

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEMİRYOLU TAŞITI TEKERLEK TAKIMI SİNÜS HAREKETİNİN
ANALİTİK VE HESAPLAMALI YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Rıdvan AKÇAY

Raylı Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Raylı Sistemleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Dr. Osman Taha ŞEN

HAZİRAN 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEMİRYOLU TAŞITI TEKERLEK TAKIMI SİNÜS HAREKETİNİN
ANALİTİK VE HESAPLAMALI YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Rıdvan AKÇAY
(526151021)**

Raylı Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Raylı Sistemleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Dr. Osman Taha ŞEN

HAZİRAN 2019

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 526151021 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Rıdvan AKÇAY, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “DEMİRYOLU TAŞITI TEKERLEK TAKIMI SİNÜS HAREKETİNİN ANALİTİK VE HESAPLAMALI YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Osman Taha ŞEN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doc.Dr. Özgen AKALIN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Muzaffer METİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **03 Mayıs 2019**
Savunma Tarihi : **10 Haziran 2019**





Gelecekteki eşime ve çocuklarıma,



ÖNSÖZ

Ray tekerlek etkileşimi önemli mühendislik problemlerindendir. Yıllar boyu süren araştırmalar, testler ve tecrübeler ile günümüzde çeşitli modeller geliştirilmiştir. Raylı taşıt dinamiğinde önemli etkiye sahip tekerlek-ray teması nonlinear bir davranış göstermektedir. Son dönemlerde gelişen bilgisayar yazılımları ile tasarım sürecinde araç davranışı hakkında bilgi edinilebilmektedir. Bu çalışmada ray ve tekerlek için oluşturulan Kalker modeli, basitleştirilmiş model ve SIMPACK modeli kıyaslanarak farklılıklar ve benzerlikler ortaya konulmuştur.

Çalışma süresince yardımlarını esirgemeyen Dr. Osman Taha ŞEN, bilgi ve tecrübe paylaşımında sürekli yardım aldığım çalışma arkadaşlarım Cihat B. BERDANOĞLU, M. Taha DALOĞLU, Çağatay ÖRNEK'e, öğrenim hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini üzerimden eksik etmeyen annem ve babama ve kardeşlerim Muhammed AKÇAY ve Muharrem AKÇAY'a çok teşekkür ederim.

Mayıs 2019

Rıdvan AKÇAY
(Makine Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Raylı Taşıtın Sinüs Hareketi	2
2. TEKERLEK-RAY TEMASI	7
2.1 Tekerlek Takımı	7
2.2 Raylar	8
2.3 Temas Bölgesi	10
2.3.1 Hertz temas teorisi	12
2.3.2 Eşdeğer koniklik	17
2.4 Raydan Çıkma Durumu	17
2.4.1 Raydan çıkmanın engellenmesi	22
3. MODELLENEN ARAÇ HAKKINDA GENEL BİLGİ	25
3.1 Temel Boyutlar	25
3.2 Modellemede Yapılan Kabuller	25
4. MATEMATİK MODELİN KURULUMU	27
4.1 Giriş	27
4.2 Hareket Denklemleri	28
4.3 Sürünme Kuvvetleri	28
5. HESAPLAMALI MODELİN KURULMASI	37
5.1 Çoklu Gövde Simülasyon Programları	37
5.1.1 Adams	37
5.1.2 Gensys	37
5.1.3 Medyna	37
5.1.4 Nucars	38
5.1.5 Simpack	38
5.1.6 Vampire	38
5.1.7 Voco	39
5.2 Model Topolojisi	39
5.3 Model Kurulumu	40
5.3.1 Yol girişi	40
5.3.2 Tekerlek profilinin oluşturulması	40
5.3.3 Ray profilinin oluşturulması	44

6. ANALİZLER	45
6.1 Kritik Hız Hesabı	46
6.2 Yay Katsayılarının Etkisi	47
6.3 Tekerlek Yarıçapının Etkisi	49
6.4 Tekerlek Yükünün Etkisi	49
6.5 Aks Kutuları Arasındaki Mesafenin Etkisi	50
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	53
KAYNAKLAR	55
ÖZGEÇMİŞ	57



KISALTMALAR

AAR	: Association of American Railroads
EN	: European Norms
ISO	: International Organization for Standardization
UIC	: International Union of Railways
TTCI	: Transportation Technology Center Inc.
FRA	: Federal Railroad Administration
INRETS	: Institut National De Recherche Sur Les Transports Et Leur Sécurité



SEMBOLLER

m	: Tekerlek kütlesi
I	: Tekerleğin Z eksenine göre kütle eylemsizlik momenti
Q₀	: Tekerlek takımı üzerindeki toplam yük
V	: Tekerlek takımının X eksen yönündeki hızı
r₀	: Tekerlek yarıçapı
s_a	: Bojinin arkasına bağlı yaylar arasındaki mesafenin yarısı
s₀	: Raylar arasındaki mesafenin yarısı (Ekartman:1.435/2 m)
k_x	: X eksen yönünde çalışan yayların katsayısı
k_y	: Y eksen yönünde çalışan yayların katsayısı
c_x	: X eksen yönünde çalışan damperlerin katsayısı
c_y	: Y eksen yönünde çalışan damperlerin katsayısı
δ₀	: Tekerlek açısı
R_{1p}	: Tekerleğin eğriliği
R_{2p}	: Rayın eğriliği
E	: Elastiklik modülü
G	: Kayma modülü
ν	: Poisson oranı
a	: Eliptik temas alanının birincil yarıçapı
b	: Eliptik temas alanının ikincil yarıçapı
δ_e	: Efektif konisite
U_R, S_R, M_R	: Sağ tekerleğe ait sırasıyla boylamsal, yanal sürünme kuvveti ve dönme momenti
U_L, S_L, M_L	: Sol tekerleğe ait sırasıyla boylamsal, yanal sürünme kuvveti ve dönme momenti
N_L, N_R	: Sağ ve sol tekerleklerde normal kuvvetler
C₁₁, C₁₂, C₂₂, C₃₃	: Sürünme katsayıları

L	: Dalga boyu
Δr	: İki tekerlek arasındaki yarıçap farkı
r_R	: Sağ tekerlek çapı
r_L	: Sol tekerlek çapı
y	: "y" yönündeki yer değiştirme
$\xi_{xL}, \xi_{yL}, \xi_{SPL}$	: Sol tekerlek boylamsal, yanal ve dönme sürünme terimi
$\xi_{xR}, \xi_{yR}, \xi_{SPR}$	: Sağ tekerlek boylamsal, yanal ve dönme sürünme terimi
ψ	: Yalpa açısı
ϕ	: Yuvarlanma açısı
δ	: Tekerleğin flanş açısı
γ	: Tekerlek konikliği
γ_e	: Eşdeğer koniklik

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Modelin genel özellikleri.	25
---	----





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Tekerlek takımının gezinme hareketi.	3
Şekil 1.2 : Yalpa hareketi.	3
Şekil 2.1 : Tekerlek takımı.	7
Şekil 2.2 : Tekerlek profilinin bölgelere ayrılması	8
Şekil 2.3 : (a)Mantar ray. (b)Oluklu ray	9
Şekil 2.4 : Mantar rayın bölümleri	10
Şekil 2.5 : Tekerlek-ray profili.	11
Şekil 2.6 : Tekerleğin raydaki durumu	12
Şekil 2.7 : Farklı temas modelleri	12
Şekil 2.8 : Dönen iki gövdenin teması.	14
Şekil 2.9 : Temas alanı.	15
Şekil 2.10 : Sürünmeler ve sürünme kuvvetleri.	16
Şekil 2.11 : Ekartman genişlemesi deraymanında tekerlek-ray geometrisi.	19
Şekil 2.12 : Ray aşınması sebebiyle ekartman genişlemesi.	19
Şekil 2.13 : Ray devrilme kriteri.	21
Şekil 2.14 : Ray devrilmesi veya ekartman genişlemesi sonucu raydan çıkma.	21
Şekil 2.15 : Kontray uygulaması.	23
Şekil 3.1 : Model üzerindeki süspansiyon elemanları.	26
Şekil 4.1 : Matematik model.	27
Şekil 4.2 : Modelin üstten görünüşü.	28
Şekil 4.3 : Temas katsayıları.	31
Şekil 4.4 : Yatay düzlemde hızlar.	32
Şekil 4.5 : Kalker sürünme katsayıları.	34
Şekil 5.1 : Model topolojisi.	40
Şekil 5.2 : S1002 tekerlek profili	42
Şekil 5.3 : Simpack'te ray-tekerlek temasının görünüşü	43
Şekil 5.4 : 60E1 ray geometrisi	44
Şekil 6.1 : (a)60 m/s hızda model davranışı. (b) 40 m/s hızda model davranışı.	45
Şekil 6.2 : Basitleştirilmiş modelde özdeğer problemi çözümü.	45
Şekil 6.3 : Basitleştirilmiş model kritik hız grafiği $V=26,5$ m/s.	46
Şekil 6.4 : Analitik model kritik hız grafiği $V=55$ m/s.	47
Şekil 6.5 : Boylamsal yay katılığı hız grafiği	48
Şekil 6.6 : Yanal yay katılığı hız grafiği.	48
Şekil 6.7 : Tekerlek yarıçapı hız grafiği	49
Şekil 6.8 : Tekerlek yükü hız grafiği.	50
Şekil 6.9 : Aks kutuları arası mesafe hız grafiği	51



DEMİRYOLU TAŞITI TEKERLEK TAKIMI SİNÜS HAREKETİNİN ANALİTİK VE HESAPLAMALI YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

ÖZET

Raylı taşıt dinamiği raylı sistemler mühendisliğinin temel konularından biridir. Farklı fiziksel koşullar altında aracın davranışı yapılan dinamik analizler sonucu belirlenir. Aracın dinamiğini etkileyen temel parametreler taşıtın boyutları, kütle ve atalet değerleridir. Ayrıca süspansiyon elemanlarının yay ve sönüm katsayıları ve bu elemanların bağlantı noktalarının konumları da taşıt dinamiğini etkilemektedir.

Farklı çalışmalarda taşıtın davranışını belirleyen parametreler için farklı modeller tavsiye edilmiş ve bu tavsiyeler ışığında ray-tekerlek ilişkisi açıklanmaya çalışılmıştır.

Örneğin Prof. Dr. J.J. KALKER ray tekerlek ilişkisini 1960’larda hazırladığı doktora tezinde açıklamak için kendi adıyla anılan modelini önermiş; daha sonraki yıllarda aynı konuda çalışma yapan Prof. Dr. Orlidch POLACH çoklu gövde simülasyonlarında daha hızlı sonuçlar verecek farklı bir model önermiştir.

Raylarla tekerlek takımları arasındaki kinematik ilişkiler, geometrik formlarından dolayı demiryolu taşıtlarının ilginç bir dinamik salınımlı davranış sergilemelerine neden olmaktadır. Bu kendi kendine tahrikli titreşim hareketi aynı zamanda sinüs salınımı olarak da bilinir ve ilk olarak “tekerlek takımının raylar üzerinde salınımlı fakat kolay bir hareketi” olarak tanımlanmıştır. Bu harekete neden olan ana faktörler tekerleklerin konikliği, ray-tekerlek temas arayüzündeki koruyucu olmayan sürünme kuvvetleri ve tekerlek takımı ve boji üzerindeki süspansiyon sistemi arasındaki kuvvet etkileşimleridir. Daha yüksek hızlarda sinüs salınımları kararsız hale gelebilir ve bu nedenle demiryolu araçları belirlenen kritik hızların üzerinde çalışamaz. Bu nedenle, operasyonel hız aralığını arttırmak için aracın kritik hızı yüksek olmalıdır. Stabilité analizlerine dayanarak, tekerlek takımının ataletini azaltmak, süspansiyon sisteminin sertliğini arttırmak, tekerlek yarıçapını büyütmek gibi kritik hızları arttırmanın birkaç yolu önerilir.

Bu tez kapsamında demiryolu taşıtının dinamik davranışlarının incelenmesinde gerçeğe en yakın sonuçları veren hesaplamalı model, bazı kabuller yapılarak kurulan analitik model ve analitik modelin daha da basitleştirilmesiyle kurulan basitleştirilmiş modeller için çözüm yapılarak kritik hız bulunmuş, sistem parametrelerinin tekerlek takımının dinamik stabilitesi üzerindeki etkileri araştırılmış ve karşılaştırmalar yapılmıştır.

Çalışmada demiryolu araç dinamiğinde önemli bir etkiye sahip olan, “hunting” salınımı” da denilen raylı taşıt sinüs hareketi üzerinde durulmuş; 3 serbestlik derecesine sahip tekerlek takımı ile kurulan matematik model üzerinde derayman analizi yapılmıştır. Daha sonra karayolu taşıt dinamiğine benzer bir model baz alınarak matematik model basitleştirilmiş bir modele dönüştürülmüş ve aynı parametrelerle çözüm yapılmıştır. Son olarak hesaplamalı model için matematik modele benzer

olarak tek dingilli boji sistemi kurulmuş ve her 3 modelde elde edilen sonuçlar parametreler bazında karşılaştırılmıştır.



ANALYTICAL AND COMPUTATIONAL INVESTIGATION OF HUNTING INSTABILITY FOR A RAILWAY VEHICLE WHEELSET

SUMMARY

Rail vehicle dynamics is one of the main subjects of rail systems engineering. The behavior of the vehicle under different physical conditions is determined by the results of dynamic analysis. The main parameters affecting the dynamics of the vehicle are the dimensions of the vehicle, mass and inertia values. In addition, the spring and damping coefficients of the suspension elements and the locations of the connecting points of these elements also affect the vehicle dynamics.

Different models have been recommended for the parameters that determine the behavior of the vehicle in different studies and the rail-wheel relation has been explained in the light of these recommendations.

For example, Prof. Dr. J.J. KALKER In order to explain the relationship between rail and wheel in the 1960s, proposed the model referred to by his name. who worked in the same subject in later years. Dr. Olridch POLACH has proposed a different model which will give faster results in multi-body simulations.

The kinematic relationships between rails and wheel sets cause railway vehicles to exhibit an interesting dynamic oscillating behavior due to their geometric form. This self-propelled oscillatory motion is also known as sine oscillation and was first described as oscillating but easy movement of the wheel assembly on rails ". The main factors that cause this movement are the taper of the wheels, the non-protective creep forces at the rail-wheel contact interface and the force interactions between the suspension system on the wheel assembly and the bogie. At higher speeds, sine oscillations may become unstable, and thus railway vehicles cannot operate at specified critical speeds. Therefore, in order to increase the operational speed range, the vehicle's critical speed must be high. Based on stability analyzes, several ways to increase critical speeds, such as reducing inertia of the wheel assembly, increasing the rigidity of the suspension system, and increasing the wheel radius, are recommended.

Within the scope of this thesis, the computational model which gives the closest results to the realistic results of the dynamic behavior of the railway vehicle, the analytical model established by making some assumptions and the simplified models established by further simplification of the analytical model were found to be critical speed, the effects of the system parameters on the dynamic stability of the wheel set were investigated and the results weere compared.

The study focuses on the sine movement of the rail vehicle, also called "hunting" oscillation, which has a significant impact on the dynamics of railway vehicles; Derayman analysis was carried out on the mathematical model established with the wheel set having 3 degrees of freedom. Then, based on a model similar to road vehicle dynamics, the mathematical model was transformed into a simplified model and the solution was made with the same parameters. Finally, for the computational model, a

single axle bogie system was established similar to the mathematical model and the results obtained in all 3 models were compared on the basis of parameters.

With the strengthening of computer programs and processors, it has become possible to model and analyze complex mechanical systems. It is very easy to see the effect of the change of the parameters on the program with the mathematical model of the rail system tool installed on the computer. The model outputs provide information about the vehicle's dynamic behavior and vehicle-road interaction. The suspension or other components can be optimized. The necessary changes can be made through mathematical models in order to create the conditions studied for safe operating conditions.

Simpack, which we used in this thesis, is a general purpose Multibody Simulation (MBS) software for dynamic analysis of any mechanical or mechatronic system. Enables engineers to create and solve virtual 3D models to predict and visualize motion, coupling forces, and stresses.

Topology determines the degree of freedom, constraints and connection properties of each component of the model. Before the model is created, the topology is created by considering the operation of the system. Firstly, the joint '7 için is used for wheel-rail contact and the restriction' 78 için is used for rail wheel. The axles are connected to the wheels in a tight fit. Primary suspension elements are modeled between the wheel set and the bogie. The bogie and the axle are connected to each other by a spring number 4 and 1 degree of freedom. The bogie can only travel in the rail direction. The wheel set is connected to the traverse with 6 degrees of freedom using the joint '07 olup and the joint' 91 arasında is used between the traverse and ballast.

Simpack 2018.1 version was created dynamic model of the vehicle. First, the wheel assembly was placed in the appropriate position on the 60E1 type rail. Then bogie and suspension elements were added on the wheel model. The model installation phase was completed by assigning variables such as wheel-rail profile, contact model, road input, speed value.

In the Simpact model, the input of the path was made by creating a 1000-meter track that does not include any curves, gradients and slopes to be in harmony with the MATLAB model. Wheel profile is one of the important parameters affecting the dynamic behavior of the rail vehicle. While determining the wheel profile according to the standards in high speed trains and conventional line operations, the line profile, radius etc. can be determined by looking at the line and operation status. It is selected. S1002 profiled wheel is selected in the Simpact model

The design of railway vehicles and the characteristics of the equipment used are effective on the maximum speed the vehicle can make without derailing. Knowing which component will affect the speed of the vehicle and how much it will help to achieve the intended goal in design. In this thesis, analytical and computational models were established in order to investigate the effect of components of a railway vehicle on derayman, and the response of the vehicle was measured and the results were compared. The main parameters determining the character of the railway vehicle were determined and their effects on critical speed were tried to be observed.

The solution of the analytical equations was examined with the change of the parameters and the effects of the parameters on the system behavior were determined. It is tried to understand how different parameters affect the system in solving the equations and what can be more effective while optimization. While determining the

critical speed, the critical speed was determined by changing the speed according to the increase or decrease of accepted amplitudes starting from a certain speed.

In the simplified model, critical velocity determination was made by finding roots with solved eigenvalue problem.

In order to determine the effect of the springs on the stability of the model, the lateral and longitudinal spring coefficients were changed to determine the critical velocity. It was observed that the critical speed of the established model increased with the increase of longitudinal and lateral spring coefficients from 105 to 106 for the mathematical and computational models.

For mathematical models and computational models, critical speed determination was performed with different wheel radii. As a result of the analyzes made with the values of the wheel radius between 0.46 m and 1 m, it was observed that the increase of the wheel radius had a critical speed increasing effect for all three models.

In order to understand the effect of the load on the railway vehicle on the critical speed, critical speed analysis was performed for all three models at different loads. As a result of the analyzes carried out for loads between 40 kN and 100 kN, it was observed that the transported load had no significant effect on stability.

