılan yatak, M/Y (Motor Yacht) tipi bir geminin polimer stern tüp yatağıdır. Deniz suyu ile yağlamalı yatağa ait özellikler ve analizlerde kullanılan diğer değerler Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. M/Y (Motor Yacht) Tipi Gemiye Ait Yatak Parametreleri

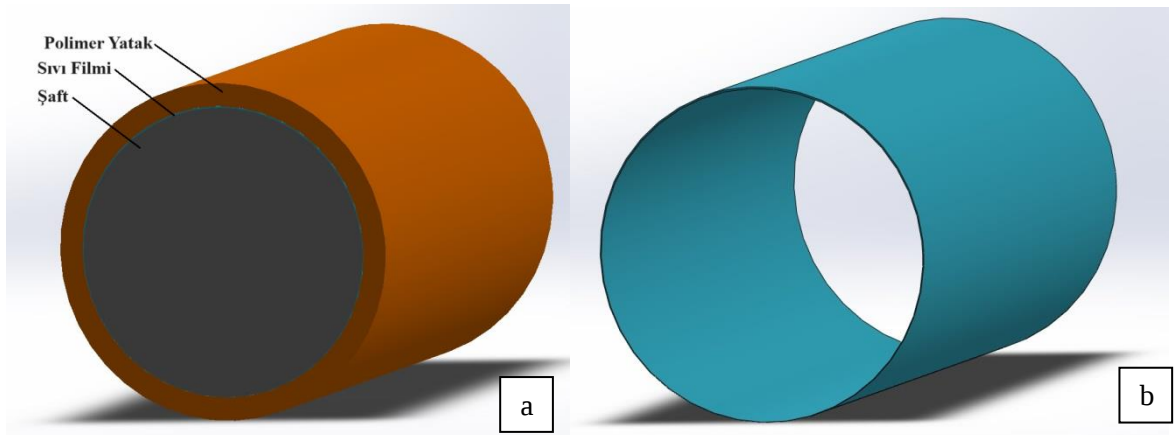
Şaft Çapı (d)	: 374,28 mm
Yatak Çapı (D)	: 375,54 mm
Klerans Boşluğu (C)	: 1,26 mm
Yatak Boyu (L)	: 742,45 mm
L/D Oranı	: 1,934
Operasyon Hızı	: 270 rpm
Devir Yönü	: Saat yönü tersi
Eksantriklik Oranı (ϵ)	: 0,7
Yağlayıcı Sıvı	: Deniz Suyu
Yağlayıcı Sıvının Yoğunluğu (ρ)	: 1025 kg/m ³
Yağlayıcı Sıvının Viskozitesi (η)	: 0,00102 kg/m.s

SOLIDWORKS Yazılımı Kullanılarak Yatak Modellerinin Oluşturulması

Bu çalışmada stern tüp yataklarının modelleri SOLIDWORKS 2019 yazılımı aracılığıyla modellenmiştir. Modellerin yatak ve shaft ebatları M/Y (Motor Yacht) tipi bir gemiye ait polimer stern tüp yatağı ve shaft ebatlarıdır.

Referans model

Referans modeli için kullanılan polimer yatağın oluksuz olduğu durumda, yatak ile shaft arasında kalan sıvı formu oluşturulmuştur. Referans modelin yatak, yağlayıcı sıvı filmi ve shaft montaj hali ve yatak ile shaft arasında kalan yağlayıcı sıvı film formu Şekil 20'de gösterilmiştir.

**Şekil 20. (a)** Referans model montaj görünümü ve **(b)** Referans model sıvı film formu

Stern tüp yataklarda soğutma ve silt giderme yiv parametreleri

Şekil, boyut, adet, derinlik ve yönelim gibi farklı yiv parametreleri veya bu parametrelerin bir kombinasyonu, silt giderme yivlerinin tribolojik performans üzerindeki

etkinliğini kontrol eder. Silt giderme yivleri yüzeyden çukur yapılarda negatiftir. Ayrıca bu yivler, düz, helisel, geometrileri ise kare, üçgen gibi şekillerden oluşabilir.

Silt giderme yivleri yüksek sıcaklığa duyarlı polimer yatakta sürtünmeden kaynaklı yüksek ısıyı bölgeden uzaklaştırarak ısı transferini sağlamak amacıyla ısının etkili bir şekilde emilmesini sağlamaktadır. Yivlerin burç çevresi boyunca düzenlenmesi, yatağın içinden geçen su akış hızını artırmayı ve bu şekilde soğutma koşullarını iyileştirmeyi mümkün kılar. Ayrıca gemi stern tüp yatakları deniz suyu ile soğutulduğu ve yağlandığı göz önüne alındığında bu yivlerin deniz suyundan gelen toz, kum gibi malzemelerin yatak bölgesinden uzaklaştırılarak yatağın güvenli bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır.

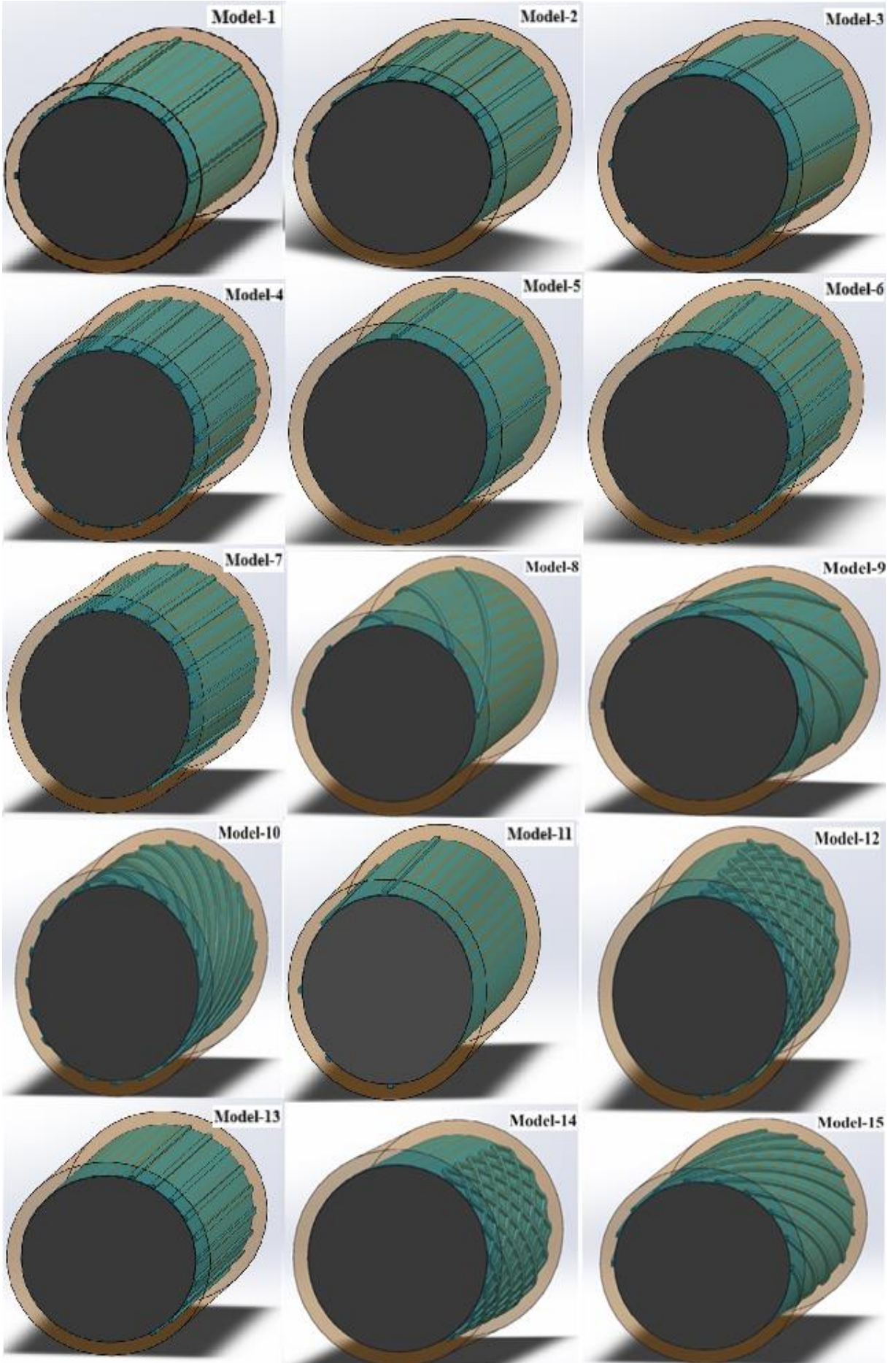
Daha önce yapılan çalışmalar incelendiğinde kullanılan stern tüp polimer yataklarda genellikle dikdörtgen geometrili ve yatağın sadece üst yarısına veya yatağın tüm çevresi boyunca eksenel yivlere sahip olduğu görülmüştür (Ganesha *et al.* 2023; Gong *et al.* 2019; Serdjuchenko *et al.* 2022; Hirani and Verma 2009; Wodtke and Litwin 2021). Üretilebilirlik açısından düşünüldüğünde bu tip yivlerin elde edilmesi daha kolay olmaktadır. Ancak günümüz teknolojisi ile birlikte farklı konumlarda geometride (örneğin helisel) yivler üretmek mümkün olmaktadır. Bu çalışmada oluşturulan tüm modellerde M/Y (Motor Yacht) tipi bir geminin polimer stern tüp yatağının yiv ölçüsü olan 9,5x6 mm ebatlarında dikdörtgen yiv kullanılmış ve yiv geometrisi değiştirilmeden sadece yivlerin eksenel, helisel durumu ve yataktaki konumuna göre yağlayıcı sıvı basınç dağılımı ve yağlayıcı sıvı kayma gerilmesi incelenmiştir.

SOLIDWORKS 2019 yazılımı ile polimer yatak modellerinde oluşturulan yivler aşağıdaki gibidir;

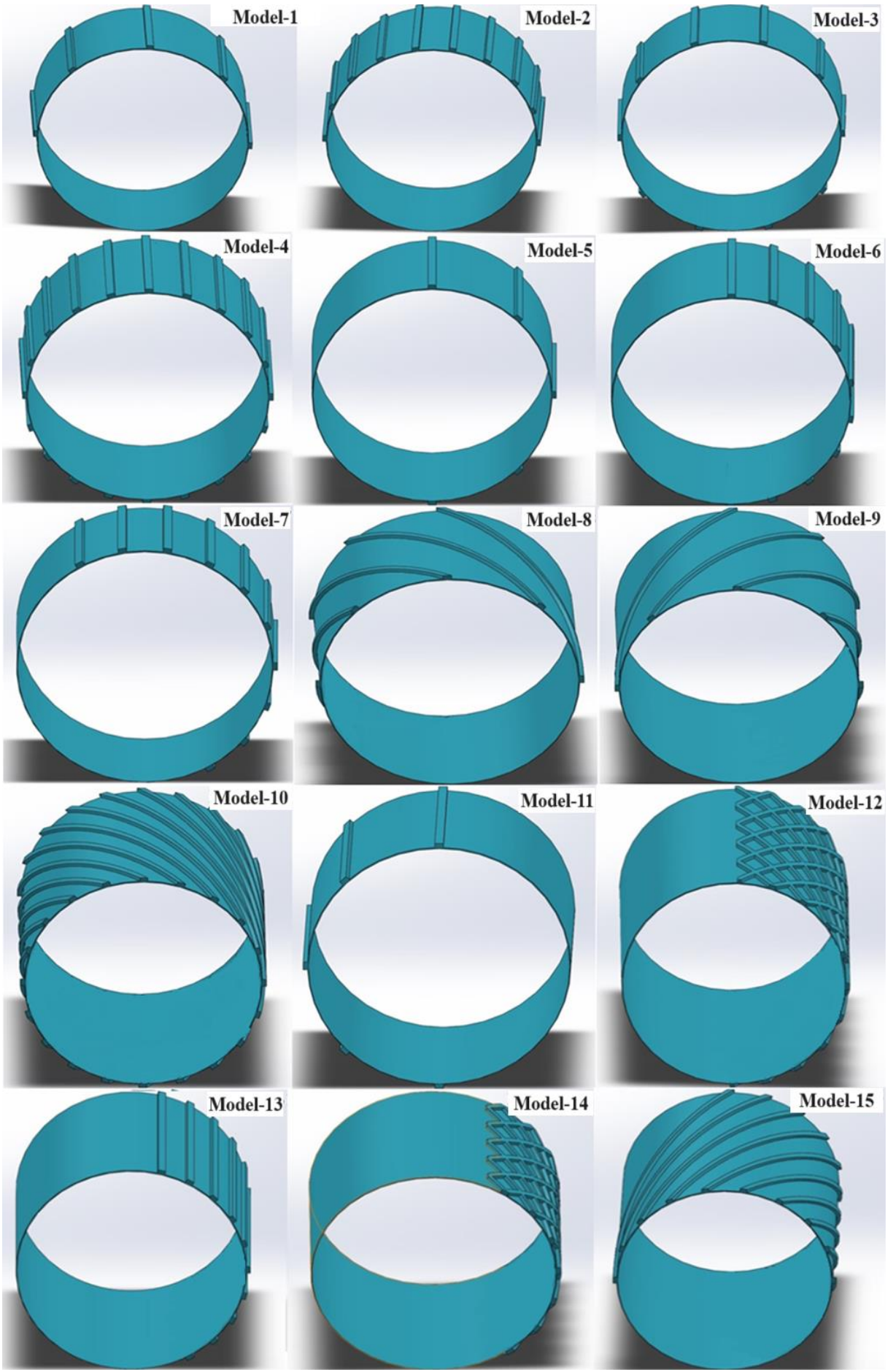
- Model-1 için yatağın sadece üst yarısında 5 adet 9,5x6 mm ebatlarında eksenel yiv oluşturulmuştur.
- Model-2 için yatağın sadece üst yarısında 10 adet 9,5x6 mm ebatlarında eksenel yiv oluşturulmuştur.
- Model-3 için yatak çevresi boyunca 10 adet 9,5x6 mm ebatlarında eksenel yiv oluşturulmuştur.
- Model-4 için yatak çevresi boyunca 20 adet 9,5x6 mm ebatlarında eksenel yiv oluşturulmuştur.
- Model-5 için yatağın sağ (alçak basınç bölgesi) yarısına 5 adet 9,5x6 mm ebatlarında eksenel yiv oluşturulmuştur.
- Model-6 için yatağın sağ (alçak basınç bölgesi) yarısına 10 adet 9,5x6 mm ebatlarında eksenel yiv oluşturulmuştur.

