

**TAŞIT FREN SİSTEMİ ISIL PERFORMANSININ
SAYISAL İNCELENMESİ**

Ezgi ÖLGÜ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT FREN SİSTEMİ ISIL PERFORMANSININ SAYISAL İNCELENMESİ

Ezgi ÖLGÜ

ORC-ID: 0000-0003-2877-9901

Doç. Dr. Gökhan SEVİNGEN

ORC-ID: 0000-0002-7746-2014

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

TEZ ONAYI

Ezgi ÖLGÜ tarafından hazırlanan “TAŞIT FREN SİSTEMİ ISIL PERFORMANSININ SAYISAL İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN
0000-0002-7746-2014

Başkan : Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN
0000-0002-7746-2014
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ
0000-0001-9369-3552
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Halil BAYRAM
0000-0002-4664-3883
Amasya Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

İmza

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

10/01/2020

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

10/01/2020



Ezgi ÖLGÜ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TAŞIT FREN SİSTEMİ ISIL PERFORMANSININ SAYISAL İNCELENMESİ

Ezgi ÖLGÜ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN

Bu çalışmada, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri yardımıyla taşıt fren sisteminin ısıl performansı incelenmiştir. Taşıt fren diski için farklı devir sayılarında frenleme esnasında sıcaklık dağılımı sürekli rejim koşullarında elde edilerek ısı transfer karakteristikleri karşılaştırılmıştır. Çalışmada kullanılan fren diski modeli ve malzeme özellikleri literatürde yapılan çalışmalara uygun olarak seçilmiştir. Çalışmada modellenen fren diski ve balata ikilisinin modeli binek araçlarda kullanılan mevcut tasarımlar dikkate alınarak belirlenmiştir. Hava kanallı ve delikli disklerde kullanılan kanallar ve delikler standarda uygun olarak tasarlanmıştır. Tüm analizlerde balata malzemesi ve modeli üzerinde değişiklikler yapılmayarak sadece disk tasarımının fren diski üzerinde elde edilen sıcaklık dağılımına ve ısı transferine etkisi irdelenmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar mevcut literatürde elde edilen sıcaklık dağılımları ile karşılaştırılarak delikli ve hava kanallı fren diskinin balata ile ilk temas anında katı diske göre daha düşük sıcaklık dağılımına sahip olduğu ve yüksek ısı taşınım katsayısı hesaplandığı tespit edilmiştir. Kanallar ve delikler sayesinde hava akışı karakteristiklerine bağlı olarak disk ile ortam havası arasında gerçekleşen ısı transferinin artırılması neticesinde fren diskinin daha hızlı bir şekilde soğumasının sağlandığı analiz sonuçları ile elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Fren diski, balata, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, dönme kinematiği, ısı transferi

ABSTRACT

MSc Thesis

THE NUMERICAL INVESTIGATION OF THERMAL PERFORMANCE OF A VEHICLE BRAKING SYSTEMS

Ezgi ÖLGÜ

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Gökhan SEVİLGEN

In this paper, It is investigated a numerical analysis of thermal performance of a vehicle brake systems. For a brake disc of a vehicle which is used different rotational speed in the during braking that is examined a thermal analysis to state steady, and compared heat transfer characteristics. Brake disc models and materials properties used in this study, they are chosen in the literature conveniently. Brake discs and brake pad models are selected that taking account of available design on the automobile. Radial vent and perforated vent used on brake disc are chosen up to standard. In all analysis, the discs are examined temperature distribution and heat transfer for brake discs models by not making changes on materials and brake pad model. The numerical results are compared with the temperature distributions in the current literature. The results are that the perforated and air channel brake disc has lower temperature distribution than the solid disc when the disc contact to brake pad at the first time, and also high heat transfer coefficient is calculated. The results is shown that heat transfer is raised between disc and environment depending on air flow characteristics because of vent and perforated, therefore, brake disc could be cooled quickly.

Keys Words: Brake disc, brake pad, heat transfer, computational fluid dynamics, rotational speed

TEŐEKKÖR

Taşıt fren sisteminin ısıı performansının sayısal incelenmesi hakkında yapmıő olduğum bu yüksek lisans tez çalıőmamda benimle bilgilerini paylaőan ve her konuda rehberlik eden danışman hocam Doç. Dr. Sayın Gökhan SEVİLGEN' e ve hayatım boyunca desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Ezgi ÖLGÜ
10/01/2020

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Taşıt Fren Sistemi	3
2.1.1. Taşıt üzerine etki eden fren kuvvetleri.....	3
2.1.2. Lastiğin yola tutunma kuvveti ve kayma oranı	5
2.2. Taşıt Üzerindeki Frenleme Kuvvetleri.....	7
2.2.1. Statik aks yükleri.....	7
2.2.2. Dinamik aks yükleri	8
2.3. Motorlu Taşıtlarda Kullanılan Fren Sistemleri	10
2.4. Fren Diski.....	11
2.4.1. Fren disk kaliperi	13
2.4.2. Fren balatası	14
2.4.3. Fren hidrolik silindiri ve piston.....	16
2.5. Fren Diski Malzemelerinde Aranılan Özellikler	16
2.6. Disk Fren ve Kampanalı Frenin Karşılaştırılması.....	17
2.7. Fren Disklerinde Görülen Problemler	19
2.8. Literatürde Gerçekleştirilen Sayısal Çalışmalar	20
2.9. Literatürde Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar	25
3. MATERYAL VE YÖNTEM	27
3.2. Fren Diski ve Balata CAD Modelinin Oluşturulması.....	30
3.3.1. Fren disk için ısı transfer hesaplamaları	32
3.3.2. Fren disk için ısı akısının hesaplanması.....	37
3.3.3. Fren disk etrafındaki hava akışının modellenmesi.....	39
3.4. Fren Diski İçin Çözüm Ağı Yapısı ve Sınır Şartları	42

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
3.5. Fren Diski İçin Ortalama Nusselt Sayısı Hesaplanması	46
3.6. Sayısal Sonuçların Deneysel Verilerle Karşılaştırılması	49
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	50
4.1. Fren Disk Modeli İçin Elde Edilen Sıcaklık Dağılımı	50
4.1.1. Birinci durumda fren diski için elde edilen sıcaklık dağılımı	51
4.1.2. İkinci durumda fren diski için elde edilen sıcaklık dağılımı	54
4.1.3. Üçüncü durumda fren diski için elde edilen sıcaklık dağılımı	56
4.2. Hava Kanallı ve Katı Fren Diski İçin Akış Çizgileri	58
4.3. Tasarım Kısıtları	59
5. SONUÇ	61
KAYNAKLAR	64

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
h	Aracın ağırlık merkezinin yerden yükseliği [m]
Q_X	Birim zamanda geçen ısı miktarı [W]
Φ	Disipasyon (yayınım)
S_e	Enerji kaynak terimi
V	Hız [m/s]
S_m	Kütle kaynak terimi
Nu_{ort}	Ortalama Nusselt katsayısı
h_{ort}	Ortalama ısı taşınım katsayısı [W / m ² °C]
L	Ön ve arka dingil arasındaki mesafe [m]
Re_ω	Rotasyonel reynold sayısı
F_a	Rüzgar direnci kuvveti [N]
F_{Na}	Statik arka dingil yükü [N]
$F_{Nö}$	Statik ön dingil yükü [N]
σ	Stefan - Boltzmann katsayısı
A_f	Taşıt ön yüzey alanı [m ²]
F_t	Tahrik kuvveti [N]
M_a	Tahrik momenti [Nm]
W	Taşıt üzerine gelen ağırlığı [N]
N	Tekerleğe gelen tepki kuvveti [N]
E	Tekerleğin basınç merkeziyle geometrik merkez arasındaki fark [m]
G	Tekerlek üstüne gelen ağırlık [N]
R	Tekerlek yarıçapı [m]
F_ζ	Toplam çeki kuvveti [N]
μ_{tut}	Tutunma katsayısı
F_{tut}	Tutunma kuvveti [N]
F_x	Uygulanan tahrik kuvveti [N]
a	Yavaşlama ivmesi [m/s ²]
F_y	Yuvarlanma direnci [N]
f_y	Yuvarlanma direnci katsayısı
ρ	Yoğunluk [kg/m ³]

Kısaltmalar **Açıklama**

ABS	Anti-lock braking system
ASR	Anti schlupf regelung
BAS	Brake assist system
CAD	Computer aided design
ESP	Electronic stability program
EBD	Electronic brake force distribution
HAD	Hesaplmalı akışkanlar dinamiği
MSR	Motor schleppmomenten regelung

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Hareket halindeki bir araca etkiyen kuvvetler	4
Şekil 2.2. Taşıt tekerleği ile zemin arasındaki kuvvetler	5
Şekil 2.3 Tutma katsayısına bağlı kayma oranı	6
Şekil 2.4. Hareketsiz araç üzerinde statik aks yükleri.....	7
Şekil 2.5. Hareketli araç üzerinde dinamik aks yükleri	8
Şekil 2.6. Fren sistemi elemanları	11
Şekil 2.7. Fren diski elemanları.....	12
Şekil 2.8. a) hava kanallı b) yüzeyi delikli c) kanallı ve delikli disk modeli	13
Şekil 2.9. Sabit ve hareketli kaliper	14
Şekil 2.10. Fren balatasının iç katmanları	15
Şekil 2.11. Fren disk balatası	15
Şekil 2.12. Fren diskinin çalışma prensibi	18
Şekil 2.13. Kampanalı fren diski çalışma prensibi.....	18
Şekil 2.14. a) çatlak disk b) çizik disk c)ince ısı çatlağı	20
Şekil 3.1. HAD yöntemiyle genel akış diyagramı.....	27
Şekil 3.2.HAD yöntemine ait detaylı işlem şeması.....	28
Şekil 3.3.Fluent paket programı temel yapısı.....	28
Şekil 3.4. Katı disk fren modeli	30
Şekil 3.5. Hava kanallı fren disk modeli	31
Şekil 3.6. Delikli ve hava kanallı fren disk modeli.....	31
Şekil 3.7. Balata modeli	32
Şekil 3.8. Fren diskinde oluşan ısı transferi	32
Şekil 3.9. İletim ile ısı transferi	33
Şekil 3.10. a) zorlanmış ısı taşınımı b) doğal ısı taşınım transferi.....	35
Şekil 3.11. İç içe iki yüzey arasındaki ısı taşınımı.....	36
Şekil 3.12. Fren diski sürtünme yüzeyinin iç ve dış çapları	37
Şekil 3.13. Dönen bir katı cisim etrafında akış modeli	39
Şekil 3.14. Hareketli dönen koordinat ve sabit koordinat sistemi	40
Şekil 3.15. Fren diski etrafında hava akışının modellenmesi.....	41
Şekil 3.16. Fren disk cutcell ağ yapısı modeli	42
Şekil 3.17. Fren disk modelinin yüzeylerinin tanımlanması.....	44
Şekil 3.18. Katı disk için ortalama ısı taşınım katsayısı hesaplanan yüzey	46
Şekil 3.19. a) ideal durum b) türbülanslı akış	47
Şekil 4.1. Isı taşınım katsayısı hesaplanan yüzeyler	51
Şekil 4.2. 1041 dev/dk için katı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı.....	52
Şekil 4.4.1041 dev/dk için kanallı ve delikli fren disk modelinin sıcaklık dağılımı.....	53
Şekil 4.5. 1566 dev/dk katı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı.....	51
Şekil 4.6.1566 dev/dk hava kanallı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı	52
Şekil 4.7.1566 dev/dk delikli ve hava kanallı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı	52
Şekil 4.8. 2062 dev/dk katı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı.....	53
Şekil 4.9. 2062 dev/dk hava kanallı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı	54
Şekil 4.10. 2062 dev/dk delikli ve hava kanallı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı ..	54
Şekil 4.11. Hava kanallı ve katı disk akış çizgileri	59
Şekil 5.1. Üç farklı devirde fren disk modeli için ortalama ısı taşınım katsayısı	63
Şekil 5.2. Katı fren diski için CFD ve teorik ortalama taşınım katsayısı.....	63

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. 2015 -2019 yılları arasında fren diski akış alanı ile ilgili gerçekleştirilen sayısal hesaplamalar.....	24
Çizelge 3.1.Taşıt özellikleri ve frenleme koşulları	38
Çizelge 3.2.Farklı devir hızlarında bir teker için kinetik enerji ve ısı akısı dağılımı.....	39
Çizelge 3.3.Çözücü ayarı ve sınır koşullar.....	45
Çizelge 3.4.Disk ve balata malzeme özellikleri	46
Çizelge 4.1.1041 dev/dk üç farklı fren disk modeli için ısı taşınım katsayısı	52
Çizelge 4.2.1566 dev/dk üç farklı fren disk modeli için ısı taşınım katsayısı	54
Çizelge 4.3.2062 dev/dk üç farklı fren disk modeli için ısı taşınım katsayısı	56
Çizelge 5.1. Katı fren diski için ortalama teorik Nusselt sayısı	62

1. GİRİŞ

Fren sistemi, taşıtlarda güvenlik açısından en kritik bileşenlerden birini temsil eder. Hareket halindeki taşıt fren sistemi tarafından uygun bir mesafede durdurulmalı ve araç hızının kontrolünü sağlamalıdır. Taşıt araçlarında yapılan ağırlık ve hız optimizasyon çalışmaları teknoloji ile gelişerek artmaktadır, bunun sonucunda taşıtlarda frenleme performansının geliştirilme ihtiyacı ortaya çıkmaktadır.

Bir taşıtın emniyet ve kontrollünü sağlayan sistemlerden birisi olan fren sistemleri; taşıtın hızını durdurmak ve yavaşlatmak, yokuş aşağı veya virajda araç hızını sabit tutmak, hareket halinde olmayan bir taşıtın harekete geçmesini önlemek için kullanılır. Konvansiyonel fren sistemlerinde ayağınızı fren pedalına bastığınız anda diskler vasıtasıyla tekerler kitlenmektedir. Günümüzde ise taşıtların kitlenmesi, savrulması ve devrilmesi gibi durumları önlemek için modern fren sistemleri geliştirilmekte ve kullanılmaktadır. Genel olarak fren sistemi çeşitleri: hidrolik fren, havalı fren, ABS fren sistemi, ASR fren, ESP sistemi, EBD sistemi, MSR sistemi, BAS fren sistemidir.

Taşıt frenleme süresi boyunca oluşan hareket enerjisi fren sürtünme elemanları yardımı ile ısı enerjisine çevrilerek, ortaya çıkan ısının büyük bir kısmı ısı taşınım yolu ile dış ortama transfer edilmektedir. Modern otomobillerin dört tekerleğinde de hidrolik sistemle çalışan frenler vardır. Frenler disk veya kampanalı tipte olabilir. Fren pedalına uygulanan kuvvet sayesinde, hidrolik sıvının yeri değişmektedir. Hidrolik sıvının değişimi ile fren disklerine piston aracılığıyla bir sürtünme kuvveti oluşturmakta ve taşıt bu kuvvetin etkisi ile yavaşlamaktadır. Sürtünme kuvveti ile ortaya çıkan ısının hızlı bir şekilde disklerden ve balatalardan atılması istenilmektedir. Açığa çıkan ısı disk ve balata malzemesinde istenilmeyen deformasyonlara sebep vermesi ve disk ile balata ömrünü azaltması nedeniyle, fren diskleri ısı transfer katsayısı yüksek olan malzemeler seçilerek üretilmektedir. Bu sebeple fren disklerinde ortaya çıkan ısının hızlı bir şekilde uzaklaştırılması için diske hava kanalları ve hava delikleri yerleştirilmektedir. Çünkü disk freninin ısı performansı, fren rotorunun etrafındaki hava akışının özelliklerine bağlıdır ve bu nedenle aerodinamik, fren bileşenleri bölgesinde önemlidir.

Taşıt ağırlığı, taşıtta kullanılan fren sistemi, hidrolik ve mekanik aksamlar, çevre ve yol şartları, lastikler, tekerlek ve yol yüzeyi arasındaki tutunma katsayısı frenleme performansına etki etmektedir. Frenleme performansına etki eden etkenler fren sistemi elemanlarının sıcaklığındaki artışa neden olmaktadır. Frenleme anındaki yüksek sıcaklık artışı sonucu, disk ile balata arasında sürtünme kaybı ve aşınma, fren sıvısının buharlaşmasına, disk yüzeyinde ısıl çatlaklara neden olabilir (Erdem ve Altıparmak 2014). Bu nedenle taşıt güvenliği için fren soğutması, fren diskinin dayanıklılığı ve performansı için göz önünde bulundurulması gereken önemli bir husustur.

Fren disklerinin soğuma sürecinin kolaylaştırılması için disklerde hava kanalları kullanılmaktadır. Hava kanalları disk ve balata arasında sürtünme ısından dolayı oluşan yüksek sıcaklığın dağıtılması için iyi bir kapasite sağlamaktadır. Hava kanallı fren diskleri ilk kez 1960'larda yarış otomobillerinde kullanılmıştır. Gelişen teknoloji ile birlikte otomotiv sektöründe, yüksek fren performansı için farklı tasarımlarda hava kanallı diskler tercih edilebilmektedir.

Çalışmada, üç farklı fren disk modeli için farklı devir hızlarında frenleme sırasında disk ile balatanın ilk temas ettiği andaki sıcaklık dağılımları Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği (HAD) yöntemi ile incelenerek, Fluent paket programı kullanılarak farklı devir hızlarındaki fren disk ve balata için ısı taşınım katsayı değerleri hesaplandı.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Taşıt Fren Sistemi

Frenler, taşıttaki kinetik enerjiyi sürtünme yardımıyla termal enerjiye çevirerek taşıtın yavaşlamasını veya durmasını sağlayan bir sistemdir. Kinetik enerji ise 2.1’de gösterilen formül ile hesaplanmaktadır.

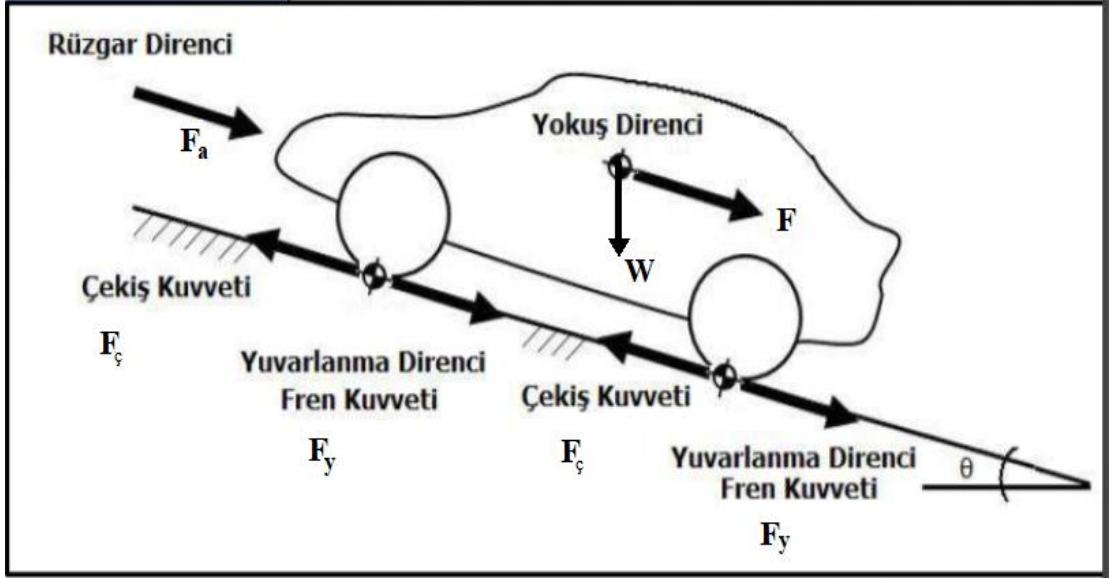
$$E_k = \frac{1}{2}mv^2 \quad [J] \quad (2.1)$$

2.1.1. Taşıt üzerine etki eden fren kuvvetleri

Taşıt performansı öncelikle aracın eğimli ve düz yolda hızlanması, yavaşlaması hareketiyle değerlendirilir. Bu karakteristik özelliklerin incelenebilmesi içinde taşıtın genel hareket denkleminin çıkartılması gereklidir.

Taşıt dinamiği modelinde, tekerleğe etki eden kuvvetler ve taşıta etkiyen direnç kuvvetlerinin bilinmesi durumunda taşıt hız ve konumu Newton’un ikinci kanunu ile elde edilebilmektedir. Bu kuvvetler şunlardır; yuvarlanma direnci, hava direnci, eğim direnci ve eylemsizlik direncidir. Taşıta etki eden dış kuvvetler Şekil 2.1’de verilmiştir.

Yuvarlanma direncinin büyük bir kısmına lastiklerin şekil değiştirmeleri sebep olur. Taşıt lastiklerinin yol yüzeyine temas ettiği noktalarda yaptığı değiştirmeler; kaplama pürüzlülüğüne bağlı olarak çukur ve kasistir. Hava direnci, taşıtın hareket doğrultusuna dik en kesit alanı üzerine ve harekete zıt yönde doğrudan doğruya etkiyen hava basıncı taşıt yüzeyinde türbülanslı havadan kaynaklı sürtünme hava direncine sebep olur. Eğim direnci, eğimli bir yol kesimindeki taşıtın seyri sırasında eğim dolayısıyla maruz kaldığı dirençtir. Eylemsizlik direnci, taşıtın hareketi sırasında hızlanması ve yavaşlaması ile ortaya çıkan bir dirençtir (Düzen 2014).