Analyzes were performed with springs placed at different distances in order to understand how the stability changes when the springs connecting the bogie and the wheel in the rail direction approach each other. The most unexpected results were observed when compared with other parameters. In the analysis made with analytical and simplified models, the increase in the distance between the springs significantly increased the critical speed and a slight increase in the computational model was observed.

The analytical and computational models are based on the Kalker linear model and the models are solved by computer. Firstly, according to the model designed on the basis of real values, it was observed that there was very little difference in terms of critical speed between the analytical model simplified model and all three models.

In the computational model, the critical speed was lower than the other models. The response of the rail vehicle to the variation of the coefficients of the longitudinal and lateral springs is similar for all 3 models.

An increase in the critical velocity was observed with the increase of spring coefficient; however, the response of the analytical models to the change in spring stiffness was found to be more obvious.

The increase in the wheel radius increases the critical speed on all 3 models, paralleling the use of wheels with a higher radius on high speed trains. It is noteworthy that the computational model shows a steep rise from a certain wheel radius.

For all three models, it was observed that the wheel load or the weight of the wagon, railway vehicle had almost no effect on the critical speed. Finally, the effect of the distance of the longitudinal springs to the center of the rail on the critical velocity was examined, but for analytical and simplified models the critical velocity increased as this distance increased, while the computational model did not have a significant effect on critical velocity.

In this study, the wheels used in the analytical model are in the form of a full cone and can make large oscillations horizontally on the rail. In the computational model, the S1002 railway wheel has a different geometry than the analytical model, but also has

a flanged boden. It is considered that the impact loads resulting from the impact of the basin on the rail in horizontal movement is a factor affecting the stability of the system and it is emphasized that the critical speed of the computational model may be the reason of lower than the analytical models. Therefore, analytical, simplified and computational models can be used to observe the effect of parameters on the critical speed of the vehicle; however, the computational model should be used to calculate the critical speed of the railway vehicle.





1. GİRİŞ

Demiryolu taşımacılığı, özellikle yük taşımacılığında en ekonomik yöntem olarak görülmektedir. Bunun temel sebebi metal-metal temasının düşük sürtünme kayıplarıdır. Ray tekerlek temasının bu kadar önemli olması, tekerlek-ray ilişkisi üzerine yapılacak çalışmanın önemini daha da artırmaktadır. Özellikle artan yolcu talepleri, yerleşim alanlarının çoğalmasıyla demiryolu hatlarının şehir içlerinde kalmasından dolayı daralan kurplar ve yüksek hızlı tren işletmeciliği sebebiyle artan hızlar sebebiyle tekerlek-ray teması üzerine yapılacak çalışmalar büyük önem taşımaktadır.

1.1. Tezin Amacı

Raylarla tekerlek takımları arasındaki kinematik ilişkiler, geometrik formlarından dolayı demiryolu taşıtlarının ilginç bir dinamik salınımlı davranış sergilemelerine neden olmaktadır. Bu kendi kendine tahrikli titreşim hareketi aynı zamanda sinüs salınımı olarak da bilinir ve ilk olarak “tekerlek takımının raylar üzerinde salınımlı fakat kolay bir hareketi” olarak tanımlanmıştır. Bu harekete neden olan ana faktörler tekerleklerin konikliği, ray-tekerlek temas arayüzündeki koruyucu olmayan sürünme kuvvetleri ve tekerlek takımı ve boji üzerindeki süspansiyon sistemi arasındaki kuvvet etkileşimleridir. Daha yüksek hızlarda sinüs salınımları kararsız hale gelebilir ve bu nedenle demiryolu araçları belirlenen kritik hızların üzerinde çalışamaz. Bu nedenle, operasyonel hız aralığını arttırmak için aracın kritik hızı yüksek olmalıdır. Stabilitate analizlerine dayanarak, tekerlek takımının ataletini azaltmak, süspansiyon sisteminin sertliğini arttırmak gibi kritik hızları arttırmanın birkaç yolu önerilmektedir [1].

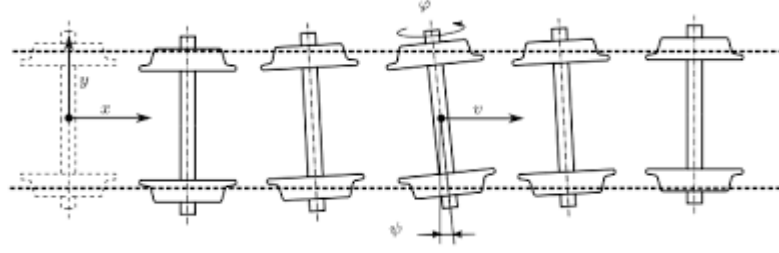
Bu çalışmanın temel amacı, gerçeğe en yakın sonuçları veren hesaplamalı model, bazı kabuller yapılarak kurulan analitik ve analitik modelin daha da basitleştirilmesiyle kurulan basitleştirilmiş modeller için çözüm yaparak kritik hızı bulmak, sistem parametrelerinin tekerlek takımının dinamik stabilitesi üzerindeki etkilerini araştırmak ve karşılaştırma yapmaktır. Bu nedenle, bu makalenin amaçları şöyledir:

- 1) Tekerlek takımının üç serbestlik dereceli modelini geliştirmek ve hareketin temel denklemlerini elde etmek;
- 2) Kalker lineer modeli esas alınarak oluşturulan bu denklemleri analitik olarak çözmek ve zaman bölgesi cevaplarını bulmak;
- 3) basitleştirme modeliyle denklem takımını değiştirerek çözmek ve zaman bölgesi cevaplarını bulmak;
- 4) hesaplamalı yöntemle aynı modeli simülasyon programında çözmek, tekerlek takımının stabilitesini gözlemek ve diğer iki modelle karşılaştırma yapmaktır.

1.1 Raylı Taşıtın Sinüs Hareketi

Sinüs hareketi, yuvarlanan yüzeylerin ters konik şeklinin bir sonucudur. Örneğin, eğer tekerlek takımı enine hareket ettirilirse, daha büyük bir çaptaki tekerlek yuvarlanması diğerinkinden daha hızlı ilerler, çünkü tekerlekler aksın gövdesine rijit bir şekilde sabitlendiğinden açısal hızları eşittir. Aks dikey eksene göre döner ve sonunda parçanın orta eksenine yaklaşır. Bu anda, dingil spin açısı en yüksek değerde olacak ve her iki tekerlek de eşit çaplarda yuvarlanacaktır. Daha sonra, dingil hareketini sürdüreceğ, merkezi pozisyonu başlangıçtaki yanal deplasmandan zıt tarafa bırakarak, tekerleği daha küçük çaplarda, diğerini ise giderek daha büyük çaplarda yuvarlamaya zorlayacaktır. Aks merkezi, ray ekseninde maksimum mesafeye yerleştirildiğinde, her iki tekerlek de aynı anda aynı seviyeye ulaşacaktır. şu andan itibaren, hareket tersine kendini tekrar edecektir. Aks merkezinin yörüngesi bir sinüs eğrisidir [2].

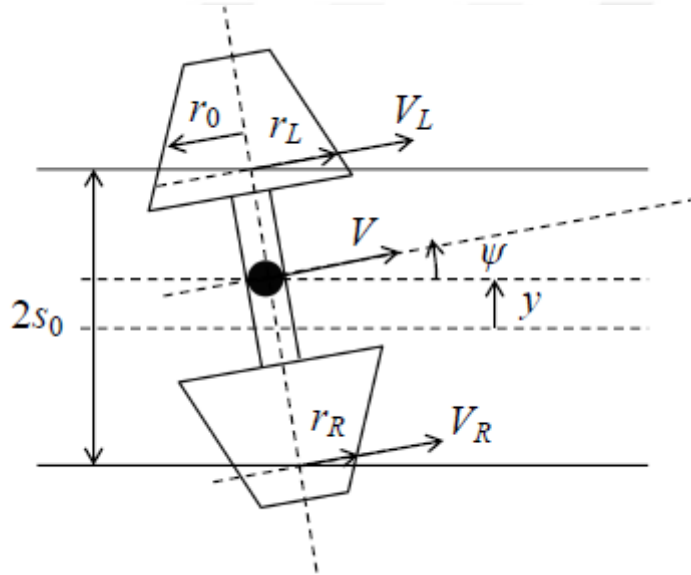
Yukarıda bahsedilen tekerlek takımının enine hareketi tekerlek profilinin konikliği, yol düzensizliği ve geometrik kaçıklıklar gibi etkiler sebebiyle meydana gelir.



Şekil 1.1 : Tekerlek takımının gezinme hareketi [3].

Bu kinematik hareket ilk kez Stephenson ve Klingel tarafından tanımlanan dalga boyu denklemiyle ifade edilmiştir.

Bu hareket yanal yer değiştirme y ve yalpa ψ serbestlik dereceleri ile tanımlanır (Şekil 1.2).



Şekil 1.2 : Yalpa hareketi [21].

İfadede dalga boyu L , tekerlek takımının etkili konikliği γ_e , tekerlek yarıçapı r_0 , temas noktaları arasındaki mesafe $2s_0$ ile tanımlanmıştır.

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{r_0 \cdot s_0}{\gamma_e}} \quad (1.1)$$

Araç hızı V olmak üzere, tekerlek takımının yanal hareketi konik tekerlekte çap değişimi sonucunda sağ ve sol tekerleklerde farklı hızların görülmesine sebep olacaktır.

$$r_L = r_0 + y \cdot \gamma_e \quad (1.2)$$

$$V_L = \frac{(r_0 + y \cdot \gamma_e)V}{r_0} \quad (1.3)$$

$$r_R = r_0 - y \cdot \gamma_e \quad (1.4)$$

$$V_R = \frac{(r_0 - y \cdot \gamma_e)V}{r_0} \quad (1.5)$$

Sağ ve sol tekerleklerde oluşan hız farkı tekerlek takımının açısal olarak bir hıza sahip olmasına neden olacak ve bir dönme hızı meydana getirecektir.

$$\dot{\psi} = \frac{V_R - V_L}{2s_0} = - \frac{\gamma_e \cdot V}{r_0 s_0} y \quad (1.6)$$

Bu açının çok küçük değerlerde olduğu kabulü ile hareket edilirse şu denklem yazılabilir:

$$\dot{y} = V\psi \quad (1.7)$$

1.6 ve 1.7 denklemleri birleştirilerek yazıldığında ortaya şu iki denklem çıkmaktadır:

$$\ddot{\psi} + \frac{\gamma_e \cdot V^2}{r_0 s_0} \psi = 0 \quad (1.8)$$

$$\ddot{y} + \frac{\gamma_e \cdot V^2}{r_0 s_0} y = 0 \quad (1.9)$$

İki denklem incelendiğinde sönümlü titreşim denklemleri olduğu görülecek ve hareketin doğal frekansı, periyodu ve dalga boyu Klingel denklemlerindeki gibi çözülecektir.

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{r_0 s_0}{\gamma_e}} \quad (1.10)$$

$$W = Wn = V \sqrt{\frac{\gamma_e}{r_0 s_0}} \quad (1.11)$$

$$T = \frac{2\pi}{V} \sqrt{\frac{r_0 s_0}{\gamma_e}} \quad (1.12)$$

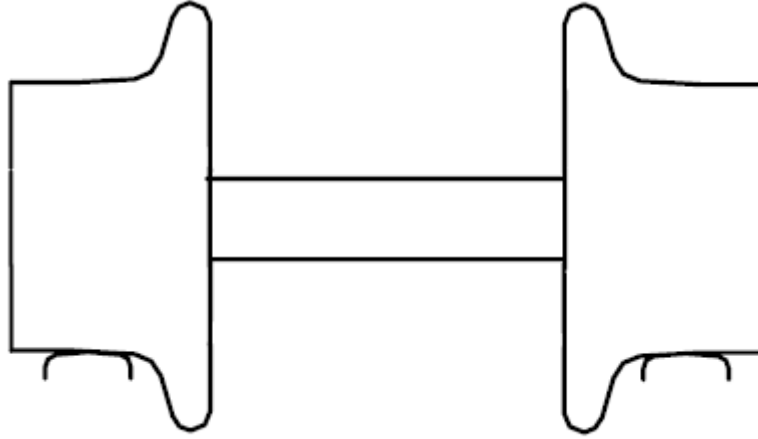
Yanal yer değiştirmenin genliği y ile ifade edilmektedir. Yukarıdaki eşitlikler dikkate alındığında aynı hızda koniklik azaldığında dalga boyu ve periyot artarken doğal frekans azalmaktadır. Klingel yukarıdaki gezinme hareketini tanımlarken sürünme kuvvetlerinin etkisini dikkate almamıştır. Temasın fiziğinde sürünme kuvvetleri meydana geldiği için tekerlek takımının hareketi değişmektedir [4].



2. TEKERLEK-RAY TEMASI

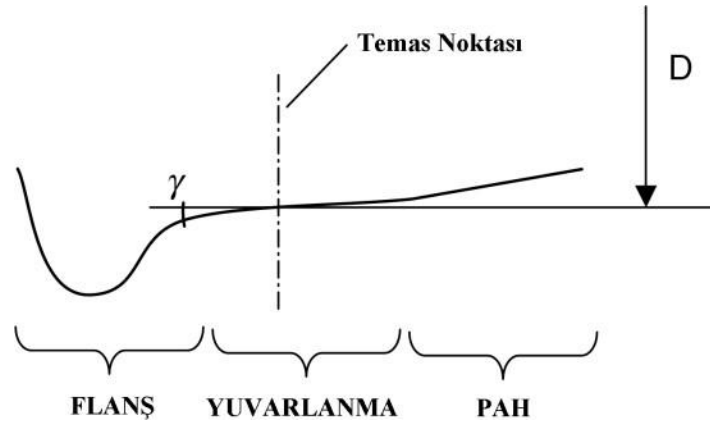
2.1 Tekerlek Takımı

Tekerlek takımı, bir demiryolu aracının temel birimidir (Şekil 2.1). Günümüzün geleneksel tekerlek takımı aşağıdaki özelliklere sahiptir: ortak bir dingile sabitlenmiş iki tekerlekten oluşur, böylece her bir tekerlek ortak bir açısal hızda döner ve iki tekerlek arasında sabit bir mesafe sağlanır. Flanşlar, basamakların iç kenarında bulunur ve flanş yolu açıklığı, tipik olarak $\pm 7-10$ mm'lik yanıl yer değıştirmenin flanş teması öncesinde oluşmasını sağlar. Birçok tekerlek takımı, tipik olarak 1/20 veya 1/40 oranında koni şeklindeki tamamen koni şeklindeki merdaneler ile hayata geçerken, bu göbekler servis sırasında hızlı bir şekilde aşınırlar, böylelikle traversler enine yönde eğriliğe sahip olur. Benzer şekilde, raylar ayrıca enlemesine doğrultuda eğriliğe sahiptir.



Şekil 2.1 : Tekerlek takımı [21].

Demiryolu aracının hareketini belirleyen etkenlerin başında tekerlek profili gelmektedir. Tekerlek profili; araç işletme hızı, araç ağırlığı, işletilen hattın ray profili, kurp yarıçapı gibi kriterler esas alınarak tasarlanır. Tekerlek profili Şekil 2.2’de verildiği gibi flanş, yuvarlanma ve pah bölgelerinden oluşmaktadır.



Şekil 2.2 : Tekerlek profilinin bölgelere ayrılması [21].

Tekerlek profilinin yuvarlanma yarıçap farkındaki eğim, koniklik γ ile ifade edilmektedir. Profile uygulanan koniklik ile kurplarda iki tekerlek arasında çap farkı oluşur ve bu çap farkı sayesinde kurtan dönüşü kolaylaşır. Eşdeğer koniklik γ_e ; iki tekerlek arasındaki çap farkının Δr , yanıl yer değıştirmenin 2 katına ($2 y$) oranıdır. Eşdeğer koniklik hem tekerlek hem de ray profiline bağılı bir değışkendir.

$$\gamma_e = \frac{\Delta r}{2y} \quad (2.1)$$

Tekerlek profillerinin çeşitliliğine rağmen, birçok ortak özelliğe sahiptir. Profilin genişliği tipik olarak 125 - 135 mm'dir ve araçlar için flanş yüksekliği tipik olarak 28 - 30 mm'dir. Flanş eğim açısı normalde 65-70° arasındadır. Koniklik, yaygın olarak 1:10 veya 1:20'dir. Yüksek hızlı tren setleri için, sinüs salınımlarını azaltmak için koniklik yaklaşık 1: 40 veya 1: 50'ye düşürölür [5].

2.2 Raylar

Tekerlekleri kılavuzlayan, dingillerden gelen kuvvetleri daha altta yer alan mesnetlere aktaran ve üzerinde demiryolu araçlarının hareket ettiğı çelik malzemenin imal edilmiş üstyapı malzemesine ray denir.

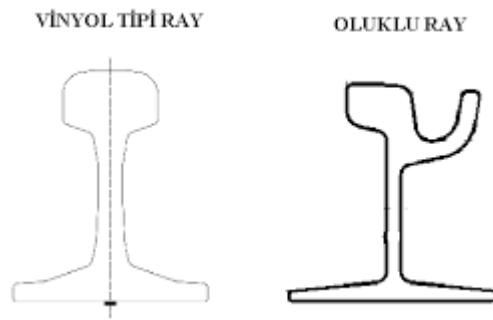
Raylar; aşınmaya karşı yeterli dayanımı sağlayacak kadar sert, ancak darbeler ve üzerine gelen yükler nedeniyle oluşabilecek şekil değışimleri nedeniyle hemen kırılmayacak kadar yumuşak bir çelikten imal edilirler. Rayların görevleri genel olarak aşağıda belirtilmiştir:

- Tekerlekleri kılavuzlamak ve pürüzsüz bir yuvarlanma yüzeyi oluşturmak,
- Tekerleklerden gelen yükleri traverslere iletmek,
- Elektrikli hatlarda katener geri dönüş akımını iletmek,
- Sinyalizasyon akımlarını iletmek [6].

Ray profili, trenin dinamik davranışını etkiler. Tekerlek profili ve ray profili ile aynı derecede önemlidir. Malzeme aşınmasından dolayı tekerlek ve ray profilleri zamanla değişir. Tekerlek ve ray profillerinde oluşacak çok küçük değişiklikler, araç güvenliği üzerinde önemli etkiler ortaya çıkartabilir. Bu nedenle tekerlek ve ray profillerinin birlikte düşünülmesi gerekir. Bozulan ray profilinin düzeltilmesi işlemi, ray taşlama veya frezeleme makineleri ile yapılır.

Şekil bakımından başlıca iki ray tipi sıkça kullanılmaktadır. Oluklu ve tek mantarlı (vinyol) raylar sıklıkla kullanılan raylardır.