- Model-7 için yatağın sağ çapraz yarısına 10 adet 9,5x6 mm ebatlarında eksenel yiv oluşturulmuştur.
- Model-8 için yatağın üst kısmına 5 adet 9,5x6 mm ebatlarında saat yönü tersinde 2969,8 mm hatveli helisel yiv oluşturulmuştur.
- Model-9 için yatağın üst kısmına 5 adet 9,5x6 mm ebatlarında saat yönünde 2969,8 mm hatveli helisel yiv oluşturulmuştur.
- Model-10 için yatak çevresi boyunca 20 adet 9,5x6 mm ebatlarında saat yönü tersinde 2969,8 mm hatveli helisel yiv oluşturulmuştur.
- Model-11 için yatağın sol yarısına (yüksek basınç bölgesi) 5 adet 9,5x6 mm ebatlarında eksenel yiv oluşturulmuştur.
- Model-12 için yatağın sağ yarısına 10 adet saat yönünde, 10 adet saat yönü tersinde toplam 20 adet 9,5x6 mm ebatlarında 2969,8 mm hatveli helisel yiv oluşturulmuştur.
- Model-13 için yatağın sadece alçak basınç bölgesine 10 adet 9,5x6 mm ebatlarında eksenel yiv oluşturulmuştur.
- Model-14 için yatağın sadece alçak basınç bölgesine 7 adet saat yönünde, 7 adet saat yönü tersinde toplam 14 adet 9,5x6 mm ebatlarında 2969,8 mm hatveli helisel yiv oluşturulmuştur.
- Model-15 için yatağın üst kısmına saat yönü tersinde 10 adet 9,5x6 mm ebatlarında 2969,8 mm hatveli helisel yiv oluşturulmuştur.

SOLIDWORKS 2019 yazılımı ile oluşturulan yatak, şaft ve akış formu montaj modelleri Şekil 21’de, yatak ile şaft arasında kalan sıvı film formu Şekil 22’de gösterilmiştir.



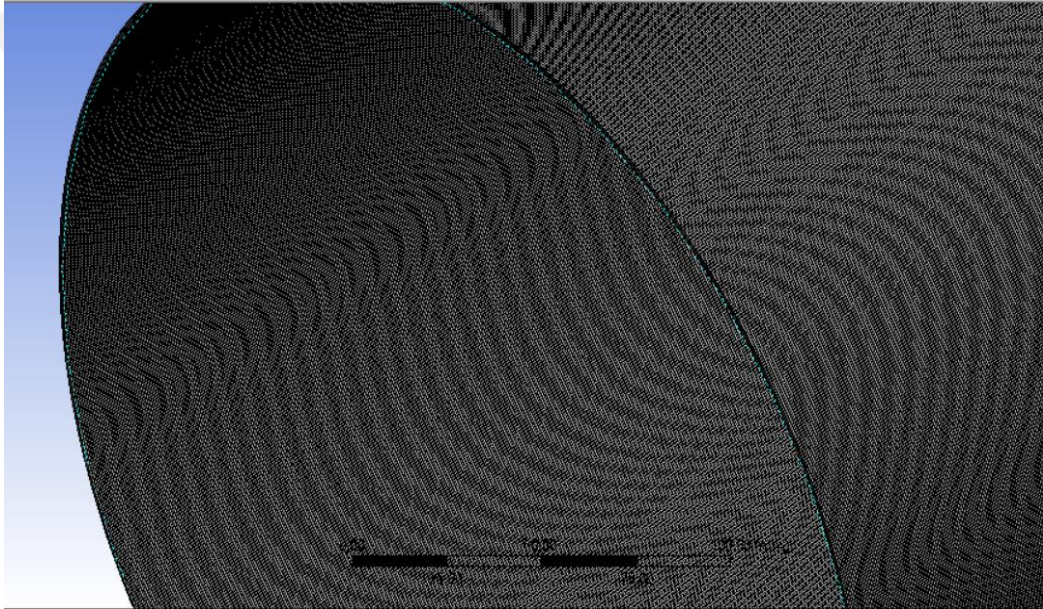
Şekil 21. Farklı yiv tiplerine sahip modellerin montaj görünümü



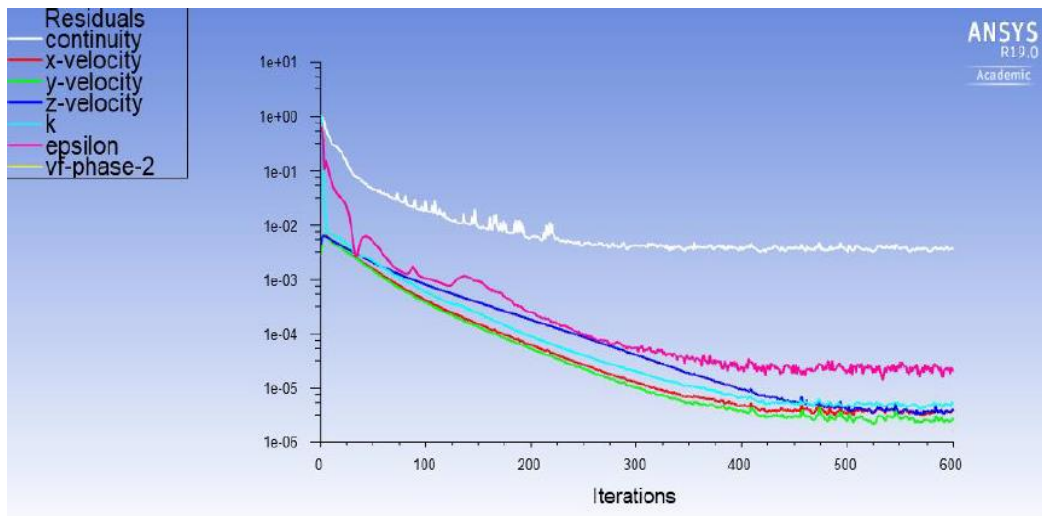
Şekil 22. Farklı yiv tiplerine sahip yatak modellerinin sıvı film formu

Mesh Bağımsızlaştırma

CFD problemleri sanal ortamda hesaplanırken akışkan hacmi küçük parçalara ayrılarak her bir parça ayrı olarak hesaplanır. Meshin doğrulanması aşamasında yapılması gereken diğer işlem hesaplamanın meshten bağımsız hale getirilmesidir. Mesh boyutları küçüldükçe akışkan hesapları daha gerçeğe yakın olarak yapılmakta ve belli bir boyuttan sonra sonuç değişmemektedir. Bu çalışmada mesh bağımsızlaştırma işlemi 4 adımda yapılmıştır. Her adımda farklı eleman sayıları için analizler tekrarlanarak ulaşılan sonuca göre en iyi mesh boyutuna karar verilmiştir. Mesh boyutları sırasıyla 2, 1, 0,9 ve 0,6 mm alınarak analizler yapılmış ve tüm modeller için optimum değer 0,6 mm olarak alınmıştır (Şekil 23). Referans model analizinde gerçek değer ile tahmin edilen değer arasındaki dikey fark olarak tanımlanan residuals grafiği Şekil 24'te gösterilmiştir.



Şekil 23. Referans model 0,6 mm mesh boyutu



Şekil 24. Referans model residuals grafiği

Ansys Meshing modülü ile modellerde oluşturulan mesh bilgileri Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Modellerin Mesh Özellikleri

Model	Mesh Geometrisi	Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı
Referans Model	Quadlrateral	3086785	1972428
Model-1	Quadlrateral	3631914	2463018
Model-2	Quadlrateral	4043754	2843526
Model-3	Quadlrateral	6188656	4515506
Model-4	Quadlrateral	7860642	6097366
Model-5	Quadlrateral	5422417	3809000
Model-6	Quadlrateral	4065204	2859809
Model-7	Quadlrateral	4071210	2869236
Model-8	Tetrahedral	4566105	19369768
Model-9	Tetrahedral	4582832	19425463
Model-10	Tetrahedral	6542877	30742757
Model-11	Quadlrateral	3586440	2420168
Model-12	Tetrahedral	6316250	29243890
Model-13	Quadlrateral	4038606	2836670
Model-14	Tetrahedral	5614654	25241292
Model-15	Tetrahedral	5248977	23235798

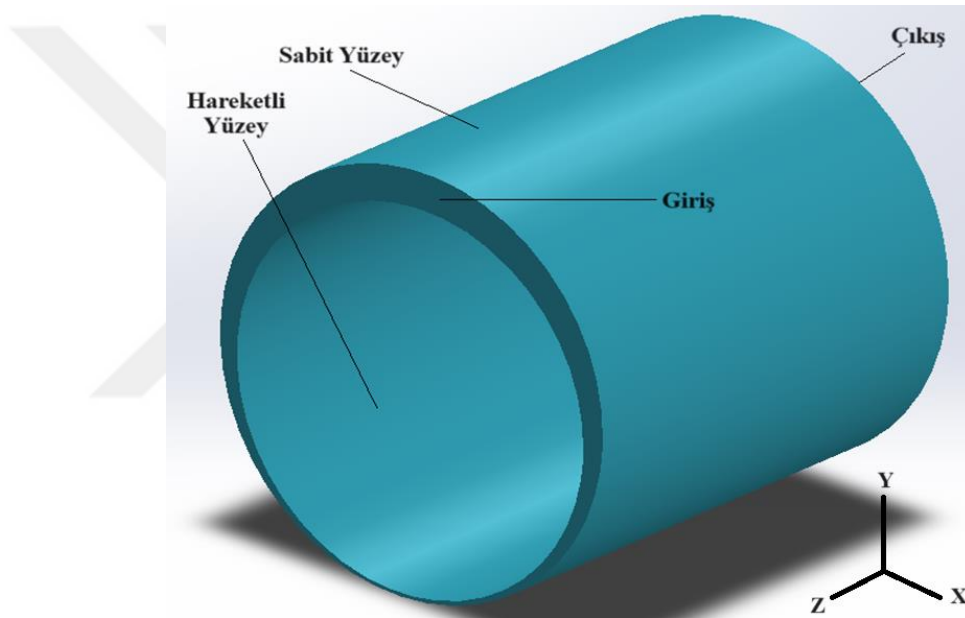
Modellere Uygulanan Sınır Şartları

Akış modeline uygulanan sınır şartları Şekil 25’te gösterilmiştir. ANSYS Fluent yazılımı üzerinden akış modeline uygulanan diğer sınır şartları aşağıdaki gibidir;

- Akış modeline -y yönünde yer çekimi ivmesi ($-9,81 \text{ m/s}^2$) uygulanmış olup, akış sıfır, izotermal ve sıkıştırılamaz olarak kabul edilmiştir (Gao *et al.* 2014; Zhang *et al.* 2016; Gengyuan *et al.* 2015; Kalbande *et al.* 2016).
- Akış modeli laminar ve çok fazlı model Eulerian fazlı bir karışım modeline ayarlanmıştır. Birincil faz su sıvısı ve ikinci faz ise su buharıdır. Kütle transfer mekanizması birincil fazdan ikincil faza kavitasyon olarak seçilmiştir (Gao *et al.* 2014; Zhang *et al.* 2015, Zhang *et al.* 2016).
- Modelin mutlak çalışma basıncı, bir atmosfer basıncı olan 101.325 Pa seçilmiştir (Gengyuan *et al.* 2015; Kalbande *et al.* 2016; Zhang *et al.* 2016; Gao *et al.* 2014).
- Yağlayıcı sıvı filmi şaft ile yatak arasında kalan boşluğun bir tarafı giriş (inlet) diğer tarafı çıkıştır (outlet). Yatak tamamen suya daldırıldığı için giriş ve çıkış

sınırlarındaki basınç 0 Pa (cihaz basıncı) olarak alınmıştır (Gengyuan *et al.* 2015; Kalbande *et al.* 2016; Zhang *et al.* 2016; Gao *et al.* 2014).

- Filmin dış yüzeyi (yatağa temas eden yüzey) sabit duvar (static wall), iç yüzeyi ise shaftın dönüş hızına (270 rpm) eşit hıza sahip hareketli duvar (moving wall) olarak seçilmiştir. Her iki duvara da “no slip” kaymama şartı getirilmiştir (Gengyuan *et al.* 2015; Kalbande *et al.* 2016; Zhang *et al.* 2016; Gao *et al.* 2014).
- CFD analizlerinde yük taşıma kapasitesi, yalnızca pozitif film basıncı değeri üzerinden hesaplanmıştır. Negatif film basıncı (vakum etkisi/kavitasyon potansiyeli taşıyan basınçlar) yük hesabına dahil edilmemiştir. Bu yaklaşım, Reynolds sınır şartlarının fiziksel sınır koşullarına uygun şekilde gerçekleştirilmiştir (Hamrock *et al.* 2004).