Şekil 2.1. Hareket halindeki bir araca etkiyen kuvvetler (Boyalı 2008)

Newton ikinci hareket kanununa göre yatay doğrultudaki dış kuvvetler;

$$ma = F_{net} \quad (2.2)$$

a : Taşıtın ivmesi [m/s^2]

$$\sum F_x = 0 \quad (2.3)$$

$$W_x = W \cdot \sin\theta \quad (2.4)$$

$$W_x = F_{çf} + F_{çr} - F_a - F_{yf} - F_{yr} - F \quad (2.5)$$

$$F_{çf} + F_{çr} = -(F_a + F_{yf} + F_{yr} + F + W_x) = 0 \quad (2.6)$$

$$F_{ç} = -(F_a + F_y + F + W_x) = 0 \quad (2.7)$$

W : Taşıt üzerine gelen ağırlığı [N]

$F_{ç}$: Toplam çeki kuvveti [N]

F_y : Toplam yuvarlanma direnç kuvveti [N]

F_a : Rüzgar direnci kuvveti [N]

F : Yokuş direnç kuvveti [N]

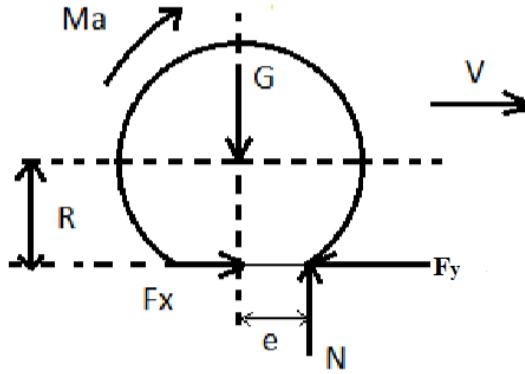
$$F_a = C_x A_F \frac{\rho_a}{2} \quad (2.8)$$

A_f : taşıt ön yüzey alanı [m^2]

ρ_a : hava yoğunluğu [kg/m^3]

2.1.2. Lastiğin yola tutunma kuvveti ve kayma oranı

Taşıt tekerleği ve zemin arasında kuvvetler Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Taşıt tekerleği ile zemin arasındaki kuvvetler (Düzen 2014)

M_a : Tekerlekte meydana gelen tahrik momenti [Nm]

F_x : Taşıt üzerine uygulanan tahrik kuvveti [N]

F_y : Taşıt üzerindeki yuvarlanma direnci kuvveti [N]

N : Tekerleğe gelen tepki kuvveti [N]

G : Taşıt tekerleğinin ağırlığı [N]

R : Taşıt tekerlek yarıçapı [m]

V : hız [m/s]

e : Taşıt tekerleğinin basınç merkeziyle geometrik merkez arasındaki fark [m]

$$f_y = \frac{e}{R} \quad (2.9)$$

f_y : Yuvarlanma direnci katsayısı

Taşıt üzerindeki tutunma kuvveti ise;

$$F_{tut} = F_t \cdot \mu_{tut} \quad (2.10)$$

F_t : Tahrik kuvveti [N]

F_{tut} : Tutunma kuvveti [N]

μ_{tut} : Tutunma katsayısı

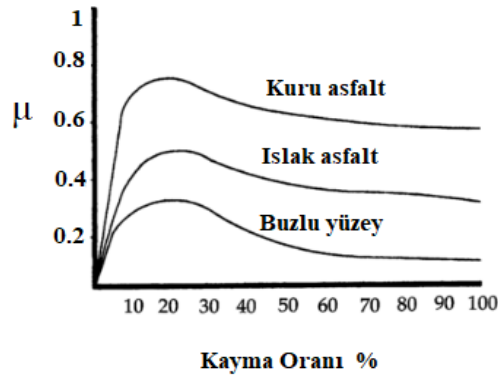
μ_{tut} Zemine bağlı taşıt kayma oranı değiştirmektedir. Şekil 2.3'de taşıt kayma oranı zemin şartlarına göre gösterilmiştir.

$$Kayma\ oranı = \frac{V_a - V_t}{V_a} \quad (2.11)$$

V_a : Aracın hızı

V_t : Araç tekerleğinin hızı

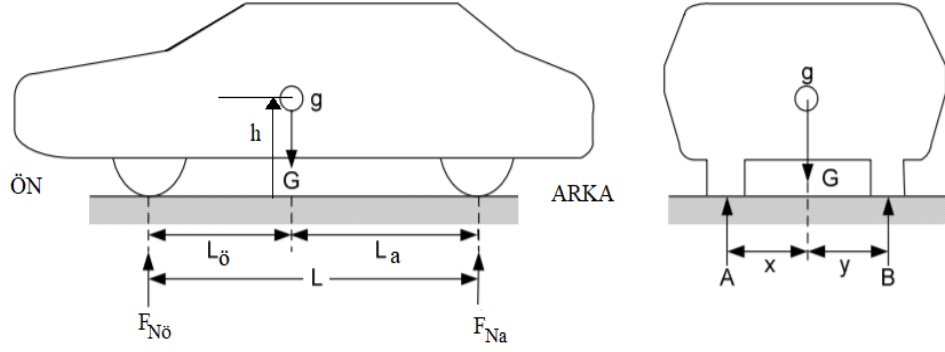
Frenleme esnasında meydana gelen direnç kuvvetlerinin değişimi, frenleme sırasındaki doğrusal kaymaya bağlıdır. Lastik yapısı ve zemin koşullarının belirlediği tutunma değerleri önemli rol oynamaktadır. Frenleme sırasındaki kayma oranı, lastik yapısı, yolun durumu, taşınan yük miktarı ve frenleme kuvvetine bağlıdır. Şekil 2.3'de tutma katsayısına bağlı kayma oranı grafiği verilmiştir.



Şekil 2.3. Tutma katsayısına bağlı kayma oranı (Sheridan 2004)

2.2. Taşıt Üzerindeki Frenleme Kuvvetleri

2.2.1. Statik aks yükleri



Şekil 2.4. taşıt üzerinde statik aks yükleri (Özdalyan 2019)

φ : Statik aks yükü dağılımı

$$\varphi = \frac{F_{N\alpha}}{G} \quad (2.12)$$

$$1 - \varphi = \frac{F_{N\acute{o}}}{G} \quad (2.13)$$

Şekil 2.4’de taşıt üzerinde statik aks yükleri verilmiştir. Ön tekerleğe göre moment alınır;

$$G \cdot L_{\acute{o}} = F_{N\alpha} L \quad (2.14)$$

$$L_{\acute{o}} = \frac{F_{N\alpha} L}{G} \quad (2.15)$$

$$L_{\acute{o}} = \varphi L \quad (2.16)$$

Arka tekerleğe göre moment alınır;

$$G \cdot L_{\alpha} = F_{N\acute{o}} L \quad (2.17)$$

$$L_a = \frac{F_{N\ddot{o}}L}{G} \quad (2.18)$$

$$L_a = (1 - \varphi)L \quad (2.19)$$

$F_{N\ddot{o}}$: Ön dingil yük kuvveti [N]

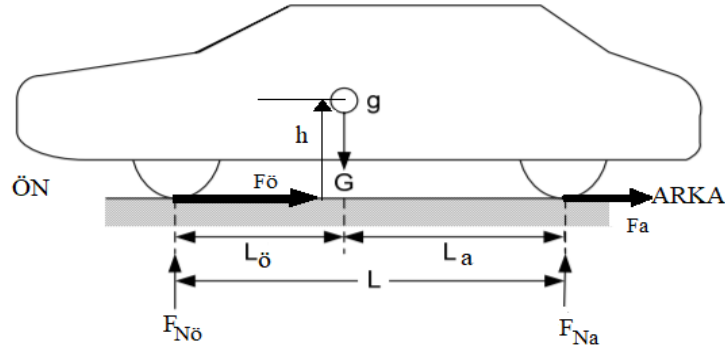
F_{Na} : Arka dingil yük kuvve [N]

L : Ön ve arka teker arasındaki mesafe [m]

$L_{\ddot{o}}$: Ağırlık merkezi ile ön teker arasındaki mesafe [m]

L_a : Ağırlık merkezi ile arka teker arasındaki mesafe [m]

2.2.2. Dinamik aks yükleri



Şekil 2.5. Taşıt üzerinde dinamik aks yükleri (Özdalyan 2019)

Şekil 2.5’de taşıt üzerindeki dinamik aks yükleri verilmiştir. Ön teker dinamik yükü için arka tekere göre moment;

$$F_{N\ddot{o}}L - GL_a - Gah = 0 \quad (2.20)$$

$$F_{N\ddot{o}}L = GL_a + Gah \quad (2.21)$$

$$F_{N\ddot{o}din} = \frac{GL_a}{L} + \frac{Gah}{L} \quad (2.22)$$

$$L_a = (1 - \varphi)L \quad (2.23)$$

$$F_{N\ddot{o}din} = G(1 - \varphi) + Gax \quad (2.24)$$

$$F_{N\ddot{o}din} = G [(1 - \varphi) + ax] \quad (2.25)$$

Arka teker dinamik yükü için ön tekere göre moment;

$$GL_{\ddot{o}} - Gah - F_{Na}L = 0 \quad (2.26)$$

$$F_{Na}L = GL_{\ddot{o}} - Gah \quad (2.27)$$

$$F_{Na\ddot{a}din} = \frac{GL_{\ddot{o}}}{L} + \frac{Gah}{L} \quad (2.28)$$

$$L_{\ddot{o}} = \varphi L \quad (2.29)$$

$$F_{Na\ddot{a}din} = G\varphi - Gax \quad (2.30)$$

$$F_{Na\ddot{a}din} = G[\varphi - (ax)]$$

$$X = \frac{h}{L} \quad (2.31)$$

a: Yavaşlama ivmesi [m/s²]

h: Taşıt ağırlık merkezinin yerden yükseliği [m]

L: Ön ve arka dingil arasındaki mesafe [m]

Dinamik frenleme kuvvetleri;

$$F_f = F_{din}\mu_{\ddot{o}tut} \quad (2.32)$$

Ön teker frenleme kuvveti;

$$F_{\ddot{o}} = (1 - \varphi - xa)G\mu_{\ddot{o}tut} \quad (2.33)$$

Arka teker dinamik frenleme kuvveti;

$$F_a = (\varphi - xa)G\mu_{atut} \quad (2.34)$$

$\mu_{ötut}$: Ön teker için tutunma katsayısı

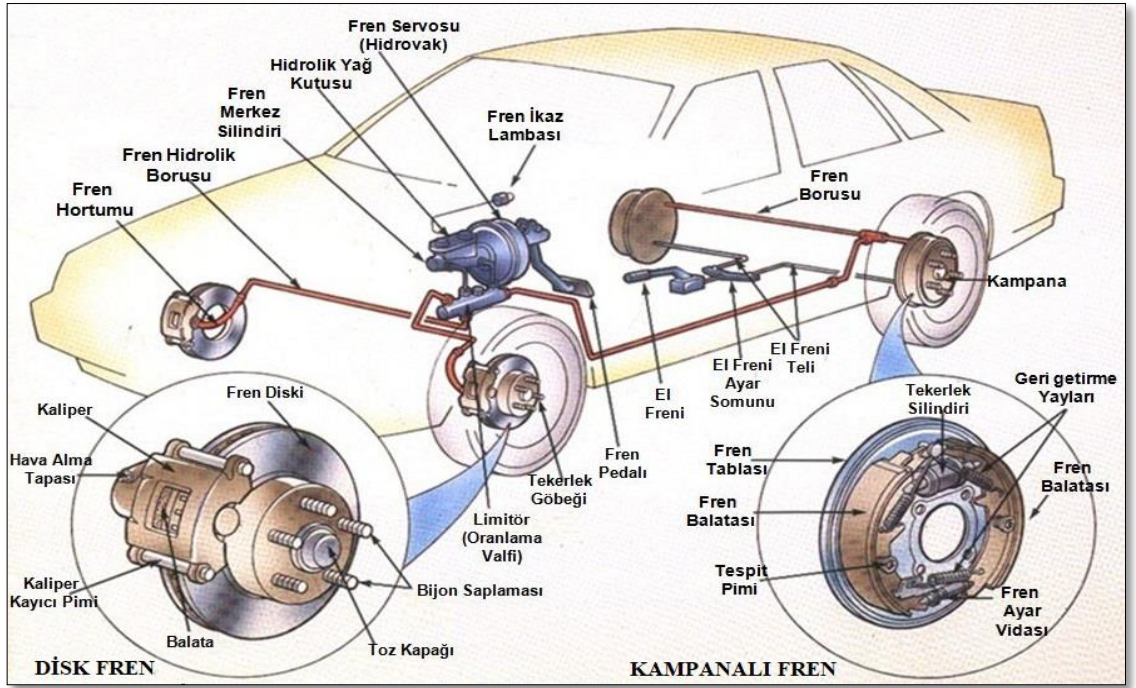
μ_{atut} : Arka teker için tutunma katsayısı

2.3. Motorlu Taşıtlarda Kullanılan Fren Sistemleri

Frenleme fonksiyonlarını yerine getirilmesi ve yaptıkları işlem bakımından, servis freni, acil durum ve park freni olmak üzere üç çeşit fren sistemi vardır. Frenleme prensibine göre; mekanik frenler, elektromanyetik frenler ve hidrodinamik frenlerdir.

Günümüzde yaygın olarak kullanılan fren sistemi mekanik fren sistemidir. Mekanik frenler; tamburlu, disk, konik, pabuçlu ve bantlı frenler olarak sınıflandırılabilir. Elektromanyetik frenler, frenleme için elektromagnet ve sabit magnetler kullanılmaktadır. Hidrodinamik fren sistemlerinde aşınma olmadan taşıtı yavaşlatmak amaçlanır. (Temiz 2019).

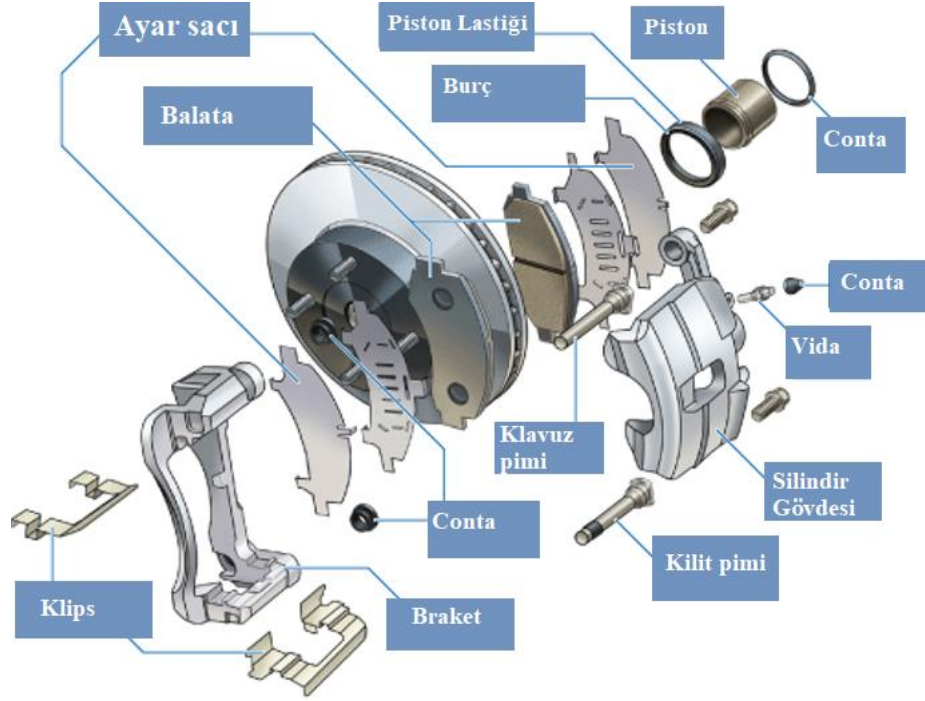
Sürtünmeli bir fren sistemi yapısında başlıca elemanlar; el freni, pedal, servo fren, hidrolik deposu, ön teker için disk fren, arka teker için kampanalı fren, regülatör, dağıtıcı ve hidrolik borulardan oluşmaktadır. Şekil 2.6' da taşıt fren sistemi elemanları gösterilmiştir. Günümüzde sürtünmeli mekanik fren sistemlerinde kampanalı ve diskli frenler tercih edilmektedir.



Şekil 2. 6. Fren sistemi elemanları (<https://otomobilteknoloji.blogspot.com>)

2.4. Fren Diski

Disk frenler üç farklı durumda araçlarda kullanılabilir. Sabit kaliperli, hareketli kaliperli ve hareketli gövdeli frenler olarak taşıtlarda kullanılmaktadır. Fren disk mekanizmasının ana parçaları; fren disk, kaliper, fren hidrolik silindiri ve pistonlardan oluşur. Şekil 2.7’ de fren disk elemanları gösterilmiştir. Frenleme sırasında diskin her iki tarafında bulunan pistonlar yardımıyla fren balatalarının yapıştırıldığı metal tutuculara temas eder ve fren balataları bu sayede fren disk yüzeyine basar ve disk ile balata teması sonucu ortaya çıkan sürtünme sayesinde frenlenme meydana gelir. Fren diskleriyle balatalar arasında meydana gelen aşırı ısınma ve tekrarlı aşınma sürtünme katsayısını azaltır. Bu durum fren etkinliğinin azalması olarak tanımlanmaktadır (Erdem ve Altıparmak 2014).



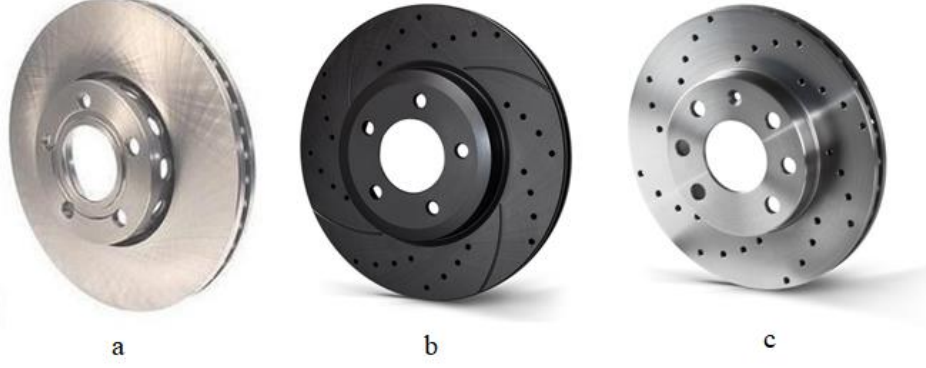
Şekil 2.7. Fren diski elemanları (Lydon 2016)

Fren sisteminde, frenleme anında oluşan ısının en kısa sürede dışarı atılarak frenin soğutulması amaçlanır. Fren sisteminin fazla ısınmasını engellemek için ısı depolama kapasitesinin büyük olması istenilmektedir. Isıl kapasitenin büyük olması için fren sisteminin de büyük olması gerekir (Demir ve ark. 2018). Günümüz taşıtlarında yapılan optimizasyon çalışmalarına uygun olmadığı için özellikle de binek araçlarda frenlerin fazla büyük olması istenilmez. Isının çabuk atılabilmesi için fren diski ve balatanın taşıttaki konumu önemlidir. Fren disklerindeki disk dönme hareketi ile disk içerisinde bulunan hava kanatçıkları, fan etkisi oluşturarak, katı disklere göre, diskin hızlı bir şekilde soğumasına yardımcı olmaktadır. (Aydın 2018). Taşıt seyir halindeyken rüzgârın meydana getirdiği havalandırma etkisi ile soğuması sağlandığı için fren diskinin bulunduğu bölge kapalı değildir. Bu amaçla fren diskine soğuma kanalı veya kanatçıkları eklenir. Bazı disk örnekleri Şekil 2.8’de verilmiştir.

- Hava kanallı disk
- Disk yüzeyi delikli uygulama; diskler üzerindeki delikler sayesinde soğuma etkinliğini artırarak fren zayıflaması azaltır. Fakat deliklerin keskin köşelerde

gerilmeler meydana getirerek disklerin delik bölgelerinden çatlamasına neden olabilir. (Demir ve ark. 2018).

- Delikli ve hava kanallı disk uygulaması



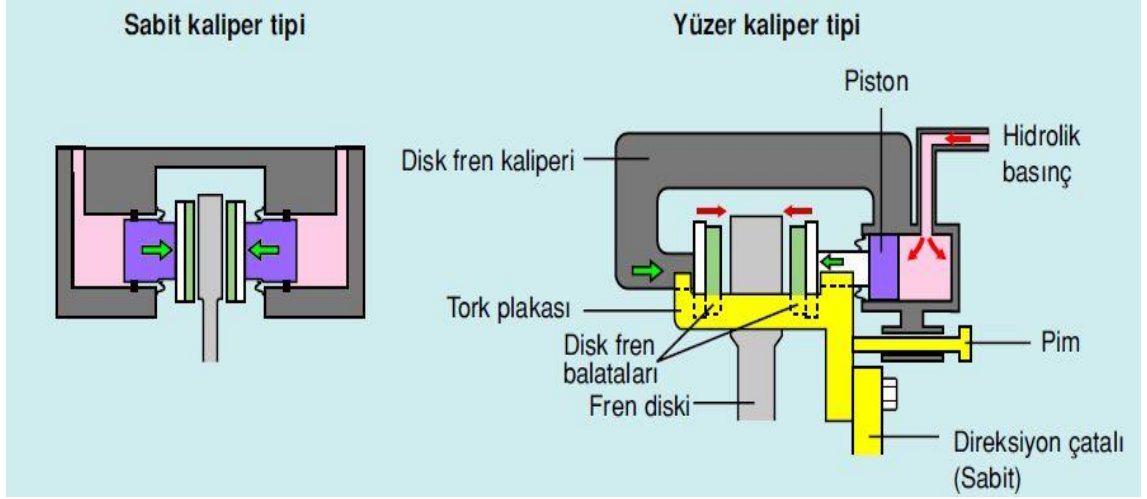
Şekil 2.8. a) hava kanallı b) yüzeyi delikli c) kanallı ve delikli disk modeli

Bu nedenle içten havalandırılmalı fren diskleri çok iyi soğuması nedeniyle taşıtlarda ön tekerleklerde kullanılmaktadır. Günümüzdeki taşıtlarda arka tekerleklerde kullanımı da yaygınlaşmaktadır.

2.4.1. Fren disk kaliperi

Sürtünme elemanı olan pabuç ve balataları, frenleme sırasında meydana gelen moment reaksiyonlarını üzerine bağlı olduğu dingil başına iletir. Şekil 2.9’da gösterildiği gibi sabit ve hareketli kaliper olmak üzere iki farklı kaliper mevcuttur. Kaliper civatalar yardımı ile dingil başlarına montaj edilerek, balata, pabuç ve hidrolik silindirleri üzerinde taşımaktadır.

Sabit kaliperde ise bir çift piston bulunmaktadır. Frenleme kuvveti, balataların piston tarafından disk yüzeyine teması sonucu oluşur. Kaliper disk ile jant arasına yerleştirildiğinden havanın kendisine ulaşması zor olduğu için frenleme sonrası soğuması da zordur. Hareketli kaliper ise bir tane piston bulunmaktadır. Fren merkezinden gelen hidrolik basınç yardımı ile pistonu itmesi sonucunda balata diskin üzerine doğru temas etmektedir.