Oluklu raylar daha çok tramvay hatlarından kullanılırlar (Şekil 2.3b). Ayrıca demiryolu ve karayolunun kesiştiği yerlerde (hemzemin geçit vb.) kullanılırlar.



Şekil 2.3 : (a) Mantar ray. (b) Oluklu ray.

Demiryollarının tarihsel gelişimine paralel olarak çeşitli şekil ve boyutlarda raylar tasarlanmıştır. Ancak günümüzde tüm dünya demiryollarınca, tasarımcısının ismini taşıyan ve “Vinyol tipi” olarak adlandırılan patenli (düz tabanlı) raylar kullanılmaktadır. Vinyol tipi raylar; mantar, gövde ve taban olarak 3 bölümde incelenir.

Mantar: Rayın tekerlekle temas ettiği yükün üst yapıya geldiği kısımdır.

Gövde: Mantardan gelen yükleri tabana iletir. Kırılmayacak kadar yeterli kalınlıkta, fakat maliyeti düşürecek kadar inceltirilmiş olarak yapılır.

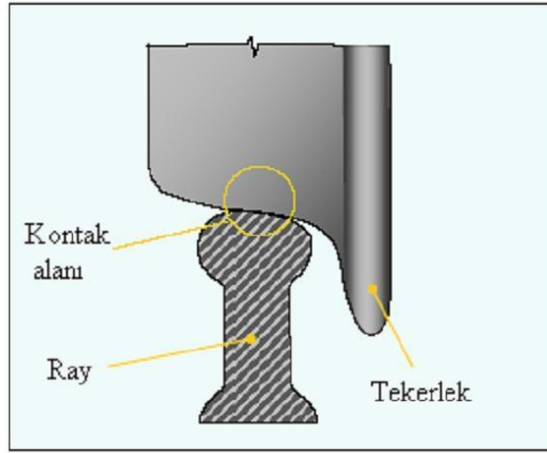
Taban: Ray gövdesinin altındaki kısma taban denir. Taban, raya gelen yükleri daha geniş bir yüzeyde traverse iletir. Aynı zamanda rayın traversle bağlantısı tabandan yapılır.



Şekil 2.4 : Mantar rayın bölümleri [6].

2.3 Temas Bölgesi

Esveld 2001’de yayınladığı kitabında, araç yol ilişkisinin tekerlek-ray temas bölgesine indirgemıştır [7]. Bu temas bölgesinin geometrisi Hertz temas yayı ile temsil edilen yuvarlak şekilli ray ve tekerin kuvvet-basma ilişkisi şeklinde yazılabileceğini belirtmiştir. Ray üzerindeki bu çok noktalı kontak, bu modelle kolaylıkla simüle edilebilir. Normal taşıtlarda, bu yay katılığı yalnızca tekerleğin iç özelliklerine bağlı olarak ifade edilebilirken, burada yay katılığı tekerlek ve rayın her ikisinin materyal özellikleri ve geometrisine bağlı olarak değişir.

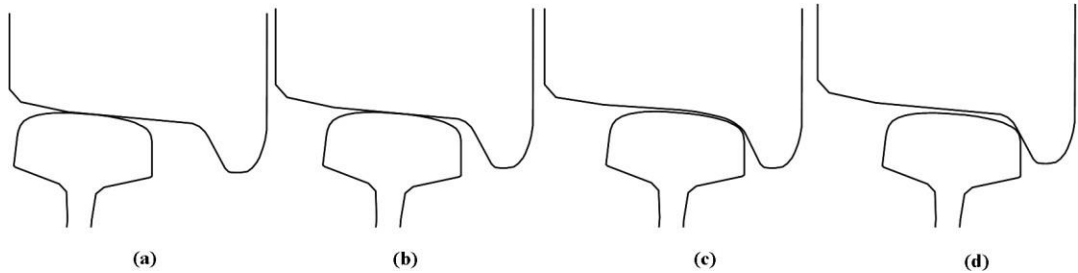


Şekil 2.5 : Tekerlek-ray profili. [8]

Tekerlek-ray etkileşimi süresince kuvvetler, kontak alanı vasıtasıyla aktarılmaktadırlar (Şekil 2.5).

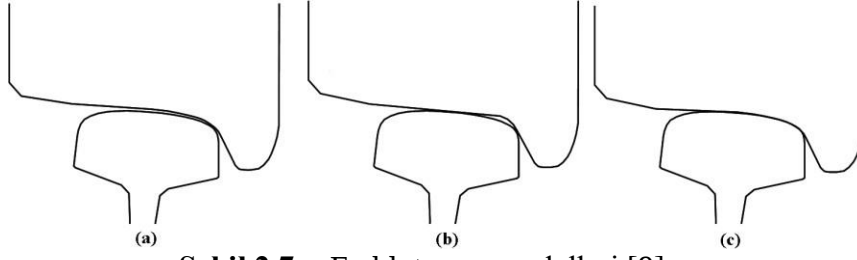
Tekerleğin ray ile etkileşimi incelendiğinde 4 farklı temas şekli görülecektir. (Şekil 2.7).

- a) Pah bölgesi-ray mantarı
- b) Yuvarlanma düzlemi-ray mantarı
- c) Flanş geçiş bölgesi-ray kenarı
- d) Flanş-ray kenarı



Şekil 2.6 : Tekerleğin raydaki durumu [9].

Tekerlek-ray teması ise (a) tek nokta, (b) iki nokta ve (c) uygun temas olmak üzere 3 şekilde incelenebilir (Şekil 2.8). Tek noktadan temasta tekerlek profili hızlı bir şekilde aşınır. İki noktadan temasta ise tek noktaya ilaveten flanş teması gerçekleşir. Temas iki farklı yarıçap üzerinden olduğu için sık kayma gözlenir ve flanş hızlı bir şekilde aşınır. Uygun temasta ise tekerlek ve ray boyunca aşınma gözlenir ve tekerlek formu korunmuş olur.



Şekil 2.7 : Farklı temas modelleri [9].

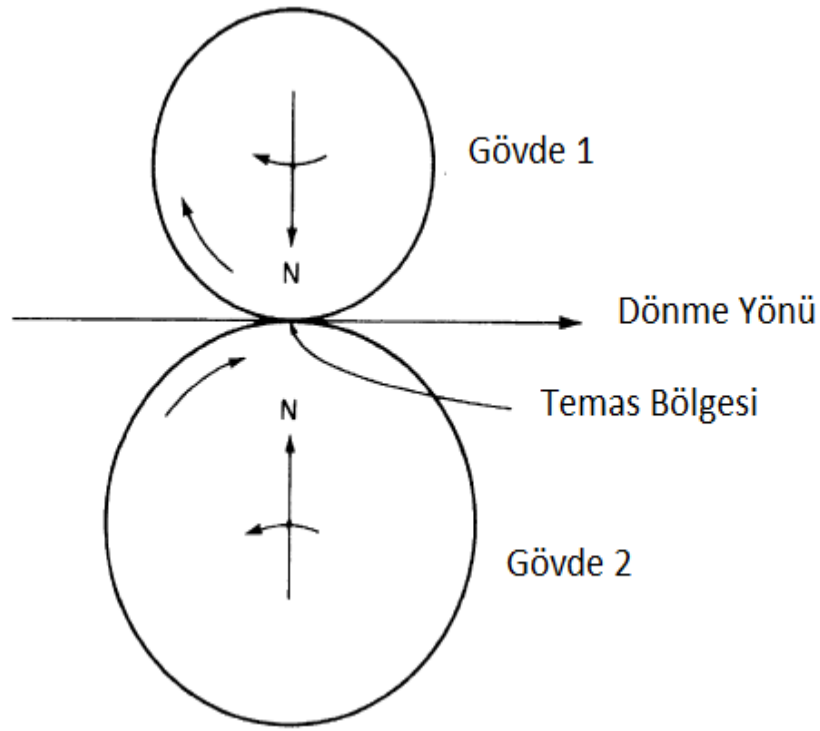
Flanş yarıçapı, ray köşesinin yarıçapından büyükse tek noktadan temas, küçükse iki noktadan temas ve aynıysa uygun temas oluşur.

2.3.1 Hertz temas teorisi

1882'de Hertz, uyumsuz cisimler arasındaki temas bölgesinin çevresindeki yüzeylerin şeklini açıklayan bir temas teorisi ortaya koydu. Bu teoride, temas alanının genel olarak eliptik olduğu varsayılmaktadır. Hertz teorisinde, her bir gövdenin küçük bir eliptik bölge üzerine yüklenen elastik bir yarı boşluk olduğu varsayılmaktadır. Elastik yarı boşluğun varsayımı, konsantre temas gerilmelerinin, şekilleri ve desteklenme şekilleri nedeniyle iki gövdede gerilmelerin genel dağılımından ayrı olarak ele alınabileceği anlamına gelir. Bu varsayım, temas alanının boyutları, iki gövdenin boyutlarıyla ve iki yüzeyin eğriliğinin yarıçap yarıçaplarıyla karşılaştırıldığında küçük olduğunda geçerlidir. Hertz teorisi, statik sıkıştırma nedeniyle iki elastik cismin küçük deformasyon varsayımına dayanır ve sürtünme kuvvetlerinin etkisini ihmal eder. Hertz teorisi tekerlek / ray temas sorunu için temas alanının şeklini ve temas bölgesindeki tekerlek ve ray yüzeylerinin yerel deformasyonunu belirlemek için en yaygın kullanılan teoridir. Hertz teorisinde kullanılan varsayımlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

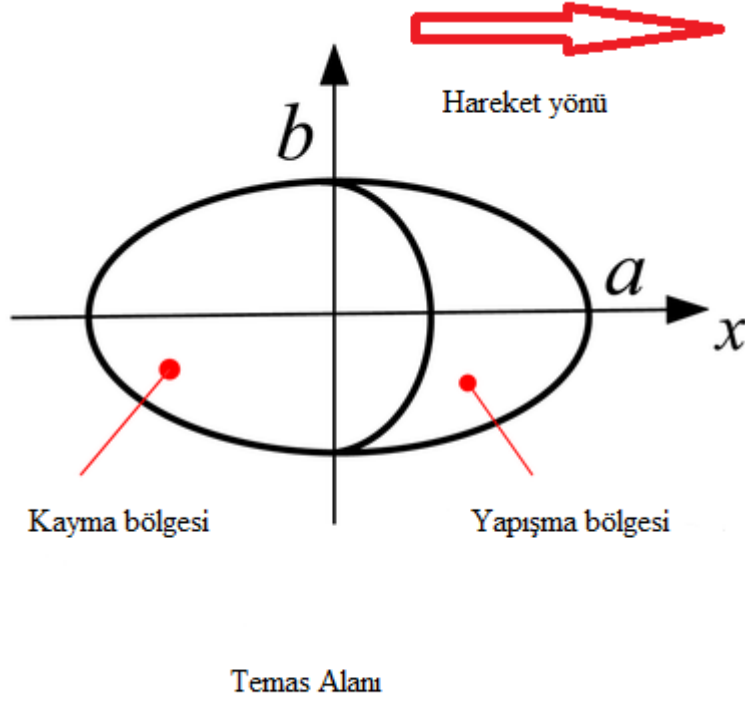
- Yüzeyler sürekli ve uyumsuzdur.
- Birim uzamalar küçüktür.
- Temas kuvvetinden kaynaklanan stres, temas bölgesinden uzak bir mesafede kaybolmaktadır.
- Yüzeyler sürtünmesizdir.
- Gövdeler elastiktir, temas bölgesinde herhangi bir plastik deformasyon yoktur [10].

Bir demiryolu aracının dinamik davranış, tekerlek ve ray arasındaki etkileşimli kuvvetlerden önemli ölçüde etkilenir. Bu kuvvetler yapışma, sürünme ve aşınma özelliklerine bağlıdır. Tekerlek ve ray profillerinin geometrisi, sürünme kuvvetleri temas alanından önemli ölçüde etkilendiğinden ve sürünme kuvvetleri tekerlek ve ray arasındaki temas gerilmelerinden dolayı, yapışma-sürünme-aşınma karakteristiklerini etkiler. Yüzey pürüzlülüğünün yanı sıra su, yağ, kir, kar ve diğer faktörlerden kaynaklanan kirlenme gibi çevresel koşullar da genellikle yapışma-aşınma özelliklerini etkiler. Tekerlek ve rayın malzemeleri de bu konuda önemli bir rol oynamaktadır.



Şekil 2.8 : Dönen iki gövdenin teması [11].

Sürünme olgusu, iki sert gövdeye birbirlerine zorla bastırıldığında ve birbirlerine dönmesine izin verildiğinde ortaya çıkar. Şekil 2.8'de gösterildiği gibi, temas ettikleri noktada bir temas bölgesi oluşturulur. Hertz'in statik teorisine göre, temas bölgesi eliptiktir ve yarıçapların oranı (a / b), dönen cisimlerin eğrilik yarıçapı bilgisinden hesaplanabilir. a ve b gerçek boyutlarını hesaplamak için normal kuvvet bilinmelidir. İki cisim küre ise veya bir cisim bir küre ve diğeri düz bir yüzeyse, temas bölgesinin şekli dairesel olacaktır.



Şekil 2.9 : Temas alanı.

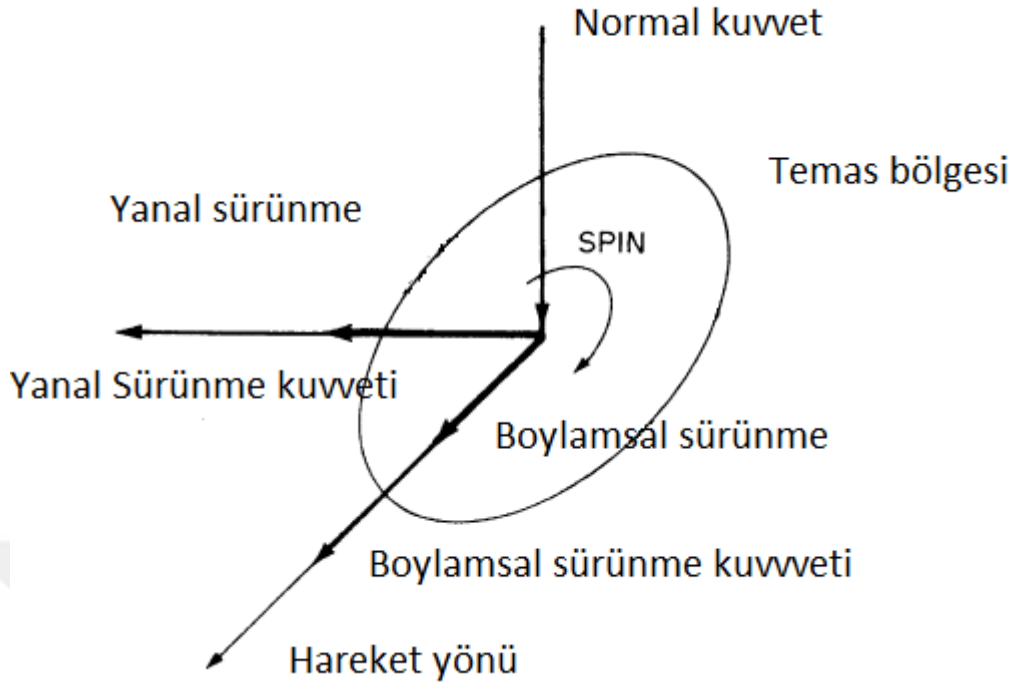
Genel olarak, iki yuvarlanma gövdesinin çevresel hızları eşit değildir. Boyutsuz terim sürünme, bu sapmaları iki gövdenin saf bir yuvarlanma hareketinden tanımlamak için kullanılır. Creepage hem uzunlamasına hem de yanal doğrultuda tanımlanmıştır. Carter, demiryolu taşıtlarının dinamikleri içindeki uygulamalar için sürünmenin önemini tanıyan ilk kişidir ve boyuna ve yanal kaymayı şu şekilde tanımlamıştır:

$$\xi_x = \frac{\text{mevcut ileri yöndeki hız} - \text{ileri yöndeki dönme hızı}}{\text{ileri yöndeki dönmeden kaynaklanan hız}} \quad (2.2)$$

$$\xi_y = \frac{\text{mevcut yanal hız} - \text{yanal dönme hızı}}{\text{ileri yöndeki dönmeden kaynaklanan hız}} \quad (2.3)$$

Bir diğer terim spin sürünme de, Şekil 2.9'da gösterildiği gibi, temas alanının düzlemine normal bir eksen etrafında dönen iki gövde olarak tanımlanmaktadır. Spin sürünme şöyle tanımlanır;

$$\xi_{sp} = \frac{\text{üstteki cismin açısal hızı} - \text{alttaki cismin açısal hızı}}{\text{nominal hız}} \quad (2.4)$$



Şekil 2.10 : Sürünmeler ve sürünme kuvvetleri [11].

Boyuna ve yanal sürünmeler boyutsuzdur, oysa sürünmenin boyutu uzunluk⁻¹'dir. Kayma terimi sıklıkla kullanılır ve temas bölgesindeki belirli bir noktada gövdelerin birbirine göre lokal hızına atıfta bulunur. Kayma tüm gövdenin kayma durumunu belirtmek için kullanılır.

Korunumsuz kuvvetlere maruz kalan mekanik bir sistemin dinamik olarak dengesiz olabileceği iyi bilinmektedir. Demiryolu taşıtlarında, korunumsuz kuvvetler sürünme fenomeninden kaynaklanmaktadır [12].

2.3.2 Eşdeğer koniklik

Tekerlek konikliği geri çağırıcı kuvvetler üzerinde etkilidir. Eğer koniklik yüksekse kurplarda merkezkaç kuvvetinin etkisi fazla hissedilmez fakat düz yolda geri çağırıcı kuvvetlerin düşük olması sebebiyle salınımı engelleyemediği için konfor düşer. Koniklik düşük olduğunda ise konfor iyileşme gösterir; ancak kurplarda aynı şekilde geri çağırıcı kuvvetlerin düşük olması sebebiyle flanşın raya sürtünmesi sonucunda tekerlek-ray aşınmaları artmaktadır.

Günümüzde kullanılan tekerlek profilleri konik profilden çok ray profili ile uyumlu olan eğrisel profillidir. Tekerlek-ray temasının tanımlanması için eşdeğer koniklik

ifadesi kullanılmaktadır. Eşdeğer koniklik sağ ve sol tekerleğin yarıçap farkının yanal harekete oranıdır [12].

Eşdeğer konikliğin limit değerleri UIC 518 belirtilmiştir [13]. Hız arttıkça eşdeğer konikliğin azalması gerekmektedir. Sistemin kararlı bir şekilde hareketine devam edebilmesi için eşdeğer koniklik 0,1 ile 0,5 değerleri arasında olmalıdır.