Şekil 25. Akış modeli sınır koşulları şematik gösterimi

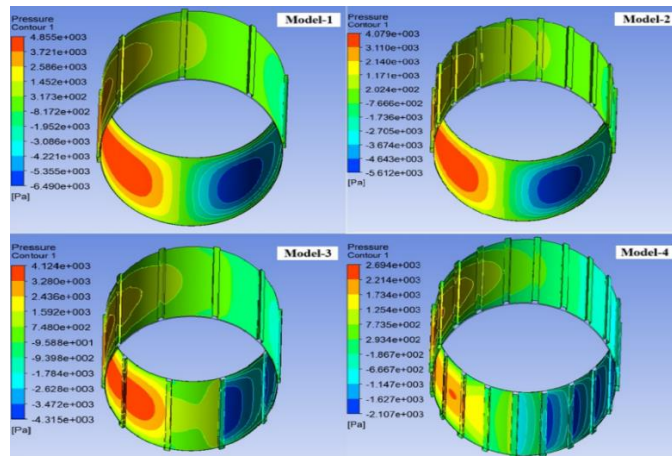
ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Modellerin Sıvı Film Basınç Analizleri

Uygulanan sınır şartlarına istinaden yapılan analizler sonucunda modellerin sıvı film basıncı analiz sonuçları, modellerin yatak çevresi boyunca basınç dağılımları, modellerde oluşan maksimum, minimum ve ortalama sıvı film basınç değerleri ve yataklarda oluşan ortalama sıvı film basıncına istinaden Denklem 5 ($F=P_mLD$) kullanılarak Reynolds sınır şartına göre hesaplanan modellerin hidrodinamik yük taşıma kapasitesi grafikleri aşağıdaki başlıklarda verilmiştir.

Yiv sayısının sıvı film basıncına etkisi

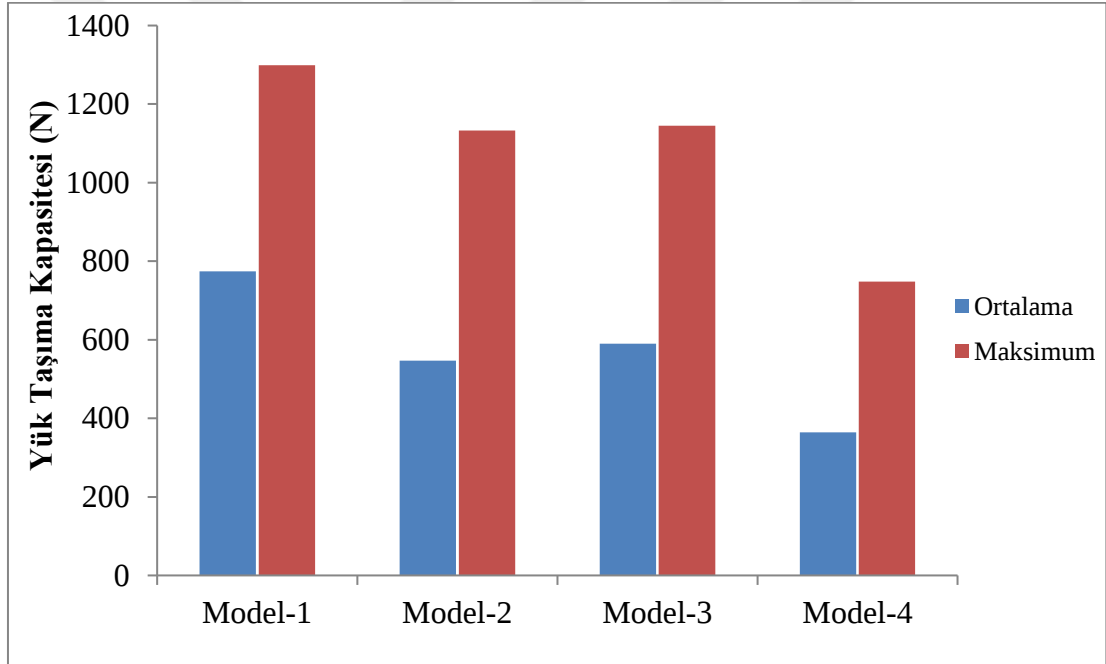
Hâlihazırda gemilerde sıklıkla kullanılan Model-1, Model-2, Model-3 ve Model-4'ün basınç analiz sonuçları (Şekil 26), yatak çevresi boyunca basınç dağılımları (Şekil 27) ve hidrodinamik yük taşıma kapasiteleri (Şekil 28) incelendiğinde, yatağın sadece üst kısmına yiv yerleştirilen Model-1 ve Model-2'nin hidrodinamik yük taşıma kapasitesinin Referans Model'e göre daha düşük olduğu görülmüştür. Yatağın sadece üst kısmına yiv yerleştirilen Model-1 ile Model-2 incelendiğinde yatağın üst kısmında yiv sayısının artırılmasının yatağın yük taşıma kapasitesini azalttığı görülmektedir. Yatağın çevresi boyunca yiv yerleştirilen Model-3 ve Model-4 incelendiğinde ise yatak çevresi boyunca yerleştirilen yivlerin sayısı arttıkça yatakta oluşan ortalama sıvı film basıncı düşmekte ve yatağın yük taşıma kapasitesi de düşmektedir. Sonuç olarak hem sadece üst kısmında yiv bulunan yatak modelinde hem de tüm çevresi boyunca yiv bulunan yatak modelinde yiv sayısı arttıkça yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesi düşmektedir.



Şekil 26. Model-1, model-2, model-3 ve model-4 sıvı film basıncı



Şekil 27. Model-1, model-2, model-3 ve model-4 sıvı film basınç dağılımı grafiği



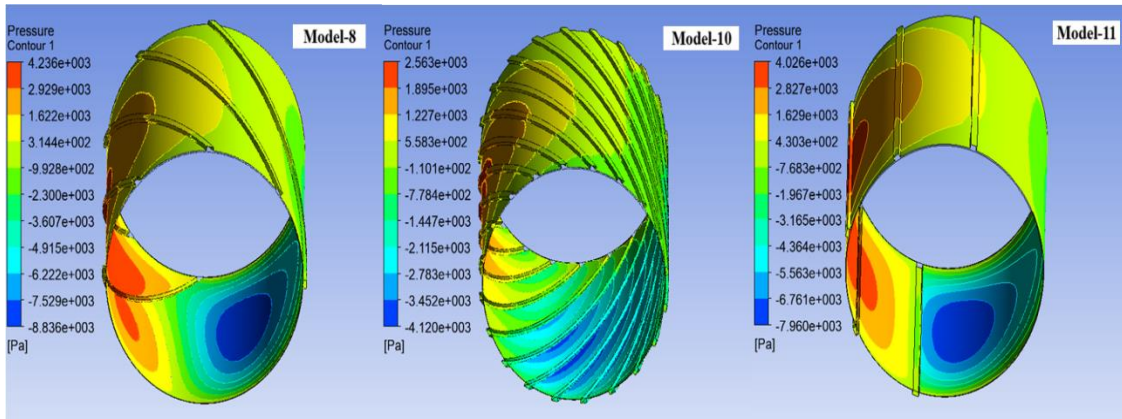
Şekil 28. Model-1, model-2, model-3 ve model-4 yük taşıma kapasitesi

Yiv pozisyonunun sıvı film basıncına etkisi

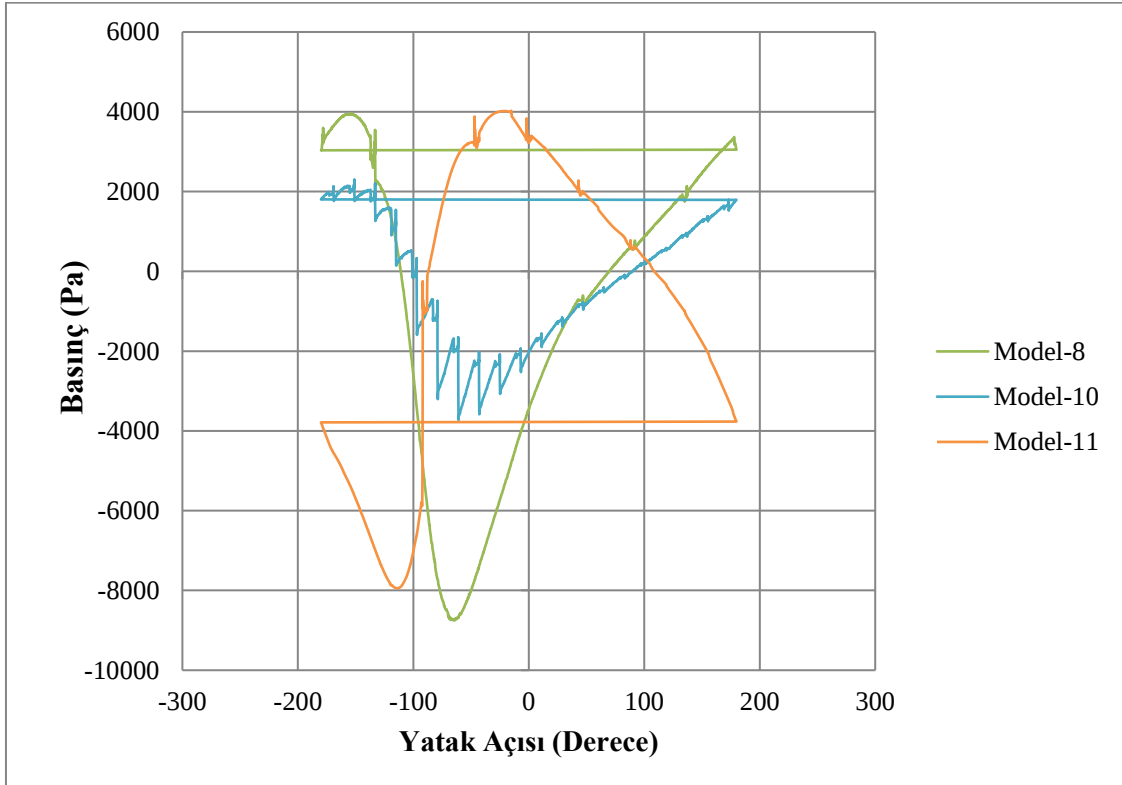
Yiv sayıları aynı olan Model-1 ile Model-3, Model-2 ile Model-4 kıyaslandığında Model-1'in Model-3'e göre, Model-2'nin ise Model-4'e göre hidrodinamik yük taşıma kapasitesinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Dolayısı ile yatağın tüm çevresi boyunca yerleştirilen yivlerin yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini düşürdüğü sonucu elde edilmiştir. Litwin'in yaptığı çalışmada gemi stern tüp yataklarında yatağın alt kısmına yerleştirilen yivlerin yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini düşürdüğü ortaya konmuştur. Model-1, Model-2, Model-3 ve Model-4'ün maksimum ve ortalama sıvı film

basınçlarına istinaden yük taşıma kapasiteleri hesaplandığında bu durum Litwin'in bulduğu sonucu destekler niteliktedir (Litwin 2011).

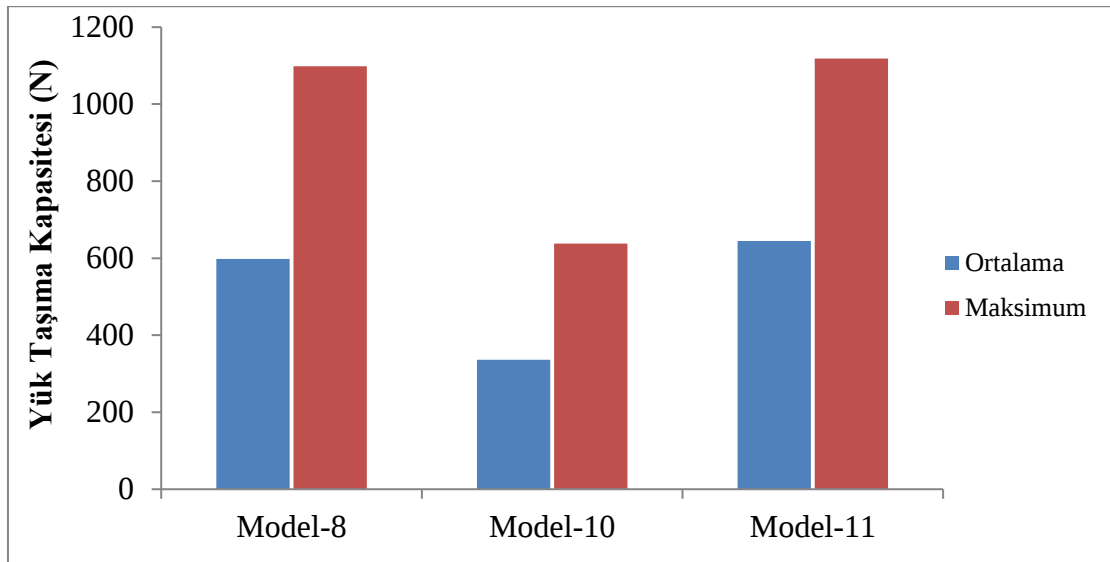
Model-8, Model-10 ve Model-11'in basınç analiz sonuçları (Şekil 29), yatak çevresi boyunca basınç dağılımları (Şekil 30) ve hidrodinamik yük taşıma kapasiteleri (Şekil 31) incelendiğinde, maksimum ve ortalama sıvı film basıncının düşük olduğu modeller olduğu görülmektedir. Dolayısı ile şaftın dönüş yönüne bağlı olarak yatağın yüksek sıvı film basıncı oluşan bölgeye yerleştirilen yivlerin yatağın yük taşıma kapasitesini önemli derecede düşürdüğü görülmüştür. Bununla birlikte gemilerde çok nadir görülen Model-10'a benzer yatağın tüm çevresi boyunca helisel yiv yerleştirilen yatakların hidrodinamik yük taşıma kapasitesinin diğer modellere kıyasla çok düşük olduğu görülmüştür.