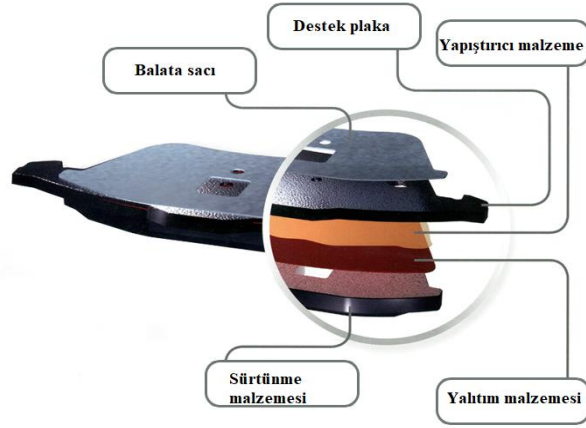


Şekil 2.9. Sabit ve hareketli kaliper (<https://otomobilteknoloji.blogspot.com>)

2.4.2. Fren balatası

Fren balatası, frenleme sırasında oluşan sürtünme sayesinde kinetik enerji ısı enerjisine dönüşmektedir. Fren balatasının frenleme esnasında maruz kaldığı fazla sıcaklık sürekli veya uzun süreli olması sonucunda balatanın zarar görmesine neden olmaktadır. Fren balatasında sürtünme katsayısı, düşük aşınma oranı ve ısıl deformasyon direnci gibi karakteristik özellik aranmaktadır.

Balataların optimal çalışma sıcaklığına uygun olması gereklidir. Belirli bir sıcaklıkta, balatanın belirli bileşenleri zarar görmektedir. Bu nedenle, çok yüksek sıcaklıklarda sürtünme bileşenleri buharlaşmaya başlar ve balata ile disk arasında yağlayıcı film oluşarak disk ve balatanın sürtünmesini engellemektedir. Şekil 2.10'da fren balatasının iç katmanları verilmiştir.



Şekil 2.10. Fren balatasının iç katmanları (<http://breck.pl/en/products/brake-pads>)

Şekil 2.11’de gösterildiği üzere taşıtlarda fren balataları, çeşitli fonksiyonlara sahip birçok malzemenin bir araya gelmesiyle oluşan kompozit malzemelerdir. Balata kompozitlerinde yapıştırıcı olarak fenolik reçine, sentetik reçine, takviye elemanı olarak çelik yünü, cam elyaf, aramid (kevlar), bor elyaf, katı yağlayıcı olarak grafit, antimonit, sürtünme düzenleyici olarak metalik talaşlar, maun cevizi tozu, aşındırıcı olarak alümina, silika, zirkon, silisyum karbür, kuvars, dolgu malzemesi olarak ise barit, kalsiyum karbonat ve vermikülit gibi malzemeler kullanılır. Kompoziti oluşturan her bir malzemenin çeşidi ve miktarının yanı sıra üretim aşamasında kullanılan parametreler de balatanın tribolojik özelliklerini önemli derecede etkilemektedir (Sugözü ve Dağhan 2018).



Şekil 2.11. Fren disk balatası (<http://breck.pl/en/products/brake-pads>)

Fren balata malzemeleri tozlar halindeki metal veya metal olmayan malzemelerin karıştırılması, istenilen formda preslenmesi ve belirlenen süre içerisinde sinterlenmesini

kapsayan üretim prosesinden oluşmaktadır. Fren balata üretiminde bu yöntemin tercih edilmesinin nedeni farklı karakteristik özelliklere sahip malzemelerinin özelliklerini kaybetmeden istenilen üretimin gerçekleştirilebilmesidir (Ertan ve Yavuz 2006).

2.4.3. Fren hidrolik silindiri ve piston

Pistonun bir yüzeyine basınçlı hidrolik etki etmektedir, diğer yüzeyi ise balatalara bu kuvveti iletir. Bu sayede kaliper içerisinde hareket eder. Balatalar aşındıkça disk ve balata arasındaki boşluk mesafesi artarak yüksek frenleme mesafesi oluşturur. Bu yüzden, boşluk ayar mekanizmasına ihtiyaç duyar. Piston keçesi otomatik olarak bu boşluğu ayarlayabilir. Otomatik boşluk ayarlayıcısı, silindir içinde bulunan bir piston keçesi vardır. İki farklı işleve sahiptir: Silindirin içindeki fren hidroliğinin boşalmasını engeller ve fren pedalına basıldığında piston hidrolik basınç ile hareketlendiği zaman, piston keçesi deforme olur. Fren pedalı serbest bırakıldığında ve hidrolik basınç azaldığı zaman, piston keçesi eski şekline geri döner ve pistonu geri çeker.

2.5. Fren Diski Malzemelerinde Aranılan Özellikler

Tüm disk frenlerde taşıtı yavaşlatmak veya durdurmaya yardımcı olan balatalar vardır. Balataya uygulanan frenleme kuvveti sonrası disk ile balata yüzeyi arasında sürtünme meydana gelir. Fren disk malzemesinin sürtünme katsayısı ne kadar yüksekse, frenleme gücü de o kadar fazladır. Fren sistemlerinde kullanılan sürtünme malzemelerden istenen karakteristik özellikler aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Yüksek sürtünme katsayısına sahip olmalı ve farklı sıcaklıklarda muhafaza edebilmelidir.
- Düşük aşınma hızı
- Yüksek ısı mukavemeti
- Yüksek ısı iletim kapasitesi
- Düşük ısı genleşme katsayısı
- Yeterli basma mukavemeti

- Nem ve yağ gibi çevresel etmenlerden çok fazla etkilenmemelidir.

Yaygın olarak kullanılan sürtünme malzemeleri yarı metalik malzemeler, organik malzemeler ve karbon elyaf içeren kompozit malzemelerdir.

Yarı metalik malzemeler %30 ve %65 oranında metal ve kalanı ise dolgudur. Fren diski malzemesinde genel olarak çelik, dökme demir, bakır kullanılır. Isıl mukavemeti çok iyidir, sürtünme katsayısı orta değerdedir.

Genellikle fren diski malzemesi olarak dökme demir tercih edilmektedir. Son zamanlarda yapılan çalışmalarda alüminyum matrisli kompozitler ile fren diski üretilmeye başlanmıştır. Dökme demire göre oldukça hafif olmaları, yüksek ısı iletkenlikleri, spesifik ısıları ve aşınma dirençleriyle fren diski malzemesi olarak kullanılmaktadır. Fakat alüminyum matrisli kompozitlerin dökme demir malzeme kadar yaygın kullanılmamasının nedeni üretiminin daha maliyetli olmasıdır (Toptan ve ark. 2009).

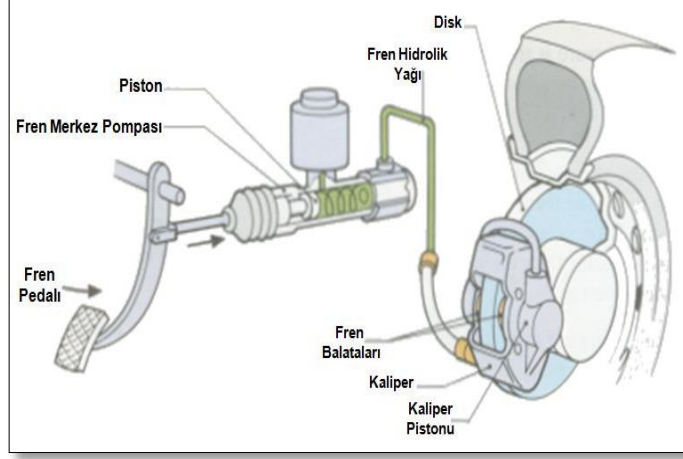
Fren disklerinde organik malzemelerde kullanılmaktadır. Organik malzemeler; ferrit olmayan metaller, inorganik ve organik elyaflar, abrazifler, yağlayıcılar ve cam, kauçuk, kevlar ve arbon gibi takviye malzemelerden oluşurlar. Sürtünme katsayıları yüksek 0.33-0.4 arasındadır. Aşınma mukavemeti düşük sıcaklıklarda çok iyidir.

Yarış arabalarında kullanılan fren disk malzemeleri karbon elyafı içeren kompozit malzemelerdir. Yüksek sürtünme katsayılı ve yüksek sıcaklıklarda çalışmaya uygun olmasına karşın, üretimi çok pahalı malzemeler olduğu için binek araçlarda tercih edilmez (Temiz 2019).

2.6. Disk Fren ve Kampanalı Frenin Karşılaştırılması

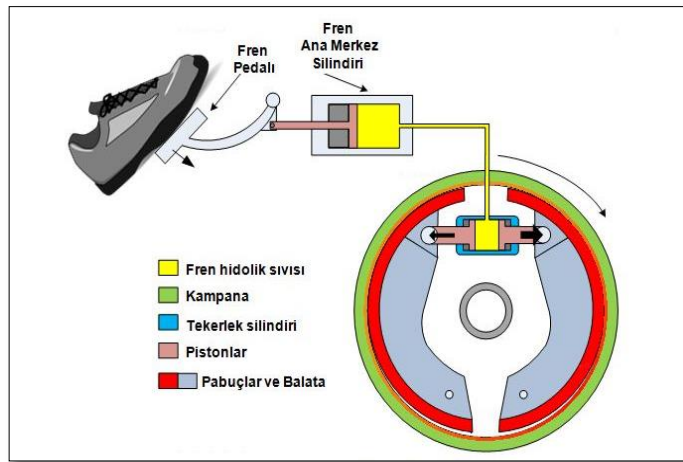
Diskli fren sistemi mekanizması Şekil 2.12'de gösterilmiştir. Fren pedalı aracılığı ile uygulanan mekanik kuvvet, hidrolik basınca dönüşür ve hidrolik basınç kaliperde tekrar

mekanik kuvvete dönüştürülür. Taşıtta meydana gelen hareket enerjisi, diske temas eden balataların oluşturduğu sürtünme sayesinde ısı enerjisine dönüştürülür.



Şekil 2.12. Fren diskinin çalışma prensibi (<https://malzemebilimi.net/>)

Kampanalı fren sistemi Şekil 2.13’de taşıtların arka tekerleklerinde ve genellikle ağır araçlarda kullanılan fren sistemidir. Fren sistemi sabittir, kampana tekerlekle beraber döner. Fren pedalına uygulanan kuvvet ile basınçlı hidrolik fren yağı, fren tablasında bulunan tekerlek fren silindirindeki pistonları iki tarafa doğru açarak, fren pabuçlarını kampanaya doğru ittirir. Fren balataları kampananın iç yüzeyine teması sonucu oluşan sürtünme yardımı ile frenleme etkisini oluşturur.



Şekil 2.13. Kampanalı fren diski çalışma prensibi (<https://malzemebilimi.net/>)

Diskli fren ve kampanalı fren birbirinden farklı aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Diskli frenler kampanalı frenlere göre sürtünme nedeniyle oluşan ısı deformasyonlarına dayanıklıdır. Diskli frenler hava ile temas halinde olduğundan frenleme esnasında kampanalı frenlere göre çabuk soğumaktadır.
- Disk ısıdıktan sonra pabuçlara doğru açılarak otomatik ayarlayıcılara yardımcı olur.
- Diskli frenler kampanalı frenlere kıyasla daha fazla fren kuvvetlerine sahiptir.
- Servo çalışması olmadığından diskli frenler yüksek hızlardaki frenlemelerde tutukluk yapmaz.
- El freni mekanizması diskli frenlerde yerleştirmek daha zor ve maliyeti fazladır.
- Diskli frenlerin bakımı kampanalı frenlere göre kolay ve servis zamanı daha azdır.

2.7. Fren Disklerinde Görülen Problemler

Fren disklerinde genel olarak aşınma kaynaklı oval disk problemi, sürekli ısınma ve soğuma kaynaklı disk yüzeyinde çatlak oluşumu görülmektedir. Şekil 2.14’de gösterilen fren disklerinde karşılaşılan genel problemler aşağıda verilmiştir.

Oval disk, disk dairesinin yuvarlak olmayıp oval olması problemidir. Bu sebeple fren diski oval olduğu için balatanın bir tarafı daha fazla aşınmaya sebep olmaktadır.

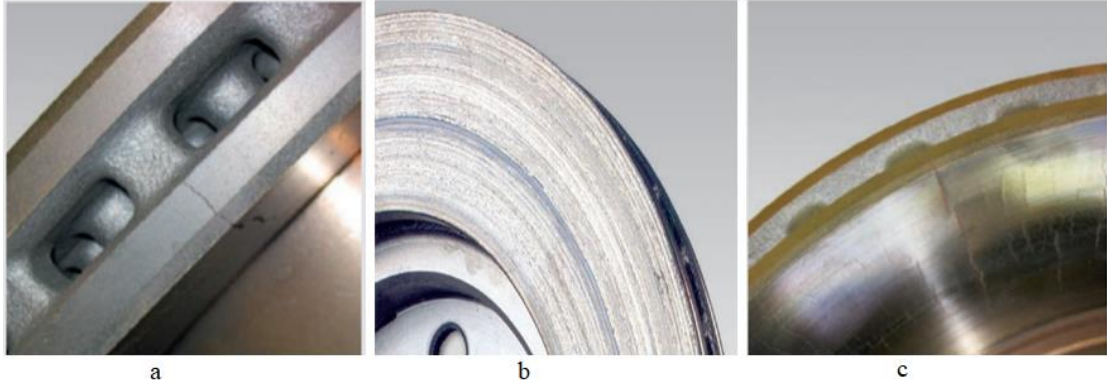
İnce ısı çatlağı, diskin sürekli ısınması ve soğumasından dolayı disk ve balata temas eden kısmında kılcal çatlaklar meydana gelebilir.

Çatlak disk, aşırı ısınma ve soğumadan kaynaklı çatlakların yanı sıra balata baskısı ve fren sisteminin bakımı da fren diskinin yüzeyinde çatlamalara neden olabilir.

Çizik disk, fren disk ile balatanın temas ettiği yüzeyde zamanla derin çizikler oluşabilir. Ömrü tamamlanan bir balatanın fren disk yüzeyine temas etmesi veya balata malzemesi

kaynaklı fren disk yüzeyi çizilebilir. Bunun yanı sıra, toz sacı olmayan fren diskleri ile balata arasında yabancı bir cisim girmesi sonucu fren disk yüzeyine zarar verebilir.

Sert benekli fren disk, fren diskleri ile balatanın temas ettiği yüzeyde sert benekler olabilir. Bunun nedeni frenleme esnasında oluşan ısıdan kaynaklıdır.



Şekil 2.14. a) çatlak disk b) çizik disk c) ince ısı çatlakları (Kaza ve Özbek 2018)

2.8. Literatürde Gerçekleştirilen Sayısal Çalışmalar

Düzen (2014), katı disk ve boyuna hava kanallı disk olmak üzere iki farklı disk üzerinde yayılan sıcaklık dağılımını ANSYS programı kullanılarak analiz etmiştir. Sürekli frenleme koşulları altında 250 N sabit frenleme kuvvetiyle, farklı sürelerde diskin üzerindeki ısı akısı hesaplanarak ısı taşınım yoluyla yayılan sıcaklık ANSYS programı kullanılarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle analiz edilmiştir. Analiz sonucunda, boyuna kanallı diskteki sıcaklık katı disk kadar yüksek çıkmamıştır ve sıcaklığın katı diske oranla daha az olması sonucunda frenleme performansının daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Katı diskte hava kanalları olması sebebiyle sıcaklık daha yüksek çıktığını ortaya koymuştur.

B. Özbek ve E. Kaza (2018), taşıtların durma mesafesini kısaltarak, sürüş ve araç güvenliğini sağlamak için fren sistemine pasif soğutma sistemi tasarlamışlardır. Taşıtlarda kullanılan disk frenli sistemlerin taşıt hareket halinde pasif soğutma sistemi yaparak balataların belli bir sıcaklıktaki performans düşüklüğünü azaltması

amaçlanmıştır. Tasarımda orta kanala giren hava giriş boşluğu teker kısmına taşınmış ve jant kısmından gelen hava akımını fren disk kanallarına yönlendirerek fren diskin daha fazla hava ile temas sağlayıp soğuması hedeflenmiştir. Kanat tasarımı ise kanat sayısı, kanat yolu ve kanat giriş açısı dikkate alınarak yapılmıştır. Çalışmada, kanat yolu açısı, kanat sayısı ve kanat giriş açısı arttıkça süpürdüğü hava miktarı arttığı sonucuna varılmıştır. Tasarım sonucunda, fren performansı için fren sistemlerin soğutulmasının önemini ortaya koyulmuştur.

A. Belhocien ve W. Z. Omar (2017), ANSYS CFX yazılımı ile disk fren bileşenleri etrafındaki hava akımı dağılımının zamana bağlı davranışını incelemiştir. Çalışmanın temel amacında, katı disk ve hava kanallı diskin her yüzeyi için konvektif ısı transfer katsayısı (h) değerleri hesaplanmıştır. Disk malzemesi, yüksek karbon içeriğine sahip gri dökme demir seçilmiştir. Havalandırma sisteminin soğutma disklerinde önemli bir rol oynadığını ve yüksek sıcaklık dayanımı sağladığı gösterilmiştir.

P. N. Amrish (2016), farklı tipte disk fren rotorlarını yapısal ve termal analiz ederek yeni bir fren rotor tasarımı önermiştir. Solidworks yardımıyla katı ve yüzeyi delikli olmak üzere iki farklı disk tasarımları yapılmıştır ve fren performansı ANSYS paket programı ile analiz edilmiştir. Disk malzemesi gri dökme demir seçilmiş ve analiz sonucunda yapısal olarak güvenli olduğu ispatlanmıştır. Fakat delikli diskte maksimum sıcaklık ve toplam ısı akışı, genel deformasyon katı diske göre daha iyi performans gösterdiği sayısal sonuçlar ile doğrulanmıştır.

Rajkal ve ark. (2018), disk frenindeki deformasyonları azaltacak uygun malzeme araştırılmıştır. Paslanmaz çelik, dökme demir ve karbon – karbon kompozit olmak üzere üç farklı malzeme stres, sıcaklık ve maksimum deformasyon kontrol etmek için vanadyum çelik ile karşılaştırılmıştır. Disk freni Creo Parametric 3.0 kullanılarak modellenmiş ve termal analizler ANSYS paket programı yardımıyla yapılmıştır. Analiz sonuçları vanadyum çelik malzemesinin diğer üç malzemeye göre daha iyi mukavemet ve sıcaklık dağılım faktörlerine sahip olduğu kanıtlanmıştır.

C. B. Saiz ve ark. (2015), zorlu çalışma koşulları altında, zamana bağlı farklı fren disklerinin termo-mekanik davranışlarını, verimlilik ve kararlılıklarını değerlendirmiştir. Bir katı disk ve farklı şekillerde üç havalandırılmalı rotor incelenmiştir. Disklerin sıcaklık dağılımı ve gerilmeler açısından performansları değerlendirilmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar, analiz edilen havalandırılmış disklerin, katı diskten farklı olarak, çok zorlu çalışma koşullarında etkin bir şekilde kullanılabileceğini ve her zaman yüksek güvenlik seviyeleri sağladığını göstermiştir. Sıcaklık dağılım haritaları karşılaştırıldığında en iyi diskin eğri hava kanallı disk olduğu tespit edilmiştir.

P. Gurram ve S. A. Komakula, (2019), katı ve iki farklı hava kanallı disk olmak üzere üç farklı disk için yapısal ve termal analizleri incelenmiştir. Disk tasarımları için Catia V5 kullanılmıştır. ANSYS Workbench 16.2 programı yardımıyla yapısal ve termal analizler çözümlenmiştir. Üç farklı disk içinde disk malzemesi dökme demir seçilmiştir. Delikli diskin maksimum ısıl gerilmeleri engellediği ve üretilen ısıyı hava kanalları ve disk yüzeyindeki delikler yardımıyla hızla dağıttığı analiz sonuçlarında gözlemlenmiştir. Yapısal analiz sonucunda ise katı disk ve sadece hava kanallı diske göre delikli diskte daha az deformasyon meydana geldiği analizler ile doğrulanmıştır.

A. Etemoğlu ve ark. (2018), ani fren yapıldığı andaki disk ve balata ısınma sürecin farklı araç hızlarında ve farklı disk malzemesi için araştırılmıştır. Bunun yanı sıra fren diski sıcaklık analizinde araç ağırlığı ve fren sürtünme katsayısının etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Disk malzemesinde dökme demir, paslanmaz çelik ve karbon – karbon kompozit seçilmiştir, balata malzemesi ise seramik metal malzeme kullanılmıştır. Numerik analiz sonucunda, araç ağırlık artışının her üç disk malzemesinde sıcaklık artışına sebep olduğu tespit edilmiştir. Buna ek olarak sürtünme katsayısının artması disk ile balata arasındaki sıcaklığın arttığı görülmüştür. 0.2, 0.4 ve 0.6 sürtünme katsayılarına sahip dökme demir disk fren sisteminde elde edilen maksimum sıcaklık değerleri 124.47, 138.76 ve 151.88 °C, paslanmaz çelik malzemesine sahip disk fren sisteminde elde edilen maksimum sıcaklık değerleri 171.4, 194.7 ve 215.32 °C ve

karbon-karbon kompozit malzemeli fren sonuçları ise 223.28, 243.12 ve 261.15 °C olarak elde edilmiştir.

L. Abebe ve ark. (2016), fren diski sıcaklık analizinde disk malzemesinin etkisi incelemiştir. Bu amaçla çalışmada dört farklı disk malzemesi kullanılmıştır. Bunlar sırasıyla, dökme demir, çelik, cam elyaf ve alüminyum metal kompozit matrisdir. Mevcut çalışmada, 5 saniye frenleme süresi sonunda disk ile balata yüzeyi arasındaki termal analiz sonuçları dört farklı disk malzemesi için incelenmiştir. Nümerik analiz sonuçlarına göre en düşük alüminyum metal kompozit matrisli malzemenin sürtünme yüzeyindeki sıcaklık 148.97 °C olduğu tespit edilmiştir. En yüksek sıcaklığa sahip malzemenin ise 411.74 °C ile cam elyaf olduğu çözümlenmeler ile ispatlanmıştır. Sayısal sonuçlara göre, fren diski için en uygun alüminyum metal kompozit matrisli malzeme olduğu sonucuna varılmıştır.

A. Naga Phaneendra ve ark. (2018), Fren diskindeki sıcaklık dağılımını ve ısı iletim katsayısını farklı disk malzemesi için araştırmışlardır. Çalışmada disk malzemesi olarak; dökme demir, alüminyum alaşım ve karbon seramik iki farklı disk modeli için kullanılmıştır. Fren diski modeli Catia V5 CAD programı kullanılarak yapılmıştır ve sıcaklık analizi ANSYS R14.5 paket programı ile çözümlenmeler yapılmıştır. Termal analiz çözümlenmelerine göre en yüksek sıcaklığa 214.04 °C ile karbon seramik ve en düşük sıcaklığa sahip olan malzemenin 156.8 °C ile alüminyum alaşım olduğu tespit edilmiştir.