2.4 Raydan Çıkma Durumu

Derayman tekerleğin raya temas ettiği ilk günden beri demiryolu operasyonlarında ana meselelerden biri olmuştur. FRA verilerine göre tren kazaları sebepleri şunlardır [14]:

- Ray, bağlantı çubuğu, ankraj
- Yol geometri hatası
- Genel manevra kuralları
- Tekerlekler
- Akslar ve yataklar
- Makaslar
- Makas göbekleri, makas ve yol teçhizatları
- Boji komponentleri
- Trenin yapısı
- Hemzemin geçit

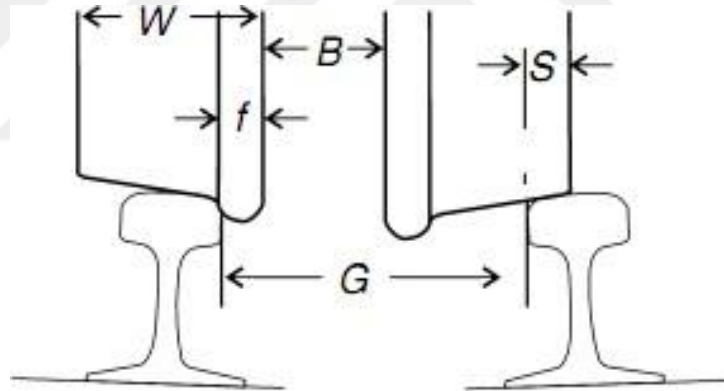
Derayman, ray tekerlek arayüzünde yanal kılavuzlamanın kaybolmasıdır ve 4 ana sebebi vardır [14]:

- Tekerlek flanşının tırmanması
- Ekartman genişlemesi
- Rayın devrilmesi
- Yol altyapısının kayması

Tekerlek flanşı tırmanması çoğunlukla kurplarda görülmektedir. Tırmanma, genellikle tekerleğin dış raya çarpması ve kılavuzlamayı kaybetmesi sonucunda meydana gelir. Bu durumda tekerlekteki yanal kuvvetin dikey kuvvete oranı (L/V) kurp yarıçapına, tekerlek-ray profiline, süspansiyon sistemi özelliklerine ve araç hızına bağlıdır. Yüksek yanal kuvvetler atak açısının fazla olduğu durumlarda oluşur. Düşük dikey kuvvetler ise, yük dağılımının eşit olmadığı, çeşitli yol düzensizliği altında veya yuvarlanma rezonansı gibi durumlarda meydana gelir. Bu koşullar altında L/V oranı artar. Ayrıca raydan çıkma durumu, gezinme veya agresif frenleme gibi durumlarda düz yolda da gerçekleşebilir.

Ekartman genişlemesi tekerlek ve ray geometrisi ve bunların birbirine göre durumu ile ilgilidir (Şekil 2.10). Tekerlek raylar arasına tekerlek geometrisi ve ray şu ifadeyi sağlamalıdır:

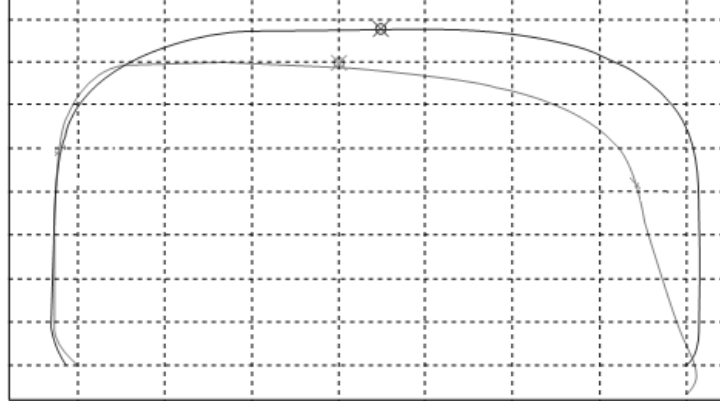
$$G \geq B + W + f \quad (2.5)$$



Şekil 2.11 : Ekartman genişlemesi deraymanında tekerlek-ray geometrisi [14].

“S” flanşlama yapmayan tekerlekteki güvenlik payını temsil etmektedir. Flanşlama yapan tekerlek ile ray arasındaki boşluğun sıfır olduğu kabul edilmiştir.

$$(B + W + f) - G > S \quad (2.6)$$



Şekil 2.12 : Ray aşınması sebebiyle ekartman genişlemesi [14].

Ayrıca tekerlekte flanş bölgesinin aşınarak kalınlığının azalması, ray bağlantı elemanlarının zayıflaması, tekerlek-ray aşınması gibi durumlar ekartman genişlemesine sebep olur (Şekil 2.11). Zayıf döşenmiş, yeni döşenmiş veya yeni bakım yapılmış rayların yanıl kuvvetlere direnci azdır ve genellikle balast ve ray panelinin (ray ve travers) birbirinden ayrıldığı gözlenir. Yol panelinin yanıl kuvvete direnci, yol yanıl dayanımına bakılarak ölçülür. Bu sebeple yumuşak altyapı, ray panelinin serbestçe kaymasına sebep olur. Ray panelinin kayması hızın ve yükün arttığı durumlarda ve rayların kaynaklı birleşimlerinde daha önemli hale gelmektedir. Hızın artması, yükün dengesiz dağılımı ve agresif ivmelenme-frenleme durumlarında dengelenmeyen kuvvetlerin artmasına sebep olur ve ray panel kayması olur.

Association of American Railroads (AAR) tarafından ray devrilme kriteri geliştirilmiştir. Rayın dış taraftan döndüğü esas alınarak bu nokta etrafında moment denkliği kurulmuştur.

$$M = Vd - Lh \quad (2.7)$$

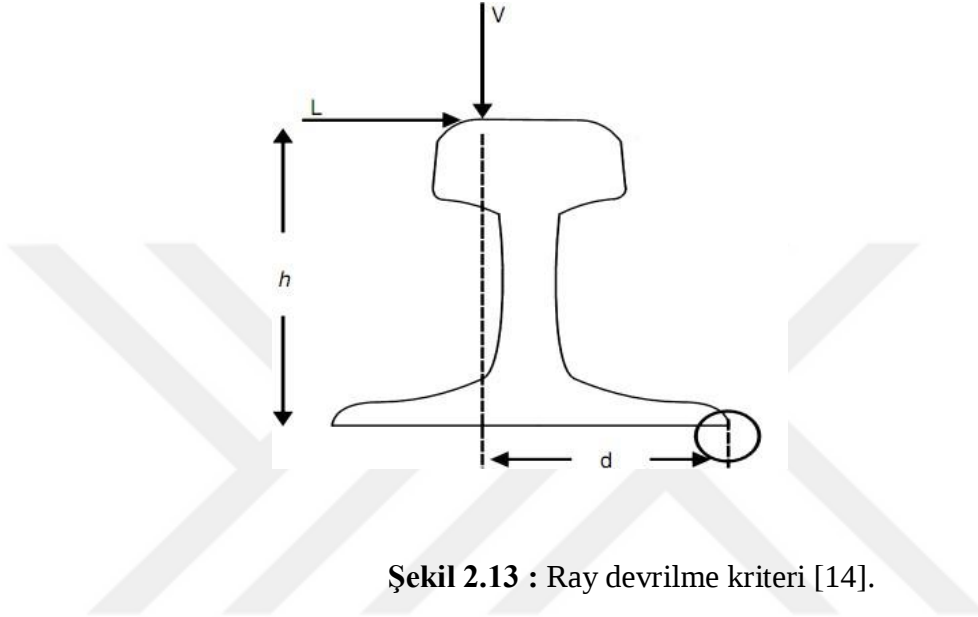
Denge durumunda ray dönmeye başlamadan hemen önce moment M sıfıra yaklaşmaktadır. Bu durumda;

$$\frac{V}{h} = \frac{L}{d} \quad (2.8)$$

olur. Kurulan denklikte bağlantı elamanları ve rayın burulma elemanlarının desteği dikkate alınmamıştır. Bunlarla beraber diğer akstaki tekerleğin uyguladığı düşey kuvveti de hesaba katarsak denklem fazla güvenli gözükmektedir. Bu sebeple L/V

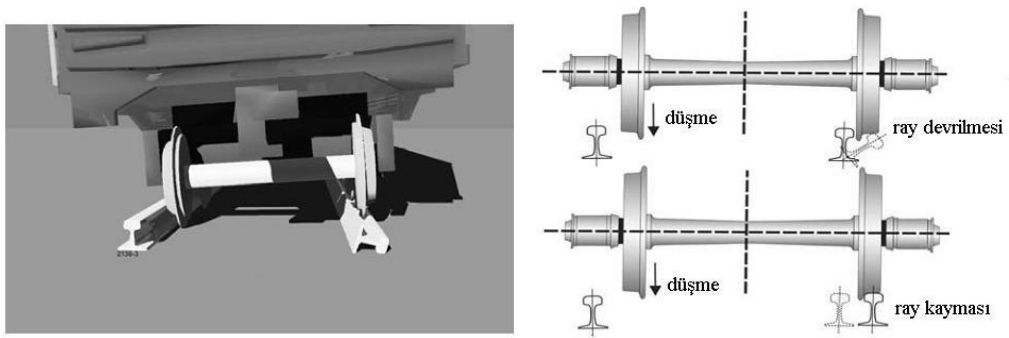
oranı için bir bojidaki flanşlama yapan yanal kuvvetlerin toplamının yine aynı taraftaki tekerleklere gelen düşey kuvvetlerin toplamına oranı alınmıştır (Şekil 2.12).

$$\frac{L}{V} = \frac{\text{Bir yöndeki yanal kuvvetlerin toplamı}}{\text{Bir yöndeki düşey kuvvetlerin toplamı}} \quad (2.9)$$



Şekil 2.13 : Ray devrilme kriteri [14].

Ray devrilmesi ve ray ekseninin kayması raydan çıkmaya sebep olur. Yanal kuvvetlerin yüksek olması ekartman genişlemesine veya rayın devrilmesine sebep olur. Bu durumda flanşlama yapamayan tekerlek raydan düşer.



Şekil 2.14 : Ray devrilmesi veya ekartman genişlemesi sonucu raydan çıkma [14].

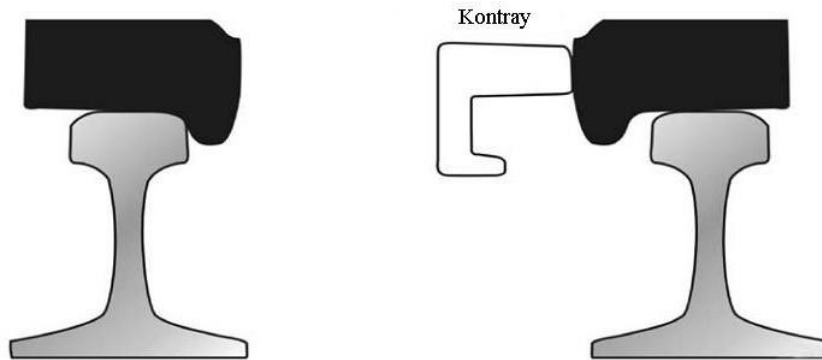
Boji, kurplarda dönmeye zorlanırsa yüksek atak açıları meydana gelir ve sonuçta raylar üzerine yüksek yanal kuvvetler uygulanmış olur. Genellikle boji süspansiyon

kuvvetlerinin yüksek olması, yanlış hizalanmış akslar, uygun olmayan tekerlek-ray profilleri ve aşınmalar gibi sebeplerle dönme direnci artar. Ayrıca yanal yol düzensizlikleri ve kurp giriş ve çıkışlarındaki yanlış eğriler yanal kuvvetleri artırır ve raylara zarar verir.

2.4.1 Raydan çıkmanın engellenmesi

Deraymanların çoğu yol veya araç kaynaklı olması fark etmeksizin erken safhada teşhis edilmesi durumunda önlenabilir. Bu önlemler şunlardır [14]:

- Flanş tırmanmasının engellenmesi için L/V oranını artıracak maksimum flanş açısı kullanılmalıdır. Genellikle 70 derece üzerinde flanş açısı tavsiye edilmektedir.
- Tekerlekte oluşan oyuklar kurpta gerekli olan yuvarlanma yarıçap farkının ve düz yolda yanal stabilitenin düşmesine sebep olur. Oyuk üst limiti TTCl tarafından 4 mm olarak tavsiye edilmiştir.
- Tekerleklerin yalpa açısı ve yanal hareketi doğru bir şekilde kontrol edilebildiğinden, bağımsız dönen tekerlekler uygulanabilir.
- Küçük yarıçaplı kurplarda kontray (guard rail) uygulanmalıdır. Genellikle iç raya uygulanır fakat çok keskin kurplarda her iki tarafa da uygulanabilir.



Şekil 2.15 : Kontray uygulaması [14].

- Boji süspansiyon tasarımı boji dönme kabiliyetini etkiler. Yumuşak birincil süspansiyonlu bojiler kurpta sert süspansiyonlu bojilere göre daha küçük yanal kuvvetler üretir. Ancak birinci süspansiyonlar çok yumuşaksa yüksek

hızlarda stabilite düşebilir. İşletme şartları ve operasyon hızlarına göre boji süspansiyonları optimize edilmelidir.

- Sürtünme tekerlek-ray arayüzünde önemlidir ve tekerlek-ray arayüz senaryosunu etkiler. Derayman bakımından uygun yağlama ile tekerlek-ray arasındaki yanal kuvvetler azaltılabilir çünkü yanal sürünme kuvvetleri daha düşük düzeyde aşılmış olur. Bu yüzden tekerlek tırmanma potansiyeli ve ekartman genişlemesi azaltılır.
- Yatay ve düşey yol bozuklukları ve ekartman genişlemesi raydan çıkmanın önemli sebeplerindendir. Birçok raylı sistemde yol geometrisi ölçüm araçları ile düzenli olarak incelenmektedir. İnceleme sıklığı yol kategorisine göre aylık veya yıllık gibi çeşitlenmektedir. Yollar maksimum hız ve yıllık taşınan yüke göre sınıflandırılmaktadır. Gözle kontroller haftada 1-2 gibi daha sıklıkla yapılmaktadır. Farklı bölgeler için yol geometrisi üzerinde yapılan düzenlemeler değişebilmektedir fakat limitlerin aşılması durumunda gerekmektedir. Yeni kurulan veya bakım yapılan hatlar düşük yanal dayanıma sahip olduğu için özel dikkat gerektirir. Hat yerleşene kadar tekayyüdat uygulanmalıdır.
- Raydan çıkarmalar genellikle elverişsiz araç ve yol şartlarının bir kombinasyonundan meydana gelir. Normalde, yalnızca belirli bir sorunu olan tek bir araç, olumsuz bir koşula sahip yol kısmında raydan çıkar. Öte yandan, belirli bir kusuru olan bir boji genellikle parçanın her bölümünde raydan çıkmaz. Raydan çıkma ile ilgili herhangi bir aracı tespit etmek ve tekerlek / ray profilleri dâhil olmak üzere yol sorunlarını erken aşamalarında belirlemek için bir sistem izleme programı uygulanabilir. Ardından, raydan çıkmanın oluşmasını önlemek için derhal düzeltici önlem alınabilir.



3. MODELLENEN ARAÇ HAKKINDA GENEL BİLGİ

3.1 Temel Boyutlar

Şekil 3.1 'de hesaplamalı modeli ve Şekil 3.2'de analitik modeli gösterilen tekerlek takımının özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1: Modelin genel özellikleri [15].

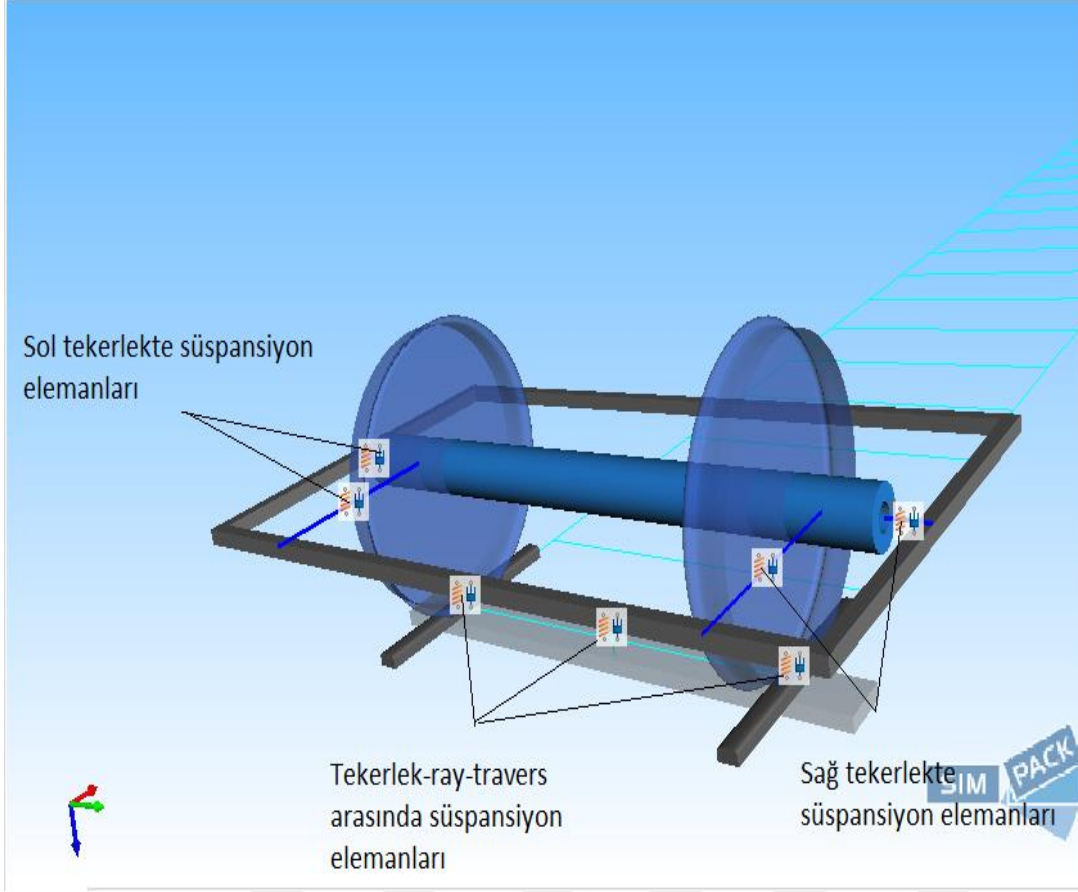
Parametre	Sembol	Değer
Tekerlek kütlesi	m	1568 kg
Boylamsal atalet momenti	I_{xx}	656 kg.m ²
Yanal atalet momenti	I_{yy}	168 kg.m ²
Düşey atalet momenti	I_{zz}	656 kg.m ²
Düşey yük	Q_0	98.000 N
Boylamsal yay sertliği	k_x	135000 N/m
Yanal Yay sertliği	k_y	250000 N/m
Boylamsal sönüm katsayısı	c_x	0 N/m.s
Yanal sönüm katsayısı	c_y	0 N/m.s
Aks kutuları arası mesafe	$2s_a$	1.8 m
Tekerlek yarıçapı	r_0	460 mm
Ekartman	s	1435 mm

3.2 Modellemede Yapılan Kabuller

Tekerlek takımı üzerinde boylamsal ve yanal 4 adet yayla bağlı bir adet boji bulunmaktadır. Boji üstündeki yüklerle birlikte 98.000 N'luk aks yükü oluşturacak şekilde tasarlanmıştır.