Şekil 29. Model-8, model-10 ve model-11 sıvı film basıncı

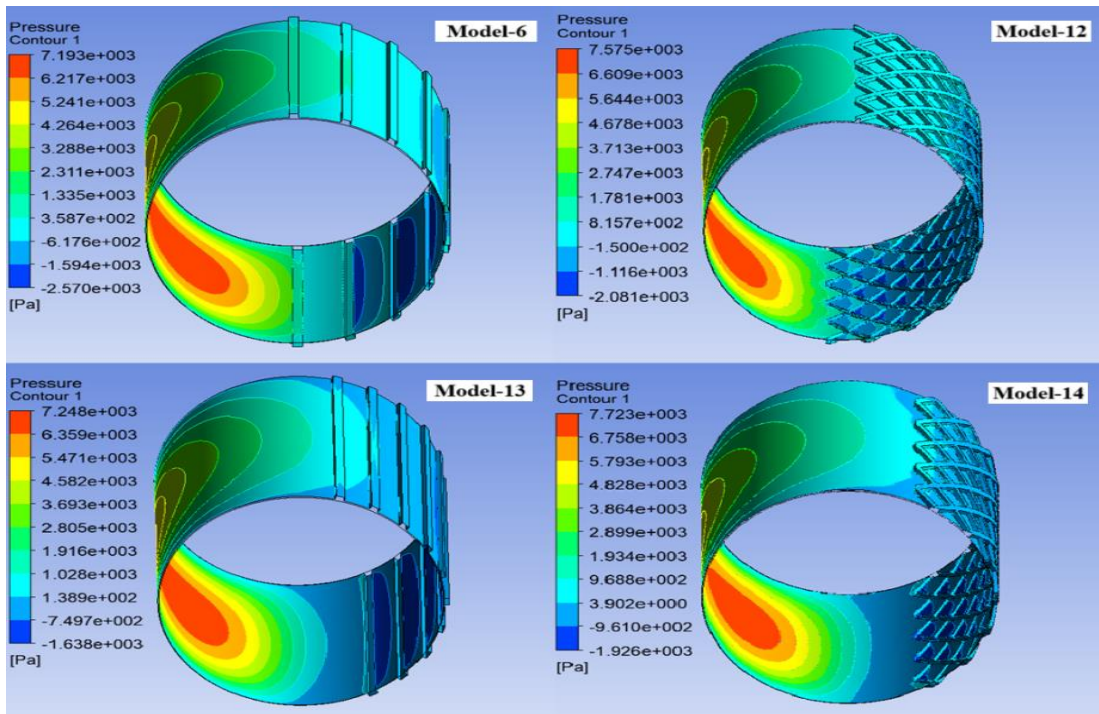


Şekil 30. Model-8, model-10 ve model-11 sıvı film basınç dağılımı grafiği

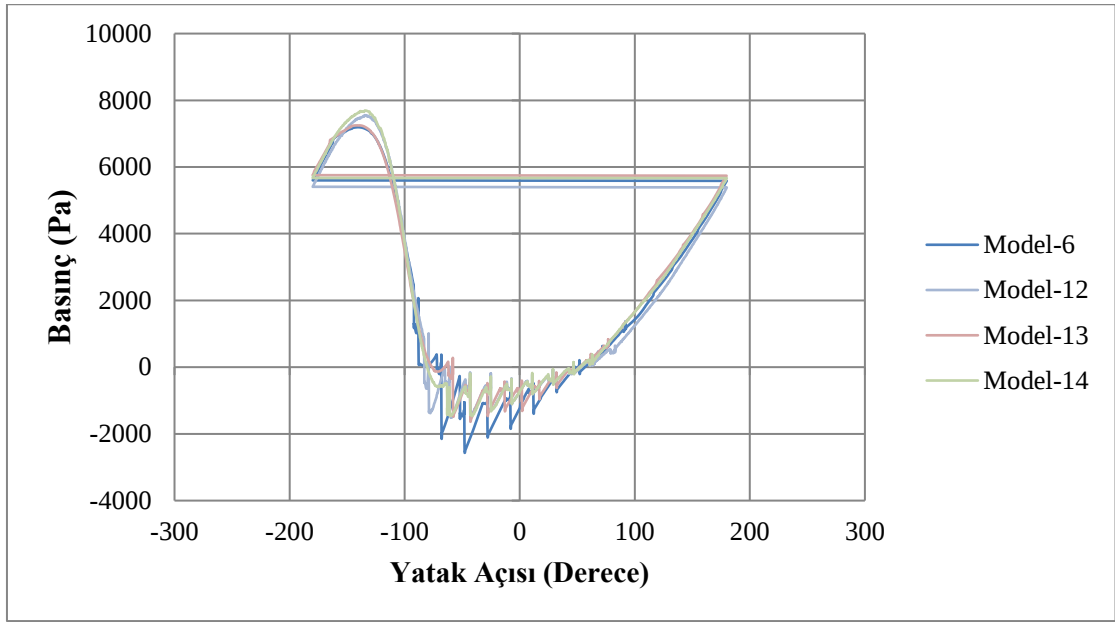


Şekil 31. Model-8, model-10 ve model-11 yük taşıma kapasitesi

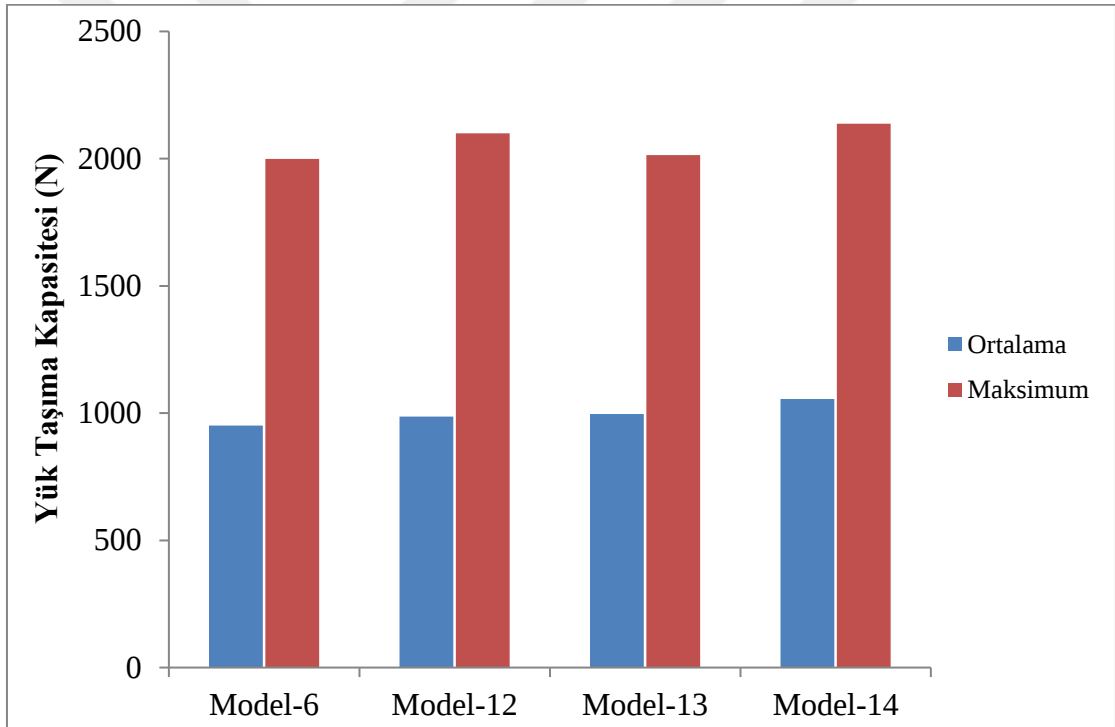
Model-6, Model-12, Model-13 ve Model-14'ün basınç analiz sonuçları (Şekil 32), yatak çevresi boyunca basınç dağılımları (Şekil 33) ve hidrodinamik yük taşıma kapasiteleri (Şekil 34) incelendiğinde, maksimum ve ortalama sıvı film basıncı ve dolayısı ile hidrodinamik yük taşıma kapasitesi yüksek olan modeller olduğu görülmüştür. Model-6, Model-12, Model-13 ve Model-14 aralarındaki benzerlik incelendiğinde bu yataklardaki yivlerin şaftın dönüş yönüne bağlı olarak yatağın alçak basınç bölgesine yiv yerleştirilen yatak modelleri olduğu görülmektedir. Dolayısı ile şaftın dönüş yönüne bağlı olarak yatağın sadece alçak basınç bölgesinde yiv bulunan yatak modelleri hidrodinamik yük taşıma kapasitesi açısından en verimli yatak modelleri olduğu görülmüştür.



Şekil 32. Model-6, model-12, model-13 ve model-14 sıvı film basıncı



Şekil 33. Model-6, model-12, model-13 ve model-14 sıvı film basınç dağılımı grafiği



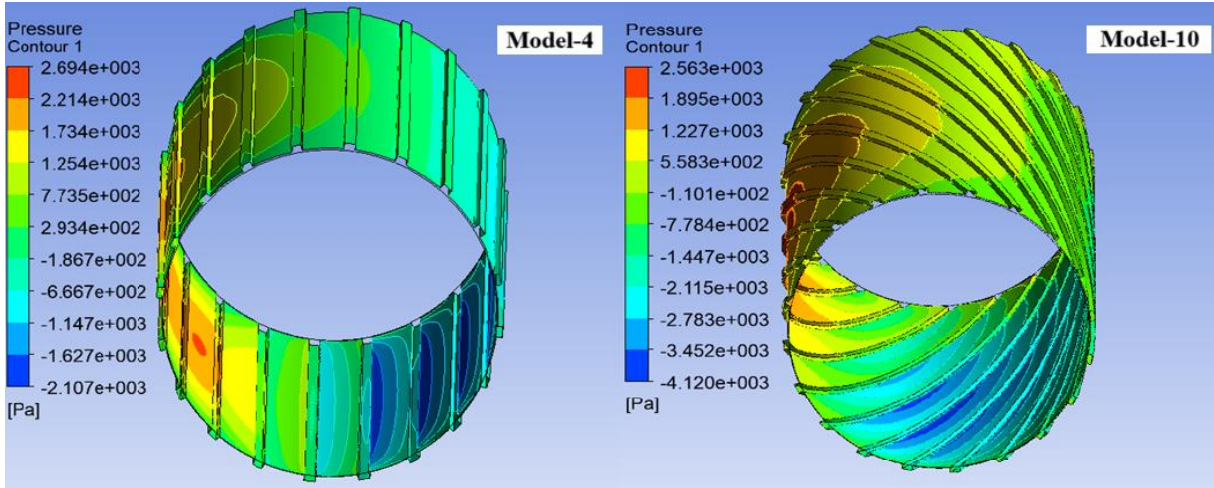
Şekil 34. Model-6, model-12, model-13 ve model-14 yük taşıma kapasitesi

Yiv yönlenmesinin sıvı film basıncına etkisi

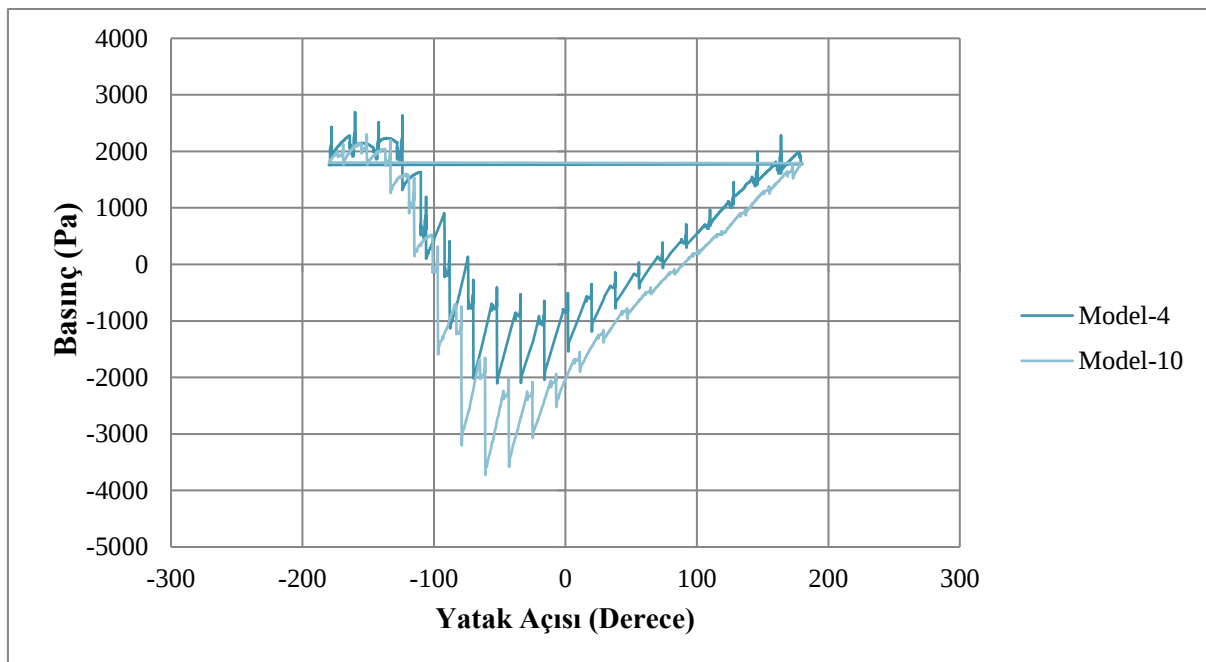
Model-6 ile Model-13 ve Model-12 ile Model-14 karşılaştırıldığında yataklardaki yiv geometrisi aynı olmasına rağmen Model-13'ün Model-6'ya göre, Model-14'ün ise Model-12'ye göre hidrodynamic yük taşıma kapasitesi daha yüksektir. Model-6 ve Model-12'ye yerleştirilen yivler Model-13 ve Model-14'e göre yatağın alt ve üst kısmına uzanmaktadır. Bu bakımdan, yatağın alt ve üst kısmına uzanan yivler yatağın hidrodynamic yük taşıma kapasitesini azaltmaktadır. Litwin'in yaptığı çalışmada gemi stern tüp yataklarında

yatağın alt kısmına açılan yivlerin yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini düşürdüğü ortaya konmuştur. Model-12 ve Model-14'ün maksimum ve ortalama sıvı film basınçlarına istinaden yük taşıma kapasiteleri hesaplandığında bu durum Litwin'in bulduğu sonucu destekler niteliktedir (Litwin 2011).