S.L.N. Reddy ve ark. (2016), hava kanallı bir fren diski için maksimum 50 °C de iki farklı disk malzemesi kullanılarak nümerik analiz yöntemiyle sabit bir termal analiz yapmışlardır. Disk malzemesi için alüminyum ve çelik malzemeleri seçilmiştir. Çalışma sonucunda, 50 °C için alüminyum 1211.8 W/m^2 ve çelik için ise 1200.7 W/m^2 ısı akısı hesaplanmıştır. Bu konveksiyon ısı transferi sonucunda çelik malzemesinin ısı akısının daha az olduğu tespit edilmiştir ve alüminyum malzemenin en iyi sonucu verdiği tespit edilmiştir.

Çizelge 2.1. 2015 -2019 yılları arasında fren diskleri akış alanı ile ilgili gerçekleştirilen sayısal hesaplamalar

Yazar	Yayın Yılı	Fren Disk Modeli	Disk Malzemesi	İncelenen Süreç	Çözüm Ağı	Fluent Sonuçlar
Bekir Volkan Düzen	2014	Katı disk ve boyuna kanallı disk	Gri dökme demir	Soğutma	Katı disk; 31935 Nodes ve 17287 Elements Boyuna kanallı disk; 41092 Nodes ve 20880	90 saniye sonunda; Boyuna kanallı disk: 250 °C Hava kanalsız disk: 300 °C
Ali Belhocien Wan Zaidi Wan Omar	2017	Kanalsız disk ve boyuna kanallı disk	Gri dökme demir	Soğutma	Katı disk; 172103 nodes-114421 elements Hava kanallı disk; 154679 nodes-94117	Katı disk : 401.55 °C Hava kanallı disk: 345.55 °C
Pandya Nakul Amrishi	2016	Katı disk ve yüzeyi delikli disk	Gri dökme demir	Soğutma	Tetrahedral	Katı disk : 498 °C Hava kanallı disk: 492 °C
M.D. Rajkamal, ve ark.	2018	Delikli disk	Dökme demir, vanadyum çelik, paslanmaz çelik ve karbon – karbon kompozit	Isıtma	Tetrahedral	Toplam heat flux Vanadium : 1.5603 W/mm ²
C. Baron Saiz, ve ark.	2015	Kanalsız disk ve üç farklı hava kanallı disk	Gri dökme demir	Soğutma	Cutcell	Katı disk: Hava kanallı : 889 °C Pillar kanallı: 875 °C curved kanallı: 841 °C
Praharsha Gurram, Shraavan Anand Komakula	2019	Kanalsız disk ve iki farklı hava kanallı disk	Gri dökme demir	Soğutma	Tetrahedral relevance center 0.1 10 nodes (iso-parametric)	Katı disk: 935.43°C Hava kanallı: 930.97 °C Delikli ve hava kanallı disk: 925.72 °C
Akın Burak ETEMOĞLU, ve ark	2018	Katı disk	dökme demir, paslanmaz çelik, karbon-karbon kompoziti	Frenleme sürecindeki sıcaklık artışı	5828 adet prizma, 4988 adet üçgen ve 400 adet dörtgen ağ yapısı	4 sn sonra 0.2 sürtünme katsayısı için; Dökme demir: 124 °C Paslanmaz çelik kompozit: 171 °C Karbon - karbon kompozit: 223 °C
Lemi Abebe, Ramesh Babu ve ark.	2016	Hava kanallı disk	Dökme demir Çelik Cam elyaf Alüminyum metal matriks kompozitler	Fren diskleri sıcaklık analizinde disk malzemesinin etkisi	Tetrahedral	Max sıcaklıklar sırasıyla; Dökme demir: 185.41 °C Çelik: 363.62 °C Alüminyum metal matriks: 166.85 °C
A. Naga Phaneendra ve ark.	2018	Hava kanallı disk	Dökme demir Alüminyum alaşımlı Karbon seramik	Fren diskleri sıcaklık analizinde disk malzemesinin etkisi	Tetrahedral	Max sıcaklıklar sırasıyla; Dökme demir: 173.17 °C Alüminyum alaşım: 156.18 °C Karbon seramik: 214.04 °C
S.L.N.Reddy ve ark.	2016	Hava kanallı disk	Alüminyum Çelik	Fren diskleri sıcaklık analizinde disk malzemesinin etkisi	Tetrahedral 213081 elements ve 298472 nodes	Toplam heat flux Alüminyum: 1211.8 W /m ² Çelik: 1200.7 W /m ²

2.9. Literatürde Gerçekleştirilen Deneysel Çalışmalar

M. Erdem ve D. Altıparmak (2014), disk sıcaklık artışının araç üzerindeki frenleme performansına etkilerini deneysel çalışmalar ile araştırmıştır. Farklı disk sıcaklıklarında hafif ticari araçta durma mesafesi testi yapmışlardır. Yazar tarafından hafif ticari araç seçilmesinin nedeni sıcaklık etkisiyle fren etkinliğini kaybı probleminin sadece ağır taşıt araçlarda olmadığını göstermektir. Fren performansı deneyleri 1500 metre uzunluğunda 40 metre genişliği sahip kuru asfalt zeminde yapılmıştır. Çalışmada yol yüzey sürtünme katsayısı ise 0.6 olarak kabul edilmiş. Deney esnasında fren sıcaklığını ölçmek için lazer sıcaklık ölçer kullanılmış. Yapılan deney çalışmasında, yüklü, yüksüz ve yarı yüklü koşullarında, üç farklı disk sıcaklık eşliğinde ve frenleme kuvveti sınırlayıcısının 450 N, 260 N ve 120 N frenleme koşullarında toplam 60 durma mesafesi uygulanmıştır. Yapılan deney sonuçlarında, disk sıcaklık artışının yanı sıra taşıtın durma mesafesinin de arttığı tespit edilmiştir. Sonuç olarak, disk sıcaklığının fren performansını etkilediği ve bunun yanı sıra fren pedalına uygulanan kuvvetin de frenleme performansına etkisi deney sonuçlarında tespit edilmiştir.

M. Düzgün (2008), hava kanallı ve katı disk için ani frenleme sırasında oluşan fren kuvvetini ve sürekli frenleme şartlarındaki sıcaklıkları deneysel yöntemler ile ölçmüştür. Deneyde disk üzerindeki sıcaklık termometre ile ölçülmüştür. Aynı zamanda pedal kuvveti ve frenleme kuvveti ise sistem üzerine yerleştirilen piezo elektrik sensörü ile ölçülmüştür. Ani frenleme testlerinde on dört farklı pedal kuvveti diske ve balataya uygulanmıştır. Testlerde diskler sürekli 100 °C altında sürekli olarak soğuk frenleme işlem yöntemi uygulanmıştır. Sıcaklık 100 °C üzerine çıkması durumunda fren diski ile balata arasındaki sürtünme katsayısı değişim göstermesi testlerde dikkate alınmış. Pedal kuvvetindeki artış başladıkça disklerde oluşan frenleme kuvvetlerinde de değişimlerin arttığı deneysel olarak doğrulanmıştır. 150N uygulanan frenleme kuvveti ile boyuna kanallı diskte frenleme kuvveti katı diske göre %10,7 daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Frenleme kuvvetinin artması disk üzerindeki boyuna açılmış kanal şeklinin sürtünme kuvvetini arttırdığı gözlemlenmiştir. Bu deneysel çalışmaya ek olarak, 250N sabit frenleme kuvvetinde diskler üzerinde oluşan ısı değişimleri de incelenmiştir. Katı

diskte sadece yüzeyinde ısı taşınım transferi olması ile frenleme sonunda depolanan ısı miktarı maksimum katı disk yüzeyinde olduğu ve hava kanallı diskte ise dönme hareketi esnasında oluşturulan hava sirkülasyon sayesinde diskte depolanan ısının daha düşük olduğu tespit edilmiştir.60 saniye boyunca sürekli frenleme sonucunda katı disk yüzeyinde sıcaklık 210 °C, enine kanallı disk yüzeyinde 165 °C ve boyuna kanallı dişte ise 205 °C olduğu gözlemlenmiştir. Deney sonucunda, hava soğutma etkisinin frenleme performansı için iyi bir sonuç olduğu deneyler ile ispatlanmıştır.

M. Pevac ve ark. (2012), frenleme esnasında disk yüzeyinde ve disk ile balata arasındaki yüzeyde meydana gelen sıcaklık deneysel yöntemler ile ölçülmüştür. Sıcaklık ölçüm için termocouple cihazı kullanılmıştır. Deney AMS standart şartnamesine göre yapılmıştır. AMS prosedürü aşırı bir frenleme testidir. AMS araç testi sonrası fren diski kırılır, aşırı ısınır. AMS testinde elde edilen sıcaklıklardan daha yüksek sıcaklıklara ulaşılması zordur. Yapılan deney ile bir frenleme aşamasının başlangıcındaki ve sonundaki sıcaklıklar ölçülmüştür. Deney sonucunda 180 saniye sonunda hava kanallı disk 610 °C, katı disk ise 825 °C olduğu tespit edilmiştir.

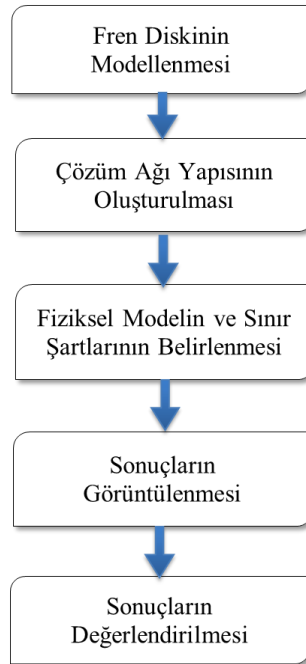
A. Thuresson (2014), Hava kanallı bir fren diskinin termal akış davranışı deneysel testler ile ilişkilendirilerek bir CFD modeliyle doğrulanmıştır. Yazar tarafından, 50 km/h, 100 km/h ve 150 km/h hız için zamana bağlı iki farklı fren diski için soğutma testi yapılmıştır. Testte kullanılan disklerden biri hava kanallı ve diğeri ise katı disk olarak seçilmiştir. Test sonuçlarına göre, 50 km/h hız için 400 saniye sonunda hava kanallı diskin yüzey sıcaklığı 145 °C'e ve katı disk yüzey sıcaklığı ise 150 °C ulaşmıştır. Bu durumda hava kanallı fren diskinin soğuma ve frenleme performansının delikli diske göre daha iyi olduğu deneyler ile ispatlanmıştır.

K. M.R. Karthik (2014), üç farklı hızda hava kanallı ve katı disk olmak üzere iki farklı diskin zamana bağlı frenleme anındaki disk yüzeyindeki sıcaklıklar deneysel olarak ölçülmüştür. 2500 devir hızında 5 dk frenleme uygulandığı zaman hava kanallı fren diski yüzeyindeki soğuma sıcaklığının 40 derece ve katı disk yüzeyindeki sıcaklığın 50 derece olduğu deneyler ile ispatlanmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

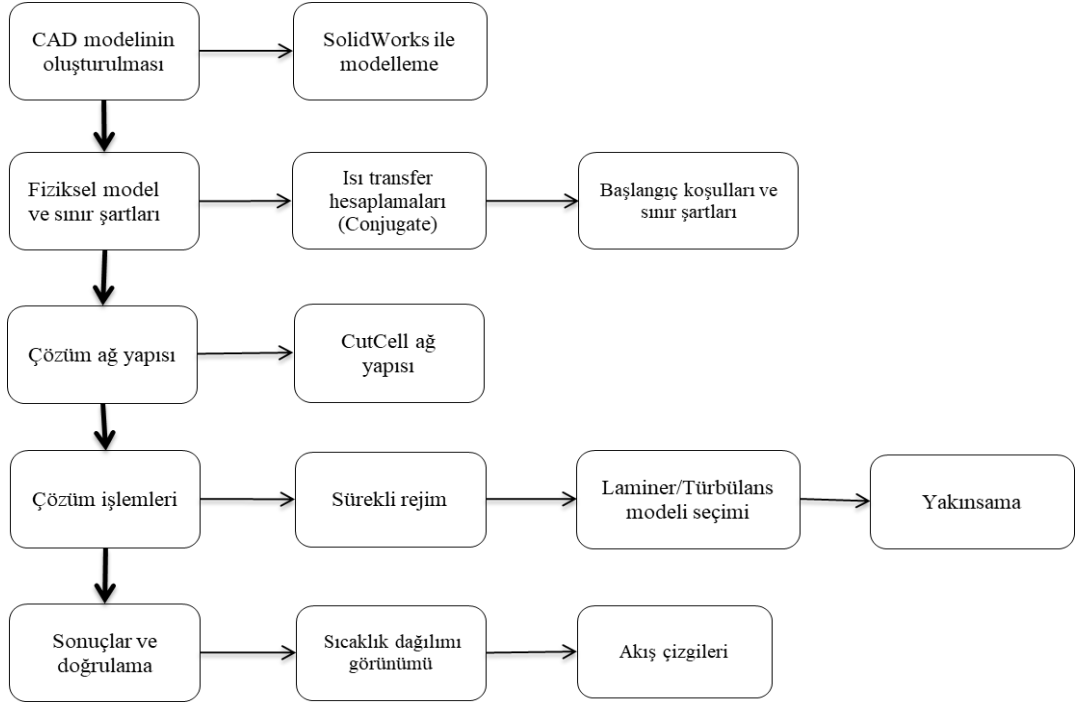
3.1. HAD Yaklaşımı ile Fren Diski Modellenmesi

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), akış alanı ve diğer fiziksel hesaplamaların yapılabildiği, bilgisayar tabanlı bir mühendislik yöntemidir. Analitik yöntemlerle direkt olarak hesaplanamayan karmaşık modeller için ısı transferi, basınç kayıpları, akış hızları gibi verilerin sayısal yöntemlerle, model tasarım aşamasında belirlenmesi, zaman ve maliyet açısından üreticiye önemli avantajlar sağlamaktadır. Çok fazlı akışlar, Newton veya Newton olmayan akışlar, katı-sıvı etkileşim analizleri, ileri türbülans modelleri, dönen parçaların analizleri gibi birçok uygulamada CFD, doğru ve hızlı sonuç elde etmenizi sağlar. Bu amaçla, konvansiyonel ve hava kanallı fren disk kullanımının ısı performansına etkisi HAD yöntemi ile sayısal olarak hesaplanması gereklidir. HAD yöntemi ile iki farklı fren disk için farklı devir sayılarında ısı transfer karakteristiğine ilişkin genel akış diyagramı Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



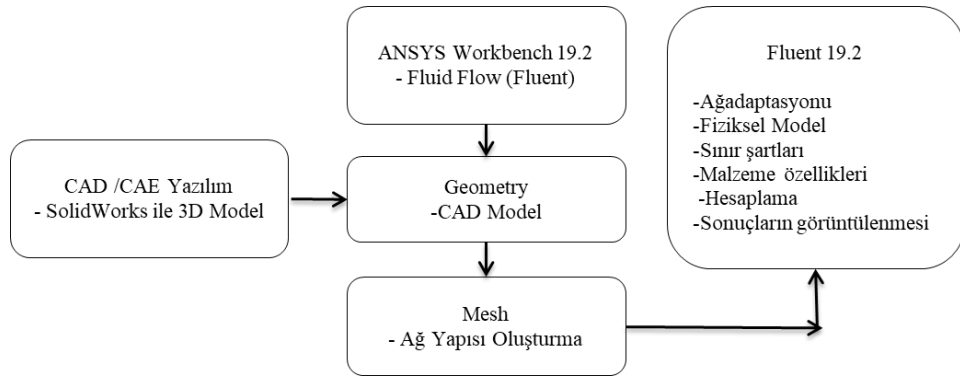
Şekil 3.1. HAD yöntemiyle genel akış diyagramı

Üç farklı fren diski tasarımı için üç farklı devir sayılarında disk yüzeyinin hava ile temas eden kısımları için ısı transfer karakteristiklerinin sayısal yöntemlerle hesaplanması sürecinde izlenen HAD yöntemine ait detaylı işlem adımları Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. HAD yöntemine ait detaylı işlem şeması

ANSYS Fluent 19.2 paket yazılımında sayısal hesaplama yapabilmek için kullanılacak programlar ve arasındaki ilişkiler Şekil 3.3’de gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Fluent paket programı temel yapısı

HAD sonlu hacimler metodu tabanlı bir çözüm yöntemidir. Bu yöntemde, ilk adım çözüm bölgesinin belirli sayıda ayırık kontrol hacimlerine (hücre) bölünmesi ve korunum denklemlerinin, hacim içinde yer alan her bir hacim elemanı üzerinde integrasyonu esasına dayanır. Kontrol hacmi için elde edilen integral formundaki bu denklemler cebirsel denklemlere dönüştürülerek iteratif yöntemler kullanılarak yaklaşık çözüm elde edilmeye çalışılır. Bu integrasyon işlemi sonlu hacimler metodunu diğer yöntemlerden ayıran temel özelliğidir (Sevilgen 2010)

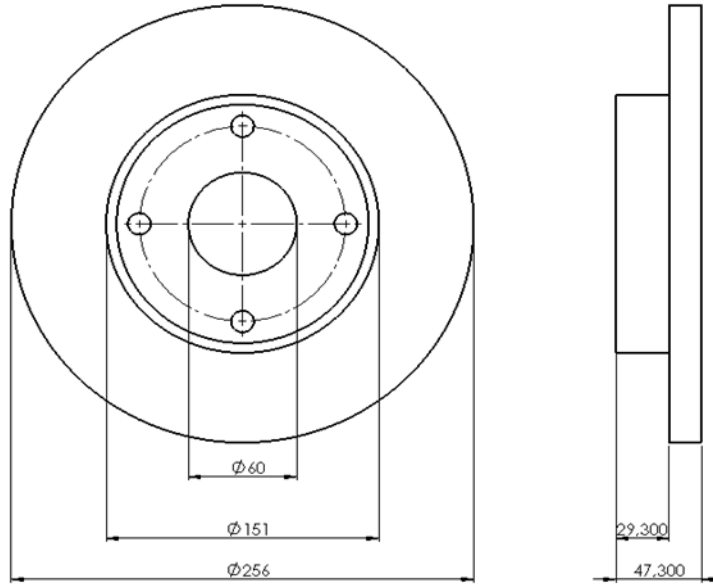
Hesaplamalarda kullanılan fren diski modeli Solidworks CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) yazılım programı kullanılarak üç boyutlu modellenmiştir. Fren diski geometrisi modellendikten sonra bu geometri içinde havanın akış hacmi ANSYS Workbench 19.2 paket programında Fluid Flow (Fluent) komutu altında geometry kısmında modellendi. Fren diski ağ yapısı da aynı şekilde ANSYS Workbench 19.2 paket programında Fluid Flow (Fluent) komutu altında Mesh kısmında ağ yapısı oluşturuldu ve ağ yapısının çözümü ise literatür araştırmalarında da kullanılan Fluent 19.2 yazılımı ile yapıldı. Belirtilen modelleme süreci konvansiyonel ve hava kanallı fren diski için gerçekleştirilmiştir.

Fren diski çözümlemesinde, disk ve balata yüzeyi, hava çıkışı, ısı akısı ve dış ortamda temasta olan yüzeylerde ilgili sınır şartları literatürde yer alan benzer çalışmalar ve gerçekleştirilen deneysel çalışmalar dikkate alınarak belirlendi.

Simülasyonlar sonucunda elde edilen sayısal veriler fren diski modeli için disk yüzeyi, balata yüzeyi ve disk ile balata ara yüzeyi kritik yüzey olarak tanımlanarak ısı performans etkisi sürekli rejimde incelenmiştir. Simülasyon sonucunda elde edilen veriler literatür çalışmalarındaki deneysel veriler ile karşılaştırıldı. Yapılan karşılaştırma sonuçlarında model üzerinde sınır şartları ve ağ yapısı gibi aşamalarda iyileştirmeler yapılarak sonuçların doğruluğu birçok çözümleme ile gerçekleştirilmiştir.

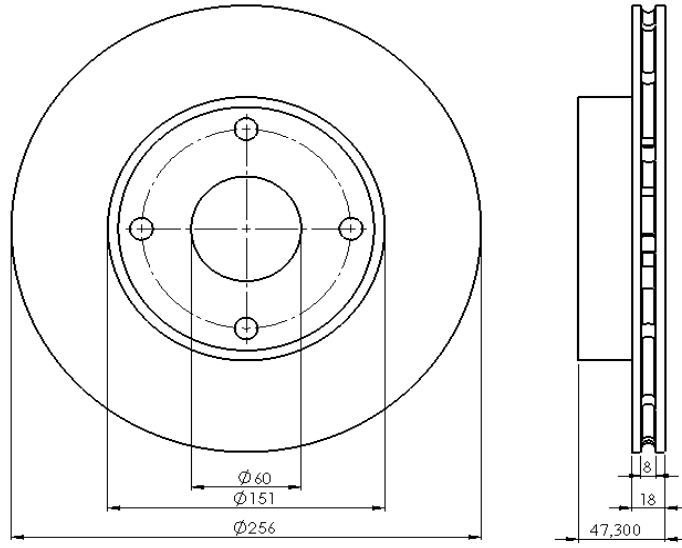
3.2. Fren Diski ve Balata CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) Modelinin Oluşturulması

HAD yöntemi hesaplamalarında kullanılan fren disk modeli Şekil 3.4’de teknik çizimi gösterilmiştir. Disk dış çapı, 256 mm, iç çapı 60 mm, disk yüksekliği 43,7 mm ve disk kalınlığı ise 18 mm olan hafif taşıt için üç boyutlu tasarım teknikleri yardımıyla SolidWorks programında oluşturulmuştur.