Birinci süspansiyon aks üzerinde bulunan boylamsal ve yanal yaylardan oluşur. Yoldan gelen titreşim ve darbeler bu süspansiyon elemanları tarafından sönümlenerek boji iskeletine ve araç gövdesine iletilmesi önlenir. Matematik modelde rijit, hesaplamalı modelde esnek balastlı yol kabulü yapılmıştır.

Tekerlek takımı aksın üzerine 2 adet tekerleğin sıkı geçmesi ile elde edilir (Şekil 3.1). Aks üzerine birinci süspansiyon elemanları konumlandırılır.

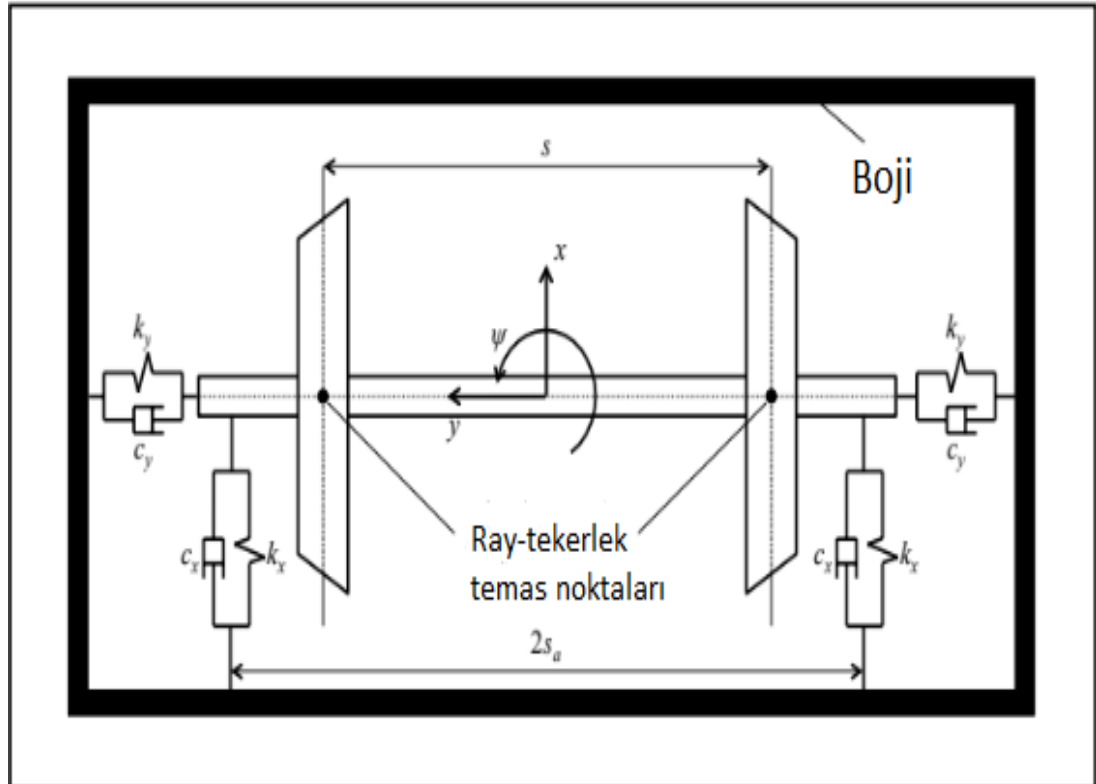


Şekil 3.1 : Model üzerindeki süspansiyon elemanları.

4. MATEMATİK MODELİN KURULUMU

4.1 Giriş

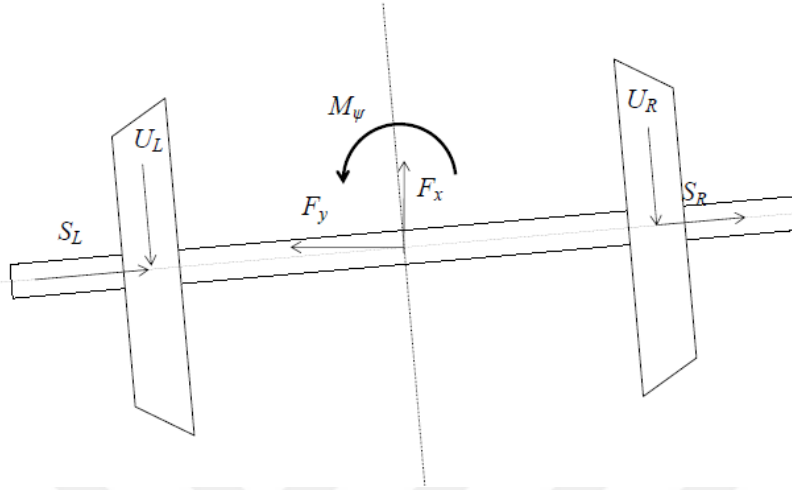
Bilgisayar programlarının ve işlemcilerin güçlenmesi ile birlikte kompleks mekanik sistemlerin modellenmesi ve analizlerinin yapılması mümkün hale gelmiştir. Bilgisayarda kurulan raylı sistem aracının matematik modeli ile parametrelerin değişiminin etkisini program üzerinde görmek büyük kolaylıklar sağlamaktadır. Model çıktıları sayesinde aracın dinamik davranışı ve araç-yol etkileşimi hakkında bilgi edinilebilmektedir. Süspansiyonların veya diğer bileşenlerin optimizasyonu yapılabilir. Güvenli işletme şartları için incelenen şartları oluşturabilmek için gerekli değişiklikler matematik modeller üzerinden yapılabilir.



Şekil 4.1: Matematik model.

4.2 Hareket Denklemleri

Raylı sistem aracı modelinde bojinin sadece ray doğrultusunda öteleme ve tekerlek takımının 3 serbestlik dereceli olduğu kabulü yapılarak denklemler çıkarıldı.



Şekil 4.2 : Modelin üstten görünüşü.

Modele x eksenini ve y eksenini yönünde öteleme ve z eksenini etrafında dönme serbestisi verilerek çıkarılan denklemler şöyledir:

$$m\ddot{x} + 2c_x \dot{x} + 2k_x x = F_x \quad (4.1)$$

$$m\ddot{y} + 2c_y \dot{y} + 2k_y y = F_y \quad (4.2)$$

$$I\ddot{\psi} + 2c_x s_a^2 \dot{\psi} + 2k_x s_a^2 \psi = M_\psi \quad (4.3)$$

4.3 Sürünme Kuvvetleri

Kaymasız dönme hareketi nadiren gerçekleşir ve tekerlekler ve raylar rijit malzemeler değildir. Tekerlek ve ray arasındaki normal yük lokal elastik deformasyona neden olur ve bir temas alanı olan temas yaması oluşur. Tekerleklerin ve rayların yüzeylerinin düzgün olması ve temas yamasının yakınında sabit bir eğriliğe sahip olması durumunda, Hertz, temas yamasının eliptik biçimli olduğunu ve tekerlek ile ray arasında normal basıncın dağılımının temas yamasında yarı elipsoidal olduğunu göstermiştir.

Tekerleğe uzunlamasına bir kuvvet uygulanırsa saf yuvarlanma hareketinden sapma oluşur. Tekerleğin ileri hızına bölünen göreceli hızdaki sapma, uzunlamasına kayma

olarak adlandırılır. Benzer şekilde, yanal boşluk, ileri hıza bölünen (artan) nispi yanal hız olarak tanımlanır. Ek olarak, tekerlek ile ray arasında normal temas konusuna yama ile ilgili göreceli açısal hareket, döndürme olarak adlandırılır. Boyuna kayma küçük ise, temas yamasının yakınında bulunan elastik gerilmeler tarafından yerleştirilir. Tekerlek döndükçe, tanımlanmamış malzeme temas yamasının ön kenarından girer. Malzeme temas yaması boyunca hareket ettikçe, tekerlek ve ray arasındaki bağıl hız, gerilme değişim hızına eşittir, böylece yüzeyler birbirine kilitlenir. Ortaya çıkan uzunlamasına teğetsel gerilmenin büyüklüğü, ön kenardan uzaklık ile doğrusal olarak artar. Benzer şekilde, yanal kayma, yanal teğetsel gerilmelere yol açar. Hem boyuna hem de yanal kayma, bu nedenle, karşılık gelen kayma ile doğrudan orantılı olan kuvvetler üretir. Döndürme olduğunda, elastik gerilme modeli daha karmaşıktır. Bu durumda, malzeme temas bölgesinden geçerken, tekerlek ve ray arasındaki bağıl hız doğrudan temas bölgesinin merkezinden orantılıdır ve dolayısıyla gerilme alanı eğri hale gelir. Sonuç olarak, yanal bir kuvvet üretilir.

Şekil 4.1’de gösterilen a ve b yarıçapları sürünme kuvvetlerinin büyüklüğünde etkilidir. Bu yüzden değerlerin hesap edilerek veya tablodan okunarak elde edilmesi gerekmektedir. Bu değerler şu denklemlerle hesaplanır [15];

$$a = m \sqrt{\frac{3\pi Q(K_1 + K_2)}{4K_{3i}}} \quad (4.4)$$

$$b = n \sqrt{\frac{3\pi Q(K_1 + K_2)}{4K_{3i}}} \quad (4.5)$$

K_1 ve K_2 ray ve tekerleğin yapıldığı malzemeye bağlı sabitler, K_3 geometriye bağlı ve K_4 temas yüzeylerinin eğimlerine bağlı sabit olup aşağıdaki denklemlerle bulunmaktadır;

$$K_1 = \frac{(1 - \nu_w^2)}{\pi E_w} \quad (4.6)$$

$$K_2 = \frac{(1 - \nu_r^2)}{\pi E_r} \quad (4.7)$$

$$K_{3i} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{R_{1p}} + \frac{1}{R_{2p}} \right) \quad (4.8)$$

$$K_{4i} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{R_{1p}} \right)^2 + \left(-\frac{1}{R_{2p}} \right)^2 + \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{R_{1p}} \right) \left(-\frac{1}{R_{2p}} \right) \cos 2\psi} \quad (4.9)$$

Hesaplanan K_3 ve K_4 değerleri ile θ değeri şu şekilde elde edilir;

$$\theta_i = \cos^{-1} \frac{K_{4i}}{K_{3i}} \quad (4.10)$$

Buradan elde edilen θ değeri ile birlikte Hertz m ve n katsayılar tablosundan ilgili değerler okunarak a ve b denklemlerinde yerine konulur ve a ve b değerleri bulunur.

θ (deg)	m	n	θ (deg)	m	n	θ (deg)	m	n
0.5	61.4	0.1018	10	6.604	0.3112	60	1.486	0.717
1	36.89	0.1314	20	3.813	0.4125	65	1.378	0.759
1.5	27.48	0.1522	30	2.731	0.493	70	1.284	0.802
2	22.26	0.1691	35	2.397	0.530	75	1.202	0.846
3	16.5	0.1964	40	2.136	0.567	80	1.128	0.893
4	13.31	0.2188	45	1.926	0.604	85	1.061	0.944
6	9.79	0.2552	50	1.754	0.641	90	1.0	1.0
8	7.86	0.285	55	1.611	0.678			

Şekil 4.3 : Temas katsayıları [15].

Sürünme ve spin arttıkça, teğetsel gerilmeler artar ve bu gerilmelerin sürtünme katsayısı ile çarpılan normal basıncı aşması durumunda kayma meydana gelir. Sonuç, yüzeylerin birbirine kilitlendiği temas yamasının önündeki yapışma alanının, sürtünme arttıkça aşamalı olarak azalmasıdır. Yeterince büyük sürünme için kayma tüm temas yaması üzerinde gerçekleşir ve sürünme kuvveti sürtünme katsayısı ile çarpılan normal kuvvete eşittir.

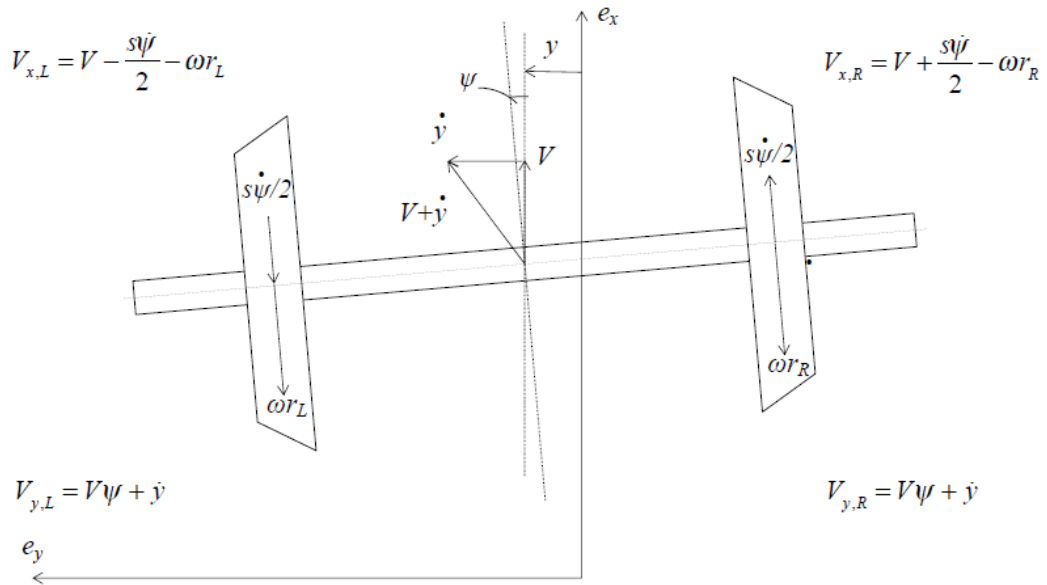
Eğer hem uzunlamasına hem de yanal sürünme aynı anda meydana gelirse, küçük sürünmeler için sürünme kuvvetleri üst üste gelebilir, ancak kayma alanındaki daha büyük sürünmeler için teğetsel gerilmeler, yerel sonuçtaki nispi hızın tersi yönde hareket eder. Sonuç olarak, tüm sürünme kuvvetleri hem yanal hem de uzunlamasına

ve yanal sünme ve dönüşlerden etkilenir. Yanal kuvvet spinin küçük değerleri için spin ile orantılı olmasına rağmen, spin kaymasının büyük değerleri temas yamasının büyük bir kısmı üzerinde gerçekleşir ve yanal kuvvet sıfıra düşer. Carter'ın sürünme mekanizmasını, tekerlek takımının gerçekçi bir modelinin geliştirilmesinde kritik adım olan yanal dinamikler teorisine sokmasıydı [12].

Aşağıda denklemleri verilen S_L ve S_R sürünme kuvvetlerinin hesabı için tekerlek takımı ve rayın birbirlerine göre hızlarından elde edilen sürünme terimlerinin türetilmesi gerekmektedir [1].

$$\xi x_i = \frac{V_{xi}}{V} \quad (4.11)$$

$$\xi y_i = \frac{V_{yi}}{V} \quad (4.12)$$



Şekil 4.4 : Yatay düzlemde hızlar.

Sürünme kuvvetlerinin hesaplanmasında birçok parametre kullanılır. Aşağıdaki eşitliklerde sağ ve sol tekerlek için oluşan sürünme terimlerinin denklemleri verilmiştir [1].

$$\xi x_L = -\frac{s\psi}{2V} - \frac{\delta_e y}{r_0} \quad (4.13)$$

$$\xi x_R = \frac{s\psi}{2V} + \frac{\delta_e y}{r_0} \quad (4.14)$$

$$\xi y_i = \frac{\dot{y}}{V} - \psi \quad (4.15)$$

$$\xi sp_i = - \left(\psi \frac{\cos(\delta_e)}{V} + \frac{\sin(\delta_e)}{r_i} \right) \quad (4.16)$$

Burada ξx_i , ξy_i , ξsp_i i sağ tekerlek için R ve sol tekerlek için L değerini almak üzere sırasıyla boylamsal, yanal ve yalpa hareketi doğrultusunda oluşan sürünme terimleridir. Bu terimlerde V , tekerlek takımının boylamsal yöndeki hızını; y , yanal yöndeki yerdeğiştirmeyi; r_0 , sağ ve sol tekerlek için yarıçapı; s , ekartmanı; ψ , yalpa açısını ifade eder.

Yukarıda denklemleri verilen sürünme terimleri sürünme katsayıları ile çarpılarak sürünme kuvvetleri elde edilir. Sürünme katsayıları C_{11} , C_{22} , C_{23} , C_{33} ile gösterilmiştir ve temas elipsinin boyutlarına, ray ve tekerlek malzeme özelliklerine ve yuvarlanma çaplarına göre belirlenen katsayılardır. Hesaplanan a ve b değerlerine göre sürünme katsayıları integrasyonla bulunmuştur.