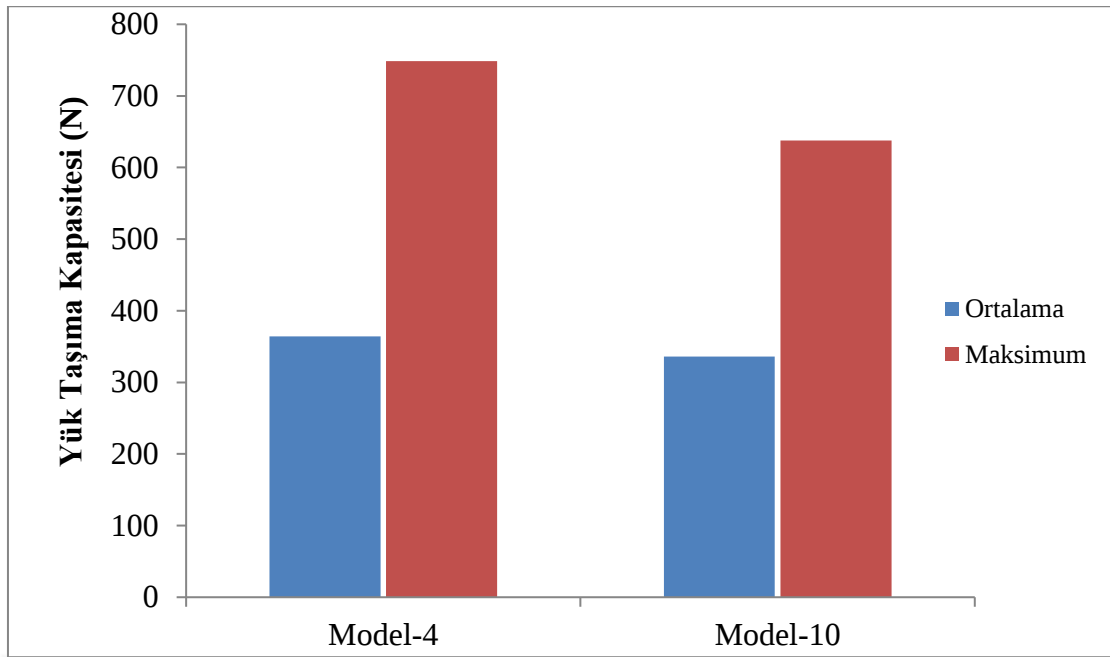
Model-4 ve Model-10'un basınç analiz sonuçları (Şekil 35), yatak çevresi boyunca basınç dağılımları (Şekil 36) ve hidrodinamik yük taşıma kapasiteleri (Şekil 37) karşılaştırıldığında her iki modelin yiv geometrisi ve sayısı aynı olmasına rağmen Model-4'ün hidrodinamik yük taşıma kapasitesinin Model-10'a kıyasla daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu bakımdan yatak çevresi boyunca yerleştirilen helisel yivlerin yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini azalttığı görülmüştür. Bunun nedeni yatağın yüksek basınç bölgesindeki yiv adedinin Model-10'da daha fazla olmasıdır.



Şekil 35. Model-4 ve model-10 sıvı film basıncı



Şekil 36. Model-4 ve model-10 sıvı film basınç dağılımı grafiği



Şekil 37. Model-4 ve model-10 yük taşıma kapasitesi

Yivlerin Kaviteasyona Etkisi

Daha önce yapılan çalışmalarda kaymalı yataklarda kavitasyon hasarının, yatağın alçak basınç bölgesinde aşırı vakum basıncı oluşmasından dolayı yağlayıcı sıvının faz değiştirerek buharlaşması sonucu meydana geldiği öne sürülmüştür (Egbers *et al.* 2015; Zhang *et al.* 2015; Liang *et al.* 2016). Yapılan analizlerde mevcut 15 modelde de kavitasyon hasarı görülmemiştir. Yapılan analizler M/Y (Motor Yacht) maksimum pervane şaft devri olan 270 rpm’de yapılmıştır. Fakat daha yüksek devirli gemi pervanelerinde geminin stern tüp yataklarının alçak basınç bölgesinde aşırı vakum oluşması ve kavitasyon hasarının da meydana geleceği değerlendirilmektedir. Yatağın alçak basınç bölgesine yiv yerleştirilen modellerde yatağın alçak basınç bölgesindeki sıvı film basıncının diğer modellere göre yüksek olduğu görülmektedir. Bu durumdan yola çıkarak, yatağın alçak basınç bölgesine yerleştirilen yivler yatakta oluşan kavitasyon hasarını da azalttığı sonucuna varılabilir (Zhang *et al.* 2015).

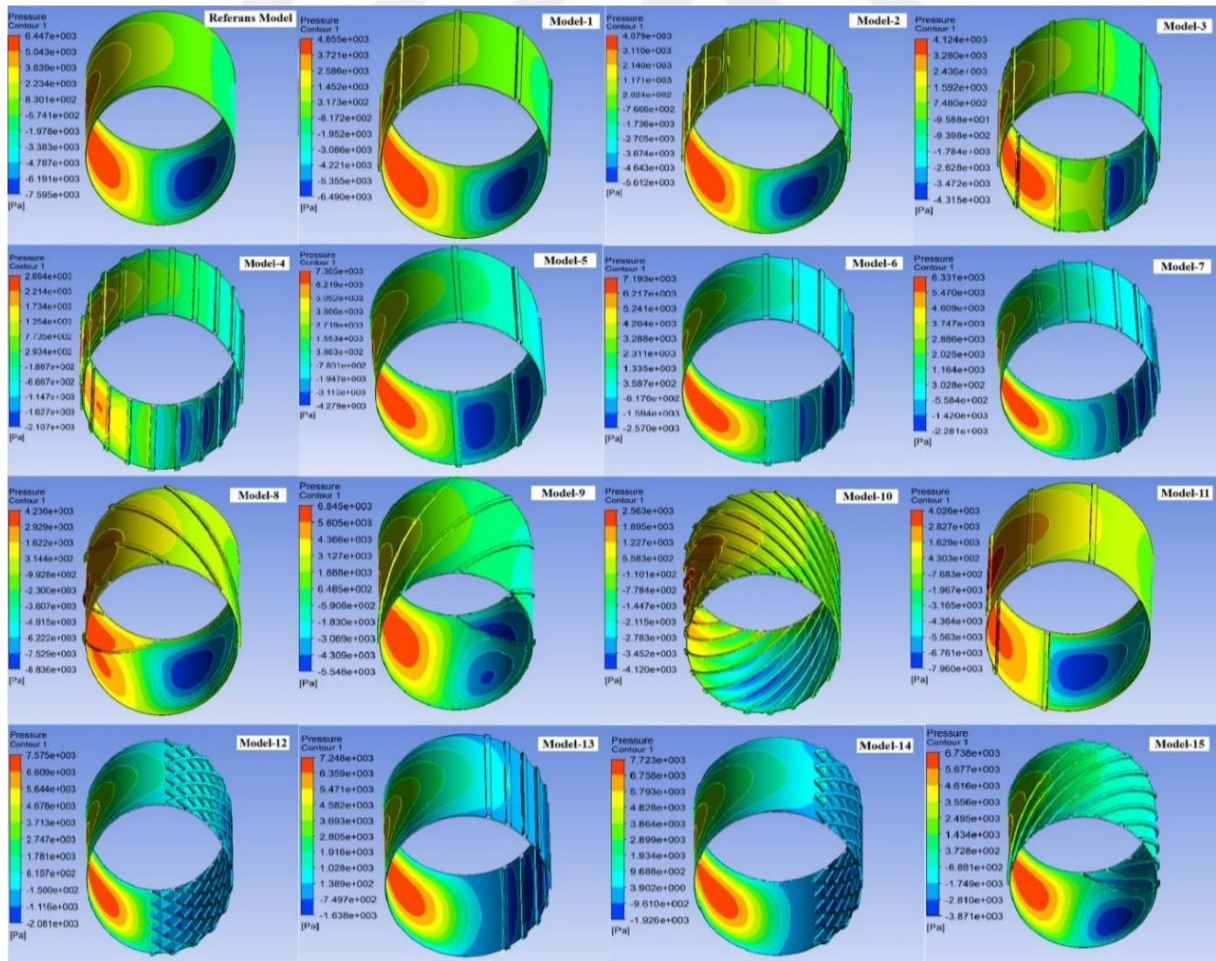
Sıvı Film Basınç Analizlerinden Elde Edilen Sonuçlar

Modellerin basınç analiz sonuçları Şekil 38’de, modellerin yatak çevresi boyunca basınç dağılımları Şekil 39’da, modellerde oluşan maksimum, minimum ve ortalama sıvı film basınç değerleri Tablo 3’te ve modellerin hidrodinamik yük taşıma kapasiteleri Şekil 40’ta verilmiştir.

Sonuç olarak mevcut 15 modelin sıvı film basınç analizlerine istinaden; yatağın şaft dönüş yönüne bağlı olarak oluşan alçak ve yüksek sıvı film basınç bölgelerine yerleştirilen yivlerin yatağın diğer bölgelerine yerleştirilen yivlere kıyasla yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Bu durum sadece stern tüp yataklarda değil,

endüstride kullanılan tüm hidrodinamik radyal yataklarda, yatağın sadece alçak basınç bölgesine yiv yerleştirilerek yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesinin artırılması sağlanabilir. Ayrıca yatağın alçak basınç bölgesine yerleştirilen yivler, yatağın alçak basınç bölgesindeki vakum etkisini de azalttığı görülmüştür. Bu durum yatağın alçak basınç bölgesinde oluşan vakum basıncını azaltarak kavitasyon hasarını da azaltacağı düşünülmektedir.

Hidrodinamik yağlama, birbirlerine göre bağıl harekette bulunan yüzeylerin kinematik ve geometrik şartlarına bağlı olarak yağlayıcı sıvının kendi kendine bir basınç alanı oluşturmasıdır. Basıncılı bir yağ filminin oluşabilmesi için yağ tabakasının hareket yönünde daralması ve yağlayıcı sıvının kama etkisi yaparak basınçlanması gerekir. Hidrodinamik radyal yataklarda kama etkisi, shaftın yatağa göre eksantrik bir konum alması sayesinde gerçekleşmektedir. Bu nedenle yağ tabakasının hareket yönünde daraldığı bölgelere (yüksek basınç bölgesi) yiv yerleştirilen Model-4, Model-8, Model-10 ve Model-11 hidrodinamik yük taşıma kapasitesi en düşük modeller olmuştur. Diğer yandan yatağın yüksek basınç oluşmayan bölgelerine (alçak basınç bölgesi) yiv yerleştirilen Model-5, Model-6, Model-7, Model-12, Model-13 ve Model-14 hidrodinamik yük taşıma kapasitesi yüksek modeller olmuştur.