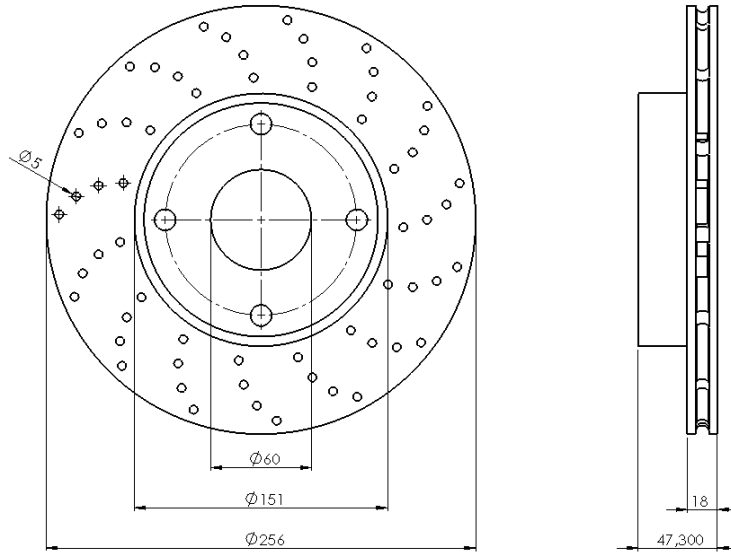


Şekil 3.4. Katı disk fren modeli

Seçilen katı fren disk modeli; disk dış çapı, iç çapı ve disk yükseklik ölçüleri sabit tutularak, Şekil 3.5 ve Şekil 3.6’da teknik çizimleri gösterilen iki farklı hava kanallı fren disk modeli modellenmiştir. Modellenen disklerden biri 15 adet hava kanalına sahiptir. Diğer disk ise 15 hava kanalı ve 5mm çapında 60 adet disk yüzeyinde hava delikleri mevcuttur.

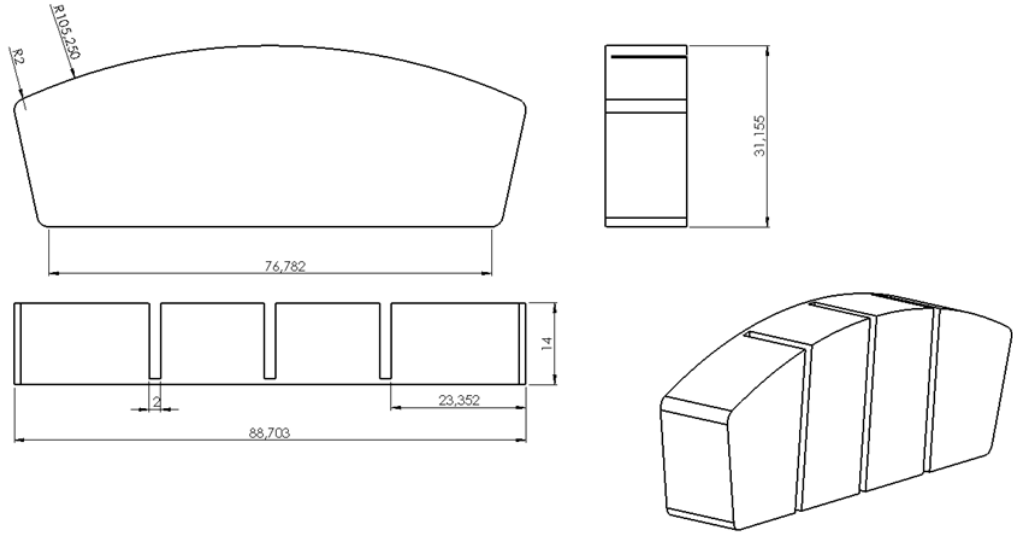


Şekil 3.5. Hava kanallı fren disk modeli



Şekil 3.6. Delikli ve hava kanallı fren disk modeli

Çalışmada, üç fren diski için de SolidWorks programında üç boyutlu olarak modellenen aynı balata kullanılmıştır. Şekil 3.7’de gösterilen balata modelinde, balata kalınlığı 14mm, balata yüksekliği 31.16 mm’dir. Seçilen balata ve fren disk model ölçüleri literatür çalışmaları ile doğrulanmıştır.

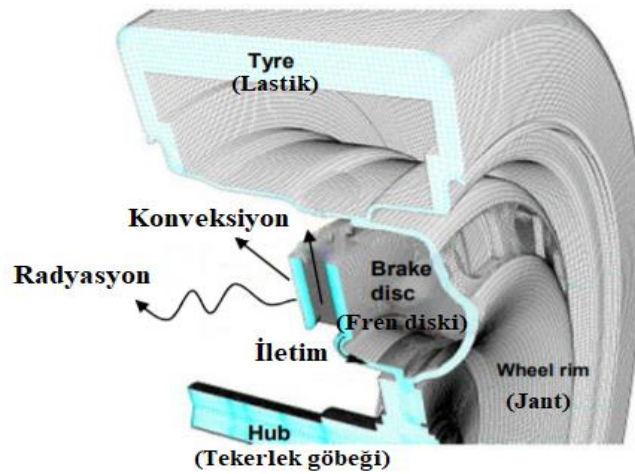


Şekil 3.7. Balata modeli (Kamar ve ark. 2015)

3.3. Fren Diski Tasarım Başlangıç Koşulları

3.3.1. Fren diski için ısı transfer hesaplamaları

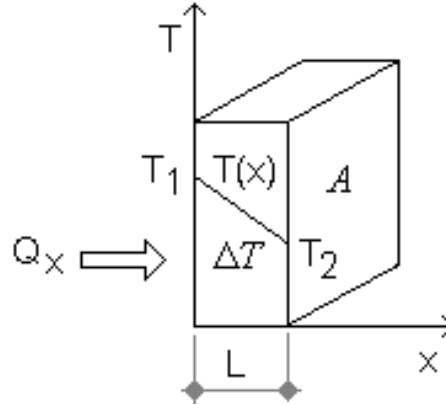
Tekerleğin açısal hızı arttıkça, fren diski sıcaklığı çevresel doğrultuda eşit şekilde yayılır. Fren diski maksimum miktarda fren enerjisini emer. Bu enerji, şekil 3.8’de gösterildiği üzere fren diski boyunca iletilir ve aynı zamanda konveksiyon ve radyasyon ile bir kısmı havaya yayılır.



Şekil 3.8. Fren diskinde oluşan ısı transferi (Thuresson 2014)

Termodinamiğin ikinci kanununa göre; ısı, sıcak bir sistemden daha soğuk bir sisteme doğru geçer. Geçen ısı doğrudan doğruya ölçülemez, ama meydana getirdiği etkiler ölçülebilir. Isı geçişi üç farklı mekanizma yolu ile gerçekleşir. Bunlar; ısı iletimi (kondüksiyon), ısı taşınımı (konveksiyon) ve ısı ışınımı (radyasyon) şeklindedir (Çengel 2013).

İletim ile ısı transferi, Bir cisim içerisinde yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru enerji geçiştir. Sıcaklık farkı olması sonucunda, ısı transferi iletim yolu ile gerçekleşmektedir. İletim ile gerçekleşen ısı enerjisini ilk ifade eden Jean Baptiste Fourier, bu nedenle Fourier ısı iletimi kanunu olarak tanımlanmıştır. Kanuna göre, Şekil 3.9'daki gibi içinde sıcaklık değişimi olan bir boyutlu levha düşünüldüğünde, birim alandan iletim ile geçen ısı miktarı denklem 3.1'de ifade edilmiştir.



Şekil 3.9. İletim ile ısı transferi (Çengel 2013)

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$

Burada;

Q_x : Zamana bağlı ısı miktarı [W]

A: Isı geçiş alanı [m^2]

k: Pozitif orantılı sabiti olup malzemelerin ısı iletim katsayısı olarak adlandırılır. [W / mK]

$\frac{dT}{dx}$: Isı geçişi yönündeki sıcaklık gradyanı [K / m]

temsil etmektedir.

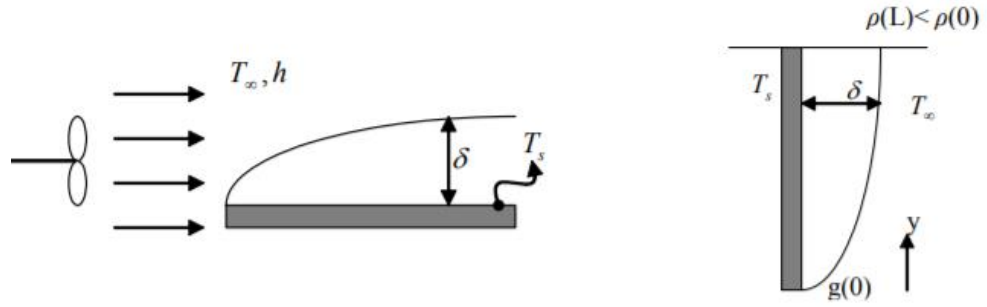
Isı iletim katsayısı “k” olarak ifade edilir, birim kalınlıktaki bir cisim, birim yüzeyinden birim zamanda cismin iki yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının 1 °C olması halinde geçen ısı miktarıdır. Isı iletim katsayısı malzemenin bileşimine, yapısına, ısı geçiş yönüne bağlı olarak değişmektedir. Isı iletim katsayısı, ısı geçişi ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Bu sebeple, ısı geçişinin azaltılması istenildiği durumda ısı iletim katsayısı az olan malzemeler tasarım aşamasında tercih edilmelidir.

Taşınım ile ısı transferi, sıcak bir cismin üzerine soğuk hava temas ettiğinde, cisme temas eden hava molekülleri ısıyı uzaklaştırdığı için cisim daha hızlı olarak soğuyacaktır. Bu ısı geçişi ise ısı taşınımı olarak tanımlanır. Akışın yapısına göre ısı taşınımı sınıflandırılabilir. Akışkan bir pompa, vantilatör ve benzeri cihazlar ile ya da rüzgar tarafından etkilenmiyor ise bu akışkandaki ısı taşınımına doğal ısı taşınımıdır. Eğer akışkan bir pompa, vantilatör ve benzeri cihazlar ya da rüzgar tarafından etkileniyor ise, bu akışkandaki ısı taşınımına zorlanmış ısı taşınımı olarak tanımlanır. Zorlanmış ve doğal ısı taşınımı Şekil 3.10’da gösterilmiştir.

T_y sıcaklığına sahip bir yüzeyle T_∞ sıcaklığına sahip akışkan arasında gerçekleşen ısı taşınım geçiş miktarı;

$$Q = h A (T_y - T_\infty) \text{ [W]} \quad (3.2)$$

denklemleri ile belirlenir.



Şekil 3.10. a) zorlanmış ısı taşınımı b) doğal ısı taşınım transferi (Çengel, 2013)

Burada h ısı taşınım katsayısını ifade etmekte olup, yüzey geometrisi ve akışkan hızına bağlı olarak değişmektedir.

Işınım ile ısı transferi, atomlarının ya da moleküllerinin elektron yapılarındaki değişim hareketi sebebiyle, elektro manyetik dalga oluşturur. Bazı cisimler ısı ışınımı yansıtırken, bazıları ısı ışınımını yutar, bazıları da içlerinden daha serbestçe geçirebilir. 1879 yılında, siyah cisimden ısı ışınım bağıntısını Stefan Ampirik bulmuştur. 1884 yılında ise Boltzmann tarafından termodinamiğin birinci kanunundan dikkate alınarak aynı ifadeyi teorik olarak çıkarmıştır. Bu kanuna Stefan Boltzmann ısı taşınım kanunu olarak tanımlanmıştır ve aşağıdaki denklem 3.3 ile ifade edilir.

$$Q = \sigma AT^4 \quad [\text{W}] \quad (3.3)$$

Burada

σ : Stefan - Boltzmann katsayısıdır. $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \text{ K}^4 \text{]}$

A : Isı taşınımı yayan yüzeyin alanı $[\text{m}^2]$

T : Yüzeyin mutlak sıcaklığı $[\text{K}]$

İfade etmektedir. Denklem 3.3'de ifade ideal siyah cisimler için tanımlıdır. Şekik3.11'de gösterildiği gibi eğer siyah cisim içerisinde başka bir siyah cisim var ise içteki cisimden dıştaki cisme net ısı ışınımı;

$$Q = \sigma A(T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{W}] \quad (3.4)$$

T_1 : Birinci cismin sıcaklığı [K]

T_2 : İkinci cismin sıcaklığı [K]

Şeklinde hesaplanır. Gerçek cismin yaydığı ışınım ise;

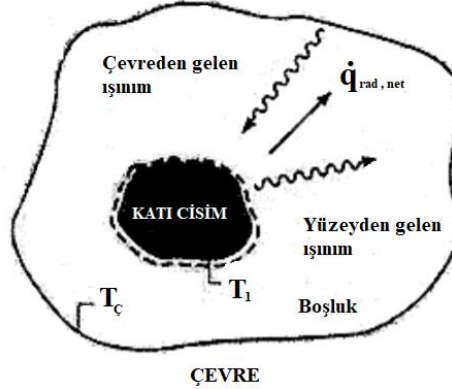
$$Q = \sigma A \varepsilon T^4 \quad [W] \quad (3.5)$$

ε : Gerçek cismin ışınım yayma katsayısıdır. Değeri $0 < \varepsilon < 1$ ' dir.

Gerçek cisim, gerçek cisim ile çevrili ise, cisimler arasındaki net ısı ışınımı;

$$Q_{12} = \sigma A_1 \varepsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad [W] \quad (3.6)$$

3.6 denklem bağıntısı ile bulunur.



Şekil 3.11. İç içe iki yüzey arasındaki ısı ışınımı (Çengel 2013)

Fren diski yüzeyinde iletim, taşınım ve ışınım yolu ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Frenleme esnasında, ısının bir kısmı taşınım ve ışınım yolu ile havaya geçmektedir, yayılan ısının miktarı aşağıdaki denklemler ile hesaplanır.

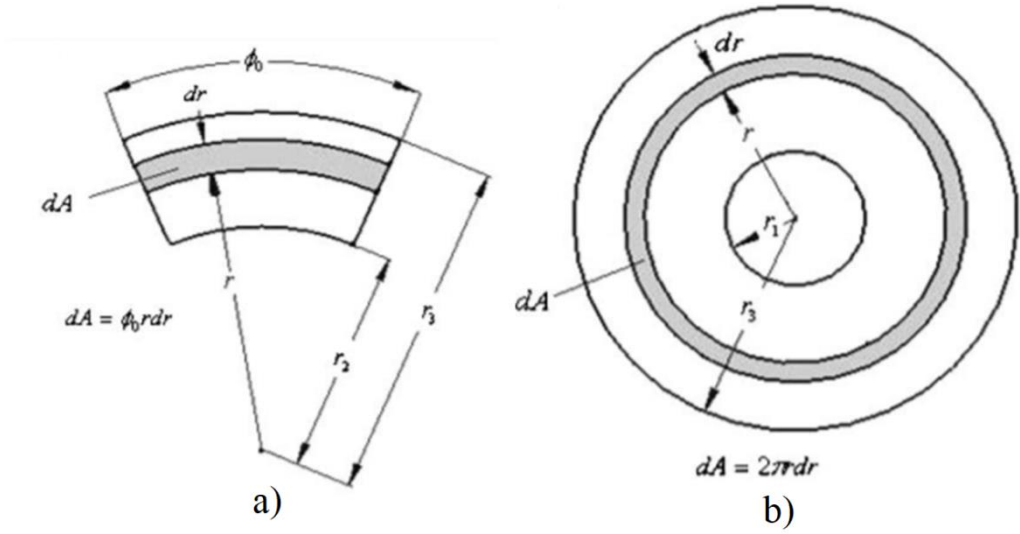
$A_{\text{Sürtünme}}$: Disk ile balata arasındaki sürtünme yüzeyinin alanı [m^2].

$$A_{\text{Sürtünme}} = 2\pi(r_3^2 - r_2^2) \quad (3.7)$$

Şekil 3.12’da gösterilen r_3 ve r_2 sürtünme yüzeyinin iç ve dış çaplarıdır. Konveksiyon ve radyasyon ile birlikte havaya verilen ısının miktarının denklemi aşağıda verilmiştir.

$$Q_{konveksiyon} = hA_{sürtünme}(T - T_{\infty}) \quad (3.8)$$

$$Q_{radyasyon} = \varepsilon A_{disk}\sigma(T^4 - T_{\infty}^4) \quad (3.9)$$



Şekil 3.12. Fren diski sürtünme yüzeyinin iç ve dış çapları (Kora ve Vedanta 2016).

Çalışmada, sürekli rejim koşullarında fren diskinin balataya ilk temas ettiği andaki havaya verilen ısı miktarının hesaplanması amaçlanmıştır, bu nedenle radyasyon ile ısı transferi ihmal edilmiştir.

3.3.2. Fren diski için ısı akısının hesaplanması

Frenleme esnasında frenleme gücü ile ortaya çıkan ısının bir kısmı sürtünme elemanları üzerinde kalmaktadır. Bir kısmı da konveksiyon ve radyasyon yolu ile havaya geçmektedir. Fren diskine verilen ısı akısı, fren diski yüzeyine etkiyen frenleme gücü kullanarak hesaplanmaktadır.

Üç farklı devirde, frenleme süresi 10 saniye olan binek araç için disk ile balata yüzeyinin ilk temas ettiği anda oluşan ısı akısı 3.12 denklemine göre hesaplanmıştır.

Çizelge 3.1.Taşıt özellikleri ve frenleme koşulları

Taşıt Modeli	Binek araç
Taşıt ağırlığı	1265
Taşıt hızı (üç farklı durum için sırasıyla)	13.8 - 20.8 - 27.8 m/s
Taşıt frenleme sonundaki hızı	0 m/s
Sürtünme katsayısı	0.3
Disk absorbe ettiği kinetik enerji yüzdesi	0.9

Aşağıdaki denklemleri yukarıdaki Çizelge 3.1.'de taşıt özellikleri belirtilen fren diski için uyguladığımızda, disk üzerindeki ısı akısı hesaplanır (Lydon 2016).

Fren sırasındaki kinetik enerji;

$$E_k = \gamma k \frac{m(u-v)^2}{2} \quad (3.10)$$

Frenleme gücü;

$$P_d = \frac{E_k}{t} \quad (3.11)$$

Isı akısı;

$$Q = \frac{P_d}{A} \quad (3.12)$$

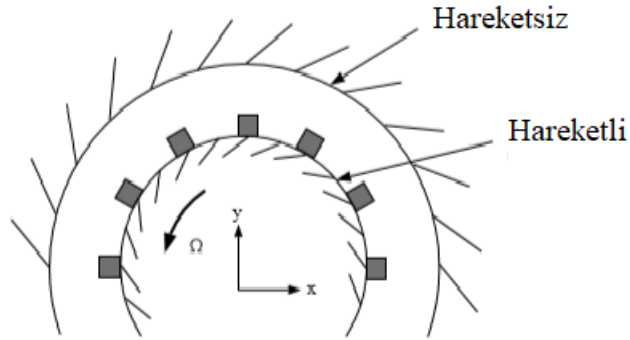
1041 dev/dk, 1566 dev/dk, ve 2062 dev/dk farklı hızlarda hava kanallı ve katı disk için balatanın disk ile ilk temas ettiği andaki ısı akısı Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Farklı devir hızlarında bir teker için kinetik enerji ve ısı akısı dağılımı

Devir sayısı (dev/dk)	Kinetik Enerji (J) (Bir teker için)	Fren gücü (W)	Isı akısı (W / m ²)
1041	8368 J	837 W	19023 W/ m ²
1566	18828 J	1883 W	42795 W/ m ²
2062	32759 J	3276 W	74455 W/ m ²

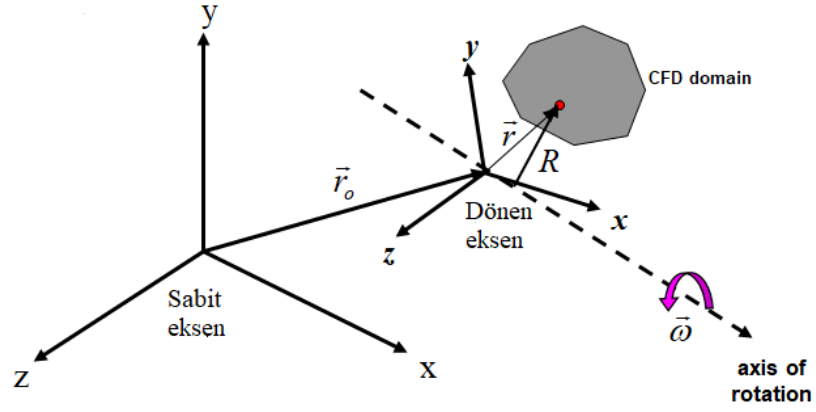
3.3.3. Fren diski etrafındaki hava akışının modellenmesi

Fluent programında oluşturulan fren disk etrafına hava akışı single rotating reference frame metodu ile tanımlanmıştır. Single rotating reference frame metodu sayesinde dönen ekipmanlar ile hareket eden ve radyal yönde sabit bir hızlanan modellemeler için akış çözümleri yapılabilir. Şekil 3.13’de dönen bir cisim etrafındaki bir akış örneği gösterilmektedir.



Şekil 3.13. Dönen bir katı cisim etrafında akış modeli (ANSYS Fluent, 2001)

Fluent, dönen cisim etrafındaki akış için bağımlı değişken olarak mutlak hız veya bağıl hız kullanarak çözümlenmeye olanak sağlar.



Şekil 3.14. Hareketli dönen koordinat ve sabit koordinat sistemi (ANSYS Fluent, 2007)

Şekil 3.14’de verilen hareketli dönen koordinat sistemini için denklemler yazılır. Hareketli dönen sisteme göre bağlı hız;

$$\vec{v}_r = \vec{v} - (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (3.13)$$

- $\vec{\omega}$: Açısal hız [rad/s]
- \vec{v}_r : Bağlı hız [m/s]
- \vec{v} : Mutlak hız [m/s]
- \vec{r} : Konum vektörü

x- Momentum;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) \quad (3.14)$$

Mutlak hız cinsinden x- momentum;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) + \rho(\vec{\omega} \times \vec{v}) \quad (3.15)$$

Bağlı hız cinsinden x- momentum;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}_r) + \nabla(\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho(2\vec{\omega} \times \vec{v}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) + \rho \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial t} \times \vec{r} \quad (3.16)$$

Coriolis kuvveti;

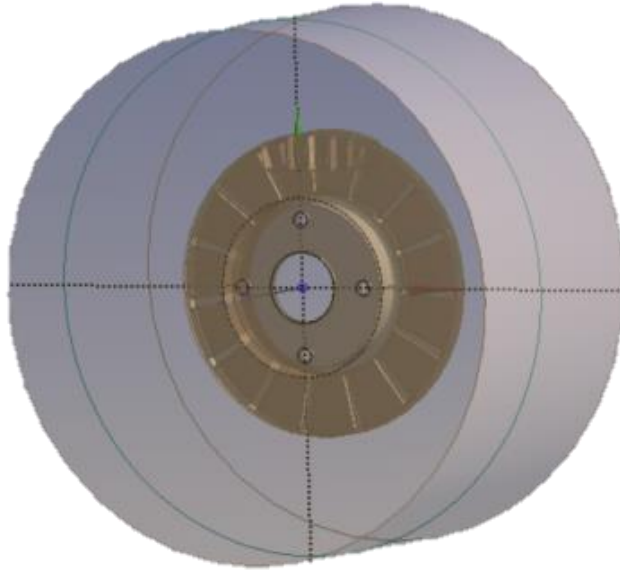
$$\rho(2\vec{\omega} \times \vec{v}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (3.17)$$

Hem mutlak hem de bağıl hız formülasyonları için kütle korunumu denklemi veya süreklilik 3.18 denklemi verilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \nabla(\rho \vec{v}_r) = S_m \quad (3.18)$$

Mutlak hız formülasyonu, akışın dönmediği uygulamalarda, bağıl hız formülasyonu akışkanın bir cisim tarafından döndüğü zaman uygulanmaktadır.