		C_{11}			C_{22}			$C_{23} = -C_{32}$			C_{33}		
g		$\nu=0$	1/4	1/2	$\nu=0$	1/4	1/2	$\nu=0$	1/4	1/2	$\nu=0$	1/4	1/2
$\frac{a}{b}$	10.0	$\pi^2/4(1-\nu)$			$\pi^2/4$			$\frac{\pi\sqrt{g}}{3(1-\nu)}\{1+\nu(\frac{1}{2}\Lambda+ln4-5)\}$			$\pi^2/16(1-\nu)g$		
	0.1	2.51	3.31	4.85	2.51	2.52	2.53	0.334	0.473	0.731	6.42	8.28	11.7
	0.2	2.59	3.37	4.81	2.59	2.63	2.66	0.483	0.603	0.809	3.46	4.27	5.66
	0.3	2.68	3.44	4.80	2.68	2.75	2.81	0.607	0.715	0.889	2.49	2.96	3.72
	0.4	2.78	3.53	4.82	2.78	2.88	2.98	0.720	0.823	0.977	2.02	2.32	2.77
	0.5	2.88	3.62	4.83	2.88	3.01	3.14	0.827	0.929	1.07	1.74	1.93	2.22
	0.6	2.98	3.72	4.91	2.98	3.14	3.31	0.930	1.03	1.18	1.56	1.68	1.86
	0.7	3.09	3.81	4.97	3.09	3.28	3.48	1.03	1.14	1.29	1.43	1.50	1.60
	0.8	3.19	3.91	5.05	3.19	3.41	3.65	1.13	1.25	1.40	1.34	1.37	1.42
	0.9	3.29	4.01	5.12	3.29	3.54	3.82	1.23	1.36	1.51	1.27	1.27	1.27
$\frac{b}{a}$	1.0	3.40	4.12	5.20	3.40	3.67	3.98	1.33	1.47	1.63	1.21	1.19	1.16
	0.9	3.51	4.22	5.30	3.51	3.81	4.16	1.44	1.59	1.77	1.16	1.11	1.06
	0.8	3.65	4.36	5.42	3.65	3.99	4.39	1.58	1.75	1.94	1.10	1.04	0.954
	0.7	3.82	4.54	5.58	3.82	4.21	4.67	1.76	1.95	2.18	1.05	0.965	0.852
	0.6	4.06	4.78	5.80	4.06	4.50	5.04	2.01	2.23	2.50	1.01	0.892	0.751
	0.5	4.37	5.10	6.11	4.37	4.90	5.56	2.35	2.62	2.96	0.958	0.819	0.650
	0.4	4.84	5.57	6.57	4.84	5.48	6.31	2.88	3.24	3.70	0.912	0.747	0.549
	0.3	5.57	6.34	7.34	5.57	6.40	7.51	3.79	4.32	5.01	0.868	0.674	0.446
	0.2	6.96	7.78	8.82	6.96	8.14	9.79	5.72	6.63	7.89	0.828	0.601	0.341
	0.1	10.7	11.7	12.9	10.7	12.8	16.0	12.2	14.6	18.0	0.795	0.526	0.228
10.0		$\frac{2\pi}{(\Lambda-2\nu)g} \left\{ 1 + \frac{3-ln4}{\Lambda-2\nu} \right\}$			$\frac{2\pi}{g} \left\{ 1 + \frac{(1-\nu)(3-ln4)}{(1-\nu)\Lambda+2\nu} \right\}$			$\frac{2\pi}{3g\sqrt{g}} / ((1-\nu)\Lambda-2+4\nu)$			$\frac{\pi}{4} \left\{ 1 - \frac{\nu(\Lambda-2)}{(1-\nu)\Lambda-2+4\nu} \right\}$		

Şekil 4.5 : Kalker sürünme katsayıları [17].

Yukarıdaki denklemlerde bulunan ve tablolardan okunan değerler aşağıda bulunan sürünme kuvvetleri denklemlerinde yerine konularak sağ ve sol tekerlek için kuvvetler bulunur. 4.14, 4.15 ve 4.16 nolu eşitlikler, sağ (U_R , S_R , M_R) ve sol (U_L , S_L , M_L) tekerlek için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Burada boylamsal ve yanal yönde kuvvet, dikey yönde ise moment oluşmaktadır. Dolayısıyla sürünme iki yönde kuvvet ve bir yönde de moment oluşturacak şekilde raylı taşıt dinamiğine etkimektedir [17].

$$U_i = a_i b_i G C_{11i} \xi x_i \quad (4.17)$$

$$S_i = a_i b_i G C_{11i} \xi y_i + \sqrt{(a_i b_i)^3} G C_{23i} \xi_{spi} \quad (4.18)$$

$$M_i = \sqrt{(a_i b_i)^3} G C_{32i} \xi y_i + a_i^2 b_i^2 G C_{33i} \xi_{spi} \quad (4.19)$$

Basitleştirilmiş modelde analitik modelden farklı olarak ise U ve S boylamsal ve yanıl sürünme kuvvetleri karayolu taşıt dinamiğinde kullanılan bir yöntemle hesaplandı [1].

$$U_i = \mu_x Q_0 \xi_{xi} \quad (4.20)$$

$$S_i = \mu_y Q_0 \xi_{yi} \quad (4.21)$$

$$M_i = (U_L - U_R) s/2 \quad (4.22)$$



5. HESAPLAMALI MODELİN KURULMASI

5.1 Çoklu Gövde Simülasyon Programları

Demiryolu araç ve yol tasarımında, sönüm elemanları dizaynı, araç ve yol parametrelerinin optimizasyonu için birçok farklı yazılım kullanılmaktadır.

5.1.1 Adams

“Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems” kelimelerinin baş harflerinden oluşan MSC Software firmasının sahibi olduğu Adams Rail 1995 yılında sektöre katılmıştır. Tekerlek-ray kontağında Medyna’dan faydalanmaktadır [18].

5.1.2 Gensys

Gensys, raylı araçları modellemek için kullanılan bir yazılım aracıdır; ancak tasarım olarak Gensys, mekanik, elektriksel ve / veya matematiksel problemleri modellemek için kullanılan çok amaçlı bir yazılım paketidir. İsveç’teki ASEA firması tarafından geliştirilmiş, daha sonra DEsolver firmasına devredilmiştir [19].

5.1.3 Medyna

MEDYNA, demiryolu güdümlü ve karayolu taşıtları, makineler vb. gibi çok çeşitli mekanik sistemlerin dinamiklerini simüle etmek için çok gövdeli sistemlerin (MBS) yöntemine dayanan entegre bir yaklaşımdır. MEDYNA’nın geliştirilmesi, Alman yüksek hızlı demiryolu araştırmalarına "Deutsche Eisenbahn Consulting" (DEC) tarafından demiryolu aracı endüstrisinin bazı büyük şirketleriyle (örneğin, MAN Teknolojisi, Krauss-Maffei, MBB, ThyssenHenschel) yardımcı olmak üzere başlatılmıştır. MEDYNA, demiryolu güdümlü araçların demiryolu vagonları ve manyetik olarak havalandırılmış araçlar olarak modellenmesi, analiz edilmesi ve simüle edilmesi için özel özelliklerle donatılmıştır [20].

5.1.4 Nucars

NUCARS, TTCI, Transportation Technology Center, Inc. tarafından geliştirilen genel bir çok gövdeli raylı araç dinamiği bilgisayar simülasyon modelidir. NUCARS, kontak modelleme için farklı seçenekler sunar. 2016'dan bu yana USETAB v1.2'nin yükseltilmiş Kalker tablolarını içermektedir [21].

5.1.5 Simpack

Simpack, herhangi bir mekanik veya mekatronik sistemin dinamik analizi için kullanılan genel amaçlı bir Multibody Simulation (MBS) yazılımıdır. Mühendislerin hareketi, bağlantı kuvvetlerini ve gerilmeleri tahmin etmek ve görselleştirmek için sanal 3 boyutlu modeller oluşturmasını ve çözmesini sağlar [22].

5.1.6 Vampire

VAMPIRE yazılımı, kullanıcının herhangi bir raylı aracın dinamik bir modelini oluşturmasına ve taşıtın gerçek ölçülen yol geometrisine ya da yol deplasmanları ve dış kuvvet girişleri şeklinde kullanıcı tarafından belirlenmiş girdilere tepkisinin incelemesini sağlar. Demiryolu taşıtları, hemen hemen her yönünün incelenmesine olanak tanıyan davranışları modellenabilir [23].

5.1.7 Voco

Bu yazılım, tekerlek raylı kontak modellerinde 30 yıllık bir deneyime ve denge simülasyonuna dayanmaktadır. INRETS (Demiryolu Ulusal Araştırma Ve Güvenlik Enstitüsü) araştırmacıları, kuru sürtünme amortisörleri ve diğer doğrusal olmayanları kullanarak, doğrusal olmayan yük bojilerinin (Y25 familyası) stabilite simülasyonları için 1997 yılında ilk çok-boyutlu simülatörü önerdiler.

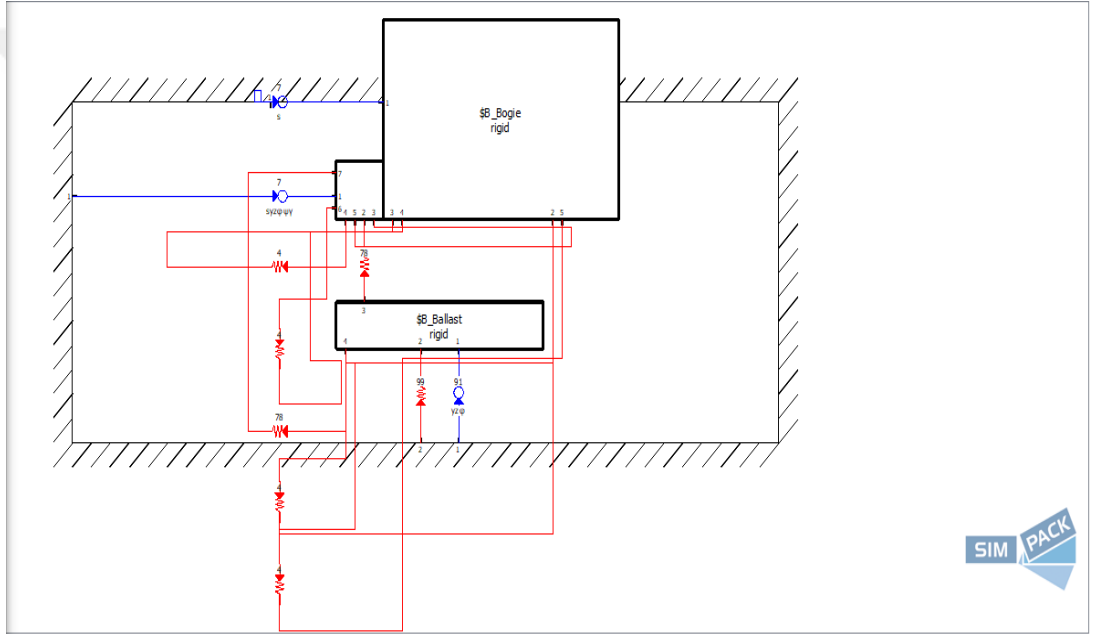
VOCO adı altında, uygulama eğri çalışmaları ve tramvaylar, metropoller, lokomotifler, binek araçları, yüksek hızlı trenler dahil diğer demiryolu araçlarına genişletildi [24].

5.2 Model Topolojisi

Topoloji, modelin her bileşeninin serbestlik derecesi, kısıtları ve elemanların bağlantı özelliklerini belirler. Model oluşturulmadan önce sistemin çalışması göz önünde bulundurularak topoloji oluşturulur. Şekil 5.1'de bir tek dingil bojinin hesaplamalı

modelinin topolojisi görülmektedir. Öncelikle tekerlek-ray teması için '7' numaralı mafsal ve ray tekerlek teması için '78' numaralı kısıt kullanılmıştır (Temas modeline göre kısıt modeli değiştirilebilir). Akslar tekerleklerle sıkı geçme Şeklinde bağlanmıştır. Tekerlek takımı ile boji arasında birincil süspansiyon elemanları modellenmiştir. Boji ile aks birbirine '4' numaralı yay bağlantısıyla 1 serbestlik derecesi ile bağlanmıştır. Boji sadece ray doğrultusunda ilerleme hareketi yapabilmektedir. Tekerlek takımı '07' numaralı mafsal kullanılarak 6 serbestlik derecesi ile traverse bağlanmış olup travers ve balast arasında '91' numaralı mafsal kullanılmıştır.

Kurulan model 10 serbestlik derecesine sahiptir.



Şekil 5.1 : Model topolojisi.

5.3 Model Kurulumu

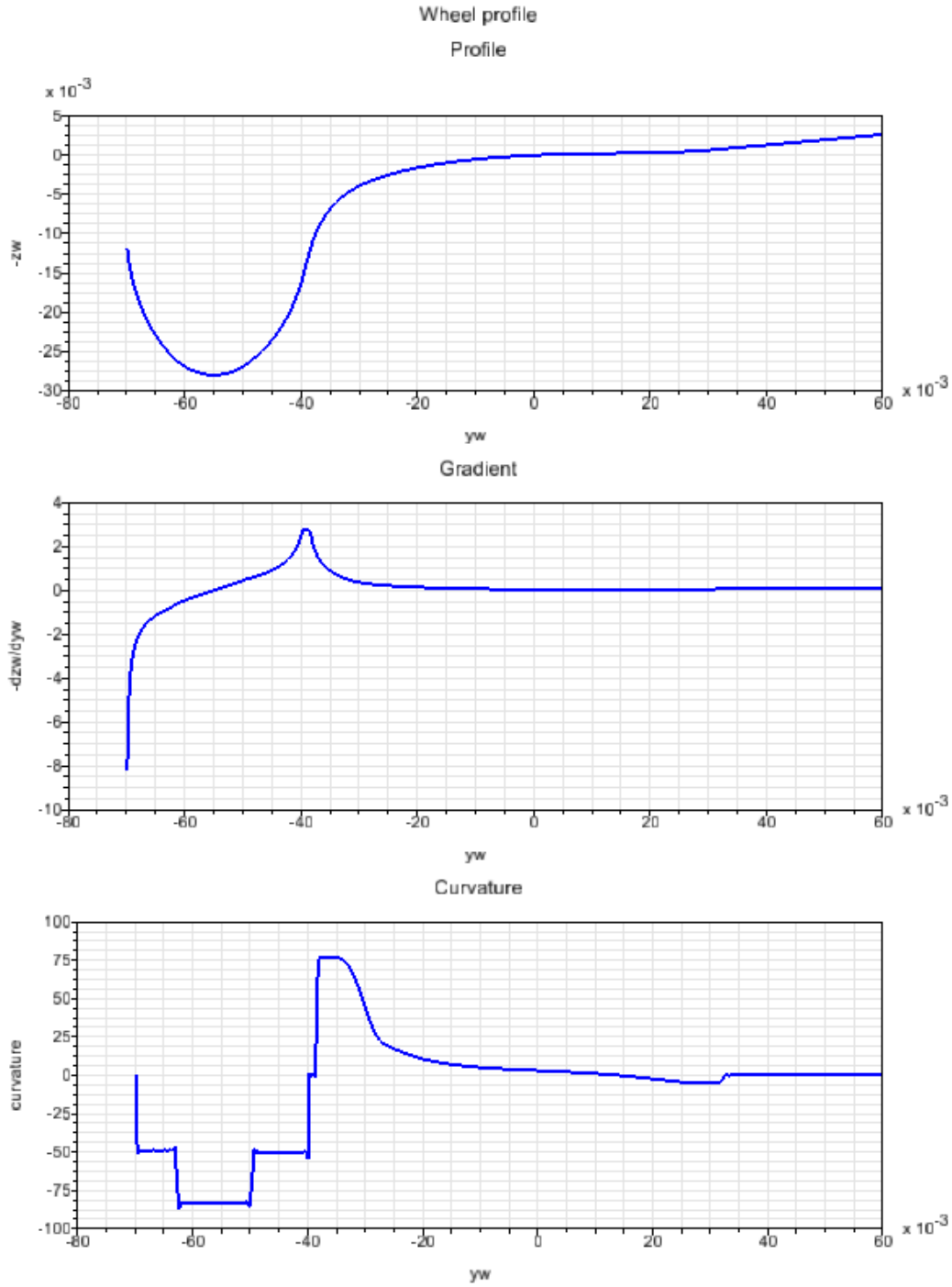
Simpack 2018.1 versiyonda aracın dinamik modeli oluşturuldu. Öncelikle tekerlek takımı 60E1 tipteki rayda uygun konuma yerleştirildi. Daha sonra tekerlek modeli üzerine boji ve süspansiyon elemanları eklendi. Tekerlek-ray profili, kontakt modeli, yol girdisi, hız değeri gibi değişkenler atanarak model kurulum safhası tamamlandı.

5.3.1 Yol girişi

Simpack modelinde yol girdisi MATLAB modeliyle uyum içerisinde olması için herhangi bir karp, deyer ve eğim içermeyen 1000 metrelik yol oluşturularak yapıldı.

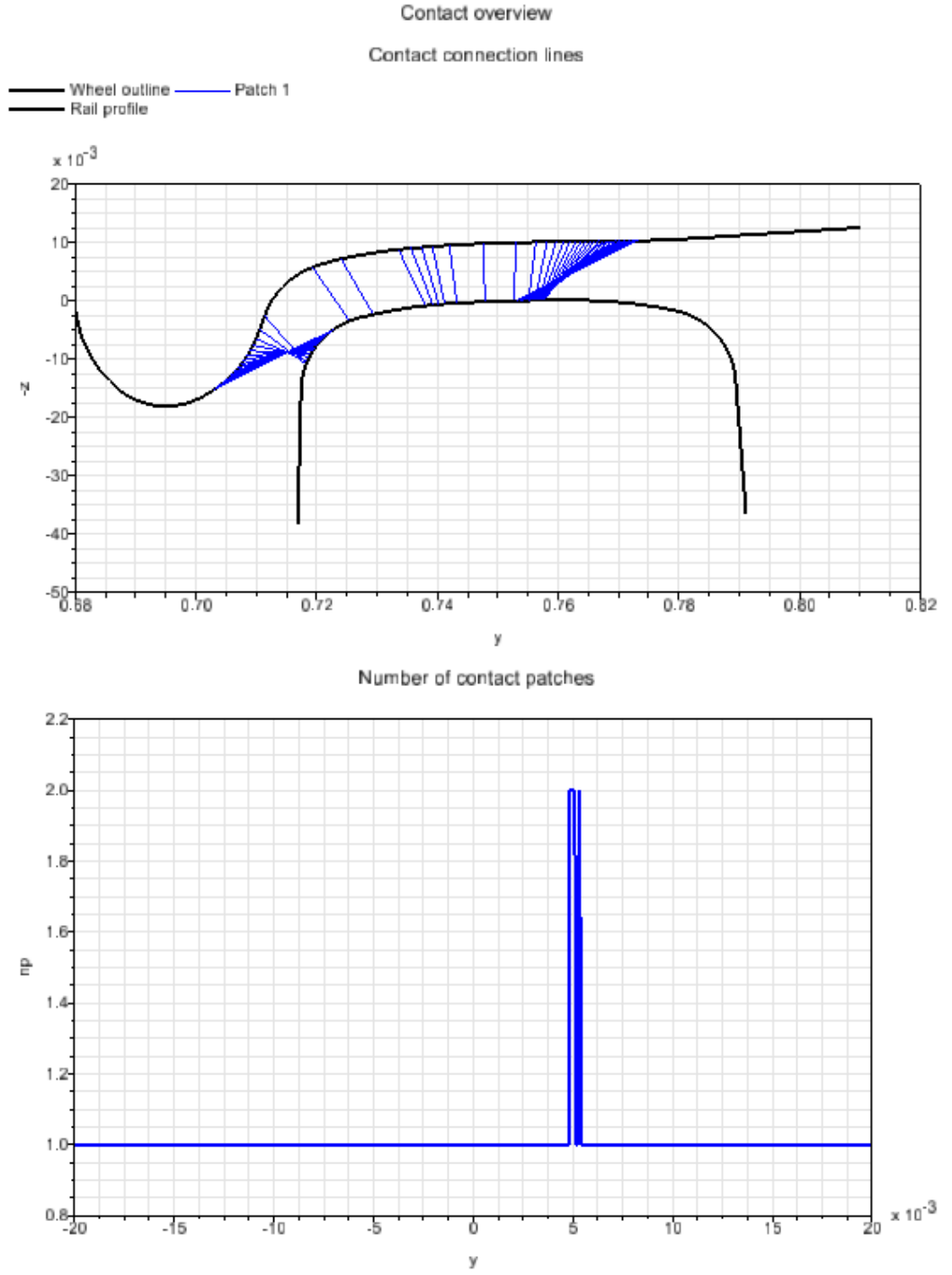
5.3.2 Tekerlek profilinin oluşturulması

Tekerlek profili raylı taşıtın dinamik davranışını etkileyen önemli parametrelerdendir. Hızlı trenlerde ve konvansiyonel hat işletmeciliğinde tekerlek profili standartlara göre belirlenirken hat ve işletme durumuna bakılarak tekerlek profili, yarıçapı vb. seçilmektedir. Oluşturulan Simpack modelinde S1002 profilili tekerlek seçilmiştir (Şekil 5.2).