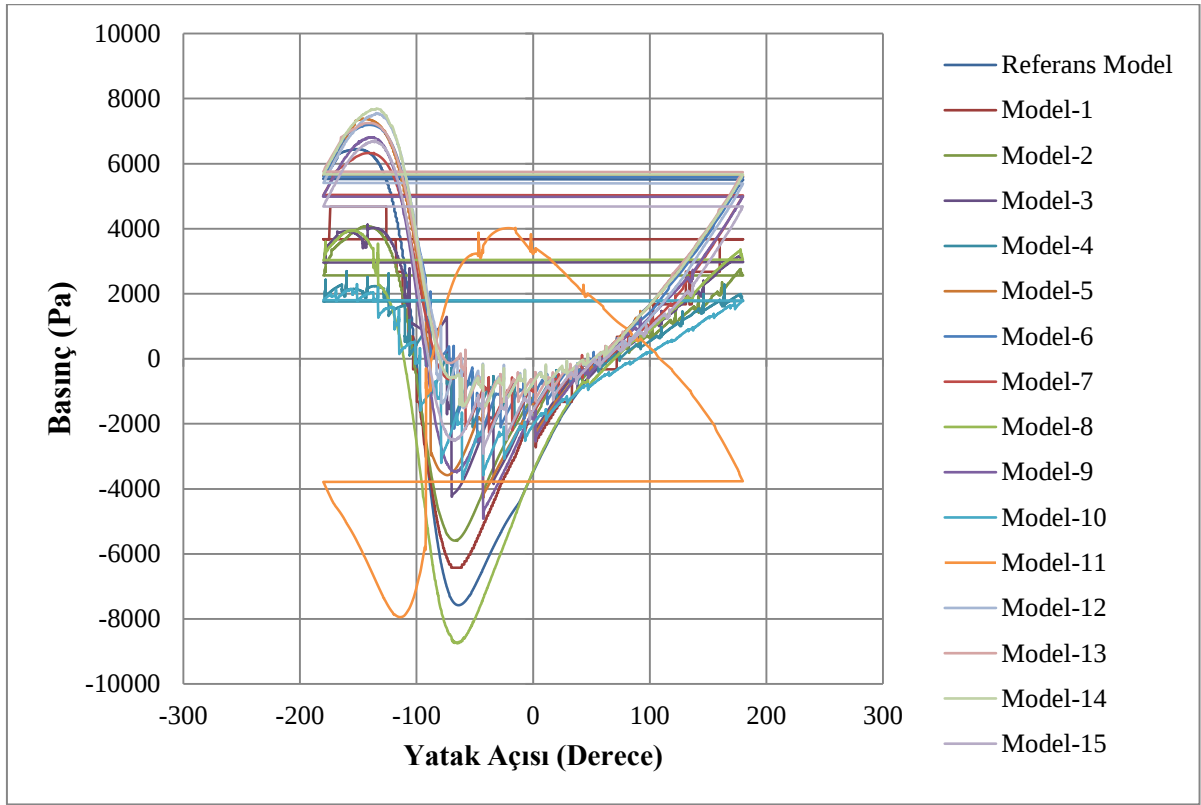


Şekil 38. Modellerin sıvı film basınçları

Tablo 3. Modellerde Oluşan Minimum, Ortalama ve Maksimum Sıvı Film Basıncı

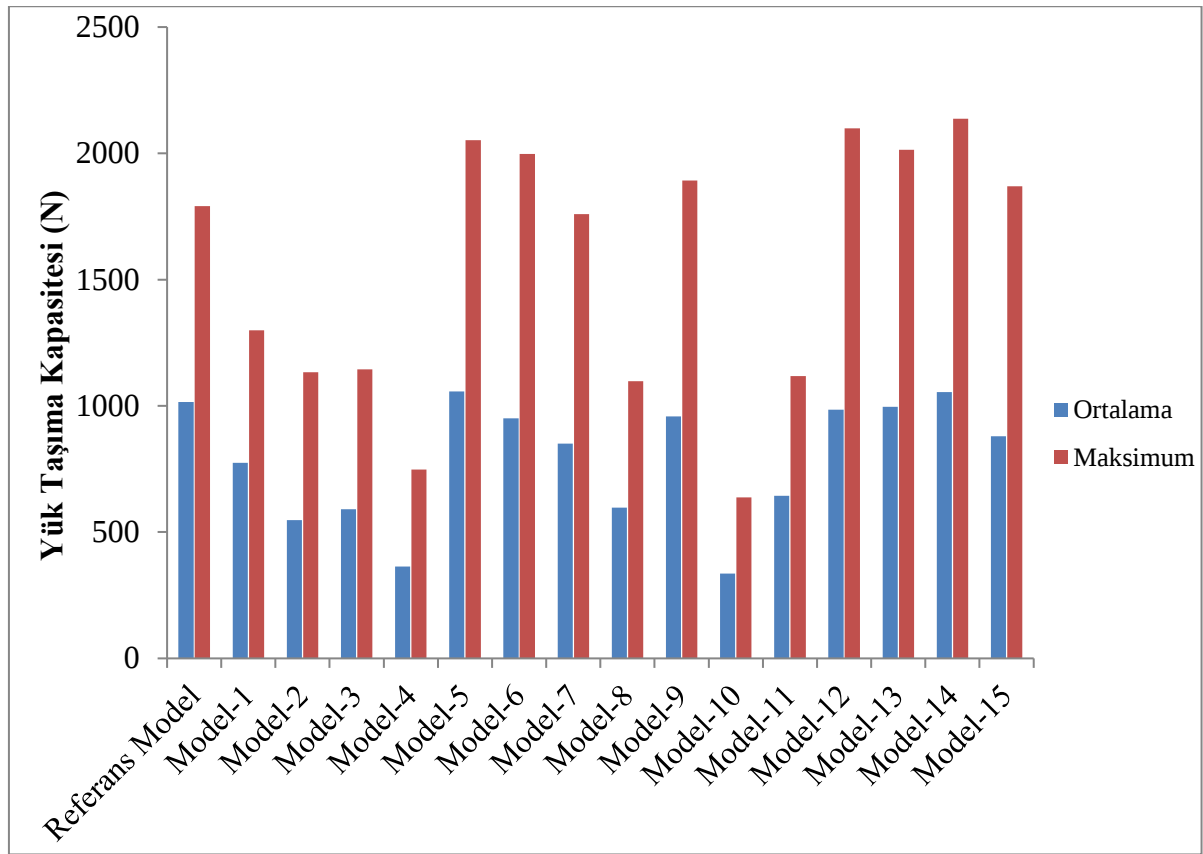
Model	Basıncı (Pa)		
	Minimum	Ortalama	Maksimum
Referans Model	-7595	3654	6447
Model-1	-6489	2787	4855
Model-2	-5611	1970	4079
Model-3	-4315	2125	4124
Model-4	-2106	1310	2694
Model-5	-4279	3804	7385
Model-6	-2570	3421	7193
Model-7	-2280	3063	6331
Model-8	-8836	2151	4236
Model-9	-5547	3448	6845
Model-10	-4120	1209	2563
Model-11	-7959	2318	4026
Model-12	-2081	3547	7575
Model-13	-1638	3586	7248
Model-14	-1925	3797	7723
Model-15	-3870	3168	6738

Şekil 39’da sıvı filminin dış yüzeyi olan (yatağa temas eden yüzey) sabit duvarda (static wall) modellerin yatak çevresi boyunca oluşan basınç dağılımı gösterilmiştir. Şekil 39’daki grafik incelendiğinde, en yüksek sıvı film basıncının Model-14’te, en düşük sıvı film basıncının ise Model-10’da olduğu görülmektedir. Modellerin yatak çevresi boyunca oluşan pozitif sıvı film basınç dağılımının ortalaması (P_m) yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesi ile doğru orantılıdır.



Şekil 39. Modellerin sıvı film basınç dağılımı grafiği

Hidrodinamik yağlamada, birbirlerine doğrudan temasta bulunan yatak ve shaftın birbirlerine olan temasını ayırabilmek için ters yönde bir karşıt kuvvetin oluşturulmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu kuvvet, yüzeyler arasındaki bir akışkan sıvının basınçlandırılması ile oluşturulmaktadır. Şekil 40'ta, yapılan sıvı film basınç analizleri sonucunda yataklarda oluşan pozitif basınç değerlerine istinaden elde edilen ortalama sıvı film basınçları (P_m) yatakların maksimum taşıyabileceği yük/kuvvet ile doğru orantılıdır. Tüm modellerde elde edilen basınç dağılımlarında negatif film basıncı (kavitasyon potansiyeli taşıyan basınç değerleri) yük hesabına dahil edilmemiş, yük taşıma kapasitesi hesaplarında pozitif film basıncı dikkate alınmıştır. Böylece CFD analizleri Reynolds sınır şartının varsayımlarına uygun biçimde yapılmıştır. Modellerin hidrodinamik yük taşıma kapasitesi grafiği incelendiğinde, hidrodinamik yük taşıma kapasitesi en yüksek modelin Model-14, en düşük modelin ise Model-10 olduğu görülmektedir.



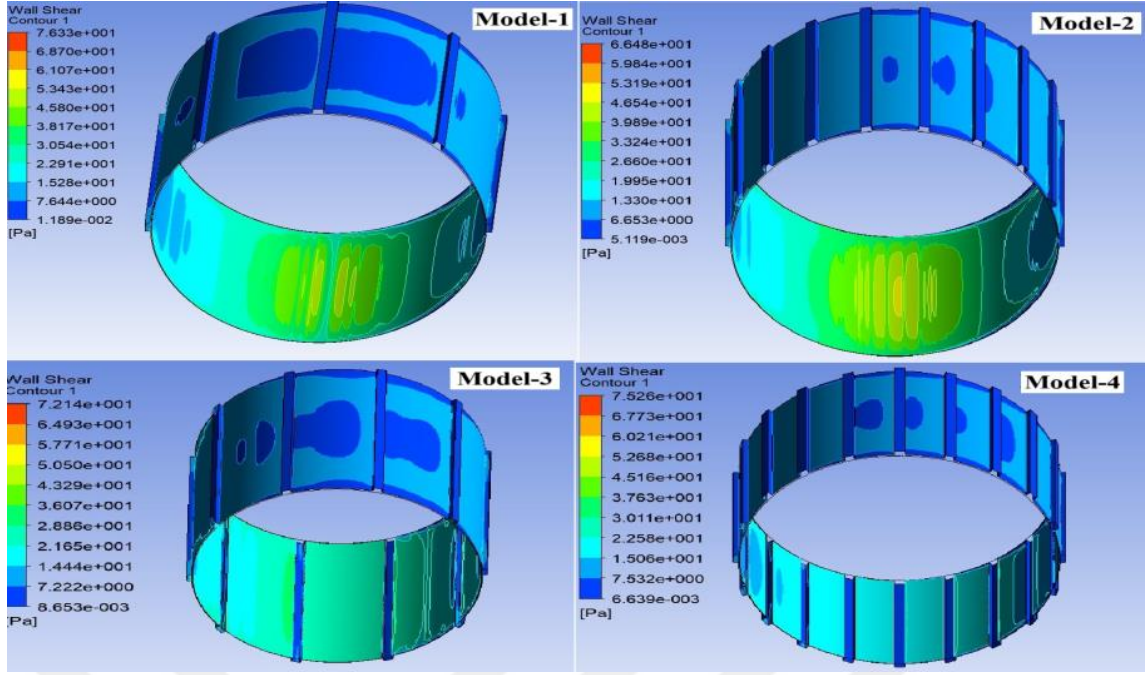
Şekil 40. Modellerin yük taşıma kapasitesi grafiği

Modellerin Sıvı Kayma Gerilmesi Analizleri

Uygulanan sınır şartlarına istinaden yapılan analizler sonucunda modellerde oluşan sıvı kayma gerilmesi ve elde edilen maksimum, ortalama ve minimum değerler aşağıdaki başlıklarda verilmiştir.

Yiv sayısının sıvı kayma gerilmesine etkisi

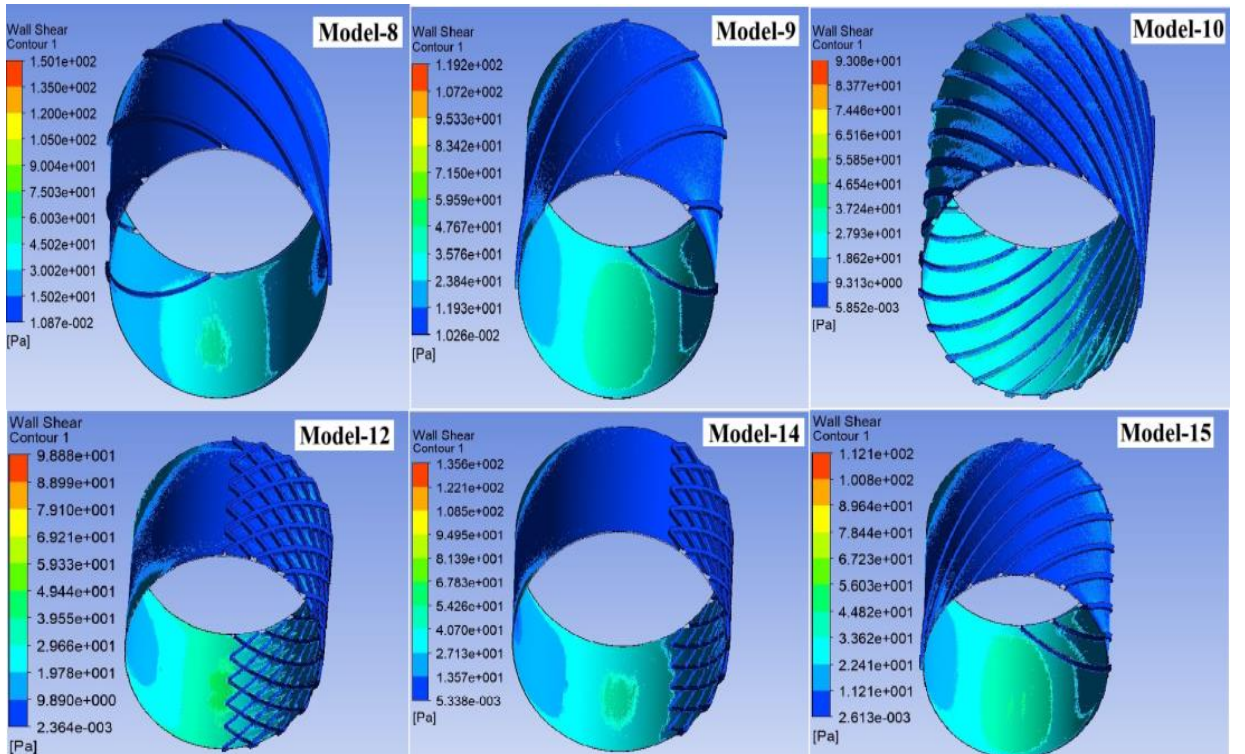
Hâlihazırda gemilerde sıklıkla kullanılan Model-1, Model-2, Model-3 ve Model-4'ün sıvı kayma gerilmeleri incelendiğinde (Şekil 41), Model-1 ve Model-2'nin Referans Model'e göre sıvı kayma gerilmelerinin daha düşük olduğu, bu sebeple Model-1 ve Model-2'nin yatak performansının Referans Model'e göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu bakımdan, yatağın üst kısmına yerleştirilen yivlerin yatağın performansını artırdığı sonucuna varılabilir. Öte yandan Model-3 ve Model-4'ün sıvı kayma gerilmesi analizleri incelendiğinde Model-1 ve Model-2'ye göre daha yüksek bir sıvı kayma gerilmesi olduğu görülmüştür. Bu bakımdan, yatağın alt kısmına yerleştirilen yivlerin sıvı kayma gerilmesini artırdığı ve bu sebeple yatağın performansını azalttığı sonucuna varılabilir.



Şekil 41. Model-1, model-2, model-3 ve model-4 sıvı kayma gerilmesi

Yiv yönlenmesinin sıvı kayma gerilmesine etkisi

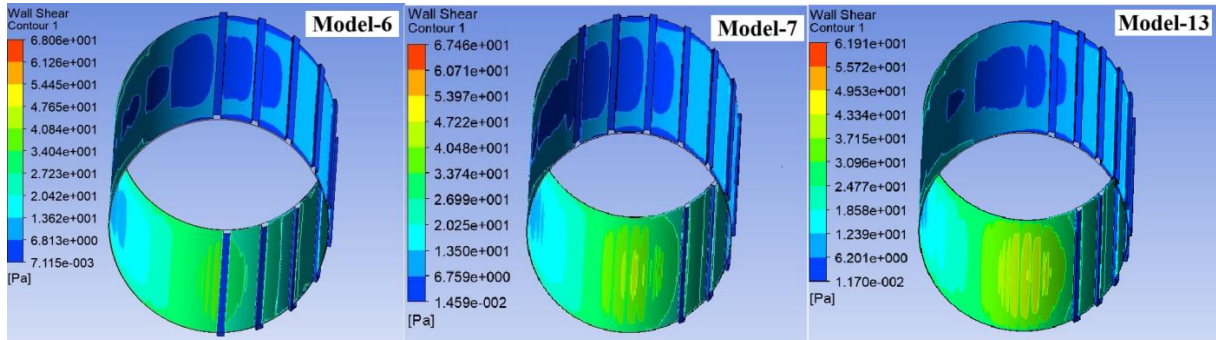
Diğer modellere nazaran sıvı kayma gerilmelerinin çok yüksek olduğu Model-8, Model-9, Model-10, Model-12, Model-14 ve Model-15'in sıvı kayma gerilmeleri (Şekil 42) ve aralarındaki benzerlik incelediğinde; bu yatakların yivlerinin helisel olduğu görülmektedir. Dolayısı ile yatağa göre pozisyonu fark etmeksizin yatağa yerleştirilen helisel yivlerin yatağın performansını oluşturan kayma gerilmeleri bakımından düşürdüğü görülmektedir.