Fluent programında dönen bir cisim etrafındaki akışın modellenirken dikkat edilmesi gereken koşullar vardır. Bu çalışmada, üç ayrı hücre bölgesi (cell zone) tanımlanmıştır. Bunlar; hava, disk ve balatadır. Şekil 3.15’de fren diski etrafındaki hava akış modeli verilmiştir. Her bir hücre için üç farklı devir hızında üç farklı açısız hız tanımlanmıştır.



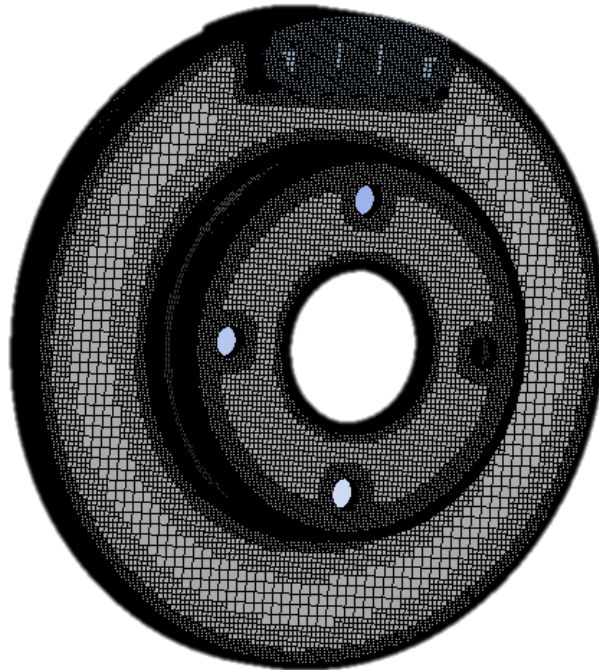
Şekil 3.15. Fren diski etrafında hava akışının modellenmesi

3.4. Fren Diski İçin özüm Ağı Yapısı ve Sınır Şartları

özüm ağı yapısı, fiziksel bir modeli element adı verilen parçalara ayırarak her bir eleman için ilgili denklemlere ayırarak çözümler. Sonlu elemanlar yönteminde elde edilecek sonuçların yakınsama doğruluğu, sınır şartları ve ađ yapısına bağlıdır.

Çalışmada, Cutcell ađ yapısı kullanılmıştır. Fren disk modelinde balata ve disk temas eden yüzeyindeki sıcaklık değişimi yüksek olduğu için daha sık ađ yapısı kullanılarak çözümüm hassasiyeti artırılmaya amaçlanmıştır. Sonlu elemanlar çözümlemelerinde, çözüm ağı yapısını oluşturarak yüksek hassasiyetli sayısal sonuçlar elde etmek ve sayısal verilerin kalitesini artırmak için ađ yapısı çok önemlidir.

Üç farklı fren disk modeli için element ve nodes sayıları: katı disk 2456442 düğüm ve 2228321 element, hava kanallı disk 2200993 düğüm ve 2043774 element ve delikli kanallı disk ise 2573055 düğüm ve 2383202 element için cutcell ađ yapısı ile özümlememiřtir. Şekil 3.16'da fren disk cutcell ađ yapısı gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Fren disk cutcell ađ yapısı modeli

Sayısal çözümde, taşınım terimleri için ikinci dereceden ayrıştırma yöntemi (discretization method) kullanılmış ve basınç-hız ilişkilendirme algoritmaları için SIMPLE algoritması seçilmiştir. Sayısal hesaplamalar sürekli rejim durumu için gerçekleştirilmiştir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri genel olarak 3.20 ve 3.23 gösterildiği gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = S_m \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla(\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \nabla(\mu \nabla v) + S_{M_x} \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla(\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \nabla(\mu \nabla v) + S_{M_y} \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla(\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \nabla(\mu \nabla w) + S_{M_z} \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla(\rho e \vec{V}) = -p \nabla \vec{V} + \nabla(k \nabla T) + \Phi + S_e \quad (3.23)$$

ρ : Yoğunluk [kg/m^3]

\vec{V} : Hız vektörünü [m/s]

S_m : Kütle kaynak terimini

S_M Momentum kaynak terimini,

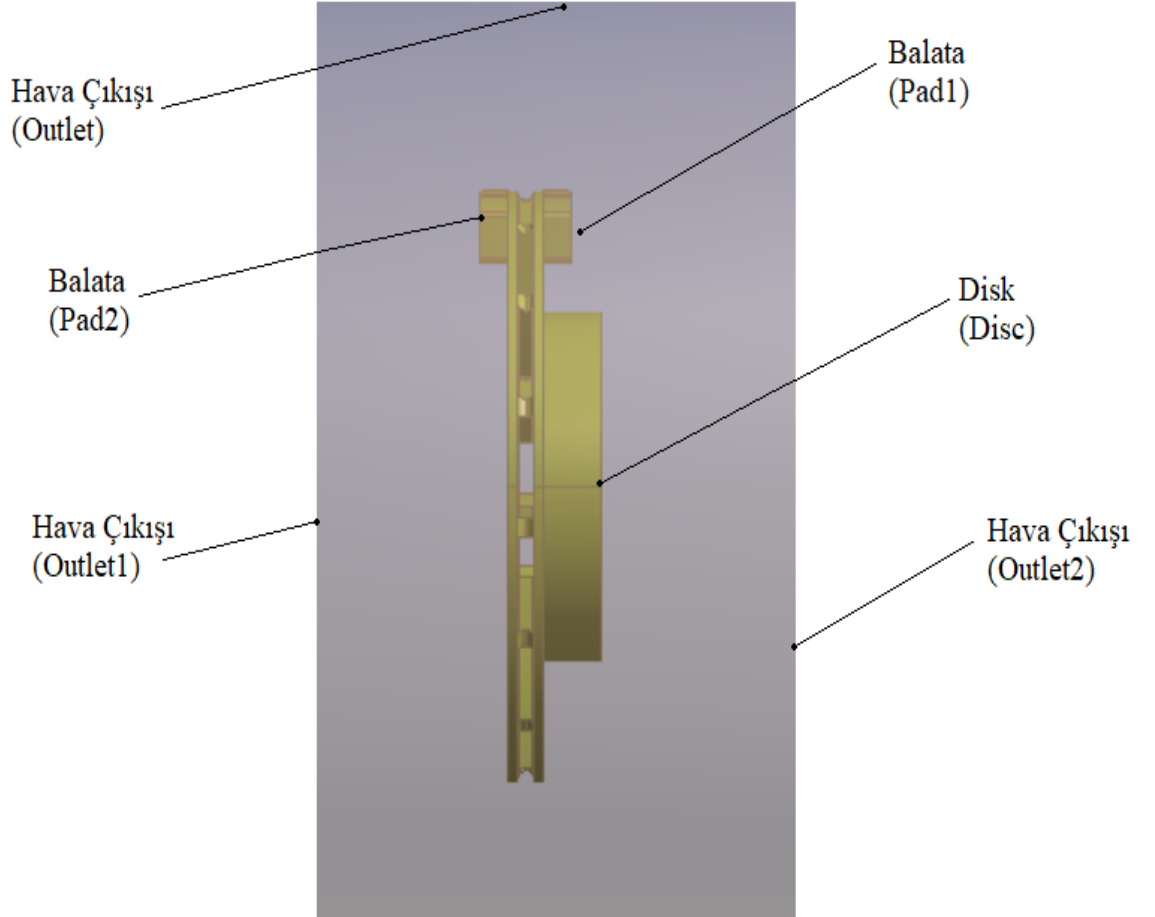
p : Basınç [Pa]

S_e : Enerji kaynak terimini,

Φ : Disipasyon (yayınım)

temsil etmektedir

Çözümler dokuz farklı durum için yapılmıştır. Çözümlerde üç farklı fren disk modeli için üç farklı devir hızlarında frenleme esnasında balata ile disk yüzeyin ilk temas ettiği andaki sıcaklıklar sürekli rejimde çözümlenmiştir. Çözüm için Şekil 3.17’de gösterildiği gibi model yüzeyleri tanımlanmıştır. Çizelge 3.3’de tanımlanan çözücü ayarı ve sınır koşulları verilmiştir.



Şekil 3.17. Fren disk modelinin yüzeylerinin tanımlanması

Çizelge 3.3. Çözücü ayarı ve sınır koşullar

Çözücü ayarları

Çözücü Tipi	Basınç tabanlı (Pressure-based)
Zaman	Sürekli rejim (Steady-state conditions)
Denklemler	Akış, taşınım ve enerji denklemleri
Transient Formülasyon	Pseudo Transient
Hava kanallı disk için akış	Türbülanslı
Katı disk için akış	Laminer

Tüm koşullar için sınır şartları

Dış ortam sıcaklığı	27°C
Fren diski dış yüzeyleri	Taşınım ile ısı transferi
Disk ve balata ara yüzeyi	Isı akısı (W/m ²)
Hava / disk /balata	Frame motion

Çözümlenmelerde, katı disk için laminer akış seçilmiştir. Hava kanallı ve delikli disk için $k - \omega$ türbülans modeli seçilerek yapılmıştır. Bu yöntem düşük Re sayıları, sıkıştırılabilirlik ve gerilme kaynaklı akışlar içindir. Modelde geçerli kinetik enerjisi k ve yitim oranı ω için denklemleri verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + Y_k + S_k \quad (3.24)$$

$$\frac{D(\rho \omega)}{D_t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.25)$$

Her iki denklemde G terimleri kinetik enerjisinin üretimini, Y terimleri yitim oranını, S_w ve S_k ise kaynakları temsil eder. Etkin difüzyon terimleri Γ_k ve Γ_ω olarak gösterilmiştir. Düşük Re katsayılı akışlar için düzeltme ve difüzyon katsayıları çalkantı viskozitesi terimleri içine gömülmüştür. (Ansys©, 2010).

Sayısal hesaplamalarda kullanılan fren diski ve balata malzemesi özellikleri Çizelge 3.4'de verilmiştir. Fren diski malzemesi için dökme demir seçilmiştir. Balata için seçilen malzemesi ise kompozit malzemedir. Seçilen malzemelerin özellikleri literatür araştırmalarına göre belirlenmiştir.

Çizelge 3.4. Disk ve balata malzeme özellikleri

Malzeme Özelliği	Disk	Balata
Isıl İletkenlik katsayısı (W/m k)	57	5
Yoğunluk, ρ (kg/m ³)	7250	1400
Specific heat, c (J/kg K)	460	1000

3.5. Fren Diski İçin Ortalama Nusselt Sayısı Hesaplanması

Nusselt sayısı, yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanına eşittir. Yüzeyde oluşan taşınım ile ısı geçişinin ölçümünü verir. Konvektif ısı transfer katsayısı, Nusselt sayısı kullanılarak boyutsuz hale getirilir. Katı fren diskinde akış laminer kabul edilerek ortalama Nusselt sayısı denklem 3.26 göre hesaplanmıştır.

$$Nu_{ort} = 0.374Re_{\omega}^{0.5} \quad Re_{\omega} < 2.4 \times 10^5 \quad \text{Dorfman (1963), laminer akış} \quad (3.26)$$

$$Nu_{ort} = 0.0151Re_{\omega}^{0.8} \quad Re_{\omega} > 2.4 \times 10^5 \quad \text{Dorfman (1963), türbülanslı akış} \quad (3.27)$$

$$Nu_{ort} = 0.345Re_{\omega}^{0.5} \quad Re_{\omega} < 2.4 \times 10^5 \quad \text{Wagner (1948), laminer akış} \quad (3.28)$$

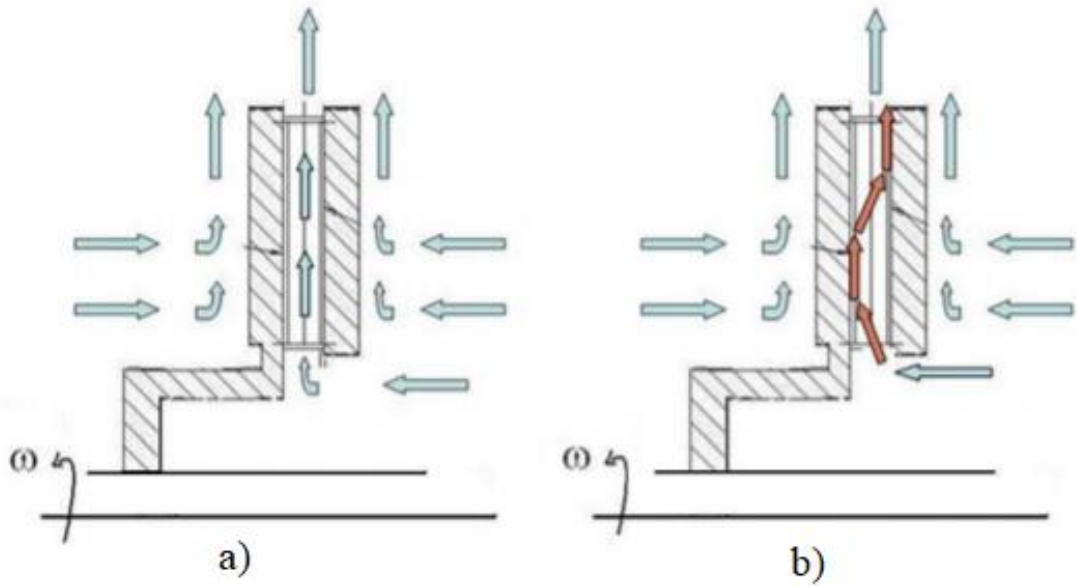
$$Nu_{ort} = 0.36Re_{\omega}^{0.5} \quad Re_{\omega} < 2.4 \times 10^5 \quad \text{Cobb ve Saunders (1956), laminer akış} \quad (3.29)$$

$$Nu_{ort} = 0.015Re_{\omega}^{0.8} \quad Re_{\omega} > 2.4 \times 10^5 \quad \text{Cobb ve Saunders (1956), türbülanslı akış} \quad (3.30)$$

Ortalama Nusselt sayısı, Wagner (1948), Limpert (1975), Dofman (1963) ve Cobb ve Saunders (1956) tarafından bildirilen ampirik formüller, 3.26 ile 3.30 denklemleri, katı fren diskleri için yapılan deneylerde hesaplanan korelasyon denklemleridir.

Akışkan tabakasındaki ısı transferi, akışkan bir miktar hareket içerdiğinde taşınım ile, akışkan tabakası hareketsiz ise iletimle meydana gelir. Her iki durumda birim alan başına düşen ısı akısı taşınım ile iletim oranı ile ifade edilir, bu da Nusselt sayısını verir. Nusselt sayısı ne kadar büyük olursa taşınım o kadar etkili olur.

Hava kanallı fren diskinde katı diske göre hava kanalları içerisinde taşınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Şekil 3.19'da hava kanallarında meydana gelen akış laminer ve türbülans durumu için gösterilmiştir.



Şekil 3.19. a) ideal durum b) türbülanslı akış (Lopez 2009)

Hava kanallarında meydana gelen konvektif ısı transferi için ortalama Nusselt sayısı hesabı 3.31 denklemde verilmiştir.

$$Nu_{ort} = \frac{h_v D_h}{k_h} \quad (3.31)$$

h_v : Disk hava kanalı ortalama ısı taşınım katsayısı [W / m² °C]

D_h : Hidroli çap [m]

Fren disk hava kanallı içerisindeki ısı taşınımını hesaplamak için 3.32 denklem kullanılabilir.

$$h_v = 0.023 \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{0.67} \right] Re^{0.8} Pr^{0.33} \frac{k_h}{d_h} \quad (3.32)$$

Hava kanalları için hidrolik çap hava kanallı giriş ve çıkış çapları kullanılarak bulunur. Reynolds sayısı ile ilişkili kanalların içerisindeki hava akış hızı denklem 3.3'de verilmiştir. (Dalga 2018).

$$Re_\omega = \frac{\rho \omega R_0^2}{\mu} \quad (3.33)$$

Fren diski gibi dönen dairesel nesnelere çevreleyen akışkanlarda rotasyonel Reynolds sayısı (Re_ω) diskin dış çapına ve açısal hızına bağlıdır. Katı diskler için rotasyonel Reynolds sayısı, $Re_\omega < 2.4 \times 10^5$ ise akış laminer akış kabul edilir. Eğer rotasyonel Reynolds sayısı, $Re_\omega > 2.4 \times 10^5$ ise akış türbülanslı akış kabul edilmektedir. Bu değerler sadece katı disk için kabul edilmektedir. Fakat havalandırma fren disklerinde koşullar farklıdır. Hava kanallı fren diskleri, hava kanalı geometrisi ve havalandırma girişindeki açısal hızına bağlı olarak akış karakteristiği değişmektedir. Hava kanalları içerisinde vortex görünümüne sahip ikincil akış oluşur, Coriolis ve santrifüj ivmelerinden etkilenerek hava kanallarında laminer akış görünmez. (Lopez 2009).

3.6. Sayısal Sonuçların Deneysel Verilerle Karşılaştırılması

Sayısal özümlemeler literatür de araştırılan deneysel veriler ile karşılaştırılarak çözümlemelerin yakınsaması doğrulanmıştır. A. Thuresson (2014), tarafından yapılan fren diski soğutma deneyleri ile sayısal çözümlemeler karşılaştırılmıştır.

Katı fren diskinde akış laminer kabul edilerek ortalama Nusselt sayısı denklem 3.26 belirtilen korelasyona göre hesaplanmıştır, ve CFD sayısal çözümlerden elde edilen ortalama ısı taşınım katsayısı ile elde edilen değerler karşılaştırılmıştır.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Fren diski için gerçekleştirilen sıcaklık dağılımına ilişkin üç boyutlu simülasyonlarda çözüm işlemleri için sanal fren disk modeline ait yüzeylerin tanımlanması, model etrafına hava akışının tanımlanması, cutcell çözüm ağı kullanılması, fren diski ile balata temas yüzeyine ısı akısının tanımlanması, hava akışı için dönme kinematiğinin tanımlanması, hesaplamalarda türbülans model olarak k- ω modelinin kullanılması, seçilen fren diski ve balata malzemelerinin Fluent yazılımına tanımlanmasına ilişkin temel konuları materyal ve metot kısmında ifade edilmiştir.

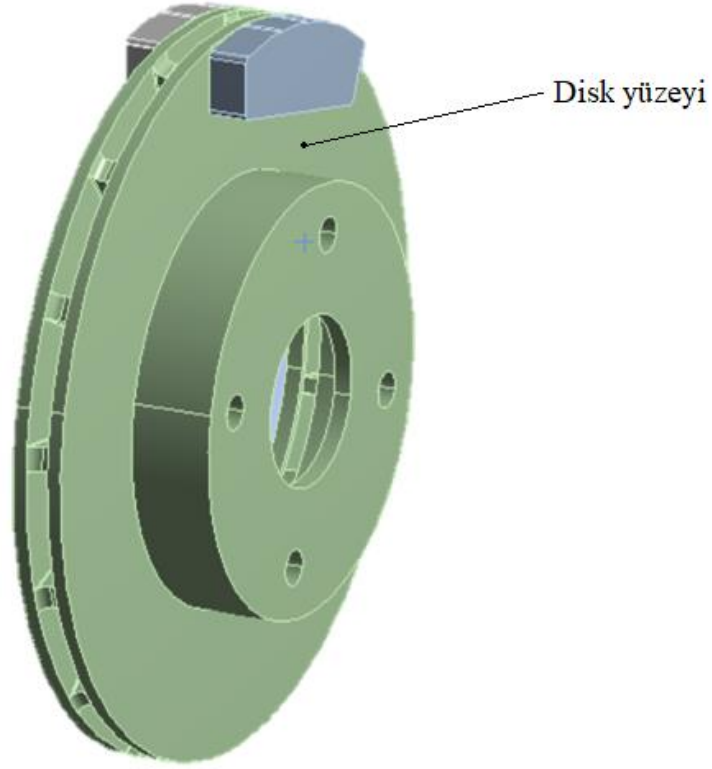
Bu bölümde, üç farklı fren disk cutcell çözüm ağı ile gerçekleştirilen farklı devir sayılarında farklı fren diski modelleri için sürekli rejim koşullunda sıcaklık analiz sonuçları ve farklı devir sayılarında fren diski yüzeyindeki ortalama ısı taşınım katsayısı hesaplarının sonuçları, yer almaktadır.

4.1. Fren Disk Modeli İçin Elde Edilen Sıcaklık Dağılımı

Fren diski ve balata modeli cutcell ağ yapısı ile kararlı hal durumunda sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Fren diski ve balata için gerçekleştirilen simülasyonlarda kullanılan çözüm metodu, yakınsama kriterleri, ağ yapısı, sınır şartları materyal ve metot bölümünde Çizelge 3.3’de verildi.

Sayısal hesaplamalarda deneysel verilerle karşılaştırılan sonuçların doğruluğunu etkileyen iki faktör vardır. Bunlar çözüm ağı yapısı ve sınır şartlarıdır. Gerçekleştirilen çalışmada, farklı devir sayılarına göre fren diski ve balata yüzey arasına ısı akısı ve fren diski ve balata modeli etrafına hava akışı tanımlandı ve frenleme esnasında balatanın diske temas ettiği ilk anda hava akışı çıkış olarak kabul edilerek sınır şartları tanımlanmıştır. Kararlı hal durumunda analizlerde fren disk ve balata modelinin başlangıç koşulları sonuçların hassasiyeti açısından önemlidir. Çalışmada başlangıç koşulunda hava sıcaklığı 27 °C olarak alındı. Bu değer deneysel çalışmalara göre belirlendi. Belirlenen çözüm ağ yapısı, sınır şartları, başlangıç koşulları ve yakınsama

kriterlerine göre çözdürülen fren diski modelinin üç farklı devir hızında disk yüzeyinde ortalama taşınım katsayısı hesaplanmıştır. Isı taşınım katsayısı hesaplanan disk yüzeyi Şekil 4.1’de tanımlanmıştır.