Şekil 5.2 : S1002 tekerlek profili.

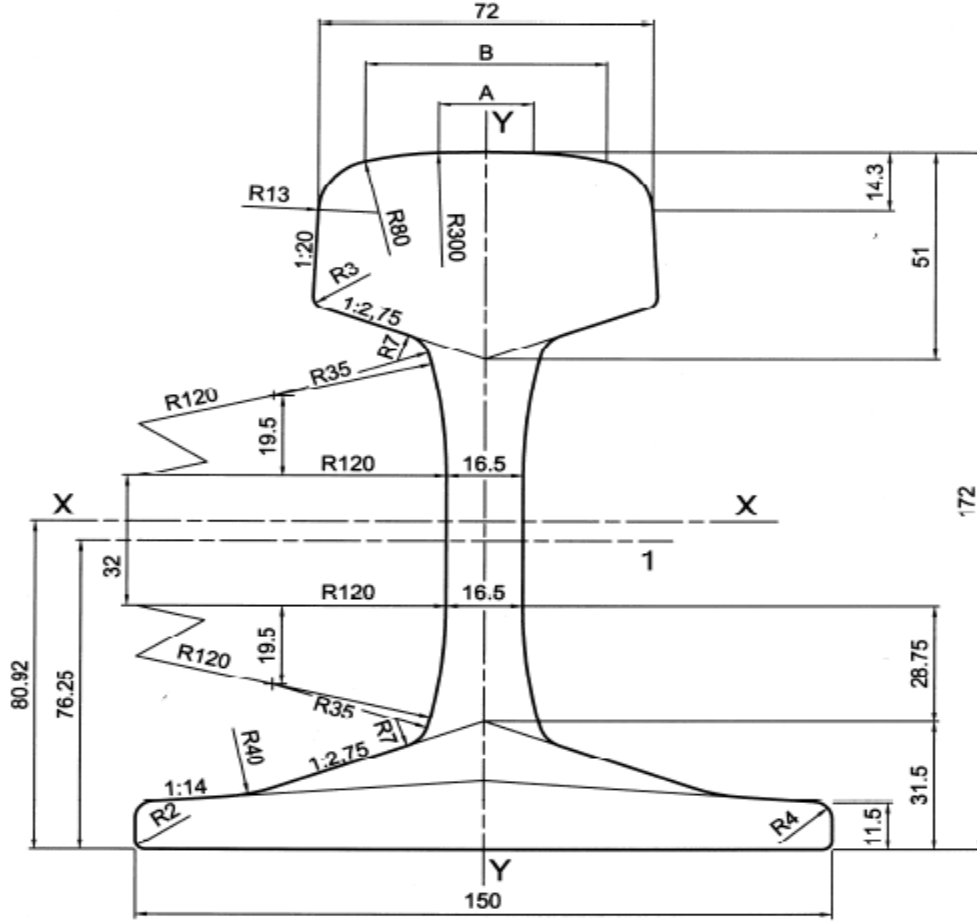
Simpack programında seçilen tekerlek profilinin ray profili ile temas alanı Şekil 5.3'te görülmektedir.



Şekil 5.3 : SIMPACK'te ray-tekerlek temasının görünüşü

5.3.3 Ray profilinin oluşturulması

SIMPACK'te UIC standartlarına göre yüksek hızlı tren hatlarında güncel olarak kullanılmakta olan Şekil 5.4'te verilen 60E1 profilinde ray kullanılmıştır.

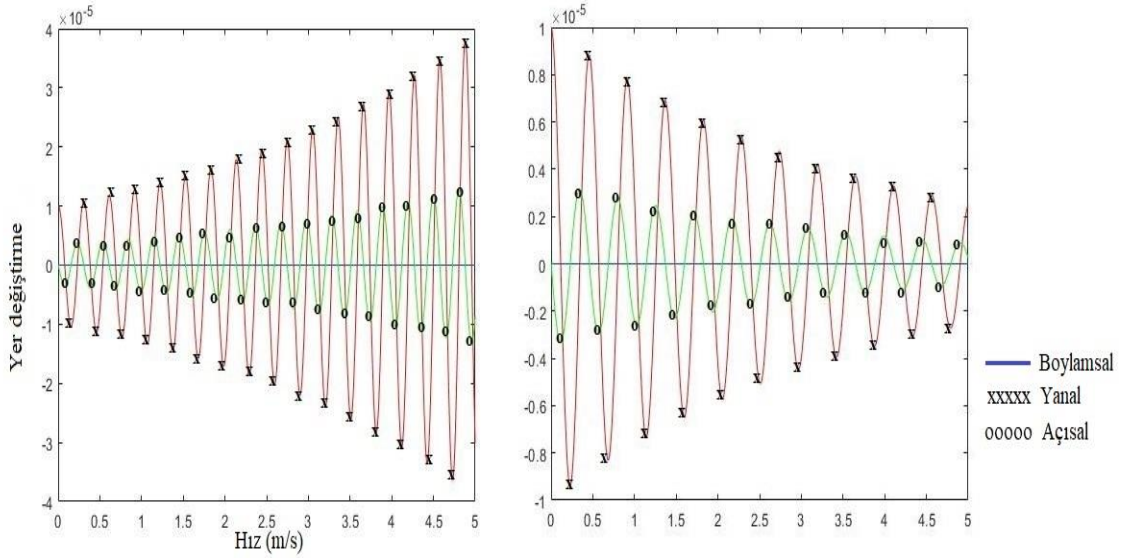


Şekil 5.4 : 60E1 ray geometrisi.

6. ANALİZLER

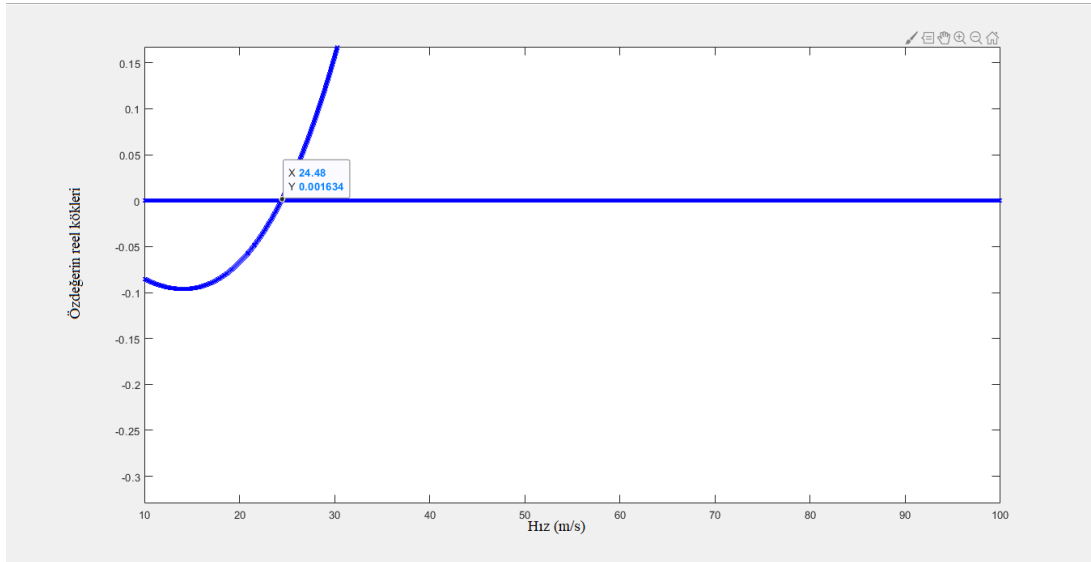
Analitik denklemlerin çözümü parametrelerin değişimi ile incelenmiş ve parametrelerin sistem davranışı üzerindeki etkileri tespit edilmiştir. Denklemlerin çözümünde farklı parametrelerin sistemi nasıl etkilediği ve optimizasyon yapılırken nelerin daha etkili olabileceği anlaşılmaya çalışılmıştır. Kritik hız bulunurken öncelikle belli bir hızdan başlanarak kabul yapılmış genliklerin artıp azalmasına göre hız değiştirilerek kritik hız tespit edilmiştir.

Basitleştirilmiş modelde ayrıca özdeğer problemi çözülmüş kökler bulunarak kritik hız tespiti yapılmıştır.



Şekil 6.1 : (a) 60 m/s hızda model davranışı

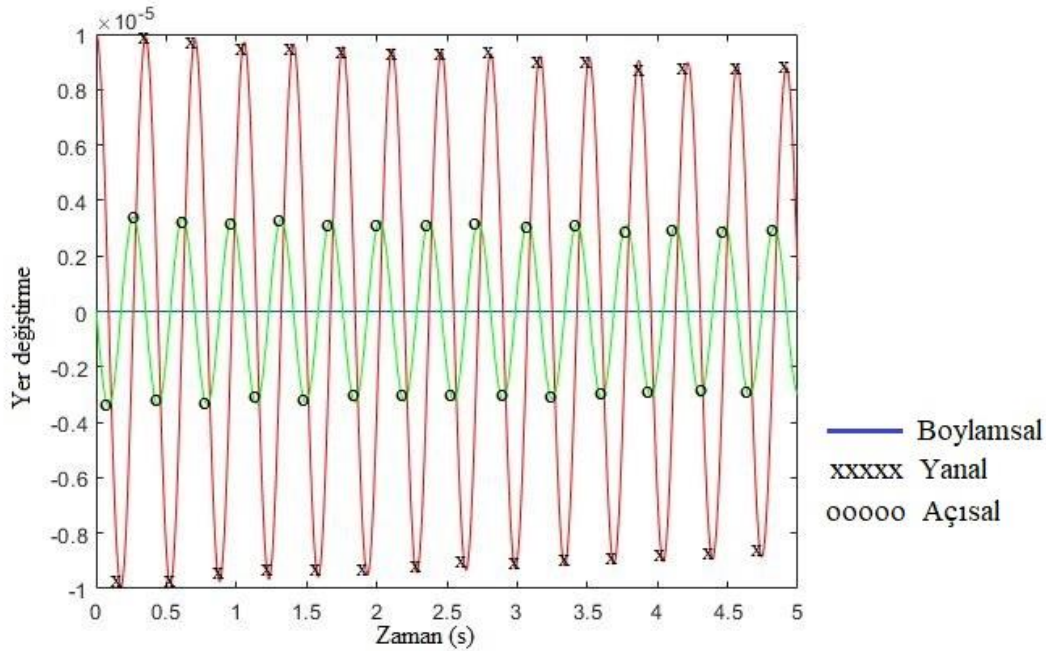
(b) 40 m/s hızda model davranışı.



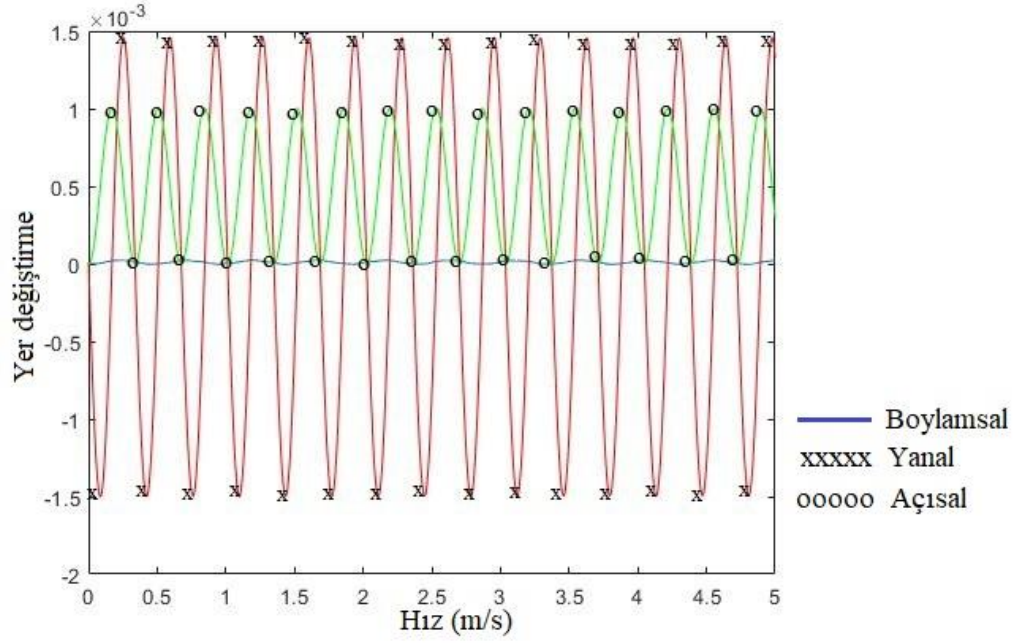
Şekil 6.2 : Basitleştirilmiş modelde özdeğer problemi çözümü.

6.1 Kritik Hız Hesabı

Çizelge 3.1’de verilen değerler için hesaplamalı ve analitik modellerle kritik hız hesabı yapılmış ve yanal deplasmanlar, frekanslar, açısal hızlar gözlenmiştir. Analitik modelin 55 m/s, basitleştirilmiş modelin 24,5 m/s ve hesaplamalı modelin 36 m/s hızlarda raydan çıktığı görülmüştür.



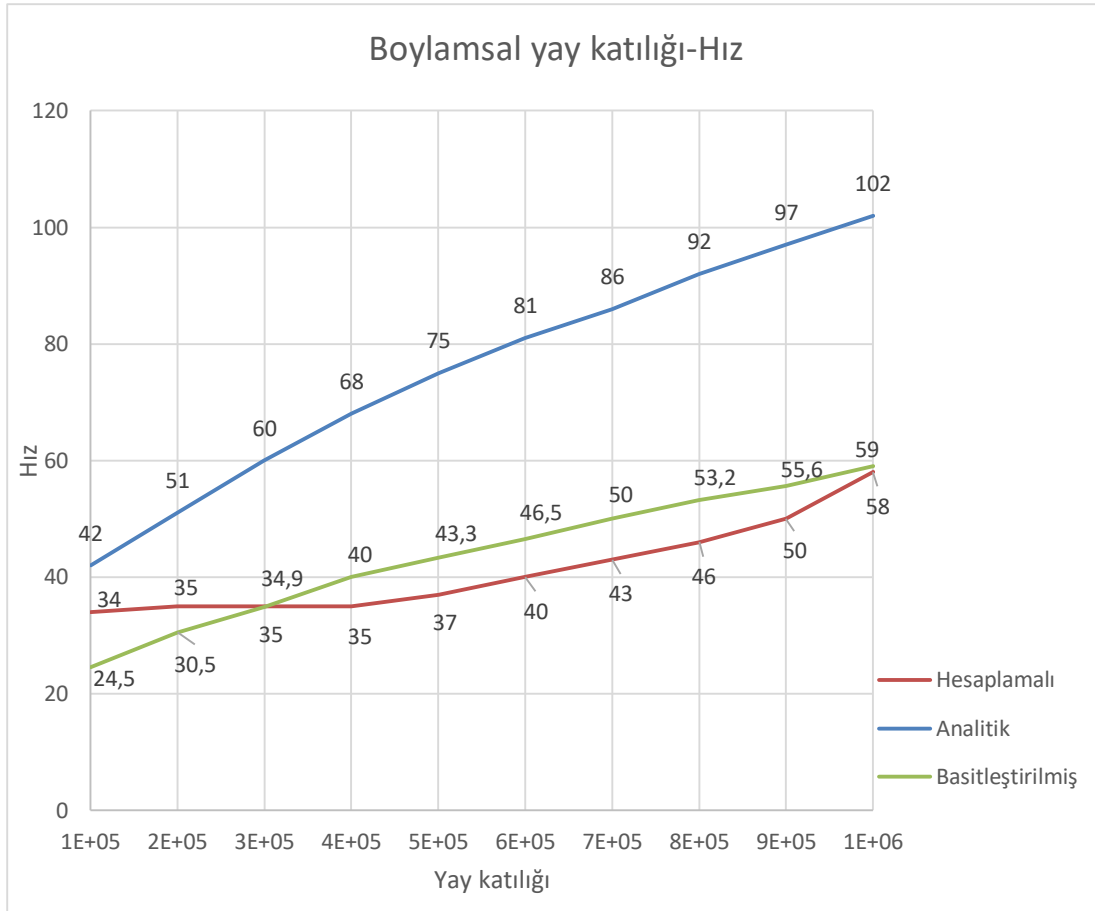
Şekil 6.3 : Basitleştirilmiş model kritik hız grafiği $V=24,5$ m/s.



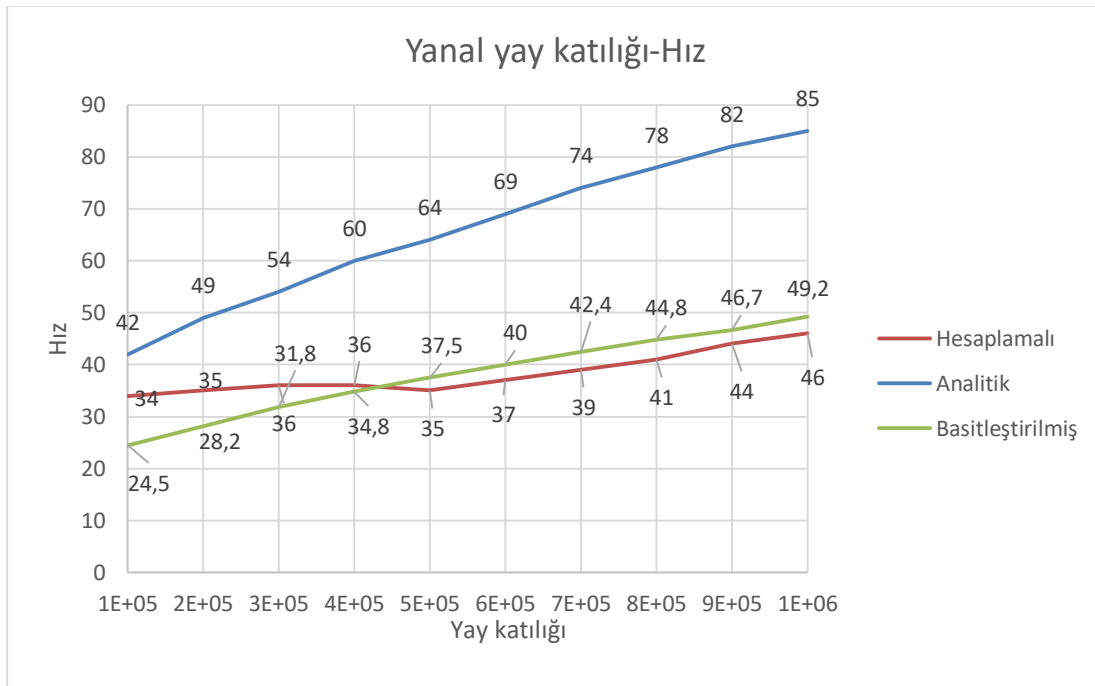
Şekil 6.4 : Analitik model kritik hız grafiği $V=55$ m/s.