Şekil 42. Model-8, model-9, model-10, model-12, model-14 ve model-15 sıvı kayma gerilmesi

Yiv pozisyonunun sıvı kayma gerilmesine etkisi

Kaymalı yataklarda yüzey topolojisinin etkisinin incelendiği bir çalışmada yatağın yüksek sıvı film basıncının tam karşısına yerleştirilen desenlerin yatağın performansı açısından en iyi sonucu veren model olduğu görülmüştür (Has 2020). Sıvı kayma gerilmesinin diğer modellere nazaran düşük olduğu Model-6, Model-7 ve Model-13'ün sıvı kayma gerilmeleri (Şekil 43) ve aralarındaki benzerlik incelendiğinde, yatağın alçak basınç bölgesine yerleştirilen eksenel yivlerin yatağın performansını artırdığı görülmektedir. Bu durum Has'ın çalışmasında elde edilen sonuçlar ile paralellik göstermektedir.



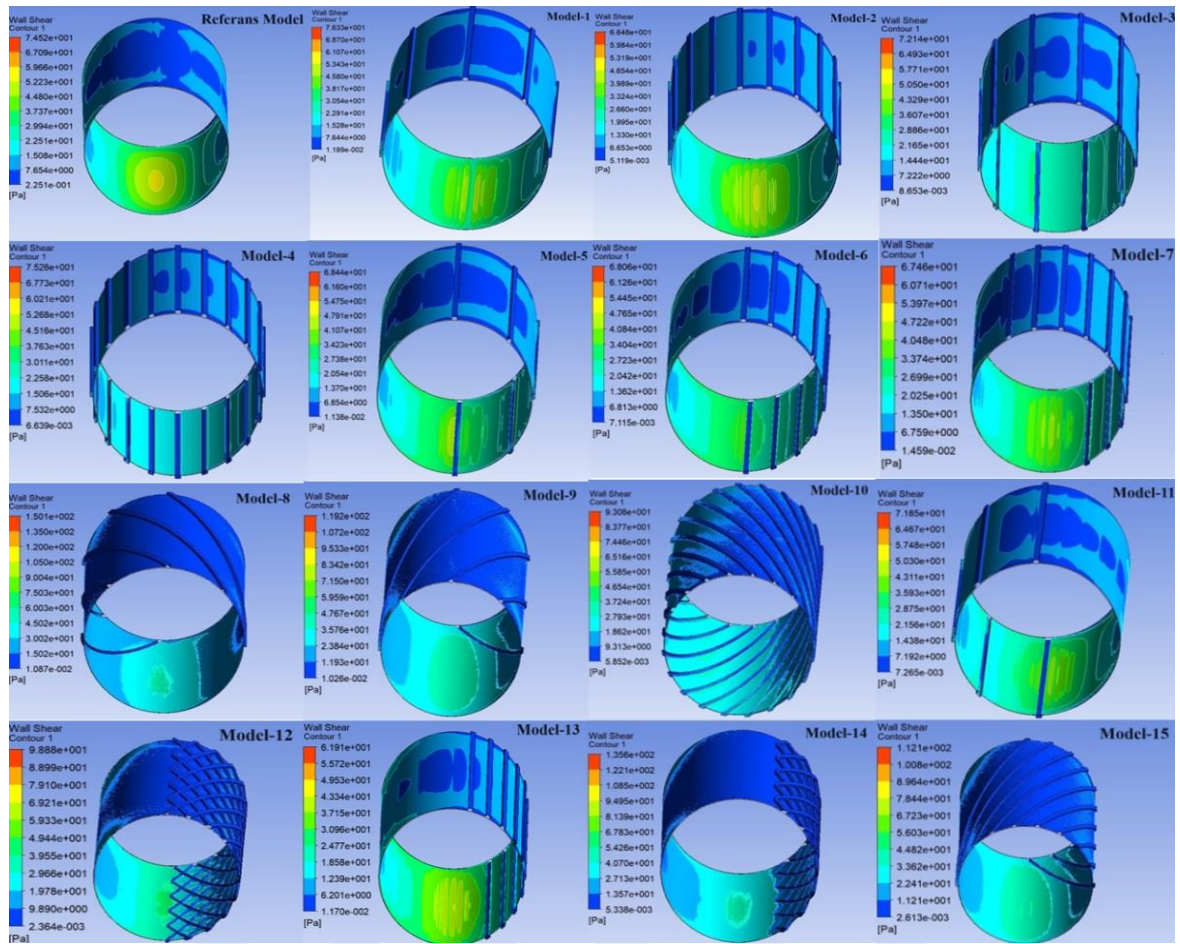
Şekil 43. Model-6, model-7 ve model-13 sıvı kayma gerilmesi

Sıvı kayma gerilmesi analizlerinden elde edilen sonuçlar

Modellerin sıvı kayma gerilmeleri Şekil 44'te, modellerde oluşan maksimum, ortalama ve minimum sıvı kayma gerilme değerleri Tablo 4 ve Şekil 45'te verilmiştir.

Sonuç olarak mevcut 15 modelin sıvı film kayma gerilmesi analizlerine istinaden; yatağa yerleştirilen yivler, yatağın performansı üzerinde etkili olmaktadır. Yatak performansını artırmak için yatağın sadece alçak basınç bölgesine yerleştirilen eksenel yivlerin yatağın performansını artırdığı görülmüştür. Helisel yivlerin bulunduğu yatak modelleri ise sıvı kayma gerilmesinin en yüksek modeller olduğu görülmüştür. Bu bakımdan, yatağa göre pozisyonu ve sayısı fark etmeksizin helisel yivlerin yatağın performansını oluşan kayma gerilmesi bakımından düşürdüğü görülmektedir.

Durgun bir akışkandaki normal gerilme basınç olarak adlandırılır. Durgun haldeki bir akışkanda kayma gerilmesi gelişmez fakat duvarın çeperleri ortadan kalktığında sıvı yatay bir serbest yüzey oluşturmak üzere harekete geçer ve bu esnada sıvı kayma gerilmesi meydana gelir. Bu bakımdan, helisel yivli modellerdeki sıvı kayma gerilmesinin eksenel yivli modellere göre daha yüksek olmasının nedeninin helisel yivli modellerde sıvı akışının eksenel yivli modeller göre daha fazla ve dirençsiz olmasından kaynaklandığı değerlendirilmiştir.

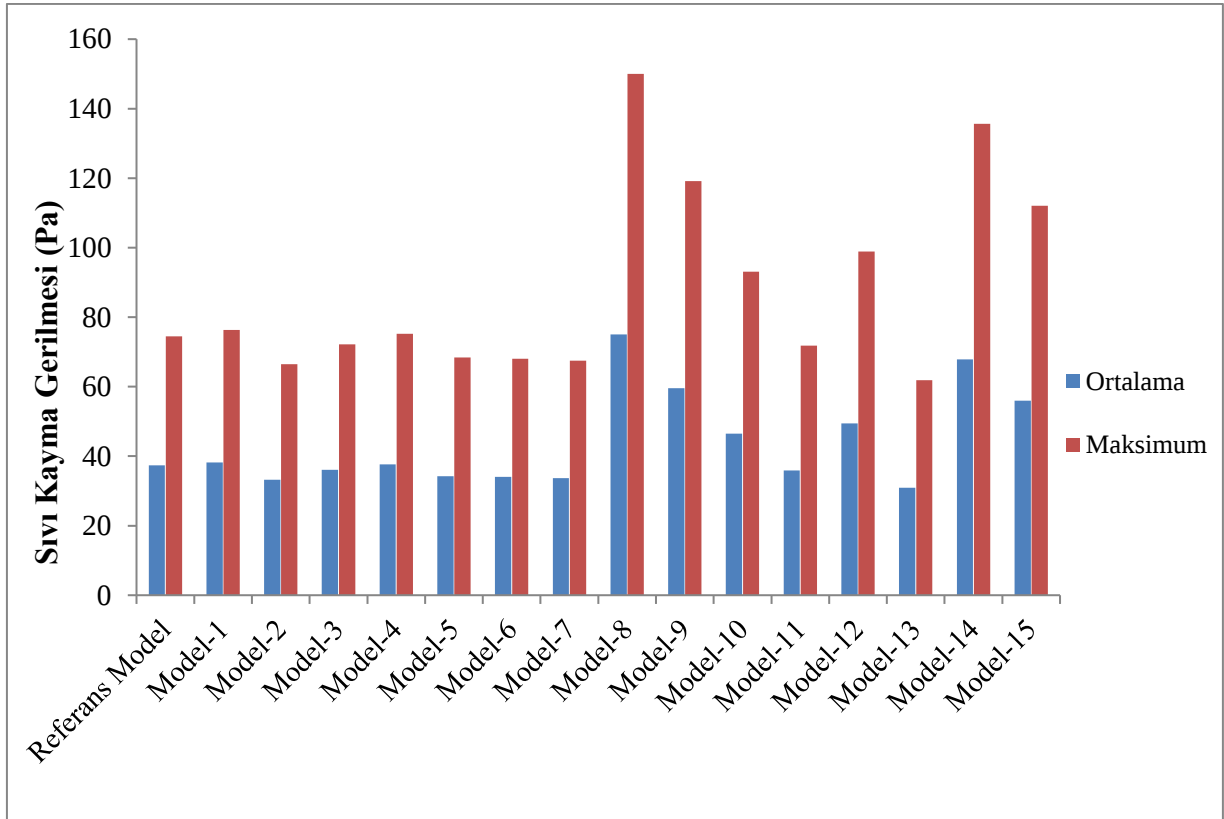


Şekil 44. Modellerin sıvı kayma gerilmeleri

Tablo 4. Modellerde Oluşan Minimum, Ortalama VE Maksimum Sıvı Kayma Gerilmeleri

Model	Kayma Gerilmesi (Pa)		
	Minimum	Ortalama	Maksimum
Referans Model	0,225	37,36	74,51
Model-1	0,0118	38,16	76,32
Model-2	0,0051	33,24	66,480
Model-3	0,0086	36,07	72,14
Model-4	0,0066	37,62	75,258
Model-5	0,011	34,22	68,4399
Model-6	0,0071	34,03	68,064
Model-7	0,014	33,72	67,45
Model-8	0,0108	75,02	150,053
Model-9	0,0102	59,58	119,16
Model-10	0,0058	46,50	93,07
Model-11	0,0072	35,92	71,85
Model-12	0,0023	49,43	98,87
Model-13	0,011	30,95	61,9057
Model-14	0,0053	67,82	135,647
Model-15	0,0026	56,02	112,051

Yataklarda oluşan sıvı kayma gerilmeleri, sıvı sürtünme momenti ile doğru orantılıdır. Sıvı kayma gerilmesi şaft ile yatak arasında şaftın dönme hareketine karşı viskoz bir direnç oluşturur. Bu sebeple yataklarda oluşan sıvı kayma gerilmeleri doğrudan doğruya yatağın performansını etkiler. Şekil 45'te modellerin sıvı kayma gerilmesi grafiği verilmiştir. Model-13'ün en düşük sıvı kayma gerilmesine sahip model olduğu, bu nedenle yatak performansı en yüksek model olduğu görülmektedir. Model-8'in ise en yüksek sıvı kayma gerilmesine sahip olduğu model olduğu bu nedenle yatak performansının en düşük model olduğu görülmektedir.



Şekil 45. Modellerin sıvı kayma gerilmesi grafiği

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada; su ile yağlanabilen polimer gemi stern tüp yataklarında farklı yiv parametreleri kullanılarak polimer yatağın tribolojik performansının artırılması amaçlanmıştır. Bu amaçla, yiv geometrisi sabit tutularak yivlerin yatağa göre pozisyonu, sayısı ve yönlenmesi gibi farklı parametreler kullanılarak 15 farklı yatak modeli tasarlanmıştır. Yatak modellerine istinaden akış modelleri oluşturulmuş ve Reynolds sınır şartları uygulanarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda aşağıda verilen sonuçlar elde edilmiştir:

- Soğutma ve silt giderme yivlerinin adedi, açısı ve yatağa göre pozisyonu yatağın hidrodinamik yağlama filmi basınç dağılımı ve sıvı kayma gerilmesi üzerinde etkili olmaktadır.
- Radyal yatağın alt kısmına yerleştirilen yivler yatağın hidrodinamik yağlama film basıncını azaltmakta dolayısıyla yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini de azaltmaktadır.
- Yatakta oluşan alçak basınç bölgesine yerleştirilen eksenel yivler sıvı kayma gerilmesini düşürmekte, dolayısıyla yatak performansını artırmaktadır.
- Şaft dönüş yönüne bağlı olarak yatağın alçak basınç bölgesine yiv yerleştirilen modeller, yatakta oluşan maksimum ve ortalama sıvı film basıncının en yüksek modeller olduğu görülmüştür. Dolayısı ile yatağın alçak basınç bölgesine yerleştirilen yivler, yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini artırmaktadır.
- Şaft dönüş yönüne bağlı olarak yatağın yüksek sıvı film basıncının olduğu bölgeye yerleştirilen yivler yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesini azaltmaktadır.
- Yatağın alçak basınç bölgesine yerleştirilen yivler, yatağın alçak basınç bölgesindeki sıvı film basıncını artırdığı görülmüştür. Dolayısı ile şaft dönüş yönüne bağlı olarak yatağın alçak basınç bölgesine yerleştirilen yivler yatakta oluşan kavitasyon hasarını azaltmaktadır.
- Yatağa göre pozisyonu ve sayısı fark etmeksizin yatağa yerleştirilen helisel yivler yatağın sıvı kayma gerilmesini artırmaktadır. Dolayısı ile yataklara yerleştirilen helisel yivler yatağın performansını düşürmektedir.