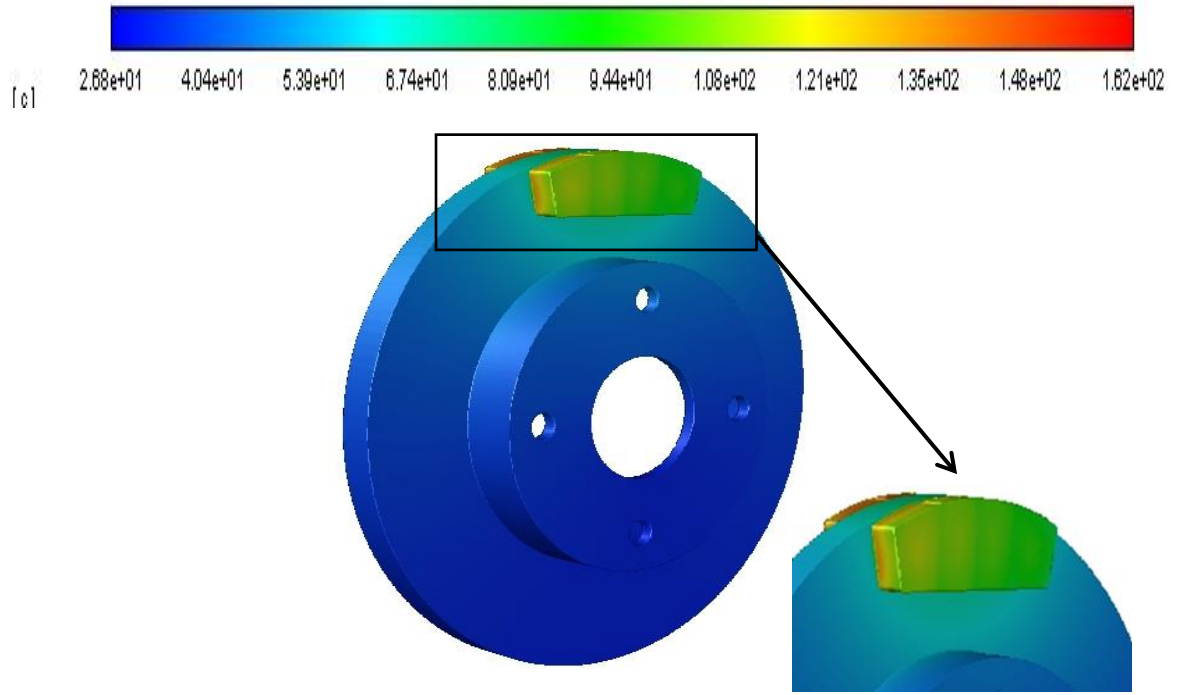
Şekil 4.1. Ortalama ısı taşınım katsayısı hesaplanan disk yüzeyi

4.1.1. Birinci durumda fren diski için elde edilen sıcaklık dağılımı

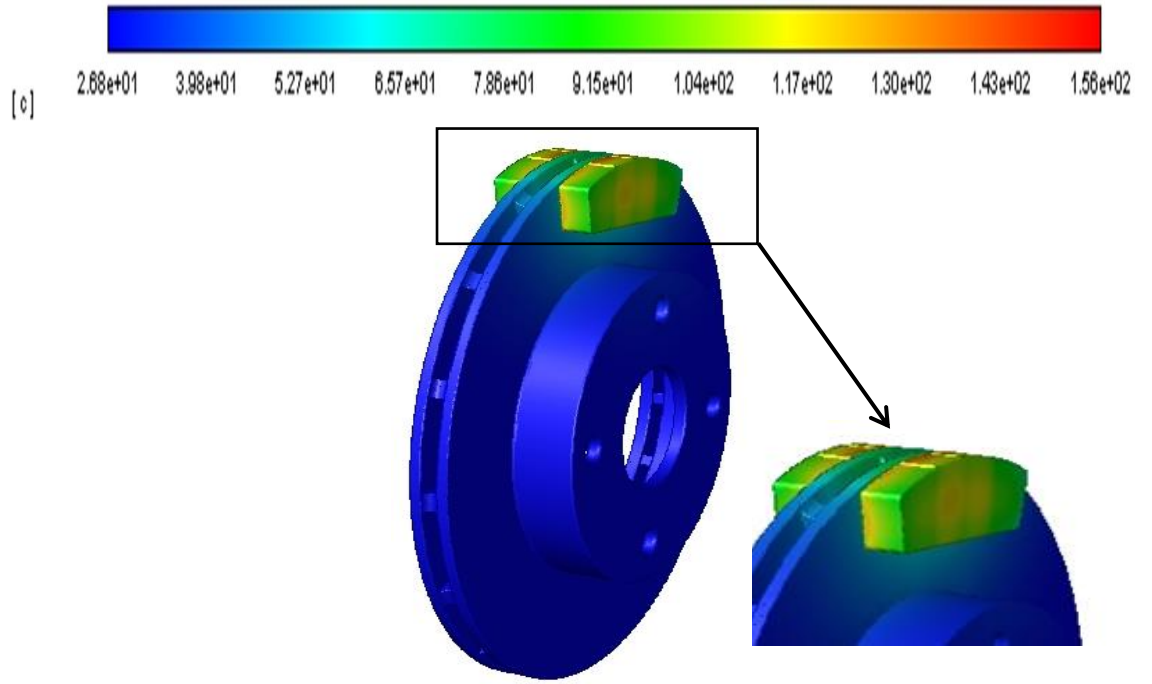
Üç farklı fren disk modeli için 1041 dev/dk hızda hesaplanan ısı taşınım katsayısı Çizelge 4.1’de verilmiştir. Hesaplanan ısı taşınım katsayıları her bir fren diski modelinde Şekil 4.1’de tanımlı yüzey bölgelerinden alınmıştır.

Çizelge 4.1.1041 dev/dk üç farklı fren disk modeli için ısı taşınım katsayısı

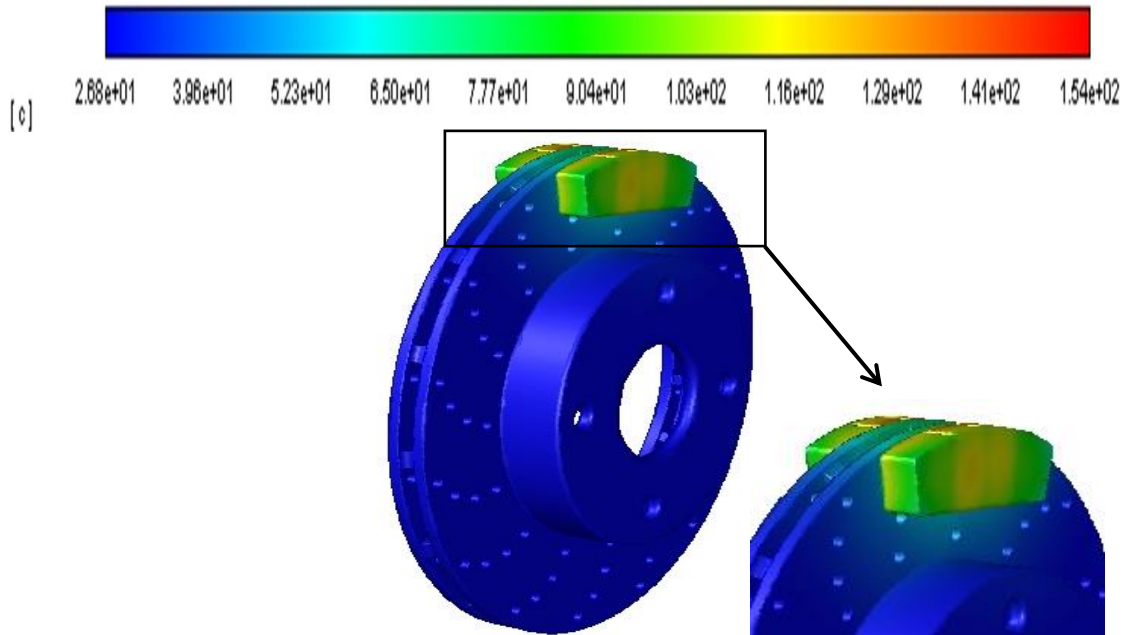
1041 dev/dk için Ortalama Isı Taşınım Katsayısı			
Disk Modeli	Bölge	Ortalama Sıcaklık (°C)	Ortalama Isı taşınım katsayısı (W / m ² °C)
Delikli ve kanallı	Disk yüzeyi	43	95.27
Hava kanallı	Disk yüzeyi	49	66.02
Katı disk	Disk yüzeyi	79	24.6



Şekil 4.2. 1041 dev/dk için katı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı



Şekil 4.3. 1041 dev/dk için hava kanallı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı



Şekil 4.4. 1041 dev/dk için hava kanallı ve delikli fren disk modelinin sıcaklık dağılımı

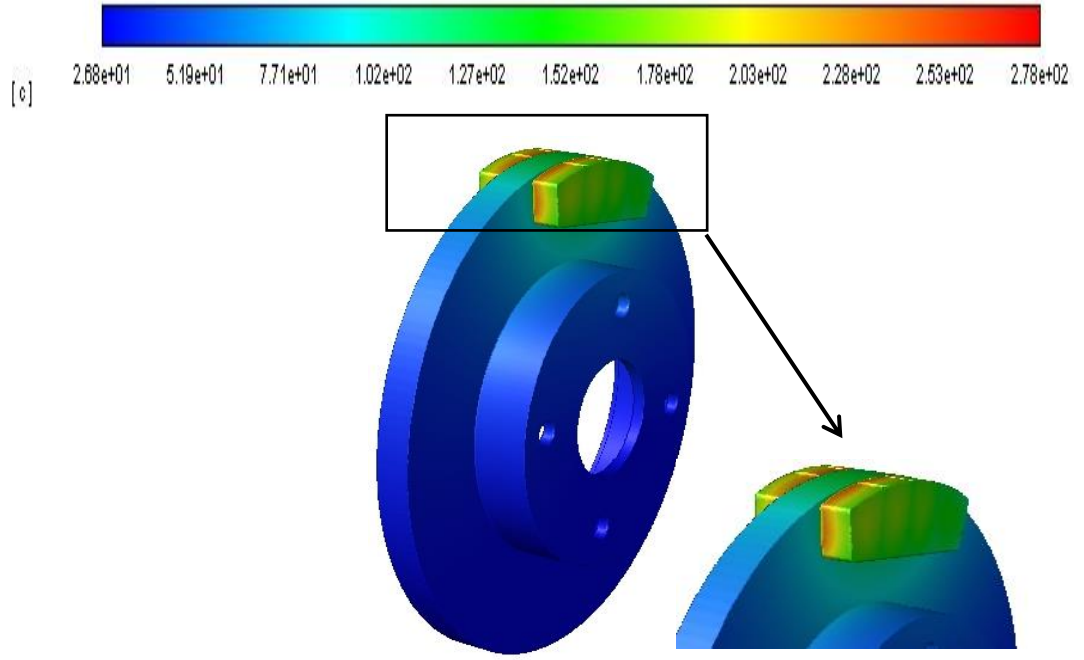
Üç farklı fren diski için balata ile disk ilk temas ettiği andaki sıcaklık dağılımları katı disk için Şekil 4.2’de, hava kanallı disk için Şekil 4.3’de ve delikli disk için ise Şekil 4.4’de gösterilmiştir.

4.1.2. İkinci durumda fren diski için elde edilen sıcaklık dağılımı

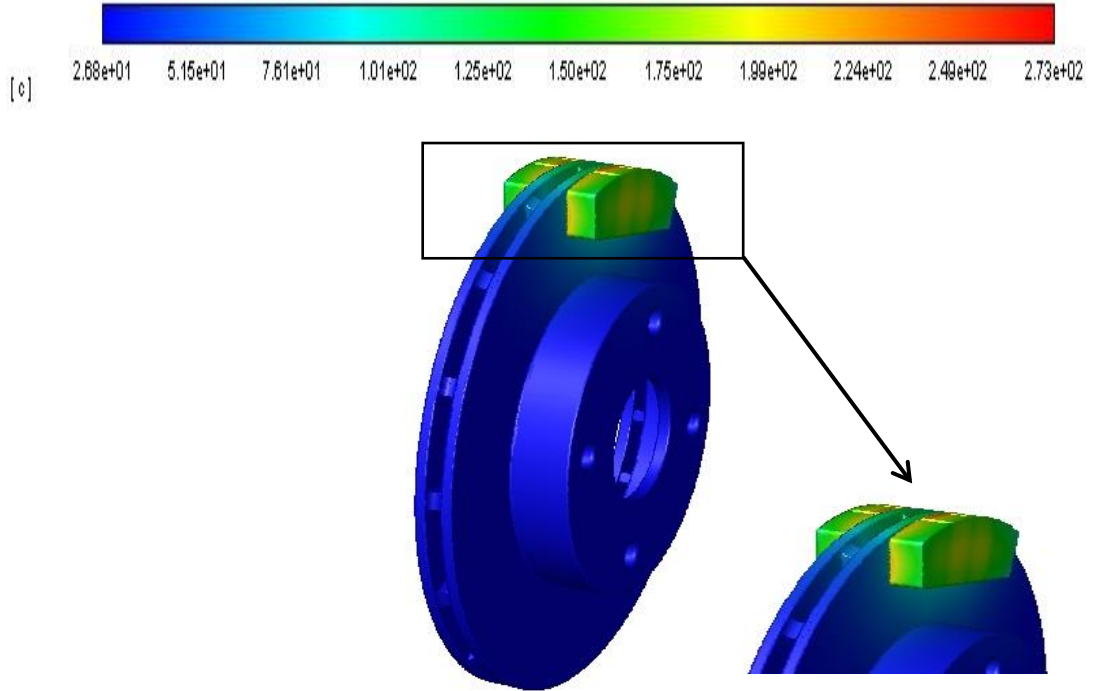
Üç farklı fren disk modeli için 1566 dev/dk hızda hesaplanan ısı taşınım katsayısı Çizelge 4.2’de verilmiştir. Hesaplanan ısı taşınım katsayıları her bir fren diski modelinde Şekil 4.1’de tanımlı yüzey bölgelerinden alınmıştır.

Çizelge 4.2.1566 dev/dk üç farklı fren disk modeli için ısı taşınım katsayısı

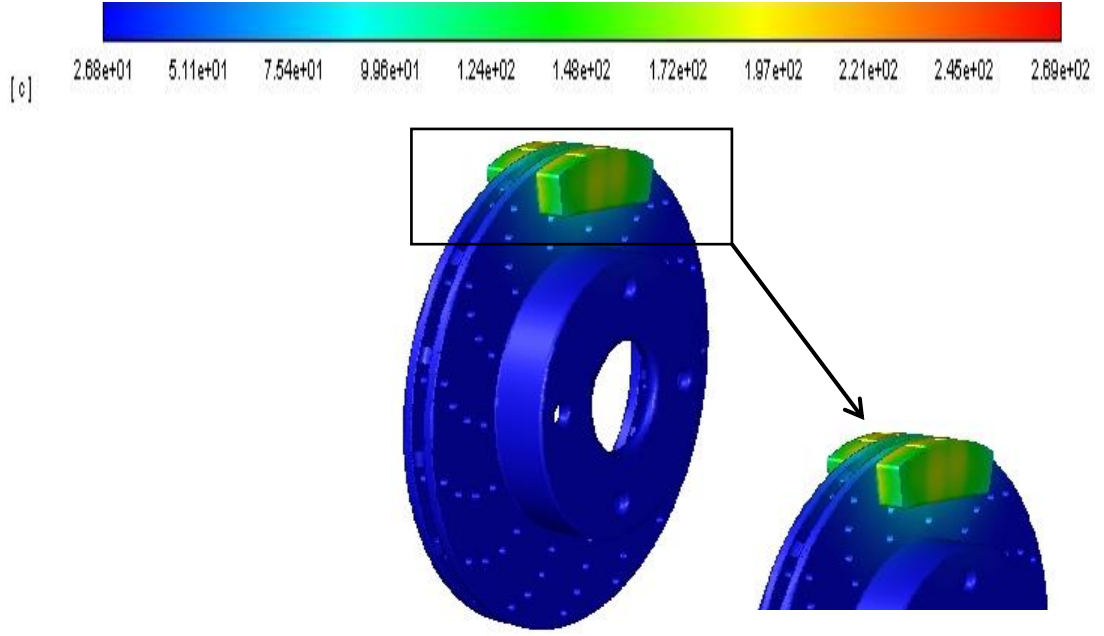
1566 dev/dk için Ortalama Isı Taşınım Katsayısı			
Disk Modeli	Bölge	Ortalama Sıcaklık (°C)	Ortalama Isı taşınım katsayısı (W / m ² °C)
Delikli ve kanallı	Disk yüzeyi	55	127.12
Hava kanallı	Disk yüzeyi	57	79.57
Katı disk	Disk yüzeyi	135	32.02



Şekil 4.5. 1566 dev/dk katı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı



Şekil 4.6. 1566 dev/dk hava kanallı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı



Şekil 4.7. 1566 dev/dk delikli ve hava kanallı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı

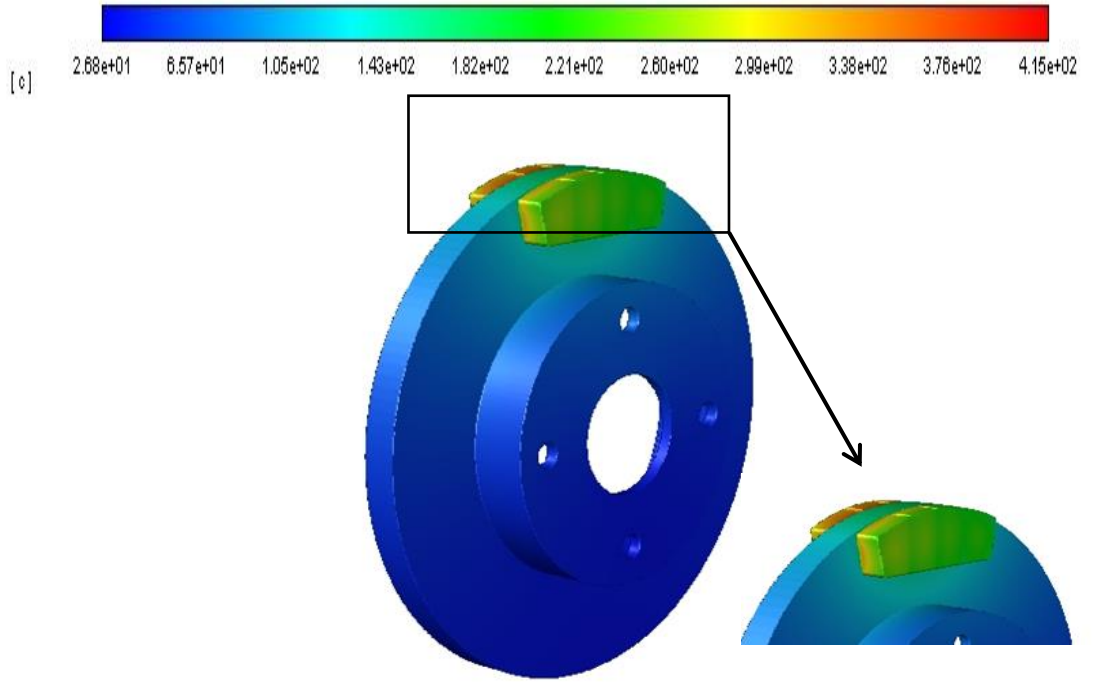
Üç farklı fren diski için balata ile disk ilk temas ettiği andaki sıcaklık dağılımları katı disk için Şekil 4.5’de, hava kanallı disk için Şekil 4.6’de ve delikli disk için ise Şekil 4.7’de gösterilmiştir.

4.1.3. Üçüncü durumda fren diski için elde edilen sıcaklık dağılımı

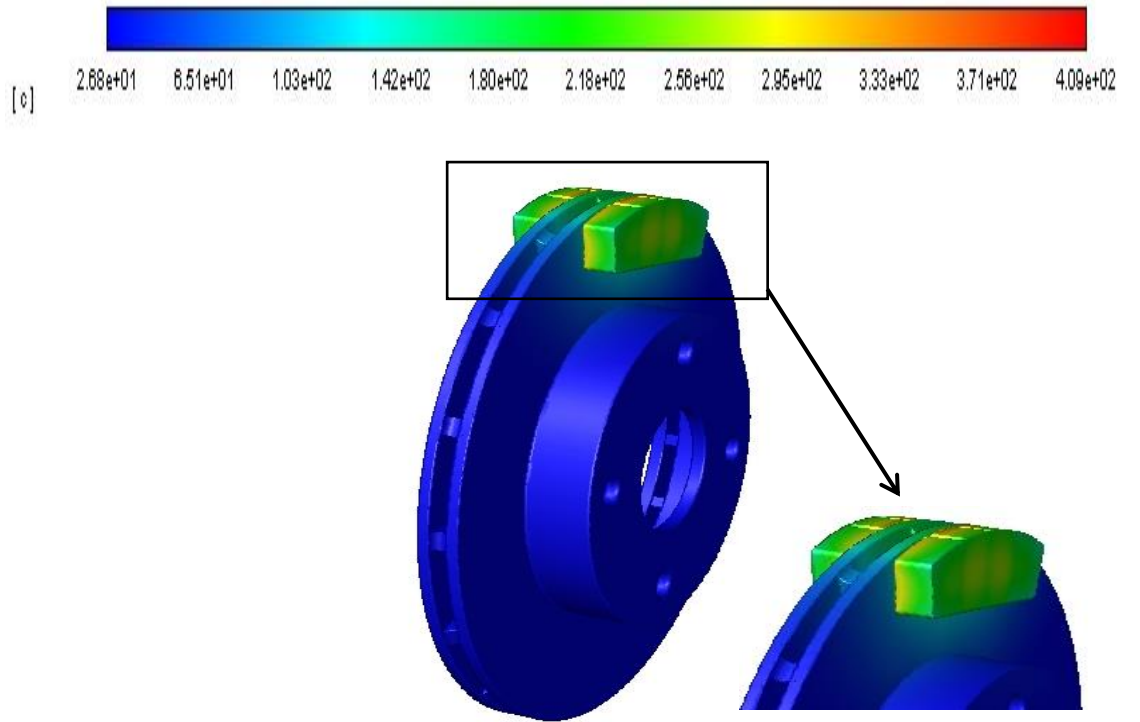
Üç farklı fren disk modeli için 2062 dev/dk hızda hesaplanan ısı taşınım katsayısı Çizelge 4.3’de verilmiştir. Hesaplanan ısı taşınım katsayıları her bir fren diski modelinde Şekil 4.1’de tanımlı yüzey bölgelerinden alınmıştır.