6.2 Yay Katsayılarının Etkisi

Modelde kullanılan yayların stabilite üzerindeki etkisinin tespiti için yanal ve boylamsal yay katsayıları değıştirilerek kritik hız tespitine çalışıldı. Şekil 6.4 ve 6.5'te de görüleceğı üzere kurulan modelin kritik hızının boylamsal ve yanal yay katsayılarının 10^5 'ten 10^6 'ya kadar artışıyla birlikte kritik hızının matematiksel ve hesaplamalı modeller için artış gösterdiği gözlemlendi.



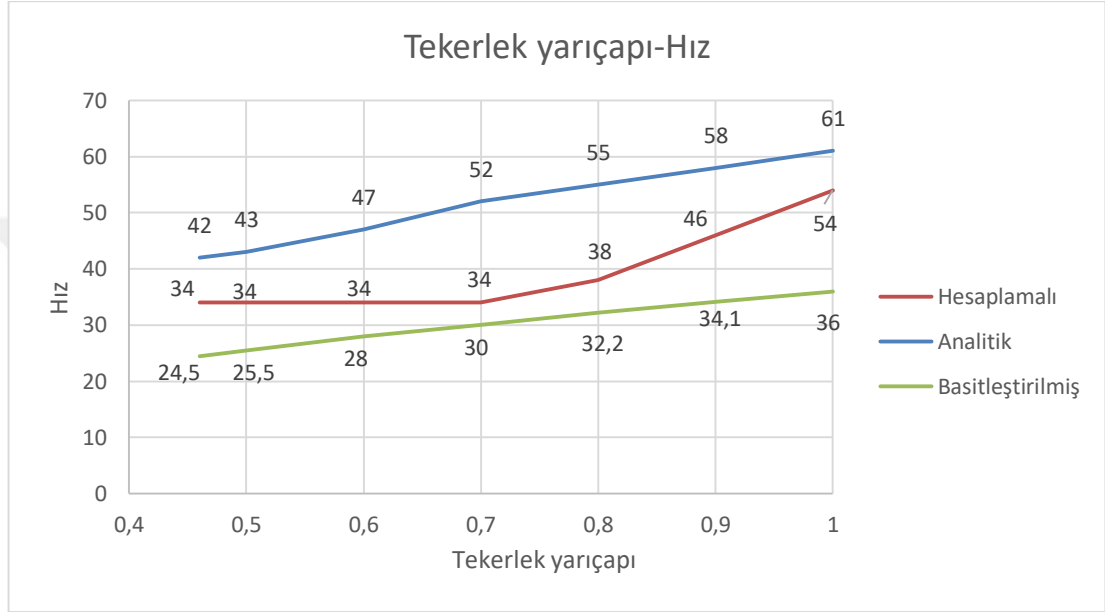
Şekil 6.5 : Boylamsal yay katılığı hız grafiği.



Şekil 6.6 : Yanal yay katılığı hız grafiği.

6.3 Tekerlek Yarıçapının Etkisi

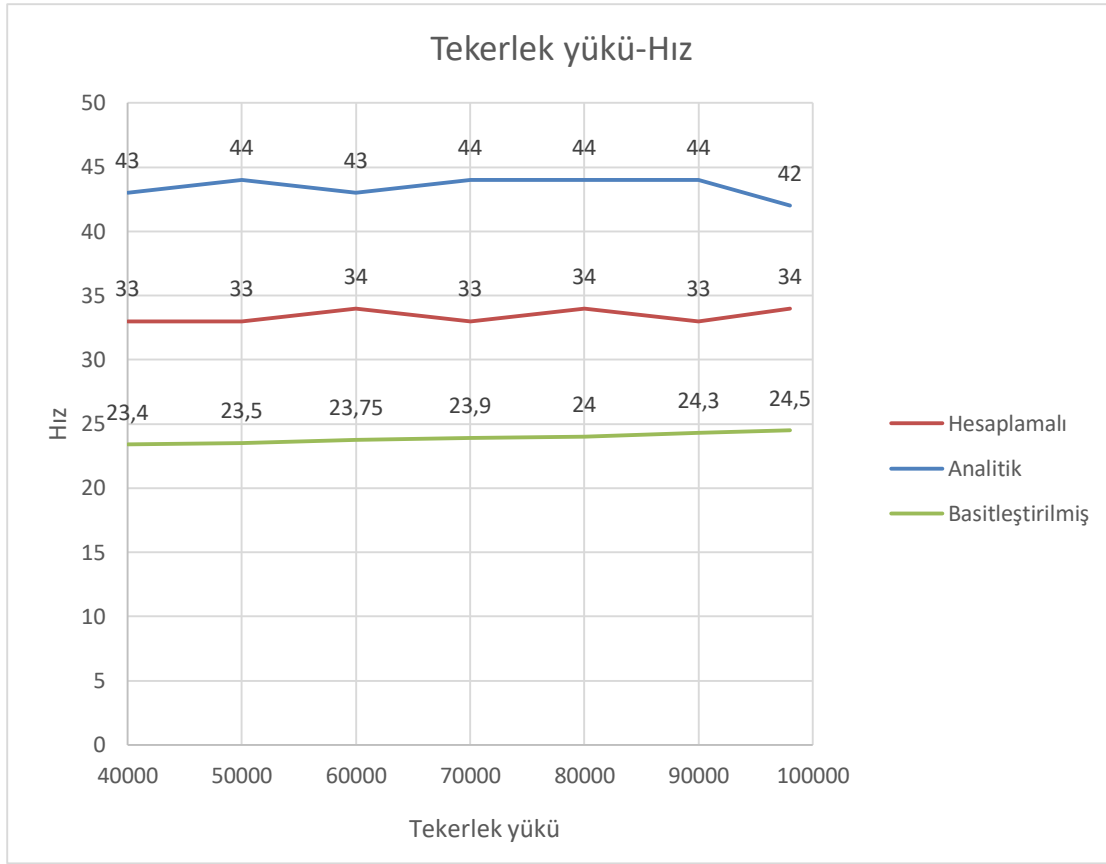
Matematiksel modeller ve hesaplamalı model için farklı tekerlek yarıçaplarıyla kritik hız tespiti yapıldı. Tekerlek yarıçapının 0,46 m ile 1 m arasındaki değerleriyle yapılan analizler sonucunda 3 model için de tekerlek yarıçapı artışının kritik hızı artırıcı etkisi olduğu gözlemlendi.



Şekil 6.7 : Tekerlek yarıçapı hız grafiği.

6.4 Tekerlek Yükünün Etkisi

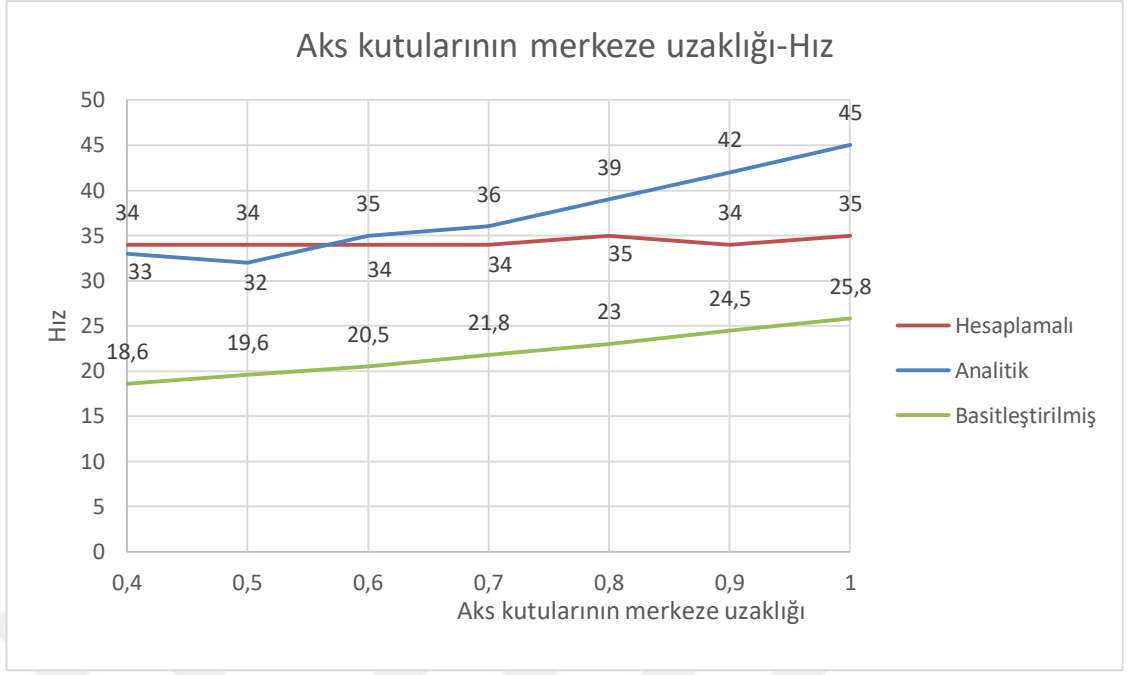
Demiryolu aracının taşıdığı yükün kritik hız üzerindeki etkisinin anlaşılması için farklı yüklerde 3 model için de kritik hız analizi yapıldı. 40 kN ve 100 kN arasındaki yükler için yapılan analizler sonucunda taşınan yükün stabilite üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı gözlemlendi.



Şekil 6.8 : Tekerlek yükü hız grafiği.

6.5 Aks Kutuları Arasındaki Mesafenin Etkisi

Boji ve tekerleği ray doğrultusunda birbirine bağlayan yayların birbirine yaklaşıp uzaklaştığında stabilitenin nasıl değişeceğinin anlaşılması için farklı mesafelere yerleştirilen yaylarla analizler yapıldı. Diğer parametrelerle kıyaslandığında en beklenmedik sonuçların gözlendiği analiz olmuştur. Analitik ve basitleştirilmiş modellerle yapılan analizde yaylar arasındaki mesafenin artması kritik hızı önemli ölçüde artırırken hesaplamalı modelde çok küçük miktarda bir artış gözlenmiştir.



Şekil 6.9 : Aks kutularının merkeze uzaklığı hız grafiği.



7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Demiryolu araçlarının tasarımı ve kullanılan ekipmanların özellikleri aracın yolda raydan çıkmadan yapabileceği maksimum hız üzerinde etkilidir. Aracın hızını hangi bileşenin ne ölçüde etkileyeceğini bilmek tasarımda amaçlanan hedefe daha kolay varılmasını sağlayacaktır. Bu amaçla yola çıkılan bu tez çalışmasında bir demiryolu aracının bileşenlerinin derayman üzerinde ne ölçüde etkili olduğunun araştırılması için analitik ve hesaplamalı modeller kurulmuş, bu modeller üzerinde parametreler değiştirilerek aracın tepkisi ölçülerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Demiryolu aracının karakterini belirleyen temel parametreler tespit edilerek kritik hıza olan etkileri gözlenmeye çalışılmıştır.

Analitik ve hesaplamalı modellerde Kalker lineer modeli esas alınmış buna göre modeller bilgisayarda çözdürülmüştür. İlk olarak Çizelge 3.1'deki değerler esas alınarak tasarlanan modele göre 3 model için de çözüm yapılmış analitik model basitleştirilmiş model arasında kritik hız bakımından çok küçük farklılık bulunduğu gözlenmiştir. Hesaplamalı modelde bahsedilen değerler için kritik hız diğer modellere göre daha düşük çıkmıştır. Demiryolu aracının boylamsal ve yanıl yayların katsayılarının değişimine verdiği tepki her 3 model için de benzerdir. Yay katsayısı artışıyla kritik hızda artış olduğu gözlemlendi; ancak analitik modellerin yay katılığındaki değişime verdikleri tepkinin daha bariz olduğu tespit edildi. Tekerlek yarıçapındaki artışın her 3 modelde de kritik hızı artırması hızlı trenlerde daha yüksek yarıçapta tekerlek kullanılmasıyla paralellik göstermektedir. Hesaplamalı modelin belli bir tekerlek yarıçapından itibaren sert bir yükseliş gösterdiği dikkate değer bir husustur. Her 3 model için de tekerlek yükünün ya da vagonun, demiryolu aracının ağırlığının kritik hız üzerinde neredeyse hiç etkili olmadığı gözlemlendi. Son olarak boylamsal yayların ray merkezine uzaklığının kritik hız üzerinde etkisi incelendi ancak analitik ve basitleştirilmiş modeller için bu uzaklık arttıkça kritik hız artarken hesaplamalı modelde kritik hız üzerinde pek etkili olmadığı görüldü.

Bu çalışmada analitik modelde kullanılan tekerlekler tam bir koni şeklindedir ve ray üzerinde yatay olarak büyük salınımlar yapabilmektedir. Hesaplamalı modelde ise

S1002 demiryolu tekerleği kullanılmış analitik modelden farklı bir geometriye sahip olmakla birlikte ayrıca flanşlı bir boden bulunmaktadır. Yatay harekette bodenin raya çarpması sonucu darbe yüklerinin oluşması sistem kararlılığını etkileyen bir faktör olarak dşnlmekte ve hesaplamalı modelin kritik hızının analitik modellerden daha düşük çıkmasının sebebi olabileceği üzerinde durulmaktadır. Bu sebeple analitik, basitleştirilmiş ve hesaplamalı modeller parametrelerin aracın kritik hızına yapacağı etkinin gözlenmesi açısından kullanılabilir; ancak demiryolu aracının kritik hızının hesabında hesaplamalı modelin kullanılması gerekmektedir.



8. KAYNAKLAR

- [1] **Şen, O. T.**, (2015). Stability Analysis of a Constrained Railway Wheelset, *International Congress on Advanced Railway Engineering*, İstanbul, Türkiye: İstanbul Üniversitesi
- [2] **Mazilu, T.** (2009). An analysis of bogie hunting instability. *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*. 71.
- [3] **Antali, M., Stépán, G., Hogan, S.J.** (2015). Kinematic oscillations of railway wheelsets, *Multi-body Syst. Dyn.* 34(3), pp. 259–275.
- [4] **Klingel, W.**, (1883). Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf Gerader Bahn, *Organ Fortsch. Eisenb.-wes*, 38,113-123.
- [5] **Orlova, A., Boronenko, Y.**, (2006) *Handbook Railway Vehicle Dynamics*, The Anatomy of Railway Vehicle Running Gear.
- [6] **TCDD** Demiryolu Bakım Elemanları Temel Eğitim Programı Hizmet İçi Eğitim Ders Notları Yayın Tarihi: 05.02.2018
- [7] **Esveld, C.**, (2001). *Modern Railway Track*, Second Edition, TU Delf University, Netherlands.
- [8] **Metin, M.**, (2013). *Hafif raylı sistemlerin titreşimleri ve kontrolü* (Doktora Tezi). Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [9] **Shevtsov, I. Y.**, (2008). *Wheel/rail Interface Optimisation*, Technische Universiteit Delft.
- [10] **Hertz, H.**, (1882), Über die berührung fester elastische Körper und über die Harte, *Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleisses*, Leipzig, Nov. 1882.
- [11] **Garg, V. K., Dukkipati R. V.**, (1984). *Dynamics of Railway Vehicle Systems*, Academic Press.

- [12] **Wickens, A. H.**, (2005). *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics*, Swets & Zeitlinger Publishers.
- [13] **Standard UIC 518**, (2003) Testing and Approval of Railway Vehicles From The Point of View of Their Dynamic Behavior.
- [14] **Iwnicki, S.**, (2006) *Handbook Railway Vehicle Dynamics*, Taylor and Francis Group, London.
- [15] **Shabana, A. A., Zaazaa, K. E., Sugiyama H.**,(2008). *Railroad Vehicle Dynamics A Computational Approach*, Crc Press.
- [16] **Lee N-J, Kang C-G.**, (2015). The Effect of a Variable Disc Pad Friction Coefficient for the Mechanical Brake System of a Railway Vehicle. PLoS ONE 10(8): e0135459. doi:10.1371/journal.pone.0135459
- [17] **Kalker, J. J.**, (1990). *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*, Kluwer Academic Publishers.
- [18] **Url-1** <<https://www.mssoftware.com/industry/rail>>, erişim tarihi 03.04.2019.
- [19] **Url-2**<<http://www.gensys.se/>>, erişim tarihi 03.04.2019.
- [20] **Wallrapp O., Führer C.**, (1990). *MEDYNA — An Interactive Analysis and Design Program for Geometrically Linear and Flexible Multibody Systems*. In: Schiehlen W. (eds) *Multibody Systems Handbook*. Springer, Berlin, Heidelberg
- [21] **Url-3**
<<https://www.kalkersoftware.org/index.php?mid=raildyn&cid=nucars>>, erişim tarihi 04.04.2019
- [22] **Url-4**<<http://www.simpack.com/>>, erişim tarihi 04.04.2019.
- [23] **Url-5**<<http://www.vampire-dynamics.com/>>, erişim tarihi 04.04.2019.
- [24] **Url-6**<<https://www.grettia.ifsttar.fr/en/the-institute/cosys2/laboratories/grettia/voco/>>, erişim tarihi 29.06.2012.

9. ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Ridvan AKÇAY

Doğum Tarihi: 08.06.1989

Adres: Üsküdar, İstanbul

E-Posta: ridvanakcay@gmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği, 2014

Mesleki Deneyim ve Ödüller: 2015 Ocak'tan bu yana TCDD 1. Bölge Müdürlüğü Demiryolu Bakım Müdürlüğünde çalışmaktayım. Demiryolu bakım onarım ve iş makinelerinin alınması, bakım, onarım parça temini ile alakalı olarak ihale ve sözleşme süreçlerinin takibi şartname hazırlanması vb. işleri yapmaktayım.