- Mevcut 15 modelin analizlerinden elde edilen sonuçlara göre yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesine en çok etki eden parametrenin yivlerin yatağa göre pozisyonu olduğu görülmüştür.
- Mevcut 15 modelin analizlerinden elde edilen sonuçlara göre sıvı kayma gerilmesinin ve dolayısı ile sürtünme momentinin en az olduğu 13 numaralı model yatak performansı için en ideal yatak modeli, en yüksek ortalama sıvı film basıncının görüldüğü 14 numaralı model ise hidrodinamik yük taşıma kapasitesi açısından en ideal yatak modelidir.
- Yatak optimizasyonu kapsamında mevcut 15 modelden elde edilen sonuçlara göre hem hidrodinamik yük taşıma kapasitesi hem de yatağın performansı açısından en ideal yatak modeli ise 13 numaralı yatak modelidir.

Yapılan bu çalışmada su ile yağlanabilen polimer gemi stern tüp yataklarına ait silt giderme yivlerinin yatağın hidrodinamik yağlama performansına etkisi araştırılmıştır. Bu tez çalışmasında ele alınmayan fakat daha sonrasında yapılması durumunda ilgili araştırma alanına olumlu yönde katkı sağlayabilecek çalışma önerileri şu şekildedir:

- Bu çalışmada, CFD analizlerinde sadece yatağın hidrodinamik yük taşıma kapasitesi ve sıvı kayma gerilmesi analizleri yapılmıştır. Yapılacak olan başka çalışmada yatakta oluşan sıvı film basıncı ve sıvı kayma gerilmesinin yatağa verdiği hasarın incelenmesi kapsamında FSI yöntemiyle elastohidrodinamik analizler yapılarak çalışmalara devam edilebilir.
- Bu çalışmada polimer yataktaki soğutma ve silt giderme yiv geometrisi dikdörtgendir ve sabit tutulmuştur. Yapılacak olan diğer çalışmalarda farklı yiv geometrileri tercih edilebilir.
- Bu çalışmada yapılan tüm analiz ve sonuçlar sanal ortamda elde edilmiştir. Yapılacak olan diğer çalışmalarda deney düzenekleri kullanılarak hem teorik hem de deneysel sonuçlar karşılaştırmalı olarak ele alınabilir.
- Bu çalışmada tüm analizler operasyon hızı 270 rpm'de gerçekleştirilmiştir. Yapılacak olan diğer çalışmalarda operasyon hızı artırılarak yiv yapılarının ve parametrelerinin polimer yatakların kavitasyon hasarı üzerindeki etkileri incelenebilir.

KAYNAKLAR

- Akkurt, M., 2012. Makine Elemanları, Birsen Yayınevi, 757, İstanbul.
- Akkurt, M., 1990. Makine Elemanları cilt 1, İstanbul
- B.Shinde, A. & P.Chavan, S., 2019. Parametric investigation of surface texturing on performance characteristics of water lubricated journal bearing using FSI approach. SN Applied Sciences.
- Bahari, A., 2017. Investigation into tribological performance of vegetable oils as biolubricants at severe contact conditions. Licence thesis, The University of Sheffield, England.
- Barari, A., Umaras, E., Tsuzuki, M., 2019. Intelligent design tolerance allocation for optimum/Adaptability to manufacturing using a monte carlo approach. Science Direct.
- Brushan, B., 2000. Modern Tribology Handbook, Two Volume Set. CRC Press, 1760 p, Italy.
- Brushan. B., 1996. Tribology and mechanics of magnetic storage devices. Springer, 1125p, America.
- Budak, E. *et al.*, 2022. Mechanical interfaces in machine tools. CIRP Annals.
- Carter, D., 2004. Seawater for Propeller Shaft Lubrication in Merchant Ships – Environmental, Operational, Legal and Shipbuilding Considerations.
- D.Kalbande, P., YDhande, D. & W.Pande, D., 2016. CFD analysis of carbon fiber reinforced polytetrafluoroethylene (PTFE) hydrodynamic journal bearing using optimization technique. 2016 International Conference on Automatic Control and Dynamic Optimization Techniques (ICACDOT).
- Egbers, C. *et al.*, 2015. 3-D CFD simulation of the lubrication film in a journal bearing. MTZ worldwide.
- Ganesha, A. *et al.*, 2023. Performance Optimization of a Multi-groove Water Lubricated Journal Bearing with Partial Slip by Taguchi Analysis. Arabian Journal for Science and Engineering.
- Gao, G. *et al.*, 2014. Numerical analysis of plain journal bearing under hydrodynamic lubrication by water. Tribology International.
- Gengyuan, G. *et al.*, 2015. CFD analysis of load-carrying capacity of hydrodynamic lubrication on a water-lubricated journal bearing. Industrial Lubrication and Tribology.
- Gertzog, K.P., Nikolakopoulos, P.G. & Papadopoulos, C.A., 2008. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant.
- Gong, J. *et al.*, 2019. Study on influencing factors of lubrication performance of water-lubricated micro-groove bearing. Tribology International.
- Güllü, E. & Gürkan YILMAZ, T., 2018. Hidrokinamik Radyal Kaymalı Yatak Performansının Farklı Sınır Şartları İçin İncelenmesi. Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering.
- GÜNER, M. *et al.*, 1999 Gemi Pervaneleri ve Sevk Sistemleri, İTÜ Kütüphanesi.

- Hamrock, B. J., Schmid, S. R., & Jacobson, B. O. (2004). Fundamentals of fluid film lubrication (2nd ed.). CRC Press.
- HAS, E., 2020. Yüzey topografyasının kaymalı yatak performansına etkisinin sayısal olarak incelenmesi.
- Helmenstine, T., 2014. Friction example problem-Coefficient of static friction. Science notes learn science do science, <https://sciencenotes.org/friction-example-problem-2-coefficient-static-friction/> 11.07.2023.
- Hirani, H. & Verma, M., 2009. Tribological study of elastomeric bearings for marine propeller shaft system. Tribology International.
- HoriDr.Eng., Y., 2006. Hydrodynamic Lubrication. 00000.
- Hu, D. *et al.*, 2019. Effect of spherical-convex surface texture on tribological performance of water-lubricated bearing. Tribology International.
- Kahraman, G., 2010. Türbin kılavuz yataklarının soğutulmasında kullanılan ısı değiştirgeçlerinin performanslarının araştırılması.
- Khereddin, B.A., 2013. Tribological properties of nanoparticle –Based lubrication systems.Doctora thesis. Texas A&M University America.
- Koç, E., 2017. Makina Elemanları Cilt-2. Unpaywall.
- Lange, K., 2001. Metal Forming: Surface Quality of Products. Encycloedia of Materials:
- Laotreephet, P., 2020. Determination of the coefficient of rolling friction of a hollow cylinder rolling on a curved track using a smartphone's sensor. MS thesis, Srivakharinwirot University, Thailand.
- Liang, X. *et al.*, 2016. Hydrodynamic lubrication of partial textured sliding journal bearing based on three-dimensional CFD. Industrial Lubrication and Tribology.
- Litwin, W. & Dymarski, C., 2016. Experimental research on water-lubricated marine stern tube bearings in conditions of improper lubrication and cooling causing rapid bush wear. Tribology International.
- Litwin, W., 2009. Water-lubricated bearings of ship propeller shafts - problems experimental tests and theoretical investigations. Polish Maritime Research.
- Litwin, W., 2011. Influence of main design parameters of ship propeller shaft water-lubricated bearings on their properties. Polish Maritime Research.
- Litwin, W., 2015. Experimental research on water lubricated three layer sliding bearing with lubrication grooves in the upper part of the bush and its comparison with a rubber bearing. Tribology International.
- Litwin, W., 2016. Influence of local bush wear on water lubricated sliding bearing load carrying capacity. Tribology International.
- Litwin, W., 2019. Marine Propeller Shaft Bearings under Low-Speed Conditions: Water vs. Oil Lubrication. Tribology Transactions.
- Liu, Y. *et al.*, 2020. Research on the seawater-lubricated sliding bearing of a novel buoyancy-regulating seawater pump considering the working depth. Australian Journal of Mechanical Engineering.
- Lv, F. *et al.*, 2018. Mixed-lubrication analysis of misaligned bearing considering turbulence. Tribology International.
- Lv, F. *et al.*, 2019. Analysis of misaligned water-lubricated polymer bearing with axial grooves. Industrial Lubrication and Tribology.

- Lv, F. *et al.*, 2019. Improvement of lubrication performance of water lubricated polymer bearing via enlarged axial end bearing diameter. *Industrial Lubrication and Tribology*.
- Osmankurban, A., 1990. Eksenel kaymalı yataklarda elastohidrodinamik yağlama ve elastik deformasyona uğrayabilen kaymalı yatak dizaynı.
- Özgen, Ç., 2006. Hidrodinamik eksenel kaymalı yatakların performansına deformasyonun etkisi.
- Pu, J. *et al.*, 2023. Revealing the composite fretting-corrosion mechanisms of Ti6Al4V alloy against zirconia-toughened alumina ceramic in simulated body fluid. *Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials*.
- Razavykia, A., Delprete, C., Baldissera, P., 2019. Numerical Study of Power Loss and Lubrication of Connecting Rod Big-End, *Lubricants* 7, 47; doi: 10.3390/lubricants7060047.
- Roldo, L., Komar, I. & Vulic, N., 2012. Environmental Friendly Ship Propulsion System: Case of Aft Stern Tube Bearing. 2012 International Conference on Offshore and Marine Technology: Science and Innovation.
- Samuel, R., 2010. Friction factors: What are they for torque, drag, vibration, bottom hole assembly and transient surge/swab analyses. *Journal of petroleum science and engineering*.
- Science and Technology, Buchchow, K.H.J., Cahn, R.W., Flemings, M.C., Illsner, B., Kramer, E.J., Mahajan, S. and Veyssiere, P. University of Cambridge.
- Serdjuchenko, A., Ursolov, A. & Batrak, Y., 2022. Asymptotic Estimation of the Fluid Film Pressure in non-Metallic Water-Lubricated Staved Stern Tube Bearings. *Tribology International*.
- Soydan Y., Ulukan L., 2013 Temel Triboloji Sürtünme- Aşınma Yağlama Bilimi ve Teknolojisi, Tagem Kopisan Ltd., Sakarya.
- Tauvıqirrahman, M. *et al.*, 2021. Elastohydrodynamic behavior analysis on water-lubricated journal bearing: a study of acoustic and tribological performance based on CFD-FSI approach. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*.
- Wang, Y. *et al.*, 2016. Study of the lubrication performance of water-lubricated journal bearings with CFD and FSI method. *Industrial Lubrication and Tribology*.
- Wodtke, M. & Litwin, W., 2021. Water-lubricated stern tube bearing - experimental and theoretical investigations of thermal effects. *Tribology International*.
- Xie, Z. *et al.*, 2020. Investigation on effects of Fluid-Structure-Interaction (FSI) on the lubrication performances of water lubricated bearing in primary circuit loop system of nuclear power plant. *Annals of Nuclear Energy*.
- Xie, Z. *et al.*, 2021. Theoretical and experimental investigation on the influences of misalignment on the lubrication performances and lubrication regimes transition of water lubricated bearing. *Mechanical Systems and Signal Processing*.
- Zhang, S., Long, Z. & Yang, X., 2021. Lubrication performance of magnetorheological fluid-lubricated rubber stern bearing test ring. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*.
- Zhang, X. *et al.*, 2015. Determination of stiffness coefficients of hydrodynamic water-lubricated plain journal bearings. *Tribology International*.
- Zhang, X. *et al.*, 2016. Load carrying capacity of misaligned hydrodynamic water-lubricated plain journal bearings with rigid bush materials. *Tribology International*.

- Zhou, G. *et al.*, 2016. An Experimental Study on Film Pressure Circumferential Distribution of Water-Lubricated Rubber Bearings with Multiple Grooves. Tribology Transactions.
- Zhou, X. *et al.*, 2020. Water-Lubricated Stern Bearing Rubber Layer Construction and Material Parameters: Effects on Frictional Vibration Based on Computer Vision. Tribology Transactions.
- Zhou, Y., Robinson, J.W., Bhattacharya, P., Erck, R., Bays, J.T., Cosimbescu, L., 2015. Probing the molecular design of hyper-branched aryl polyesters towards lubricant applications. Scientific reports.
- Zhou, Z.R., Zhu, M.H., 2011. On the mechanism of various fretting wear modes. Tribological International.



ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı:	Musab ÇULLU
Doğum tarihi:	
Doğum Yeri:	
Uyruğu:	
Adres:	
Tel:	
E-mail:	
Eğitim	
Lise:	Kazım Karabekir Teknik Lisesi (2006-2010)
Lisans:	Bingöl Üniversitesi Makine Mühendisliği (2012-2016)
Yüksek lisans:	Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı (2023-2025)
Doktora:	-
Yabancı Dil Bilgisi	
İngilizce:	İyi
Üye Olunan Mesleki Kuruluşlar	
Tezden Üretilmiş Yayınlar	
Çullu, M., & Kovacı, H., (2025). <i>Investigation of the effects of groove number and position on the tribological performance of water-lubricated polymer ship stern tube bearings</i> . IV. International Bandırma Scientific Studies Congress (pp.1-5). Balıkesir, Turkey	