Çizelge 4.3. 2062 dev/dk üç farklı fren disk modeli için ısı taşınım katsayısı

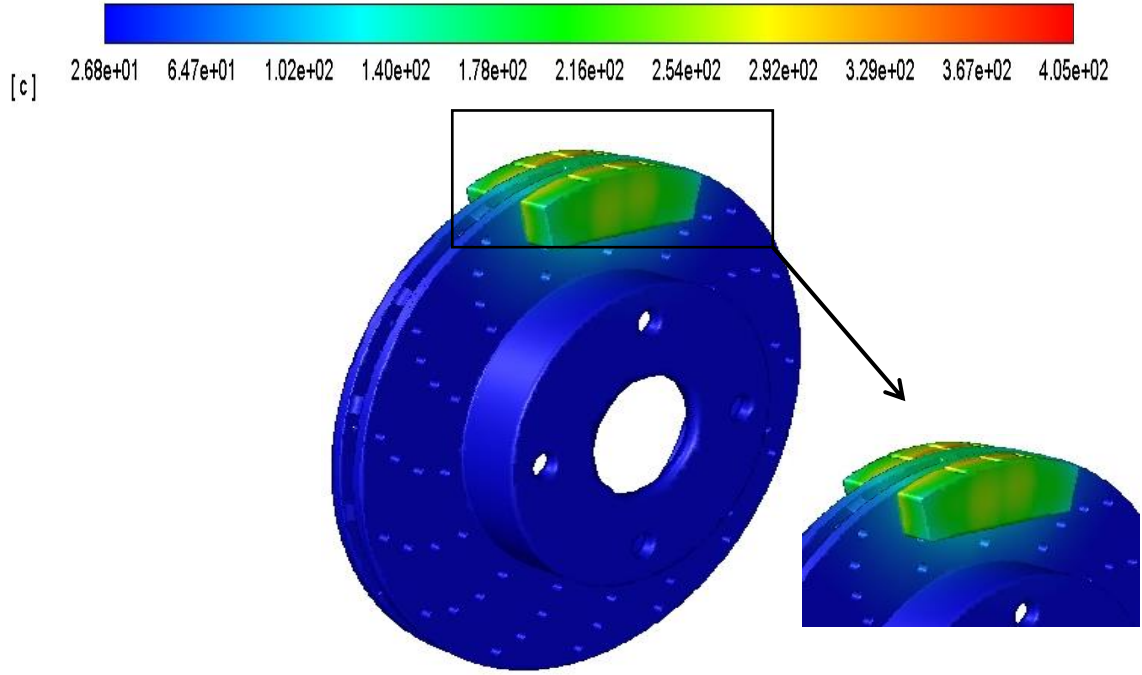
2062 dev/dk için Ortalama Isı Taşınım Katsayısı			
Disk Modeli	Bölge	Ortalama Sıcaklık (°C)	Ortalama Isı taşınım katsayısı (W / m ² °C)
Delikli ve kanallı	Disk yüzeyi	74	161.72
Hava kanallı	Disk yüzeyi	75	90.86
Katı disk	Disk yüzeyi	206	34.91



Şekil 4.8. 2062 dev/dk katı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı



Şekil 4.9. 2062 dev/dk hava kanallı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı

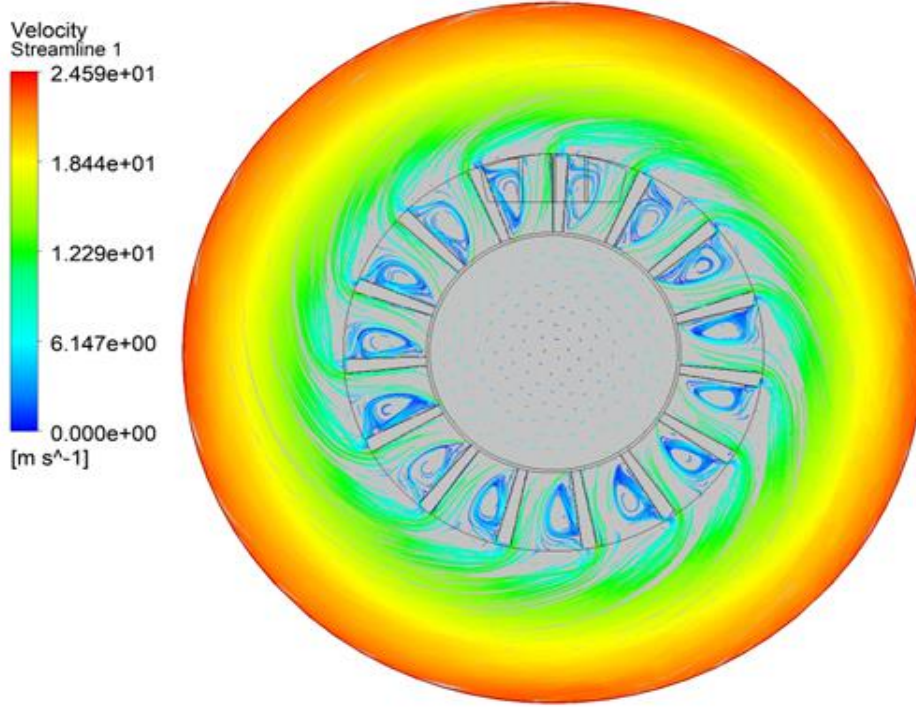


Şekil 4.10. 2062 dev/dk delikli ve hava kanallı fren disk modelinin sıcaklık dağılımı

Üç farklı fren diski için balata ile disk ilk temas ettiği andaki sıcaklık dağılımları katı disk için şekil 4.8’de, hava kanallı disk için şekil 4.9’de ve delikli disk için ise şekil 4.10’de gösterilmiştir.

4.2. Hava Kanallı ve Katı Fren Diski İçin Akış Çizgileri

Hava kanallı fren diskinde, hava kanalı geometrisi ve havalandırma girişindeki açısız hıza bağlı olarak kanallar içinde türbülanslı akış oluşmaktadır. Dönme kinematiği sonucu havalandırma kanal bölgesinde, akış koşulları Coriolis ve santrifüj ivmesinden etkilenmektedir. Şekil 4.11 katı ve hava kanallı fren diski için akış çizgileri verilmiştir.



Şekil 4.11. Hava kanallı fren diski için kanallarda oluşan akış çizgileri

4.3. Tasarım Kısıtları

Çalışmada üç farklı fren diski üç farklı devir hızı için disk yüzeyinin hava ile temas eden yüzeyindeki ortalama taşınım katsayısı hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile hesaplanmıştır. Sayısal çözümler sonucunda, hava kanallı delikli diskin ısı dayanımının daha yüksek ve frenleme performansının daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Fakat çalışmada bazı tasarım kısıtları mevcuttur. Aşağıda, bu çalışma için tasarım kısıtları belirtilmiştir.

- Tasarlanan ve ısı performans analizi yapılan disklerin üretilebilmeleri için aynı zamanda yapısal analizlerinin de incelenmesi gereklidir.
- Yapılan çalışmada katı diske hava kanalları ilave edilerek ağırlık optimizasyonu yapılmıştır. Ağırlık optimizasyonunun uygunluğu yapısal analiz çalışmaları ile doğrulanmalıdır.

- Farklı geometrilere sahip hava kanallı yapısı için frenleme performansı değerlendirilmelidir.
- Yapılan çalışmada fren diski malzemesi dökme demir seçilmiştir. Fren diski için farklı malzemeler kullanılarak, malzeme özelliklerinin frenleme performansına etkisi incelenmelidir.
- Çalışmada üç farklı fren diski için sayısal çözümlerle aynı balata kullanılmıştır. Balata malzemesi değiştirilerek frenleme performansına etkisi incelenmelidir.

Çalışmada yapılan matematiksel hesaplamalar ve çözüm ağları, sınır şartları ve başlangıç koşulları deneysel verilere yaklaşık değer alınarak hesaplanmıştır. ANSYS Workbench 19.2 paket programının farklı modülleriyle daha farklı yöntem ve metotlar kullanılarak ve farklı disk tasarımları ile sıcaklık ölçümü daha iyi değerlerde elde edilebilir.

5. SONUÇ

Taşıt fren sisteminin ısı performansını analiz etmek için fren diski modelinin üç boyutlu sıcaklık dağılımından elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Çalışmada, farklı devir hızlarında farklı fren disk modeli için frenleme sırasındaki balata ile diskin ilk temas anındaki sıcaklık dağılımı analiz edilmiştir. Buna ilaveten, farklı devir sayılarında disk yüzeyinin hava ile temas eden kısımları için ısı transfer karakteristiklerinin sayısal yöntemlerle hesaplanması sürecinde HAD yöntem metodu kullanılmıştır. Bu amaçla, konvansiyonel ve hava kanallı fren disklerinin kullanımının ısı performansına etkisi HAD yöntemi ile sayısal olarak hesaplandı. Sayısal çözümlemede kullanılan fren diski modeli ve malzeme seçimi standartlara uygun olarak seçilmiştir.

Çizelge 4.1.'de simülasyon sonuçlarına göre üç farklı devirde üç farklı fren disk modeli için maksimum sıcaklık dereceleri verilmiştir. Delikli hava kanallı fren diskin soğuma ve frenleme performansı hava kanallı ve katı diske göre daha iyi olduğu yapılan sayısal çözümlerle tespit edilmiştir. Hem delik hem de kanallarda oluşan ısı taşınım yolu ile sıcaklık hızlı bir şekilde dışarı atılmaktadır. Katı fren disk modelinde sadece yüzeyden ısı transferi olması sebebiyle sıcaklık diğer disklere göre daha yüksek elde edilmiştir. Delikli hava kanallı fren diskinin daha düşük sıcaklığa sahip olması malzeme üzerinde daha az deformasyona uğrayacağını da göstermektedir.

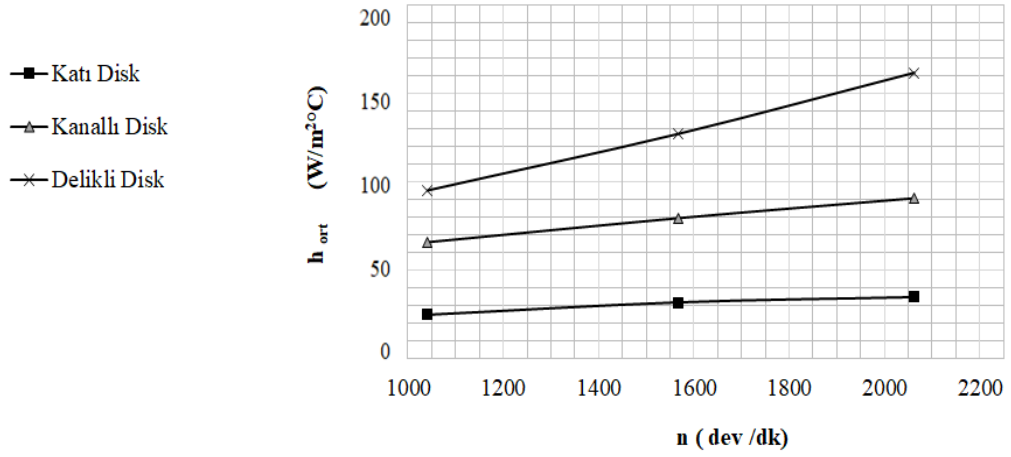
Üç farklı fren diski için üç farklı durum incelenerek dokuz farklı sayısal çözümleme yapıldı. Birinci durumda 1041 dev/dk hızda katı disk sıcaklığı maksimum 162 °C iken, hava kanallı disk 156 °C ve delikli hava kanallı disk 154 °C tespit edilmiştir. İkinci durum 1566 dev/dk için katı fren disk sıcaklığı 278 °C, hava kanallı disk 273 °C ve delikli hava kanallı disk 269 °C elde edilmiştir. Üçüncü durumda devir hızı 2062 dev/dk olarak sayısal çözümler yapılmıştır. 2062 dev/dk için katı fren disk sıcaklığı 415 °C ulaşırken, hava kanallı disk 409 °C ve delikli hava kanallı disk 405 °C olarak tespit edilmiştir.

Üç farklı fren diski için üç farklı devirde ısı taşınım katsayı değerleri hava ile temas eden disk ve balata yüzeyi için incelendi. 2062 dev/dk hız için hava ile temas eden katı model disk yüzeyi $34.91 \text{ W/m}^2 \text{ C}$ ısı taşınım katsayı, hava kanallı fren disk modeli için $90.86 \text{ W/m}^2 \text{ C}$ ve delikli hava kanallı fren disk modeli ise $161.72 \text{ W/m}^2 \text{ C}$ dir. Sonuçlara göre, kanallar ve delikler sayesinde oluşan pasif hava akışı ısı taşınımını artırarak fren diskinin daha hızlı bir şekilde soğumasını sağlamaktadır. Şekil 5.1’de üç farklı devir sayılarında fren diski için ortalama ısı taşınım katsayısı grafiği verilmiştir.

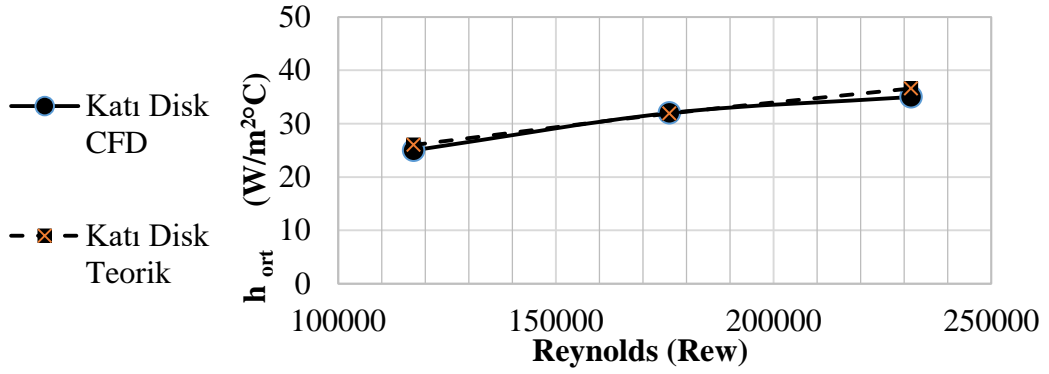
Katı fren disk modelinin teorik nusselt sayısı için Dofman (1963) tarafından bildirilen laminer akış için denklem 3.26 korelasyon formülü kullanılarak CFD sayısal çözümünden elde edilen ortalama Nusselt ile karşılaştırma yapılmıştır. Çizelge 4.5’da gösterildiği üzere farklı devir hızları için ortalama CFD ile ortalama teorik Nusselt sayılarının yakınsadığı tespit edilmiştir. Şekil 5.2’deki grafikte katı fren diski için CFD elde edilen ortalama taşınım katsayısı ile teorik ortalama taşınım katsayısının, rotasyonel Reynolds değerleri ile karşılaştırıldığında sonuçların yakınsadığı tespit edilmiştir.

Çizelge 5.1. Katı fren diski için ortalama teorik Nusselt sayısı

Farklı devirlerde katı disk için ortalama CFD ve teorik Nusselt Sayısı								
n (d/dak)	Re	w (rad/s)	Ortalama h ($\text{W/m}^2\text{C}$)	R_0 (m)	Hava sıcaklığı (K)	k_f (W/mK)	Nu_{ort} CFD	Nu_{ort} Teorik
1041	117345.49	109.013	25	0.13	300	0.02639	123.15	128.12
1566	176076.89	163.991	32	0.13	300.55	0.02642	157.46	156.94
2062	231551.59	215.932	35	0.13	300.75	0.02644	172.09	179.97



Şekil 5.1. Üç farklı devirde üç farklı fren disk modeli için ortalama ısı taşınım katsayısı



Şekil 5.2. Katı fren diski için CFD ve teorik ortalama taşınım katsayısı

Taşıtlardaki fren disk mekanizmasında, disk sıcaklığın artması frenleme performansını olumsuz olarak etkilemektedir. Yüksek sıcaklık balata ile disk yüzeyi arasındaki sürtünmenin kaybolmasına neden olmaktadır. Fren performans kaybı aynı zamanda fren etkinliğini de olumsuz yönde etkiler. Bu sebeple katı fren disk modeli en düşük fren performansına sahipken, delikli hava kanallı disk en iyi fren performansına sahiptir. Frenleme performansını iyileştirerek fren zayıflamasını azaltmak için frenleme anında oluşabilecek yüksek sıcaklığın hızlı bir şekilde disk ve balata üzerinden uzaklaştırılması ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar incelenerek çalışmadaki sayısal çözümler literatürdeki deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Yapılan deneyler ve simülasyonlar sonucunda katı diske göre kanallı disklerin soğuma ve frenleme performansının daha iyi olduğu kanıtlanmıştır.

KAYNAKLAR

- Abebe, L., Nallamothe, B. R., Subrahmanyam, K. H. S., Nallamothe, S. K., Kamal, A. 2016.** Thermal Analysis of Disc brake made of Diffrent Materials. *Internationl of Mechanical Engineering* . 3(6): 2348-8360.
- Amrish, P., N. 2016.** Computer aided design and analysis of disc brake rotors. *Advance in Automobile Engineering*. 5(2): 1-13.
- Aydın, Ö. F., 2018.** Fren sistemleri analizi. GÜ Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Ankara.
- Belhocien, A., Omar, W., Z. 2017.** CFD modeling and simulation of aerodynamic cooling of automotive brake rotor. *Journal of Multiscale Modelling*. 9(1): 29.
- Çengel Y. A. 2013.** Termodinamik –Mühendislik Yaklaşımıyla, 7.Baskı.
- Dalga, Y. 2018.** Taşıt Disk ve Fren Sıvı Sıcaklığının Tahmini İçin Bir Model Geliştirilmesi. İÜ, Makine Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi.
- Demir, A., Çavdar, A., Kılıçaslan, İ. 2008.** Frenlemede zayıflama sınırının tespiti ve iyileştirme çalışmaları. 4. Otomotiv teknolojileri kongresi, 01 – 04 Haziran 2008, Otekon, Bursa.
- Düzgün, M. 2008.** Farklı fren disklerinde oluşan ısı değişiminin frenleme kuvvetlerine etkileri. GÜ, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, Ankara.
- Düzen, B., V. 2014.** Farklı geometrilerdeki fren disklerinde oluşan ısının incelenmesi. Lisans tezi, GÜ Teknoloji fakültesi, Otomotiv Mühendisliği, Ankara.
- Erdem, M., Altıparmak, D. 2014.** Fren disk sıcaklığının frenleme performansına etkisi. *Journal of the faculty of engineering and architecture of gazi university*. 29 (2): 425-432.
- Ertan, R. Yavuz, N. 2006.** Polimer matriksli fren balata malzemelerinin kompozisyon ve üretim parametreleri açısından değerlendirilmesi. *Mühendis ve Makine*, Cilt: 47, Sayı:553.
- Etemoğlu, B. A., Etemoğlu, N., Türkan, B., Canbolat S. A. 2018.** Araç Fren Sistemlerinin Isıl Performansının Parametrik Olarak İncelenmesi. *El – Cezeri Fen ve Mühendislik Dergisi*. 5(2):556-565.
- Lopez H. C. G. 2009.** Optimisation of Convective Heat Dissipation From Ventilated Brake Disc. Cranfield University, PhD Thesis, School of Applied Sciences.
- Gurram, P., Komakula, S. A. 2019.** Design of disc brake rotor using static structural and thermal performance analysis. *Journal of emerging technologies and innovative research (JETIR)*. 6(4): 166-172.
- Kora, N. V. K., Vedanta, S. T. 2016.** Heat Transient Transfer Analysis of Brake Disc / Pad System. *Master's Degree Thesis*, Blekinge Institute of Technology, Mechanical Engineering, Sweden.
- Karthik, R., K., M., Bashir, Q., Dar, R., A., Rather, Y., M. 2014.** Experimental test Rig for Surface Temperature Measurements in Disc Brakes. *Journal of Applied Engineering*. 2(11): 191-196.
- Lydon S. 2016.** Investigation into How Brake Disk Design Affects Cooling. Bachelor Degree, Institute of Technology, Mechanical Engineering, Sligo.
- Pavec, M., Potrc, I., Bombek, G., Vranesevic, D. 2012.** Prediction of Cooling Factors of a Vehicle Brake Disc and Its Influence on the Results of a Thermal Numerical Simulation. *International Journal of Automotive Technology*. 13(5):725-733.

- Phaneendra, A.N., Razi, S. J., Kareem, W. U., Adnan, G., Ahad, A. 2018.** Thermal Analysis of Solid Disc Brake Rotor. *International Journal of Mechanical and Production*. 8(2): 1039-1048.
- Rajkamal, M. D., Samson, T. D. A., Kumar, P. D. 2018.** Static and thermal analysis of disc brake. *ISOR Journal of Engineering*. 8(4): 6 -19.
- Reedy, S. L. N., Naveen, A., Shilpa, B., Rao, K. 2016.** Steady State Thermal Analysis of Rotor Disc Break. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*. 13(2): 34-37.
- Saiz, C. B., Ingrassia, T., Nigrelli, V., Ricota, V. 2015.** Thermal stress analysis of different full and ventilated disc brakes. *Frattura ed Integrita Strutturale*. 34(67): 608-621.
- Sevilgen, G. 2010.** Otomobil Kabininde Hız ve Sıcaklık Dağılımının Üç Boyutlu Sayısal İncelenmesi. *Doktora Tezi*. UÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği.
- Sugözü, B., Dağhan, B. 2018.** *Nevşehir bilim ve teknoloji dergisi*. 7 (1): 14-23.
- Temiz, V. 2019.** Frenler. <https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Frenler.pdf>.(Erişim tarihi: 01 Aralık 2019)
- Thuresson, A. 2014.** CFD and Design Analysis of Brake Disc. *Master's Thesis*, Automotive Engineering, Sweden.
- Toptan, F., Kılıçarslan, A., Karaaslan, A. 2009.** Ti ilavesi ile üretilen AL -4C kompozitlerinde matris / takviye ara yüzeyinin mikroyapısal karakterizasyonu. 5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu. 13 -15 Mayıs 2009, Karabük
- Özbek, B., Kaza, E. 2018.** Kendinden soğutmalı fren disk tasarımı. *Tasarım projesi*. KTÜ, Mühendislik fakültesi, Makina Mühendisliği, Trabzon.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ezgi ÖLGÜ
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa / 25.07.1993
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Nilüfer Fatih Lisesi, 2011
Lisans : Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği, 2016

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Erkut Holding A.Ş. (Şubat 2019 – Günümüz)

İletişim (e-posta) : olguezgi@gmail.com